

A-1 ガスタービン用燃焼器の排出ガスの石研究(オ1報)

* 能倉 寿尚 (船舶技術研究所)
羽鳥 和夫 (船舶技術研究所)

1 まえがき

昭和48年に環境庁から環境基準が告示されて以来、自動車および定置式燃焼装置から排出する大気汚染物質の低減対策は各方面で種々研究が進んでいる。一方、船用機関についてはまだ規制の対象になっていないが、地域的な環境アセスメントが進むと、内海および港湾などでは陸上と同様な規制が行なわれることが予想される。

ここでは船用を対象とした連続燃焼機関のうち、ガスタービンについて燃焼器から排出する大気汚染物質の低減に関する基礎的な実験を行なったので報告する。

2 NO_x測定上の問題と燃焼器内のNO_xの挙動

排出ガス中の窒素酸化物を測定する際、ガス採取にステンレス製のフローブを用いると、これの冷却の程度によりNO_x中のNOの割合が異なることがみられた。図-1は空燃比60で燃焼した場合に排気管から4孔式のステンレス製フローブでガスを採取し、フローブの冷却温度を変えたときの濃度である。図示のようにフローブ出口のサンプルガス温度が上昇するとNOの濃度が低下していく。これはフローブの冷却が不十分になるとステンレス管の温度が上昇し、触媒作用が活性化してNO₂がNOに変換していくものと考えられる。そこで石英製フローブ(無冷却)と比較した。図-2はフローブの材質、管径を変えたときのNO/NO_x値であるが、十分冷却したステンレス製フローブは石英製フローブと同値である。従ってNOあるいはNO₂を測定する場合にはフローブの選定に注意する必要がある。

ところでガスタービンから排出するNO_xにはかなりのNO₂が含まれていることが報告されており、本実験でも図-1あるいは図-2にみられるようにNO₂の割合が多い。このNO₂が燃焼器内のどの部分で生

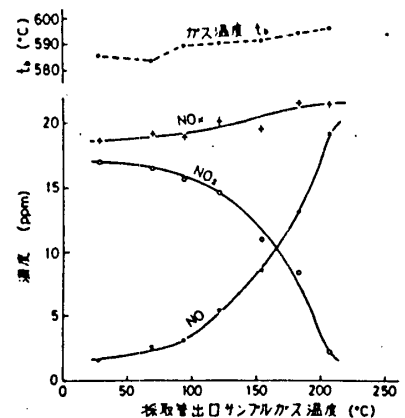


図-1 ガス採取管の冷却温度の影響

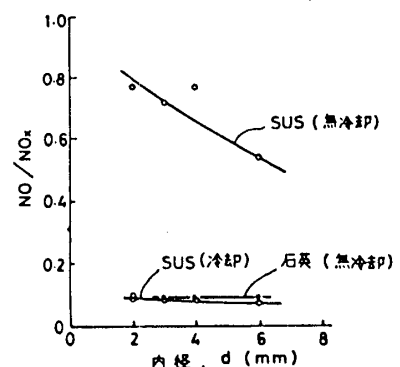


図-2 採取管の径および材質の影響

給するようにした。ここで同類となるのはタンクに貯蔵中にエマルジョンが分離することで、分離の程度を試験管により調べた結果を図-7に示す。時間とともに油分の多い相と水分の多い相の二相に分離するが、この時間内では水

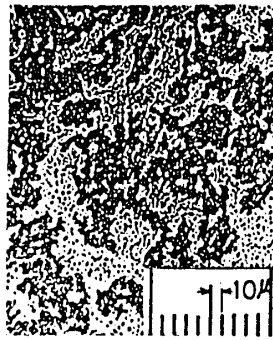


図-6 エマルジョン

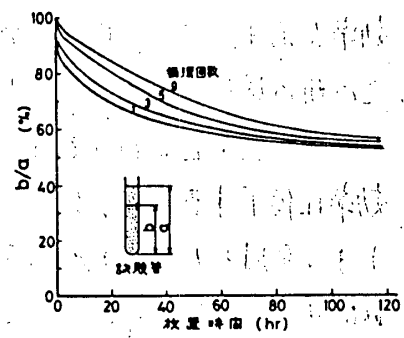


図-7 エマルジョンの安定性

のみが分離することはなかった。実験中は時々エマルジョンを循環して均一化している。なおエマルジョンの水分量はTISによる検水器で測定した。CO₂ガス混入は燃焼用空気に混入するもので、液体CO₂を気化して用いた。

ガス採取は燃焼器後流500 mmの位置でNO_x、CO系とHC系に分け、前者はステンレス製水冷式、後者はステンレス製無冷却式のフローア(いずれも4孔式)を用いている。サンプリングラインはNO_x、CO系は常温のテフロン管、HC系はステンレス加熱管(200℃)とした。ガス分析器にはNO_xは化学発光式、COはNDIR式(いずれも東芝ベックマン製)、HCはガスクロマトグラフ(島津製)を用いた。なおHCはTHC(CH₄基準)として分析した。

出口ガス温度は燃焼器後流400 mmの位置で断面を13ヶの等面積に分割し、その面積二等分線の midpoint に二重しゃへい管付PR13%熱電対(素線径0.2 mm)を設置し、デジタル温度計で記録した。平均温度は13点の算術平均とした。

実験条件は大気圧下で、総空気量 0.15 kg/sec, 0.18 kg/sec, 入口空気温度 常温~250℃, 微粒化用空気/燃料=0.5(重量比), 燃焼用空気(CO₂も含む)/総空気=一定とした。

3-2 実験結果

(1) 水添加およびCO₂混入による影響

燃焼特性: 水添加を行なうと火炎は青炎からやや赤みをおび、形状は不鮮明になる。水添加率 R_w (水/(灯油+水), 重量比) が小さいところでは安定した燃焼をしているが R_w が大きく 0.43 では不安定になり条件の急変で失火が生じた。一方 CO₂ 混入をすると火炎は青みを増し、CO₂ 混入率 R_{CO_2} (CO₂/燃焼用空気, 重量比) 0.2 では燃焼が不安定になった。

図-8は灯油-水エマルジョン燃料を用い、燃焼器入口空気温度が常温のときの出口ガス温度と燃焼

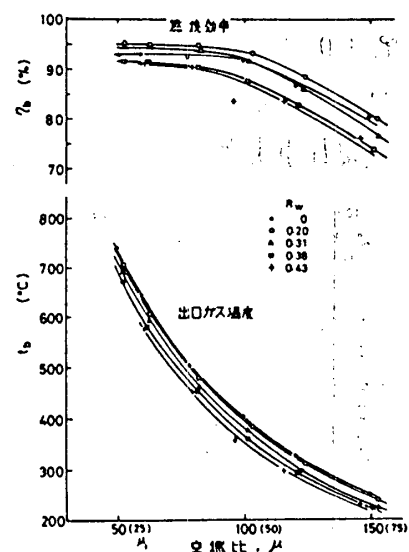
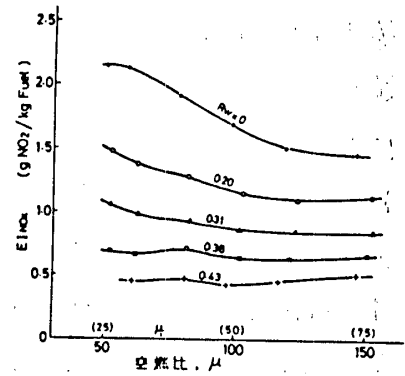


図-8 水添加による出口ガス温度、燃焼効率の変化

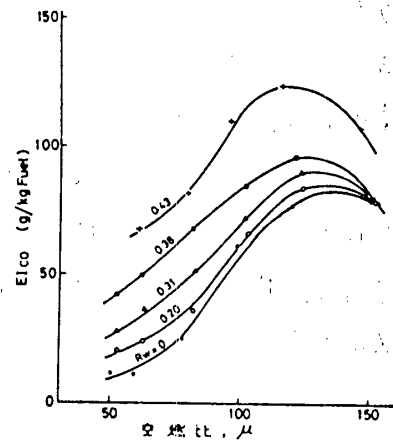
効率を示す。R_wが増すとガス温度は低下していく。この所の燃焼効率はR_wが小さいときは水添加のないときの値を上まわっている。R_wが大きいと燃焼効率は低下する。R_wが小さいところでの効率の向上する原因として、水の蒸気爆発により燃料液滴が微細化され燃焼が促進すること、あるいは水成ガス反応が起こり、これらが水の冷却効果を上まわっていることが考えられるが、後述のCO、HCの排出量がR_wの増大とともに増加していることから、燃焼効率については更に検討を要する。

図-10 aにCO₂混入による空燃比60のときの燃焼効率を示す。R_{CO2}が大きくなると燃焼効率は低下し、R_{CO2}=0.15で約2%である。またパラメータとして入口空気温度(CO₂も含む)を変えたが、50℃から250℃の上昇で効率の増加は1%である。

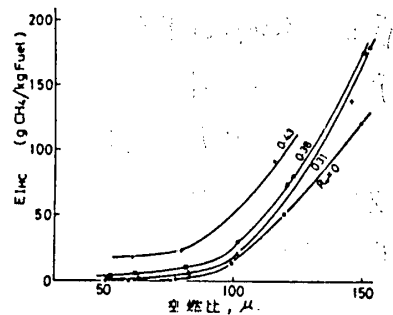
排ガス特性： 図-9 a, b, cに水添加によるNO_x, CO, HCの排出指数を示す。NO_xは水添加の効果かはっきり表われておりR_w=0.31でNO_xは約半減する。図の横軸は空燃比で、R_wが小さいときは空燃比の増大とともにNO_xは低下するが、R_wが大きくなると空燃比に関係なくほぼ一定となっている。一方、CO、HCはR_wの増大とともに増加する。特にCOは空燃比120で最高値を示しているが、これは空燃比が大きくなるとこれに伴ない燃焼領域内の空燃比が大きくなり、燃焼温度が低下してCOの反



a. NO_xの排出指数

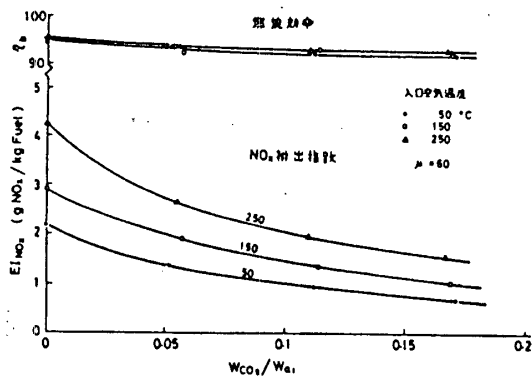


b. COの排出指数

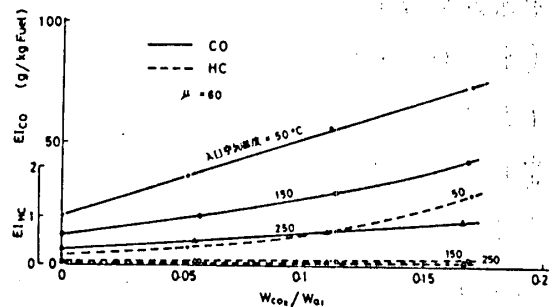


c. HCの排出指数

図-9 水添加による影響



a. 燃焼効率およびNO_xの変化



b. COおよびHCの変化

図-10 CO₂混入による影響

応が阻害されCOが増加する。空燃比120以上では更に温度が低下し、燃料の分解が阻害されCOまで反応が進行しないことによると考えられる。空燃比120以上でHCが急増することからも以上のことが推察される。

CO₂混入の場合、空燃比60のときのNO_x、CO、HCの排出指数を図-10 a bに示す。R_{CO₂}が増すとNO_xは低減し、R_{CO₂} = 0.1で約半減している。入口空気温度が増加すれば燃焼温度が上昇し、当然NO_xは増加する。CO、HCはR_{CO₂}が増大すれば増加していくがその程度は入口空気温度が低いほど著しい。

(2) 整理

水添加およびCO₂混入とも燃焼ガス温度が低下するので、NO_x、CO、HCに及ぼす温度低下の影響について整理した。ガス温度として出口ガス温度の平均値を用いた。

またNO_xの低減率およびCO、HCの増加率を次式で表わす。

$$\text{低減率} = \frac{EI_i^{\circ} - EI_i}{EI_i^{\circ}}, \quad (\text{一の場合増加率})$$

ここで、EI_i[°] : 水添加あるいはCO₂混入のないときの物質iの排出指数

EI_i : 水添加あるいはCO₂混入時の物質iの排出指数

出口ガス温度の低下はt_{b0} - t_b (t_{b0} : 水添加あるいはCO₂混入のないときの温度)

で表わし、空燃比あ

るいは入口空気温度

をパラメータとして

低減率および増加率

を求めたのが図-11

および図-12であ

る。図-11は水添

加の場合でNO_xの低

減率は空燃比の依存

性がほとんどないこ

とがわかる。温度低

下約23℃で低減率

は50%になっている

。COおよびHC

は空燃比の依存性が大き

く、空燃比が小さいほど増加率は大きい。図-12はCO₂混

入の場合でNO_x低減率は入口空気温度の依存性はほとんどなく、温度低下約16℃で

低減率50%になっている。COおよびHCの増加率は依存性が大きく、入口空気温

度が低いほど大きい。

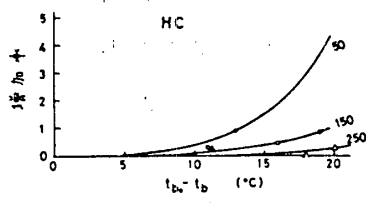
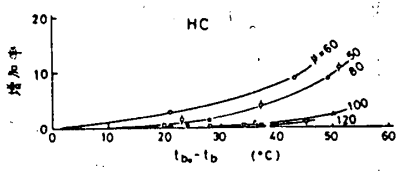
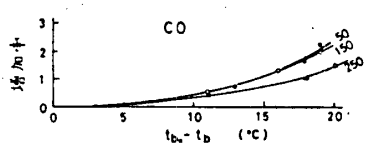
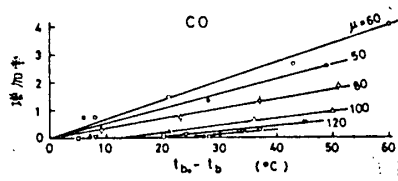
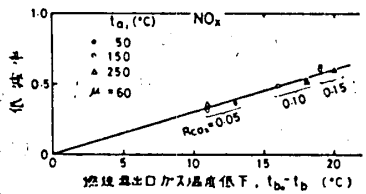
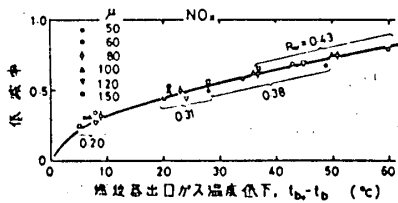
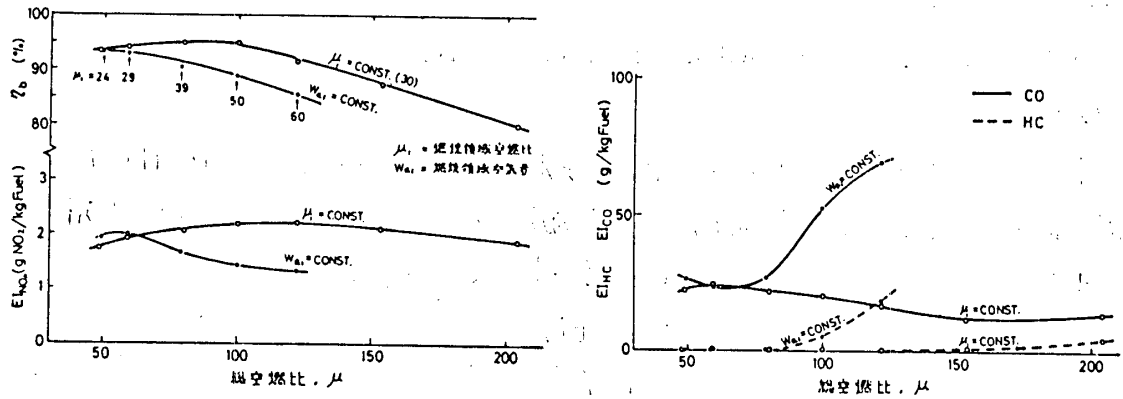


図-11 水添加の効果

図-12 CO₂混入の効果

(3) 燃焼器内の空気配分

低負荷時では一般に未燃分の増加がみられる。これは燃料の微粒化が低下することの他に燃焼領域内の空燃比が大きくなるため、余剰空気の冷却効果により燃焼が不完全になる。そこで燃焼領域内の空燃比を常に一定に保つような空気配分を行なった。その結果を図-13に示す。いずれも総空気量は 0.18 kg/sec である。



a. 燃焼効率と NO_x の変化

b. CO と HC の変化

図-13 空気配分の効果

W_{a1} 一定の方法は通常の配分法で燃焼用空気と希釈用空気の配分は空気流入面積により決まり、総空燃比が変わると燃焼領域内の空燃比 μ も変わる。一方、 μ_1 一定の方法は総空燃比が変わると燃焼用空気量が変わる。ここでは総空燃比 60 のとき両者の条件を一致させている。図示のように W_{a1} 一定の方法にくらべ、 μ_1 一定にすると総空燃比の大きいところで燃焼効率、CO、HC の改善が著しい。また NO_x は全空燃比にわたりほぼ一定になっている。

4 まとめ

- ① 排ガス中の NO 、 NO_2 の測定にはアローフの送定が重要である。
- ② NO_x 中の NO_2 の増加は温度低下の著しい希釈領域でおこることが確認できた。
- ③ 水添加および CO_2 混入とも NO_x 低減には効果があるが、CO および HC の増加もかなりある。また水添加率および混入率が大きいと不安定燃焼になる。
- ④ 水添加および CO_2 混入による NO_x の低減率は温度低下分では整理できる。
- ⑤ 燃焼領域内の空燃比を一定にすることにより、高空燃比領域における燃焼効率の改善および未燃分の低減化が可能である。

[参考文献] (1) 佐野, 日本ガスタービン学会会報, 第3巻, 第11号, 50-12, (2) 加藤ら, NO_x への挑戦, 日本熱エネルギー技術協会, (3) R. Kollback, ASME Paper No. 74-WA/GT-3, (4) H. Shaw, ASME Paper No. 75-GT-70

* 石橋 洋二 (株) 日立製作所日立研究所
 大森 隆司 同上
 内山 好弘 同上

1. まえがき

近年ガスタービンの利用分野は急速に拡大しており、それとともに燃料も多様化する方向にある。例えば石炭ガス化発電プラントにおいては、CO、H₂を主可燃成分とする1200 Kcal/Nm³程度の低カロリーガス用のガスタービン燃焼器が必要となる。また高炉ガス用の場合には更に800 Kcal/Nm³程度の燃焼器の開発が要求される。

これらの低カロリーガス火炎は従来用いられている天然ガス火炎に比べて火炎温度がかなり低く、また高炉ガスの場合には燃焼速度が天然ガスの1/2程度となる。このため燃焼器開発にあたっては、火炎の安定化、高負荷燃焼化、燃焼器空気配分の最適化、CO低減法など多項目の研究開発が必要である。このため燃焼器開発を初率よく進める上において、低カロリーガス火炎の基礎的現象の把握が重要と考える。

本研究は低カロリーガス火炎の吹消之特性を明らかにする目的で、“C₃H₈ + N₂”、“C₃H₈ + H₂ + N₂”の合成低カロリーガスを用い、旋回流バーナによる火炎の観察実験と吹消之実験を行った結果を報告する。

2. 実験装置

図1に燃焼器の概略と実験装置の系統を示す。燃料には市販のC₃H₈とH₂を用い、それぞれオリフイス流量計で計量した後、所定の発熱量となるようにN₂で希釈し、燃料ノズルへ導く。バーナは燃料ノズルとスワラを同軸上に配置した一般的な形式のものである。

燃焼筒はアルミナ・シリカ製のものと、火炎及び流動観察には石英管を用いた。

燃料ノズルとスワラの詳細を図2に示す。燃料ノズルは載頭円錐形で噴出角90°であり、噴孔は2.5φ-16と1.5φ-20のものを用いた。スワラは羽根外径54φ、内径34φ、旋回角15°、

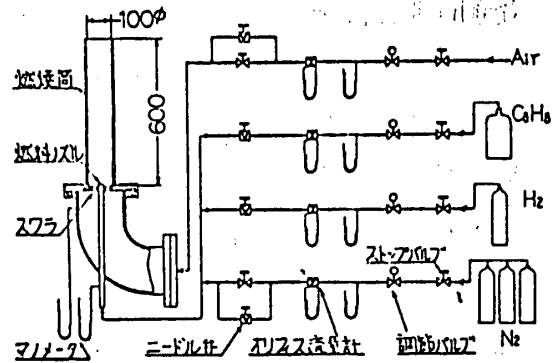


図1 実験装置の概略

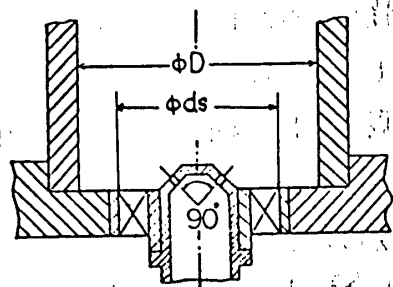


図2 バーナ部詳細図

30°, 45° (軸方向に向け)である。なお計算によるスワール数はそれぞれ0.25, 0.49, 0.84である。

火炎温度の測定は線径0.1φのPtRh(20%) - PtRh(40%)を用いた。ガスサンプリングは外径6φの水冷二重管で行い、CO, CO₂は赤外線吸収式、HCは火炎イオン式、NO, NO_xは化学発光式の分析計及びガスクロマトグラフを用いた。

実験はすべて大気圧、入口ガス温度は大気温度である。

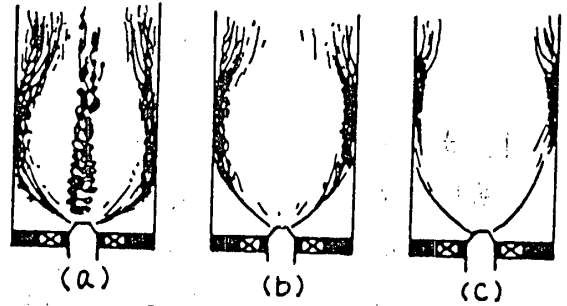


図3 火炎形状

3. 実験結果と検討

3.1 低カロリー火炎の形状

旋回流火炎の火炎形状に関しては多くの研究がなされているので、ここでは燃料中にN₂を添加した場合の火炎形状の変化について述べる。空気に過剰率1近傍のC₃H₈のみの火炎は図3(a)に示す如く燃料噴流に沿って形成されカップ形を呈しており、火炎面は非常に強く乱れ、燃焼騒音も大きい。カップ形火炎の後流は循環流により流線が収縮するので(図5)絞られる。火炎は全体的に不輝炎であるが、ガス流速が1m/s程度以下になると中心部付近に不規則に旋回運動するカーボン発生による輝炎が存在するようになる。

このような火炎の燃料中にN₂を添加することにより、燃焼速度が低下し火炎面の乱れが小さくなるとともに燃焼騒音も小さくなる。更にN₂添加量を増すと中心部の輝炎が消滅するとともに火炎は全体的に薄くなり後流側に伸び、燃焼筒内壁に沿って内環状の火炎となる。(図3(b))更にN₂を加えていくと内環状火炎は後流側に移行し、カップ火炎と分離する傾向を示す。(図3(c)) 燃焼筒が長い場合には両火炎は完全に分離もしくはカップ火炎が吹消された後も円

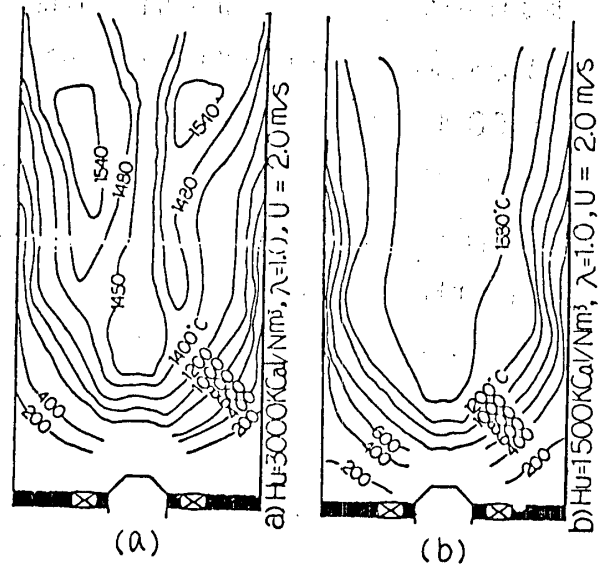


図4. 温度パターン

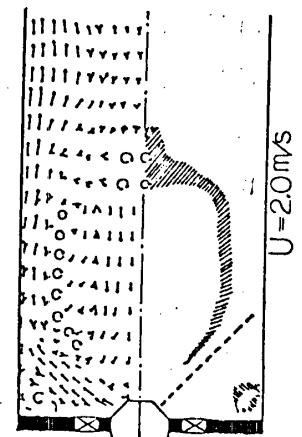


図5. 流動パターン(U=2%)

環状火災が単独で存在する場合もある。このような $C_3H_8 + N_2$ の低カロリー火災の温度パターンを図4に示す。等温線は燃焼筒の外周付近に沿って走っており、この領域で主な発熱反応が進行しているものと推測される。発熱量 3000 Kcal/Nm^3 と 1500 Kcal/Nm^3 を比較すると、カロリー差に対応して燃焼ガス温度差は 100°C 程度と表れて現れている。また等温線は 1500 Kcal/Nm^3 の方が 3000 Kcal/Nm^3 に比べて相当下流まで広がっており火災が長く伸びていることと対応する。図5は燃焼筒径 100 中の常温空気の流れの観察による流動パターンを示すもので、再循環領域の長さは燃焼筒径の $0.8 \sim 1$ 倍程度と表れている。この関係は燃焼筒径が $65\phi \sim 142\phi$ までほぼ成立していることを確認した。

3.2 低カロリーガス火災の吹消え

図6に C_3H_8 に N_2 を添加し、低カロリーガスとした場合の燃料発熱量 H_u による火災吹消え流速 U_{BO} の測定結果を示す。縦座標の U_{BO} は全ガス流量 (Nm^3) を燃焼筒断面積で割った値である。火災の吹消えは燃料過剰側 ($\lambda < 1$) と希薄側 ($\lambda > 1$) で起り、 $H_u = 2000 \text{ Kcal/Nm}^3$ ($Q_{C_3H_8}/(Q_{C_3H_8} + Q_{N_2}) = 0.093$) では火災は概略 $\lambda = 0.8 \sim 1.9$ の間で存在し、その外側では吹消える。一般に安定領域は流速を小さくすると狭くなるが、本実験の範囲 ($U = 3.5 \text{ m/s}$ 程度) では両側の吹消え空気過剰率 λ の顕著な近寄りや起らない。ところが発熱量が小さい 1500 Kcal/Nm^3 の場合には U_{BO} を大きくしていくと両者の λ は互に接近し、 $U_{BO} = 3 \text{ m/s}$ 程度では概略 $\lambda = 1$ が最大吹消え流速となり、これより更高流速では安定火災は存在しない。 $H_u = 1250, 1000 \text{ Kcal/Nm}^3$ とも同様の吹消え特性を示し、最大吹消え流速は $\lambda = 1$ 近傍であり、それぞれ値は 1.2 m/s

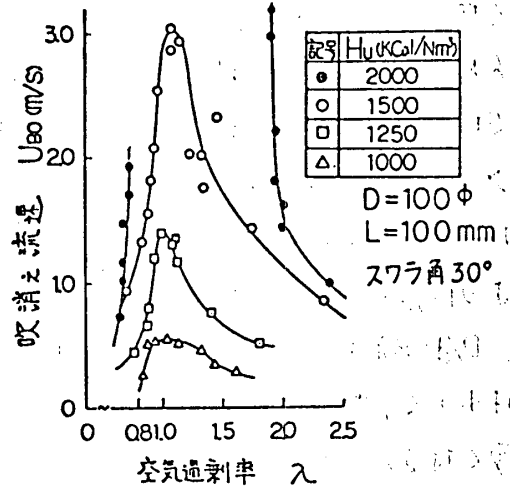


図6. 吹消え特性 ($C_3H_8 + N_2$)

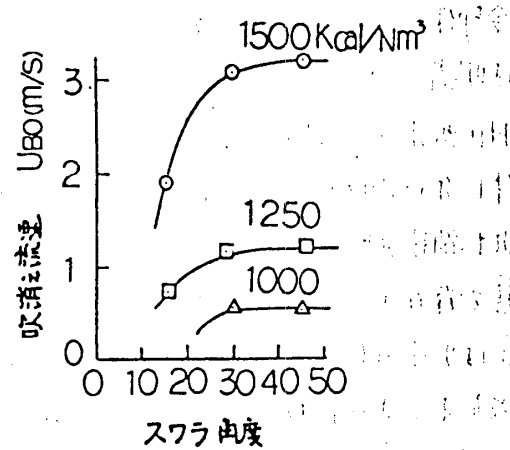


図7. 旋回角による U_{BO} の変化

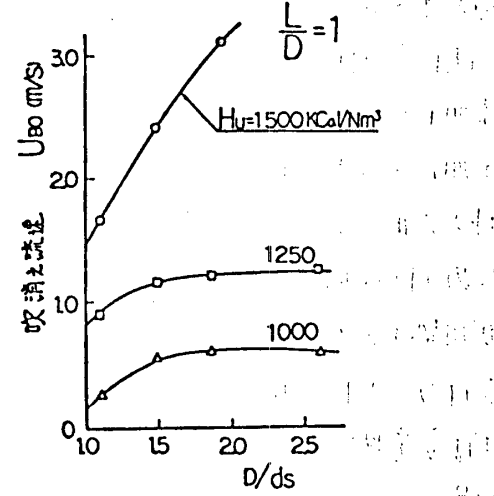


図8. 燃焼筒径による吹消え流速の変化 ($C_3H_8 + N_2, \lambda = 1$)

0.5 m/s とする。図7はスワラ角による U_{BO} の変化を示したもので、いずれの H_u においてもスワラ角が大きくなるにつれて U_{BO} も大きくなる。但し、 30° 以上にするとその影響は小さくなる。図8に燃焼筒径による U_{BO} の変化を示す。横座標は燃焼筒径 D とスワラ羽根外径 d_s の比であり、 D/d_s を大きくしていくと U_{BO} は次第に大きくなるが、1000, 1250 kcal/Nm³ の場合には $D/d_s \approx 1.8$ 以上では D/d_s の影響をほとんど受けにくくなり、 U_{BO} はほぼ一定値となる。 D/d_s の影響は H_u が高くなるほど大きくなる傾向にあり、1500 kcal/Nm³ では $D/d_s > 1.8$ 以上でもその影響を受け U_{BO} は一定とならない。この D/d_s の U_{BO} への影響は次のように考えられる。 D/d_s が小さい領域では、 D/d_s が小さいほど燃焼器着積、再循環領域は小さく、燃焼筒からほめたす火災の割合は多くなる。このため D/d_s を小さくすると燃焼筒内の燃焼割合が減少するとともに外気の冷却作用により火災温度の低下が起り、火災は吹消し易くなるものと考えられる。また、 H_u が小さく D/d_s が大きい場合、吹消し条件に近い円環状火災は燃料ノズルから相当離れた循環領域後縁近傍にほとんど浮上った状態で存在している。この事からこの火災の安定は火災の伝播速度と軸流速度との釣り合いで成立するようにすることが考えられ、このため図8の如く一定流速条件で吹消しが起るものと考えられる。

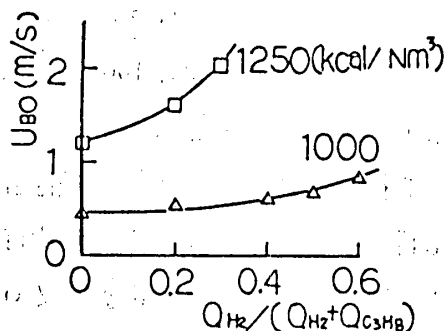


図9. 水素添加の影響 ($\lambda=1$)

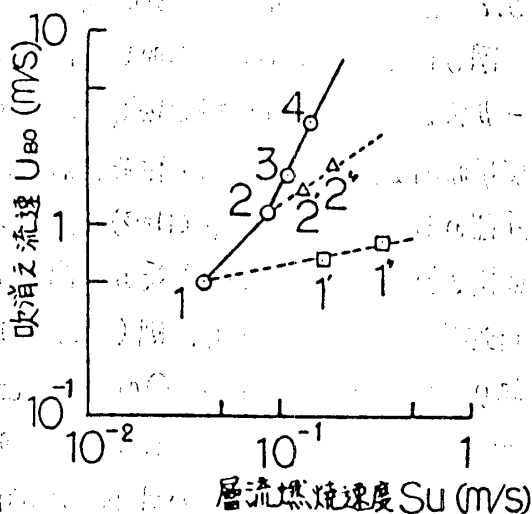


図10. U_{BO} と S_u の関係

次に " $C_3H_8 + N_2$ " に燃焼速度の違い H_2 を添加した場合の吹消しの検討を行った。 H_2 添加により火災長さは短くなり、そして燃料ノズルに近接して火災が形成される。このため H_2 添加量が多いときには、燃料ノズルが加熱され赤色となる。このように H_2 添加を行うことにより燃焼速度が増加し、火災形状は安定燃焼の形態を呈する。図9に H_2 添加量による U_{BO} の変化を示す。実験は混合燃料 ($C_3H_8 + H_2 + N_2$) の発熱量が一定の条件で

表1 燃料ガス組成

	H_u (kcal/Nm ³)	Fuel
1	1000	$C_3H_8 + 20.7N_2$
1'	1000	$0.6C_3H_8 + 0.4H_2 + 13N_2$
1''	1000	$0.4C_3H_8 + 0.6H_2 + 9N_2$
2	1250	$C_3H_8 + 16.3N_2$
2'	1250	$0.8C_3H_8 + 0.2H_2 + 13N_2$
2''	1250	$0.7C_3H_8 + 0.3H_2 + 12N_2$
3	1350	$C_3H_8 + 15.1N_2$
4	1500	$C_3H_8 + 13.4N_2$

H₂ の添加量を変化させている。図から明らかになるように H₂ 添加により U_{BO} は大きく変わるが、その増加割合は H_u が高い程大きい。1000 Kcal/Nm³ では Q_{H₂} / (Q_{H₂} + Q_{C₃H₈}) を 0.6 としても U_{BO} は 0.5 m/s から 0.8 m/s 程度にしか変わらないが、1250 Kcal/Nm³ では Q_{H₂} / (Q_{H₂} + Q_{C₃H₈}) が 0.3 程度で 1.2 m/s から 2.1 m/s まで増加する。

火災の吹消之に影響する因子は多いが、燃焼速度の影響は特に強いと考えられるので、U_{BO} の変化を層流燃焼速度 S_u との関係に整理した。なお、"C₃H₈ + N₂" と "H₂ + N₂" の S_u は Gerry の実測値を用いた²⁾。また "C₃H₈ + H₂ + N₂" の S_u はそれぞれの燃焼速度と燃料濃度の積の和 (S_u = S_uC₃H₈ · C_fC₃H₈ + S_uH₂ · C_fH₂) とした。図10のデータマ-7に付した番号は表1に示す燃料発熱量と組成に対応する。図において S_u と U_{BO} は一本の線上に乗らず、それぞれ異なる勾配を有する。U_{BO} の S_u への依存度は "C₃H₈ + N₂" の 1250 Kcal/Nm³ 以上の吹消之 (2-3-4) が U_{BO} ∝ S_u^{2.22}, 1250 Kcal/Nm³ の H₂ 添加系 (2'-2'-2') は U_{BO} ∝ S_u^{0.80}, 1000 Kcal/Nm³ (1-1'-1') は U_{BO} ∝ S_u^{0.22} となり、U_{BO} は S_u のみでは簡単に整理できない。

3.3 排気ガス特性

発熱量による排気ガス濃度の変化を測定した結果が図11である。測定は燃焼筒径100中、ガスサンプリングは燃料ノズルから300mm下流において行い、図のデータは半径方向の濃度分布の算術平均値を示した。NO_x は H_u の低下につれて単調に減少し、2000 Kcal/Nm³ で約 10 PPM, 1500 Kcal/Nm³ で 5 PPM 程度となる。一方 CO, HC は 2500 Kcal/Nm³ 付近から増加する傾向にあり、H_u の低下とともに急激に増加し 1500 Kcal/Nm³ では CO が約 3500 PPM, HC が約 300 PPM となる。

1500 Kcal/Nm³ 以下とすると次第に吹消之の傾向に移行し約 1250 Kcal/Nm³ で吹消之る。

4. おわりに 低カロリー火災の基礎的研究として、合成ガスを用いて火災吹消之の実験を行い、吹消之流速の発熱量や H₂ 添加の影響を検討したが、火災の吹消之には流れの場、温度場、バーナ形状などが相互に影響し合っており、単純に燃焼速度のみでは整理できない。今後は更に火災の詳細構造を調べるとともに入口ガス温度、圧力等の影響を検討し、燃焼器開発に役立つたい。

5. 参考文献
- 1) 例之ば 堀 奇雄 才11回燃焼シンポジウム (昭48-12)
 - 2) Gerry H. et al 4th. Symp. on Comb. (1953)

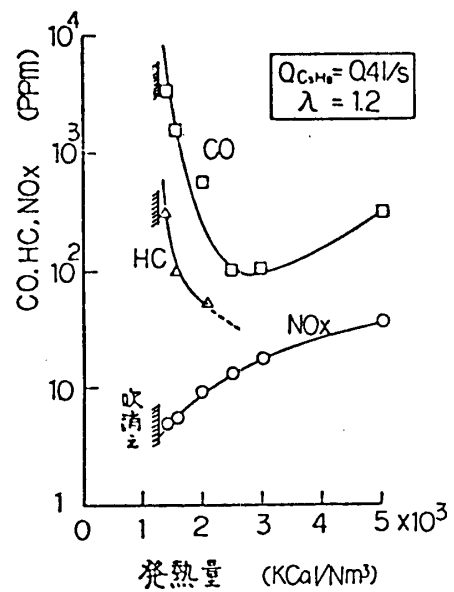


図11 発熱量による排気ガス特性 (C₃H₈ + N₂, U ≈ 1 m/s)

A-3 高圧力比多段軸流圧縮機の可変静翼角および抽気に関する実験

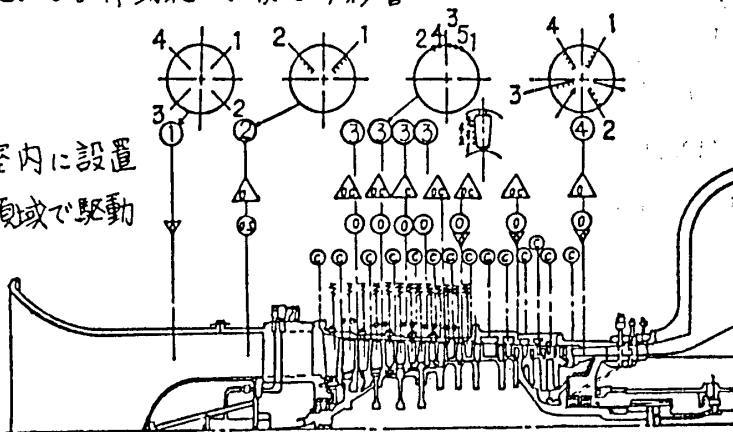
*菅原 昇 (航技研) 大山 耕一 (航技研)
 斎藤 喜夫 (航技研) 田村 敦宏 (航技研)
 宮本 徹え (石川島播磨重工業)

1. まえがき

高圧力比の多段軸流圧縮機では静翼固定のままでは安定した作動範囲は設計点近傍に限られ、その他の領域特に低速において安定した作動範囲が得られない。そのため起動から設計回転速度に至る高速領域まで安定した作動範囲を得るために、静翼取付角を可変にしたり、中間段で抽気する方法が用いられている。一般に可変静翼の取付角は組立時に高い精度で設定されており、回転速度にしたがって可変静翼の取付角を変化させた場合でもその高い精度の維持が要求されている。もし可変静翼の取付角に不均一があった場合、高圧圧縮機の空力性能、作動範囲にどのような影響を及ぼすか、またどの程度の不均一まで許容できるかについてはまだ不明な点が多い。一方中間段からの抽気によって、低速低流量域での性能および作動範囲の改善が得られることはよく知られているが、ワーキング内壁側および外壁側から抽気を行なった場合抽気箇所の違いによる圧縮機性能への影響はまだ明らかではない。本報告は通産省工業技術院の大型工業技術研究開発：航空機用ジェットエンジンの開発：におけるエンジン要素研究の一環として試作された高圧圧縮機空力試験機を用い、可変静翼の取付角の不均一および抽気が圧縮機の性能および作動範囲に及ぼす影響について調べた実験結果について述べる。

2. 実験装置および測定方法

試験機は減圧可能な試験機室内に設置し、高圧力比で大流量の高速領域で駆動力不足の場合は減圧試験を行なえるようにした。試験機は図1に示すような平均半径がほぼ一定の12段軸流圧縮機で、入口案内翼および1-4



修正静翼角	△変動圧力	○平均の振動力	○: 20mmφ水栓
定常性能計測	▽定常圧力	▽温度	△: 静的 ○: ケンガ内壁

(記号)
 N: 回転速度 $\delta = \frac{\lambda \times \text{全圧}}{1.0332}$ 添字
 Q: 流量 * : 設計点
 π : 圧力比 $\theta = \frac{\lambda \times \text{湿度}}{288.16}$ IGV: 入口案内翼
 η_{ad} : 断熱効率 S: 静翼

(設計要目)
 修正回転速度 13200 rpm
 修正空気流量 19.0 Kg/sec
 圧力比 12.4
 入口外径 500 mmφ
 入口ボス比 0.6

図1. 試験機の断面図および計測配置図

段静翼には可変静翼機構を採用している。可変静翼は図2に示すように各段の可変静翼を連結するリングおよびレバーよりなるリンク機構によって機械的に連結されており、試験機本体2個所に取り付けられた油圧アクチュエータの操作によって同時に角度変化させられる機構となっている。可変静翼各段の取付角度変化量の比率はレバーの長さ比によって与えられ回転速度に関係なく一定である。図3は各段取付角変化の比率を示す。また可変静翼の取付角は回転速度の変化に応じて変化量を定められており、今回の実験では図4に示すような関係を与えて実験計測を行なった。

7段静翼は中空になっていて翼端すなわちケシング内壁側より抽気できる。8~10段静翼では外径側シュラウドの各静翼中間位置に4mmφの抽気孔を設けてあり、各段とも0~4%程度の抽気が可能である。

入口および出口位置にはピトー管、熱電対を挿入して、入口の全圧、静圧、温度および出口の全圧、温度を測定し、入口流量、圧力比、効率を求めた。さらに壁圧分布測定のため各段静翼後の外壁面に静圧孔を設けた。また1~4段の各段それぞれ1枚の可変静翼に1点づつ半径方向の異なる位置に全圧測定孔を設け、動翼出口の半径方向全圧分布を測定した。抽気流量は抽気管に設けたオリフイスで求めた。

試験機運転監視並びにサージ、旋回失速等の非常状態を監視、計測するため、ストレインゲージ型圧力センサーを用いるとともにストレインゲージを入口案内翼および1~6段動翼、1~7段静翼に貼付し、翼の振動応力を計測した。ストレインゲージおよび圧力センサーの出力信号はデータレコーダで記録し、オシロスコープで波形を監視した。性能計測は自動計測とし、オンラインデータ処理を行なった。

3. 実験結果

3.1 可変静翼取付角が不均一な場合の性能

実験は可変静翼の取付角が0.5以内を正常な場合とし、不均一が1°以内および2°以内の場合における性能計測を行なった。図5は正常と不均一が1°以内および2°以内の各可変静翼の取付角の不均一量を示す。図5の不均一量はA点を基準とし各計測点との差を示した。取付角の不均一は主として可変静翼を連結しているリングの変形および変位によるもので、

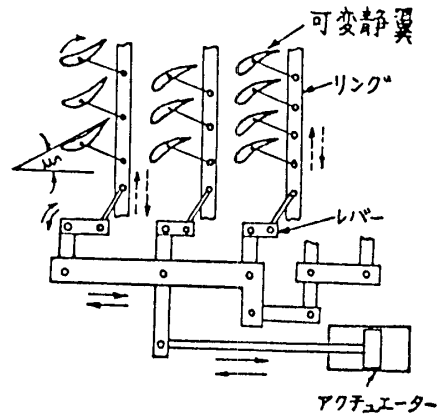


図2. 可変静翼のリンク機構

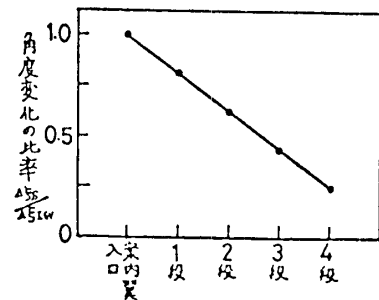


図3. 各段の可変静翼角度変化率

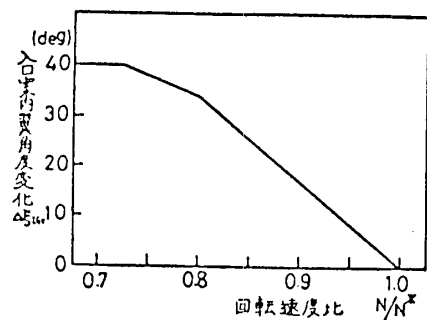


図4. 可変静翼スケジュール

本実験では図5に示すように不均一の最大値は各段いずれも円周方向のほぼ同一位置にある。図5には $\Delta\epsilon_{IGV} = 0^\circ, 40^\circ$ の場合のみ記入したが、その間の $\Delta\epsilon_{IGV}$ では上記の両者の範囲内であった。

図6は可変静翼取付角の正常な場合と不均一が 1° 以内の場合について $30\% \sim 100\% N^*$ までの圧縮機全体性能の比較を表わしたもので、修正回転速度をパラメータとし修正流量に対する圧力比および効率の関係を示す。

$85\% N^*$ 以上の高圧力比、大流量の高速領域では駆動動力不足のため回転速度の上昇とともに入口絞り弁を閉じて減圧試験を行なったので入口全圧は低下し、 $100\% N^*$ では約 0.2 ata となりレイノルズ数は著しく低下した。そのため 85% 以上の高速領域では低流量側で圧力の上昇が得られず設計値よりも作動範囲が縮小した。全般的に不均一の影響が現われ圧力比および効率の低下を招いているが、 $80\% N^*$ 以上の高速領域ではその影響は軽微であり、 $100\% N^*$ まで安定した作動範囲が得られた。しかし $80\% N^*$ 以下の低速領域では効率の低下および作動範囲の縮小など不均一による悪影響が現われている。

図7は低速領域における不均一が 1° 以内および 2° 以内の場合の全体性能である。図7の作動限界線とはサージまたは翼の振動応力および圧力変動が大きく、圧縮機の運転続行に危険な状態の発生点近傍を示す。破線は正常で、実線は不均一が 1° 以内、また一点鎖線は不均一が 2° 以内の作動限界線である。

取付角不均一が 1° 以内の場合、 $70\% N^*$ 以下の低速領域では作動範囲内においても

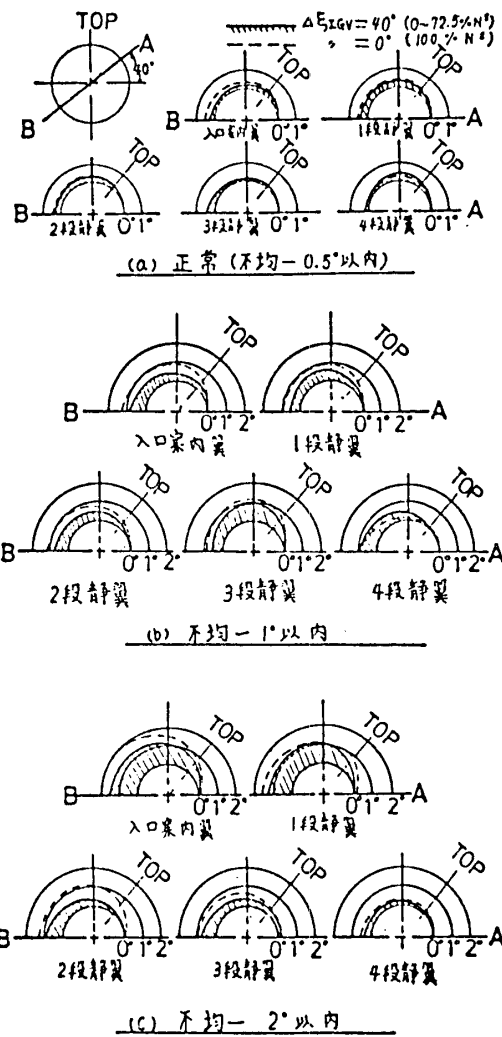


図5. 可変静翼取付角の不均一分布

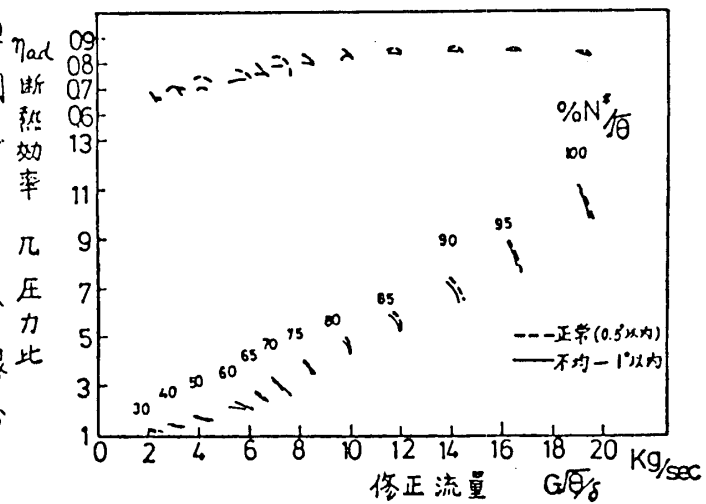


図6. 取付角の不均一が 1° 以内の全体性能

前段は旋回失速の状態にあり、翼の振動応力が増加し、図7に示すように性能の低下および作動範囲の縮小が認められた。70% N^* 以上では旋回失速はなく、また翼の振動応力も回転速度の上昇とともに減少し、80%以上の高速領域では前述のように取付角が正常な場合とほぼ同様に安定した作動範囲が得られた。

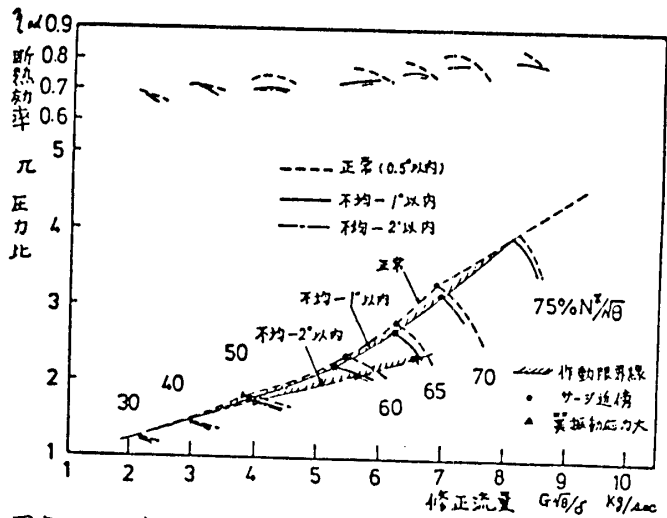


図7. 低速領域での不均一がある場合の全体性能

取付角不均一が2°以内の場合、40% N^* 以下では不均一が1°以内の場合より若干性能が低下する程度であったが、回転速度の上昇とともに翼の振動応力および圧力変動が急激に増大し、60% N^* 以上では安定した作動範囲が得られず、事実上運転不能であった。

図8は作動限界線近傍での正常および不均一が1°以内の場合の1~4段動翼出口の半径方向全圧分布を示す。

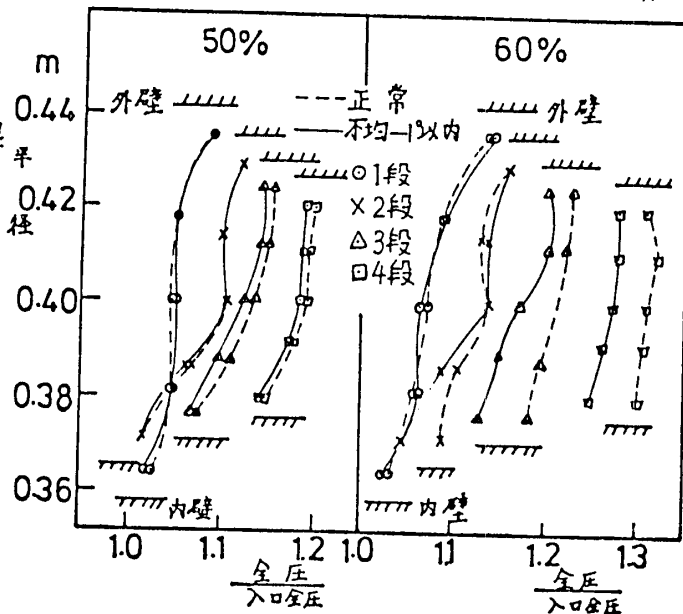


図8. 1~4段動翼出口での半径方向全圧分布

50% N^* では2段動翼のhub側はひどい正失速の状態にあつて、出口圧力は1段動翼出口よりも低くなっており逆流していると思われる箇所である。その影響を受けて、4段動翼出口でのhub側の圧力が低下しているようである。圧力分布は正常および不均一がある場合ともほぼ同じ傾向を示し、取付角不均一による影響はあまり現われていない。

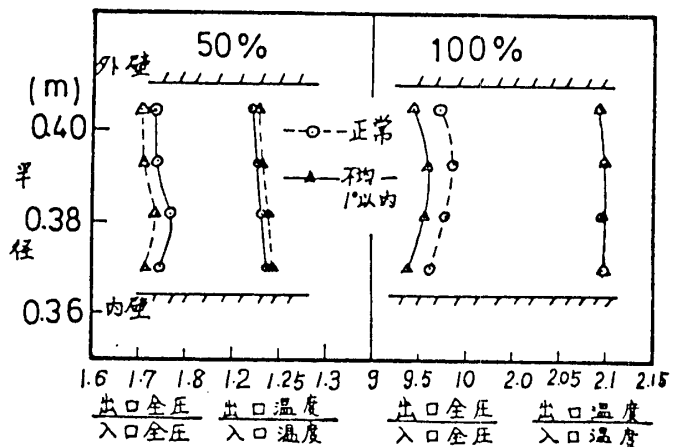


図9. 不均一がある場合の半径方向出口全圧・温度分布

60% N^* では取付角不均一の悪影響が2段動翼のhub側に現われて失速がひどくな

り、3、4段動翼もその影響をかなり受けていることがわかる。70%N*以上では2段動翼のhub側の失速はなく、取付角不均一による影響は減少した。

図9は正常および取付角不均一が1°以内の場合の半径方向出口圧力、温度分布である。圧力および温度分布は正常および不均一がある場合とも同じ傾向を示し、取付角不均一による影響は現われていない。このように半径方向に影響が現われなかったのは取付角の不均一が4段静翼までであって、5~12段は正常であること、また圧縮機出口までの距離が長く、かつ流路幅が次第に狭ばまってゆくため、不均一による影響は下流の各段で徐々に緩和されたものと考えられる。

3.2 低速領域での抽気による性能

多段軸流圧縮機が低速低流量領域で作動している場合、一般に前段翼列は正失速し、終段翼列は負失速の状態となる傾向にある。したがって中間段より抽気すると、抽気点より上流の段では翼列流入角は減少し下流の段では流入角が増加するので、圧縮機全般にわたって翼列の失速は緩和され性能の改善と作動範囲の拡大が期待できる。抽気に最適な段および抽気率は圧縮機の設計および使用条件によって左右されるので一律

