

A-1 石炭ガス化低カロリー燃料の基礎燃焼特性

*中 田 俊 彦 ((財) 電力中央研究所横須賀研究所)
佐 藤 幹 夫 (同 上)
山 内 浩 二 (同 上)

1. 緒 言

次世代の発電システムとして、高効率でかつ環境保全性に優れた石炭ガス化複合発電が国内外において注目されている。石炭ガス化燃料は、発熱量が天然ガスの約1/10と低いこと、燃えにくい一酸化炭素を主要可燃成分とすること、 NO_x の生成源となるアンモニアを含有すること等から、これを燃料とするガスタービン燃焼器の開発にあたっては、その基礎燃焼特性を把握することが不可欠である。当所では、これまで石炭ガス化燃料を想定した低カロリーガス燃料の吹き消え特性、 NO_x およびCO排出特性などを検討してきた。その結果、広範囲なガスタービン運転条件に対して、安定かつ効率的な燃焼を図るための燃焼技術を確認することが重要であることが明らかになった。

本報告は、石炭ガス化燃料の燃焼安定性向上に有効と考えられる部分予混合燃焼法(燃料中に予め酸化剤の一部を予混合して燃焼させる方式)について、基礎燃焼特性およびガスタービン燃焼技術への適用性を評価したものである。

2. 実験装置と実験方法

本研究に用いた実験装置の系統概略図を図1に示す。燃焼用空気は圧縮機より供給し、空気予熱器で所定の温度に加熱した後、バーナ手前で一次空気と二段燃焼用二次空気とに分割される。一次空気は、旋回器を通して燃焼器に供給される。石炭ガス化燃料を模擬した燃料は、予め所定の組成でボンベに充填されている可燃性ガスを、窒素ガスで希釈し発熱量調整した後、燃料予熱器で所定の温度に加熱し、噴射弁ノズルより燃焼器内に供給

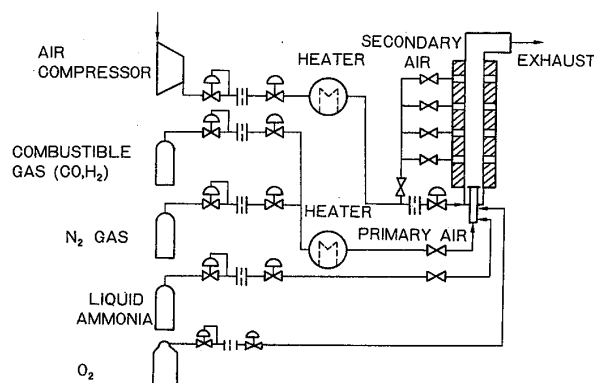


図1 低カロリーガス基礎実験装置系統図

される。表 1 に燃料ガス成分の一例を示す。アンモニアガスはボンベから供給し、バーナ直前にて燃料ガスと予混合する。さらに、部分予混合燃焼法について検討を行うため、燃料中に酸化剤として純酸素を供給する系統が付設されている。酸素はアンモニアと同様にボンベから供給される。燃焼器は内径90mmφ、長さ約1mの大きさであり、内側は耐火材で覆われ外側は水冷されている。バーナ部の断面図を図2に示す。燃料噴射弁ノズルおよび一次空気旋回器の角度等は任意に設定でき、本実験ではノズル口径3mmφ、ノズル孔数12ヶ、 $\theta f = 60^\circ$ 、一次空気旋回角 30° （スワール数0.49）のものを用いた。アンモニアと予混合用酸素の流量は、それぞれサーマルマスフローメータにより調整した。CO濃度は赤外線吸収式CO濃度計により、NO_x濃度は化学発光式NO_x濃度計により測定した。

表 1 燃料成分の一例
(LHV = 1000 Kcal/m³Nの場合)

CO/H ₂ vol%/vol%	可 燃 ガ ス vol%		不活性ガス N ₂ vol%	不活性ガス 可 燃 ガ ス vol%/vol%
	CO vol%	H ₂ vol%		
2.33	34.7		65.3	1.88
	24.3	10.4		
1.0	35.8		64.2	1.79
	17.9	17.9		
0.43	36.9		63.1	1.71
	11.1	25.8		

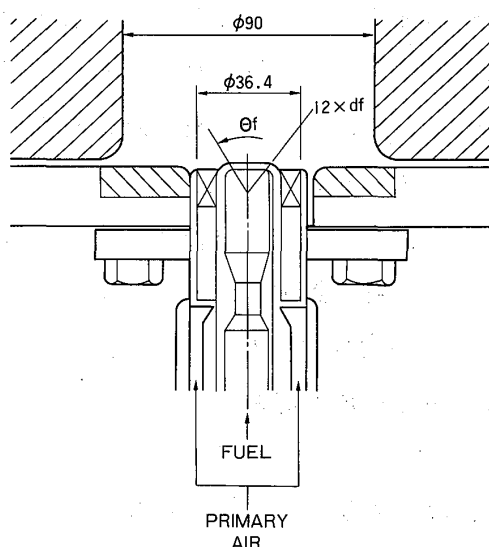


図 2 供試バーナ断面図

また、燃料中のアンモニアからNO_xへの転換率（C.R.）は以下の式により求めた。

$$C.R. = \frac{\text{実測 NO}_x \text{ 濃度} - \text{THERMAL NO}_x \text{ 濃度}}{\text{NO}_x^* \text{ 濃度}} \times 100 (\%)$$

ここで、NO_x*濃度は燃料中のアンモニアがすべてNO_xに転換したときの燃焼ガス中のNO_x濃度（Dry）とする。

3. 実験結果と考察

3.1 部分予混合燃焼時の吹き消え特性

図3に、供試燃料の燃焼限界を示す。これは、個々の可燃ガス成分（一酸化炭素、水素）の空気中での燃焼限界値をもとに、Le Chatelierの法則を用いて算出したもの

である。図より、高空気過剰率（燃料希薄）側では燃料組成の違いが明確に現れており、水素含有率の大きい燃料ほど可燃範囲が広がっている。

図4に、 CO/H_2 が2.33の燃料の吹き消え限界発熱量を示す。予混合率を増すにつれて吹き消え限界発熱量は低下し、たとえば空気過剰率5、予混合率20%時には、約 $550 \text{ Kcal}/\text{m}^3 \text{ N}$ まで可燃範囲が広がっている。これは、燃焼形態が拡散燃焼から部分予混合燃焼へ移行するのにしたがって、火炎がより安定化するためと考えられる。

図5に、燃料組成（ CO/H_2 ）を、2.33、1.0、0.43の3通りに変化させた時の吹き消え限界発熱量を示す。図より、 CO/H_2 が小さくなるほど可燃範囲が広がることがわかる。これは、水素の層流燃焼速

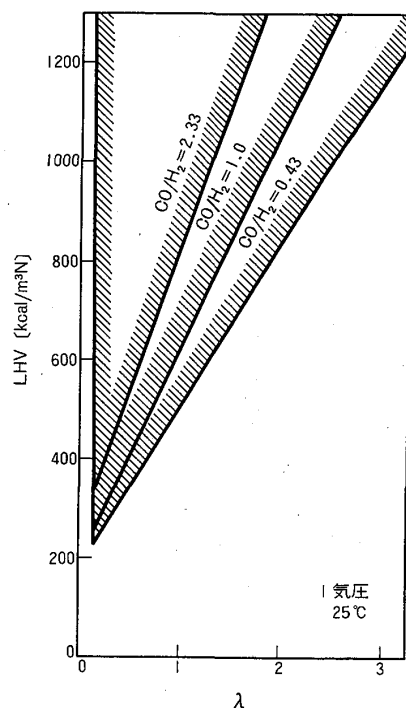


図3 燃料ガスの空気中での燃焼限界

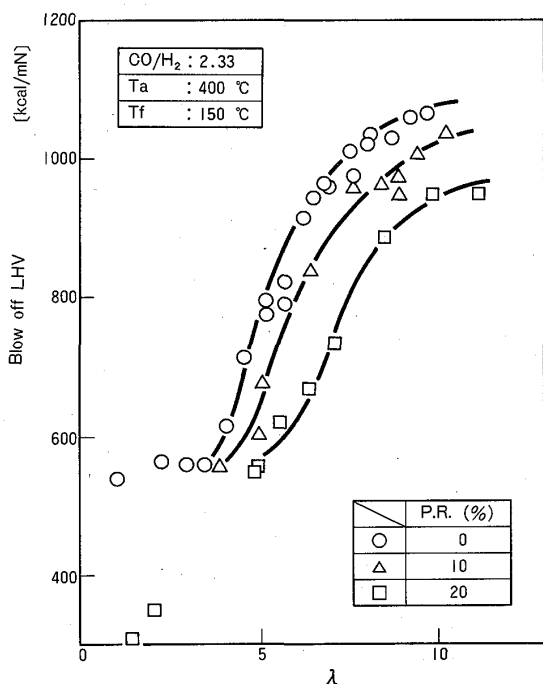


図4 吹き消え限界発熱量に及ぼす部分予混合率の影響

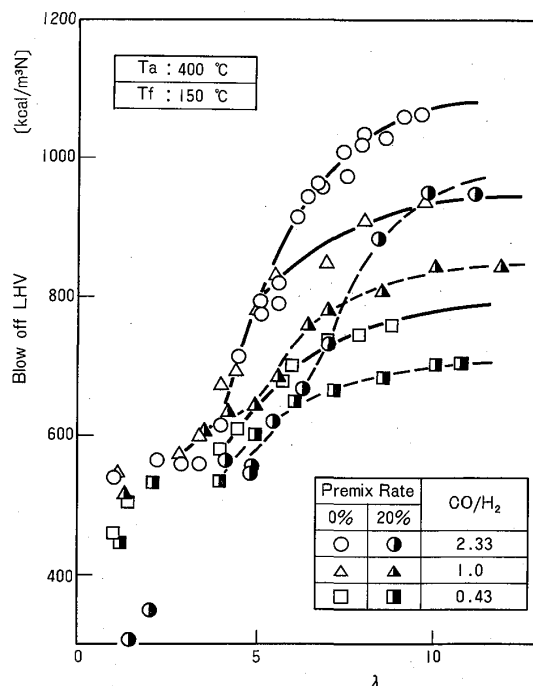


図5 吹き消え限界発熱量に及ぼす燃料組成の影響

度の最大値は、一酸化炭素に比べて約7倍大きいために、燃料中の水素含有率が高いほど燃焼安定性に優れるものと考えられる。次に、部分予混合燃焼の影響について着目すると、高空気過剰率域において影響が顕著に現れており、とくに CO/H_2 の高いものほど吹き消え発熱量が大きく低下している。すなわち、燃焼速度の小さな一酸化炭素を水素に対してより多く含む燃料ほど、部分予混合燃焼による燃焼限界の拡大効果が明確に現れているといえる。

3.2 部分予混合燃焼時のNO_x排出特性

部分予混合燃焼時のNO_x排出特性を図6、図7、図8に示す。図6は、横軸にアンモニア濃度を、図7、図8は空気過剰率を記して整理した結果である。いずれの場合も、20%の部分予混合燃焼時にはNO_x転換率は若干増加する。これは、燃料中に予め酸化剤（酸素）を混合することにより、フェュエルNO_xの生成反応が促進されたためと考えられる。しかしながら、アンモニア濃度、空気過剰率、燃料組成（CO/H₂）をそれぞれ変化させた場合でもNO_x転換率の増加幅はいずれも小さく、NO_xに及ぼす部分予混合燃焼の影響はきわめて少ないと考えられる。

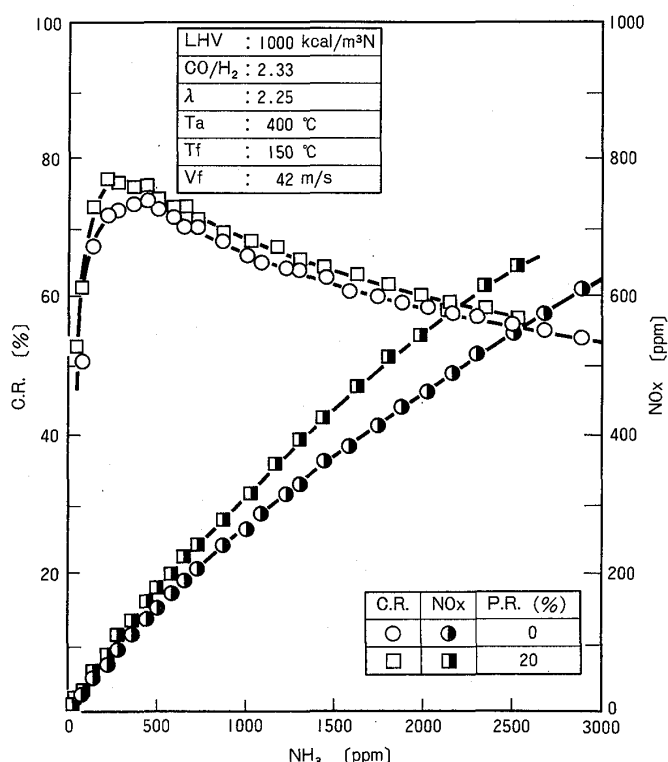


図6 NO_xに及ぼす部分予混合燃焼の影響（その1）

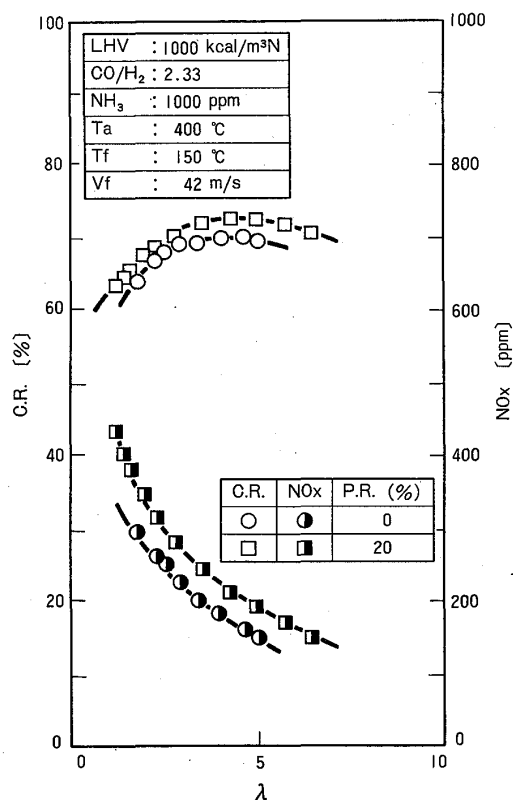


図7 NO_xに及ぼす部分予混合燃焼の影響（その2）

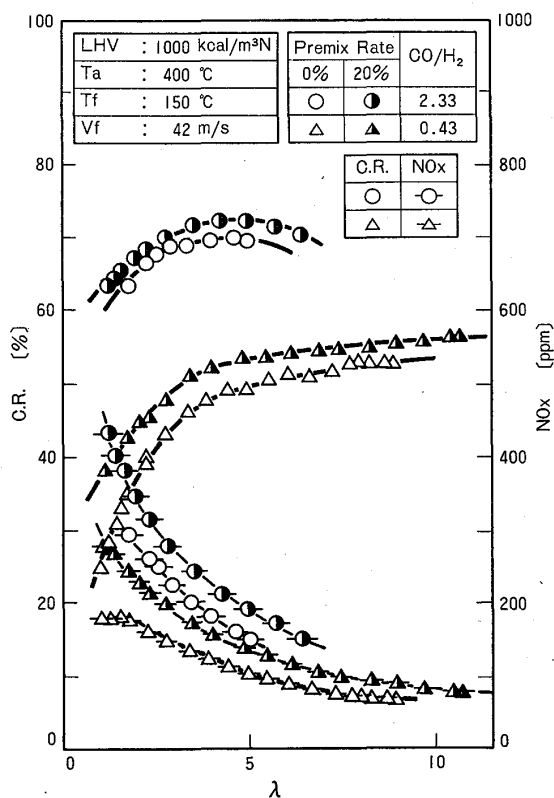


図8 NO_xに及ぼす部分予混合燃焼の影響（その3）

次に、二段燃焼時に部分予混合燃焼を行なった時の NO_x 排出特性を図9に示す。これは、全空気過剰率を1300℃級石炭ガス化用ガスタービン燃焼器の定格負荷時に相当する2.25に設定し、一次空気過剰率を0.4から2.25の範囲内で変化させた時の結果である。図より、一次空気過剰率が1以上の範囲では部分予混合燃焼により若干 NO_x 転換率が増加するものの、一次空気過剰率が1以下の範囲ではほとんど変化しないことがわかる。したがって、部分予混合燃焼法は二段燃焼と組み合わせることにより、 NO_x の低減に対して効果的であると考えられる。

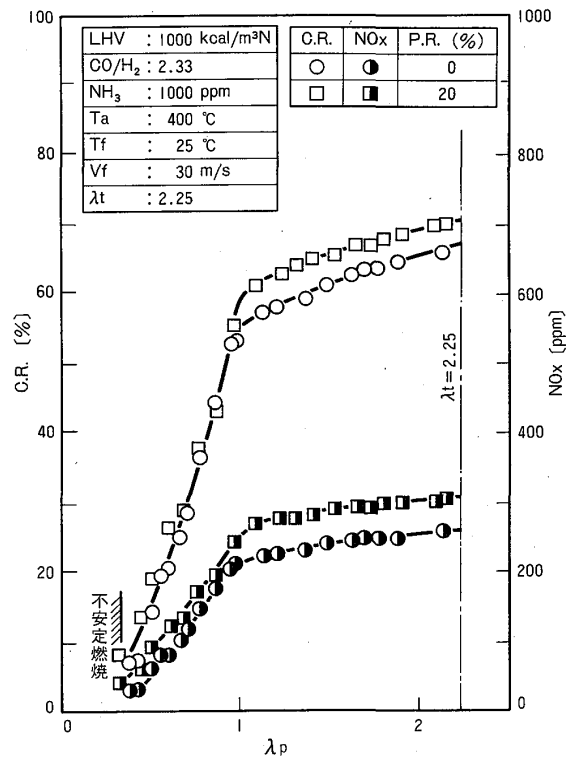


図9 二段燃焼時の NO_x 排出特性 (部分予混合燃焼の場合)

3.3 部分予混合燃焼時のCO排出特性

図10に、部分予混合燃焼時のCO排出特性を示す。空気過剰率が高くなるにしたがいCO濃度は急激に増加するが、部分予混合燃焼時には通常の拡散燃焼時に比較して

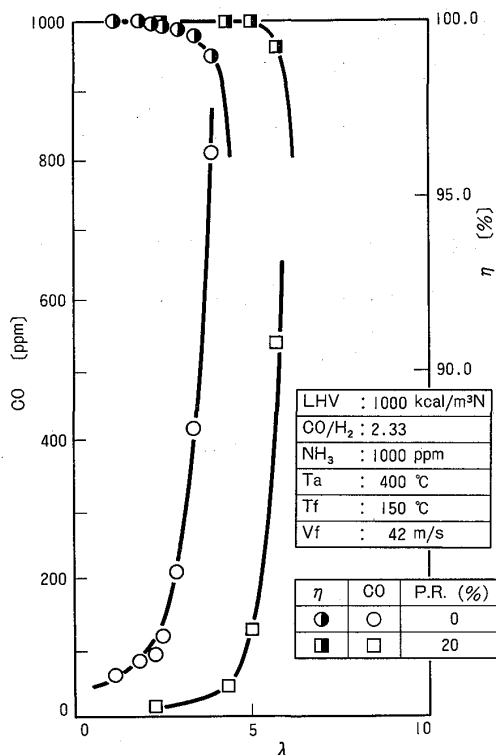


図10 COに及ぼす部分予混合燃焼の影響

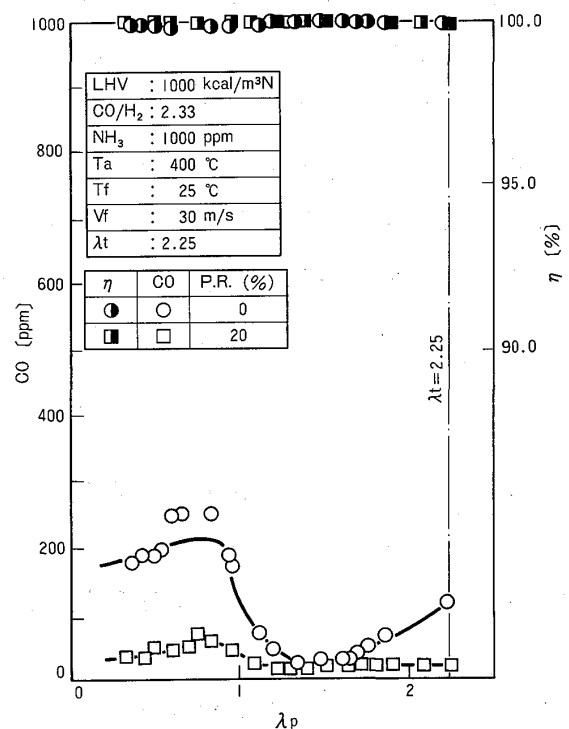


図11 二段燃焼時のCO排出特性 (部分予混合燃焼の場合)

全体的にCO濃度は低くなっている。

次に、二段燃焼時に部分予混合燃焼を行なった時のCO排出特性を図11に示す。これは、前述のNO_x排出特性（図9）と同様に、全空気過剰率を一定（ $\lambda = 2.25$ ）に保ち一次空気過剰率を変化させた時の結果である。図より、通常の拡散燃焼時には一次空気過剰率が約1.4においてCO濃度は最小となるものの、その前後で増加し、一次空気過剰率1以下の範囲では約200 ppmを示している。いっぽう、部分予混合燃焼時には、CO濃度はほぼ一定で最大でも約50ppmである。これより、部分予混合燃焼法は、二段燃焼時に排出されるCOを低減するのに有効であると考えられる。

4. 結 言

燃料中に酸化剤の一部を混合させる部分予混合燃焼法は、石炭ガス化燃料のような低カロリーガスの燃焼安定性向上に有効であることを明らかにした。

(1) 吹き消え限界発熱量は、空気過剰率の比較的大きな領域において部分予混合燃焼の影響が現われ、部分予混合率20%、空気過剰率5の時、約550 Kcal/m³Nまで燃焼可能であった。この傾向は、燃料中のCO/H₂（一酸化炭素・水素比）が高いほど顕著に現れた。したがって、CO/H₂の高い噴流床石炭ガス化用ガスタービン燃焼器では、とくに低負荷時において、部分予混合燃焼法は燃焼安定性を向上させる上で有効である。

(2) 部分予混合燃焼法によって、フュエルNO_xの排出量は若干増加するが、二段燃焼法と組み合わせれば、その影響は極めて小さいことがわかった。

(3) 部分予混合燃焼法は、二段燃焼時のCO排出濃度の増加を抑制するのに有効であった。すなわち、予混合率20%時のCO濃度は、一次空気過剰率 λ_p の値によらず一定で約50ppm以下であった。

以上の検討から、部分予混合燃焼法は、二段燃焼法と組み合わせることによって、ガスタービン燃焼器の一層の低NO_x化、高効率化が可能と考えられる。

記 号

LHV	: 低位発熱量	Kcal/m ³ N
CO/H ₂	: 燃料中の一酸化炭素と水素の体積比	Vol%/Vol%
λ	: 空気過剰率	—
λ_t	: 総合空気過剰率	—
λ_p	: 一次空気過剰率	—
T _a	: 空気温度	℃
T _f	: 燃料温度	℃

T_{th}	:	断熱火炎温度	℃
V_f	:	燃料のノズル吹き出し流速	m / s
NH_3	:	燃料中のアンモニア濃度	ppm-vol
NO_x	:	NO_x 濃度	ppm
C.R.	:	NO_x 転換率	%
CO	:	CO 濃度	ppm
η	:	燃焼効率	%
P.R.	:	予混合率	%

参 考 文 献

- (1) H.F.Coward, G.W.Jones, " Limits of Inflammability of Gases and Vapors " ,
Bureau of Mines, Bulletin 503 (1952)
- (2) Roger A.Strehlow, " Fundamentals of Combustion" , (1983)
- (3) J.M.Beer, N.A.Chigier, " Combustion Aerodynamics" , (1983)
- (4) 佐藤、瀬間、二宮、中田、電力中央研究所報告 No. 285041(1985)
- (5) 佐藤、中田、二宮、電力中央研究所報告 No. W86034(1987)
- (6) 中田、佐藤、山内、電力中央研究所報告 No. W87030(1988)

石炭ガス化用ガスタービン燃焼器の低NO_x燃焼法に関する研究

— 第 1 報 基本型燃焼器の特性 —

*佐藤幹夫 阿部俊夫 二宮 徹 中田俊彦 (電中研)
芳根俊行 山田正彦 檜佐彰一 長谷川宏 (東 芝)

1. 緒 言

電力の安定供給を目指すわが国の電源多様化の施策の中で、石炭は長期的に見て安定供給が可能で、かつ経済的にも優れていることから国および電気事業は、原子力を補完する有力な電源として石炭火力を位置づけ、石炭利用の拡大を図る技術開発が重要な課題となっている。中でも石炭ガス化複合発電は、幅広い炭種適合性による石炭供給源の分散化、高効率化による発電コストの低減、クリーン化による高度な環境保全性等、多くの優れた特徴を有しており、石炭利用発電技術の中核として2000年頃を目指した開発導入が期待されている。

(財)電力中央研究所は、石炭ガス化複合発電システムの中核技術である空気吹き加圧二段噴流床石炭ガス化⁽¹⁾、高性能乾式ガス精製技術の開発を先導的に手がけ、これに続いて本発電方式の重要課題であるガスタービン燃焼器の研究開発を昭和62年度より開始した。

本報告は、空気吹き噴流床石炭ガス化燃料を用いる1300℃級ガスタービン燃焼器を開発する目的で設計、試作した15万KW級の実寸燃焼器(CGT1001型)、同型の1/2実寸燃焼器(CGT2001型)を用いた常圧燃焼試験および高圧燃焼試験により、それぞれの燃焼器特性を明らかにしたものである。

記 号

HHV	: 高位発熱量	Kcal/m ³ N
LHV	: 低位発熱量	Kcal/m ³ N
CO/H ₂	: 燃料中の一酸化炭素/水素比率	vol%/vol%
λ	: 空気比	—
φ	: 当量比	—
Qa	: 空気流量	m ³ N/h
Qf	: 燃料流量	m ³ N/h
C.R.	: 燃料中NH ₃ からNO _x への転換率	%
η	: 燃焼効率	%
Ta	: 燃焼器入口空気温度	℃
Tf	: 燃焼器入口燃料温度	℃
Tex	: 燃焼器出口ガス温度	℃
Pcomb	: 燃焼器内圧	ata

2. 石炭ガス化燃料の特徴

ガス化剤に空気を用いる噴流床石炭ガス化炉で生成される石炭ガス化燃料の主要可燃性成分は一酸化炭素（CO）と水素（H₂）であるが、燃料組成の60%以上は窒素（N₂）や二酸化炭素（CO₂）などの不燃性成分である。このため石炭ガス化燃料の発熱量は約1000 Kcal/m³Nと低く、LNG（液化天然ガス）の約1/10程度である。しかも、上記方式の石炭ガス化炉から生成される石炭ガス化燃料は、流動床石炭ガス化方式のそれと比較して、燃焼速度の遅いCO濃度が高い。また、ガス精製が乾式で行われる場合、ガス化炉で生成されたNH₃は除去されずに、ほぼそのままの濃度でガスタービン燃焼器に供給される。表1に供試燃料の基準性状を示す。

また、石炭ガス化燃料は不燃性成分を多く含む低カロリー燃料であるため火炎温度は低い。図1は、石炭ガス化燃料とCH₄の理論断熱火炎温度を示したものである。T_a、T_fが400℃の時のCH₄の最高火炎温度はλが0.95の時に示され約2100℃であり、LHVが1000 Kcal/m³Nの低カロリー燃料の場合はλが1.0の時1830℃である。

以上のような特徴を有する石炭ガス化低カロリー燃料を用いる高温ガスタービン燃焼器の開発にあたっては、新たに検討すべき課題が多い。

3. 実験設備

（財）電力中央研究所は、噴流床石炭ガス化複合発電におけるガスタービン技術を開発する目的で、ガスタービン用金属燃焼器およびセラミック燃焼器の研究開発を効率的に推進するため、実組成ガスを容易に発生しフルスケールの燃

