

ガスタービンの低 NO_x 化に関する研究

* 石橋洋二 内山好弘 ((株) 日立製作所機械研究所)
 佐藤 勲 田村善助 (同 上)
 菱沼孝夫 (同 上 日立研究所)
 大島亮一郎 (同 上 日立工場)

1. まえがき

ガスタービンの低 NO_x 化技術の開発として低 NO_x 燃焼器の開発とともに NO_x 気相還元法及び高温接触還元法の研究開発を行ってきた。

本報では20 MW級ガスタービンを対象に開発試験を実施した三形式の試作低 NO_x 燃焼器の排ガス特性と、 NH_3 - H_2O_2 気相還元法及び高温接触還元法のガスタービンモデル試験装置による実用化試験結果について述べる。

2. 試験装置

図1に20 MW級ガスタービンの単一燃焼器試験装置を示す。燃焼器、尾筒は実機と同等寸法であり、尾筒出口の排気ダクトにはタービンノズルと等価なオリフィスが取り付けられてあり高圧燃焼試験が可能である。燃焼用空気は試験運転用ガスタービンの圧縮機最終段からの抽気空気を用いており、圧力比6, 空気流量 $7\text{ m}^3/\text{s}$ までの燃焼試験が出来る。

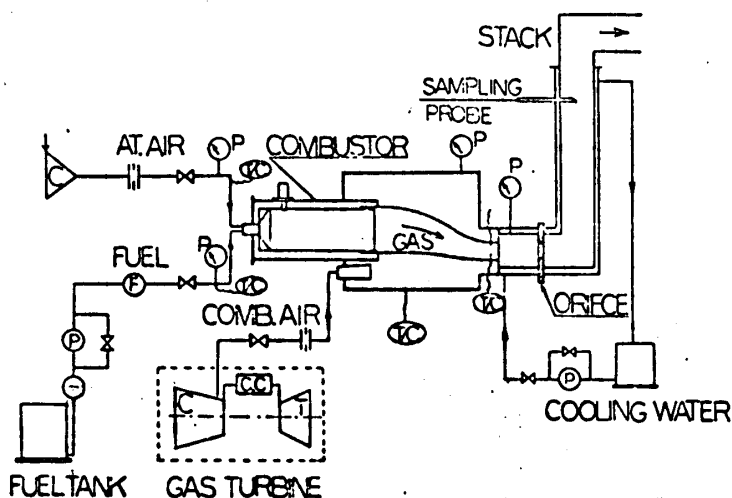


図1 燃焼器試験装置の概略

図2はガスタービンモデル脱硝試験装置の概略を示すものである。

試験ダクトの寸法は $1.5\text{ m} \times 1.5\text{ m}$ の正方形断面である。試験ダクトには上流側から NH_3 注入ノズル、 H_2O_2 噴霧ノズル及び三段の触媒層が設置されており、 H_2O_2 噴霧ノズルと触媒層の中間が気相還元の領域である。触媒層は粒状触媒を充填した6枚のエレメントを屏形に配置しており、一段の触媒層容積は約 1 m^3 である。また試験ダクトの所定位置には熱電対、静圧マノメータ及びサンプリングプローブ(パイレックスガラス製)が取り付けられている。試験ガスは燃焼器テストスタンドからの燃焼ガスを用いており、ガスタービンの排気ガスを模擬した最大 $3\text{万 N m}^3/\text{h}$ までの試験ガスが

供給が出来る。

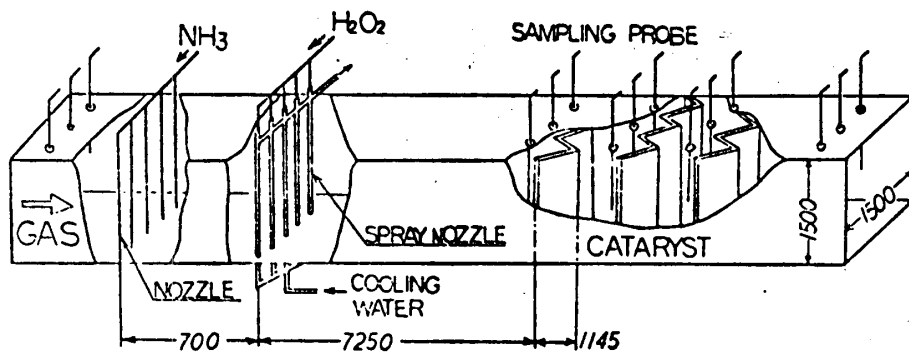


図2. ガスタービンモデル脱硝試験装置

3. 低 NO_x 燃焼器

今回燃焼試験を実施した供試燃焼器はモデル燃焼器による基礎検討及びその後行った火炎の安定化とCO, スモークの低減化の検討結果を基に実機スケールアップをしたものであり、表1にその主要仕様をまとめて示す。A形燃焼器は燃焼頭部からの空気供給量(A_1)を少なくし、二次空気供給量(A_2)を大きくし、かつその供給位置を従来の1.5倍まで後流側に移行させて二段燃焼による低 NO_x 化

表1. 供試燃焼器

記号	燃焼器形状	空気孔面積割合(%)			
		A_1	A_2	A_2	A_3
O		20 23		18 20	57 60
		18 20		18 24	55 60
B		16 27	26 56	0 28	16 28
		23 36	7 26	6 39	15 41
C		23 36	7 26	6 39	15 41
		23 36	7 26	6 39	15 41

($D=271\phi$, A_3 は希釈空気とラケー冷却空気)

を図るものである。B形燃焼器は混合特性の改善と火炎安定化を向上させる目的で燃焼器の径を絞った副室構造とし、副室燃焼器頭部の内周に旋回器を設えた構造となっている。C形燃焼器は燃焼器頭部からの空気供給量(A_1)を大きくした希薄燃焼による低 NO_x を指向したものであり、副室内のガス流速の過度な高速化を避け、二次空気(A_2)の貫通距離を保持するために副室を二段に絞った構造が特徴である。

ガスタービン燃焼器の燃焼特性は一次空気量によって強く支配されることから、今回試験を実施した24ケースの供試燃焼器の排気ガス特性を、燃焼器頭部からの空気供給量(A_1)で表わした一次空気過剰率(λ_p)で整理すると、図3の如く各燃焼器の特性を比較的統一的にまとめることが出来る。A形燃焼器の NO_x 濃度は従来燃焼器よりも40～50%低くなっているが、COと特にスモークの発生量が著しく増加している。B形燃焼器における二段燃焼の領域($\lambda_p < 1$)ではCO, スモークの増加はA

形燃焼器ほど大きくないが、その反面 NO_x の低減効果は減少している。即ち、混合の改善により燃焼性能が向上し、未燃成分である CO 、スモークは低減するが、逆にこの効果は NO_x を増加させる作用をする。また二段燃焼においては一次燃焼域と二次燃焼域の間に入 $=1$ となる領域が存在する訳であり、この領域での燃焼を最大限に抑えることが二段燃焼による低 NO_x 化の効果を決定する一要因となる。C形燃焼器は希薄燃焼器として設計したものであり、 $\lambda_p = 1.1 \sim 1.2$ で約55%の NO_x 低減となっており、今回試作した燃焼器の中では最も低 NO_x 化の効果が大きい。また希薄燃焼によるスモークの増加はほとんどないが、 CO が著しく増加する傾向にあり、希薄燃焼法においては CO の抑制法の検討が技術課題の一つとなる。

NO_x 生成の局所当量比分布を考慮に入れた計算によれば、二段燃焼では混合が遅い方が NO_x 低減効果が大きく、希薄燃焼では逆に混合が遅い方が大きいという結果が得られている³⁾。このことから類推すると、A形燃焼器とB形燃焼器

の NO_x 濃度の差は混合速度の相違による影響が大きいと考えられる。また図には示さなかったがA形燃焼器において、二次空気孔を燃焼器頭部へ移した希薄燃焼形の NO_x 濃度は80~100 ppmという値になっており、C形燃焼器よりも高い濃度を示した。この結果も先の計算結果に対応しており、これらの事から低 NO_x 化を左右する要因として平均的な燃空比とともに局所的な燃空比分布、即ち混合過程が重要なパラメ

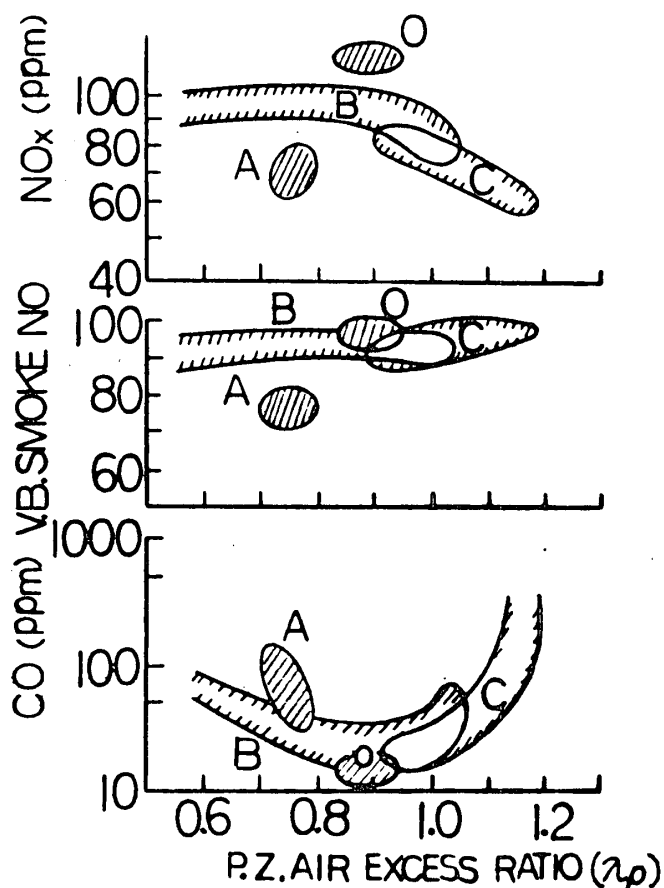


図3 供試燃焼器の排気ガス特性

$P_{comb} = 6 \text{ ata}$, $G_f/G_a = 0.018$

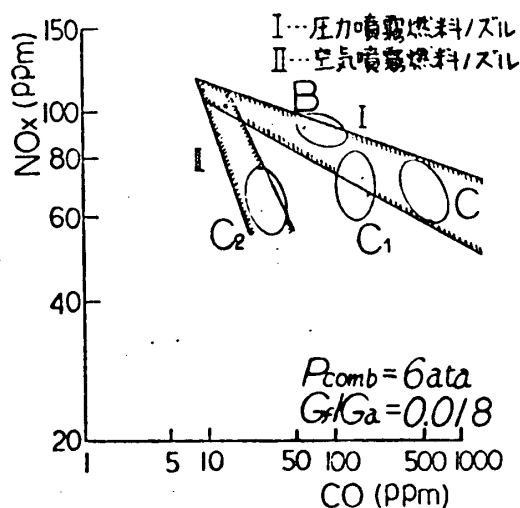


図4 NO_x 濃度と CO 濃度の関係

ータの一つであることがわかる。

またガスタービン燃焼器の低 NO_x 化を難しい問題としている事として、 NO_x と未燃成分の排出特性が異なる事である。図4は供試燃焼器の NO_x と CO 濃度の関係を示したものであり、 NO_x 濃度が低いほど CO 濃度が高いという傾向が明確に現われている。図4の領域Iが圧力噴霧式燃料ノズルを用いた試験で図3の試験と対応する。

我々は以上説明した三形式の排ガス特性を検討した結果、C形燃焼器を最終的に低 NO_x 燃焼器の開発器として選定し、その CO 低減化の検討を行った。まずオ1ステップとして旋回器による混合の改善を検討し、燃料ノズル周囲に設けた旋回器の開口面積を従来の約6%から9%と大きくすることにより、図中に楕円で囲って示したC領域からC1領域まで約1/2の CO 低減化をした。更に燃料噴射弁を圧力噴霧式から我々が開発した空噴霧式燃料ノズルに水噴射機能を加え三流体燃料ノズル⁴⁾を用い燃料の微粒化特性を改善した結果、従来形燃焼の排出レベルに近いC2領域まで低減することに成功した。これらの CO 濃度低減化による NO_x 濃度への影響は図に示す如くほとんどない。

今回開発を行った希薄燃焼方式によるC形燃焼器と空気噴霧式燃料ノズルの併用により NO_x を約50%低減することが可能となった。図5にC形燃焼器の燃空比による排ガス特性を従来形燃焼器と対比して示した。 NO_x 濃度は無負荷相当の燃空比0.005では15~20 ppm以下の低濃度であるが、燃空比の増大とともに増加し定格負荷相当の燃空比0.018では従来形燃焼器は115 ppmとな

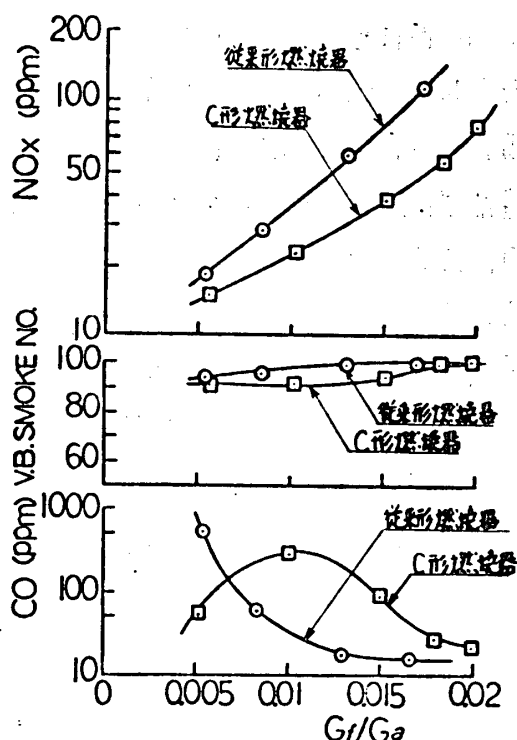


図5 C形燃焼器の排ガス特性

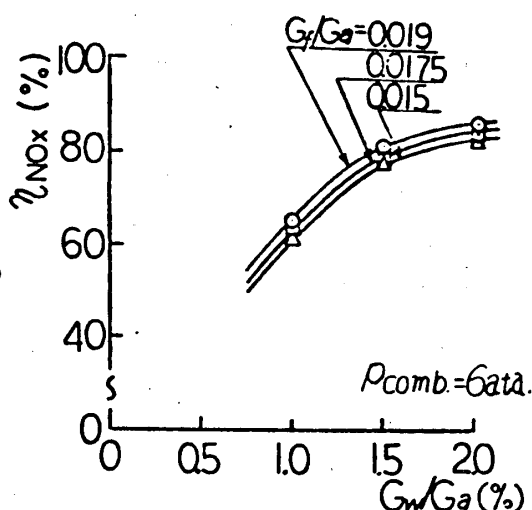


図6 水噴射による NO_x 低減効果

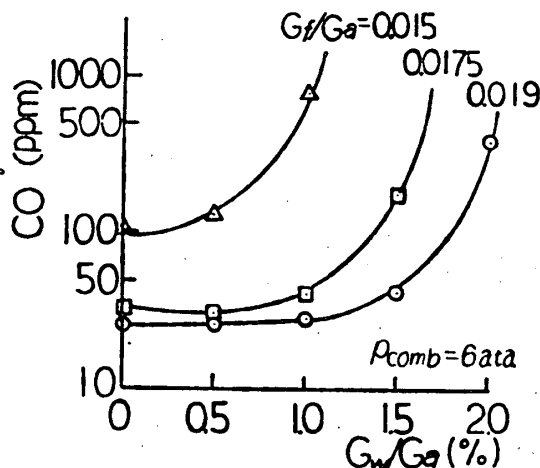


図7 水噴射による CO 濃度の変化

る。これに対し低 NO_x 燃焼器は55ppmであり従来形燃焼器に比べて52%の低減である。スモークの燃空比による変化は小さく、従来形及び低 NO_x 形燃焼器ともフオンブランドスモーク指数は90以上有り、煙色は可視限界外である。CO濃度は従来形燃焼器が燃空比の増大とともに単調に減少しているのに対し、低 NO_x 燃焼器は中間燃空比の領域で極大となる特異な変化を示している。副室燃焼器ではほとんど全ての燃焼器がこのような傾向を呈する。

図6は本低 NO_x 燃焼器の水噴射による NO_x 低減率を示すもので、水噴射は三流体ノズル⁴⁾で行ったものである。水噴射量の増加とともに NO_x 低減率は高くなり、水噴射1.5%で約80%の低減率になるが、それ以上では低減率は次第に飽和する傾向を示す。また燃空比が高い方が NO_x 低減率は高い。図7は水噴射によるCO濃度の変化を測定した結果であり、それぞれの燃空比に対してある水噴射量からCO濃度の急激な増加が見られる。このCOの急激な増加を生じる水噴射量が限界量であり、8ataの実機運転試験では燃空比0.018で約2%である。

4. ガスタービン排ガス脱硝法の検討

以上述べた如く低 NO_x 燃焼器の開発により約50%の NO_x 低減化が達成され、またこれに水噴射法を組み込むことにより従来形燃焼器の NO_x を約90%低減化することが可能となった。しかしながら今後低 NO_x 化の要求は一層厳しくなることが予測されることと、ガスタービンの燃料は多様化する方向にあり、燃料中のN分の多い燃料の使用が増える。このような情勢を考え合せると将来燃焼器単独ではガスタービンの低 NO_x 化の要求に応えることは非常に困難であり、このためガスタービン脱硝法の開発が必要となってくる。当社においては過去数年間にわたってガスタービン脱硝技術の開発研究を行って来た。その主要開発項目は高温のガスタービン排気ガス温度において高い脱硝性能と寿命を有する高温触媒の開発と触媒を使用しない気相還元法の開発及びその実用化技術の開発である。基礎開発研究により高温触媒に関してはオ4属の遷移金属酸化物系触媒、気相還元に関しては NH_3 - H_2O_2 注入法の基礎開発を

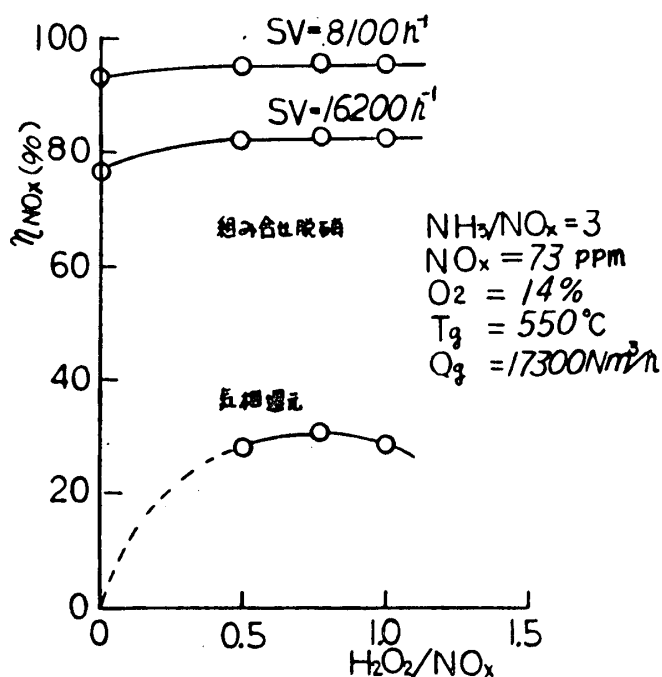


図8 脱硝性能の H_2O_2 注入量による変化

完了した¹⁾。この度、実用化検討を目的とするモデルガスタービンダクトの製作によるオ1回の性能試験を実施したので、その結果を紹介する。図8は気相還元法の単独性能と高温接触還元との組み合わせ性能を示したものである。気相還元の方法は H_2O_2 注入量とともに高くなり、 $H_2O_2/NO_x \approx 0.8$ で最大脱硝率を示し、更に H_2O_2 を増すと脱硝率は低下する。気相還元と接触還元の組み合わせ脱硝性能は、接触還元脱硝の単独性能に比べ $SV = 16200 h^{-1}$ の場合は $\eta_{NO_x} = 75\%$ から 83% と 8% 高くなり、

$SV = 8100 h^{-1}$ では 92% から 95% へ 3% 高くなる。この結果は接触還元脱硝単独の場合の触媒量の約 25% 低減に相当する。図9は NH_3 注入量の気相還元単独及び組み合わせ脱硝の性能を示すものである。 NH_3 注入量が小さい範囲ではその注入量の影響は著しく大きい、 NH_3/NO_x が2以上では次々に影響は少なくなる。 NH_3 注入量を増すことにより脱硝率は向上するが、未反応 NH_3 の流出を $10 \sim 20 ppm$ 以下に抑えるためには $SV = 16200 h^{-1}$ では $NH_3/NO \approx 1.4$ 、 $SV = 8100 h^{-1}$ で 1.7 程度である。

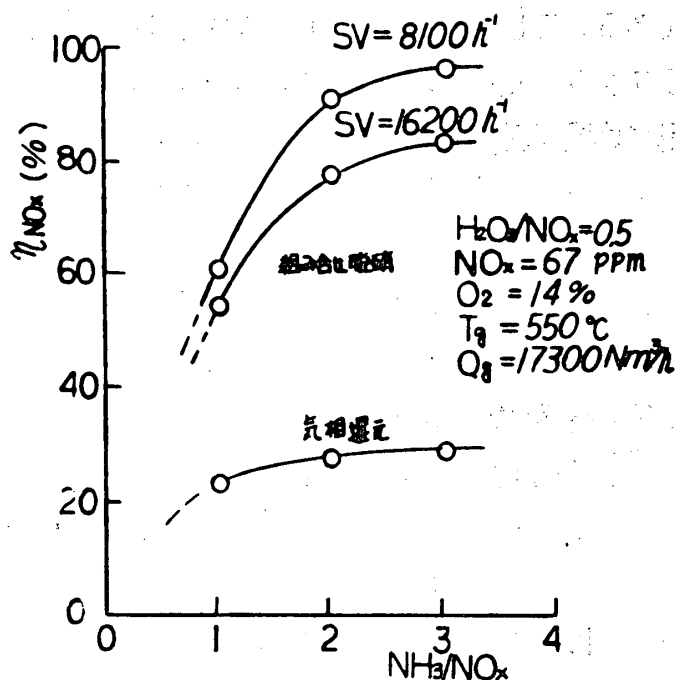


図9 脱硝性能の NH_3 注入量による変化

5. まとめ

当社におけるガスタービンの低 NO_x 化に関する一連の研究開発の概要について述べたが、現在燃焼器に関してはこれまでの成果を基に大形ガスタービン用の低 NO_x 燃焼器の開発を進めており、脱硝法に関しては更にデータの蓄積を図り実用化を進めて行く予定である。

6. 参考文献

1) Y. Hishinuma et al

2) 石橋 ほか4名

3) Mikus T. and Heywood J. B.

4) 政井、塚原、佐藤

A S M E Paper NO. 79-GT-69

オ12回燃焼シンポジウム講演前刷集 (昭49)

M.T.T. Fluid Mechanics Lab. Publication NO. 7/-11

オ3回液体の微粒化に関する講演論文 (昭49)

A-2

航空用ガスタービン燃焼器内部と単純なバーナ火炎中の窒素酸化物の比較

*堀内正司，下平一雄，山田秀志
齊藤隆，林茂，田丸卓
(航空宇宙技術研究所)

1. まえがき

航空用ガスタービン，一般ガスタービンからの有害排気量の，燃焼器入口条件による変化の研究^{1), 2)}，実機エンジンでの新しい燃焼器形式による研究³⁾が行われている。当研究所においても有害排気低減研究の一環として，燃焼器内部ガス組成の測定・検討を行って来た。本報告では，燃焼器内の局部または或る領域に於ける窒素酸化物の量的評価を行い，また，発生が少ない領域の条件を探る手始めとして，燃焼中に生成する窒素酸化物の量的評価とするパラメータを定め，これを用いて流れの単純なバーナ火炎ガス組成と燃焼器内ガス組成を比較検討した。

2. 記号

T: 燃焼器入口の空気または混合気温度

U: 燃焼器最大断面平均風速 (入口状態基準)

n: 燃焼器入口空気燃料比

φ: 燃焼器入口当量比 (入口混合比/理論混合比)

F: 燃料

CI: 燃焼不完全率，ガス組成中のCOおよびTHC (全炭化水素) の残留エンタルピーを全炭素分から算出した全燃料エンタルピーで割った値 (%)

EI NO_x: ガス組成中のNO_x分をNO₂重量(g)に換算し，全燃料重量(kg)で割った値

EI' NO_x: 上のNO_x重量(g)を既燃燃料重量(kg)で割った値

3. 燃焼器内部のNO_xについて

これまで，バーナ，炉，ガスタービン燃焼器出口等におけるNO_x量の表示は，PPM (vol) EI NO_x が用いられて来た。また，バーナ火炎の途中や燃焼器内部のNO_x量の表示にも同様に使用されて来た。しかし，液体燃料噴霧形式の燃焼器で未燃燃料噴霧が風風の既燃ガスと共に採取される場合を想定すると，図1の例⁴⁾に示す様に，EI NO_xの値は未燃燃料の量により大きく変動する (θ=270°，60°，

90°)。予混合のガス状未燃燃料の場合についても同様な事が起る。

4. 未燃燃料を含むサンプルのNO_x量の表示

炭化水素燃料と空気を燃焼させる時に生成するNO_xを

- (1) 急速な燃焼反応に伴い生成するNO_x。
- (2) サーマルNO_xと云われているNO_xの生成。

に分けて考える。(1)の燃焼反応は、炭化水素が燃焼して、H₂O、CO₂、CO、H₂等になる

時、COがCO₂になる時、H₂がH₂Oになる時が考えられる。ここでは既報のデータの比較、組成分析において水素成分を分析しなかつた事、COの燃焼時に生成するNO_xと炭化水素の燃焼時に生成するNO_xの量比が把握されていない事から、炭化水素の燃焼のみに着目した。この燃焼量は、分析組成中のCO₂、COから炭素分を算出し、COH₂重量(=既燃炭化水素重量)とした。このCOH₂/Kg当りのNO_x重量の数をEINO_xと定義した。これは今まで用いられて来たEINO_xより、未燃炭化水素を多く含むサンプルには、NO_x生成を考る上で有効な表示である。以下に種々のデータで比較を行う。

5. バーナによる実験

循環流が無く、希薄燃焼を行えるバーナとして図2に示すような、リップ部に水素トーチを設け、火炎部壁面を水冷却したバーナで実験を行った。入口条件は、混合気U=3m/s、T=348K、388K、478Kである。ジェット燃料(Jet A-1)の蒸気量を変化させて、当量比中を変化させた。また中は出口分析組成から求めた。この条件ではφ=0.3~0.4でブローオフ、φ=0.8~0.9でフラッシュバックした。火炎部分の壁面を冷却していることもあって当量比0.5以下では効率が悪化しサンプルガス中のTHと(全炭化水素=未燃燃料)も増加し、EINO_x

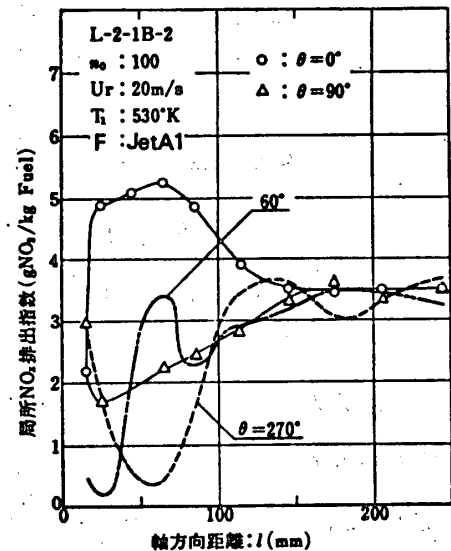


図1 燃焼器内部のNO_x

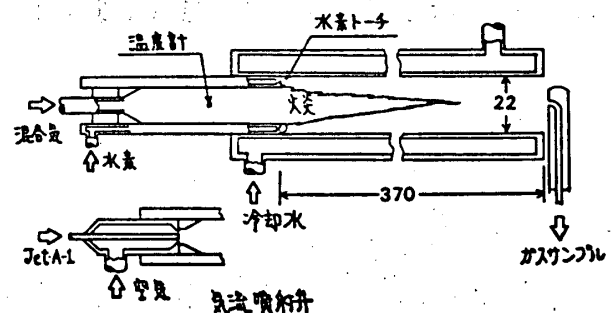


図2 水素トーチバーナ

の値は、E工の値より高くなっている。中の4以下でE工が下がっていないのは、水素と一酸化炭素と混合して、その部分の当量比が大きくなって燃焼している比率の増加、すなわち炎丈部で生成するNO_x量の影響が出て来ることと考えられた。(図3)

図2下部に示す気流噴射弁を同図バーナ入口に取り付けて噴霧炎による実験を行った。燃焼用空気を全て噴霧用空気として用い、また、この空気温度を上げて噴霧液体燃料の一部を蒸発させることにより一部分を混合にさせて燃焼した時のNO_x生成量を測定した。(図4)

入口温度を上げた場合は、いずれも予混合炎の曲線に近づいて来るが、中が小さくなくても、予混合炎の様に減少しない。これは、炎丈中に液滴が残っていること、混合が悪く、炎の所で当量比の濃淡があるものと思われる。

6. 保炎器による実験

循環流を持った保炎器として、図5に示すような17mm×25mmの小鉄片を、周囲に3mmの隙間を開けて並べたもので実験した。燃料としてプロパンを用い空気と予混合した。入口条件は、T=281K、U=5.1m/s、当量比0.67である。この燃焼器も外壁を水冷しており、当量比をもう少し下げると出口でも効率が悪化する。この条件においても壁面近くのカスと混合して、出口中心部で1373K(1100℃)

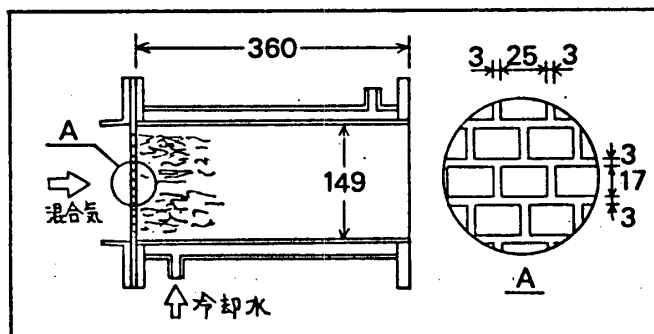


図5 保炎器

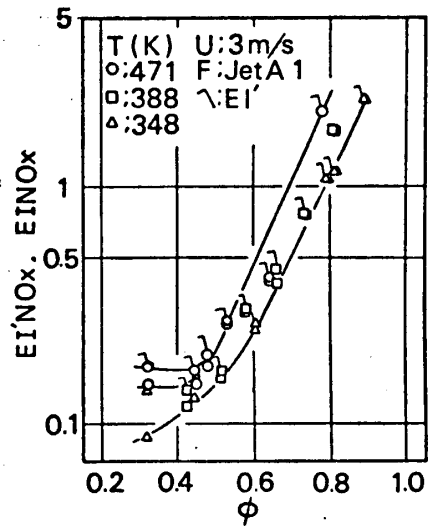


図3 水素炎と予混合燃焼

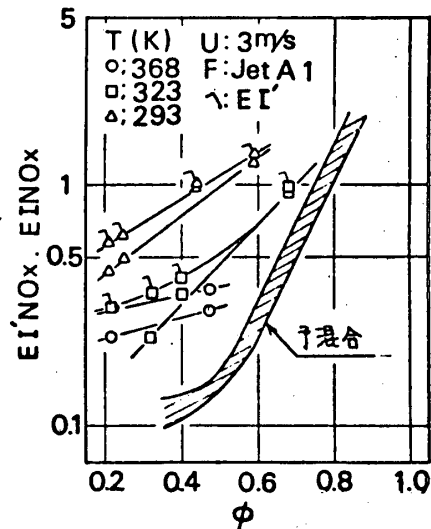


図4 水素炎と噴霧蒸発燃焼

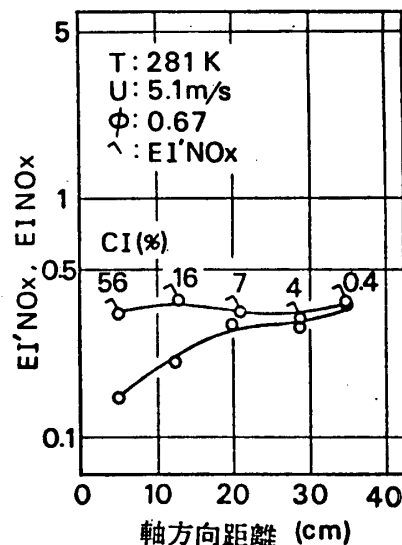


図6 保炎器予混合燃焼

示さなかつた。このため、燃焼器内滞留時間が長い(30mm/sec程度)にもかかわらず、 $EI'NO_x$ が増加しなかつたものと推定される。図6に結果とCIと共に示す。この場合のように、燃焼途中で NO_x の生成が多いのか、少ないのかの判定をする場合に、 $EI'NO_x$ の表示では燃焼進行に伴って増加していない事から、その機能が期待出来る。

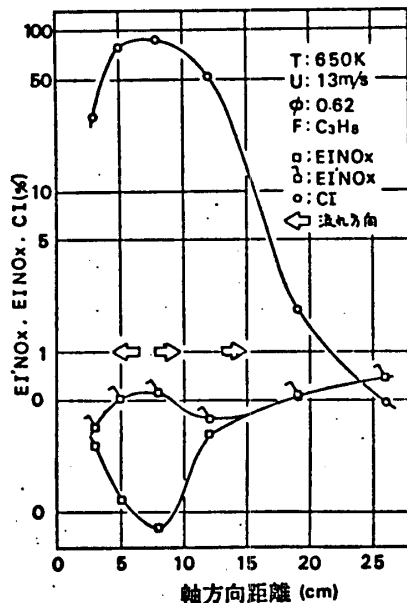


図8 予混合型燃焼器(中心軸)

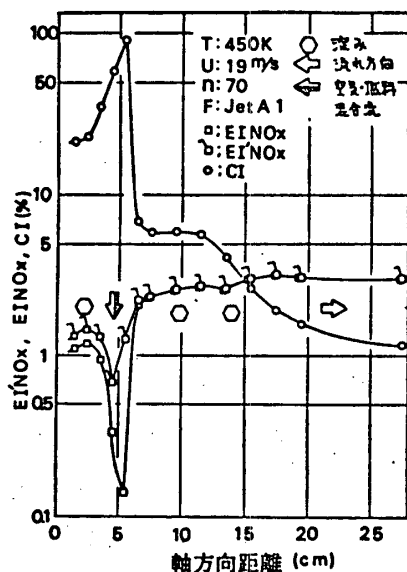


図9 気流噴霧アエラ燃焼器(中心部)

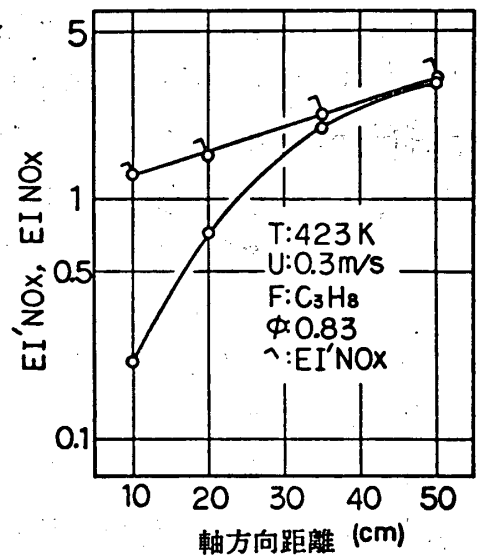


図7 同軸噴流拡散燃焼

7. 拡散炎による NO_x 生成

燃焼ガス中の NO と CO 生成の研究のためプロパンガスを燃料とする同軸噴流拡散炎を用いた高城らの報告⁵⁾のデータから、バーナ中心軸上の組成を、拡散炎の例として計算した。その $EI'NO_x$ 、 $EI'NO_x$ と、図7に示す。図6に似た曲線と示すのは、 EI の分母に起因するものであろう。 $EI'NO_x$ が噴流に近い所で6図よりも多いのは、拡散炎の場合に、燃焼反応が当量比1より少し大きい燃焼速度の速い当量比で起ると言われているためであろう。また炭化水素の複雑な反応⁵⁾によってではあるが、既に燃焼燃料を用いた $EI'NO_x$ 表示が、反応量に関係づけける面でも妥当なものと思われる。

8. 実験燃焼器模型内の NO_x 生成

これまで当研究所で実験・報告されてきた燃焼器内部分析データを整理した。

缶型燃焼器の途中にプロパン空気予混合ガスを導入し、中心軸で衝突させた模型の実験⁶⁾例を図8に示す。未燃ガスが軸上で衝突する場所では CI が大きくなり、この中の既燃分は、循環流

から乱れにより拡散して来る EI' の大きいガスが混入しているものと思われる。引き続き燃焼においては EI' の値は小さくなり、 CI 10% 程度から次第に上、て行く。

上の燃焼器と同じように燃焼器の途中に空気と液体ジェット燃料の混合流が導入される気流噴霧形アニュウー燃焼器²⁾ の場合を図9に示す。全般的に流みの多い場所で測定されているため平均して $EI'NO_x$ は高いが、燃料空気混合流が横切っている所は低い。これは噴霧蒸発火炎(図4)に示す様上、部分的に蒸発して燃焼していると考えられる。

燃料が希薄な状態で燃焼している場所へ燃料噴霧シースが到達した持ち帰り場合、圧力噴霧形燃料ノズルを持つ圧力燃焼器の例⁴⁾ で示された。図10の $EI'NO_x$ の最も高い所に相当し NO_x 生成の多い拡散火炎となっていると考えられる。

これら燃料供給部については、流れに沿って NO_x 生成の増加を調べて、生成量の評価をする必要もあろうが、局部的組成により算出した CI , ϕ , $EI'NO_x$ を用いる事により、滞留していない所(サーマル NO_x が多くなると考えられる場所)の NO_x 生成量の評価が出来るよう。

9 まとめ

本報告は、 NO_x 低減研究に関連し、噴霧を伴う希薄燃焼および NO_x 生成の少ないフレイムホルダーの実験において、平均的燃焼進行度合の小さい、未燃分を多く含むサンプルガスが得られ、この時点の NO_x 生成量の多少を判定する必要から種々の燃焼器の比較を行ったものである。これから

- 1) 燃焼器内の局部的場所で、平均的燃焼進行度の小さい所では既燃燃料を基とした $EI'NO_x$ 、当量比および燃焼不完全率から、燃焼進行中に生成される NO_x 量の多小を評価することが出来た。
 - 2) 1) の場所で予混合形と拡散形と比較した時、前者は当量比により $EI'NO_x$ が決まり、後者は全般的にその値が1.4以上であった。
- ことが判った。

ガス組成中水素を除いた中、水素、一酸化炭素の燃焼時および燃料の分解等の反応時に生成する NO_x の影響を無視したための誤差、安定組成から大抵的な量的関係を

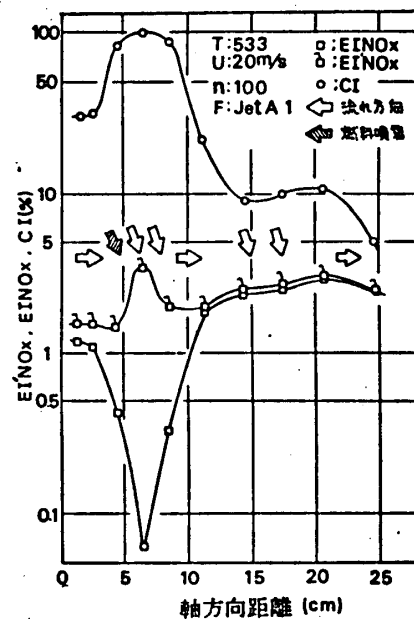


図10 圧力噴霧型燃焼器

得るにしても、比較データの少ない事等により、一般的結論に成り難い所もあると思う。実験は、国立機関公害防止等試験研究費(環境庁計上)の予算で行った。ここに関係者に感謝します。この報告が、実用燃焼器の内部状態の把握に少しでも役立てば幸である。

10. 参考文献

- (1) F. W. Lippert : Correlation of Gas Turbine Emissions Data, ASME paper 72-GT-60
- (2) 加藤幸三, 他三名 : キャン型ガスタービン燃焼器の NO_x 排出特性について
第16回 日本燃焼シンポジウム前刷集(昭和53年12月), 1610
- (3) R. A. Rudy & G. M. Reck : Advanced Combustion Techniques for Controlling NO_x Emissions of High Altitude Cruise Aircraft, NASA TMX-73473 (1976. Oct)
- (4) 青藤 隆, 他三名 : 航空用ガスタービン燃焼器における排気制御の研究(Ⅱ)
航技研資料 TM-350 (1978-5)
- (5) 高城敏美, 他三名 : 燃焼ガス中の NO および CO の生成とその低減法に関する基礎的研究(第4報), 日本燃焼学会論文集 Vol. 43, No. 368 (昭52-4), 1426
- (6) 青藤 隆, 山田秀志 : 予混合予混合燃焼器の研究(Ⅰ), 航技研資料 TM-370 (1978-10)
- (7) 田久 卓, 他三名 : 新形式A5形燃焼器内部ガス組成と排出特性, 日本燃焼学会 第890回講演論文集 No. 770-16 (1977-11)

*熊倉 厚尚
羽島 和夫

(船舶技術研究所)
(船舶技術研究所)

1 まえがき

燃焼に伴って発生する NO_x を低減する有効な方法は、1つは火炎温度を下げることである。ガスタービンにおいて在来型の燃焼器の構造を変更せずにこれを実現する方法として、燃焼領域に熱容量の大きい水を添加する方法はいくつか研究され、効果が大きいことはすでに知られている¹⁾。これまでの水添加法は主として水を燃料とは別に噴射するものである。他方、水を燃料に混ぜて乳化したエマルジョン燃料を使うことも試みられている。これについてはボイラなどで NO_x 低減のほかにはいじり対策にも有効であることが認められている²⁾。

オ1報でエマルジョン燃料による NO_x 低減について一部を発表した³⁾。本報はエマルジョン燃料の燃焼特性および排気特性に及ぼす影響について、燃焼器入口条件を変えて調べ、いくつか検討したので報告する。

2 実験装置および実験方法

装置の概要を図-1に示す。供試燃焼器は缶形直流式のモデルで、燃焼領域と希釈領域内の空気量の配分を変えられるように空気泵を燃焼用と希釈用とに分け、前者の空気は加熱器を通して燃焼器の頭部から流入し、後者の空気は側面から流入するようにしている。そして定格空燃比 60 のときの燃焼特性から空気量配分を 1:1 とした。なお、構造を簡単化するため内筒冷却用空気孔は設けていない。また排気管の途中に排ガス圧力調整弁を設けて燃焼器内空気圧が変えられるようにしている。

噴射弁は Y ジェット形二流体式で、灯油-水エマルジョン燃料を使用した。これの製法は灯油に乳化剤を 1% vol. 加えて水と混合する。図-2は使用した混合器で、これにより水を 3 ミクロン以下の粒子にすることができた。

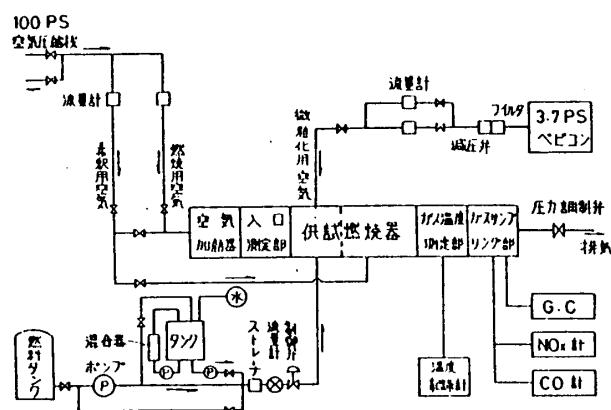


図-1 実験装置



図-2 静止形混合器

実験にあたり条件をつぎのようにした。

水添加率 $R_w = \text{水}/\text{エマルジョン (重量比)}$ $R_w = 0 \sim 0.4$

空燃比 $\mu = 50 \sim 100$ (空気流量一定にシ燃料流量を変えた)

空気温度 $t_1 = \text{室温} \sim 250^\circ\text{C}$, 空気圧力 $P_1 = 1.05 \sim 3 \text{ ata}$

なお, 室温・常圧時における空気流速 u は 6.6 m/s であるが, 加圧時には装置容量制約から 3.3 m/s とした。

燃焼効率 η はガス分析から求めることにし, 未燃分 CO , HC (CH_4 換算) から不完全燃焼割合 η_{in} を算出した。従って燃焼効率は $100 - \eta_{in}$ となる。なお, 本論では η_{in} を用いている。

$$\eta_{in} = \frac{10^{-3}}{H_u} (\dot{m}_{\text{CO}} \cdot EI_{\text{CO}} + \dot{m}_{\text{HC}} \cdot EI_{\text{HC}}) \cdot 10^2 \quad \%$$

ここで H_u : 燃料の低位発熱量 Kcal/Kg
 $\dot{m}$: CO あるいは CH_4 の発熱量 Kcal/Kg
 EI : CO あるいは HC の排出指数 g/Kg fuel

また NO_x の低減率を次式で表わした。

$$\theta = \frac{EI_{\text{NO}_x}^\circ - EI_{\text{NO}_x}}{EI_{\text{NO}_x}^\circ} \cdot 10^2 \quad \%$$

ここで $EI_{\text{NO}_x}^\circ$: $R_w = 0$ のときの NO_x の排出指数 $\text{g NO}_2/\text{Kg fuel}$
 EI_{NO_x} : 水添加時の NO_x の排出指数 $\text{g NO}_2/\text{Kg fuel}$

3 実験結果および検討

3-1 排ガス特性に及ぼす R_w の影響

空燃比, 空気温度, 空気圧力を変えたときの CO の排出指数を図-3 ~ 5 に示す。

図-3 は室温, 常圧下で空燃比と R_w を変えたものである。 R_w が小さいところで CO の排出量は水添加のない場合より低下し, $R_w = 0.05 \sim 0.1$ で最小となっている。空燃比を変えてもこの傾向はほぼ同様である。次に空燃比を 60 とし空気温度を変えたのが図-4 で, 低温では温度および R_w の影響が大きい。そして CO の排出量が最小となる R_w の範囲は温度が高くなると広くなり, 250°C で R_w は 0.4 までとなっている。

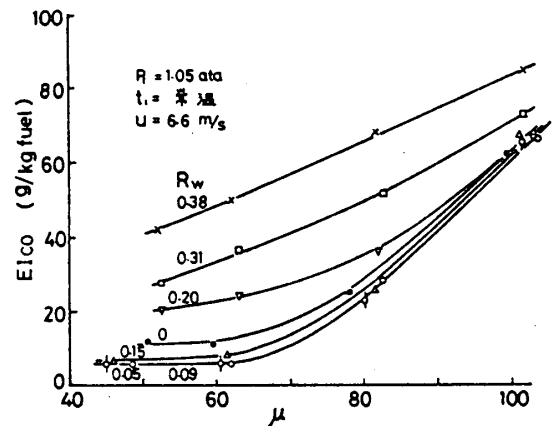


図-3 空燃比による CO の変化

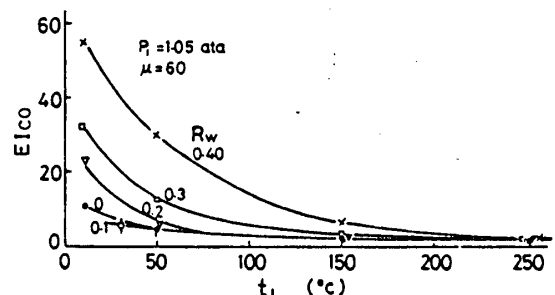


図-4 空気温度による CO の変化

図-5 は空気圧力を変えたもので圧力の増加とともに CO の排出量は低下し、この傾向は水添加時でも同様である。

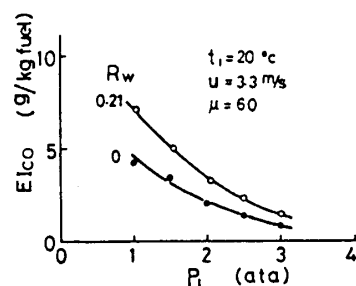


図-5 空気圧力による CO の変化

一方、HC の排出指数を図-6, 7 に示す。これは CO の場合と同じ傾向となっている。しかし、図-6 では $R_w = 0.2$ 以下で水添加なしの場合より低減し、図-7 では $R_w = 0 \sim 0.2$ で空気温度に関係なく HC の排出量は最小となっている。以上のことから CO より HC の方が R_w による低減効果は大きいとみられる。

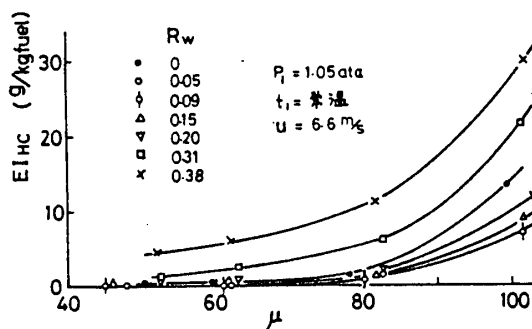


図-6 空燃比による HC の変化

このように R_w により未燃分が減少することは、例えば Ingebo らによる水の直接噴射法¹⁾ではみられない現象である。

また CO と HC の関係をみると図-8 に示すように R_w 、空燃比、空気条件による依存性はあまりなく、CO と HC とはある相関を拼っている。

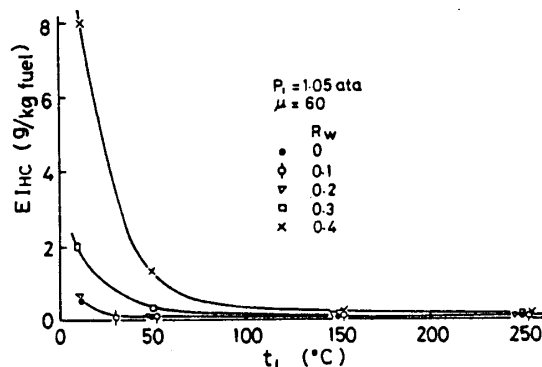


図-7 空気温度による CO の変化

次に NO_x に及ぼす影響を図-9 ~ 11 に示す。空燃比、空気温度、空気圧力のいずれにおいても R_w を大きくすれば NO_x の排出量は低下していく。しかし R_w をあまり大きくすると前述のように未燃分の増加を招く。

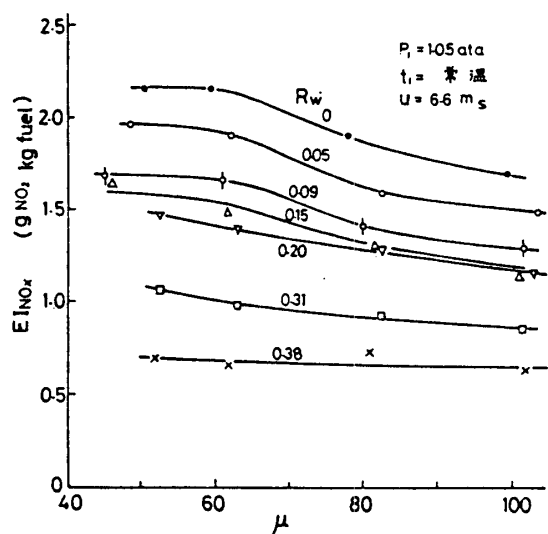


図-9 空燃比による NO_x の変化

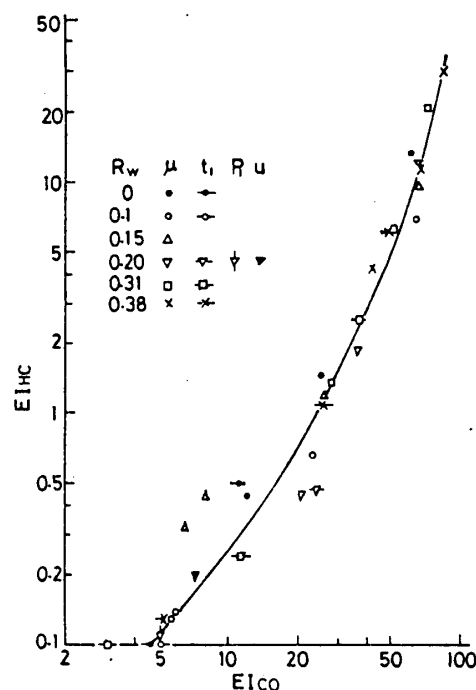


図-8 CO と HC の関係

なお、図-4, 7, 10 では空気流量一定の下で空気温度を変えたので、空気流速は温度とともに変る。従っ

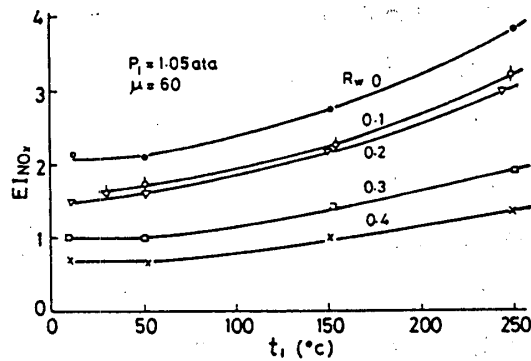


図-10 空気温度によるNOxの変化

て同図は流速の影響も加わっている。

3-2 η_{in} と R_w の関係

図-12は常温、常圧の下で空燃比をパラメータにしたときの η_{in} と R_w の関係を示す。 R_w を増していくと、はじめ η_{in} は低下し $R_w \approx 0.1$ で最小となり、その後は増加していく。この傾向はいずれの空燃比でも同様である。この図から R_w を適切にえらべば燃焼改善が可能であり、その効果は燃焼効率の低い場合が大きいといえよう。

この原因として次のことが考えられる。エマルジョン燃料は燃焼中にミクロ爆発という特殊な現象をおこすことが知られている⁴⁾。すなわち噴射された油滴の中に数ミクロンの木の粒子が分散しており、この油滴が高温の雰囲気中にさらされると周囲から蒸発して燃焼していく。同時に油滴の温度は上昇し内部の水が爆発的に気化し、このとき油滴は微細化される。そして微細化された油滴は空気との接触が活発となり燃焼が促進する。

しかし、これによる効果が明瞭に現われるところは図-12では R_w の小さい範囲で、 R_w が大きくなると燃焼が悪化する。水添加法は主として水の大きな蒸発潜熱を利用して火炎温度を下げようとするものであり、このときの出口ガス温度は図-13(熱バランスから算出した)に示すように R_w の増加とともに低下する。それ故 R_w が大きくなると燃焼の完結が遅れて燃焼効率が低下する。

空燃比を 60 として空気温度 t_1 を変えたのが図-14である。低温側では R_w による影響が大きい。そして常温付近で η_{in} の最小となる R_w は約 0.1 であるが、温度

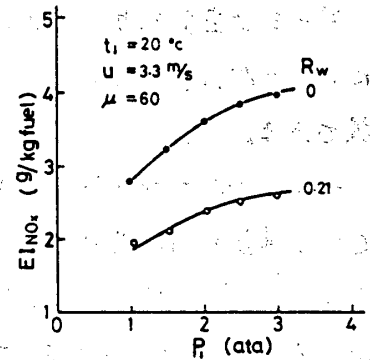


図-11 空気圧力によるNOxの変化

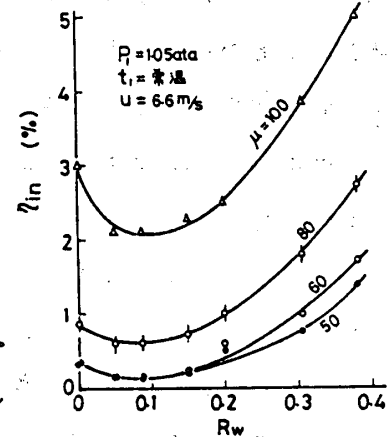


図-12 η_{in} と R_w の関係
(空燃比をパラメータ)

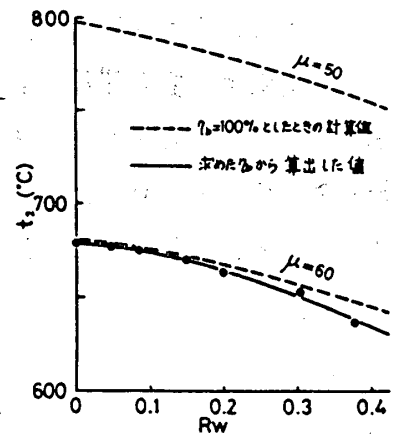


図-13 R_w による出口温度の変化

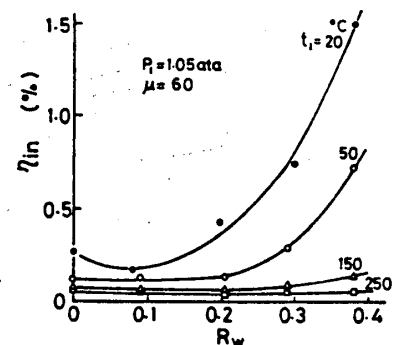


図-14 η_{in} と R_w の関係
(空気温度をパラメータ)

ではこれによる θ の変化はない。図-20は空気温度を変えたもので温度の影響が現われているようである。そして両図から NO_x の低減率は $R_w = 0.1$ で約20%, $R_w = 0.3$ で約50%となっている。

4 まとめ

エマルジョン燃料による水添加法は水噴射法とは異なり、燃焼時のミクロ爆発という特殊な現象に起因するとみられる燃焼および排気特性を示すことがわかった。

それ故、エマルジョン燃料を用いて水添加率を適切にえらべば未燃分の増加を防ぐことができる。また燃焼効率をどこまでも NO_x の低減が可能である。そして NO_x の低減率は、実験した範囲ではあるが空気条件による依存性は小さく、ほぼ水添加率によってきまる。

なお、エマルジョン燃料の供給に際し、空気温度が高く、燃料流量が少ない場合に加熱空気に接している供給管内で生じたベーパーロックによるとみられる面付け燃焼がおこり、失火に至ることがあった。従って、燃料供給系については注意する必要がある。

今後、石油エネルギー事情の悪化に伴い船用機関の燃料として、更に粗悪な燃料の使用が余儀なくされると考えられる。このような燃料の燃焼改善法として、エマルジョン燃料を使用することもある方法であろう。

参考文献

- 1) R.D. Ingebo et al, NASA TN D-7293, 1973
W.S.Y. Hung, ASME paper 74-WA/GT-6
H. Shaw, Trans. of ASME, J. of Engineering for power, vol. 96, A, No. 3, 1974
H. Shaw, ASME paper 75-GT-70
- 2) 例えば H.L. Goldstein, Trans. of ASME, J. of Engineering for power, vol. 96, A, No. 3, 1974
石川, 石油と石油化学, vol. 21, No. 7, 1977
- 3) 熊倉ら, 日本ガスタービン学会講演論文集(第6回, 昭53)
- 4) V.M. Ivanov, NASA-TT, F-258, 1965
L.J. Spadaccini, Symp. on evaporation-Combustion of fuel droplets, vol. 21, No. 4, 1976
岩間, 熱管理と公害, vol. 24, No. 12, 1977

* 檀 上 旭 雄, 沢 田 照 夫 (阪府大工)

1. まえがき

「ガスタービンより排出される汚染物質とその制御に関する研究」(第3報)では、小型ガスタービンの加減速時における、ガス発生機出口排ガスとタービン各部の温度および空力特性との関係について報告した。^{1),2)} 本報告ではこの時のガスタービンを用いて、燃焼器内の生成ガスの測定を行なった結果について述べる。ガスタービンから排出される汚染物質低減のため、燃焼器内部のガス濃度分布を知ることは重要であり、すでに多くの報告がなされている。^{3)~8)} しかし、それらは模型燃焼器についてのものであり、実機について測定された例はみられない。実機の場合、いろんな要素が複雑に干渉しあうため、どのような因子がどの程度、汚染物質濃度に影響を与えるかと言うことは、必ずしも明確にできないが、運転状態を変えて汚染物質濃度の違いを定性的に解明できる利点がある。本研究においては、ガスタービンにおいて低減が最も困難とされている NO_x の濃度分布と、その生成に大きな影響を及ぼすとみられる燃焼器内ガス温度、 O_2 濃度およびその他の生成ガス等を、アイドルから定格点近くの3つの運転モードで測定し、その結果について検討した。

2. 実験装置および方法

供試ガスタービンは前報で、用いたものと同じである。本機の燃焼器は、噴霧式逆流かん形でタービン車室端部に、たて形に取付けられている。燃焼器内筒は図1に示すように内径が140mm、長さ384mmの特殊耐熱鋼板製で、出口端部より約100mmの部分は、タービン入口の流れを一様にするために絞られている。空気孔は、スワラーの作用をすると思われるものが、内筒コーンヘッドに $\phi 8 \times 18$ (開孔比 ≈ 0.08) の空気孔を有し、中央部に $\phi 8 \times 16$ 、 $\phi 9 \times 16$ の2列の二次空気孔、出口部に希釈空気孔 $\phi 19 \times 6$ 1列をそ

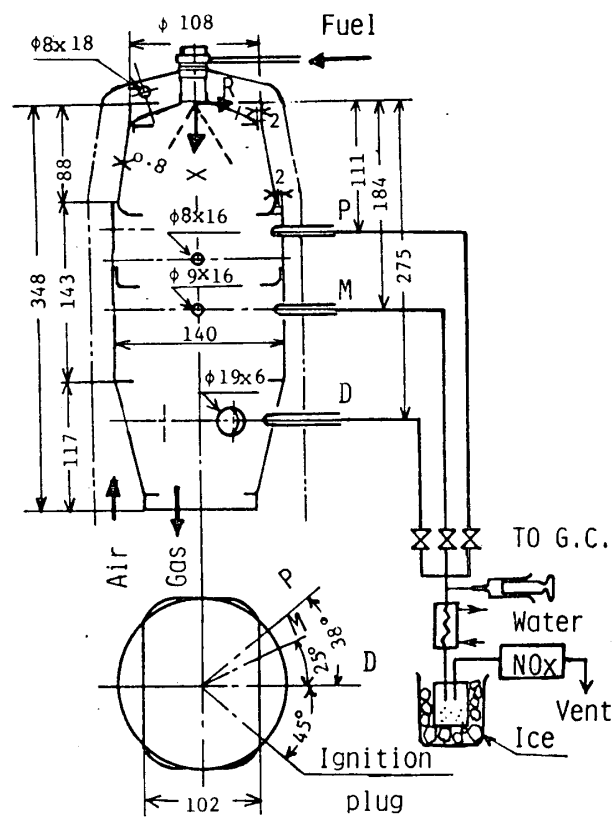


図1. 燃焼器外形と排ガスサンプリング系統図

れぞれ有している。また前面および中央部には、幅 2 mm の環状ライナー冷却用スリットが 2 箇所あり、一次領域の循環流を形成する目的で、その出口にじゃま板を設けている。図 2 に面積比による流入空気量の割合を示す。供試燃料噴射弁は、単純うず巻、燃料霧化のため、エアー・アシスト方式で燃焼器最上部に 1 個取付けられている。ノズルの噴霧孔は中 1 で、噴霧角の設計値は 60° である。その概略寸法を図 3 に示す。また燃焼器中央部には起動時に使用する着火栓を設けている。

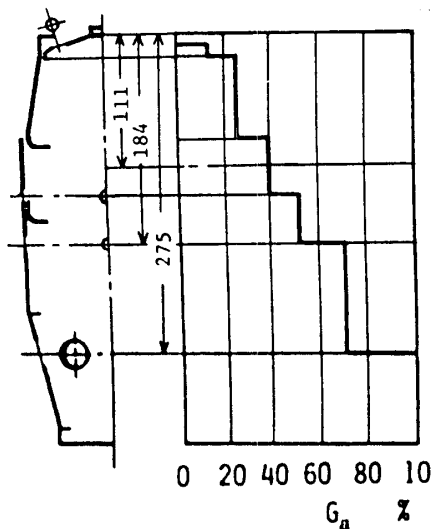


図 2. 燃焼器空気流入割合

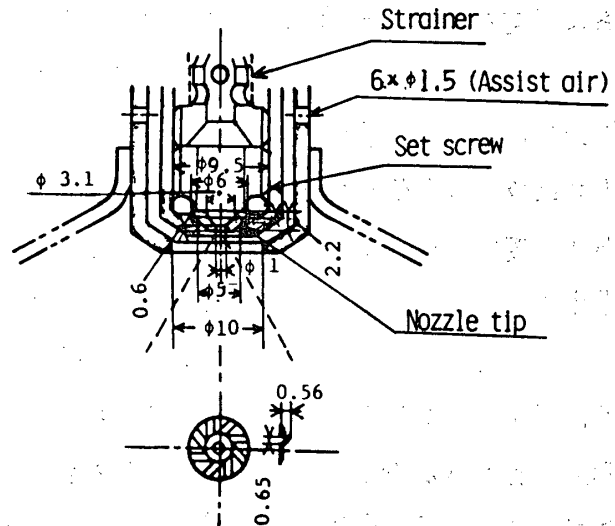


図 3. 燃料噴射弁詳細

燃焼器内のガス採取位置は図 1 に示したごとく、噴射弁の出口より垂直方向に、 $x = 111 \text{ mm}$ 、 184 mm および 275 mm の 3 箇所の位置に設けた。ガス採取用プローブは、外径 10 mm、内径 3.5 mm の水冷ステンレス管の二重構造方式のものを用いた。試料ガスの流量は 5

～10 l/min. である。採取したガスは、水冷の冷却器を通して冷却脱水し、さらに氷で冷却してドレインを除いて化学発光式 NO_x 分析計（島津製 CLM 401）にてフロン管にて導いた。またその他のガス分析はガスクロマトグラフ（島津製 GF-4A）にてフロン管にて導いた。その分析条件を表 1 に示す。