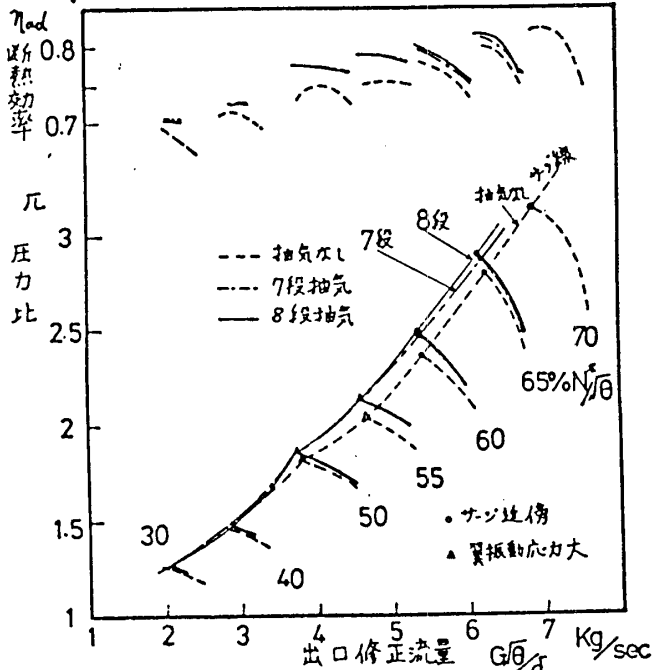


図10. 抽気した時の全体性能

に決められないが、本実験では運転範囲全体にわたりほとんど失速することなく安定した作動状態にある7、8段より抽気することとし、7段静翼で内壁側より抽気した場合と8段静翼外径側シユラウドより抽気した場合における効果を比較することとした。抽気率は抽気孔の面積で制限され、抽気弁全開にして7段抽気では約3.5%、8段抽気では約3.8%であった。実験範囲は65%N*以下の低速領域とした。

図10は抽気状態の圧縮機の全体性能を示す。40%N*以上の範囲では抽気によって圧力比、効率の向上とともにサージ線は低流量側へ移動し作動範囲が拡大しており抽気の効果認められる。7段抽気と8段抽気の効果と比較すると55%N*まではほとんど同じであり、60%N*以上では8段抽気の方が効率および作動範囲ともに僅かによい結果を示しているが、抽気率が0.3%程度多いことを考慮すると両者の効果はほぼ同じと考えられる。

図11は40%および55%N*でのサージ近傍の作動点における1~4段動翼出口の半径方向全圧分布を示す。40%N*では抽気しても圧力分布は抽気なしの場合とほぼ同

じであり特に目立った効果はないが、55% N* では2段以降でhub側の圧力分布が改善されているのが認められ、図10の性能曲線の傾向と一致していることがわかる。図11から明らかのように抽気なしの場合、2段動翼のhub側近傍はひどい正失速の状態にあつて出口圧力は1段出口圧力よりも低く、いわゆる逆流状態にあり、3、4段動翼のhub側もその影響を受けて圧力がひどく低下している。こ

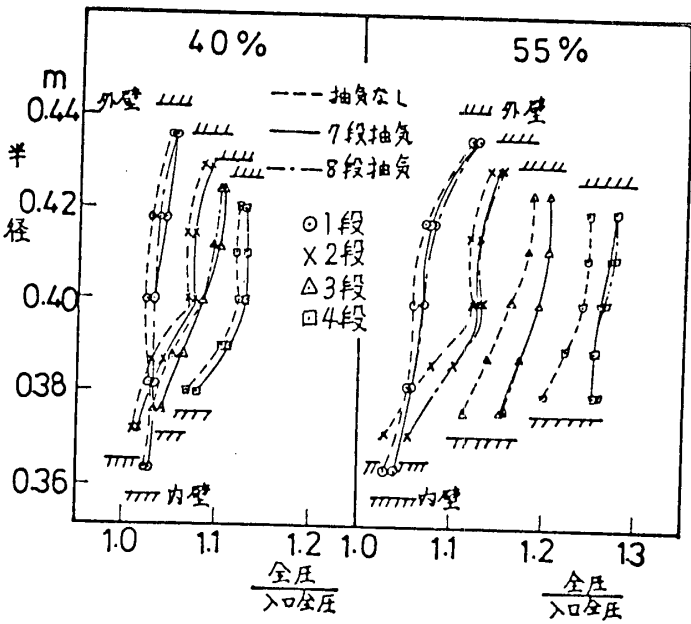


図11. 抽気した時の1~4段動翼出口の全圧分布
 圧力分布を改善するためには外壁側に抽気孔のある8段抽気よりも内壁側に抽気孔のある7段抽気の方により多くの効果があるのではないかと期待があつた。しかしこの実験では両者の圧力分布はほとんど同じであり、そのため抽気の効果は図10に示したようにほぼ同じ結果になつたものと思われる。このように抽気位置の影響が現われなかつた理由として次のことが考えられる。まず図1に示すように2段動翼と抽気位置との距離が長く抽気段流路幅の約10倍あり、しかも抽気段の流路幅は2段動翼の約40%に狭められているので構造上2段動翼に対する抽気位置の差が現われにくいこと、次に今回の実験では抽気率が小さいので抽気段近傍の流れ状態および翼列性能に与える抽気位置の影響が比較的小さく、圧縮機全体の性能に及ぼす影響に差を生ずるまでには至らなかつたものと考えられる。

5. まとめ

可変静翼の取付角に不均一があつた場合における性能および作動範囲に及ぼす影響が明らかになつた。取付角の不均一が1°以内の場合、70% N* 以下の低速領域では性能の低下、旋回失速の発生および作動範囲の縮小などの悪影響が現われたが、80% N* 以上の高速領域では影響は軽微で実用上大きな支障はなかつた。取付角の不均一が2°以内の場合は50% N* 以上では回転速度の上昇とともに翼の振動応力および圧力変動が増大し安定した作動範囲が得られず事実上運転不能であることがわかり、取付角の不均一の許容限界が明らかになつた。

中間段からの抽気によって低速低流量領域における性能および作動範囲の改善が得られ、抽気の効果明らかとなつた。

(文献) 1) 大山, 菅原他 G.T.C.Jオ3.4回定期講演会論文集 2) 菅原, 大山他 機械学会第54期全国大会講演会論議

A-4 実機エンジンFJR710/10によるインレットディストーション試験 (I)

* 森	田	光	男	(航技研)
関	根	静	雄	()
吉	田	晃		()
中	山	普		()
吉	田	公	則	(川崎重工業)

1. はじめに

ジェットエンジンやファンエンジンの入口流れは、飛行中に受ける横風や突風によりインテークで剥離を起したり、離陸中の機体の引き起しによって不均一流れを生じ一様でない。この様に入口流れが非一様性を総称してインレットディストーションと呼んでいる。

インレットディストーションには、圧力の非一様性(圧力ディストーション)と温度の非一様性(温度ディストーション)がある。また、これらが同時に起る場合(複合ディストーション)がある。一方見方を変えて、ディストーションの起り方が時間的なものと場所的なもの、またこれらが混在する場合など色々に分類することが出来るが、航空機用エンジンの場合、以上述べた全てのディストーションが混在して起ると考えられる。

一般に、これらのインレットディストーションによって、圧縮機やファンの性能は低下し、失速限界を低下させ、甚だしい場合には旋回失速やサージングを誘発する場合がある。これらについては多くの理論的解析、実験的考察がなされ、高田¹⁾によってよくまとめられている。

航空機用エンジンの場合、インレットディストーションによるサージングは避けなければならず、そのためにも耐インレットディストーション特性とでも云うべきものを把握する必要がある。そこで今回、航空機用エンジンの耐環境性能試験の一環として、FJR710/10 エンジンを用いたインレットディストーション試験を行ったので試験設備について紹介し、結果の概略を報告する。

2. 試験装置

実機エンジンを用いたインレットディストーション試験のために、エンジン入口に非一様流れをつくる方法としては、エンジン前面に金網または孔あき板を取り付ける方法と、エンジン前方に向けて多数のエアージェットを噴き出す方法が採用されている。前者は比較的装置も簡単でNASAでもJ85を用いた試験が行われている^{2),3),4)}が、時間的に変化するディストーションはつけられず、またディストーションパターン

日本ガスタービン学会講演論文集(78-6 第6回定期講演会)

を変えるためには、その都度色々な金網に取り替える煩雑さがある。それに反し、後者は2次空気をエンジン入口で主流に逆って噴出し、主流との間で運動量変換を行わせてディストーションを与えるもので、装置としては大掛りで複雑になるが、任意のパターンのディストーションを時間的にも変化させて容易につけられる利点があることから、同じくNASAではTF30を用いた試験が行われている^{5), 6), 7)}。

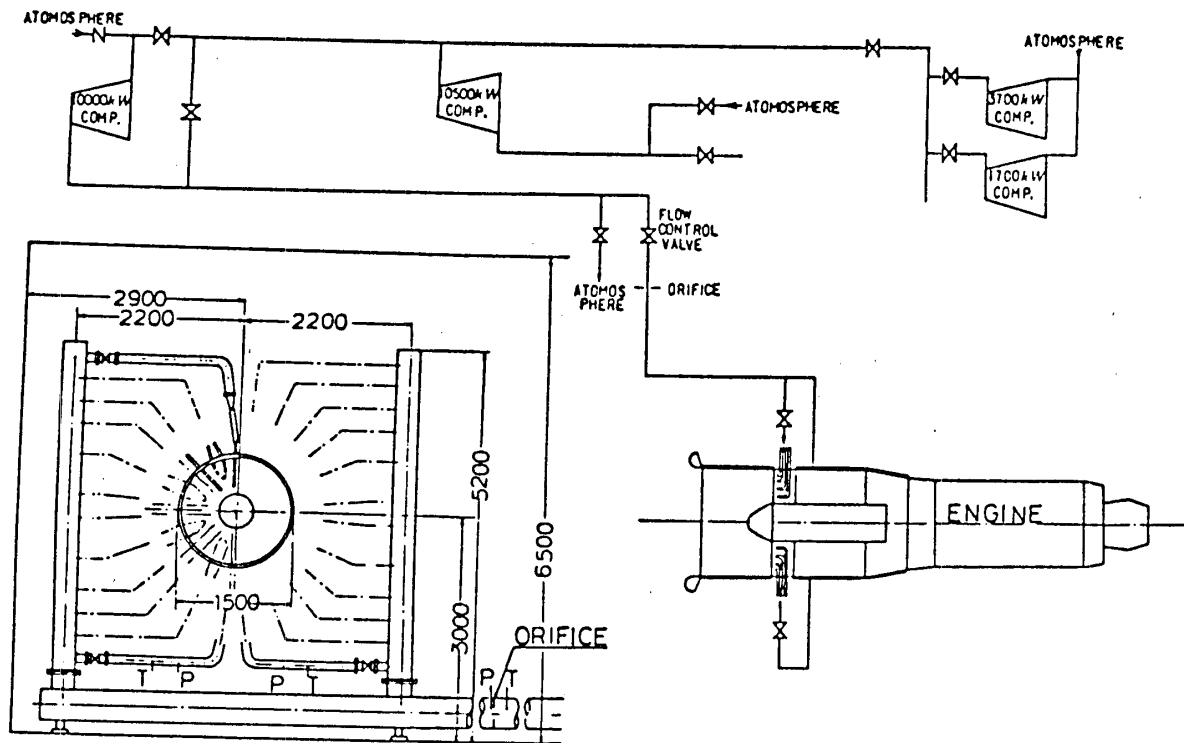


図1 インレットディストーション発生装置系統図

当航空宇宙技術研究所においても今後の試験の容易さから後者を採用した。図1に本装置の系統図を示す。

図に示す通り、2次空気の空気源は既設の4台の圧縮機で最大 15 kg/cm^2 の圧縮空気を供給することが可能である。2次空気は流量調整弁と放風弁で調圧されたのち、オリフィスで計量され24個の分配弁を経てディストーション発生デバイスに供給される。

図1の左下隅はこのデバイスを正面から見た図である。図に示す通りエンジン入口を8等分し、それぞれのセクターに13個、合計104個のノズルがエンジン前方に向けて設置されている。1個の2次空気分配弁は4個または5個のノズルを受け持っている。したがって円周方向ディストーションはこの24個のバルブ操作によって任意につけることが出来る。2次空気噴出ノズル径は最大 20^ϕ で、ワッシャー型ノズルを取り付けることによって絞ることが出来る。半径方向ディストーションは、このワッシャー型ノズルのかわりに盲蓋を取り付けることによって任意につけられる。また

、これらの組合せによって任意のパターンのディストーションをつけることが出来る。

ノズル単体試験で得られた流量特性を図2に示す。図中破線は計算値で、実測値との差はノズル接続フランジおよび内径23.9φのノズル取り付け管に於ける圧力損失によるもので、図3に示す元圧と圧力損失の関係とよく一致している。設計時に予想された圧力損失は、元圧3.0 kg/cm²、Re 3.3×10⁵で、図2にパイプ1の場合0.575 kg/cm²、パイプ2の場合0.774 kg/cm²で実際にはこれよりやや小さな値になっている。

3. インレットディストーション発生試験及び結果

本装置をFJR710/10 エンジンに装着して行なったディストーション発生試験及びエンジン全体性能計測の計測点を図4に示す。

図に示す通り、ファン入口(ステーション②)に5点温度計付き5点くし型ピトー管を8本取り付け、ディストーションパターンおよび温度分布の計測を行なった。

インレットディストーションによる翼振動応力およびピトー管、ディストーション発生装置の各部材の応力監視のため、表1に示す個所にストレインゲージを貼付し、応力の監視、計測を行なった。それ以外は通常のエンジン全体性能計測に必要な計測点だけにとどめ

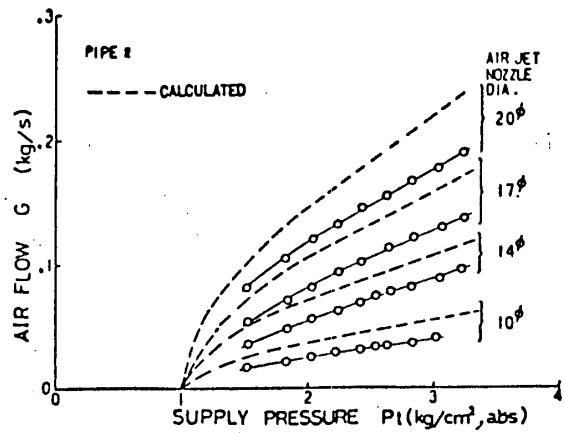


図2 ノズル流量特性

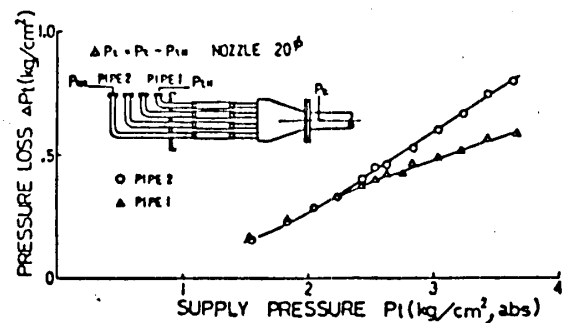


図3 元圧と圧力損失の関係

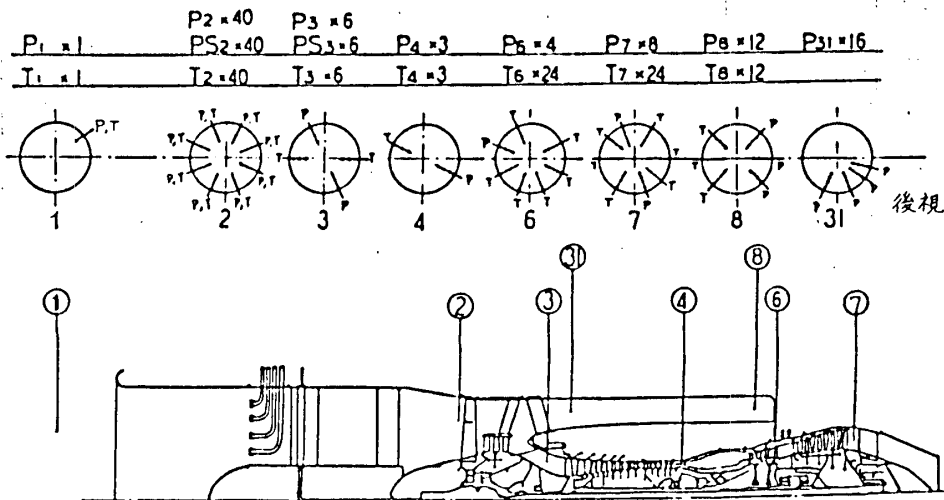


図4 エンジン計測点西配置図

ストレインゲージ貼付箇所	個数
ディストーション発生装置パイプ	8
インター前部ストラット	4
インター後部ストラット	4
ファン入口ピトー管	8
ファン1段動翼	4
ファン2段動翼	2
圧縮機入口案内翼	2
圧縮機5段静翼	2

表1 ストレインゲージ貼付一覧表

た。

ファン空気流量に対するエンジン入口の圧力損失の関係を、2次空気噴出ノズルの数をパラメータにして表わしたものを図5に示す。

ここで WITHOUT IDD はディストーション発生デバイスを取り付けない状態で、WITH IDD はこのデバイスは取り付け2次空気は噴出しない場合、即ちハードウェアだけによる圧力損失を示したものである。右上隅の数字は、数字左側に斜線で示す範囲に2次空気を噴出したノズルの本数で、表2の UNIT に対応している、2次空気元圧は約 2.5 kg/cm^2 である。この図から2次空気噴出ノズル数に比例して圧力損失は増大し、ほぼファン空気流量の2乗に比例して圧力損失が増大することがわかる。これらの関係をより詳しく調べたものを表2に示す。この表はファン回転速度 5000 rpm 、空気流量約 145 kg/sec の場合である。

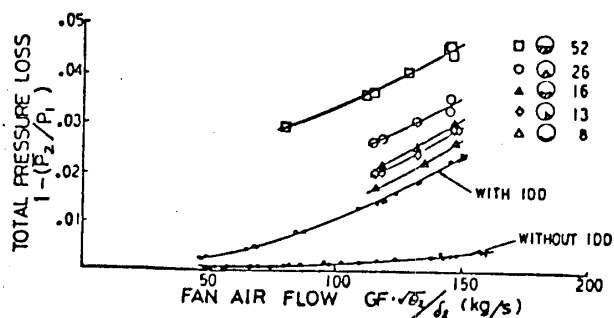


図5 2次空気とインテークに於ける圧力損失の関係

UNIT	PATTERN	$G_s \text{ kg/s}$	ζ	$\zeta - \zeta_H$	$\zeta - \zeta_H/U$	$\zeta - \zeta_H/G$	ξ	$\xi - \xi_H$	$\xi - \xi_H/U$	$\xi - \xi_H/G$	備考
52		7.7	.045	.0225	.00043	.0029	.2101	.1092	.0021	.0142	G_s : 2次空気流量 $\zeta = 1 - P_2/P_1$ ζ_H : HARDWARE $\zeta_H = 0.0225$ $\xi = (P_1 - P_2)/P_0$ ξ_H : HEADWARE $\xi_H = 0.1009$ U : UNIT 噴出ノズル本数
26		4.0	.034	.0115	.00044	.0029	.1588	.0579	.0022	.0145	
16		2.54	.030	.0075	.00047	.0030	.1370	.0361	.0023	.0142	
13		2.0	.0285	.0006	.00046	.0030	.1295	.0286	.0022	.0143	
8		1.46	.0255	.0003	.00038	.0021	.1174	.0165	.0021	.0113	

表2 2次空気噴出量と圧力損失の関係

以上から圧力損失は2次空気流量に比例することがわかる。なお、これらの結果は常に2次空気噴出ノズルでチョークしている場合である。

2次空気の条件を一定にして、ファン空気流量だけ変えた場合のち、2次空気噴出数52個の場合、約0.21で一定であった。

ファン入口のピトー管で測定した、ファン入口全圧分布を図6に示す。図は、平均全圧に対する偏差をパーセントで表わし等圧カ点をむすんだものである。図の左上はインレットディストーション発生デバイスなしの状態、ほぼ一様流とみることが出来る、左上2番は2次空気を零にした場合で、ファンハブ側で多少圧力が高くなっている、これは図1でも解る通りティップ側に比べハブ側は何ら抵抗物がないことに起因している。NASAの装置でも同様な傾向にあり、全面に2次空気を噴出した場合の

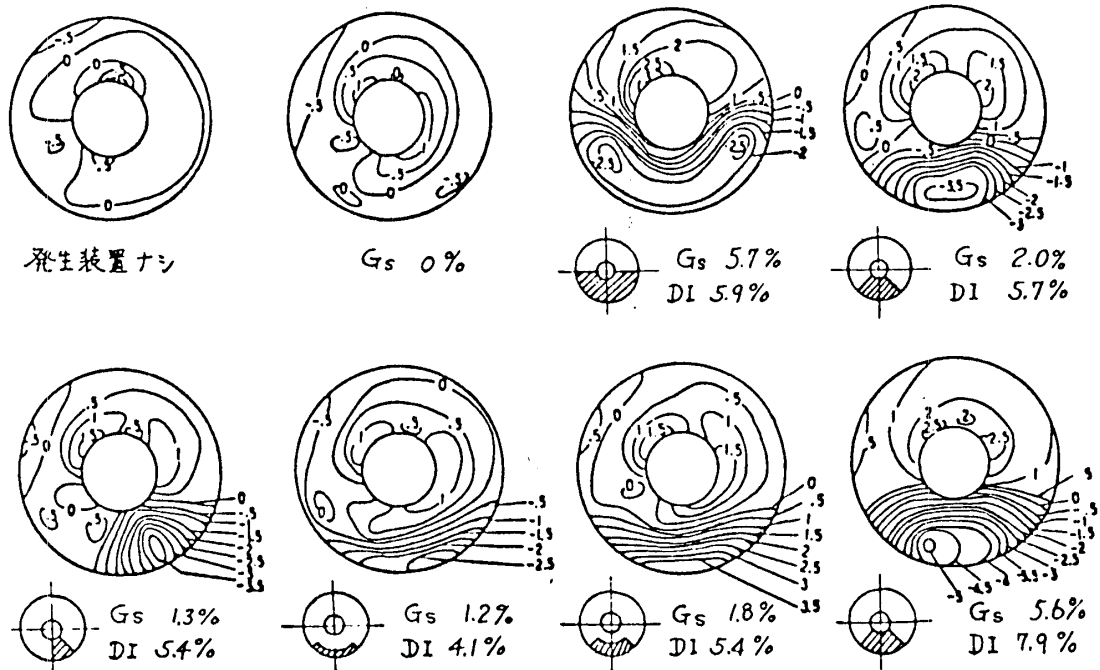


図6 ファン入口全圧分布

全圧分布は、2次空気なしの場合に比べ、はるかに改善されると云う報告⁸⁾がある。

上段左から3番目以下はそれぞれ図の下に示す範囲に2次空気を噴出した場合のディストーションパターンを示したものである。

全体的に見て2次空気を噴出した場所に、予想通りのディストーションがついているが、ハブ側の圧力が高い傾向はそのまゝ残っている。図下のGsは2次空気量を主流に対するパーセントで表わし、DIはディストーションインデックスで、全圧の最大、最小差を平均値で割った値をパーセントで表わしたものである。

図下段右端は2次空気元圧を 5 Kg/cm^2 まで上げたもので、ディストーションパターンとしては上段左端と違ってはいない。

4. エンジン性能

今回の試験では、インレットディストーションによるエンジン性能の変化を調べることに重点を置かなかったため、十分なデータが得られていないが、エンジン性能の

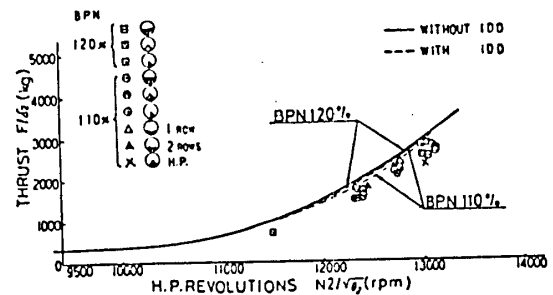


図7 推力の変化

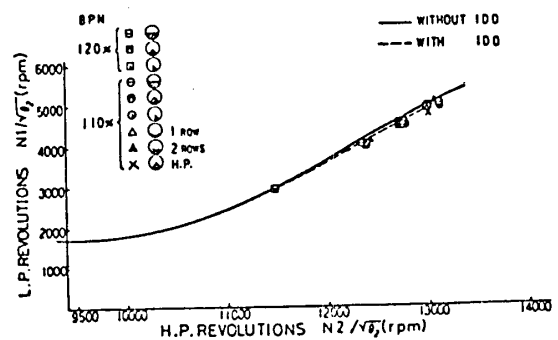


図8 低高圧系回転速度変化

変化を示す一例として、図7に高圧圧縮機回転速度に対する推力の関係を、図8に高圧系と低圧系の回転速度の関係を示す。

図中実線は標準状態の性能で、破線はディストーション発生デバイスだけ取り付けた状態の性能である。インレットディストーションがある場合の性能も記号で記入したが、これらの性能の劣化がインレットディストーションによるものか、或いはインテークでの圧力損失によるものかは今後の試験結果を待って性能評価方法を確立し、本格的なインレットディストーション試験を行わなければ解らない。

5. むすび

本試験は、通商産業省工業技術院の大型技術研究開発制度に基づく「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ある。

試験は相当大掛りなものになり、一研究室だけでは試験の遂行が出来ず、航技研原動機部の殆どどの研究室に協力を願った。また、試験準備並びに試験には石川島播磨重工業および川崎重工業の方々の協力を得た。ここに関係者の方々に感謝する次第である。

参考文献

- 1) 高田：Inlet Distortion 第4回 ガスタービンセミナー資料集 別添資料 財団法人ガスタービン学会 1977
- 2) E.J.Milner, L.M.Wenzel: Performance of a J85-13 Compressor with Clean and Distorted Inlet Flow. NASA TM X-3304, 1975
- 3) L.M.Braithwaite, E.J.Graber, Jr., C.M.Mehalic: The Effect of Inlet Temperature and Pressure Distortion on Turbojet Performance. AIAA Paper 73-1316, 1973
- 4) J.E.Calogeras, C.M.Mehalic, P.L.Burstadt: Experimental Investigation of the Effect of Screen-Induced Total-Pressure Distortion on Turbojet Stall Margin. NASA TM X-2239, 1971
- 5) C.E.de Bogdan, J.H.Dicus, D.G.Evans, R.H.Soeder: Effect of a 180°-Extent Inlet Pressure Distortion on the Internal Flow Conditions of a TF30-P-3 Engine. NASA TM X-3267, 1975
- 6) W.M.Braithwaite, J.H.Dicus, J.E.Moss, Jr.: Evaluation with a Turbofan Engine of Ari Jet as a Steady-State Inlet Flow Distortion Device. NASA TM X-1955, 1970
- 7) J.E.McAulay, M.Abdelwahab: Experimental Evaluation of a TF30-P-3 Turbofan Engine in an Altitude Facility: Afterburner Performance and Engine-Afterburner Operating Limits. NASA TN D-6839, 1972
- 8) C.L.Meyer, J.E.McAulay, T.J.Biesiadny: Technique for Inducing Controlled Steady-State and Dynamic Inlet Pressure Disturbances for Jet Engine Tests. NASA TM X-1946, 1970

A-5 三菱 SUPER MET 形 過給機

* 山下 勝義 (三菱重工業株式会社 長崎造船所)
 野村 滋郎 (三菱重工業株式会社 長崎造船所)
 木村 淑人 (三菱重工業株式会社 長崎研究所)

1. まえがき

ディーゼル機関の高出力化、高過給化の動きに伴い、過給機に対しても高圧力比高性能化が強く要請されている。この情勢に対処するため、圧力比3.0~3.5級の高性能過給機を開発した。本報告はSUPER MET形過給機の實用1号機で実施した試験内容およびその成果について紹介する。

2. 供試過給機と試験装置

供試過給機は高圧力比高性能化をねらったSUPER METシリーズの實用1号機MET71S-Bで図1に外観図、図2にシリーズの主要目を示す。

図2 PRINCIPAL PARTICULARS OF SUPER MET TYPE TURBOCHARGER

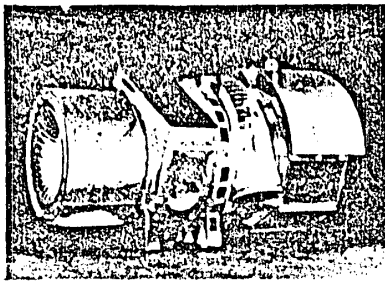


図1. MET71S-B 外観図

Particulars	Type	MET 353		MET 455		MET 565		MET 605		MET 715	
		T	B	T	B	T	B	T	B	T	B
Continuous allowable max. turbocharger revolution	rpm	22000	17400	14000	13000	11000					
Momentary allowable max. turbocharger revolution	rpm	24000	18000	15200	14200	12000					
Continuous allowable max. gas temperature before turbine	°C	550									
Momentary allowable max. gas temperature before turbine	°C	600									
Air flow (at pressure ratio 3.5)	m ³ /s	55~58	55~62	85~112	107~163	137~250					
Diesel engine output range PS/a turbocharger (at pressure ratio 3.5)	PS	2300~3900	3700~6200	6200~9500	1100~10900	9100~15300					
Net weight	kg	800 950	1500 1750	2700 3100	3800	5000 5900					
Total length	mm	1450 1560	1790 1980	2250 2460	2620	2830 3120					
Total breadth	mm	890		1120		1560		1600		1900	
Total height	mm	840		1060		1500		1560		1850	

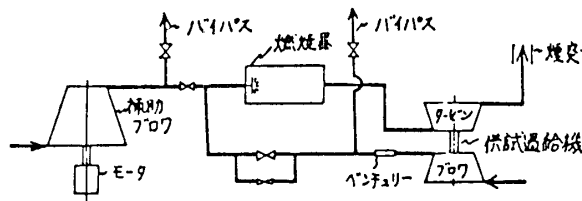


図3. 試験装置

形式の名称は大体プロワの羽根車概略外径をセンチメートル単位で示している。

試験装置の概略図を図3に示す

過給機の運転は、まず、補助フロワからの高圧空気を燃焼器に導き、高温燃焼ガスを排気タービンに入れ、同軸上のフロワを駆動する。各バルブを調整し過給機を自立運転させ、補助フロワを停止する。燃焼器へ送る燃料の量をバルブで加減し、排気タービン入口における燃焼ガスの圧力、温度を調整することによって、過給機の所定の回転数を保つことができる。性能試験は所定の回転数を保ちながら、フロワ出口の吐出弁開度を変化させて、フロワ特性を求めた。性能関係の計測器としては回転数を電磁式デジタル回転計、フロワ入口、出口および流量計測用ベンチュリ-差圧は水柱あ

日本ガスタービン学会講演論文集('78-6 第6回定期講演会)

よび水銀柱マンノメータを使用した。また、フロー入口・出口、タービン入口・出口の温度は熱電対とデジタル電圧計を使用し計測した。

3. 試験結果

3.1 フロー性能試験

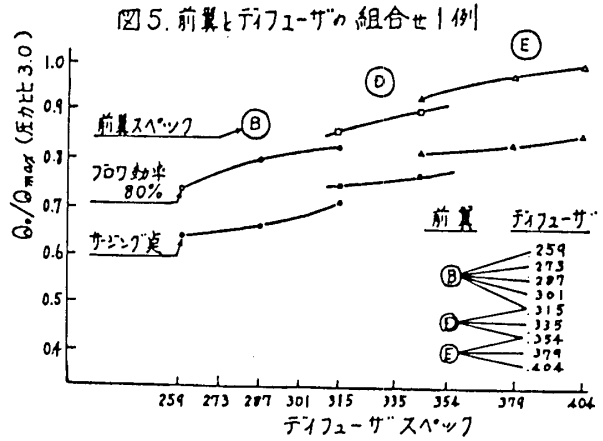
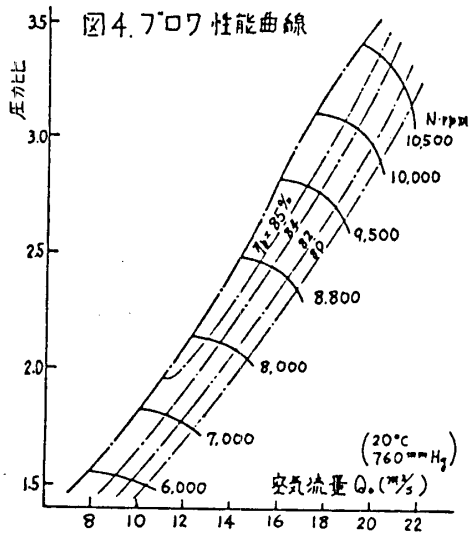


図4にMET71S-Bのフロー性能曲線の一例を示す。これから圧力比3.5以上の領域まで高い効率を示し、十分満足できるフロー性能であることが確認された。

次に一定外径の羽根車で、できる限り広い流量範囲をカバーする研究を実施した。本目的を達成するため、フロー側の前翼、ティフューザの設計に特に注意を払った。ティフューザには円弧翼を採用した。一方、前翼の設計では設計角で圧縮性の影響を極力おさえるような入口外径を決定し、また前翼への空気流入損失が最小になるような前翼のプロファイル、入口角を決めた。試験の解析結果、フロー効率の最高点は前翼の入口入射角4~6°付近にあることを確認し、広い流量範囲のカバーはティフューザのほか、流量に応じて前翼の主要寸法を変える方法により達成できた。

前翼とティフューザとの組合せによる流量を単独性能試験で確認し、良好な組合せを選択することができた。図5に前翼とティフューザとの組合せの一例を示す。

3.2 タービン性能試験

タービン性能試験はプロトタイプ機MET35Sにて実地的に実施した。タービン翼には、長崎研究所で十分研究された新しいプロファイルを採用している。ノズルについては板ノズルとプロファイルノズルにつき試験を実施したが、総合的に比較検討した結果、板ノズルを採用することにした。一方、タービンから流出するガスの排気損失に目をつけ、数種類の出口ティフューザを試作し試験を実施した。その結果、出口ティフューザ無しに比べいかに性能は優れており、タービン効率で1~1.5%の向上ができた。また、出口ゲージングを軸方向に短縮したコンパクト形を試作、試験を実施し、性能的には、ほとんど差はないということを確認し、過給機本体のコンパクト

ト化に成功した。

3.3 騒音計測結果

SUPER MET形過給機には先般開発した新しい消音器が装備されている。試作消音器の諸試験結果の周波数分析を行い、消音器の最狭部通路中の寸法と減音との関係と明らかにすることができた。この結果をもとに新消音器は設計されている。新消音器の構成は、外部カバー、エアフィルタ、吸音セルおよび内部吸音筒から成る。吸音セルは空気通路を銅板で格子状に分割して細かい蜂の巣状の並列通路を作り、この通路の全面にフェルトを張っている。吸音セルの最狭部は減音効果を最大にする大きさの正方形としている。図6にMET715-Bの騒音計測結果を示す。オ-バ-オール騒音は100dB(A)以下であり、N=10400rpmにおける周波数分析結果を見れば高周波音も十分小さい。

図6 騒音計測結果

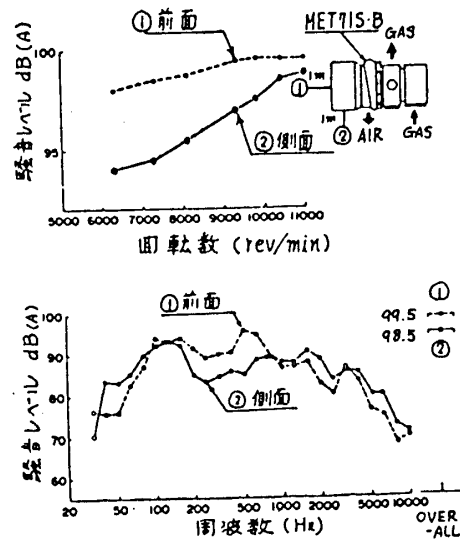
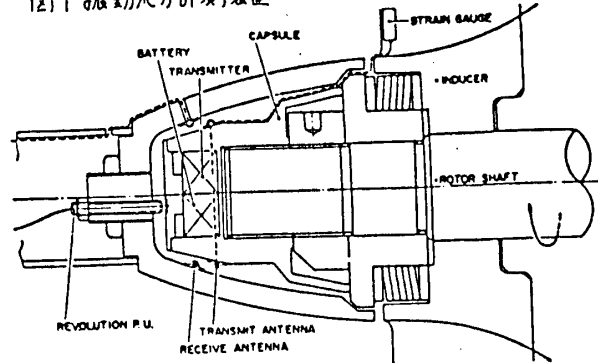


図6にMET715-Bの騒音計測結果を示す。オ-バ-オール騒音は100dB(A)以下であり、N=10400rpmにおける周波数分析結果を見れば高周波音も十分小さい。

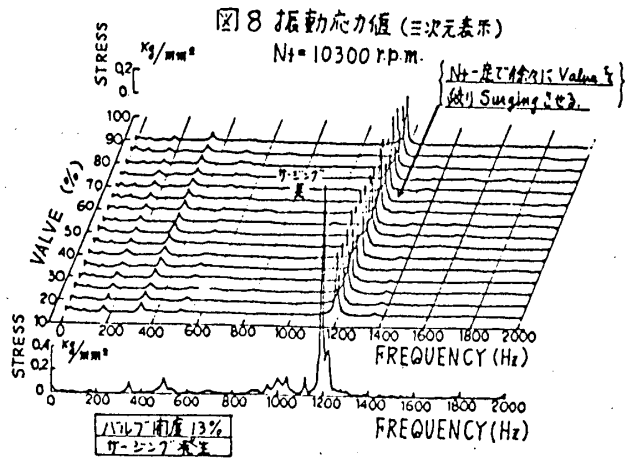
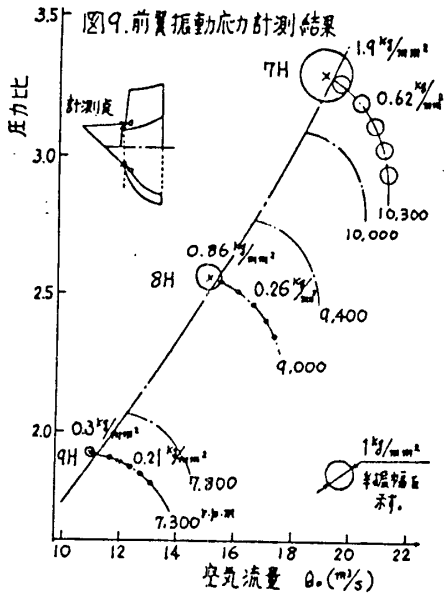
3.4 前翼羽根の振動応力計測

前翼の羽根の断面形状は、特に注意を払って設計されている。高速回転中における前翼羽根の振動応力値を確認するため、単独ガス運転中にFMテレメータ方式により振動応力の計測を行った。前翼の最大応力部である前縁の翼根部腹面にストレインゲージを張り付け、検出された応力信号はリード線によってトランスミッタに導かれ、発信される。トランスミッタとバッテリーは、ロ-タ-軸のブロワ端に組込まれている。受信アンテナはケーシングに張り付けてある。図7に計測装置を示す。

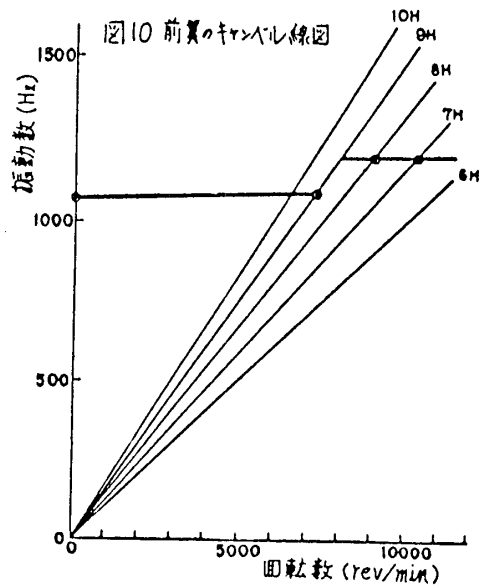
図7 振動応力計測装置



応力計測は、まず過給機を自立運転し、ブロワ吐出部のバルブを全開にしておき、過給機の回転数を徐々に上昇させオシロスコープに現われる応力値を監視し、共振回転数を探す。次にバルブ開度を変化（5段階にバルブを絞りサージングラインに近づけた）させ、同じように回転数を上昇してゆき振動応力値を確認した。サージング時の応力値は回転数を一定にしておき、ブロワ吐出部のバルブを徐々に絞りサージング発生時に得られた値である。図8は三次元表示した振動応力値を示し、図9はブロワ特性曲線上に共振点およびサージング時の応力値を示したのである。なおブロワ特性は、応力計測と同時に性能試験を実施し得られたものである。



1 次の固有振動数との共振点をわらって試験したので、図10に試験から得られた前翼のキャンベル線図を示す。固有振動数は静止時約1070 Hzであり、回転数の上昇とともに遠心力の影響により固有振動数は徐々に上昇する。7000 r.p.m. 付近に達すると固有振動数は急上昇するが、これは羽根車の羽根が遠心力により徐々に前方に傾斜し、前翼の羽根と接触するためである。更に回転数が増すと前翼と羽根車



の羽根は1体となった。再び固有振動数は上昇するが、この付近での固有振動数は約1200 Hz である。

MET 71 S - B の連続最高回転数は11000 r.p.m. であるので、共振点としては、7次以上の高次ハーモニックスのみであり、6次以下の低次ハーモニックスとは共振しない。実験結果は $N = 10300$ r.p.m. にて7次のハーモニックス共振で、応力半振幅は $0.62 kg/cm^2$ 、 $N = 9000$ r.p.m. にて8次のハーモニックス共振で、応力半振幅は $0.26 kg/cm^2$ であり、従来形の過給機より小さく許容範囲におさまることができた。尚、共振点以外に於ける応力値は高々 $0.02 kg/cm^2$ 程度であることが確認された。

3.5 耐久力試験

回転体の各羽根の疲労強度に主たるポイントをあげた耐久力試験を実施した。試験は、前翼、羽根車およびタービン翼の各羽根につき共振応力サイクル 10^8 回の疲労に対する耐久性を確認するものである。あらかじめ固有振動数を計測してあり、励振ハーモニックスとの共振回転数を求め、この回転数以上に共振応力サイクルが 10^8 回になる時間まで運転を続けることにした。

図11 に前翼・羽根車・タービン翼のキャンベル線図を示す。

図12 に耐久力試験の条件を示すが羽根車の23次のハーモニックはディフェューザの枚数に、またタービン翼の26次ハーモニックはノズルの枚数に各々起因する励振力である。

MET715-Bの総運転時間は諸試験を含め100Hrを超え、耐久力試験完了後、浦放査検を行い各羽根および他の部品に異常の無いことを確認した。

図11 キャンベル線図

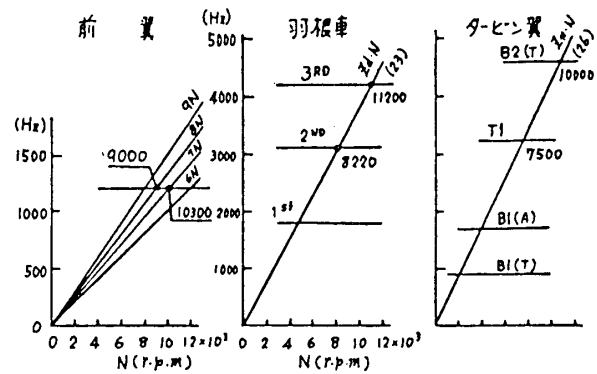


図12 耐久力試験の条件

過給機: MET715-B

部品	モード	共振時の固有振動数 (Hz)	ハーモニック	過給機回転数 (rpm)	10 ⁶ 回運転時間 (hr)
前翼	曲げ1次	1200	7	10300	23.2
	曲げ2次	1200	8	9000	23.2
羽根車	曲げ2次	3140	23	8220	8.8
	曲げ3次	4320	23	11200	6.5
タービン翼	曲げ1次	3280	26	7500	8.5
	曲げ2次	4330	26	10000	8.4
合計時間					76.6

4. おとがき

ディーゼル機関の高過給化に対処するために開発したSUPER METシリーズ実用1号機で実施した各種試験についてとりまとめた。

本試験により、圧力比3.0~3.5で、ブロー効率が83~85%、タービン効率が82.5%という高圧力比高性能の過給機を実現できた。最近、特に静かな過給機という船主要求にこたえて、100dB(A)以下に騒音を低減させることができた。最後に耐久力試験を実施し、実用機として十分満足できる強度上の信頼性を確認した。

参考文献

- 1) 野村・成木 三菱重工技報 Vol.13, NO.1 (1976-1)
- 2) 長田・野村 日本ガスタービン会議第4回定期講演論文集 (1976-6)
- 3) 野村・山下 内燃機関 Vol.16, NO.201 (1977-10)

A-6 2軸式ガスタービン発電装置の試作開発

神 義 洋 (日産自動車株式会社)
* 藤 川 泰 雄 (")
鐘ヶ江 英 俊 (")
仲 西 啓 一 (")

1. まえがき

従来より開発を進めてきているバス・トラック用ガスタービンの技術の応用として、2軸非再生のガスタービンを試作し、これを定格出力180kWの非常用自家発電装置として実験をおこない性能を確認したので、その内容を報告する。本装置は起動指令より電圧確立し負荷投入に至るまで10秒以内であり、防災用自家発電装置の認定区分の即時長時間形に当るものである。

2. 開発経過

発電機用ガスタービンの開発に際して、機構面ではバス・トラック用の2軸再生式ガスタービンYTP12形をベースに、コスト低減のため出カタービンノズルを精銑一体形とし、さらに熱交換器を取り除いた非再生式とした。性能面では従来の技術のほか、燃焼器の高負荷率化および圧縮機とタービンの流量特性マッチングの調整、10秒起動を狙うための起動時間の短縮、出カタービンの定回転数制御と負荷投入、しゃ断時の回転数変動の低減化開発などが必要となった。



図-1 定置形ガスタービン発電装置

本装置の主要目を図-2に示す。参考までに起動性、負荷投入、しゃ断時の瞬時回転数変動は防災用自家発電装置の認定基準に合致するものである。

3. 構造および性能開発

装置全体の構造図を図-3に示す。ガスタービンと発電機を共通台床上に直結し、発電機盤、ガスタービン制御装置を組み込んだエンクロージャタイプであり、自家発電始動用バッテリーおよび充電装置、燃料タンクは別置形である。

YTG11形発電機用ガスタービンの外形図を図-4に示す。

YTG11のメインハウジングは新規設計であり、YTP12に比べるとマトリクスのスペース分エンジン全幅が短縮され、さらに性能を低下させずに圧縮機ディフューザ外径を約14%小さくできたことと相俟て、エンジンサイズのコンパクト化をはかることができた。また、減速機は2段減速により出カタービン回転数25,000/30,000rpmでそれぞれ発電機回転数1,500/1,800rpm(周波数50/60Hz)に対応させるため新規に設計した。また、ガス発生機部に装着した潤滑ポンプのほかに、出カタービンで駆動する潤滑ポンプを設け、エンジン停止後発電機の慣性でしばらく回り続ける出カタービン部の潤滑をおこなう方式をとった。スタータは2軸式のために小形の3.5kWで、バッテリーの小容量化に寄与している。

急速冷態起動、負荷投入、しゃ断の厳しい熱疲労の下で使用される圧縮機タービンロータの改良設計をして、タービン入口温度920℃、回転数40,000rpmの条件下で5,000時間以上のラプチャー強度(安全率1として)がある。また同時に、慣性モ

メント低減をロータの設計条件に加え、その結果改良タービンは従来のものより約2%慣性モーメントを小さくすることができた。

燃焼器開発は、非再生式にしたことによる燃焼負荷率の上昇や、出口温度分布の改善に、ライナ全長を約14%長くし、空気配分の最適化、スワーラへの流入空気流れを整える旋回止めの追加などの対策をおこない所期の目標を達成した。

主要目(定格)		
ガスタービンエンジン	形式 圧縮機 タービン 回転数	開放サイクル・2軸式 遠心式・1段 軸流式・2段 ガス発生機 40,000 rpm 出カタービン 25,000/30,000 rpm 出力軸 1,500/1,800 rpm (50/60Hz)
	定格出力 始動方式 制御方式 使用燃料 燃料消費率 使用潤滑油	275 PS 電気始動 電子制御 灯油 450 g/PS.hr 合成タービン油
交流発電機	形式 出力 電圧 相数・極数 周波数(回転数) 力率	ブラシレス(EFOP-RD) 225 kVA (180 kW) 400/440 V 3相・4極 50/60 Hz (1,500/1,800 rpm) 80%遅れ
	総合電圧変動率 周波数変動率 起動・停止 起動時間 騒音 本体寸法	+0.5% 瞬時±7%, 定常±0.6% 全自動 4秒(冷態時, 負荷投入迄) 85dB(A) (機側1mにて) L×W×H=3,460×1,500×2,040

図-2 装置定格仕様

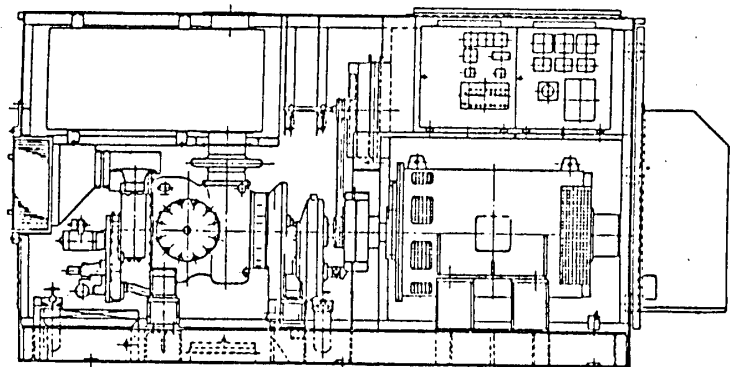


図-3 装置内部構造図

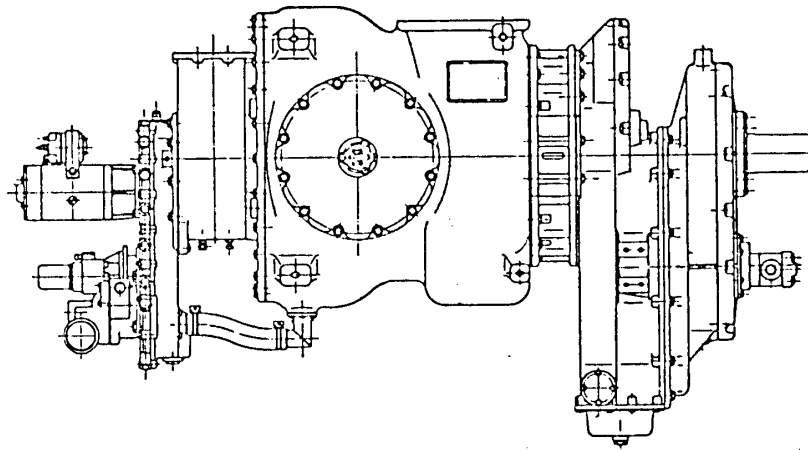


図-4 YTG-11ガスタービン

負荷投入、シャ断時の回転数変動を低減するのに、燃料を瞬時に急増・急減する機構を設けているが、その時の燃焼器吹消えを防止するため、リーン側、リッチ側の吹消え限界性能を向上させた。また、10秒起動を確保するための着火性の改善、特に着火時間の短縮をはかり、燃料噴射開始後1秒前後の着火を得ている。

YTG-11形ガスタービンの圧縮機特性マップ上の定常作動線を図-5に、また性能曲線を図-6にそれぞれ示す。

YTG-11の性能開発はYTP-12の性能実績をベースとして、熱交換器を取り除いたことによる高圧空気減れと圧力損失の低減したことから生ずるマッチングのズレを圧縮機タービンと出カタービンの両タービンの流量特性を調整することによって修正し、所要の性能を得た。

機構面では、開発当初起動時の急加速のため、ガス発生機部のローラーベアリングのインナーレース表面にスミアリングを起こすトラブルが生じたが、ベアリングのラジアルクリアランスの減少で解決した。そのほかのベアリング、軸シールなどの基本部品はYTP-12と共通であり、これらの耐久性、信頼性はYTP-12で十分に立証す

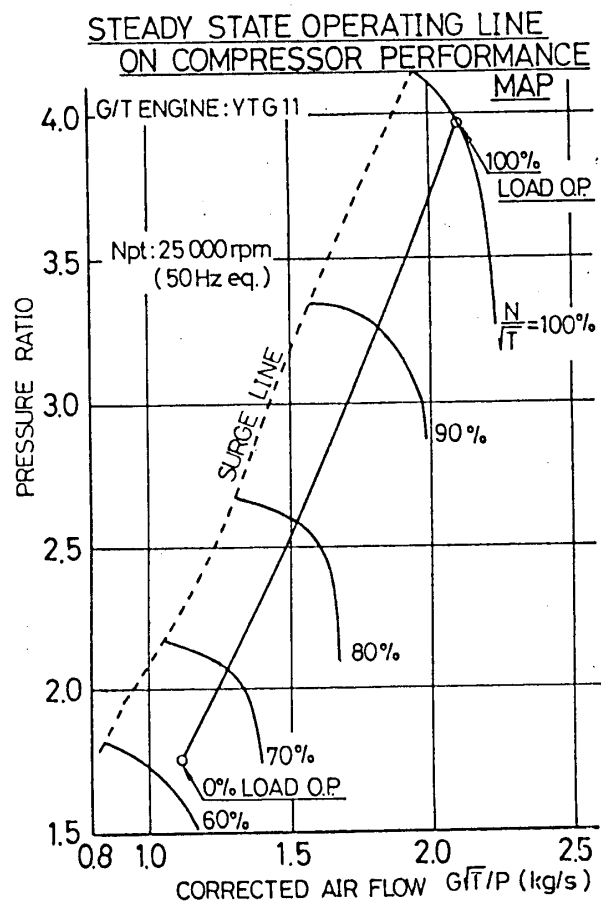


図-5 圧縮機特性マップ上の定常作動線

みであり、YTG11形ガスタービンのオーバーホール間隔は定格運転1,000時間相当である。

4. 燃料制御系

本装置の燃料制御は、バス・トラック用のYTP12形ガスタービンに使用され実績のある電子制御方式を採用した。ただし、バス・トラック用と発電機用では運転モード、負荷条件がまったく異なるため、制御方式も多くの点で異なっている。

この電子制御装置は発電機の回転数制御、始動から停止までのシーケンス制御のほか、エンジンおよび発電機の保安、警報発生をおこなっている。

4-1. 回転数制御(调速)

発電機の回転数制御系のブロック図を図-7に示す。定常時の発電機回転数制御は出カタービン回転数(N_{pt})のフィードバック制御で、定常偏差をなくすために、比例・積分形の制御をしている。これとは別にガス発生機回転数(N_{gg})を検出しておき、定格負荷以上の負荷がかかり、 N_{gg} が異常に上昇した時に N_{gg} をフィードバック制御して過速度、過温度を未然に防止している。上記制御系での実験において、高負荷の投入、シャ断時の負荷変動に対して発電機回転数が大幅に変動することもあった。調査の結果、燃料制御弁(FCV)のサーボ系に遅れがあり、瞬時の燃料流量の変化に対する要求に回答しきれないことが原因であることをつきとめた。そこで、負荷投入、シャ断時には燃料制御弁とは別系統で負荷信