焼器テストを含む、広範囲な条件のガスタービン要素研究が可能な「石炭ガス化用ガスタービン要素実験設備」を設計、設置した。その主な特徴を以下に示す。

（1）空気吹き噴流床石炭ガス化炉の生成ガスと同一組成の低カロリー燃料の製造、供給が可能

（2）燃料ガスの発熱量、組成（CO/H₂濃度比）が容易に変更可能

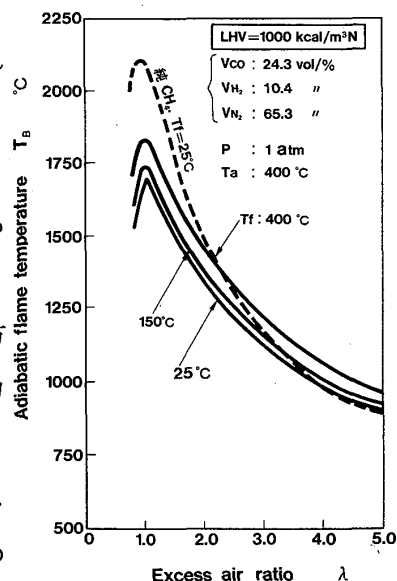


図1 理論断熱火炎温度

表1 供試燃料の基準性状

組成	
CO	: 18.3 vol%
H ₂	: 6.9 "
CH ₄	: 2.5 "
CO ₂	: 13.0 "
H ₂ O	: 3.0 "
N ₂	: 56.3 "
HHV	: 1000 Kcal/m ³ N
LHV	: 930 Kcal/m ³ N

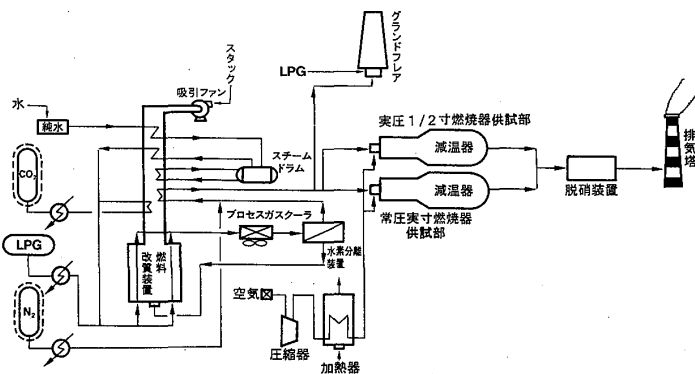


図2 設備系統図

- (3) 15万KW級ガスタービン燃焼器の一缶分について、常圧実寸燃焼試験が可能
- (4) 15万KW級ガスタービン燃焼器の一缶分について、実圧1/2寸燃焼試験が可能
- 設備の全体系統を図2に示す。液化プロパン（LPG）にCO₂と水蒸気を混合させた原燃料は、燃料改質装置内でCOとH₂に分解される。供試燃料中のCO/H₂濃度比を調整するために水素分離膜が用いられる。

N₂の希釈により発熱量が調整された供試燃料は加熱器により100～500℃の範囲で予熱された後に、ガスタービン燃焼器に供給される。表2に燃料ガス供給設備の仕様を示す。

燃焼器に供給する空気源として4段遠心型圧縮機が用いられる。圧縮機から吐出圧力約20 ata 吐出流量17000 m³ N/hで送り出された供試空気は加熱器により100～420℃の範囲で所定温度に予熱され、流量調整弁と流量計測オリフィスを経て燃焼器に供給される。

燃焼試験用供試部は2系統設置され、それぞれ15万KW級ガスタービン燃焼器の1缶分について常圧実寸燃焼試験、高圧1/2寸燃焼試験を実施することが可能である。常圧燃焼試験用供試部の断面を図3に、高圧燃焼試験用供試部の断面を図4に示す。燃焼器からの燃焼排ガスは尾筒を通過した後計測ダクトに導入され、温度計測および分析用の排ガスサンプリングが行われる。計測ダクトの後流には、冷却水直接噴霧方式の減温器が各々設けられている。

4. 実験方法および測定方法

燃焼試験における基準条件を表3のように定めた。負荷変化試験においては、基準条件におけるQ_aを一定としてQ_fを変化させた。燃焼器内断面平均流速変化試験においてはTexを1300℃一定とするようにQ_a、Q_fをそれぞれ変化させた。吹き消え限界発熱量確認試験においては、空気条件を一定としてTexを1300℃一定の下で燃料発熱量を徐々に低下させながら燃焼特性を把握した。また、高圧燃焼試験においては、各器内圧について器内断面平均流速が一定とな

表2 燃料ガス供給設備仕様

項目	仕様
型式	LPG オキシ改質、水素分離法
実組成ガス発生量	発熱量 2000 Kcal/m ³ Nの時 3000 m ³ N/H最大 1000 Kcal/m ³ Nの時 6000 m ³ N/H最大 600 Kcal/m ³ Nの時 6666 m ³ N/H最大
供給圧力	高圧系 22.5 ata (最大) 低圧系 2.5 ata (最大)
供給温度	100℃～500℃ 可変
組成変化範囲	CO/H ₂ 比率 3～1 可変
原料	プロパン、CO ₂ 、蒸気
燃料組成例	H ₂ : 6.9 vol % CO : 18.3 % N ₂ : 56.2 % CO ₂ : 13.0 % CH ₄ : 2.5 % H ₂ O : 3.0 % NH ₃ : 1000 ppm-v HHV : 1000 Kcal/m ³ N CO/H ₂ モル比 : 3 ただし、CH ₄ はCOに加算する。

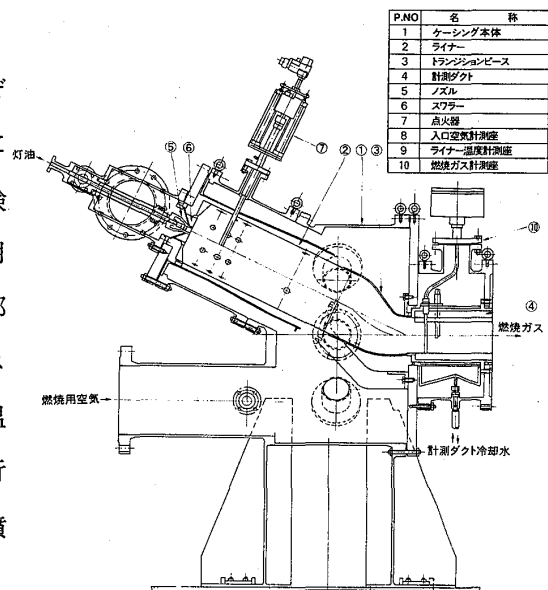


図3 常圧実寸燃焼試験用テストセクション

表3 基準条件

HHV	: 1000 Kcal/m ³ N
CO/H ₂	: 3 モル比
NH ₃	: 1000 ppm-v
T _a	: 400 °C
T _f	: 400 °C
T _{ex}	: 1300 °C
燃焼室熱負荷	: 2.1x10 ⁷ Kcal / m ³ ·h·atm

るよう条件を調整して、圧力変化が各諸特性に及ぼす影響を検討した。

測定項目と測定方法を表4に示す。

表4 測定項目と測定方法

測定項目		測定方法
燃料ガス組成 CO, H ₂ , CH ₄ , H ₂ O, CO ₂ , N ₂		ガスクロマトグラフ
燃料発熱量		熱量計(監視用) ガスクロマトグラフ
排 ガ ス 性 状	CO	赤外線吸収式
	CO ₂	赤外線吸収式
	T・HC	FID
	NO _x	化学発光式
	O ₂	磁気圧力式
燃焼器、尾筒 壁面温度		K型シーース熱電対φ1.6
燃焼器出口ガス温度		PR10%マウスピース付き R型シーース熱電対

P.NO	名 称
1	ケーシング本体
2	ライナー
3	トランジションピース
4	計測ダクト
5	ノズル
6	スワロー
7	点火器
8	入口空気計測座
9	ライナー温度計測座
10	燃焼ガス計測座

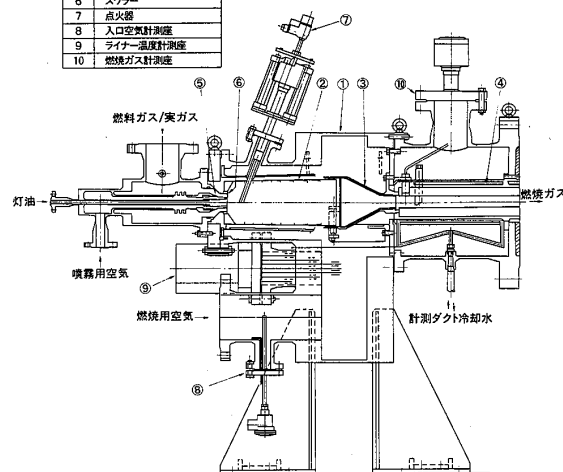


図4 高圧1/2寸燃焼試験用テストセクション

図5は、設定空気比に対する計算O₂濃度と燃焼器出口における実測O₂濃度を示す。また、図6は設定空気比に対する燃焼器出口ガス温度について、計算より求めた断熱火炎温度と実測温度の値を示す。

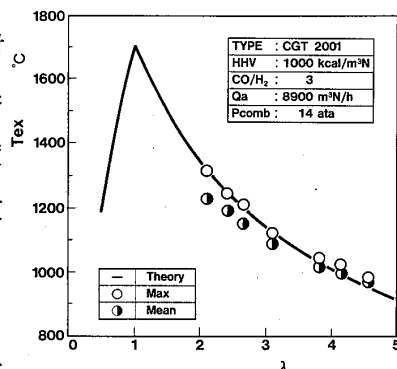


図6 燃焼器出口ガス温度の設定値と実測値(高圧試験)

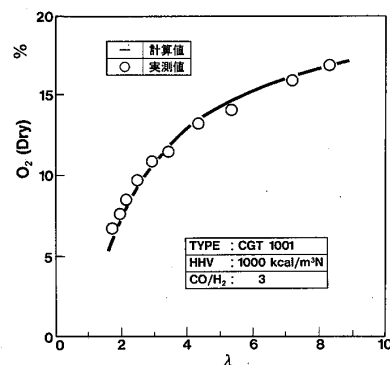


図5 設定空気比に対する計算O₂濃度と実測値(常圧試験)

5. 実験結果および考察

5.1 常圧実寸燃焼試験

(1) 燃焼特性

燃料発熱量(高位)が1000 Kcal/m³N用として設計したCGT1001型燃焼器において低カロリー燃料の発熱量低下に対する燃焼特性を検討した。図7は燃料のHHVとCO排出濃度、燃焼効率の関係を示す。この時、HHV変化に対してQ_aを一定とし、Texが1300℃となるようにQ_fの流量制御を行っている。

HHVの低下に伴いCO濃度は増加し、燃焼効率は低下した。発熱量が700 Kcal/m³NまではCO濃度の増加はなだらかなのであるが、それ以下になると急激にCO濃度は増加し630 Kcal/m³Nでηは99.5%まで低下した。しかしながら、さらに発熱量が低下し、

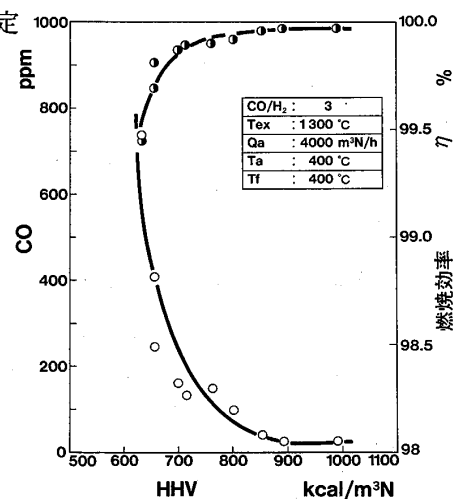


図7 燃料発熱量とCO排出濃度および燃焼効率の関係

570 Kcal/m³N になっても吹き消えには至らなかった。

図8は λ とCO排出濃度および燃焼効率の関係を Q_a をパラメータとして示す。 Q_a が大きいほどCO排出濃度レベルは高くなり、ことに λ が4以上の高空気比においてその傾向が顕著である。 Q_a の増加に伴いCO排出濃度が増加するのは、COの燃焼速度が遅いことから Q_a の増加に伴って燃焼器内のガスの滞留時間が短くなることによるものと思われる。 Q_a が4000 m³N/hで T_{ex} を1300℃とする基準条件時の燃焼効率は99.9%以上であった。

図9は、 λ とCO排出濃度および燃焼効率の関係を、燃料組成(CO/H₂ モル比)をパラメータにして示す。CO/H₂ モル比が3よりも1の場合の方が全体的なCO排出濃度レベルは低い。これは、CO/H₂ モル比の小さい燃料の方が燃料中のH₂ 濃度が高いため、燃焼速度の速いH₂ により燃焼反応が促進するためと考えられる。

(2) NO_x排出特性

石炭ガス化低カロリー燃料の火炎温度は、高カロリー燃料であるメタンなどと比較するとかなり低い。HHVが1000 Kcal/m³Nの基準供試燃料組成を用いて T_a 、 T_f が400℃の時の断熱火炎温度を計算すると最高温度は λ が1において約1690℃となる。拡散火炎におけるサーマルNO_xの生成に及ぼす温度の影響は燃料種や火炎形状によって異なるとされているが⁽²⁾、火炎温度の低い低カロリーガス燃焼時のサーマルNO_x生成濃度は低いと予想される。図10は λ とサーマルNO_x濃度の関係をHHVをパラメータとして示したものである。本試験においては燃料中にNH₃を供給しなければ、その時に測定されるNO_xは全て空気中のN₂に起因するサーマルNO_xである。HHVが1000 Kcal/m³Nの場合、 T_{ex} を1300℃とする基準条件時(λ が約2)におけるサーマルNO_x濃度は

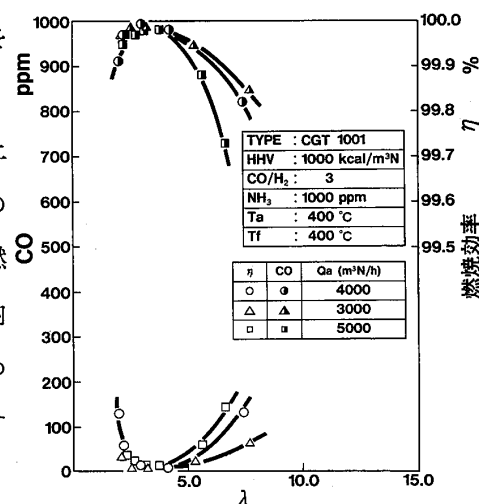


図8 空気比とCO排出特性の関係

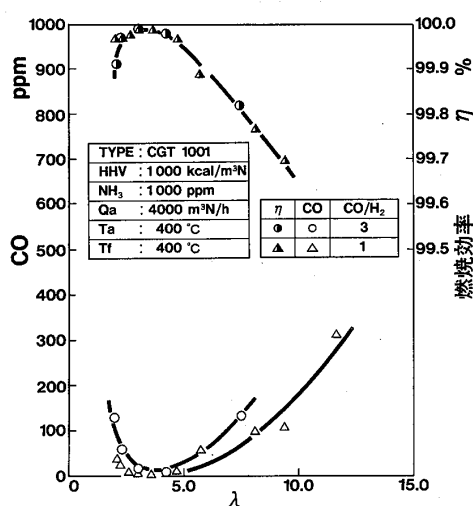


図9 CO排出特性に及ぼす燃料組成の影響

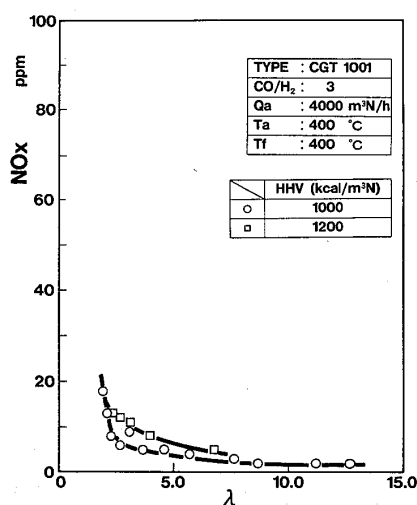


図10 サーマルNO_x排出特性

約15 ppm である。HHVが1200 Kcal/m³Nの場合のサーマルNO_x濃度は1000Kcal/m³Nの場合よりも増加する。これは、燃料のHHVが高くなると同一λに対す火炎温度が高くなるためと考えられる。

次に、NH₃を含む低カロリーガス燃料燃焼時のNO_x排出特性を図11に示す。図11は燃料中のNH₃濃度が1000 ppmvの場合のλとNO_x排出濃度およびNH₃からNO_xへの転換率の関係をHHVをパラメータとして示す。図より、Texを1300℃とする基準条件時(λが約2)における燃料中NH₃からNO_xへの転換率は約70%であり、その時の実測NO_x濃度は約300ppmであった。図10におけるサーマルNO_x濃度から判断すると、本条件下においてガスタービン燃焼器から排出されるNO_xのうち、燃料中のNH₃に起因するフュエルNO_xの占める割合は約95%であった。

石炭ガス化燃料中のNH₃濃度はガス化する石炭種や石炭ガス化条件により変化するため、NH₃濃度の変化がNO_x排出特性に及ぼす影響を検討した。図12はTexを1300℃とする基準条件時における燃料中のNH₃濃度とNH₃からNO_xへの転換率および実測NO_x濃度の関係を示したものである。燃料中のNH₃からNO_xへの転換率は、NH₃濃度が500ppmvでは85%、1000ppmvでは70%、3000ppmvでは50%とNH₃濃度の増加に伴い減少する。

石炭ガス化燃料中の主要可燃性成分はCOとH₂であるが、石炭ガス化方式によりCOとH₂の含有濃度は変化する。例えば、国・電気事業が推進している200T/D石炭ガス化複合発電パイロットプラントで採用される空気吹き噴流床石炭ガス化炉において生成される石炭ガス化燃料中のCOとH₂の濃度比率は約2.5とされる。一方、国の委託を受けて石炭技術研究所が夕張試験場におい

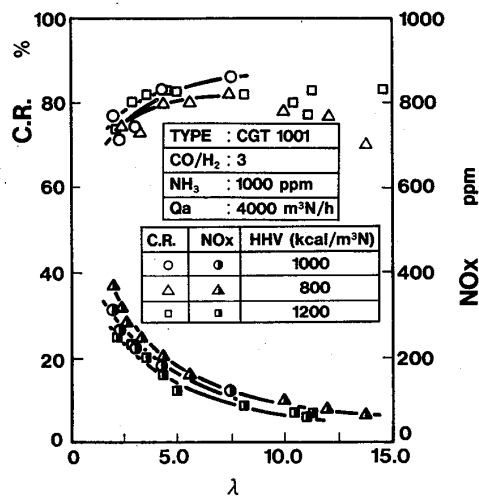


図11 空気比とNO_x排出特性の関係

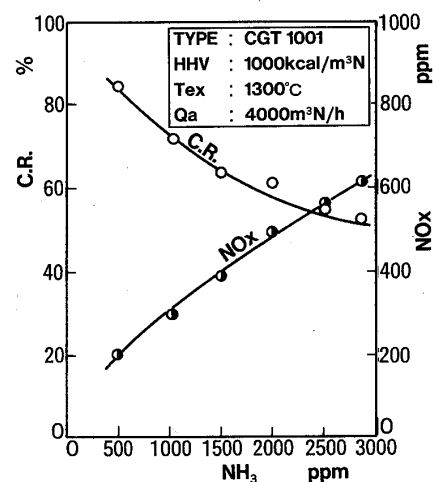


図12 燃料中NH₃濃度とNO_x排出特性の関係

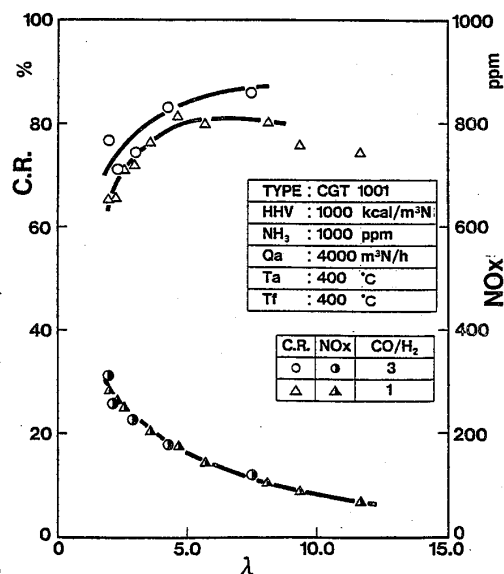


図13 NO_x排出特性に及ぼす燃料組成の影響

て開発を進めている空気吹き流動床石炭ガス化炉からの石炭ガス化燃料は、 CO/H_2 モル比が 0.5 ～ 1.0 程度とされる。図 13 は HHV を $1000 \text{ Kcal}/\text{m}^3 \text{ N}$ とする燃料が NH_3 を 1000 ppm 含む場合の、 λ と NH_3 から NO_x への転換率および NO_x 排出濃度の関係を燃料中の CO/H_2 モル比をパラメータとして示す。図より、 CO/H_2 モル比の高い方が、燃料中 NH_3 から NO_x への転換率が高くなることが示される。これは、 CO の酸化反応が NH_3 の分解反応に比較して遅く、 O_2 残存量の多い領域において NH_3 の分解に伴う NO_x の生成が促進されるためと考えられる。

(3) ライナメタル温度特性

石炭ガス化低カロリー燃料を用いる 1300°C 級ガスタービン燃焼器においては、希釈用空気を含む燃焼器壁面冷却空気量は液化天然ガスを燃料とする場合の約 80% 程度となる。そのために、従来より少ない空気量による壁面冷却技術の高性能化が必要であると考えられる。しかしながら、既に述べたように石炭ガス化低カロリー燃料の火炎温度は低いので、必要とされる冷却性能を実験的に評価することが重要である。

フィルム冷却構造を有する供試燃焼器 (CGT 1001 型) のライナメタル温度特性を検討した。

図 14 は T_{ex} を 1300°C とする定格条件時のライ

ナメタル温度分布を燃料発熱量をパラメータとして示す。いずれの条件下においてもライナメタル温度の最高値は 800°C 以下であった。 CO と H_2 を主要成分とする石炭ガス化燃料の火炎は不輝炎と考えられ、しかも火炎温度が低いことから高カロリー燃料と比較して冷却空気量が減少しているにもかかわらず、メタル温度は予想よりも低かったと考えられる。

5.2 高圧 1/2 寸燃焼試験

圧力特性が NO_x 排出特性、 CO 排出特性、メタル温度特性等に及ぼす影響を検討するために、実寸燃焼器 (CGT 1001 型) の 1/2 寸モデル燃焼器による高圧燃焼試験を実施した。図 15 は燃焼器内圧力と燃料中 NH_3 から NO_x への転換率および NO_x 排出濃度の関係を示す。燃焼器内圧力を変化させる時は、燃料と空気の総量から計算される器内平均断面流速が一定となるようにした。

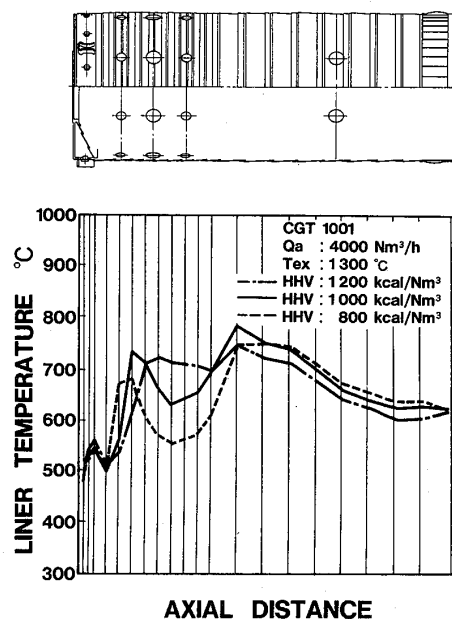


図14 ライナメタル温度分布

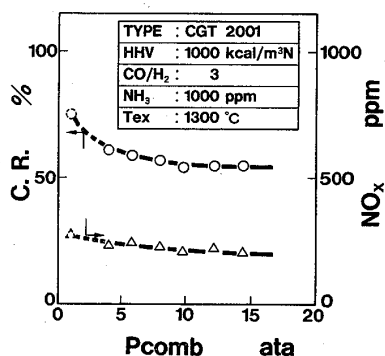


図15 NO_x 排出特性に及ぼす圧力の影響

サーマルNO_xの生成に及ぼす圧力の影響としては、Zeldovich NOが圧力の1.5乗にほぼ比例する生成速度(mol/cm²s)を示すことが知られているが⁽³⁾、乱流拡散火炎におけるフュエルNO_xの生成に及ぼす圧力の影響については良く知られていない。本試験結果によれば、圧力が4 ataから14 ataに変化するとNH₃からNO_xへの転換率は、わずかに減少する傾向を示した。

図16は燃焼器内圧力とCO排出濃度の関係を示す。CO排出濃度に及ぼす圧力の影響はみられなかった。

図17はTexを1300℃とする条件下においてライナメタル温度分布を燃焼器内圧力をパラメータとして示す。条件設定の誤差を考えると、ライナメタル温度に及ぼす圧力の影響はみられなかったと判断される。一般的に、火炎からの放射率は圧力の増加と共に増加することが知られている⁽⁴⁾。しかしながら、不輝炎からの放射率に及ぼす圧力の影響は輝炎と比較して小さい⁽⁵⁾。また、冷却側の対流熱伝達は圧力の上昇に伴い増加する。そのために石炭ガス化低カロリー燃料の場合は、ライナメタル温度に及ぼす圧力の影響がみられなかったと思われる。

6. 結 言

空気吹き噴流床石炭ガス化用ガスタービンの15万KW級実寸燃焼器および1/2寸燃焼器を設計、試作し、それぞれ常圧燃焼試験、高圧燃焼試験を行い燃焼器特性を評価した。その結果1300℃級ガスタービン燃焼器において、液化天然ガスなどに比べ発熱量が10分の1程度の低カロリー燃料でも安定かつ効率的に燃焼できることを明らかにした。さらに、NO_x排出特性、メタル温度特性に及ぼす諸条件の影響を明らかにした。

参考文献

1. たとえば、電研レビュー「石炭ガス化複合発電の実現に向けて」電中研、1986-6
2. Takagi, T., 他3名, 16th Symp. (Int.) on Comb., (1977)
3. 技術資料、燃焼反応に伴う環境汚染物質の生成機構と抑制方法、日本機械学会、1980
4. J. Marsland, et al. 12th Symp. (Int.) on Comb. (1969), 1265
5. 鈴木、機械技術研究所報告、第110号、1981-2

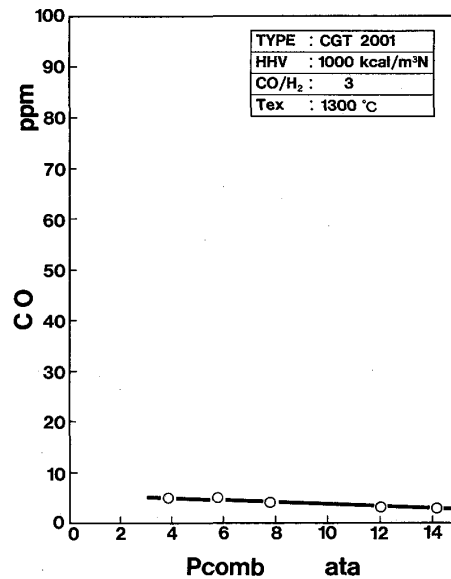


図16 CO排出特性に及ぼす圧力の影響

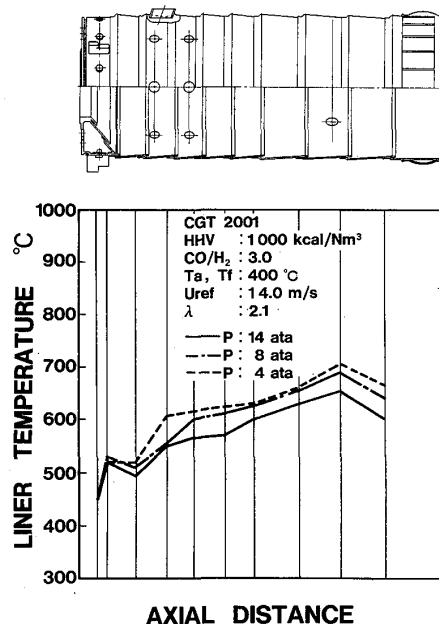


図17 ライナメタル温度分布に及ぼす圧力の影響

A—3 石炭ガス化用ガスタービン燃焼器の低 NO_x 燃焼法に関する研究

第2報 基本型燃焼器によるRich-Lean 燃焼法

佐藤幹夫 阿部俊夫 深沢 衛 石川 浩 (電中研)