ガスクロ用の試料は、サンプリングプローブから導いたフロンパイプから採取ガスを大気中に放出させながら、注射器（5 cc、針内径 0.25 mm）のものを用いて数分間吸引した。ガスクロマトグラフの出力は、インテグ

表 1. ガスクロ分析条件

ガラム充てん剤	カラム温度 (°C)	キャリアガス	成分
モレキュラーシーブ 5A	40	H_2	$\text{O}_2, \text{N}_2, \text{CO}$
活性炭	40	He	CO_2

表 2. エンジンの主要データ

ガス発生機回転数 $N \times 10^4 \text{ rpm}$	2.0	3.0	3.5
圧縮機出口圧力 $P_1 \text{ atm}$	1.35	1.80	2.16
圧縮機出口温度 $T_1 \text{ K}$	354	406	438
タービン入口温度 $T_2 \text{ K}$	883	969	1058
空気流量 $G_a \text{ g/s}$	384	628	744
燃料流量 $G_f \text{ g/s}$	4.29	7.64	9.46
全体当量比 ϕ	0.167	0.178	0.186

実験は、ガス発生機の回転数をアイドル ($2.0 \times 10^4 \text{ rpm}$)、 $3.0 \times 10^4 \text{ rpm}$ およ

び 3.5×10^4 rpm の3つの運転モードについて行なった。運転状態による主要なエンジンデータを表2に示す。燃焼室内のガス温度の測定は、水冷の二重構造方式のステンレス管の内管内に $\phi 0.5$ の Pt-Pt/Rh 13% の熱電対を挿入した。熱電対には、酸化マグネシウムを塗布し実測値の熱放射および熱伝導の補正は行なわず、mV計の出力を温度換算して求めた。使用燃料は燈油 (JIS K 2203-1) を用いた。

3. 実験結果および検討

図4(A)にアイドル時 ($N = 2.0 \times 10^4$ rpm) の燃焼室内の半径方向の各種ガスの濃度分布 (測定値を H_2O を含んだ修正した値) とガス温度の測定結果を示している。測定ガスの組成は CO , CO_2 , N_2 , O_2 , NO および NO_x の6成分である。a) は噴射弁からの距離 $X = 111$ mm, b) は 184 mm, c) は 275 mm のそれぞれの位置での測定値を示す。a) 図は還流領域で、一次燃焼領域の代表例を表わし、また b) 図は二次燃焼領域の代表例を、c) 図は希釈領域の代表例を表わしているものと思われる。

図4.(B) はガス発生機回転数が 3.0×10^4 rpm 時、(C) は同じく 3.5×10^4 rpm 時のそれぞれの測定結果を示している。

これら図4(A), (B)

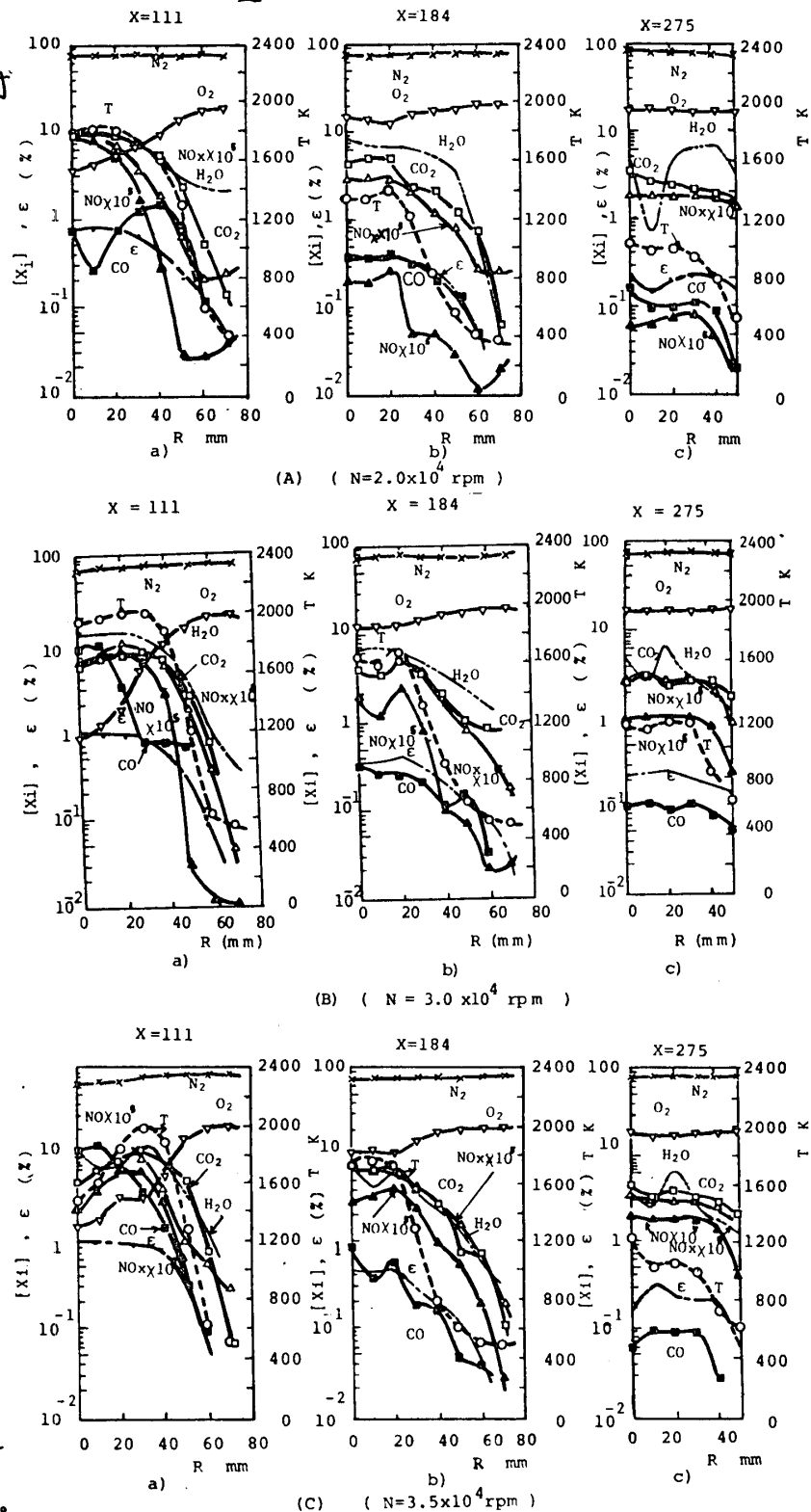


図4 (A), (B), (C) 半径方向の濃度と温度分布

および (C) の各図には測定されたドライサンプルの N_2 および O_2 のモルパーセント濃度 $[N_2]$, $[O_2]$ および空気中の O_2/N_2 容積比を用いて、酸素消費率 ε を次式より算出し、また $[H_2O]$ は $[N_2]$ および O を含む成分 (O_2 , CO_2 , CO) の濃度から O 原子のバランスを考慮して次式により求め⁵⁾、それぞれ併記している。

$$\varepsilon = 1 - \frac{[O_2]}{0.269 \times [N_2]}, [H_2O] = 2 \times \{0.269 \times [N_2] - ([O_2] + [CO_2] + \frac{1}{2} [CO])\}$$

一次燃焼領域の中心部では燃焼生成物である CO_2 , H_2O の濃度は高くほぼ一様である。一方未燃成分の CO の濃度はピークを持ち、さらに燃料噴霧の内側で O_2 濃度は最小になる。この結果から、この還流領域内のガスは完全燃焼に近い燃焼ガスであり、反応は一次燃焼領域内で一様に行なわれていなくて、主要な反応領域は燃料噴霧の内側に接して存在していることがわかる。次に未燃成分を代表する成分として CO を考えるに、その濃度はかなり高く、反応が比較的ゆっくり進むものと思われ、 CO は下流まで存在する。そこで CO の濃度と燃焼生成物である CO_2 の濃度の比はガス中の未燃成分の割合あるいは燃焼の進行度を表すパラメータと考えられ、これを用いて $X=111$ の局所当量比を求めると³⁾、図5のようなになる。アイドルを除いて、半径方向に広い範囲にわたって局所当量比が変化している。

図4 (A) から (C) より、 NO_x , NO , NO/NO_x およびガス温度の半径方向の分布をとり出して示したものを図6 (A) から (C) に示す。 NO および NO_x の分布は各回転数ともガス温度に非常に似た分布を示し、一次領域で NO および NO_x の濃度は最高で、後に述べるが下流に行くに従って希釈空気によって薄められて半径方向に平均化していく。二次領域ならびに希釈領域でも一次領域と同様、ガス温度と NO および NO_x 濃度の分布が相似の形を示していて、サーマル NO が大部であることがわかる。ただここで注意したいことは、アイドル時を除いて、燃焼器中心付近の2~3点で NO_x 濃度が計測されなかったことである。このことは多くの研究者によって研究発表されている。^{9)~11)} しかしまだはっきりとした原因は判っておらず、化学発光方式で

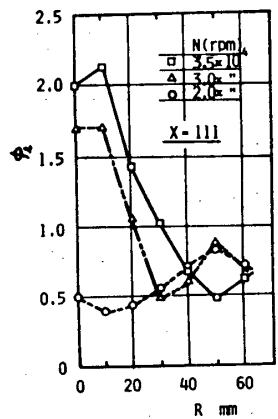


図5. 局所当量比分布

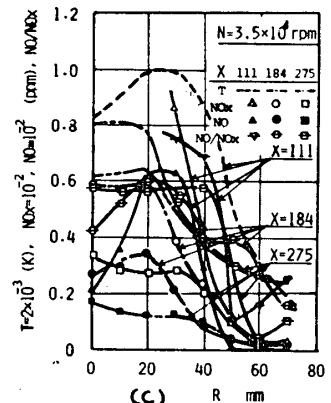
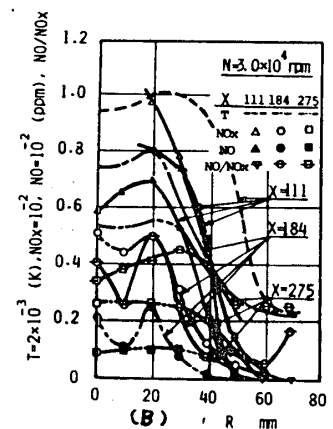
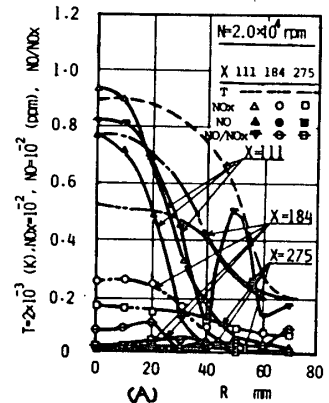


図6. (A)(B)(C) NO_x , NO と温度の半径方向分布

NO_xを測定する場合、燃料過濃な状態で、このようなことが起るようである。この点については今後はっきりさせる必要がある。またこれらの図から空気過剰率が大きくなると、NO_x中に占めるNOの割合は減少する。今 NO₂ ≡ (NO_x - NO) と仮定すると、NO₂の濃度は燃焼器の中心部において多いようである。NO₂の生成については今回の実験データからだけでは、はっきりと述べることはできないが、一次領域から下流に行くに従い、ガス温度が希釈空気により低下し、それに従いしだいに増加しており、燃焼器中心部で濃度が高く、内筒外周部では低い濃度となる。

図7に軸方向の濃度とガス温度の分布の一例として、回転数が 3.5×10^4 rpm の場合を示す。軸方向の測定点が3箇所と少ないが分布の傾向は、一般的な傾向を示しているものと思われる。すなわち一次燃焼領域での燃焼生成物はゆるやかに、その下流では急激に減少している。また O₂ 濃度は希釈領域での、ほぼ大気中の濃度から上流に向かって減少し、燃料噴射付近では1%程度になる。なお二次燃焼領域での燃焼が顕著にあらわれる条件では図6の温度分布に対応して、一次燃焼領域の下流に二次燃焼の存在を示す燃焼生成物、すなわちCOが多くあらわれている。

図8に燃焼ガスのCO₂とNO_xの関係を示す。各回転数とも、 $X = 111$ mmにおいてはCO₂とNO_xの相関性はほとんどみられない。これは図5で説明した局所当量比の分布からも察しがつくように、還流領域内での燃焼が必ずしも均一でないためである。下流にいくにしたがい、希釈空気の導入により燃焼が進行しCO₂となり、NO_xとの相関性があることが認められる。二次領域では若干のばらきはあるが、希釈領域を含めるとNO_xとCO₂との関係は、ほぼ次式で表わされる。

$$NO_x \text{ (ppm)} \approx 9 \times [CO_2] \text{ (\%)} \quad (1)$$

この式は回転数には関係なく、一般性があり、しかも燃焼器内部各点において、二次領域以降で上記関係式をほぼ満足する。

4. まとめ

小型ガスタービンの燃焼器内の燃焼生成ガスと温度を、運転モードを3通り変えて測定し、燃焼中の生成物組成の面から検討した結果次のように要約できる。

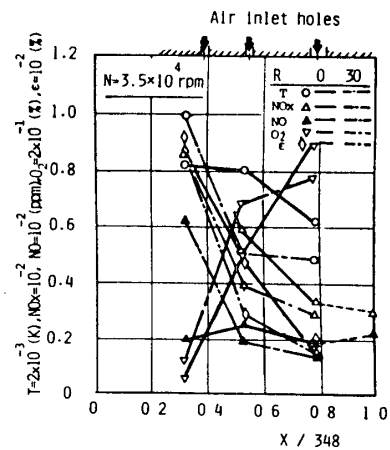


図7. 軸方向分布

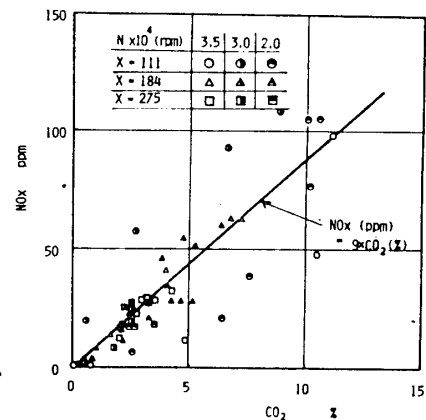


図8. CO₂対NO_xの関係

- (1) 一次領域の半径方向の NO , NO_x の生成量は局所ガス温度に強く関係し、局所 O_2 濃度ないしは酸素消費率とかなり高い相関がある。またこの局所ガス温度分布と NO , NO_x ならびに CO_2 等の濃度分布はかなり似た分布を示す。
- (2) 二次領域ならびに希釈領域の NO , NO_x , CO および CO_2 の濃度は一次領域のそれらに支配され、希釈空気の導入により、これらの濃度は下流に行くにしたがい薄められることはもちろんのこと、半径方向の分布は平均化される。また NO_x 中に占める NO の割合は、空気過剰率が大きくなるにつれて減少する。 $\text{NO}_2 \propto (\text{NO}_x - \text{NO})$ と考えると燃焼器中心部において、 NO_2 の濃度は高く、内筒外周部ではほとんど認められない。
- (3) 一次領域の燃焼帯での、燃焼状態の一指標である CO/CO_2 の比は、局所当量比として整理でき、結局 NO , NO_x 濃度の半径方向の分布は、この局所当量比に影響される。運転モードの違いによる NO , NO_x 濃度分布もこれに支配される。
- (4) CO_2 と NO_x 濃度は、一次領域以外においてはかなりの相関性のあることが認められた。
- (5) 化学発光方式で NO_x 濃度を測定する場合、局所当量比が約 1.0 以上の場合は測定値は精度が落ちるものと思われる。この点については今後明らかにする必要がある。

終りに当時学生であった、坂口孝司、森 正樹、小林利彰ならびに掛林一夫君等の実験に対する協力が大であったこと、本文作成に当っては金子寛一氏の助力があったことを述べ、あわせて謝意を表する。

参考文献

- 1) 沢田西, 檀上, 機論集 NO. 740-7, 1974, P. 97-100. 2) K. Danjo et al Bulletin of Univ. of Osaka Prefe., Series A Vol. 26, NO. 2 1977, P. 53-59
- 3) 大塚他 航技研資料 TM-166 (昭 44), 4) R. F. Sawyer, "Emission from Continuous Combustion System" Plenum Press, 1972, P. 243-254. 5) 堀守雄 機論集 37 巻 295 号 (昭 46-3), P. 566-576. 6) 香月, 水谷他 機論集 42 巻 355 号 (昭 51-3) P. 932-942. 7) 鈴木邦男他 航技研資料 TM-274 (昭 49), TM-288 (昭 50), TM-306 (昭 51) 等. 8) 川口修, 佐藤 豪, 鈴木邦男他 GTSJ 第 4 回定期講演集 (昭 51-6) P. 61-78. (昭 52-9) P. 51-74. 9) J. D. Allen, Comb. & Flame, 24 NO. 1 (1975) P. 133.
- 10) 大竹一友他, 第 14 回燃焼シンポジウム前刷集 (1976), P. 197 11) 堀守雄他 東大宇航研報告 第 14 巻第 2 号 (A) P. 769-784. (1978)

古閑昭紀， 前田福夫， * 芳根俊行（東京芝浦電気株式会社）

1. ま え が き

図-1に示すような逆流円缶型燃焼器内部のフローパターンについて、特に3次空気噴流との関連を中心に可視化手法により観察したのでここに紹介する。図-1における燃焼器は、2次燃焼域に噴流により直接空気を供給せず、循環流を利用して3次空気噴流の一部を2次燃焼域に送り込むことを特徴の1つとしている。一般に、燃焼はその自体が理論的に解明し難い現象である上に、実際の燃焼器内部は渦や冷却空気との混合等非常に複雑な流れとなっており、その上燃焼器の種類が多く内部構造もかなり異なるため一般的な取扱いが困難である。従って研究所・メーカ等では、状況にマッチしたモデルにより設計時に必要な特性計算を実施しているのが現状と考えられる。これらの中で燃焼器内部のフローパターンは、流量配分、圧力損失、燃焼特性、出口温度の均一性等の問題と関連しており最も重要な問題である。そこで本報告は、燃焼状態及び壁面の冷却効果の改善を行なう毎に実施してきたフローパターン観察結果について、その一例を報告するものである。

2. 実験装置

実験系統を図-2に示す。本実験に使用した燃焼器は、実機の1/10である。またフローパターンを観察するために、材質は透明アクリル樹脂を用いて製作した。さらにアクリルモデルでは液体として水を使用しているの

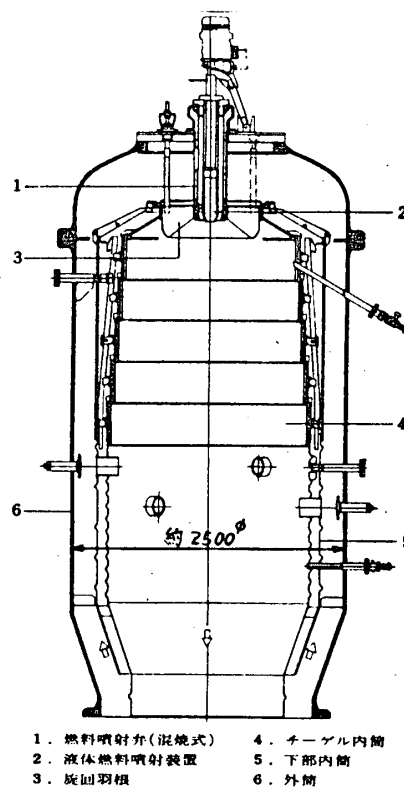


図-1

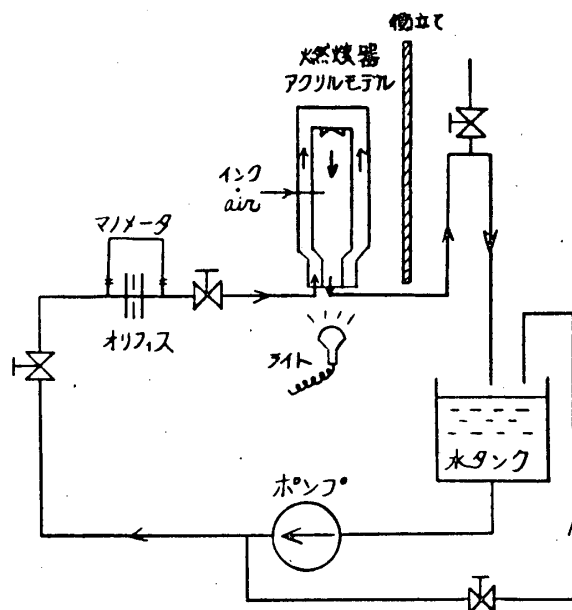


図-2

可視化のためのトレーサとしては、気泡及びインクを使用した。気泡の場合、浮力の影響が考えられるが、 1 mm 程度の気泡の場合上昇速度は 10 cm/s 程度であるから、流速 $2\sim 3\text{ m/s}$ 程度であれば 5% 以下であり、特に局所的に遅い部分を除いては無視して良いと考えられる。燃焼器モデルは出来る限り実機を模擬して製作されており、3次空気又は流量調整可能な構造になっている。またトレーサを流入させるステンレスパイプについては、軸方向、円周方向に配管されており、半径方向にトラバース可能な構造になっている。さらに、アクリルモデル内の Re 数は、大きさが実機の $1/10$ になっており、流速に制限があるため、実機燃焼時の約 $1/20$ になっている。

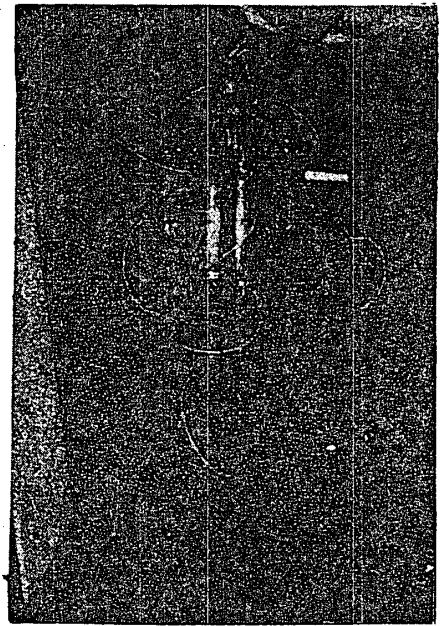


写真-1

3. 実験結果

3-1 実機とアクリルモデルとのフローパターンの比較

図-3、図-4にそれぞれアクリルモデルと、実機との空気によるフローパターンを示す。実機におけるフローパターンの測定はストリーマにより測定したものであるが、両者を比較してみると本質的には変わらず、水流モデルによって充分実機とのフローパターンを予想できる。

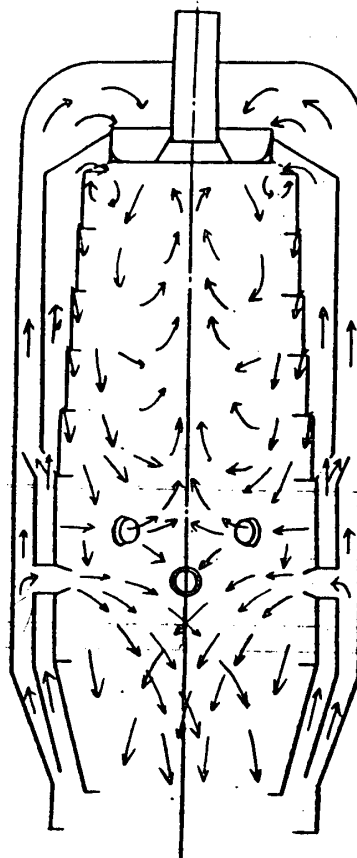


図-3 (アクリルモデル)

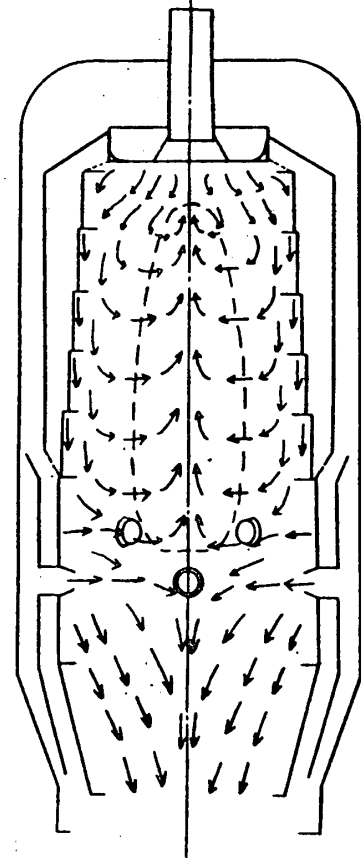


図-4 (実機)

3-2 燃焼器内全体のフローパターン

図-3に示されているように、スワラー旋回流による循環流は3次空気孔の位置まで達している。従って上側の3次空気孔よりの噴流は、中心付近で衝突した後、ほとんどの流量が上流側に逆流して2次燃焼域に混合する。一方下側の3次空気噴流は、全く循環流の影響を受けず下流に流れ、完全に希釈空気としての役割を果たしていることがわかる。スワラーよりの流れは、旋回しながら燃料と混合し、一次燃焼域を形成する。さらにこの流れは、循環流と混合して2次燃焼域を形成し、流路としては内壁と循環流との間の部分を平均軸流速度よりはるかに速い速度で旋回しながら流出していることがわかる。以上のことを総合すると模式的には図-5に示すようなフローパターンモデルにまとめることができる。

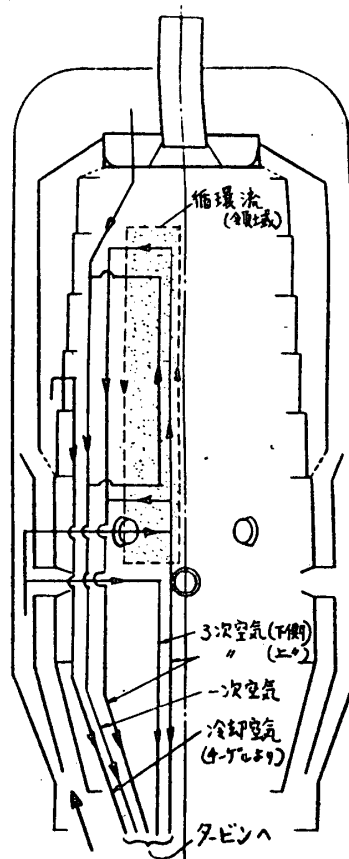


図-5

3-3 ターゲルよりのフローパターン

写真-2に示されているように、ターゲルからのフィルム冷却噴流は、炎から受ける熱に対してターゲルが高温になるのを防止するように、完全に冷却用として使われており、流れとしては旋回流の影響を若干受けながら壁に沿って流出している。当然のことながらターゲルの流れは、上部に行く程旋回流の影響を強く受けている。



写真-2

3-4 3次空気噴流のフローパターン

図-1に示す燃焼器は上部下部2段の3次空気噴流になっているが、上部からの3次空気噴流は中心で衝突後、ほとんどの流量は循環流との関係により、上側に昇っていく。一方下部の3次空気噴流は、よく見られる噴流モデルに似た形状で流出し、スワールの影響を若干受けて、すべての流量は下側に流れていく。上部の3次空気噴流が上昇するのは、スワラーよりの旋回流による循環流の長さ及び下側の3次空気噴流の影響等によるものである。なお、3次空気噴流からの循環流による上昇流の割合について、簡単なモデル化により、定量化した

例もあるが、循環流の強さ及び噴流相互向の位置関係等によってもかなり変化があり、一般的に扱うのは難しいように思われる。写真-3に上部3次噴流からのフローパターンを、写真-4に下部3次噴流からのフローパターンを、写真-5に上部及び下部3次噴流の干渉の様子を示す。(上下の3次空気噴流穴それぞれ4ヶは全開状態)



写真-3

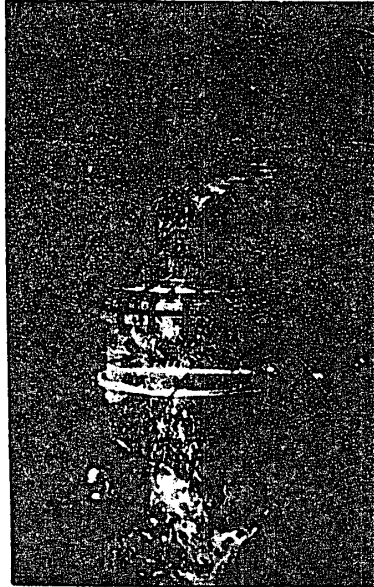


写真-4

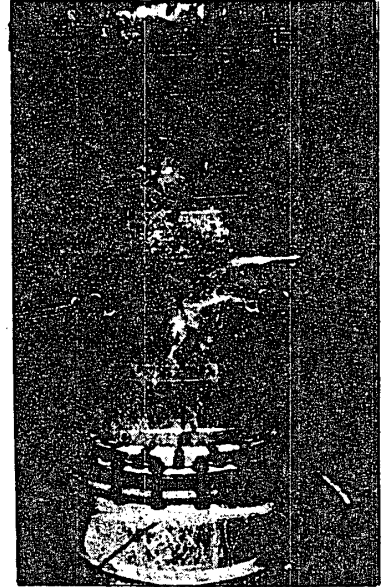


写真-5

写真-6、7には噴流の位置及び相互関係によりフローパターンが変っている例を示す。写真-6は下側3次空気噴流穴全部を閉じて、上側3次空気噴流のフローパターンを示したものであり、写真-7は反対に上側3次空気噴流穴を全部閉じて、下側3次空気噴流のフローパターンを示したものである。写真-6では噴流が上昇する様子がみられるが、写真-7では明らかに下流側に流出しており、スワラーからの旋回により生ずる循環流の長さや、3次空気孔の位置関係が密接に関連しており、3次空気孔の位置及び相互関係等によってもフローパターンがかなり変化することがわかる。

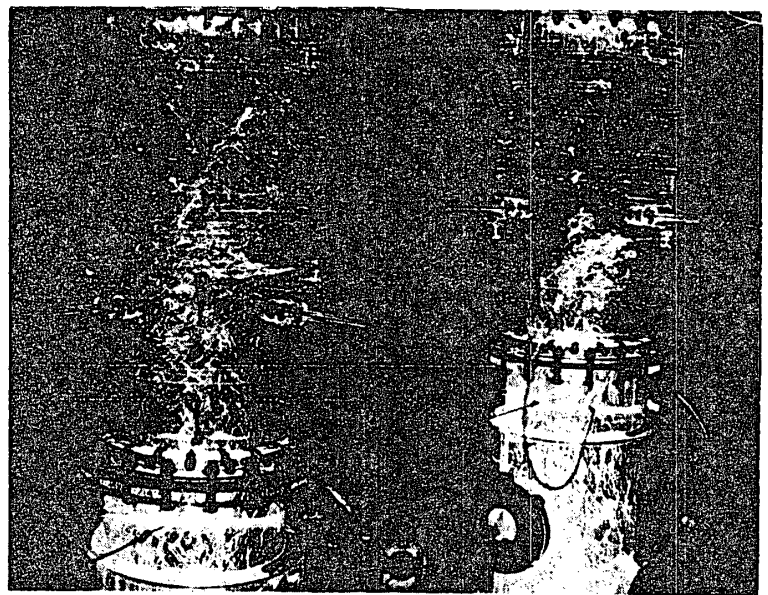


写真-6

写真-7

4. ま と め

以上の実験より次の事が明らかになった。

- a) アクリルモデル(1/10スケール, 尺数は燃焼時に対して約1/20)を用いた水流可視化試験によ、て観察されるフローパターンは実機のフローパターンとほぼ等しい。
- b) 図-1に示す燃焼器内部のフローパターンは、図-5に示すような模式図でモデル化できる。
- c) 図-5に示されている燃焼器内部の流動形式に関するフローパターンモデルはスワラー、3次空気孔等の形状及び相対的位置関係によって変化するため、ある条件下におけるフローパターンの一例として考えるべきものである。従って部分的に燃焼器内部の形状を変更する場合であっても、影響度合の程度にもよるがフローパターンの観察が常に必要と考えられる。

参考文献

- [1] 浅沼強編, 流れの可視化ハンドブック(昭52.3)朝倉書店
- [2] Lewis Research Center, NASA, Report No 1111-1, (1968)
- [3] 鈴木邦男, 日本ガスタービン学会誌 vol 6 No 22 (1978)
- [4] 鈴木、田又 S, 航空宇宙技術研究所報告 TR-208 (1970)
- [5] 相良・井上, 航空宇宙技術研究所報告 TR-227 (1970)
- [6] S.C. Hunter, et al USAAMRDL Technical Report 74-3A (1974)

* 田 丸 卓 (航空宇宙技術研究所)
 堀 内 正 司 (航空宇宙技術研究所)
 鈴 木 邦 男 (機械技術研究所)

1. まえがき

最近の航空用ガスタービンでは、大気汚染成分排出抑制の対策上、燃焼室一次燃焼領域を広くとる傾向がある。一方、エンジンの高圧力比化に伴ない、圧縮機出口通路巾は一層狭くなっている。そのため、従来の図1に示すような「なめらか」デフューザと「くちばし」形分流板の組合せよりも、むしろ図2のような「段付」デフューザと「鈍頭」形ライナを組合わせた構造を採用する例が多く見られるようになってきた。後者の構造では、デフューザ部での流れの剥離箇所を固定化し、流れを安定化させ得るほか、製作精度や組付・作動時の位置・寸法上の許容度が大きいとも言われている。

一方、流体力学的には、急拡大デフューザの ξ の値¹⁾は1に近く、大きな圧力損失を生ずることが懸念される。

以下に、この図2のタイプのデフューザ、およびそれを採用した燃焼器の圧力損失の問題につき、航技研で研究開発中のターボファンエンジン为例にして、設計法と実際の流れの検討と考察を行う。

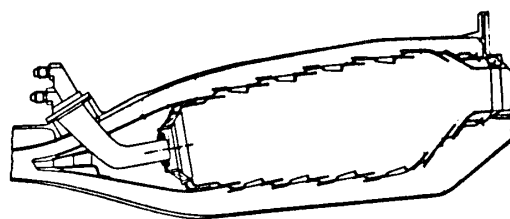


図1 従来形のデフューザと分流板

2. 設計と見積値

デフューザ設計形状と、圧力損失の見積を述べる。なお、設計の詳細については文献^{2), 3)}に詳しい記述がある。

2.1 デフューザ

デフューザの設計法としては、経験値を適用しなから計算機を利用し、比較的流体力学的に設計する方法⁴⁾や、実験等より導いた半経験式を利用する方法⁵⁾などが知られている。

しかし、これらの方法は、段付デフューザや、われわれの燃焼器のように、構造上の理由からライナ鈍頭部による分流を、圧縮機出口通路巾中心にたいして非対称に行わなければならない場合、著しい困難が伴う。もしくは、十分確度のある設計ができない。

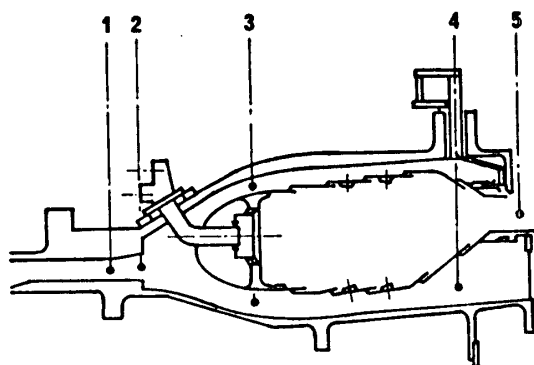


図2 段付デフューザと鈍頭形ライナ

そこで、著者のひとりには、主として経験値と実例を参考に、等価円錐角による見積りと作図による検討から、デフューザ形状を以下のように決定した。

対象とした燃焼器の場合、圧縮機出口（OGV位置）にたいして、燃焼室中心位置がかなり外径側に片寄ることから、少しでも圧縮機出口流れを外径側へ拡大しようとして、入口デフューザ（図2の1～2）部の外径側形状のみを図3に示す如く 8° だけ拡大させた。また、図2の2～3での面積拡大を、等価円錐角にして 11.5° とした。この角度は、図1のタイプの実績値、図4から判断して損失を最小に近くと、たものである。実際の燃焼器では、図2の2～3の区間は、ストラット（円周等配置8本）、燃料噴射弁シャフト（16本）、それにライナ鈍頭部などあって、流れの状況は極めて複雑である。後述のライナ*7を適用した場合のデフューザ部軸方向の断面積変化は、図5のようなのである。

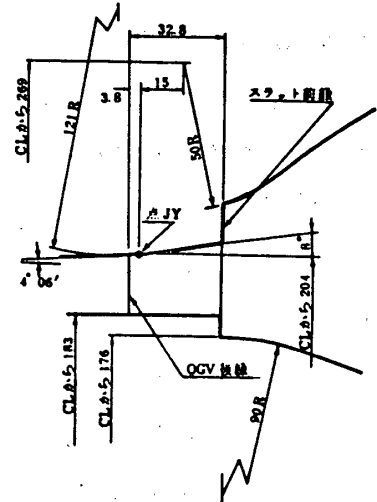


図3 デフューザまわりの形状

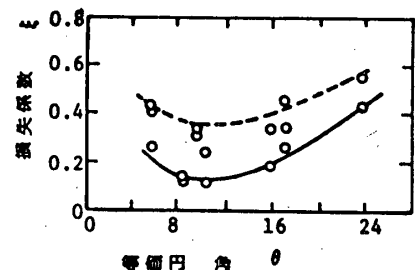


図4 JR系、FJR710/10の燃焼器入口デフューザと実測値

2.2 圧力損失

一般に、燃焼器全体の平均圧力損失 ΔP を代表断面平均風速 U_r の動圧値を除いた全圧損失係数 ϕ は、次の4つの圧力損失の総和と考えられる。

- ϕ_d : デフューザ損失
- ϕ_f : 流路摩擦抵抗損失
- ϕ_L : ライナ開口部流入損失
- ϕ_c : ガス加熱による加速損失

今回の燃焼器の設計では、 ϕ の値を、設計要求の $\Delta P/P_4$ 、ケーシング最大断面寸法の制限、ライナ開口部面積、 U_r 値と燃焼性能例、実機例などを勘案して、設計点 ($P_4 = 19.5 \text{ kg/cm}^2$, $T_4 = 727 \text{ K}$, $U_r = 16.3 \text{ m/s}$) で $\phi = 63$ と見積った。このうち、 ϕ_d は、以前、航技研で開発を行ったエンジン JR100、あるいは JR200 などの値を参考とし、 ϕ の 25% と見積った。なお、それらの燃焼器デフューザはすべて、図1の形式である。 ϕ_L の値は、エンジン全体の設計の立場から、タービン冷却に十分な抽気量を確保できるように、 ϕ の値の 60% と見積った。 ϕ_c は、十分小さい値として無視した。

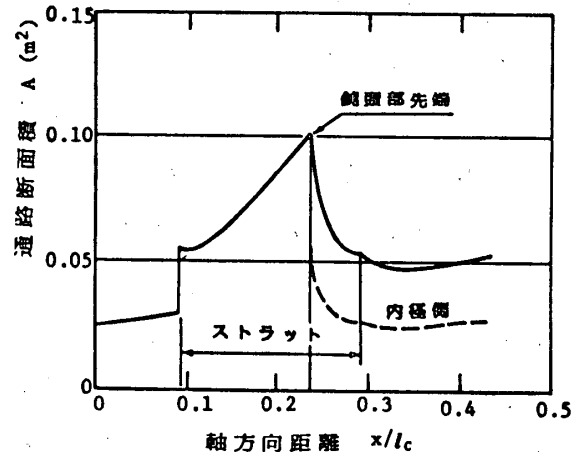


図5 燃焼器デフューザ部の通路面積

3. 実験

燃焼器内の流れを知るために、2種の実験を行った。ひとつは、環状燃焼器の各部位で、静圧、および全圧の測定を行い、流れの様子を把握しようとしたもの；他方は、その燃焼器と全く同一の形状であるが円周的には1/4とした透明部分模型で、それを水槽中の流れに入れ、水素気泡法により、可視化をはかったものである。

3.1 環状模型試験

図6に全圧、静圧の測定箇所を示す。全圧測定場所は、ストラットの前縁、半径方向4点1ヶ所（図6の2）；デフューザ部後端とみなせる隔壁板近傍環状通路最狭部付近（以降、「肩部」という）、内、外径側半径方向

3点づつ、それぞれ1ヶ所（図6の3）；および燃焼器出口部、半径方向4点づつ2ヶ所である。また、静圧測定箇所は、入口デフューザの後端部から、デフューザ部の曲面に沿って内、外ケーシング合計18点、抽気ポート付近、およびライナ肩部の内、外径側それぞれ1点づつである。

実験結果を、図7～12に示す。例示するライナは、鈍頭部形状とライナ開口面積の異なる呼称#3と#7である。

図7は、燃焼器入口全圧分布の例である。これをマッハ数で表わせば空気条件に依存しない分布形となる。

図8は、「肩部」での全圧分布を示す。この場所での静圧は、ケーシング壁面とライナ壁面との測定値に差がある。それぞれの壁面静圧に基づいた肩部風速を求めると、図9のようになる。

燃焼器主軸方向の各位置での全圧、静圧値は、図10に示す。燃焼器入口、出口、および肩部での全圧値は、それぞれの場所でのクシ形全圧管計測値の算術平均値である。図10は、ライナ#3における

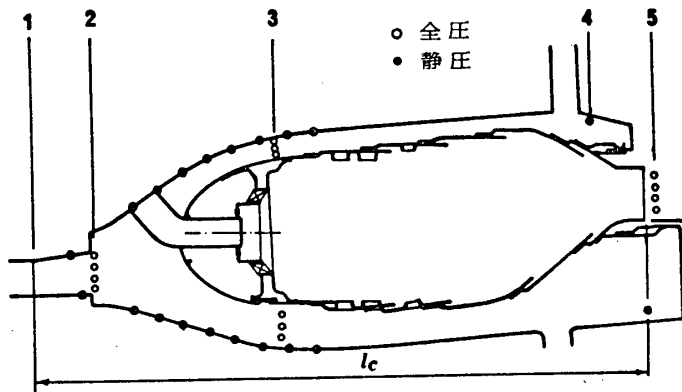


図6 環状燃焼器模型での圧力測定箇所

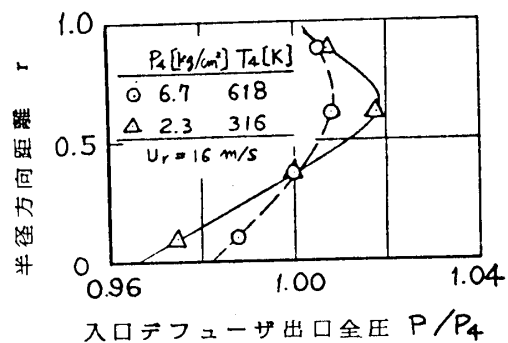


図7 燃焼器入口全圧分布の例（ライナ#3；調整ピンφ4、高さ7、120本）

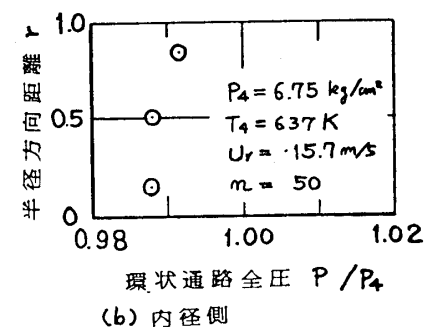
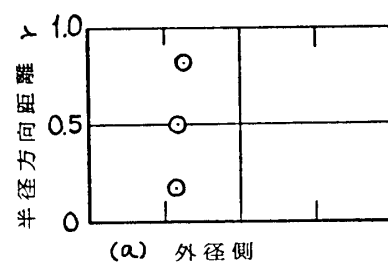


図8 肩部全圧分布（ライナ#7）

通風時の計測値であるが、表1と図11に ϕ の値を比較するように、高圧時、もしくは燃焼時においても、これらの結果は余り異ならない。

図12には、ライナ#3と#7以外のライナも含めて、ライナ開口面積 A_h と、代表断面面積 A_r との比に対する ϕ の値を示す。

表2には、 ϕ のうち、図6の2~3の損失を ϕ_d 、3~4の環状通路部の損失を ϕ_f 、抽気ポート近傍の4と燃焼器出口部5との

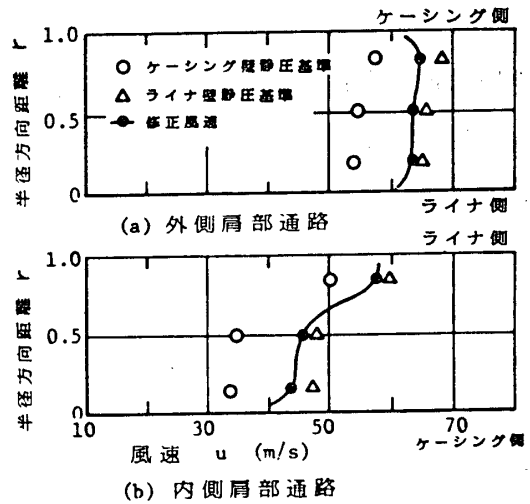


図9 肩部風速分布(図8と同条件)

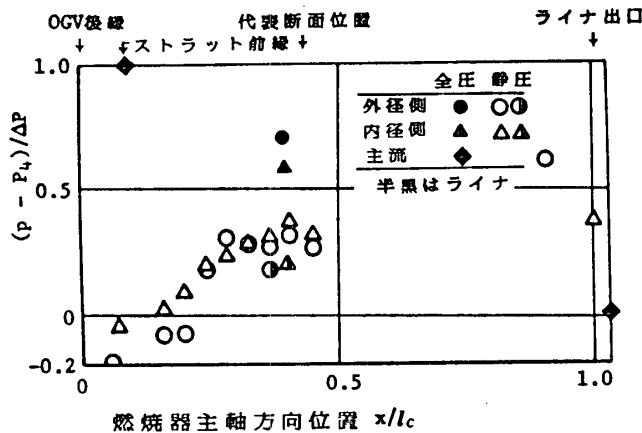


図10 軸方向の全圧、および静圧の変化

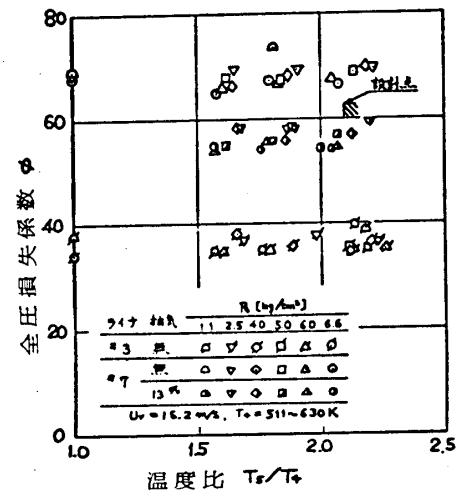


図11 ϕ の依存性

表1 供試条件と ϕ

P_4 (kg/cm ²)	2.232	6.560
T_4 (K)	316	617
U_r (m/s)	16.3	15.6
T_5/T_4	1	2.11
ϕ	36	35

(ライナ#3)

表2 全圧損失係数 (*は上段が外径側、下段が内径側)

Flame tube	#3	#7
A_h/A_r	0.328	0.147
Bleed (%)	0	0 12
P_4 (kg/cm ²)	2.232	6.370 6.651
T_4 (K)	316	632 640
U_r (m/s)	16.3	15.9 15.9
ϕ	36	66 53
ϕ_d	25 (23* 28)	14 (11* 17) 14 (12* 16)
ϕ_f	5 (4 7)	3 (3 2) 4 (4 4)
ϕ_i	5 (10 1)	49 (52 46) 35 (37 33)

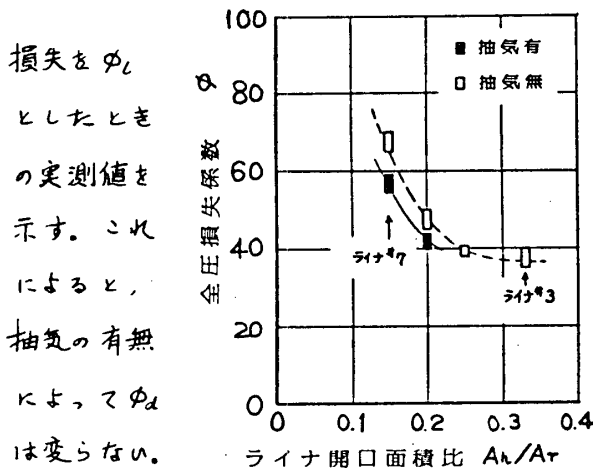


図12 ライナ開口面積比と ϕ

3.2 水流可視化試験

使用したライナは、#7相当のプラスチック製である。デフューザ部の水素気泡流写真と、観察によるスケッチを、それぞれ図13と14に示す。このときの Re 数は、表1

の両条件とも 3×10^5 (入口^{流速増大}程度) であるのに対し、 4×10^5 (入口流速 2 m/s のとき) である。

この試験によ、2次の事が判った。

i) 入口デフューザ部では、流れが 8° で外径側へ広げた壁面に沿、て流れる。

ii) 絞りデフューザの広がり部には大きな安定した渦が形成されている。そのケーシングに沿、た後流部(図14のA, B部)は、流速を増大させると後流側へ移動する。

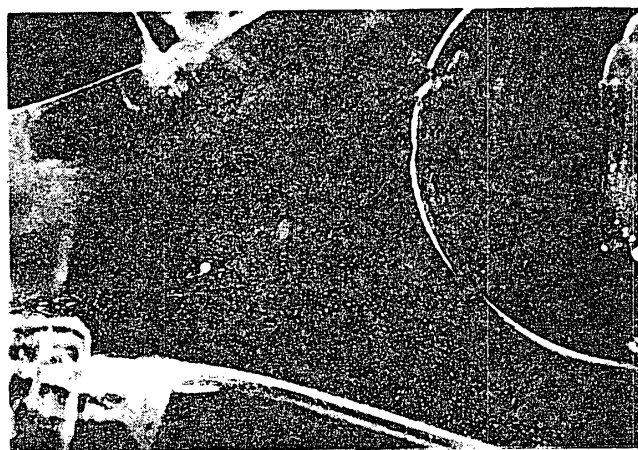


図13 デフューザ付近の流れ ($Re = 4.2 \times 10^5$)

4. 結果の検討

燃焼器内の流れを検討する際、圧縮機出口風速分布は重要であるが、実機の場合に正しく測定された例はほとんどない。Stevens⁶⁾の基礎実験では、OGV 相当の翼後流中で円周方向に数10%もの速度変動分布があることを示している。われわれの場合には、円筒形ピンを入口デフューザ上流に多数植えること

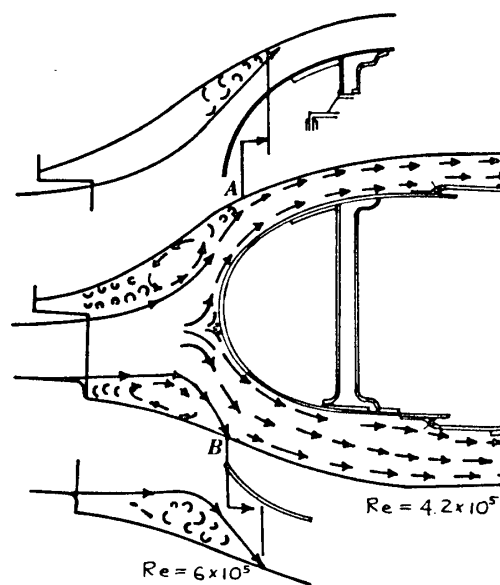


図14 水流可視化試験による流れのスケッチ

によ、て一応実機状態に近いと考えられる燃焼器入口全圧分布を得ている。

図9では、ケーシング側とライナ側静圧が大巾に異、ていた。これは、ライナ曲面に沿う旋回流効果とみなしても大き過ぎる。水流可視化試験によると、デフューザ部剥離部が壁面に沿、て伸びている。したが、て、ライナ側静圧が、この部の主流にたいしてはより正しい値を与えるものとし、旋回流による半径方向圧力差も考慮して肩部流速分布を求めると、図9の実線のようになる。

図10の静圧測定値のうち、入口デフューザ後端付近のものが出口全圧値以下になっているのは、エジェクタ効果によるものであろう。また、それら以降のデフューザ壁静圧測定値は、水流模型試験によると、ほとんどが渦流れ中にあり、正しいデフューズ効果の判定には役立たない。

ϕ の値は、供試圧力、温度、燃焼の有無などにほとんど依存しない。 Ah/Ar が0.2以下となると ϕ は急増する。抽気をする ϕ は殆んど変らぬが ϕ は減少する。

ϕ_d は A_h/A_r が比較的大きいときには、かなり大きな割合を占める。今回のライナ #7 では、 ϕ_d/ϕ は 21 (抽気無) ~ 27 % (抽気 12 %) で初期見値値に十分近い値であつた。抽気の有無によつて ϕ_d があまり変らないのに ϕ が変化することは、ライナ内外の差圧が抽気によつて変ることを意味するので、出口温度分布調整時には注意が必要であらう。

5. まとめ

今回の実験等により、次の事が明らかとなつた。

- 1) 段付デフューザと鈍頭ライナの組合せでも、ライナ #7 程度の開口面積比であればデフューザ部の圧力損失は重大とはならない。この場合、従来の設計法を準用できる。
- 2) 入口デフューザ以降の拡大部には、安定な渦が形成されている。入口デフューザ外径側壁面を 8° 広げたことは、圧縮機出口流れを、外径側向の流れ方向へ変えるのに有効であつた。
- 3) ϕ_d は、抽気の有無に影響されないが、 ϕ は抽気を行つた方が減少する。
- 4) A_h/A_r が減少すると ϕ は急増する。ことに A_h/A_r が 0.2 以下では、著しい。

以上の実験には、酒井規行、遠崎良樹、北原一起、中越元行、藤田武志 (以上、川崎重工)、田頭健、中野静嘉 (以上、石川島播磨重工)、石井浅五郎、下平一雄、黒沢要治、小倉五郎 (以上、航技研)、その他多くの方々の協力があつた。ここに感謝する。

なお、本研究は、通産省工技院、大型プロジェクト研究の一環として行つた。

参考文献

- 1) Gibson, A.H. ; Hydraulics, 1952, Constable & Company
- 2) 鈴木, 他 ; 航技研資料 TM-355, 1978
- 3) 鈴木 ; 航技研資料 TM-356, 1978 (配布先限定)
- 4) Computer Program for the Analysis of Annular Combustors, Northern Research
- 5) Klein, S.J., et al. ; Trans. ASME Vol. 81, Series D, 1959
- 6) Stevens, S.J., et al. ; AIAA No. 76-726

使用記号 (本文中に説明のないもの) :

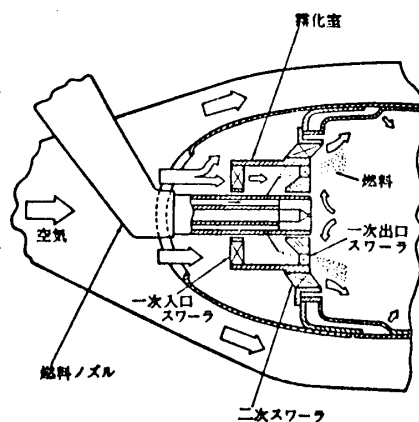
l_c : 燃焼器全長 (図 6 参照), n : 空燃比, OGV : 圧縮機 outlet guide vane
 P : 全圧, 又は 静圧, P_4, P_6 : 燃焼器入口, 出口全圧, T_4 : 入口空気温度

航空用気流微粒化方式燃焼器の研究開発 (Ⅲ)

* 江口邦久 (航技研) 下平一雄 (航技研)
 石井茂五郎 (航技研) 鈴木邦男 (機研)
 北原一超 (KHI) 田頭健 (IHI)

1. はじめに

航空用ガスタービン燃焼器の高圧・高温化に伴い、従来の圧力噴霧による燃料供給法は煙及び大気汚染物質の排出量の増大を来する恐れがあり、それらの抑制法にも相当難しい問題が含まれている。著者らは、主に煙の排出低減化を目標に、圧力噴霧型に取って代る新しい燃料供給法として、スワロー（空気旋回器）を応用した気流方式の燃料霧化器を考案した。この霧化器の働きは、図1に示すように、円筒の両端にスワローを設けた霧化室内に燃料を放射状に噴射し、旋回流によって燃料の微粒化、空気との部分的予混合化を行うことである。



これより、この種の気流微粒化方式燃焼器（呼称 KA型）に関する一連の要素研究^{2), 3)}を行って来たが、今回の報告では、燃焼器の入口風速分布を実機条件に相似させたときの要素試験（Rig Test）による改良結果を示し、またそれと実機試験（Engine Test）の結果との比較を行って実機組込時の問題点を調べる。

2. 燃焼器およびその試験内容

KA型環状燃焼器の寸法形状は、図2に示す通りで、ライナの空気孔配置は内側及び外側ライナともに軸方向4列の対向形になっており、各列の空気孔は案内筒付のものである。スワローは前報と同一である。燃料噴射弁は、実機型を考慮し、燃料フィルタ付のものを新規に設計・試作した。

要素試験では、表1に示すように、燃焼器入口風速分布に対して適当な空気配分を行って性能向上

が得られるように、分流板の改良に重点をおいた。入口風速分布の変更は、図3のように、分流板の上流に設けた調整ピ

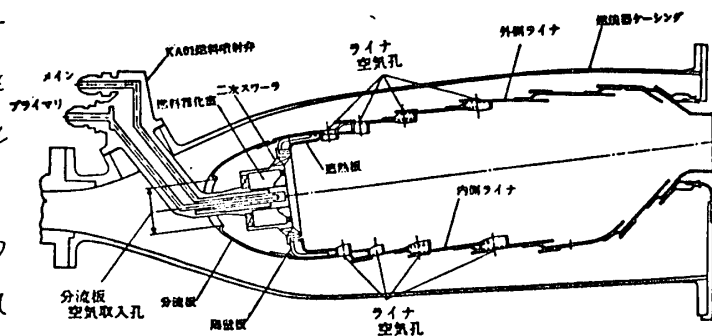


図2. KA型環状燃焼器

表1. KA型燃焼器の試験内容

試験	分流板	入口全圧分布 半径方向勾配	調査目的	計測項目
要素Ⅰ	32°穴付原形	±6%	入口風速分布に関する問題点	性能・排ガス分析
要素Ⅱ	26°穴付改良形	±6%	分流板変更による改良効果	着火性・性能・排ガス分析
要素Ⅲ	26°穴付改良形	±3%	入口風速分布の変更による効果	火災安定性・性能・排ガス分析
要素Ⅳ	28°穴付改良形	±3%	分流板流入空気増加による効果	性能・排ガス分析
単機	26°穴付改良形	最大±3% (従来型)	エンジンへの適用性 要素開発の効果 実用上の問題点	着火性能・火災安定性 性能・排ガス分析

ンの高さにより行い、全圧分布の半径方向勾配にして約±3%及び6%の形にする。

KA型燃焼器の実機試験は、燃料ノズルのプライマリ燃料流量を調整できる装置を取付けて実施された。そのとき、燃焼器入口の全圧分布、高圧タービン出口の温度分布を測定し、また低圧タービン下流でEPAのガス採取法に従って排ガス分析を行った。

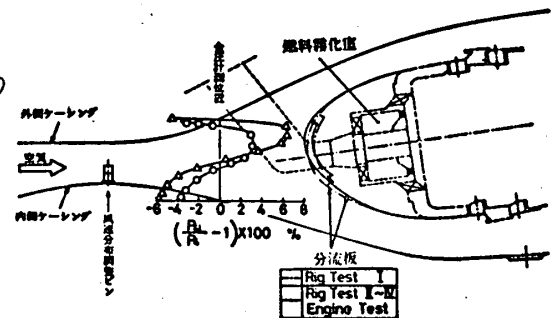


図3. 燃焼器入口全圧分布 (要素)

3. 要素試験結果

3.1 入口風速分布による燃焼器性能及び排出特性 (要素Ⅰ)

フラットな入口風速分布に対して優れた性能を示した32°穴付分流板形状²⁾において、約±6%の勾配をもつ入口全圧分布をつけたときの出口温度分布、排煙濃度、未燃炭化水素 (THC) 及び一酸化炭素 (CO) の排出濃度を、それぞれ、図4、5、6に示す。風速分布がつくと、燃料ノズル後方と中間に相当する位置での出口温度の差が大きくなり、後方の方が高くなる。ピーク温度の半径位置もタービン翼の Hub 側に寄る。このことから、外側ライナへの空気流入量が相当増加したと考えられる。煙、CO、THC の排出濃度も増加し、特に、THC の排出指数は、実機の Idle 相当の条件付近 ($P_t/P_{t0}/U_{r0} \approx 1$) で相当の増加が見込まれた。この原因として、Primary Zone

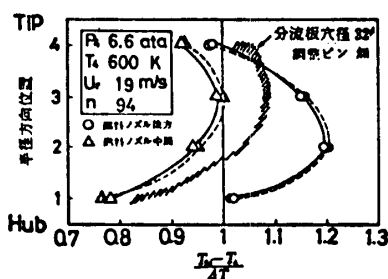
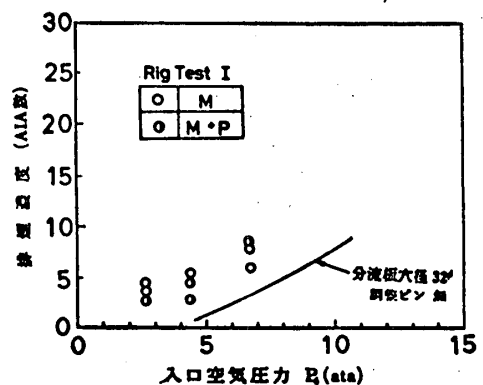


図4. 出口温度分布 (要素Ⅰ)

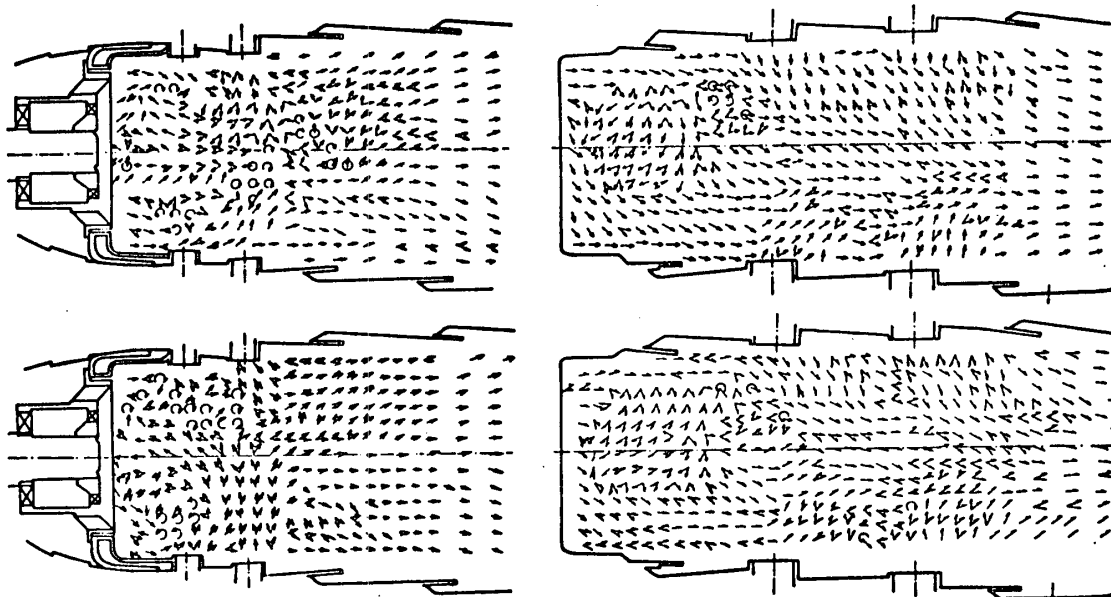
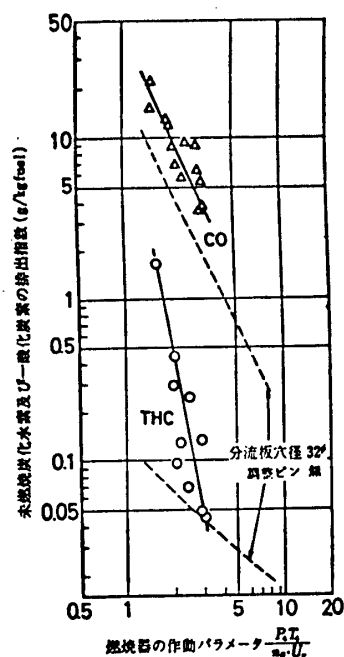
図5. 排煙濃度 (要素Ⅰ)



な Fuel Rich Zone の形成, かつ大炎への Quench 効果から霧化器出口側の大炎の片寄りが考えられた。

3.2 分流板の改良結果 (要素 II)

分流板の寸法形状の変更により, 適当な空気分流比を選定するよう試みた。その方法として, (1) 分流板の流入孔と霧化器の中心軸を一致させること, (2) 入口風速分布のピーク速度位置と分流板先端位置との相対関係, (3) 分流板の内側形状の曲率を考えた。最終的な分流板寸法の良否は, 箱形燃焼器の常圧試験を行って, 大炎の空気孔噴流の対称性から判断した。分流板の違いによるライナ内の空気の流れ模様を図7に示す。流れの片寄りを示す原形に比べ改良形分流板では, Primary Zone 内の循環流及び主要空気孔からの対向噴流の軸対



(a) スワール中心断面

(b) 主要空気孔列断面

図7. 箱形燃焼器内の等温空気の流れ模様 (上段: 32φ穴付原形, 下段: 26φ穴付改良形)

称性が得られている。

図8に示す環状燃焼器出口の半径方向温度分布を見ると燃料ノズル後方と中間位置に相当する温度の差が減少し, 分流板改良の効果が現われている。しかし, 煙, CO, THCの排出濃度は図5, 6の結果と変わらなかった。また, 分解後の所見では, スワ