YTG11 G/T ENGINE PERFORMANCE CURVE

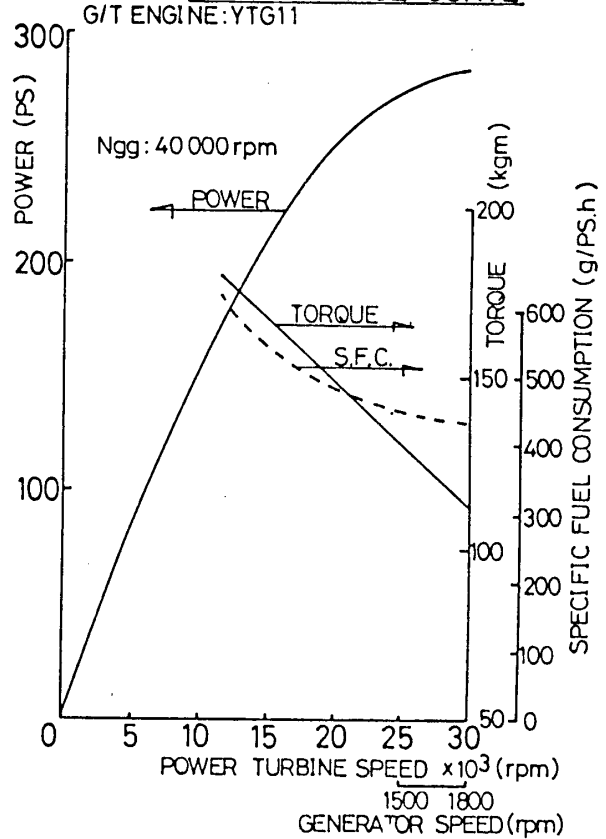


図-6 ガスタービン性能

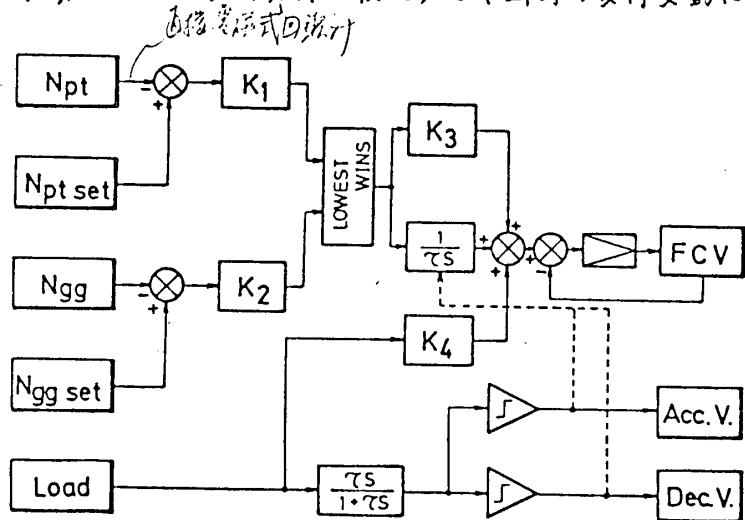


図-7 燃料制御系ブロック図

号の変化量に応じて作動する加速バルブ、減速バルブを設け、燃料を瞬時に増減する機構を開発した。

これらのバルブは一種のON-OFFバルブで、固定オリフィスを持っている。燃料の量は負荷の変化量に対してON-OFFの時間を制御することによって調整する。これと同時に積分器を補正することによって出カタービン回転数のフィードバック制御系の応答性も向上させる。その結果、起動性をまったくそこなうことなく、負荷投入、シャ断時の回転数変動を低減することができた。

4-2. 始動シーケンス制御

本装置の始動シーケンスのタイムチャートを図-9に示す。起動指令から負荷投入可能な定格回転数に達するまでの時間が、いかに短いかが非常用発電装置としての性能の大きな要素であるが、この点において2軸式ガスタービンをを用いた本装置はその特長を生かし、起動指令を受けてから負荷投入までの時間を10秒以内に収めることができる。以下にその始動シーケンスについて説明する。

- ① 停電検出により自動または手動で起動指令信号が送られると制御回路電源(DC 24V)が投入され、その後0.5秒の停電確認の後、スタータヒイグナイタが作動を開始する。
- ② 起動指令後1秒で燃料制御弁が開く。この時の燃料流量が適正でないとき着火率が悪くなるため、一次遅れで燃料制御弁の開度を増やすようにして、最適な空燃比の時

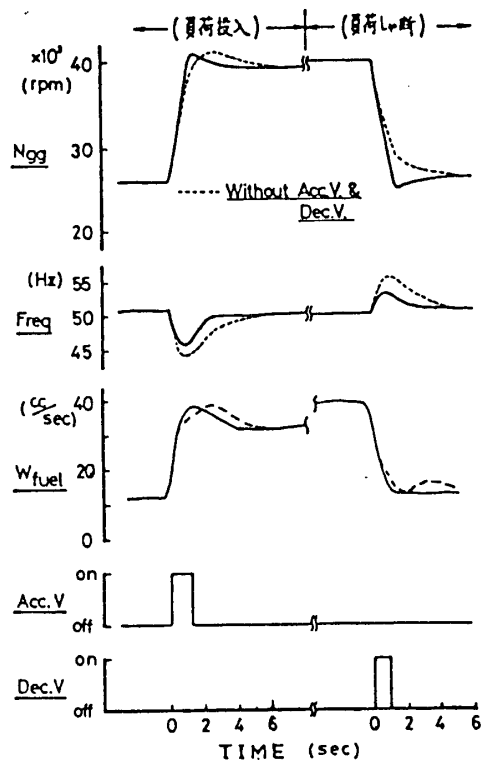


図-8 負荷投入、シャ断特性

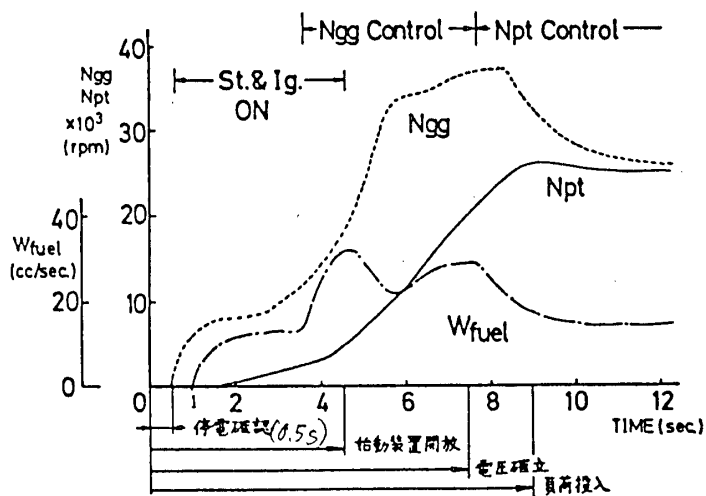


図-9 始動タイミングチャート

点で着火させるようにしている。

③ 着火してエンジンが自立し、ガス発生機回転数 (N_{gg}) がある程度上昇したところで、燃料制御は N_{gg} の閉ループ制御に切り換え、同時に N_{gg} の目標値を圧縮機のサージングを考慮した所定の時間関数で上昇させる。

④ スタータとイグナイタは N_{gg} が自立したと見なされる回転数に達した時点で停止する。その作動時間は1回の起動で約4秒である。

⑤ N_{gg} の急加速により出カタービンも加速され、起動指令後約7.5秒で20,000 rpmに達し、励磁指令信号を出す。

⑥ 起動指令後約8.5秒で出カタービン回転数 (N_{pt}) は定格回転数25,000 rpm (50 Hz の場合) に達し、その直前に燃料制御は N_{pt} の回転数制御ループに切り換って起動完了となる。

このような始動シーケンス制御をおこなうことにより、本装置は冷態起動においても、起動指令から8~9秒で定格回転に達し、負荷投入可能となる。また起動時、着火ミスなどによりエンジンが自立しない場合、自動的にこれを検出してスタータや燃料を一度切って、再度上記①、②のシーケンスをおこなう自動再始動装置を組み込んで、確実な起動に万全を期した。

4-3. 警報、保安機能

本制御装置は上記の制御機能のほか、緊急時の保安装置もつぎのように組み込み、ガス発生機、出カタービン(発電機)の過速度、ガス温度上昇、潤滑油の圧力低下、温度上昇、発電電圧の異常、回転数制御系の異常に対して警報と同時に燃料をしゃ断して装置の破損を防止する。

5. あとがき

本装置の開発は、エンジン開発と並行して2軸式ガスタービンを発電機用として適用した場合、起動性をそこなうことなく、いかに負荷変動にともなう回転数変動を改善するかを苦心した。

なお、同時に開発を進めた自走式ガスタービン電源車は定置形の装置と同等の性能を有しており、第22回モーターショーにも展示したので、ご覧の方も多いのではないかと思います。

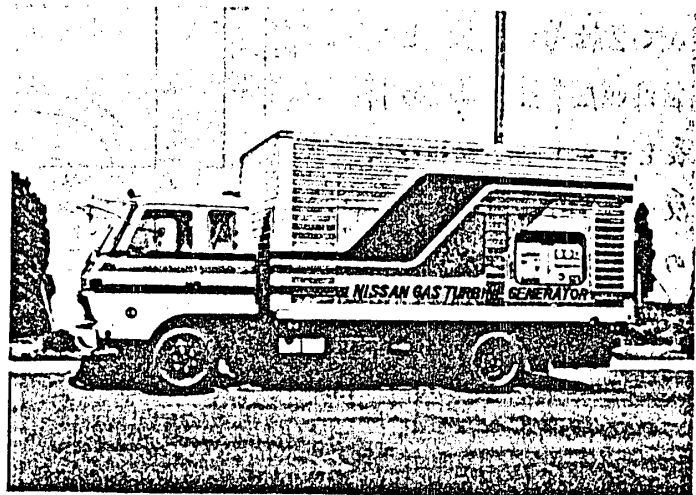


図-10 自走式ガスタービン電源車

低温起動 ①-12.0

A-7 1000 KW 級 中 型 ガス ター ビ ン の 開 発

阪 口 哲 也 (川崎重工業(株))
* 射 延 功 (ジェットエンジン事業部)
筈 場 達 537. 羽 田 航

598-
Jed 2/1

ま え が き

52年春より販売を開始したPU200形ガスタービン発電設備(150KW級)に続いて、1000KW級のPU1250形を52年秋に当社明石工場において発表した。これはPU200形の原動機であるS1A形ガスタービンエンジンに約1年遅れて開発を開始したM1A形ガスタービンエンジンを駆動源とする発電設備で、ここに紹介するのはM1A形の構造概要と開発経過である。

M1A形は陸船用の中型ガスタービンエンジンとして当初より発電機駆動を目的とし、48年に設計仕様と概略決定し、49年より設計を開始した。すべての部品が完成して運転試験を開始したのは50年夏であった。運転試験結果を設計改修にフィードバックするといったサイクルをくり返すこと約2年、PU1250形発電設備として公開運転を行なうに至ったのは52年11月であった。

エンジンの改良に当っては、性能面では幸いに当初の目標を若干上回る事ができたものの、耐久性向上の面では、鋳造品の品質の問題、高温部の熱疲労割れ・変形などの解決に苦労した。

公開運転に先立って、船用としての型式認定試験をNK(日本海軍協会)に申請し、52年9月に認定を取得した。また防災用として日本内燃力発電設備協会の認定取得のため、間もなく認定試験を受けることになっている。T/E Pass NWPL

1. 設 計 仕 様

M1A形エンジンの開発に当って、発電機駆動用の低コスト・エンジンということ为前提に、次のような設計仕様が決定された。

- 1) 負荷変動に対する定回転維持特性を良くするために一軸式とする。
- 2) 圧縮機はS1A形の経験を生かし、コスト的に有利と考えられる2段遠心式とする。
- 3) 燃焼器は、同じくコスト面の有利さと点検整備の容易性から、単筒型とする。
- 4) タービンは、効率と強度を考慮して、軸流3段式とする。 S1A 2段
- 5) 加工工数低減のため、大巾に鋳造品をとり入れる。
- 6) 長時間使用に耐えうるよう、高温部の寿命も最低10,000時間以上とする。

以上のような仕様に基き、圧力比、TIT(タービン入口温度)等の設計目標値の選定を行なった。コンポーネント効率、圧力損失、冷却空気流量等を仮定してサイクル計算を行なった結果を図1に示す。

まずTITは、更冷却なてで長寿命を確保することを考慮して常用で900と決め、この場合の比出力と燃費の最適値の兼ね合い及びS1A形の実績を考慮して、圧力比の目標値は8とした。

回転数は、圧縮機及びタービンの最外径と葉高と、周速と効率との関連などについて概略設計計算を行ない、結局22,000 rpmと決めた。

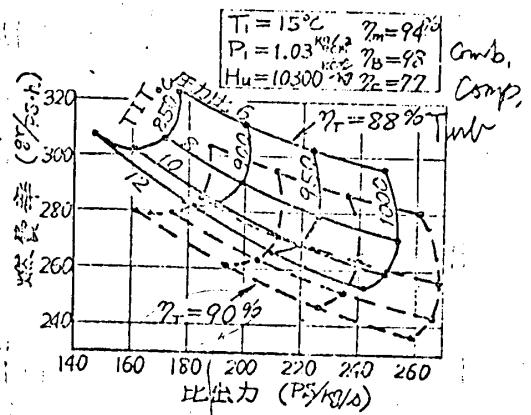


図1. M1A設計目標サイクル計算

2. 構成部品の概要

2.1 全体構造

図2にM1Aエンジンの断面を示す。

空気は図面ほぼ中央のインレットバルマウスより吸入され、圧縮機で圧力比8まで加圧されたのち、回転しつつ燃焼器に入る。燃焼

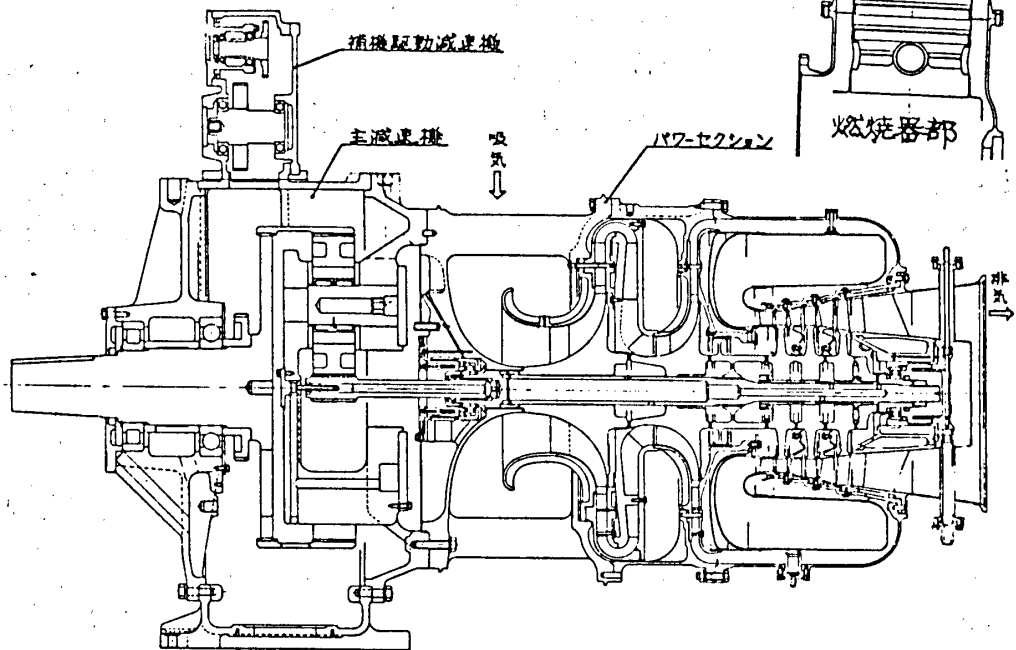


図2. M1Aエンジン断面図

ガスは、ドーナツ形状のスクロールを^V回転しながらタービン部に入り、後方の排気ディフューザを通して排出される。タービンディスク等の冷却及び潤滑油のシールのための空気は、1段及び2段圧縮機を出た空気の一部がロータ又はシャフトの内側を通してそれぞれの場所に供給される。

減速機は、出力軸を持つ主減速機とその上部に結合された補機駆動減速機とより成

る。主減速機は出力軸の回転数(1800又は1500rpm)により、3又は4ヶの遊星歯車等で構成される。

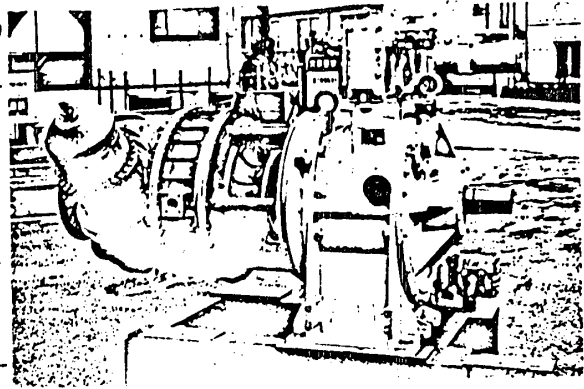


写真1. M1A形エンジン外観

2.2 圧縮機

圧縮機は2段遠心式で、1段インペラ、クロスオーバダクト(ベーン付ディフューザ+ベーン付リターンチャンネル)、2段

インペラ、ベーン付2段ディフューザで構成される。インペラはいずれも1.7-4P Hの一体鋳造品、ディフューザはステンレス鋳造品のほか、ベーンをステンレス板の削り出しでボルト止めとし、取付角度の変更を可能にしたものもある。

なおインペラは、塩分帯困気中での腐食防止のためサーメタルWを塗装している。

1. 2段と

耐久性 Asob 650 hrs
No change

2.3 燃焼器

燃焼器の開発経過等詳細については「1977 Joint Gas Turbine Congress - Paper No. 13」及び「川崎技報 64号(52年8月)」を参照されたい。

Hasteloy-X press tool

2.4 タービン

タービンは軸流3段式で、ノズルはX-45及びN-155の精密鋳造品、タービン翼はMM007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。

タービンロータの外周は、円筒形のサポートにはめこまれたシュラウドリングで通路が形成されている。2段、3段ノズルは、同じサポートに耐熱合金のピン又はボルトで取付ける構造となっている。

なお1段のベーンとブレードは、高温における耐硫化腐食、耐酸化性を高めるためにコーティングを行なっている。その方法は、Al, Mn, Crを主成分としたスラリーを部品表面へ吹きつけたのち、1000~1150℃の高温で加熱することにより、これらの成分を部品母材中へ拡散浸透させるものである。

0.02 ppm Na. Test

2.5 ロータ系

圧縮機及びタービンロータは中間のカップリングロータと共にすべてカービックカップリングで結合され、中を通るシャフトで締め上げられる。出力は前方の減速機軸にスプラインで伝えられる。シャフトの両端はころがり軸受で支えられ、軸受ハウジングは板ばねとスクイズフィルム・ダンパーで共振を避ける構造になっている。

3. 開発経過

3.1 エンジン運転試験

エンジン部品の性能及び耐久試験は、燃焼器を除いてはいずれもコンポーネント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実施した。

耐久試験は、50時間、500サイクル、1250サイクル、1000時間などを実施した。低サイクル疲労については、起動完了後直ちに定格負荷を投入し、定格負荷運転時間は最少必要限度にとどめ、全負荷遮断→停止というサイクルをくり返す方法をとった。一方長時間耐久については、負荷運転中に負荷の大きさを数回変動させた。1000時間耐久試験の負荷のパターンを一例として図3に示す。

なおいずれの試験においても、各サイクル間停止中の内部温度を冷態時に近づけ、起動による温度変化量を大きくすることによってより厳しい条件とするため、モータリングにより内部を強制冷却する方式をとった。

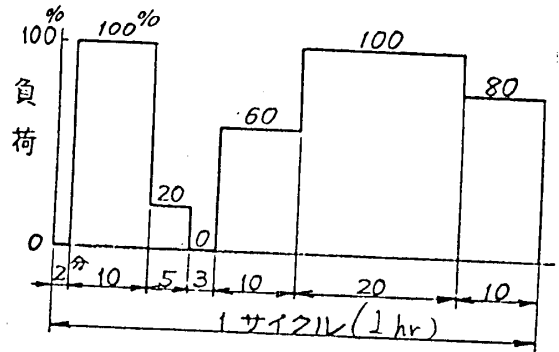


図3. 1000時間耐久試験負荷パターン

3.2 圧縮機の開発

圧縮機の開発に当って、インペラは高効率と安定な作動域を有するバックワードを採用した。子午面のハブ形状は楕円形状とし、シュラウド形状については環状面積が中央流線の長さに対して直線的に変化するような多項式曲線とした。

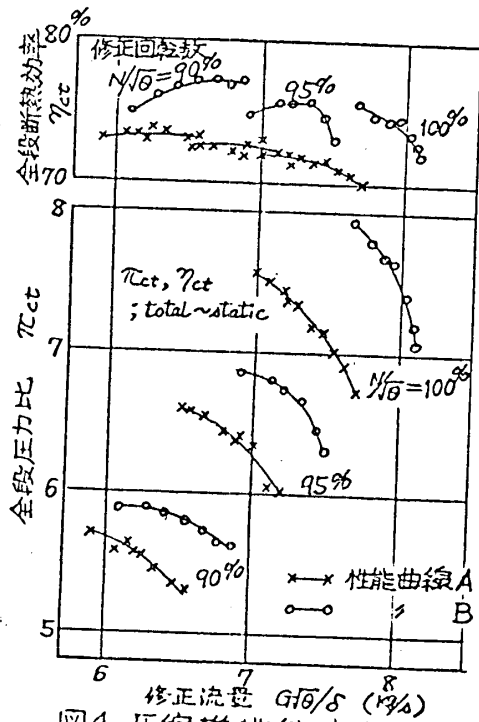


図4. 圧縮機性能特性

ディフューザは高効率と安定な作動域を有するチャンネル型を採用し、拡大比は各種の実験データに基づいて決定した。

運転試験によって得た最初の圧縮機の性

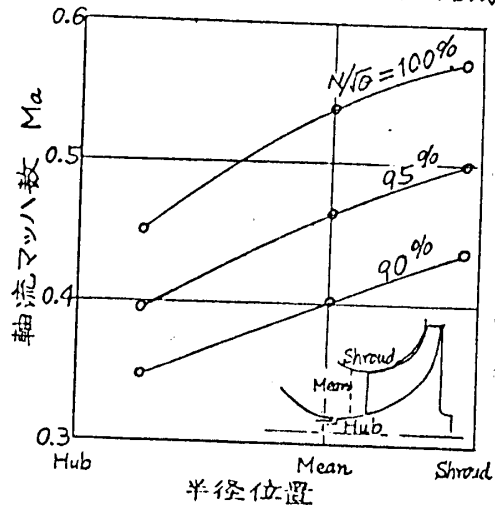


図5. 1段インペラ入口速度分布

能を図4の曲線Aで示す。しかしこの性能は、流量・圧力比・効率のすべてが目標値に達しないものであった。この主たる原因は、1段インペラ入口の流れが径方向に不均一なためではないかと考え、3孔ピトー管を用いて入口軸流速度を測定した結果、図5に示す如く径方向に勾配をもっていることが判明した。これに対応して入射角を適正にするためにインデューサをカットバックした結果が、図4の曲線Bである。ただし両者の差としては、このほかにインペラのハブ部形状がバラシングのため前者は削り量が多く、滑らかな円錐形となっていなかったことも含まれている。

次にインペラとディフューザのマッチングの良否を確認するためのテスト結果を、図6、7に示す。これによって両者の最適マッチングを決定し、圧縮機全体の性能を向上させることができた。

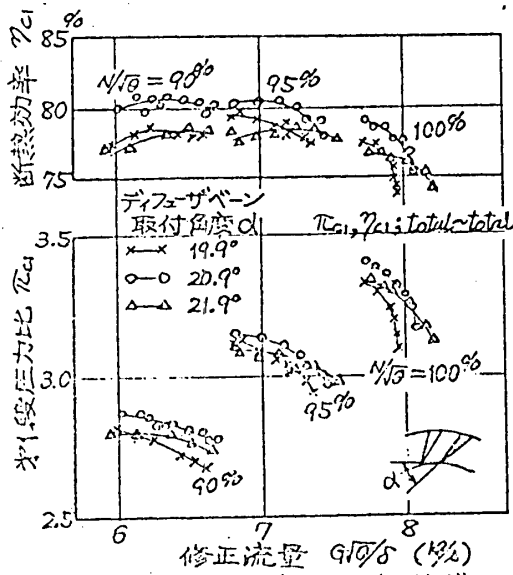


図6. 1段圧縮機性能特性

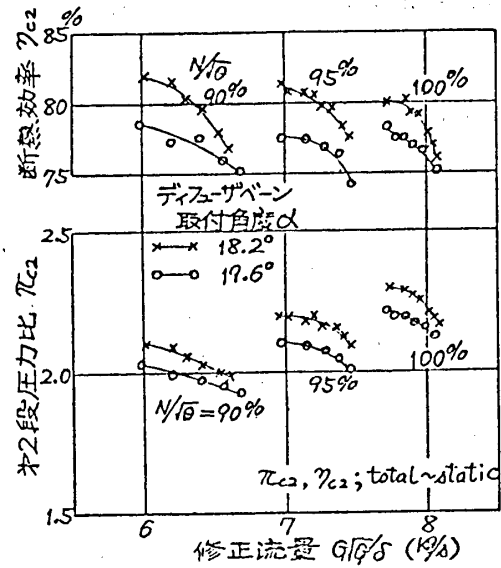


図7. 2段圧縮機性能特性

3.3 タービンの開発

タービンの設計に当っては、まず通路形状と速度三角形を決めるために各段の仕事配分、葉弦長・高さ、ハブ径等多数のパラメータを変化させて最適組合せを求めるパラメトリック・スタディを行なった。

葉断面形状は、キャンバラインを放物線と与え、その線に沿ってタービン葉として古くから知られている A_3K_7 などの形状から葉厚み分布を与えて、速度分布を計算することにより厚み分布を修正する方法と、入口・出口角度など境界条件を与えて外形形状線を多項式で滑らかな曲線にする方法との2種類によった。

図8に3段タービンロータの葉断面積重ね形状を示す。

1段ノズルの葉角度は、圧縮機とのマッチングの点から当初より3種類用意していたが、最終的には圧縮機の流量

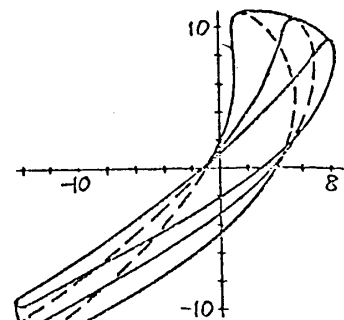


図8. 3段タービン葉

増大に合わせて、設計値より約10%大きいスロート面積のものを使用している。

タービンの効率は、ロータ翼のチップクリアランスによって大きく変化することが確かめられているが、組立時のクリアランスで効率を計算した値を上回る性能が実験によって得られたため、タービンについては性能向上には特に力を注がず、専ら高温部の耐久性向上に集中して改良設計を実施した。

あ と が き

M1A形ガスタービンエンジンは、設計開始以来4年を経て、1000KW級では初めての純国産ガスタービンを原動機とする発電設備として販売活動を開始したが、さらに従来のディーゼルエンジンとの競合から、コスト低減、熱効率の向上、さらには産業用としてより一層の耐用性向上が望まれることから、今後も研究改良を続け、世界的により競争力のある立派な品質を有する低価格製品として完成させるべく努力していくつもりである。

おわりに当って、M1Aの船用としてのNK型式認定に際しては、航空用と船用の品質管理上の取扱いが異なる点などについても、従来の慣行にとらわれず、前向きな姿勢で対応していただいた日本海事協会機関部の今井部長、星野次長ほか関係者の方々に、深く感謝の意を表します。

A-8 10,000KW ガスタービン 移動電源車の開発

永井 治

(石川島播磨重工業株式会社)

* 中杉 武雄

(石川島播磨重工業株式会社)

595 ⊗

1. まえがき

最近我国に於いても停電時やその他の緊急時に非常用もしくは補助用電源としてガスタービン発電装置が広く使用されるようになってきた。さらに航空転用形ガスタービンの軽量、小型という特長を生かし移動電源車としても使用されるにいたった。当社では1,000KVAクラスの移動用電源車を開発、製作した実績をもとに、更に容量10,000KWという大きな移動用発電機を開発、製作したのでその開発経過及びその概要について紹介する。

本発電装置は2台のトレーラ(パワートレーラとコントロールトレーラ)とで構成されており、前者にはガスタービン、発電機、後者には補助動力装置、燃料供給装置、制御装置がコンパクトに搭載されている。

本装置は熱帯地方はもとより気象条件などのきびしい場所でも使用できるように環境条件、使用条件に特に注意を払

っており、また吸排気装置、制御装置、補助動力装置等、発電に必要なすべての機器をトレーラに収納し、通常のトラクターでけん引出来るようになっている。

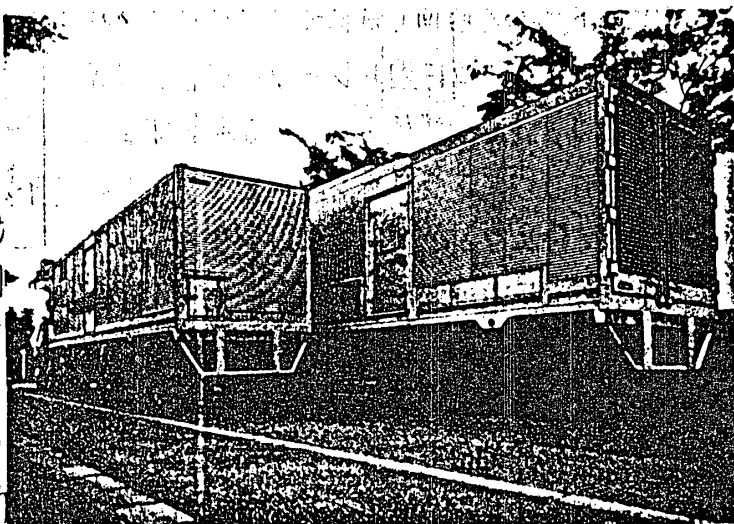


図1 10,000KWガスタービン発電装置

2. 仕様

本発電装置は航空転用形開放サイクル軸式ガスタービンIM1500を用いた発電装置である。

その主な仕様諸元を表1に、IM1500ガスタービン発電機断面図を図2に示す。

2.1 設計方針

本装置の計画に際しては、移動用電源車という使用目的から運転操作等の取扱い

を簡略化すると共に信頼性、安全性に重点をおき次の主旨に従って設計を進めた。
 (1) 連載形とするため各機器を軽量、小型化し、全体をコンパクトにまとめるとともにその信頼性を十分考慮し、更に整備性が低下しない様十分考慮する。

(2) トレーラは平坦舗装道路で最高60km/hrで連続走行可能であること、又悪路でも走行可能な強度を有する構造とする。

更に、トラクターとの接続カップリングはS.A.Eの規格に合致するものとする。

(3) 本装置は他の支援がなくても電力を供給出来る様にする。

潤滑油の冷却は空冷式とし冷却水は使用しない。

(4) セットアップ時間(目標30分以内とする)を短くするために両トレーラの配線、配管の接続位置、及び接続方式に十分考慮する。

接続はすべてプラグイン方式を採用する。

(5) 起動、停止などの運転操作は完全に自動化し未熟練者にも運転操作が安全に出来る様考慮する。又遠隔操作が出来る様にする。

本装置には約0.5時間分の燃料を搭載するが運転中に自動給油出来る様にする。

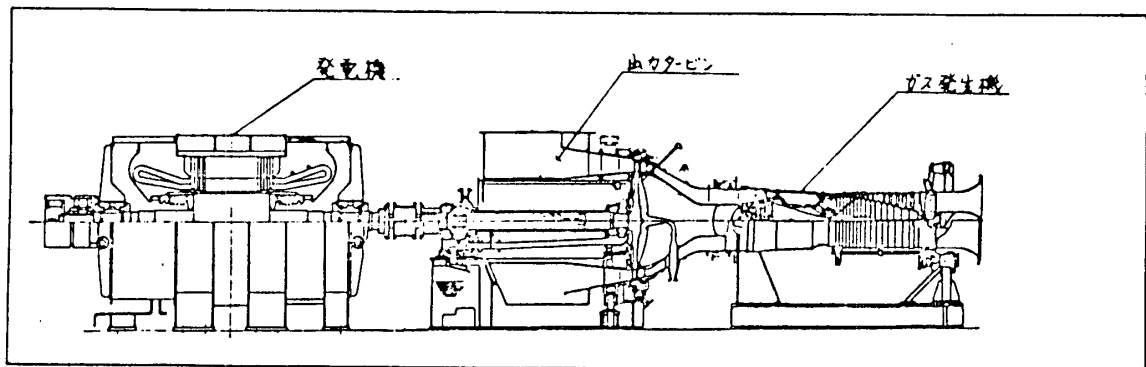
セットアップ完了後スタート指令から起動完了まで3分以内とする。

(6) 熱帯地仕様を考慮し、各機器の選定、設計を行う。またトレーラの各開口部には防塵対策を十分施す。

形 式	MG-G10,000			
性 能	発電機 端出力	10250 KW		
	燃料消費率	346 gr/kWhr		
ト レ ー ラ	形 式	バン型セミトレーラ		
	バ ワ ー	外形寸法	長さ 14.7 m 幅 3.0 m 高さ 4.2 m	
		コ ン ビ ン	外形寸法	長さ 12.2 m 幅 2.4 m 高さ 4.1 m
			燃 料	軽油又は灯油
ガ ス タ ー ビ ン	形 式	開放単独サイクル2軸式		
	カ ス タ ー ビ ン 機	空気圧縮機	軸流17段前6段可変動力	
	燃 焼 器	タービン	軸流3段	
	出カタービン	燃 焼 器	ギヤニュー形x10個	
発 電 機	形 式	横軸円筒形同期発電機		
	励磁方式	回転界磁ブラシレス		
	冷却方式	開放空冷式		
	端子電圧	13800 V		
	力 率	0.9 遅れ		
周 波 数	60 Hz			
潤 滑 油	燃 料	軽油又は灯油		
		合成油 MIL-L-7808 又は MIL-L-33699		

7500rpm

表1 主要諸元

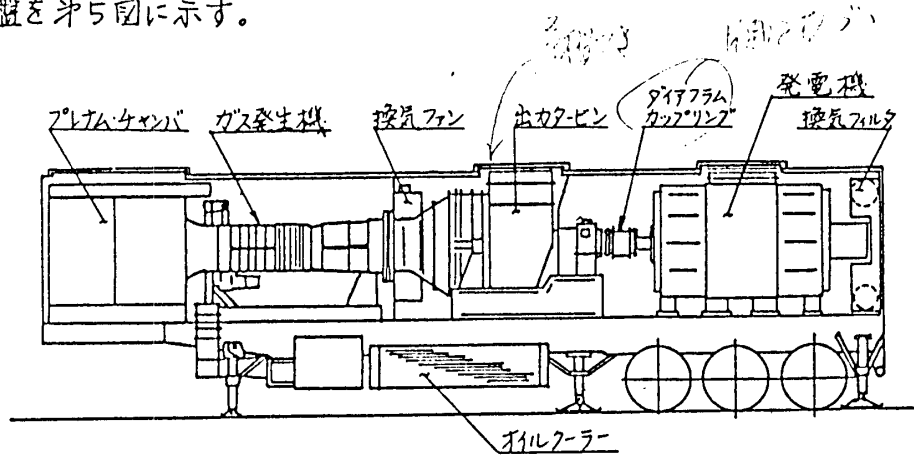


オス図 IMI 500ガスタービン発電機断面図

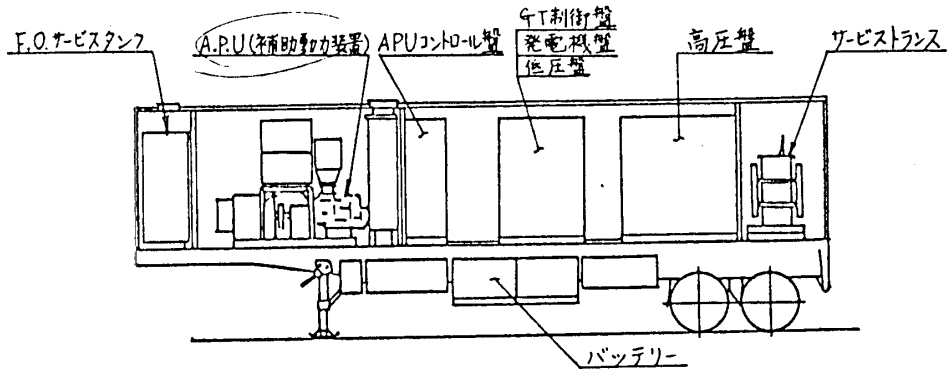
3. 構造

本装置の全てが搭載されているトレーラはバン型セミトレーラであり、ボディは内側に防音処理を施したアルミ合金を主体とし、特に剛性を要求される箇所には高張力鋼を採用した。シャーシは重量分布、走行時の振動、衝撃荷重を受けてのたわみ、ねじりを考慮し、長手方向2本のI形鋼を主強度メンバとしこれに補助の骨を組合わせ十分な強度をもつ溶接構造のフレームとした。又本トレーラは常に積載状態にあるので、タイヤを保護するため油圧ジャッキを設けトレーラ走行時以外はそれを使用する様にした。

パワートレーラ全体配置を第3図に、コントロールトレーラ全体配置を第4図に、配電盤を第5図に示す。



第3図 パワートレーラ全体配置



第4図 コントロールトレーラ全体配置

3.1 潤滑油系統

ガス発生機は合成油、出カタービン及び発電機はタービン油を使用している関係上系統を2つに分離した。

ガス発生機の潤滑油は、本体軸受部及び補機駆動歯車などの回転部に供給する系統と圧縮機の可変静翼制御の作動油系統に分かれる。各系統の油は本体に直結された潤滑油ポンプによって供給される。

もう一方の系統は出カタービン及び発電機の軸受部に油を供給する系統であり、

潤滑油ポンプはACモータで駆動される主潤滑油ポンプとDCモータで駆動される補助潤滑油ポンプを設置した。

潤滑油冷却器は空冷式でトレーラの床下に取り付けられており、電動ファンで冷却されている。

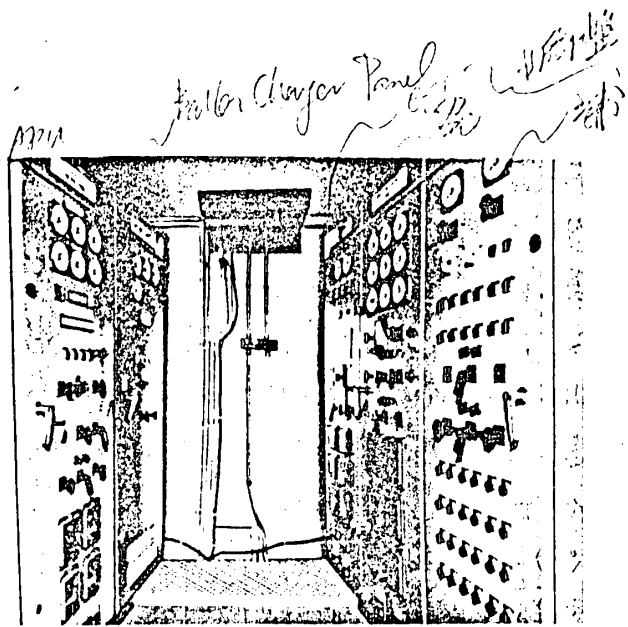


図5 配電盤

3.2 燃料系統

燃料系統は、燃料制御系統と燃料供給系統に大別される。

本装置には、発電機出力としての電気的要求に対して、ガスタービンの機械的特性から電気油圧式ガバナーを採用し、整備性の向上をはかるため、一体化してパッケージ化した。また容量2000Lのサービスタンクが搭載されており、燃料供給が断れた場合でも約30分間は運転出来る様にした。

燃料は客先の貯蔵タンクより移送ポンプを介してサービスタンクに送られる。サービスタンクに取付けられているレベルスイッチにより移送ポンプをON-OFFさせ自動的に燃料はサービスタンクに補給される様にした。

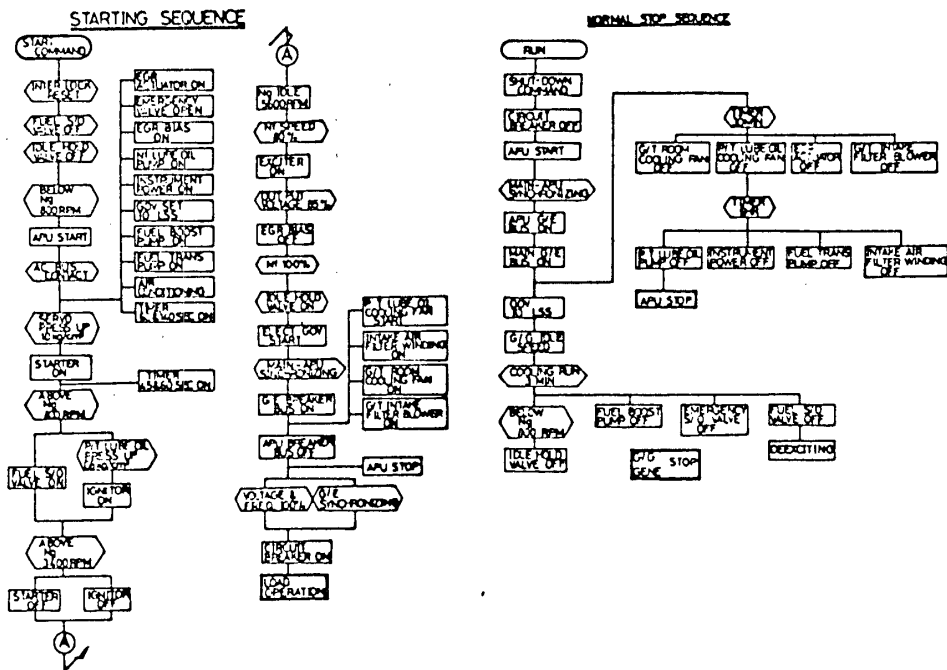
3.3 空気系統

空気系統は始動空気系統と冷却空気系統に大別される。主機ガスタービンは空気起動式で起動に用いる圧縮空気はAPU (Auxiliary Power Unit) の抽気空気を用いた。APUの抽気口より規定圧かにレギュレートされた抽気空気が主機スタート指令により随時スタートに供給される。それによりガス発生機は起動する。ガス発生機の回転数が約3400rpmに達するとスタート内蔵の遠心式速度スイッチの働きによりAPUの抽気弁を閉じ空気の供給をシャ断する様にした。

出カタービンの高温部、すなわちロータディスク前面及び翼部ケーシング内側にはガス発生機の圧縮機出口からの抽気を利用した冷却空気を導き冷却する様にした。

3.4 運転制御方式

本発電装置の制御は、すべて制御室内に於いて行なわれる。主機の起動には、まずAPU装置を起動させ、主機の起動に必要な圧縮空気及び補機用電力を作り、その後主機を起動、主機が定格電圧、周波数に立ち上がった後、APUとの並列運転を行う。補機用電力を全て主機の出力電力に移行後、APUは冷却運転、停止シーケンスに入る。主機の通常または非常停止による起動指令がくるまでAPUは待機体制に入る。APUが再スタートしない場合は、バッテリー電源を使用し、停止に必要



オ6図 スタート、ストップシーケンス

な最低限の補機を駆動できる様にした。本発電機の制御装置は、当社にて製造された電気ガバナ、及び燃料制御装置より構成される。出力制御はガス発生機へ供給される燃料流量を制御する事により行なわれる。スタート、ストップのシーケンスをオ5図に示す。

4. 試験結果

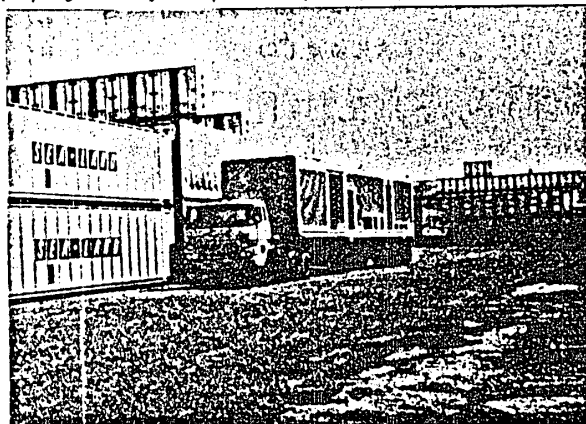
社内試験、立会試験など多くの試験を通じ性能、諸特性についてテストした結果、初期の計画性能を満足することが確認出来た。

4.1 トレーラ試験(オ7図参照)

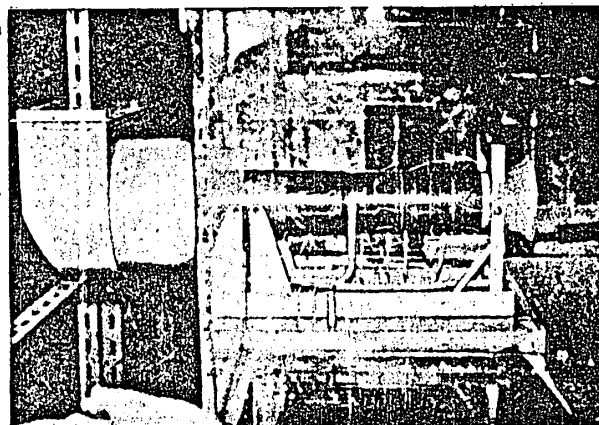
実車を使用し、実際の機器の搭載を模レボディーのため試験及び走行試験を行い走行時の振動、応力測定を実施した。試験結果当初の計画に比べたわみ及び応力も小さくトレーラの強度上問題ない事を確認した。

4.2 冷却特性試験(オ8図参照)

ガス発生機室内の冷却空気フローパターンと冷却特性について1/10モデルを製作し設計の妥当性について確認し、更に実機に於いても各部の温度計測の結果良好であった。



オ7図 トレーラ試験



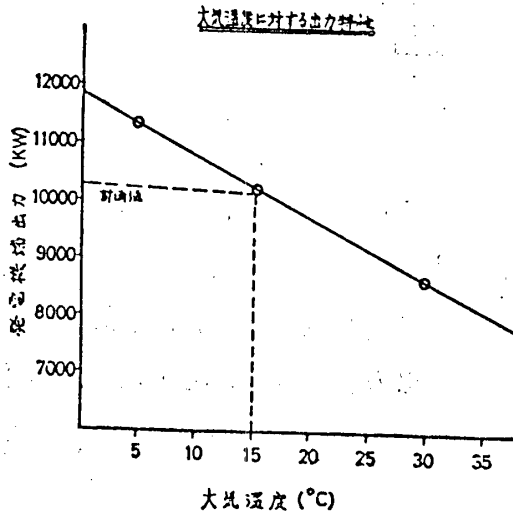
オ8図 冷却特性試験

レハ
軸受等

4.3 発電機試験

始動特性試験結果をオ2表に、大気温度に対する出力特性をオ9図に、全負荷しゃ断特性をオ10図に示す。

それぞれ当初の計画以上の性能が出来ることが確認出来た。

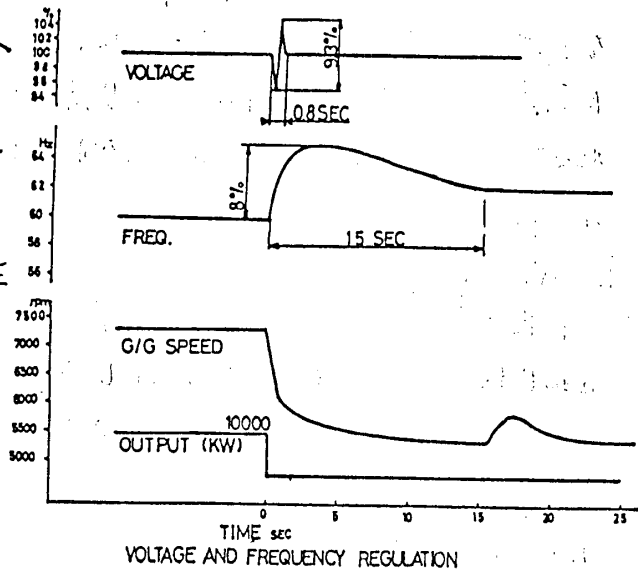


オ9図 大気温度に対する出力特性

項目	時間(秒)
スタート指令	0
APU電圧確立	16
APU抽気弁閉	37
ガス発生機着火	47
スタータ・カット	58
出タービン回転	68
主機電圧確立	104
始動完了(同期完了)	169

設計目標値 180秒以内

オ2表 始動特性



オ10図 全負荷しゃ断特性

5. あとがき

以上10,000kWガスタービン移動電源車の概要を述べた。本装置はわが国初の大容量移動型電源車であり計画、製作、試験、実用で非常に良好な結果をおさめ、その

経験を通して貴重なデータを得た。この貴重なデータをもとに更に改良を加えよりよい装置を開発していくために、今後更いっそうの努力を重ねて行く所存である。

- * 佃 嘉章 (三菱重工 高砂製作所) 549 頁(巻末)
 福江 一郎 (三菱重工 高砂製作所)
 日浦 治也 (三菱重工 高砂製作所)
 大久保 敦生 (三菱重工 高砂製作所)

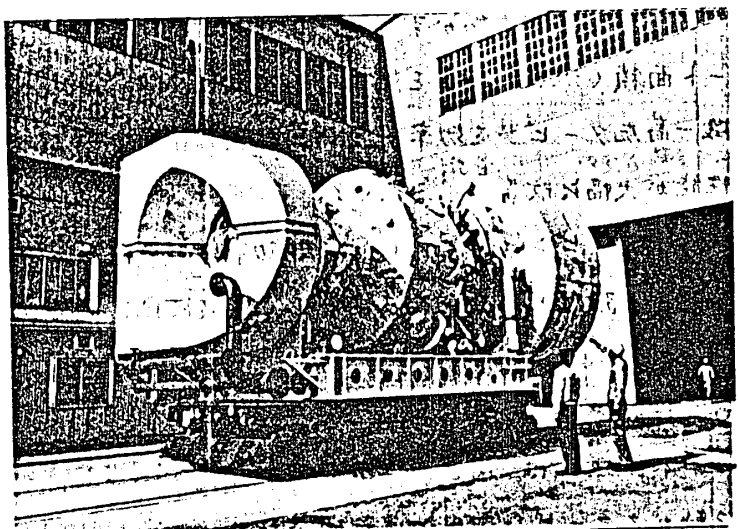
1. まえがき

三菱重工は、かねてより 高性能機械駆動用2軸ガスタービンの開発を行なっており 1976年3月には、25,000 KWクラスのMW252型の試作機試験に成功し、量産体制を整えている。その後も引き続き 出力増加のための研究開発を続け、このほど(1978年3月) 出力を20%増加させた30,000 KWクラスの2軸ガスタービンを完成させ、その工場試験を成功裏に終了した。25,000 KWから30,000 KWクラスへの出力増加のためには、

- ① 圧縮機に前方1段を追加して流量増加をはかった
- ② 流量増加にマッチするとともに出力の増加に対し タービン動静翼は、十分な強度をもつ翼とした

本ガスタービンの試運転は 当社高砂製作所内にある2軸ガスタービン専用試運転場において 50,000 HP (37,000 KW) を吸収できる水動力計と結合して 性能・強度両面からの確認試験を行なった。

ここでは、試作機の工場試験とその結果について概要を報告する。



2. 30,000 KW ガスタービン

本2軸ガスタービンは 表1. に示す要目をもち、MW252型と同様に 高圧タービンと出カタービンの間を 図2. に示す固定翼

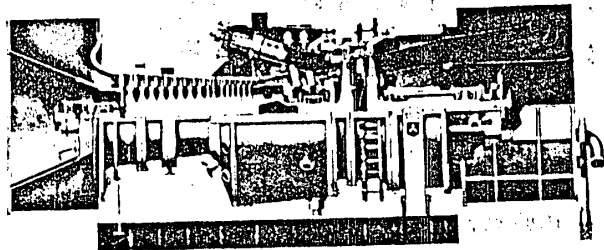


図1. 30,000 KW 2軸ガスタービン

部と可変翼部とを組合わせたフラッパ型静翼で結合している。このフラッパ型出カタービン静翼の採用により従来の2軸ガスタービンに採用されている可変ピッチ静翼の場合に必要なとされる高圧タービン動翼との間のディフューザ部分を除去しガスタービン軸長を短縮させることに成功した。

本フラッパ型静翼では、入口側の固定翼部により内部構造物の支持を行なうとともに半径方向の流路断面積の拡大をはかっている。しかもこの部分では、翼厚みおよび円周方向速度成分の増加により翼列を通過する流線上の流速は、全領域にわたって増速流れとなり、流体力学的に安定した流れを得るとともに、ディフューザ損失を軽減することに成功した。

又、可変翼部を動かすことによりスロート面積（流出角度）を制御して出カタービンの回転数、負荷の変動に対して圧縮機-高圧タービンを効率の良い回転数に維持することが出来るので部分負荷時の性能が大幅に改善される。

高圧タービン動静翼には、冷却効率の高い強制空冷翼を採用しており、翼のメタル温度も強度上十分余裕のある低い温度に維持している。

本体寸法	全長 8.8 ^m 全幅 3.6 ^m 全高 4.3 ^m
本体重量	92 ^t (含台板)
圧縮機	軸流 16段
燃焼器	キャラ式 8本
高圧タービン	軸流 1段
出カタービン	軸流 1段

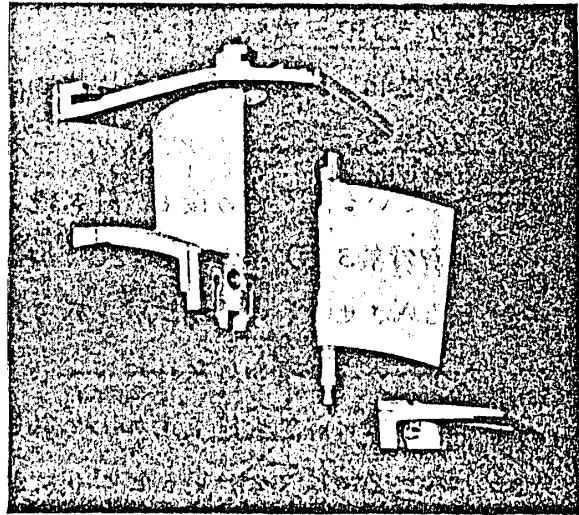


図 2. フラッパ型静翼

3. 性能試験の概要

本試作機は、図 3. に示す 2軸ガスタービン専用試運転場にて、図 4. に示すように水動カ計と結合して試験を行なった。全体性能の確認のためには、定格状態はもちろん、部分負荷状態の性能を N_1 (高圧タービン) 回転数・ N_2 (出カタービン) 回転数およびフラッパ

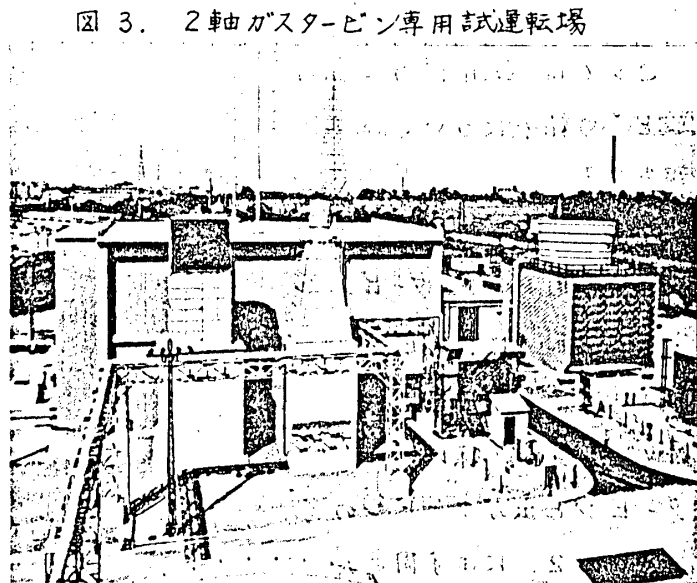


図 3. 2軸ガスタービン専用試運転場

型静翼のセッティング角度を変えながら計測した。

性能計測は、1葉につき運転条件設定後、十分時間をおいて運転条件が安定するのを待って15分間をかけて連続計測し、その平均値をとった。

定格時の性能計測値を表2.にまとめて示す。

性能計測にあたっての基本的なデータ — 吸気流量は、

ベルマウスにより、吸気温度は吸気ダクト内にとりつけた6葉の熱電対により、排ガス温度は排気ダクト内にとりつけた16葉の熱電対により、性能計測中に5回計測しその平均値をとった。熱電対は、JIS 0.75級CAを検定して使用した。