※ 芳根俊行 山田正彦 檜佐彰一 (東芝)

1. 緒言

高効率で環境保全性に優れた石炭利用発電方式として、石炭ガス化複合発電が国内外において注目されている。本システムが解決すべき技術課題は、ガス化炉を含め多岐に渡るが、その中でも石炭ガス化燃料を燃焼させるガスタービン燃焼器の開発は重要なテーマとなっている。

石炭ガス化炉から生成される燃料は、①不燃成分を多量に含有するため発熱量が LNG 燃料に比べて約十分の一と低く、②可燃成分の大部分が燃焼性の悪い一酸化炭素であり、③燃料中に多量のアンモニアを含有しているなどの特徴を有し、このことが高負荷燃焼で広い運転範囲を要求されるガスタービン燃焼器の開発を困難にしている。特に燃料中のアンモニア成分に起因する Fuel NO_x の問題は環境面で非常に重要であり、燃焼技術による低減が望まれている。

Fuel NO_x の生成特性については従来より基礎研究レベルでの報告¹⁾がなされており、 Fuel NO_x 低減法についても実験結果を含め多数の報告²⁾がなされているが、高負荷燃焼であるガスタービン燃焼器の流速条件における実験結果は少ない。

本報告は、空気吹き噴流床石炭ガス化炉から生成される燃料とほぼ同一組成の低カロリーガスを燃料とし、15万 KW 級ガスタービン燃焼器1缶分を用いて常圧燃焼実験を行った実験結果を示したものである。第1報においては、石炭ガス化燃料の燃焼特性全般について述べたが、本報においては Fuel NO_x に注目し、 Fuel NO_x の低減と言う観点から検討を行ったものである。

2. 実験装置

実験は、(財)電力中央研究所の石炭ガス化複合発電用ガスタービン要素実験設備にて行った。図1に本設備の全体系統図を示す。本設備は、石炭ガス化燃料と同一組成の低カロリーガス燃料を製造する機能を備えた実験設備であり、以下に示す特徴を有するものである。

- (1) 燃料ガス供給系は、LPGオキソ改質法を採用しており、空気吹き噴流床石炭ガス化炉で生成される石炭ガス化燃料組成をベースに、発熱量、 CO/H_2 モル比、含有アンモニア濃度、燃料温度を変化させることが可能である。

(2) 空気供給系は、圧力
20atm、供給流
量17000m³N
/hの圧縮機を有し
、15万KW級ガス
タービン燃焼器1缶
分の常圧実寸燃焼試
験および実圧の2分
の1寸燃焼試験が可
能である。

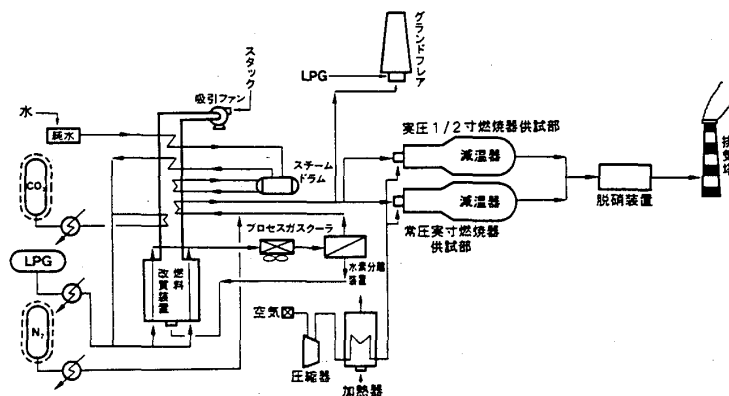


図1 全体基本系統図

(3) データ処理系は、燃料ガス性状、
燃焼排ガス性状、燃焼器壁面温度
などの燃焼器特性の把握に必要な
諸量を測定し、これらのデータを
周期的に収録、出力できるシステ
ムを有する。

図2に常圧実寸燃焼器テストスタンド
を示す。燃焼ガス温度計測やサンプリ
ングを行う計測ダクトは第1段静翼入口相
当の扇形をしており、セラミックキャス
ターの耐火材を使用している。ケーシ
ング胴部には燃焼器壁面温度計測用熱電対
の取り出し用フランジが設置されている。

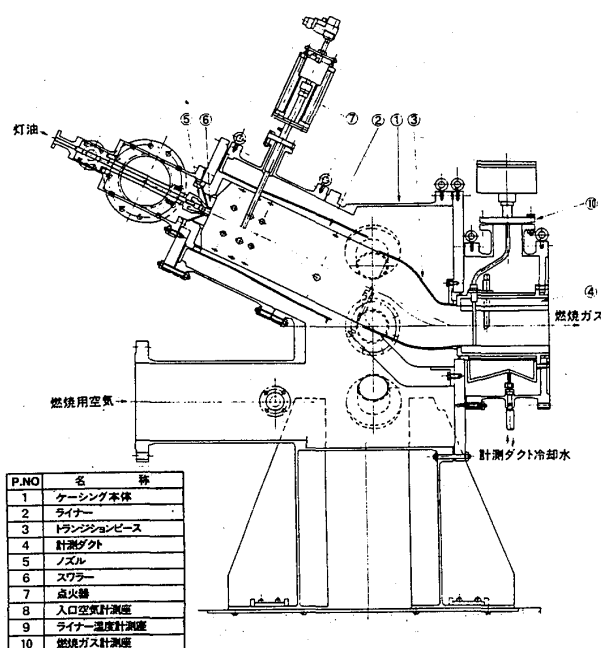


図2 常圧実寸燃焼テストスタンド

3. 実験方法

実験は、空気温度、空気流量、燃料温
度一定のもとで、燃料流量を変化させる
方式で行った。表1に実験に使用した燃
料ガスの基準性状を示す。この組成の他
に、アンモニア濃度を变化させた条件
、および窒素割合を変えて発熱量を変化
させた条件での実験も行った。表2に、
測定項目および測定方法を示す。

表1 供試燃料の基準性状

H ₂	: 6.9	Vol%
CO	: 18.3	Vol%
N ₂	: 56.2	Vol%
CO ₂	: 13.0	Vol%
CH ₄	: 2.5	Vol%
H ₂ O	: 3.0	Vol%
NH ₃	: 1000	ppm-V
HHV	: 1000	kcal/m ³ N
CO/H ₂ モル比	: 3	

但し、CH₄ はCOに加算する。

また、実験には全開孔面積および空気孔位置の異なる3つの燃焼器を用い、Fuel NO_x低減に与える影響について検討を行った。表3に、供試燃焼器の特徴を示す。

表3 供試燃焼器の特徴

燃焼器型式	CGT1001	CGT1002	CGT1003
特徴	通常的设计思想による基本となる燃焼器	基本型燃焼器の圧力損失とジェット貫通力を大きくし、燃料と空気の混合を強化した燃焼器	一次燃焼領域を燃料過濃とし、二次燃焼領域を燃料稀薄となるように空気配分したRich-Learn燃焼器

表2 測定項目と測定方法

測定項目		測定方法
燃料ガス組成 CO, H ₂ , CH ₄ H ₂ O, CO ₂ , N ₂		ガスクロマトグラフ
燃料発熱量		熱算計(監視用) ガスクロマトグラフ
排ガス性状	CO CO ₂ T, HC NO _x O ₂	赤外線吸収式 赤外線吸収式 FID 化学発光式 磁気圧力式
燃焼器、尾筒、壁面温度		K型シーース熱電対
燃焼器出口ガス温度		PR10%マウスピース付 R型シーース熱電対

4. 実験結果

図3に、NO_x転換率評価の基準となる基本型燃焼器CGT1001の実験結果を示す。基本燃料性状であるHHV 1000Kcal/m³N, CO/H₂比率3, アンモニア濃度1000ppmの燃料における空気比とNO_x転換率の関係を示したものであるが、空気比が小さくなるにつれてNO_x転換率は低下傾向を示し、燃焼器出口温度1300℃(λ=2.0)における燃料中のアンモニアからNO_xへの転換率は約70%であった。

図4は、燃焼域での混合を強化する目的で燃焼器圧損をCGT1001に対して20%高くしたCGT1002の実験結果を示す。なお保炎強化するために燃料ノズルの改良も行っている。実験条件は図1と同一である。NO_x転換率は全体的に5%程度低下しているが、これは混合が強化されたことにより空気配分が

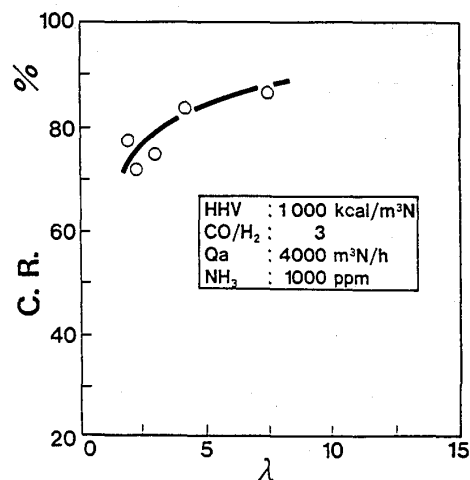


図3 空気比に対するNO_x転換率(CGT1001)

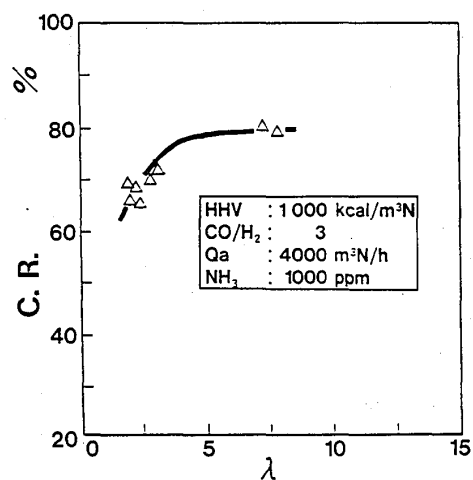


図4 空気比に対するNO_x転換率(CGT1002)

設計値に近づき、実際の燃焼場での一次燃焼域の空気比が低下したことによると考えられる。

図5は、CGT1003のNO_x転換率特性を示したものである。CGT1003はFuel NO_xの低減を計る為に、CGT1002の空気配分をRich-Leanにしたものであり、燃料ノズルは、CGT1002と同一のものを使用している。空気比に対するNO_xの転換率は、 λ が4以上においてはほぼ一定でCGT1002のそれと同等であるが、4以下においては急激に低下している。特に、燃焼器出口温度1300℃の状態においてはNO_x転換率は約50%になっており、CGT1001より20%程度低減が図られたことになる。これはRich域を設けることにより、NH₃のN₂への還元領域を広くした効果がでたものと思われる。

図6は、燃料中のNH₃濃度に対するNO_x排出特性を、CGT1001とCGT1003で比較したものであり、燃焼器出口温度は1300℃一定である。燃料中のNH₃濃度の増加に対して、NH₃からNO_xへの転換率が減少する傾向は同一であるが、CGT1003はCGT1001に対して全体的に15～20%程度低下している。特にNH₃の含有率が高くなるほど低減率は増加する傾向が示されている。これよりRich-Lean燃焼法が幅広いNH₃濃度に対して有効であると考えられる。

図7は、HHV1000Kcal/m³N

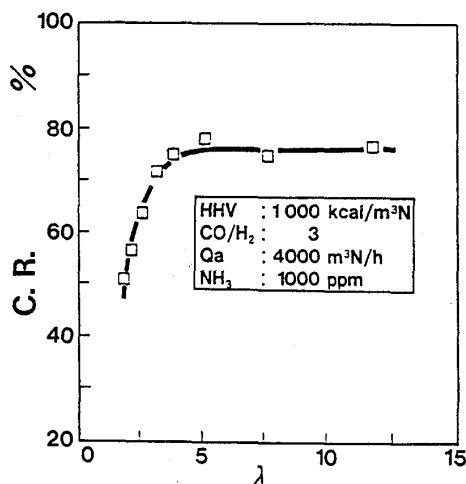


図5 空気比に対するNO_x転換率 (CGT1003)

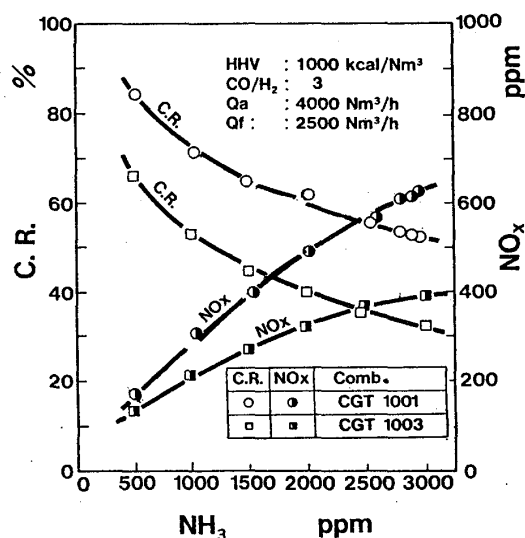


図6 燃料中NH₃濃度とNO_x排出特性の関係

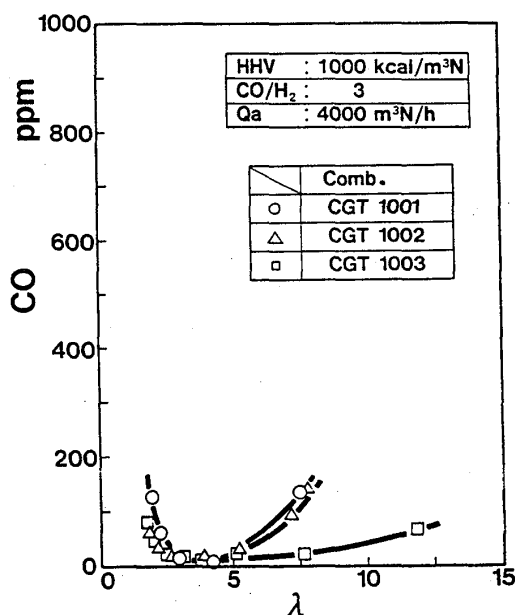


図7 空気比に対するCO排出量

CO/H₂ 比率3の燃料の空気比に対するCOの排出濃度を各燃焼器に対して示したものである。燃焼効率は全体的に良好な結果が得られたが、CGT1001においては燃焼器出口温度1300℃相当の空気比2.0近傍および低負荷側の7.5以上において、CO濃度として100ppmを越える排出特性が示めされた。CGT1002においては、燃料ノズルを改善したことによりλが2.0近傍においては半減したが、低負荷側の特性はCGT1001とほぼ同等の排出特性であった。一方、CGT1003においては、低負荷側においてもCO排出特性が改善され、λが10程度においても50ppm以下であった。これは、Rich-Leanの空気配分設計することにより、低負荷側において一次燃焼域の空気比がCOの燃焼にとって適正になったためと考えられる。

図8は、燃料発熱量1000 Kcal/m³ N, CO/H₂ 比率3, 出口温度1300℃におけるライナメタル温度の軸方向分布をCGT1001とCGT1003とで比較したものである。軸方向の空気配分および燃料ノズルも異なるため火炎温度パターンは大きく異なっているものと推察されるが、図8のメタル温度から判断するとCGT1001が燃焼空気混入後上昇するのに対し、CGT1003は燃料ノズル出口近傍のRich領域で燃焼した後、さらに空気混入後のLean領域でも燃焼しているものと思われる。

図9は、空気流量一定のもとで燃料流量を変化させた場合のCGT1003のライナメタル温度を示す。空気温度・燃料温度はともに400℃である。燃料流量が少ない場合は主にRich領域で燃焼が起こるが、燃料流量が増えるに従ってLean領域での燃焼量も増え、定格流量条件においてはRich領域とLean領域の2つの領域で良好な燃焼状態が生じていることが示されている。

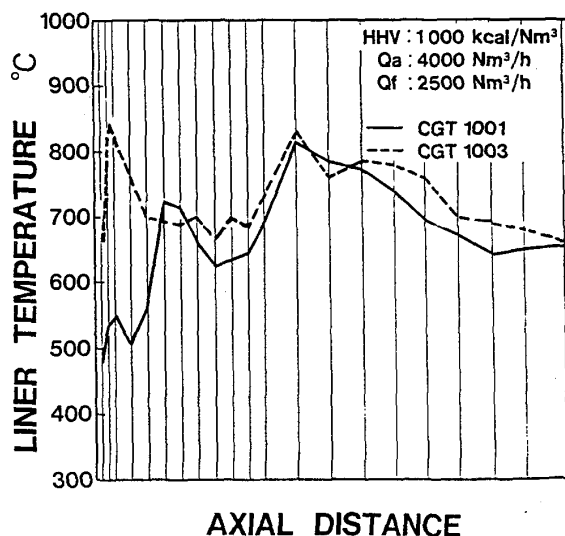


図8 ライナメタル温度

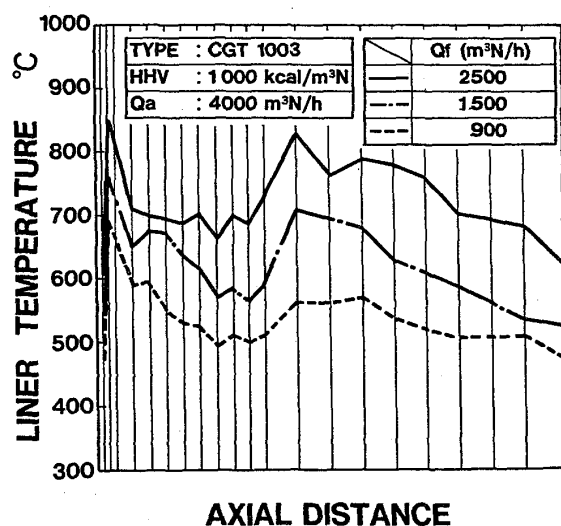


図9 ライナメタル温度

5. 結言

空気吹き噴流床石炭ガス化炉から生成される燃料とほぼ同一組成の低カロリーガスを燃料とし、15万KW級ガスタービン燃焼器1缶分を用い常圧燃焼試験を行った結果、Fuel NO_xの低減法に関し以下の知見が得られた。

(1) 燃焼器内の混合状態を変えることによりFuel NO_xの低減が期待できる。

(2) Rich-lean 燃焼法は、ガスタービン燃焼器におけるFuel NO_xの低減に関して有効である。

記 号

HHV	: 高位発熱量	Kcal / m ³ N
LHV	: 低位発熱量	Kcal / m ³ N
CO / H ₂	: 燃料中の一酸化炭素 / 水素比率	Vol % / Vol %
λ	: 空気比	
φ	: 当量比	
Q _a	: 空気流量	m ³ N / h
Q _f	: 燃料流量	m ³ N / h
C. R.	: 燃料中NH ₃ のNO _x への転換率	%
η	: 燃焼効率	%
T _a	: 燃焼器入口空気温度	℃
T _f	: 燃焼器入口燃料温度	℃
T _{ex}	: 燃焼器出口ガス温度	℃

参考文献

- 1) 佐藤他4名、日本機械学会講演会、No.871-2, 昭和62年10月
- 2) 技術資料、燃焼反応に伴う環境汚染物質の生成機構と抑制方法、日本機械学会、1980

A—4 低酸素再熱燃焼器の研究

高効率ガスタービン再熱燃焼器の短縮化

山田秀志、下平一雄、*堀内正司（航技研）

1 まえがき

コンバインドプラントにおけるガスタービンでは、総合熱効率を高めるためレヒートサイクルが考慮される¹⁾。再熱燃焼器の特徴は、入口空気条件が一般の燃焼器に比べ高温で酸素濃度が低いことである。高圧レヒートガスタービン開発の一環として、空気供給圧力8atm、温度800℃、酸素濃度11%の実験装置を製作すると共に、再熱燃焼器を短縮する資料を得るため、これまでに開発された一つのスワローを有する缶形再熱燃焼器²⁾をマルチスワロー燃焼器形式で長さを半分に短縮した燃焼器の実験を行った。

2 実験装置および燃焼器

2-1 燃焼器実験部

図1に本実験に用いた燃焼器と計測部の組立断面図を示す。基準燃焼器とその長さが1/2の短縮燃焼器が装着可能になっている。出口計測部を共用するため燃料噴射弁取り付け部、点火栓およびライナー支え等を各々二カ所に設けている。出口温度計測は半径方向5点、円周方向4本の支持部を水冷した熱電対を使用した。出口ガス採取は支持部を水冷した採取管で半径方向4孔、円周4カ所で出口断面に関して面積平均するようにしてガスを採取した。

燃焼器を短かくする研究ではライナー内の燃焼完了位置を確認することが重要である。10気圧、2000℃に近いライナー内部のガスを採取可能な、水冷の内部ガス採取管を製作した。

採取管は燃焼器出口方向か

らライナー内部に挿入し、回転できる構造で、直径方向に9つの採取孔を設けた。今回の実験ではライナー内部ガス分析は9点の採取ガスを混合して、ライナー断面平均採取ガスとして分析した。

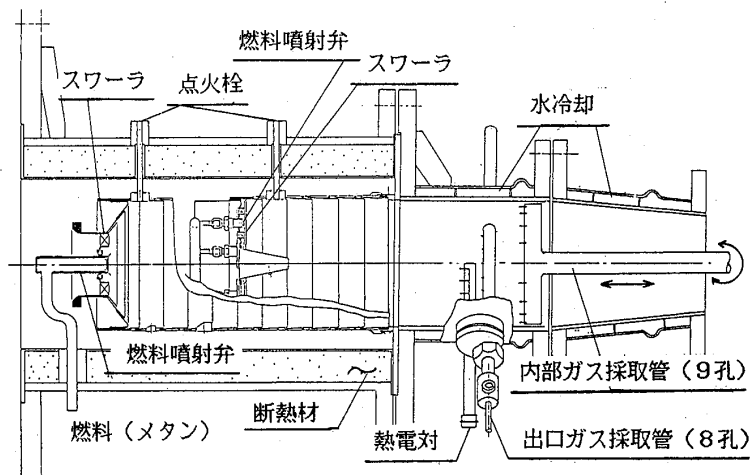


図1 供試部，出口計測部

2-2 実験系統

図2に実験系統図を示す。空気は圧縮機からアフタークーラーを通り予熱燃焼器で加熱する

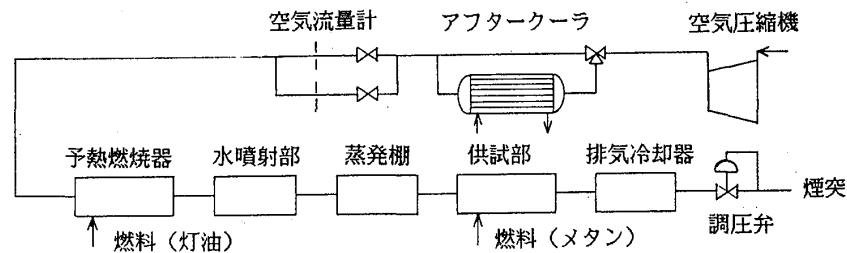


図2 実験系統

と共に酸素の一部を消費する。続いて水噴射部、蒸発棚で所定の温度と酸素濃度に調整され供試部に導かれる。実験の排気は排気冷却器で水噴霧冷却された後、調圧弁を通り煙突へ排出される。

実験条件は、圧力、温度、流速、酸素濃度を整える必要がある。これまでの実験装置では酸素濃度と圧力が周期的に変動していたので改善した。いずれも水噴霧の蒸発に関するものである。噴霧は粒径分布があるため、平均粒径が少し大きくなると短時間には蒸発し難い粗大粒子が含まれてくる。広範な実験条件を調整するときには、粗大な噴霧を完全に蒸発させる必要に迫られる。この装置では水噴霧部の後に蒸発棚を設けることにより、粗大噴霧粒子が低部に溜り累積的な蒸発不良の発生を防止するように装置を改善した。この改善により酸素濃度の制御が良好になった。圧力変動の原因は、調圧弁前のガス温度が変動することに起因する。排気冷却器内に未蒸発噴霧水を保有して噴霧循環または排出する形式では保有水の熱容量が大きくなり、注入冷却水による冷却応答速度が遅くなるためガス温度の制御が難しく、周期的変動を起こし易い。この装置では調圧弁前温度を少し高めに設定しより噴霧蒸発を容易にすると共に、初めから噴霧が低ガス流速領域に導入されないよう装置の改造を行い、未蒸発噴霧を極力少なくすることによって圧力の周期的変動を防ぐことが出来た。

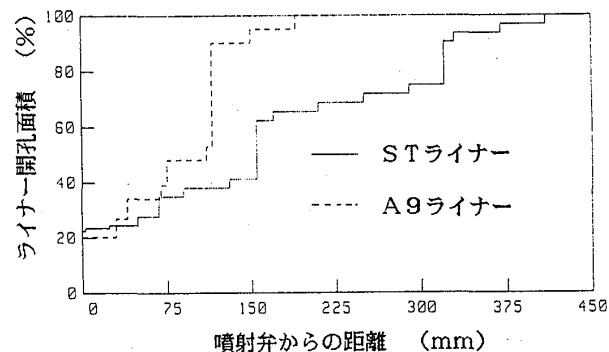


図3 ライナー開孔面積

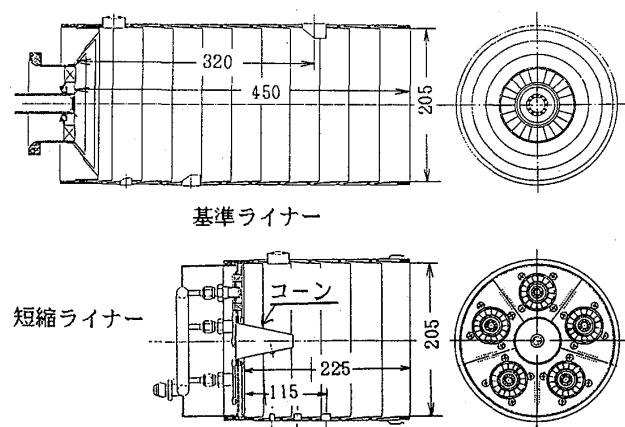


図4 供試ライナー

表1 短縮ライナー改造の特徴

燃焼器改造部分	噴射弁	抑制板	スワール	センターコーン	一次空気孔	二次空気孔	希釈空気孔	壁面冷却孔
M0	旋回型	—	6個	—	—	—	—	最小
A0	↑	—	5個	あり	—	—	—	↑
A1	↑	—	↑	空気孔開孔	開孔	—	—	↑↑
A2	↑	—	↑	↑	↑	—	開孔	↑↑
A3	↑	—	↑	↑	↑	—	拡大	↑↑
A4	放射型	—	↑	↑	↑	—	↑	拡大
A5	↑	—	↑	↑	拡大	—	↑↑	↑↑
A6	↑	—	↑	↑	↑	開孔	↑↑	↑↑
A7	↑	—	↑	↑	シンプル	拡大	↑↑	↑↑
A8	↑	—	↑	↑	↑	↑	拡大	↑↑
A9	↑	追加	↑	↑	↑	↑	↑	↑

2-3 燃焼器

供試燃焼器は、二つの系統に分けられる。一つは、実験の基準とした燃焼器であって、高効率ガスタービン研究開発で設計された再熱燃焼器²⁾の尾筒 (Transition duct) を除き、1/2に縮尺模型化した燃焼器

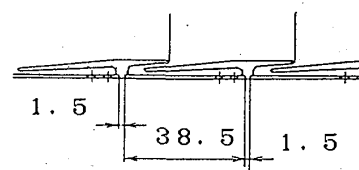


図5 ライナー冷却構造

(以下基準ライナーまたはST

表2 実験条件

と称する)。他方は、基準燃焼器の噴射弁以後のライナー長さを1/2に短縮し、スワールを5または6個にしたマルチスワ

実験パラメータ		実験条件 (代表値)
入口空気圧力	P1a	1, 3, 5, 8 ata
入口空気温度	T1a	700-800℃ (800℃)
入口空気酸素濃度	O2	10-12 % (11%)
平均流速	UL	15-30 m/s (20m/s)
当量比	E.R	0.3-0.5 (0.4)

ーラにした燃焼器 (以下短縮ライナーまたはM0、A0からA9と称する)。図1に基準ライナーとA9ライナーの開孔面積、表1にM0からA9までのライナー改造の特徴を示した。噴射弁は直径1.2mm孔12個がライナー中心軸と45度に放射状に設けられた「放射型」と、放射型噴射弁の孔を周方向に30度傾けてスワール機能を持たせた「旋回型」の二種類である。基準ライナーの保炎用スワールは内径60mm、外径98mm、旋回角45度の軸流スワールで、スワール数0.82と強い旋回を与える。短縮ライナーでは内径30mm、外径45mm、旋回角45度の軸流スワールで、スワール数0.84である。図4にSTとA9ライナーを図5にライナー壁面冷却構造を示す。壁面冷却用空気が800℃と高温なため、インピンジングとフィルム冷却を複合化した構造にした。