ール後の遮熱板の内側に, はげしい焼け跡がある。図8. 出口温度分布 (要素 II) とがわかり, ところでの冷却方法に改善を加える必要が生じた。

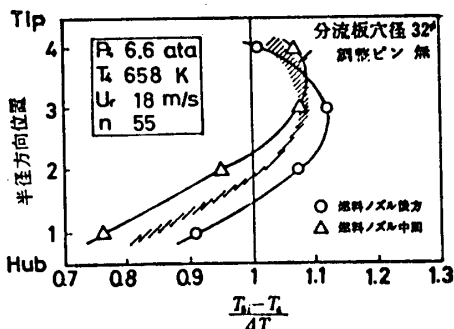


図8. 出口温度分布 (要素 II)

3.3 入口風速分布の変更による結果

従来の実験データを基に入口全圧分布の半径方向勾配を約13%に調整し、要素Ⅲ、Ⅳの試験を行った。同時に、燃焼板内側の冷却方法として、スリット形冷却孔を設け、冷却空気流量の増加を計った。その開口面積は原形に比べ約13%増となった。また、分流通板への流入空気を増やすため、取入孔の穴径を26φから28φに大きくした分流通板も試作した。

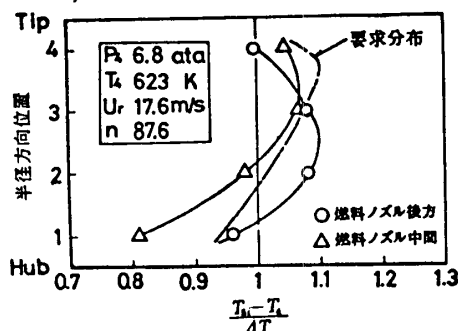


図10. 出口温度分布
左: 要素Ⅲ(26φ)
右: 要素Ⅳ(28φ)

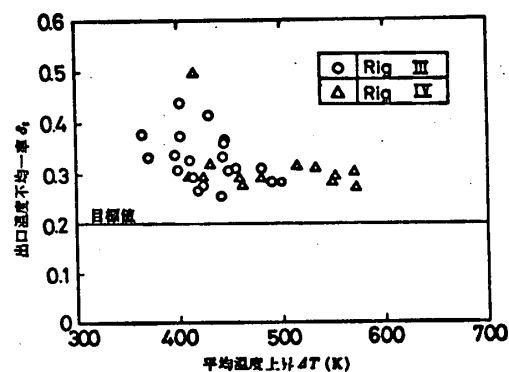
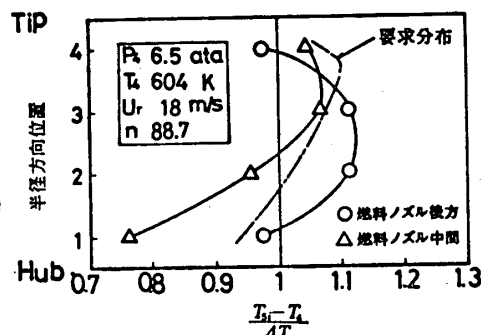


図9. 出口温度不均一率(要素Ⅲ、Ⅳ)



環状燃焼器の性能及び排出特性の結果を図9～12に示す。燃焼器出口の局所的ピーク温度を示す温度不均一率は、平均温度上昇500 K以上で $\delta_t = 0.3$ に収束している。入口空気が $P_4 = 6.5$ ata付近で実機の作動空燃比に合せたときの温度分布は図10になり、その形は、タービン側から要求される分布形に近い。排煙濃度は下り、²⁾前報の結果とはほぼ一致している。Idle相当の条件付近でのCO、THCの排出濃度も下り、28φのものに比べ26φ穴付分流通板の方が低い値を示し、特に、THC濃度は図6の結果に比べて、低くなっている。窒素酸化物(NO_x)の排出濃度は、今回の一連の要素試験では、分流通板の改良に伴う差はでていなかった。ライナ分解後の所見では、燃焼板内側の焼けはなく、冷却は充分であると判断された。その他、カーボン堆積、酸化器内の自己着火及び逆火の発生した痕跡は全くなかった。

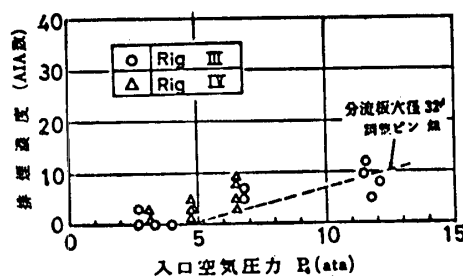


図11. 排煙濃度(要素Ⅲ、Ⅳ)

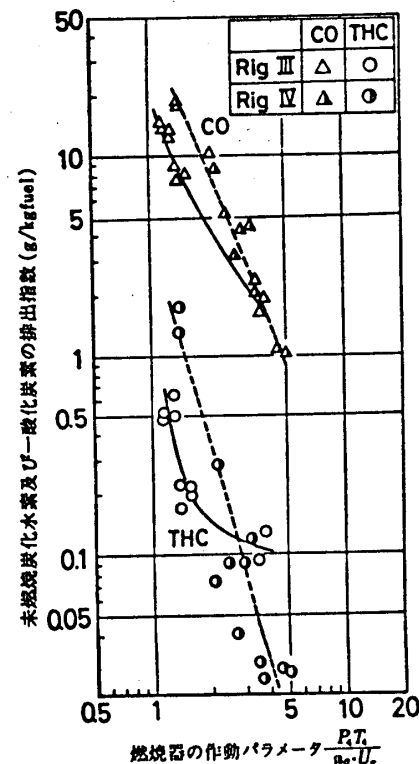


図12. COとTHCの排出濃度(要素Ⅲ、Ⅳ)

4. 実機試験結果及び要素データとの比較

KA型燃焼器の実機試験では、Primary燃料(P)のカット特性、Main燃料(M)のみの排出特性および急加減速特性、Primary燃料とMain燃料の両方を供給する両吹き(M+P)時の排出特性を調べた。エンジン始動から着火までの時間は一定しており、Primary燃料のカット操作もIdle状態に入る前にスムーズに行なわれた。また、Main燃料のみの急加減速特性も、空燃比40～160の範囲で試験したが、振動燃焼、吹消などの異常状態は全く発生しなかった。

排煙濃度は、図13に示すように、エンジン推力の上昇とともに増加する。Main吹きの場合、推力50%から急に濃度は増し、70%以上で両吹きに比べ高くなっている。要素データは入口圧力を含めた条件で示しているが、実機データとも一致を示している。なお、両吹き時の全燃料流量に対するPrimary燃料の割合は、推力上昇に伴って75～10%と変化する。エンジンの最大推力時における排煙濃度は、AIA数=27となり、目標値以下になっている。

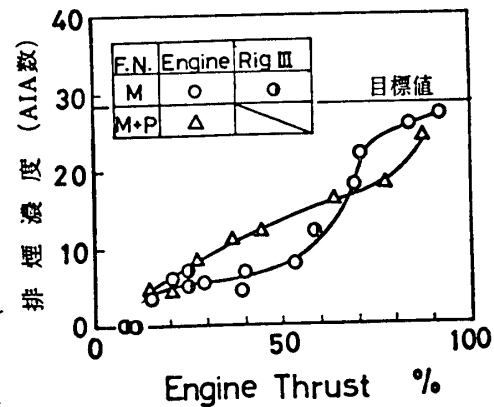


図13. 排煙特性(実機)

THCとCOの排出濃度については、実機と要素の関連性をつかおため、パラメータ $P_0 T_0 / \eta_g \cdot U_r$ (η_g : ガス分析から求めた空燃比) で整理すると図14のようになる。

このパラメータはエンジン推力の上昇とともに大きくなる。パラメータ増加に対する排出濃度の減少する傾向は、いずれも似た形になっている。要素に比べ実機でのCO、THC排出濃度はかなり高い値を示しており、Main吹きのIdle時にCOにして2倍強、THCにして10倍弱になる。また、両吹きに比べ、Main吹きの方が高い濃度を示している。

次に、NOxの排出濃度について 米国のNASAで採用している式を用いて、要素データを実機の入口空気湿度に また 両者のデータを標準湿度(気温15℃、相対湿度60%)に換算した。

$$\frac{(NO_x E.I.)_{Eng}}{(NO_x E.I.)_{Rig}} = \exp \left[0.019 (H_{Rig} - H_{St}) + \frac{T_{4Eng} - T_{4Rig}}{288} \right]$$

(H: 露点の絶対湿度, Eng: エンジン, Rig: 要素)

NOx排出濃度は、図15に示すように、推力上昇

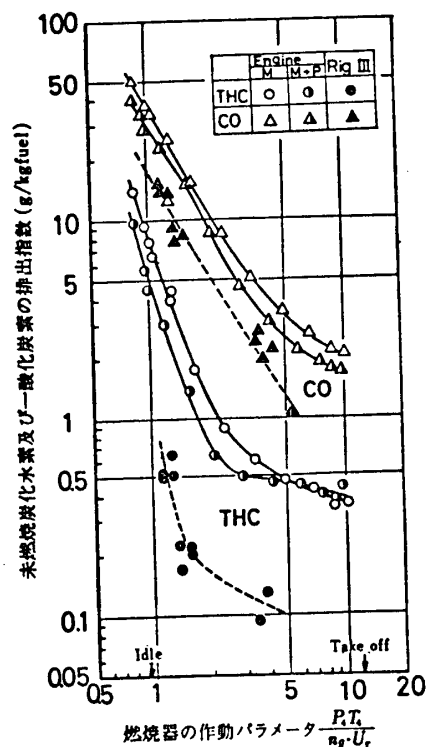


図14. CO及びTHCの排出特性(実機)

とともに増加するが、現用エンジンの圧力噴霧型燃焼器に関してLipfertが統計的に整理したデータに比べ低い値になっている。推力30%以上で両吹きよりもMain吹きのみの方が低い排出指数を示しているが、要素データから推定したMain吹き時の値とは一致していない。

以上のTHC, CO, NO_xについて、要素と実機との排出濃度の違いを生じた理由として、1つは、両者のガス採取位置および方法の違いが考えられる。他の理由として、実機試験後の所見から、要素の場合よりも半径方向勾配の急な入口風速分布が付き、霧化器およびライナへの空気流入の片寄りが生じ、燃料の霧化、空気との混合特性が悪化していたとも考えられる。

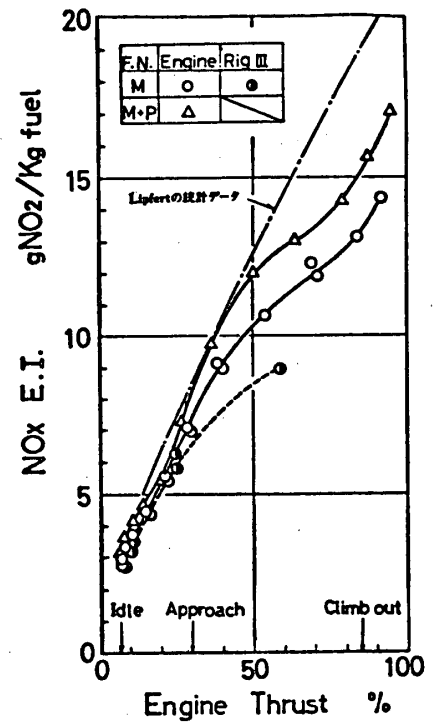


図15. NO_xの排出特性 (実機)

5. まとめ

気流微粒化方式燃焼器について、要素から実機までの一連の試験を行った結果、次のような実験的事実が判った。

- (1) 燃焼器入口の風速分布は、出口温度分布の形、THC および CO の排出特性に対して敏感に影響する。
- (2) 分流板の改良は、上記の分布の改善と排出低減に効果があった。
- (3) 実機静止運転では、火炎安定性について問題はなかった。
- (4) 実機試験時の未燃焼炭化水素と一酸化炭素の排出量は、要素のそれよりも多かったことから、要素段階で入口風速分布のシミュレーションを充分に行う必要がある。
- (5) 実機の排出濃度は、要素試験の最高入口空気圧力 ($P_4 \approx 12 \text{ atm}$) 以上で急に増加すること。
- (6) 窒素酸化物の排出低減対策は、特にとっていないが、現用の圧力噴霧型燃焼器の排出量に比較して低目にあること。

最後に、本研究開発は、通産省大型プロジェクト「航空機用ジェットエンジンの研究開発」の一環として行ったもので、今回の試験・計測に御協力を頂いた航技研の原動機部、航空機公害研究グループの皆様には感謝の意を表します。

参考文献

- 1) 石井・江口・鈴木 : 公開特許公報昭53-90501
- 2) 江口他: 日本ガスタービン学会第5回定期講演会 (1977-9)
- 3) 江口他: 第18回航空原動機に関する講演会 (昭53-2)

実機用缶型燃焼器の水素燃焼性能

* 野村雅宣 (運輸省船舶技術研究所)

池田英正 (同 上)

羽島和夫 (同 上)

1. まえがき

エネルギー資源に乏しい我が國の將來の燃料の一つとして、二次エネルギーである水素が有望視され、現在その製造から利用に至る幅広い研究が行われている。このようないわゆる水素エネルギー時代が到來した場合に、船用の分野でまず最初に水素を燃料として使用する船は水素タンカーであろう。そこで筆者らは蒸発水素を燃料とする液化水素タンカーの主機としてガスタービンを搭載する場合に、炭化水素系燃料を使用する現用ガスタービンがそのまゝ適用可能であるか、どのような改造を施せば運転可能となるかと言った技術的な問題点を検討している。

ガスタービンに水系を燃料として使用する場合の検討課題は燃焼器と燃料供給系であろう。そこで著者らは現在市井で用いられている実機の燃焼器単体により、大気条件下で水系燃焼試験を行った。本実験の主たる目的は灯油用ガスタービン燃焼器の寸法、形状を変化せず、噴射弁のみ水系ガス用を新たに試作、燃焼試験結果から適切なものを選定することである。

水素は燃え易い燃料であつてガスタービンに使用する場合に問題はないと言われて
いるが、実証された例は少ない。^(1,2) また最近公表された米國海軍における水素ガスター
ビンの実船搭載実験⁽³⁾においてもその概要を知るのみである。従つて本実験および今後
予定の実機を用いた陸上運転試験により可能な限り問題点を明らかにして行きたい。

2. 実験装置および実験方法

供試燃焼器と主要諸元を図-1および表-1に示す。本燃焼器は現用の単純開放サイク

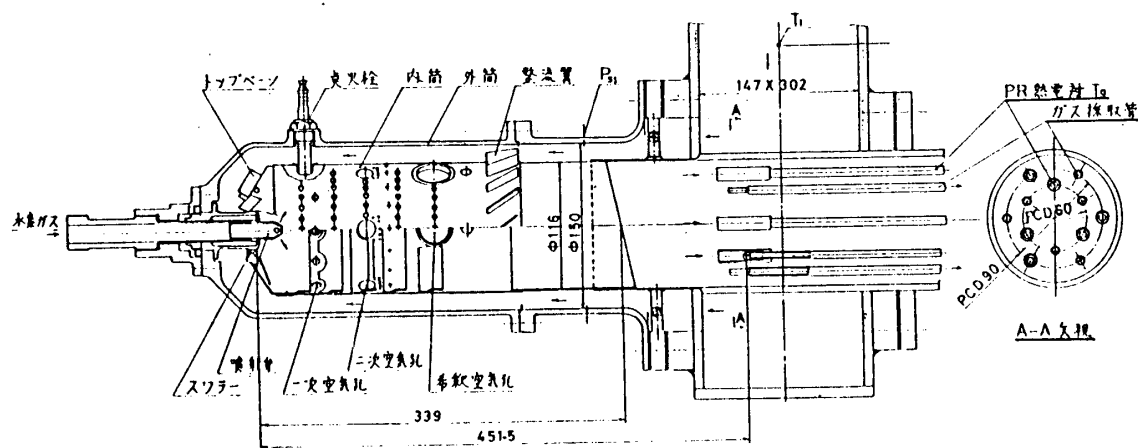


圖-1 供試燃燒器

表-1 供試燃焼器の主要諸元⁽⁴⁾

入口空気圧力	8.4 atm	圧力損失	6%	滞留時間	21.5 ms.
.....温度	約300°C	温度上昇率	2.15	外筒内径	150 mm
空気流量	1.45 kg/sec.	燃焼負荷率	$3.40 \times 10^{-7} \text{ kcal/m}^2 \text{ hr.atm}$	内筒内径	116 mm
燃料流量	93.5 kg/hr. (灯油)	最大断面平均風速	15.6 m/sec.	内筒全長	335 mm
空燃比	55.6 kg/kg (灯油)	全圧損失係数	40.0	内筒容積	$3.45 \times 10^{-3} \text{ m}^3$

ル1軸式ガスタービン(出力295PS)⁽⁴⁾に使用されているもので、形状は単筒逆流出型、灯油が主燃料である。点火栓としては貯蔵エネルギー1 $\frac{1}{2}$ spark, 3~4 spark/sec. の中心電極型ローテーションプラグが用いてある。

水系は容積発熱量が2570 kcal/m³と低いため、大流量を消費できる形状の噴射弁が必要である。しかし、供試燃焼器の噴射弁挿入孔径は変更せず、また外部から弁を取はずす方針の下で弁形状を考えたので、水系ガス流路の狭い噴射弁となった。本実験に用いたノズルチップを図-2に示した。旋回式噴射弁は軸方向の燃焼領域を短縮出来る可能性がある⁽⁵⁾ため製作した。旋回方向は下流より見て燃焼器のスワルと同様反時計方向とした。4孔式は1次燃焼領域の環状漏付近に燃料を噴射することを考慮したもの、多孔式は燃料を燃焼器内半径方向に一様に分布させて出口温度の均一化を計ったものである。

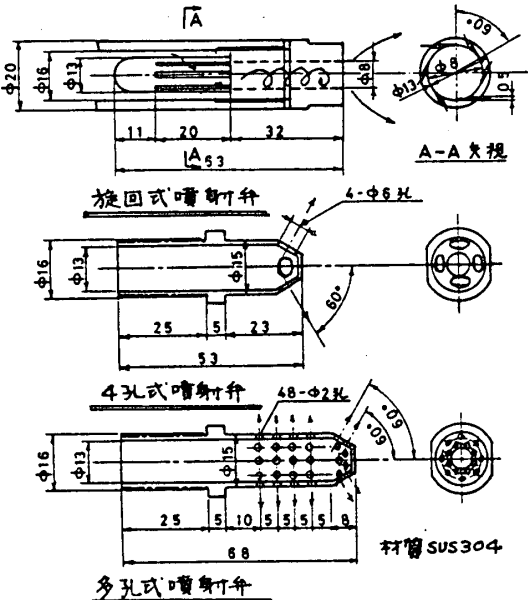


図-2 水系ガス噴射弁

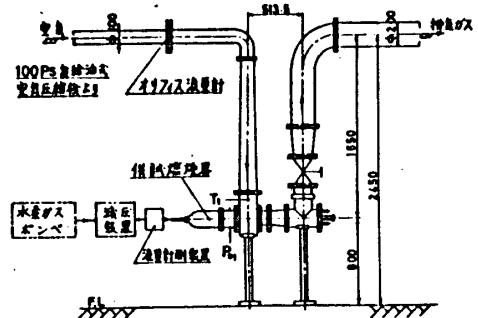


図-3 実験装置概略図

図-3に実験装置の概略を示す。空気源としては無給油式空気圧縮機を用いた。燃料はポンペの高圧水系ガスを減圧、計量して使用した。図-1に示したように燃焼器出口6箇所に酸化アルミナ系耐火材で測温部を被覆しさらに輻射防止用保護管を被せたPR熱電対を取付け燃焼ガス温度 T_g を測定した。また同位置に内径1.5 mm 、肉厚0.75 mm のガス採取用石英管6本を挿入して排気ガス分析を行い、残留水系ガス濃度 MH_2 , NO_x , NO 濃度を調べた。内筒壁温分布 T_w を調べるため、測温塗料(Thermindex OG6)を内筒外面(内筒肉厚1 mm)に塗布して、その変色の程度により概略温度を推定した。

実験は大気条件下で行った。水系燃焼試験結果と比較するため、噴射弁と本来の灯油用二重渦巻噴射弁に戻し、 $G_a = 0.28 \text{ kg/sec}$ において灯油燃焼試験も実施した。実験範囲を表-2に示す。燃焼器入口温度は室温程度で加熱は行っていない。実験範囲は表-1で与えられる燃焼負荷率と最大断面平均風速を考慮して決めた。ただし、最大断面平均

文献1) Scott, R.B., "Technology and Uses of Liquid Hydrogen," Pergamon Press, 1964.

表-2 実験範囲

	水素燃焼	KJ油燃焼		水素燃焼	KJ油燃焼
燃焼器入口全圧 P_{01} atm	1.00 ~ 1.08	1.02	空気過剰率	4.41 ~ 6.87	3.77 ~ 5.02
温度 T_1 °C	11 ~ 16	19	燃焼器出口温度 T_g °C	490 ~ 704	494 ~ 704
空気流量 G_a kg/sec	0.101 ~ 0.307	0.278 ~ 0.284	燃焼器出口速度 U_g m/sec	(1.31 ~ 4.98) $\times 10^7$	(4.04 ~ 5.52) $\times 10^7$
燃料流量	17.6 ~ 70.3 $\frac{Nm^3}{hr}$ 水素	14.0 ~ 19.1 $\frac{kg}{hr}$ KJ油	最大断面平均風速 U_r m/sec	4.61 ~ 13.1	12.9
空燃比	130 ~ 235	53.5 ~ 71.4	Re_{Tg}/U_r kg s ⁻¹ m ³	(2.44 ~ 6.45) $\times 10^5$	2.39 $\times 10^5$

均風速は空気源の容量に制限があり約20%減となった。

3. 実験結果および考察

3.1 水素ガス噴射弁圧力損失

水素ガス噴射弁の圧力損失 ΔP_n はガスタービンを運転する場合に燃料元圧の設定値を知る上で必要となる。噴射弁の摩擦損失、形状損失、その他の損失を含めた総損失係数を ζ_m とおくと ΔP_n は次式で表わされる。

$$\Delta P_n = \zeta_m \frac{\gamma_{H_2}}{2g} U_{H_2}^2 \quad \text{ここで } U_{H_2} = \text{噴孔出口水素ガス流速 } G_{H_2}/\gamma_{H_2} A_n, G_{H_2} = \text{水素流量}, \gamma_{H_2} = \text{水素ガス比重}, A_n = \text{噴孔断面積。}$$

空気を用いた実験から ζ_m を求めた結果を図-4に示した。レイノルズ数 Re の代表長さとしては旋回式噴射弁の場合噴孔直径8mmを、4孔式および多孔式に対しては A_n より求まる相当直径12mmおよび13.9mmを使用した。この図から4孔式と多孔式では ζ_m が一定となっているが、旋回式では Re 数によって変化し、その値も両者に比してかなり高いことが分かる。

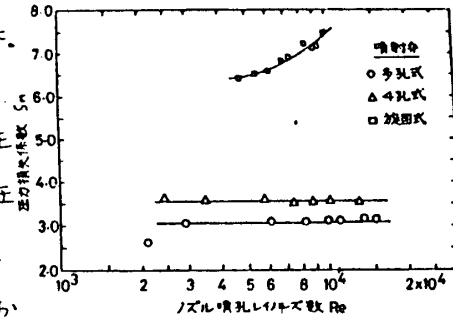


図-4 水素ガス噴射弁圧力損失係数

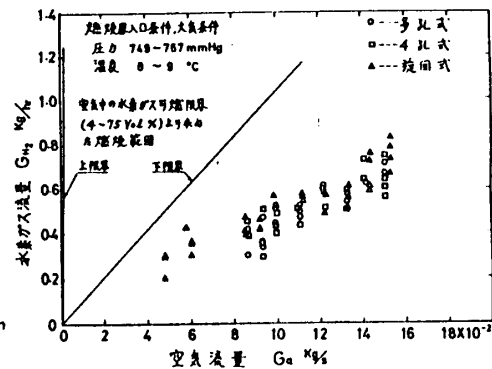


図-5 供試燃焼器の水素ガス着火特性

3.2 水素ガス着火特性

ガスタービンを起動する場合に適正燃料流量ですみやかに着火させることが必要である。そこで供試燃焼器の水素着火限界がどこに存在するかを調べてみた。燃焼器に予め一定の総空気流量 G_a を与えておき、点火栓を作動させて徐々に水素ガス流量 G_{H_2} を増加する方法で着火時の G_{H_2} を求めると図-5のような結果が得られた。測定値にかなりの散乱があるが、供試燃料噴射弁間に大差はなく、燃焼器内の流れが支配的であることがわかる。図中の実線は大気条件下での水素ガスの可燃限界4~75 vol.%より求めた G_{H_2} を示す。本燃焼器の着火点は下限界より低い値となっているが、これは G_a が総空気量であることによる。一度着火すると G_{H_2} を殆どゼロ流量付近まで下げて燃焼を容易に保持できた。

3.3 燃焼器出口温度分布

燃焼器出口における燃焼ガス温度の不均一率 θ を次式で表わす。すなわち $\theta = (T_{g \max} - T_{g \min}) / (\bar{T}_g - T_1)$ 。ここで $T_{g \max}$ および $T_{g \min}$ は6点の温度計指示値のなかで最高および最低値を示すもの、 $\bar{T}_g$ = 6点の算術平均温度、 T_1 = 燃焼器入口空気温度である。 $\bar{T}_g \approx 700^\circ\text{C}$ における θ を表-3に示した。この結果からわ

×2) Lewis Lab. Staff, "Hydrogen for Turbojet and Ramjet Powered Flight," NACA RM E57D23, 1957. (Unclassified in 1971).

かるように噴射弁の型式による不均一率のきわだった違いはなく、 $G_a = 0.28 \text{ kg/sec}$ ではいずれの噴射弁もほぼ同程度の θ となる。表-3 に灯油燃焼時の θ も併記した。灯油の場合や、温度分布が水素燃焼時よりも改善されるようである。

3.4 燃焼効率 水素燃焼ガス温度 $\bar{T}_g$ と空燃比の関係

を図-6 に示した。図中の実線は燃焼効率を $Z_b = 100\%$ と置いて熱平衡式から求めた $\bar{T}_g$ 曲線である。石油燃料では燃焼器入口圧力または温度が低いと Z_b が低下することが知られているが、この図から水素ガスの場合には入口が大気条件下であってもほぼ 100% の Z_b となることがわかる。燃焼器出口で残留水素ガス濃度 H_2 を測定すると、いずれの水素ガス噴射弁においても40ppm以下の濃度となり(図-7)完全燃焼と考えて良い。以上の結果によれば水素ガスはどのような形状の噴射弁を用いても優れた燃焼性を示すように見える。しかし、別途準備した単純な形状の直管式噴射弁から燃焼器中心軸線上へ集中的に水素ガスを噴射すると、高温の場合に不完全燃焼の傾向が強くなり、燃焼器出口まででは燃焼が完結せず、 H_2 濃度の増加が見られた。図-7の×印がその状況をあらわす。

3.5 内筒壁温度分布 燃焼器出口ガス温度の設定値が

$\bar{T}_g = 700^\circ\text{C}$ における水素燃焼時の内筒外面温度分布 T_w を図-8に、灯油燃焼時の T_w を図-9に示した。測温塗料の温度不感帯域が広いので、およその温度レベルしかわからないが、図-8によれば水素噴射弁の型式の違いが T_w 分布に顕著な影響を及ぼしていることが明らかである。即ち、 $G_a = \text{一定}$ の場合について観察すると、4孔式噴射弁では上流側に水素ガス噴流の衝突によって生じたと考えられる局所的な高温部分が現われ、燃焼器内壁面上でスワフル方向に旋回しながら出口へ至る痕跡が見られる。特に出口近傍では部分的に $T_w = 490 \sim 575^\circ\text{C}$ の温度領域が発生している。旋回式および多孔式ではやはり出口近くに高温部分を発生するが、 $T_w = 410 \sim 490^\circ\text{C}$ であって周方向分布はほぼ一様である。幾分詳細に観察すると旋回式よりも多孔式噴射弁の場合に $T_w = 410 \sim 490^\circ\text{C}$ の温度領域が上流まで発達していることがわかる。 T_w 分布に及ぼす空気流量の影響はいずれの噴射弁においてもさほど大きくはない。この性質は空気流量が変化しても本実験範囲では空燃比が一定であれば、燃焼器内部の流れ模様が変わり変化しないことに起因するものと思われる。

文献3) Ford, A.E., "Hydrogen Fueled Turbine Boat Demonstration", S.A.E. Paper No. 770797, 1977.

表-3 $\bar{T}_g = 700^\circ\text{C}$ における燃焼器出口温度不均一率 θ

水素噴射弁型式	総空気流量 $G_a \text{ kg/sec}$		
	0.10	0.18	0.28
旋回式	0.17	0.11	0.11
多孔式	0.08	0.05	0.13
4孔式	0.13	0.05	0.12
灯油燃焼			0.09

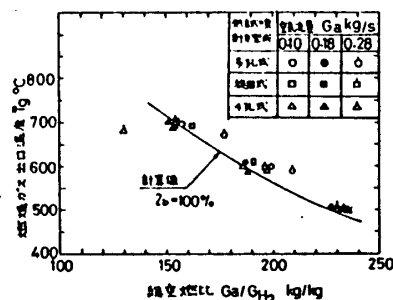


図-6 $\bar{T}_g$ と G_a/G_{H_2} の関係

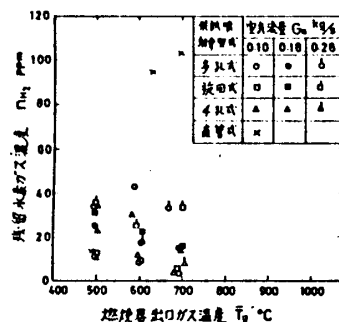


図-7 燃焼器出口における残留水素ガス濃度

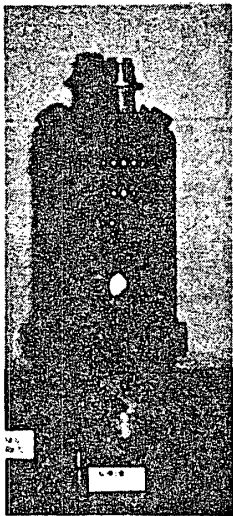
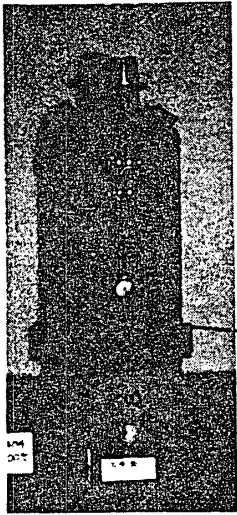
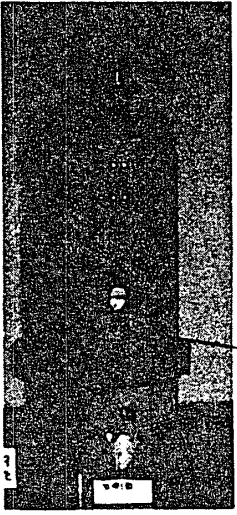
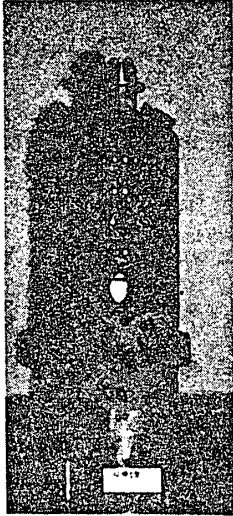
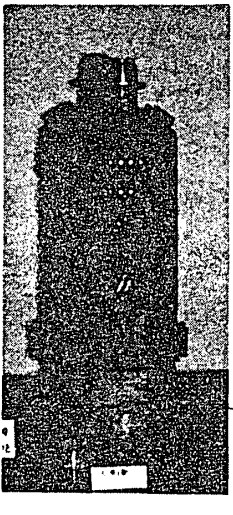
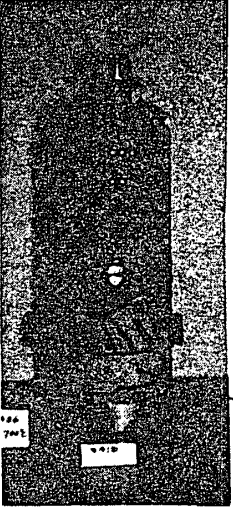
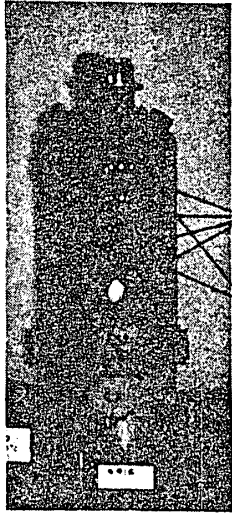
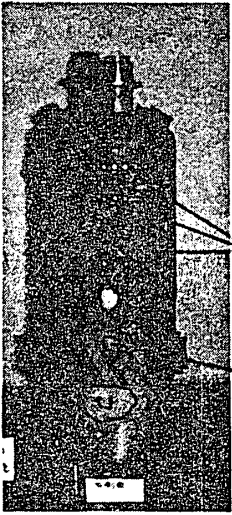
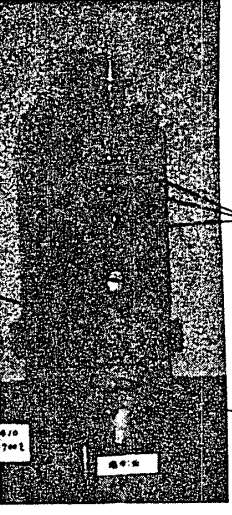
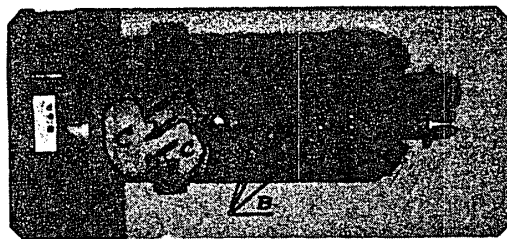
	$G_a = 0.1 \text{ kg/sec.}$	$G_a = 0.18 \text{ kg/sec.}$	$G_a = 0.28 \text{ kg/sec.}$
燃焼器出口側 旋回式噴射弁	 $G_a = 0.103 \text{ kg/sec.} \quad \bar{T}_g = 693^\circ\text{C}$	 $G_a = 0.184 \text{ kg/sec.} \quad \bar{T}_g = 704^\circ\text{C}$	 $G_a = 0.270 \text{ kg/sec.} \quad \bar{T}_g = 704^\circ\text{C}$
多孔式噴射弁	 $G_a = 0.104 \text{ kg/sec.} \quad \bar{T}_g = 697^\circ\text{C}$	 $G_a = 0.184 \text{ kg/sec.} \quad \bar{T}_g = 695^\circ\text{C}$	 $G_a = 0.307 \text{ kg/sec.} \quad \bar{T}_g = 671^\circ\text{C}$
4孔式噴射弁	 $G_a = 0.101 \text{ kg/sec.} \quad \bar{T}_g = 686^\circ\text{C}$	 $G_a = 0.182 \text{ kg/sec.} \quad \bar{T}_g = 701^\circ\text{C}$	 $G_a = 0.277 \text{ kg/sec.} \quad \bar{T}_g = 682^\circ\text{C}$

図-8 水素燃焼時の内筒壁温分布. [測溫塗料 原色赤(A), 灰褐色(B), 黃色(C), 490<Tw<490℃, 490<Tw<575℃, 575<Tw<800℃, 800<Tw℃]

水素の燃焼ガスは炭素を含まないため、 CO_2 、 CO など、いわゆる不輝ガス輻射の一部と、スート微粒子からの固体輻射がない。水蒸気などからの輻射のみとなって、内筒壁に対する輻射伝熱量が炭化水素系燃料の場合よりも減少することが予想される。この点を検討するため、



$$Ga = 0.284 \text{ kg/sec}, \bar{T}_g = 704^\circ\text{C}$$

図-9 灯油燃焼時の内筒壁温分布

灯油燃焼実験を水素と同条件下で行った。図-9は $Ga = 0.284 \text{ kg/sec}$ の時の内筒壁温分布を表す。この図で見る限り灯油燃焼時の T_w 分布形状は4孔式水素噴射弁を用いた T_w 分布に類似している。最高壁温に関しては、灯油の場合に $T_w = 490 \sim 575^\circ\text{C}$ の領域が存在するが、水素では $T_w \approx 500^\circ\text{C}$ となっている。しかし、灯油の平均ガス温度 $\bar{T}_g = 704^\circ\text{C}$ に較べると、水素の $\bar{T}_g$ は約 20°C 程低い。この温度差を考慮すると水素燃焼時の内筒壁温が輻射伝熱量の減少により際立って低くなるようには見えない。前述したように、本実験で用いた測温塗料はおよその温度推定しか出来ないため、輻射による壁温の差を詳細に検討するためには、さらに高感度の塗料を用いるか、その他の温度測定法を利用する必要があろう。

3.6 水素ガス噴射弁温度 実験後噴射弁を観察すると多孔式および4孔式はかなり焼けていた。原因の一つは、これらの噴射弁がいずれも1次燃焼領域に突出しているためであろう。旋回式噴射弁では焼けた痕跡がなかった。

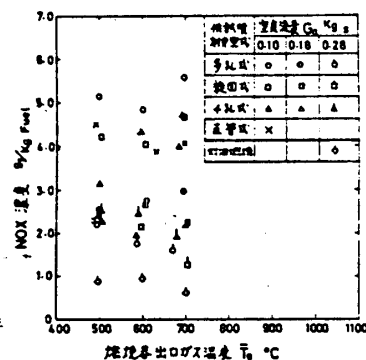


図-10 NOx 排出量

3.7 NOx および NO 排出量 図-10と11にNOx およびNOの排出量を示した。本実験で用いた水素噴射弁はNOx等の低減に対して何ら考慮を払っていない。これらの図からわかるように、水素の単位重量当りのNOx等の排出量は灯油に較べてかなり高い。従ってそれらの低減対策が必要である。

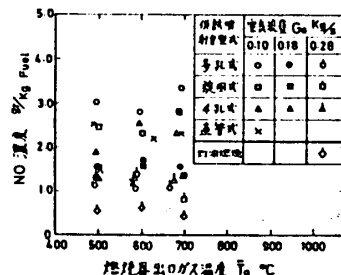


図-11 NO 排出量

4. 結論

現用ガスタービンの燃焼器単体を用いて水素燃焼試験を行い、水素噴射弁として試みに3種を製作したものの中から

適切なものを選定してみた。それぞれの実験結果を表-4にまとめて判断すると旋回式および多孔式の結果が良い。しかし、今回使用した旋回式噴射弁は圧力損失係数が高い所に難点がある。また多孔式は噴射弁焼損の危険があるため使用雰囲気にも耐え得る材質の検討

表-4 実験結果のまとめ

噴射弁型式	旋回式	多孔式	4孔式
(i) 圧力損失	×	○	○
(ii) 着火特性	同	同	同
(iii) 燃焼器出口ガス温度分布	同	同	同
(iv) 燃焼効率	○	○	○
(v) 内筒壁温度分布	○	○	×
(vi) 噴射弁温度	○	×	×

○: 相対的に優れているもの
 ×: 相対的に劣っているもの
 同: 同程度

が必要である。いずれも今後の検討課題としたい。
 文献(4) 星野昭雄他4名, "150KW級燃焼器用小ガスタービンの開発," 日本ガスタービン学会誌, Vol. 5, No. 17, 昭和52年4月, pp. 24-42.
 (5) Chervinsky, A. et al., "Effect of Swirl on Flame Stabilization," Israel Journal of Technology, Vol. 6, No. 1-2, 1968, pp. 25-31.

スレードのトランスピレーションクーリングに関する基礎的研究 (共存対流乱流境界層へ吹出しの場合)

※能 登 勝 久 (神戸大学工学部)
松 本 隆 一 (神戸大学工学部)

1. 緒 言 ガスタービンにおける入口温度上昇によって、比推力増大および熱効率向上が得られ、高温ガスタービンはガスタービン利用のすべての分野にわたって、その有用性を高めるため極めて有力な手段である。高温化によって高温にさらされる各要素に対しては、材料の耐熱性向上による手段と冷却による手段がある。本研究はタービン翼冷却に関するものである。翼の冷却方式には数種類あり、その一つにトランスピレーションクーリングがある。それは現在実用化には至っていないが、内部冷却およびフィルム冷却より冷却効率が高く、従来からトランスピレーション冷却に関して基礎的研究がなされてきている。ガスタービン翼は高温ガスにさらされるため翼冷却を行なうことによって、浮力流れが無視しえないようになると考えられる。しかし密度差に基因する浮力流れを考慮した研究は比較的少なく、層流場についてのみ報告されているが、実用上重要な強制対流と自然対流の共存する乱流境界層への吹出しに関しては、いまだ報告されていない。本報は共存対流乱流境界層への吹出しの場合の対流場構造を理論的に解明しようとするものである。ガスタービン翼形状は3次元曲面体であるため、ここではそれを簡単化して、鉛直面に沿う共存対流乱流境界層へ主流と同一の媒質を吹出す場合を考えてみる。

2. 解 析 解析にあたって、ここで次の事柄を仮定する。

- (1) 熱流動場は2次元・定常状態とする。
- (2) 吹出し面上における吹出し流体温度と多孔質壁の温度は等しく、かつ x 方向に変化しない。
- (3) 物性値の温度依存性に関してはBoussinesq近似が適用できる。
- (4) 散逸エネルギーおよびふく射は無視できる。
- (5) 境界層近似が成立する。

上記の仮定のもとでの基礎方程式は次の連続の式、運動方程式、エネルギー式が考えられる。

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \dots\dots\dots (1)$$

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{dp}{dx} + \left\{ (\nu + \epsilon_M) \frac{\partial u}{\partial y} \right\} + g\beta(T - T_\infty) \dots\dots (2)$$

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial y} \left\{ \left(\frac{\nu}{Pr} + \frac{\varepsilon_M}{Pr_t} \right) \frac{\partial T}{\partial y} \right\} \dots\dots\dots (3)$$

境界条件は次のとおりである。

$$y=0: u=0, v=v_w, T=T_w; \quad y=\infty: u=u_\infty, T=T_\infty \dots\dots\dots (4)$$

式(2)に含まれる静圧変化は次式で示される。

$$-\frac{1}{\rho} \frac{dp}{dx} = H \cdot U_* \frac{dU_*}{dx} \dots\dots\dots (5)$$

ここに、

$$H = \left(\frac{U_\infty}{U_*} \right)^2, \quad U_* = \{ U_\infty^2 + \alpha g \beta (T_w - T_\infty) \}^{1/2} \dots\dots\dots (6), (7)$$

上記の静圧変化は共存対流乱流境界層の特異性を考慮して得られたものである。 U_* は共存対流場の代表速度である。すなわち式(7)で $U_\infty=0$ とおけば $U_* = \{ \alpha g \beta (T_w - T_\infty) \}^{1/2}$ となり自然対流場の代表速度と、 $T_w = T_\infty$ とおけば $U_* = U_\infty$ となり強制対流場の代表速度を表わす。流れ関数 ψ を導入する。

$$u = \partial \psi / \partial y, \quad v = -\partial \psi / \partial x \dots\dots\dots (8)$$

式(8)によって連続の式(1)は常に満足される。次に共存対流場の無次元座標 η , 無次元流れ関数 f , 無次元温度 θ を次のように定義する。

$$\eta = \frac{y}{x} \left(\frac{U_* x}{\nu} \right)^{1/2}, \quad f(z, \eta) = \frac{\psi}{(U_* x \nu)^{1/2}}, \quad \theta = \frac{T - T_\infty}{T_w - T_\infty} \dots\dots\dots (9 \sim 11)$$

共存対流場の代表速度による局所相似原理 (local similarity) より次式が成立する。

$$\frac{\partial f}{\partial z} = \frac{\partial \theta}{\partial z} = 0 \dots\dots\dots (12)$$

式(5)~(12)を用いて式(2), (3)をそれぞれ次のように無次元化することができる。

$$\left(1 + \frac{\varepsilon_M}{\nu} \right) \frac{\partial^3 f}{\partial \eta^3} + \left\{ \frac{\Lambda + 1}{2} f + \frac{\partial}{\partial \eta} \left(\frac{\varepsilon_M}{\nu} \right) \right\} \frac{\partial^2 f}{\partial \eta^2} - \Lambda \left(\frac{\partial f}{\partial \eta} \right)^2 + \frac{\Lambda}{1+z} + 2\Lambda \cdot \theta = 0 \dots\dots\dots (13)$$

$$\left(\frac{1}{Pr} + \frac{1}{Pr_t} \frac{\varepsilon_M}{\nu} \right) \frac{\partial^2 \theta}{\partial \eta^2} + \left\{ \frac{\Lambda + 1}{2} f + \frac{1}{Pr_t} \frac{\partial}{\partial \eta} \left(\frac{\varepsilon_M}{\nu} \right) \right\} \frac{\partial \theta}{\partial \eta} = 0 \dots\dots\dots (14)$$

ここに、

$$\Lambda = \frac{x}{U_*} \frac{dU_*}{dx} \dots\dots\dots (15)$$

x 方向, y 方向速度 u, v は次のように無次元化できる。

$$u = u_* \frac{\partial f}{\partial \eta}, \quad v = -\left(\frac{\nu u_*}{x}\right)^{1/2} \left\{ \frac{\Lambda+1}{2} f + \frac{\Lambda-1}{2} \eta \frac{\partial f}{\partial \eta} \right\} \dots (16)$$

式(4)の境界条件を無次元化すると次式になる。

$$\left. \begin{aligned} \eta=0: & \left(\frac{\partial f}{\partial \eta} \right)_{\eta=0} = 0, \quad f = f_w, \quad \theta = 1 \\ \eta=\infty: & \frac{\partial f}{\partial \eta} = \frac{u_\infty}{u_*}, \quad \theta = 0 \end{aligned} \right\} \dots (17)$$

吹出しのある共存対流乱流境界層構造はいままでにまったく解明されていないので、乱れに対して未知定数の多い2方程式モデルを用いることは現在では危険であるため、本報では1方程式モデルを用いる。乱流場における乱流フラントル数と渦動粘性係数の分布は未知であるため、1方程式モデルに従って求める。乱流フラントル数は0.9～1.0でありここでは0.9とする。渦動粘性係数の値に関して今までに van Driestモデル, Patankar & Spaldingモデル, Cebeciモデル, Katoモデル等々多くのモデルが提案されてきている。ここでは次式のCebeciモデルを採用する。

$$\varepsilon_M = (ky)^2 \left\{ 1 - \exp \left[-\frac{y^+}{26} (\exp v_s^+)^5 \right] \right\} \cdot \left| \frac{\partial u}{\partial y} \right| \dots (18)$$

ここに,

$$y^+ = \frac{\sqrt{\tau_w/\rho}}{\nu} y, \quad v_s^+ = \frac{v_w}{\sqrt{\tau_w/\rho}} \dots (19)$$

本研究では境界層の内層には式(18)のCebeciモデル, 外層には次式で示すPrandtlの混合距離 l を用いたモデルを用いた。

$$l = \frac{k}{4} \delta_u \left\{ 1 - \exp \left(-\frac{4y}{\delta_u} \right) \right\} \dots (20)$$

渦動粘性係数と混合距離の間には周知のように次の関係がある。

$$\varepsilon_M = l^2 \left| \frac{\partial u}{\partial y} \right| \dots (21)$$

式(20)を式(21)に代入して、外層の渦動粘性係数が求まる。

$$\varepsilon_M = \frac{k^2}{16} \delta_u^2 \left\{ 1 - \exp \left(-\frac{4y}{\delta_u} \right) \right\}^2 \left| \frac{\partial u}{\partial y} \right| \dots (22)$$

以上の式で k は von Karman 定数であり, 0.435である。Reynolds応力および熱流束はそれぞれ次式になる。

$$\overline{uv} = -\varepsilon_M u_* \left\{ \frac{u_*}{\nu x} \left(\frac{\partial^2 f}{\partial \eta^2} \right) \right\}^{1/2} \dots (23)$$

$$\overline{v'T'} = -\varepsilon_H (T_w - T_\infty) \left(\frac{U_*}{\nu x} \right)^{1/2} \frac{\partial \theta}{\partial \eta} \dots \dots \dots (24)$$

乱流運動エネルギーは次式になる。

$$E_T = \left(\frac{\overline{u^2} + \overline{v^2}}{2} \right)^{1/2} = 1.818 (1 - \overline{uv'})^{1/2} \dots \dots \dots (25)$$

速度分布, 温度分布を一般化した形で表わすため無次元座標 y^+ , 無次元速度 u^+ , 無次元温度 θ^+ を導入すると以下ようになる。

$$\left. \begin{aligned} y^+ &= \eta (Re^2 + Gr)^{1/8} \left(\frac{\partial^2 f}{\partial \eta^2} \right)_{\eta=0}^{1/2} \\ u^+ &= (Re^2 + Gr)^{1/8} \frac{\partial f}{\partial \eta} \left(\frac{\partial^2 f}{\partial \eta^2} \right)_{\eta=0}^{-1/2} \\ \theta^+ &= (\theta - 1) Pr (Re^2 + Gr)^{1/8} \left(\frac{\partial \theta}{\partial \eta} \right)^{-1} \left(\frac{\partial^2 f}{\partial \eta^2} \right)_{\eta=0}^{1/2} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (26)$$

3. 結果および考察

式(13), (14)を差分式に直し, さらにそれらを3項方程式系に直し, それらをガウス消去法で解き, 共存対流乱流境界層へ吹出しの場合の数値解を得た。その一例を以下に示す。

図1は $Gr = 10^{10}$, $f_w = -2$ の場合の普遍速度分布を Re 数をパラメータとして示している。 Re 数大なるほど強制対流分布に近づく。粘性底層の厚さは Re 数によって余り影響を受けない。図2は図1と同条件での速度分布を示す。図には吹出しのない場合との比較を示していないが, 同程度の吹出し量であれば, 乱流境界層の場合には速度分布に若干の変化を与えるのみで, すくなくとも層流境界層の場合より, 速度分布に与える

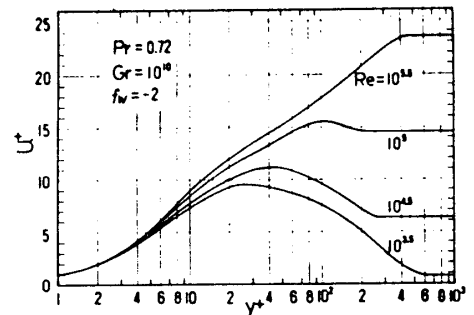


図1 無次元速度分布

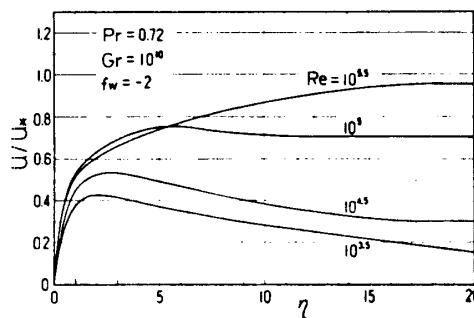


図2 速度分布

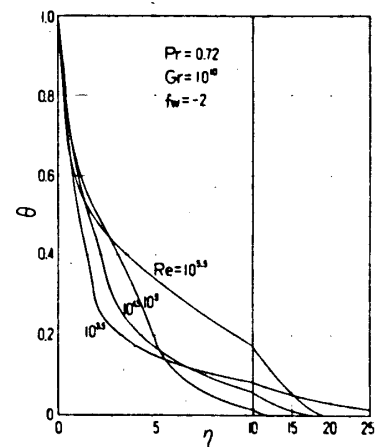


図3 温度分布

影響は顕著ではない。また層流境界層では吹出すと最大速度は大きくなるが, 乱流境界層ではその傾向が常にあるとは限らない。図3は温度分布を示す。吹出しのない場合にも温度分布は層流境界

層の温度分布に比較して複雑な分布をするが吹出せばその傾向はさらに顕著になる。

図4および5にはReynolds 応力分布を示す。実線、破線はそれぞれ、

$$-\rho \overline{u'v'} / (\rho U_{\infty}^2 / 2),$$

$$(\mu \cdot \partial u / \partial y - \rho \overline{u'v'}) / (\rho U_{\infty}^2 / 2)$$

を示す。図4はGr 数が正の場合で、図5はGr 数が負の場合で主流と浮力流れの方向が逆方向の場合である。吹出しが強くなればReynolds 応力の値は増大する。

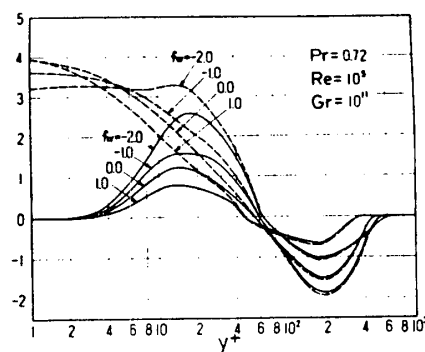


図4 Reynolds応力 (1)

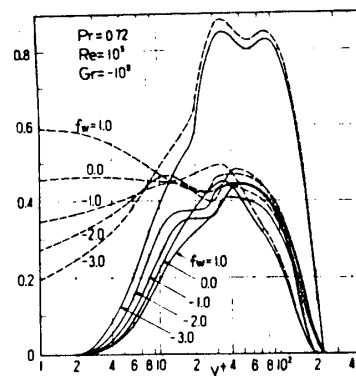


図5 Reynolds応力 (2)

図6はReynolds 熱流束分布を示す。実線、破線はそれぞれ以下の値を示す。

$$-\rho C_p \overline{v'T'} / \rho C_p (T_w - T_{\infty}) U_{\infty},$$

$$(-\lambda \cdot \partial T / \partial y - \rho C_p \overline{v'T'}) / \rho C_p (T_w - T_{\infty}) U_{\infty}$$

吹出せばReynolds 熱流束の値は増大する。図4~6から吹出すことによって乱れ構造は活性化される。

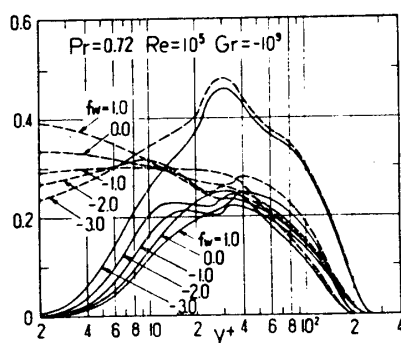


図6 Reynolds熱流束

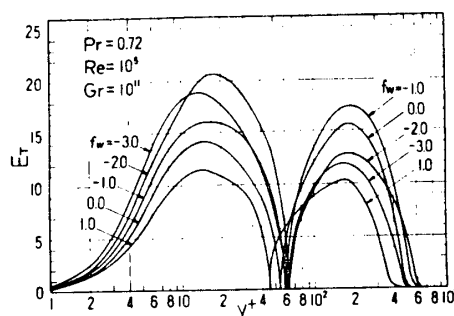


図7 乱流運動energy

図7には乱流

運動エネルギー E_T の分布を示す。図から吹出し強さのみに乱流運動エネルギー量は厳密には比例せず複雑な分布をすることがわかる。しかし境界層内層領域ではほぼ吹出し強さに比例して乱流運動エネルギーは増大する。

図8はReynolds 数一定 (10^5) のときの吹出し強さが局所Nusselt数におよぼす影響をGras-

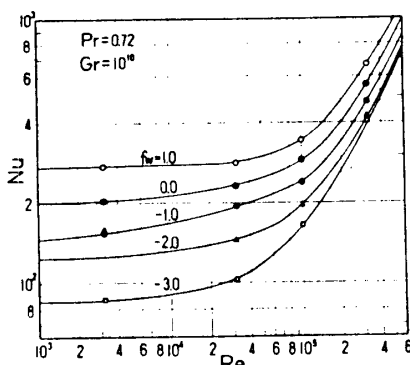


図8 局所Nusselt数の変化 (1)

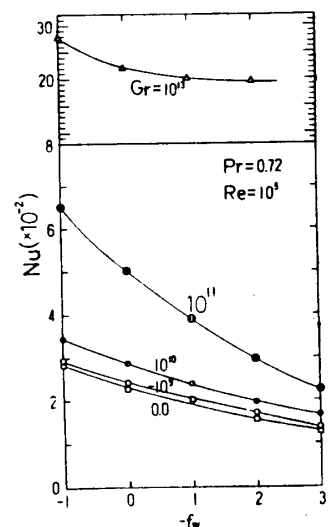


図9 局所Nusselt数の変化 (2)

hof数をパラメータとして示したものである。吹出しの影響を明らかにするため吸込みの場合の分布も参考のために図示した。図9はGrashof数一定(10^{10})の場合の $Re-Nu$ 図で吹出しによる局所Nusselt数の変化を示したものである。ここには層流境界層への吹出しの分布を示していないが、実用上重要な乱流境界層への吹出しの影響は層流場のそれより顕著でない。その原因は上で述べた吹出すことによる乱れ構造の活性化に原因していると考えられる。

4. 結 言

共存対流乱流境界層へ同媒質を吹出した場合を局所相似法によって数値解析し、主に対流的諸特性を明らかにした。その結果を要約すると次のようになる。

- (1) 共存対流乱流境界層への吹出し量を大きくすると層内の渦動粘性係数 ϵ_m の値は大きくなる。
 - (2) 吹出すと温度分布は、層流の場合と定性的に異なる分布とする。すなわち層流の場合は壁面近傍での温度変化が著しいが、乱流の場合は最大速度の位置で温度分布勾配が変化する。
 - (3) 層流対流場へ吹出すと x 方向最大速度は大きくなるが、乱流境界層ではその傾向が常にあるとは限らない。
 - (4) 吹出すとReynolds応力の絶対値、Reynolds熱流束の値は大きくなる。
 - (5) 吹出すと局所Nusselt数は必ず減少し、自然対流の影響を考慮すると局所Nusselt数は増大する。
 - (6) 乱流運動エネルギーは壁面から最大速度の位置までの領域では吹出すと大きくなり、最大速度以遠の領域では傾向的な特徴はない。
 - (7) 吹出すことによって共存対流乱流境界層の乱れ構造は活性化されると考えられる。
- 記 号 (文中で説明したものは省略する)

C_p : 比 熱	g : 重力加速度	Gr : Grashof数 $[\alpha^3 g \beta (T_w - T_\infty) / \nu^2]$
Nu : Nusselt数 $[\alpha x / \lambda]$	p : 静 圧	Pr : Prandtl数
Pr_t : 乱流Prandtl数 $[\epsilon_m / \epsilon_H]$	Re : Reynolds数 $[U_\infty x / \nu]$	
T : 温 度	u : x 方向速度	v : y 方向速度
x : 壁面に沿う座標 (原点前縁)	y : 壁面に垂直方向座標 (原点前縁)	Z : Gr / Re^2
α : 熱伝達率	β : 体膨張係数	δu : 速度境界層厚さ
ϵ_m : 渦動粘性係数	λ : 熱伝導率	ϵ_H : 渦温度伝導率
ρ : 流体密度	τ : 剪断応力	μ : 粘性係数
w : 壁 面	γ : 乱れ成分	(添 字)
		∞ : 主 流

参考文献

- (1) R.J. Goldstein, Advances in Heat Transfer 7 (1971), 321, Pergamon Press

* 荒 木 達 雄 （東芝総研）

嶋 本 吉 春 （東芝総研）

1. まえがき

ガスタービンの高温化はいままで空気冷却によって達成されて来た。しかし空気冷却でさらに高温化するにはさらに多量の空気を冷却に用いることが必要でプラントの効率の向上が少なくなり比出力も大きくなならない。発電用のガスタービンでは粗悪燃料を用いること、耐用時間が2万ないし4万時間要求されることなどのため翼の温度を出来るだけ低く保つことが必要である。陸用のガスタービンでは冷却媒体として水を用いることが可能なので最近水蒸気や水冷却方式が注目され開発が積極的に進められるようになった。水冷却翼は最初は閉ループ方式が開発されたが流路の閉そくなど⁽¹⁾のため成功していない。近年開ループ方式⁽²⁾⁽³⁾⁽⁴⁾⁽⁵⁾が注目され有望視されている。翼の金属の温度を何度まで許容するかによって適する冷却方式も異なるので基本的な二方式につき冷却性能を解析し比較した。

2. 冷却方式

水を用いた冷却方式としては基本的に二つの方法が考えられる。ひとつは水の相変化による蒸発潜熱を利用するものであり、他は蒸発をさせない対流冷却である。水の相変化を用いると水は流路内で蒸発し流れは蒸気-水の二相流となる。タービンの動翼のように高速で回転している流路内では静止した垂直あるいは水平管内に生じる気泡流、スラグ流、環状流、噴霧流となることなく流路の壁面に水が付着した水膜流となることが知られている。本解析では図1(a)に示すように水膜流が蒸発するモデルとする。相変化をさせない場合は沸騰を防ぐため高圧の圧縮水とする。したがって流路内は完全に水で満たされたFULL CHANNEL FLOWとなる。このような流れを実現するには流路の出口を絞る必要があるが図1(b)のごとくになる。遠心力が非常に大きいので翼先端の圧力は非常に大きく、前後の圧力比が非常に大きくラバーノズルを絞りとして用いることが必要である。

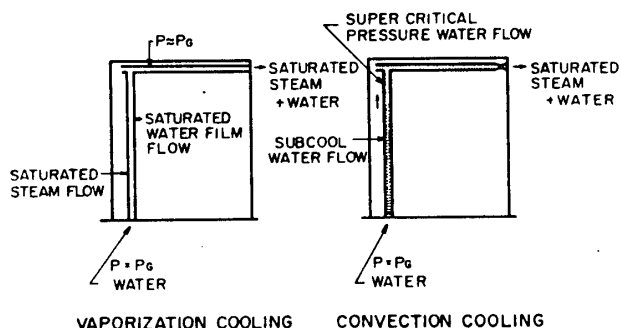


図1 水冷却の二方式

3. 冷却性能の計算方法

冷却の熱計算は一次元化したモデルによって行うが、熱流束の大きな水冷翼では金属の熱抵抗の効果が大きいので局所的な熱抵抗は二次元の熱伝導の方程式を有限要素法で解いて求める。本解析に用いた翼形状は図2に示すごとくであり、この翼のまわ

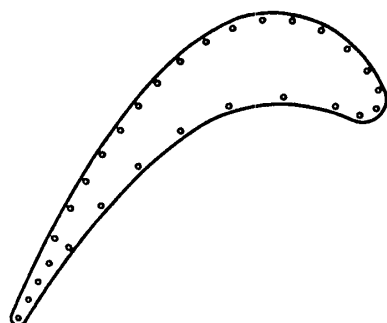


図2 翼形と冷却流路の分布

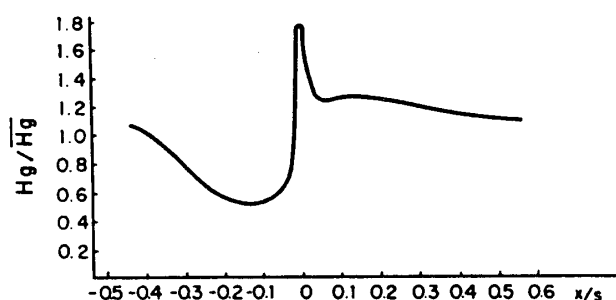


図3 翼まわり熱伝達分布

りの熱伝達率の分布は図3に示すごとくである。冷却方式は翼の壁面に接近させて小さな径の流路を多数もうける方式である。冷却流路のピッチは不均一で各冷却流路にはほぼ等しい熱が流入するようにきめる。したがって熱的条件は各流路で等しいとし、平均ピッチに1ヶの冷却流路があるとして1ピッチ間について隣のピッチ間と熱移動がないとして熱計算を行う。翼のガスと接する面での熱移動は

$$Q = \bar{H}_g (T_g - T_{ms}) \cdot h \cdot s \quad (1)$$

ここで Q は1ピッチ間に流入する単位時間の熱量、 $\bar{H}_g$ は翼まわり平均熱伝達率、 T_g はガスの平均温度、 T_{ms} は翼のガスと接する面の温度、 h は翼の高さ、 s は冷却流路の平均ピッチである。冷却流路内に出来る液膜は遠心力とユリオリ力のため特別な場合を除いて全周に出来ることはなく一方向に局所的に出来る。図4、液膜の付着している部分は付着していない部分と比較して熱伝達率は1オーダー以上大きいので液膜の付着している部分でのみ熱移動を生じるとして近似することが出来る。したがって冷却流路壁面の熱移動は

$$Q = H_w (T_{mc} - T_{sat}) 2\pi r A_w h \quad (2)$$

ここで H_w は液膜の熱伝達率、 T_{mc} は冷却流路壁面の平均温度、 T_{sat} は冷却流路内の圧力に対応する飽和温度、 r は冷却流路の半径である。

金属内の熱移動は

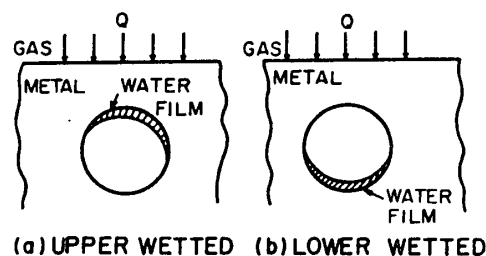


図4 冷却流路内の液膜

$$Q = (T_{ms} - T_{mc}) \frac{\lambda}{d} h s \quad (3)$$

λ/d は熱通過率で d の値は 1 ピッチ間につき熱伝導の式を有限要素法で解き、その結果より下記の式によって求める。

$$d = - \frac{1}{\left[\frac{\partial \left(\frac{T - T_{mc}}{T_{ms} - T_{mc}} \right)}{\partial y} \right]_m} \quad (4)$$