出力の計測は、水動力計に吸収されるトルクを15秒間隔で60葉サンプルし、同時にサンプルしたN₂回転数とからその積の形で演算して求めた。15分間連続運転中の出力の変動幅は、標準偏差にして平均値の約1%でありこれらのサンプル値の平均値と真の平均値との差という形で分布を仮定し95%の信頼度で推定すると約0.2%以内の精度にある。水動力計による出力の安定計測という観点からは、所期の精度を満足したと考えている。(参考文献1)

これらの性能計測値をもとに部分負荷時の特性を%表示にして示したものが図5.である。

なお、N₁回転数を維持したままで、フラップ型静翼を全開まで開くと、その負荷を約50%まで下げることができた。

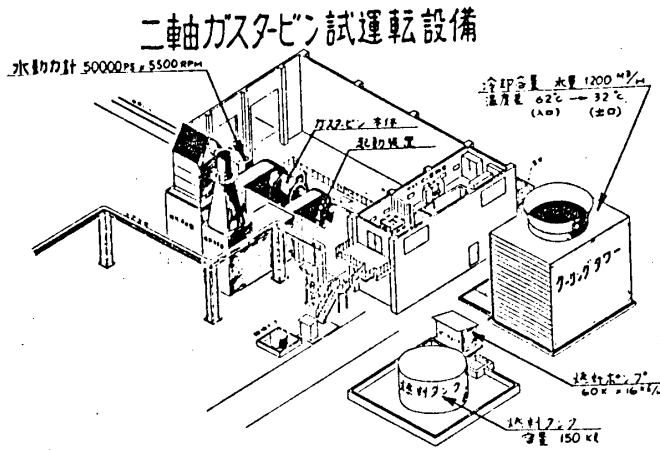


図4. 試運転設備概略図

運 転 条 件	大気圧	1.041 ata
	吸気温度	10 °C
	相対湿度	55 %
	N ₁ 回転数	5000 rpm
	N ₂ 回転数	4650 rpm
フラップ翼 セッティング角		-2°

計 測 性 能	出力	30,830 kW
	熱効率	27.7 %
	圧力比	8.00
	排ガス温度	565 °C
	吸気流量	133.6 m ³ /s

表2. 定格時計測性能

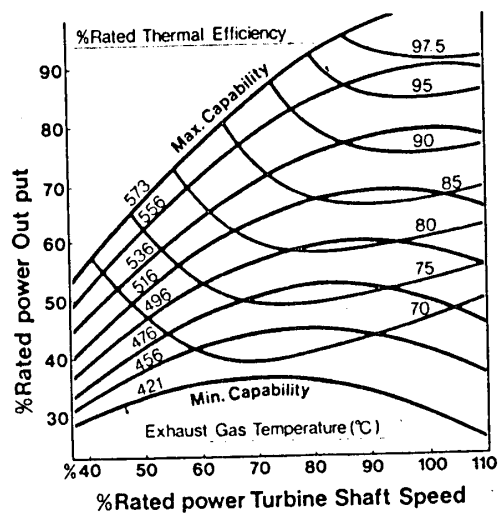


図5. 部分負荷特性

4. 強度の確認試験

性能試験時に、本ガスタービンの機械的特性を確認するために、静止部（タービン翼環・静翼）はもちろん、回転部（高圧タービン動翼・ディスク、出カタービン動翼・ディスク）のメタル温度および応力の計測を行なった。回転部については、高圧タービン部は、軸芯を通してワイヤリングを行ない（図6.）圧縮機軸端から水銀スリップリングを通して信号を取り出した。又、出カタービン部については、負荷としての水動力計と結合している関係から、スリップリングを使用するこ

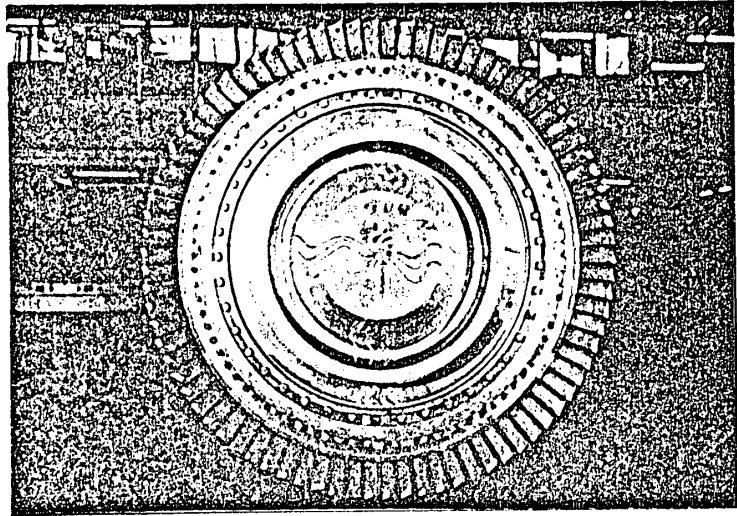


図6. 高圧タービン計測ワイヤリング

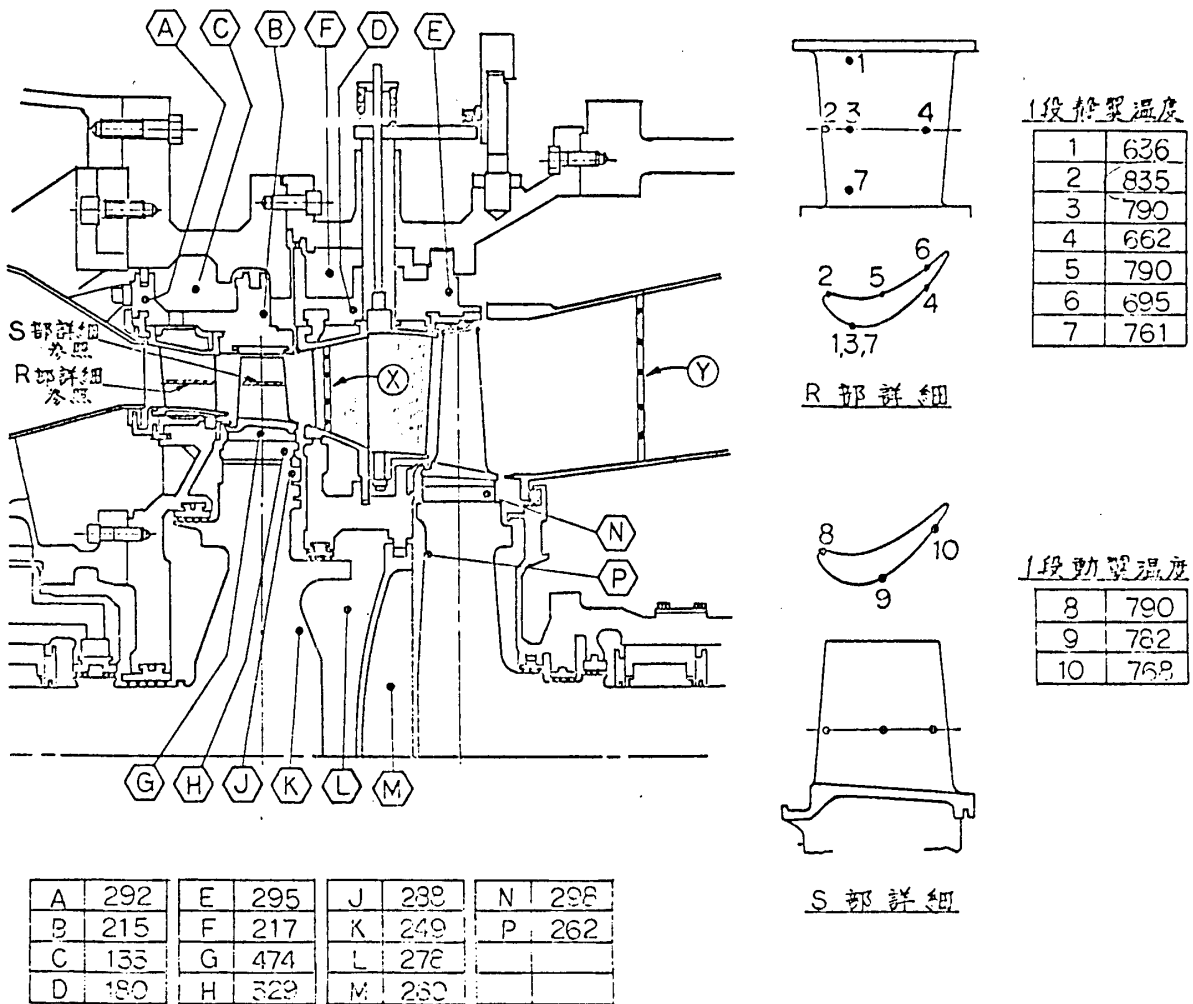


図7. タービン各部のメタル温度計測結果（定格時）

TIT 1050°C
1st S.R 冷却

とが、できなかったので、テレメータ発信器をとりつけ、その信号を受信することにより計測した。(文献2) これらのデータは、計画値に十分近く、強度上安全なことを確認した。

また、高温・高圧のガスタービンでは、圧縮機・燃焼器・タービン等の要素としての技術は、もちろんのこと、機械としてまとめる際には、冷却空気系統 — とりわけ高温・高圧の空気およびガスのシール技術 — が重要な技術となってくるが、要所要所にとりつけた熱電対および圧カピックアップによりモニタした。

定格状態におけるこれらのデータの例を、図7. に示した。

5. タービン段間ピトー管トラバース

実機における計測から、要素の性能を精度良く確認することは、計測箇所および計測点数が、構造上の制限を受けるので、非常に困難である。しかし、実機の中で冷却空気のタービン通路壁面からの漏水こみ、高圧タービン動翼からの冷却空気の吹き出し等が、半径方向の温度分布・流れの分布にどのような影響を与えているかを調べる目的で、高圧タービン

動翼とフラップ型静翼の間、又出カタービン動翼出口で、夫々、半径方向に4点および5点につき、ガスの全温・圧力・流速を計測した。

圧力・流速は、3孔ピトー管により、流れ角にあわせながら計測した。これらのピトー管は、夫々800℃、600℃の高温の雰囲気内で使用することになるので、INCO-700材により製作した。

定格運転時における計測例を、図8. に示す。これには、計画値を夫々破線により示してあるが、計測値は、これに近く、ほとんどの場合、満足できる結果であった。

なお、これらの計測は、冷却空気の供給量を調整しながらも、行ない貴重なデータを得ることができた。

また、速度の分布については、実機設計に先行して行なった、小型モデルタービン

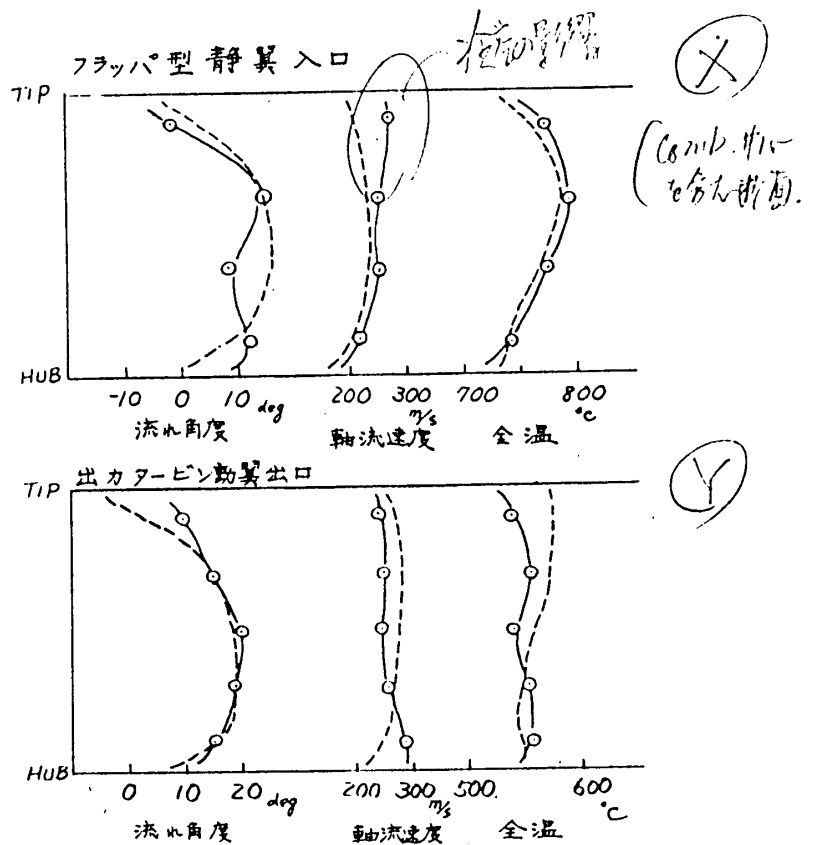


図8. トラバース計測結果の例(定格状態)

による試験結果に近い結果であった。

6. まとめ

本 30,000 kW クラス 2軸ガスタービンの完成により 25,000 kW から 30,000 kW の出力範囲にわたって適用できる 高性能2軸ガスタービンの量産体制が整った。

本ガスタービンは、圧縮機およびポンプ等の機械駆動用として 最適の特性を有しており 今後 天然ガスパイプラインおよび石油化学プラント用の原動機として広く利用されることを期待している。

(文献)

1. International Standard : ISO 2314. Gas Turbine - Acceptance Tests
2. 小村・日浦 「ガスタービン回転部の計測」 日本ガスタービン学会第5回定期講演会論文集
3. Tsukuda, Hiura 「Development of 25,000 kW class Two Shaft Gas Turbine」 ASME ETCE 77-Pet-43

*山本 一, 斉藤初雄, 片寄成実 (東京芝浦電気株式会社)

1. ま え が き

ガスタービン発電所は、蒸気タービン発電所に比べて、補機類が少なく、比較的コンパクトな発電所とすることができ、冷却水使用量が少ないこと、起動停止が容易等の特徴を生かし、抗内ガスを燃料とする内陸部の炭坑地域で、有効に利用されている。発電用にガスタービンを用いる場合、年間を通じて運転されるため、特にその耐久性と信頼性および補修の容易さが要求される。

ここに紹介する、住友石炭鉱業株式会社殿赤平礦業所1, 2号機および三井石炭鉱業株式会社殿砂川鉱業所1号機のガスタービンは、運転開始後、10年以上経過し、現在も好調に運転を続け、耐久性と信頼性を誇っている。

一番古い、赤平1号機の場合、⁹³⁹設置以来14年間を経過し、延べ運転時間10万時間を越し、その間の運転信頼度99%以上を記録するなど輝かしい運転実績を作ってきた。

また、砂川1号機では、ガスタービンに蒸気噴射を行なって出力を増加することにより、実に平均負荷率110%という驚異的な記録を作っている。

ここでは、これら北海道の炭坑用自家発電設備3台について、運転実績、おもな補修項目、および10万時間経過に伴う点検結果について報告する。

2. 設 計 仕 様

2-1 要 項

製作当時としては最新形の、タービン入口温度が750°CのType 8-750°C-再生形で、ISO定格時の設計要項を表1に、熱精算図を図1に示す。実際の認可出力は、各発電所によって異なっている。

2-2 使用材料

表2に主要部品の使用材料を示す。

3. 現在までの運転経過と実績

表-3に、3台のガスタービンの運転経過と実績を示す。

形 式		Type 8-750°C-再生形	
大気状態	温 度	15 °C	
	圧 力	1.0332 ata	
タービン入口温度		750 °C	
空 気 流 量		58 kg/s	
圧 力 比		5.3	
定格速度	ガスタービン	4,755 rpm	
	発 電 機	3,000 rpm	
発電機端	出 力	6,000 kW	
	熱 効 率	26.1 %	
廢熱回収ボイラ蒸気発生量		5 t/h	
熱 利 用 率		42.3 %	
圧 縮 機 形 式		軸流17段 反動形	
タービン形式		軸流7段 反動形	
燃 焼 器 形 式		単胴筒形逆流式	
再生用熱交換器形式		管形熱交換器	
廢熱回収ボイラ形式		フィン付形熱交換器	
発電機容量および形式		3,500 kVA 三相交流同期発電機	
起動装置容量および形式		300 kW 三相巻線形誘導電動機	
使用燃料の種類		坑内ガス(主成分:メタン)	

表1 設計要項

表中の運転信頼度，設備信頼度，稼働率および平均負荷は次式で定義する。

$$\text{運転信頼度 } R1 = \frac{\text{総運転時間 } b}{\text{総運転時間 } b + \text{事故停止時間 } c}$$

$$\text{設備信頼度 } R2 = \frac{\text{総経過時間 } a - \text{事故停止時間 } c}{\text{総経過時間 } a}$$

$$\text{稼働率 } U = \frac{\text{総運転時間 } b}{\text{総経過時間 } a}$$

$$\text{平均負荷 } p = \frac{\text{総発電量 } P}{\text{総運転時間 } b}$$

なお，最長連続運転時間は，砂川1号機の1976年7月21日より，1977年6月31日までの8244時間である。

4. 補修項目

ガスタービンに使用される部品の温度範囲は；大気温度から1,800℃の燃焼ガス温度まで非常に幅広く，材質は使用温度に応じて選定されているものの，補修部品は高温部に多く，その主な内容は下記の通りである。

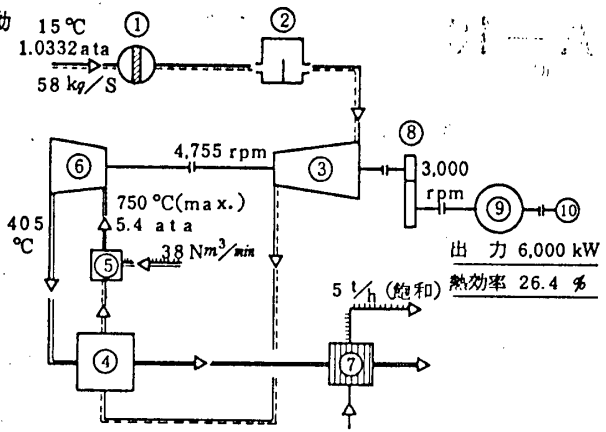
4-1 タービン動翼および静翼

- (1) 動，静翼の曲り，打痕，クラック
- (2) レーシングワイヤの摩耗

4-2 タービンロータ防熱片の損傷

4-3 燃焼器内筒片および頭部部品

- (1) 内筒片の高温酸化
- (2) 頭部部品の高温酸化



1	吸気フィルタ	6	タービン
2	消音装置	7	廃熱回収ボイラ
3	圧縮機	8	減速装置
4	再生用熱交換器	9	発電機
5	燃焼器	10	起動電動機

図1 熱精算図

部品名称		材質
圧縮機	動翼および静翼	SUS403
	ロータ	Cr-Mo-V鋼
	ケーシング	FC20
燃焼器	外筒	SB42
	内筒	内筒：SUS310S, SUS29 内筒片：21Cr-Ti鋼
タービン	動翼および静翼	高温部：S590 低温部：16Cr-14Ni-W-Ti鋼
	ロータ	Cr-Mo-V鋼
	ケーシング	Mo 鋳鋼

表2 主要部品の使用材料

調査期間	プラント	総経過時間	総運転時間	総発電量	起動回数	事故停止時間	運転信頼度	設備信頼度	稼働率	平均負荷
		a hr	b hr	P kWh	n	c hr	$R_1 = \frac{b}{b+c} \%$	$R_2 = \frac{a-c}{a} \%$	$U = \frac{b}{a} \%$	$P = \frac{P}{b} \text{ kW}$
64. 2. 9 ~ 65.12.31	A1	16,608	12,189	68,740,500	—	131.0	—	—	73.30	5,640
	A2	8,592	5,376	32,581,800	—	64.6	—	—	62.60	6,060
	B									
66. 1. 1 ~ 66.12.31	A1	8,760	7,268	—	—	—	—	—	83.00	—
	A2	8,760	8,186	—	—	—	—	—	93.45	—
	B									
67. 1. 1 ~ 67.12.31	A1	8,760	—	—	—	—	—	—	—	—
	A2	8,760	—	—	—	—	—	—	—	—
	B	2,208	2,162	12,923,060	10	—	—	—	97.92	5,980
68. 1. 1 ~ 68.12.31	A1	8,784	—	—	—	—	—	—	—	—
	A2	8,784	—	—	—	—	—	—	—	—
	B	8,784	8,250	49,215,900	8	—	—	—	93.92	5,968
69. 1. 1 ~ 69.12.31	A1	8,760	—	—	—	—	—	—	—	—
	A2	8,760	—	—	—	—	—	—	—	—
	B	8,760	8,154	58,714,800	8	—	—	—	93.08	7,202
70. 1. 1 ~ 70.12.31	A1	8,760	8,322	43,616,600	5	4.0	99.95	99.96	95.00	5,241
	A2	8,760	8,305	33,988,800	6	10.0	99.87	99.80	94.80	4,093
	B	8,760	8,300	59,014,000	3	6.0	99.92	99.93	94.74	7,110
71. 1. 1 ~ 71.12.31	A1	8,760	8,333	49,670,100	3	0	100	100	95.12	5,961
	A2	8,760	8,308	41,116,900	6	16.0	99.8	99.81	94.84	4,949
	B	8,760	8,372	56,413,000	4	7.0	99.91	99.93	95.57	6,738
72. 1. 1 ~ 72.11.30	A1	8,040	7,672	42,382,600	4	4.0	99.95	99.95	95.42	5,524
	A2	8,040	7,610	34,750,300	4	1.0	99.97	99.99	94.65	4,566
	B	8,784	8,301	60,890,600	3	123.3	98.45	98.60	94.50	7,335
72.12. 1 ~ 73.11.30	A1	8,760	8,221	44,296,100	8	1.0	99.99	99.99	93.85	5,388
	A2	8,760	8,248	35,975,000	6	1.0	99.99	99.99	94.16	4,362
	B	8,016	7,641	56,173,700	2	8.2	99.89	99.90	95.32	7,352
73. 1. 1 ~ 73.12. 1	A1	9,504	8,176	47,166,900	10	0	100	100	86.03	5,763
	A2	9,504	5,521	23,986,100	21	0	100	100	58.09	4,345
	B	9,504	9,051	66,191,100	4	19.0	99.79	99.80	95.23	7,313
75. 1. 1 ~ 75.12.31	A1	8,760	7,503	45,667,100	11	0	100	100	85.65	6,087
	A2	8,760	4,616	22,045,300	36	0	100	100	52.27	4,776
	B	8,760	8,320	50,389,000	5	10.0	99.88	99.89	94.98	6,056
76. 1. 1 ~ 76.12.31	A1	8,784	3,747	22,398,600	20	0	100	100	42.66	5,978
	A2	8,784	6,644	44,270,000	16	0	100	100	75.64	6,663
	B	8,784	8,268	48,456,000	1	0	100	100	94.13	5,861
77. 1. 1 ~ 77.12.31	A1	8,760	6,260	27,235,400	40	0	100	100	71.46	4,351
	A2	8,760	7,981	50,055,900	9	0	100	100	91.11	6,272
	B	8,760	8,337	46,908,000	3	11.0	99.87	99.87	95.17	5,626
総計および平均	A1	121,896	101,328	514,099,100	309	14.00	99.86	99.89	83.13	5,074
	A2	111,624	94,347	502,078,900	248	9.26	99.90	99.92	84.52	5,322
	B	89,880	85,156	565,289,160	51	18.45	99.78	99.79	94.74	6,638

A1: 住友石炭鉱業株式会社 赤平 1号機 1964年 2月 5日 運転開始
 プラント A2: " " 2号機 1965年 4月 8日
 B: 三井石炭鉱業株式会社 砂川 1号機 1967年 10月 1日

表 3 運転経歴と運転実績

5. 10万時間点検とその結果

ガスタービン材料は使用部位によって異なるが、高温強度や高温ガス腐食抵抗のより優れた超合金鋼が用いられている。しかし、高温強度が優れた超合金鋼であっても動翼や静翼などの高温部材は、高温で長時間使用されると材質変化を生ずる。

運用10年経ったプラントでガスタービン主要部品の材質変化を調べた。

5-1 タービン動・静翼

運転時間64,000~100,000時間使用したA, Bプラントの第1~4段動翼, ならびに段落の異なる静翼を一部抜き取り供試材とした。使用材は2項に記述の如く、高温域がS-590, 低温域が16Cr-14Ni-W-Ti鋼である。

(1) かたさ分布

動翼の縦断面全長に亘って、ビッカース硬度計で測定した結果を図2に示す。

使用前は当然のことながら翼全長に亘り、かたさは均一な分布を示すが、使用時間

の増大に伴って、翼の中央から先端にかけて硬化し、使用温度が高い程その傾向が著しい。

図3は各動翼の有効部、植込部のかたさ結果を、使用温度、運転時間とかたさの関係からラーソンミラーパラメータに整理したものである。使用温度が高く、しかも使用時間が長いと、時効硬化が促進されることがわかる。

静翼についても動翼と同様のかたさ分布を示している。低温域の動静翼は加工硬化型材料で長時間の使用により軟化している。

(2) 金属組織調査

図4にAプラントで100,000時間使用した第1段動翼の組織を示す。植込部ではS-590の示すオーステナイト組織中に炭化物が分散した状態で、使用前の組織に比してほとんど変化は認められない。しかし有効部においては、ややオーステナイト粒界が不明瞭となり新たな析出物が観察される。

さらに2段レプリカ法を用い、電子顕微鏡による微視的組織を観察すると、植込部は結晶粒界に微細な炭化物がみ

られ、結晶粒内には粒状炭化物(M_6C 型と思われる)が分布している。有効部については、植込部同様 M_6C 型の粒状炭化物がやや多く観察される他に、 NbC とさらに新たな析出硬化相であるLaves相が粒内に著しく多く分布している。

なお、静翼についても同様な結果が得られた。

(3) クリープ破断性質

A, Bプラントで長時間使用した第1段動翼の植込部、有効部からクリープ破断試験片を採取し、試験温度730°C, 850°C, 応力10, 15, 21 kg/mm^2 でクリープ破断試験を行ない、それをラーソンミラーパラメータで整理した結果を図5に示す。

未使用材に比して、各データとも高温長時間使用においても、著しいクリープ破断

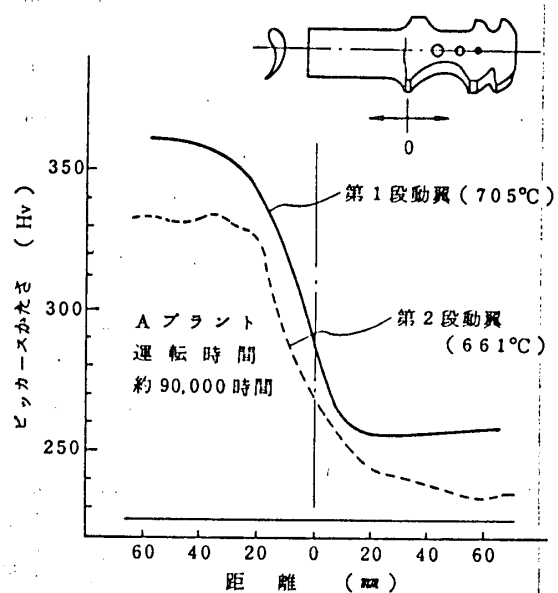


図2 動翼断面のかたさ分布

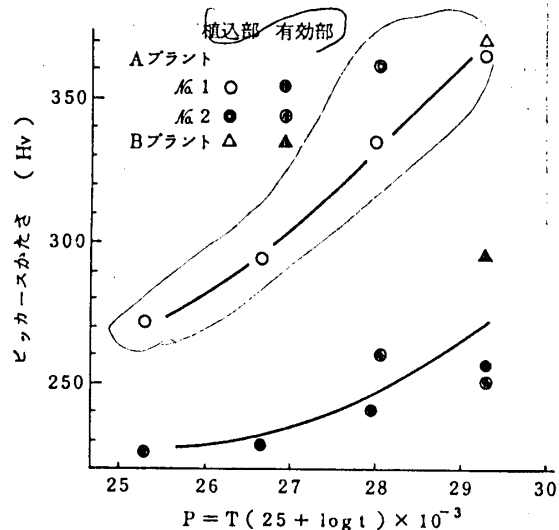
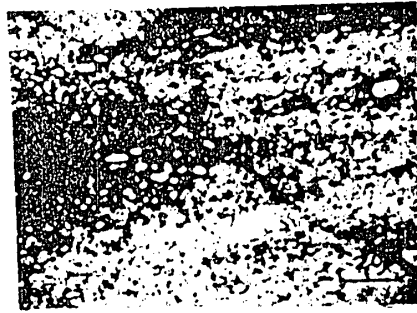
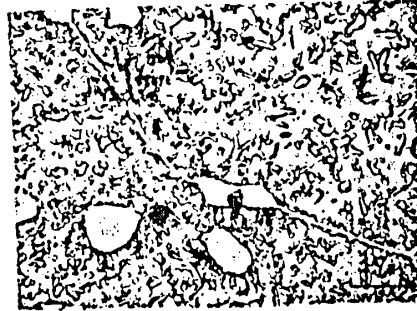


図3 各動翼の使用温度、運転時間とかたさの関係

光学顕微鏡
組織



電子顕微鏡
組織
(レプリカ法)



有効部

植込部

図4 第1段動翼の金属組織

性質の変化は認められない。強度のみを考えた場合の劣化はほとんど受けていない。しかし、破断伸びおよび絞りについて、いずれも長時間の使用によって減少している。

植込部と有効部の強度差は僅少であるが、植込部に比べて有効部の強度が、高温長時間の使用により、わずかながら低い結果を示している。

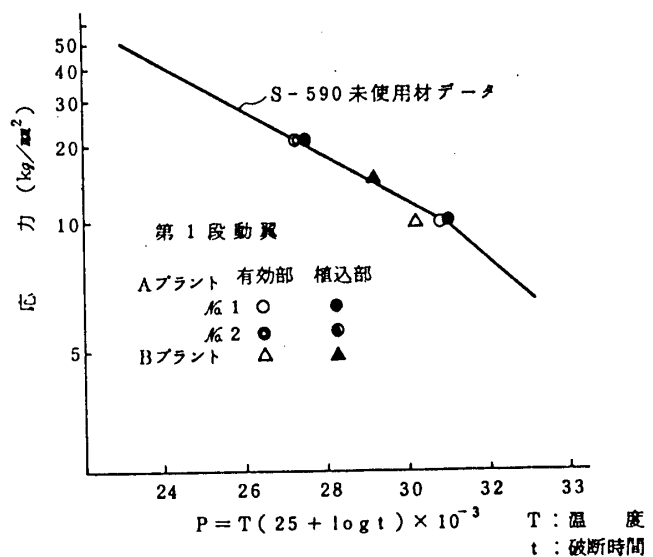


図5 各プラント長時間使用後のクリープ破断強さ

5-2 ロータおよびケーシング

約90,000時間経過したAプラ

ントのロータ、ケーシングを非破壊的に経年調査を試みた。それぞれの使用材はロータがCr-Mo-V鋼で、ケーシングがMo鋼である。

(1) ロータ

図6にロータ各部のショアかたさ測定位置と、その結果を示す。

使用温度とかたさの関係から分る様に、製造時のかたさレベルと比べると高温部は軟化、逆に低温部はやや硬化の現象がある。いずれも長時間の使用により経年変化が

生じている。

図7に示した、高温部とロータ端部の電子顕微鏡組織から、高温部は球状化した炭化物が析出していることが分り、これがかたさの軟化に起因していると推定される。

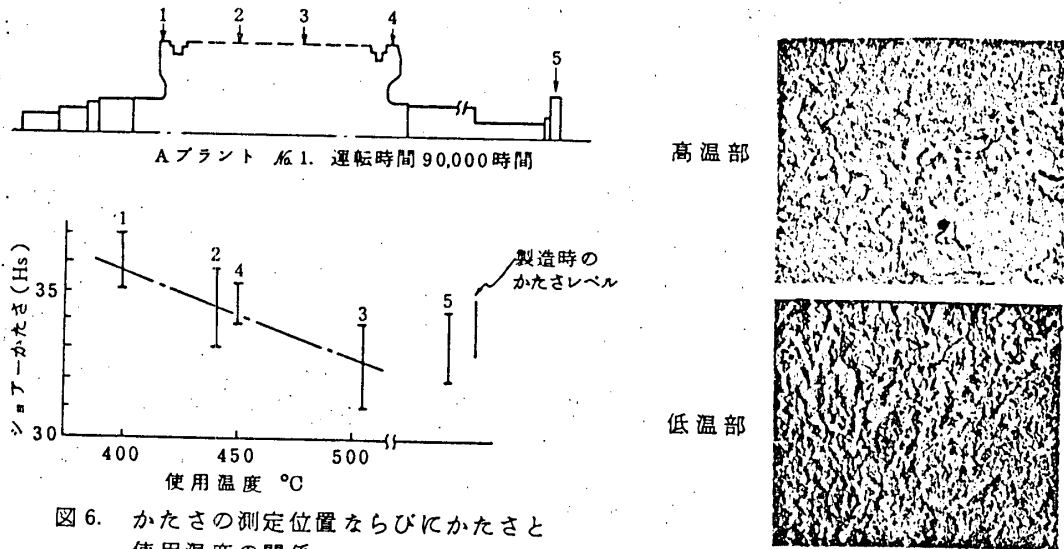


図6. かたさの測定位置ならびにかたさと使用温度の関係

図7 ロータの顕微鏡組織

(2) ケーシング

ケーシング水平継手面および内面各部をショア硬度計で計測した結果、ケーシング全域がHs 19~23の範囲であり、製造時に比して約Hs 5程度の軟化が確認された。引張強さに換算すると約 $10\text{kg}/\text{mm}^2$ の低下に相当する。

電子顕微鏡による組織観察からも、凝集粗大化した炭化物が結晶粒界に析出しているのが認められる。

6. まとめ

長期間運用されたプラントを調査して高温雰囲気中で、定常および非定常な運転状態を長く経験した材料において寿命消費していることが明らかとなった。

動、静翼は長時間の加熱によって、かたさの変化が最も顕著な挙動を示している。長時間加熱されることによって時効硬化と組織変化が促進され、著しい靱性の低下を来している。高温強度そのものには変化はなかったが、今後の使用による過時効軟化によって高温強度の漸減などが予想される。

ロータ、ケーシングの高温部では、炭化物が結晶粒界に凝集粗大化し、経年的な組織変化が生じている。

ガスタービンの設計寿命は、高温部を除いて10万時間が一般的であるが、実際に10万時間以上の運転実績を有し、なお現在も順調に稼働している例は稀である。

10万時間を一つの区切りとして、総点検を実施し、数多くの貴重なデータを得ることができたことは、ユーザの多大の好意によるものである。今後、ガスタービンの高温、大容量化が進行するものと予想されるが、本文がその一助になれば幸いである。

B-1 円柱・平板および二次元翼列によるフィルム冷却の実験的研究

*坂田公夫・吉田豊明・佐々木誠・高原北雄 (航技研)

1. 緒言

フィルム冷却は航空用ガスタービンのタービン葉の冷却法として主要なものであるが、対流冷却法と異なり翼面上に冷却空気と吹出すため、主流との混合過程(フィルムの挙動)、表面熱伝達率などに複雑な問題が生じ、したがってフィルム冷却葉の設計に際し、冷却性能の予測と把握、流れ損失の定量的評価など、実際的な問題で解決すべき点が多い。これに対し、Goldstein⁽¹⁾, Crawford, Liess 等の平板実験、Gauntner, Lander らの翼列実験などにより現象解明がなされて来ている。航技研においてもフィルム冷却と翼冷却に適用する目的で、円柱・平板モデル・二次元翼列を用いてフィルム冷却の研究を行なって来た。本報告は、これらのモデルによる実験結果をまとめ、フィルム冷却を用いる空冷タービン葉の設計及び性能評価の爲、冷却性能に関する資料を提供することが目的である。

2. フィルム冷却による熱応力の軽減⁽²⁾

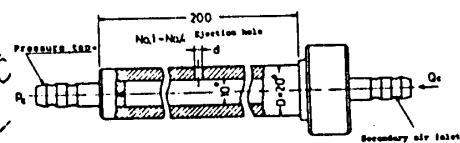
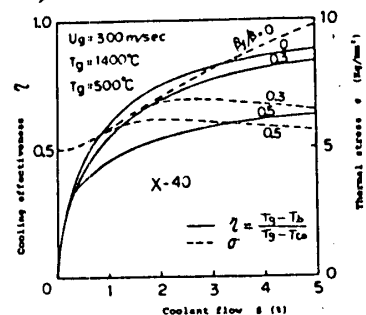
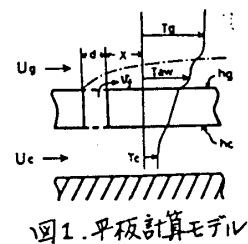
高温のタービン入口ガス温度に対処して葉寿命を保つためには、高い冷却効率と共に、温度分布によって発生する熱応力が低くなければならない。図1は冷却と熱応力の関係を論ずるための平板計算モデルである。計算は内外面を層流平板熱伝達とし、熱流を肉厚方向のみに仮定し、熱応力は板の長さ方向を拘束した一次元的なものとした。フィルム冷却効率は西脇⁽³⁾の実験式で与えた。

図2は計算結果例であり、 β_f/β はフィルムに用いた冷却空気流量(β_f)の全冷却空気流量(β)に対する割合を示している。対流冷却($\beta_f=0$)では β ($\equiv G_c/G_g$) を増やすに従って冷却効率が向上すると共に、熱応力も増大する。このため、熱応力と金属温度から計算される葉寿命は冷却と共に延伸するとは限らない。これは、 β の増大と共に内面熱伝達率が向上し、肉厚方向熱流束が増して温度勾配が増大するためである。これに対し、フィルム冷却を適用した場合($\beta_f/\beta=0.3, 0.5$)

は、 β の増加と共に冷却効率の向上に加え、熱応力の減少が認められ、葉寿命への利得は大きい。これは、冷却フィルムの存在によって葉外面に接するガスが低温となり、肉厚方向熱流束が小さくなるためである。

3. 円柱による円孔吹出し流量特性⁽⁴⁾

葉前縁部は外面熱伝達率が最も高く、内面に冷却スペースと充分とることが出来ず、冷却が困難となっている。そこでこの部分にフィルム吹出し孔を設け、孔内面の冷却と孔下流をフィルム冷却する方法が考えられているが、この場合吹出し流の挙動は、その出口近傍葉面静圧の位置による急激な変化のため、圧力勾配のない吹出しに比べ異なるものとなる。ここでは吹出し孔の流量特性及び、孔損失を



No	d mm	d/t
1	1.0 (nominal)	0.05
2	2.0 (nominal)	0.1
3	3.0 (nominal)	0.15
4	5.0 (nominal)	0.25
5	5.0 (inclined)	0.25

図3. 円柱モデルと空気の種類

把握するため、翼前縁部を円柱で模擬し、側面に種々の単一円孔をあけ、直交する一様流中で吹出し実験を行なった。図3は円柱模型と円孔の種類であり、No.5円孔は円柱軸に対してスパン方向に45°の傾きを持っている。

吹出しのない場合の孔出口締切り圧力 P_c を用いて

$$\alpha_c \equiv Q_c / \left[\frac{\pi d^2}{4} \sqrt{2(P_c - P_e) / \rho_c} \right] \quad \dots (1)$$

で流量係数を定義すると、吹出し圧力差 $C_{pc} - C_{pe}$ 及び吹出し位置 θ_c (孔中心位置の前縁からの回転角) によって図4の様に変化する。前縁 ($\theta_c = 0^\circ$) 以外では吹出し圧力差と共に α_c が大きくなり、この影響は孔径の大きな程大きい。また前縁に近い程 α_c は大きくなり、前縁では(1)式による流量係数が1を超える場合がある。

図5は吹出し圧力 C_{pc} を一歩にした場合の θ_c による無次元流量 $U_c/U_\infty \sqrt{\rho_c/\rho_\infty}$ と α_c の変化を示すものである。流量は P_c の最も高い前縁で最小となり、 θ_c と共に増大する。また、前縁近傍では孔径の大きな程流量が多く、 $\theta_c > 35^\circ$ ではその逆となっている。流量係数 α_c は前縁に近い位置で極大値を有し、前縁で極小値のある変化を示し、主流の影響が強く現われている。この現象は孔径の大きな程強いが、孔軸傾いたNo.5の吹出し孔ではそれが緩和されている。

4. 前縁部吹出しフィルム冷却 (半円柱前縁部を有する平板による実験) (4)

前縁部吹出しのもう一つの実験として、図6に示すアクリル製の断熱モデルを用いてフィルム冷却性能を求めた。模型は吹出し孔ピッチを変えたものと、孔軸をスパン方向に傾けたものとの3種類である。

図7は、平均質量流速比 $\bar{M} \equiv (\rho \bar{U})_c / (\rho U)_\infty$ を等しくした各模型の流下方向フィルム冷却効率分布であり、フィルム冷却効率 η_f は次式の定義による。

$$\eta_f \equiv (T_{aw} - T_\infty) / (T_c - T_\infty) \quad (2)$$

T_{aw} : 断熱壁温度, T_c : 冷却空気温度, T_∞ : 主流温度

この結果、孔ピッチを小さくすることによって特に下流域の η_f が向上し、吹出しをスパン方向に傾けることによって η_f の向上が得られることが分った。図8は各点の \bar{M} による η_f 変化を示したもので、吹出し孔近傍では $\bar{M} = 0.4 \sim$

Q_c : 冷却空气体積流量

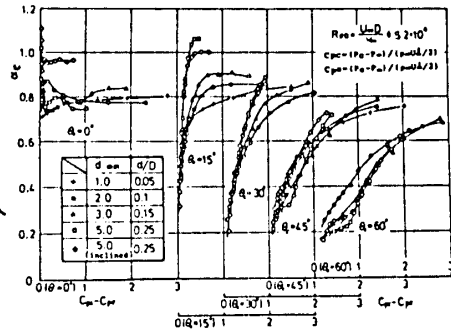


図4. 吹出し流量係数

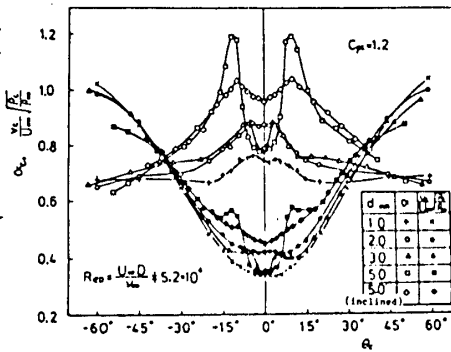


図5. 吹出し流量特性 ($C_p = \text{一定}$)

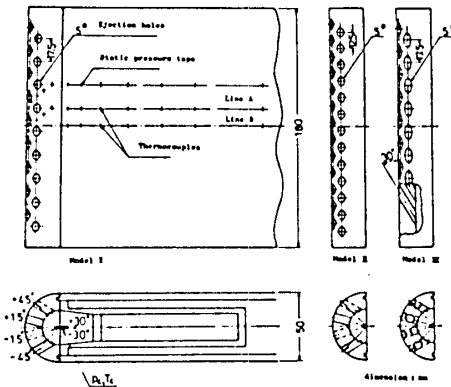


図6 前縁部吹出し模型

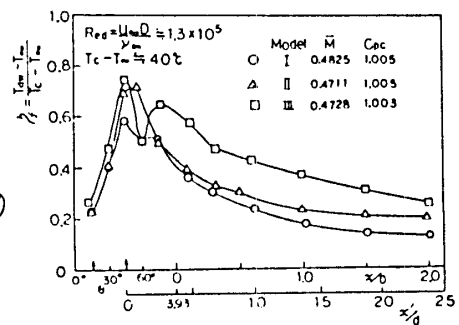


図7 各模型流下方向フィルム冷却効率分布

0.6の間に最大値を有し、過大なMでは η_f は低下する。これは平板円孔吹き出し実験で知られている吹き出し流の浮上り現象が、円柱面吹き出しにおいても現われていることを示す。一方、充分下流($x/d > 1.0$, $x/d > 14$)では η_f がMと共に一様に増大しており、浮上り現象が吹き出し近傍の局所的なものであり、かつ後述する平板実験で $x/d > 20$ においても浮上りの影響が認められるのに比べ、円柱面の曲率及び速度勾配がフィルムの再付着を促進していると考えられる。

5. 平板によるフィルム冷却実験

5.1. 一列円孔吹き出し平板⁽⁵⁾

平板モデルは、翼の背及び腹側の曲率の小さな部分を模擬するものであるが、その適用範囲は広いと考えられ、研究報告も多い。ここでは主流及び吹き出し流の層流・乱流が、一列吹き出しフィルム冷却に及ぼす影響について実験的に調べた。図9は試験平板であり、孔ピッチは $3d$ ($d=11.8\text{mm}$)、孔軸は流下方向に $\alpha=35^\circ$ の傾きを有している。主流レイノルズ数 $Re_d \equiv U_\infty d / \nu_\infty = 3.4 \times 10^3$ において吹き出し直前で層流境界層が得られ、Trip Wire 及び Sand Paper を用いて排除厚 δ^*/d を変えずに乱流境界層速度分布を得た。吹き出し流は管内飛達層流及び内部にO-ringのTripを設けて Nikuradse の速度分布に近い乱流を得た。

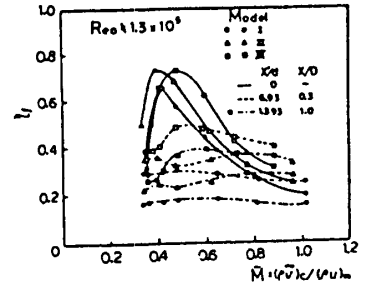


図8. 各位置のMによる冷却効率

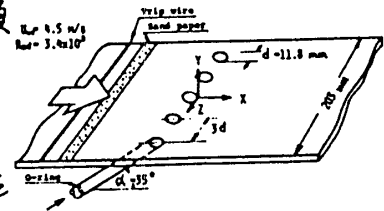


図9. 試験平板

主流の層流(L), 乱流(T), 及び吹き出し流(Jet)のL, Tそれぞれの組合せによる、 $M \equiv (P/U)_c / (P/U)_\infty = 0.5$ の場合の流下方向の冷却効率分布を図10に示す。冷却効率としてスパン方向の平均値をとった。この結果冷却効率は、Jetが乱流である時に最も高く、主流境界層状態では層流の場合に吹き出し近傍が高く、乱流の場合に下流域で高い $\bar{\eta}_f$ を示したが、この影響は小さいことが分った。図11に吹き出し中心下流($x/d=4.0$)における表面に垂直な方向の気流温度分布の測定結果を示したが、Jetが乱流である場合にJetの表面への付着性が良好であることが分る。また図12に示すスパン方向冷却効率分布もJetが乱流(T)の場合に一様に高い値を示している。

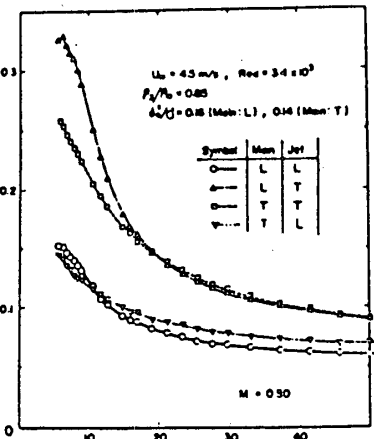


図10. 流下方向冷却効率分布

この様に乱流Jetが高い η_f を示すことは、(1) Jetの速度分布が平坦であり、最大運動量が小さいため主流に対する吹抜け力が小さい。(2) Jetの主流との境界の速度勾配が大きく、レイノルズ数による主流への拡散が速いためJetの運動量

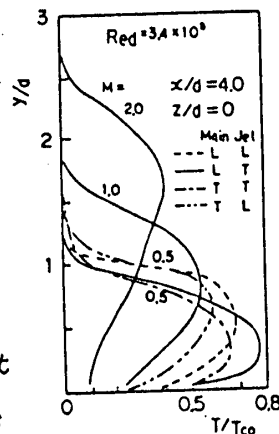


図11. 高さ方向気流温度分布

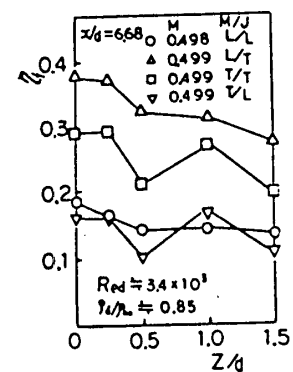


図12. スパン方向分布

が失われ易く、流しが表面に沿う。(3) Jet の乱れ成分が大きく、拡散も速める。などによると考えられる。この現象はタービン葉への適用に当って、吹出しに到るまでの流路形状(速度分布)、吹出し位置(主流境界層)、冷却空気の乱れなどによるフィルム冷却効率の変化として考慮されるべき点である。

5.2. 多孔列フィルム冷却平板 (6)

多孔列のフィルム冷却はタービン葉に対する実用的な方法と言え、冷却性能の把握と下流域でのフィルムの重なりに関する情報を得るため、断熱平板によるフィルム冷却実験を行なった。図13は Styrene form の試験平板であり、 $\alpha = 45^\circ$ 、スパン方向ピッチ $3d$ ($d = 12\text{mm}$) である。実験は単列及び流れ方向間隔 $10d$ (4列)、 $5d$ (7列) の多孔列の場合について行なった。平板前縁にはトリップを設けて主流境界層を乱流とした。また試験平板に対向する風洞側壁を可動にして、主流速度勾配の影響も併せて調べた。

図14は単列の実験によるスパン方向平均冷却効率 $\bar{\eta}_1$ の流れ方向分布であり、実線は Point Source Model による予測計算値である。 Pe は吹出し流のペクレ数であり、実験的に定めた。図中破線は前節掲 $\alpha = 35^\circ, M = 0.5$ における T/T_0 の結果であるが、両者共に乱流条件のため近い値となっている。Point Source Model は、吹出し孔近傍において実験値と一致となる。

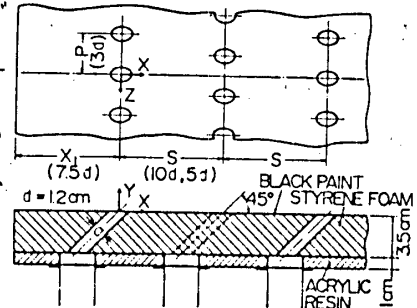


図13. 多孔列吹出し平板

主流速度勾配の影響について図15に三種の速度勾配における $\bar{\eta}_1$ を示す。速度勾配パラメータ K は次式の定義による。

$$K \equiv (\nu/U^2)/(dU/dx) \quad (3)$$

吹出し孔中心下流 ($x/d = 0$) では増速 ($K > 0$) の場合に高い $\bar{\eta}_1$ を示し、吹出し孔間 ($x/d = 1.5$) では減速流の場合に $\bar{\eta}_1$ が高くなっている。このことは、増速流の場合にフィルムのスパン方向の拡散が小さいことを示している。図16に示す平均冷却効率 $\bar{\eta}_1$ では大きな差はない。

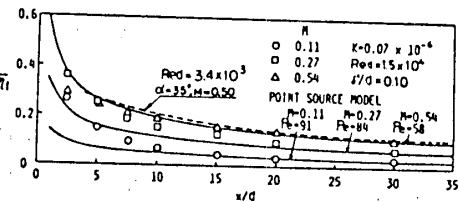


図14. 単列吹出しの結果(流方向分布)

多孔列吹出しの場合には下流域でフィルムの重なりがあり、フィルム冷却効率は高くなる。この関係も、吹出し空気温度が全列で等しい場合 Sellers (7) が次の様に求めている。

$$\bar{\eta}_1 = \bar{\eta}_1 + \sum_{i=2}^n \bar{\eta}_i (1 - \bar{\eta}_{i-1}) \quad (4)$$

$\bar{\eta}_i$ は他の吹出しのない時の i 番目の吹出しによるフィルム冷却効率である。図17は間隔 $10d$ の4列吹出し実験による流れ方向 $\bar{\eta}_1$ 分布を示し、曲線は単列吹出しの結果を用いた Sellers' model による予測値である。流速流 ($K \approx 0$) では予測値は実験値と良い一致を示すが、増速流 ($K = 0.68 \times 10^{-6}$) では実験値が高くでている。これは

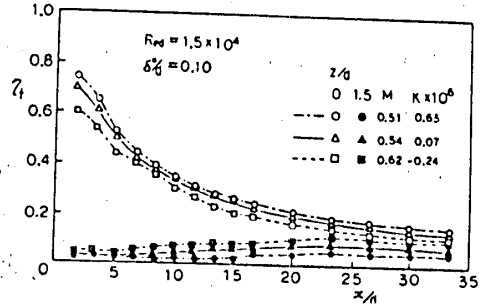


図15. 速度勾配の影響

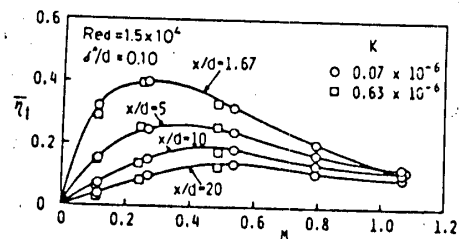


図16. 平均冷却効率の M による変化

フィルムのスパン方向の拡散が小さいことが、フィルムの重なる下流域で良好な結果を与えるためと考えられる。これらの事は孔列間隔の小さい(5d)場合でも同様であるが、Mの大きい場合、4列以降下流では Sellers' model の予測値は高くなる。(図18)

6. 二次元翼列によるフィルム冷却実験

6.1. 翼面の一部にフィルム冷却を施した空冷翼(8)

図19は翼面の一部にフィルム冷却を施した翼の二次元翼列によって求めた、コード方向冷却効率分布である。CT2, CT-3ではフィルム冷却を施した部分の冷却効率が高くなっているが、CT-7層は中央室のピンフィンによる対流冷却の効果が大きくでている。CT-3及びCT-7の前縁部フィルム冷却は、円柱前縁吹出しのフィルム冷却基礎実験(4節)によって考察出来、同図にはCT-7に対する前縁部のフィルム冷却効率の予測値も示した。この場合、冷却効率に対するフィルム冷却の効果は大きくないが、前述の熱赤力軽減の作用により翼寿命の利得は大きいと考えられる。

6.2. 多孔列フィルム冷却翼の翼列実験(9)

これまで述べたフィルム冷却の利点と特性を生かし、翼全面をフィルム冷却することを目的として、翼面に13列のフィルム冷却孔及び1列の後縁吹出し孔を有する多孔列フィルム冷却翼を設計し、二次元翼列実験により冷却性能を求めた。図20に多孔列フィルム冷却翼の断面図を示す。平板実験の結果を受け、孔ピッチ3d (d=1.4mm), $\alpha=30^\circ\sim 90^\circ$, 孔列位置は翼面圧力分布及び $\tau_f > 0.15$ の領域を想定した有効フィルム長さも考慮して決定した。冷却は、インペリジント冷却-対流冷却(=平板同流)-フィルム冷却の結合で行われ、各吹出し孔からの流量の設定には圧力調整室(9室)を設け、インペリジント孔面積を配分して行った。表1に設計値として冷却空気流量 $\beta (=G_c/G_g) = 4.5\%$ におけるS1, S2 2種の流量配分を示す。S1翼は各吹出し孔列のMが0.5近傍になる様に設計したものであり、S2はその改良型として前縁部流量(LE)を増加させ、内部対流冷却を強化したものである。

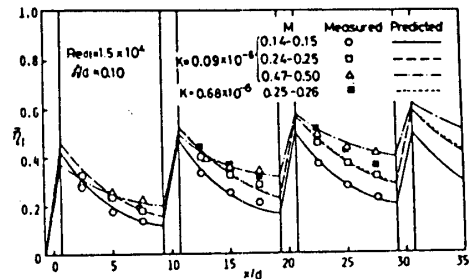


図17. 10d間隔4列の結果

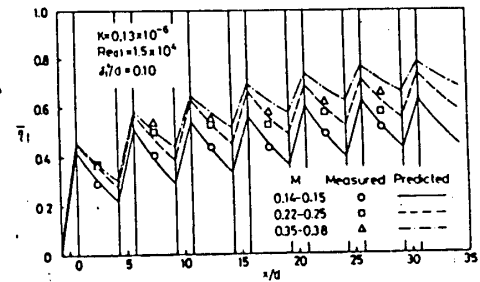


図18. 5d間隔7列の結果

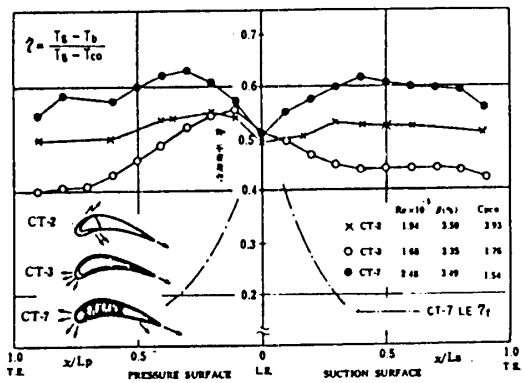


図19. 一部にフィルム冷却を用いた翼の冷却効率

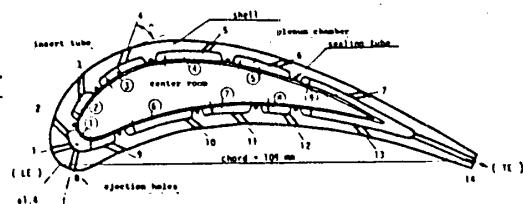


図20. 多孔列フィルム冷却翼

表1. 冷却空気流量配分 ($\beta = 4.5\%$)