3 燃焼実験

3-1 実験条件

表2に実験パラメータおよび実験条件を示す。代表値は、開発ガスタービンの再熱燃焼器設定条件を模擬した条件である。圧力8ata、その他は代表値の条件で基準ライナーと短縮ライナーの性能を評価することで、燃焼器短縮化の性能を調べた。

3-2 短縮ライナー改造経過（吹消え特性）

燃焼器作動条件は低酸素であるが800℃では、常温で酸素濃度21%の空気条件と同様の燃焼性能が得られるとの報告がある³⁾。基準ライナーは、このような燃焼性能からすれば少し余裕のある長さとなっている。

ライナーを短くする手段として、スワラ径を小さくして保炎領域を短かくすることとした。航空ガスタービン用アニュラ燃焼器の研究結果⁴⁾を基に燃焼領域を65%、希釈領域を85%に短縮した。

改造は、スワラのみライナー（M0は6個）、（A0は5個）から一次空気孔、二次空気孔を開孔して最終型A9まで行った。M0からA6までは、主として大気圧、UL（ライナ一流速）15m/sで燃料希薄側の吹消え実験によって改造を行った。図6に各ライナーの吹消え当量比を示す。一次空気孔や希釈空気孔を開孔することにより、保炎部の流速が遅くなるに従い保炎性能が向上している。スワラからの空気流速がライナー開孔総面積に反比例するとし、保炎部平均当量比がスワラと一次空気孔面積に反比例するとして吹消えを整理すると、図7と

図8 吹消え（保炎部に注目）なる。ライナーMを除いて殆ど当量比0.6付近で吹消えている。図に示していないが基準ライナーでは、スワラ流速が39m/sで当量比が殆ど零になるまで吹消えない。ライナーST、A7、A9については圧力3ataでの比較を示す（図8）。この三つのライナー開孔面積は、ほぼ等しいが、A9に性能の向上がみられた。この違いは、ライナーA9に抑制板を取り付けたことによる。スワラからの空気流速が20%遅くなって、吹消え性能がライナーA7より大きく改善された。

3-3 改造経過（燃焼完了長さ）

燃焼完了位置は、ライナー断面平均CO（一酸化炭素）濃度がライナー後方に向かって変化しなくなるような位置とした。大気圧、流速15m/s、その他は代表条件で、内部ガス分析を行い、A0-A3のライナー内部CO濃度を図9に示す。希釈空

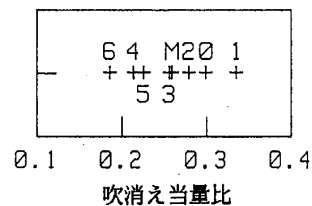


図6 燃料希薄吹消え (UL=15m/s)

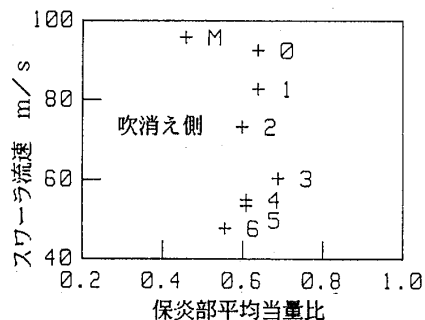


図7 吹消え（保炎部に注目）

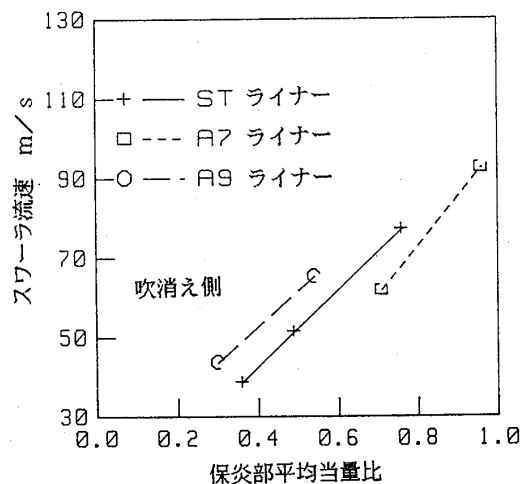


図8 吹消え（保炎部に注目）

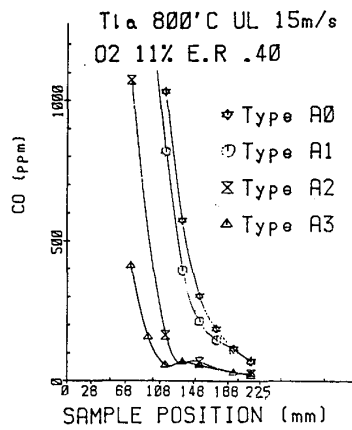


図 9 各種ライナー

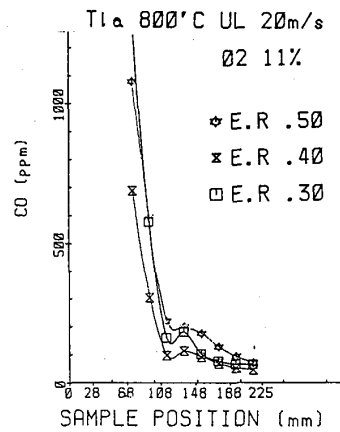


図 10 A3ライナー

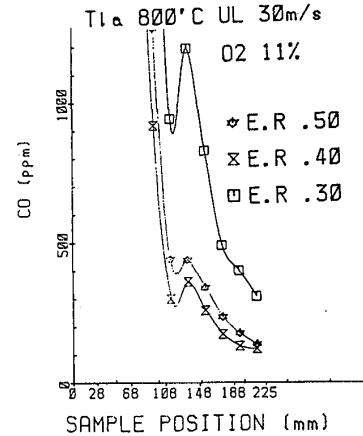


図 11 A3ライナー

気孔を設けたA2, A3ライナーでは、空気孔の近くで燃焼が終了している。

A3ライナーを例に代表条件を基に当量比、温度、流速を変化した時のCO濃度を示す。流速20m/sで当量比を0.3-0.5に変えても燃焼完了長さは変わらないが、30m/sでは燃料濃度が希薄の時にCO

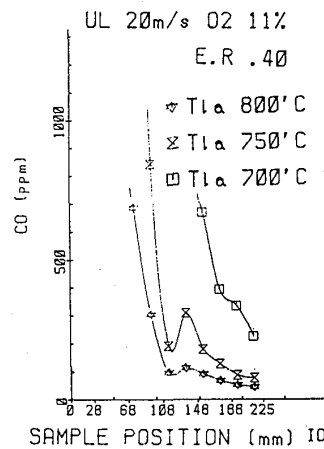


図 12 A3ライナー

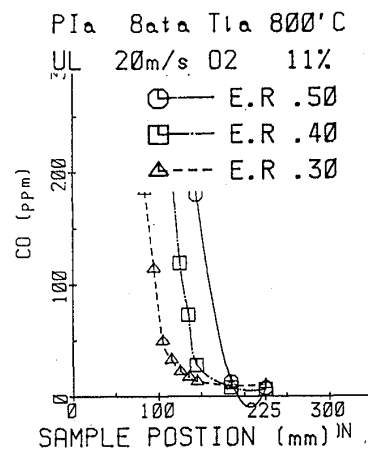


図 13 A9ライナー

が増加する(図10、11)。図12 A3ライナー 図13 A9ライナー
保炎領域から反応領域に空気が少し過剰に入っているものと思われる。入口空気温度を700℃に下げたときに燃焼領域が延びる一因になっている(図12)。希釈空気孔を拡大し、スワールからの空気量を抑制板で制限したA9ライナーでは、図13に示すように、A3ライナーと逆に燃料濃度の濃い条件で燃焼領域が延びている。

3-4 基準ライナーとA9ライナーの比較

大気圧条件での基準ライナーの当量比、温度、流速を変化したときのCO濃度を図14、15、16に示す。燃料の増加に従って燃焼完了長さも長くなっている。実験範囲での燃焼完了長さは温度と流速による影響が少ない。代表条件の燃焼完了位置は、約300mmである。

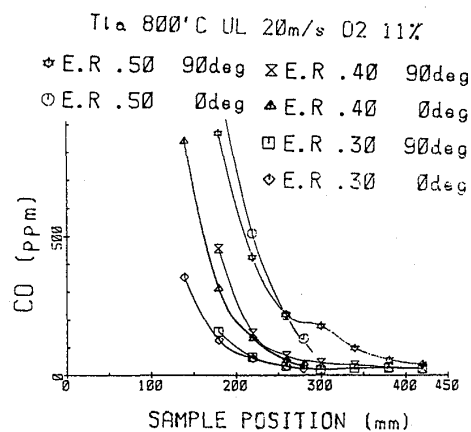


図 14 STライナー

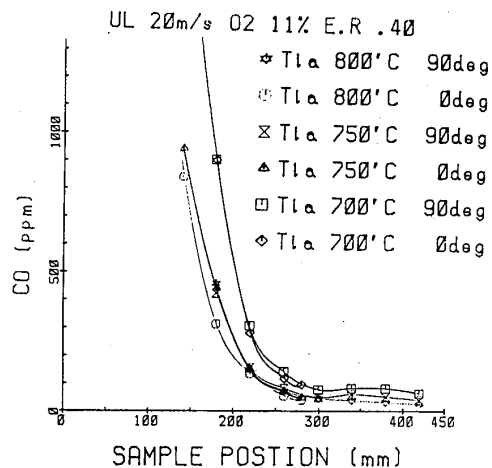


図 15 STライナー

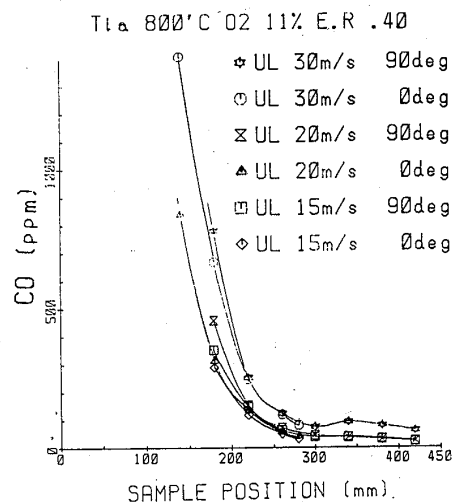


図 16 STライナー

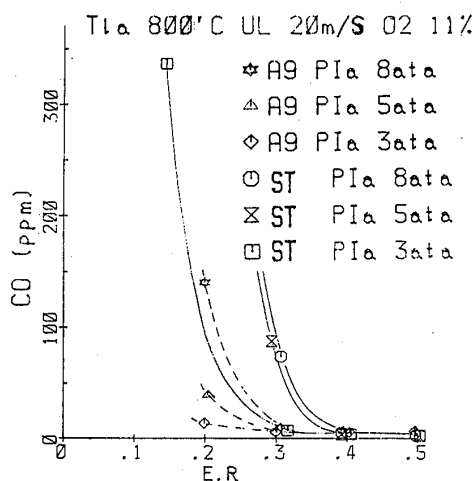


図 17 STとA9の比較

○ 圧力上昇の影響

図 17 に圧力条件をパラメーターとし、当量比を横軸に出口 CO 濃度を示す。両ライナー共に圧力の高いほど低当量比側で CO 排出量が多い。図 18 に入口圧力 5 ata、流速 20 m/s における内部の CO 濃度を示した。燃焼完了長さは A9 ライナーでは当量比による変化はないが、基準ライナーでは当量比 = 0.3 で長くなっている。

図 19 は代表条件における圧力依存性を示している。A9 ライナー、基準ライナー共に、内部の燃焼状況は圧力によって変わらないも

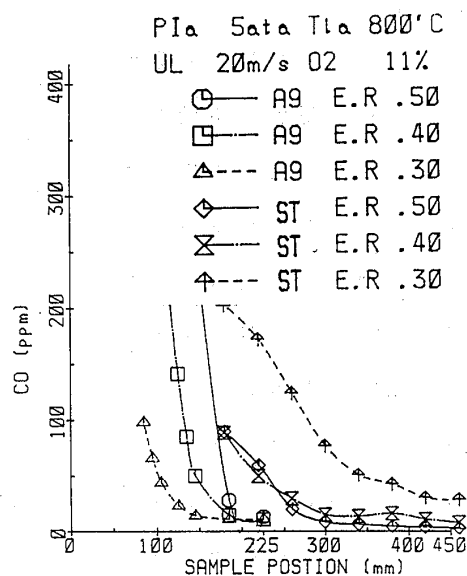


図 18 STとA9の比較

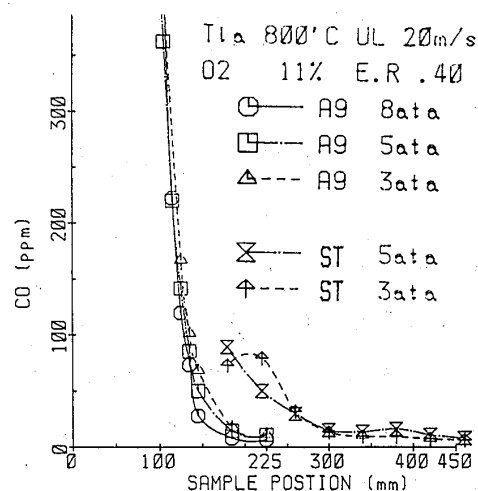


図 19 STとA9の比較

のと考えられる。いずれも燃焼領域は、スワラ外径の2.5倍程度であり、混合律速での燃焼と推定される。なお、全実験範囲にわたって両燃焼器共に窒素酸化物の発生は殆どなかった。

○ 燃焼負荷率

燃焼負荷率は、A9ライナー燃焼完了長さ(130mm)で 2.5×10^7 、ライナー長さ(225mm)で 1.5×10^7 、基準ライナー燃焼完了長さ(200mm)で 1.6×10^7 、ライナー長さ(450mm)で 0.7×10^7 Kcal/(m³Hrata)である。

○ 希薄側吹消え限界

3から8ataの希薄側吹消え限界を図20に示す。圧力上昇と共に吹消え易くなった。何れの条件に於いてもA9ライナーが基準ライナーに優っている。基準ライナーでは圧力上昇とともに風速の影響が少なくなり当量比一定に近づく傾向がある。

○ 燃焼器出口温度不均一率

燃焼器出口温度不均一率は出口最高温度と出口平均温度の差を燃焼器出入口温度差で除した値である。図21に示すようにA9ライナーでは、圧力、風速に殆ど影響されず1.4の値になった。マルチスワラ形式のA9ライナーでは、燃焼領域を分散させて、ライナー前方のセ

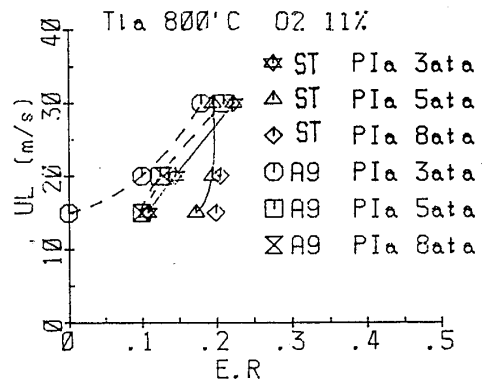


図20 吹消え(圧力変化)

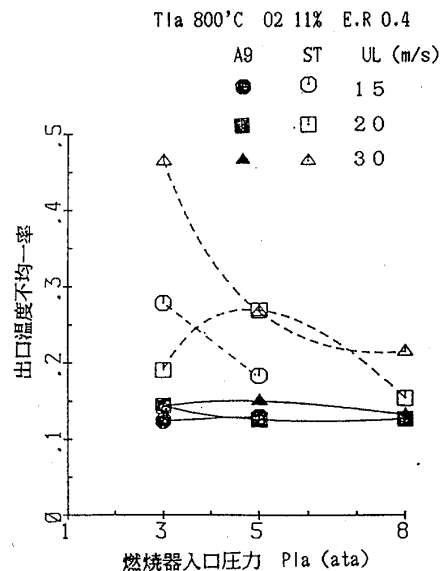


図21 出口温度不均一率

ンタークーンを取り付けることにより容易にライナー中心部分への空気の導入が可能である。希釈空気孔を適切に配置すれば1.4より減ぜられる可能性が大きい。基準ライナーにおいても圧力上昇によって不均一率の減少が観察された。

4 まとめ

ガスタービン再熱燃焼器の実験をマルチスワラ形式燃焼器で行い次のことが得られた。

- 1) 高温低酸素空気供給装置において、低酸素を得るための噴霧水の蒸発装置および圧力制御に係わる排気冷却法の改善例を示した。
- 2) マルチスワラ燃焼器のライナー開孔と燃料希薄吹消え状況の資料を得た。

- 3) スワロー空気流速を抑制により燃料希薄吹消え限界が向上した。なお、再熱燃焼器では窒素酸化物の発生が殆どないので、保炎部をより燃料過濃にした希薄側吹消え対策も有効である。
- 4) マルチスワロー燃焼器で燃焼器短縮化の資料を得た。
- 5) 高温低酸素条件でメタンを燃料にした圧力8 a t aまでの燃焼領域長さに対し、圧力の効果は少ないことが判った。これは大気圧実験による燃焼器開発の参考となる
- 6) 出口温度不均一率も圧力上昇による効果は少ない。

5 あとがき

本研究は、通産省工業技術院によるムーンライト計画、高効率ガスタービンの開発に関連して行ったものである。ここに関係者各位に対し感謝の意を表します。

参考文献

- 1) 竹矢; ガスタービン学会誌, 8巻30号(1980/9)pp.3-12
- 2) 田丸, 他; ガスタービン学会誌, 15巻59号(1987/12)pp.35-44
- 3) Mori, K., et al.; Trans. ASME, J. Eng Power, Vol. 104, (1982/1)pp.1-8
- 4) 田丸, 他; 航技研資料, TM-448 (1981/10)

A-5 高負荷なガスタービン燃焼器の設計手法

* 田丸 卓 (航空宇宙技術研究所)

下平一雄 (航空宇宙技術研究所)

1. まえがき

現在ガスタービン燃焼器の設計法に関してまとまった文献はきわめて少ない。鈴木(邦)による実際的な設計手法^{1,2)}はガスタービン燃焼器を開発したことのないメーカーにもそれを可能にする有用なものであった。一方、最近の技術的進歩により、冷却タービンの採用やすぐれた冷却構造が採用されるようになり、また燃料供給法にも信頼できる資料がそろってきた。ここではそれに応じて従来の設計法を見なおして、より汎用性のある燃焼器設計法を提示するとともに高負荷化燃焼器の設計の方向をさぐる。

2. 燃焼器設計法概略

一般的な燃焼器設計の手順は、エンジン全体のレイアウトや設計要求条件に合わせた燃焼器形式を選択し、燃料供給、主要寸法、ライナ開口面積と配分の決定、保炎・燃焼・混合の検討、ライナ壁冷却法の選択などを行う。この間繰り返し前の設定を見なおし、全体にバランスをとった設計として完成させる。以下に設計手順に従って設計法の検討を行う。

(1) 燃焼器形式と作動条件

燃焼器の形態は環状、多筒、単筒、あるいは直流、逆流など各種あるが燃焼器概略寸法決定上は大きな違いがないためここでは特定しない。燃焼器作動条件の代表的なものとして図1に航空エンジンFJR710/600^{1,9)}の例を挙げる。

(2) 燃料供給

燃料供給方式には大別して圧力噴霧型と気流微粒化型の2種類ある。前者は加圧ポンプにより容易に燃料噴霧が得られる利点があって広く用いられている。この噴霧平均粒径SMDは吐出圧と流量に依存して、たとえば次式³⁾で表される。

$$SMD = 7.3 \sigma_f^{0.6} \nu_f^{0.2} m_f^{0.25} / \Delta P_f^{0.4} \quad (m) \quad (1)$$

ここで σ_f 、 ν_f および m_f はそれぞれ燃料の表面張力〔kg/s²〕、動粘性係数〔m²/s〕および質量流量〔kg/s〕である。 ΔP_f は燃料吐出燃圧で、

$$\Delta P_f = \{(\text{ポンプ吐出圧}) - (\text{管路・制御系等圧損}) - (\text{燃焼器内圧})\}$$

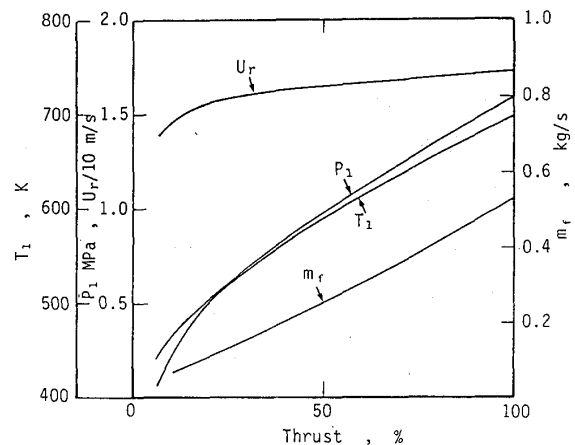


図1 FJR710/600エンジンの燃焼器作動条件
(T_1 :燃焼器入口空気温度, P_1 :燃焼器入口空気全圧
 U_r :代表断面平均風速, m_f :燃料供給量)

である。エンジン設計が高圧力比となるにつれポンプ能力などの限界から ΔP_f が十分大きくとれない事態が生ずる。したがって高圧力比型ガスタービンでは広い圧力範囲をカバーするターンダウンレシオが十分にとれず、低負荷時に微粒化特性が劣化し未燃焼排出物が増大し易い。ちなみにFJR710/600では最大出力時の ΔP_f はポンプ最大吐出圧の15%であった。

一方、気流微粒化型にも気流によって微粒化される液体の状態によって膜形成(Prefilm)型と単純噴射(Plain-jet)型の2種類がある。それら燃料微粒化構造の例をそれぞれ図2の(a),(b)に示す。それらの方法による燃料微粒化平均粒径は、それぞれ

$$SMD = M \cdot \left(0.073 \left(\frac{\sigma_f}{\rho_a U_a^2} \right)^{0.6} \left(\frac{\rho_f}{\rho_a} \right)^{0.1} D_p^{0.4} + 0.015 \left(\frac{\mu_f^2 D_p}{\sigma_f \rho_f} \right)^{0.5} \right) \quad (2)$$

$$SMD = M^{1.70} \left(0.95 \frac{(\sigma_f m_f)^{0.33}}{\rho_f^{0.37} \rho_a^{0.30} U_R} + 0.13 \left(\frac{\mu_f^2 D_0}{\sigma_f \rho_f} \right)^{0.5} \right) \quad (3)$$

で表される⁴⁾。ここで $M = [1 + \{m_f / (m_a)_p\}]$ 、 D_p と D_0 はそれぞれ、膜形成器の代表直径(図2(a)参照)とPlain-jetの初期液滴径[m]、 P_a と ρ_f は空気と燃料の密度[kg/m³]、 μ_f は燃料の粘度[kg/(m·s)]、 U_R は気流と燃料との相対速度[m/s]である。式(2)と(3)を図1のエンジン作動条件に適用して微粒化粒径を計算し式(1)による圧力噴霧による粒径と比較した結果を図3に示す。使用した燃料物性値は表1に示す。これらの計算で微粒化用空気流速は、ライナ内外の圧力差を P_1 の2%として求めた。空気流速は全作動域で比較的变化しない(図1参照)ため、気流微粒化方式の場合はエンジン作動範囲全域で良好な微粒化性能を示している。Plain-jetの場合には相対的に m_f が減少するためわずかではあるが低負荷となるに従って微粒化性能は向上する傾向にある。高圧力比エンジンの燃焼器では P_1 が大きいため全圧損失率 $\Delta P/P_1$ を低く保っていても微粒化用風速増大に重要な ΔP の値が大きくとれる。これらのことから高圧力比の燃焼器では、燃料気流微粒化方式がきわめて有利である。

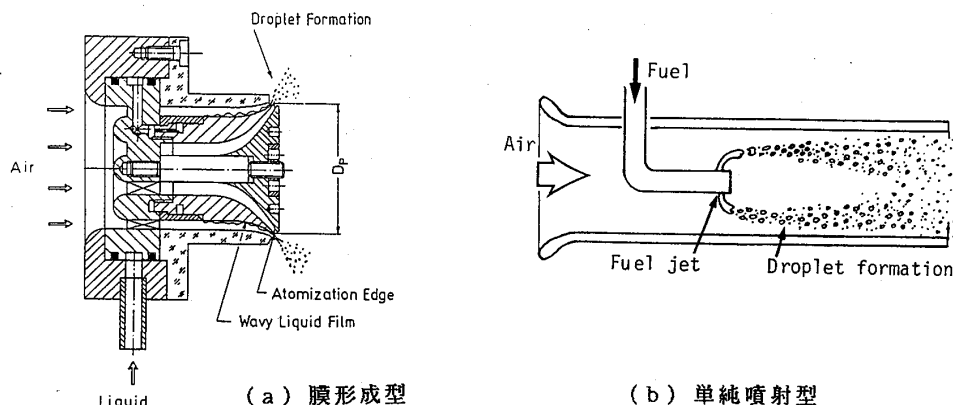


図2 燃料の気流微粒化方式

膜冷却(prefilming)方式と単純孔(plain-jet)方式とを比較した場合微粒化性能上は前者がすぐれているが、実際の燃焼器に適用する上では前者の要求する薄く均一な液膜を気流の間に形成させることは必ずしも容易ではない。

(3) 主要寸法決定

① ライナ直径 燃料は全量一次燃焼領域に供給する。そのためその供給空気量 $(m_a)_p$ は酸素消費効率が急減する許容最低空燃比 (約8)⁵⁾ または煤生成の著しくなる混合比⁶⁾ (空燃比約10) から決定する。すなわち全体空燃比 $m_a/m_f = n$ とすると、

$$\frac{(m_a)_p}{m_f} = \frac{(m_a)_p}{m_a} \cdot \frac{m_a}{m_f} > 10$$

$$\therefore \left(\frac{(m_a)_p}{m_a} \right)_{\min} = 10/n \quad (4)$$

ライナ直径 d_L (断面積 A_L) は噴霧燃焼研究⁷⁾などを参考にして安定保炎平均を行える風速 $(U_L)_p$ から決定する。

$(m_a)_p = \rho_a A_L (U_L)_p$ であるから

$$d_L^2 = \frac{4}{\pi} \frac{(m_a)_p}{\rho_a (U_L)_p} \quad (5)$$

すなわちライナ直径は保炎風速によって決める。経験的にこの風速が大きいと高空再着火や始動などの条件での性能が劣化する。また小さすぎると排煙増大やライナ内の炭素堆積の原因となる。式(4)より温度上昇の大きい燃焼器ほど全体空燃比 n が小さくなるため U_L を大きくとる必要がでてくる。この d_L の値は以降の圧力損失値などを参照して見直す。

② 外筒寸法と圧力損失 外筒寸法はライナ断面積/外筒断面積の比 A_L/A_r が0.4~0.6のとき最も圧力損失係数が小さい⁸⁾とされてきた。その算出にはライナ壁厚を無視していた。小型燃焼器や複雑な冷却構造のようにライナ壁厚が無視できない場合には環状通路断面積がライナ断面積と同様の面積比となるように定める。すなわち $A_L/A_r = U_r/U_L = 0.6$ としていたものは壁厚 t のとき

$$\left(\frac{d_r}{d_L} \right)^2 - \left(1 + \frac{2t}{d_L} \right)^2 = 0.67 \quad (6)$$

の関係から外筒内径 d_r を決定する。 $U_r = 0.6U_L$ であってもこの方法に従うと燃焼器の冷却構造などにより通路面積が異なるため U_r は $A_r (= \pi d_r^2/4)$ に基づく数値

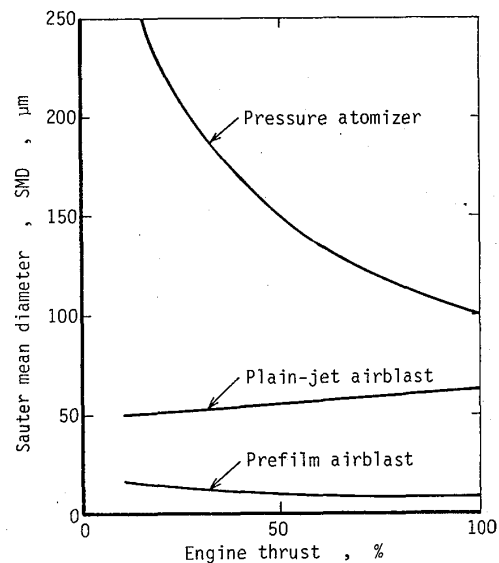


図3 微粒化方法の違いによるサウタ平均粒径 (作動条件は図1)