上式でサフィックス m は 1 ピッチ間の平均を意味する。 y は翼のガス表面より垂直方向距離である。

冷却熱は全て冷却水の潜熱で吸収され、冷却流路の出口で全部の冷却水が蒸発する
とすると

$$Q = m_c L_w \quad (5)$$

m_c は冷却水の重量流量、 L_w は蒸発潜熱である。液膜の熱伝達率は垂直管内の凝縮熱伝達の式⁽⁷⁾で重力を遠心力で置き換えて用いる。

$$\left. \begin{aligned} H_w &= \lambda_w \left(\frac{\mu_w^2 R}{\rho_w^2 \omega^2} \right)^{\frac{1}{3}} \times 0.045 \times Re_w^{0.2} \\ Re_w &= \frac{m_c}{2\pi r A_w \rho_w g} \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

上式で λ_w は水の熱伝達率、 μ_w は粘性係数、 ρ_w は密度、 ω は羽根の回転用速度、 R は羽根の平均半径である。(1)～(6)式を連立させて解くことによって各部の温度、冷却流量を求めることが出来る。翼表面の平均熱伝達率は与えられた翼形状と空力条件より翼スロート基準のレイノズル数を求め図 5 を用いて求める。相変化をさせないで対流冷却する場合には(2)式の代りに次式を用いる。

$$\frac{T_{ms} - T_{c1}}{T_{ms} - T_{c2}} = \exp \left[\frac{2\pi r h H_w}{m_c C_{pc}} \right] \quad (7)$$

T_{c1} は冷却水の入口温度、 T_{c2} は冷却水の出口温度、 C_{pc} は冷却水の入口、出口の平均比熱である。相変化をさせない冷却では(5)式の代りに(8)式を用いる。

$$Q = m_c C_{pc} (T_{c2} - T_{c1}) \quad (8)$$

熱伝達率としては(6)式の代りに普通の管内乱流熱伝達率を用いる。回転している場合には遠心力の作用による二次流れで少し大きくなるがこの場合には二割程度であり問題とならない。

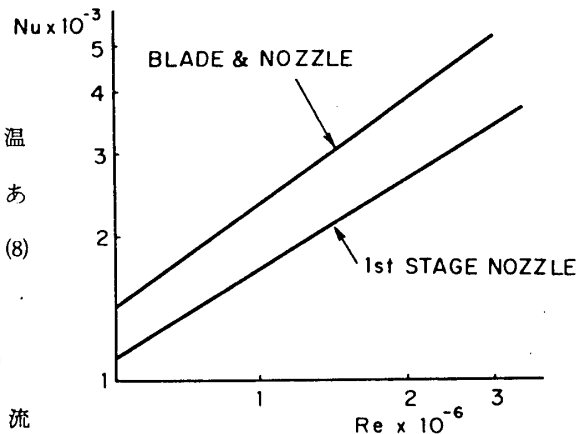


図 5 翼表面の平均ヌセルト数とスロート基準のレイノズル数の関係

4. 解析結果

翼の冷却流路側表面とガス側表面間の熱通過率を求めるために冷却流路 1 ピッチ分を取り出し温度

分布を計算した結果を図 6 に示す。流路内の液膜の付着位置と付着面積によって著しく温度分布が変る。式 4 で定義した d の値をこれ等の温

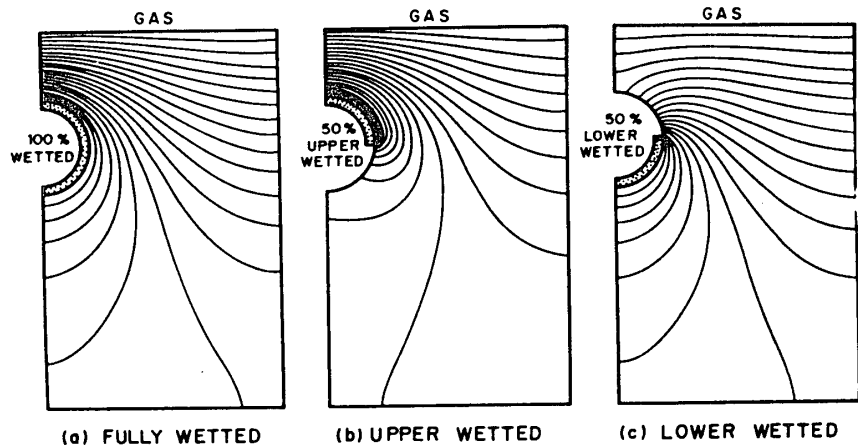


図 6 冷却流路周辺の温度分布

度分布の結果より求め冷却流路の径 d_0 で示する図 7 のごとくなる。液膜がガス側に付着した場合には d が最小，反対側に付着した場合には最大となりその他の方向に付着した場合にはその中間値になる。相変化させない場合には流路全面が液と接触するので $A_w=1$ である。冷却翼の対象としたのは入口圧力は 16 kg/cm^2 ，入口温度 1500°C の三段タービンの第一段動翼である。第一段動翼の仕様は表 1 に示す。翼の材質

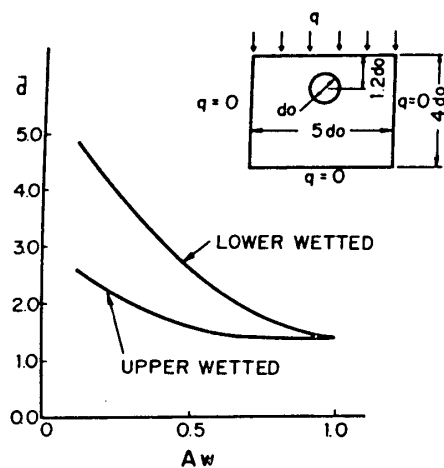


図 7 冷却流路表面とガス面間の熱的等価厚さ

表 1 モデルタービン第一段動翼仕様

入口静圧	7.9 kg/cm^2
入口せきとめ温度	1306°C
出口静圧	6.3 kg/cm^2
出口静温	1190°C
流 量	390 kg/sec
翼 長	120 mm
翼コード長	120 mm

は熱伝導率 $\lambda = 15 \text{ Kcal/mh}^\circ\text{C}$ とした。蒸発冷却したときの冷却特性を図 8 (a), (b) に示す。図 8 (a) には流路に流入する熱量 Q ，冷却流路の熱流束 q ，必要な冷却流量 m_c ，翼表面と冷却流路表面の温度差 ΔT が A_w によってどのように変化があるかが示してある。図 8 (b) には翼表面温度 T_{ms} ，冷却流路表面温度 T_{mc} ，及び冷却水膜温度 T_{sat} の変化が示されている。これらの値に巾があるのは液膜の付着位置によって差を生じるためである。液膜の付着面積が減少すると翼表面の温度が著しく上昇する。冷却流路表面の熱流束も大きくなりバーンアウトの危険性を生じることがわかる。また付着

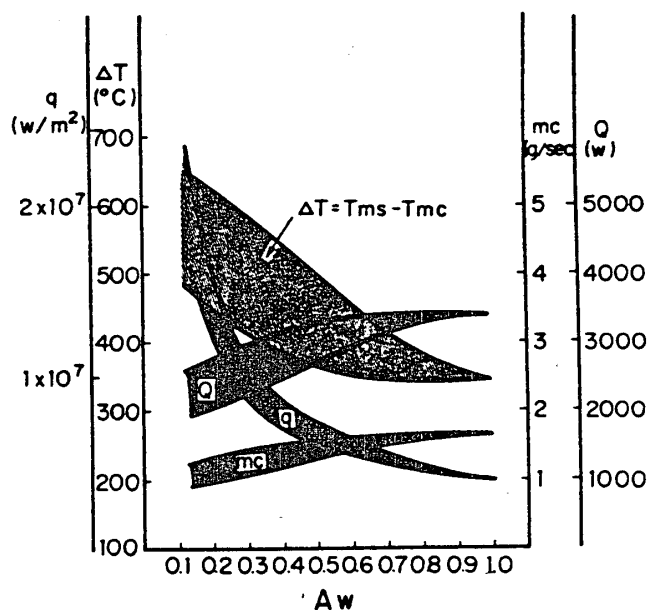


図 8 (a) 蒸発冷却特性
($T_G=1300^\circ\text{C}$, $P_G=8\text{ kg/cm}^2$)

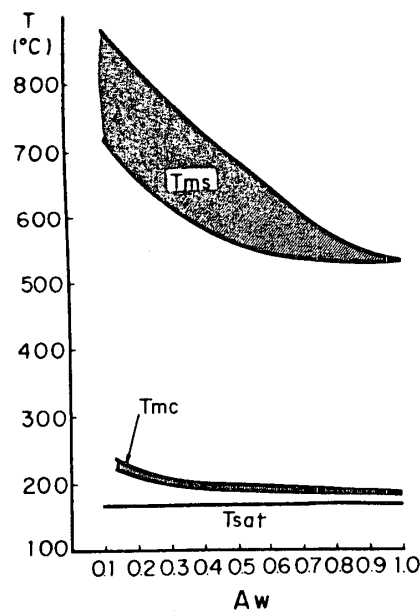


図 8 (b) 蒸発冷却特性
($T_G=1300^\circ\text{C}$, $P_G=8\text{ kg/cm}^2$)

面積が小さいと付着位置によって著しく冷却特性に差を生じる。相変化をさせない冷却方式の結果を図 9 に示す。翼表面の温度は蒸発冷却方式と比較して液膜が 50 % 以上付着したときは蒸発冷却の方が低く、50 % 以下では蒸発させない方式の方が低くなる。FULL CHANNEL FLOW では冷却水の圧力は遠心力は翼先端にゆくほど高くなり出口では 250 kg/cm^2 前後の超臨界圧となる。臨界温度 (374°C) 以下の圧縮水で用いかつ物性値の急激な変化をしない 320°C 以下で用いる。この条件下で必要な冷却水流量は 3 g/sec である。同じ翼表面温度のときの蒸発冷却方式では 1.7 g/sec の冷却水流量が必要である。しかし蒸発冷却では出口で全部蒸発するという条件で冷却水量を求めているので実際には安全上これより多い流量が必要であり、必要な冷却水の流量にはあまり大きな差はないと云える。蒸発させない冷却方式では冷却流量を増すと除々に温度は低下するが低下率は小さく流量を倍にしてもその差は 70°C ぐらいである。水冷却の場合は冷却流路の熱伝達率は蒸発方式では $H_w = 2 \times 10^5 \sim 5 \times 10^5\text{ Kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$, 蒸発なしの方式で $H_w = 1 \times 10^4 \sim 2 \times 10^4\text{ Kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$ で蒸発冷却の方がはるかに大きい。しかし翼表面と冷却流路表面の間の金属の熱通過率がこれより小さいので熱伝達率の差によって翼表面の温度差はあまり生じない。ガスの圧力を変えた場合の冷却特

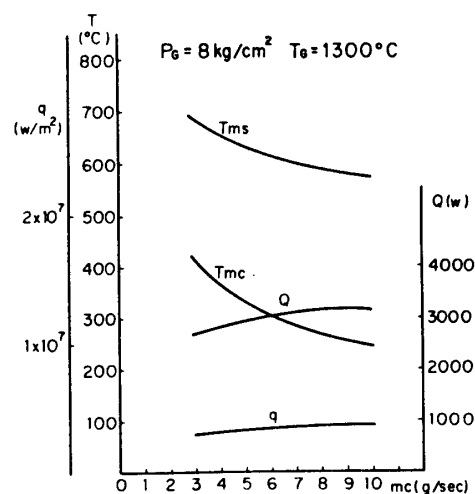


図 9 FULL CHANNEL FLOWの冷却特性
($T_G=1300^\circ\text{C}$, $P_G=8\text{ kg/cm}^2$)

性を図 10 に示す。ガスの圧力を高くするとガス側の熱伝達率が大きくなるので翼の温度は高くなるがその増加率は蒸発冷却方式の方が大きい。これは冷却流量内の圧力も上昇し冷却水の飽和温度が上昇するためである。したがってガスの圧力が低い場合には蒸発冷却方式が有利で高圧の場合には蒸発なしの冷却の方が有利である。図 11 にはガスの温度を1100℃にしたときの特性を示す。圧力を 4 kg/cm^2 とするとモデルタービンの第2段のタービンの条件にはほぼ等しく第2段タービンでは冷却が容易なことを示している。

5. あとがき

モデルタービンの条件では蒸発冷却方式で冷却流路の周長の5割以上に液膜が付着した場合は蒸発させない方式の場合より翼表面温度を低く

なる。5割以下では蒸発させない冷却方式の場合の方が翼表面温度は低くなる。同じ翼表面温度の条件下では必要な冷却水流量は蒸発冷却方式の方が4割程度少くてすむ。

6. 文 献

- (1) Summer Alpert, Development of a three stage liquid cooled gas turbine, ASME J. Eng. Power JAN. 1960 P. 1
- (2) P. H. Kydd, A Ultra high temperature turbine for maximum Performance and fuels flexibility, ASME 75-GT-81
- (3) B. V. Johnson, Effect of water cooling turbine blades on advanced gas turbine power systems, ASME 77-GT-80
- (4) United States Patent 3902819 Sept. 2, 1975
- (5) 特許公報 昭 53-107515
- (6) Dakin J. T., Viscous liquid films in non-radial rotating tubes, General Electric Report No. 77 CRD113 June 1977
- (7) D. Butterworth and G. F. Hewilt, Two phase flow and heat transfer, Oxford University press 1977

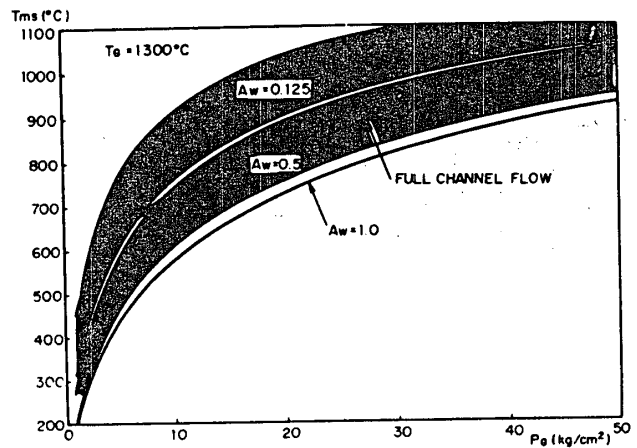


図 10 ガスの圧力による冷却特性の変化
($T_G=1300^\circ\text{C}$)

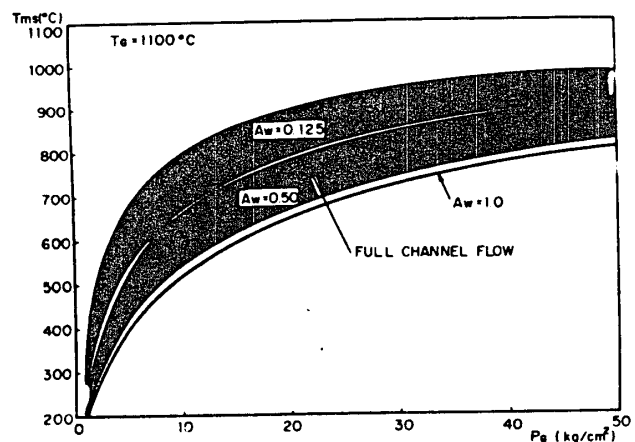


図 11 ガスの圧力による冷却特性の変化
($T_G=1100^\circ\text{C}$)

回転蓄熱式熱交換器の動特性解析

*竹内 徹 (日産自動車 中央研究所)
伊藤 高根 (日産自動車 中央研究所)
石田 徳平 (日産自動車 中央研究所)

Ⅰ はじめに

燃料消費率の低い自動車用ガスタービンには、効率の高い熱交換器が必要であるが、エンジンを軽負荷で使用する場合、熱交換器での温度上昇は、燃料による温度上昇の3～5倍にもなることがあり、燃料の増減のみではエンジン制御も難しくなる。また熱交換器の熱容量は非常に大きく、加減速時には熱交換器によって暖められた空気の温度 T_4 は、不安定に変化する。そのためエンジンの制御系を設計する上でも、また実用走行時の燃料消費率を計算する上でも、熱交換器の動特性を知っておく必要がある。ところで、自動車用ガスタービンの熱交換器としては、いわゆる回転蓄熱式が用いられているが、これらの動特性の扱いとしては、空気側出口温度とガス側入口温度の関係を単純な「一次遅れ系」として扱う方法^{(1),(2)}、又熱伝達の基礎式から出発した厳密な解析を行う方法^{(3),(4),(5)}などがあるが、ガスタービンエンジン全体の動特性を表わすための一要素のモデルとしては、前者は単純すぎて特性が表わされず、後者は複雑すぎて、とうてい実時間シミュレーションには使えないといった不具合があった。

そこで精度の面は多少犠牲にしても、実時間で回転蓄熱式熱交換器の特性を表現でき、かつ実物に即したわかりやすいモデルを考え、その単体の動特性を調べたところ、実時間シミュレーションモデルとして使えそうなことがわかったので、その結果を報告する。

② 回転蓄熱式熱交換器のモデル化

マトリックスコアを、まず図1のように周方向に n 個に分割する。その分割された一つのセグメントを取り出し、これを図2のような一つの管路に置き換えて、熱の授受を考える。空気側を例にこの管路内の微小長さ dx の間での熱伝達を考えると、空気

MATRIX CORE

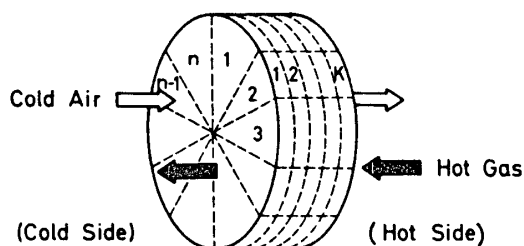
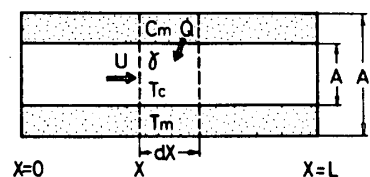


図1 熱交換器のモデル(分割法)

のエネルギー収支、空気の連続の式、マトリックスのエネルギー収支、熱伝達量の式

図2 dx 間での熱の授受

は、それぞれ以下の(1)~(4)式で表わされる。

$$\frac{\partial}{\partial t}(A \cdot dx \cdot \gamma \cdot c_p \cdot T_c) = - \frac{\partial}{\partial x}(A \cdot U \cdot \gamma \cdot c_p \cdot T_c) dx + \dot{Q} \quad \text{---(1)}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(A \cdot dx \cdot \gamma) = - \frac{\partial}{\partial x}(A \cdot U \cdot \gamma) dx \quad \text{---(2)}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(c_m \cdot dW_m \cdot T_m) = - \dot{Q} \quad \text{---(3)}$$

$$\dot{Q} = h \cdot dS(T_m - T_c) \quad \text{---(4)}$$

次に流路を流れ方向にK分割し、この分割された1個のマトリックス素子内では、各変数の値が一定であるとして(1)~(4)式を集中系に直し、整理すると(5),(6)式のようになる。

$$(C_v \cdot \Delta W_j) \frac{dT_{cj}}{dt} + (C_{pj} \cdot G_j + \Delta V_j \cdot \sigma \cdot h_j) T_{cj} = C_{pj-1} \cdot G_{j-1} \cdot T_{cj-1} + \Delta V_j \cdot \sigma \cdot h_j \cdot T_{mj} \quad \text{---(5)}$$

$$C_m(1 - \frac{A}{A_f}) \frac{\gamma_m}{\sigma \cdot h_j} \frac{dT_{mj}}{dt} + T_{mj} = T_{cj} \quad \text{---(6)}$$

この(5),(6)式を整理しなおすと、 T_{cj} 等を用いて(7),(8)式のように表わせる。

$$T_j \frac{dT_{cj}}{dt} + T_{cj} = \alpha_{j-1} T_{cj-1} + \beta_j \cdot T_{mj} \quad \text{---(7)}$$

$$T_{mj} \frac{dT_{mj}}{dt} + T_{mj} = T_{cj} \quad \text{---(8)}$$

(j=1~K)

また、これらがラプラス変換できる場合には、 T_{cj} , T_{mj} のラプラス変換を $\tilde{T}_{cj}$, $\tilde{T}_{mj}$ とすれば、(9),(10)式となる。以上によりマトリックス入口空気温度 T_3 、ガス温 T_{II} が定まれば、熱交換器内部のマトリックスと、気体の温度が定まることかわかる。

また、マトリックスは連続的に回転しているが、きざみ時間 Δt 毎にステップ的に回転して行くとしてあつかう。

記号

A 流路断面積(m^2)

A_f 前面面積(m^2)

$\dot{Q}$ dx間で伝わる熱量($Kcal/s$)

dS dx間の伝熱面積(m^2)

dW_m dx間のマトリックス重量(kg)

h 熱伝達率($Kcal/m^2 \cdot s \cdot K$)

T_c (空気側)気体温度(K)

T_m マトリックス温度(K)

C_m マトリックス比熱($Kcal/kg \cdot K$)

γ 空気比重(kg/m^3)

U 空気流速(m/s)

T_j, T_{mj} j番目の素子の平均温度(K)

G_j 流量(kg/s)

ΔW_j j番目の素子の流体の重量(kg)

ΔV_j j番目の素子の全体積(m^3)

σ 全伝熱面積と全体積の比(m^2/m^3)

γ_m マトリックスの見かけ比重(kg/m^3)

但し

$$\alpha_{j-1} = \frac{C_{pj-1} \cdot G_{j-1}}{C_{pj} \cdot G_j + \Delta V_j \cdot \sigma \cdot h_j}$$

$$\beta_j = \frac{\Delta V_j \cdot \sigma \cdot h_j}{C_{pj} \cdot G_j + \Delta V_j \cdot \sigma \cdot h_j}$$

$$T_{mj} = C_m(1 - \frac{A}{A_f}) \frac{\gamma_m}{\sigma \cdot h_j} \quad (\text{マトリックス時定数})$$

$$T_j = \frac{C_v \cdot \Delta W_j}{C_{pj} \cdot G_j + \Delta V_j \cdot \sigma \cdot h_j} \quad (\text{気体時定数})$$

$$\tilde{T}_{cj} = \frac{(\tau_{mj} S + 1) \alpha_{j-1}}{(\tau_j S + 1)(\tau_{mj} S + 1) - \beta_j} \tilde{T}_{cj-1} \quad \text{---(9)}$$

(j=1~k)

$$\tilde{T}_{mj} = \frac{\alpha_{j-1}}{(\tau_j S + 1)(\tau_{mj} S + 1) - \beta_j} \tilde{T}_{cj-1} \quad \text{---(10)}$$

ここまでの仮定は、

- ①マトリックスは $n \times r$ 個に分割され、その素子内のマトリックス、気体温度は、均一。
 - ②マトリックス素子は常に均一温度であるが、素子相互間の熱伝達はないものとする。
- 次に以下の仮定を追加する。
- ③熱交換器のシール幅は0。
 - ④シール部でのキャリーオーバーは0。
 - ⑤通過する気体の重量流量分布は、流路全断面で均一とする。
 - ⑥シール部に位置するマトリックス素子温度も均一であるとし、ガスで暖められ、空気で冷やれた結果の均一な温度であるとする。

3 モデルの簡素化

以上のモデルによって動特性を表わす事ができるが、精度良く計算をするには、分割数を増さなければならず、そうすると、計算時間が長くなる。計算時間の主眼目はエンジン内でコンプレッサ出口から燃焼器入口までに流体が移動するのに必要な20~100ms程度に押えたい。 τ_{mj} は τ_{qj} の $10^3 \sim 10^4$ 倍の値なので、きざみ時間 Δt の間での気体の温度変化に較べて、マトリックスの温度変化は小さい。そこで、マトリックスは集中系として扱い、気体は分布系として扱った。即ち、マトリックスの温度は素子内で均一であるが、気体は素子の入口から出口まで連続的に変化するとし、きざみ時間 Δt 秒毎の熱伝達量を計算し、それから Δt 秒後のマトリックス温度、及び気体の出口温度を求めた。従ってこれまでの仮定①は①'のように変更された。

- ①' 素子内のマトリックス温度は均一であるが、気体の温度は素子内で分布がある。

また各素子内での熱伝達係数の計算は各素子部の温度、流速を元に導いた物性値から、計算しているが、この物性値には計算時間を少なくするために、単純化した関数発生を行っている。

以上のようなモデルを用いて、まず計算時間が長くなるのを無視して、分割数を多くして計算を行なった。(周方向分割数 $n=30$, 軸方向分割数 $k=30$)

次に分割数を徐々に減らしていった時の静的な熱効率の変化を調べたのが図3であり、周方向分割数 $n=6$, 軸方向分割数 k 以上にとれば、静的な熱効率は、ほぼ満足しうる。次に熱交換器ガス側入口温度 T_{11} をステップ状に増した時の空気側出口温度 T_4 の応答を図4に示した。(マトリックス回転数 $N_{HE}=20 \text{ rpm}$) このように、周方向の分割数を6ヶ位まで減らしても、動特性に大きな差は生まれない。

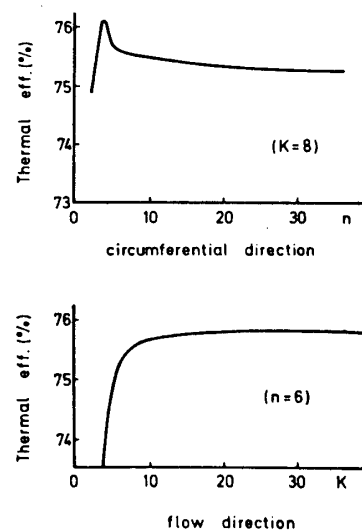


図3 分割数の静特性への影響

このように 6×8 の分割にまで、分割数を減らすことによって、計算時間は200msになった。その後計算時間を短縮するため、対数計算部を級数に展開したり、位取りを工夫することによって、50msにまで短縮でき、計算結果は50ms毎に出力される形となった。

この計算に用いた計算機の概要は以下のとおりである。

- ・メーカー EAI社(米国)
- ・システム EAI 690 ハイブリッド
計算機システム
- ・熱交換器計算部 PACER-100
デジタル計算機部
- ・サイクルタイム $1\mu\text{s}/16\text{bit}$
- ・メモリー 32 Kwords

4 実機との対応

求められた 6×8 の分割モデルを用いた熱効率の計算結果を、実機テストデータと共に図5に示す。マトリックスコアはCorning社のT20-38型で直径480mm厚さ71mmの仕様のものを、計算、実験値共に用いている。空気流量による効率の変化もよく一致している。又図6は、Cold Start時の T_{II} の変化を比較したもので、時間変化の傾向が良く合っており、熱交換器の回転周期(10 rpm)の影響も良く表わされている。

以上の比較により、熱交換器の特性を実時間でシミュレートできることが判ったので、これを用いて熱交換器単体の動特性を調べた。

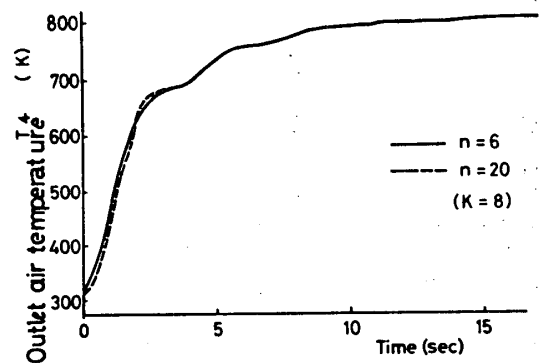


図4 分割数の動特性への影響

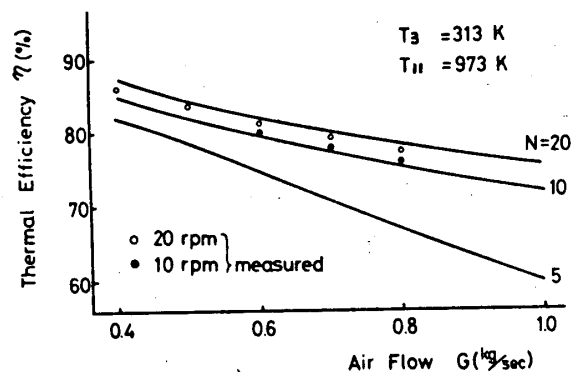


図5 定常状態での実機との比較

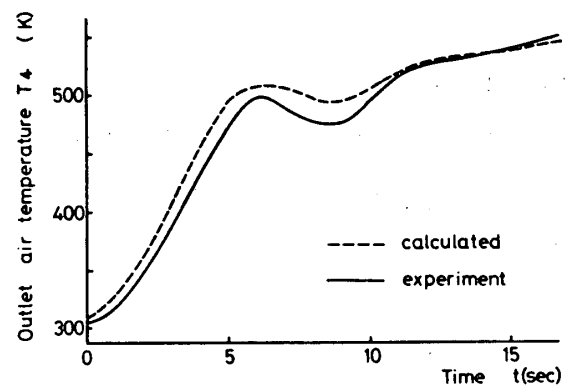


図6 Cold Start時の実機との比較

5 回転蓄熱式熱交換器の動特性

エンジンにとって最も影響の大きい変数である空気側出口温度 T_4 の応答を、以下の4変数を独立に変化させて調べた。

- ① ガス側入口温度 T_{11}
- ② 空気側入口温度 T_3
- ③ 空気、ガスの流量 G/s
- ④ マトリックス回転数 N_{HE}

実機においては、これらの4つは各々相互に関連を持って変化するが、ここでは他の変数の値を固定して応答を調べた。図7は T_{11} に対する T_4 の応答のボード線図である。時定数のかなり大きな遅れの部分と、回転数に強い影響を受けて、ゲインの高くなっている部分に特徴がある。図8は、

空気側とガス側の両方の流量を同時に変化させた時の T_4 の応答である。ここでは流量が増した時に T_4 が下がる場合を位相遅れ0としている。この場合も回転数 N_{HE} と流量変化の周期が同期したところでゲインが高くなる。この時の位相遅れは小さく、この周波数では、流量が増すと、 T_4 が下がる、即ち、ガス発生機の加速中は、定常状態の T_4 より低くなり余計な燃料が必要となり、減速時には、その逆の現象が表れることを示している。図9は流量をステップ的に減らした時の T_4 の応答を示している。特にマトリックスの大きさを小さくした場合は、定常の熱効率が低下するのに加えて、流量変化に従って熱交換器の軸方向の温度分布が変化する為、過渡時の T_4 の温度が不安定になり易いことを示している。

一方、 T_3 を変化させた時の T_4 の応答は定常のゲインが極めて低い($\eta_{HE}=90\%$ のとき T_3 の 100°C の変化に対し T_4 は 10°C の変化)為、過渡時の T_3 に対する T_4 の変化も極めて小さい。マトリックスの回転数のみを単独に変化させた時も、実用の範囲(10rpm 以上)では、 T_4 はほとんど変化しない。しかし、図7,8に示したように、他の変数が変化した時の N_{HE} の影響は非常に大きい。

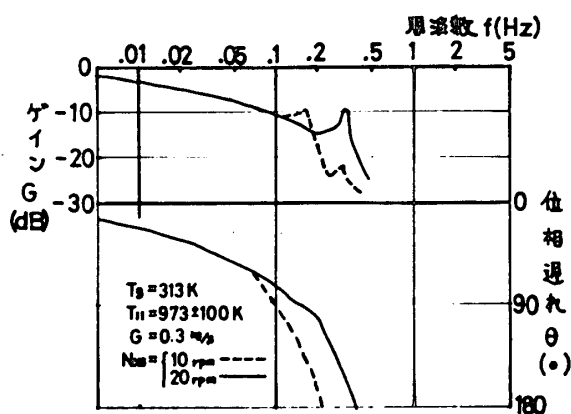


図7 T_{11} の変化に対する T_4 の応答

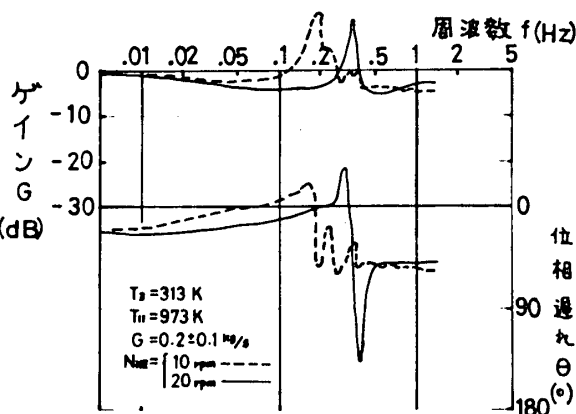


図8 流量 G の変化に対する T_4 の応答

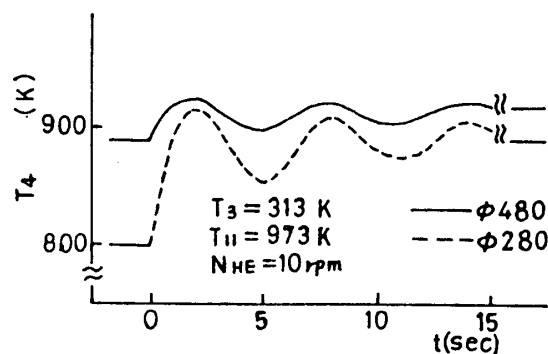


図9 流量が急減した時の T_4 の応答

⑥むすび

以上のように回転蓄熱式熱交換器を周方向、軸方向に分割したモデルを用いて、動特性を実時間でシミュレートすることができるようになった。

このシミュレータを用いて動特性を調べた結果、熱交換器の空気側出口温度は、ガス側入口温度によって大きく影響を受け、時間的な遅れも大きい。そしてその応答性は、熱交換器の回転数によって特徴が変化すること、また空気及びガス流量の変化も動特性への影響が大きいことがわかった。

上のようにして、実時間で熱交換器をシミュレートできるようになり、これをエンジン全体のシミュレータに組み込むことにより、再生式ガスタービン自動車の実用走行時の燃費の評価や、制御系開発が容易になった。

参考文献

- (1) Klarhoefen, C., "Optimization of the Idling and Acceleration Characteristics of a Vehicular Gas Turbine by Analog Simulation" ASME Paper No 74-GT-103 March, 1974.
- (2) Ball, G.A., "The ERDA/Chrysler Upgraded Gas Turbine Engine Objectives and Design," SAE Paper 760279, Feb. 1976.
- (3) 増淵, 「熱交換器, その動特性と制御」 計測と制御 Vol 16 No 2 昭和52年2月.
- (4) 梅田, 華山 "The Static and Dynamic Performance of Rotary Regenerators" ASME Paper No 77-GT-9, May, 1977.
- (5) 寺坂, 他 「ガレキシ法による回転蓄熱形熱交換器の動特性」 機械学会論文集 44巻 388号 昭53-12月.

振動している円形翼列の非定常力特性

(内向き流れの実験)

西 岡 清

(防衛大学校)

* 千 川 一 司

(防衛大学校)

1 まえがき

ガスタービンに対する性能向上への厳しい要求から、従来あまり問題としてとりあげられていなかった潜在的なことがらが表面化することが考えられる。遠心圧縮機や輻流タービンの羽根、可変ノズル翼等に作用する非定常力に関しても、振動疲労による破損を未然に防止するという立場から重要な問題であるが、内部流れが複雑であることから報告されたものが少ない^{1)~6)}。それらのうち実験に関する報告は特に少なく、外向き流れに対する著者らの報告があるにすぎない。著者らは前に内向き流れの中に置かれた振動している円形翼列の羽根に作用する非定常力特性について報告⁵⁾したが、ここではこの円形翼列の羽根が互いに一定の位相差をもって羽根中心まわりに微小振り調和振動しているときの非定常力、非定常モーメントを測定したので報告する。

2 実験装置および測定方法

実験装置は円形翼列に流れを供給するための水回路、振動翼列、羽根の加振機構および測定部から構成されている。図1は水回路の断面の略図である。水槽①の水はポンプ②でヘッドタンクに揚水され、せき⑥で一部オーバーフローしつつほぼ一定の水位を保っている。この水は流入配管およびバルブ⑧、うず室⑬、平行流路⑮に設置されている案内翼列⑮、振動翼列⑭、

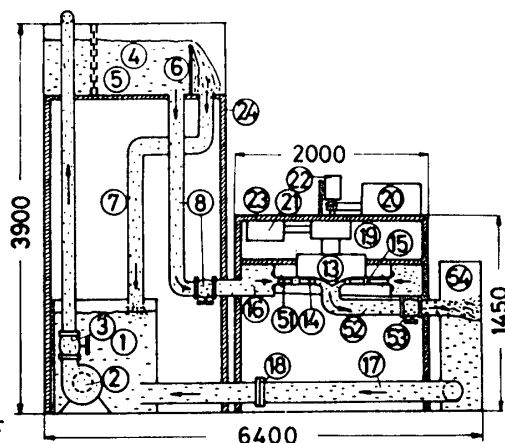


図1 水回路

流出管⑮、流量調節バルブ⑮、排出タンク⑮、配管⑮、流量測定用オリフィス⑮を通過して水槽①へもどる。⑮、⑮は羽根車駆動用および羽根振動用の減速機付可変速電動機であり、羽根車主軸先端にはスリップリング⑮が取り付けられている。加振機構および測定部⑮、⑮は架台⑮によって上部から支えられている。図2はうず室⑮、平行流路⑮、案内羽根⑮、振動翼列⑮の断面の略図を示したものである。うず室は幅212mmで一定であるが、深さは翼列へ一様な流れを供給するために流入配管の先端Bから周方向(反時計方向)へ一定の割合で減少させてあり(図には⑮で示した)、うず室から平行流路⑮への流入口には半径25mmのノズル⑮がうず室全周にわたって取り付けられている。40枚の案内羽根は図3に示すような形状の対称翼であり、その支持軸が

翼列中心から半径420 mmの円周上に等間隔に配置されていて半径方向に対して約70°の間にわたって自由に設定(設定角 G_g)することができる構造になっている。

振動羽根は図4に示すような形状のアルミ合金製の直線羽根であり、その上下端には比較的小さな端板が取り付けられている。これらの羽根は半径175 mmの円周上に等間隔に入口角 G で9枚設置されている。

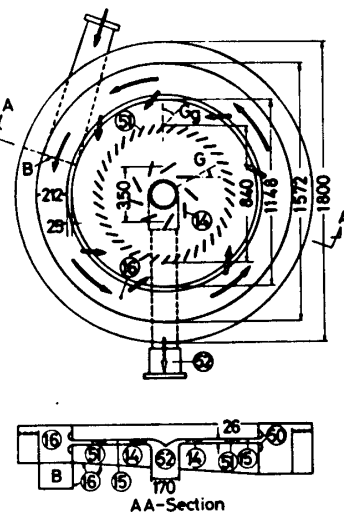


図3 案内羽根

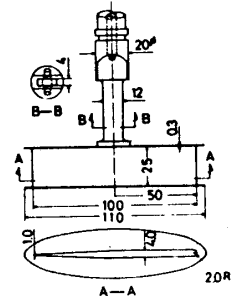


図4 振動羽根

図5は加振機構および測定部断面の略図である。主軸②の先端に取り付けられている羽根車

②は減速機付可変速電動機②と駆動軸先端と主軸先端にあるはずば歯車②⑤、②⑥によって駆動される(本報告では主として羽根車は静止した状態で実験した)。はずばかさ歯車③⑩と直結しているプーリは羽根振動用電動機②によりタイミングベルト②⑦を介して駆動され、はずばかさ歯車③⑪(主軸と共に公転し、歯車軸まわりに自転している)、③⑫と共に差動装置を構成している。したがって歯車③⑫は歯車③⑩と主軸②の回転数の差で回転する。主軸と共に回転するディスク④⑨に取り付けられている小歯車③⑧(ノンバックラッシュギヤー)ははずば歯車群③⑭、③⑮、③⑯、平歯車③⑰の歯数を適当に選ぶ

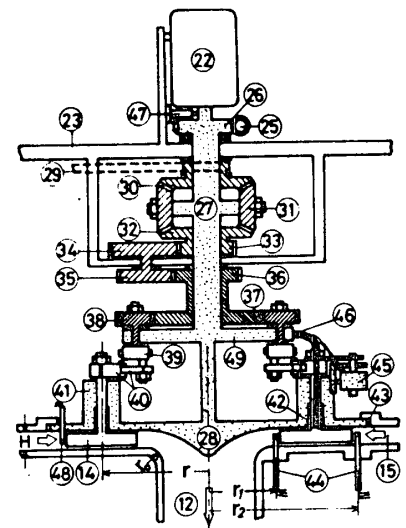


図5 加振機構および測定部

ことにより歯車③⑩に比例した回転速度で自転させることができる。振動羽根は羽根車中心から $r = 175 \text{ mm}$ にある羽根支持部④⑪にベアリングを介して取り付けられている。この羽根には小歯車③⑧軸の下端にある可変振幅機構③⑨とクラック機構④⑨によって微小振り振動(振幅 $\alpha = \pm 2.5^\circ$)を付与するようになっており、また歯車③⑰に対する小歯車③⑧(歯数36)の噛合い位置を変えることによって隣接羽根間の振動位相差を設定することができる。なお羽根車外端にはゴム製V形リング④③が取り付けられており、この間隙からの漏水を防いでいる。

羽根車先端付近の半径228 mmの位置には3孔ビーター管④④が設置されており、羽根車を周方向に移動させることにより羽根入口付近の流れ分布を全周にわたって測定することができる。羽根に作用する力(L)および羽根中心まわりのモーメント(M)は羽根支持軸に貼付けられている歪ゲージ④⑤で検出し、その出力信号はスリップリン

グ②を介して歪計に入力する。羽根の変位(α)は羽根支持部に取り付けてあるポテンシオメータ④で検出し、歪計からの出力とともに図6に示すように低周波減衰器を通してデータレコーダに記録するとともに、ペンレコーダにも記録する。データレコーダ

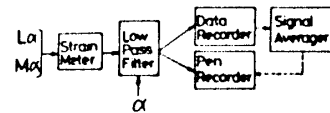


図6 測定系統

に記録したデータは128～256サイクル分を平均化処理装置により平均化し、その結果をペンレコーダに記録し読みとった。表1は実験条件を示したものである。

G	39.5 ~ 47.7	deg
Gg	40 ~ 50	
Pa	0.7021 ~ 0.7629	
U ₀	0.65 ~ 0.75	m/s
f _v	0.15 ~ 2.5	Hz
Re	1 ~ 2 × 10 ⁵	

表1 実験条件

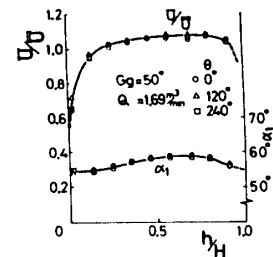


図7 速度および角度

1) 定常特性 振動羽根を取り除き案内羽根のみによる流れの分布を羽根車に取り付けた3孔ピトー管で測定した。

図7はピトー管の位置(h)を流路高さ H (=26mm)で無次元化して流速分布(%: $\bar{U}$ は平均流速)と流れの角度分布(α :半径方向となす角)を案内羽根の角度 $Gg=50^\circ$ に対して示したものである。流路高さが比較的狭いことと、案内羽根から離れていることによって流れは流路壁面境界層の影響を強く受ける傾向があり、流速、流れの

角度はともに流路中央付近で大きくなっている。案内羽根の角度を大きくすると、流路中央付近での流速、流れの角度はさらに大きくなる傾向がある。周方向(θ)には40毎にまた部分的には5°間隔に流れの分布を測定したが、ほぼ図7に示した結果と同じ分布であり、案内羽根の後流の影響は明確には認められなかった。このようにして測定した流れ角 α の代数平均をとって平均の流れ角 $\bar{\alpha}$ とした。

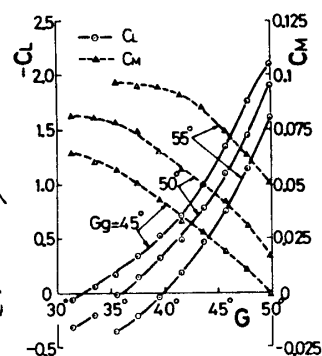


図8 定常特性

振動羽根に作用する定常法線力係数 C_L 、羽根中心まわりの定常モーメント係数(反時計方向を正とする) C_M の例を振動羽根の設定角 G を変えて示したのが図8である。ここに C_L, C_M は法線力 L 、モーメント M を振動翼列入口での平均半径方向速度(ここでは流量 Q から計算した) U_{rb} と半径 r_b 、および羽根高さ b 、流体の密度 ρ を用いて次式で無次元化したものである。

$$C_L = \frac{L}{(\rho U_{rb}^2 r_b b)}, \quad C_M = \frac{M}{(\rho U_{rb}^2 r_b^2 b)}$$

図には3種類の案内羽根設定角 Gg に対して示してあるが、いずれの場合も羽根角 G を大きくしてゆくと C_L は大きくなり、 C_M は小さくなってゆく。

2) 非定常特性 振動羽根に作用する非定常力 L_u 、羽根中心まわりの非定常モーメント M_u はその絶対値を次式で無次元化し、非定常力係数 C_{Lu} 、非定常モーメント係数 C_{Mu} で表わし振動の変位(振幅±2.5°)に対する非定常力、非定常モーメントの位相差を ϵ_{Lu} 、 ϵ_{Mu} で示す。

$$|C_{L\alpha}| = |L_{L\alpha}| / (P \cdot U_{ro}^2 \cdot r_b \cdot b \cdot d), \quad |C_{M\alpha}| = |M_{L\alpha}| / (P \cdot U_{ro}^2 \cdot r_b^2 \cdot b \cdot d)$$

無次元振動数は羽根の角振動数を ω とすると、 $\omega = \omega_{ro}/\omega_{rb}$ である。振動翼列は隣接羽根間に一定の位相差をもった調和振動をしているとすると、翼列の循環性から隣接

羽根間の振動位相差は

$2\pi m/N$ (N は羽根枚数

$N = 9$ 、 m は整数で0、

1、2、……、 $N-1$)

となり、ここでは振動

位相差を表わすパラメ

ータとして m を用いて

示すことにする。

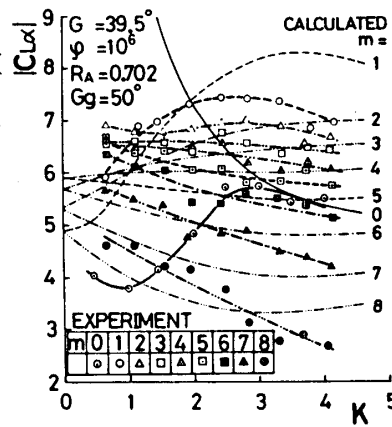


図9 ~ 12に1例とし

て $G = 39.5^\circ$ 、 R_A (=振

図9 非定常力 $|C_{L\alpha}|$

動羽根の内径 r_a/r_b) =

0.702、 $G_g = 50^\circ$ のときの実験結果を示した。図中には文献5)による数値計算結果を細線で示した。

$m = 0$ (同位相) : $\alpha \sim 0.5$ のとき $|C_{L\alpha}| \sim 4$ 、 $|C_{M\alpha}| \sim 0.2$ 、 $\epsilon_{L\alpha} \sim 16^\circ$ 、 $\epsilon_{M\alpha} \sim 2^\circ$ ぐらいであり、 α を大きくしていくと $|C_{L\alpha}|$ と $|C_{M\alpha}|$ は一度減少してから増大し、 $\alpha \geq 2.5$ ではほぼ一定の値になっている。一方 $\epsilon_{L\alpha}$ 、 $\epsilon_{M\alpha}$ は $\alpha \leq 2$ の範囲では増大してゆくが、 $\alpha > 2$ では $\epsilon_{L\alpha}$ はほぼ一定の値になり、 $\epsilon_{M\alpha}$ は小さくなってゆく。 $\alpha \rightarrow 0$ のときの $|C_{L\alpha}|$ 、 $|C_{M\alpha}|$ は図8の C_L 、 C_M 曲線から推定できるが、この値は各々4.2、0.21になり、 $\alpha \sim 0.5$ のときの $|C_{L\alpha}|$ 、 $|C_{M\alpha}|$ に近い値になっている。同位相振動であることから $\alpha \rightarrow 0$ のときの位相差は零にならなければならないが、図から推定して $\epsilon_{L\alpha}$ 、 $\epsilon_{M\alpha}$ はほぼ零に近い値になるものと思われる。また $\epsilon_{M\alpha}$ は α のすべての値に対して正であり、流力的には不安定な状態になっている。

$m = 1$: $|C_{L\alpha}|$ 、 $|C_{M\alpha}|$ は α を大きくしていくと大きくなり、 $\alpha \sim 2.5$ 付近で最大になり、さらに α を大きくすると減少していく。 α の小さいところを除けば

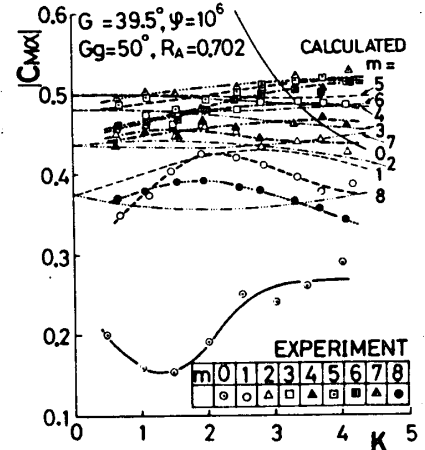


図10 非定常モーメント $|C_{M\alpha}|$

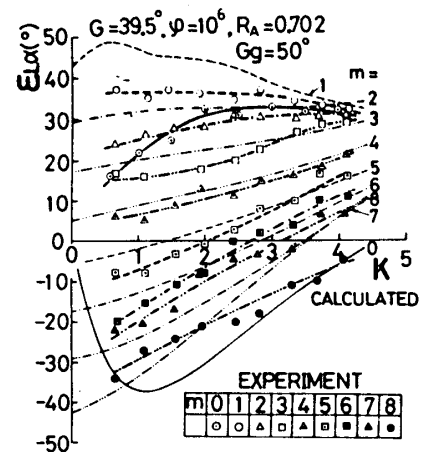


図11 位相差 $\epsilon_{L\alpha}$

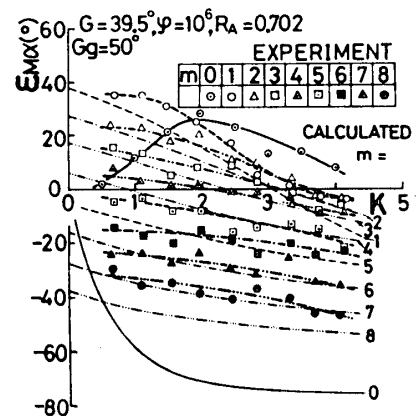


図12 位相差 $\epsilon_{M\alpha}$

m の他の値に対して $CL\alpha$ は全体として最も大きくなっている。 $E_{L\alpha}$ は $k \leq 3$ でほぼ一定であり、 $k > 3$ でいくらか小さくなってゆくが、 $E_{M\alpha}$ は k とともにほぼ単調に減少してゆく。また $k \leq 3.5$ では $E_{M\alpha} > 0$ となっている。

$m = 2$: $k \leq 2.5$ では $|CL\alpha|$, $|CM\alpha|$ はほぼ一定であり、 k の大きなところではいくらか減少する傾向がある。 k とともに $E_{L\alpha}$ は大きくなってゆくが、 $E_{M\alpha}$ は k とともに小さくなってゆく。 $k \geq 3.5$ で $E_{M\alpha} > 0$ となっている。

$m = 3$: k に対して $|CL\alpha|$, $|CM\alpha|$ はほぼ一定であり、 $E_{L\alpha}$ は増大、 $E_{M\alpha}$ は小さくなってゆく。 $k \leq 3$ で $E_{M\alpha}$ は正である。

$m = 4$: 隣接羽根間の相対変位が $m = 5$ とともに最大になった場合である。 $|CL\alpha|$ は k に対していくらか減少してゆくが、 $|CM\alpha|$ はほぼ一定であり他の m に対して全体として最大になっている。 $E_{L\alpha}$, $E_{M\alpha}$ は定性的には $m = 3$ のときとほぼ同じような傾向があり、 $k \leq 2$ で $E_{M\alpha} > 0$ である。

$m \geq 5$: $|CL\alpha|$ は全体として k , m の増大とともに小さくなってゆく。 $|CM\alpha|$ は $m = 8$ の場合に $k > 2$ で小さくなることを除けば全体とほぼ一定かまたはわずかに大きくなってゆく傾向がある。 $E_{L\alpha}$ は m の増大とともに全体として小さくなり、 k の小さいところでは負になっている。 k を大きくしてゆくと全体として単調に大きくなってゆく。 $E_{M\alpha}$ は k , m の値に対し常に負であり、 k , m の増大とともに小さくなってゆく。

同位相振動の場合を除いて以上の実験結果を $|CL\alpha|$, $|CM\alpha|$, $E_{L\alpha}$, $E_{M\alpha}$ に対してまとめると、 $|CL\alpha|$ は m とともに小さくなり、 m が大きくなるとともに k に対して小さくなってゆく。 $|CM\alpha|$ は反位相振動付近 ($m = 4.5$) で最大になり、 $m = 1, 8$ では $k \sim 2$ 付近で最大になる。 $E_{L\alpha}$ は m が小さいときには k に対してほぼ一定であるが m が大きくなると全体として小さくなり、 k の増大に対しては大きくなってゆく。 $E_{M\alpha}$ は k , m の増大に対して減少し、 $N/2 > m$ (位相差が正) のとき $E_{M\alpha}$ が正になるところがあり、 $E_{M\alpha} = 0$ になる k の値は m が大きくなると小さくなる。

図には示していないが案内羽根の角度 θ_g を大きくすると流路中央部付近の速度、流れの角度が大きくなるため非定常特性値はいくらか分散する傾向がある。また θ_g , θ を変えても定性的にはほぼ 9 ~ 12 図と同じ傾向の結果を得た。

実験結果と図中の計算結果を比較すると同位相振動の場合を除き定量的にはいくらか差はあるが、両者は定性的によく一致しているように思われる。同位相振動の場合の実験値と計算値との間の差についてははっきりせず検討中である。

4 あとがき

ここでは二次元の内向き流れの中で一定の位相差をもち羽根中心まわりに振り振動している円形翼列の羽根に作用する非定常力特性を測定した。その結果を要約すると①振動の位相差が正のとき振り振動に対して負の減衰力が作用する無次元振動数の

範囲があり、位相差が大きくなるとこの範囲は狭くなる。②同位相振動の場合には決定した無次元振動数の全範囲に対して負の減衰力が作用する。③同位相振動の場合を除けば実験値と計算値は定性的によく一致した。

- 文献 1) W.H. Isay, Z Flugwiss. 6, 1958, S. 319,
2) 谷田, 機械学会講演論文集, NO. 710-3, (1971-3), P.77
3) 谷田, 機械学会講演論文集, NO. 710-8, (1971-8), P.173
4) 西岡, 光中, 第16回航空原動機に関する講演会講演集, P.69
5) 西岡, 河野, 第6回ガスタービン学会講演論文集, (昭53,6), P.91
6) 西岡, 黒田, 第19回航空原動機に関する講演会講演集, (昭54,2), P.38
7) 渡辺, 機械学会論文集, 27巻, 180号, (昭36.8), P1256

遠心圧縮機ベンディフューザの特性に関する研究

前田 稔 幸 (都立大工)

山口 元 (都立大工)

*太田 正 廣 (都立大工)

1. まえざき 近年、各種プラントに採用される遠心圧縮機は高压化・大容量化され、さらに高速小型化・低温化も要求されている。そのため遠心圧縮機の適用範囲が著しく広がり、ガス組成の変更および流量・圧力・温度条件などに広い作動範囲が望まれている。また、従来小規模な用途に限られていた清浄な真空の需要は、工業の発展に伴って大規模な工業目的にも増加しつつあり、半導体工業・原子力工業・冶金工業・食品工業・医薬品工業・都市ゴミその他の物質の空気輸送の動力源などにまで拡大し、将来は原子力発電所などの温排水を利用した海水の減圧蒸留、核融合炉・プラズマ発生装置内の排気、エレクトロニクス工業などに大容量で効率の良い真空排気装置としての遠心圧縮機は、その需要を増加しつつあるものと思われる。遠心圧縮機の羽根車により流体に与えられるエネルギーの約 $\frac{1}{2}$ は動圧であり、羽根車の下流で動圧を静圧に変換するベンディフューザが圧縮機全体性能に大きな影響を与える。一般に遠心圧縮機には、比較的広い流量範囲で作動できるが圧力回復率が低いベンレスベンディフューザと、高い圧力回復率は得られるが作動範囲が狭いベンディフューザとを目的に応じて使い分けられている。したがって実用上も、とも要求される広い流量範囲で高い圧力回復率が得られるベンディフューザの開発が現在望まれている。

そこで、本研究は広範囲な作動領域で、低温化・真空排気装置への応用および作動ガスの変更などがおこしたときに与えられる圧縮機の内部流れのレイノルズ数(R_e 数)の低下が遠心圧縮機の性能に及ぼす影響を明らかにし、かつ性能改善をはかることを目的とした。筆者らはこれまでに圧縮機全体性能に及ぼす R_e 数の影響および真空ポンプ性能について報告してきたが、低 R_e 数領域で作動する遠心圧縮機の羽根車については真下らの研究はあるが、ベンディフューザに関する報告は少ない。そこで本報告では低 R_e 数領域で高い圧力比と広い作動領域が得られるベンディフューザの開発に必要な基礎資料を得ることを目的とした。翼列出口直径が同一で入口直径を変えた直線平板翼からなる円形翼列を、基本ベンディフューザに用いた場合の性能変化を、またベンディフューザ翼枚数・翼長を変化させた場合、および翼面に開孔を設けたベンディフューザを装着した場合の全体性能の変化を実験的に明らかにした。

2. 記号・添字 P ; 圧力, T ; 温度, R ; ガス定数, K ; 比熱比, ν ; 動粘度, H_{po} ; ホリトロフヘッド, H_{∞} ; 羽根数無限大の理論ヘッド, η_{po} 仕事係数 $= H_{po}/H_{\infty}$, Q ; 体積流量,

D :直径, N :回転数, U :羽根車周速, ϕ :流量係数 $=4Q/\pi D^2 U$, R_e :レイノルズ数, $Re_u = Du/\mu$, M_u :周速マッハ数 $=U/\sqrt{kgRT}$, (添字)s, d:圧縮機入口, 出口, 2:羽根車出口, 5, 6:ベンディューザ入口, 出口, i:流量測定用ノズル上流

3. 実験装置・実験方法

実験装置の概要を図1に示す。装置は公称内径100mmの銅管を接続し密閉回流管路とし、管路内の空気を油回転ポンプで排気し、管路途中にリーフバルブを設けて管路内圧力を任意に調整できるようにした。管の接続部には、真空フランジとゴムリングを用いて真空シールを施し、遠心圧縮機と管の接続部には圧縮機入口部・出口部にオリング溝を設けオリングによるシールした。回流管路には空気冷却器を装着して圧縮機に流入する空気温度を一定にし、流量調整はL型真空バルブにより行い、圧縮機入口前には整流装置を設備した。図2は被試験機の断面図である。軸シールは高速しゅう動であるためカーボンリングを用いたメカニカルシールを設計し

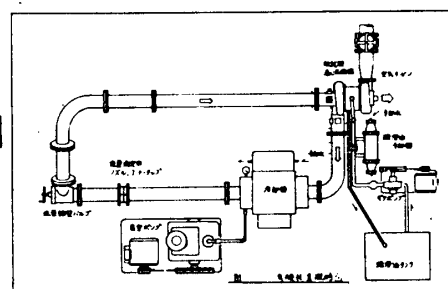


図 1

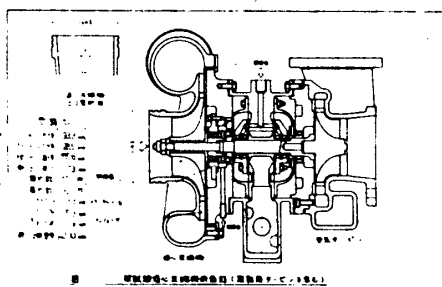


図 2

被備した。遠心圧縮機の駆動は直結のタービンを空気で駆動した。圧縮機には羽根枚数15枚の片側シュラウド径向き羽根車にベンシスディューザおよび表1に示す種の基本ベンディューザな

番号	D_2/D_1	D_3/D_2	羽根枚数	拡大角
M773	1.709	1.322	32 枚	1° 15'
M778	1.344	1.281	-	-
M785	1.192	1.230	-	-

表 1

を装備した。測定項目は遠心圧縮機入口圧力 P_s , 出口圧力 P_d , 入口温度 T_s , 出口温度 T_d , 流量測定用ノズル差圧 ΔP , ノズル上流側圧力 P_i , および回転数 N である。圧力は圧縮機の接続直管部の壁面に $\phi 0.5$ mmの静圧孔を壁面に垂直に設け、水銀マノメータ、水銀絶対真空計、油マノメータで測定した。 $\Delta P, (P_d - P_s), (P_d - P_i)$ は水銀マノメータ、油マノメータおよび差圧型精密圧力変換器を用いて測定し、 $\Delta P \cdot P_d \cdot P_i$ を決定した。 T_s, T_d の測定は接続管のほぼ中央に銅-コンスタンタン熱電対の絶温度プローブを置いて測定した。流量の測定は空気冷却器後方に直管部を設け、冷却器直後に置いた厚さ10mmの多孔板により流れの均一化をはかろうと四分円ノズルにより行った。四分円ノズルの検定

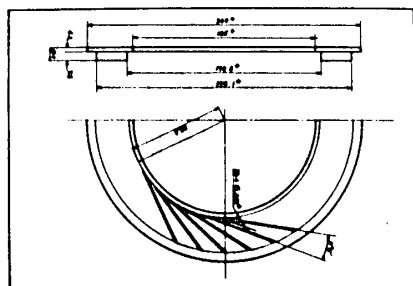


図 3

は圧縮機入口において2本のピット管を互いに直角方向にトラバースさせ速度分布から流量を求め基準とした。回転数は駆動用タービン側の軸端に電磁式回転計ピックアップを取付け、デジタルカウンタを用いて測定した。測定は管路内圧力・温度および回転数が十分安定してから行った。

4. 実験結果・考察, 4.1 基本ベンディューザの性能; 現までの研究を概観すれば, 遠心圧縮機全体性能に及ぼす Re 数の影響に関する研究は真下ら⁽⁴⁾, Balje, Bullack, Heidelberg⁽⁵⁾, 妹尾らの報告があり, 限界 Re 数以下では性能が低下することが明らかにされている。しかし, 低 Re 数で作動する遠心圧縮機にはどのようなベンディューザが最適か, またベンディューザおよびベンレスディューザを装備した圧縮機全体性能の差違に関する研究は少ない。

そこでベンレスディューザおよび羽根枚数が同一で, 前方ベンレス部 (本報告ではベンディューザが装着されている場合, 羽根車出口からベン入口までを前方ベンレス部, ベン出口からスクロールまでを後方ベンレス部と称す) の長さが異なり, 同じ後方ベンレス部長さをもつ, M173, M178, M185 の基本ベンディューザを装備した場合の遠心圧縮機全体性能に及ぼす Re 数, 流量係数の影響を見るための実験を行い, その基本的性能を把握した。図4はM185を用いた場合の入口圧力低下による圧力比に及ぼす Re 数の影響を示す。入口圧力の低下に伴い圧力比が小さくなるのは, 羽根車・ディューザにおける Re 数低下による摩擦損失および二次流損失の増大のためと考えられる。図5はM178を用いた場合のマッハ数の影響を示す。高マッハ数になると作動領域はせまくなる。流体が得たエネルギーと理想的な遠心羽根車が流体に与えることができ

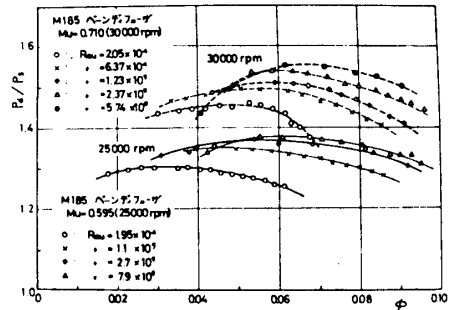


図 4

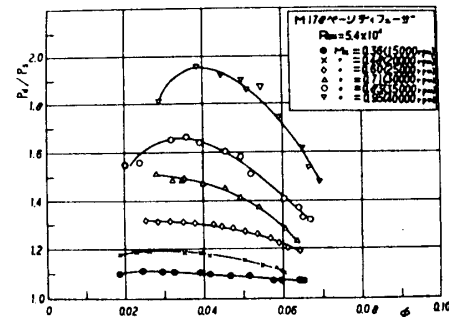


図 5

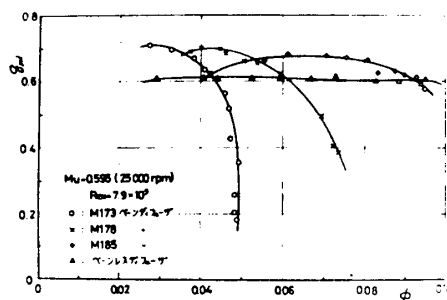


図 6

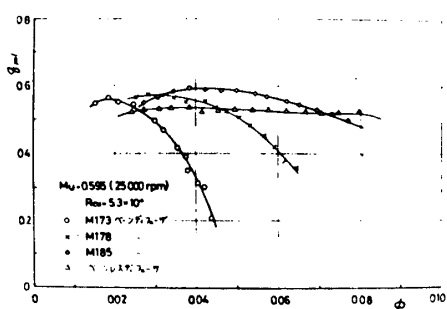


図 7

るエネルギーとの比を明らかにするために, 本研究では仕事係数 η_{p01} による性能表示を用いた。図6は $Re = 7.9 \times 10^4$, 図7は $Re = 5.3 \times 10^4$ で $Mu = 0.595$ における各ディューザによる仕事係数の変化を示している。高流量側でベンディューザの仕事係数がベンレスの仕事係数と等しくなる流量係数は, Re が低くなるにつれ小さくなっている。高流量側の性能がベンレス, M185, M178, M173 の順に低下するのは, スロット径が小さくなるためと考えられる。最大圧力比や最大仕事係数を与える流量が, M185, M178, M173 の順にしたがって小さくなるのは, 前方ベンレス部の長さが変わるので, ベンの周方向に対する入口角度が変化するためと考える。