Plenum	Position	Bi (%)	
		S1	S2
1	LE	15.63	23.1
2	SS	7.78	9.7
3	SS	9.08	10.1
4	SS	10.56	7.2
5	SS	10.42	8.8
6	PS	3.34	5.7
7	PS	3.77	6.9
8	PS	4.51	4.4
9	TE	34.98	24.0

LE; leading edge
TE; trailing edge

また、葉シールの肉厚は出来る限り薄くし、内面熱伝達面積を増すと共に、5.1節を考慮して吹出し流の速度分布が平坦となるよう意図した。

図21はS1及びS2のコード方向冷却効率分布であり、S2については各種の β についての結果を示した。吹出しMを0.5近傍に設計したS1葉は前縁部分の冷却空気流量が少ないため内部対流冷却が低く、前縁部の η が低い。これを改良したS2は、前縁部の冷却効率が改善され、相対的に冷却空気流量の減少した後縁部でも η の低下が小さいため、全体的に冷却効率が高く、その分布も平坦である。図中に、S2葉の $\beta=4.5\%$ について、前述の平板実験結果(5.2節)から予測した η と破線で示したが、この葉ではフィルム冷却の効果が η に対して全面にわたり20~70%と大きいことが分る。また、内面の対流冷却により、外面熱伝達率の低い腹側では低いフィルム冷却効率にもかかわらず高い η の値を有している。

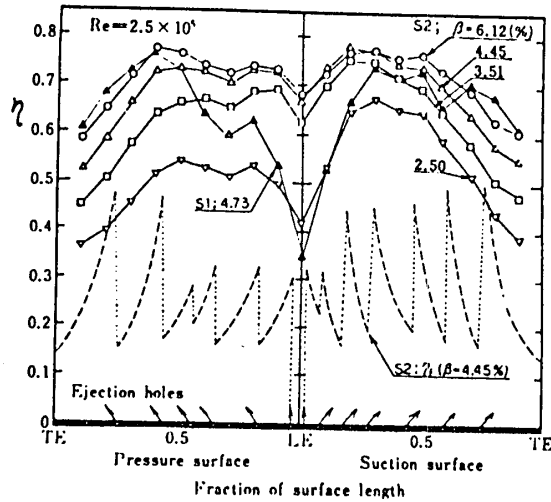


図21. 多孔列フィルム冷却葉の冷却効率

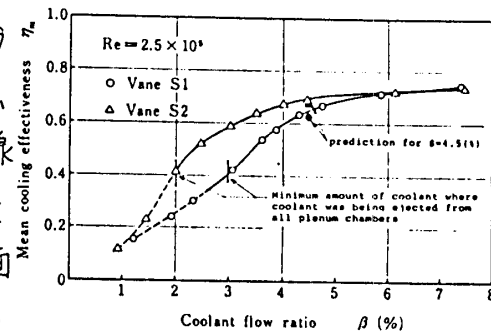


図22. 冷却空気流量による平均冷却効率変化

図22は葉面平均冷却効率 η_m の β による変化を示したものであるが、特に β の小さな領域でS2の冷却効率がS1に比べて改善され、 $\beta=4.5\%$ における冷却効率はS1で $\eta_m=0.651$ 、S2で $\eta_m=0.693$ となった。大きな流量 $\beta>5\%$ では流量増による冷却効率の向上は両葉とも小さい。これは主に、大きな β で吹出しフィルムの浮上りなどがあるため、フィルム冷却の効果が減小することによると考えられ、特に主流流速の小エッジ前縁部及び腹側にそれを見ることが出来る(図21)。また、S2葉は前記CT-2、CT-3及びCT-7など一部にフィルム冷却を用いた葉に比べて高い冷却効率を有し、高性能な葉であると言える。

7. 結び・謝辞

以上述べた様なフィルム冷却に関する各種模型実験によって、フィルム冷却の特性を把握することが出来、これを基にしたフィルム冷却葉の葉列実験によって冷却性能を究り、またフィルム冷却の奇与度と計ることが出来た。上記の諸データ及び関連データを基として、フィルム冷却タービン葉の設計資料を得ることが出来ると考えている。これらの実験解析に当り、有用な助言を戴いた当所、

松本正勝 原勲 磯部 長 島崎 忠雄 誌 文献

合研究官・能瀬弘幸 部長、また助力を戴いた 井上重雄、白井弘、熊谷隆王 君 研究員 に対し、感謝の意を表す次第である。

- (1) Goldstein, R.J. 7, Advances in Heat Transf. (1971)
- (2) Sakata, K. et al, Proc. of 25th NCTAM (1977)
- (3) 西崎他, 日機論 27-180 (8836-8) P1285
- (4) 佐々木, 高野, 坂田, 龍谷, 日機論 42-355 (8851-3) P.911
- (5) Yoshida, T. M Thesis, Univ. of Minn. (1977)
- (6) Sasaki, M. et al, ASME paper 78-GT-32 (1978)
- (7) Sellers, J.P. Jr. AIAA J. 1-9 (1963) p2154
- (8) 高野他, 日本ガス turbine 3-9 (1975) 及び 坂田他, 日機論 No.770-4 (1977)
- (9) Sakata, K. et al, ASME paper 78-GT-21 (1978)

* 井本正美 (東京大学) → 東芝
 平田賢 (東京大学)

1. 序 論

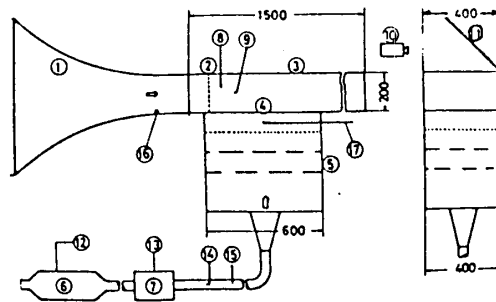
タービンの熱効率を向上させるため、翼面に無数の細孔を設けてそこから冷却空気を吹き出す全面膜冷却方式(FCF)の開発が進められている。本報は、翼面を構成する平板に主流方向とそれに直角なスパン方向に異なるピッチで千鳥状に7×7列の孔を設け、主流方向に35°の吹き出し角度で加熱空気を吹き出したときに、主流乱れが壁面上の冷却効率に及ぼす影響を、速度分布、乱れ度分布、サーモカメラによる表面温度分布および空間温度分布の測定結果から明らかにしたものである。

2. 実験装置および実験方法

図1.に実験装置の概略を示す。主流は大容量風胴①の出口で十分整流され主流流速および温度は標準ピトー管と熱電対によって測定した。ブロー⑥から送り出された吹き出し空気はヒーター⑦で加熱された後、チャンバー⑤で整流され十分ミキシングされた状態で吹き出される。吹き出し流速はピトー管⑭によって求めた流量から算出した。また、吹き出し空気の保温のため管路全体をグラスウールで断熱した。主流の圧力勾配による影響を除くためテストチャンネル上壁を可動にし圧力勾配が零になるよう調節した。

図2.にテストプレートを示す。実験への応用上材料強度及び冷却効率の点で吹き出し角度は35度にとり、材質は実験機のビオ一数に近くて加工が容易なアクリル板を用いた。

乱流格子は第1孔前縁の上流26D₀の位置に設置し格子を置かないときは、同じ位置にφ3のトリツピングロッドを置いて第1孔前縁で十分発達した平板乱流境界層を得るようにした。第1孔前縁上流0.5D₀でのテストチャンネル中央に於る主流乱れはそれぞれ5.7%および0.45%であった。



1 Wind Tunnel 2 Turbulence Grid 3 Test Channel
 4 Test Section 5 Mixing Chamber 6 Blower 7 Heater
 8 Hot Wire 9,14,17 Thermocouple 10 Thermo-camera
 11 Mirror 12,13 Volt Slider 16 Tripping Wire

図1. 実験装置概略図

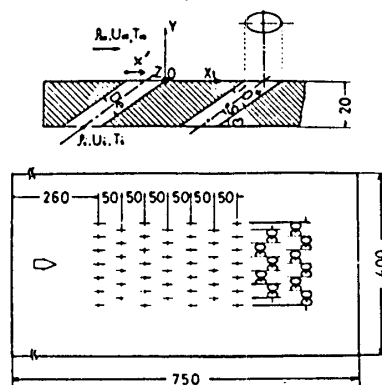
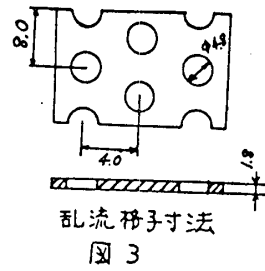


図2. テストプレート

平板壁面上の冷却効率 $\eta_w = (T_w - T_\infty) / (T_i - T_\infty)$ を算出するためにサーモカメラを用いて壁面温度分布の測定を行った。このときの黒色塗装されたテストプレート表面の放射率は吹き出しおよび主流のない状態での熱電対による壁温測定値とサーモカメラの指示温度とが一致するようにして求めた。反射鏡⑩は銀蒸着してあり歪曲および赤外線吸収率の小さいものを使用した。



平均速度分布および乱れ度の測定にはHOTWIREを、温度分布測定には熱電対プローブを使用した。

3. 実験結果および考察

図4と図5は吹き出し空気を吹き出さないときの第1孔目前縁の上流 ($X/D_e = -0.5$) に於る主流平均速度分布と乱れ度の分布を示したものである。主流流速 $1.9.0 \text{ m/s}$, $Re_L = \frac{U_\infty L}{\nu} = 3.1 \times 10^5$, $Re_{De} = \frac{U_\infty D_e}{\nu} = 1.15 \times 10^4$ の条件下で測定した。

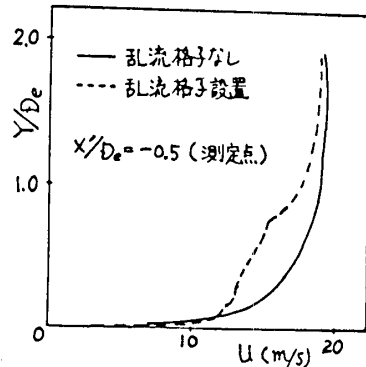


図4. 主流平均速度分布 ($M=0$)

但し、 L は乱流格子と第1孔前縁との距離、 D_e は吹き出し孔直径である。乱流格子のない場合とある場合の境界層厚さ δ はそれぞれ $1.18 D_e$ と $1.57 D_e$ 、境界層排除厚さ δ^* はそれぞれ $0.14 D_e$ と $0.28 D_e$ であった。

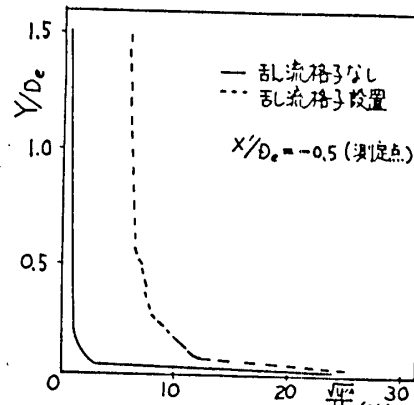


図5. 主流の乱れ度 ($M=0$)

吹き出し空気を吹き出したときの第1孔および第5孔下流の平均速度分布と乱れ度の分布を図6～図9に示す。吹き出し質量速度比 $M = 0.35$ で吹き出し空気は加熱されず、主流と同温である。

平均速度分布で、乱流格子を設置しない場合、第1孔目より第5孔目下流の方が境界層が厚くなっていることから下流にいくに従い境界層は厚くなると思われる。壁近傍での主流方向速度は $Z/D_e = 0$ のセンターライン上と $Z/D_e = 2.5$ の位置に於る値と比較すると $Z/D_e = 0.25$ の位置の方が大きい。このことから、噴流の最大速度の位置はセンターラインよりはずれたところにくると考えられる。センターライン $Z/D_e = 0.0$ 上で $Y/D_e = 0.2$ のところに変曲点が存在するが、これは、境界層排除厚さが大きいために、噴流の Y 方向速度成分によって主流が壁面から押し下げられる形でのステーションするからであろう。

一方、乱流格子を設置した場合、乱流格子のない場合と比べて、第1孔目下流と第5孔目下流でほとんど速度分布の形に変化はない。また、センターライン上と若干そ

れよりはずれた位置に於る主流方向速度分布にほとんど差異はない。(図6, 8)

乱れ度の変化で、図7の乱流格子を設置しない場合には、 $Z/D_e=0$ に変曲点を有し $Z/D_e=0.25$ の位置では極値が存在する。特に $Z/D_e=0.25$ の位置では、壁近傍に明らかに主流とジェットとの干渉をあらわすふくらみが存在し、第1孔目には、 $Y/D_e=0.5$ 近傍にジェットの上側エッジを表すふくらみがわずかながら現われている。これは、ジェットの最大平均速度位置がセンターラインよりはずれた $Z/D_e=0.25$ 近くにあることから特にその位置で主流とのミキシングが激しく起こるためであると考えられる。また、センターラインより $Z/D_e=0.25$ の位置におけるこれらの変曲点もしくは極値の位置が若干壁近傍近くに存在するのは、主流との干渉の結果、ジェットが壁方向に押之つけられることを示す。第5孔目における方が乱れ度が大きいのは、上流に於るジェットと主流との干渉により生ずる乱れが下流にいくにしたがって増大されるためであると考えられる。一方、乱流格子を設置した場合、乱流格子を設置しない場合に比べて変曲点は顕著にあらわれない。

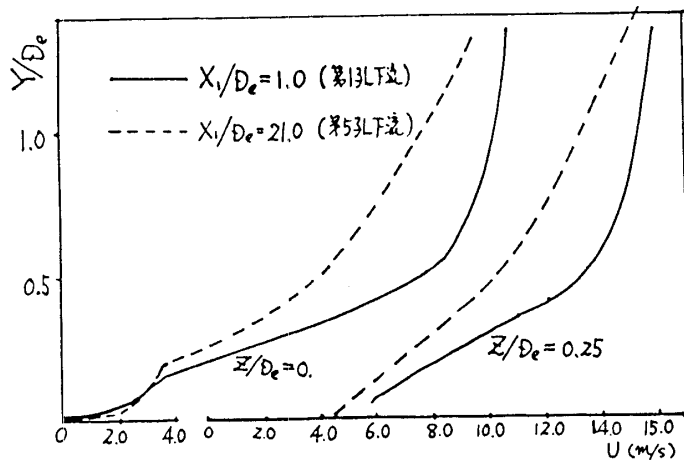


図6. 平均流速のスパン方向の変化 ($M=0.35, T_{t0}=0.45\%$)

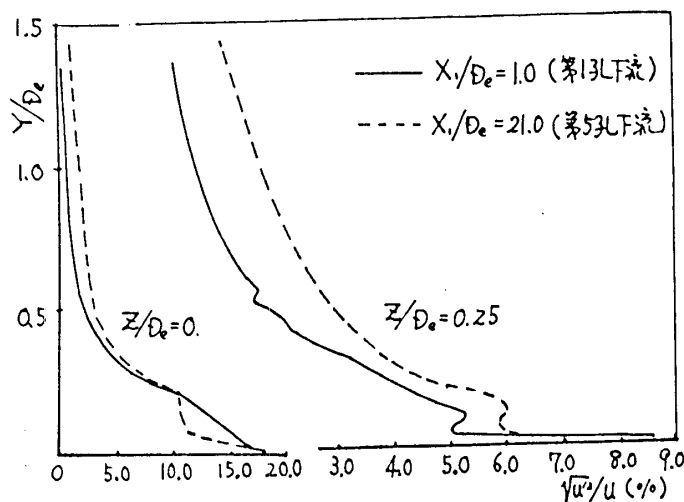


図7. 乱れ度のスパン方向の変化 ($M=0.35, T_{t0}=0.45\%$)

置しない場合に比べて変曲点は顕著にあらわれない。これは、主流乱れが大きいために、ジェットと主流の拡散速度が早くジェットの上側および壁側のエッジが消滅するためであると思われる。しかし、上側には壁側のエッジがわずかながら残っているのは、主流の乱れはジェットの上側に大きく影響を及ぼすためであろう。また、第1孔目より第5孔目の方が乱れ度が小さいのは、主流乱れの減衰の割合が上述の乱れの増大率より大きいためであろう。

図10に空間温度分布を示す。熱電対により測定された流体温度を $\phi = (T - T_{t0}) / (T_i - T_{t0})$ の無次元化し

たものである。

乱流格子を設置した場合と設置しない場合の大きな違いは境界層排除厚さが異なるために、最高温度帯域が、格子のめる場合には壁面よりほられた位置にくることである。これは速度分布の結果から明らかのように、シートが壁から浮き上がるためであり、境界層排除厚さが大きいこととも併せて考えると、シートはHOLE近傍で滞留することになる。

下流にいくにした

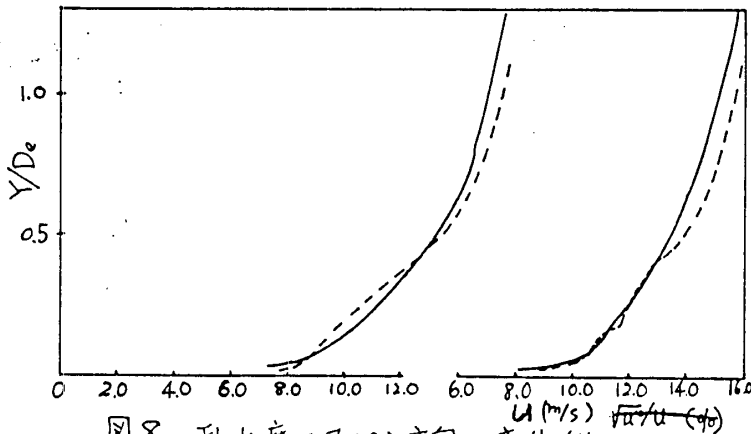


図8. 乱れ度のスパン方向の変化 ($M=0.35, T_{uc}=5.7\%$)
平均流速

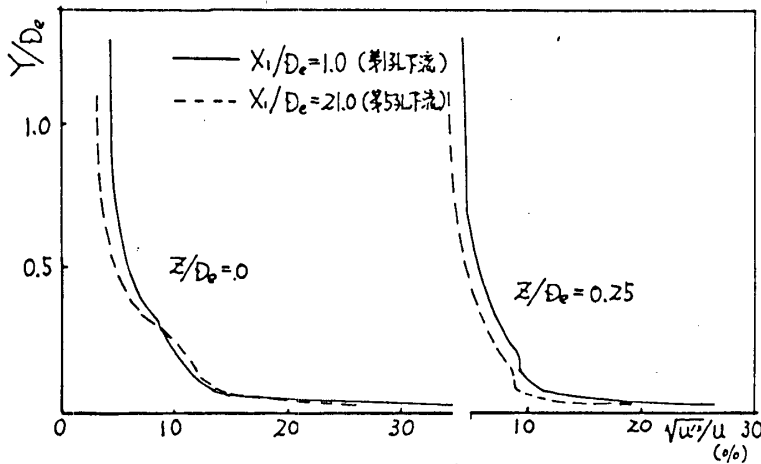


図9. 乱れ度のスパン方向の変化 ($M=0.35, T_{uc}=5.7\%$)

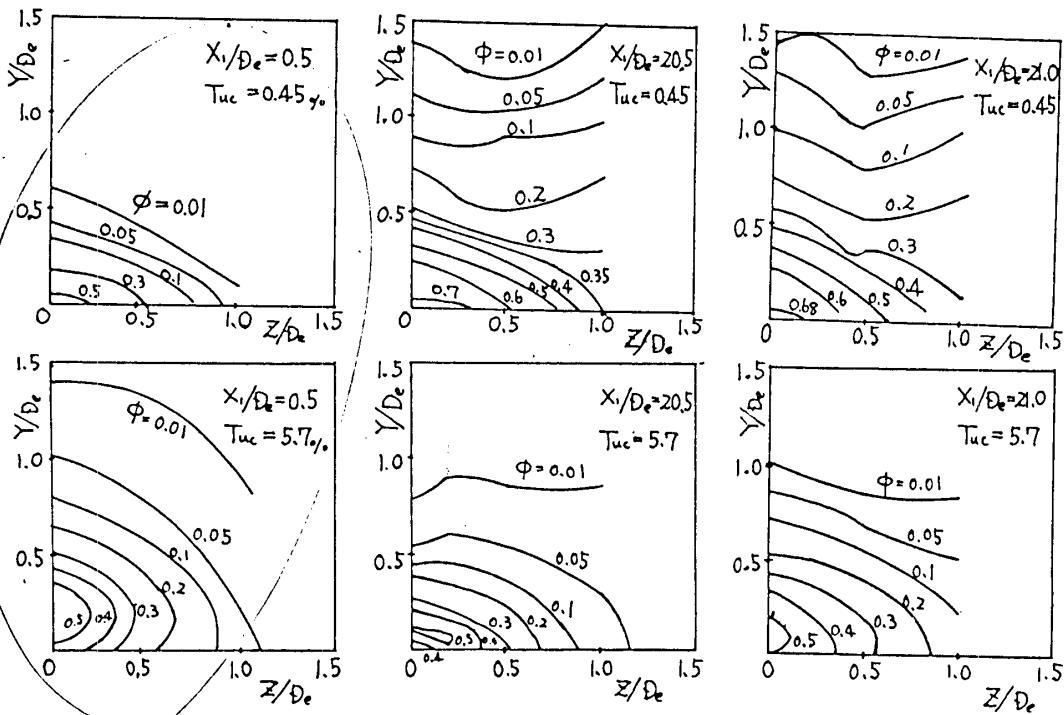


図10. 空間温度分布 ($M=0.35$)

$$\rho_2/\rho_\infty = 0.9$$

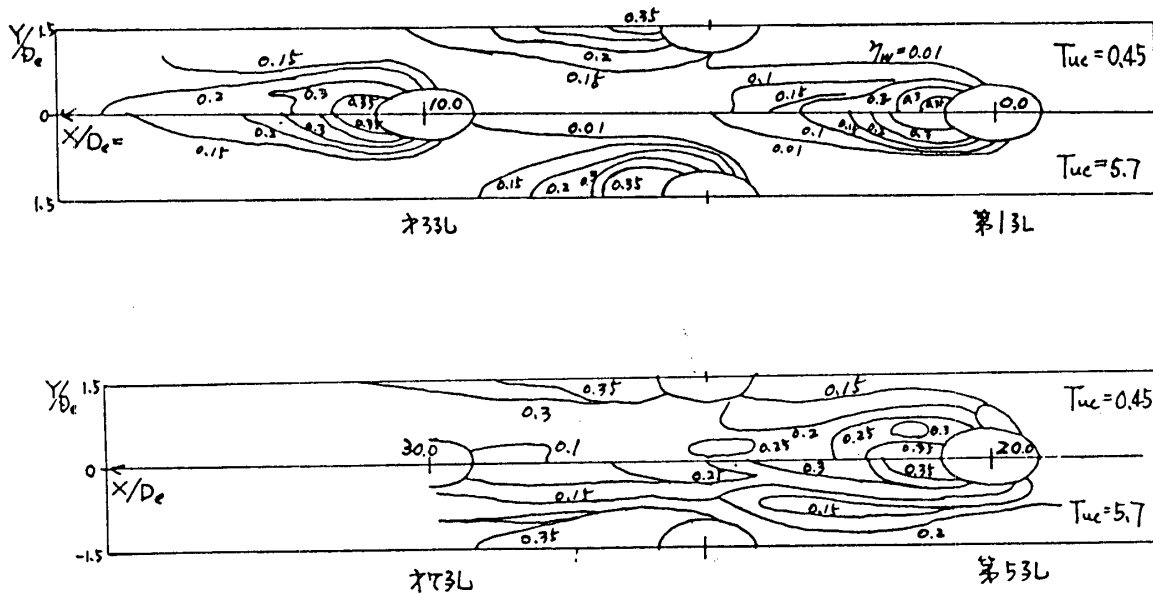


図11. サーモカメラによる表面温度分布 ($M=0.35$)

がい。主流乱れの影響により、ジェットの温度帯域がせまってくるのがわかる。特にジェットの上側が徐々に主流とのミキシングによってせまってくるのがわかる。

図11にサーモカメラによる表面温度分布の結果を示す。壁内部に埋めこまれた熱電対の指示値が定常状態に達してから測定したもので、図中の冷却効率の算出には、サーモカメラの指示温度を補正した温度 T_w を用いてある。

第1孔目において乱流格子を置いた場合の方がHOLE近傍に於ける冷却効率は格子のない場合に比べて高く下流にいくに従い急激に冷却効率は低下することがわかる。また、格子のない場合は第5孔目より下流(完全には第6孔から)から全面に一樣な冷却効率を保持するようになり全面膜冷却の様相を呈するようになる。

4. 結論

- 1). 主流乱れが大きい場合と小さい場合と比べた場合、必ずしも主流乱れの大きさによって冷却効率は決って高い、低いは論ずることができない。
- 2). 境界層排除厚さが大きいとHOLE近傍での冷却効率は高く、下流にいくにしたがい急激に低下する。

Multi Pass のときは M はそれごとく大きい方がよいのか? $M \leq 0.35$ が多角か?

T_w が減衰安定化からの伝達?

* 中山 恒、島居 卓爾、池川 昌弘
(日立製作所 機械研究所)

1. 緒言

省エネルギーの推進を図るため、最近、ガスタービン-蒸気複合サイクル発電が注目されている。特に、タービン入口温度を高めたいわゆる高温ガスタービンは、プラント熱効率を50%に近づけるための有力な手段として、国内外で開発の動きが活発に行ってきた。高温タービンの実現にとって、最も重要な技術課題のひとつはタービン翼の冷却である。

タービン翼冷却法のアイデアは、今日殆んど出尽くしているといえる¹⁾。しかしながら、研究対象に試作されたものを例にして、実際にか動している産業用タービンは単なる貫流流路構造を持つ空冷翼を用いたものが殆んどである。空冷以外の方式がほらむ問題は、熱力学的、流体力学的問題、製作技術、材料強度、耐蝕、冷却流の制御等多岐に亘り、実用に供するためにはかなりの開発努力を払わねばならない。空冷方式にしても、航空用ではかなりの実績があるが、高温化に際しての限界を見きわめるためにはなお多くのデータが必要である。

今日、冷却翼設計に利用し得る基礎伝熱データ、解析と実験の手段は1950-60年代に比べかなり豊富になっている。筆者らは上述の状況に対応するため、これらのデータと手段を利用して翼冷却の問題をあらためて見直し、高温タービンの設計に有用な資料を得るための研究に着手した。

2. 冷却翼とサイクル効率

高温タービン用冷却翼の開発に当って最も重要な問題のひとつは、熱力学的問題で、冷却が熱効率、サイクル効率に及ぼす影響である。Brown¹⁾、Hawthorne²⁾³⁾、Rohsenow⁴⁾、Burke⁵⁾、Mitchell-Ogale¹⁾らはこの問題について解析を行なった。これらは何れもかなり単純化した仮定のもとづくものであるが、定性的には示唆ある結論を得ている。特にBurkeらの試算は、高温域における冷却のための効率低下は、液冷却、空気を吐出し冷却

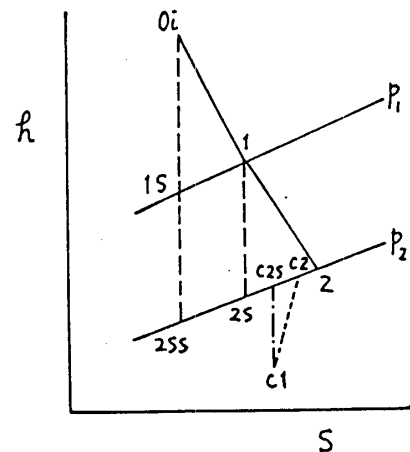


図1 T-s線図

を用いれば少くもことを示している。「冷却流路の細分化、より効果的な冷媒の採用」は一般の冷却技術の発展方向でもあり、筆者らの研究でもこの方向の検討を進めている。最近米国EPRIの支援を受けて進められているGE社の水冷翼の研究⁽¹⁾も同じ方向を指向している。

上記の解析は、冷却がサイクルにもたらす効率低下は数%前後であることを指摘しているが、これをより正確に把握するためには、熱伝達率と流動損失に関する基礎データが必要である。一方、従来の冷却翼の要素試験の報告は、とくすれば熱伝達率と温度分布の表示にとどまっていた。基礎データの報告に際し、サイクル効率に与える影響の大きさも示すため、「エントロピー生産」の概念を導入した。

3. 冷却翼におけるエントロピー生産

従来の解析では冷却に伴う伝熱量の大きさは「損失係数」で与えられてきた。このように大きさを指標に代え、さらに冷却流路の摩擦損失、冷却流体と主ガスとの混合による有効仕事の減少をも含めて表現する指標として、エントロピー生産を考へる。

図1のエントロピー(h) - エントロピー(s)線図において、0i:ノズル入口、1:ノズル出口、2:タービン出口の状態点とする。非冷却翼で可逆(等エントロピー、0i→1s→2ss)膨張をした時の仕事を W_{rev} 、これに対し実際の冷却段で取り出し得る仕事を W とする。また冷却流体を駆動するポンプ仕事のうち、可逆仕事の分を W_{prev} と記す。冷却流体が空気である場合、図1の線図に状態点をプロットすると、冷却流路の入口 c_1 から可逆圧縮を受けて最終的に出口圧力 P_2 に到達するとエントロピーは h_{c2s} 、実際には非可逆過程が入るためにタービン出口ではエントロピーが h_{c2} になる。非冷却可逆段と実際の段におけるガスの出口速度が同じであるとすると、非可逆過程にもとづく可逆仕事の減少は

$$\begin{aligned} T_2 \sum \dot{S} &= W_{rev} - (W + W_{prev}) \\ &= \dot{M}_g (h_2 - h_{2ss}) + \dot{M}_c (h_{c2} - h_{c2s}) \end{aligned} \quad (1)$$

T_2 タービン出口温度、 $\sum \dot{S}$ は冷却流路まで含めたノズルと翼の各所におけるエントロピー生産の総和をあらわす。 \dot{M}_g 主ガス流量、 \dot{M}_c 冷却流体流量。

ここでは $\sum \dot{S}$ のうち、翼冷却流路の設計に直接関わるもののみを述べ出す。即ちタービン翼の外に注目し、翼一枚当りの冷却によるエントロピー生産 \dot{S}_{bc} を考へる。

$$\dot{S}_{bc} = \dot{S}_{bs} + \dot{S}_{bd} + \dot{S}_{cs} + \dot{S}_{cf} + \dot{S}_{mx} \quad [\text{J/sK}] \quad (2)$$

- 主ガスから翼面への熱伝達によるエントロピー生産

$$\dot{S}_{bs} = \iint_{A_{bs}} dA \alpha_{bs} \frac{(T_{gw} - T_w)^2}{T_{gw} T_w} \quad (3)$$

- 翼材内部の熱伝導によるもの⁷⁾

$$\dot{S}_{bd} = \iiint_{V_b} dV \sum_{i=1}^3 \lambda T^2 \left(\frac{\partial T^{-1}}{\partial x_i} \right)^2 \quad (4)$$

- 翼材から冷却流体への熱伝達によるもの

$$\dot{S}_{cs} = \sum_{j=1}^{N_c} \iint_{A_{cj}} dA \alpha_{cj} \frac{(T_{wcj} - T_{cj})^2}{T_{wcj} T_{cj}} \quad (5)$$

- 冷却流路内の摩擦損失によるもの

$$\dot{S}_{cf} = \frac{1}{8} \times 10^{-3} \sum_{j=1}^{N_c} \frac{1}{T_{cj}} f_j \dot{m}_j v_{cj}^2 l_{rj} l_{cj} \quad (6)$$

- 冷却流体と主流との混合によるもの

$$\dot{S}_{mx} = \iint_{A_{bs}} dA \left(\frac{1}{T_{cs}} - \frac{1}{T_{gw}} \right) \dot{m}_s r_{cs} + \Delta \dot{S}_{mxe} \quad (7)$$

これらのほか、翼間流路の圧力損失によるものがあり、冷却流路の設計は翼の変形を通じてこれに影響するが、流路の冷却性能と云う観点からはオニ義的に存在して本解析では扱れない。

上式の記号は、 A_{bs} 翼表面積 [m²]、 α_{bs} 翼表面熱伝達率 [W/m²K]、 T_{gw} 断熱壁温 [K]、 T_w 翼表面温度 [K]、 V_b 翼材体積 [m³]、 λ 翼材熱伝導率 [W/mK]、 T 翼材内部温度 [K]、 x_i 座標、 N_c 冷却流路の数、 A_{cj} 各冷却流路の伝熱面積 [m²]、 α_{cj} 冷却流路熱伝達率 [W/m²K]、 T_{wcj} 冷却流路壁温度 [K]、 T_{cj} 冷却流体温度 [K]、 \bar{T}_{cj} 冷却流路長さ l_{cj} [m] 間の流体平均温度 [K]、 f_j 摩擦損失係数、 \dot{m}_j 冷却流体質量流速 [g/m²s]、 v_{cj} 冷却流体速度 [m/s]、 l_{rj} 冷却流路断面周囲長 [m]、 T_{cs} (吐出し冷却時の) 冷却流体温度 [K]、 \dot{m}_s (吐出し) 流量 [g/m²s]、 r_{cs} (吐出し) 冷却流体のエントロピー [J/g]、 $\Delta \dot{S}_{mxe}$ 冷却流体 (吐出し流量を除いた) 流量と主ガスとの混合によるエントロピー生産。

このようなエントロピー生産にもとづく性能評価法は、熱交換器のために最近 Bejan⁸⁾ により提案された。Bejan のエントロピー生産が従来の温度効率によって代わられるとすれば、本報告のエントロピー生産は Burke³⁾ の冷却 effectiveness に代わられると云える。

4. モデル翼におけるエンタルピー バランス

冷却流路の細分化を推し進めた例として、図2に示す翼を考へる。図2(a)では翼母線のスパン方向に細い溝が切られ、これに多数の開孔を持つ表皮が被せられている。仮りにSFT (Spanwise Flow & Transpiration) と名づけた。翼根元から冷却流体が導入され、一部は翼表面からしみ出し、残余は翼先端から放出され主ガスと混合する。図2(b)では溝が弦方向に切られておりCFT (Chordwise Flow & Transpiration) と名づける。冷却流体は翼内部の導管を経て細分流路に分配される。冷却流路断面はどれも $t \times t$ 。

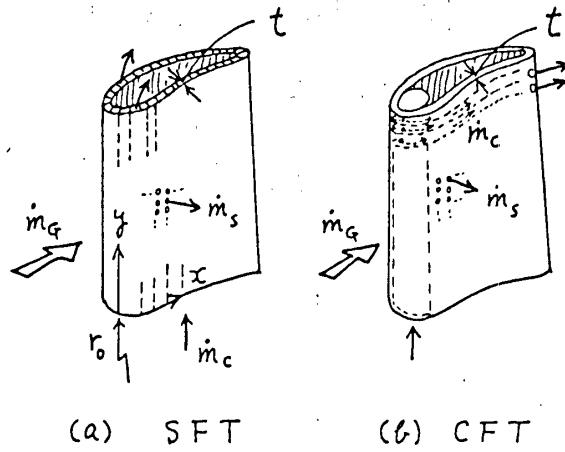


図2 モデル翼

主ガス質量流速 \dot{m}_g [g/m²s]、全温度 T_{g0} [K]、冷却流体質量流速 \dot{m}_c [g/m²s]、しみ出し流量 \dot{m}_s [g/m²s]、冷却流体温度 T_c [K]、エンタルピー h_c [J/g] とする。

冷却流体は翼内部の導管を経て細分流路に分配される。冷却流路断面はどれも $t \times t$ 。

簡単のため、①衝動タービンで翼間距離 b は一定、②無負荷状態で回転しており翼の腹側、背側で状態に大きな差は無い、③翼表皮は十分に薄く熱伝導は無視出来る程小さい熱抵抗しか与えぬ、④隣接する冷却流路相互の間の熱移動は無視出来る、⑤冷却流路における伝熱面積は翼表面に隣接した部分のみ、と云った仮定を設ける。エンタルピーバランスの式を主ガスと冷却流路の夫々について立て、これらを整理すると次式が得られる。

SFT (Spanwise Flow & Transpiration)

$$\frac{\partial}{\partial x} \left\{ \frac{\dot{m}_g}{\alpha^*} \frac{\partial}{\partial y} (\dot{m}_c h_c) \right\} + \frac{1}{t} \frac{\partial}{\partial x} \left\{ \dot{m}_g (T_c + \frac{\dot{m}_s}{\alpha^*} h_c) \right\} + \frac{2\gamma}{b c_p} \frac{\partial}{\partial y} (\dot{m}_c h_c) - (r_0 + y) \Omega^2 \left\{ \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\dot{m}_g \dot{m}_c}{\alpha^*} \right) + \frac{2\gamma}{b c_p} \dot{m}_c \right\} = 0 \quad (8)$$

ここで $1/\alpha^* = 1/\alpha_{gs} + 1/\alpha_c$ [K m²/W]

$\gamma = \left\{ 1 + \frac{1}{2} \gamma (k-1) M^2 \right\} / \left\{ 1 + \frac{1}{2} (k-1) M^2 \right\}$, γ 回復係数, M マッハ数
 Ω 回転角速度 [rad/s], r_0 翼根元回転半径 [m]

質量保存則は $b \partial \dot{m}_g / \partial x = 2 \dot{m}_s$ (9), $t \partial \dot{m}_c / \partial y = -\dot{m}_s$ (10)

CFT (Chordwise Flow & Transp.)

$$\frac{\partial}{\partial x} \left\{ \frac{\dot{m}_g}{\alpha^*} \frac{\partial}{\partial x} (\dot{m}_c h_c) \right\} + \frac{1}{t} \frac{\partial}{\partial x} \left\{ \dot{m}_g (T_c + \frac{\dot{m}_s}{\alpha^*} h_c) \right\} + \frac{2\gamma}{b c_p} \frac{\partial}{\partial x} (\dot{m}_c h_c) = 0 \quad (11)$$

質量保存則は $b \partial \dot{m}_g / \partial x = 2 \dot{m}_s$ (12) $t \partial \dot{m}_c / \partial x = -\dot{m}_s$ (13)
 境界条件として翼前縁におけるガス質量速度分布、全温分布、冷却流路入口における冷却流体の質量速度分布、温度分布を与える。

式(8) - (13)を差分方程式に直し数値解を求めるわけであるが、翼表面温度 T_w の最高値 $(T_w)_{max}$ が、予め定めた翼材許容温度に達するよう冷却流量を加減し繰り返し計算を行なう。

5. 計算例と考察

最も簡単な例として、表1に諸元を示す例について計算を行なう。

図3は翼面の温度分布を示している。ガスの入口温度分布、冷却流入口

温度は両方式で同じとし、但しCFの場合における細分流路の入口温度は、導管中を断熱圧縮された冷却流体が、均等に分配されたとして与える。翼表面の熱伝達率はスパン方向に一定、弦長方向には分布を仮定し、冷却流路内部の熱伝達率は、回転流路内の熱伝達式から計算して与える。

図4は主ガスの入口平均温度の増大によってエントロピー生産が如何に増大かを示している。図5はSFの場合について、エントロピー生産の内訳を示す。

図4を見るとCF方式のほうが僅かに大きなエントロピー生産を与える。冷却方式

表1 計算例諸元

冷却流体	空気, しみ出し流量ゼロ		
翼寸法	高 200 mm × 弦長 140 mm		
翼根元半径	500 mm	回転角速度	314 rad/s
冷却流路断面	2 mm × 2 mm	流路数	SF; 140, CF; 200
翼材許容温度	1073 K (= 800°C)		

$$\frac{60 \times 14}{2\pi} = 3000 \text{ rpm}$$

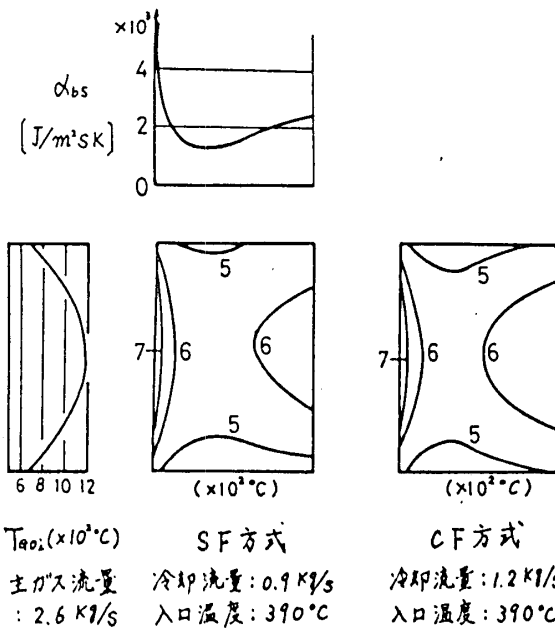


図3 空冷翼面温度分布計算例

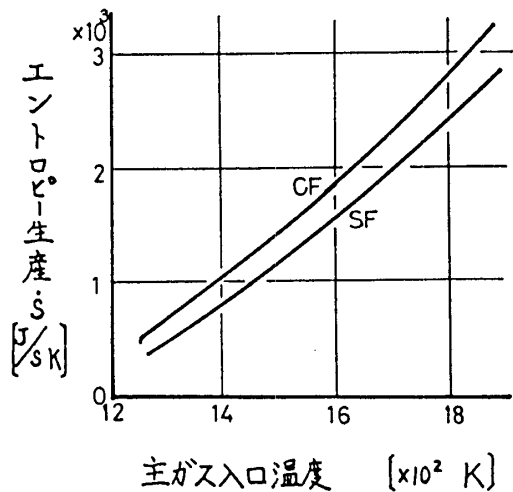


図4 エントロピー生産計算例

による S の差、即ち空冷方式と水冷ないし蒸発冷却方式による S の差は顕著であるが、これについては今後発表する。

図5と比べると混合によるエントロピー生産が非常に大きい。これは空冷翼では冷却空気量が、図3の計算例にも見られる如く非常に大きいためである。この点からも高温ガスタービンの翼冷却には、より効果的な冷却流体を用いる必要があると考えられる。

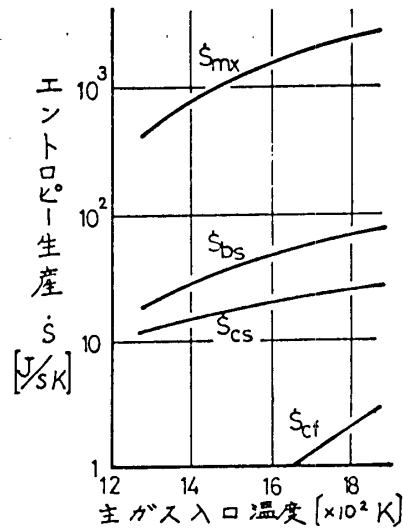


図5 エントロピー生産の内訳(SF)

6. 結論

タービン翼冷却法の選択は、サイクル効率に及び、その影響と慎重に検討し、之で決定しなければならぬ。同一条件(翼寸法、負荷、ガス温度等)のもとでの空気冷却、液冷却、蒸発冷却の利害得失、主には冷却流路構造の選択を行なう時、サイクルに与える影響と把握する手段として、エントロピー生産を考慮し、もちろん翼以外の部分での非可逆過程もあり、本報告で求めたエントロピー生産は、判定の根拠の一つと与えるものではない。さらに、熱力学的側面以外の問題も、大きな選択決定要因となり得ることは勿論である。

水冷却 蒸気冷却を比較

7. 文献

- 1) R.W.S. Mitchell, V.A. Ogale, ASME paper no. 67-WA/GT-9, (1967)
- 2) W.R. Hawthorne, Trans. ASME, vol. 78, 1765-1779 (1956)
- 3) W.R. Hawthorne, Trans. ASME, vol. 78, 1781-1786 (1956)
- 4) W.M. Rohsenow, Trans. ASME, vol. 78, 1787-1794 (1956)
- 5) J.C. Burke et al, Trans. ASME, vol. 78, 1795-1806 (1956)
- 6) H.M. Leibowitz, The American Power Conference, April 18-20, 1977, Palmer House, Chicago.
- 7) P. Glansdorff, I. Prigogine, Physica, vol. 30, 351-374 (1964)
- 8) A. Bejan, Trans. ASME, vol. 99, 374-380 (1977)
- 9) 森, 中山, 深田, 機械学会論文集 36巻 286号 982 (昭45)
- 10) W. Nakayama, Int. J. Heat Mass Transfer, vol. 11, 1185 (1968)

回りの温度と入口に S_c
 差

長島義悟 (三井造船 玉野研究所)
 * 塩田祐次 (同上)

1. まえがき

産業用ガスタービンの冷却動弁として、二重弁構造の対流冷却弁を開発中であるが、その伝熱性能を把握する手段として従来より二次元系列実験および低温回転試験を実施してきた。そして回転中の冷却動弁表面を赤外線放射カメラで観測して、実際の弁表面温度分布を大雑把ながらとらえることができた。^[1,2] ここで実機作動時の伝熱性能を適確にとらえるためには、できるだけ詳細な熱伝導計算を実行して、種々関係パラメータの冷却性能におよぼす影響度合を確認することも重要と思われ、低温回転試験結果に対して三次元熱伝導計算を行なった。計算は、有限要素法で解く三井大型FEM構造解析プログラム「MISA」を利用し、モデル構造は、一般三次元体として弁部を微小要素に分割した。境界条件は、従来の二次元弁での解析手法を応用し、低温回転試験結果の一部を基本データとして採用した。本報では、計算における弁構造のモデル化、境界条件作成法および計算結果の一例を紹介し、種々の検討事項について報告する。

2. 三次元温度分布計算手順

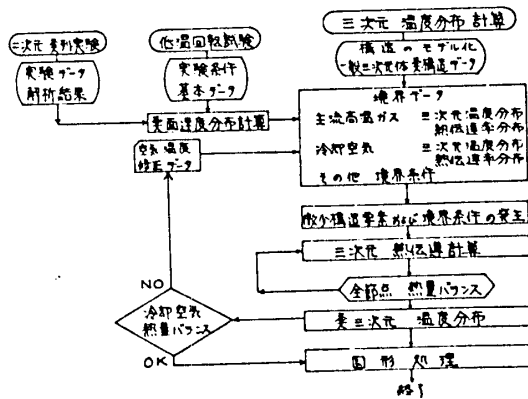


Fig.1 計算手順図

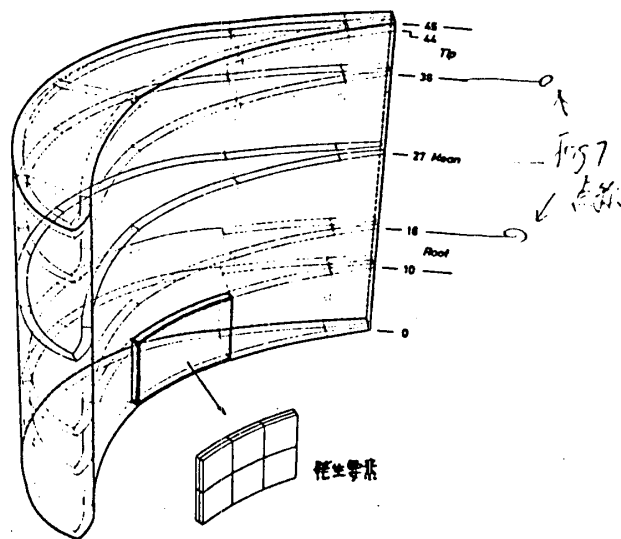


Fig.2 基本構造図

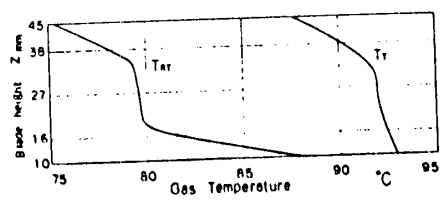


Fig.3 主流相対全温分布

一般三次元体の定常熱伝導計算が実行可能な電算機プログラムは数種あるが、それらのうち弁構造をモデル化しやすく、結果の図形処理等が当社で容易なプログラムで、かつ将来、構造の追加および熱応力等の強度計算が可能なものとして、有限要素法を利用した三井大型FEM構造解析プログラム「MISA」を採用した。

温度分布計算の手順は、まず実際の冷却弁にできるだけ近い状態に五面体、六面体を用いてモデル化し、境界条件は、全面对流境界とした。MISAでは、構造、境界条件ともに基本節点のみをインプットすればよく、中間節点はプログラム内部で自動発生させることができる。その後有限要素法で熱伝導計算を実行して全節点で熱量バランスをとりながら全節点の温度を決定する。しかしながら与えた境界条件に対して弁の入、出熱の熱収支はとるが、対流冷却弁の場合、冷却空気温度は弁からの出熱によって決まる値である。従ってMISAの計算後再度冷却空気の受熱量より温度を局所的に求めて前回与えた冷却空気温度と一致するまでMISAを繰返し計算する。この冷却空気ヒートバランスがとれて始めて弁温度が計算できたことになる。その結果は、図形処理装置を用いての等温線表示等であらわすことができる。

3. 弁構造のモデル化

本報では、冷却動弁の弁部のみをモデル化して計算した。構造のモデル化としての規準は、オーにできるだけ実弁形状と同一にすることであり、伝熱面積も一致させた。次に小さな曲がりも全て直線にて近似したが、後縁スリット部のごとく小さな構造で、かつ伝熱に重要な構造は、伝熱面積の入、出側の比を同一として簡素化した。

弁形状を決定する基本節点は、境界条件の変化点をも考慮しながら決定した。基本節点間で発生させる中間節点は、基本節点間を二次曲線で近似して、弁弦方向に3分割、弁肉厚方向に2分割、スパン方向に2分割して決定した。MISAでは、構造を後に積み重ねて連結することもできるので、弁根元部には、将来ダブテール、シャンク、ファトリ部への連結も考慮して余分の肉をつけている。本報のモデルでは、弁根元からシャンクへの熱量を実験値より逆算して対流境界条件を与え、その連結部は中実とし、側面は断熱として下部よりのみ伝熱があるとした。

モデル化した対流冷却弁の基本立体構造図を Fig.2 に示す。

Fig.2 中にはひとつの基本要素をとり出して、発生した微小要素をも示した。

基本節点数は154点であるが中間節点を発生させた後の全節点数は1456点になり、微小要素数は、944要素である。

4. 境界条件の作成

境界条件作成には、低温回転試験における冷却空気流量が2%の運転条件を採用した。

タービン回転数 4200 rpm., 圧力比 1.3, 主流ガス流量 4.3 kg/s. 冷却空気インピンジ前温度 53.8 °C. 主流温度は Fig.3 の値である.

4-1 葉周囲温度分布

葉外面主流ガス温度(T_g)は全温(T_T)の実測値を相対全温(T_{Tr})に換算した後, 葉先端, 中央, 根元部の各代表位置にて葉面速度分布計算値から葉面相対回復温度(T_r)を求めた. それを葉スパン方向に補間して全表面の T_g 分布として決定した. Fig.3 参照.

葉内面冷却空気は, 葉面より加熱されるので MISA での計算毎に各微小要素からの熱量で局所温度上昇を求めて, 冷却空気温度(T_c)を仮定値と比較しながら収斂させた.

4-2 葉周囲熱伝達率分布

葉外面では, 各代表3断面において葉コード方向に二次元計算と同様にして, 即ち前縁で円柱の式, 葉弦で Squire 法^[4]を用いた層流熱伝達計算^[5]および平板乱流の式^[6]を採用して葉外面熱伝達率(h_g)を決定した. 葉スパン方向にはその値を補間した.

葉内面冷却空気側熱伝達率(h_c)は葉内で三次元的流れがないとして, 以下のように決定した. インピンジ冷却による熱伝達率は R.E. CHUPP の式^[7]を用い, 葉弦すきまや後縁スリット部は管内乱流熱伝達式を用いた. 葉内面背側と腹側との合流部は, すきまとスリット部との中間にあるとして, Fig.4 の図上で滑らかに連結した. Fig.4 には, 葉内, 外面の熱伝達率分布を示している. 図より明らかなるごとく, 葉外面の熱伝達率は, 代表3段目でほとんど変らぬ値であり, 葉内面熱伝達率は, 図中の値を葉スパン方向に一定としている. 従って熱伝達率分布は, コード方向にのみ大きく変化してスパン方向には, ほとんど一定である. 境界条件でスパン方向の変化が大きいのは Fig.3 で示したごとく主流ガス温度である. ただし この温度分布は, 本試験機固有の値である. 主流ガス温度のコード方向変化は, 葉温度と共に Fig.6 に示している.

4-3 その他 境界条件

三次元体として熱伝導計算を行なう場合, 全ての表面で境界条件を与えねばならない. しかし, 全てとなると, 実験検証のできていない部分が多く問題である. そこで以下のごとく実験データからの大雑把な推定や流れを仮定しての検討を行ない, できるだけ妥当と思われける値を採用した. 尚, 問題の残りそうな場合, 実設計時を考慮して危険側の値を使った.

葉外面先端すきま部は, ケーシング内壁との間の流れを知らねばならぬが, 高速剪断流であり, かつ葉の背腹側圧力差さらに二次渦等の存在で非常に複雑な流れである. 熱伝達率は, かなり大きな値をもつと考えらるので, 葉先端代表部, 前縁よどみ点の値を採用した.

葉外面根元部では, 葉面速度がなくなるが二次流れがありこれも複雑である. そこで熱伝達率は, 葉根元代表部の値をそのまま用いた. ガス温度は, 周速度のもつエネルギーだけは回復できぬとして T_{Tr} を計算してコード方向に一定の値とした.

葉内面先端部, 二重葉のすきまは, 葉弦すきま流部の背腹側算術平均値を用いた.