表1 使用燃料物性値 (灯油相当)

表面張力	$\sigma_f = 0.02504$	kg/s ²
密度	$\rho_f = 790$	kg/m ³
粘度	$\mu_f = 2.26 \times 10^{-3}$	kg/(m·s)
動粘度	$\nu_f = 3.37 \times 10^{-6}$	m ² /s

とはならない。

燃焼器全圧損失係数 $\Delta P/q$ はつぎのようである。

$$\frac{\Delta P}{q} = \frac{\Delta P}{P_1} \cdot \frac{P_1}{q} = \sigma \frac{P_1}{q} \quad (7)$$

ここで一般に $q = \rho_a U_L^2 / 2$ であるが上の理由から U_L を基準にもちいることが望ましい。全圧損失率 $\sigma = \Delta P/P_1$ は通常 3 ~ 8 % であるが、高圧力比エンジンでは P_1 が大きいので ΔP の絶対値は以前より大きな値となっている。特に燃焼器出口側のタービンやその入口ノズルの冷却用に空気を燃焼器外筒とライナ間の環状流路より抽気する場合は、相応の ΔP を要求される。 ΔP の増大は前述の燃料気流微粒化や複雑な冷却構造を用いる場合は有利である。 $\Delta P/q$ は 20 ~ 90 (U_L を基準とするとこの 0.36 倍) の値が普通であって高圧力比のものほど高い値である。

③ 燃焼器長さ 鈴木^{1, 2)} は燃焼器を一次燃焼領域、主燃焼領域、稀釈領域に分けて燃焼器長さを決定した。最近の高圧高負荷燃焼器では燃焼と壁面冷却に空気を多く使用するため稀釈空気量が比較的少ない。そのため出口ガス温度分布も稀釈空気温度調整するのではなく、燃焼器内を 3 次元的に有効に使い、燃焼領域の調整によって整えるのが有利である。したがって燃焼器長さとして全長 l を考え、その範囲内で燃焼が完結し、出口ガス温度分布が要求形状になっているよう設計を行う。この見積りのため複雑な流れ場の中で微粒化された燃料の気化・燃焼がどの時点で完了するかを知ることが重要である。

経験的にライナ長さ l を決定するファクタとして空気負荷率 Ω を考える。これは、一定容積 V の燃焼器に圧力 P_1 、温度 T_1 の空気をどれほど送り込めるかを表す指標である。空気負荷率については $T_1 =$ 一定とした実験データが多い⁹⁻¹¹⁾ が、次のような温度依存性を含んだ関係式¹²⁾ が実機燃焼器の現実によく合う¹⁰⁾。

$$\Omega = \frac{m_a}{V(P_1/P_0)^k \exp(T_1/T_0)} \quad (\text{kg/m}^3\text{s}) \quad (8)$$

文献¹¹⁾ では $k=1.8, T_0=300\text{K}$ としている。 P_0 は大気圧である。 P_1 が高圧の場合の k の値の信憑性については未だ十分に調べられていない¹³⁾。これを用いて実機燃焼器や燃焼負荷率限界を調べた攪拌反応器 (Stirred reactor) の実例について燃焼効率の傾向を示したものが図 4 である。これにより設計値としてとるべき Ω のオーダがわかる。高空再着火特性などを重視する場合は Ω を小さめの値に選定する。作動パラメータから言うと高空再着火条件は Ω 値が設計点 (通常、最大負荷点) の 100 倍にも相当する¹⁴⁾。ただしこのとき燃焼効率 η_c は必ずしも高いことを要しない。

理想気体の関係をつかって式 (8) を変形すると

$$\Omega_0 = \frac{U_L}{R l (P_1/P_0)^{k-1} T_1 \exp(T_1/T_0)} \quad (\text{s/m}^2) \quad (9)$$

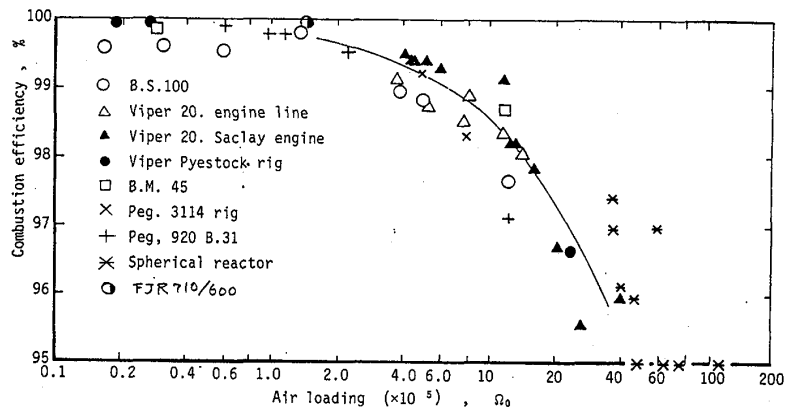


図4 空気負荷率と燃焼効率 (Original figure¹²⁾)

ここで $R=287 \text{ m}^2/\text{s}^2\text{K}$ である。ここでも燃焼負荷率を決める因子は長さ l に対する U_L であることがわかる。燃料の微粒化、混合、それに基づく高負荷燃焼で l が短くできれば、あるいは U_L の大きい燃焼室内で完全燃焼ができれば Ω_0 を大きい値にとれる。その際、再び U_L を経験値などを参考に見なおし圧力損失との兼合いをみながら全体的な検討を行う。一般的に最近の燃焼器は $l/D_L = 2 \sim 4$ の値で巾広 (d_L 大)、短縮 (l 小) の傾向にすすみつつある。これは気流微粒化方式の採用による燃料微粒化特性向上とそれに伴う火炎の短縮化による所が大きいと考えられる。

(4) ライナ開口面積とその配分

最近の燃焼器は全圧損失係数を大きくとっているため内/外筒間の環状通路の空力的抵抗値は比較的小さく圧力損失はライナ開口面積によってほぼ決定的となる。詳細には各開口部の形状、位置、その前後の流れの状況によって流量係数が異なってくる。開口面積の配分は大まかには、一次燃焼領域の混合気濃度から決定される空気量 (m_a)、燃焼器要求温度上昇と冷却空気量から決まる希釈空気量、残りが主燃焼用空気となる。最初はそれらの関係から比例的に開口面積配分を決定する。次に各開口部を通る流線が燃焼器入口から出口に至るまで、どの開口部を通るかを電気抵抗並列回路に見立てて計算を行う¹⁵⁾。

ライナ開口部の流量係数はDittrichによると Flow Parameter (FP)¹⁶⁾ によって表せるが、全長 l が短く、全圧損失係数が大きい最近の高負荷燃焼器ではFP値が大きく、流量係数はほぼ一定の値とみなせる。

一例として図5に示す

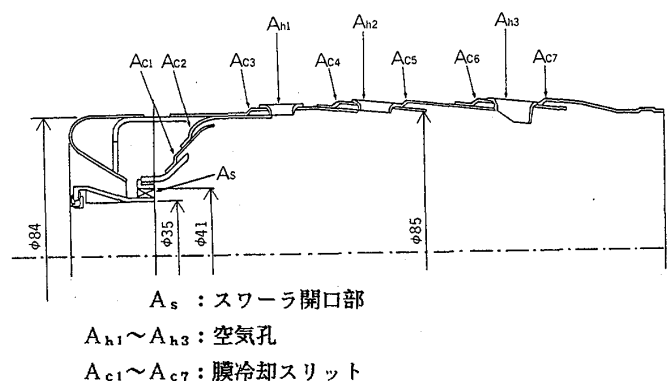


図5 筒形燃焼器Eの開口部

形態で表2の開口面積をもつ筒形燃焼器ライナの全圧損失係数を求めている。流量係数 C_d をFPの十分大きい値として冷却孔を0.6¹⁶⁾、それに傾きの修正¹⁷⁾を加えると0.67、案内筒のついた空気孔を0.9とすると $\Delta P/q=45$ となる。なおスワラの圧損計算式はKnight¹⁷⁾によった。実測値は図6のようである。図6中に示すライナGとFは上記ライナEと全く同様の上流部(図5の A_{h1} より左)をもつもので、Gは図5に示すライナと同じ冷却構造であるが、筒部が長く膜

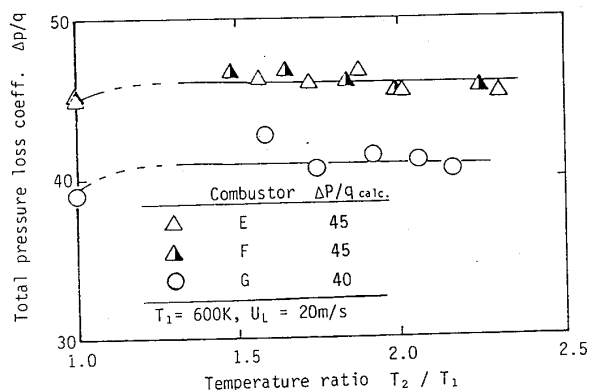


図6 筒形燃焼器ライナの全圧損失係数計算値と非燃焼時および燃焼時(燃料=メタン)の実測値

冷却スリットが3列多い。したがってEより全体開口面積は9%多い。ライナFはライナEとほぼ等価の開口面積である。このライナ筒部冷却構造が図7(b)に示すように2重壁でありインピンジメント冷却孔(面積 A_1)を通ったスペントフローが膜冷却孔(面積 A_2)を通る。冷却部の等価開口面積 A を $1/A^2 = 1/A_1^2 + 1/A_2^2$ として計算した。

この等価回路方式による圧力損失計算は等温流を仮定しているが、図6の実験結果は、燃焼による温度比の影響がほとんど表れていない。上の計算による各開口部流量配分結果を表2の最右欄に示す。

表2 ライナEの開口部分(全圧損失係数 $\phi=45$)

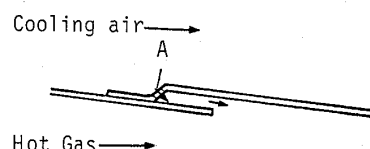
開口部	形態	面積 (mm ²)	流量割合 (%)
A_s	羽根角度47.2°	228	13.7
A_{h1}	$\phi 7.3 \times 6$ 個	251.1	12.9
A_{h2}	$\phi 8.1 \times 6$ 個	309.2	16.0
A_{h3}	$\phi 10 \times 3$ 個	235.6	11.8
A_{c1}	$\phi 1.1 \times 72$ 個	68.4	4.2
A_{c2}	$\phi 1.1 \times 54$ 個 $\times$ 2列	102.6	6.6
A_{c3}	$\phi 1.3 \times 84$ 個	111.5	7.1
A_{c4}	$\phi 1.3 \times 102$ 個	135.4	9.1
A_{c5}	$\phi 1.3 \times 96$ 個	127.4	8.3
A_{c6}	$\phi 1.3 \times 72$ 個	95.6	5.8
A_{c7}	$\phi 1.2 \times 72$ 個	81.4	4.9

(5) 要素設計

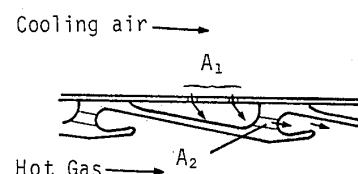
紙面の制限から要点のみ述べ文献を挙げる程度にとどめる。

スワラ: スワラ設計に関する文献は少ない。種々の形態のスワラに対する保炎形状は鈴木が示している¹⁸⁾。軸流および輻流スワラの基本的な空力的設計はKnight¹⁷⁾に従うことができる。

空気孔: 空気孔の大きさおよび配置は最も重要であるが定量的に決定できる資料は十分でない。第1列



(a) 膜冷却構造(ライナE, G)



(b) 複合冷却構造(ライナF)

図7 ライナ冷却構造

空気孔はスワローのつくる再循環領域をこわさずスワローのみでは不十分な一次燃焼領域空気量を補填するよう、空気流入量、貫通距離および位置を定める。

第2列以降の主燃焼領域位置の空気孔は供給燃料が完全燃焼するよう十分な貫通度と分配をはかって噴流を形成さす。貫通距離などについては多くの研究がある¹⁹⁾。

この貫通距離もライナ内の燃焼ガス流速 U_g と、圧力損失 ΔP によって決まる U_g が貫通距離決定の大きな要因である。

冷却構造： 一般的には膜冷却構造が最も実績があり、製作後の部分的冷却能力強化の小改修も容易である。膜冷却構造は図7(a)に示す構造である。その有効冷却長さや冷却効率 η_F を求める式は多くの研究者によって提示されてきている。しかしいづれの式も実用上は大差ない¹⁵⁾。

更により少ない空気量でライナ壁温を押さえるには膜形成を効果的に行う方法²¹⁾や高温強度をもった材料でセグメント構造の壁を形成し、熱応力の緩和とフィンによる対流冷却と膜冷却を組み合わせた複合冷却による新冷却構造がある²²⁾。この場合には同一壁温でも膜冷却の場合の $1/2$ 以下に冷却空気量を減らせるという報告がある。

3. まとめ

高負荷な燃焼器設計のため最も重要な燃料微粒化と圧力損失の問題に重点をおいて設計上の考察を行った。

- 1) 圧力噴射弁による燃料噴霧粒径はエンジン出力が低負荷になるに従って急激に増大するが、気流微粒化方式の場合は低負荷条件でもきわめて良好な微粒化特性を示す。
- 2) 燃焼器寸法決定で最も基本的なパラメータは U_L と ΔP である。これらによってその燃焼器の、燃焼効率（作動範囲）、圧力損失、出口温度不均一率と燃焼負荷率（燃焼器長さ）、耐久性（ライナ壁冷却構造性能）等の達成レベルが決定的となる。したがって全圧損失係数も U_L に基づいて表示するのが望ましい。特にライナ壁が比較的厚い小形の燃焼器では外筒断面 A_r を基準とした全圧損失係数表示は不都合である。
- 3) インピンジ膜冷却構造ライナの燃焼器全圧損失係数も膜冷却ライナ同様、等価面積として等温条件等価回路方式で求めることができる。
- 4) 燃焼器長さは、全長を実測データ燃焼負荷率 Ω から求めることができる。厳密には流れの中の噴霧燃焼完了長さのデータが要望される。
- 5) 空気孔位置／寸法の定量的決定法が今後の研究課題である。

本研究の一部で通産省工技院によるプロジェクト「高効率ガスタービンの研究開発」に関連して得たデータを使用した。

参 考 文 献

- (1) 鈴木邦男; ガスタービン燃焼器の設計(1)~(4), 内燃機関 21 巻 1 ~ 5 号(1982/1 ~ 5) (2) 鈴木邦男; ガスタービン燃焼器設計・開発の実際(1)~(4), 内燃機関 21巻11~15号(1982/9 ~12) (3) Radcliffe, A.; Fuel Injection, High Speed Aerodynamics and Jet Propulsion, Vol. X I, Sec.C., Princeton Univ. Press., N.J., 1960 (4) Lefebvre, A.H.; Airblast Atomization, Prog. Energy Combust. Sci., Vol.6 pp. 233-261 (5) 大塚貞吉, 他 4 名; ガスタービン用缶形燃焼器における燃焼ガス組成と燃焼状態、日本機械学会 790回動力講演会前刷 (昭44/6)、または鈴木(邦), 他 3 名; ガスタービン燃焼器、航技研報告TR-208, (1970/9)
- (6) Macfarlane, J.J., Holderness, F.H., Whitcher, F.S.E.; Soot Formation Rates in Premixed C₅ and C₆ Hydrocarbon-Air Flame at Pressures up to 20 Atmospheres, Comb. Flame, 8-3(1964)215-229 (7) Nakabe, K., Mizutani, Y. & Tanimura, S.; Burning Velocities of Premixed Sprays and their Coburning Characteristics, 87-Tokyo-IGTC-44 (8) Graves, C.C. & Grobman, J.S.; Theoretical Analysis of Total-Pressure Loss and Airflow Distribution for Tubular Turbojet Combustors with Constant Annulus and Liner Cross-sectional Areas, NASA Report 1373, 1958pp.1-26 (9) Longwell, J.P., & Weiss, M.A.; High Temperature Reaction Rates in Hydrocarbon Combustion. Ind.Eng.Chem.47, (1955) 1634-1643 (10) Herbert, M.V.; AGARD Combustion Researchsand Reviews. A Theoretical Analysis of Reaction Rate Controlled Systems. Agardograph No.15, Butterworths, London (1957) pp.76-111 (11) Clark, A.E., et al.; Combustion Process in a Spherical Combustor, Tenth Symposium (International) on Combustion, Combustion Institute, 1965, pp.1151-1166 (12) Parnell, E.C. & Williams, M.R.; A Survey of Annular Vaporizing Combustion Chambers, Cranfield Intn'l Symp. Series, Vol. II, Combustion and Heat Transfer in Gas Turbine Systems, Norster, E.R. ed., Pergamon Press. (1969/4) pp.91-104 (13) Tamaru, T., et al.; Combustion Instability of a Gas Turbine Combustor Up to 50-Atmosphere Condition, ASME 86-GT-175 (14) Hawthorne, W.A. & Olson, W.T. ed; Design and Performance of Gas Turbine Power Plants, Princeton Univ. Press. (1960)
- (15) 田丸、他 9 名; FJR710/600エンジン用燃焼器, 航技研資料 TM483(1983/2) pp.40 (16) Dittrich, R.T. & Graves, C.C.; Discharge Coefficients for Combustor-Liner Air-Entry Holes, I — Circular Holes with Parallel Flow, .NACA TN 3663 (1956) (17) Knight, H.A. & Walker, R.B.; The Component Pressure Losses in Combustion Chambers, London: Her Majesty's Stationary Office, R. & M. No.2987, (1957) pp.1-34 (18) RC-SC51 燃焼装置の合理的設計手法研究分科会研究成果報告、日本機械学会(1982/9) pp.22-32 (19) Lefebvre, A.H.; Gas Turbine Combustion, Hemisphere, 1983, pp.531 (20) Matsuki, M. & Takagi, K.; Research and Development of Turbofan Engine FJR710-Updating, 1983 Tokyo International Gas Turbine Congress, IGTC-111, 1983 (21) Sturgess, G.; Gas Turbine Combustor Design Challenges for 1980's, AIAA-80-1285(1980/6)
- (22) Tanrikut, S. & Marshall, K.L.; Improved Combustor Durability — Augmented with Advanced Cooling Technique, AIAA-81-1354 (1981)

航空宇宙技術研究所 能瀬弘幸

1. はじめに

宇宙開発の歴史は、1957年のソ連によるスプートニクの打ち上げ以来ちょうど30年になるが、この間の発展は目ざましく、スペースシャトルあるいは大型衛星、惑星探査が実現した。一方、航空技術では、1903年のライト兄弟による飛行を元年とする84年の歴史の上に、ジェットエンジンの実用化を大きな原動力として、500人乗りの大型輸送機、マッハ数2の高速旅客機を実現している。これらの分野の技術進歩を基盤とし、21世紀の宇宙開発のあり様を変えるものとして、スペースプレーンの出現が期待されるようになってきた。

1981年に初飛行した第一世代の宇宙往還機であるスペースシャトルは、ロケット技術に、一部の航空技術を加えて、膨大な風洞試験及び飛行シミュレーション試験等を行って完成したものであるが、21世紀を目指す次世代の宇宙往還機としては、図1に示すように、ロケットを基盤とするものに加え、航空技術を活用した、各種の形式が考えられている。このうち、有人で、水平離着陸をし、地球周回低軌道と地上とを往復できるスペースプレーンは空気を酸化剤及び推進剤として利用するエアブリージング・エンジンを搭載した所謂宇宙飛行機と呼べるものである。このようなスペースプレーンの実現には、これまでに経験のない程の、高度な技術課題の克服が必要である。^[1]

本稿では、スペースプレーンの技術的な課題と展望について、特にその実現の成否を握る推進機関としてのエアブリージング・エンジンを中心に、概説することとしたい。

2. 我が国のスペースプレーン計画と諸外国の動向

2. 1. 我が国の計画

昨62年5月、宇宙開発委員会の長期政策懇談会は、「宇宙開発の新時代を目指して」と題する報告を出した^[2]。この報告で、我が国の20年の宇宙開発の歴史の上に、21世紀を目指した今後の20年間の長期的方針として、科学探査、通信、地球観測の拡充はもとより、我が国独自の有人宇宙活動の展開と、その恒久的宇宙施設としての、宇宙インフラストラクチャーの整備を21世紀初頭の目標とすることを提案している。スペースプレーン即ち、水平離着

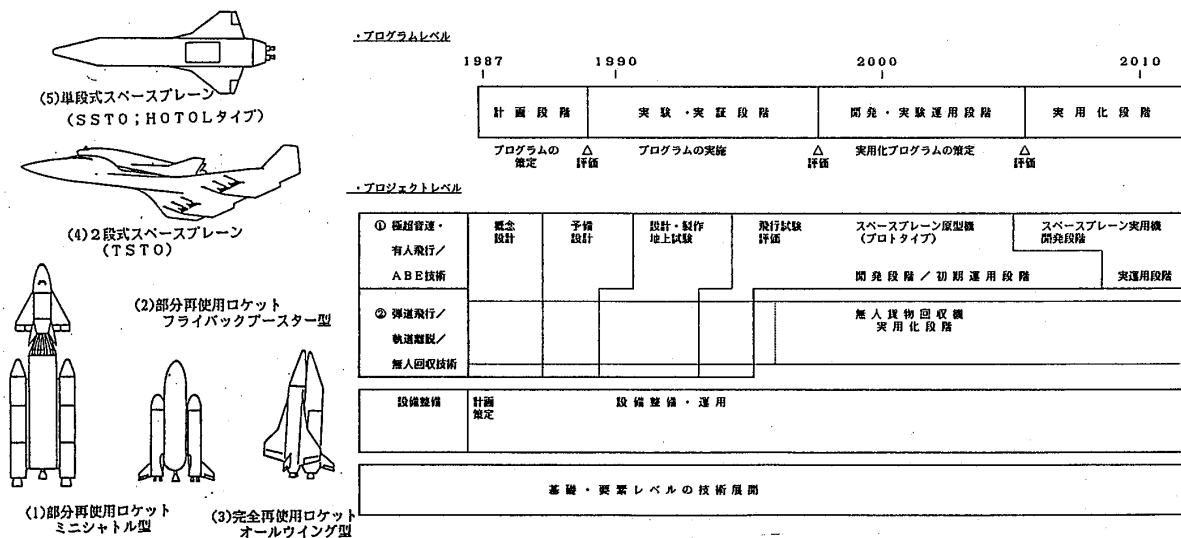


図1. 各種宇宙往還機形態

図2. 我が国におけるスペースプレーン研究開発フロー

陸型の有人宇宙往還機は、この宇宙インフラストラクチャーの中でも最も重要なテーマと考えられている。

科学技術庁研究開発局長の諮問機関として昭和61年11月に設置された「スペースプレーン検討会」は、その報告^[3]で、スペースプレーンが21世紀の我が国の有人宇宙輸送を担う、独自の輸送システムであり、長期的な計画で研究開発すべきものとし、中でも、まったく新しい推進機関である、エアブリージング・エンジンの技術を早期に確立する必要があることを報告している。図2は、約20年間を目処とした研究開発計画の基本構想であり、研究開発経費を大型設備を除いて約2兆円と見積っている。

2. 2. 諸外国の動向

表1は、欧米の水平離着陸宇宙往還機の開発計画である^[4]。米国のNASPは86年から政府予算により本格的な研究が進められている^[5]。(図3) 技術実証用実験機であるX-30(図4)は、ターボ系およびスクラムジェットを組み合わせたエアブリージング・エンジンにより、マッハ数12~20の高速まで加速し、宇宙へ飛び出すという、画期的な航空宇宙機である。(第一宇宙速度はマッハ数に換算して約25である) この計画は、酸化剤としての液体酸素の搭載量を大幅に低減できるエアブリージング・エンジンの実現ひとつにかかっていると見て、NASAをはじめ、PWA、Rocketdyne、Aero-jet社等で鋭意研究開発が進められている。

英国のHOTOLは、ヨーロッパの宇宙開発の将来を担うものとして、1984年British Aerospace (BAe)から発表された、水平離着陸の単段宇宙往還機である^[6]。西独が提唱するSANGER(ゼンガー)は、二段式の水平離着陸機である。これまでロケットが採用して来た多段式の考え方を取り入れ、

National Aero-Space Plane (NASP) Program

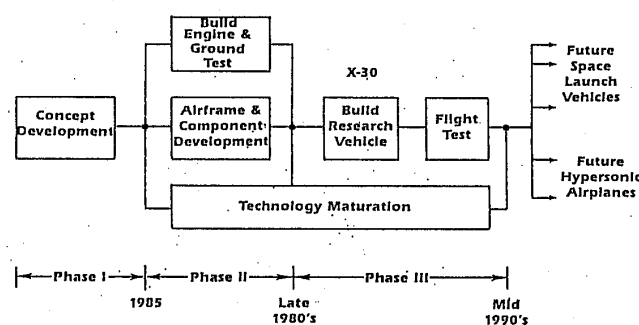


図3. 米国NASP計画スケジュール

図4. 米国NASPの実験機X-30



図4. 米国NASPの実験機X-30

国名	米 国	英 国	西 独	フランス
計画名称	NASP (National Aerospace Plane)	HOTOL (Horizontal Take Off and Landing)	Sanger Space Transport System	未定
機関	NASA/DARPA	BAe (R&R:エンジン)	DFVLR MBB	ONERA Aerospatiale
概要	形式 ・単段宇宙往還機 (SSTO) ・極超音速輸送機 (HST)	・無人単段宇宙往還機 ・無人操縦HST	・2段式宇宙往還機(TSTO) ・HST (ブースター改)	水平離陸往還機
規模・性能	・マッハ 25(宇宙往還機) 5~8(HST巡航) ・高度30~100 km ・東京~フシントンを2時間で結ぶ (HSTは太平洋横断のニューヨーク~ロスとなる)	・76×20 m ・200 t ・ペイロード=7 ton ・ロンドン~シドニーを2時間半	ブースター L=83 m S=40 m W ₀ =330 ton ・マッハ6.8 ・高度35 km HSTとして: 250人乗り 航続8000 NM オービター: W ₀ =65 ton ペイロード 2~4 t	未定
エンジン	・エアブリージングエンジン (ABE:ターボ系エンジン+スクラムジェット+ロケット)	・ABE: 空気液化エンジン	・ABE (ブースター)ターボラムジェット ・オービターはロケット	エアブリージングエンジン+ロケット (詳細未定)
開発計画	・1985~88:エンジン・要素研究開発 ・1989~93:実験機X-30開発/試験 ・1994年実験機開発 ・PWA Rocketdyneにエンジン研究開発委託	・1998年実用化を目標 (ESA計画として提案中)	・4~6年の技術研究の後開発へ移行 (ESA計画として提案中)	特に開発計画はなく技術研究の段階 HERMESは第一世代往還機として研究開発推進中

表1. 欧米のスペースプレーン研究開発動向

高速エアブリージング・エンジン搭載のブースターと、ロケット推進で宇宙へ到達するオービターとの組み合わせである。いずれの計画も、技術的には極めて挑戦的であり、研究開発も長期にわたるものとして、国際協力を含め大変な力を入れて推進している^[7]。

3. スペースプレーンの技術

スペースプレーンは、航空技術の基盤を用いながら、宇宙という、高速、高々度の目的地を目指すために、新しい技術的な発想が必要である。現用の航空機は、高々マッハ2.5、高度20 km程度が限界である。スペースプレーンは、速度マッハ25（第一宇宙速度 7.9 km/sec）、高度300 km以上を実現する必要がある、速度・高度共に現用最高の航空機の約10倍の性能をもたなければならないこととなる。その技術課題を技術分野で示すと図5のようになる。

エアブリージング・エンジンは、スペースプレーン実現のための鍵を握るものであるが、このエンジンにより、ロケットが自ら搭載する最重量物である酸化剤（液体酸素が代表的）の量を大幅に減らすことが出来、このため、主翼や離着陸のための重量構造物、あるいは、エアブリージング・エンジンなどを持ったまま、宇宙に到達することが可能となる。