4・2 翼数の全体性能に及ぼす影響; 広い流量範囲で遠心圧縮機を作動させるための第一条件としては, のど部面積を十分に大きくして最大流量を確保することである。しかし, 遠心圧縮機ベンディフェーザは幾何学的に制約を受けるため, 弦節比の大きな翼列の羽根形状の改良法だけでは大きな圧力上昇で広い流量範囲を望めない。広い流量

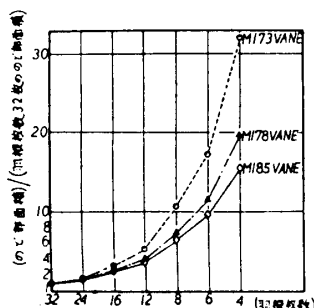


図 8

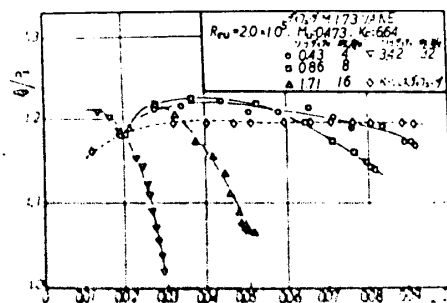


図 9

範囲で良好な性能を得るためには弦節比の小さい翼列が有望であるが, 円形翼列の設計諸因子間の系統的資料は直線翼列に比べて極めて少なく, わずかに大気圧付近において実験がなされているのみで, Re 数が変化した場合の研究は見あたらない。そこで本報告においては基本ベンディフェーザである M173, M185 の翼数を変化させて, Re 数が比較的低い場合における翼枚数および弦節比の影響を実験的に明らかにした。

図8に羽根枚数によるのど部面積の変化を表わす。図よりM173は枚数の減少とともに断面積増加の割合が大きいことがわかる。図9～図11に実験結果を示すが, M173, M185 それぞれにおいて, どの Re 数においても羽根枚数が少ない(すなわち弦節比が小さい)ほどベンシスの場合の性能曲線との交点の流量係数は大きく, 高流量側の性能は改善される。

これは羽根枚数が変わったことによりディフーザののど部面積が変化したことの原因であるが, 羽根前縁の厚さは変化しないから, 枚数が増すとともにディフーザ入口の有効面積はますます減少することになる。また, M173は枚数の減少に伴うのど部面積の増加割合は著しいが, 本実験結果においても翼枚数の減少とともに高流量側の改善がなされている。図12, 図13はそれぞれの翼枚数で得られる最大圧力比を縦軸に, 横軸にその時の流量係数をとりパラメータを Re 数とした性能曲線である。M185の図12の場合, 比較的高い Re 数 ($Re_u = 2 \times 10^5$) では, 翼枚数が多いほど高い圧力比が得られている。M185の場合ではM173と比べて翼長が短かくディフーザへの流入速度は小さいと考えられるから, 翼枚数増加による翼間通路部分の圧力こう配が, M173と比べて大きくないと思われる。さらに, のど部面積はM173と比べて同一翼枚数ならば大きい。のど部面積が大きければそれだけディフーザ

図8に羽根枚数によるのど部面積の変化を表わす。図よりM173は枚数の減少とともに断面積増加の割合が大きいことがわかる。図9～図11に実験結果を示すが, M173, M185 それぞれにおいて, どの Re 数においても羽根枚数が少ない(すなわち弦節比が小さい)ほどベンシスの場合の性能曲線との交点の流量係数は大きく, 高流量側の性能は改善される。

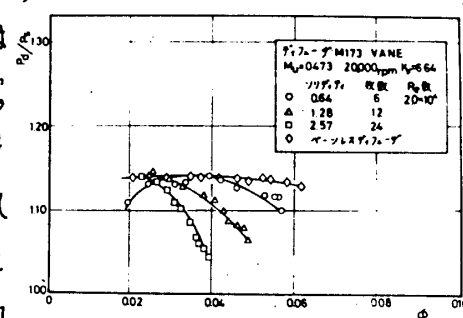


図 10

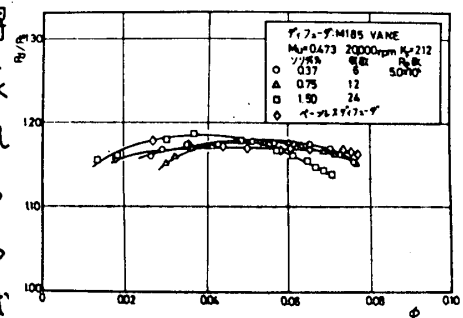


図 11

に要求される減速は少なくなってくるなどの理由によりM185では32枚まで高い圧力比が得られるものと思われる。しかし、 Re 数が低くなると羽根枚数が多い場合の最大圧力比の低下が著しい。 Re 数の低下に伴ない境界層が厚くなり、ディフューザのど部の有効断面積は増々減少することが考えられる。したがって、主流の速度は増しディフューザに増々減速が要求され、翼間流路部分の圧力こう配が急になり、はく離しやすくなる。さらに、ベン下流において後流と主流との混合損失は Re 数の低下とともに増大し翼枚数が多くなればさらに増すため、最大圧力比の低下が激しいものと考えられる。一者、翼枚数が少ない場合は Re 数が低下して境界層が厚くなると、過大になりすぎていた広がり角は境界層が厚くなることを考えあわせてベン下流側に行くほど減少し高い圧力比が得られる。もちろん、翼枚数が少ないディフューザであっても Re 数低下による摩擦損失の増加が考えられるから圧力回復は低くなる。また、翼枚数が極端に少なくなり、のど部を形成しなくなると翼間流路部分がなくなり、ベンレスの場合のフローパターンを持つようになり、はきりした圧力比のピーク値を持たなくなる。

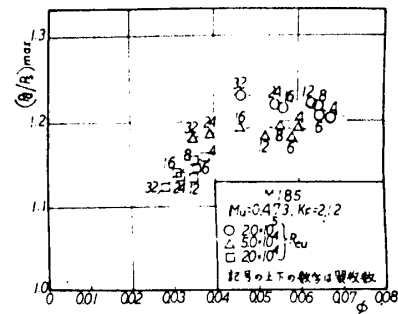


図 12

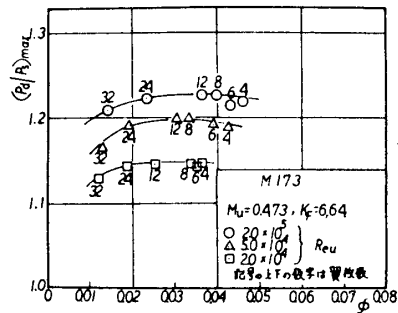


図 13

4.3 翼長さの全体性能に及ぼす影響； 弦節比は翼枚数とともに翼長さによっても変わり、さらに低 Re 数の場合、翼長さにより境界層厚さが大きく変化するので翼長さの全体性能に与える影響は大きいものと思われる。そこで、本報告では基本ベンディフューザの

M173を用いた枚翼とし基本ディフューザより後ろベンレス部の長さを短かくすることにより、翼長さの全体性能に与える影響につ

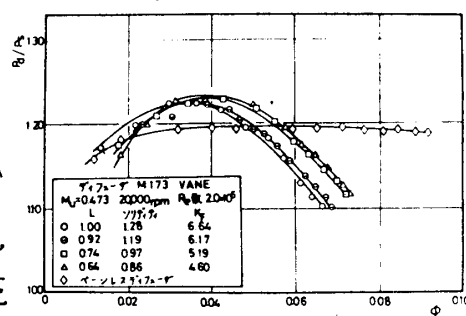


図 14

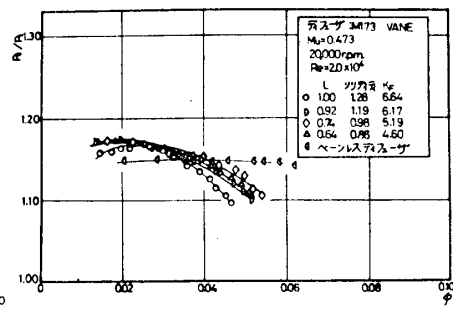


図 15

いて実験を行った。実験結果を図14,15に示す。図14によれば、高流量側の性能は翼長さにより変化する。 $Re=2 \times 10^5$ の場合、翼が短かく後ろベンレス部が長い方が高流量側での性能は良くなり、ベンレスの場合の性能曲線との交点は高流量側へ移っている。また、図14によれば、高流量側の性能曲線は $L=0.92$ と $L=0.74$ とでは違いがある。 $L=0.92$ 以上では入口のど部があり、出口半開放部が形成されているのに対して、 $L=0.74$ では出口半開

放部がなくなるためと思われる。最大圧力比は後方ベーンレス部を長くすると高い値が得られる傾向を有している。また、 $Re_u=2 \times 10^5$ では低流量側の性能曲線は後方ベーンレス部を長くした場合、急激に低下するが、 $Re_u=2 \times 10^6$ では $L=1.0$ より高い圧力比を示した(図15)。

4・4 開孔を有する翼の全体性能に及ぼす影響；ベンディューザを用いた場合、広い流量範囲で作動するための第1条件として、のど部面積を十分に大きくして最大流量を確保することは重要であるから、翼に開孔を設け見かけ上ののど部面積を変化させて広い作動範囲の性能を発揮させ、さらに翼には流線の拖回を弱める作用があるのでベーンレスの場合より高い圧力比が期待できると考えられる。また、翼に設ける開孔をシュラウド側、またはハブ側のみにするば羽根車から流出する流線のひずみを是正することが可能と思われる。そこで、翼のシュラウド側、ハブ側、両側さらに全体に開孔を設けた実験を行った。被試験ベンディューザの概略図を図16に、実験結果を図17、図18に示す。 Re_u 数が高い場合、開孔を設けると高流量側の性能は良好になるが、最大圧力比はベーンレスの場合程度に低下する。 Re 数が低下すると高流量側の性能は高 Re 数の場合と同様に良いが、ベーンレスの場合よりは劣る。最大圧力比はベーンレスの場合より大きく開孔なしの場合と同程度であり、低流量側の性能は開孔なしおよびベーンレスの場合より良好となる。また、低 Re 数の場合、ハブ側、シュラウド側/開孔の翼は孔なしの場合より高い圧力比が得られた。

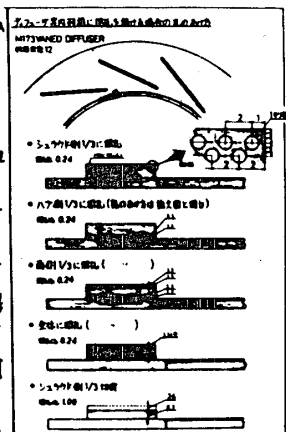


図 16

5. 結論； 以上、本研究の結果を要約すると、①低 Re 数において小弦節比のベンディューザを装備した圧縮機はベーンレスの場合より良好な性能を有する。② Re 数が低下すると、比較的性能の良いベーンの長さは高 Re 数にくらべて短かく、後方ベーンレス部の長さは長い。③翼面に開孔を設けると、低 Re 数領域における高流量側ではベーンレスの場合と同程度であり、最大圧力比は孔なしの場合と比べて遜色なく、低流量側ではベーンレスの場合より良い性能が得られた。

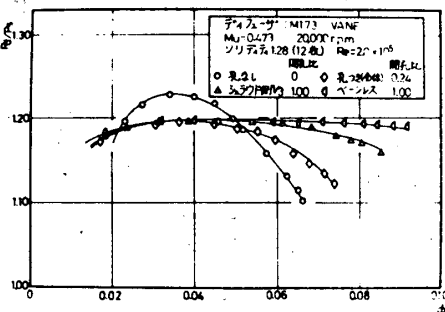


図 17

最後に、本実験の遂行にあたり、実験に協力された生和光明、松富諭、木下和彦君に感謝いたします。

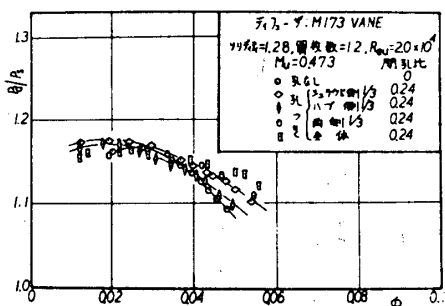


図 18

6. 参考文献；(1)横山：9-ボ機械6-1(1978)28, (2)前田ら：日機講論A0760-15(1976)174, (3)前田ら：日機講論A0770-8(1977)123, (4)Mashimo, et al. ASME, J.E.P.(1975)361, (5)Balje, ASME, 1952) 451, (6)Bullock, ASME, A(1964)247, (7)Heidelberg, NASA TN-D5761, (8)城屋, 日機講70-579(1967)523, GTSJ 6-22(1978)20

* 福 井 寛 (日立製作所 日立研究所)

櫻 村 哲 夫 (" ")

佐々木 良 一 (" ")

幡 谷 文 男 (" ")

1. 緒 言

ガスタービン第1段ノズルにはCo基耐熱超合金が使用されている。ガスタービンは高温で長時間運転されるためこの間一般に材料は材質変化をきたすといわれている。そこで第1段ノズル用 0.25 C-29 Cr-7 W-残Co耐熱超合金を 800°~982°C, 最高 10,000 時間まで加熱し, 高温強度の変化を調べるとともに加熱材を溶体化処理し, 性質の回復について検討する。

2. 試料及び実験方法

Table 1 に供試材, Co基合金の化学成分をまた Table 2 に熱処理条件を示す。素材は精密鑄造法により長さ 200mm, 幅 100mm, 厚さ 15mm のものを製作した。板状の素材は 1,150°C×4 h の溶体化後 927°C×10 h の時効処理を施した後加熱に供した。加熱は電気炉, 大気雰囲気中で板状のままで 800°, 900°, 982°C にてそれぞれ 1,000, 5,000, 10,000 h の条件で行った。引張試験片は平行部 φ 8.0×40mm ℓ , クリーブ破

Table 1 Chemical composition of cobalt alloy (wt %)

C	Si	Mn	P	S	Ni	Cr	W	Fe	B
0.26	0.60	0.49	0.004	0.020	11.0	30.8	7.0	1.8	0.014

Table 2 Heat treatments

Material		Heat treatments
Before heating		1150°C×4h <u>F.C</u> 927°C×10h <u>F.C</u> 538°C <u>A.C</u> R.T.
After heating	Sol.	1150°C×4h <u>F.C</u> R.T.
	Sol.+ Aging	1150°C×4h <u>F.C</u> 982°C×4h <u>F.C</u> 538°C <u>A.C</u> R.T.

断試験片は平行部 $\phi 6.0 \times 30 \text{ mm}$ とし、いずれも板状素材の幅方向から採取した。

3. 結果及び検討

Fig. 1 に加熱材の引張試験の結果を示す。加熱されることにより室温での引張強さは低下するが 600°C 以上の高温では加熱前の強さとほぼ同じである。一方、絞り（延性）は、 $800, 900 \times 5,000 \text{ h}$, $10,000 \text{ h}$ 加熱したものは室温、 600°C で加熱前より延性が低下するが、試験温度 800°C で一部回復し、試験温度 900°C 以上では加熱前よりも大きな延性を示す。実際のガスタービン第 1 段ノズルは使用温度が 900°C 以上と推定される。 $10,000 \text{ h}$ 加熱後も 900°C 以上での試験では引張強度は変わらず延性は加熱前より向上する。

Fig. 2 は $900^\circ\text{C} \times 10,000 \text{ h}$ 加熱後の引張強さ及び延性に及ぼす熱処理の影響を示す。引張強さは溶体化あるいは溶体化＋時効を施しても加熱のままとほとんど変わらず回復は認められない。延性についてみると絞りは熱処理することにより低温側ではほぼ加熱前の延性にまで回復する。特に加熱材が急激に延性低下をきたす 600°C 以下の試験温度で溶体化処理材が大きな延性を示すことは実用上重要な現象である。

Fig. 3 に加熱材及び熱処理材のクリーブ破断試験結果を示す。 900°C の試験では加熱によってクリーブ破断強度が向上するが長時間側では低下する。しかし加熱前の強度より大きい。加熱材を溶体化処理するとクリーブ破断強度は低下するが加熱前よりも大きい。時効処理を追加するとさらに強度は低下し、短時間側では加熱前よりも低くなる。図中に示す数字は破断時の絞りである。加熱材は絞りが低い。溶体化処理しても回復しない。 982°C の試験は加熱前と加熱後の材料について行ったものであり、短時間側では加熱材の方がやや高く、長時間側では加熱前の方が高くなっている。

982°C では両材料とも破断延性が低く、特に $1,000$ 時間以上の絞りは約 5% と低下している。熱疲労に優れた材料を得るためには高温強度のみならず延性も同時にかねそなえた材料が必要となる。後で述べる材料の改良はこの点を重視して行ったものである。

Photo. 1 に加熱前、加熱後及び熱処理材の顕微鏡組織を示す。加熱前の組織は共晶炭化物とその周辺に微細な炭化物が多くみられる。これらの微細な炭化物は加熱前の材料が $1,150^\circ\text{C} \times 4 \text{ h}$ 及び $927^\circ\text{C} \times 10 \text{ h}$ の熱処理を施されているのでその時に析出した¹⁾ ものと思われる。いずれも M_{23}C_6 型 ($\text{Cr}_{21}\text{W}_2\text{C}_6$) の炭化物といわれている。 900°C , $10,000$ 時間加熱すると微細な炭化物がわずかに凝集し、粗大化するとともに粒内全体に分散状態となる。加熱材を溶体化処理すると微細な炭化物が非常に少なくなる。また時効処理を施すと微細炭化物が再析出し、延性は低下する。以上の微細炭化物の変化が高温強度、延性に影響し、基地全体に分布した場合は延性が低下し、溶体化処理のように少なくなれば延性が向上する。共晶炭化物の加熱による変化はほとんどみら

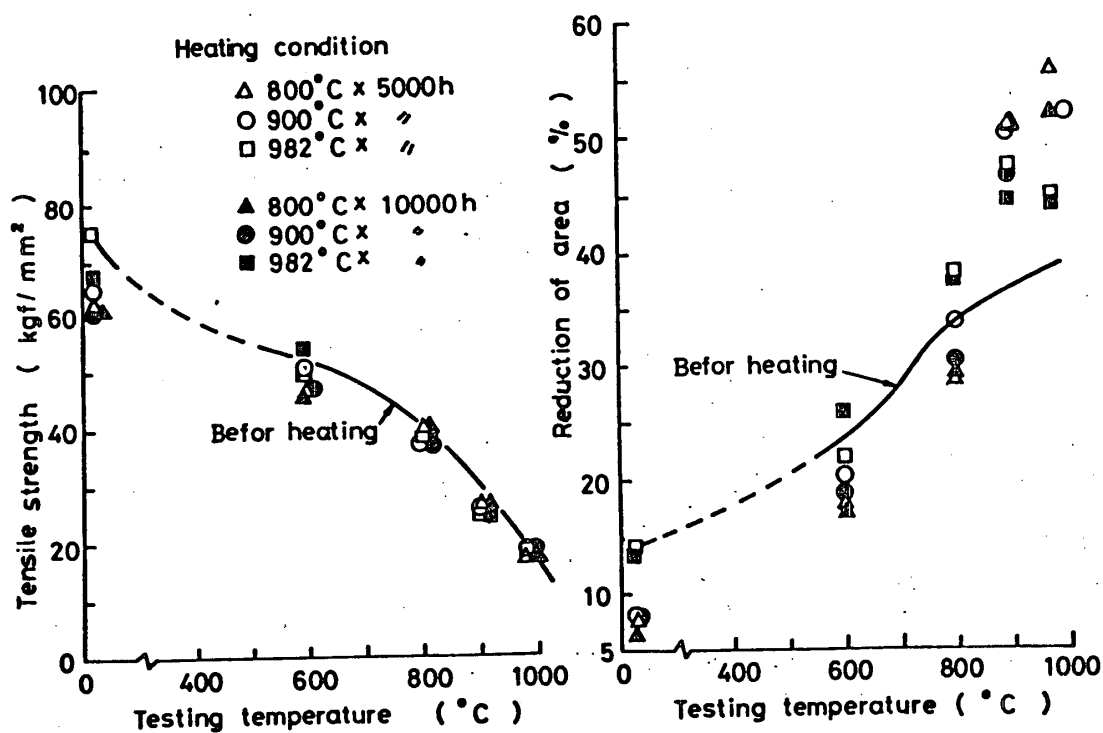


Fig.1 Short-time tensile properties of cobalt alloy heated for long-time

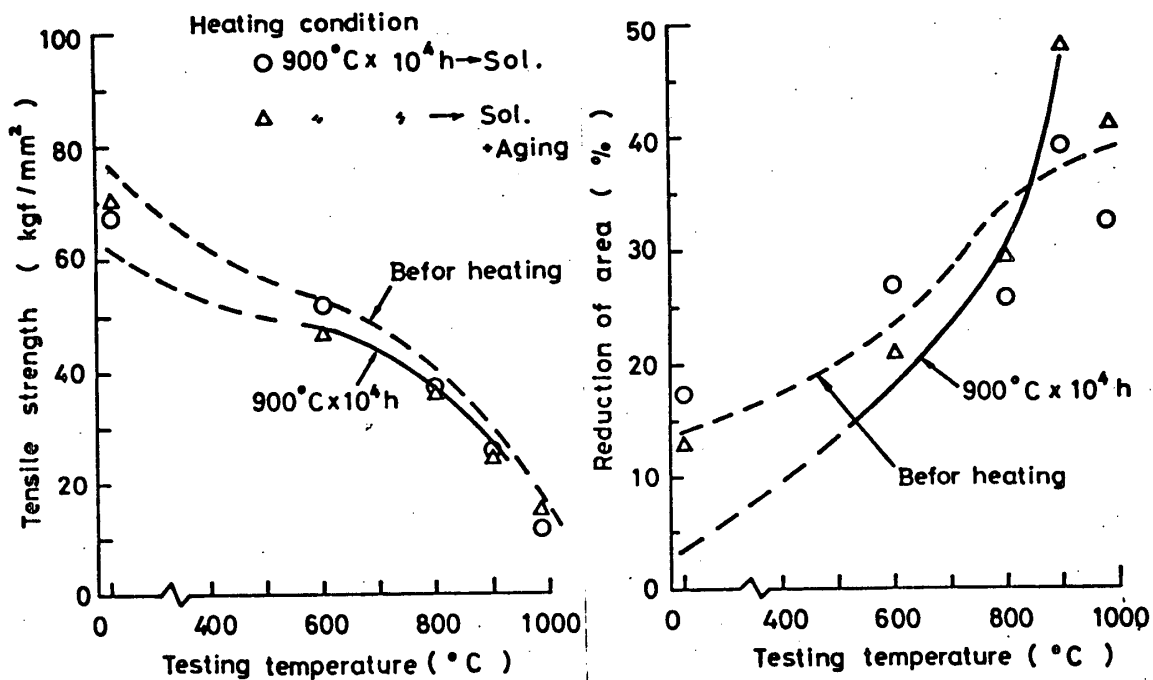


Fig.2 Effect of solution and solution+aging treatment on short-time tensile properties for cobalt alloy heated for long-time.

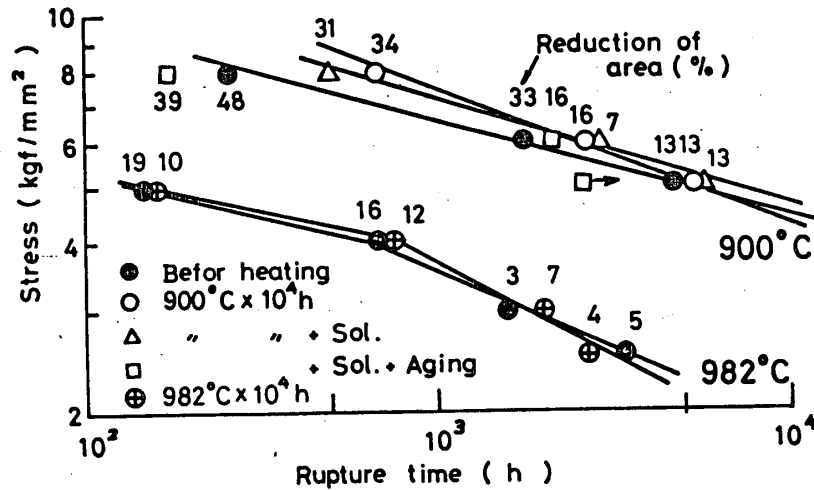


Fig.3 Effect of solution and solution + aging treatment on creep rupture strength for cobalt alloy heated for long-time.

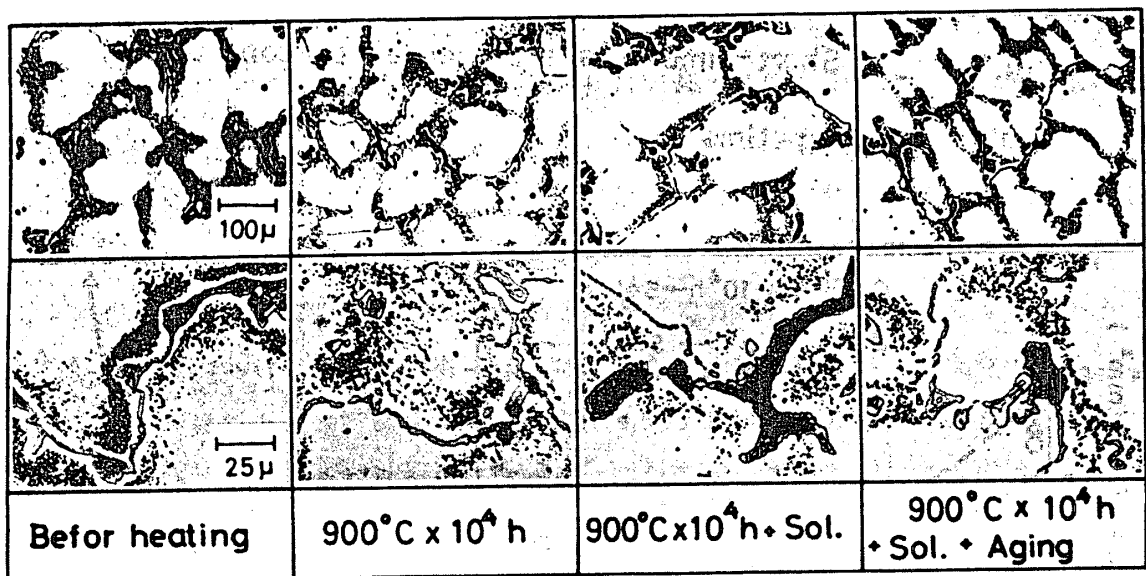


Photo. 1 Microstructures of cobalt alloy.

れない。

4. 新合金の開発

微細炭化物の析出状態がCo基超合金の高温強度と延性に重要な影響を及ぼすことが判った。Co基超合金に炭化物形成元素として代表的なTi, Nbを添加しさらに耐酸化、耐高温腐食向上の目的でミッシュメタルを添加した新しい合金の開発を試みた。²⁾

Table 3 に新合金 HGT-N の化学成分を示し, Fig. 4 に 982°C におけるクリーブ破断試験結果を示す。Table 1 及び Table 3 で示すように新合金は基本成分は変わらず

Table 3 Chemical composition of the new alloy, HGT-N.

C	Si	Mn	Ni	Cr	W	Fe	B	Ti	Nb	Misch-metal
0.25	1.13	1.04	10.2	27.3	6.9	2.2	0.015	0.20	0.29	0.3*

* Added percent

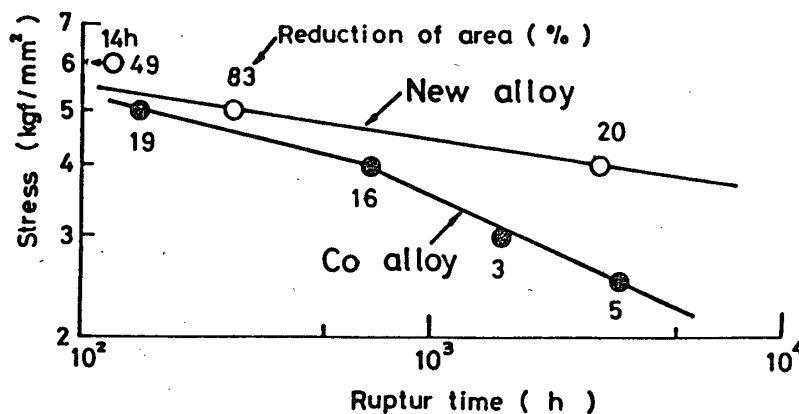


Fig. 4 Creep rupture strength for the new alloy, HGT-N (982°C)

Ti, Nb, ミッシュメタルを添加しただけである。Fig. 4で示すように短時間側ではクリープ破断強度の差はないが長時間側で著しい差が生じ、新合金は10,000時間強度では約2倍の強度を示す。さらに特記すべき特長は図中数字で示したようにクリープ破断時の絞りすなわち延性が著しく改善されることである。破断延性が大きいいためクラックの発生、進展が遅れ長時間側での強度が大きくなるものと思われる。また、Ti, Nbの添加によりMC型の炭化物が成形され、延性低下の原因となる $M_{23}C_6$ 型の微細炭化物の析出及び凝集、粗大化が阻止されるものと考えられる。

5. 結 言

ガスタービン第1段ノズルに使用されているCo基耐熱超合金の高温長時間使用中の材質変化を調べる目的で実験室にて800°~982°C, 最高10,000時間の加熱を行い高温強度, 組織について検討した。またCo基超合金の高温強度と延性を改良した新しい合金開発を行った。得られた結論は次の通りである。

- (1) 加熱材の引張試験の結果では試験温度600°C以下では加熱前より強度が低下するが高温側では加熱前と同等の値を示す。絞りは試験温度600°C以下の低温側で加熱前より低く, 800°C以上の高温側では加熱前よりも大きくなる。
- (2) 900°C×10,000h 加熱材に1,150°C×4hの溶体化処理を施すと, 加熱により低下した絞りは回復する。さらに982°C×4hの時効を加えても引張強さ, 絞りともほと

んど変化しない。

(3) $900^{\circ}\text{C} \times 10,000\text{ h}$ 加熱材の 900°C でのクリープ破断強度は加熱前より向上する。加熱材を溶体化処理すると加熱材より低下するが加熱前よりも大きい。時効処理を追加するとさらに強度は低下し短時間側では加熱前よりも低くなる。

(4) Co基超合金にTi, Nb及びミッシュメタルを添加するとクリープ破断強度及び破断延性共に向上する。

参考文献； 1) Allan D. Foster et al ; Metal prog. p.83

(July , 1969)

2) R.Sasaki et al ; Joint Gas Turbine Congress ,

1977 Tokyo (May , 1977)

弓 削 允 (株 三 菱 金 属 中 央 研 究 所)
 大 江 潤 也 (株 三 菱 金 属 中 央 研 究 所)
 脇 田 三 郎 (株 三 菱 金 属 中 央 研 究 所)

1. は じ め に

ガスタービンのディスクにインコネル718合金が良く使用されている。この合金の低サイクル疲労特性について幾つかの研究が報告されているが、いずれも板或いは棒状の素材から試験片を採取したもので、ディスク本体の各部についての試験データはほとんど報告されていない。そこで著者らは型鍛造によりインコネル718で製作した210φのディスク素材の径方向、周方向、軸方向等の種々の位置および方向より試験片を採取して常温での低サイクル疲労試験を行なってディスクとしての疲労特性を調べた。

2. 実 験 方 法

供試材インコネル718の化学成分を表1に示す。供試材は、溶解→分塊鍛造→型鍛造により製作したディスク品をAMS5663Cの規格の熱処理 (SHT: 954℃×1hr→AC, 720℃×8hr^{2hr}→625℃×8hr, AC)をしたもので、図1にはディスクの中央切断面のマクロ組織を示す。

表1 インコネル718合金の化学成分

(wt %)

C	Si	Mn	P	S	Ni	Cr	Mo	Nb+Ta	Al	Ti	B	Fe
0.045	0.05 以下	0.14	0.005 以下	0.005 以下	51.72	18.93	3.07	5.01	0.44	1.12	0.004	残

供試材からの試験片採取位置および方向は図2に示す。試験片番号の#1～#10はディスク部径方向から、#11～#13はディスク部周方向から、#14～#18はハブ部径方向からおよび#19～#22はハブ部軸方向から採取したものである。採取した素材の光学顕微鏡組織の1例を図3に示す。結晶粒度は#5の中央部でASTM No.8程度、#22の上部でNo.4

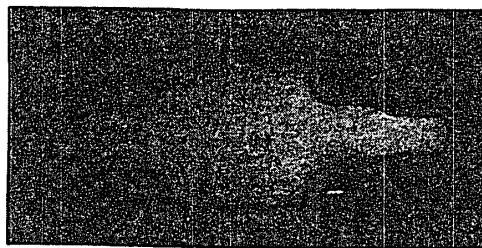


図1. ディスク中央断面のマクロ組織

程度および#22の中央部でNo.7程度であった。採取した素材の室温の引張性質は表2に示した。

疲労試験片は図4に示す形状である。試験片の表面の仕上げは、試験片の軸方向にエメリー紙#600まで研摩した後、試験片中央部の3～4mmを周方向にバフ研摩した。ただし、エメリー紙研摩の際、試験片中央部を特に研摩して中央部(3～4mm)の径を小さくした。試験は電気油圧サーボ型熱疲労試験機(10Ton)を用いて荷重制御で行なった。応力波形は片振引張の三角波で、

繰返し速度は 0.1 cps および 1 cps で行なった。破断繰返し数 (N_f) は、試験片が分離した時の繰返し数とした。

表 2 インコネル 718 ディスク材の
常温引張性質

採取位置	引張強さ (Kg/mm^2)	耐力 (Kg/mm^2)	伸び (%)	絞り (%)
#10	140.3	119.0	18.0	23.9
#11	147.3	126.4	17.0	23.2
#21	137.4	115.8	17.2	29.4

3. 試験結果

試験破断後の試験片の外観の 1 例を図 5 に示す。破断位置は試験片のはぼ中央であった。尚、場合によっては平行部の端で破断することもあったがデータに異常はなかった。

図 6 に疲労曲線を示す。#1～#4 のディスク部径方向から採取した A グループとディスク部周方向からの B グループ、ハブ部径方向からの C グループおよびハブ部軸方向からの D グループ

の 4 つのグループに疲労曲線は分類される。すなわち、ディスク部の A、B グループよりハブ部の C、D グループの方が曲線の勾配が大きく、低応力振幅領域で疲労寿命が相対的に減少する。これはディスク部とハブ部の結晶粒の大きさによるものと思われる。ハブ部の C グループは D グループより破断繰返し数が 50 % 程度少ないが、これも図 1 のマクロおよび図 3 のマイクロ組織で明らかなように C グル

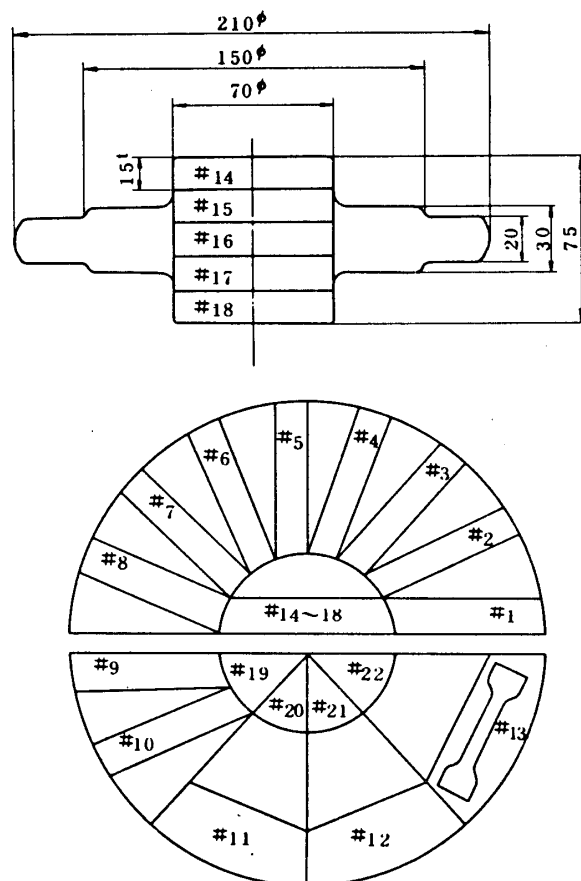
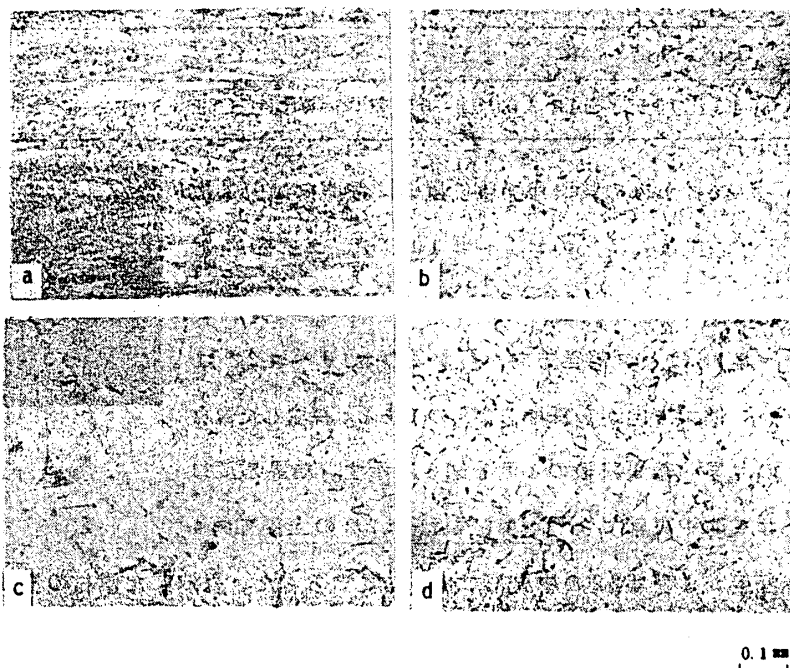


図 2 ディスクからの試験片採取位置



a) #5 の先端部 b) #5 の中央部
c) #22 の上部 d) #22 の中央部

図 3 インコネル 718 ディスク材のマイクロ組織

ブの結晶粒の方がDグループより大きいことによるものと考えられる。又ディスク部では径方向採取のAグループより周方向採取のBグループの方が40%程度破断繰返し数が多いがこれもBグループの結晶粒の小さいことと関係していると考えられる。尚、繰返し速度0.1 cpsと1 cpsによる破断繰返し数への影響は認められなかった。図5で示した破面の外観ではAグループの細粒の#4の破面に

対してC、Dグループの粗粒の#17および#19の破面は荒さが目立つ。図中、矢印はいずれも亀裂の発生点を示す。

図7に破面のSEM像を示す。破面はいずれの場合も明確に3つの破壊モードを呈している。すなわち、亀裂の発生初期(Stage I)では破面はへき開状の様相を呈し、亀裂の開始点から少し内部に入った位置から破面上に明りょうなストライエーションがみられるようになり(Stage II)、さらに破面中央部へ移るとあとは最後まで破面はMC炭化物を核とすると思われるディンプルパターンを示すとともに粒内破壊から1部粒界破壊の様相を呈するようになる(Stage III)。ただし結晶粒の特に大きい#17は

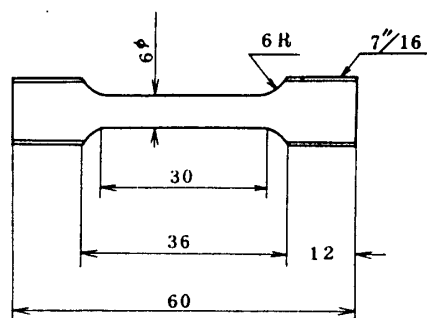


図4. 低サイクル疲労試験片

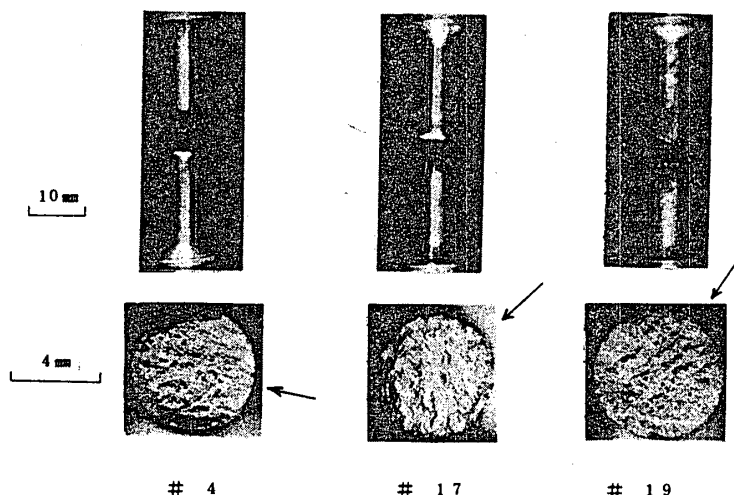


図5. 低サイクル疲労破断試験片の外観

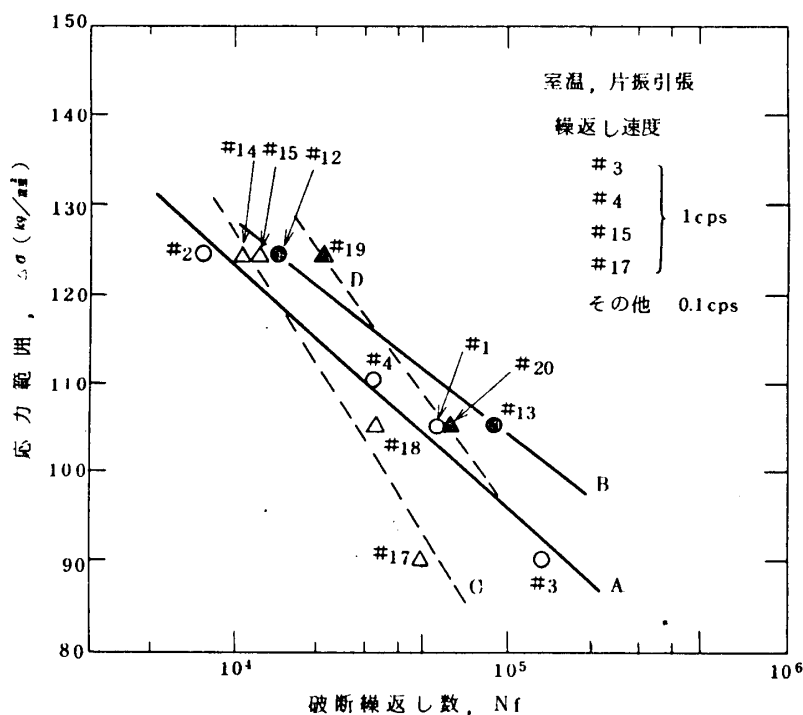


図6. インコネル718ディスク材の疲労曲線

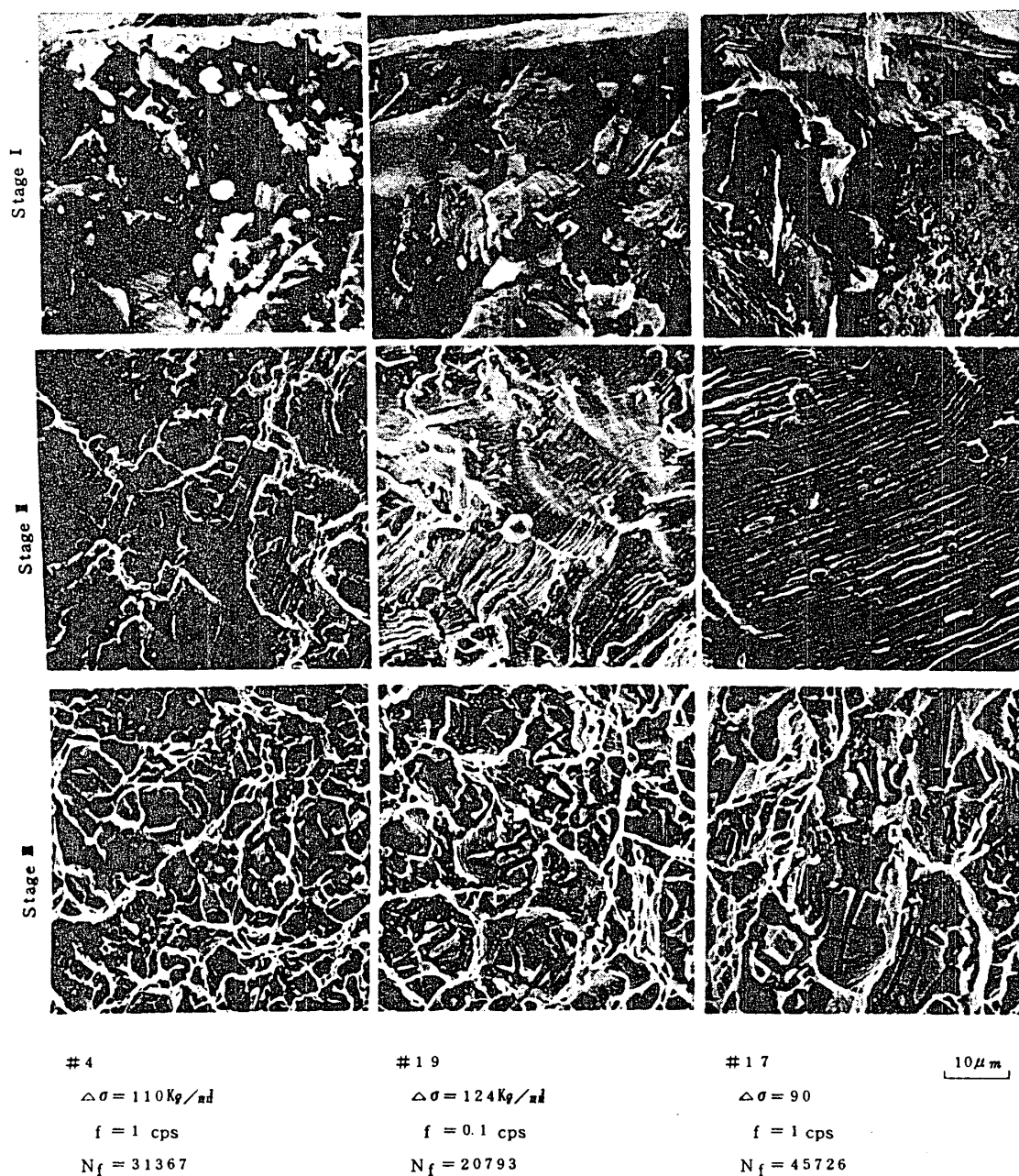


図7. インコネル718ディスク材の低サイクル疲労破面のSEM像

Stage III で粒内の双晶に沿うへき開破壊と思われる様相を呈している。結晶粒が中間の大きさの #19 では #4 と #17 の中間的破面の様相を呈している。

図8に破断部中央の断面組織を示す。細粒の #4 では亀裂は粒界と粒内を進行しており、#4 よりやや粗粒の #19 および粗粒の #17 では亀裂は粒内を進展しており、SEM の観察結果を裏づけている。又、亀裂はいずれの場合も MC 炭化物の周囲をうかいている。#19 および #17 には SEM 像で観察された双晶に沿うへき開破面と思われるフラットな断面が認められる。

図9は試験を中断して試料表面亀裂を観察したものである。#4 の細粒のものでは表面亀裂は

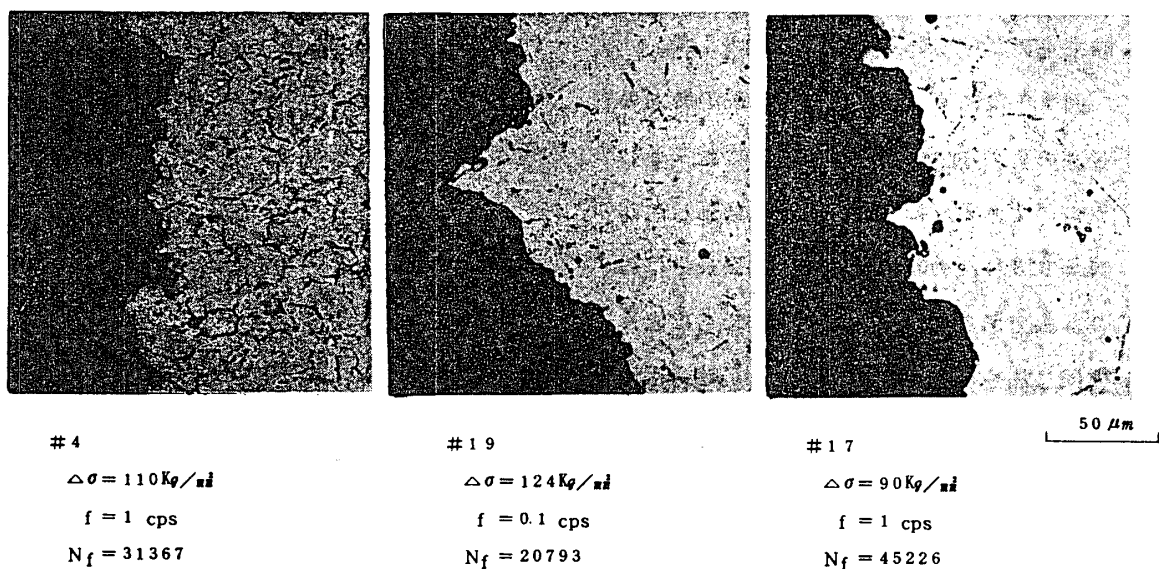


図8. インコネル718ディスク材の低サイクル疲労破面中央部の断面マイクロ組織

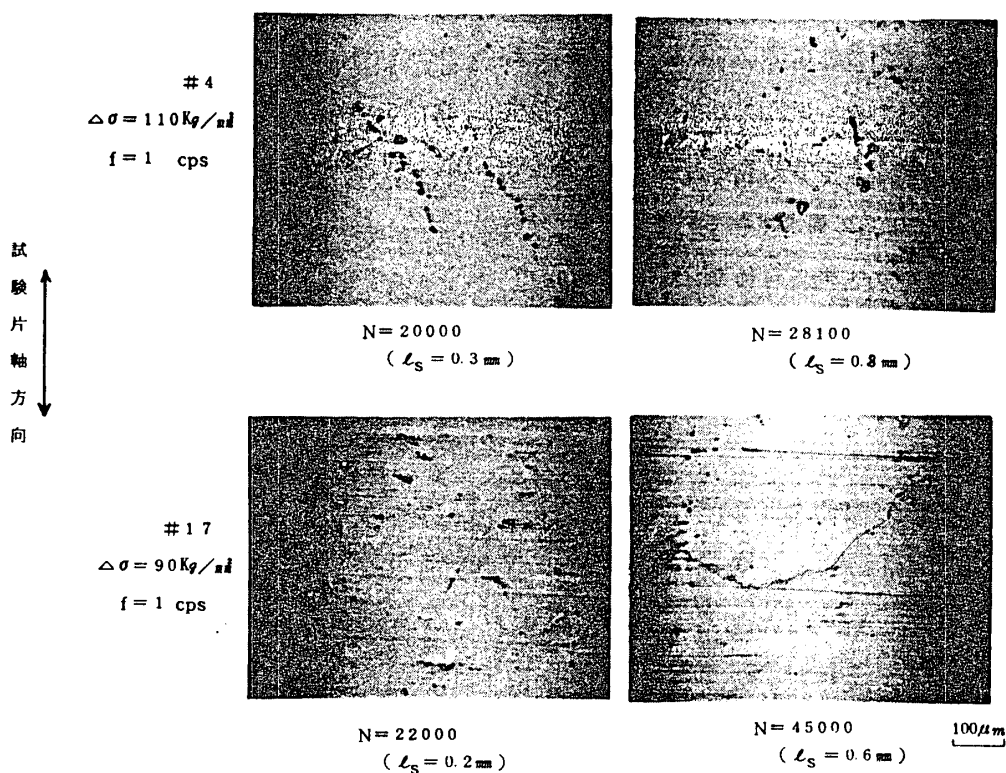


図9. インコネル718ディスク材の低サイクル疲労の表面亀裂

主亀裂の他にもその近傍にいくつかみられ、いずれも粒界に沿って形成されている。一方、粗粒の#17では主亀裂の近傍にはそれ以外の亀裂はみられない。そして主亀裂は幾分直線的に形成されており、亀裂は粒内を伝播することを示唆しておりSEM観察および破面の断面組織観察の

結果を裏づけている。

図10は図9に示した表面亀裂の最大の長さのものを繰返し数に対してプロットしたものである。細粒の#4では繰返し数が $N = 0.8 N_f$ の時の表面最長亀裂長さは約 0.5 mm であるが、粗粒の#17でもほとんど同じ値を示す。 $N = 0.9 N_f$ の時も両方とも最長亀裂長さは約 0.8 mm であった。

4. おわりに

インコネル718ディスク材のディスク部径方向、周方向およびハブ部の径方向、軸方向より試験片を採取して室温の低サイクル疲労特性を調べた。ディスク各々の部分により組織、特に結晶粒の大きさが異なり、これが疲労特性に著しく影響を及ぼすことが確認された。尚、本ディスクハブ部の粗粒部分でもその低サイクル疲労特性はインコネル718に要求されている特性を十分満足するものと考えられる。

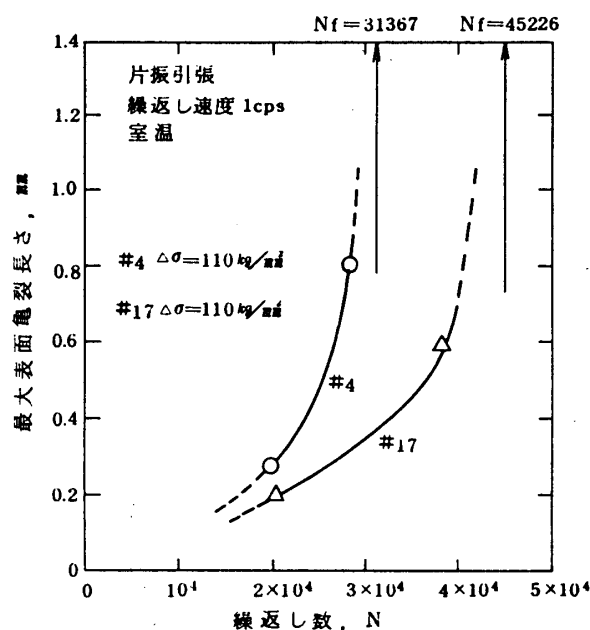


図10. インコネル718ディスク材の低サイクル疲労における表面亀裂の成長

中子付タービン動翼における取付部の耐熱ろう接法

大井利継 (三井造船(株) 玉野研究所)
 *出川 通 (同 上)
 兼田年光 (同 上)

1. 緒言

ガスタービン用動翼材はNi基強析出型鋳造合金が一般に用いられる。この材料は高温での強度と耐食性を高めるために、Al, Ti等の酸化しやすい元素を含んでおり、そのため接合性がきわめて悪く通常の溶融溶接の使用は困難である。これに代わる接合法として拡散接合, TLP接合, 耐熱ろう接等が考えられている。

空冷タービン動翼には種々のタイプがあるがその内、冷却効率の高い中子フルインサートタイプ空冷動翼を製作するには中子と動翼に翼根部で固定する必要がある。この中子取付部は長時間クリープ強度と共に高度の信頼性が要求されるが、複雑な形状を持ち精密仕上げ加工が困難な位置にある。この場合には耐熱ろう接が有効と考えられる。しかしながら通常、耐熱ろう接継手は高温での強度が低いという欠点があり、特に、継手間隙がなくなれば強度はろう材自身の値に近ずきかなり低下するといわれている¹⁾。

今回報告する耐熱ろう接法は、その様な場合でも強度の低下を防ぎかつ信頼性を向上させることを目的として行なったろう接法に關するものである。先ずこのろう接法の概要を述べ次に接合継手の高温引張強度とクリープ強度について試験片での結果の検討を行ない、最後に実際の動翼の中子取付例を示す。

2. 本耐熱ろう接法について

2-1. 接合原理の概要；緒言で述べた様に超合金の接合法として耐熱ろう接は、簡便である等、多くの利点があるため使用されているが高温での強度に問題がある。現在優れた高温強度が得られる接合法としていくつかの方法が考案されているが、いずれも高度の接合技術と必要とし、接合過程での母材界面やろう材の酸化が充分防止出来なかった場合には健全な接合部が得られず強度を低下し信頼性に優れた接合部を得ることは容易ではない。

ここで述べるろう接法はNi基超合金中に含まれているAl, Ti等の強化元素を、ろう材中に含ませることなく接合部中に(母材より)混入させ高温強度に優れた接合継手を得ようとするものである。即ち接合すべき母材の界面層とろう材中の融点降下元素で(例えば、ボロン、リン等)溶解しろう材と融合させることによって、母材-ろう材の接合を確実にすると共に接合部の高温強度を改善しようとするものである。従来、母材界面層の局部的な溶解は溶食と呼ばれ一種のろう接欠陥とみなされてきたが、ここでは界面層と

均一にある程度溶融することによって次の様な2つの効果を期待している。

(i) 信頼性の向上； 接合界面に存在する酸化皮膜や不純物が除去され、母材とろう材の濡れ性が著しく改善されるため 信頼性の高い接合部が得られる。

(ii) 高温強度の向上； 母材の接合部中への融合によって母材中の強化元素が接合部中にも配分され、その結果 高温強度に優れた継手が得られる。

この接合法を用いる上での利点は 以上の2つの他に 接合すべき両母材間の初期空隙と従来の耐熱ろう接や拡散接合において要求されていた値よりも大きくとることによって得られることである。

2-2. 母材の溶解に関する基礎実験結果； 前節で述べた様にろう材中の融点降下元素による母材の溶解現象は 本接合法における重要な因子の一つである。ここでは、母材の溶解量を律速するパラメータとして加熱温度と融点降下元素(ここではボロンを取り

あげる。) 成分量を変化させた実験結果⁽²⁾について簡単に述べる。

用いた母材は Ni基強析出型合金の IN738² ろう材として Ni-Cr-Si-B系を用い、B元素量を変化させた。(Table 1, 2. 参照)

真空中で所定温度に保持し、ろう材による母材の溶解現象を実測した結果と状態図を用いて母材溶解量を推定した結果を併せて Fig. 1. に示した。ボロン元素が5%以下では、推定値と実測値は良く一致している。

母材の溶解量は直接接合部中への強化元素の混入率を表わす。このことより接合部の強

Table 1

Chemical Composition (wt%)

	C	Cr	Ni	Fe	Mo	Co	Ti	Al	W	Nb	Ta
IN 738	0.17	16.0	Bal.	0.5	1.75	8.5	3.4	3.4	2.6	0.9	1.75
Hastelloy X	0.15	22.0	45.0	Bal.	9.0	-	-	-	-	-	-
SUS 310S	0.08	20.0	25.0	Bal.	-	-	-	-	-	-	-

Table 2

ろう材の化学組成 (wt%)

記号	Ni	Cr	Si	B	Fe	ETC
3B*	Bal.	6.0	6.0	3.03	3.2	C<0.05
5B	Bal.	5.62	5.96	4.35	3.13	
10B	Bal.	5.09	5.91	8.69	3.04	

* 3Bは JIS BNI-2 相当品

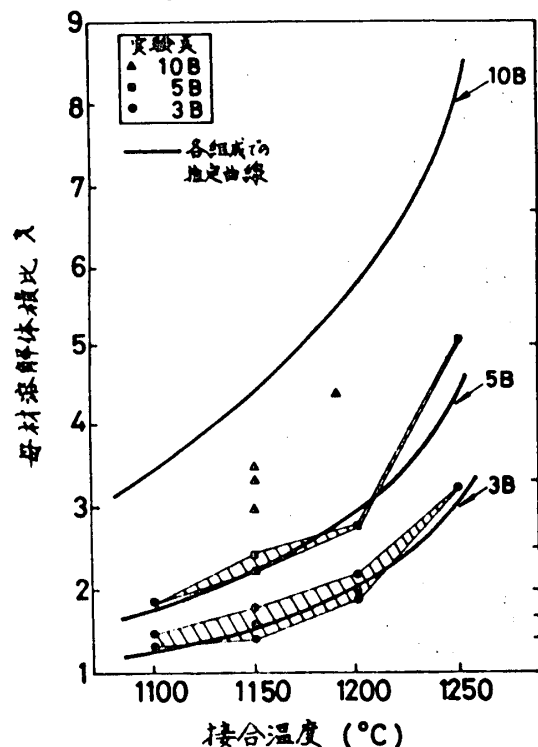


Fig. 1. 母材の溶解量と接合温度。

$$\eta = \frac{\Delta h}{h_0 + \Delta h} = 1 - \frac{1}{\lambda}$$

(h_0 : 初期空隙
 Δh : 空隙増加率)

化の程度は、加熱温度とろう材中の融点降下元素の量を考慮することによって決めることができる。特に以下に述べる試験片や実際の中子取付部の様に間隙がない場合、継手強度はろう材自身の値に近づくといわれており母材をどの程度接合部中に融合させるかは重要となる。実際の部品とろう接する場合には、ろう材の最高加熱温度、継手部の形状、肉厚、寸法精度等を含めて適当な条件を選ぶ必要がある。

3. 接合継手の高温強度測定結果について

3-1. 実験の目的：ここでは動翼材、中子材として IN738 と Hastelloy X の接合継手を作成し、継手の性質として重要な高温引張強度とクリープ強度について試験した結果について述べる。又破断後のミクロ組織を調べ接合部への後熱処理効果について検討する。

3-2. 供試材とろう接条件：母材は IN738 と Hastelloy X (Table 1 参照) である。ろう材は 3B 材 (Table 2 参照) (JIS BNi-2 相当) を用いた。試験片寸法については、Fig. 2 に示したが、初期間隙として高温引張試験では $0.1 \sim 0.9 \text{ mm}$ 、クリープ試験では 0.3 mm を用いた。

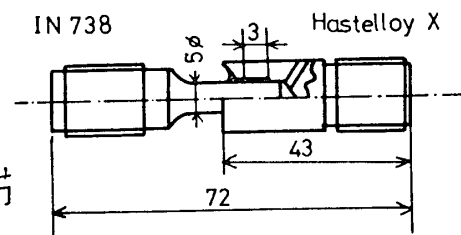


Fig. 2 試験片形状大寸法

ろう接条件は $1150^\circ\text{C} \times 5 \text{ 分}$ 保持で $5 \times 10^{-4} \text{ mmHg}$ の真空下である。この条件下では、強化元素混入率 $\eta = 0.4$ 程度であるが、Hastelloy X 側からは Al, Ti の混入はないので、 η は半分の $\eta = 0.2$ となる。後熱処理条件は $1130^\circ\text{C} \times 2 \text{ hr} + 843^\circ\text{C} \times 24 \text{ hr}$ (JT+AG) である。

3-3. 高温引張強度について：

3-3-1. 高温引張試験法：引張強度はインストロン高温引張試験機により、クロスヘッドスピード 1 mm/min で $\text{R.T.} \sim 1000^\circ\text{C}$ の範囲で測定した。得られた値はいずれもせん断強度で、ろう接面積で破断強度を割った値である。

3-3-2. 高温引張強度試験結果：(i) ろう接継手間隙の影響：継手間隙はろう接部の強度に大きな影響を持つ因子であり、一般には狭い方が良いといわれている⁽¹⁾。しかし、本ろう接条件下で、 $0.1 \text{ mm} \sim 0.9 \text{ mm}$ の範囲で、室温で測定した結果、間隙 0.3 mm で継手強度の最小値が得られた。この傾向は、後熱処理を行っても変わらない。

(ii) ろう接後熱処理の影響：ろう接後、熱処理を行なうことによって接合部組織は変化するが、間隙 0.3 mm の場合についてこの効果を示したものが Fig. 3 である。

本実験で得られた接合継手は母材の一方である IN738 よりはやや強いが、Hastelloy X より、ろう接ままの継手(以下 As Brazed 材と呼ぶ)でも 900°C 以下で強く、従来のニッケルろう接のデータの⁽¹⁾ 2 倍近い値を持つことが判った。

3-3-3. 高温引張試験

破断部組織について;

3つ接部の組織は As Brazed 材では、デンドライトが晶出した凝固組織であり、一方後熱処理材では、凝固組織は見られず析出物が散在している組織となっている。

室温での破断部は、両者共に接合部中央付近で破断し、特に破断面が組織に依存する傾向はない。しかし、900℃以上の高温になると、Photo 1 に1000℃での破断状況を示した様に、As Brazed 材では、デンドライト間隙部分が破断の原因となっている。一方後熱処理を行なったものでは、接合部全体が変形し、接合部中央で破断していることが明らかである。

3-4. クリーフ試験について:

3-4-1. クリーフ試験方法; クリーフ試験は マルチタイフの クリーフ破断試験機を用い、試験温度 650℃、800℃の2水準とした。クリーフ破断後の試験片は、組織の観察とEPMAに供した。

3-4-2. クリーフ破断寿命; クリーフ破断寿命を Larson-Miller の方法によって、マスター曲線としたのが Fig. 4 である。この図から接合部のクリーフ強度は母材の方である IN738 より劣るが、後熱処理を施すことによって Hastelloy X より優れていることが判る。一方 As Brazed 材では 高温、長時間側で Hastelloy X より劣る。

3-4-3. クリーフ破断部組織について; 800℃でのクリーフ破断部の状況は、高温引張試験結果での 900℃~1000℃での破断状況と似ている。ただし As Brazed 材では、デンドライトそのものがクリーフして引き伸ばされている点が見える。

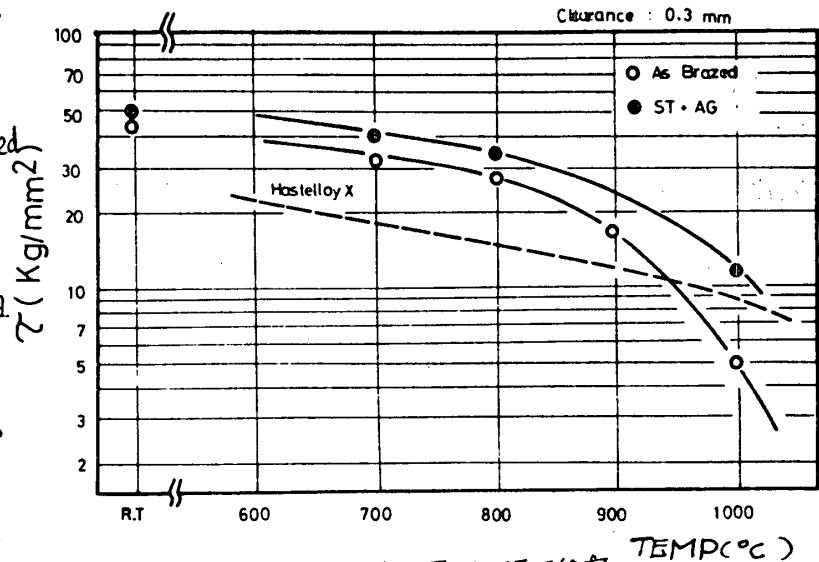


Fig. 3. 3つ接部の高温引張強度

Shear Stress of Brazed Joints at 1000° C (Clearance: 0.3mm)

Heat Treatment	As Brazed	1130°C × 2 Hr + 843°C × 24 Hr
Shear Stress (T _f : Kg/mm ²)	4.7 Kg/mm ²	1.3 Kg/mm ²
Section of Fractured Brazed Joint		

Photo. 1

0.1 mm

650℃における
破断様相は後
熱処理材において
は、800℃の場合と
大差はないが、As
Brazed材では、
デンドライト固溶
けではなくデンドラ
イトそのものが破断し
ている点が見ら
れている。

3-5. 実験結果 の検討；

先ず接合部中への母材強化元素の混入の効果について検討する。本ろう接の場合、前述
した様に $\gamma^* = 0.2$ 程度である。このことは、IN 738 母材中の Al と Ti が接合部中に
それぞれ 0.7% 程度含まれたことを示しており EPMA でも接合部全体に比較的
均一な分布と存在が確認されている。特に後熱処理を行なって析出処理を施し
た接合継手は、Hastelloy X の強度を上回っているのはこの効果によると考えられる。

次に高温強度と破断部組織の関連性について検討を行なう。As Brazed材
では前述した様に接合部がデンドライト組織となっており、その空隙に存在する Ni-Si
系組成物が高温で急激に弱くなり継手全体の強度を低下させる。一方、後熱処理を
行なった試料は As Brazed 材より優れており、特に高温側でも急激な強度の低下は
見られない。このことは接合部組織が均質化しており破断様相も温度によって
殆んど変化しないことと対応している。これらのことから、接合部の高温での強度上昇
には、母材の溶解現象と共に、後熱処理が重要であることが判明した。

*7：強化元素混入比（Fig. 1 参照）

4. 中子付タービン動翼への応用例

以上、述べたろう接法を用いれば初期空隙が広い場合にも良好な接合性が得ら
れ、従って高度な仕上げ精度を要しないという特徴を持っている。このため中子取
付部の様に、複雑な曲面を持つ接合部材なども容易に接合することが出来る。

Fig. 5 には その1例を模式的に示した。Fig. 5-a は、二重構造を持つ中子フル
インサートタイプのタービン動翼、Fig. 5-b は、接合部断面を示してある。この
例のように、平面あるいは、円筒面以外の曲面を持つ接合部を 0.1mm 以下の
空隙を保持する様に仕上げ加工することは難しい。しかし本ろう接法を用いれば、

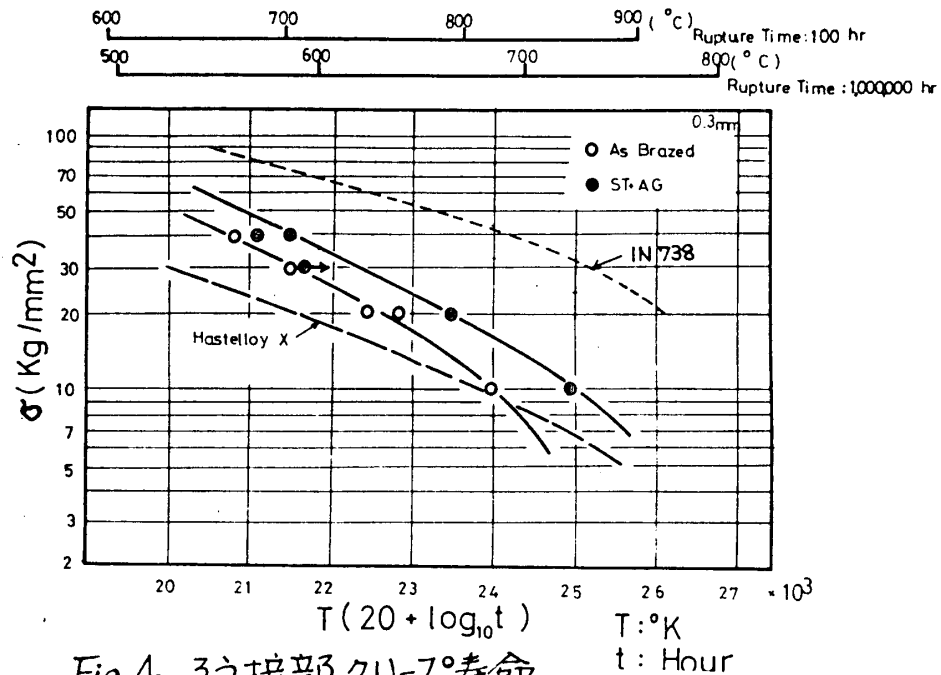


Fig. 4 ろう接部クリープ寿命

比較的大い間隙が許容されるので、
接合部の仕上げ加工は手作業で、
容易となると共に、高温強度、
信頼性が高い接合継手が得
られる。

この手法を用いて、中子付タービン
動翼を試作し種々の試験を
実施中であるが、良好な接合部
が得られている。

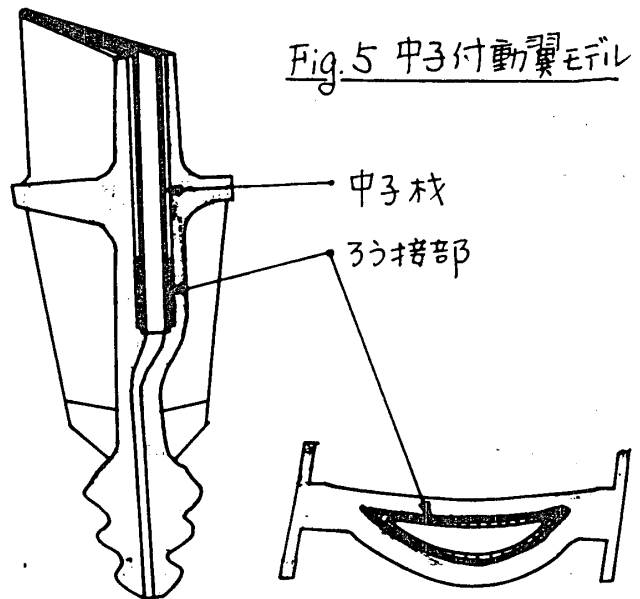


Fig. 5-a

Fig. 5-b

5. 結 言

タービン動翼の中子取付部の様

に、構造が複雑で厳密な寸法精度が得られにくいところでの Ni 基強析出型超
合金の接合を目的として、高信頼性、高強度の耐熱ろう接法について検討した。

その原理の概要は、ろう材中の融点降下元素量と接合温度をコントロールすることで、
母材界面を溶解し、母材中の強化元素と接合部に溶けこませることである。

試験片を用いた、接合継手の高温引張強度、クリープ強度について検討した結果、
充分実用に耐える高信頼性、高強度のデータが得られた。

これらの結果をもとにして、中子とタービン動翼に接合し、中子フルインサートタイプ空冷
動翼の試作を行なった。

〈参考文献〉

- (1) 例えば、ろう接便覧編集委編「ろう接便覧」産報。(1967)。
- (2) 大井，出川，溶接学会，第75回溶接冶金委員会資料。(1979.)