葉根元底部からシャンクへの流出熱量は、低温回転試験データより概略検討計算として対流境界条件に作りかえて値を決めた。葉温度をMISAで計算する毎に流出熱量を再計算して実験値からの推定流出熱量と一致するようにした。

5. 計算結果と検討

5-1 熱量バランス

一般三次元体としての熱伝導計算を実行する「MISA」では、全節点での熱量バランスについて検討して収斂するようになっていた。計算の結果より全節点における熱収支の一致しない熱量をみとめると、全ての点で節点間伝達熱量の 10^8 程度の大きさとなって収斂した。葉の受熱、放熱の全合計熱量バランスでは、0.08%であった。冷却空気の熱量バランスでは、MISAを4回繰返した結果0.04%で収斂した。最終の計算で与えた冷却空気温度とその結果から求めた温度との差は最大 0.2°C となった。葉を葉スパン方向で、5ブロックに分割して各ブロック

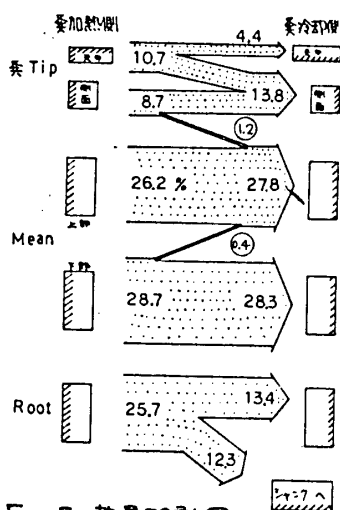


Fig.5 熱量移動図

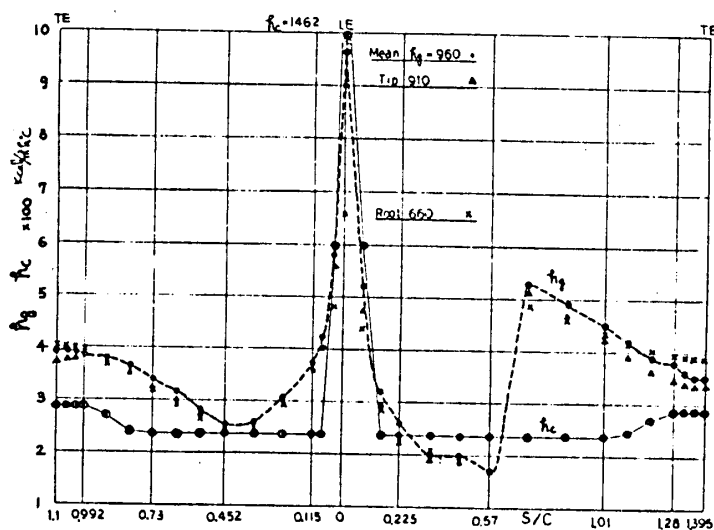


Fig.4 葉コード方向熱伝達率分布

間の熱移動量を求めてパーセント表示したのが Fig.5 である。同図より、大きく葉Tip部、葉Mean上部、下部および葉Root部と、4つのブロック毎に熱量バランスが成立しており、対象とした薄肉対流冷却葉では、ほとんどの熱量が葉外面から内面へ流れ、葉スパン方向の熱移動量が小さいことを示している。

5-2 葉温度分布 (T_b)

計算結果を図形処理装置にて等温線表示したのを Fig.7 に示す。

Fig.7 は、葉外表面を二次元に展開したものであり、横軸は葉面にそってきり (S) と葉コード (C) との比 (%) を用い、縦軸は葉スパン (Z) である。図から最高温度は後縁の葉根元部にあり、最低温度は前縁の根元部にある。葉Mean部では、等温線がほぼ垂直であり、葉スパン方向に熱移動が少ないことを示しており、葉TipとRoot部で三次元的影響が強い。

この影響は境界条件から考えると、高温ガスの動葉入口相対全温分布と同様な傾向である。葉 Tip, Mean, Root の各代表位置は図中に水平鎖線で示してあるが、Tip と Root の鎖線間は Fig. 5 も考慮すると、ほぼ二次元性があると言える。また境界条件のその他の項で強引に仮定した Tip や Root の値は、もし違っていたとしても葉中央部の温度にまでは影響をおよぼさないようである。葉 Tip 部の場合、もし境界条件が大巾に真実と異なっても強度上の問題は少ないが、葉 Root 部の場合、遠心力が大きいので問題である。これについては、葉部のみでの計算では不十分で、今後構造を追加して、再度計算をすべきである。Fig. 7 をさらに詳細にみるため Fig. 6 に各代表断面の温度分布を示した。低温回転試験において葉中央部に熱電対を埋めて計測した値があるので、それを各図中に4点プロットした。ほぼ計算値と実験値とが一致していることから、葉中央部では本計算方法でまず実用可能と思われる。尚、葉の内外表面間にく温度差は、平均 0.2°C であった。

5-3 局所冷却効率分布

Fig. 6 の各代表位置でそれぞれ対応する値を用いて局所冷却効率 ($\eta_c = \frac{T_g - T_b}{T_g - T_c}$) を求めたのが Fig. 8 である。葉中央部を中心にして、葉根元部が高い値を示しているが、それは、その部の冷却伝熱面が大きいからである。葉先端部では根元部と逆に冷却伝熱面積が小さいからである。冷却効率が負圧側 S/C = 0.72 で小さくなっているのは葉外面熱伝達率が乱流に遷移して増大しているからである。

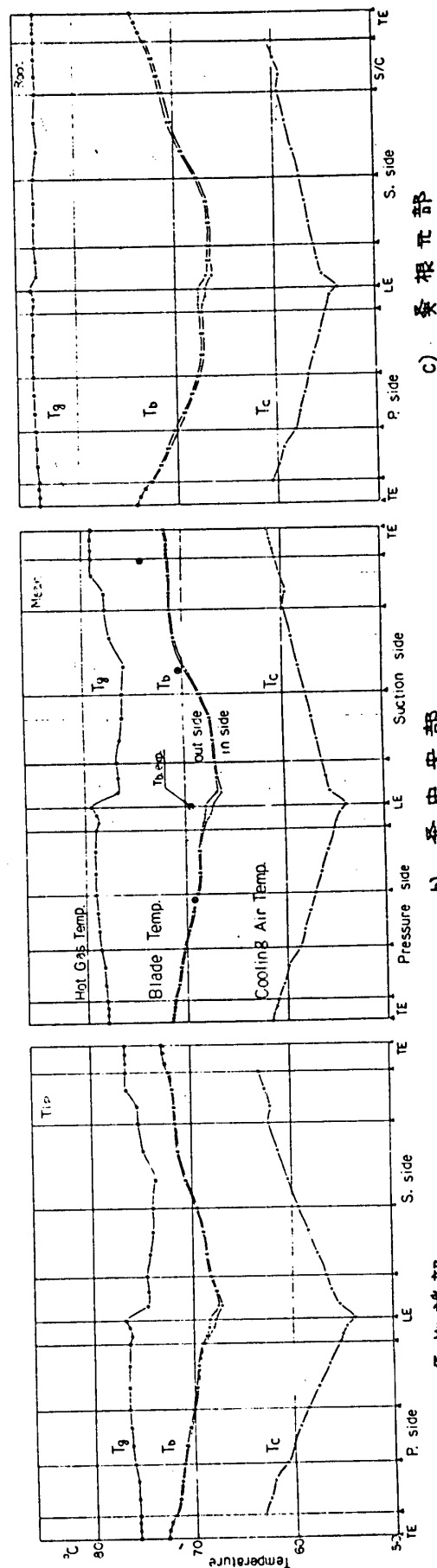


Fig. 6 代表断面における葉コード方向温度分布

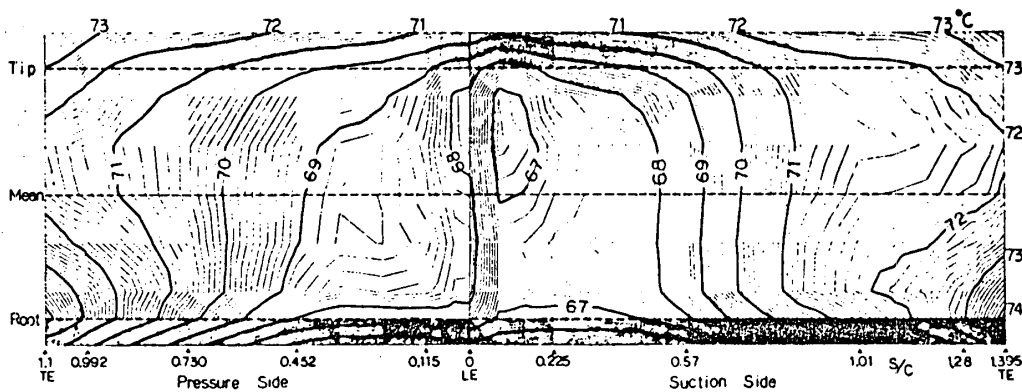


Fig. 7 葉外表面 等温线图

6. おすび

二重葉構造, 対流冷却動葉の伝熱性能を把握するひとつの手段として, 一般三次元体で葉部をモデル化して, 三次元熱伝導計算を実施した. 境界条件は低温回転試験に対応するものとして作成したが, 計算の結果, 以下の事項が得られた.

- 1). 複雑な一般構造での熱伝導計算が実行できるようになり, 種々パラメータの影響度合が把握できるようになった.
- 2). 葉中央部では, スパン方向熱移動量が少なく, 三次元的影響は, 葉先端と根元部に強くあらわれる.
- 3). 葉中央部では, 実験値と温度がほぼ一致したことによって本境界条件の与え方が充分実用的と思われる.
- 4). 葉根元部の温度は, 強度上重要なため, その境界条件については, 今後とくに着目しなればならない.

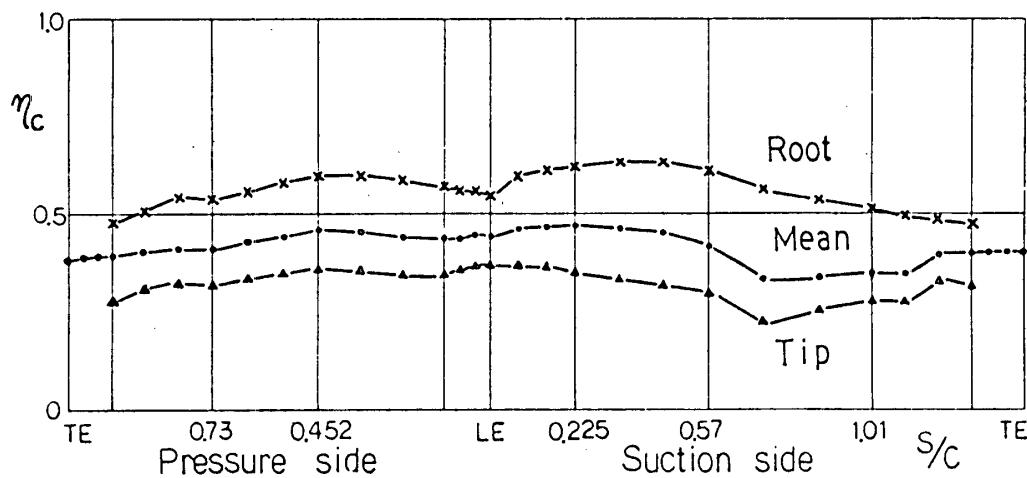


Fig. 8 局所冷却効率分布

参考文献

- | | |
|--|---|
| [1] 塩田長島, GTSJ 第4回講演集 June, (1976) | [6] T. SAWER, "G.T. Engineering Handbook" |
| [2] SHIOTA S. Proc. 1977 Tokyo G.T. Congress, May (1977) | [7] R.E. CHUPP S. J. Aircraft 6[3] May (1969) |
| [3] 田中 他3名 三井造船技報 93号 (1976) | |
| [4] SCHLICHTING, "Boundary Layer Theory." | |
| [5] S. KAN S. Tokyo J. Int. G.T. Conference, JSME30 (1971) | |

* 小 玉 哲 博 (石川島播磨)

勝 又 一 郎 (同 上)

§ 1 緒 言

航空エンジン用ガスタービンのタービン部は高バイパス・ターボファン・エンジンの高性能化に伴う比推力の増大と燃料消費率の減少の追求からより高温高圧条件での運転が行なわれている。現在ではタービン入口温度が1300℃を越えるエンジンが既に運航されており、この様な場合にはガス温度が翼材質（ニッケル基合金）の融点を越える為に冷却空気孔の閉塞等により生じる翼の過熱又は溶損等を監視する為の赤外線温度計が装備されている例が報告されている。⁽¹⁾ 本報では、この技術を開発中の高バイパス・ターボファン・エンジンに應用して試験運転中のタービン翼温度を計測した結果を述べる。温度計測は半径方向に設けられた多数の直細孔により冷却される翼の表面を半径方向3ヶ所について行ない、最も高温の翼の温度、全ての翼の平均温度およびバラツキ等を明らかにした。また、必要な計測精度を保つ為に実施した予備試験（黒体炉および高温翼列試験装置を用いたキャリブレーション試験）についても結果を併記した。

§ 2 輻射温度計の概要および仕様

物体から放射されている輻射エネルギーは物体の温度とその放射率の関数で与えられる。従って、輻射エネルギー（輻射の強さ）が測定され、その物体の放射率がわかるならば物体の温度を決定することが可能である。これが輻射温度計（以後、パイロメータと呼ぶ。）の原理である。物体が放射する輻射エネルギーは Plank の法則および Boltzman の法則により示され、⁽²⁾⁽³⁾ 現実の物体では次式により輻射エネルギーが与えられる。

$$W = \epsilon \sigma T^4$$

ここで E : 輻射エネルギー [$W \cdot cm^{-2}$]

σ : Stefan - Boltzman 定数

ϵ : 放射率

T : 物体の表面温度 [°K]

従って、パイロメータのように輻射を温度計測に利用する場合には放射率 ϵ の分だけ補正する必要がある。

今回の試験で使用したパイロメータの仕様を第1表に示す。また、パイロメータの概略を第1図に示す。タービン動翼から放射される輻射エネルギーはエンジン本体に組込まれたオプティカルヘッド部のサファイア焦光レンズにより集められ、ファイバ

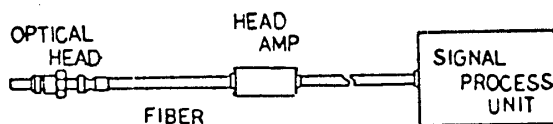
一を通してヘッドアンプ部にあるセンサに送られる。シリコンレンズに集められた輻

測定温度	750 ~ 1,100℃
測定対象回転数	9,500 ~ 14,300 RPM
測定対象形状	2.03 mm (直径)
焦点距離	50.8 mm (レンズ面より)
ブレード通過最大周波数	27.2 KHz
環境条件	
(i) オプティカルヘッド部	450℃以下
(ii) ファイバー部	216℃

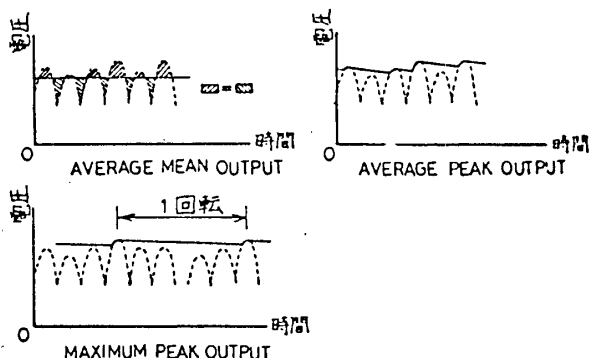
第1表 バイロメータ仕様

射エネルギーは電気信号に変換され、さらに信号処理が実施され、次に示す3種類の出力を与える。

- (1) AVERAGE MEAN OUTPUT
- (2) AVERAGE PEAK OUTPUT
- (3) MAXIMUM PEAK OUTPUT



第1図 バイロメータ概略図



第2図 バイロメータ出力信号

第2図にそれぞれの出力信号を示す。

§ 3. 試験用エンジンとタービン動翼

試験は現在工業技術院の大型プロジェクト制度（航空機用ファンジェット・エンジンの研究開発）の下に開発が進められているFJR710/20エンジンの高圧系のみを取り出した試験用エンジンによる委託研究の一環として実施された。エンジンの諸元を第2表に示す。このエンジンは他の試験方法ではシミュレーションが困難な燃焼器および高圧タービン部の設計に必要な試験データを取得する為に、特に開発されたものである。ここに述べる試験は回転中の動翼温度の最高温度とバラツキに関するデータを収集する目的で実施された。

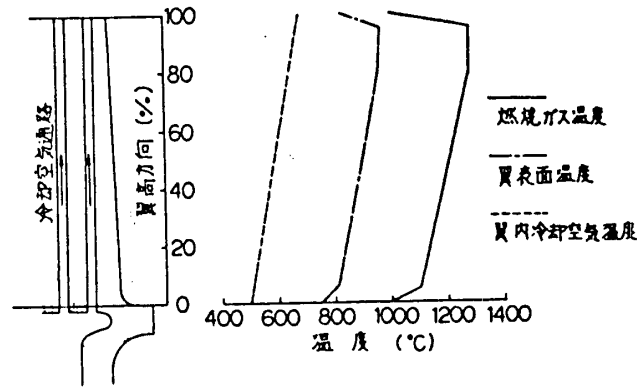
航空機用ガスタービンに於いて特に空冷タービン動翼を使用する際には、タービン部の温度、圧力、回転数が高い為に設計上の諸データを得ることが不可能な場合が多い。翼温度を決定する直接の因子としてはガス温度、冷却空気温度および圧力差が挙げられるが、特に前方の段に於いてはガス温度の半径方向および円周方向の分布が大きく、また、動翼の場合には冷却空気の回転系への取入部および回転系内での流動に未解決の問題

エンジン諸元		第1段タービン動翼諸元	
名称	FJR710/20 004号機	翼高さ	33mm
圧縮機	軸流12段	翼コード長さ	19mm
燃焼器	アニュラ型	最大翼厚	4.5mm
タービン	軸流2段	翼外径部周速	390m/s
設計回転数	14200rpm	冷却方式	直細孔型
タービン入口温度	1200℃	冷却空気量	3%
タービン入口圧力	13Kg/cm ²	翼枚数	114枚

第2表 FJR710/20高圧系試験用エンジン諸元

が多く、ともに高精度で推定することが困難となっている。

翼内部の冷却空気通路に半径方向流路を採用した場合の設計例を第3図に示す。この場合のタービン入口の翼に対する相対全温の平均値は1080℃、翼入口における冷却空気の温度は500℃である。



第3図 タービン動翼設計温度分布

§ 4 予備試験

パイロメータを試験用エンジンに搭載してタービン動翼の温度計測を実施する前に行なったキャリブレーション試験の結果を以下に示す。この予備試験は黒体炉および高温翼列試験装置を用いて行なった。黒体炉による試験では変換部のシリコンセンサの温度特性が計測精度に与える影響が調べられ、その結果20～1000℃の温度条件において±10℃以内の精度で計測可能であることが確認された。次に、実機と同じ翼をエンジン燃料(JP-4)の高温燃焼ガスにより加熱し、冷却空気量を調節することにより任意の翼温度に設定可能である高温翼列試験装置に於いて、高温燃焼ガスが計測精度に与える影響および焦点距離の変動が計測精度に与える影響が調べられた。それらの結果を以下にまとめる。

- (1) 燃焼ガスの放射率は計測精度にほとんど影響を与えない。
- (2) 燃焼ガス中の高温のカーボン粒子からの輻射は計測精度にほとんど影響を与えない。
- (3) 正規の焦点距離位置からの-5～+10mm程度の変動は計測精度にほとんど影響を与えない。(計測値の変動は±2℃以下である。)

また、高温翼列試験装置に於いてタービン動翼の放射率を決定するために、放射率を0.80～0.95の範囲で変化させて試験を実施した結果、放射率を0.90と設定したとき精度が最もよくなることがわかった。以上のキャリブレーション試験によりすべての影響を考慮してタービン動翼材料の放射率 ϵ を0.90と設定したとき、780～

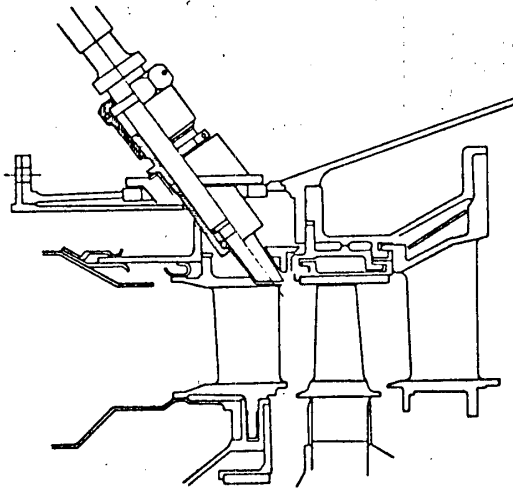
±100℃
750

±
1

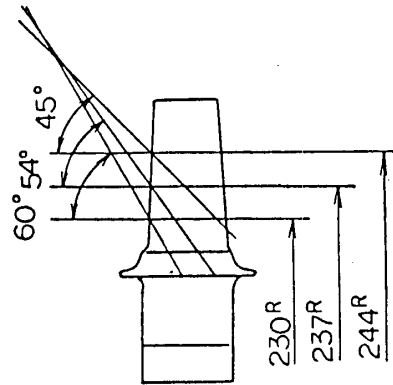
§ 5 エンジン試験

(1) 試験方法 パyroメータのオプティカルヘッド部の取付け位置を第4図に示す。計測用ポートは円周方向3ヶ所設け、翼高さ方向3点の翼前縁部の温度が計測さ

れる。動翼に於ける計測位置を第5図に示す。パイロメータから得られた出力信号はリニアライズ回路により線形化しデータレコーダに記録する。また、同時にアベレージ回路により平均化しX-Y-Tレコーダに記録する。データレコーダに記録されたパイロメータの出力波形はトランジェント・レコーダにより解析する。

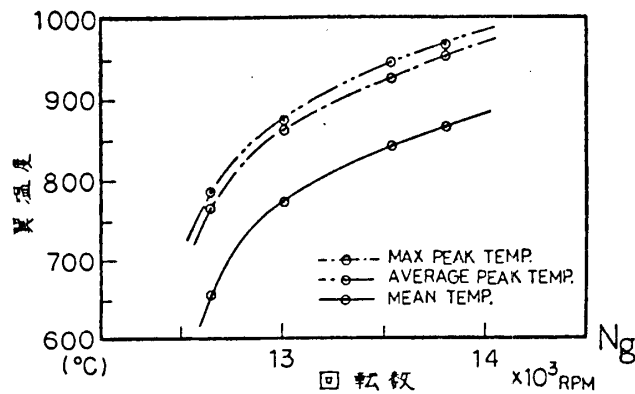


第4図 パイロメータ取付け位置

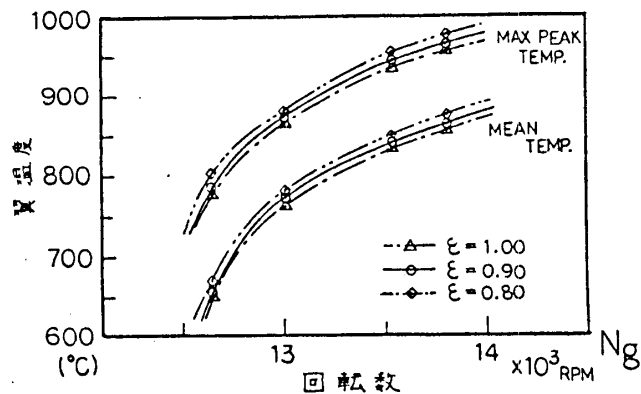


第5図 計測位置

(2) 試験結果. パイロメータによるタービン動翼温度の計測結果を第6図に示す。また、第7図に放射率 ϵ がパイロメータの計測値に与える影響を示す。この結果により、放射率 ϵ が0.1変化した場合の計測値の変化は15℃程度であることが示された。第8図にパイロメータの出力波形の解析結果を示す。解析波形の周波数から、動翼1枚1枚に対応する信号が得られていることが確認された。この解析結果によれば、翼間の温度差は13430RPMに於いて4.0℃以下であることがわかった。また、各

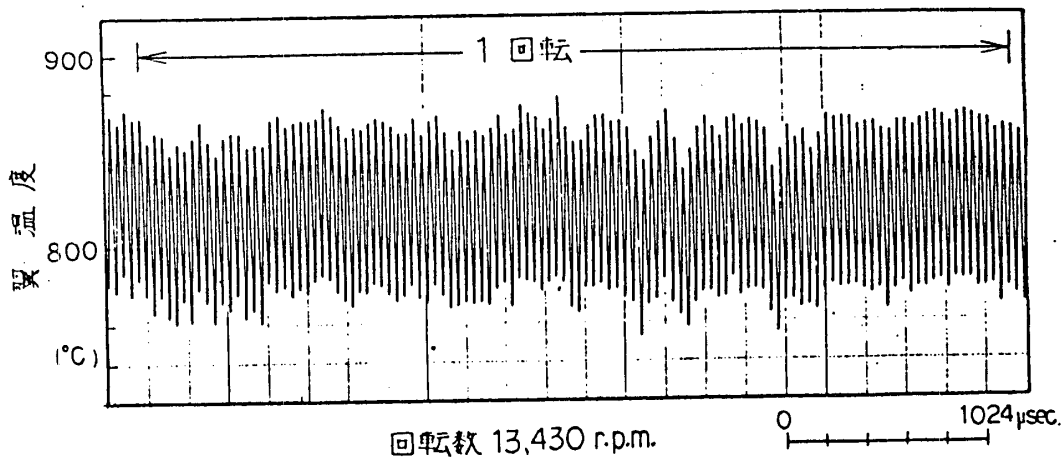


第6図 パイロメータ計測結果



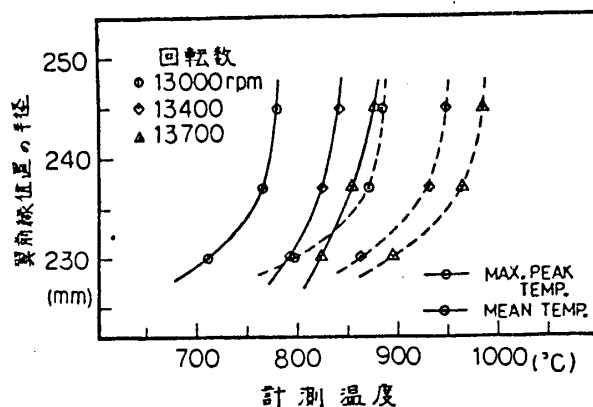
第7図 放射率 ϵ による影響

波形のピーク値は翼の前縁部の温度に対応していると推定される。以上のことから、パイロメータによりエンジン運転状態における翼間の温度のパラツキを計測できることが示された。第9図に計測位置をかえることにより得られた動翼の翼高さ方向の温度分布を示す。



第8図 パイロメータ出力波形解析結果

この結果より、動翼の温度は内径側から外径側に向けて次第に高くなっていることが確認された。試験終了後、オプティカルヘッド部の焦光レンズを調べたが、レンズの汚れおよび煤の付着等は観察されなかった。



第9図 タービン動翼温度分布

§6 まとめ

開発中の高バイパス・ターボファン・エンジンを用いて実施した空冷タービン翼の翼表面温度を赤外線温度計を用いて計測した結果について述べたが以下に要約すると、

- (1) 高温、高圧状態で高速回転しているタービン動翼の温度を直接計測する技術は、タービン入口温度が非常に高い航空機用エンジンでは保安計器としても用いられるが、開発段階では翼温度データを取得するためには必須の技術である。

(2) ガス温度1200℃, 回転数14000RPM で回転中のタービン翼の半径方向温度分布, 最高, 最低温度の値, 翼間の温度のバラツキおよび平均値を設計に必要な精度で計測することが可能となった。

(3) 周囲の環境条件により生じる誤差のうち, (a)翼の放射率, (b)計器と翼表面間の距離, (c)翼が周囲のガス温度に対して冷却されている影響, (d)燃焼ガスの高速流動中での計測, (e)光電変換部の温度の影響 等について各々キャリブレーション試験を実施し, 必要な計測精度が保たれていることを確認した。

尚, 今後は計測および解析の精度を更に高め, データの統計処理を通じて翼温度と翼の冷却通路の加工公差またはエンジン累積運転時間等との相関等に関するデータを収集する計画である。

§ 7 謝 辞

本研究は工業技術院の大型工業技術開発制度による「航空機用ジェットエンジンの研究開発」の委託研究の一環として実施されたものである。

本稿の発表にあたり快く御承諾くださった工業技術院に謝意を表わします。

- 参考文献 (1) Yaffee, M.L. Aviation Week & Space Technology, May 27, 1974
(2) 原島 鮮 熱力学 統計力学 培風館
(3) K.R. Curwen Aircraft Engineering P16 ~ 21 Dec. 1972

円形翼列の非定常力特性

(内向き流れの場合)

西岡 清

(防衛大学校)

*河野美登

(防衛大学校)

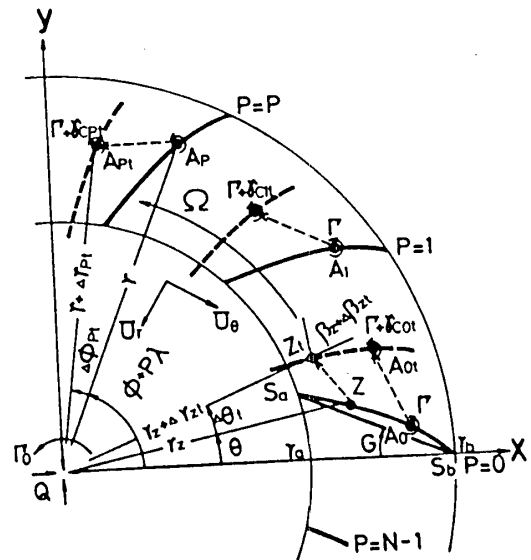
1 まえがき 圧縮機やタービンの羽根に作用する非定常力に関しては振動疲弊による破損を未然に防ぐためにも重要な問題である。軸流機械については取扱いが比較的容易であることなどから多くの研究報告があるが、軸流機械では内部流れが複雑であることから非常に少なく Isay¹⁾、谷田²⁾、西岡ら³⁾の報告があるにすぎない。谷田は Isay の計算方法を改良し比較的簡単な方法で放射状直線羽根が同位相で振動しているときの非定常力を計算する式を誘導している。また着者の一人は羽根が位相差をもって振動しているときの非定常力について報告しているがいずれも外向き流れの場合であり、しかも計算結果は放射状直線羽根の場合についてのみである。

ここでは内向き流れの中で任意の羽根角度をもつ円形翼列翼がある点まわりの捩り振動と羽根に垂直方向の併進振動をしているときの非定常力について報告する。

2 理論式 円周上に等しい中心角をもって等間隔に配列された N 枚の羽根からなる円形翼列を考える。羽根は全て同一の幾何学的形状をもち同一の弾性的条件で支持されているものとする。式の誘導にあたり次のような仮定を用いた。

- 1) 流れは非圧縮、非粘性で二次元流れである。
- 2) 流体は羽根面に沿って流れる。
- 3) 変動量は微小であり、定常量に重ね合わせができる。
- 4) 羽根は薄羽根で無衝突流入である。
- 5) 羽根の振動はある点まわりの捩り調和振動(振幅 α)と翼弦に垂直方向の併進調和振動(振幅 δ)である。
- 6) 羽根間の振動位相差は一定である。

1 図は羽根車のモデルを示したものである。羽根は基準の羽根から反時計方向に、 $P=0, 1, 2, \dots, N-1$ 番まで番号を付ける。羽根車は反時計方向に一定の角速度 Ω で回転しており中心に吸込み Q と予旋回 Γ_0 をおく。半径方向速度(付記号 r)は内向きを、また周方向速度(付記号 θ)は時計方向を正とする。また振動の変位は併進振動の場合外向きを、捩り振動は捩り軸回りに反時計方向を正とした。



1 図

羽根は調和振動をしていることから P 番目の羽根の変位は併進振動(δ_{Pt})、捩り振動

(α_{pt})について次式で表わされる。

$$\delta_{pt} = \delta e^{j(\omega t + m p \lambda)}, \quad \alpha_{pt} = \alpha e^{j(\omega t + m p \lambda)} \quad (1)$$

ここで $\lambda = 2\pi/N$, m は整数で $m = 0, 1, 2, \dots, N-1$, j は時間系の虚数単位である。いま P 番目の羽根の振り中心を $a e^{i(\psi + P\lambda)}$ とする。 P 番羽根上の点 $A_p (= \gamma e^{i(\phi + P\lambda)})$ と 0 番羽根上の点 $Z (= \gamma e^{i\theta})$ が併進振動、振り振動により A_{pt}, Z_t に変位したとすると、 A_{pt}, Z_t は近似的に各々次式で表わされる。

$$A_{pt} \cong A_p (1 + \Delta r_{pt}/\gamma + i \Delta \phi_{pt}), \quad Z_t \cong Z (1 + \Delta r_{zt}/\gamma + i \Delta \theta_t) \quad (2)$$

ここで $\Delta r_{pt}, \Delta r_{zt}, \Delta \phi_{pt}, \Delta \theta_t$ はそれぞれ半径方向及び周方向の変位量である。

P 番羽根上の点 A_{pt} における定常渦 Γ 、非定常渦 $\bar{\delta}_{pt}$ によって点 Z_t に誘起する半径方向、周方向の速度 ($U_{rt}, U_{\theta t}$) は

$$U_{rt} - i U_{\theta t} = \frac{j}{2\pi} \int_{s_b}^{s_a} \sum_{p=0}^{N-1} \frac{\Gamma + \bar{\delta}_{pt}}{Z_t - A_{pt}} e^{i(\theta + \Delta \theta_t)} ds; \quad ds = \sqrt{1 + (\gamma \frac{d\phi}{dr})^2} dr \quad (3)$$

となる。ここで i は空標系の虚数単位である。羽根車中心での吸込み Q と予旋回 Ω による点 Z_t での速度 ($U_{rt}''', U_{\theta t}'''$) と羽根の振動速度 ($U_{rvt}, U_{\theta vt}$) はそれぞれ次式になる。

$$U_{rt}''' - i U_{\theta t}''' = \frac{Q}{2\pi(\gamma_z + \Delta \gamma_{zt})} + i \left\{ \frac{\Gamma_0}{2\pi(\gamma_z + \Delta \gamma_{zt})} - (\gamma_z + \Delta \gamma_{zt}) \Omega \right\} \quad (4)$$

$$U_{rvt} - i U_{\theta vt} = - \frac{d\gamma_{zt}}{dt} + i \gamma_z \frac{d\theta_t}{dt} \quad (5)$$

(3), (4), (5) 式から羽根での相対速度の和 ($U_{rt}, U_{\theta t}$) は次式になる。

$$\begin{aligned} U_{rt} - i U_{\theta t} &= (U_{rt} + U_{rt}'' - U_{rvt}) - i (U_{\theta t} + U_{\theta t}'' - U_{\theta vt}) \\ &= \left[\frac{j e^{i\theta}}{2\pi} \int_{s_b}^{s_a} \sum_{p=0}^{N-1} \frac{\Gamma}{Z - A_p} ds + \frac{Q}{2\pi \gamma_z} + i \left(\frac{\Gamma_0}{2\pi \gamma_z} - \gamma_z \Omega \right) \right] \\ &\quad + \left[\frac{j e^{i\theta}}{2\pi} \int_{s_b}^{s_a} \sum_{p=0}^{N-1} \frac{\Gamma A_p (\frac{\Delta r_{pt}}{\gamma} + i \Delta \phi_{pt}) - Z (\frac{\Delta r_{zt}}{\gamma_z} + i \Delta \theta_t) + i (Z - A_p) \Delta \theta_t}{(Z - A_p)^2} ds \right] \\ &\quad + \left[\frac{j e^{i\theta}}{2\pi} \int_{s_b}^{s_a} \sum_{p=0}^{N-1} \frac{\bar{\delta}_{pt}}{Z - A_p} ds \right] - \left[\frac{Q}{2\pi \gamma_z} \frac{\Delta \gamma_{zt}}{\gamma_z} + i \left\{ \frac{\Gamma_0}{2\pi \gamma_z} \frac{\Delta \gamma_{zt}}{\gamma_z} + \Delta \gamma_{zt} \Omega \right\} \right] \\ &\quad - [U_{rvt} - i U_{\theta vt}] \end{aligned} \quad (6)$$

半径方向と羽根の法線方向のなす角度を β_z とすると点 Z_t での境界条件の式から(6)式の $U_{rt}, U_{\theta t}$ は次式を満たさなければならない。

$$U_{rt} \cos(\beta_z + \Delta \beta_{zt}) + U_{\theta t} \sin(\beta_z + \Delta \beta_{zt}) = 0 \quad (7)$$

(7) 式は定常渦分布 Γ と非定常渦分布 $\bar{\delta}_{pt}$ に関する積分方程式の形になっているため、まず定常量を求め次に非定常量を求める。以下においては計算式の煩雑さをさけるために長さは羽根車の外径でまた渦分布及び速度は羽根車入口での半径方向速度 ($U_{r0} = Q/2\pi b$) で無次元化して表わす。また非定常量に関する付記号 $\bar{\delta}$ と $e^{j\omega t}$ も省略して示す。

2-1 定常流れ $R_z = \gamma/\gamma_z$ として(6)式の定常項のみを表わすと次式になる。

$$\left. \begin{aligned} U_r &= \frac{1}{\gamma_z} - \frac{N}{2\pi \gamma_z} \int_{s_b}^{s_a} \Gamma \frac{R_z^N \sin N(\phi - \theta)}{1 - 2R_z^N \cos N(\phi - \theta) + R_z^{2N}} ds \\ U_{\theta} &= \frac{\gamma_z}{\varphi} - \frac{N}{2\pi \gamma_z} \int_{s_b}^{s_a} \Gamma \frac{1 - R_z^N \cos N(\phi - \theta)}{1 - 2R_z^N \cos N(\phi - \theta) + R_z^{2N}} ds - \frac{U_{r0}}{\gamma_z} \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

ここで $\varphi = U_{rb}/\Omega$, $U_{rb} = \Gamma/Q$ である。(7)式に(8)式を代入し整理すると定常渦 Γ に関する積分方程式を得る。

$$\frac{N}{2\pi\Gamma} \int_{s_b}^{s_a} \Gamma \frac{R_z^N \sin N(\phi-\theta) + \{1 - R_z^N \cos N(\phi-\theta)\} \tan \beta_z}{1 - 2R_z^N \cos N(\phi-\theta) + R_z^{2N}} ds = \frac{1}{\Gamma} + \left(\frac{\Gamma}{\varphi} - \frac{U_{rb}}{\Gamma} \right) \tan \beta_z \quad (9)$$

(9)式を Γ に関して解き(8)式に代入すると定常速度 U_r, U_θ を計算することができる。

後流の偏角 ϕ_w は羽根出口の偏角を ϕ_a とすると次式から求められる。

$$\phi_w = \phi_a + \int_{r_a}^{r_w} \frac{U_\theta}{U_r} dr \quad (10)$$

2-2 非定常速度 点 Z に於ける非定常速度(U_r, U_θ)は定常渦 Γ の変位によるもの($U_{rp}, U_{\theta p}$)、非定常拘束渦 γ_c によるもの($U_{rc}, U_{\theta c}$)、自由渦 γ_f によるもの($U_{rf}, U_{\theta f}$)、羽根の変位による付加的な速度($U_{ra}, U_{\theta a}$)、羽根の振動速度($U_{rv}, U_{\theta v}$)に分けられる。

1) $U_{rp}, U_{\theta p}$ これは(6)式右辺第2項である。いま $x_0, y_0, \gamma, \gamma_z$ を次のようにおく。

$$\left. \begin{aligned} x_0 &= a \cos \psi, \quad y_0 = a \sin \psi \\ \gamma &= \frac{1}{\gamma} e^{-i(\phi+\psi)} \cdot \delta + \left(1 - \frac{x_0}{\gamma} e^{-i\phi} - i \frac{y_0}{\gamma} e^{-i\phi}\right) \cdot \alpha \\ \gamma_z &= \frac{1}{\gamma_z} e^{-i(\theta+\psi)} \cdot \delta + \left(1 - \frac{x_0}{\gamma_z} e^{-i\theta} - i \frac{y_0}{\gamma_z} e^{-i\theta}\right) \cdot \alpha \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

(11)式を $U_{rp}, U_{\theta p}$ に代入し整理すると次式になる。

$$\left. \begin{aligned} U_{rp} - i U_{\theta p} &= -\frac{N}{2\pi\Gamma} \int_{s_b}^{s_a} \Gamma \left[\frac{(1+i)(N+m)(\frac{A_0}{Z})^{N+m} + m(\frac{A_0}{Z})^m}{2\{1 - (\frac{A_0}{Z})^N\}^2} + (1-i)(N-m)(\frac{A_0}{Z})^{N-m} + m(\frac{A_0}{Z})^{2N-m} \right. \\ &\quad \left. - \frac{\{(N-1)(\frac{A_0}{Z})^N + 1\} \gamma_z - \{1 - (\frac{A_0}{Z})^N\} \Delta\theta}{\{1 - (\frac{A_0}{Z})^N\}^2} \right] ds \quad m \neq 0 \\ U_{rp} - i U_{\theta p} &= -\frac{N}{2\pi\Gamma} \int_{s_b}^{s_a} \Gamma \frac{N(\frac{A_0}{Z})^N \gamma - \{(N-1)(\frac{A_0}{Z})^N + 1\} \gamma_z - \{1 - (\frac{A_0}{Z})^N\} \Delta\theta}{\{1 - (\frac{A_0}{Z})^N\}^2} ds \quad m = 0 \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

(12)式を展開すると次のような形の式で表わされる。

$$\left. \begin{aligned} U_{rp} &= -\frac{N}{2\pi\Gamma} \int_{s_b}^{s_a} \Gamma \{K_{rp} \cdot \delta + (K_{roa} + K_{rca} \cdot x_0 + K_{rsa} \cdot y_0) \cdot \alpha\} ds \\ U_{\theta p} &= -\frac{N}{2\pi\Gamma} \int_{s_b}^{s_a} \Gamma \{K_{\theta p} \cdot \delta + (K_{\theta oa} + K_{\theta ca} \cdot x_0 + K_{\theta sa} \cdot y_0) \cdot \alpha\} ds \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

ここで $K_{rp}, K_{roa}, K_{rca}, K_{rsa}, K_{\theta p}, K_{\theta oa}, K_{\theta ca}, K_{\theta sa}$ は $\gamma, \phi, \gamma_z, \theta$ の関数である。

2) $U_{rc}, U_{\theta c}, U_{rf}, U_{\theta f}$ 非定常渦 $\bar{\gamma}$ は羽根上の非定常拘束渦 γ_c と自由渦 γ_f とに分けられる。自由渦 γ_f は主流(速度 U_s)とともに羽根に沿って流れ、羽根後縁から後流(10)式に乗って流れる。このとき γ_c と γ_f の間には次の関係がある。

$$\bar{\gamma}_f = -i \frac{\omega}{U_s} e^{-jR\tau} \gamma_c \quad ; \quad R = \omega r_b / U_{rb}, \quad \tau = \int_s^{s_w} \frac{ds}{U_s} \quad (14)$$

いま羽根の調和振動を考慮すると拘束渦は次のようにおける。

$$\gamma_c = \gamma_c e^{jPm\lambda} \quad (15)$$

(14), (15)式を右辺第3項に代入し整理すると $U_{rc}, U_{\theta c}, U_{rf}, U_{\theta f}$ は次のようになる。

$$\left. \begin{aligned} U_{rc} - i U_{\theta c} &= \frac{iN}{2\pi\Gamma} \int_{s_b}^{s_a} \gamma_c \frac{(1+i)(\frac{A_0}{Z})^m - (1-i)(\frac{A_0}{Z})^{N-m}}{2\{1 - (\frac{A_0}{Z})^N\}} ds \quad m \neq 0 \\ U_{rc} - i U_{\theta c} &= \frac{iN}{2\pi\Gamma} \int_{s_b}^{s_a} \gamma_c \frac{ds}{1 - (\frac{A_0}{Z})^N} \quad m = 0 \end{aligned} \right\} \quad (16)$$

$$U_{rc} = -\frac{N}{2\pi Y_z} \int_{s_b}^{s_a} \gamma_c \cdot K_{rc} ds, \quad U_{oc} = -\frac{N}{2\pi Y_z} \int_{s_b}^{s_a} \gamma_c K_{oc} ds \quad (16)$$

$$\left. \begin{aligned} U_{rf} - i U_{of} &= -\frac{N}{2\pi Y_z} \int_{s_b}^{s_a} \gamma_c \cdot R \int_s^0 \frac{e^{-j\lambda r}}{U_s} \frac{(1+i\lambda)(\frac{A\omega}{z})^m + (i\lambda-1)(\frac{A\omega}{z})^{N-m}}{1 - (\frac{A\omega}{z})^N} ds_w ds & m \neq 0 \\ U_{rf} - i U_{of} &= -\frac{N}{2\pi Y_z} \int_{s_b}^{s_a} \gamma_c \cdot R \int_s^0 \frac{e^{-j\lambda r}}{U_s} \frac{i\lambda}{1 - (\frac{A\omega}{z})^N} ds_w ds & m = 0 \end{aligned} \right\} (17)$$

$$U_{rf} = -\frac{N}{2\pi Y_z} \int_{s_b}^{s_a} \gamma_c \cdot R \int_s^0 K_{rf} ds_w ds, \quad U_{of} = \frac{N}{2\pi Y_z} \int_{s_b}^{s_a} \gamma_c R \int_s^0 K_{of} ds_w ds$$

ここで $A\omega$ は 0 番初根上及びその後流の自由渦の位置であり K_{rc}, K_{oc} は $\gamma, \theta, Y_z, \theta$ の関数である。

3) U_{ra}, U_{oa} 付加速度は初根上の点 σ が振動により変位したことによるものであり、(6)式右辺第4項で示されたものである。

$$\left. \begin{aligned} U_{ra} - i U_{oa} &= -\frac{\Delta \gamma_z}{Y_z^2} - i \left\{ \frac{U_{rb}}{Y_z^2} \Delta \gamma_z + \frac{\Delta \gamma_z}{\varphi} \right\} \\ U_{ra} &= -\left\{ \frac{\sin(\theta+G)}{Y_z^2} \cdot \sigma - \left(\frac{\sin \theta}{Y_z^2} x_0 - \frac{\cos \theta}{Y_z^2} y_0 \right) \alpha \right\} \\ U_{oa} &= \left(\frac{U_{rb}}{Y_z^2} + \frac{1}{\varphi} \right) \left\{ \sin(\theta+G) \sigma - (\sin \theta \cdot x_0 - \cos \theta \cdot y_0) \alpha \right\} \end{aligned} \right\} (18)$$

4) U_{rv}, U_{ov} (5)式より次のようになる。

$$\left. \begin{aligned} U_{rv} &= -jR \left\{ \sin(\theta+G) \cdot \sigma - (\sin \theta \cdot x_0 - \cos \theta \cdot y_0) \alpha \right\} \\ U_{ov} &= -jR \left\{ \cos(\theta+G) \cdot \sigma + (Y_z - \cos \theta \cdot x_0 - \sin \theta \cdot y_0) \alpha \right\} \end{aligned} \right\} (19)$$

2-3 非定常渦分布 (13), (16), (17), (18), (19)式を(7)式に代入し整理すると γ に関する次のような積分方程式になる。

$$\begin{aligned} & -\frac{N}{2\pi Y_z} \int_{s_b}^{s_a} \gamma_c \left\{ K_{rc} + K_{oc} \tan \beta_z + R \int_s^0 (K_{rf} - K_{of} \tan \beta_z) ds_w \right\} ds \\ &= \left[-jR \left\{ \sin(\theta+G) + \cos(\theta+G) \tan \beta_z \right\} + \frac{N}{2\pi Y_z} \int_{s_b}^{s_a} \Gamma (K_{rv} + K_{ov} \tan \beta_z) ds \right. \\ &\quad \left. - \left(\frac{U_{rb} \tan \beta_z - 1}{Y_z^2} + \frac{\tan \beta_z}{\varphi} \right) \sin(\theta+G) - (U_r \tan \beta_z - U_\theta) \sin(\theta+G) \frac{1}{Y_z} \right] \cdot \sigma \\ &\quad + \left\{ -jR Y_z \tan \beta_z + \frac{N}{2\pi Y_z} \int_{s_b}^{s_a} \Gamma (K_{rx} + K_{ox} \tan \beta_z) ds \right\} \\ &\quad + \left\{ -jR (\sin \theta + \cos \theta \tan \beta_z) + \frac{N}{2\pi Y_z} \int_{s_b}^{s_a} \Gamma (K_{rc} + K_{oc} \tan \beta_z) ds \right. \\ &\quad \left. + \left(\frac{U_{rb} \tan \beta_z - 1}{Y_z^2} + \frac{\tan \beta_z}{\varphi} \right) \sin \theta + (U_r \tan \beta_z - U_\theta) \frac{\cos \theta}{Y_z} \right\} x_0 \\ &\quad + \left\{ -jR (\cos \theta - \sin \theta \tan \beta_z) + \frac{N}{2\pi Y_z} \int_{s_b}^{s_a} \Gamma (K_{rx} + K_{ox} \tan \beta_z) ds \right. \\ &\quad \left. - \left(\frac{U_{rb} \tan \beta_z - 1}{Y_z^2} + \frac{\tan \beta_z}{\varphi} \right) \cos \theta + (U_r - U_\theta \tan \beta_z) \frac{\sin \theta}{Y_z} \right\} y_0 \right] \alpha \quad (20) \end{aligned}$$

(20)式から非定常渦 γ は振動振幅 σ と α に比例しており、しかも挟み振動の場合には初根率中心まわりの振動と挟み中心の x, y 方向の座標 x_0, y_0 に比例する振動項に分けられる。また非定常速度も(13), (16), (17), (18), (19)からわかるように $\sigma, \alpha, x_0 \alpha, y_0 \alpha$ に比例した項からなっている。

2-4 非定常力 (9)式を Γ に関して解き(13)式に代入して U_{rv}, U_{ov} を、また(20)式を γ に関して解き(16), (17)式に代入すると $U_{rc}, U_{oc}, U_{rf}, U_{of}$ を計算することができる。

$$U_r = U_{rv} + U_{rc} + U_{rf} + U_{ra} - U_{rv}, \quad U_\theta = U_{ov} + U_{oc} + U_{of} + U_{oa} - U_{ov} \quad (21)$$

羽根の長さ \$ds\$ に作用する法線方向の非定常力 \$dL_n\$ は次式で表わされる。

$$dL_n \cong P U_0^2 \gamma_b [\Gamma (U_r \sin \beta_z - U_0 \cos \beta_z) + \gamma_c (U_r \sin \beta_z - U_0 \cos \beta_z)] ds \quad (22)$$

いま \$x\$ 方向・\$y\$ 方向の非定常力 \$(F_x, F_y)\$ と羽根車中心まわりの非定常モーメント \$M_c\$ は

$$F_x = \int_{s_b}^{s_a} \cos(\phi + \beta_z) dL_n, \quad F_y = \int_{s_b}^{s_a} \sin(\phi + \beta_z) dL_n \quad (23)$$

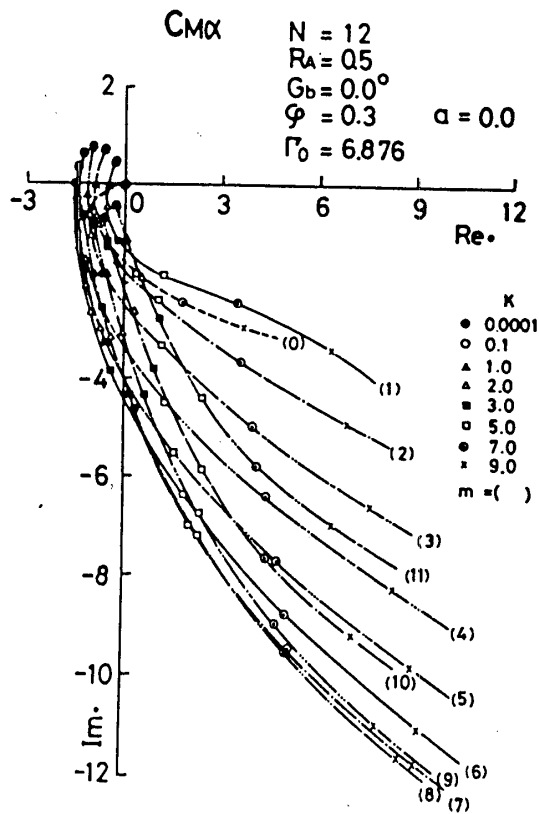
$$M_c = \int_{s_b}^{s_a} r \sin \beta_z dL_n$$

となり翼弦に垂直方向の非定常力 \$L_n\$ 及び点 \$X(x_0, y_0)\$ まわりの非定常モーメント \$M_x\$ (反時計方向を正) はそれぞれ振幅 \$\delta, \alpha\$ に比例する項で次のように表わされる。

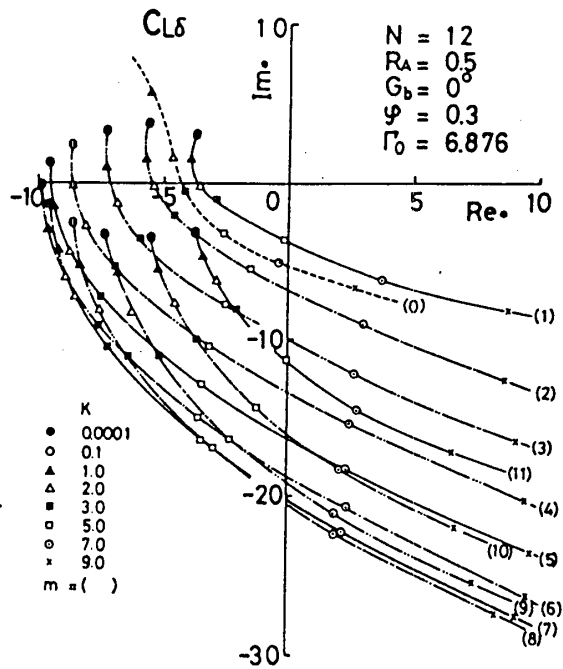
$$\left. \begin{aligned} \frac{L_n}{P U_0^2 \gamma_b} &= \frac{F_y \cos \phi + F_x \sin \phi}{P U_0^2 \gamma_b} = C_{L\delta} \delta + C_{L\alpha} \alpha \\ \frac{M_x}{P U_0^2 \gamma_b^2} &= \frac{M_c - x_0 F_y + y_0 F_x}{P U_0^2 \gamma_b^2} = C_{M\delta} \delta + C_{M\alpha} \alpha \end{aligned} \right\} \quad (24)$$

3 計算結果 放射状直線羽根が羽根車中心回りに振り振動しているときの結果 (\$C_{M\alpha}\$) を 2 図に、併進振動しているときの結果 (\$C_{L\delta}\$) を 3 図に示した。\$k \to 0\$ のときには振動の位相進み (\$m < \frac{N}{2}\$) のときの \$C_{M\alpha}\$, \$C_{L\delta}\$ と位相遅れ (\$m > \frac{N}{2}\$) のときの \$C_{M\alpha}\$, \$C_{L\delta}\$ はそれぞれ共轭関係にあり \$k\$ が小さいときには位相進みのとき、\$C_{M\alpha}\$ (\$m=3, k \cong 1.0\$) \$C_{L\delta}\$ (\$m=2, k \cong 2.0\$) の虚部が正 (減衰力が負) になっている。\$k\$ を大きくしていくと \$m=0\$ のときの \$C_{L\delta}\$ を除き \$C_{M\alpha}\$, \$C_{L\delta}\$ の実部は大きくなり、虚部は小さくなっている。位相差が 0 のとき、羽根車中心まわりの振り振動によって翼列は変形しないが、併進振動の場合には翼列が変形するため \$k \to 0\$ で \$C_{L\delta}\$ は有限値 (-68.6) になり、\$k \le 2.5\$ で \$C_{L\delta}\$ の虚部が正になっている。

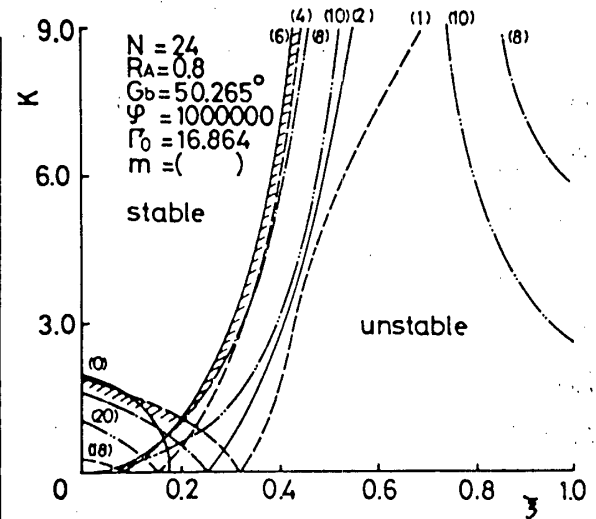
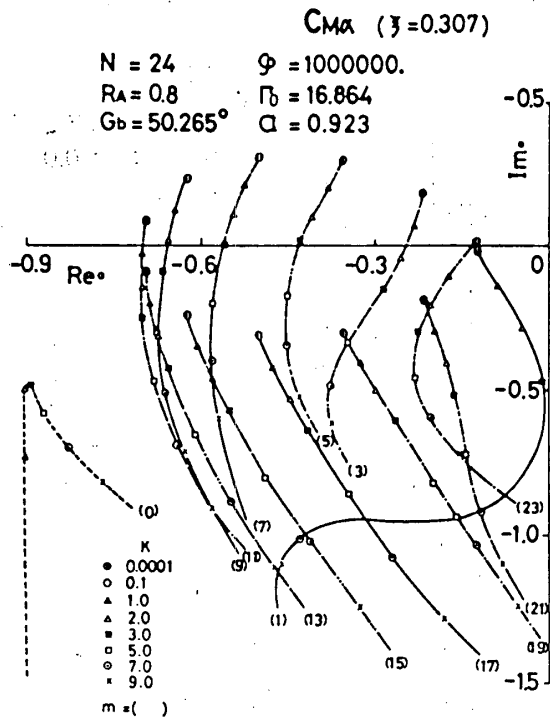
流量係数 (\$\phi\$) を無限大にしたときには、半径機械のノズルまたは案内羽根に対応する。