図6に、

スペースプレーンの代表的な飛行経路を示したが、ロケット打上げのスペースシャトルとの相違が明らかである。

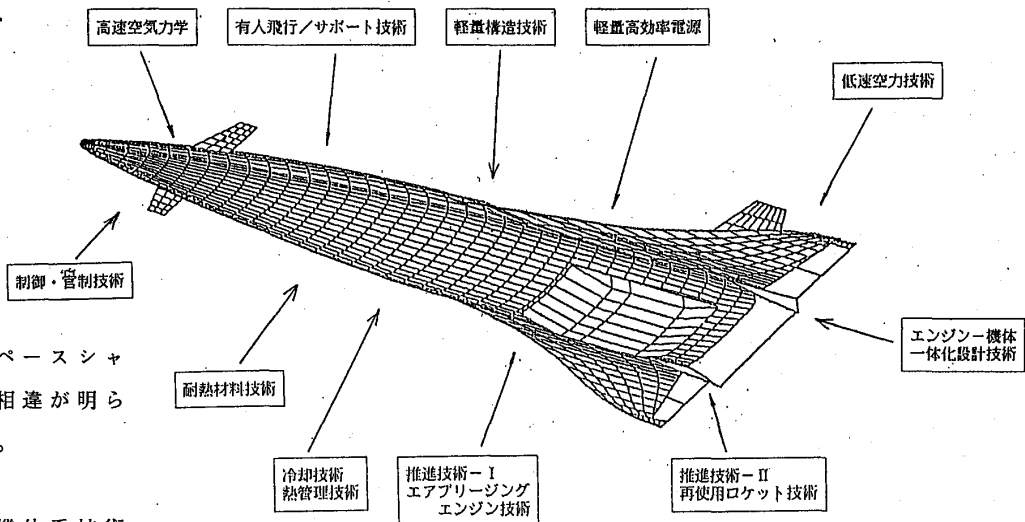


図5. スペースプレーン（単段）のイメージと主な技術課題

3. 1. 機体系技術

高速空力技術、機体耐熱、軽量構造技術、管制・制御技術などが主な技術分野の課題である。空力技術は、マッハ数5～6以上の高速飛行を可能とする低抵抗機体形状が必要である。図7は、飛行マッハ数と機体形状を示したものであるが^[8]、スペースプレーンは、ウェーブライダー（衝撃波利用極超音速形状）を基本とすることとなる。

図8は、マッハ数6.5で飛行する場合に機体各所の空力加熱を温度で示したもので

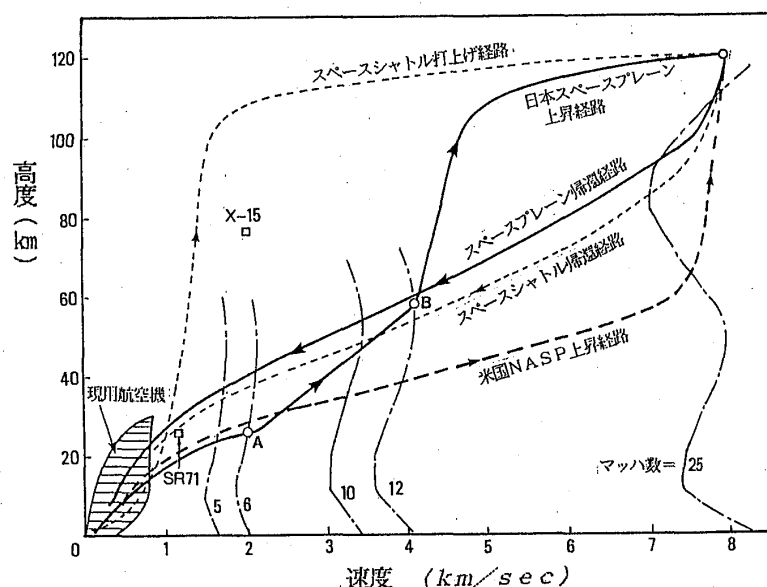


図6. 宇宙往還機の代表的飛行経路

ノーズ及びエンジンのインテーク（空気取入口）は1800℃に達している。機体は、耐熱材料と冷却とにより、これに対応しなければならない。特に材料の課題は、耐熱性の面において極めて高度であって、各種の新材料の開発が促される。

図9は、将来のターボジェットの高温化に対処するための新材料の適用を検討したものである^[9]。図10は、エンジンを含めた飛行速度と材料の適合性を示したものである。また、軽量構造も宇宙航行には主要課題である。

また、超高速機においては、システムインテグレーションが一つの大きな技術課題である。図11は、単段スペースプレーンのシステム構成の概要である。図7の機体下面推力発生部と共にエンジンインテーク上流の機体下面による超音速気流の圧縮はエンジン性能に大きな影響を及ぼす。これらは、エンジン機体インテグレーション技術として極めて重要な課題である。これに加えて、機首、機体下面、コンパートメント及びエンジン本体は図8の空力加熱から機体を保護するために、-250℃の液体水素を使って冷却されている。冷却することによって、燃料水素が得たエネルギーは、エンジン内で推進のエネルギーとなって、推進の効率向上に役立つ。これは熱管理技術の一つであるが、システムとして、宇宙往還機に是非必要なものである。

3. 2. 推進技術

スペースプレーン用推進機関は、エアブリージング・エンジンとロケットエンジンとからなる。エアブリージングとは、文字どおり、空気吸込みであり、この名は酸化剤を搭載しているロケットと対比して用いられる。図12は現在候補となっている、主なエンジン概念を示したもので、離陸からマッ

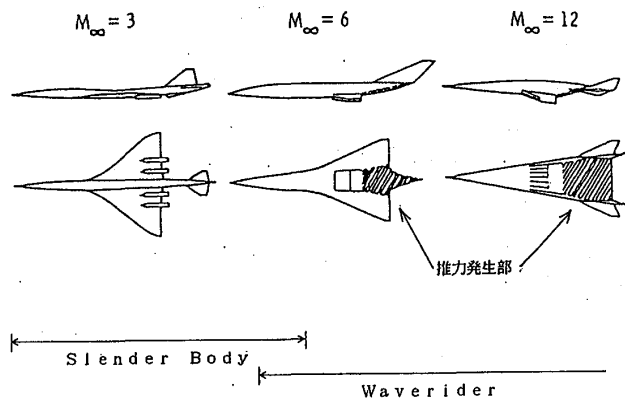


図7. 飛行速度と機体形状

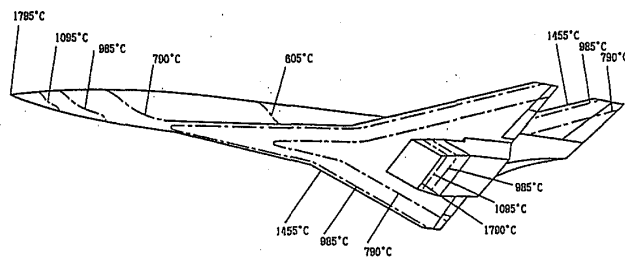


図8. 高度20 km マッハ6.5で飛行の際に受ける機体各所の空力加熱

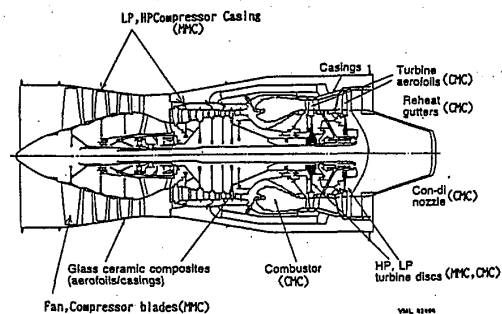


図9. エンジンの新材料適用候補例

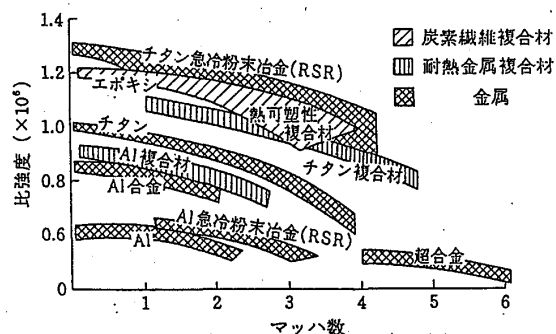


図10. 飛行速度と使用材料の適合

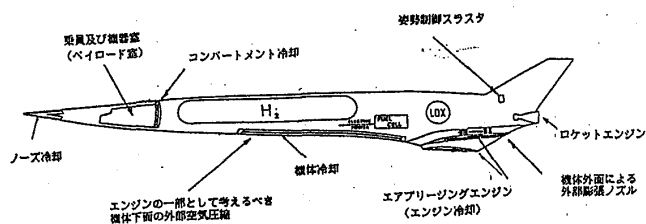


図11. スペースプレーン機体システム概要

ハ数6程度までのターボ系エンジンと、より高速を狙うラム／スクラムジェット及びLACE（空気液化エンジン）を示してある。図13は、これらのエンジンの性能として、飛行マッハ数に対する比推力を示したものであるが、どの形態にも、マッハ数に対する強い依存性がある。エンジンの主な技術課題は、高効率／広作動範囲エアインテーク技術、3000Kに及ぶ高温高温燃焼技術、2500℃に達する高温に対する耐熱材料・冷却技術ならびに速度・高度において広い作動範囲を実現するためのインテーク、ノズル等の可変機構／制御技術などである。

エンジン技術を詳細かつ、網羅的に論ずる程紙面もないので、ここでは、エンジンシステムと代表的な技術課題を説明する図表を示し、理解に供することとする。

図14は各種エアブリージング・エンジンの形態をシステムが理解出来るように相対的にならべたものである。図は、上から下に行くに従って、低速における圧縮を必要とするターボ系から、高速に対応するラム系エンジンとなっている。

(1) ターボ系エンジン

ターボ系エンジンは、離陸時からマッハ数5ないし6までの比較的低速領域を作動範囲とするエアブリージング・エンジンであり、性能確保に必要なエンジン圧力を圧縮機、あるいはファン等で得ている。形態には、①超音速可変サイクルターボジェット（VCE）

②超音速ターボファン、③ターボラムジェット（TRJ）、及び④エーターボラムジェット（ATR）あるいはこれらの混合サイクルエンジンがある。

図15はPWA社が最近発表したターボラ

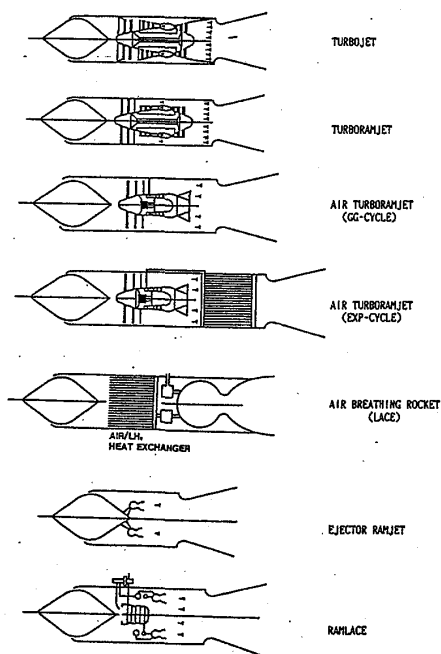


図14 各種エアブリージングエンジン形態

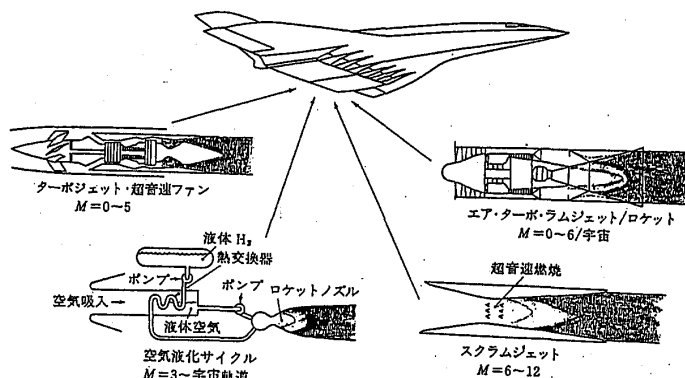


図12. 代表的なエアブリージング・エンジン

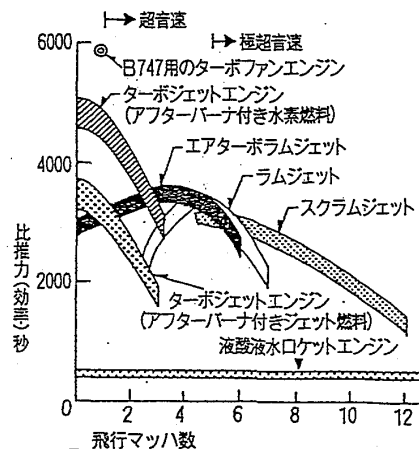


図13. 代表的エンジンの比推力

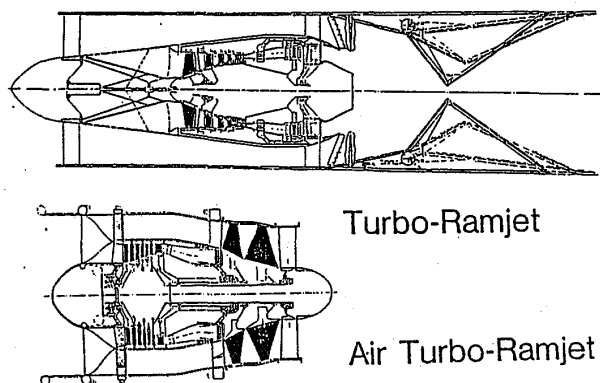


図15. PWA社のターボラム及びエーターボラム概念

ムとエアターボラムの概念であり、TRJでM4、ATRでM6程度を狙っている。

図16はNALが検討中のATRで、ファンは水素の低酸素低温燃焼(1000℃程度)によるタービンで駆動され、飛行速度に伴って上昇する気流全温に関係なく一定のタービン入口温度となる。図17は、このエンジン

システムの性能計算結果としての推力と比推力であるが、高度及び速度に応じた可変インテーク及びノズルを用いても作動条件による性能変化は大きい。

図18は、飛行条件によるエンジン各部の温度変化を表したもので、図示するごとく、材料あるいは冷却に対する要求が強いことが理解できる。

図19、20及び21は、航空宇宙技術研究所が昭和62年度にメーカと共に行った、ターボ系エンジンの概念検討結果の例である。これらは皆、新しいシステムであると共に、苛酷な条件がかせられ、実現のためにはエンジンシステムの作動を実証することも含め、高度な要素技術開発が必要である。

図22は、エアターボラムジェットとスクラムジェットの組み合わせた複合エンジンの機体搭載概念である。

(2) スクラムジェット

マッハ5から6以上12程度までを(米国では、マッハ15から20を最高速度目標としている。)作動領域とする、スクラムジェットは、高い飛行速度によって得られる空気のリム圧を利用するラムジェットであるが、マッハ数が高いため、エンジン内の流速を超音速のまま

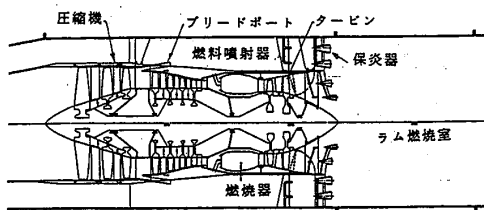


図20. ターボラムジェット概念
(ターボジェット部とラム燃焼室)

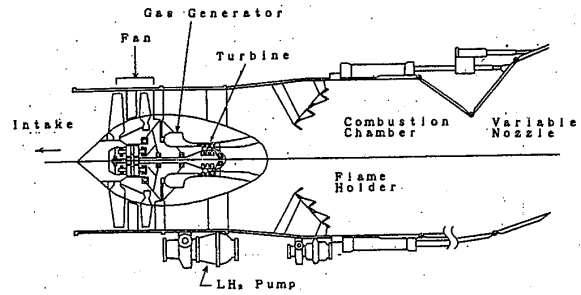


図16. GGサイクルATRのシステム概念

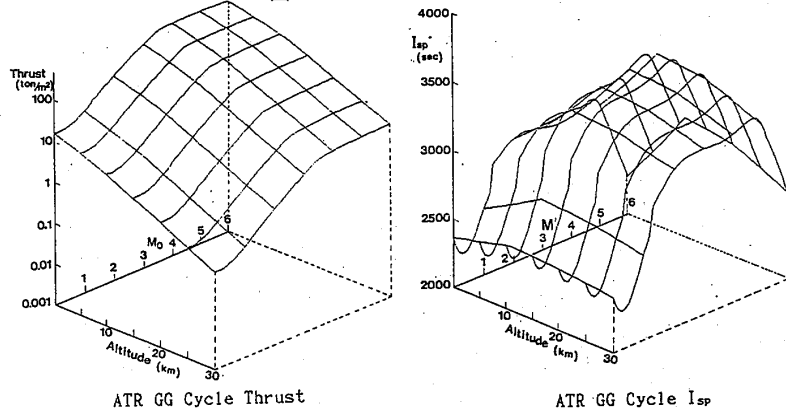


図17. エアターボラムジェット(NAL)の性能

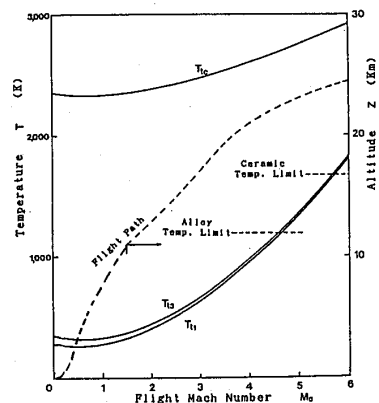


図18. エンジン温度の飛行条件による変化
(T_{t4} :燃焼室出口温度 T_{t3} :ファン出口温度 T_{t1} :ファン入口温度)

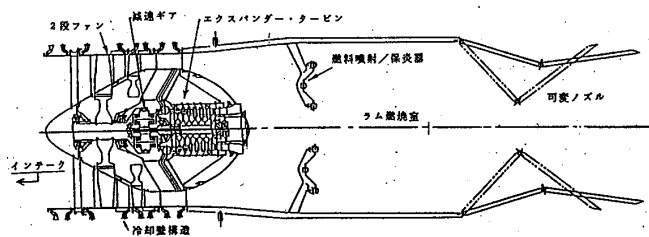


図19. エアターボラムジェット(エキスパンダーサイクル)概念

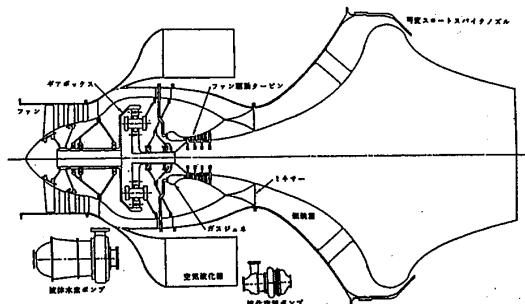


図21. 空気液化式エアターボラムジェット概念

にして、静温を上げず、
燃焼の熱解離を防ぐと共に、
構造部材への熱負荷
を低く抑えることを狙っ
たものである。このエン
ジンの技術課題の主なも

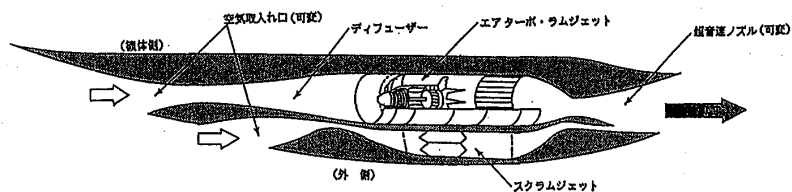


図 22. エアターボジェットとスクラムジェットとの複合エンジン搭載概念

のは、超音速燃焼技術、耐熱材料／冷却構造技術、
機体一体化設計技術等である。

図 23 は、NASA Langley 研究所の、機体
とインテグレートした固定形状スクラムジェットの
概念である。図 24 は、スクラムジェットの性
能を示しているが、高度及び速度と共に比推力の
低下が見られる。図 25 は、航技研角田支所が行
ったマッハ 2 までの内部流速をもつ、100mm 円筒
の超音速燃焼基礎試験模型である。〔11〕

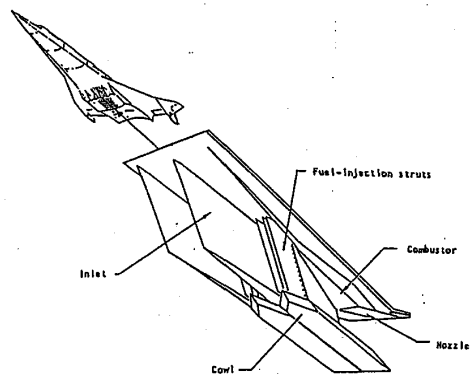


図 23. 固定形状スクラムジェットの概念
(NASA Langley RDC)

(3) 空気液化エンジン (LACE)

LACE (Liquified Air Cycle Engine) は、
ロケットエンジンを母体に、空中
飛行時に、 -250°C の液体水素
燃料の冷熱源を利用し、吸入空気
を液化して酸化剤として使おうと
するエンジンである。従って、基
本的には燃焼室及びノズルはロケ
ットと共用している。このため、
スペースプレーンとしては、空気
取入口と液化器とをもつ単一のロ
ケットエンジンと考えられ、エン
ジンシステムは単純化される。

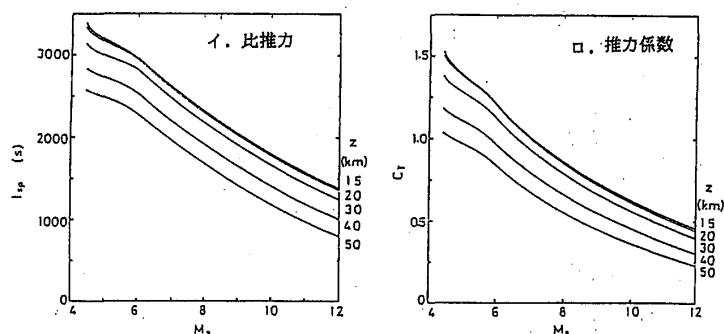


図 24. スクラムジェットの性能計算結果

このエンジンの技術課題は、液体水
素を冷媒とする空気液化器及び液体空
気ポンプ等である。図 26 は、液化性
能向上のための空気圧縮機をもつ L A
C E の概念例である。

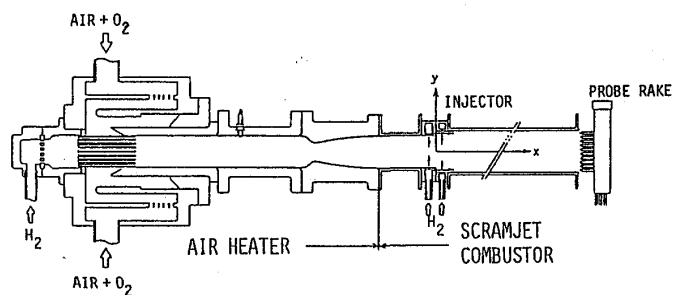


図 25. スクラムジェットの超音速燃焼基礎試験例

3. 3. その他、地上設備等

そのほか、有人飛行技術、ライフサ
ポート技術、軽量電源、人工知能制御
技術、超高速コンピュータ技術等の技
術が必要とされる。また、スペースプ
レーン本体ではないが、離発着場をは
じめとする、地上施設及び試験研究・
開発用設備が必須である。特に研究開
発用試験設備には、主なものだけでも、
大型の超音速・極超音速風洞、機体の

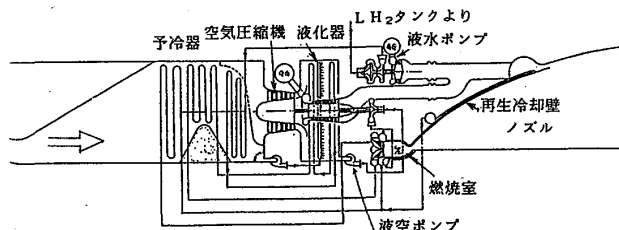


図 26. LACE エンジンの概念例 (空気圧縮機付)

耐熱技術のための熱風洞、宇宙シミュレータ、また、エンジン要素試験設備、エンジン高空性能試験設備、ラムジェット用超音速エンジン風洞などがあげられる。

図27に、研究開発に必要なエンジン試験設備の範囲及び欧米の設備能力を示した。図28及び29に、我が国として是非とも早急な整備が必要な、M3クラスのエンジン高空性能試験設備と、M7クラスの吹出式のスクラムジェット試験風洞の米国における例を示した。[12][13]

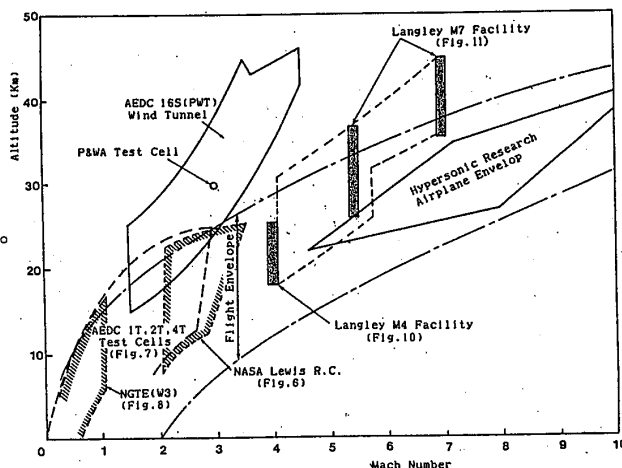
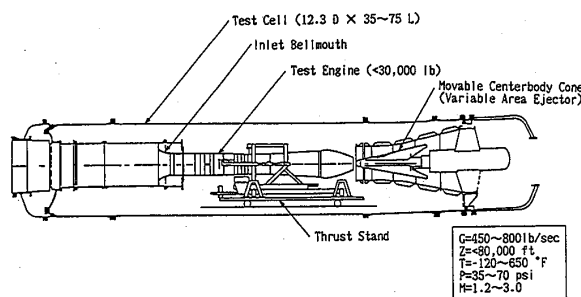


図27. 研究開発に必要なエンジン試験設備能力範囲と欧米の試験能力

4. まとめ

以上、スペースプレーンに関する我が国の背景、動向及び技術を論じたが、スペースプレーンは、21世紀の我が国の宇宙開発の主体的発展の柱の一つとなるという意義ばかりでなく、21世紀の科学技術、及び産業の高度化のために重要な役割を演ずるとされる、航空宇宙技術及び産業の分野の発展に、大きな効果を及ぼすものと期待される。そしてこれが、益々国際化する航空宇宙産業の場に、我が国が主体的な役割と場を確保することにもなり、科学技術先進国としての、国際協力・協調に役立つことにもなろう。しかし、技術開発は困難な未踏分野への展開が必須であり、長期的で、高度な、かつ極めて広範囲な技術開発計画が必要となる。航空技術者、エンジン技術者のみならず、材料、熱エネルギー、ソフトウェア、コンピュータ、通信等、先端技術で高度な技術分野の多数の参加が求められている。このスペースプレーン研究開発プログラムは、先端的かつ総合的な大型の研究開発として、意欲的なものとなると思われる。



(米国 DODアーノルド・エンジニアリング開発センターのT1テストセル)

図28. エンジン高空性能試験設備のテストセクション例 (12ton級)

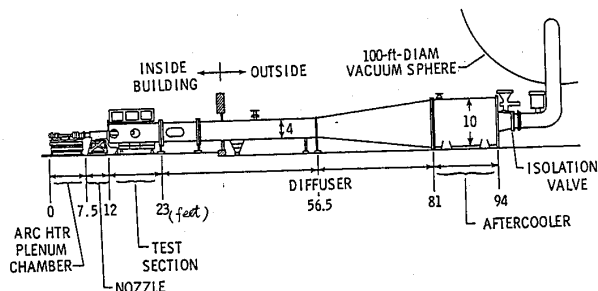


図29. マッハ7のスクラムジェット試験用風洞例 (NASA Langley R.C.)