エンジン監視システムの研究

第1報 装置及び予備実験

* 越 沼 威 (航空宇宙技術研究所)
 西 尾 健 二 (航空宇宙技術研究所)
 遠 藤 征 紀 (航空宇宙技術研究所)

I まえがき

最近の高性能化した航空機用エンジンにおいて、運転時における動作状態をその場で正確に監視、把握出来れば、航空機の安全性を高め、効率的な運行を図るうえで非常に有効である。航空宇宙技術研究所ではこのような考えに立ってエンジン監視システムの研究を行っているが、その一環として機上搭載を目標としたエンジン監視装置を試作し、ジェットエンジンJ R-100 によってその性能、機能を確認する試験を行った。本報告では試作したエンジン監視装置ならびに上記試験の概要について紹介する。

II エンジン監視装置の構成

図1 に本エンジン監視装置全体の系統図を示す。図中、中央処理装置 (Central Computer 以下 CCOM) は本装置の中心として オペレータの指示にもとずき、データ収集、解析、異常判断、蓄積と、周辺装置の制御を行う。データ収集装置 (Data Acquisition Unit 以下 DAU) には CCOM から の指令にもとづくデータ収集、伝送機能のほか、大量のデータを扱う周波数解析機能をもちえており、解析結果のみ CCOM に送るようにし、データ伝送量、伝送時間を低減した。これらの機能は内蔵のマイクロプロセッサにより制御される。これによって CCOM にあたるデータ処理、DAU 制御の負担が大幅に軽減される。このように本装置では、機能毎にブロック化することにより、取扱いが簡便となった。実際の航空機では、CCOM、ブラウン管ディスプレイ (CRT Display 以下 CRT-DSP) および入出力

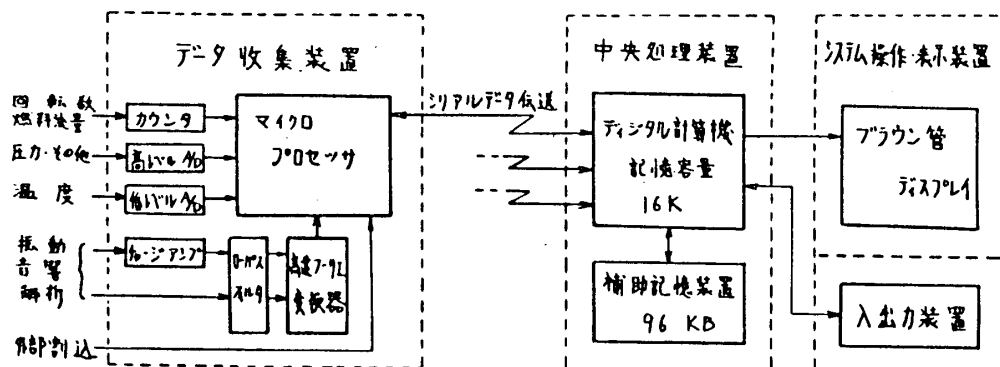


図1 エンジン監視装置系統図

装置は機内(ユックピット)に、DAUはエンジン近くに配置する。DAUをエンジンの近くに設置することによって、エンジン各部に取付けたセサの信号を、センサに近い場所でダイジタル化し、伝送することが可能となり、電磁妨害、接地等に起因するノイズを低減出来るばかりでなく、CCOMの負担を軽減出来る。なおDAU・CCOM間はシリアル伝送を採用し、ケーブルの増加を抑えた。以下に各装置の機能、特性について述べる。

(1) 中央処理装置 (CCOM)

CCOMはエンジン監視装置の中心として、入出力装置からオペレータの指示に従いDAUへ必要なデータ収集を指令し、送られて来た収集データをもとに種々の異常判断、解析を行い、結果をCRT-DSPに表示する。また必要に応じて、補助記憶装置へ蓄える。

(デジタル計算機)

型式	ROLM 1650
188長	16ビット
記憶容量	16KW (32KWまで拡張可能)
命令数	99基本
演算速度	2MS(加算)
シリアル入出力	4チャンネル
パラレル入出力	1チャンネル
シリアルデータ伝送	非同期直列 300~9600b/s (EIA RS232C)

(補助記憶装置)

記憶容量	96KB
記憶媒体	磁気記憶

表1 中央処理装置

従ってこれらの機能を果たす十分な能力、なすびに機械的強度、耐環境性をも必要とする。CCOMは16ビット、記憶容量16K(32Kまで拡張可能)のデジタル計算機、記憶容量96KBの補助記憶装置からなり、Device Interfaceとして、1チャンネルのパラレル入出力、4チャンネルのシリアル入出力回路を有する。パラレル入出力回路はCRT-DSPおよび補助記憶装置とのデータ転送に用いる。シリアル入出力回路は3台までのDAUを制御することが可能であり、残り1チャンネルは入出力装置が接続されている。表1に本装置のデジタル計算機および補助記憶装置の性能の概略を示す。

(2) データ収集装置 (DAU)

DAUは通常エンジン近くの厳しい環境下に置かれるため、機械的強度なすびに耐環境特性を必要とする。この装置はマイクロプロセッサの制御のもとに、CCOMからの指令によって、カウンタ、A/D変換器、高速フーリエ変換器を動作させて、データの収集、処理を行っているが、以下各機能と入力信号について述べる。カウンタは回転数、燃料流量(タービンフローメータ)のようなパルス信号を入力する。圧力付圧カセサ、推力計、その他高レベルの信号については、高レベル型A/D型変換器を通して、また温度計測

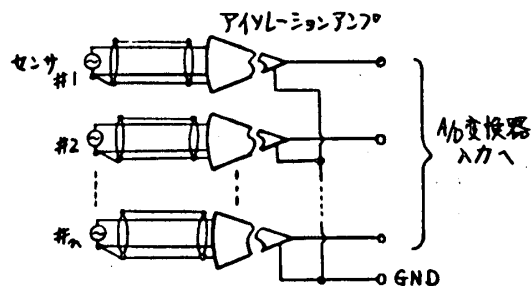


図2 アイソレーションアンプとの接続

における熱電対出力のような低レベル信号に付いては、低レベル用A/D変換器を用いる。なお、このA/D変換器への入力回路は片側接地方式のため、出力レベルの異ったセンサの接地側が共通となりノイズの原因となる。本装置では図2に示すように、入出力両方絶縁してセンサの共通接地部分を分離するアイソレーションアンプを用い、接地に起因するノイズを防いでいる。振動検査には圧電型加速度センサを用い、航技所で開発した小型のハイブリッドIC型チャージアンプ(図3、図4、表2参照)と組合わせて使用した。これによりアンプ部を大巾に小型化することが出来た。

(カウンタ・A/D変換器)

カウンタ		A/D変換器	
		高レベル	低レベル
計数方式	16ビットリニアリ	変換方式	逐次比較型
ゲート時間	15sec, 0.15sec	分解能	12ビット
感度	2V _r 以上	変換速度	25MS
チャンネル数	3チャンネル	入力電圧範囲	±5V
		チャンネル数	64チャンネル
			(半導体ICチップ)

(ハイブリッドIC型チャージアンプ)

加速度測定範囲	0~5, 0~30, 0~100, 0~500G
出力飽和レベル	±10V以上
スカインピーダンス	100MΩ以上
周波数特性	5~15,000Hz (±3dB以内)
チャンネル数	10チャンネル

(高速フーリエ変換器)

入力	デジタル(16ビット)、アナログ(±10V)
最大データ取込数	1024点(但し32, 64, 128, 256, 512点の設定可)
サンプリングレート	40MS MAX(アナログ) 20MS MAX(デジタル)
アンチアライジングフィルタ	24dB/oct (遮断周波数10Hz~20KHz可変)
分析時間	240ms (1024点ハニングウィンド)
ゲインスケレンジ	約66dB
FFT結果データ	16ビット 10チャンネル及びアナログ出力(±10V)
データ転送速度	並列16ビット/20MS
入力チャンネル数	振動入力10チャンネル、音響入力22チャンネル
その他	ハニングウィンドの有無はプログラムにより指定可

(マイクロプロセッサ)

18ビット	8ビット
サイクルタイム	2.03MS ± 0.1%
記憶容量	PROM 8KB RAM 4.5KB
命令数	89基本命令
新30命令	64
外部データ伝送	非同期直列 300~9600ボー(EIA RS232C)
外部割込	5チャンネル TTLレベル

表2 データ収集装置

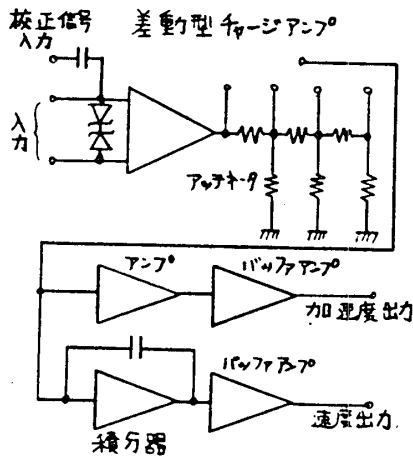


図3 チャージアンプ機能ブロック図

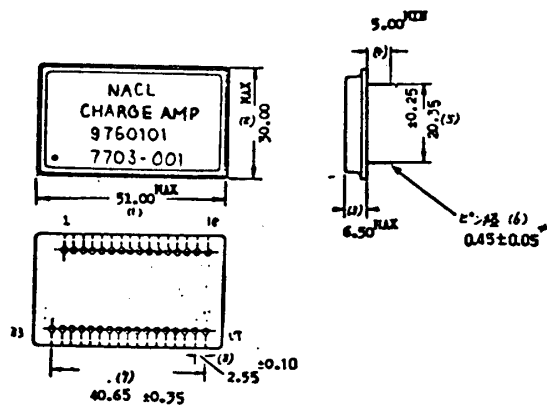


図4 ハイブリッドIC型チャージアンプ外形

振動、音響等の周波数解析には多量のデータを処理する必要があるが、本装置ではこの処理をDAUに内蔵した小型の高速フーリエ変換器を用いて処理結果のみCCOMへ伝送する方式をとり、データ伝送量、伝送時間の低減を図った。なお、サンプリング点数、サンプリングレート、アンチアライジングフィルタ用ローパスフィルタのシャープ周波数等、変換フーリエ変換機能の変更は、プログラムにより行われる。エンジルの緊

急事態、例えばサージレグ、排気温度上昇、異常振動等のデータはコンパレータ（設定値の比較を行う）を介して D A U の外部計測端子へ接続されている。設定値と検えた場合は、D A U へ動込がかかる。マイクロプロセッサはこの動込要因を調べた後、C C O M に警報を発する。なおこの動込は D A U のマイクロプロセッサにより、ソフト上でも行うことが出来る。以上述べた各機器の規格の概略を表 2 に示す。

(3) ブラウシ管ディスプレイ (C R T - D S P)

C R T - D S P は C C O M からの出力結果をオペレータに知らせる、いわゆる Man Machine Interface であり、見やすく、任意の図形、文字の表示が行え、表示結果を容易に変更出来ることが望ましい。本装置ではラスタスキャン方式の 14 吋ブラウシ管を採用した。表 3 に C R T - D S P の概要を示す。

表示ブラウン管	14 吋
表示パターン	図形および文字
表示キャラクター	ASC II 7×9 ドット
グラフィック	256×256 ドット
表示方式	ラスタスキャン方式

(4) 入力装置

オペレータの指示を C C O M へ伝えるため、テレタイプライタ (T T Y) を使用した。T T Y は C C O M への指令だけでなく、解析結果のハードコピー、エラーメッセージの出力にも使用する。

表 3 ブラウシ管カラーディスプレイ

II 実機運転試験

上記エンジン監視装置の性能、機能確認、及びエンジン監視データ収集を目的として、ジェットエンジン J R - 100 の実機運転試験を行ったので、その概要を紹介する。図 4 に本実験の計測系統およびエンジン監視装置各部の配置を示す。D A U はテストセル内のエンジンの近く（図 5 参照）に設置され、運転計測室内の C C O M （図 6 参照）と約 20 m のシリアル伝送ラインを介して結ばれている。エンジンに取付けられた

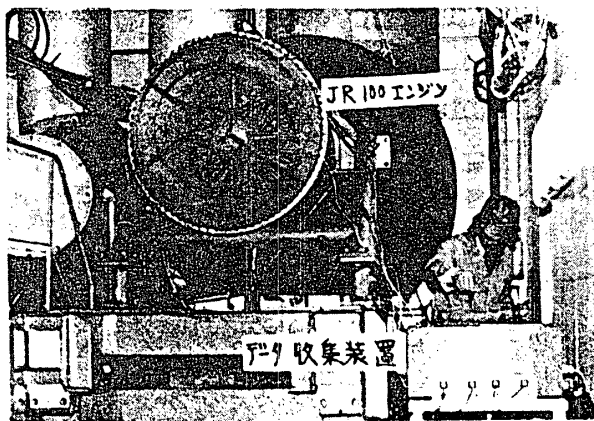


図 5 テストセル内のエンジン及びデータ収集装置

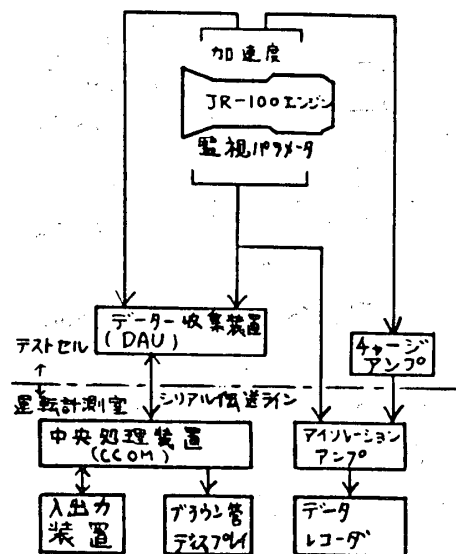


図 4 計測系統及び配置

とサ出力はDAUの各入力端子へ接続されると同時にデータレコーダへも信号を分配し、記録した。本実験で用いた計測パラメータを表4に示す。本試験ではハードウェアの動作確認に主眼を置き、図7に示す運転スケジュールに従ってエンジン特性を計測するとともに、エンジン振動を運転中に解析し、結果を表示した。

図8にエンジン特性の表示例を示す。またエンジン監視データ収集の一環として、エンジンロータにアンプとスウェイトを装着し、エンジンに異常状態を起こさせたときの振動の様子を記録したが、解析結果に関しては別の機会にゆずる。本実験

は電気のノイズ、振動などによりテストセル内で出力の小さいセンサからの信号を扱うにも関わらず、装置全体は正常に動作し機能の確認および有効なデータを収集することが出来た。

V むすび

エンジン監視装置は実機運転試験において正常に動作し、ほぼ所期の目的を達成したが、引き続き本装置を用い、実機運転試験を通してエンジン監視システム性能向上を図るためデータを収集することになっている。なお本実験に際し、系動機性能研究室、石川島播磨重工業(株)の方々の協力を得ることを付記する。

参考文献

- 航空用ガスタービン故障モニタリングシステム 菊地、第3回ガスタービナシナ(1972年) 日本ガスタービン学会
- Introduction for Airbreathing Propagation Chapter II MIT PRESS
- Survey on Current and Proposed Diagnostic System G.F. Back AD-A011451
- TF41-A-2/47E Inflight Engine Condition Monitoring System Larry R. Demott AIAA

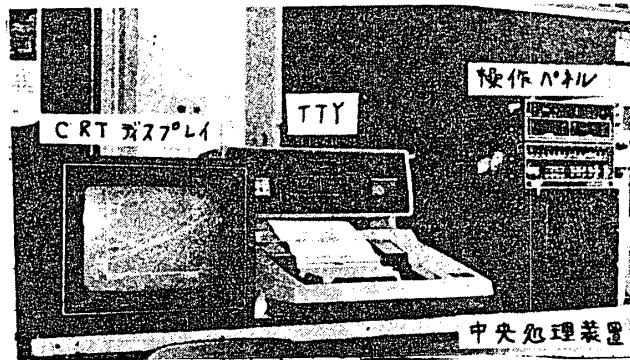


図6 運転計測室内の中央処理、CRTディスプレイおよび入力装置(テレタイプライタ)

測定パラメータ	記号	測定範囲(MAX)	使用センサ
大気圧	Patm	~1.05 kg/cm ² abs	ストレーンゲージ型
エンジン入口空気温度	Ti	±40°C	CA熱電対
圧縮機出口圧力	CDP	~4 kg/cm ² abs	ストレーンゲージ型
タービン出口圧力	JPP	~2 kg/cm ² abs	" "
タービン出口温度	EGT	~700°C	CA熱電対
回転数	N	~13500 RPM	ハルシコン型アンプ
燃料流量	Wf	~1700 kg/h	タービンロードセル
コンプレッサ振動	Vch	~100 G	圧電型加速度計
" "	Vcv	~100 G	" "

表4 測定パラメータ

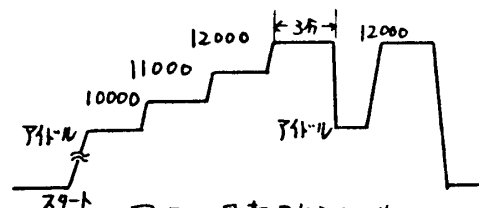


図7 運転スケジュール

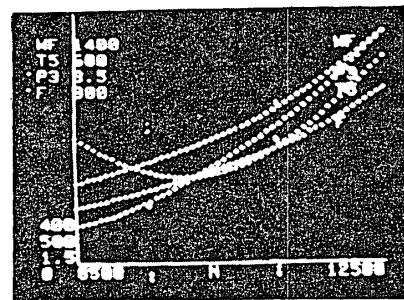


図8 エンジン特性表示例

JR100Hエンジンによる 異常振動監視に関する実験

* 松田 幸雄 (航技研)
星谷 昌二 (航技研)
西尾 健二 (航技研)
宮地 敏雄 (航技研)

1. よろがき

ジェットエンジンの故障診断手法の一つとして、軸受、ケーシングなどの振動監視による方法が行なわれている。一般に診断手法を具体的に考察する場合、診断対象に何等かの故障状態と故意にまじさせ、これを検知する方法がとられることが多い。

今回、実機エンジンのローターにアンバランスウェイトを装着して、故意に振動増加とまじさせ、これを異常状態と見なして検知する実験を行なったので報告する。また異常診断と簡単な図形によって行なう手法として、振動の周波数スペクトルを単純化したパターンを作製し、これの相互比較によって異常状態を判定する方法を試みた。パターン作製については、実際のエンジン監視システム¹⁾にて、オンライン処理を行なうことを目的として考察した。なお実験途中にて、潤滑油系統の不備によるベアリングの損傷を経験したが、この時の異常振動発生状態についても報告する。

2. 振動増加実験

2.1 実験方法

試験エンジンとして、リフトジェットエンジン JR100 を横位置に設置して運転した。図1は JR100 の軸受位置を示したもので、NO.1 ベアリング(玉軸受) NO.2 ベアリング(コロ軸受)の2箇所である。図2にアンバランスウェイトを示す。重量は取り付けボルトも含め 24[g]で、タービンホイール上に径方向 28[mm]の位置に装着した。振動検出器にはピエゾ型の加速度計を用い、これを NO.1, NO.2

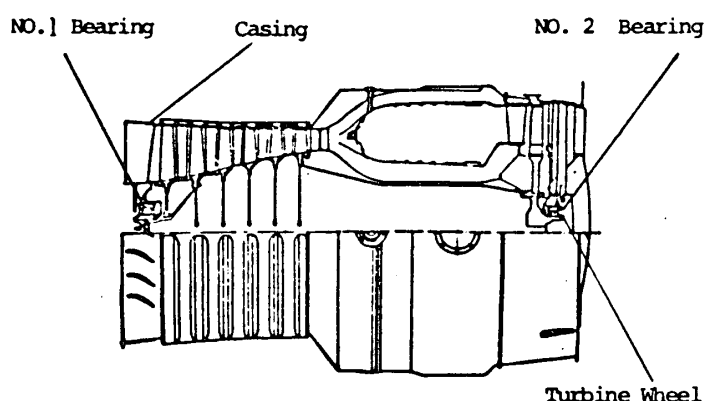


図1. JR100 エンジン

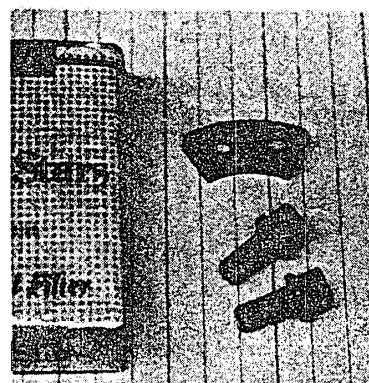


図2. アンバランス
ウェイト

各ベアリングハウジングの水平，垂直位置，計4個所に直接取付けた。またリーシングの上部にも，同型の加速度計をアダプタを用いて取付けてある。加速度計出力はチャージアンプにて電圧に変換し，データレコーダに記録した。同時に回転数信号も記録している。表1に加速度計の特性と，図3に計測系統を示す。実際のエンジン運転時における加速度

Sensor Mount Position	Casing, NO.1 Bearing	NO.2 Bearing
Charge Sensitivity	60 pc / g	10 pc / g
Resonance Freq.	32 KHz	28 KHz
Environmental Temp.	-54 ~ 260 deg C	~ 650 deg C

表1. 加速度計特性

計出力値(オーバーオール値)

は，回転数 12000 [r.p.m.] にて

ベアリング位置で 30 ± 2 [G]

NO.1ベアリング位置で 38 ± 2 [G](垂直位置)

44 ± 2 [G](水平位置)，NO.2ベアリング位置

で $52 \sim 64$ [G](垂直位置)， $65 \sim 88$ [G](水平位置)

程度である。(なお本報告では，加速度

信号レベルと，絶対値については [G] と，

相対値については加速度計出力電圧の2乗

の比 [dB] と使用する。) (なと本報告では，加速度

信号レベルと，絶対値については [G] と，

相対値については加速度計出力電圧の2乗

の比 [dB] と使用する。) (なと本報告では，加速度

信号レベルと，絶対値については [G] と，

相対値については加速度計出力電圧の2乗

の比 [dB] と使用する。) (なと本報告では，加速度

信号レベルと，絶対値については [G] と，

相対値については加速度計出力電圧の2乗

の比 [dB] と使用する。) (なと本報告では，加速度

信号レベルと，絶対値については [G] と，

相対値については加速度計出力電圧の2乗

の比 [dB] と使用する。) (なと本報告では，加速度

信号レベルと，絶対値については [G] と，

相対値については加速度計出力電圧の2乗

の比 [dB] と使用する。) (なと本報告では，加速度

信号レベルと，絶対値については [G] と，

相対値については加速度計出力電圧の2乗

の比 [dB] と使用する。) (なと本報告では，加速度

信号レベルと，絶対値については [G] と，

相対値については加速度計出力電圧の2乗

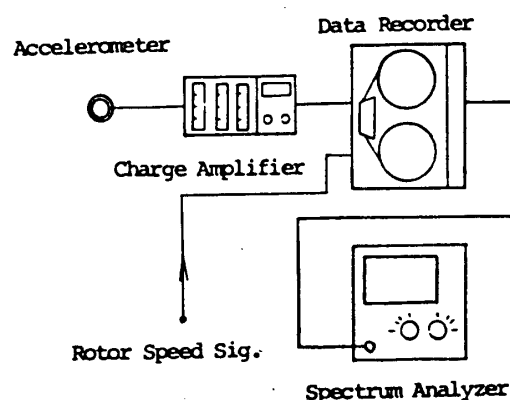


図3. 計測系統

実験はアンバランスウェイトを装着した状態と，標準状態での運転を行なり，起動～アイドル (9500 [r.p.m.])，11000 [r.p.m.]，12000 [r.p.m.] でのデータを記録し解析した。

2. 2 実験結果

一般に，回転機器においてローターのアンバランス状態は，ベアリングの内輪回転周波数 f_i (回転数 [r.p.m.] / 60) でのレベル変化によって検知できることが知られている。²⁾ 表2は実験で得られたデータをもとに，アンバランスウェイト装着時での f_i の振動レベルと，標準状態との相対値^{*}で表わしたものである。これによれば一様に増加傾向を示しており，特に 10 [dB] (出力電圧比で 3.2 倍) を越える高い値を示す場合もみられ， f_i の振動レベルの測定より，ローターのアンバランス状態を検知できることが確かめられた。

2. 3 ベアリング損傷による異常振動の発生

これは意図的に行なったものではないが，実験途中にて潤滑油系統の不備により，NO. 2 ベアリングの温度指示が異常に上昇した為，エンジンへの停止処。表2. f_i の振動レベル

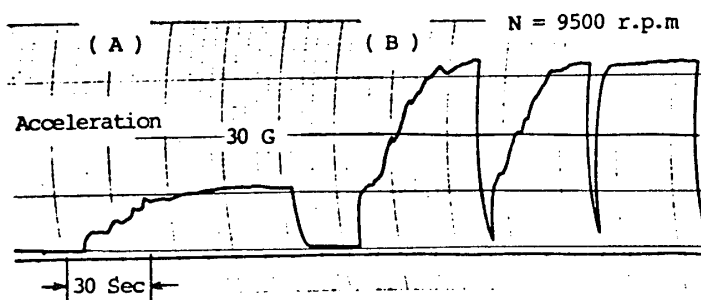
Rotor Speed [R.P.M.]		11000	12000
Casing		+11.1	+ 8.7
NO.1 Bearing	V	+ 8.7	+ 6.0
	H	+ 3.8	+ 6.8
NO.2 Bearing	V	+10.5	+ 9.8
	H	+ 7.1	+10.6

V: Vertical H: Horizontal

表2. f_i の振動レベル

* アンバランスウェイト装着時と標準状態の加速度計出力電圧を，各々 E_w, E_n とすれば，相対値 $= 10 \log E_w^2 / E_n^2$

置をとった。この時のデータを図4に示す。これはNo.2ベアリング位置の加速度計出力信号(オーバーオール値)を、時間経過に対して示したもので、(A)は正常な起動状態、(B)は



損傷時の起動状態(2度行な

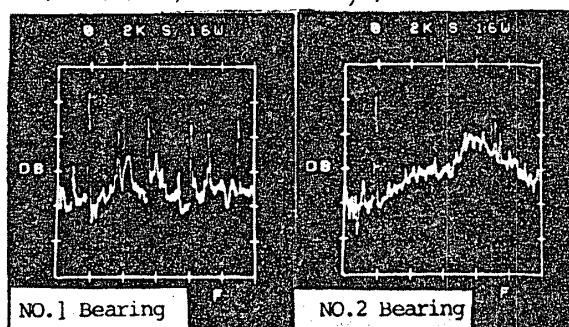
図4. ベアリング損傷時の振動増加

ている)である。これによれば、起動後すぐ正常時のレベルを越え、アイドリング(9500[r.p.m])では正常値の3倍以上の値を示している。この様にベアリングの異常振動は、ハウジングに直接取付けた加速度計によって検知できたが、後述するように他の位置の加速度計出力には変化がみられなかった。なお実験後の調査によれば、潤滑油の供給量が減少して、No.2ベアリングに軽度の焼付けが生じたものであることがわかった。

3. パターンによる異常状態の判定

3.1 パターンの作製

故障診断対象の状態を何等かの図形で表現して、その変化から異常状態の判定を行なう試みがなされている³⁾。また対象が、振動、音響などの場合には、その周波数スペクトルの直接比較という方法がとられることが多いが、複雑なスペクトルから差違を見出すことは一般に容易でない。しかし特別な場合として、診断対象の正常な動作範囲内で得られる周波数スペクトルが、常に相似な形を示す場合には、その部分を強調する目的でスペクトルを簡単なパターンに置き換え、比較する方法が考えられる。図5はNo.1, No.2ベアリング位置での周波数スペクトル(周波数範囲0~1.2kHz)である。図で数個の特徴的なピークが見られるが、その周波数は内輪回転周波数の(ここでは183 Hz)整数倍の周波数点($n f_n$, $n=1, 2, \dots$)である。これ等のピークレベルは一定回転数ではほぼ同じ値を示し、その周波数は回転数の関数としてスペクトル上で移動するだけで、スペクトルの形そのものはエンジンの正常な動作範囲内で変わらないことがわかった。そこで $n f_n$ のピークを強調することにより、スペクトルを簡単な図形で表現する目的で、図6に示す様なパターンを考案した。これは、



$n f_n$ 各点の周波数と、各々の中間の周波数($(2n-1) \cdot f_n / 2$)におけるレベルを求め、これを縦軸が振動レベル、横軸が内径である座標上に画いて作製したもので、図5と対応している。

図5. 振動の周波数スペクトル

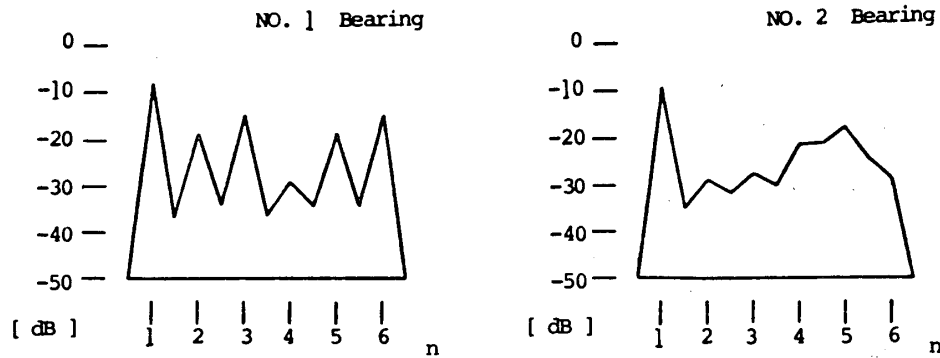


図6 図5をもとにして作製したパターン ($N = 11000 \text{ r.p.m}$)
 このパターンの特徴は、 n 点の周波数点の振動レベル(山の高さ)、全体の振動レベル(山の大きさ)、スペクトルの形状等の比較が容易に行なえること、パターンの作製に必要なデータは21点(ここでは12点)で良い事から、パターン作製を計算機などでオンラインで行なう場合、非常に計算が簡単になること、などである。

3.2 振動増加状態の判定

図7はアンバランスウエイトを装着した状態を表わすパターン(実線)と、標準状態でのパターン(破線)と、回転数が 11000 [r.p.m] 、 12000 [r.p.m] の場合について、重ねて画いたものであり、2.2で示した表2の場合と対応している。(注:各ベアリングセンサ位置は垂直位置(V)のみである。) 図よりパターンの形状は相似であるが、各ピーク及び全体のレベル差より振動増加状態であることがわかる。また検出位置としてグーシング及びNO.1ベアリング位置においても差違が見られるが、NO.2ベアリング位置ではその差が顕著である。

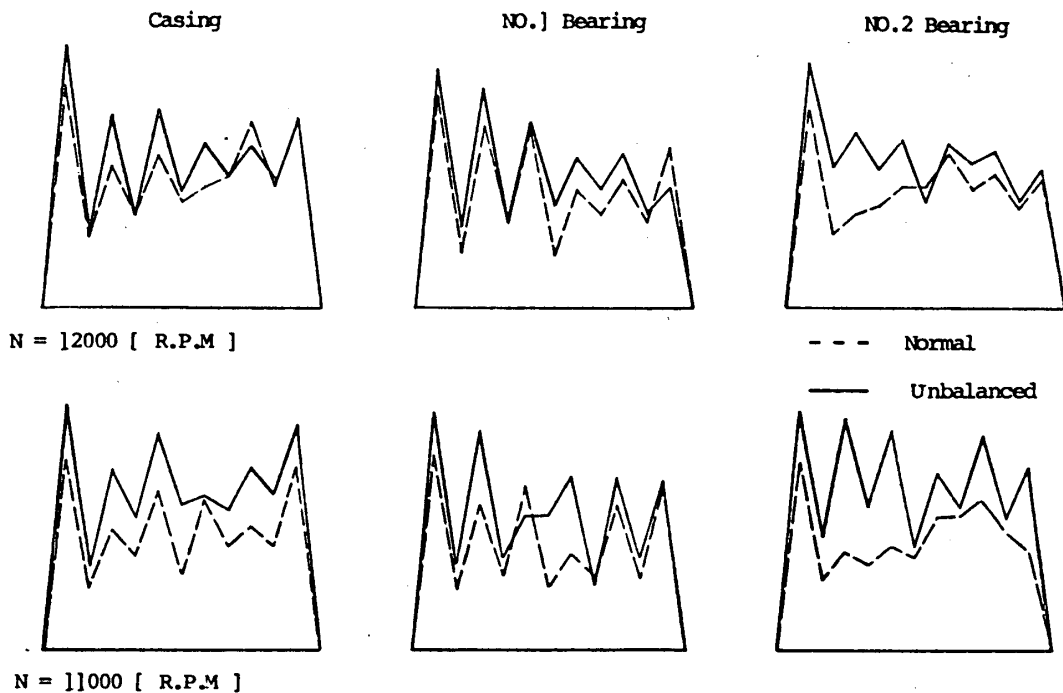


図7 パターンによる振動増加状態の判定

3.3 ベアリング損傷状態でのパターンの変化

図8はエンジン起動時の回転数の推移に対応して、適当な回転数にて求めたパターンを並べたものである。ここで、a)はベアリング損傷時、b)は標準状態のパターン変化である。図より回転数が5000[r.p.m.]付近ではほぼ相似であるが、回転数の増加とともに図形の変化が感じられ、明らかに標準状態と異なる振動が生じていることがわかる。アイドリング(9500~9300[r.p.m.])では、パターンの形状の違いだけでなく、パターンの大きさの比較から、全体的レベルも増加していることがわかる。この様にベアリングの焼付けによる損傷が軸受に及ぼした場合、振動の周波数スペクトルは平坦な形状になることがわかった。

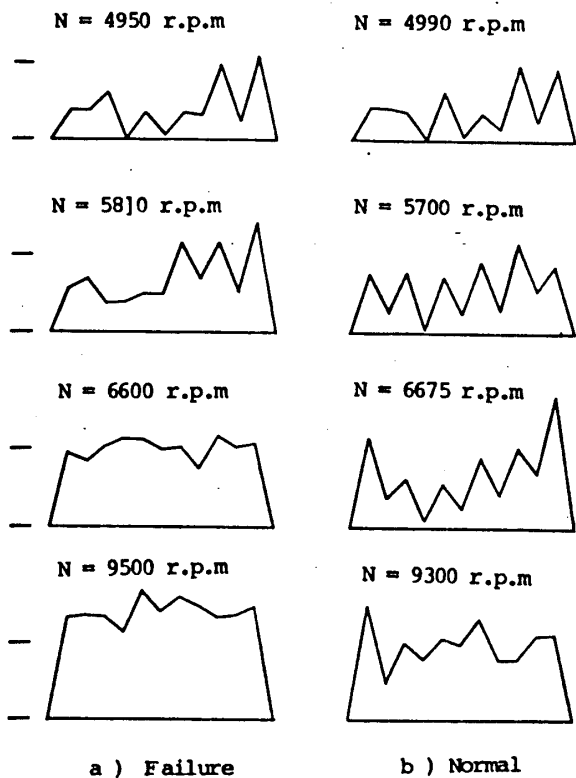


図8. ベアリング損傷時のパターンの変化

また図9はNO.1ベアリング位置での損傷時(実線)と、標準状態(破線)と比較したもので、ほとんど変化が無くこの様な異常振動は局所的なものである事がわかった。

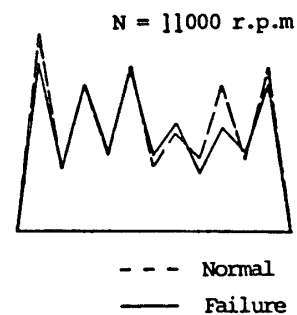


図9. NO.1ベアリング位置

4. まとめ

実験エンジンにローターアンバランス状態を生じさせ、これを検知する目的で実験を行った。これにより、振動検出器の装着位置、出力信号の処理、データの測定による判定の手法などが明らかになった。また判定を図形と比較で行なう方法として、振動の周波数スペクトルをもとにしたパターンを考案し、振動増加状態の判定が十分可能であることを示した。今回の実験途中で、ベアリングの損傷(軽度の焼付け)を経験したが、この状態での振動レベルの増加、周波数スペクトルの形状の変化などを知ることができた。おわりに本実験を行なうにあたって、協力をお願いした当研究所振動機性能研究室並びに石川島播磨重工業株式会社の関係各位の皆さまに感謝の意を表します。

参考文献

- 1) 越沼; エンジン監視システムの研究(第1報); 本講演会論文集
- 2) 例地; 白木; 回転機械の振動による異状診断システム; JSME 第3回技術講演会講演論文集(54-2)
- 3) 山崎; 状態診断のためのパターン表示; SJCE 異状検出予測技術シンポジウム論文集(553-11)

* 奥原 巖, 桑田龍一, 片寄成実, (東京芝浦電気株式会社)

1. まえがき

コンバインドサイクル発電プラントは, 通常火力発電プラントの熱効率を凌ぐ高い熱効率を持った発電設備とすることができ, また起動時間が短く, 建設費が安いなど幾つかの特徴を持っている。

この発電プラントの熱効率は, ガスタービン入口温度や, ガスタービンのサイクル構成によって変化することは, 幾つかの文献に紹介されている。(1)(2)

ここでは, 最新の高圧ガスタービン(11D-4)4台に, 排熱回収ボイラ4缶と蒸気タービン1台を組合せた排熱回収形コンバインドサイクルプラントについて, 蒸気サイクルの最適化および運転特性に関して検討を行ったので, その結果と考察を述べる。

2. 最適サイクル

2-1 サイクル計画上の重要ファクタ

(1) 蒸気サイクル

代表的な蒸気サイクル構成として, 図-1に示す3つの形式を選んで検討を行った。これらのプラント要項を表-1に示す。

なお, 給水系統を単純にするため, 硫黄分を含まないLNGを燃料として選んだ。

ケースAは, 高低圧2つのドラムで蒸気を発生させ, 蒸気タービンを混圧形式としたもので, 最も熱効率の高い組合せである。排熱回収ボイラ出口ガス温度は, 最も低くなっている。

ケースBは, 高低圧2つのドラムで蒸気を発生させ, 低圧ドラムの発生蒸気をガスタービンの燃焼器内に噴射してガスタービン出力の増加を計るとともに, NO_x排出を減少させる組合せの一つである。

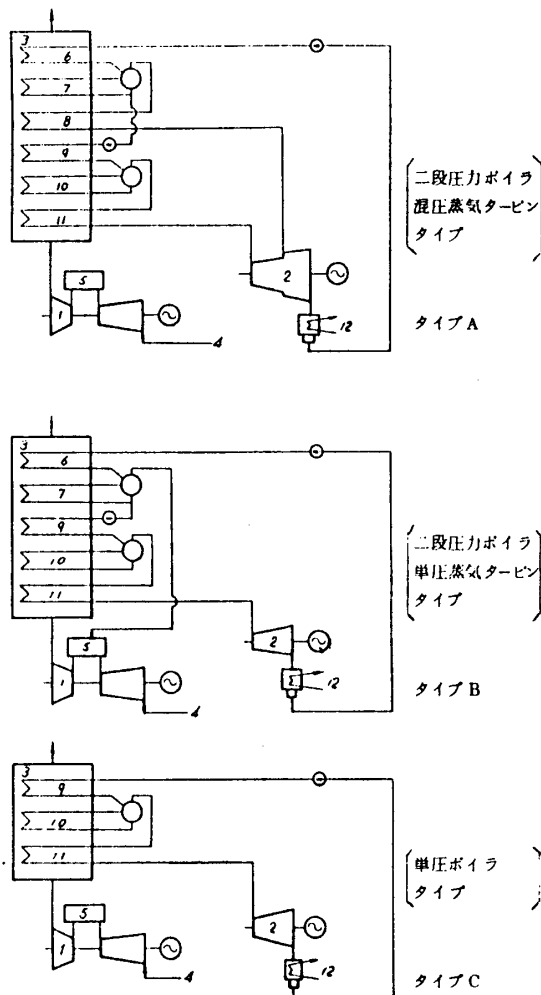


図-1 プラント形式

- | | | |
|------------|--------------|---------------|
| 1. ガスタービン | 5. 燃 焼 器 | 9. 高圧エコノマイザ |
| 2. 蒸気タービン | 6. 低圧エコノマイザ | 10. 高圧エバポレータ |
| 3. 排熱回収ボイラ | 7. 低圧エバポレータ | 11. 高圧スーパーヒータ |
| 4. 空気吸込口 | 8. 低圧スーパーヒータ | 12. 複 水 器 |

ケースCは、1つのドラムを有した最も単純な組合せである。排熱回収ボイラ出口ガス温度は、最も高くなり、熱効率は低下する。

(2) 燃料の種類

燃料の種類によってガスタービンの出力および熱効率が若干異なるが、コンバインドサイクルでは、燃料中の硫黄分によって熱効率が大きく変わってくる。

燃料中に硫黄分が含まれている場合、発生するSO₃によって露点上昇する。排熱回収ボイラ内で結露した場合、H₂SO₄を発生し、これによるボイラチューブなどの腐食はさけがたい。酸露点温度は燃料中の硫黄分によって生成されるSO₃および排ガス中の水分によって変化するが、計算値の一例を図-2に示す。(3) 排熱回収ボイラ内での結露を防ぐためには、常にボイラチューブ表面温度を酸露点温度以上に保つ必要がある。従って酸露点温度が決まれば、ボイラ給水温度の下限が決まるので、前項で述べた蒸気サイクルの選定および給水システムの計画に反映させることになる。

給水加熱器や脱気器を設置してボイラ給水温度を上げる場合、その加熱用の蒸気としては、ボイラ発生蒸気、蒸気タービン抽気、またはその両方を使うことができる。蒸気タービン抽気を使った場合、プラント効率は次式のプラント効率比で低下する。

$$\eta/\eta_0 = \frac{P_{GT} + P_{ST} - g\Delta h}{P_{GT} + P_{ST}} \dots\dots\dots (1)$$

表-1 コンバインドサイクルプラント要項

	タイプA	タイプB	タイプC
発電機出力 kW	430,700	446,000	413,800
発電機効率 %	46.6	45.8	44.8
ガスタービン	タイプ11D4A	タイプ11D4A	タイプ11D4A
発電機出力 kW	68,000×4	74,500×4	68,000×4
排ガス流量 kg/s	286	293	286
排ガス温度 °C	532	533	532
回転数 r.p.m	3600	3600	3600
燃料	LNG	LNG	LNG
排熱回収ボイラ			
高圧蒸気流量 kg/s	33.15	35.35	34.23
・ 圧力 kg/cm ²	63	53	43
・ 温度 °C	483	483	483
低圧蒸気流量 kg/s	7.72	7.03	—
・ 圧力 kg/cm ²	7	18	—
・ 温度 °C	222	sat.	—
排ガス温度 °C	124.4	129	180
蒸気タービン	TC4F23"	TC4F20"	TC4F20"
発電機出力 kW	158,700	148,000	141,800
高圧蒸気流量 kg/s	132.6	141.4	136.9
・ 圧力 kg/cm ²	60	50	40
・ 温度 °C	480	480	480
低圧蒸気流量 kg/s	30.88	—	—
・ 圧力 kg/cm ²	5	—	—
・ 温度 °C	220	—	—
凝水真空 mmHg	722	722	722

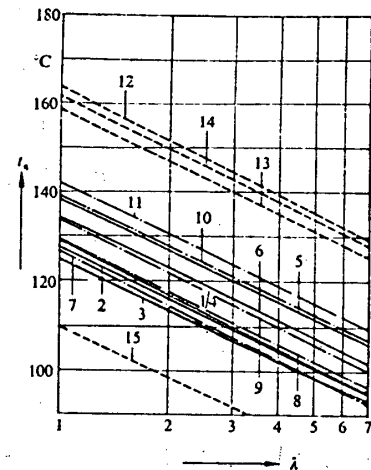


図-2 燃料別空気過剰率λによる酸露点温度

- 固体燃料
- 液体燃料
- ガス燃料
- 1～6 石炭
- 7 ディーゼル油
- 8 油(超軽質油)
- 9 油(軽質油)
- 10 油(中質油)
- 11 油(重質油)
- 12 天然ガス(フランス産)
- 13 天然ガス(メキシコ産)
- 14 天然ガス(イラン産)
- 15 天然ガス(無硫黄)

計算条件

気 温 15°C
 湿 度 60%
 圧 力 1.013 bar
 転 換 率 1%

η/η_0 : プラント効率比

P_{GT} : ガスタービン出力 (kW)

P_{ST} : 抽気しない場合の蒸気タービン出力 (kW)

g : 蒸気タービン抽気量 (kg/S)

$\Delta h = (H_1 - H_2)$

H_1 : 抽気蒸気エンタルピ (kJ/kg)

H_2 : 蒸気タービン排気エンタルピ (kJ/kg)

(3) 蒸気条件

主蒸気温度、圧力による熱効率変化を図-3, 4に示す。主蒸気温度による熱効率変化は、タイプA, B, Cとも、ほぼ温度に比例して熱効率が向上している。

主蒸気圧力は、主蒸気温度480℃の点で見れば、タイプAの場合主蒸気圧力が高いほど熱効率が高く、主蒸気圧力80kg/cm²g以上に最高効率点があることを示唆している。逆に、タイプB, Cの場合は低圧側に最高効率点が来る。タイプAの場合、低圧混入蒸気も主蒸気と同様な特性を持っており、蒸気温度が高いほど熱効率は高く、また熱効率を最高にする蒸気圧力を持つという計算結果を得ている。

主蒸気温度、圧力の選定で注意すべき他の1点は、蒸気タービン排気の湿り度が、10%以上の高い値になる場合が多く、翼の侵食問題をひき起しやすいことである。

タービン排気の湿り度は、主蒸気温度、圧力、低圧混入蒸気温度、圧力および真空

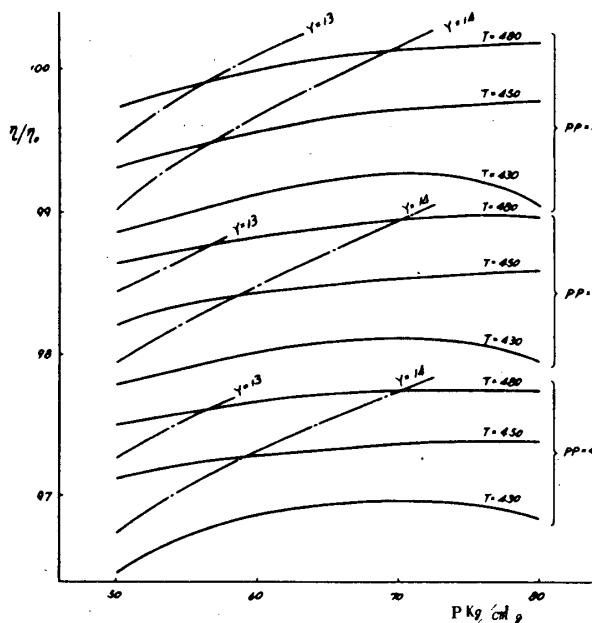


図-3 主蒸気圧力、温度による効率変化 (タイプA)

P = 主蒸気圧力 kg/cm²g

η = 熱効率 %

η_0 = 表-1に示すタイプAの熱効率 %

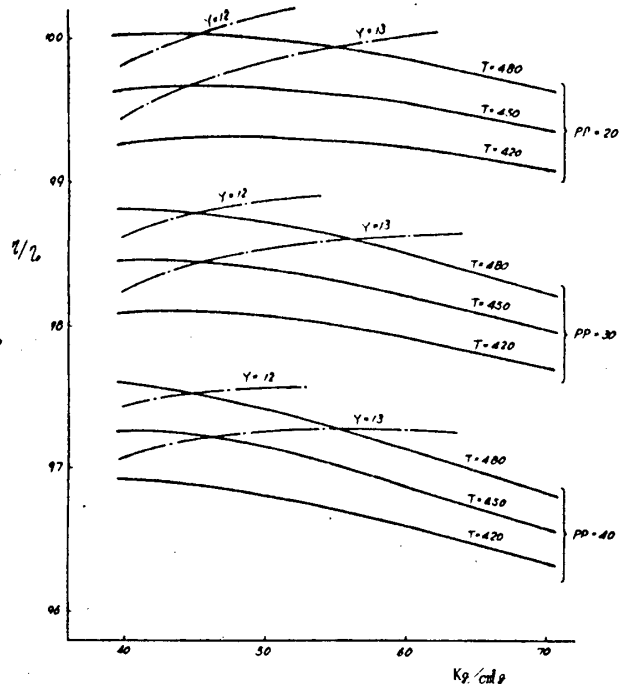


図-4 主蒸気圧力、温度による効率変化 (タイプB,C)

T = 主蒸気温度 °C

PP = ピンチポイント温度差 °C

Y = 蒸気タービン最終段湿り度

度によって変化し、また最終段翼の長さ、すなわち周速によって侵食の程度が異なるのでこれらを総合的に判断して、蒸気条件を決定せねばならない。

(4) ピンチポイント温度差

排熱回収ボイラ内の熱バランスを図-5に示す。この中でピンチポイント温度差は、図-3、4からわかるように、プラント熱効率に与える影響が大きい。これは、ピンチポイント温度差の減少に比例して主蒸気流量が増加するためである。しかし、ピンチポイント温度差の減少は、排熱回収ボイラの伝熱面積を指数関数的に増加させ、コストの増加につながる。ピンチポイント温度差を変えた場合の排熱回収ボイラ伝熱面積の変化を図-6に示す。

ピンチポイント温度差を35℃から25℃へ減少させた場合、排熱回収ボイラの価格は9%増加し、出力増加は6%程度になるという試算例もある。(4)

2-2 経済性

経済性は、発電単価で評価することができる。発電単価は、以下の式で表わすことができる。

$$\text{発電単価 (円/kWh)} = \text{固定費 (円/kWh)} + \text{運転費 (円/kWh)} \quad \dots\dots\dots (2)$$

$$\text{固定費 (円/kWh)} = \frac{\text{年間償却費 (円)} + \text{年間人件費 (円)} + \text{年間修繕費 (円)}}{\text{年間総発電量 (kWh)}} \quad \dots\dots\dots (3)$$

$$\text{運転費 (円/kWh)} = \frac{3600 \times 100 \times \text{燃料単価 (円/kg)}}{\text{低位発熱量 (kJ/kg)} \times \text{年間平均熱効率 (\%)}} \quad \dots\dots\dots (4)$$

年間総発電量が極端に少い(低利用率)場合、および燃料単価が非常に安い場合は、発電単価は、年間償却費(総建設費によって決まる。)が安いほど有利である。逆に年間運転時間が長く、燃料単価が高い場合は、総建設費が高くても平均熱効率を高くする方が発電単価の引下げに効果がある。日本国内では、むしろ後者である場合が多い。

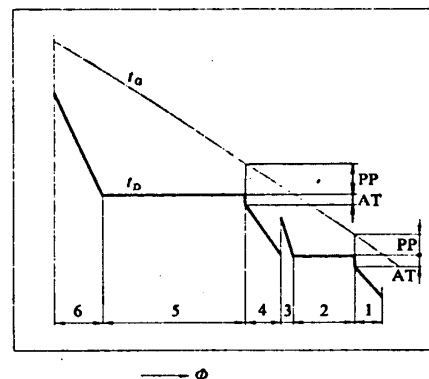


図-5 排熱回収ボイラ内の熱バランス

- | | |
|-------------------|-------------|
| t_g = 燃 油 温 度 | 1 低圧エコノマイザ |
| t_d = 交 換 熱 量 | 2 低圧エバポレータ |
| t_o = ガ ス 温 度 | 3 低圧スーパーヒータ |
| t_d = 蒸 気 温 度 | 4 高圧エコノマイザ |
| PP = ピンチポイント温度差 | 5 高圧エバポレータ |
| AT = サブクール温度 | 6 高圧スーパーヒータ |

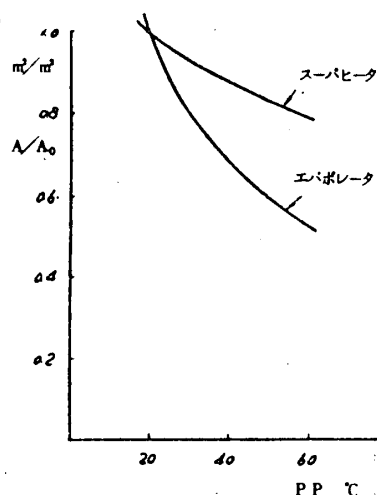


図-6 ピンチポイント温度差PPに対する伝熱面積比A/A₀

3. 運転特性

3-1 部分負荷性能

図-7に、ガスタービン4台と蒸気タービン1台を組合せたコンバインドサイクル発電プラントの部分負荷性能を示す。部分負荷運転は、4台のガスタービンを同時に減負荷を行うことによって可能であり、また、1台ずつガスタービンを停止させることによって部分負荷運転を行うことも可能である。図-7の鋸歯状に飛び出した点が後者に相当し、通常火力に比べて高い部分負荷効率を得ることができる。

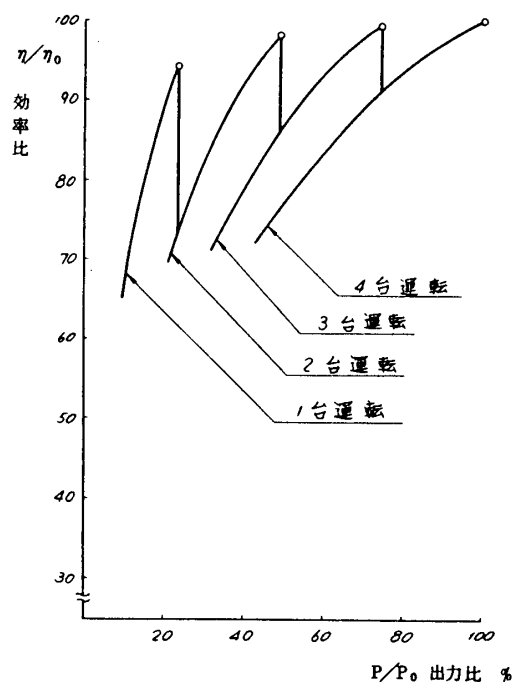


図-7 部分負荷効率

3-2 起動特性

図-8に起動特性を示す。

ホットスタートでは、ガスタービン起動から60分で全負荷に達する。ウォームスタートでは、同じく約90分で、全負荷をとることが可能である。起動時間は、各部の熱応力によってきまり、ホットスタートでは、ガスタービンおよび蒸気タービンロータ、ウォームスタートでは蒸気タービンロータ、また、コールドスタートでは、蒸気タービンロータと排熱回収ボイラの熱応力によって制限される。

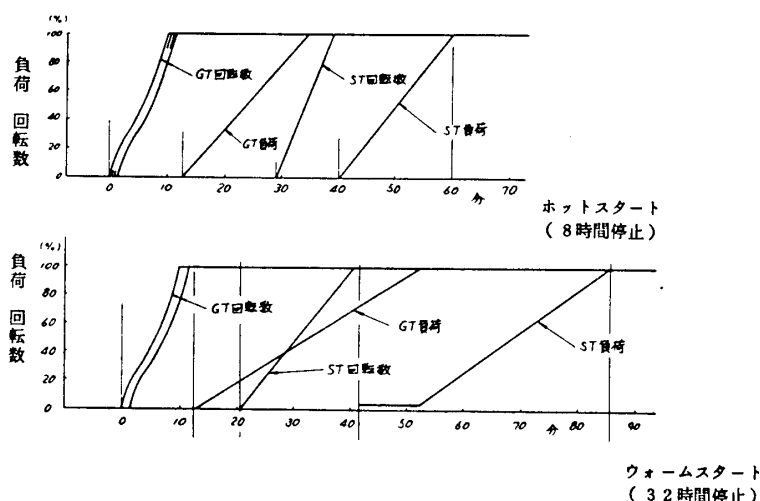


図-8 起動特性

3-3 負荷変化特性

コンバインドサイクル発電プラントも、ALR (Automatic Load Regulator) による定負荷運転、ガバナフリー運転の外に、AFC (Automatic Frequency Control), ELD (Economic load Dispatch) の負荷変化指令による負荷変動にも追従する必要がある。図-9に負荷変化の一例を示す。これは、負荷71%から100%まで、負荷変化率4.5%/分でランプ上昇させた場合の結果である。負荷上昇率は、ガスタービンの熱応力から制限され、負荷変化巾によって変ってくる。少く

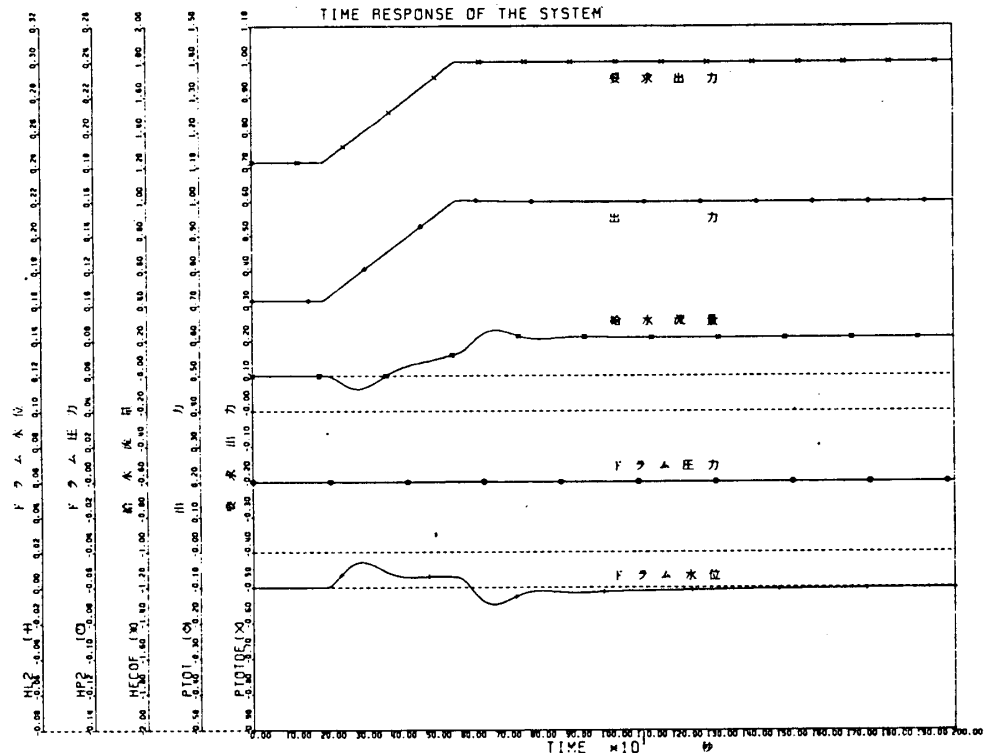


図-9 負荷変化特性(ガスタービン4台同時負荷変化)