2 図



3 図



5 図

4 図

4 図は羽根枚数 $N=24$ の場合に前縁から 0.307 弦長点に挟り中心を置いたときの非定常モーメント係数 C_{Ma} を示したものである。 $R \rightarrow 0$ では位相進み ($m < \frac{N}{2}$) のときに減衰力が負になっており $m=5$ では $R \geq 3$ くらいまで負の減衰力が作用している。

5 図は減衰モーメントが 0 になる R の値を挟り軸の位置を変えて示したものであり、斜線の内側が非定常モーメントが空力的に不安定になることを示す。この図から空力的に最も安定となる領域は、挟り軸の位置が前縁から 0.2 弦長点付近にあるときであることがわかる。

4 結び 結果を要約すると次のようになる。1) 放射状羽根車が回転しているとき；同位相で併進振動しているときには、翼列が変形するため $R \rightarrow 0$ でも有限の非定常力が作用し比較的大きな R のところでも減衰力は負になっている。位相が有限のとき、羽根車中心まわりの挟り振動、併進振動に対し、位相差によっては比較的大きなところでも負の減衰力が作用する。2) スル翼列のとき；計算した範囲内では $N=24$ のとき挟り軸が前縁より 0.2 弦長点付近にあるときが空力的安定領域が最も広い。

本研究の遂行にあたり多くの御教示を賜りました東大宇宙研谷田教授に厚く御礼申し上げます。

文献

- 1) W. H. Isay, Z. Flugwiss., 6, 1958, P319
- 2) 谷田, 機械学会講演論文集, No 710-8, P173
- 3) 西岡・光中, 第16回航空原動機に関する講演会講演集, P69

B-7 入口案内翼の2次元翼列の実験的研究 (正の大迎角ともつ場合)

* 蓑田 光弘
山崎 紀雄

(航空宇宙技術研究所)
(航空宇宙技術研究所)

1 はじめに

航空用ファンエンジン等の高圧圧縮機は、高い圧力比を得るため、一般に段数が多く、10~15段程度のものとなっている。このような多段高圧圧縮機では、起動時などの低回転領域において、流れが設計状態から大きくずれるため、安定した作動を得るには可変静翼、段間抽気による制御が不可欠となっている。航技研における例では、可変静翼のスケジュールは最大値の場合 $\Delta\alpha = 40^\circ$ 程度となっている⁽¹⁾。従来、翼列の設計資料としては設計点性能に関するものがそのほとんどであり、入口案内翼についてのNACAにおける広範な実験においても同様である。そこで筆者らは一般の作動範囲をこえた正の大迎角の場合の入口案内翼の2次元翼列性能を得るため、NACA 63(10A,Kc)10翼形を用いて、2次元翼列風洞による実験を行った。本実験では可変入口案内翼を対象としているため、軸流々入(流入角 0°)とし、比較的低い流入マッハ数で実験を行った。実験パラメータは迎角(この場合くいちがひ角に等しく $0 \sim 55^\circ$)、ソリディティ(0.75~1.5)である。

2 実験装置・供試模型

実験装置としては航空宇宙技術研究所の高速翼列風洞⁽²⁾を用いた。測定部の写真と図1に示す。測定は3孔アローヘッド型ピトー管による後流測定法によって行った。表1に測定項目を示した。若干の測定値をのぞいて、測定およびデータ処理は、マイクロコンピュータを組み込んだ自動計測・オンラインデータ処理によって行った。この計測システムの詳細は別の機会にゆずるが図2にその概略を示す。

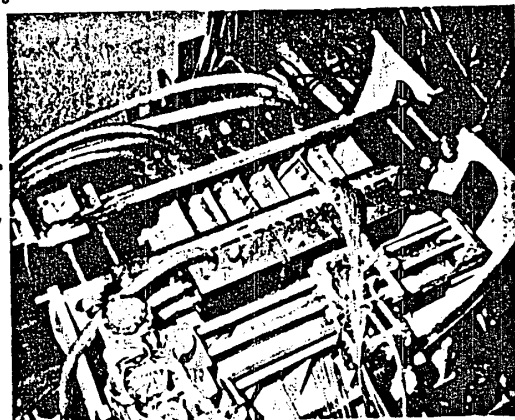


図1 測定部

表1 測定項目

	測定量	測定器具	測定位置
流入状態	全圧	全圧管	集合翼 翼上流 翼集合翼
	静圧	壁面圧力孔	
流出状態	全圧	3孔ピトー管	翼列下流約1/2弦長 スパン中央断面
	流出角		
圧力分布	静圧	気圧計	実験室
	翼面圧力	翼面圧力孔 0.5φ	中央翼のスパン中央 断面

供試模型：翼形には入口案内翼として設計資料も多く、よく用いられているNACA 63系翼を選び、実機の翼配備を考慮して、 $C_{l_0} = 1.0$ 、 $(t/c)_{max} = 10\%$ とした。模型寸法は翼弦長60mm、スパン90mmである。

日本ガスタービン学会講演論文集('78-6 第6回定期講演会)

図3に翼模型外形および翼断面を示した。模型は精鋳ステンレス鋼製で、翼フランジ部のみを機械加工し、翼面は鋳造しである。使用した翼枚数はソリディティによって異なるが5~7枚である。その中1枚は翼面圧力分布測定であり、翼枚数が奇数の場合は中央翼、偶数の場合は中央翼間通面の背面側となるよう配置した。ソリディティ

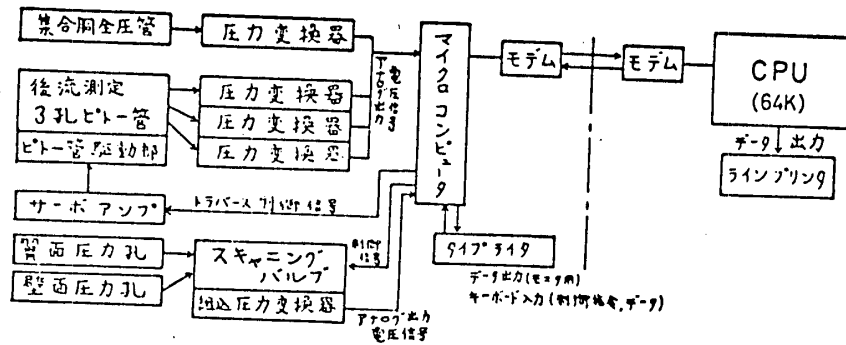


図2 自動計測システム

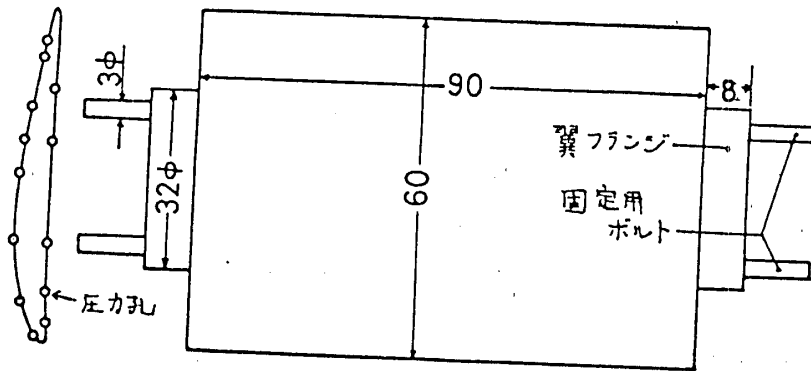


図3 翼模型・外形と翼断面

の変更にはピッチの異なる翼支持板を用意し、迎角(くいちがい角)は設定器具を用いて翼模型を個々に設定した。図5に模型の写真を示す。

3 実験方法・性能の表示

今回の実験のように、流れが翼面から大きくはくれている場合の実験については解決すべき点が残されているが、本報ではほぼ従来の実験法によって測定を行った。

実験方法: ある一定の翼配備(ソリディティ、くいちがい角)について流入マッハ数をパラメータとして後流測定

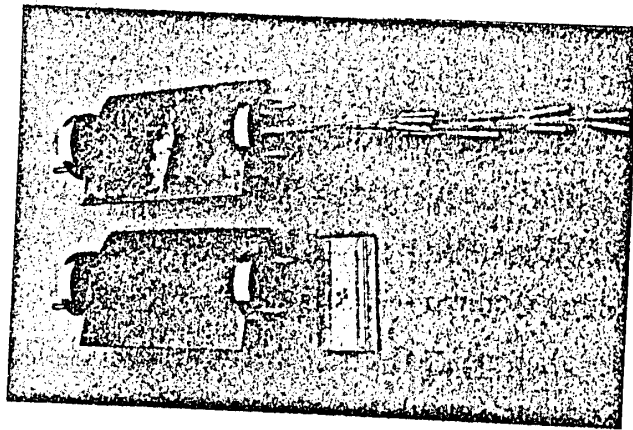


図4 翼模型・測定翼とダミー翼

を行った。流入マッハ数の範囲は、入口案内翼ということと考慮して、設計迎角に近い場合には $M_1 = 0.2 \sim 0.5$ 程度とし、圧縮機の低回転時に対応する大きい迎角の場合には $M_1 = 0.1 \sim 0.15$ から α -キングマッハ数に近い値までとした。

性能の表示: 迎角の大きい入口案内翼では流れがかなり増速されるが、圧縮機翼列(減速翼列)と同じように流入状態によって無次元化した。翼列性能は偏差角 δ 、全圧損失係数 ζ によって表した。流入マッハ数 M_1 は風筒集合胴で測定した流入全圧、測定部側壁の圧力孔で測定した流入静圧を用いて求めた。流出角は主流中の質量平均値を用いて表し、全圧損失係数は次式により求めた。

$$\zeta = \frac{1}{q_1} \frac{\int_0^s (P_{01} - P_{02}) \cdot P_2 V_{a2} \cdot dS}{\int_0^s S_2 V_{a2} \cdot dS} \quad \therefore q_1 = P_{01} - P_{s1}$$

ただし、迎角が非常に大きく、後流の測定断面で逆流領域がある場合には、この領域の流出全圧が流出静圧（すなわち実験室圧）に等しいと仮定した。

翼弦長と流入速度とを用いた試験レイノルズ数は $1.1 \sim 6.2 \times 10^5$ であった。

4 実験結果

4-1 後流形状と翼面圧力分布

図5に後流形状の測定例 ($M_1 = 0.25$) を示す。図で $\Delta P_0/q_1$ は流入全圧と局所流出全圧との差圧と

流入動圧で無次元化したものであり、 $\Delta \alpha_2$ は平均流出角と局所流出角との差 ($\alpha_{21} - \alpha_2$) を表している。

$\sigma = 0.75$ についての図に示した鎖線は流出静圧に等しい圧力を示している。 $\sigma = 1.0$ の場合の後流形状の図に示されるように $\alpha = 25^\circ \sim 45^\circ$ では迎角の増加とともに後流の中が大きくなること、 $\alpha = 45^\circ$ 、 55° では後流の中がほぼ等しいことがわかる。

$\sigma = 0.75$ 、 $\alpha = 45^\circ$ 、 55° では流出全圧が流出静圧より低い値を示した領域があり、その中は $\alpha = 45^\circ$ では約 $1/3$ ピッチ、 $\alpha = 55^\circ$ では約 $1/2$ ピッチを占めている。この

ような領域では逆流を生じていると考えられる。本実験の範囲では $\sigma = 0.833$ 、 0.789 、 0.75 で $\alpha \geq 45^\circ$ の場合にこの逆流域がみられる。 $\sigma = 1.5$ 、 1.0 、 0.75 の場合にはこのような現象はみられなかった。データ処理上、平均全圧損失係数の算出においては、 $\sigma = 0.833 \sim 0.75$ 、 $\alpha \geq 45^\circ$ の場合のこのような逆流域では流出全圧は流出静圧に等しいという仮定をしている。

図5に示した後流形状にほぼ対応する実験条件における翼面圧力分布を図6に示した。

図5に示した後流形状にほぼ対応する実験条件における翼面圧力分布を図6に示した。

4-2 $M_2 \sim M_1$: 図7に $\sigma = 1.5$ 、 1.0 、 0.75 の場合の流出マッハ数と流入マッハ

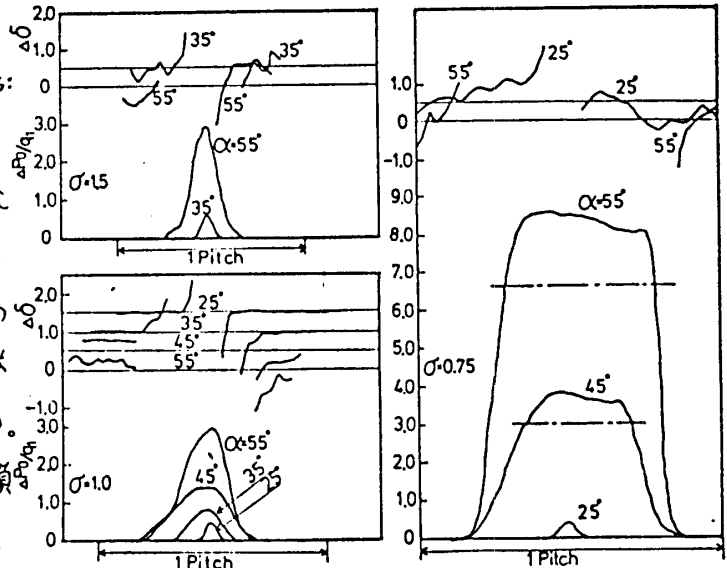


図5 後流形状の測定例

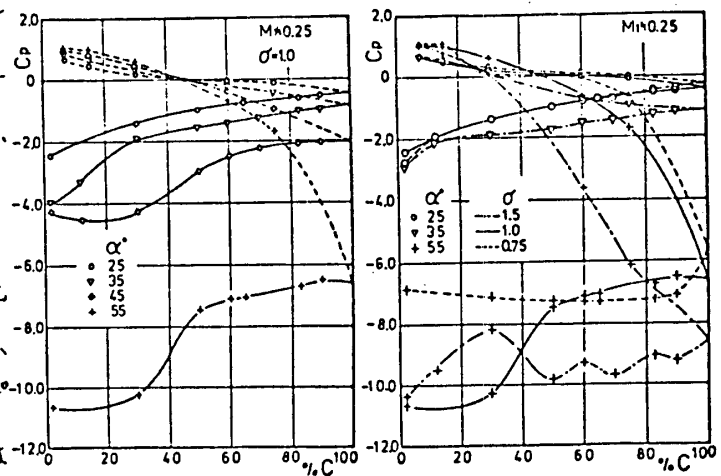


図6 翼面圧力分布の測定例

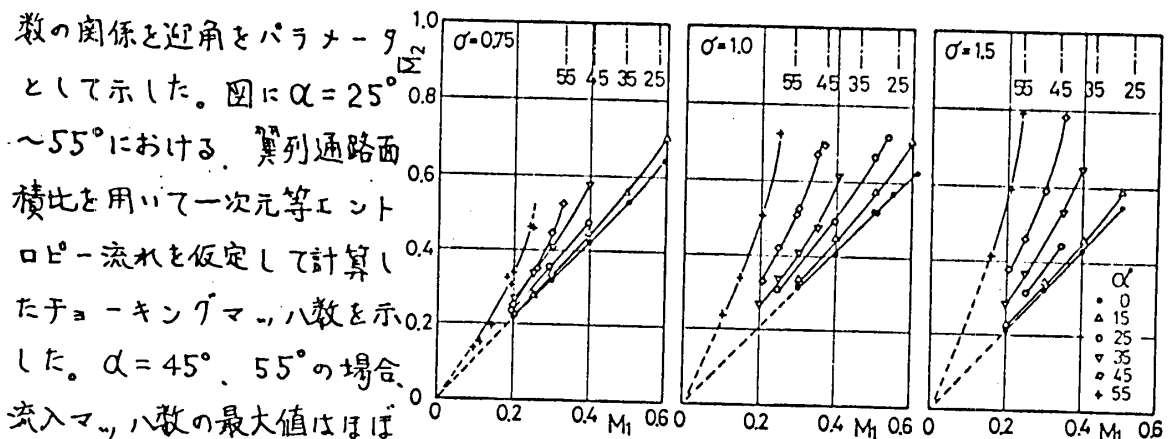
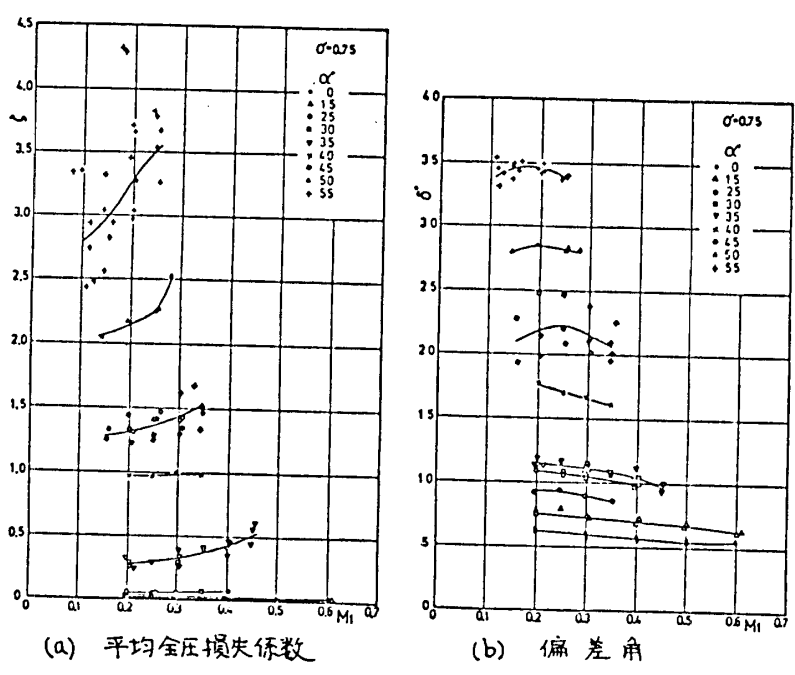


図7 流出マッハ数と流入マッハ数

数の関係と迎角をパラメータとして示した。図に $\alpha = 25^\circ \sim 55^\circ$ における翼列通路面積比を用いて次元等エントロピー流れを仮定して計算した。 $\alpha = 45^\circ, 55^\circ$ の場合流入マッハ数の最大値はほぼ

chokingマッハ数に達していると考えられるが、上述の次元計算による値より $\sigma = 0.75$ で $0.07 \sim 0.08$ 、 $\sigma = 1.5$ で 0.02 程度低い値となっている。

4-3 損失係数と偏差角: 図8~10に $\sigma = 1.5, 1.0, 0.75$ における平均全圧損失係数、偏差角の流入マッハ数に



(a) 平均全圧損失係数 (b) 偏差角

図8 翼列性能 ($\sigma = 0.75$)

対する変化と迎角をパラメータとして示した。図に示されるように損失係数の流入マッハ数による変化は小さく、特に

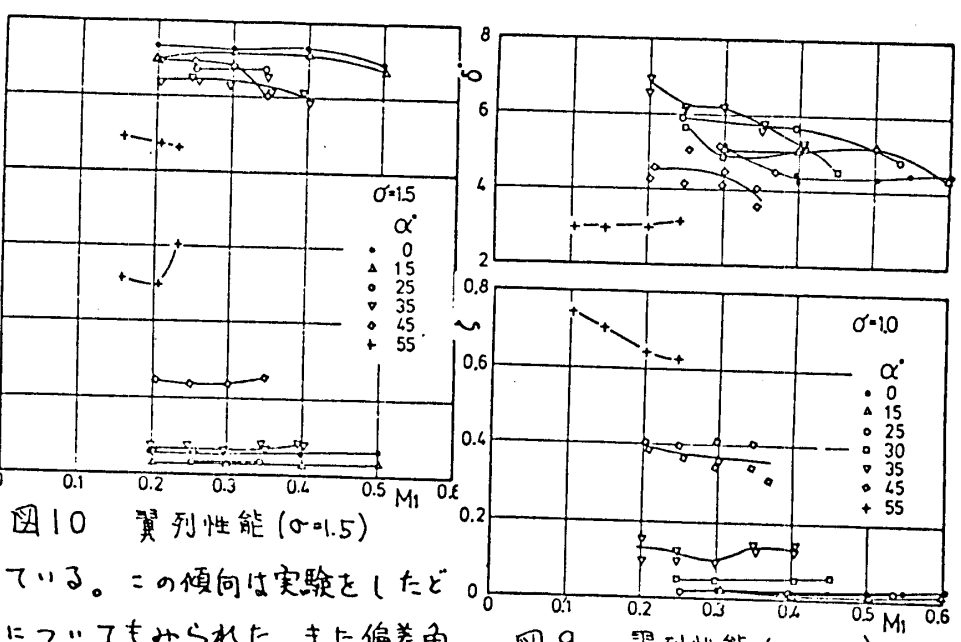
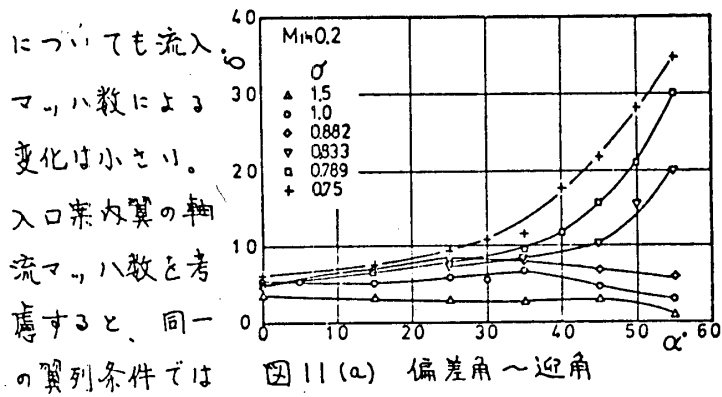
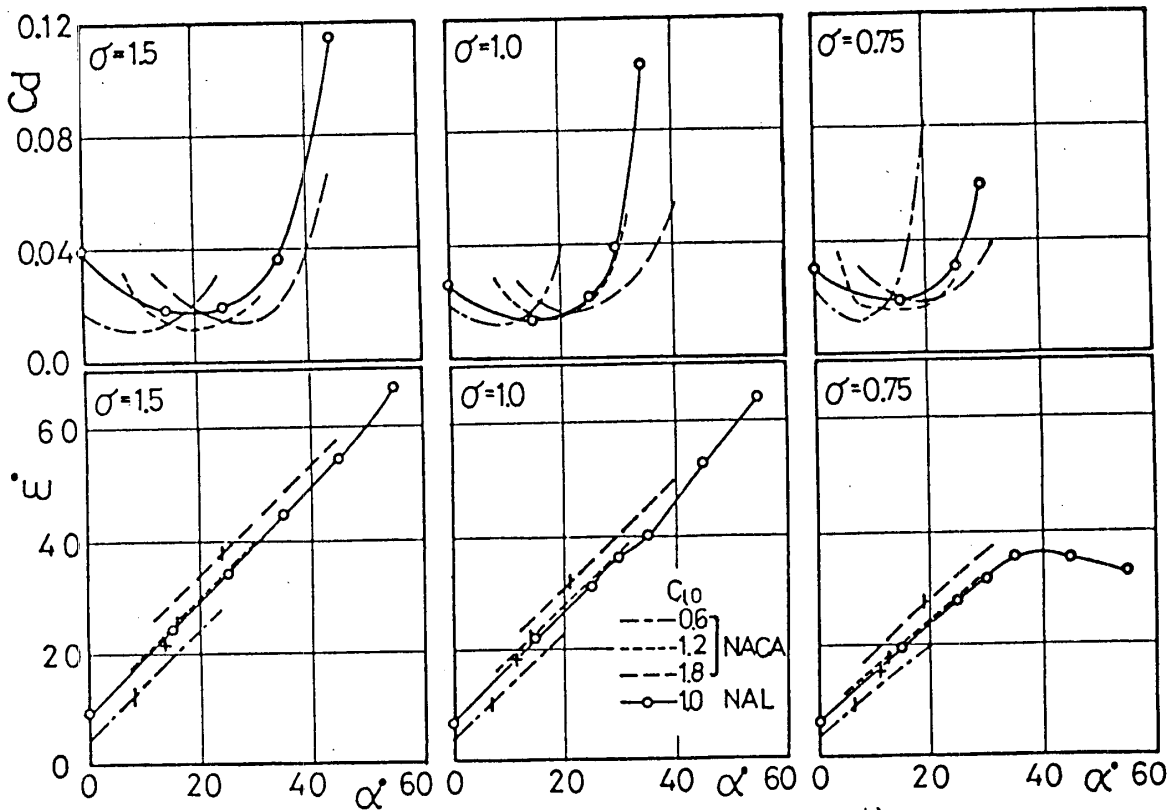
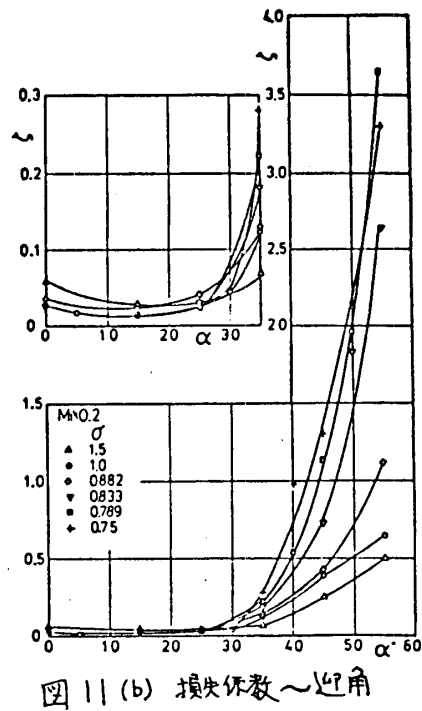


図9 翼列性能 ($\sigma = 1.0$)

$\alpha \leq 35^\circ$ ではほぼ一定となっている。この傾向は実験をしたどのソリディティについてもみられた。また偏差角



マッハ数による影響は非常に小さいといえる。翼列性能に対してより大きな影響をもつ迎角、ソリディティによる変化をはっきりした形で比較するため、 $M_1 = 0.2$ における損失係数、偏差角をソリディティをパラメータとして迎角に対して示すと図11が得ら



れる。 $\alpha \leq 35^\circ$ の損失係数が小さい部分は拡大した形で示した。 $\alpha = 0 \sim 55^\circ$ の広い範囲の迎角について損失係数の変化をみると、 $\alpha \leq 30^\circ$ では迎角による影響は小さく、ソリディティによる差も小さい。 $\alpha \geq 35^\circ$ では迎角が大きくなるとともに損失係数が増加し、ソリディティによる差もいっしょに大きくなる。 $\alpha \leq 35^\circ$ の小さい迎角範囲では、 $\alpha = 15^\circ$ で損失係数が最小となること、 $\sigma = 1.5$ ではその他のソリディティに比較してやや損失係数が大きいことがわかる。偏差角についてはソリディティの影響

響がはっきりあらわれるとともに、ソリディティの大きい方が偏差角が小さいという一般的な傾向がこの場合にもみられる。 $\sigma = 1.5 \sim 0.882$ では迎角による偏差角の変化が比較的小さいのに対して、 $\sigma \leq 0.833$ では偏差角の変化が大きく、迎角の増加に比例して偏差角が増加する領域がある。この領域ではある迎角以上で失出角がほぼ一定となる。このような現象を示す迎角はソリディティによって異なり、 $\sigma = 0.75$ で $\alpha \geq 35^\circ$ 、 $\sigma = 0.833$ では $\alpha \geq 45^\circ$ となっている。

(3)

4-4 NACAの実験結果との比較：図12にNACAにおける実験結果との比較を示した。ただしNACAの実験は C_l 、 $(\tau/c)_{max}$ が異なっている。NACAのデータは抗抗係数、転向角で表されているため、この図ではこれにならなかつた。また図にNACAによる設計表を示した。翼形が同一ではなかつたため厳密な比較はできないが、両者の結果はよい一致を示していると考えらる。

5 おわりに

高圧多段圧縮機の可変静翼を対象として、NACA 63系翼を用いて、ソリディティ1.5～0.75で広い範囲の迎角について2次元翼列実験を行った。その結果一般の作動範囲を越えた大きな正の迎角ともつ場合の入口案内翼の翼列性能と明らかにすることができた。

本実験に際して、松木原動機部長、大山圧縮機研究室長には問題提起と討論をいただいた。西尾原動機制御研究室長はじめ同研究室の方々には自動計測・データ処理システムの整備に多大の努力をしていただいた。また、空気源担当の小倉さん、黒沢技官には実験に協力と御願ひした。記して感謝の意を表します。

6 文献

- 1) 原動機部編、航技研報告 TR-482、昭52
- 2) 近藤・菟田・坂口・山崎、航技研報告 TR-44、昭38
- 3) J.C. Dunavant, NACA TN3959, 1957.

* 吉 識 晴 夫 (東大, 生研)
 田 代 伸 一 (東大, 院)
 高 間 信 行 (東大, 生研)

1. まえがき

円錐デューザの实用範囲は広がり角 2ϕ が約 8 度迄であり, これより広がり角が大きいと, 外周壁で境界層が剥離し, 静圧回復率が低下する。流れに旋回成分がある場合には, 外周壁での剥離が抑制され, 広がり角の大きな円錐デューザでも高い静圧回復率が期待出来る。しかし, 旋回成分がある程度強くなると, 中心部に逆流域または静止域が形成され, 静圧回復率が低下することが知られており⁽¹⁾, これを防ぐために, 中心部に心棒を入れることが有効であることも知られている^{(2)~(4)}。本報告は, 2種類の広がり角のデューザに, 2種類の心棒形状を用い, 種々の旋回強さの流れにつき実験を行い, 静圧回復率の高いデューザ形状を得ようとしたものである。

2. 実験装置および実験方法

実験装置を図1に示す。空気は 24 枚の案内羽根を有する旋回流発生装置により所要の旋回成分を与えられる。この羽根の取付角を調節することにより, 旋回強さを調節する。旋回流は軸長 150 mm の直管部を通り, 実験用デューザに

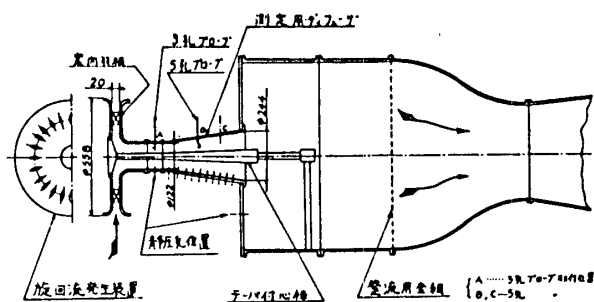


図1 実験装置

流入し, 下流の風洞に流出する。デューザは, 入口直径 122 mm, 出口直径 244 mm (出入口の面積比 4) で, 広がり角 2ϕ が 14° と 20° の 2 種類である。中心部に挿入する心棒は, 直径 28 mm の円柱とデューザ入口部で直径 28 mm, デューザ内では片側 3° のテーパを付けた心棒の 2 種類である。

デューザの軸方向壁面静圧分布を求めらるため, 10 点の静圧孔が設けてある。また, 心棒上の静圧分布を求めらるため, 円柱には 4 点, テーパ付心棒には 10 点の静圧孔が設けてある。円柱の場合には回転, スライドとも自由なので, 任意の位置で静圧を測定出来る。

デューザ入口の 75 mm 上流の直管部 A 点で, 3 孔ヨーメータを半径方向にトラバースして, 旋回流の速度および圧力の分布を測定し, これをデューザ入口の条件とした。また, デューザ入口面積の 2 倍, 3 倍 (心棒のない場合の面積比)

のB点, C点で, 5兆ヨ-メ-タにより各断面(2倍断面, 3倍断面と称する)のフローパターンを測定した。外径28 mmの円柱を挿入した場合の面積比は, B点で2.06, C点で3.11, 出口で4.17となり, 3°のテーパ付心棒を挿入した場合の面積比は, 2φ=14°のディフューザではB点で1.93, C点で2.85, 出口で3.76となり, 2φ=20°のディフューザではB点で1.97, C点で2.95, 出口で3.92となる。

旋回流発生装置の案内羽根取付角を半径方向に対して, 0°, 3°, 6°, 9°, 12°の5種類とし, 旋回強さを変えて実験を行った。

ディフューザ入口の軸方向速度の流量平均 \bar{u}_1 と入口直径 D_1 によるレイノルズ数 $Re = \bar{u}_1 D_1 / \nu$ は $(3.9 \sim 5.8) \times 10^5$ の範囲である。

3. 実験結果および考察

3.1 実験結果の整理方法 ディフューザ入口における軸方向速度 u_1 , 周方向速度 w_1 および静圧 p_1 を用いて, 下記の諸量を定義し, 実験結果を整理する。ただし, r_1 は心棒半径, R_1 は入口半径, ρ は流体密度である。

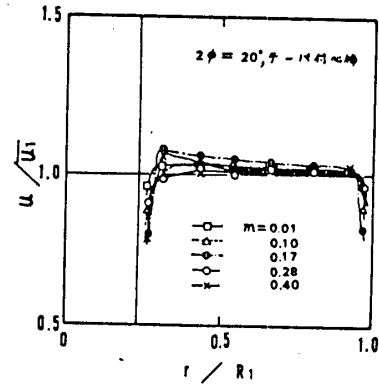
$$\textcircled{1} \text{ 入口平均軸方向速度 } \bar{u}_1 = \frac{2\pi\rho \int_{r_1}^{R_1} r u_1 dr}{\rho\pi(R_1^2 - r_1^2)}$$

$$\textcircled{2} \text{ 入口平均動圧 } \frac{1}{2}\rho\bar{V}_1^2 = \frac{2\pi\rho \int_{r_1}^{R_1} r u_1 \frac{1}{2}\rho(u_1^2 + w_1^2) dr}{2\pi\rho \int_{r_1}^{R_1} r u_1 dr}$$

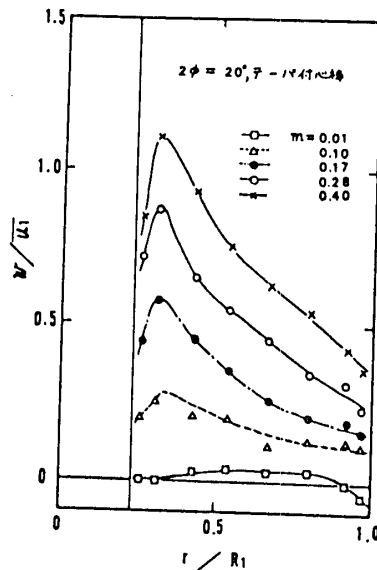
$$\textcircled{3} \text{ 入口平均静圧 } \bar{p}_1 = \frac{2\pi\rho \int_{r_1}^{R_1} r u_1 p_1 dr}{2\pi\rho \int_{r_1}^{R_1} r u_1 dr}$$

$$\textcircled{4} \text{ 旋回強さ } m = \frac{2\pi\rho \int_{r_1}^{R_1} r^2 u_1 w_1 dr}{R_1 \cdot 2\pi\rho \int_{r_1}^{R_1} r u_1^2 dr}$$

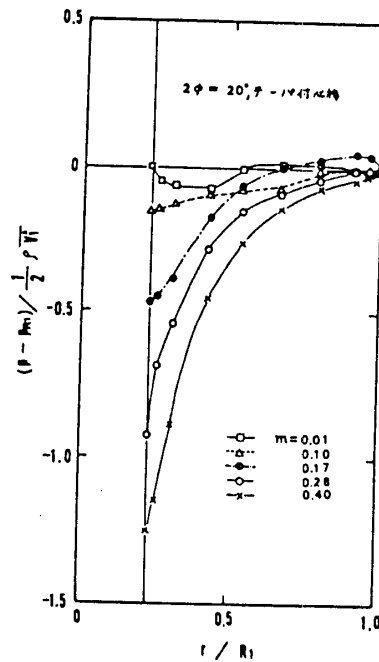
3.2 ディフューザ入口の流れ 旋回流発生装置の案内羽根取付角を変えたときのディフューザ入口における軸方向速度 u_1 , 周方向速度 w_1 および静圧 p_1 の半



(a) 軸方向速度



(b) 周方向速度



(c) 静圧

図2 ディフューザ入口の流れ (2φ=20°, テーパ付心棒)

径方向分布の一例を図2に示す。図は $2\phi = 20^\circ$ のディフューザにテーパ付心棒を入れた場合で、流速は入口平均軸方向速度 \bar{u}_1 により無次元化し、圧力は入口外周壁静圧 P_{R1} を基準にし、入口平均動圧 $\rho \bar{V}_1^2 / 2$ により無次元化してある。また、図の横軸は入口半径 R_1 により無次元化した半径である。旋回強さ m はパラメータであり、 $m = 0.01, 0.10, 0.17, 0.28, 0.40$ は各々案内羽根取付角 $0^\circ, 3^\circ, 6^\circ, 9^\circ, 12^\circ$ に対応する。図から分るように、本実験のディフューザ入口の流束は、 u_1 は断面内でほぼ一様、 w_1 は心棒のごく近傍を除いて $w_1 = C/r$ 、(C は定数)の自由うず型である。このフロ-パターンはディフューザの広がり角、心棒形状によ、ほとんど変化しない。

3.3 静圧回復率 旋回流では、静圧および動圧は半径方向に変化しているの、旋回のない流れの場合のように静圧回復率が一意的には定まらない。ここでは、 C_p 静圧回復率 C_p を下記で定義する。

$$C_p = \frac{P_c - \bar{P}_1}{\frac{1}{2} \rho \bar{V}_1^2} \quad , \quad (P_c \text{は風洞静圧})$$

即ち、ディフューザ入口で流体が保有する運動エネルギーがディフューザ出口迄に静圧に変換される割合とする。

静圧回復率 C_p と旋回強さ m の関係を図3に示す。図から、ある程度の旋回強さの流れに対しては、どの広がり角、心棒形状のディフューザでも、高い静圧回復率を示すことが分かる。特に、文献(3)に示したように、 $2\phi = 14^\circ$ のディフューザは $m = 0.18$ のときに $C_p = 0.79$ となり、 $2\phi = 8^\circ$ のディフューザの静圧回復率とほぼ同じである。これは、同一面積比のディフューザで考えると、ディフューザ軸長が約57%で済むことになり、実用上の意義は大きい。

次に、心棒形状による相違は、広がり角の大きい $2\phi = 20^\circ$ のディフューザについて顕著であり、 m の小さい場合にもテーパ付心棒の効果が現われている。また、 $2\phi = 14^\circ$ のディフューザでは、 m が約0.37と旋回が強い場合にテーパ付心棒の効果が現われている。これは、テーパ付心棒を入れたことにより、旋回が強い場合に中心部に生ずる逆流域が減少しているためと思われる。更に、旋回が強い場合には、比較的静圧回復率の高い $2\phi = 14^\circ$ のディフューザに円柱を入れたときより、 $2\phi = 20^\circ$ のディフューザにテーパ付心棒を入れたときの方が C_p がやや高いことは注目値する。これらの結果は、 m が比較的大きい場合には、片側 3° のテーパよりも、と大きなテーパを有する心棒を挿入し、中心部に生ずる逆流域を十分抑制すれば、 C_p を改善し得る可能性を示している。この点に関しては、今後更に検討する予定である。

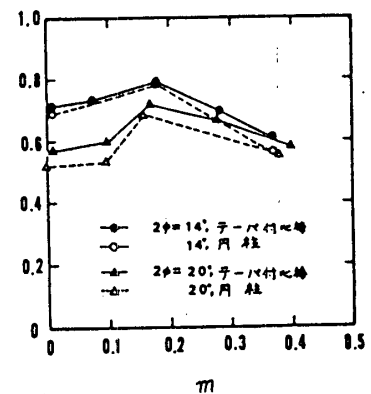
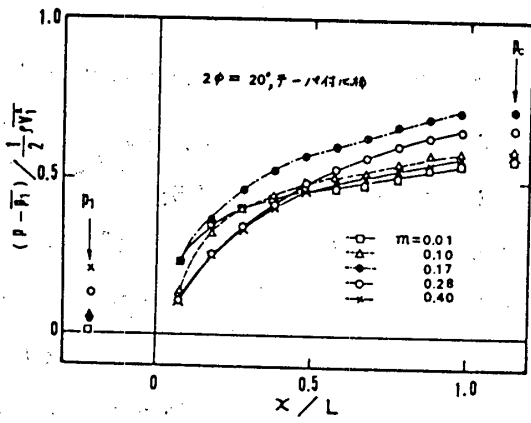
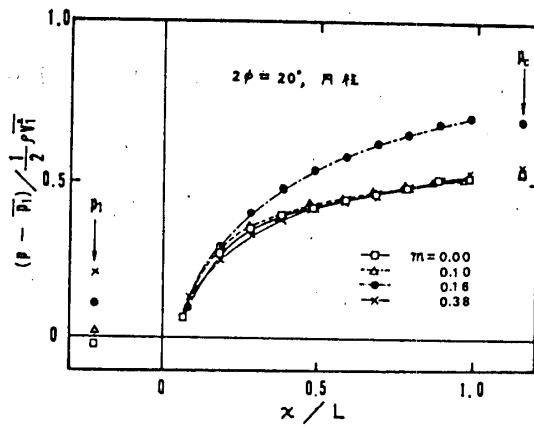


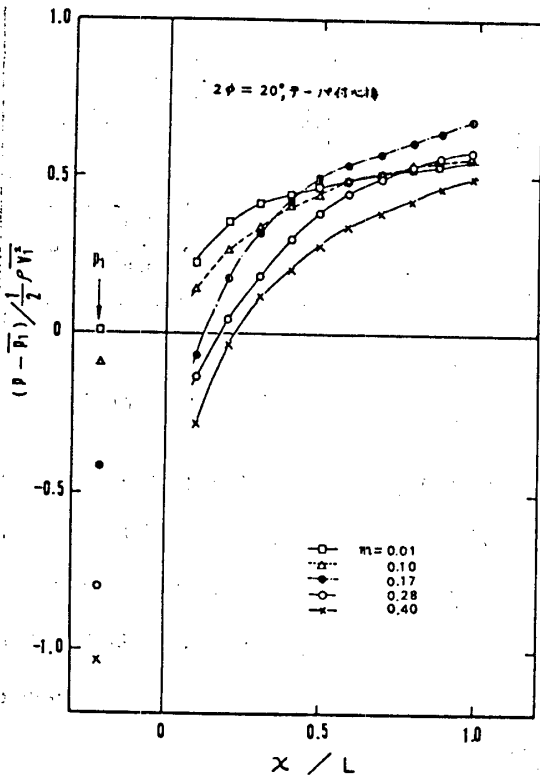
図3 静圧回復率



(a) 外周壁



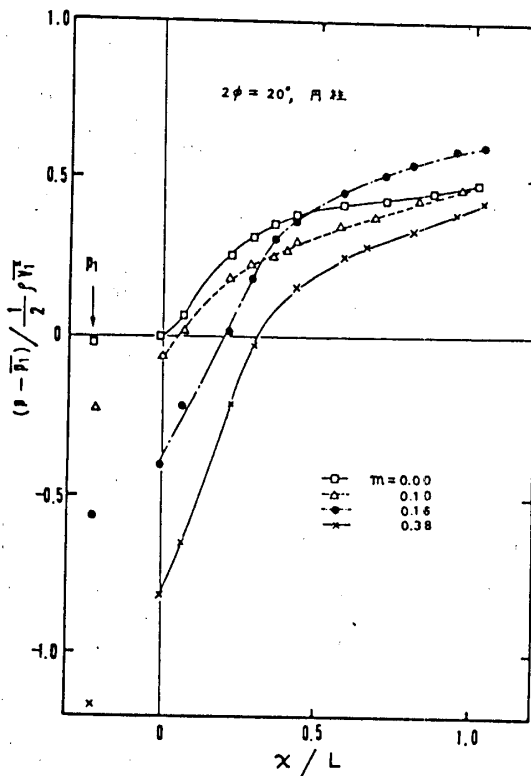
(a) 外周壁



(b) 心棒

図4 壁面静圧分布

($2\phi = 20^\circ$, テーパー付心棒)



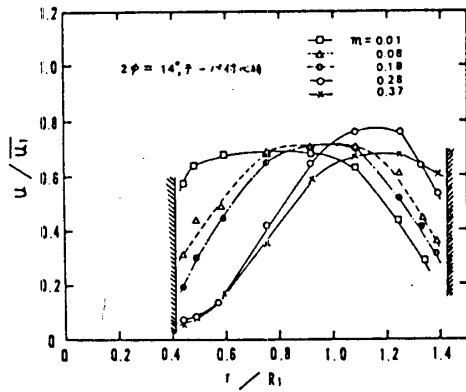
(b) 心棒

図5 壁面静圧分布

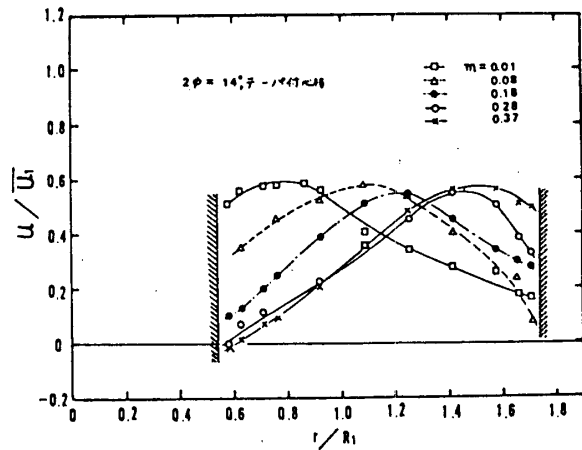
($2\phi = 20^\circ$, 円柱)

3.4 デイフューザ内の流れ 前述した種々の条件に対する静圧回復率の相違について、デイフューザ内の流れの面から考察する。

3.4.1 壁面静圧分布 デイフューザ外周壁および心棒上の静圧分布の一例を図4、5に示す。図4は $2\phi = 20^\circ$ のデイフューザにテーパー付心棒を入れた場合で、図5は $2\phi = 20^\circ$ のデイフューザに円柱を入れた場合である。圧力はデイフューザ入口の平均静圧 \bar{P}_1 を基準にし、入口平均動圧 $\frac{1}{2}\rho V_1^2$ により無次元化してある。また、図の横軸は管軸に沿った距離 x をデイフューザ軸長 L で無次元化した値である。図から、 m が約0.17のとき、デイフューザ後半部でも静圧は比較的順調に上



(a) 2倍断面



(b) 3倍断面

図6 デイフューザ内フローパターン (2φ = 14°, テーパ付心棒)

異していることが分かる。他の場合は、壁面静圧の上昇がデイフューザ前半部より緩やかになっており、デイフューザ外周壁での境界層の剥離あるいはデイフューザ中心部での逆流域の形成等が考えられる。また、心棒上の静圧分布の形状による相違は、旋回強さが大きい場合に見られる。即ち、テーパ付心棒により中心部での逆流域形成をある程度抑制するため、円柱に比較して、テーパ付心棒では割合順調な静圧上昇を示すものと思われる。

以上のことは、2φ = 14° のデイフューザについても同様である。

3.4.2 デイフューザ内のフローパターン 面積比2倍, 3倍の断面における流速分布から、静圧回復率の変化について考察する。

まず一例として、図6に2φ = 14° のデイフューザにテーパ付心棒を入れた場合の軸方向速度 u の分布を示す。流速は入口平均軸方向速度 \bar{u}_1 で無次元化し、半径 r はデイフューザ入口半径 R_1 で無次元化してある。パラメータは旋回強さ m である。

図より、旋回のない $m = 0$ の場合は、デイフューザ外周部へ流水が拡散しておらず、このため静圧回復率 C_p が低くなることが分かる。一方、 $m = 0.28, 0.37$ と旋回の比較的強い場合には、流水がデイフューザ外周部に偏っており、中心部では殆ど静止していることが分かる。これは、比較的旋回の強い流水に対しては、片側3° のテーパ付心棒では未だ角度が小さく、中心部での静止域あるいは逆流域の形成を防ぐためには不十分であることを示している。これと同様のことが2φ = 20° のデイフューザについても言える。

次に、心棒形状によるデイフューザ内の流れの差について述べる。ここで、テーパ付心棒と円柱の相違が最も顕著である例を図7, 8に示す。図7は2φ = 20° のデイフューザに旋回のない流れを流した場合の軸方向速度 u の分布を、図8は2φ = 14° のデイフューザに旋回の強い旋回流を流した場合の軸方向速度 u の分布と周方向速度 w の分布を示す。図の縦軸、横軸は図6と同じである。

図7は、テーパ付心棒を入れたことにより、外周部で内柱の場合より多少多く流れていることを示している。これはデューザの有効面積を増加させ、その結果静圧回復率を増大させることになる。ただし、3倍断面で外周部の流れは低速となり、マノメータの水柱が不規則に振動していることから、壁面で剥離が生じているものと思われる。図の測定値は時間平均値を示しているが、他の場合より誤差がやや大きいものと思われる。

図8(a)は、テーパ付心棒を入れたことにより、中心部での逆流域を除いているが、静止域を十分に抑制するには到らず、テーパが十分でないことを示している。従って、テーパのより大きな心棒を入れることにより、静圧回復率を更に高めることが期待できる。

図8(b)は、周方向速度は自由渦から中心部で徐々に剛体回転に近い分布に変化して行くが、外周部では元の自由渦が保存されていることを示している。しかも、このことは、デューザの広き角、心棒形状、旋回強さによらない。

4. 結論

(1) 広がり角の大きいデューザも、適当な心棒形状と適当な旋回強さにより、高い静圧回復率が得られる。(2) 適当な心棒形状、適当な旋回強さとは、外周部での剥離を防ぎ、しかも中心部での逆流域(静止域)を消滅させ、デューザの有効面積を大きくするものである。(3) 心棒形状は、周方向速度には殆ど影響を与えないが、軸方向速度には大きな影響があり、静圧回復率の向上に重要な役割を持つと思われる。

文献 (1) 林尻ら, 機論 43-369 ('77.5). (2) 竹内ら, 機講論 740-13 ('74.11). (3) 田代ら, 機講論 770-13 ('77.10). (4) 田代ら, 機講論 780-7 ('78.4).