参考文献

- [1] 坂田、「宇宙往還機」、機械学会「メカライフ No.10」昭和62-12、[2] 宇宙開発委員会「長期政策懇談会報告」、昭和62年6月、[3] 科学技術庁「スペースプレーン検討会報告」昭和62-7、[4] 坂田、「将来の航空機」、日本機械学会誌、89巻816号(昭和61-11)、PP1264、[5] R. Jones & C.P. Donaldson, "From Earth to Orbit in a single stage", Aerospace America, Aug. 1987、[6] British Aerospace "HOTOL", '86など、[7] 日本航空宇宙工業会「次世代宇宙航空機等調査報告書」、昭和62年5月、[8] P. Kuchemann, "The Aerodynamic Design of Aircraft", Pergamon Press、[9] 坂田、「航空機用エンジンの新技術」、油圧と空気圧18巻5号、昭和62-8, PP61、[10] 坂田ほか「エアブリーディング・エンジンの適合性について」第28回航原講、昭和63-2、[11] 小室ほか「スクラムジェット燃焼器の実験」第30回宇宙科学連合講、昭和61-10、[12] NASA編 "AERONAUTICAL FACILITIES CATALOGUE" Vol. 2, NASA RP-1133, 1985、[13] 坂田「エンジン試験設備」第2回有人飛行シンポ、昭和61-11

A—6 反応焼結SiC製燃焼器ライナの開発と問題点

* 佐々木 正史 (日産中研) 松尾 康史 (日特陶)

伊藤 高根 (日産中研) 服部 善憲 (日特陶)

牛島 雄二 (日産中研)

1. まえがき

反応焼結炭化ケイ素 (R B S C) は焼成時の収縮率が1%程度と小さく、焼成時の変形が少なく複雑形状品が容易に得られることや製品の寸法管理が容易であるなどの利点を有するほか、他の多くのセラミック材料と比べて以下の様な極立った特質を備えている。

① 空孔中に金属Siが残留する一種の複合材料であって、電気伝導度が高く、焼成後ワイヤカットなど容易に放電加工できる。

② 別個に焼成した複数の部品を再焼成で接合して複雑形状部品を製作できる。

この様な柔軟性に富む製造法を駆使して製作した燃焼器 (蒸発細管付き2段燃焼器) の一例を図1に示す。

本報ではR B S Cを比較的形状の単純な単缶型燃焼器ライナ (乗用車用セラミックガスタービン用) に適用し、製品実体の強度評価や燃焼試験に供した結果を報告する。

2. 供試燃焼器ライナおよび製造工程スキーム

供試燃焼器ライナを図2に示す。Aは拡散燃焼器、Bは2段燃焼器 (1段目と2段目は分割式) である。製造工程の概略図を図3に示す。

3. 曲げ強度試験 (高温暴露)

冷却孔を持たない拡散型セラミック・ライナ壁温は最高1150℃以上に達する¹⁾。使用温度下の材料特性の変化を調べるために、金型プレス成形後焼結したテストピースを高温雰囲気中に暴露し、一定時間後の3点曲げ強度 σ_{3P} 、ワイブル数 m 、酸化量の指標としての単位面積当りの重量増加 δ を測定した。電気炉による静止大気中暴露の結果を図4に示す。暴露温度の上昇に伴って酸化増量 δ は増大し、1623K (1350℃) では100hr暴露後も飽和していない。しかし暴露後室温下で測定した3点曲げ強度は~1493Kまで酸化前の強度との有意差は認められない。SEM観察によれば低強度品は表面欠陥が破壊起点となっており、高強度品では内部の空孔などが破壊起点となるという酸化前の挙動と同様である。X線回折によれば1493K 15hr以上の条件では α -クリストバライトが認められたが酸化によるガラス相は厚さ10 μ m以下と僅少である。図

4 中右端のプロットは、100hr後暴露温度と等しい高温雰囲気中で曲げ試験を実施した結果である。1173Kの強度低下が目立つが他の暴露時間との比較から有意差とは認め難く、暴露試験後、常温曲げ試験によって酸化が強度に及ぼす効果を知り得ると判断した。

セラミック・ガスタービンの静止部品は外表面は空気と接触し、内表面は燃焼ガスと接触する場合が多い。一定の流速(30 m/s)の燃焼ガス流中に試験片を暴露した場合の結果を図5に示す。燃料はJIS 2号軽油を使用し、Na、S、Vなどの腐食成分は少ないと考えられる。酸化増量 δ は1493Kで大気酸化時より50%程度低めであるが、酸素濃度の影響かどうかは把握していない。この時の各試験片ごとの酸化増量と強度の関係を図6に示す。明瞭な相関はなく、応力値のばらつき範囲を考慮すると、図4の大気酸化の結果と比較して σ_{app} 、 m 共に有意差は認められず、 O_2 濃度12%以上の範囲では燃焼ガス流中酸化の強度に及ぼす効果は静止大気中酸化によって代用可能と判断した。

4. 実体強度試験

4. 1 供試円輪圧環試験

燃焼器ライナは円筒形で、軸方向に輪切りにすると理想的な円輪になることを利用し、実体ライナから円輪試験片を切り出し、圧環試験による強度評価を試みた。

未使用のライナ及び使用済みのライナ(＃2)より、各々10ヶおよび6ヶの空気孔を含まない円輪を切り出した。この際使用済みのライナはワイアカットによる加工が困難で、ダイヤモンド砥石によった。各円輪は端面を＃140メッシュのダイヤモンド砥石で平面研削し、角部の面取り加工を施した。荷重点は実体ライナの一定方向に定め、クロスヘッドスピードは0.1mm/minとした。

使用済みライナの使用履歴は100サイクルの起動停止試験－150サイクル(200hr)のサイクリック試験(サイクリックパターンは文献(1)による)－67hrの定格定常試験を終了したもので、図7に酸化増量経過を示す。比較のため他のライナ(＃1)の定常定格運転時の増量経過を●で示す¹⁾。サイクリックパターンの平均的温度条件は定常の時より低いにもかかわらず、サイクリックの方が2倍以上の増量を示す。150サイクル終了後の定常定格運転では＃1の50hr以降の増量経過と同様であった。

ライナより切り出した円輪の圧環試験結果を表1に示す。使用済み強度の方が低めであるが有意の低下とは断言し難い。

4. 2 圧環試験片の有効体積

3点曲げ試験片の平均強度 σ_{3P} から円輪の平均強度 σ_R を推定するにはWeibullの有効体積の概念を用い²⁾、

$$\sigma_R = \sigma_{3P} (V_{E3P} / V_{ER})^m \quad (1)$$

V_E : 有効体積、添字3P: 3点曲げ、R: 円輪

によって求める必要がある。一連の試験では表面が破壊起点になっているものと内部に破壊起点があるものとが混在しており、有効表面積より有効体積を用いるのが適当と考えた。

<円輪の有効体積 V_{ER} の簡易解法>

圧環試験に供した時の円輪応力分布を図8に示す。荷重点の内側表面に最大の引っ張り応力が作用し、一連の圧環試験でも円輪はこの点から破壊する。有効体積 V_{ER} は次式で表わせる。

$$V_E = 4b \int_{u=\psi_R} \int_{\eta} (\sigma / \sigma_{max})^m d\eta du \quad (2)$$

$$\sigma = \frac{P}{2bh} \left\{ \frac{2}{(1+\kappa)\pi} + \frac{1}{\kappa} \left[\frac{2}{(1+\kappa)\pi} - \cos\psi \right] \frac{\eta}{r+\eta} \right\} \quad (3)$$

$$\kappa (\text{断面係数}) = (R/h) \ln \frac{R+h/2}{R-h/2} - 1$$

式(3)のように σ は複雑な変化を示すので通常は数値計算によって V_{ER} を求める。しかし次のような手順で十分精度の高い結果が容易に求められる。

円輪径に対して厚みが十分小さいとき、中立軸($\sigma=0$)と図心とは一致するものと仮定する。また任意の ψ 断面において η 方向の σ 分布は直線的であると仮定する。すなわち、

$$\sigma = \frac{-\sigma(\eta=-h/2)}{h/2} \cdot \eta \quad \psi_0 \leq \psi \leq \pi/2 \quad (4)$$

有効体積 V_{ER} は式(1)にあるように $(\sigma/\sigma_{max})^m$ の形を持つので σ が σ_{max} に比べて十分小さい時は無視できる。例えば $m=8$ とすると $\psi_0 \leq \psi \leq \pi/2$ の区間のみの V_{ER} は全 V_{ER} に対し $\phi 10 \times 2t \times 6b$ 円輪で99.9%、 $\phi 90 \times 1.7t \times 6b$ の円輪で97.5%を占め、この区間だけで十分近似し得る。

更にこの区間の応力分布を $\sigma=0$ (at $\psi=\psi_0$)、 $\sigma=\sigma_{max}$ (at $\psi=\pi/2$)を結ぶ直線で近似する。

$$\sigma(\eta=-h/2) = \frac{\sigma_{max}}{\pi/2 - \psi_0} (\psi - \psi_0) \quad (5)$$

と表され、式(5)を式(4)に代入すると

$$\sigma = -\frac{2}{h} \cdot \frac{\sigma_{max}}{\pi/2 - \psi_0} \cdot \frac{1}{R} (u - u_0) \eta \quad (6)$$

を得る。よって有効体積 V_{ER} は式 (1) より

$$V_{ER} = 4b \int_{u_0 = \psi_0 R}^{\pi R/2} \int_{-h/2}^0 \left\{ -\frac{2}{h} \cdot \frac{u - u_0}{\pi/2 - \psi_0} \cdot \frac{\eta}{R} \right\}^m d\eta du$$

$$= \frac{2bhR(\pi/2 - \psi_0)}{(m+1)^2} \quad (7)$$

但し、

$$\psi_0 = \cos^{-1} \left\{ \frac{2}{(1+\kappa)\pi} [1 + \kappa(1 - 2R/h)] \right\} \quad (8)$$

と表され、容易に V_{ER} を求めることができる。

式 (1) を用いて、表 1 のライナ切り出し円輪強度を 3 点曲げ強度によって予測すると表 1 右端に示すように 281MPa と有意と思われる差を生じた。

4. 3 標準圧環試験片

前節の結果に基き、薄肉殻構造部材の強度は 3 点曲げ試験よりも圧環試験によって推定する方がより实际的ではないかと考え、実体と同じ工程による円輪試験片の圧環試験を試みた。

この際の試料は前出の材料から不純物を取り除くなどして耐酸化性を増した材料を用いこれを RBS C-2 として前出の RBS C-1 と区別する。表 2 A に圧環試験結果を示す。φ45 の円輪強度と 3 点曲げ強度から各々 φ90 の円輪強度を予測して表 2 の右端に示す。φ45 円輪強度から φ90 円輪強度はきわめてよく予測されるのに比して 3 点曲げ強度からの予測値は実際よりかなり高い（危険側の）値となる。スリップキャスト成形による他の材料 RBS C-SC（表 2 B）についても全く同様の結果であった。この様な差異は 3 点曲げ試験片が金型プレス成形で円輪や実体と異なる成形法であることも原因のひとつと考えられるが十分説明できない。

以上の結果から、燃焼器ライナなどの薄肉殻構造部品の強度予測は同様の成形法による円輪試験片の圧環強度に基いて実施すべきであると結論できる。

5. 燃焼器運転時の問題点

5. 1 表面残留 Si 除去処理の影響

製造工程（図 3 中 * 印）中の再焼成工程は、真空炉中で表面近くの残留 Si を除去する処理である。図 9 にこの処理を施したものと施さないものとの増量経過の違いを缶型ライナについて示す。表面残留 Si 処理を施した場合、酸化は時間と共に漸増し、耐酸化性を向上した RBS C-2 は約 50hr で飽和している。これに対して Si 除去処理を

酸化性を向上したR B S C - 2 は約50hrで飽和している。これに対してSi除去処理を施さなかったものは大幅な減量を示す。これは図10のように内部の残留Siが表面に溶出、玉状に集合して脱落するために起こるもので、後述のごとく自身を破壊する原因となるほか、下流のタービン等を破壊する恐れがあるのでSi溶出は完全に抑止されなければならない。従来の拡散火炎タイプの燃焼器においては、再焼成による表面残留Si除去処理によって満足な結果が得られた。

一方、この処理は破壊の起点になることの多い表面の状態を変える処理でもあって、慎重な条件管理が不可欠である。図11はその一例で再焼成の条件が不適当で、表面付近の空孔が粗大化し、圧環強度は正常値の半分以上に低下していた。

5. 2 還元雰囲気中での残留Siの溶出とその対策

2段燃焼方式は重油など、N分を含む燃料を用いる場合のFuel-NOx低減に効果的である³⁾⁴⁾。その効果は1段目の燃料richな還元性雰囲気によって得られ、本実験の場合1段目のライナの内壁および2段目のライナのドーム部が還元雰囲気に暴されることになる。図12に1段目と2段目の個々ライナの増量経過を示す。表面残留Si除去処理を施していない場合の減量は著しく、特に1段目のライナは30hr後から急激なSi溶出を示す。Si除去処理を施した2段目ライナは15hr程まで増量を示すが、それ以後は減量に転ずる。rich燃焼に伴う強い輻射によって従来より200K近い高温になる1段目ライナはSi除去処理を施してもSi溶出を抑制する効果は殆ど認められなかった。

溶出したSiの溶融球は脱落して一部は1段目と2段目の嵌合部に近いところで止まる。運転を停止すると、溶融Si球は表面から次第に固化するが、Siは凝固時9.6%という例外的に大きな体積膨張を示し、ライナ嵌合部のすきまを押し広げてSi球を中心とした孤状の破壊をもたらす。

1段目ライナのSiの溶出が還元性雰囲気に暴される内面に集中し、酸化性雰囲気中の外壁では殆ど見られないことから、表面酸化膜が残留Siの溶出を抑制する効果を持つことが示唆された。そこで1段目の燃焼室内の平均空気過剰率を2.5と安定に運転できる限界の希薄状態で140分間運転し、0.04mg/cm²の予酸化処理を施した。その後、強い還元燃焼を実施したところ顕著なSi溶出抑制効果が認められ、増量傾向を示すに到った。

今後、より強固な酸化膜を予め形成する処理によって還元性雰囲気中でも残留Siの溶出を抑制する方法を開発する必要がある。

6. まとめ

反応焼結炭化ケイ素(R B S C)製燃焼器ライナを開発するに際して、主に材料面

からの検討結果を報告した。以下に要約する。

1. 材料温度1443Kまでは酸化による強度劣下を示さない。
2. 酸化後の強度試験は常温下で実施して評価できる。
3. 燃焼ガス（軽油使用）が目立った腐蝕成分を含まない場合、静止大気中酸化試験によってガス流暴露試験を代用できる。
4. 定常運転よりサイクリック運転の方が酸化は著しい。
5. 有効体積の概念を利用して薄肉殻構造部品の強度を予測する場合、3点曲げ強度よりも円輪の圧環強度を用いる方が望ましい。これはスリップキャスト成形の場合も同様である。
6. 表面の残留Si除去処理によって内部からのSi溶出を抑制できる。
7. 予め表面に強固な酸化膜を形成しておくことにより、還元性雰囲気中でも残留Siの溶出を抑制できる。

文献

- 1) Achiwa, S. et al., 83-TOKYO-IGTC-23, 1983
- 2) Weibull, W., J. of Appl. Mech., vol18, 1951
- 3) Sasaki, M. and Itoh, T., ASME paper, 86-gt-168, 1986
- 4) Sasaki, M. and Itoh, T., 87-TOKYO-IGTC-55, 1987

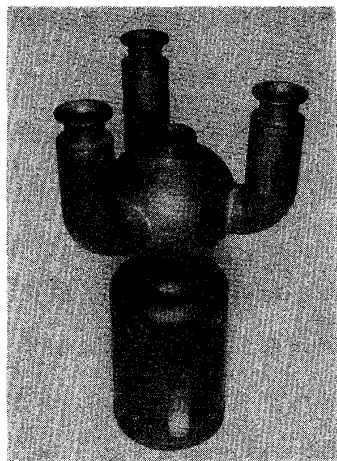
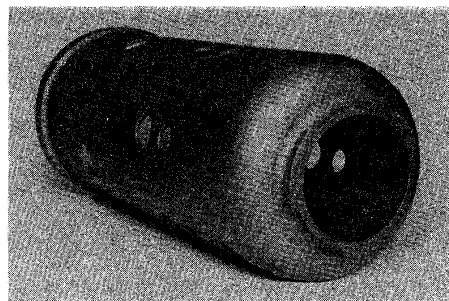
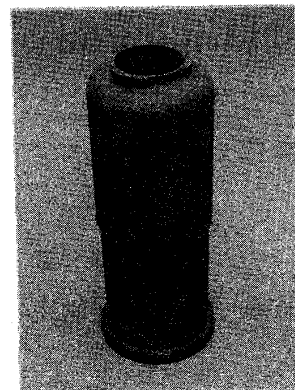


図1 複雑形状のRBSC製2段燃焼器ライナの例



A. 単缶型拡散燃焼器ライナ



B. 2段燃焼器ライナ

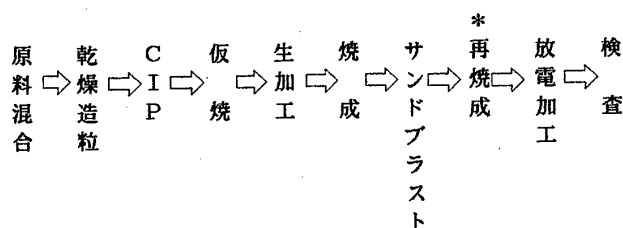


図3 CIP-RBSCライナ製造工程の一例

図2 供試RBSC製ライナ

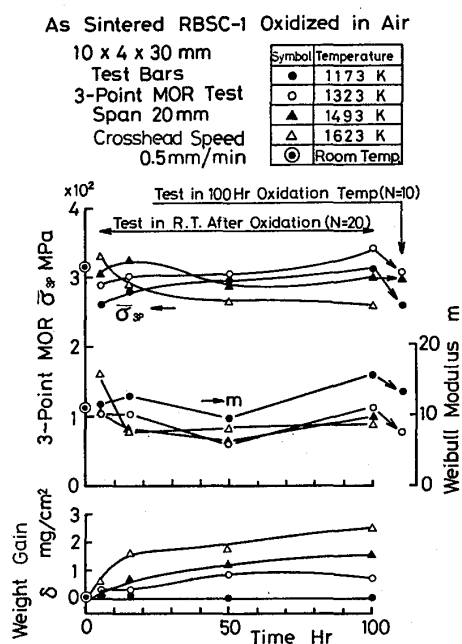


図4 静止大気中酸化後の3点曲げ強度

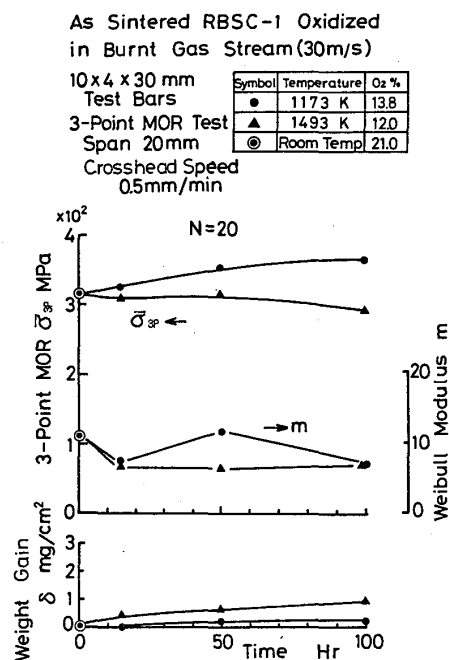


図5 燃焼ガス流中酸化後の3点曲げ強度

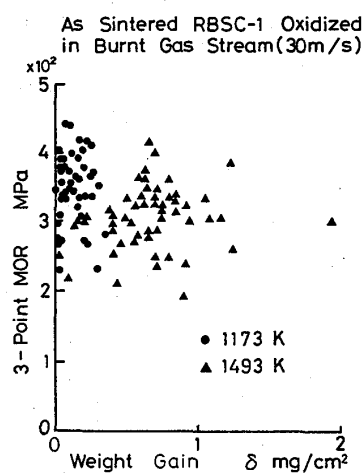


図6 酸化増量と3点曲げ強度との相関

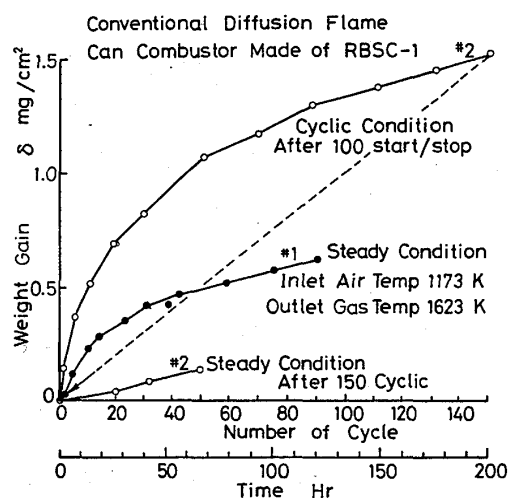


図7 缶型拡散燃焼器ライナの増量経過

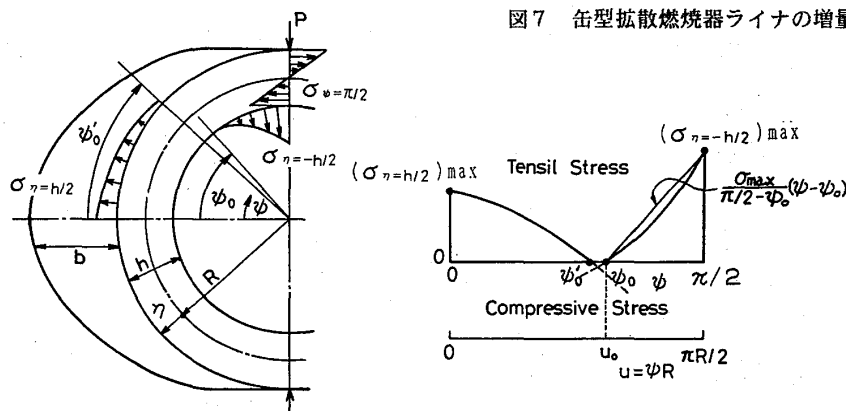


図8 圧環応力分布

試料	試片寸法 mm	履歴	試片数 N	強度 σ MPa	ワイブル数 m	3点抗折試験からの 推定強度 MPa
RBSC-1						
新品ライナ	内径 $\phi 85$	—	10	244	6.4	281
使用済ライナ	t=1.8~2.2	起動停止100 サイクル150etc	6	221	10.3	
3点抗折試験片	10×4×30	1220℃大気中100hr	20	286	9.4	

表1 ライナ切り出し円輪の圧環境試験結果

試料	試片寸法 mm	試片数 N	強度 σ MPa	ワイブル数 m	$\phi 90$ 強度 予測値MPa
A. RBSC-2 (CIP)	$\phi 45 \times 2t \times 6$	21	296	5.7	259
	$\phi 90 \times 2t \times 6$	24	259	5.7	430
	4×8×20	25	442	9.0	
B. RBSC-SC (Slip Cast)	$\phi 45 \times 2t \times 6$	20	222	7.8	202
	$\phi 90 \times 2t \times 6$	18	199	8.3	278
	4×8×20	20	265	11.0	

表2 標準圧環境試験片の圧環境強度

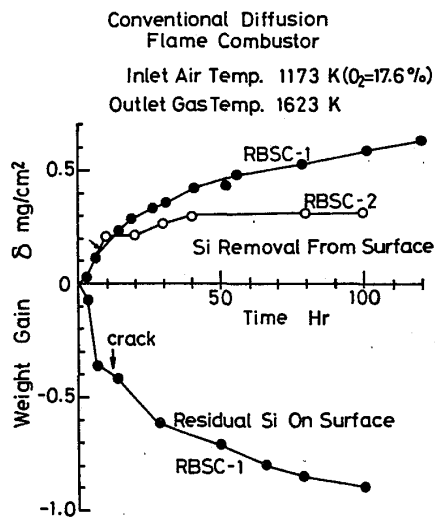


図9 表面残留Si除去処理の有無と増量経過

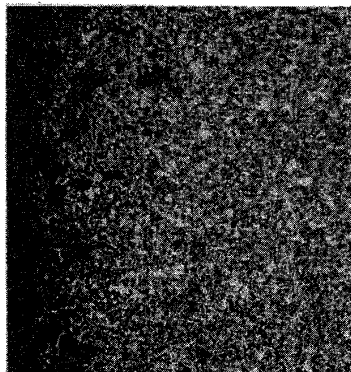


図11 再焼成処理不適による表面付近の空孔の巨大化

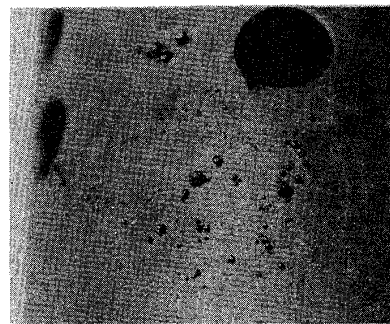


図10 ライナ表面への残留Siの溶出状況

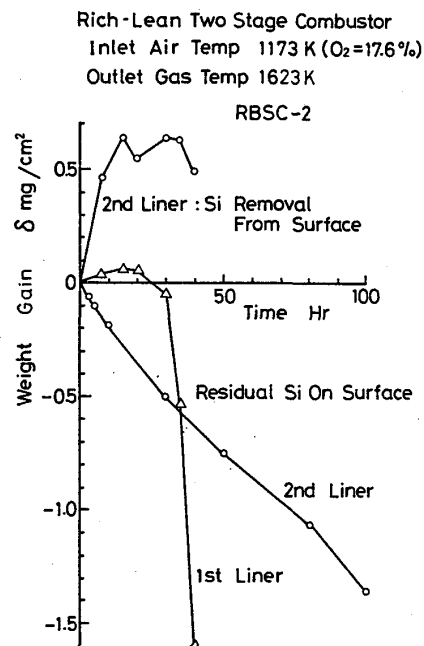


図12 2段燃焼器ライナの増量経過

A-7 燃焼器用複合冷却構造の必要性と開発

* 萬 代 重 実 (三菱重工・高砂研究所)

辻 一 郎 (三菱重工・高砂製作所)

青 山 邦 明 (三菱重工・高砂製作所)

1. まえがき

近年のガスタービンの動向としては、高効率化のための高温化、環境規制に対処するための低NO_x化、利用分野拡大および経済性向上のための燃料多様化があげられる。

このような動向に対処していくための燃焼器の基本的課題として、少量の空気で壁面を効果的に冷却し得る新冷却構造の開発と実用があげられる。本稿では新冷却構造の必要性を述べるとともに、当社で開発、実用している2種類の複合冷却構造MTFINおよびPLATEFINの概要について述べる。

2. 新冷却構造の必要性

ガスタービンの動向である高温化、低NO_x化、燃料多様化に対して、新冷却構造の必要性は以下のように考えられる。

2.1 高温化

燃焼器出口ガス温度に対する従来型燃焼器、尾筒の壁温を図1に示す。これより、目安として従来型燃焼器の壁温を800~850℃に留めるための限界ガス温度は1150~1200℃であるといえる。

つぎに、ガス温度と燃焼器空気配分の関係を図2に示す。

これより、燃焼器出口ガス温度の上昇とともに燃焼用空気の比率が高くなり、ガス温度が1200℃以上では希釈空気が無くなるとともに壁面冷却空気が不足してくることが分かる。

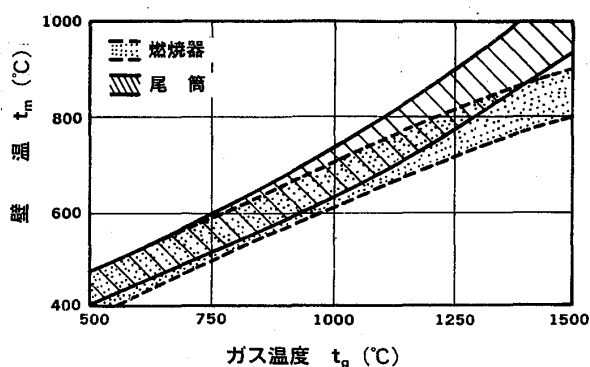


図1 ガス温度と従来型燃焼器の壁温

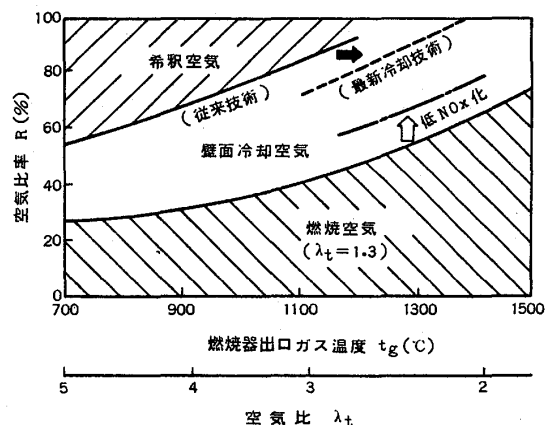


図2 ガス温度と燃焼器空気配分

また、図2に示す様にガス温度が1200℃の時、希釈空気を冷却空気に利用すれば壁面冷却空気比率を約50%まで増加させることはできるが、この様に冷却空気比率を高めると図3に示す様に出口温度不均一率が劣化してくる。