とも、通常火力のミドル火力並の負荷応答特性を得ることができる。なお、負荷変化巾30%までは、構成要素のどれにも応力上あるいは、補機制御上、特に問題になる点はない。

4. あとがき

排熱回収形コンバインドサイクル発電プラントは、構成要素が簡単であり、また、ガスタービン、排熱回収ボイラ、蒸気タービンとも各単体では多くの実績を有し、一応完成された技術といえることができる。コンバインドサイクル発電プラントを実用化してゆくためには、各機器間の最適化、および運転特性を十分把握しておく必要性があり、その検討結果の一部を紹介した。また、蒸気タービンと同等以上の信頼性を得るために改良、改善の努力が続けられている。また、99%以上の信頼性を保って、しかも10万時間を越す運転記録も次々と生まれている。(5) 最後に、コンバインドサイクル発電プラントは、多種の燃料が使用可能であるが、LNGなどの低硫黄燃料の場合に最もその特徴を生かすことができる。また石炭燃料においても石炭ガス化コンバインドサイクルによって、高効率運用が考えられている。

参考文献(1) 秋 葉 雅 史 複合サイクルガスタービンについて 日本ガスタービン学会誌 1978年12月

- (2) A Wunch. Kombinierte Gas/Dampfturbine-Kraftwerke: Gegenwärtiger Stand und zukünftig Entwicklung. Brown Boveri Mitteilungen Oct. 1978
- (3) D Lampert. Tieftemperaturkorrosion bei rauchgasbeheizten Speiswasservorwärmern. Brown Boveri Mitteilungen Oct. 1978
- (4) H Pfenninger. Combined Steam and Gas Turbine Power Station. Brown Boveri Review Sept. 1973
- (5) 山 本 一, 他 ガスタービンの10万時間運転実績 日本ガスタービン学会誌 1979年3月

*平田 賢 (東大工) 秋山 光庸 (宇都宮大工)
熊田 雅弥 (岐阜大工) 笠木 伸英 (東大工)

1. 緒言

我が国の化石燃料、特に石油の用途別需要を見ると、動力用及び電力用に約45%、鉄鋼その他の諸工業及び民生用の熱源用が約40%、残り約15%程度が石油化学などの原材料という割合になっている。つまり輸入した高価な化石燃料のうち、85%は燃やして「熱エネルギー」の形にしてから利用している。従って、この「熱エネルギー」の有効利用を考えるのが、省エネルギー技術開発の第一歩であろう。

石油、石炭、LNGを燃やして得られた熱エネルギーの中で、鉱工業、民生用の「熱源」として用いられる部分は、製品のコストや家庭の財布に直接響くからあまり無駄な使い方はされていないように考えるが、問題は動力用、電力用である。この動力用、及び電力用に消費される化石燃料はすべて「熱機関」の燃料であろう。

現在、熱機関の熱効率の最高値は、低速船用ディーゼル機関などの42%程度である。都市を走行する自動車用機関等では、アイドリング等々の低効率の使用状態が多いであろうから、あらゆる熱機関を平均して30%程度と見ると、有効な輸送力や、電力に交換される熱エネルギーは僅か30%で、残りの70%近くは排気ガスと一緒に大気中へあるいは蒸気タービンの復水器の冷却水を通して海中や河川へと捨てられてしまうことになる。従って、熱エネルギーを有効な仕事に変換する「熱機関」の熱効率を高めることが、省エネルギー技術開発に直結する一つの途であろう。

2. 熱機関の熱効率向上

熱機関の基本は言うまでもなくカルノーサイクルである。作動流体が、高温熱源から温度 T_1 (K)で熱を受け、低温熱源へ温度 T_2 (K)で熱を捨てることによってサイクルを完結し、有効仕事を発生するとき、カルノーサイクルの理論熱効率は、 $\eta = 1 - \frac{T_2}{T_1}$ である。温度 T_1 と T_2 の間で作動する熱機関の熱効率の最大はこの値である。一般の熱機関において、低温熱源というのは大気、海、河といった大容量の熱源であるから、 T_2 は自ずから常温近辺に限られ、これを大きく変化させることはできない。他方、高温熱源から熱を受ける温度 T_1 は高めれば高い程、熱効率は高くなる。この最高温度は機関を構成する材料の強度(潤滑油の潤滑能力も含めて)によって制限を受ける。化石燃料の燃焼によって得られる温度は2000℃前後であろうが、仮に $T_1 = 2400$ (K)、 $T_2 = 300$ (K)の場合にはカルノーサイクルの熱効率は、 $\eta = 1 - \frac{300}{2400} = 87.5\%$ という値になる。即ち熱機関の熱効率の上限はこの程度ということになるが、先述のように現用の

熱機関はこの値の半分にも到達していない。即ち、まだまだ技術改良の余地が残されていると言えよう。

熱効率がこのように低い第一の理由は、まず熱力学的な基本サイクルにある。現在実用されている代表的なサイクルは、自動車用ピストン機関の基本をなすオットーサイクル、ガスタービンの基本をなすブレイトンサイクル、ボイラ・蒸気タービンの基本をなすランキンサイクルであるが、いずれも同じ温度範囲で働くカルノーサイクルに比べて、理論サイクルの熱効率は約2/3である。これらの種の熱機関のうち、ピストン機関は燃料の燃焼が瞬間的、爆発的であり、ピストン頭や、ピストンリング、排気弁等が高温ガスにさらされる時間が短く、しかも一回ごとに新しい混合気を吸入することによってこれらの部材が冷却されることと、積極的に空冷や水冷を行うことにより、作動ガスの最高温度、即ち、サイクルの最高温度は $T_1=2100(^{\circ}\text{K})$ 程度と比較的高くとることができる。ガスタービンは高温ガスの流れの中で連続的にタービンが回転しており、タービン翼の強度からガス温度に制限を受け、現在 $T_1=1500(^{\circ}\text{K})$ 前後が上限である。一方、ボイラ・蒸気タービン機関は高い内圧のかかった蒸気過熱器の管材の強度で抑えられ、管内を流れる作動流体の蒸気の最高温度は $T_1=1000(^{\circ}\text{K})$ 前後である。使用材料の温度も 850°C 程度の同一レベルに抑えても、ピストン機関は本質的に高温域、ガスタービンは中温域、ボイラ・蒸気タービンは低温域の熱を吸収することと、それぞれの作備範囲とした熱機関ということができる。

これら既存の熱機関は、自動車用ガソリン機関にしても発電用ボイラ・蒸気タービン機関にしても、もはや完成の域に達しており、これらをこのままの形であと1%熱効率を高めることは容易でない。熱効率を高めるための具体性のある「唯一」の方法は、複合サイクル機関の開発である。既存の熱機関を、前述のような高温形、中温形、低温形のそれぞれの特徴を生かして複合することである。

複合サイクル機関としては、現在でも、ディーゼルサイクルとブレイトンサイクルを組合わせたターボ過給ディーゼル機関や、ブレイトンサイクルとランキンサイクルを組合わせたガスタービン・蒸気タービン発電プラントなど、既に多数実用されているが、著者らの言う高熱効率複合機関としての最適条件を満たしている設計は見当たらない。即ちガスタービン・蒸気タービンの複合でも、ガスタービンのタービン入口ガス温度が、 1000°C 程度の温度ではあまり意味がないのである。作動流体の最高温度は可能な限り高めなければならない。少くとも、ガスタービンの入口温度を 1200°C 以上の高温にしないと蒸気タービンと複合するメリットは出ない。

ガスタービン入口温度を1000, 1200, 1400, 1600°C と高めていったとき、熱効率がどのように変化するか、4種類の複合サイクルについて試算した例を図1⁽¹⁾に示す。試算条件は図に示した通りで、現実に近い熱交換器の温度効率や圧力損失を仮定した

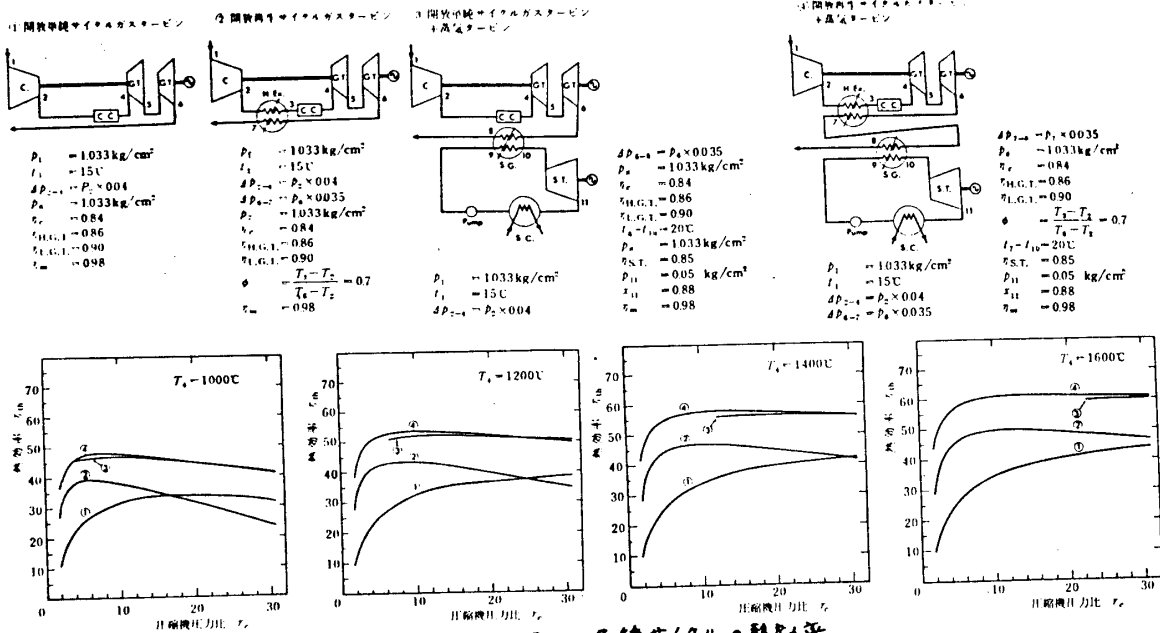


図1 高温ガスタービンを用いた各種サイクルの熱効率

ものである。開放単純サイクルのガスタービンの排気に蒸気タービンを組み合わせた複合サイクル機関の熱効率は、ガスタービン入口温度が1000、1200、1400、1600°Cのときそれぞれ48、53、57、60%に達する見込みである。図でわかるように、この複合サイクル機関では、ガスタービンのタービン入口温度を高めさえすればよいので、その圧力比に対してはほとんど熱効率が変らない。即ち「高温」であって、「高压」にする必要はない。複合サイクルを実現することによってカルノーサイクルへの接近を収めているのであるから当然のことである。カルノーサイクルの熱効率は温度比以外のパラメータ、即ち圧力比のようなものは入っていない。「高压」にしないヒタービンの翼高が大きく大出力化が果せないという議論があるが、大出力を目標にするならば、小型のガスタービンを何台も並べて、単機の排気ガスボイラ及び蒸気タービンと組み合わせればよい。更に言えば、このような高温ガスタービン-蒸気タービン複合サイクル機関は、100万kWといった大型火力発電所のみではなく、電気出力20万kW程度以下の中小型発電プラントに適しているのである。大型火力や原子力による発電を補完するシステムとして需要地に近接した地味に分散させて立地し、そのプラントにゴミ処理プラントや集中冷暖房プラントを組み込んで、周辺地域にエネルギーを供給するいわゆる「コミュニティ・エネルギー・システム(CES)」の中核プラントとして位置づけるべきなのである。なお、このような中小型プラントならば、なるべくコストが安く、保守が簡便で、標準化が容易なシンプルなガスタービンが望ましい。保守と使用は航空用ジェットエンジンで確立された工場インスペクション方式を導入すべきである。工場整備済みのエンジンをそっくり入れ換えるのである。

3. 高温ガスタービンの開発

ガスタービンのコンポーネントで熱的につらいのは、なんといってもタービン動翼

であろう。昔のガスタービンでは、ピストン機関で普通に行なわれているような水冷、空冷などの冷却について殆んど考慮が払われていなかった。タービン翼の耐えられる温度まで燃焼ガス全体を空気で希釈して、即ち大量の過剰空気でガス全体を冷却して運転していたのである。著者ら⁽⁴⁾⁽⁵⁾⁽⁶⁾は早くからタービン翼を冷却することを主張してきたが、近年ようやく我が国でもタービン翼冷却に一般の関心が向けられるようになってきた。

現在までの冷却翼は、翼の一部に細孔をあけ、圧縮機から抽気した冷却空気を少量翼表面に流し出してフィルム冷却を行なう方式が大部分である。現在この冷却方式で民間用ジャンボジェットエンジンの巡航時の温度が 1250°C を超えている。タービン入口温度を更に上昇させて、 1500°C 以上を狙うためには、この方式の延長ではおそらく不可能であろう。そこで新しい方式の翼冷却法を開発する必要があるが、例えば「全面膜冷却法(Full Coverage Film Cooling, FCFCと略記)」などがその一方法である。水冷方式やセラミックスなどの耐熱材料を翼に用いることも考えられるが、これらはまだかなり開発に期間を要することであろう。

4. FCFCに関する基礎研究

タービン翼に多数の小孔を設け、冷却空気を吹き出して翼表面を空気膜で覆い、主流の高温ガスからの熱伝達を妨げて翼を保護するFCFCについてはこれまでも多くの研究が行われて来たが、冷却性能を予測する方法が確立されているとは未だに言い難い。それは、これまでの研究は、大部分、翼部材内部の熱伝導を考慮していない、いわゆる「断熱壁」を仮定しているからである。現実の翼では、吹き出し孔内面あるいは翼面内側からの冷却が極めて効果的で、熱伝導によって部材内部の温度分布はかなり均一化されている。著者らは、特に部材内部の熱伝導効果を考慮した実験的検討を行った。

図2に示すように、風洞出口に矩形断面の試験部を設け、図3に示すようなFCFC板から主流中に加熱空気を吹き出す。吹き出し流量比 $M = \rho_2 u_2 / \rho_1 u_1$ (ρ : 空気密度, u : 流速, 添字2: 吹き出し流, 添字1: 主流) は、0.3, 0.5, 0.7の三種である。FCFC板はアクリル製及び黄銅製でBiot数で比較すると、アクリルの場合が断熱壁、黄銅の場合が実機の条件にほぼ対応する。液晶を板表面に塗布し、これを単色光源で照らし、その選択反射光を写真に撮る

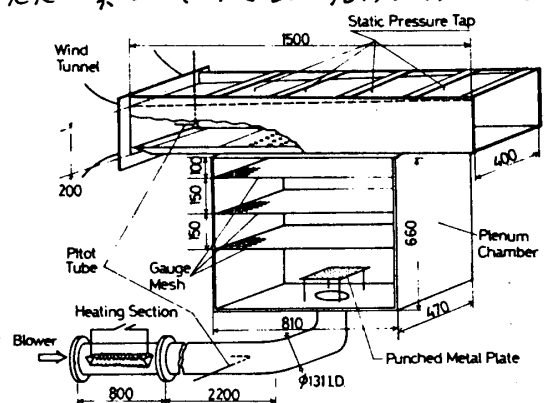


図2 FCFC実験装置 ($u_m = 20 \text{ m/s}$)

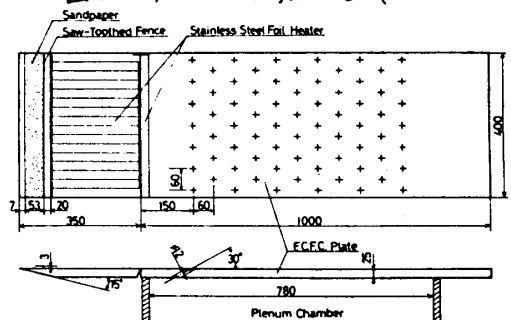


図3 FCFC板

ことにより、板表面の等温線を描く。他方、幾何学的条件は全く同様のFCFC板をナフタリン鋳造で製作し、これを主流に一定時間さらした後、ナフタリン昇華量を電気マイクロメータで測定し、熱伝達と物質伝達のアナロジにより局所熱伝達率分布を得る。図4(a)に壁温 T_w を用いて等冷却効率 $(\bar{q}_w = (T_w - T_a)/(T_2 - T_a))$ 線図、(b)に吹き出し流にナフタリンを含まない場合($T_2 = T_a$ に相当)の等熱伝達率線図(図中の値は吹き出しのない場合の値で無次元化されている)の一例($M=0.5$)を示す。黄銅を用いた実験では、壁面内部の熱伝導効果が著しく、図4(a)のような温度分布が得られず、スパン方向にはほとんど等温となる。図5は、流れ方向の各位置 x/d (x はオ孔列からの距離、 d は孔径)で、スパン方向に平均した冷却効率 $\bar{q}_w$ の値をアクリル、黄銅のそれぞれについて示したものである。実験条件に近い黄銅の場合には、かなり良好な冷却効率を得られている。これは、FCFC板裏面及び吹き出し孔内部での熱伝達に基づく冷却効果が大きく、更に表面の流れに基づいた局所的に高い冷却効率を与える部分が全体的な平均的冷却性能の向上に効果をおげていることを示している。図5の結果を参照して、冷却空気温度及び壁面許容温度(メタル温度)をパラメータとして、平均冷却効率 $\bar{q}_w$ の各値に対し、実現可能な主流ガス温度を試算した結果を図6に示す。例えば、 $T_w = 900^\circ\text{C}$ 、 $T_2 = 500^\circ\text{C}$ 、 $\bar{q}_w = 0.6$ で、 $T_a = 1500^\circ\text{C}$ が可能ということになる。この試算は、熱放射の効果を考えていないが、逆にFCFC板裏面側にフィンをつけるなどの細工を施すことによって、 $\bar{q}_w$ の値を更に高めることが可能と考えられるので、 1500°C 程度のガス温度まではFCFCで実現できると考えられる。

5. むすび

以上、1)省エネルギー技術開発の本命は熱機関の高効率化であること、2)そのためには複合サイクル機関の開発が唯一の途であること、

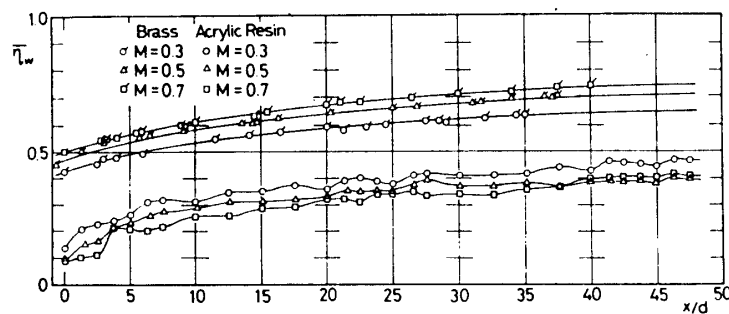
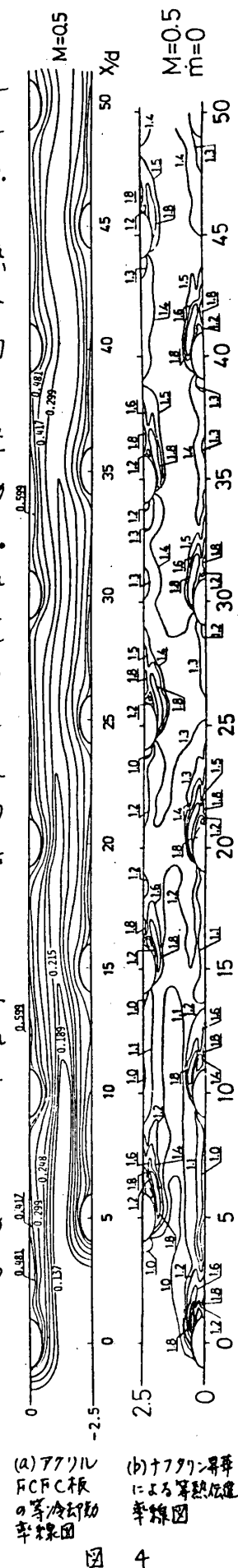


図5 流れ方向のスパン平均冷却効果の分布



(a) アクリル
FCFC板
の等冷却効
率線図

(b) ナフタリン昇
華による等熱伝
達率線図

図4

ること、3)複合サイクル機関のひとつは“高温”ガスタービン-蒸気タービン複合サイクル機関であること（有望な他のひとつはディーゼルスターリング機関である）、4)そのためには“高温”ガスタービンの開発が必要であること、但し“高圧”である必要はない、5)ガスタービン入口温度1500°C位まではFCC翼の開発で実現できる見込みがあることを述べた。ガスタービン入口温度1500°Cというのは必ずしも容易なこ

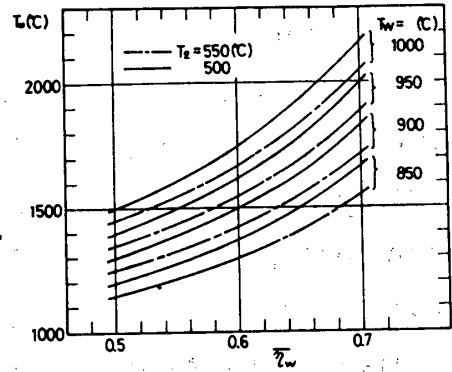


図6 冷却効率に対する許容ガス温度の試算

とでなく、“高温化”だけでも大変な大目標なのに、“高圧”にしたり、“再熱”にしたりして、複雑なガスタービンにするのはトラブルのもとを増やすだけである。“高温”だけをポイントにしたなるべく単純なシステムが、“真”の実用化への道程であらう。

謝辞

本研究は、文部省科学研究費特定研究 NO. 311602 に支えられていることを記し、謝意を表す。

文献

- 1) 平田秋山：“ユニティ発電システム用高温ガスタービン-蒸気タービン複合サイクルの熱効率”，日本機械学会第1回技術講演会前刷（昭53-1）。
- 2) 平田：“ガスタービン翼の冷却について”，日本機械学会誌，Vol. 70-581，（昭42-6），p897。
- 3) 西脇平田：“高温ガスタービン蒸気タービン複合サイクル機関”，日本機械学会誌，Vol. 67-545，（昭39-6），p845。
- 4) Goldstein, R. J.：“Film Cooling”，Advances in Heat Transfer, Vol. 7, 1971, p. 321.
- 5) Crawford, M. E. et al.：“Full Coverage Film Cooling Heat Transfer Studies - A Summary of the Data for Normal-Hole Injection and 30° Slant-Hole Injection”，Stanford University Report HMT-19, 1975.
- 6) 航空宇宙技術研究所原動機部：“空気冷却高温タービンの研究”，1978。

ガスタービンにおける水素燃料の利用に関する研究

(第2報 補助サイクルを併用した予冷却ガスタービンの性能)

正員 *辻川吉春 (阪府大工)

正員 沢田照夫 (")

1. まえがき

ガスタービンの性能を改善するのに、吸気を予冷却して温度比を大きくする方法とタービン入口温度を上昇させて温度比を大にする方法とがある。両者を比較して、同一温度差に対しては前者の方が効果が大いことはよく知られている。⁽¹⁾ この見地から、著者らはすでに液体水素とLNGの冷熱を利用してガスタービンの吸気を予冷却すれば、熱効率、比出力が改善され、しかも大気温度の上昇による性能低下が抑制されることを示した。^{(2),(3)} 燃料として液体水素を使用する場合には、予冷却に使用する水素の量は、ガスの加熱に必要な量に限定した。一方、LNGの場合には、予冷却に使える量を燃焼に必要とされる量よりも多量に使えるものとして、両者の比 α (≥ 1)の影響を調べた。

本報では、液体水素を燃料として、予冷却、再生を行うサイクルにおいて、 $\alpha \geq 1$ の条件下で作動させた場合について α の影響を調べた。 α が増すと、水素と吸気との熱交換の際、熱容量の違いから両者の温度差が大きくなり、エクセルギ損失も増加する。この点を考慮し、このサイクルでは水素と吸気、燃焼ガスの温度領域間に、ヘリウムを作動流体とするクローズ型の補助サイクルを導入し、伝熱によるエクセルギ損失を低減させ、仕事の回収を計った。

2. サイクルの構成

図1に本サイクルの配置図を示す。メインサイクルの吸気は補助サイクルの第1段目の加熱源として使用され、それ自身は冷却される。ヘリウムのその後

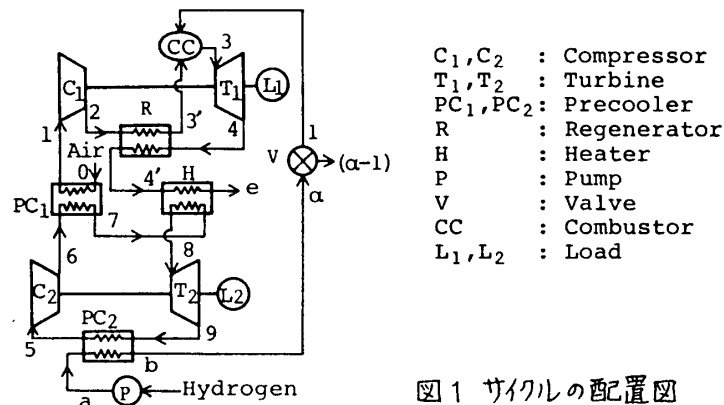


図1 サイクルの配置図

の加熱には再生器を通過した燃焼ガスが使われる。タービンで膨張した後のヘリウムの冷却に液体水素の冷熱を用いるので水素はこの過程で気化し、温度を高められて燃焼に必要な量のみのバルブで調節されてメインサイクルの燃焼室に送られ、残りはパイプラインに導かれる。

図2にメインサイクル、補助サイクルのTS線図を示す。各々の交換熱量を面積で等しく表わすために、エントロピの単位を kJ/K とする。

3. サイクルの基礎式

図1の配置図および図2のTS線図を参照し、作動流体の温度と組成による比熱の変化を考慮して、圧力損失が伴う場合の基礎式を求める。

基礎式に用いる記号の大部分は前報⁽²⁾で説明しているため、ここでは新出の記号のみを示す。

f_E : 水素, ヘリウム 流量比

m_C : $(K_E - 1) / \eta_{CE} K_E$

m_T : $\eta_{TE} (1 - K_E) / K_E$

m^* : $(1 - K_E) / K_E$

ΔT : 熱交換温度差 K

α : 予冷却用水素, 燃焼用水素流量比

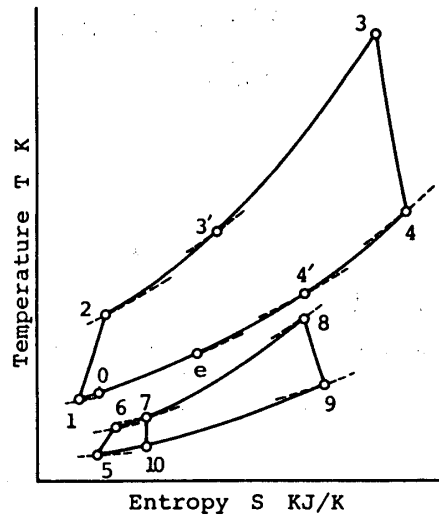


図2 サイクルのTS線図

η_R : 再生器温度効率

η_{PC} : 予冷器2温度効率

赤字

E: ヘリウム R: 再生器 PC: 予冷器 L: 低温水素 H: 燃焼排ガス

3.1 メインサイクル

圧縮機入口温度は予冷器1でのエネルギー収支を考えて

$$T_1 = T_0 - \frac{\alpha f C_{pE} (T_7 - T_6)}{f_E [C_{pam}]_0^1} \quad (1)$$

と表わされ、ヘリウムの予冷器1の出口温度は予冷器1の温端末温度差を $(\Delta T)_1$ とし、次式で表わされる。

$$T_7 = T_0 - (\Delta T)_1$$

燃焼器入口温度は再生器の温度効率より

$$\begin{aligned} T_3' &= T_2 + \eta_R (T_4 - T_2) \\ &= \left\{ (1 - \eta_R) (1 - \theta) \varphi_C^{Ra/\eta_C [C_{pam}]_1^2} + \tau \eta_R \varphi_T^{-Rg \eta_T / [C_{pam}]_3^4} \right\} T_0 \end{aligned} \quad (2)$$

燃焼ガスの再生器出口温度は次式で示される。

$$T_4' = \left\{ \left(1 - \frac{\eta_R [C_{pam}]_2^{3'}}{(1+f) [C_{pam}]_4^{4'}} \right) \tau \varphi_T^{-Rg \eta_T / [C_{pam}]_3^4} - \frac{[C_{pam}]_2^{3'}}{(1+f) [C_{pam}]_4^{4'}} (1 - \theta) \varphi_C^{Ra/\eta_C [C_{pam}]_1^2} \right\} T_0 \quad (3)$$

燃焼器での供給熱量は

$$Q_B = H_u = \frac{1}{f} [C_{pam}]_3^{3'} (T_3 - T_3') / \eta_B \quad (4)$$

と表わされる。(2)式を代入すると燃空比が以下のように求まる。

$$f = [C_{pam}]_3^{3'} \left\{ \tau - (1 - \eta_R) (1 - \theta) \varphi_C^{Ra/\eta_C [C_{pam}]_1^2} - \tau \eta_R \varphi_T^{-Rg \eta_T / [C_{pam}]_3^4} \right\} T_0 / \eta_B H_u \quad (5)$$

3.2 補助サイクル

補助サイクルのタービン入口温度、圧縮機入口温度はそれぞれ、ヒータの温端末温度差、予冷器2の冷端末温度差を与えて

$$T_8 = T_4' - (\Delta T)_2, \quad T_5 = T_a + (\Delta T)_3$$

したがってタービン出力と圧縮機入力はそれぞれ以下の式で示される。

$$L_{TE} = \frac{\alpha}{f_E} T_8 (1 - \varphi_{TE}^{m_T}) C_{PE} \quad (6)$$

$$L_{CE} = \frac{\alpha}{f_E} T_5 (\varphi_{CE}^{m_C} - 1) C_{PE} \quad (7)$$

予冷器2の温度効率より

$$T_4 = T_a + \eta_{PC} (T_8 \varphi_{TE}^{m_T} - T_a) \quad (8)$$

また予冷器2におけるエネルギー収支より、水素とヘリウムの流量比は次のようになる。

$$f_E = \frac{C_{PE} \{ T_8 \varphi_{TE}^{m_T} - T_a - (\Delta T)_3 \}}{[C_{pfm}]_a \eta_{PC} (T_8 \varphi_{TE}^{m_T} - T_a)} \quad (9)$$

3.3 総出力、熱効率とエクセルギ利用率

吸気温度降下率は

$$\phi = \frac{\alpha f C_{PE} [T_0 - (\Delta T)_1 - \{ T_a + (\Delta T)_3 \} \varphi_{CE}^{m_C}]}{f_E [C_{pam}]_0 T_0} \quad (10)$$

と表わされ、以上の諸式よりサイクルの総出力は次式で求まる。

$$L = \eta_m \left[\left(1 + \frac{1}{f} \right) [C_{pgm}]_3^4 \tau T_0 (1 - \varphi_T^{-R_g \tau / [C_{pgm}]_3^4}) - \frac{1}{f} [C_{pam}]_1^2 (1 - \phi) T_0 (\varphi_C^{R_a / \eta_c [C_{pam}]_1^2} - 1) \right. \\ \left. + \frac{\alpha C_{PE}}{f_E} \{ T_8 (1 - \varphi_{TE}^{m_T}) - T_5 (\varphi_{CE}^{m_C} - 1) \} \right] \quad (11)$$

熱効率は次式で表わされる。

$$\eta_{th} = \frac{\eta_m \eta_b \left[\left\{ \left(1 + \frac{1}{f} \right) [C_{pgm}]_3^4 \tau (1 - \varphi_T^{-R_g \tau / [C_{pgm}]_3^4}) - [C_{pam}]_1^2 (1 - \phi) (\varphi_C^{R_a / \eta_c [C_{pam}]_1^2} - 1) \right\} T_0 + \frac{\alpha f}{f_E} \{ T_8 (1 - \varphi_{TE}^{m_T}) - T_5 (\varphi_{CE}^{m_C} - 1) \} C_{PE} \right]}{[C_{pgm}]_3^4 \left\{ \tau - (1 - \eta_R)(1 - \phi) \varphi_C^{R_a / \eta_c [C_{pam}]_1^2} - \eta_R \tau \varphi_T^{-R_g \tau / [C_{pgm}]_3^4} \right\} T_0} \quad (12)$$

補助サイクルによる低温エクセルギと燃焼ガスのエクセルギの利用率はそれぞれ、

$$e_L = \frac{\{ T_0 - (\Delta T)_1 \} (1 - \varphi_{TE}^{m^*}) - \{ T_a + (\Delta T)_3 \} (\varphi_{CE}^{m_C} - 1)}{f_E b_L / C_{PE}} \quad (13)$$

$$e_H = \frac{\alpha \{ T_4' - (\Delta T)_2 \} (1 - \varphi_{TE}^{m_T}) - \{ T_0 - (\Delta T)_1 \} (1 - \varphi_{TE}^{m^*})}{f_E (1 + \frac{1}{f}) \{ T_4' / T_0 - 1 - \ln(T_4' / T_0) \} [C_{pgm}]_4^0 T_0 / C_{PE}} \quad (14)$$

と表わされる。上式中の b_L については前報で詳しく述べてある。

4. サイクルの特性

3章で求めた基礎式を用い、 t_0 が 0, 15, 30, 45℃ と変動した場合の本サイクルの性能とそれにおよぼす予冷却用水素、燃焼用水素流量比 α の影響を求める。数値計算においては、作動流体の比熱に燃空比の変化を考慮して、各状態間の平均温度に対する

表 1

圧縮機のポリトロプ効率	$\eta_C = \eta_{CE} = 0.85$	熱交換温度差	$\Delta T = 80 \text{ K}$
タービンのポリトロプ効率	$\eta_T = \eta_{TE} = 0.85$	サイクルの温度比	$\tau^* = 5$
燃焼効率	$\eta_B = 0.98$	圧力比(メインサイクル)	$\varphi_C = 3 - 35$
機械効率	$\eta_m = 1.00$	圧力比(補助サイクル)	$\varphi_{CE} = 2 - 9$
予冷器温度効率	$\eta_{PC} = 0.6, 0.8$	大気温度	$t_0 = 0, 15, 30, 45 \text{ } ^\circ\text{C}$
再生器温度効率	$\eta_R = 0.0, 0.4, 0.6, 0.8$	水素流量比	$\alpha = 1 - 13$

値を使用した。したがって計算方法として試行錯誤法を用いた。表1に計算に使用した仮定値、性能設定値を示す。

4.1 大気温度の影響 図3に大気温度が熱効率、比出力におよぼす影響を示す。大気温度の上昇に伴って熱効率、比出力ともそれぞれ低下するが、 α が大きくなるとその度合は減少する。これは文献(3)でも述べたが α を増していくと、図4に示すように大気温度の上昇につれて ϕ の増加が顕著になり、したがって T_0 の変動に対して T_1 の変動が抑制され、サイクルの実質的な温度比 $\tau (=T_3/T_1)$ に差がほとんどなくなるからである。

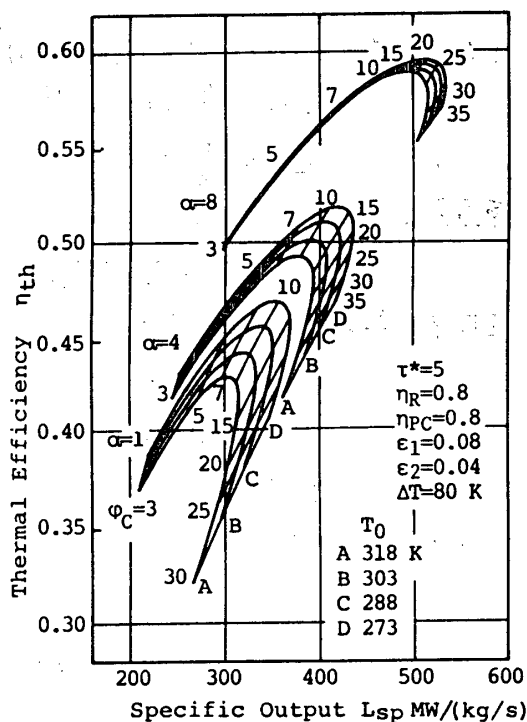


図3 大気温度の影響

4.2 予冷器2の温度効率 予冷器2の温度効率が熱効率に与える影響は図5に示すとうり、 η_{PC} が高いほど補助サイクルのヘリウム流量が増え、補助サイクルの出力増につながるのて熱効率も高い。また α が増すほどその影響は強くなる。最大熱効率を与える圧力比は温度効率が高くなるほど大きな値になる。

4.3 再生器の温度効率 図6には再生器の温度効率の影響が示されているが、予冷器の場合と異なり、 α が増すと熱効率への影響が弱くなる。再生器の温度効率が低下するとメインサイクルの熱効率は悪くなるが、逆に補助サ

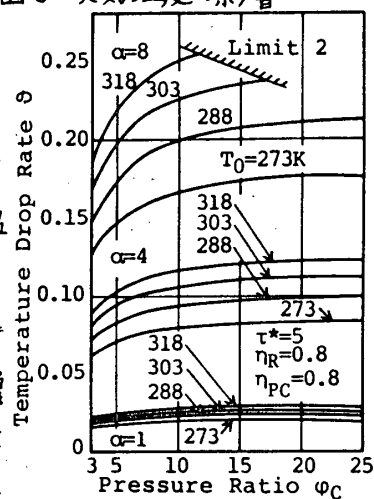


図4 吸気温度降下率

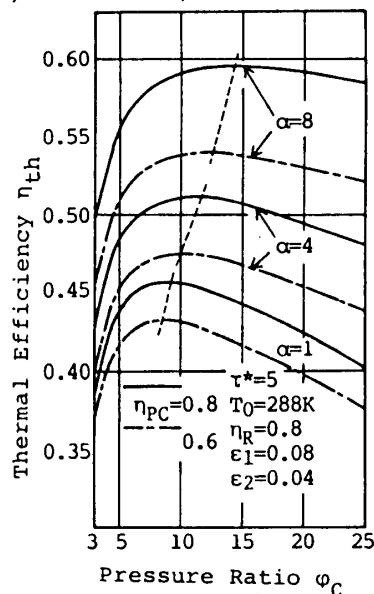


図5 予冷器温度効率の影響

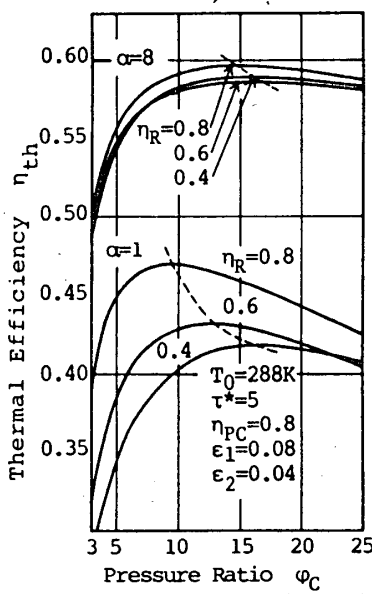


図6 再生器温度効率の影響

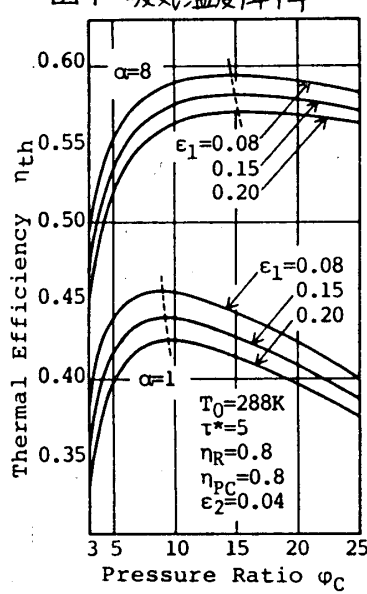


図7 圧力損失の影響

イクルの加熱源となる燃焼ガスの再生器出口温度が上昇し、したがって補助サイクルの出力が増加するので、結局総出力の差が小さくなるためである。

4.4 圧力損失の影響 図7にはメインサイクルの総圧力損失が熱効率におよぼす影響を示す。 α によらず、圧力損失はほぼ同程度の影響をもたらす。補助サイクルでの圧力損失の影響はメインサイクルのそれと比べて小さい。

4.5 流量比 α による作動限界 α を1から13まで増加した時の熱効率、比出力を大気温度288 Kの場合について図8に示す。 α が10を越えて初めて作動領域からはずれる部分がある。 α が大きくなると水素の吸熱量が増し、ヘリウム流量も増加するが、同時にヘリウムの加熱に必要な熱量を、再生器をでた燃焼ガスが供給できなくなるからである。またこれを Limit 1 とする。

4.6 補助サイクルとメインサイクルの出力比 出力比を図9に示す。 α が増すとヘリウム流量も増加するので、補助サイクルのメインサイクルに対する出力比は当然大きくなる。出力比の極小値を与える圧力比はメインサイクルの出力の極大値を与える圧力比にほぼ対応しており、 α が増すほどその値は大きくなる。

4.7 エクセルギ利用率 ここまでは主としてエネルギーの利用効率を熱効率で評価してきた。この節ではエクセルギの利用について述べる。図10に水素の低温エクセルギの利用率 e_L とメインサイクルの燃焼排ガスの有するエクセルギの利用率 e_H を示す。2種類のエクセルギの両者とも補助サイクルによってその一部が利用される。図2に示すように、補助サイクルを便宜上、5→6→7→10→5のサイクルと10→7→8→9→10のサイクルの2つに分け、前者の出力が水素の低温エクセルギから派生したもの、後者の出力を燃焼ガスのエクセルギによるものとみなすことができる。 e_L については α が大きくなるとやや向上し、しかも大気温度が高いほど利用率が高い。

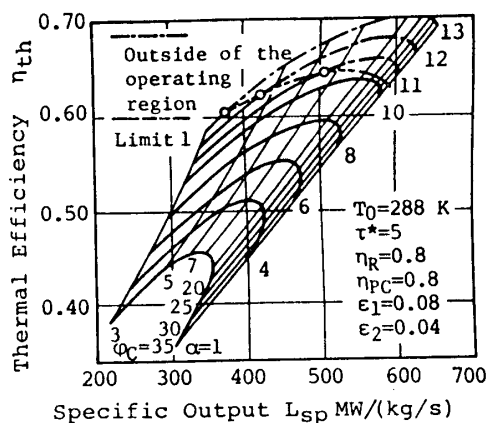


図8 サイクルの作動領域

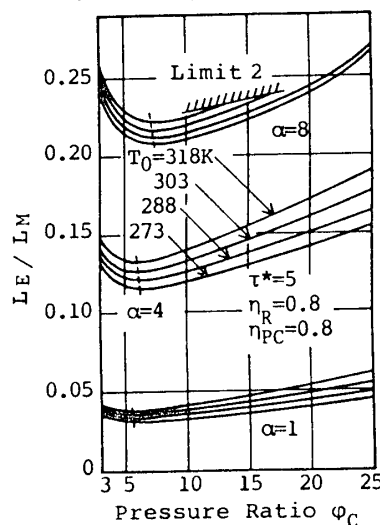


図9 出力比

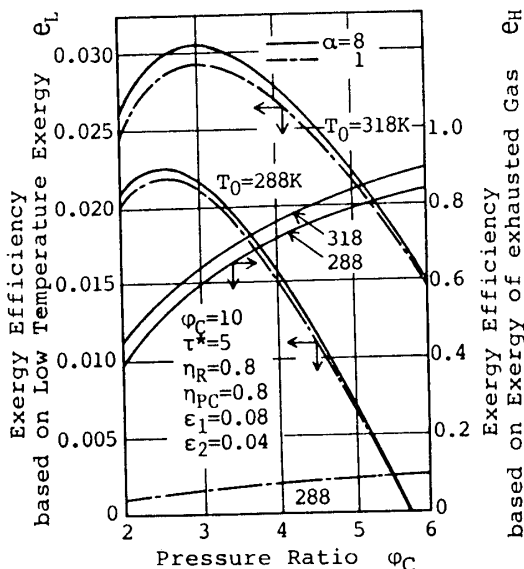


図10 エクセルギ利用率

e_H は α の増加とともに飛躍的に向上する。また大気温度の高い方がやはり利用率が高く好都合である。図には $\alpha=8$ までの結果を示しているが、 α がこれ以上増加すると e_H が1を越える場合が生じる。これは燃焼ガスのエクセルギの基準として大気温度をとったのに対して、補助サイクルの低熱源が大気温度以下の水素であることによる。

4.8 サイクルの利得 これまでサイクル自身の特性について検討してきたが、ここでは α が1より大きい場合のシステムの有用性について考える。比較するのは(1)単純再生サイクル、(2) $\alpha=1$ で予冷却するシステム、(3) $\alpha>1$ のシステムの3者であり、(3)のシステムでは予冷却に使用した水素のうちバイパスされた量は単純再生サイクルの燃料として使用する。図11には大気温度と利得の関係を示す。利得とは同一条件で作動する予冷却サイクルと単純再生サイクルとの最適性能の差である。図中破線で示したのは前報⁽²⁾の水素タービンを使用した時の利得であり、これと比べて本サイクルは性能の改善が大きい。図12より、 α が増すほど利得が増加する。 α による利得の最適値の有無は作動領域の限界を越えるので確認できない。

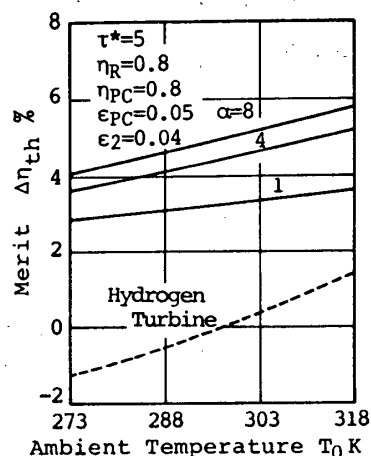


図11 大気温度と利得

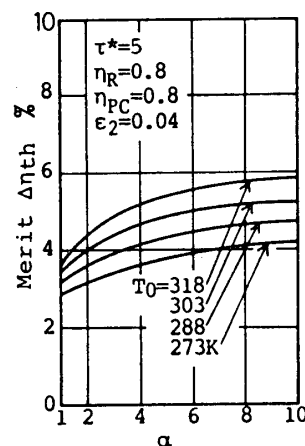


図12 流量比と利得

5. 結論

補助サイクルを併用した予冷却サイクルの性能を計算、検討した結果、次の結論を得た。

- (1) α を増すことにより、大気温度の上昇による性能の低下が抑制された。
- (2) α が増加すれば、予冷器の温度効率が熱効率におよぼす影響も増すが、しかし再生器の温度効率が熱効率への影響はほとんどなくなる。
- (3) エクセルギの利用率と利得の両方から判断して、複数のガスタービンが存在する場合、各ガスタービンにおいて $\alpha=1$ で予冷却をして運転するよりも、特定のガスタービンで $\alpha>1$ として集中的に予冷却し、他のガスタービンは予冷却しないで運転した方が総合的な性能はよくなる。

文献

- (1) 佐藤, ガスタービンサイクル論 (昭47), 山海堂
- (2) 近川ほか1名, 機講論 No.784-11 (昭53-11) 40
- (3) 岡田ほか2名, 機講論 No.794-5 (昭54-3) 89

高 畠 和 明	(陸上自衛隊武器補給処航空部)
* 清 水 文 雄	(同 上)
目 黒 敏 雄	(同 上)
早 川 哲	(同 上)

1. さ え が き

陸自のHU-1ヘリコプター(民間型ベルス04B)には過去10数年来約30件の出力低下事例が発生したが、このうち6件の原因が突き止められたのみで大部分は不明のままであったが、最近タコジエネの拘束が原因であることが判明し、30件のうち14件がこれに該当するものと推定されている。この出力低下原因はガスタービンエンジン設計上に注意すべき内容を含むと思われるので本論文においては出力低下現象の紹介と実験結果を中心に報告する。

2. 故障原因推定までの経緯

出力低下は航空安全に直結する問題であり、パイロットに精神不安を与え、使用条件が限定される場合があるばかりでなく、故障発生エンジンをクリマーにするためには多大の工数、経費を必要とする点で深刻な問題でもある。従来故障発生の都度、エンジンを取り却し、ベンチチェックを実施して来たが故障は再現できなかった。以上の反省から調査の考え方を

- (1) 個々の機能部品の性能検査手法によつては本問題は解決しない。
- (2) 現場保存を徹底し、機体全部の総合システムとして故障探究を行う
のように変更し、疑わしい故障部位が発見された場合は次の事項を実施することになった。

- (1) 実験的証明
- (2) 理論解析による現象の説明
- (3) 事例的、統計的なデータの確認

この2.3、八尾基地を飛び立つたHU-1に出力低下が発生し、整備技術問題解決の責任を有する武蔵航空部がエンジンメーカーの川崎重工業ジェットエンジン事業部、機体メーカーの富士重工航空機技術本部の技術援助を受けて故障機の原因探究を実施したところ、No.2タコメーター・ジェネレーターのボールベアリング膠着が原因と推定された。当該エンジンをテスト・スタンドに取り付け運転中にタコジエネに人為的拘束を付加したところ、故障時とはほぼ同様の結果

を得て、出力低下がタコジェネの拘束によるという確信を持つに至った。出力低下状況の概要は下表の通りで、故障機はその後現地で現場保存された。

表 出力低下状況の概要

時刻	ヘリコプターの状態	乗組員の判断
09:05頃	左右に軽い瞬間的な機首振れ発生。	機長 乱気流と判断。
09:08頃	同上	機長テールローターの故障と推定し機能点検を実施異常なしを確認。
09:11頃	左右に10°~20°程度のやや強い瞬間的な機首振れ発生。N ₂ は6500rpmから6400rpmまで低下した後6500rpmに回復。	機長は不時着を予想しつつ予防着陸を決心。
09:15頃	左に約10°、右に約10°の機首振れを発生。N ₂ は6050rpmまで低下し、急激に6700rpmに上昇した後6500rpmに安定。 低回転警報灯が点灯、低回転警報音発生。	乗組員の名はエンジン音の変化を聞く。
09:15~ 09:20	着陸まで2回 50~150rpmのN ₂ 低下発生のほか、他の計器は正常であった。	
09:20	近傍基地内に予防着陸	

故障探索結果の概要は次の通りである。

- (1) 更に詳しく故障発生時の状況について乗組員から事情聴取するとともにエンジン始動前に実施できる重要部位の機能点検を実施したが故障は発見できなかった。
- (2) ダイナミックチェックのため、エンジンを始動したところ、N₂回転計が作動しなかったほか作動的機能はすべて良好であった。
- (3) N₂タコジェネを取り外したところ、シャフトが切損していた。原因はボールベアリングの焼付き固着であり、シエアーポイント(40J~517kg-m)以外の部分で切損していた。

以上により現地においては次のようなメカニズムで出力低下が発生したものと推定された。

推定原因 オーバースピードガバナー（名称はオーバースピードガバナーであるが出力軸（ N_2 ）回転の増減に対して、燃料流量を減増するガバナーであるか内容的には出力コントロールガバナーである。）にはギヤトレインによつて N_2 回転を入力しているが、 N_2 回転指示のためのタコジェネは、このギヤトレインの途中から回転数を取り出すように取り付けてあるところから、 N_2 タコジェネの拘束が何らかの理由により結果的にガバナーに対して高速信号として与えられたため、燃料が一時的に減少し、燃料の減少は N_2 回転の低下となつてあらわれるが次の瞬間に燃料流量が急激に増大して急加速により出力が回復する。

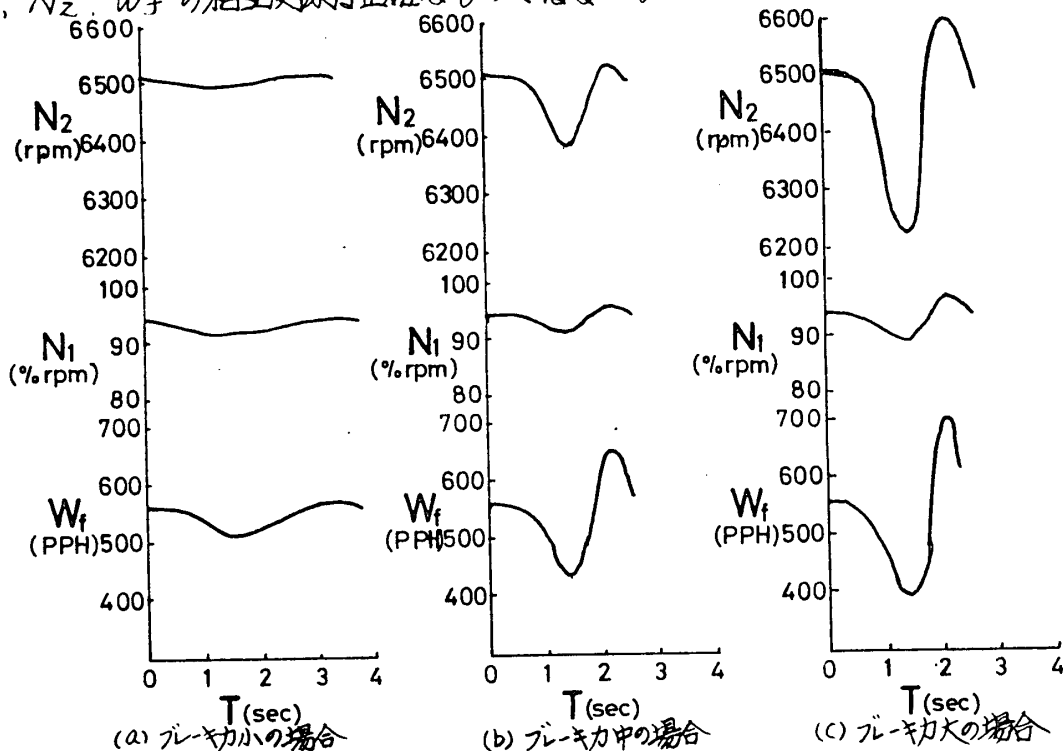
3. 再現実験の結果

(1) タコジェネベアリングに自然拘束を発生させた場合の実験

タコジェネに正常ベアリングを装着した場合は、エンジン・スタンドでは N_2 回転数の変動量が約±0.1%であるのに対し、引掛りのある不良ベアリングでは変動量は約±0.2%に増大すること及びエンジン起動中のシャフト切損直前に一度再現したほかは定常運転中に出力低下を再現することはできなかった。

(2) タコジェネマグネットローターを外部から人為的に拘束した場合の実験

タコジェネマグネットローターに対し外部からブレーキが掛るよう金属棒ハントルを押しつけたところ次の事象を確認した。ただしブレーキ力はタコジェネシャフトが切損しない範囲とし、データーは計器の目視確認によるものであり N_1 、 N_2 、 W_f の相互関係は正確なものではない。



なおブレーキ力が大きく、 N_2 が 6120rpm まで低下した時はブリードバンドの開放音を確認した。巡航時出力及び降下時の低出力に設定して実施しても上記とは同様の事象を確認した。正常な補給用エンジンのギヤトレイン及び F, C, D と交換して実験した結果も同様の出力低下結果を得た。

(3) 実験結果の要約

- a. 出力低下再現実験中、回転数低下量の最小値は N_2 6510rpm から 6480rpm の 30rpm (0.46%)、最大値は N_2 6510rpm から 6210rpm の 300rpm (4.6%) であった。故障機の最大値は N_2 6500rpm から N_2 6050rpm の 450rpm (6.9%) で最大値にやや差があるが両者の現象の酷似性から出力低下は同一のメカニズムで生起するものと判断される。
- b. タコジェネのシフトに切損シエアーに至らない小さな拘束が生ずると低出力時から高出力時までの広い N_2 Gov. コントロール範囲で同一メカニズムによる出力低下現象が発生するようだ。
- c. 不良ベアリングによる N_2 変動量の増大及びブレーキ力の大小によつて N_2 回転数の低下量に大小が生ずるところから、拘束力の大きさに応じた出力低下現象が生ずると考えられる。これは出力低下のメカニズムが発散的共振現象でないことを示すものと受け止めている。
- d. ブリードバンドの開点の範囲は実験時の条件(外気温10°C)においては N_1 78%rpm ~ 82.3%rpm の間であり N_1 82.3%rpm 以上で通常開くことはない。しかし実験中 N_1 91.8%rpm から 86%rpm への低下の際ブリードバンドの開く音が聞えた。この理由は機構的にバンドの開閉信号は P_0 圧となつてゐるから P_0 圧が減少し瞬間的に作動圧以下に低下したためと考えられ、一時的な燃料流量の減少による過渡現象として説明がつくが上記のことが正しいかどうかは更にくわしく調査する必要がある。
- e. 故障エンジンのギヤトレイン、F, C, D を良品と交換しても同様の出力低下事象が発生するのでタコジェネ拘束が出力低下の原因と思われるが一方 U/R 報告によれば、同一エンジンでタコジェネを交換しても出力低下が再発した事例もあり、エンジンとタコジェネ不具合との競合という形で発生する可能性もあり得る。

4 事例調査

過去における陸自HII-1の出力低下事例のうち発生現象の特徴は次のようである。

- (1) N_z がどんどん低下する。ビープスイッチ N_z に応答せず。
- (2) N_z が 6000 rpm 付近まで低下する。
- (3) N_z が低下し突然回復する。
- (4) N_z が低下するが EMER に切り換えると正常。
- (5) $N_z > N_R$ の逆針われ。異常振動を伴ない、クラッチ部 90° , $42^\circ G/B$ ギヤー損傷。
- (6) その他緊急状態であつた詳細情報不明のもの。

上記のうち(1)はフレーマアウトと思われるが(2)~(6)までについてはタコジエネ不良の疑いが持たれたので、出力低下発生後のタコジエネ状態について調査した。

その結果、出力低下発生と同時に数ヶ月後、タコジエネシャフト切替等の不具合が発見され交換処理されているもの及びタコジエネは未交換であるが、出力低下現象が今回の現象と酷似しているもの合わせて9件、出力低下発生後1年以上経過してタコジエネ交換を実施したものの5件、計14件あることがわかった。

また某民間会社のZ04B型ヘリコプターが物資輸送中突然 N_z が100%から90%まで低下し機体が大きく左右に振れる故障が発生し、F.C.D 交換後も同じ状態が発生したのでエンジンを交換し、分解調査したが不具合は発見されなかった。その後エンジン調査完了の頃、当該エンジンから取り外した N_z タコジエネのシャフトがバンデで回しても回らない程に拘束していることが発見されるという事例がS47に発生していた事になった。タコジエネは機体部品として取り扱われているので、出力低下発生時のエンジン機能テストにおいては、常にタコジエネを取り外して調査していた事実もあわせて判明した。

5 理論解析による現象の説明

当該ギヤトレインのバックラッシュ量、歯当り状況、タコジエネシャフトの横弾性係数 G 、ガバナーの動特性等を基礎とした理論上の現象解明については関係会社の協力を得て現在進行中である。

1,000馬力級ガスタービンの開発

大槻幸雄^{*}, 西原義美, 杉本隆夫, 密本健一
大徳竹史, 宮地宏, 小島恒夫 (川崎重工業)

まへがき

川崎重工においては、停電時やその他の緊急時に必要となる電源としての非常用、あるいは陸船用発電設備をかねてより開発し、製品化を進めてきた。即ちPUシリーズ製品の最初のもので、PU200形ガスタービン発電設備(150kW級)を、52年春より発売し、続いてその秋にはPU1250形発電設備(1,000kW級)の販売を開始し、以来数多くの販売実績を積み重ねてきた。

更に当社ではこれらの姉妹品としてPU750形(600kW級)の開発を進めてきたが、こゝではその駆動エンジンとしてのS2A形と称する1,000馬力級ガスタービンについて、その開発経過と概要を紹介する。

1. 基本仕様

(1, 2)

S2Aエンジンは既発表のエンジンと同じく、陸船用発電機ならぬに消防法に基づく防災用電源としての発電機を駆動することを目的とした1軸式ガスタービンであって、その設計思想は次のようにおいた。

当時発売開始されたPU200形(S1A形)およびPM1A形(PU1250)ガスタービンにおいて得られた技術実績をもとに、更に信頼性を損わず短期間に達成可能な目標を織込んだ設計仕様を設定すると共に、一斉ではPUシリーズの一画として、製品構成に共通性をもたせた相似設計を旨とした。また低コスト化エンジン設計への配慮も重要視した。

高温部の寿命は最低10,000時間と確保することとし、タービン翼は無冷却としてタービン入口温度(T_{in})を940℃と設定した。

圧力比 π_c については、図1に示すように圧縮機効率 η_c 、タービン効率 η_t 共に高効率を得なければ、圧力比を特に高めてもSFC、比出力ともに向上が望めないことから、圧力比 π_c を9と設定した。

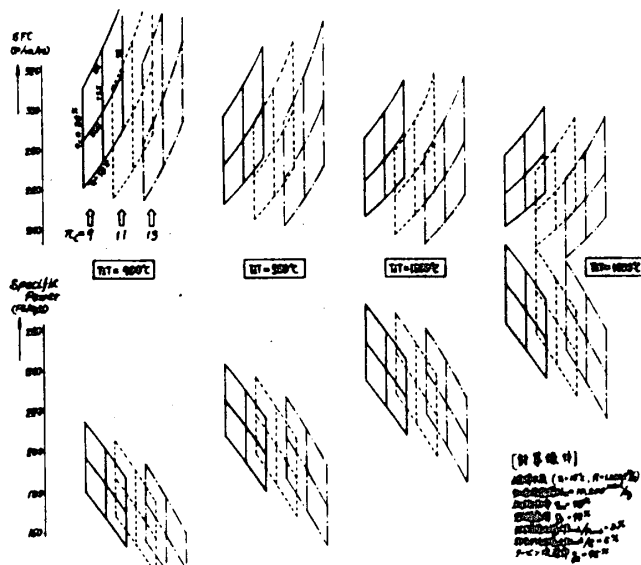


図1. サイクル計算(S2A)

ガスタービン軸回転数については、圧縮機インデューサ相対速度、タービン翼周速と効率との関連等の設計計算を行なうと共に回転体強度ならびに振動との関連等から31,500 RPMと設定した。

これらの基本諸元に対応させて、更に各要素の細部設計計算を行ない詳細諸元を決めた。表1に設計仕様主要諸元を示す。なお最近の開発研究結果から得られた性能実績値も併せて示した。

2. 構造および要素諸元

2-1. 全体構造

S2Aエンジンは出力発生部と減速機部とに大きく分かれ、図2にその外観を示す。左側に位置する減速機に出力発生部の吸気側フランジで片持状態で、出力発生部が取り付けられる。図3はS2Aエンジンの出力発生部、減速機部のそれぞれの断面を示す。空気は径方向からインレットベルマウスに吸入される。加圧されて燃焼したガスはドーナツ形状のスクロール内を旋回しながら、タービン部にはいり後方の排気ディフューザを通して排出される。

タービン部の冷却空気およびロータ系軸受部のラビリンスシール用空気は2段圧縮機から抽気して、それぞれの場合に供給される。

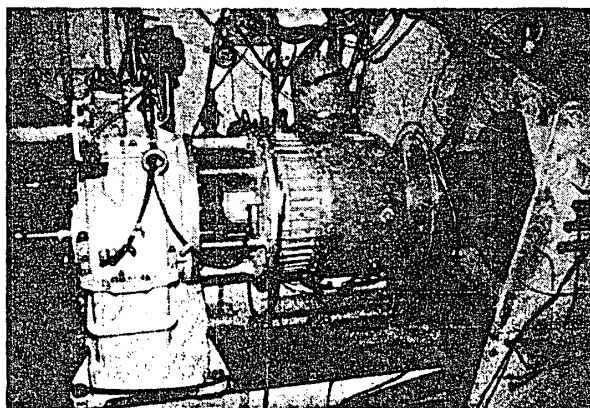


図2. S2A形エンジン外観

運転に必要な全油量を貯蔵出来る。燃料および潤滑油の各ポンプ類は減速機に付いており、主歯車を介して駆動される。S2A起動装置には電気式と空気式があり、一オ

表1 S2A形エンジン主要諸元
(標準外気条件)

項目	単位	設計値	実績値
出力	PS	930	975
燃料消費率	gr/PS・Hr	280	275
タービン入口温度	℃	940	940
主軸回転数	RPM	31,500	
出力軸回転数	RPM	1800 または 1500	
空気流量	kg/s	4.50	4.82
圧力比	—	9	9.4
圧縮機断熱効率	%	77.5	79.6
燃焼効率	%	98	98
タービン断熱効率	%	86.2	88.3
機械効率	%	96	96.5
燃焼器圧力損失	%	3	3
排気圧力損失	%	2	2
冷却及冷却空気量	%	3	5
サイクル形式	単燃開放1軸式		
圧縮機	2段遠心式		
燃焼器	単筒缶形		
タービン	3段軸流式		
減速機	2段平行歯車式		
使用燃料	灯油、軽油、A重油、天然ガス		
寸法(mm)	1620L×1160W×1200H		
重量(kg)	1160(全備乾燥)		

減速機は主にコストの面から、2段の平行歯車式を採用した。発電周波数の要求に対応する為、低速側のオ2段歯車を交換することによって1,800 RPMと1,500 RPMの2種の出力回転数が得られる。減速機下部は潤滑油タンクを兼ねており、