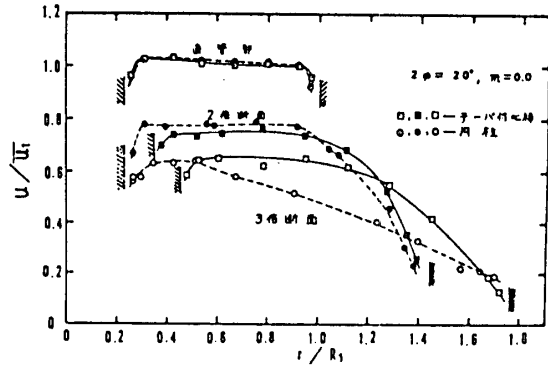
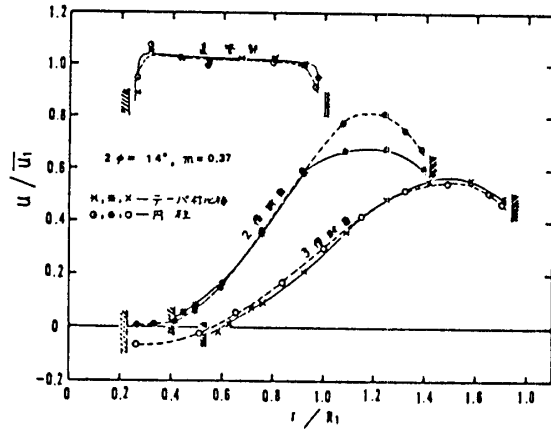
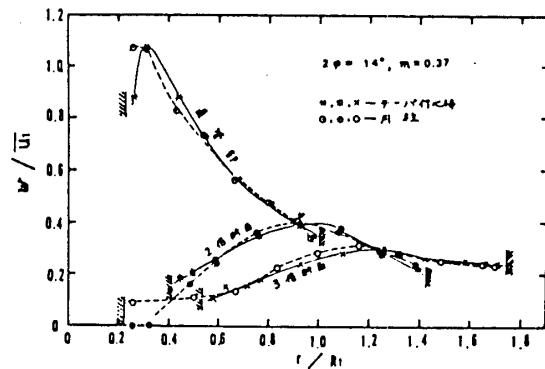


図7 流速分布の比較
($2\phi = 20^\circ, m = 0.0$)



(a) 軸方向速度



(b) 周方向速度

図8 流速分布の比較
($2\phi = 14^\circ, m = 0.37$)

B-9 車両用ガスタービンの動特性

* 吉川 雄二 (防衛大学校)
 井口 泉 (防衛大学校)
 鶴野 省三 (防衛大学校)
 原 敬二 (陸上自衛隊)

1. まえがき

車両用動力にガスタービンを用いると、騒音、振動が少なく、排気ガス対策が容易である。さらに将来タービン翼等の高温部にセラミックスを使用する南流も進み、燃費もレシプロエンジンとしのぐ可能性があるとされている。

ガスタービンと車両用として用いる場合、その負荷変動が頻繁で、幅広く且つ急激である為、サージング、タービン入口温度の過上昇、過回転等の問題と並じ、エンジン全体の広範囲にわたる動特性と把握しておく必要がある。そこで、車両用として最も有望と思われる図1に示す可変ノズル(静翼)付再送ガスタービンを取りあげ、その動特性と電算機(NEAC2200-575)を用いてシミュレートした。

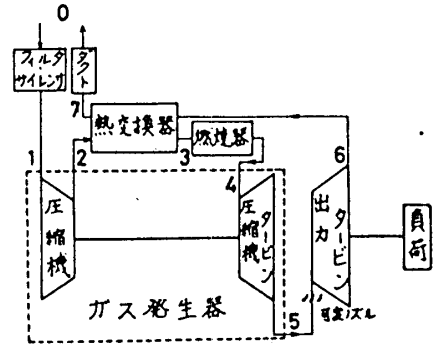


図1 11LP/E型ガスタービン

2. エンジン作動線

動特性と解析するには、作動線と把握しておくことが重要でこれが初期値になる。ここでは日産YTP-12型ガスタービンのデータを借用し、マッチング計算を行ない作動線をお求めたのが図2で、Aは固定ノズル、Bは可変ノズルの場合である。後者ではその開口度が変数となり作動線を変えることができるので、圧縮機タービン入口温度と部分負荷に於いて常に規定温度(1183K)に保ち、燃費を最小にするようノズルと閉じていくものとした。(か)なから、i)サージング領域に入らぬこと、ii)排気温度が熱交換器材の耐熱温度と越えぬこと、を考慮しなければならず実際に規定温度を保持できるのは $N_g=90\%$

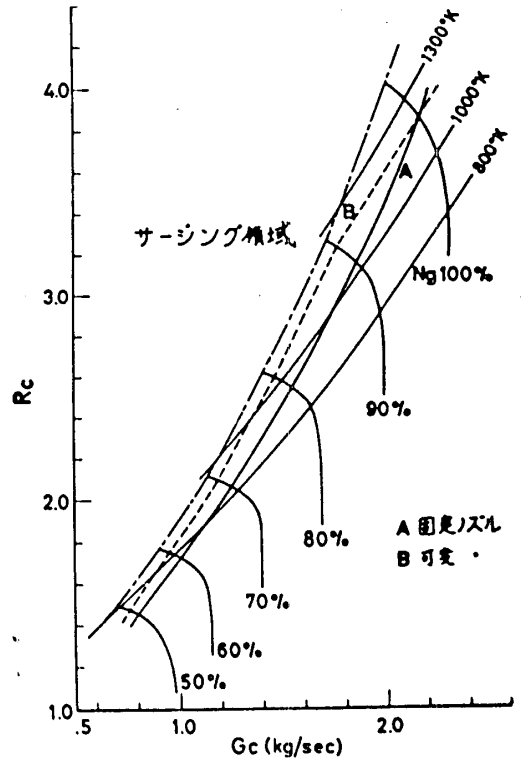


図2 作動線

日本ガスタービン学会講演論文集(78-6 第6回定期講演会)

までで、それ以下ではサージング限界に陥ったものとなった。A、B両線と比較すれば定常運転時に於ける可変ノズルの有利さが分かる。

3. 動特性の理論解析

エンジンの動特性を解析する方法はいくつもあるが、熱系、流体系の時定数は回転系の時定数に比べて非常に小さいので、系の特性はすべて回転系のみによつて決まるとした。即ち2つの回転系、ガス発生機と駆動部両者の運動方程式を立て、各コンポーネントでは、平衡状態での流量特性が過渡状態でも維持されるとした。圧縮機、圧縮機タービンの断熱効率、また燃焼効率、温度効率はどれも一定とし、熱交換器での熱伝達の時間遅れは無視した。漏れも熱交換器以外では無視した。

3-1 運動方程式

ガス発生機部 $(\frac{2\pi}{60}) \cdot I_g N_g \frac{dN_g}{dt} = \eta_m L_{CT} - L_c$ ----- (1)

駆動部 車両は直進運動のみとして、 G_c と直進運動の場合の等価重量とすると

$$R_0 \frac{G_c}{g} \frac{1}{3.6} \frac{dV}{dt} = \lambda T_{PT} - R_0 W$$
 ----- (2)

3-2 各コンポーネントの特性式

圧縮機 $L_c = J C_{pC} T_1 \frac{R_c^{m_c-1}}{\eta_c} G_c$ ----- (3) $T_2 = T_1 (1 + \frac{R_c^{m_c-1}}{\eta_c})$ ----- (4)

圧縮機特性 $R_c = f(G_c, N_g)$ ----- (5)

熱交換器 $T_3 = T_2 + \eta_h (T_4 - T_2)$ ----- (6)

燃焼器 $C_{pB} G_B (T_4 - T_3) = G_F H \eta_b$ ----- (7)

圧縮機タービン

タービンの流量特性は回転数に依存しないとし、次式で近似できるものとする。

$$\frac{G_{CT} \sqrt{T_4}}{P_4} = R_{CT} \sqrt{1 - \frac{1}{R_{CT}^2}}$$
 ----- (8)

(しかし、本タービンのように1段の場合、厳密には R_{CT} は一定ではないが、ここでは単純化の爲一定とした。

$L_{CT} = J C_{pCT} \eta_{CT} G_{CT} T_4 (1 - \frac{1}{R_{CT}^2})$ --- (9) $T_5 = T_4 \{1 - \eta_{CT} (1 - \frac{1}{R_{CT}^2})\}$ --- (10)

出力タービン 流量特性は圧縮機タービンと同様に考えると

$\frac{G_{PT} \sqrt{T_5}}{P_5} = R_{PT} \sqrt{1 - \frac{1}{R_{PT}^2}}$ ----- (11) $L_{PTG} = J C_{pPT} G_{PT} T_5 (1 - \frac{1}{R_{PT}^2})$ --- (12)

$T_6 = T_5 \{1 - \eta_{PT} (1 - \frac{1}{R_{PT}^2})\}$ ----- (13)

圧力バランス $(1-\delta) R_c = R_{CT} R_{PT}$ ----- (14)

流量バランス $(1-\alpha) G_c = G_{CT} = G_{PT}$ ----- (15)

出力タービンの有効効率

ガス発生機からのある一定のガス出力に対して出力タービンの回転数が変わると、その速度三角形がかわる為タービン効率も変わる。このタービン効率と速度比 U/C との関係が、

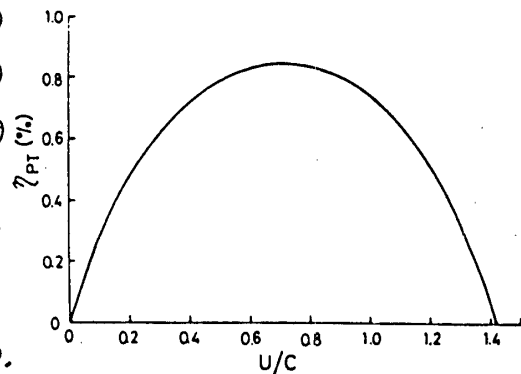


図3. 出力タービンの有効効率

ここでは図3のように変化するものとし、これを次式で近似した。

$$\eta_{PT} = -1.52 \left(\frac{V}{\sigma} - 0.7085 \right)^2 + 0.85 \quad \text{--- (16)}$$

$$C = \sqrt{2gJ C_{PT} (T_s - T_i)} \quad \text{--- (17)}$$

駆動動力 $L_{PT} = \eta_{PT} L_{PTG} \quad \text{--- (18)}$

全走行抵抗 平担路のみとすると

$$W = \mu_R G + \mu_L A \left(\frac{V}{\sigma} \right)^2 \quad \text{--- (19)}$$

車両速度 $V = \frac{2\pi R_0 N_{PT} 60}{1000 \lambda} \quad \text{--- (20)}$

駆動トルク $T_{PT} = \frac{60}{2\pi} \frac{L_{PT}}{N_{PT}} \quad \text{--- (21)}$

3-3 解析法

動特性を求める基礎式数は2とになり、非線形で複雑である為、これらと定常点近傍でテーラー展開し線形化して解いた。

可変ノズルの場合、ストロラ係数 k_{PT} はノズル出口面積の関数であるから、可変ノズルの変動量は k_{PT} で表わすこととした。従って、制御(外乱)は燃料 G_F と出力タービンの k_{PT} とし、ここでは G_F, k_{PT} が一次遅れで作動するものとした。

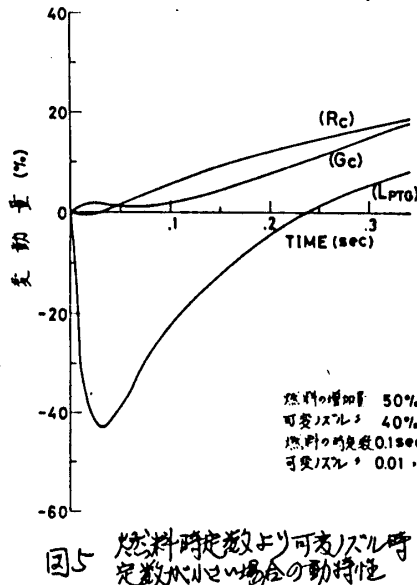


図5 燃料時定数より可変ノズル時定数が小さい場合の動特性

4. シミュレーション結果及び考察

4-1 時定数

燃料及び可変ノズルによる制御は同時に行なうのがよいとされているが、これを明確にする為、ここでは時定数について調べてみた。図4は圧縮機特性曲線上に於けるエンジン作動の軌跡である。図から燃料の時定数よりも可変ノズルの時定数を大きくすると、サージングに不利となり、逆に小さくすると、図5から分かるように圧力比が急激に落ち、ガス出力が下がるので、両時定数は等しくした方がよいと言えよう。

4-2 燃料スケジュール

エンジン急加減速の場合、サージング、過温発、過回転、吹き抜け等と防ごうと、燃料、可変ノズルで制御するわけであるが、通常、タービン入口又は出口温度を突測しフィードバック方式により温度、即ち燃料を制御する為、燃料スケジュールを定める必

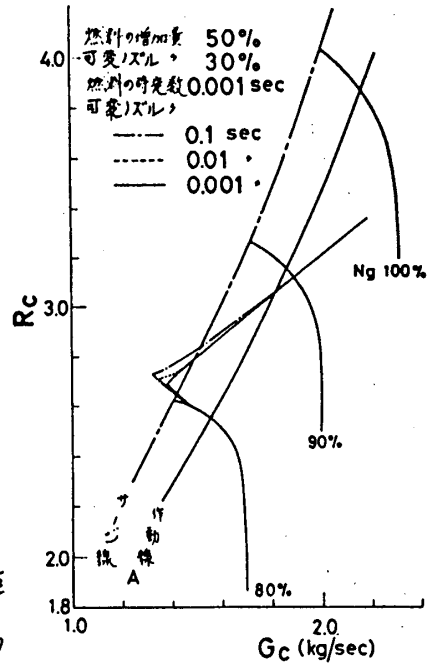


図4 可変ノズル時定数の差による加圧ライン

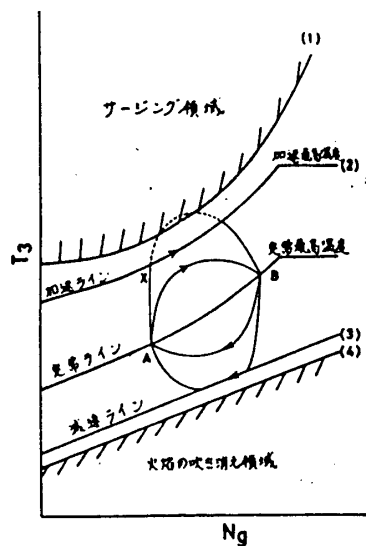


図6 燃料スケジュールの模式図

要がある。即ち、或る回転数に於いてステップ状にアクセルペダルを踏んだ時、圧縮機がサージングに入らないと言う図6の(1)のようなタービン入口温度(燃料流量)が決まる。しかし、実際には残りの余裕と過温度の防止と考慮して(2)のような加速ラインとする。

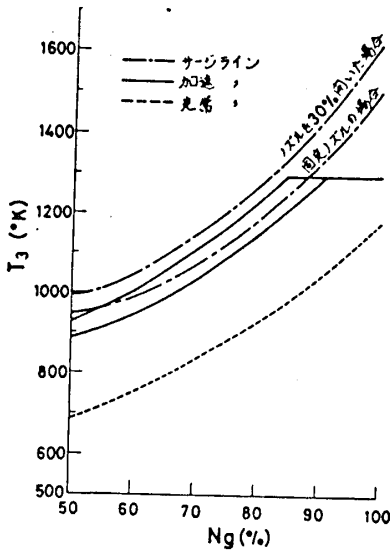


図7 燃料スケジュール

例えばAからBまで加速する場合、与線のようにサージングに入るので、X点から加速ライン上に近い燃料を制御すればサージングが防止される。減速の場合も同様に(3)のように温度を制御すれば、吹き消えと防止できる。吹き消えはあまり問題ないようなのでここでは保留し、実際の燃料スケ

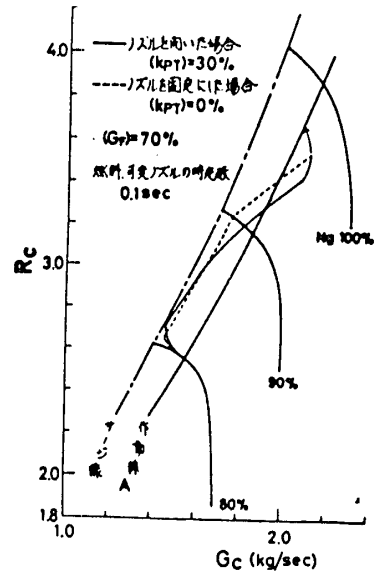


図8 燃料制御時の加速ライン

ジュール、図7の加速ラインに従い加速した例が図8である。可変ノズルは燃料増加量が所定の値(70%)に達した後、当初の位置になるように肉じるので、加速ラインは矢印の如くなるべきだが、線形化した為図のように作動線と離れたものとなった。

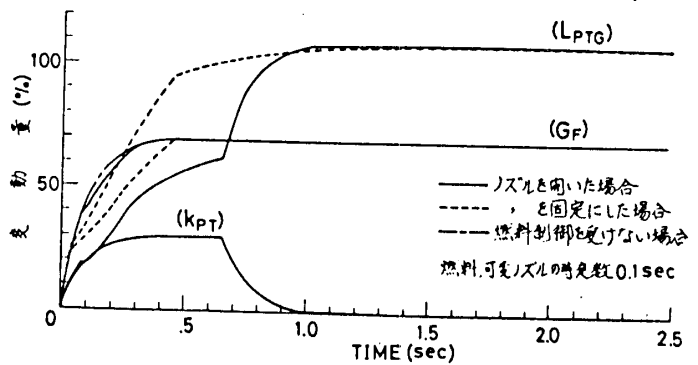


図9 固定可変ノズルの場合の燃料ガス出力変動

4-3 加速性

先ず出力タービンの加速性について調べてみると、アクセルペダルを踏んで燃料を付加しても燃料スケジュールにより図9のように制限を受ける。この時向は固定ノズルの方が長い。しかし、ガス発生機からのエネルギー量はノズルを用いた場合より固定ノズルの方が多い。この理由は図10.11と比較し、また次式

$$L_{prg} = J C_p T_5 \left(1 - \frac{1}{R_{pr}}\right) G_{pr} = J C_p (T_5 - T_0) G_{pr} \text{ であり表わされるから}$$

$$\begin{aligned} \text{線形化すると} \quad (L_{prg}) &= (G_{pr}) + \frac{M_{pr}}{R_{pr} - 1} (R_{pr}) + (T_5) \\ &= (G_{pr}) + \frac{T_{50}}{T_{50} - T_{00}} (T_5) - \frac{T_{00}}{T_{50} - T_{00}} (T_0) \end{aligned}$$

からも明らかのように、ノズルを開くと、出力タービンの圧力比 R_{pr} の変動量 (R_{pr}) が逆応答し、また出力タービンの出口温度 T_0 の変動量 (T_0) が入口温度 T_5 の変動量 (T_5) より大きくなって (L_{prg}) が小さくなるからである。図12でも固定ノズルの方が速度上

昇率(%)が大きい。図の(4)は車体重量が3トンである為この差が小さいが、車体重量が軽い場合はこの差がもっと大きくなるはずである。よって、或る一定の走行時(定常状態)に於いて速度を増すには、ノズルは固定にしておいた方がより良い応答が得られると言えよう。

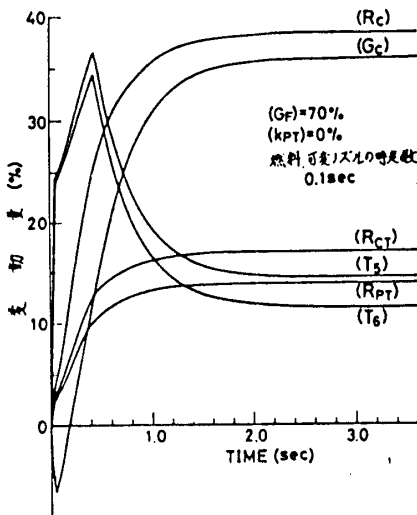


図10 固定ノズルの場合の動特性

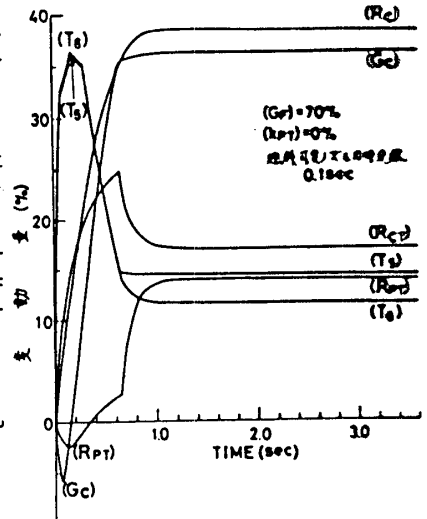


図11 可変ノズルの場合の動特性

次に、ガス発生機の加速性について調べてみると、図10,11,12から明らかのように燃料付加後定常に達する時間、ノズルを開くと1.5秒、固定にすると3.2秒とノズルを開いた方が短い。即ちガス発生機の加速性はノズルを開いた方が良い。この理由はノズルを開くと圧縮機タービンの背圧が下がる為、図11から分かるように圧縮機タービンの圧力比 R_{PT} が急激に上昇するからである。従って、エンジン始動時等にはノズルを開いた方が良いと思われる。

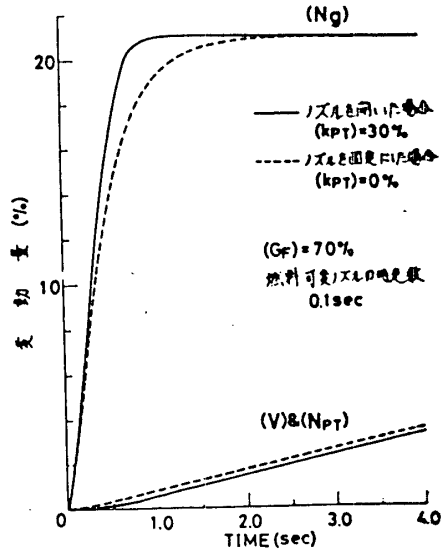


図12 固定可変ノズルの回転数速度変動

作動線とサージング線との間隔と加速性について調べてみる。図2の作動線Bのように作動線Aに比べサージングに近い場合、図13から明らかのように作動線Aの場合と同様にアクセルペダルを踏んでも燃料制限を受けると時間長くなり、燃料の全付加量が少なく加速性が悪くなると考えられる。尚、この場合も可変ノズルは次の定常値が作動線上に

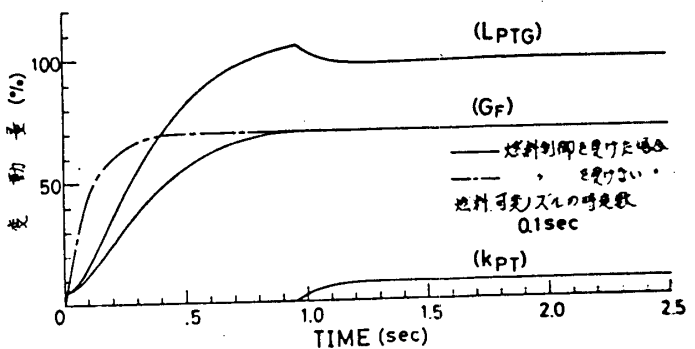


図13 作動線Bの場合の動特性

4-4 過回転

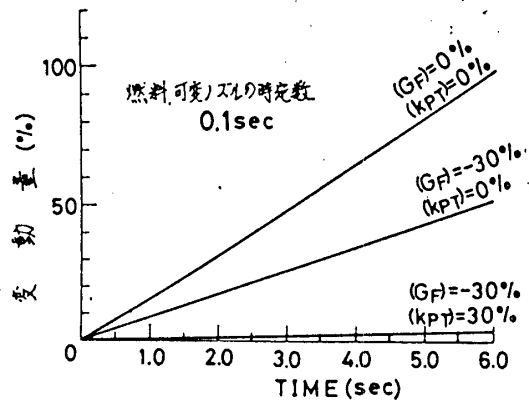
出力タービン部の運動方程式は $(\frac{2\pi}{60}) I_p N_{PT} \frac{dN_{PT}}{dt} = L_{PT} - L_p$ となり、同様に解析した。結果が図14である。これより、

①可変ノズルを開くこと

②燃料を減らすこと

は過回転防止に有効であることが分かる。尚
出力タービンの効率と定常と近傍で線形近似
している為この結果も正確なのは短時間だけ
で、実際には、効率は最高点と過ぎた後は下
がり、出力タービンの回転数はある程度以上

になると頭打ちとなり、一定、いわゆるター
ビン空転回転 (Run away speed) になると考えられる。また、熱交換器の熱容量を考
慮すると、回転数の上昇率はこれより増すものと考えられる。



5. 結言

今回の解析は熱交換器の熱容量は無視しており、解析も線形解析にヒビきった。しか
し、可変ノズル付ガスタービンの動特性の一部について定性的な傾向を明らかにす
ることができたものと思う。

終わりに、有益な御教示と頂いた日産自動車(株) 佐々木技師に厚く御礼を申し上
げます。

6. 記号

N_g ガス発生機回転数 (r.p.m.)	η_{GT} 圧縮機タービンの断熱効率	H 燃料発熱量 (Kcal/kg)
N_{PT} 出力タービン " (")	η_{PT} 出力 " 有効 "	P_a 圧縮機タービン入口の圧力 (kg/m ²)
I_g ガス発生機慣性モーメント (kgm ²)	J 仕事容量 (=427kgm/kcal)	P_s 出力 " " " (")
I_P 駆動部 " (")	C_{pC} 圧縮機の比熱 (Kcal/kg deg)	R_{GT} 圧縮機タービンのストローク係数
L_c 圧縮機入力 (kgm/sec)	C_{pT} " タービン " (")	R_{PT} 出力 " " "
L_{GT} 圧縮機タービン出力 (")	C_{PT} 出力 " " (")	K_c 圧縮機内の比熱比
L_{PT} 出力タービン " (")	C_B 燃焼器 " (")	K_{GT} " タービン "
L_P 負荷 (")	T_1 圧縮機入口温度 ("K)	K_{PT} 出力 " " "
L_{PTG} ガス発生機出力 (")	T_2 " 出口 " (")	m_c " " " " " " " "
R_o タイム半径 (m)	T_3 燃焼器入口 " (")	m_{GT} } $m = \frac{K-1}{K}$
G_e 直進運動に等しい車両重量 (kg)	T_4 圧縮機タービン入口 " (")	m_{PT} }
G 車両重量 (kg)	T_5 出力タービン入口 " (")	α 漏れ損失
g 重力加速度 (m/sec ²)	T_6 " " 出口 " (")	ω 出力タービンの角速度 (m/sec)
V 車両速度 (km/h)	R_c 圧縮機の圧力比	C ノズル出口の絶対速度 (m/sec)
t 時間 (sec)	R_{GT} " タービンの "	δ 圧力損失
T_{PT} トルク (kgm)	R_{PT} 出力タービンの "	μ_r ころがり抵抗
W 抵抗力 (kg)	G_c 圧縮機の流量 (kg/sec)	μ_c 空気抵抗
η_m 機械効率	G_B 燃焼器の " (")	A 車両前重の断面積 (m ²)
η_c 圧縮機 "	G_{GT} 圧縮機タービン " (")	λ キヤビ
η_R 燃焼 "	G_{PT} 出力タービン " (")	数字の0は定常状態を示す
η_B 燃焼 "	G_f 燃料流量 (")	

7. 参考文献

- 1) Victor de Bisci: "Ford runs uncooled ceramic-turbine engine at 2500°F" GAS TURBINE WORLD July 1977
- 2) Y. SUMI et al.: "Development of The Nissan YTP-12 Gas Turbine Engine" ASME 76-GT-101
- 3) G. Cordes: "Strömungstechnik der gasbeaufschlagten Axialturbinen" Springer-Verlag
- 4) 伊藤保昭: "自動車ガスタービンエンジン制御装置の開発" GTCJ 第2回定期講演論文集

B-10 入口案内翼のウエーク制御とファン騒音

* 西脇 英夫 (航空宇宙技術研究所)
 藤井 昭一 (全 上)
 武田 克己 (全 上)

1. はじめに

一般に動翼翼列の上流に位置する入口案内翼は図1(a)のごときウエークを作る。このウエークの幅、深さは入口案内翼の厚さ、主流速度、軸方向距離などによって当然異ってくる。

ここには入口案内翼の後縁から2次空気を噴射させることにより図1のごときウエーク形状を変化させ得る場合、動翼との干渉によって生ずるファン騒音の翼通過周波数1次成分、2次成分の音圧がどの程度にまで減少させ得るかと調べるため、噴流式入口案内翼を試作し、これを低騒音ファン試験機に組み込み、無響室内で作。E音圧測定試験の結果を中心に報告する。

2. 試験装置

2.1 噴流式入口案内翼と予備試験

当初、入口案内翼模型として図2(a)の構造のものを鋼鉄で製作し、図3の予備試験装置にとりつけ、翼後縁からの噴流の全圧分布を調べた。予備試験は、最高使用圧力7 $\frac{1}{2}$ kg/cm²、吐出空気量200分の小型空気圧縮機を噴流空気源として用い、実試験機の場合を想定して噴流圧力0~1.2 $\frac{1}{2}$ kg/cm²で行ない、模型の下流にとりつけたピトー全圧管の圧力を圧力変換機を介してペンレコーダに記録し風速に換算した。図4に主流がないときスパン方向に測った噴流のピーク風速分布を示したが、

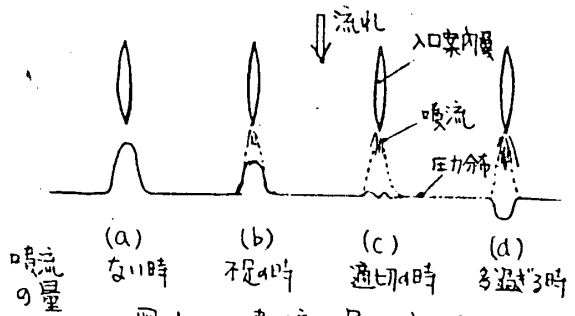


図1 噴流の量とウエーク形状

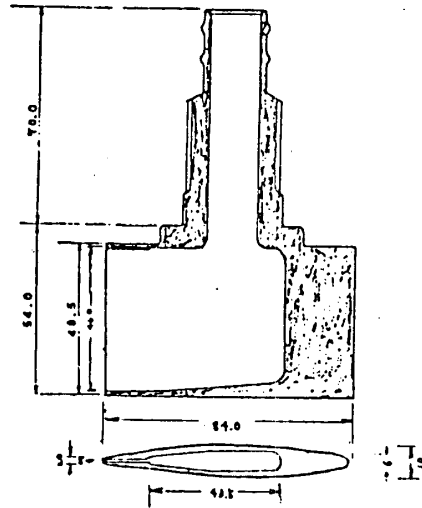


図2 (a) 噴流式入口案内翼の型

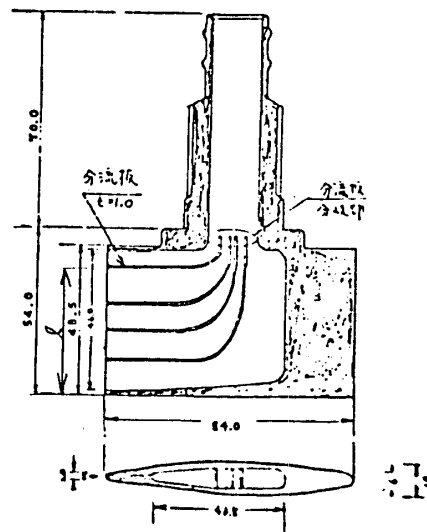


図2 (b) 噴流式入口案内翼 分流板内蔵型

Hub側に流れが偏り、Tip側にあまり噴出しないう傾向を示した。そのため、分流板を内蔵した図2(b)の模型を製作し直し、次の試みを行った。

- (a) 分流板の半径方向位置(R)を変える。
- (b) 噴流のスリット幅をスパン方向に変える。
- (c) 分流板の分岐部における間隔を変える。

これらの結果を図5, 6にまとめた。(a)はTip側の風速とそうえる実からいえばあまり効果がなく、同一幅スリットの場合(c)が有効であった。(b)の試みは図6にみられるように一様分布が得られたものの噴流幅がスパン方向で一様にならない欠点があった。

2.2 低騒音ファン試験機による実験
予備試験の結果を参考にして入口案内翼分流板の半径方向位置及び分岐部の間隔を定め、噴流式入口案内翼を不銹鋼の精密鑄造により製作した。

噴流式入口案内翼は、1枚づつ試験機に組み込み、ロータは回転させないまま、翼後縁から噴流を出し、半径方向、及び周方向の圧力分布状況をチェックし、分布状況の秀れE6枚を選んだ。

試験装置の概要と計測断面を図7に示す。6枚の入口案内翼は対称翼であり円周方向速度成分を与えないように配備した。入口案内翼後縁との軸方向距離は外径側80mmであり、後置静翼は置かなかった。試験機的主要仕様を表1に示した。試験は1600KW電気動力計を駆動源とし、試験機の回転数を9600, 10800, 11400, 12000 rpmにそれぞれ設定し、入口案内翼の噴流圧力を0~1.1 $\frac{kg}{cm^2}$

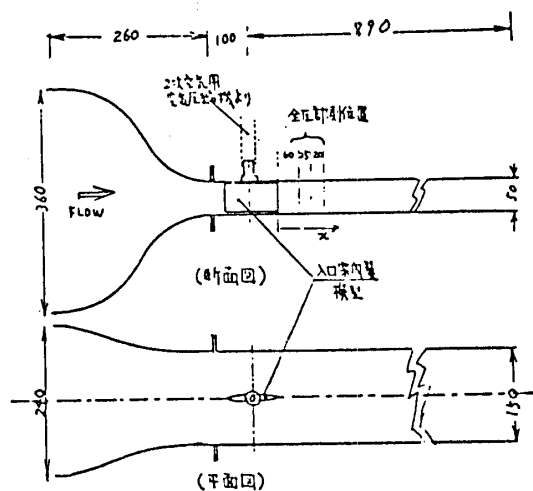


図3 予備試験装置 (単位はmm)

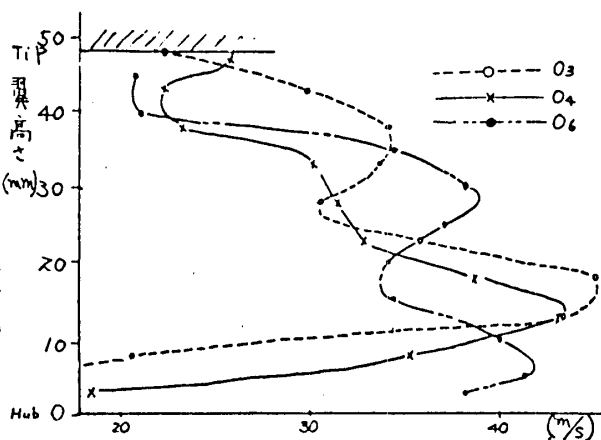


図4 入口案内翼0型の噴流の半径方向分布

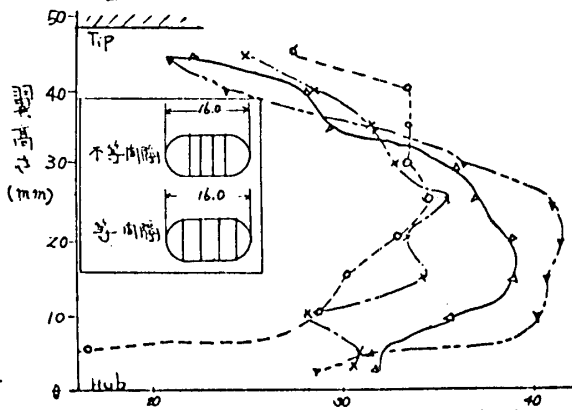
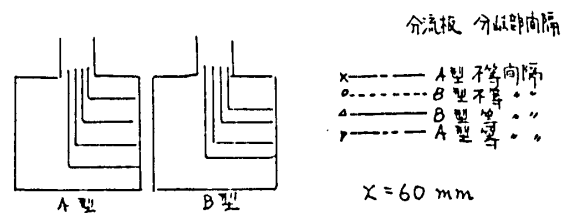


図5 分流板と分岐部の影響 (%)

まで圧力制御弁で調節しつつ、ウェーク制御を行った。

この場合、噴流空気源としては圧力7^{kg}/_{cm²}、容量34.8^分の空気圧縮機を使用し、一旦2.6^{m³}の空気タンクに貯気ののち、圧力制御弁、フレナムチャンネルを介して6本のチューブに分岐し、6個の入口案内翼に導いた。従ってそれぞれの入口案内翼への噴流圧力はこの圧力制御弁により一括制御される。

一方、ファン騒音は無響室内のベルヌウス中心から半径3mの円周上に10間隔で立てた8本のコンデンサマイクロホン(1/2")による。可能なうちファン試験機の回転数を一定に保ちつつ、それぞれ音圧を増幅器を介して多チャンネルテープレコーダに約1分間録音し、それをA/D変換器を通してデジタル周波数分析器により20Hz幅の狭帯域に分析した。

音圧測定とは別に、図7の断面⑦に可能なうち入口案内翼から70mm後方に全圧管を挿入し、噴流がウェーク形状に及び得る影響を調べた。

3. 試験結果と考察

図8(aXb)は回転数10800, 12000, 14PMにおける、翼高さ37mmのウェーク形状である。また軸は主流風速との割合 U/U_0 を示す。ファン試験機が高速回転するほどウェークの深さが大きくなり、これを埋めるに要する噴流圧力もより高まる。12000rpm時、断面⑦で測定した主流と、噴流幅中心に於ける風速との比の半径方向分布を図9に示した。TIP側でやや噴流圧力が不足気味であったが、これは精密鑄造上、入口案内翼の外径側の肉厚を多少厚くしたためである。

このような入口案内翼のウェーク形状の

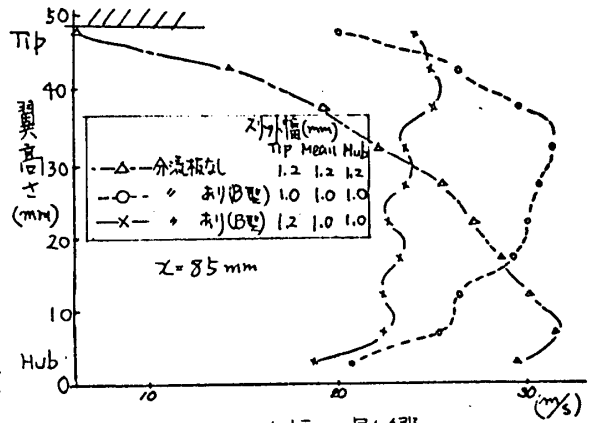


図6 スリット幅の影響

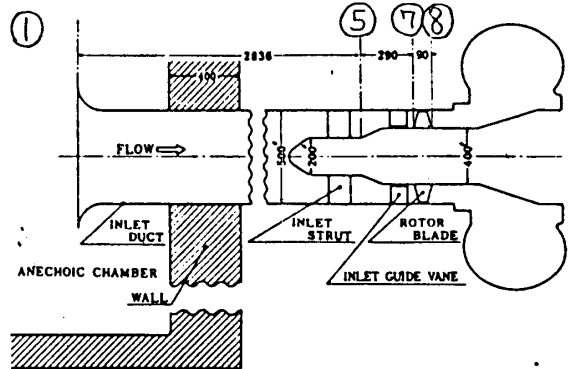


図7 低騒音ファン試験装置(単位はmm)

設計仕様	
段数	1段軸流型
外径	500φ (一定)
κ × 比	0.8 (動翼入口)
空気流量	11 kg/s
回転数	12000 rpm
圧力比	1.3
周速	314 m/s (動翼先端)
入口相対マッハ	約 1.0 (動翼先端)
動翼枚数	23枚
動翼径長	80 mm
入口案内翼枚数	6枚
入口案内翼径長	84 mm

表 1

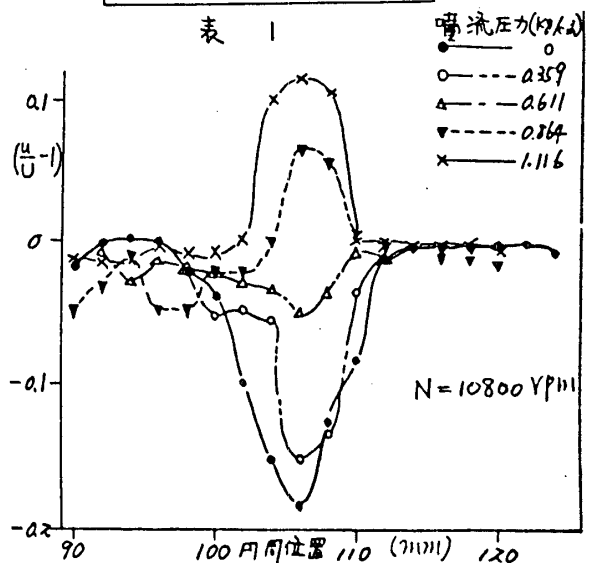


図8(a) 噴流圧力とウェーク形状

もとで、無響室内のマイクロホンで測定した音圧の20 Hz幅分析結果の一例を図10(a)(b)に示した。両者ともファン回転数は12000rpm、ヘルマウス中心から30°の位置に置いたマイクロホンで測定したものであり、(a)が入口案内翼からの噴流がない場合、(b)が噴流ありの場合である。全体音圧のレベルは両者ともほぼ同じであるが翼通過周波数(BPF)

のうち1次及び2次成分でのピーク音圧は、噴流圧力が最適の場合図10にみるごとく5~6 dB減少する。

翼通過1次および2次周波数での音圧を噴流圧力との関係で整理し、指向性の強い40°, 50°, 60°についてみたのが図11(回転数12000rpm)と図12(回転数10800rpm)である。縦軸は、入口案内翼から噴流を全く出せない時との差を相対音圧としてとっており、12000rpmでは噴流圧力を0.8~1.0 kg/cm²にすることにより2~5 dB, 10800rpmでは噴流圧力0.5~0.7 kg/cm²で2~3 dBの音圧減少が得られた。ウェークが全く存在しない状態、すなわち入口案内翼を6枚とも取り除いた状態での相対音圧の値を各グラフの右側に()で示したが、噴流による効果がよくわかる。なお、全体音圧への効果はほとんど認められなかった。

一方、噴流によるファン試験機の空力性能への影響については、噴流の総流量が全体空気流量の0.2%以下と少量であったため全く影響しなかった。

4. まとめ

ファンに入口案内翼を設けた場合、そのウェークと動翼との干渉により生ずる狭帯域騒音を減少させる目的で、入口案内翼の

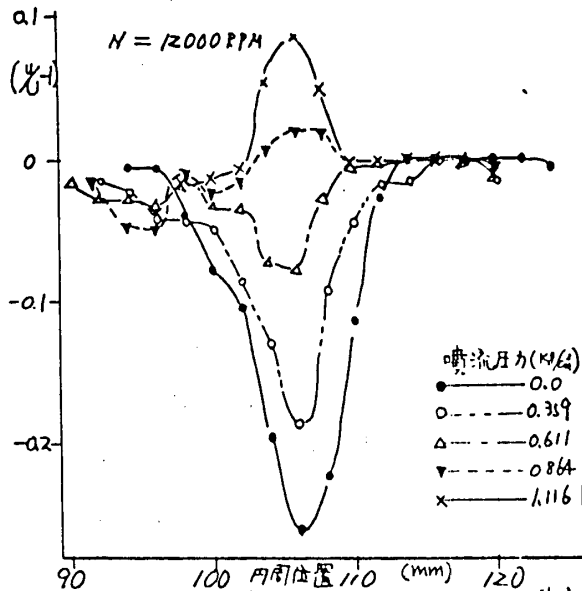


図8 (b) 噴流圧力とウェーク形状

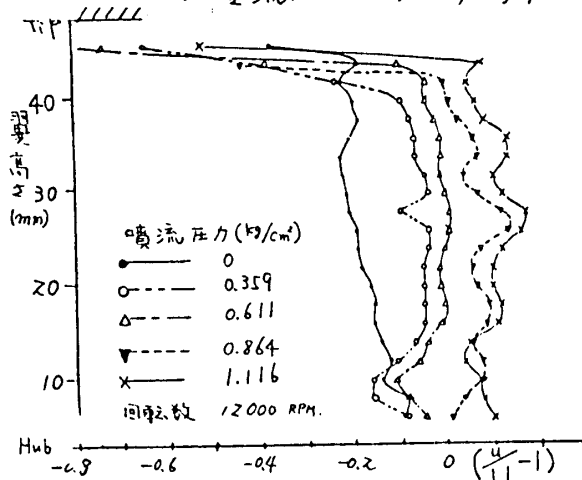


図9 噴流圧と風速の半径方向分布

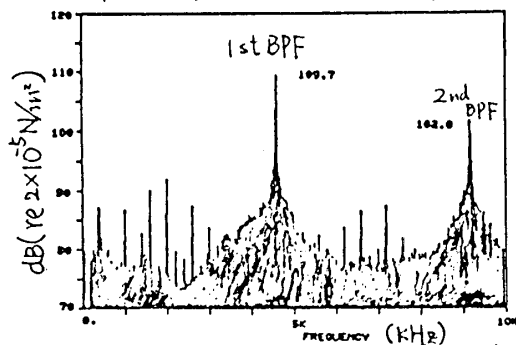


図10 (a) 噴流なし(12000rpm, α=30°)

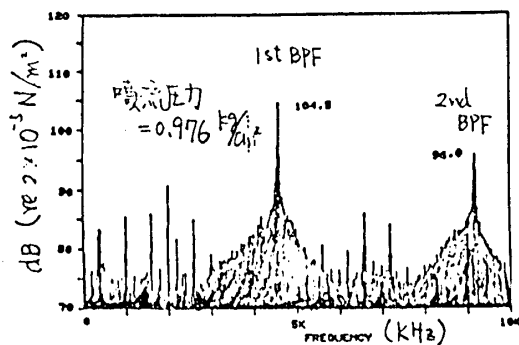


図10 (b) 噴流あり(12000rpm, α=30°)

後縁から2次空気を噴射させる方法でウェーク制御を行い、ファン騒音を無響室内で測定し、次の結論を得た。

1. 入口案内翼のウェークをその後縁からの噴流にエリスパン方向一様に変化させる試みを予備試験として行い、分流板を設け、分流板分岐部での間隔調節により制御した。

2. 上記の予備試験結果に基づき、低騒音ファン試験機用の入口案内翼を製作し、適切な噴流圧力でウェーク制御を行うことにより、ファン騒音の翼通過1次及び2次周波数成分のピーク音を2〜5dB減少させることが出来た。

3. この値は動翼翼列前方に入口案内翼が全く存在しない場合の減音レベルが6dBであることを勘案すると、更に翼枚数が多い通常の場合にはかなりの効果が期待できる。

なお、本研究は環境庁の公害防止試験研究費の配算をうけて行ったものであることを附記する。

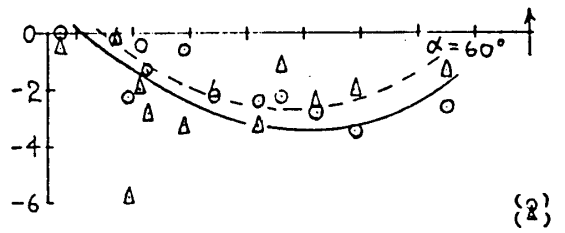
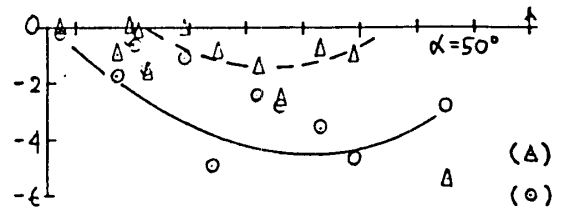
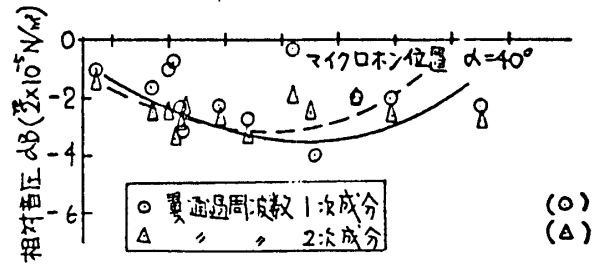


図 11 噴流圧力と音圧の関係 (1200) rpm

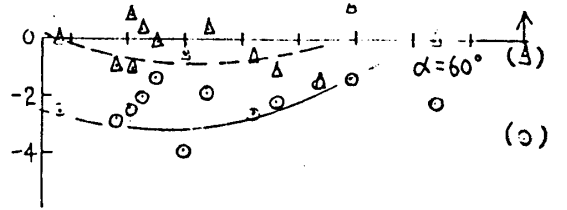
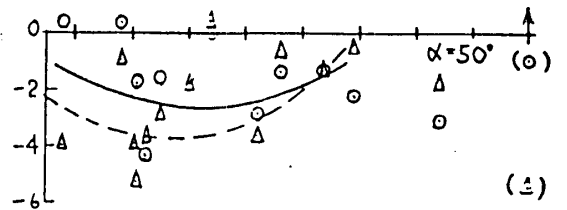
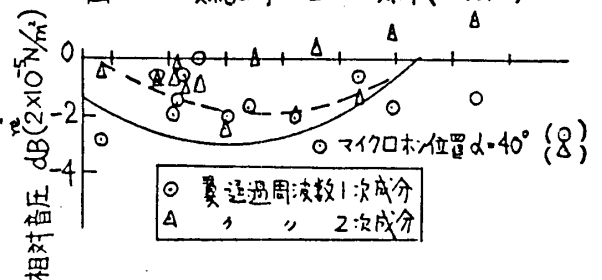


図 12 噴流圧力と音圧の関係 (1030) rpm

神 吉 博

(三菱重工)

1. ま え が き

ガスタービンは、発電用や機械駆動用の原動機として数多く使用されている。

ガスタービンも他の機械と同様に大容量化が著しい、一例として、図1.に初号機運開年度と出力の実績を示している。また、他の原動機と異なる点としては、機械の寸法は大きく変わらなくても、タービン入口温度上昇などにより、大幅な出力向上が見られる点であろう。ガスタービンは、高温のガスを直接作動流体としているため、機械構造的にも他の機械と異なる点が多い、たとえば、機械全体が高温となり冷間時に比べ大きな熱膨脹が起るが、これは種々の工夫により、機械の中心を狂わせることなく逃さねばならない。そ

こでタンジエンシャルストラット軸受支持構造やトラニオンサポート、ケーシング支持構造などが採用される。従つて、他の回転機械に比べ、種々の点で弾性的な傾向が強い。この弾性的な構造が従来剛な機械を取扱うことに慣れている技術者に誤解を与えることがある。この弾性的な構造は、機械の振動特性を考える上でより高度な技術を必要としている。また、図2.に示す、ロータと本体重量の比率からわかるように、ガスタービンは、一般にコンパクトな設計になっているため、ケーシング等の重量が比較的軽く、この点からも、振動的にケーシング系の特性を受けやすい傾向がある。従つて、ガスタービンロータ系の振動特性の検討の歴史は、ケーシングを含む支持系の特性をいかにうまく考慮するかという点の検討歴史に他ならない。ここではその概要を紹介する。

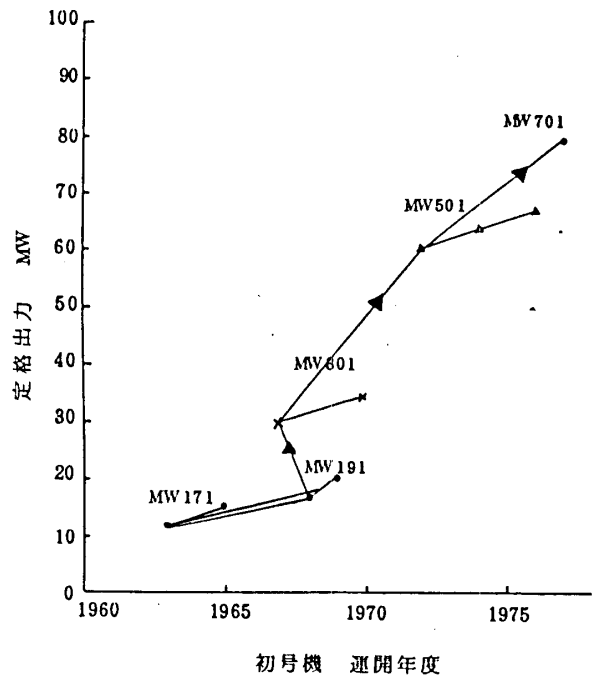


図1. ガスタービンの出力推移

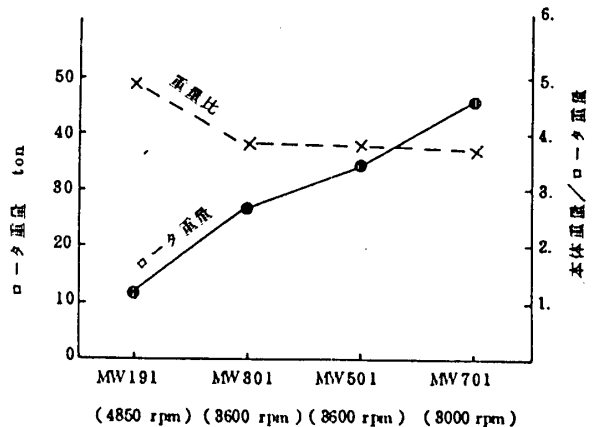


図2. ガスタービンの大型化とロータ重量増加

2. ロータ系の振動解析技術の発展

ガスタービンロータ系は、コンプレッサーとタービンを1つのロータの中に含む弾性ロータをもち、かつケーシング系も一般により弾力的である点で最も高度な振動解析技術を必要とするロータ系と考えられる。ロータ系の振動解析技術は、軸受部の取扱いをより精度良く行う方向で発展して来た。この概要を示したのが表1である。すなわち、昔くは、ロータは単純支持とみなされていたが、1957年Hagg &

Sankey によって軸受油膜の等価なばね定数、減衰定数が設計チャートとして与えられてから、これらが考慮されるようになったが、軸受の支持部は剛とみなされることが多かつた。その後軸受支持部の弾性や減衰がBのように考慮されるようになったが、ペDESTALの振動特性を単純化してCのようなモデルを採用することが行われた。しかしながら、ガスタービンでは、ケーシング系の固有振動数を越えて使用されるのでCモデルで十分な特性を表わすことが困難であつたので1970年頃より、筆者らは工作機械の動剛性解析などに用いられていた機械インピーダンス測定技術を応用し、実測によりCモデルを作成し、解析に実用化して来た。そしてさらにケーシング系も直接考慮可能なDモデルを用いた解析プログラムを完成し実用化するに至つた。

表1 軸受支持のモデル化

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

汎用軸系計算プログラムシステム (1976)

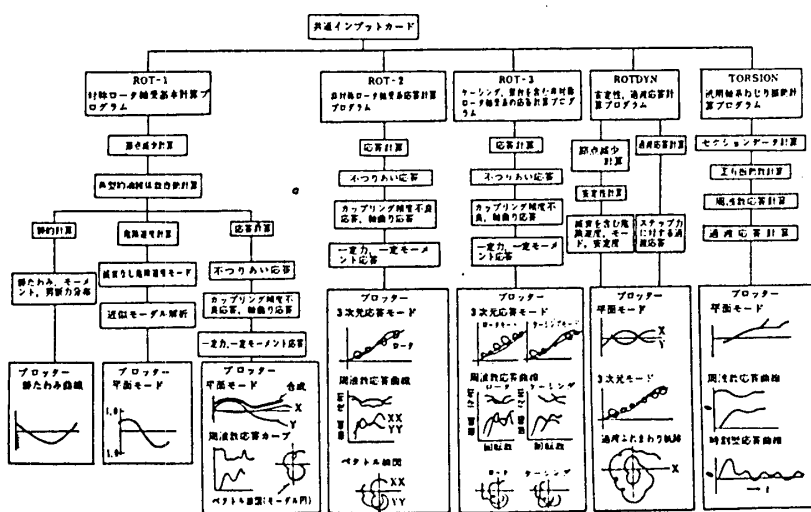


図8 回転軸振動プログラムシステム

ンではオイルウィップは起りにくい傾向にある。

6. ガスタービンロータのつりあわせ

ガスタービンロータは前述の如く、弾性ロータであるので通常の2面低速バランスのみでは十分につりあわせることができない。そこで、コンプレッサ部、タービン部共に翼植え時ステージバランスを行うと共に高速バランスが行われる。

高速バランス時と実際のケーシングの中では、振動特性が大きく異なるので、非常に精度の高いつりあわせが要求される。しかしながら、高温にさらされるガスタービンロータのようなロータは、微少な熱変形などでせつかく事前につりあわせた状態が、わずかにくずれることがあり、これらを防止するために組立精度向上に程々の工夫が行われる。運転時に発生したふつりあい振動は、その振動が過渡的な振動でないことを確認した上で、フィールドバランスを行う。

フィールドバランスは、蒸気タービンでも使用しているモード円バランス法で行う。ガスタービンロータの振動は、熱的要因による変化が大きいので単なる影響係数法では、過渡的な振動変化により精度を上げにくい。モード円で全体的な振動を判断しながら作業を続けることにより能率を向上することができる。しかしながら、前述の如くガスタービンロータは弾性ロータであると共に、ケーシング系と連成するので危険速度が多くあり厳密には多面修正が要求されるが、フィールドでは多面を用いることが困難な事が多い。

大型ガスタービンロータの修正面の分布の例を図7に示す。現場で使用できる修正面は両端面と中央面の3面であり実用上は十分なバランス状態を得ることができる。

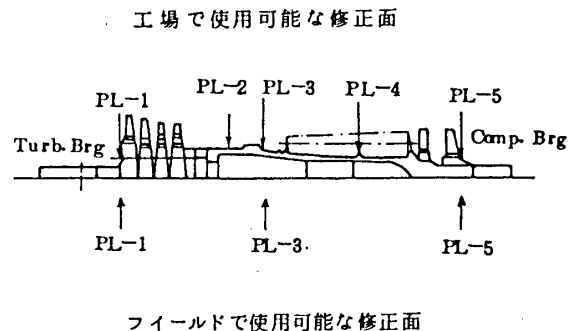


図7 ガスタービンロータの修正面の例

7. ガスタービンの振動監視

ガスタービンを用いた発電プラントは、無人運転や遠隔運転されることが多く、運転監視装置の一部として振動監視装置が重要な位置を占める。

振動監視の目的としては、動翼の腐蝕などのロータ上の劣化や油膜軸受そのものの異常を監視するものと、軸受支持部の損傷を監視する場合が考えられる。前者の目的に対しては軸振動計が、後者の目的に対しては軸受振動計が適していると考えられるが、その選択に対しては、対象機の振動特性の特徴を考慮する必要がある。たとえば、図8は大型ガスタービンの工場試運転時に計測したタービン側の軸受部の振動を測定したものであり、軸の絶対振動、軸受の絶対振動および軸と軸受の相対振動を示している。図7からも明らかなように、弾性的に支持されたケーシングをもつ系では、低次の危険速度で軸の絶対振動は大きめに出るが、軸受部にかかつてい

る荷重を示す軸と軸受の相対変位は非常に小さいので実用上問題はなく、相対変位計での監視で十分であろう。また軸受部の弾性的な場合には、軸受振動計だけで十分な場合も多い。振動許容値に関しても、有効な監視が可能となるよう対象機の特性を考慮して、決定する必要がある。

8. 結 語

以上、非常に概略的であるがガスタービンロータ系の振動の特徴とその解析技術を述べた。現在では複雑なガスタービンロータ系の振動特性を、ほぼ計算で解析出来るに至った。今後はより振動特性の良いガスタービンをロータ軸受のみならず、ケーシング系も含め開発する最適化設計を考える方向で発展するものと考えられる。この際に、振動特性の最適化とその他の制約および最適条件といかに妥協させるかが重要な課題である。

また、ガスタービン技術は全て熱との戦いであり、ロータ系の振動特性も熱的な変化を受けないような最適化がさらに必要であろう。

参 考 文 献

1. 神吉, "多軸受弾性ロータの振動とつりあわせに関する研究" 学位論文
2. 白木, 神吉 機械工業における振動問題(1)~(7)機械の研究 Vol 29 №7~12 Vol 30 №1
3. 白木, 神吉 軸受支持の動特性がロータの振動特性におよぼす影響 機講論文集 48.11
4. P.G. Morton "On the Dynamics of Large Turbo-Generator Rotors"
The Inst. of Mech Eng. 1965 ~ 1966 180. Part. 1 No.12.

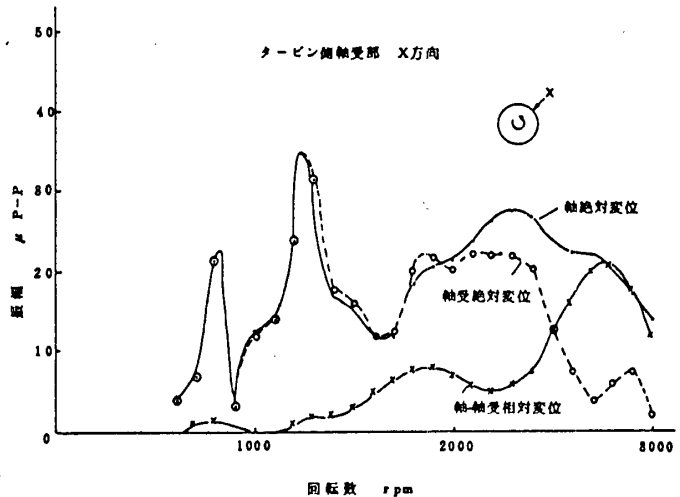


図8 ガスタービンの振動応答の例