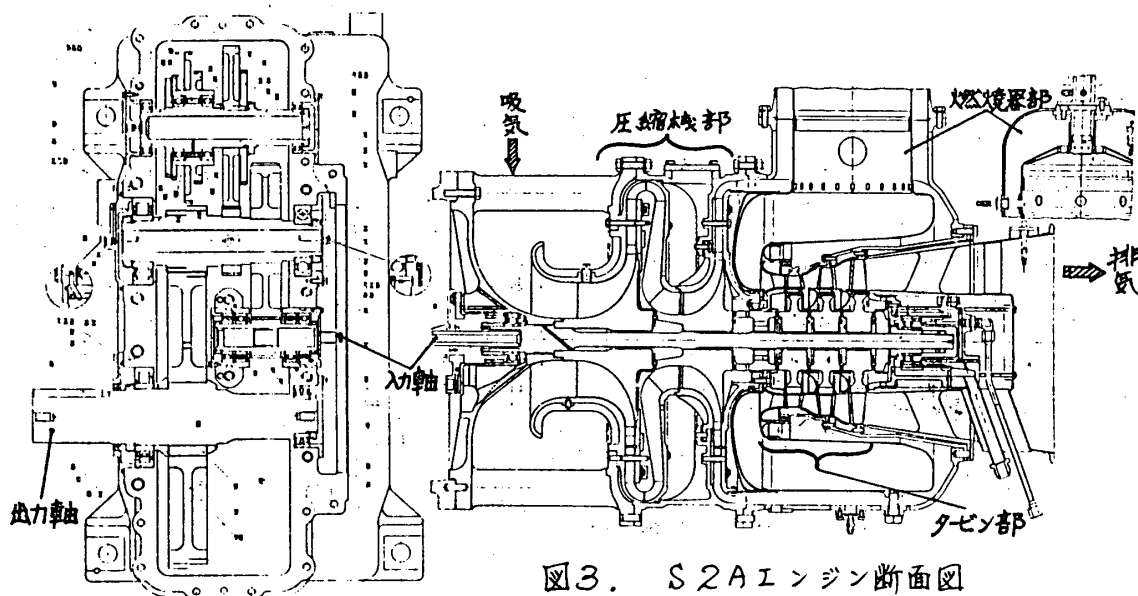


図3. S2Aエンジン断面図

向クラッチを介して減速機に取付けられる。防災用電源の場合特に起動の確実な迅速さが要求され、起動後25秒前後で定格回転数(31,500RPM)に達し、全負荷投入が出来るようになっている。

2-2. 圧縮機

圧縮機は構造が簡単でサージに強く、かつ頑丈な長所を生かして、S1A、M1A形と同様に2段遠心式である。即ち1段インペラ、フロ

表2 圧縮機設計諸元

項	目	単位	設計値
全段	空気流量	m ³ /s	45
	断熱効率	%	77.5
	圧力比	—	9.04
	回転数	RPM	31500

表3 圧縮機各段の設計諸元

項	目	単位	1段	2段
断熱効率	%		79.83	81.7
圧力比	—		3.77	2.4
インテューサハブ径	mm		74	90
インテューサシュラウド径	mm		200	167
インペラチップ径	mm		302	282
インペラ出口通路高	mm		17.5	13.5
インペラ羽根枚数	—		20	22
インペラ出口翼角度	度		50	50
ディフューザ内径	mm		333	310.2
ディフューザ外径	mm		490	498
ディフューザ流入角	度		21.51	17.46
ディフューザ拡大角	度		8.0	8.0
ディフューザ羽根枚数	—		19	17

スオーバダクト(羽根付ディフューザ&羽根付リターンチャンネル)、2段インペラ、羽根付2段ディフューザで構成されている。表2、3に設計諸元を示す。インペラについてはS1A、M1Aの設計に対してインテューサマツハ数1.15としたこととインテューサ部の転向角を小さくすると共に負荷配分を後方へ移行して翼通路を長くしたことが特徴である。

インペラの材質を17-4PHとし、開発過程においては迅速に諸元変更にも対応

応する為、鍛造材によるNC加工品としたが、量産時には加工工数低減の為精密鋳造品とする。ディフューザについても開発過程では、羽根取付角度も若干変更されるような構成とした。

2-3. 燃焼器

燃焼器は構造が簡単で、点検整備も容易であり、かつコスト的にも有利さのあることから、S1A、M1A同称単筒缶形とした。表4に設計諸元を示す。設計上特徴的な点は、ライターおよびガスロールのより耐久性を主眼とし、既発表のエンジン^{1),2)}に比し、燃焼負荷率も出来るだけ小さくとり、最大断面平均流速も若干小さくした点である。

表4. 燃焼器設計諸元

項 目	単 位	設計値
空気流量	kg/s	4.37
燃料流量	kg/Hr	260.4
空燃比	—	60.4
圧力損失	%	3
温度上昇率	—	2.00
燃焼負荷率	Kcal/m ² ·h·atm	2.40×10 ⁷
最大断面平均流速	m/s	14.91
全圧損失係数	—	46.9
滞留時間	ms	24.6
外筒内径	mm	268
ライター内径	mm	208
ライター全長	mm	368
ライター容積	m ³	12.47×10 ⁻³

2-4. タービン

タービン段数はS1Aが2段、M1Aが3段であるが、S2Aはそれより膨張比が大きく、またT₁Tも高く設定したことから、2段では無理で3段とした。表5、6に設計諸元を示す。タービンホイールについては、翼をロータに挿込む分離型とそれらを一体にした

表5 タービン設計諸元

	単位	設計値
入口温度	℃	940
入口圧力	kg/cm ²	8.9300
流 量	kg/s	4.37
断熱効率	%	86.2
回転数	RPM	31,500

表6 タービン各段の設計諸元

項 目	単位	オ 1 段	オ 2 段	オ 3 段
内 径	mm	189 (190)	185.5 (186.5)	182.2 (183.2)
外 径	mm	230 (228)	258.6 (256)	288 (285)
翼枚数	—	40 (33)	40 (35)	42 (47)
アスペクト比	—	0.69 (0.46)	1.25 (1.03)	1.97 (1.63)
膨張比(1段)	—	1.73 (2.07)	1.64 (1.70)	1.52 (2.03)
エンジン内損失	Kcal/kg	39.35	44.27	34.43
段効率	%	78.01	85.08	87.94

精密鋳造品とも組込み可能な構成とした。

1. ()内は静翼に関する数値

2. 外径の内、ロータに関してはガス流路の数値

ロータリム径が200^{mm}程度となると精鋳ホイールでは量産時に十分な品質を確保することが容易でなく、この為若干リム径を小さめに設定した。従って翼周速が僅かに低くなり断熱効率が少し低くなった。ことにオ1段ではクリープ強度の面から翼長が短くなり効率も悪く、従ってオ2段への仕事配分を大きくとった。他方オ3段ではマッハ数を1.0以下になるようにして、全段の仕事配分の調整をはかった。

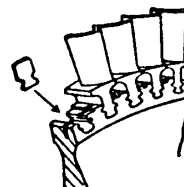


図4 EXTENDED ROOT

分離型タービンにおいては、オ1、2段に対して図4に示すように挿込部を僅かにエクステンデッドルートにした。ノズルはX-45およびN-155の精密鋳造品で、分離型ではタービン翼はMM-007とINCO 713Cの精鋳品、ディスクはWaspaloyとINCO 718の鍛造材を使用している。

2-5. ロータ系および高速入力伝動系

圧縮機、タービン等のロータ系は製作あるいは組立上7箇の部品に分割され、これらは全てカベック・カップリングを介して、中を通るシャフトで締め上げられている。ロータは2点支持で圧縮機側は玉軸受、他方は円筒ころ軸受で支えられる、軸受はいずれもバネとスクイズ・フィルムを介してケーシングに支持されている。

ロータ系重量は57kgで、アンバランス量はロータ系両端を各々 $\text{max } 25 \text{ gmm}$ 程度にバランス修正しておけば、運転分解後再組立しても再修正の必要はない。使用回転域は図5に示すように、2次と3次の間にとっている。

高速入力歯車は減速機全体の大きさを考慮して、その周速を 117 m/s とした。これにはころがり軸受を用い、その DN_m 値はロータ系軸受より1割弱大きく2207である。

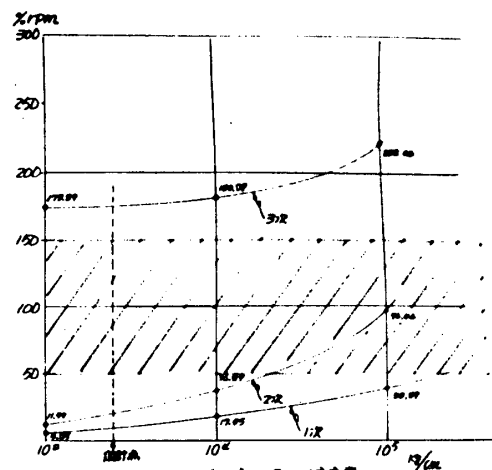


図5 SZA 10-9の運転速度(計算値)

3. 開発試験 および経過

各要素の単体試験は行わず、すべて最初からエンジン完成組立状態で試験研究を実施した。2段圧縮機を出た流れは旋回速度成分(66.5 m/s)を有している。

図6

に示すようにガイドベーンを設けて軸方向流れに変換

して、燃焼室への流

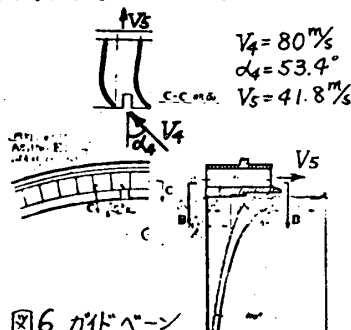


図6 ガイドベーン

入速度を減少せしめ、かつ圧損も少なくすることを最初試みたが図7に示すように偏流、渦等が生じライナー内部の流れも不均一となりライナー壁の焼損を生じた。この対策には図8に示すようにS1A, M1A同様にライナーに羽根をつけ、結局図6のガイドベーンを除去することにした。

圧縮機については設計値に比し流量、圧力比共やや大きい値となった。ことに効率を目標値より向上することが出来た。

これはかなり高いインペラ効率が得られたことによるものと考えられる。2段ディフューザ流入角は設計値より2度小さく 15.5° とし、若干効率向上を得た。チップクリアランスは設計段階では1, 2段各々 0.7 mm , 0.9 mm としていたが、

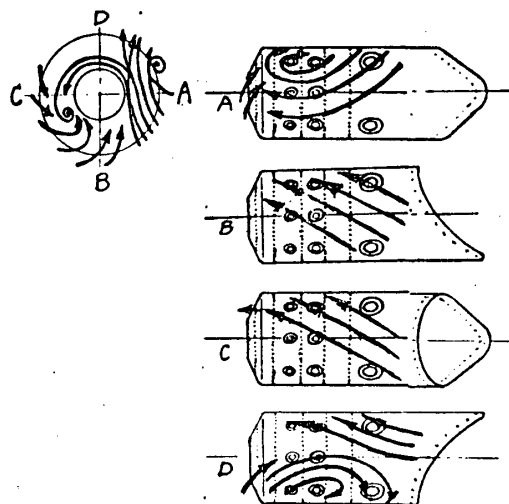


図7 ライナーに流入する前のフローパターン

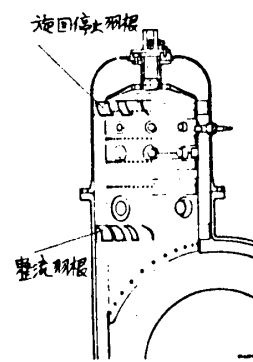


図8 ベーン付ライナー

シユラウド部にラビングの生じたことから各々 0.95^{mm} , 1.3^{mm} に広げた。全段性能を図9に、各段性能を図10, 11に示す。

タービンのチップクリアランスは、高温部であることから、当初はその変形を懸念して全段共 0.8^{mm} (設計値) としてい

たが、徐々に
つめて 0.6^{mm}
でも耐ス試験
でラビングは
生じていない。

図12にそ
のタービン性
能を示す。効
率を目標値よ
りも向上する
ことが出来た
のも、この寄
与が大きいと
考えられる。

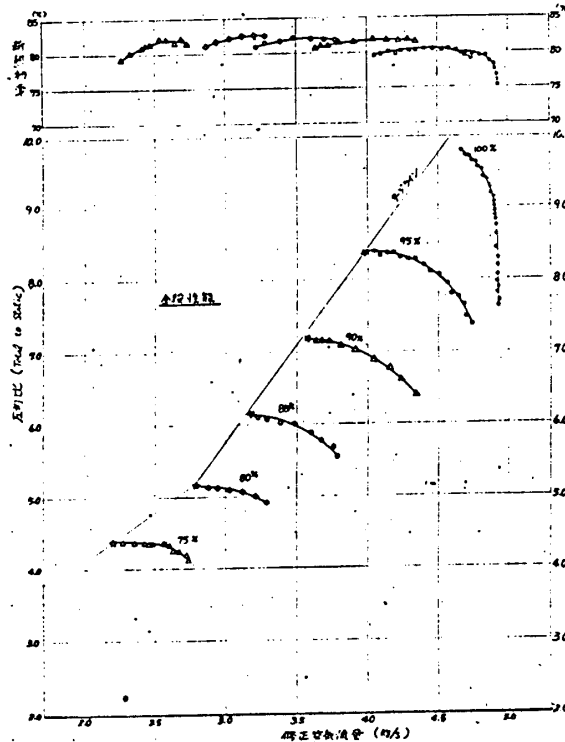


図9. 圧縮機性能(全段)

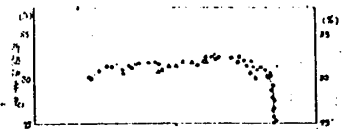


図10. 1段圧縮機性能

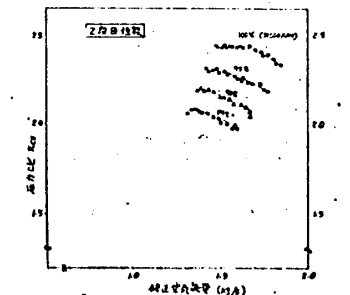


図11. 2段圧縮機性能

4. おわりに

S1A, M1A形について、新たにS2A形を開発した内容について概要を紹介した。最後に本エンジン開発に対しても積極的な御支援を賜った谷村事業部長に深く感謝致します。また材料面で西山課長、強度面で技研の葛係長ならびに関係各位に多大な御尽力を頂きましたことに謝意を表します。

文献

(1) 星野, 他4名. 日本ガスタービン学会誌. 第5巻17号(昭52年6月)

(2) 段口, 他2名. 日本ガスタービン学会講演論文集. 第6回定期講演会(昭53年6月)

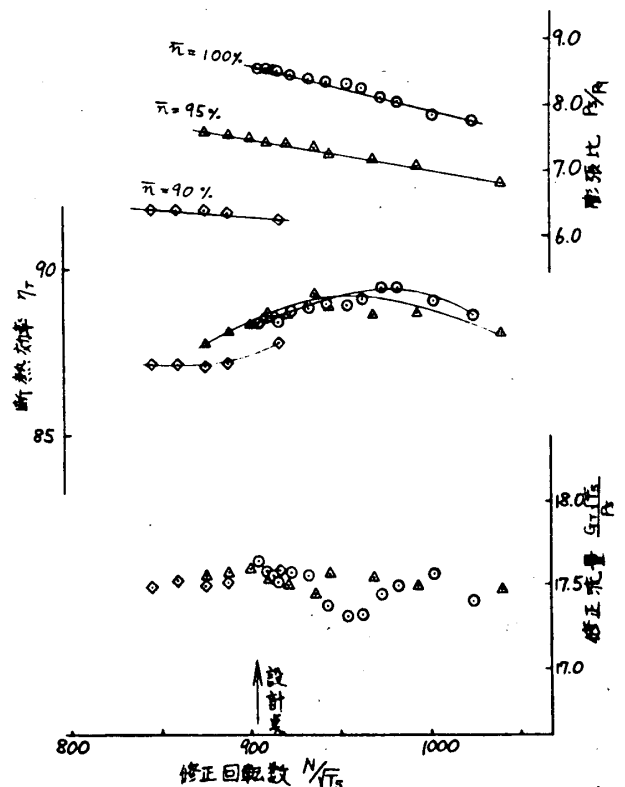


図12. タービン性能(全段)

航空転用型 大出力・高性能ガスタービンの開発

志 村 安 永 (石川島播磨重工業株式会社)

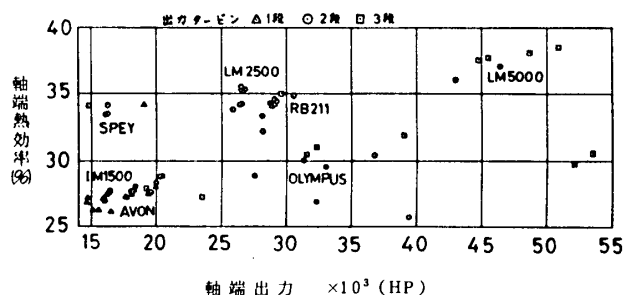
*竹 生 健 二 ()

近年航空エンジンが機体の大型化や航続距離の延長などの要求に応えるべく大出力化・高性能化されいわゆる第二世代のエンジンとして信頼性と耐久性の十分な実績をつんだ後に、陸上用に転用されるに及んで、航空エンジンを用いた航空転用形と呼ばれるガスタービンは、その出力においては産業型ガスタービンとの格差を詰め、性能においてはこれを陵駕するに至った。例えば米国GE社のLM1500からLM2500やLM5000へ、英国Rolls Royce社のAvon, OlympusからSpeyやRB211への発展を挙げることができよう(第1図)。こうした進歩に呼応して当社では最新鋭の出力タービンを開発し、大形航空エンジンと組合せることにより世界に先駆けて5万馬力級ガスタービンを完成させるに至った。ここにその一端を紹介する。

1. LM5000 ガスタービン

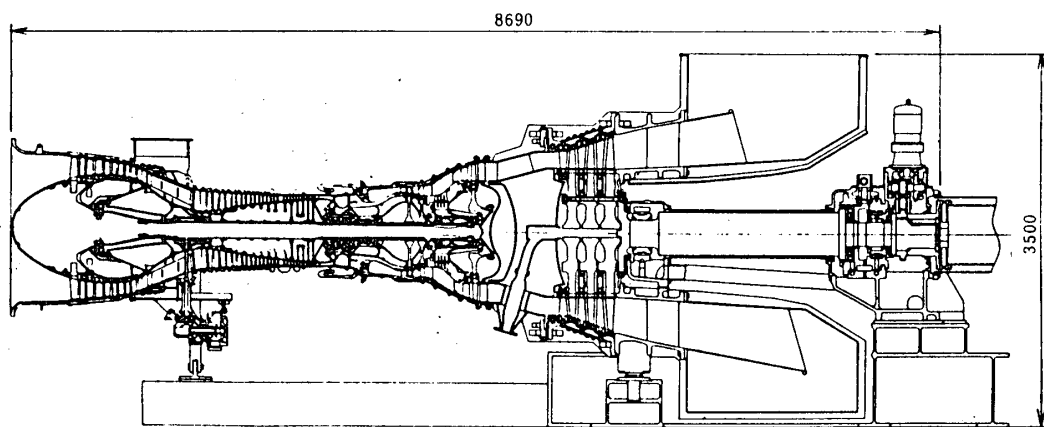
本ガスタービンは、GE社のLM5000をガス発生機に用い、それに当社で開発した出力タービンを組合せたものである(第2図、第3図)。

主要目を第1表に示す。

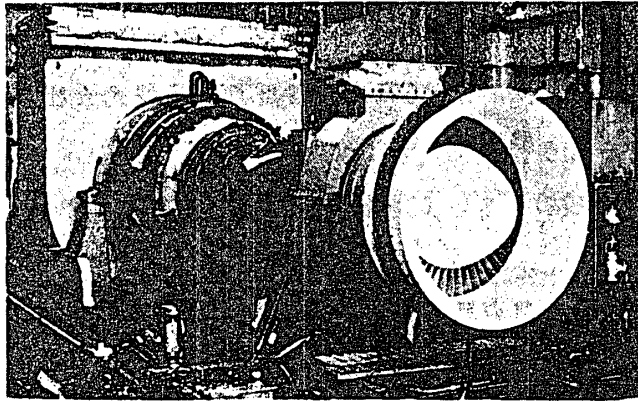


第 1 図

LM5000の母体はCF-6と呼ばれ、1967年に実用化されて以来Douglas DC-10, Boeing B747, Airbus A300のいずれにも搭載されており、現在までに8百万飛行時間を達成している二軸式大出力・高性能ターボファンエンジンである。陸上用への転用は、ファン部分が空力的に相似な二段の圧縮機に置換えられ、ファン駆動用四段



第 2 図



第 3 図

タービンが単段に設計変更されただけで、部品の共通化はもとより各構成機器は航空エンジンとしての信頼性をそのまま受け継いでいる。ガス発生機自身の高い効率、各構成機器の性能が優れている他、サイクル最高温度 1200°C 、最高圧力比30という二点により可能となっている。ガスタービンの出力及び熱効率を第4図に示す。

2. 出力タービン (第5図)

出力タービンの開発に当たって留意した点は、

- (1) 高性能ガス発生機の特徴を損うことのない様高効率であること。
- (2) 発電用はもとより他の機械駆動用にも適用できる様高速回転が可能であり、かつ使用回転数の範囲内でできるだけ高い効率を維持すること。
- (3) 構造設計および材料の選定にあたっては、従来の出力タービンの実績を基本とし信頼性のあるものとする。等である。

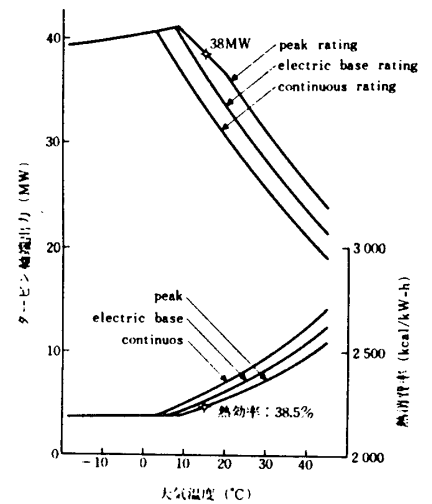
2.1 空力設計に対する配慮

以上の観点から次の点に配慮しながら性能向上のための空力設計を行った。先づ翼列は性能、最高使用回転数、価格などの比較検討の中から三段落とし、自由渦の式に基づきプロフィール設計を行った。その際設計点回転数を 3500 rpm に選り 3000 rpm から最高 4200 rpm までの効率を高く保つ様にした。最終段出口の旋回速度は最小限にとどめる様各段落の仕事配分を定め、反動度は翼根元において部分負荷および設計回転数外で負とならない程度にして翼先

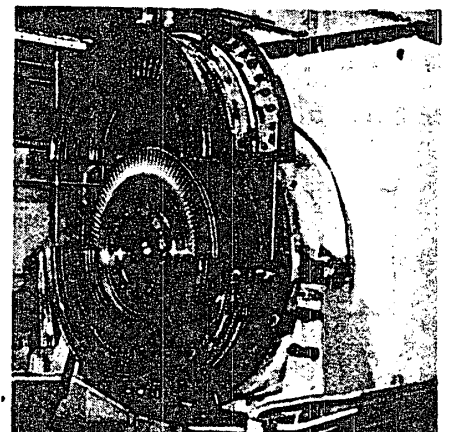
形 式	IM 5000 単純開放3軸形 2SC/LP
性能 軸 端 出 力	38 000 kW } ISO 標準状態、吸/排
軸端熱効率	38.5 % } 気圧損失なし
起動時間 (起動から全負荷まで)	5 min
ガス発生機 (General Electric 社 (米国) 製)	
形 式	7LM5000 GB102
低圧圧縮機	軸流5段 (圧力比: 約2.5)
高圧圧縮機	軸流14段 (* : 約12) (前6段可変静翼機備付)
燃焼器 形 式	アニュラ形 (水噴射装置を装備可能)
燃料噴射ノズル	30本
高圧タービン	軸流2段 (冷却翼付)
低圧タービン	軸流1段 (入口ガス温度: 785°C)
出力タービン (軸流3段) (当社製)	
形 式	ITA 1203
入口ガス温度	700°C
圧 力	$4.24\text{ kgf/cm}^2\text{abs}$
出口ガス温度	455°C
流 量	130 kg/s
使用回転数	$3\ 000\sim 4\ 200\text{ rpm}$

ただし、数値は、出力タービン回転数: $3\ 600\text{ rpm}$ の場合を示す。

第 1 表

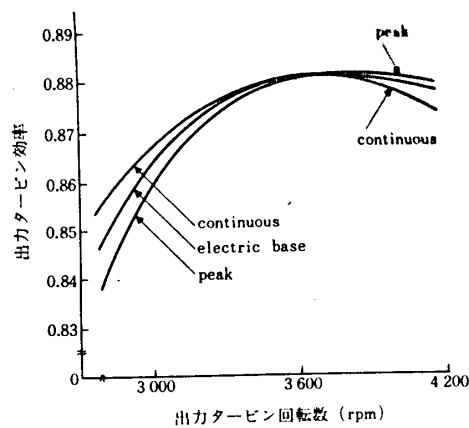


第 4 図



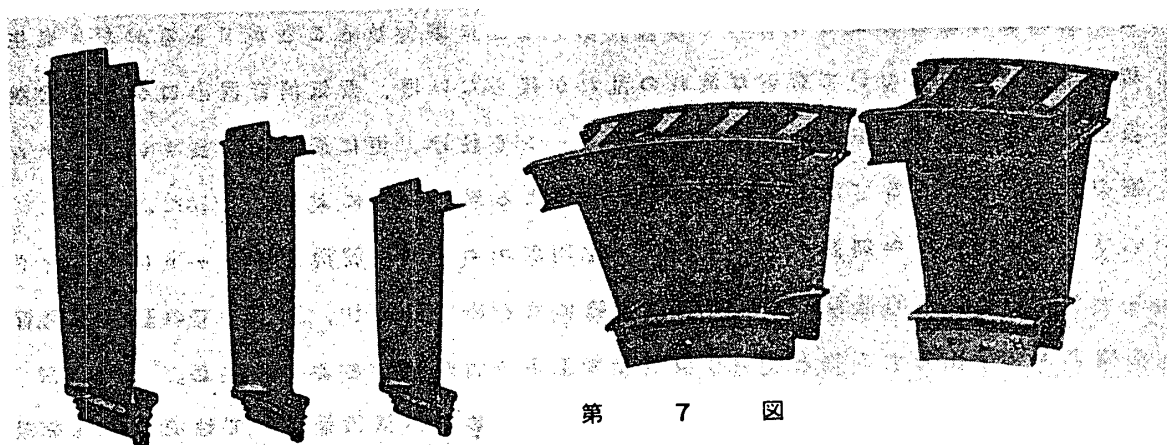
第 5 図

端で極力低く抑えた。動翼先端にはフィン付シュラウドを設け、ケーシング側をハニカムシールとすると共にケーシングを冷却し、運転中の翼先端すきまを翼高さの1%以内に抑えた。ガス通路形状は極力滑らかにし、特に翼列の出入口における高さ方向のラップに注意を払った。また排気スクロール内の圧力損失を少なくするために模型による風洞試験を行い、最適形状を定めた。



第 6 図

以上により出力タービンの断熱効率は88.3% (ガス発生機出口から出力タービン排気フランジまでの圧損を含む) を達成することができた (第6図)。動翼、静翼は当社における精密鑄造により製作されたものである (第7図)。



第 7 図

2.2 構造設計に対する配慮

ロータ支持方法、ケーシング分割方法、タービン支持方法、ロータ換装法などは、全て当社のIM1500ガスタービン用出力タービンの設計思想を基にし、開発段階における危険負担を軽減し信頼性あるものとした。設計寿命は最も苛酷な条件にさらされる動翼においても10万時間である。

ロータは3枚のディスクと1本のシャフトを12本の締付ボルトにより組立てる方式で、ケーシング内にオーバーハング支持され高温のガス通路内に軸受を納めない簡単な構造である。ディスクに近い軸受は二円弧ジャーナル軸受とし、比較的面圧の低くなるカップリング側軸受はティルティングパッド式軸受として安定性を増した。スラスト軸受はキングスベリ式としてこれに内蔵させた。広い回転数領域にわたって動翼の共振を避けるため動翼先端のシュラウドはZ形とし、運転中隣接する翼相互間に一定の面圧で接触する様にして制振効果をもたせた。接触面には耐摩耗性合金を熔接して長時間の使用を可能にした。

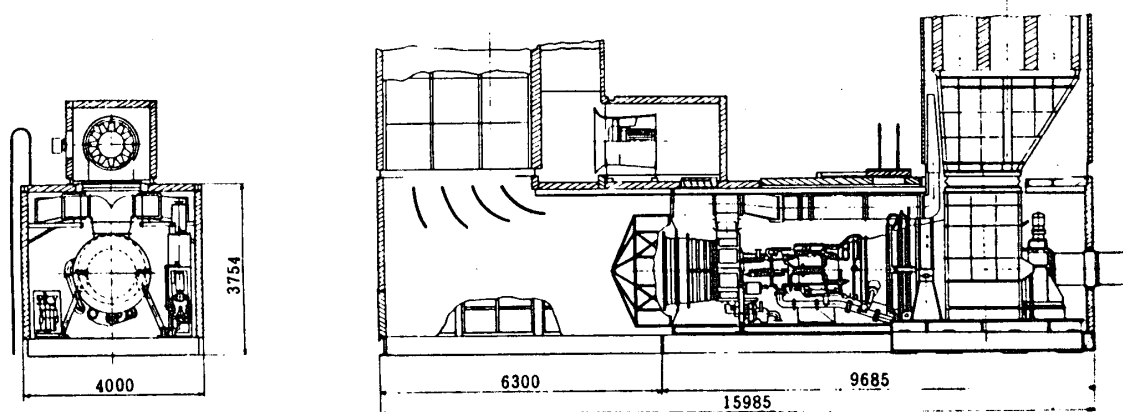
ケーシングに関してはガス発生機と出力タービンの接続部においてオーステナイド材とフェライト材の熱膨張の差を吸収するための特殊な継手を開発した。翼の点検を容易にするため翼部ケーシングは水平二分割とし、他は熱変形を極力避けるため一体構造とし肉厚の均一性を図った。動翼の点検は翼部ケーシング上半を開放するだけでよく、又下半静翼の点検は特殊なガイドローラを用いてケーシング下半を180度回転させれば、上半と同様に開放できる。更にケーシングの随処にボアスコープ用の孔を設け、ケーシングを開放することなく全動翼および一部の静翼を点検できるようにした。

3 ガスタービン パッケージ (第8図)

ガスタービンからの騒音及び放熱を処理する目的で、ガスタービンはエンクロージャ内に格納されパッケージ化されている。吸気および排気用の消音器は、設置される地域の規制値に適合したものをエンクロージャ上部に取付けることができる。ガス発生機の圧縮機入口において有害な流れの乱れが残らない様、吸気消音器出口から圧縮機吸込部に至る途中の直角曲り部にガイドベーンを設け、更に最低限の長さのプレナム室を設けた。これ等寸法および形状は模型による風洞試験により決定した。

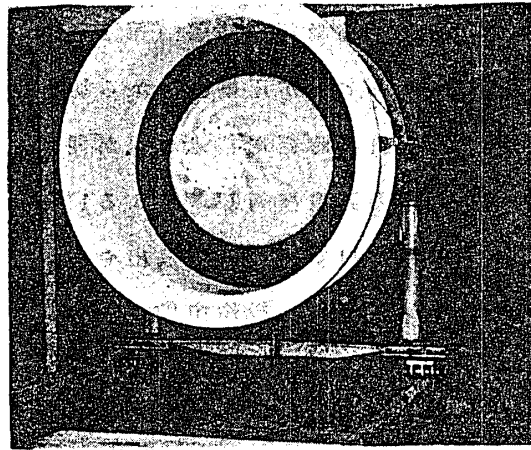
ガス発生機の燃料制御ユニット、噴射水制御ユニット、潤滑油ユニットは、エンクロージャ内の比較的低温域である圧縮機脇にまとめて収納し、工場内での配線、配管を完了させて出荷することにより現地での工事を省略できるようにした。

ガス発生機表面から放出される熱を除去するための換気設備として軸流ファンを設けエンクロージャ内に局所的な高温領域が生じない様よどみのない空間とした。換気空気はガスタービンの吸気消音器に平行に設けた独立の消音器を通して取り入れ、又排気は排気消音器に平行に設けた独立の消音器へ導き、いずれの開口部からもエンクロージャ内の騒音が洩れるのを防いでいる。起動時および低負荷時に圧縮機途中段から放出される空気は、この換気消音器へ導いて消音している。



第 8 図

法定定期検査の際は、エンクロージャの天井パネルを取除いて外部の荷役装置により翼部ケーシング上半を開放する様にした。またガス発生機のオーバーホール時には、プレナム室の前方壁を取除きエンクロージャ内に設置したレールに換装用台車を組立ててこれにガス発生機を取付けて引き出せる（第9図）。出力タービンロータの引き抜きの際には、先づガス発生機を引き出した後、同じ換装用台車に専用治具を取付けてロータを引き出すことができる。



第 9 図

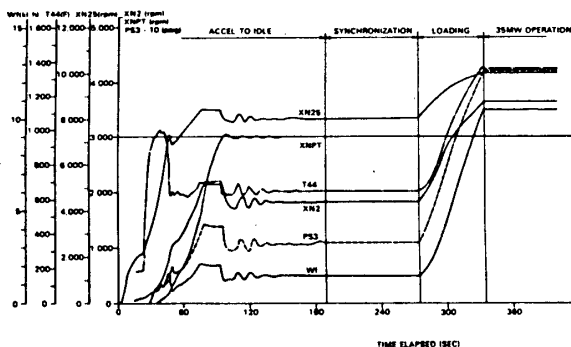
火災発生の場合には、エンクロージャ内の火災検出器がこれを検出して直ちに換気ファンを停止させると同時に、エンクロージャ内に設けた噴射ノズルから窒息消火ガスを噴射させる。ガスの噴射圧力により換気通路にあるダンパ用シリンダが作動して開口部を閉じる。

4. 運 転 実 績

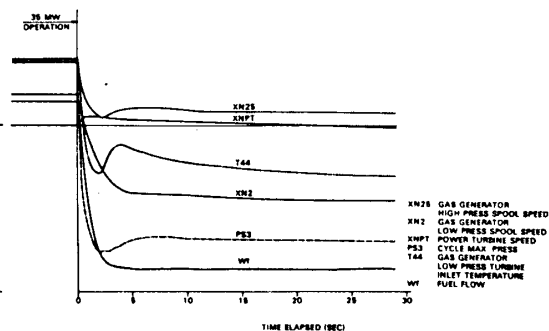
本ガスタービンは1978年4月に当社工場内において水動力計と結合して全負荷性能試験を実施した後、現地において据付工事に入り、7月に試運転を開始し、8月には発電所として通産省の検査に合格した。以来主として昼間の電力ピークカット用として商業運転に入り、1979年3月末までの累積運転時間は670時間、総起動回数は520回に及んでいる。

4.1 起動特性（第10図）

軽量小形、薄肉構造のため暖機を殆ど必要としないガス発生機は、約100馬力の空気タービンによって40秒で自立速度に達する。発電機の同期に要する時間を1分として起動から全負荷まで急速起動時5分、通常起動時7分である。



第 10 図



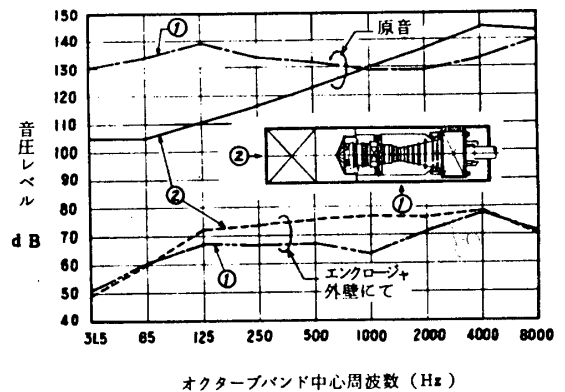
第 11 図

4.2 負荷遮断時応答（第11図）

発電機タービンが圧縮機軸から切離されている1/LPや2SC/LP形式のガスタービンでは、全負荷時発電機遮断器が開放された場合の出力タービン回転数のオーバーシュートを火力発電技術基準による11%以内に納めることは容易でなく、このため一般には圧縮機出口空気の大気放出や作動ガスの出力タービンバイパス等を行うが、本ガスタービンでは圧縮機途中段からの放風を行ってオーバーシュートを約6%におさめている。

4.3 騒音

ガス発生機からの騒音は吸気口、排気口からの高周波音とケーシングを透過して来る全周波数に亘って一様な強さの音とがある。エンクロージャは外壁の鋼板と内壁の多孔打抜鋼板の間150mmの中にロックウールを詰めこんだ形式でその

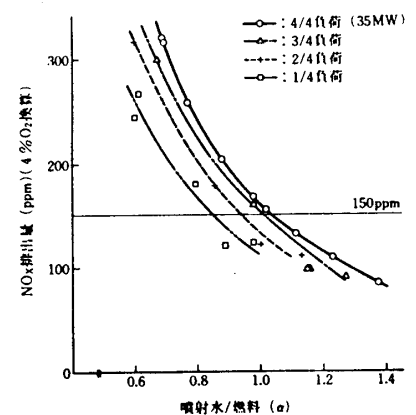


第 12 図

減音特性を第12図に示す。エンクロージャから1mの距離で最高83dB(A)である。

4.4 水噴射によるNO_x低減

本ガスタービンはサイクル最高温度1200℃という高温のため排気ガス中のNO_x量が地域の規制値150ppm（4%O₂換算）より高いため、水噴射を実施している。燃料に対して一定比率になる様自動的に計量された純水を燃料管中へ混入させる方式でGE社によって開発されたものである。負荷に対するNO_xの量は水噴射量によって変わり第13図に示す如く全負荷にて水／燃料比1.0で150ppmを達成できることが実証された。



第 13 図

む す び

おわりに、本ガスタービンの開発にあたり設計段階から運転に至るまで、貴重な助言と多大の協力を賜ったGeneral Electric社のN.A.Hope, R.B.Hillen, D.F.Keck, H.Lanz, K.O.Johnsonの各氏をはじめ、運転指導にあたられた方々に対し紙上をかりて謝意を表す次第である。

和田 伸 顕 (三菱重工業㈱ 高砂製作所)

1. ま え が き

近年、ますますガスタービンの大容量化が進む中で、これまで40MW級以下では50/60Hz用途の別は減速装置で調整されていたが、大容量歯車装置に制約があり、加えて、世界の大容量ガスタービンの開発は60Hz機に先導されたため、50Hz機に対する需要の対応が遅れていた。

当社は、これに応じるため、昭和45年より大容量50Hz機の自主開発に着手し、昭和51年、米国Westinghouseの技術協力を受けてその初号機「MW-701形」を完成し、工場における長期の実負荷試験を含むすべての開発を完了した。

以来、既に11台を生産し、そのうち9台が現在稼動に入っており、これらの総運転時間は今年4月現在、42000時間に達しており、初号機においては昭和52年12月運転開始より既に10000時間を経過し、夏期電力ピークをひかえて現在順調に運転を継続している。

本稿では、これらの運転経過を含め、MW-701形50Hz用大容量ガスタービンについて報告する。

2. 開 発 設 計 の 概 要

50Hz機種の開発は、次の基本方針のもとに実施した。

- 1) 当時、既に14台の実績があり、信頼性が確立されているMW-501形を基本として幾何的相似則を適用する。
- 2) できる限りの部品をモデル機と共通化し、製造技術と確立された信頼性を生かすとともに、予備品管理の面からも互換性のメリットをもたせる。すなわち、ガスタービンの最も重要部であるタービン動静翼、燃焼器などは、MW-501形と共通品とする。
- 3) 前1)、2)項の矛盾点を解決するために、回転数比：1.2(3600/3000)をそのまま適用せず、出力増加分を10%強に抑える。

このような基本方針と手法を適用し、モデルとしたMW-501形の信頼性を損うことなく、昭和51年7月実機を完成させた。

その結果、タービンについては出力増加分をディスク径および翼枚数を調整し、モデル機と同一シリーズの動翼を採用できた。圧縮機は、流体力学的に相似設計とし、主要特性(フローパターン、マッハ数など)はモデル機と同一としたが、相似則からくる

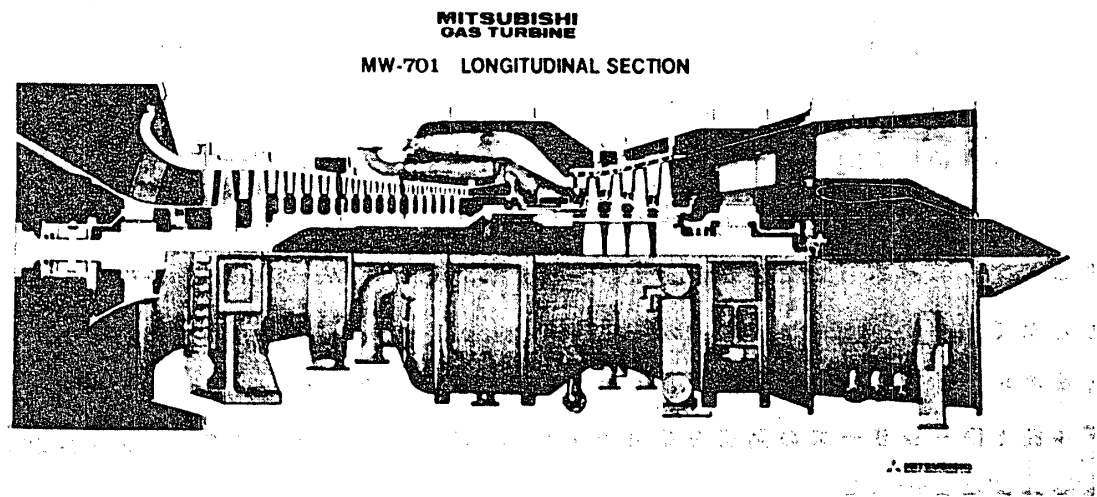
流量の過大は空気通路面積を減少させることで解決した。 燃焼器は、モデル機と全く同一品を採用し、燃焼負荷率を合わせることで、個数が16から18個に増加した。

表1は、開発機種MW-701形とモデル機種MW-501形との主要目についての比較を示す。 また、図1は、MW-701形の組立断面を示す。

表 1. MW-701形とMW-501形の比較

項 目		MW-701形	MW-501形	比 率 (%)
用 途 出 力 (ISO.ピーク) 回 転 数		50Hz用	60Hz用	
	kW	91,500	82,100	+11
	rpm	3,000	3,600	-17
圧縮機	段 数	17	17	
	流 量	kg/s	346	+13
	吐 出 圧 力	ata	11.4	-1
タービン	段 数	4	4	
	入 口 ガ ス 温 度	℃	1,066	
燃 焼 器	形 式 × 個 数	キャニュラー形18個	キャニュラー形16個	(同一形)
	点火装置 × 個 数	火花放電×2	火花放電×2	(同一形)
	燃焼負荷率(1個当り)	Kcal/h・m ² ・ata 2.1×10 ⁷	2.0×10 ⁷	+5
軸 受	軸 受 中 心 間 距 離	mm 7,680	7,242	+6
	推 力 軸 受	キングスベリ形(20")	キングスベリ形(19")	
	ケーシング最大直径	mm 3,870	3,580	+8

図 1 MW-701形ガスタービン組立断面図



3. 工場試験

完成されたMW-701形ガスタービン初号機は、出荷前に、機械的特性と性能を実証するために、工場にて全負荷試験を行うこととした。昭和51年9月、工場にて発電機を結合し、82000kWの全負荷状態にて、性能試験、公害関係諸項目の計測、圧縮機諸特性試験、起動特性試験、負荷しや断試験を実施し、各種の計測を行い所期の設計目標を上廻る結果を得た。引続き、信頼性を実証するため、約2ヶ月間の負荷運転(総発電量約20000MWH)を実施した。

試験負荷の吸収は、これまであまり類のない100MW容量の水抵抗器をテストスタンド内に設置した。図2は、水抵抗

表2 MW-701形ガスタービン
大気条件 15℃×760mmHg
燃料 軽油(低位発熱量 10200kcal/kg)

ガスタービン		負荷	ベース	ピーク
発電機端出力		kW	85,000	91,500
発電機端熱効率(低位基準)		%	29.01	29.26
燃料消費量		kg/h	24,700	26,360
タービン入口ガス温度		°C	1,021	1,066
排ガス	温度	°C	480	513
	流量	kg/h	1,432,000	1,432,000
	流量	Nm ³ /h	1,113,000	1,113,000
	残存酸素量(乾)	vol.%	15.9	15.6
吸排気損失		mmA%	75 x 75	
ガスタービン回転数		rpm	3,000	

負荷吸収設備を含む試験設備の全容を示す。

MW-701形は、そのロータの大形と2軸受構造は世界でも最大級であるため、慎重に設計検討を行い、定格点において最も不釣合感度を下げることに腐心した。ガスタービンは一般に支持剛性が小さいので、これを考慮して最適設計点を見出すのは困難な作業であつたが、

ガスタービンと同時に

開発された支持部の動

剛性を加えて計算でき

るプログラムを用いて

この問題を解決し、実

機ではロータおよびケ

ーシングの加振テスト

も行った。そして計

画値通りの極めて良好

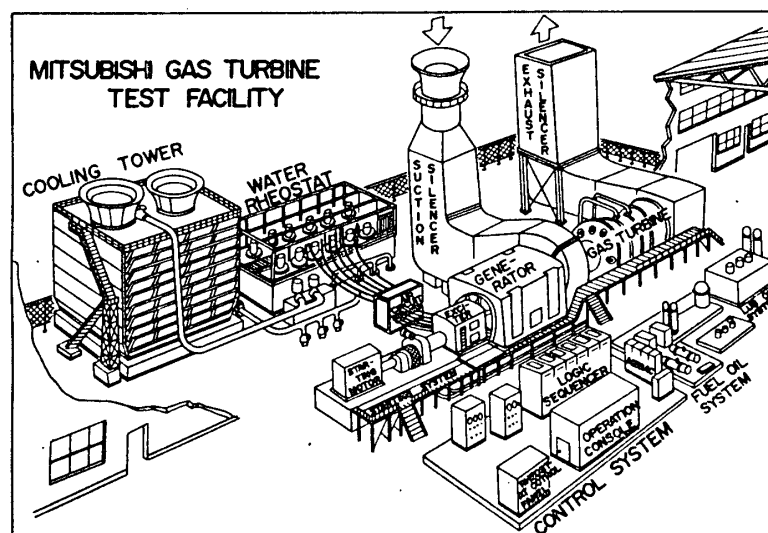
な特性を確認した。

また、一連の試験の中

で、実負荷による負荷

しや断試験も行った。

図2 工場試験設備鳥瞰図



この試験に先立つて、設計段階で制御装置の過渡時応答特性を決定するため、当社が従前より行っているシミュレーションテスト^{*1)}を実施し、これにはモデル機のGD²、流量特性などの実績値を配慮したインプットを用いた。工場試験では良好な結果と

もに、シミュレーション結果ともよく一致することを確認した。

図3は、工場試験時の負荷しや断テスト結果例(100%負荷)を示す。

この工場試験では、無負荷から
ピーク負荷に亘って性能確認を行
い、予想と極めて一致したデータ
を得た。表2は、MW-701
形ガスタービンの性能を示す。

図3 負荷しや断テスト結果例



4. 納入実機

現在、納入したMW-701形ガスタービンは、いずれも順調な運転を続けており、初号機にあつては本年4月現在、10000時間を経過した。納入されたプラントの概要について表3に示す。これらのプラントは、設置場所が寒冷・熱帯の2地域

表3. 納入実機の主要項

プラント	台数	出力 kW (ISO ピーク)	用途	型式	使用燃料	冷却方式
A	2	74,040	非常用	パッケージ	軽油	空冷
B	4	82,110	ベース負荷	コンベンショナル	天然ガス 原油	閉回路水冷
C	2	82,110	ベース負荷	コンベンショナル	天然ガス 原油	閉回路水冷
D	3	91,500	ベース負荷	パッケージ	天然ガス ディーゼル油	空冷

と分れており、また、使用燃料が天然ガスから原油に至るまでの各種燃料が使用されている。

表3中に示す出力の相違は、初号機においては慎重を期してタービン入口ガス温度を低く抑えていたが、その後、実績を把握しながら最終目標までレーティングを上げたものである。

図4は、納入Dプラントの外観図を示す。

図4 Dプラントの外観図



5 現 地 運 転 経 過 と 実 績

現地における据付工期は、屋内外タイプ、付帯設備との関連等によつて異なるが、最も早いパッケージタイプのDプラント例では、本体オンベースから試運転開始まで21日と云う実績がある。殊に振動については前述のように注意深く設計したので非常に良好な特性を示し、短期間にフィールドバランスを実施することができた。試運転調整は、最も早い例では、初着火より併入後全負荷運転まで僅か1日でなし遂げた例もあり、全機平均では8日となつている。

引渡し後の運転経過とその実績を、Bプラントに例をとれば、表4の通りである。

表4. Bプラント運転実績

ユニット	経過時間 (A)	運転時間 (B)	事故停止時間 (C)	設備信頼率 (%) $A-C/A$	運転信頼率 (%) $B/B+C$
1	10,840	9,224	87	99.20	99.07
2	9,580	7,968	79	99.17	99.02
3	8,023	6,632	62	99.23	99.07
4	6,298	5,010	10	99.84	99.80

左の表にみるように、設備ならびに運転信頼性は、99%を維持している。

事故停止時間の内訳を、表5に示す。

表5の事故停止例において、燃料系のトラブルが大部分を占めているが、初期においては燃料ノズルスweep系の設定不良による詰りとガス燃料中に供給元の事故による液分混入が主である。ガスタービン本体についてはこの間、トラブルは皆無であつた。

表5. 事故停止時間の内訳(Bプラント例)

	ユニット1	ユニット2	ユニット3	ユニット5
○ガスタービン	0	0	0	0
○電気系(含、送電系)	9	7	4	5
○燃料系	75	67	46	4
○冷却水系	2	2	0	0
○計装	1	0	0	0
○排ガスボイラ	0	1	2	0
○誤操作	0	2	10	1

第1回目のガスタービンの解放点検は、現時点では、上記Bプラントの4台のみであるが、初回と云うことで各々約1ヶ月をかけて本体の主要部を慎重に点検した。

解放結果で異常は全くなく、タービン動静翼は些細な腐食・消耗の兆候も見られず、良好な状態を示して

いたが、これは当社開発のコーティング翼が無処理原油の燃焼に対して効果を示しているものである。燃焼器には、部分的な焼損も全く見られず、またクラックなどもほとんど認められなく良好な状態であつた。ガスタービンの主軸受は、蒸気・ガスタービンを通じて当社最大寸法の新設計品であつたが、これも事前の試験研究成果と同様全く正常な状態を示していた。

6. あ と が き

昭和51年、大容量新機種 MW-701 形ガスタービンを開発し、本年になつてその初号機は、10000時間の運転時間を経過した。そして現在、全プラントとも機械的にも信頼性の面においても好調な運転を継続している。

今後、この機種は、大容量機として50Hz 地域での需要に、ますます応えてゆくことが期待されている。

参考文献

*1) 日浦・神立、ハイブリッド計算機によるガスタービンシミュレータ、

日本ガスタービン会議講演論文集、(73-6)

竹矢ほか、ハイブリッド計算機によるガスタービンシミュレータの開発、

三菱重工技報 Vol. 9, No. 5

発電用大容量ガスタービンについて

徳 永 賢 治 (株)日立製作所 日立工場)

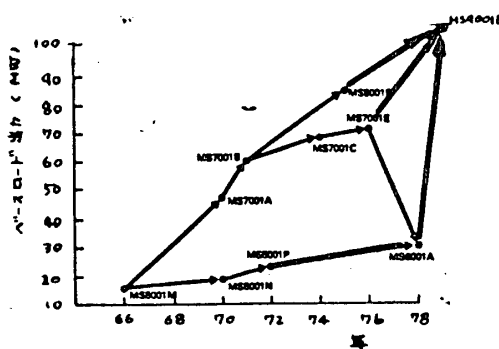
1. はじめに

燃料事情ならびに電力需要構造の変化にともない、高効率大容量ガスタービンの需要、ならびにその地位は、急速に高まりつつある。一方また、ガスタービンの持つ様々なすぐれた特長から、従来用途上国において多く利用されてきた中容量ガスタービンは、最近次第に大容量機へと移行しつつある。このような状況を考慮し、本論文は、発電用大容量ガスタービンの開発、発展の状況ならびに現状について、日立-GE ハド-デュ-ティ形ガスタービンと例に述べるものである。

2. 大容量ガスタービンの開発と発展の概要

ガスタービンは、高度にシステム化されたプラントであり、またその信頼性は、ガスタービンの設計製作とすすめるにあたって最も重要なファクターの一つである。よってその技術の進歩は、一歩一歩の着実な実証の積み上げからなっているものである。

第1図は、日立-GE ガスタービンにおける50 Hz 発電用大容量機であるMS9001E形ガスタービンの開発の経緯と出力によって示したものである。MS9001E形ガスタービンは、過去に開発されたガスタービン技術の集大成にもとづいて開発されたもので、具体的には、60 Hz 発電用大容量ガスタービンMS7001E形の空力性能ならびに翼冷却技術ならびにMS6001形の燃焼器設計技術とベースとしている。第1表は、日立-GE 形ガスタービンにおけるMS6001B形、MS7001E形、MS9001E形の3機種についてその仕様の概要を示すものである。



第1図 日立-GE ガスタービン大容量化の推移

上述のような点を考慮し、日立-GE ガスタービンにおける新しいモデルの開発、設計にあたっては、幾何学的相似設計とその基本的な設計方針としている。すなわち、新しいモデルの開発に際し、構造上の寸法を変更する場合には、その空力学ならびに機械設計上の相似性を保つためよう設計パラメータを設定し、ベースとするモデルの豊富な実証経験が参照にならぬよう配慮されている。第2表は、相似設計則を適用した場合の主要な設計パラメータとそのスケール比を示すものである。

なお、このようにして開発されたガスタービンには、現地運転からの豊富な実績、

表1 日立-GE MS6001B, MS7001E, MS4001E 形ガスタービン

主要仕様一覧表

ガスタービン形式	MS6001B		MS7001E		MS4001E	
出力定格クラス	ISO A-3	ISO B-7	ISO A-3	ISO B-7	ISO A-3	ISO B-7
出力	35,300 kW	38,100 kW	72,400 kW	78,800 kW	107,000 kW	115,600 kW
熱消費率 (LHV)	2825 kcal/kWh	2815 kcal/kWh	2719 kcal/kWh	2709 kcal/kWh	2701 kcal/kWh	2644 kcal/kWh
効率	30.4 %	30.5 %	31.6 %	31.7 %	31.8 %	31.4 %
圧力比	11.5	11.7	11.5	11.7	11.5	11.7
タービン入口ガス温度	1085℃	1141℃	1085℃	1141℃	1085℃	1141℃
空気流量	137 kg/s	137 kg/s	271 kg/s	271 kg/s	383 kg/s	383 kg/s
排気温度	534℃	569℃	528℃	563℃	525℃	560℃

(注) 上表の仕様は、吸気部 102 mm H₂O、排気部 127 mm H₂O の圧力損失を考慮して算出したものである。

経験がフィードバックされ、さらに一層の改善が積み重ねられていくことは、言うまでもないことである。

以下、ガスタービンの主要な構成要素である圧縮機、燃焼器、メービンの3点に焦点をあて、さらに詳細に説明していくこととする。

3. 圧縮機

比較的初期の日立-GE MS5000形ガスタービンは、定格回転数 4860 rpm で、このとき、圧力比 6.78、空気流量 72.2 kg/s であった。その後回転数は 5100 rpm ままで上げられ、さらに空気量の増加と圧力比の上昇がはかられ今日の日立-GE ガスタービンの圧縮機のベースが完成した。日立-GE ガスタービンにおける圧縮機の空気流量および圧力比は、表2図および表3図に示すような変遷をたどって発展してきた。

日立-GE 大容量ガスタービンの構造例

表2 相似設計ガスタービンのスケール比

スケールファクター	0.5	1	2
圧力比	1	1	1
効率	1	1	1
回転数	2	1	0.5
周速	1	1	1
空気流量	0.25	1	4
出力	0.125	1	4
重量	0.125	1	8
価額	1	1	1

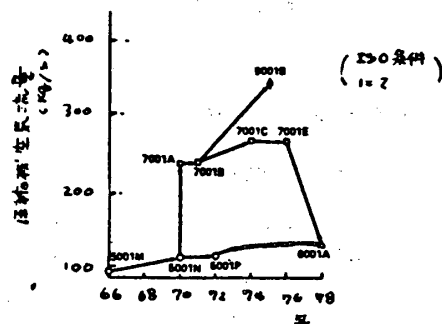


表2 日立-GE ガスタービン空気流量増大の推移

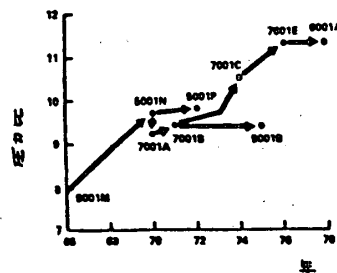


表3 日立-GE ガスタービン圧力比上昇の推移 (ISO 条件に於て)

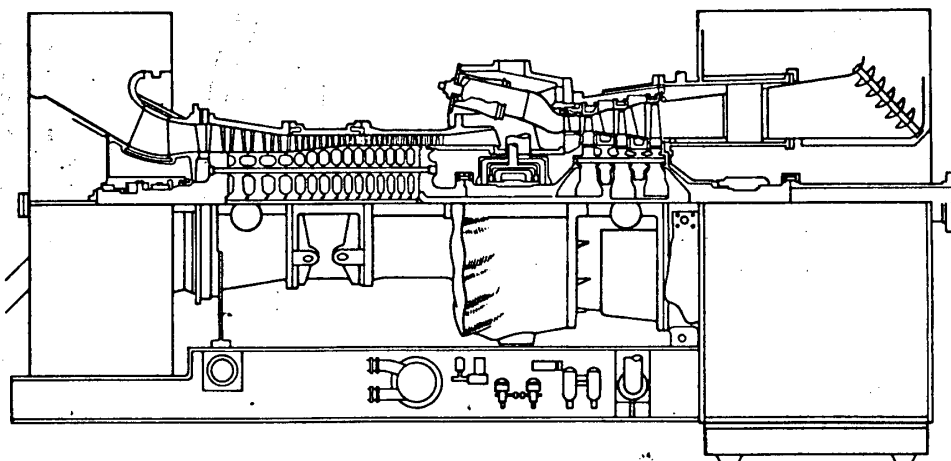


図4 日立-GE MS4001E形 ガスタービン 断面図

として、図4はMS4001E形ガスタービンの断面図を示す。このガスタービンの圧縮機は、17段から成っており、各段のディスクは、締付ボルトによって結合され、一本のロータを形成している。また、タービン部の空冷タービン翼に冷却空気を供給するため、16段から抽気できる構造となっている。なお、圧縮機ロータディスクの信頼性を高め、低サイクル寿命寿命を改善するため、コールドスピンドルおよびホットスピンドルテストが実施される。

4. 燃焼器

日立-GE形ガスタービンに使用されている燃焼器は、リバーフローマルチチャン形式で、その構造は図5に示すようになっている。燃焼器における燃焼反応域の温度は、 1650°C 以上になっており、種々の設計上の配慮が必要になる。

大流量高温ガスタービンの燃焼器を設計するうえで考慮すべきファクターには、着火性能、保炎性能、燃焼効率、全圧損失率、

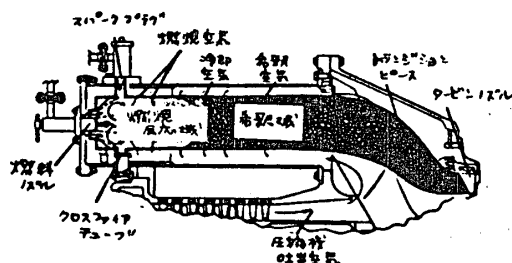


図5 日立-GE ガスタービン 燃焼器構造図

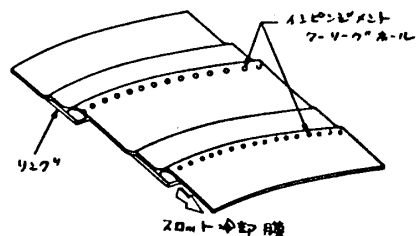


図6 スロット冷却式燃焼器ライナ構造図

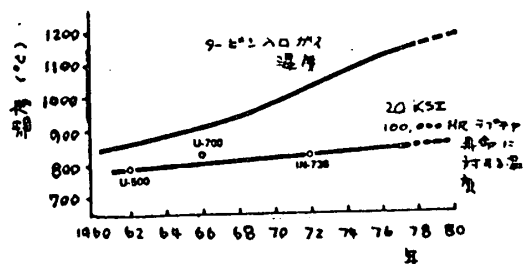


図7 9-ビン パート別燃焼器の進歩と9-ビン入口ガス温度の上昇の推移

燃焼器出口温度の一定，ライナ冷却性能，燃焼負荷率など，その他数多くのファクタが考えられるが，なかでも高温化にともない，ライナの冷却問題が最大の問題になりつつある。

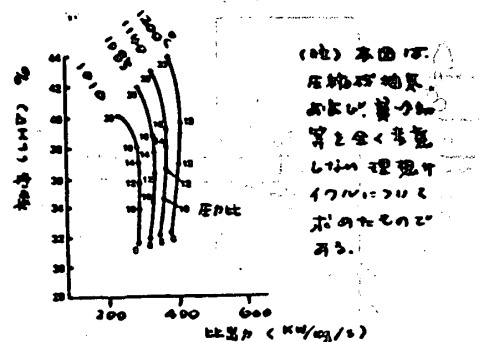
燃焼ガス温度の上昇は，必然的に従来より多量の空気を燃焼反応のために消費することとなる。このため，日立-GE大容量ガスタービンにおいては，従来のルーバ式ライナ冷却法に代って，スロット式ライナ冷却法が採用された。第6図は，このスロット式冷却ライナの構造を示すものである。スロット式冷却ライナの採用により，効果的なライナ冷却が可能となったため，燃焼器ライナの全長は従来のルーバ式に比較し，約30%短くすることが可能となった。

5. タービン

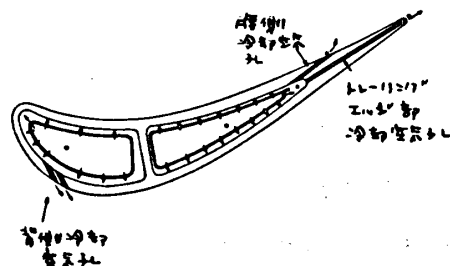
タービン入口ガス温度の上昇による大容量高効率化は，現在ガスタービンにとって最大のテーマである。日立-GEガスタービンにおいても1961年に815°Cであったタービン入口ガス温度は，今日第1表に見られるように，ベースで1085°C，ピークで1141°Cまで至っている。

タービン入口ガス温度の高温化は，主として材料に関する技術の進歩とタービン翼冷却技術の進歩によるものである。

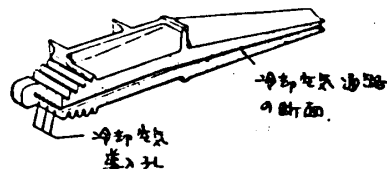
第7図は，タービンバケット材料の進歩とタービン入口ガス温度上昇との関係を示したものである。本図より平均的に毎3.5°Cずつタービン入口ガス温度は高くなってきたことがわかる。3.5°Cのタービン入口ガス温度上昇を単独サイクルガスタービンに適用すると，出力にして約0.6%，



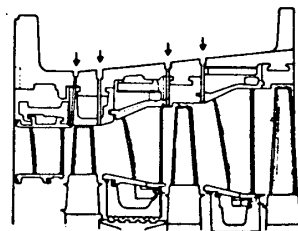
第8図 タービン入口ガス温度、圧力比と燃焼器出口温度の関係



第9図 MS7001Eガスタービン用スロット冷却構造図



第10図 MS7001Eガスタービン用スロット冷却構造図



第11図 MS7001Eガスタービン用スロット冷却構造図

効率にして約 0.2% の向上をもたらすことになる。

ガスタービン機の熱効率および比出力は、熱サイクル上の 2 つのパラメータ、すなわち、タービン入口ガス温度と圧力比に依存している。第 8 図は、この関係を理想サイクルについて計算し、図示したものである。実際には翼冷却による影響を大きく受けるため、効率ならびに比出力とも図示したものよりかなり低い値となる。

翼冷却の面においても、ガスタービンはこの数年長足の進歩をしてきた。1960 年代の初めにノズルの冷却が採用され、つづいて 1972 年には第 1 段バケットの冷却技術も確立されて、ピーデューティ用のガスタービンのタービン入口ガス温度は 1000°C を越えるところまで進歩した。さらに冷却量に関する技術は種々改善され、現在の MS9001E、MS7001E 用のガスタービンにおいては、初段、第 2 段のノズル、バケットにも空冷技術が適用されている。第 9 図および第 10 図は、日立 GE MS7001E 用のガスタービンのノズルおよびバケットの冷却構造を示すものである。ノズルはインピンジメントクーリングと対流およびフィルククーリングの組合わせ、バケットは対流冷却を基本としている。

タービン入口ガス温度の上昇と歩を合わせて、構造の面でも種々の改善がなされつつある。一つの例としてタービンケーシングに設けられたボアスコープホールをあげることができる。これにより保守点検がより容易に実施できるように改善された。なお、このボアスコープホールは、ボアスコープによりノズルバケット等の目視検査を容易にするために設けられたものであるが、タービン翼のクラック検査のためのエディカレントプローブ~~探~~検入用としても、また、ノズルの変形量テック等にも利用されている。第 11 図は、タービン部に設けられたボアスコープホールの概略を示すものである。

6. おわりに、

発電用大容量ガスタービンの開発、発展の状況と現状についてその概要を述べてきたが、現在ガスタービンに関する技術は、ますます大きな発展の過程にあり、その用途、応用の面においても、今後さらに飛躍的な発展が期待される。このような時機において、本論文が、ガスタービンに関係される多くの方々に何らかの御参考になり得れば幸である。