一方、タービン1段静翼の壁温を考慮すればガス温度の上昇とともに燃焼器の出口温度不均一率は小さくすることが好ましい。

したがって、ガス温度が上昇しても、燃焼器の壁面冷却空気比率を増加することは許されないといえる。

以上述べた様に、高温化の点から従来型冷却構造では、ガス温度1200℃が限界であり、これ以上の温度では十分な壁面冷却空気が残されないこと、および冷却空気を増加しても出口温度不均一率が劣化するという問題があることから、1200℃以上という高温になっても1100℃級の燃焼器と同様の冷却空気比率を維持することが必要である。

2.2 低NOx化

拡散燃焼器の燃焼領域空気比とNOx比の関係を図4に示すが、拡散燃焼方式、予混燃焼方式の如何に拘らず燃焼用空気を多くして希薄燃焼とすることが低NOx化には不可欠である。したがって、最近の燃焼器では図2に示した以上に燃焼用空気比率を高く設計しているのが通例である。

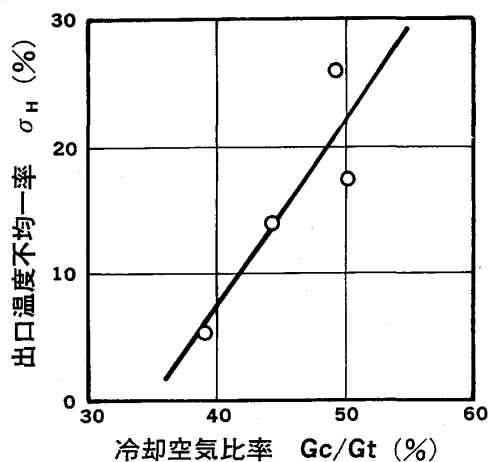


図3 冷却空気比率と出口温度不均一率

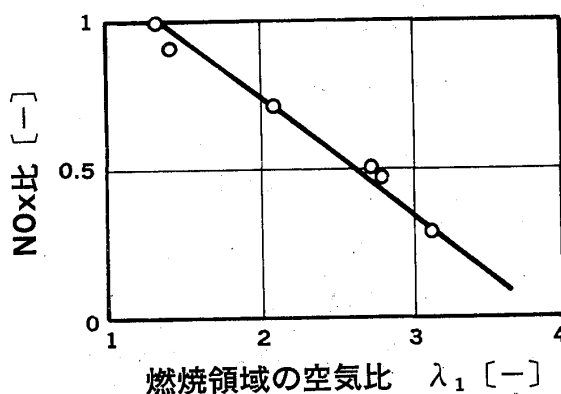


図4 燃焼領域空気比とNOx比

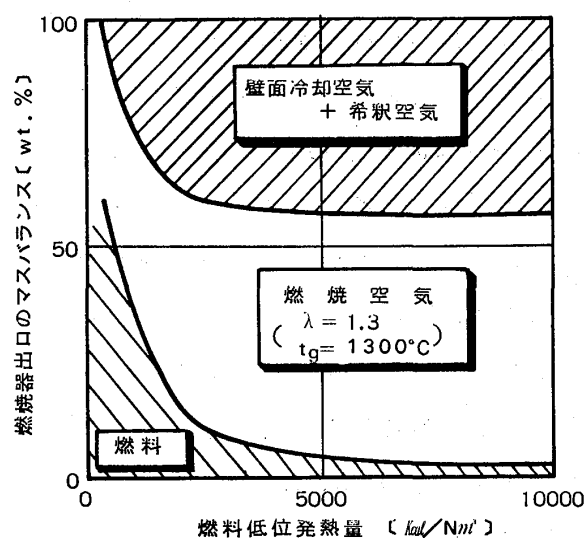


図5 燃料発熱量と燃焼器のマスバランス

2.3 燃料多様化

燃料多様化としては従来の軽質油，あるいは高カロリーガスの使用から重質油および低カロリーガスへと利用範囲が広がっている。重質油の燃焼では火炎放射が増大するために，軽質油燃焼時に較べて壁面冷却を強化する，あるいは運転時の最高ガス温度を制限する必要がある。

また，低カロリーガスの場合には図5に示す様に燃焼器のマスバランスが異なってくる。すなわち，燃料発熱量の低下とともに，特に2000kcal/Nm³以下では燃料供給量が著しく増加し，空気量がその分だけ減少する。したがって，低カロリーガスの場合には絶対空気量が少なくなり，壁面冷却空気の絶対量も少なくする必要がある。

以上を纏めると近年のガスタービン用高温燃焼器，高温低NO_x燃焼器，高温低カロリーガス焚き燃焼器では，燃焼器および尾筒壁面の冷却を強化する必要があるにも拘らず，充分なる壁面冷却空気が残されていない，あるいは出口温度分布維持のために，多量の冷却空気を使用することが許されない。したがって，少量の冷却空気でも効果的に壁面を冷却するための新冷却法，新冷却構造の開発，実用が不可欠である。

3. 冷却方式のレビュー

新冷却構造開発にあたり従来型冷却構造および米国で研究されている新冷却構造の例についてレビューする。

3.1 従来型冷却構造

従来型冷却構造の1例を図6に，また，この様な冷却構造を採用した燃焼器の壁温分布を図7に示す。

従来型冷却構造に対しては一般的に以下の様なことがいえる。

- (1) 前述の様に高温燃焼器ではガス温度が高くなるとともに，冷却空気が不足する傾向にある。
- (2) 最高壁温を制限すると，フィルム冷却が主体であることから冷却空気吹き出し部近傍など過冷却となっている領域が存在する。
- (3) 燃焼器外面からの対流冷却の寄与率が小さい。

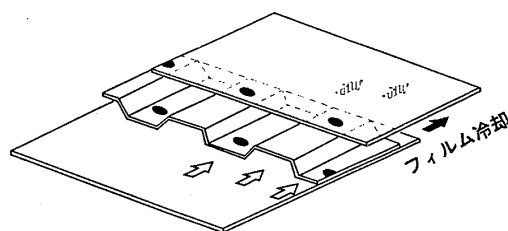


図6 従来型冷却構造の例

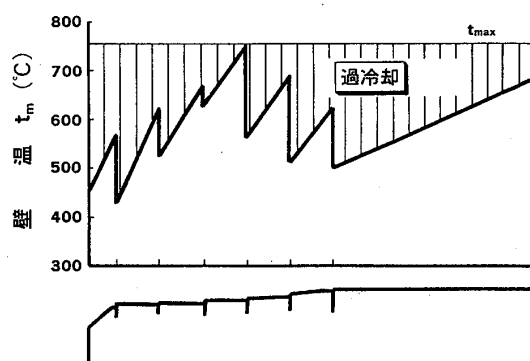


図7 従来型冷却構造による壁温分布

3.2 新冷却構造例

新冷却構造の例を図8, 9に示す。
図8の例では, (1)冷却空気孔が小さく, 閉塞する可能性がある。
(2)板表裏の温度差が大きく, 熱応力が高くなる。
(3)溶接部の温度が高くなる。等の課題はあるが冷却空気量を従来の30~40%にできるとしている。

図9の例は構造的によく検討されているが, やや複雑であるといえる。

4. 複合冷却構造の計画

上記新冷却構造の例を参考に, 以下の様な複合冷却構造の計画を行なった。

4.1 基本的考え方

複合冷却構造の基本的な考え方は以下の通りである。

- (1)冷却空気は壁外面からの対流冷却と内面からのフィルム冷却に2度利用する。
- (2)多数の細孔冷却空気流路を構成することにより大きい伝熱面積と高い熱伝達率を得て冷却効果を高める。
- (3)(1), (2)項の効果により図10に示す様に壁面冷却に必要な空気量を従来型の約60%に減少できる。
- (4)図11に壁内外面の対流伝熱比をパラメータとしてフィルム温度に対する壁温の計算結果を示す。これから複合冷却構造では何らかの異常によりフィルム温度が高くなっても外部対流冷却の効果が高いため最高壁温が抑制される傾向にあるといえる。

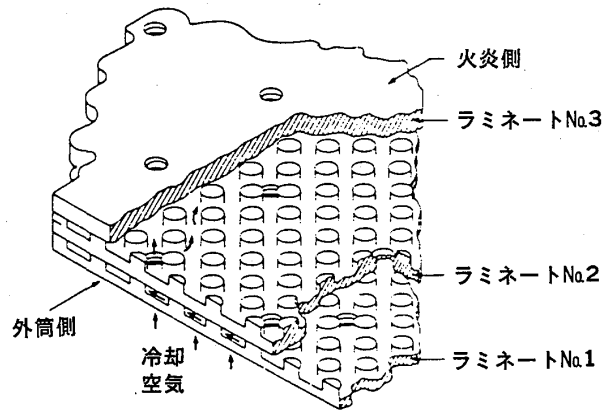


図8 積層冷却構造の例 (GM)

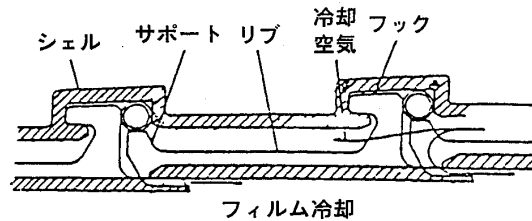


図9 複合冷却構造の例 (GE)

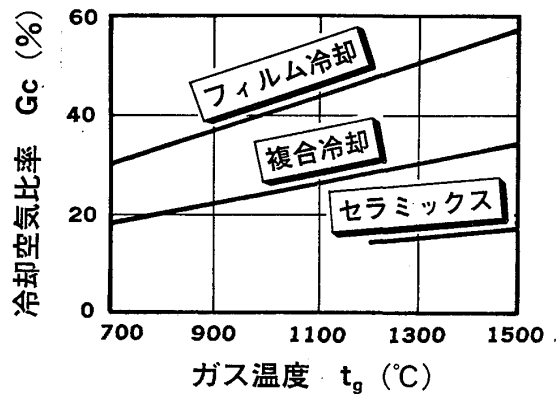


図10 壁面冷却に必要な空気量の比較

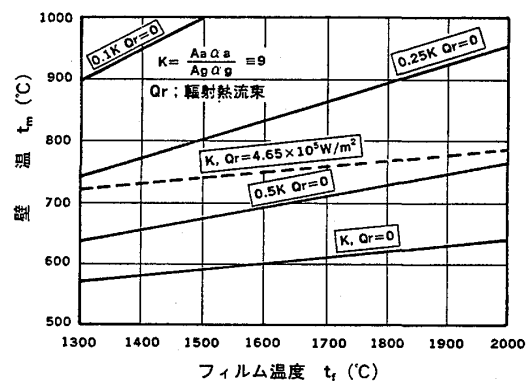


図11 フィルム温度と壁温

4.2 MTFINの概要

図12にMTFINの概略図を、図13に燃焼器概略図を示す。

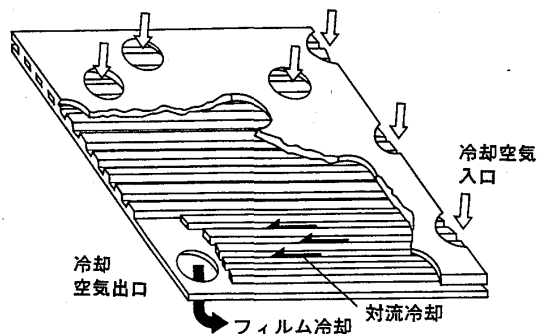


図12 MTFIN概略図

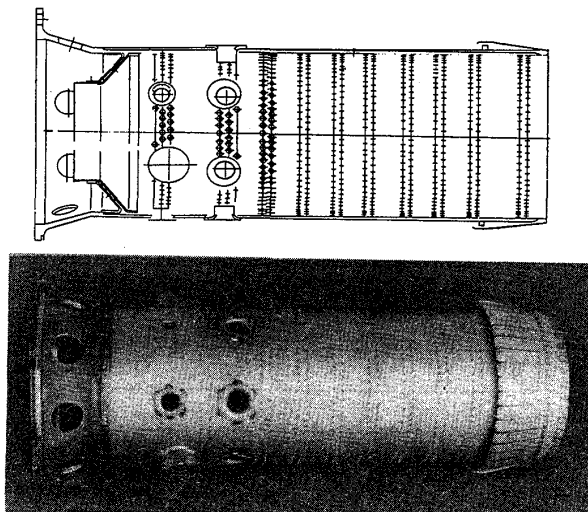


図13 MTFIN燃焼器

4.3 PLATEFINの概要

図14にPLATEFINの概略図を、図15に燃焼器概略図を示す。

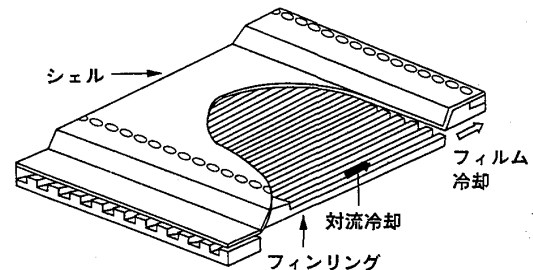


図14 PLATEFIN概略図

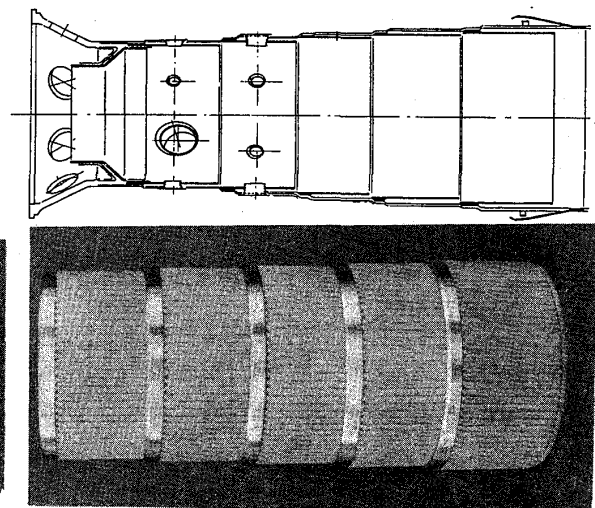


図15 PLATEFIN燃焼器

- (1) 冷却溝を設けた外板と平内板とを液相拡散接合して1枚板にしたものである。
- (2) 冷却溝軸方向ピッチの適正化により軸方向温度分布を均一に近づけ得る。
- (3) 冷却溝周方向ピッチの適正化により周方向の温度差を小さくできる。
- (4) 冷却溝寸法は燃料ノズル、噴霧空気孔など実績のある寸法と同じ大きさで閉塞することはない。
- (5) 複雑な形状の尾筒にも適用可能である。

- (1) 冷却溝を有する内部フィンリングを外部シェルに冷端で溶接したものである。
- (2) ほぼ空気温度に等しい外部シェルが強度メンバーであるため強度的に有利である。
- (3) 温度上昇のある内部フィンリングは単なる熱遮蔽板であり熱応力が低くなる構造である。
- (4) 内部フィンリングの熱膨張を許容するため、フィン部と外部シェルとの間には僅かな隙間を設けている。

5. 開発試験

複合冷却構造が実用された例は世界的にも殆んど例がないため、以下に示す様な各種実験を行ないMTFIN, PLATEFINの有効性及び信頼性を確認している。

5.1 冷却性能試験

(1) 流れ試験

MTFINおよびPLATEFINの圧力損失係数を入口損失, 出口損失, 管摩擦損失に分離して計測し, ほぼ予測値と等しく, 計画通りの冷却空気量を流し得ることを確認した。

(2) フィルム冷却試験

双方の形状に対しフィルム冷却試験を行ないフィルム冷却効率の実験式を得るとともに, PLATEFINのフィン後流の影響の小さいことを確認した。

(3) 燃焼試験

MTFINおよびPLATEFINを採用した燃焼器の壁温を確認するために燃焼試験を行なった。燃焼試験装置の系統線図を図16に, 燃焼試験条件を表1に示す。双方の燃焼器とも壁面冷却空気量は35%以下, かつ1250℃というガス温度に対して, 最高壁温が約800℃

表1 燃焼試験条件

項 目	条 件
空 気 流 量 [kg/s]	1.06
圧 力 [MPa]	0.3
燃 空 比 [kg/kg]	0.0252
空 気 温 度 [℃]	393
ガ ス 温 度 [℃]	1250
燃 料	軽 油

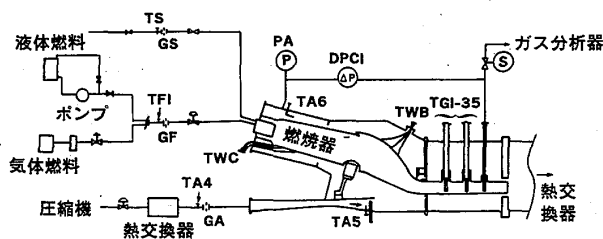


図16 燃焼試験系統線図

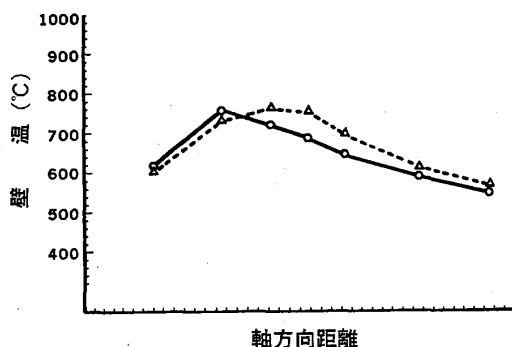


図17 MTFIN燃焼器壁温分布

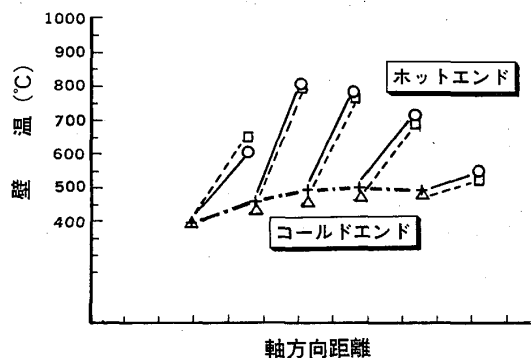


図18 PLATEFIN燃焼器壁温分布

と良好であった。最終的にはこれら燃焼器に多少の改良を加えて実機に装着している。

5.2 製作法，検査法の検討

(1) 溝加工試験

耐熱合金に多数の細溝を安価に，精度よく加工するため放電加工，精密鋳造，機械加工によりMTFIN，PLATEFINを試作した。その結果何れの方法でも製作可能であることを確認したが，機械加工が最良であると評価された。機械加工する上での問題は平板の場合“ソリ”を生じ易いことであった。

(2) 拡散接合試験

MTFINは溝付き板と平板を接合することにより製作するが，この接合法として液相拡散接合と固相拡散接合につき試験し，両者とも充分実用できる見通しを得たため，コスト面から液相拡散接合を採用することとした。液相拡散接合における課題は，確実な接合と溝の目詰りを防ぐための，インサート材の選択と接合板間の適正な隙間の設定であった。

(3) 曲げ加工試験

MTFINの加工試験として冷間曲げ試験を行なった。この曲げ試験から充分小さい半径でも曲げにより2枚の板が剥離することは無くMTFINの加工性も良好であることを確認した。

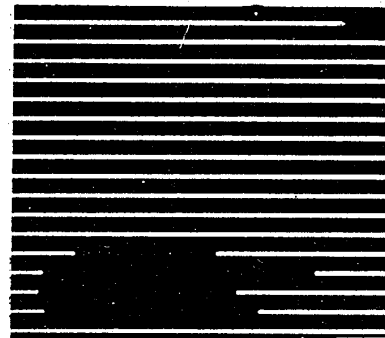


図19 非破壊検査例（X線）

(4) 非破壊検査

MTFIN加工後，非接着部のないこと，また，インサート材による溝の閉塞のないことを確認するための非破壊検査法として超音波探傷法とX線検査について試験を行なった。その結果何れの方法でも上記欠陥を検出できることを確認した。開発初期段階で1部細溝に目詰りを生じさせ検出した例を図19に示す。

5.3 疲労強度の検討

(1) 疲労強度試験

MTFINを実用するにあたり，MTFINの試験片により，曲げ疲労試験，引張疲労試験，クリープ剪断試験を行ない疲労強度データを蓄積した。

(2) 応力計算

燃焼試験で得られた壁温分布，励振力をもとに熱応力および振動応力計算を行ない応力分布を算出した。

(3) 寿命評価

上記疲労試験結果および応力計算結果からMTFIN，PLATEFIN製の燃焼器，MTFIN製の尾筒の寿命評価を行なった。その結果，1100℃級ガスタービン用の従来型燃焼器と同等，あるいはそれ以上の寿命を有するものと評価された。

6. 検証試験

燃焼器出口ガス温度1250℃のMF111ガスタービンにMTFIN製の燃焼器および尾筒を採用し，工場試運転でその壁温，振動応力等を計算した。この結果は図20に示す様に充分満足すべきものであった。

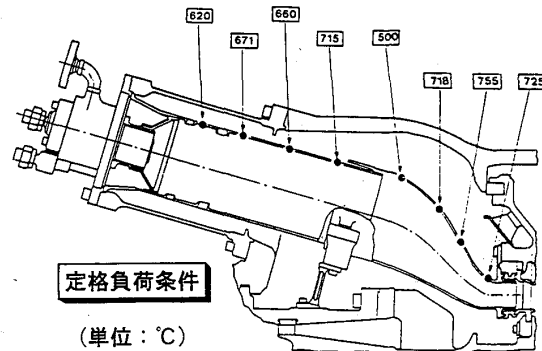


図20 実機壁温分布

7. あとがき

少量の冷却空気で壁温を効果的に冷却することはガスタービンの高温化，低NO_x化，燃料多様化に重要である。 当社では，MTFIN，PLATEFINという2種類の複合冷却構造を開発し，1250℃級ガスタービンMF111に実用するとともに，低カロリーガス焼きガスタービンMW701Dに実用して，2年近くの運転実績を得ている。 今後の高温ガスタービン燃焼器には本稿に述べたような複合冷却構造は不可欠であるとともに，信頼性維持に非常に有効であるといえる。

(参考文献)

- (1) Akita et al ; "Development and Testing of the 13MW Class Heavy Duty Gas Turbine MF111" ASME 87GT37
- (2) Kuznar et al ; "Interim Rig Test Results of an Advanced Cooled Utility Turbine Combustor Burning a CDL Fuel" ASME 82-JPGC-GT-12
- (3) Gardner, W. B ; "Energy Efficient Engine Flight Propulsion System Preliminary Analysis and Design Report" NASA CR-159487

A-8

輻射環境を積極的に制御した高温・高速場 用温度プローブの試作研究

佐藤 幸徳 (石川島播磨重工)
・ 米沢 克夫 (石川島播磨重工)
堀 守雄 (東京大学工学部)

1. 緒言

近年ガスタービンは、その熱効率の向上のために高温化の傾向が著しく、その要素開発において高温・高速場の温度計測技術の必要性が高まっている。

高温ガスの温度計測は、火炎の構造、特性を把握するために古くから多くの研究が行われている。¹⁾ 高温・高速場の温度計測には計測場を乱さない非接触式の計測法が適しており、最近では光学機器、信号処理技術の発達に伴って、CARS、LIFに代表されるようなレーザを用いた温度計測法が盛んに研究されている。しかし、未だ研究の途上にあり、計測システムが非常に高価で複雑なこともあり、ガスタービン用燃焼器などの実用燃焼場への応用はほとんど行われていないのが現状である。²⁾

³⁾ 非接触の温度計測法としては、レーザを用いない反転法、二色法などの分光学的温度計測法が古くから研究されており、レシプロエンジンの燃焼室内温度計測に応用した例もあるが⁴⁾ 光路に沿って温度分布が存在する場合の計測値の評価に問題があり、局所温度の計測への応用には課題が多い。

このような現状から、実用燃焼場の局所温度計測には接触式温度計測法がよく用いられている。接触式温度計測法については古くから多くの研究がなされており、最近ではサファイア製のファイバの先端に白金薄膜による黒体を形成し黒体輻射強度から温度を計測する光ファイバ温度計(以下OFT (Optical Fiber Thermometer))というような新しい計測方法が開発され従来の貴金属熱電対の上限よりも500K高い温度の計測が高精度で可能とされている。⁵⁾ このOFTのアプリケーションや評価についての研究も行われつつある。⁶⁾ OFTは熱電対に比較すれば高価であり、同時多点計測に応用するには困難が多い。一方、熱電対を用いた方法は接触式温度計測法のなかでも安価で、既存の白金-白金ロジウム熱電対では2000K程度、寿命に問題があるもののタングステン熱電対では3100K程度までの高温計測が可能であり多くの研究がなされ、実用燃焼器の内部ガス温度分布計測に用いた例もある。

⁷⁾ 熱電対による温度計測では、輻射、熱伝導などによる誤差が問題であり、誤差の評価方法の研究や多重輻射シールドあるいはガスを高速で吸引することにより誤差を小さくしようという試みがなされている。⁸⁾ ⁹⁾ ¹⁰⁾ 佐藤ら⁹⁾の熱電対の周囲に5重の遮熱シールドを取り付けた例ではガス温度1500K、ガス流速120m/sの条件で1%以下の誤差で温度計測可能である。また、田丸ら¹²⁾の白金シールドを用い

た例では、ガス温度 1300 K、ガス流速 120 m/s の条件で 2 % 以下の誤差で同時多点温度計測が可能である。

本研究では、これらの熱電対の誤差を小さくしようという試みとは別に、計測上生じる誤差を温度プローブが使用される環境に関係なく一定となるように積極的に制御することにより、高温、高速場の局所温度の同時多点計測が高精度で行える安価なプローブを試作した。耐久性を増すために冷却プローブとし、その誤差を定性的に評価した例はあるが¹¹⁾ そのようなプローブの誤差を理論的に考察し、実験的に補正式をたて、実用燃焼器の計測に応用し、定量的な評価を行った例は見当たらない。試作した温度プローブはガス温度 2100 K_{max} ガス流速 700 m/s_{max} の計測を目標として、プローブに生じる誤差を積極的に制御するように設計されている。この温度プローブの誤差を半理論、半実験的に評価し、実機試験に供試した結果、高温、高速場での十分な耐久性を有しかつ高い精度で温度計測が可能であり、燃焼器の性能把握に非常に有用であることがわかった。以下では、この温度プローブの概念、構造、較正方法と結果、応用例について報告する。

2. 温度プローブの概要

2.1 温度プローブの設計

ここでは、プローブの概念設計について説明する。

プローブの形式は局所温度を同時多点計測できる温度計測方法としては最も手軽な方法である熱電対を用いるものとした。

一般に熱電対による温度測定には以下のような問題点がある。

- 1) 熱電対に使われている金属の融点、強度により計測条件が制限される。
- 2) 周囲の低温壁への輻射、低温の支持部への熱伝導などにより誤差が生ずる。
- 3) 時間分解能が悪い。

このうち、3) 時間分解能については、本プローブはガスタービン用燃焼器のような定常温度場の時間平均温度の測定に適用するのでここでは問題とはならない。

1) 計測条件の目標値は前項で述べたとおり通常の熱電対をそのまま適用できない範囲である。従って、プローブは冷却プローブとならざるを得ない。

冷却プローブとした場合には、2) 誤差が大きな問題となる。冷却プローブとする以上誤差を完全になくすことは不可能である。しかし、使用される環境によらずプローブの誤差がガス温度、圧力などの場の条件のみで決まるようにコントロールできれば、任意の環境で得られた較正データを別の任意の環境での計測に適用できるはずである。

一般に熱電対に生ずる誤差の主たる要因としては、輻射と熱伝導による損失があげられる。

輻射による損失 Q_r は以下のように示される。

$$Q_r = \sigma (T_m^4 - T_w^4) A_m F \quad \dots 1)$$

σ : ステファンボルツマン定数

T_m : 熱電対指示温度

T_w : 熱電対周囲の低温壁面の温度

A_m : 熱電対の表面積

F : 輻射率も考慮した熱電対から低温壁を見た形態係数

一方熱伝導による誤差については、仲田ら⁸⁾がシース熱電対についてパラメトリックな研究を行い以下のような関係を明らかにした。

$$\frac{T_m - T_g}{T_b - T_g} = \frac{1}{\cosh(1.72 l / D \times \sqrt{((\lambda C \text{Red}^n \text{Pr}^{0.31}) / k + 0.5)})} \quad \dots 2)$$

T_b : 熱電対支持部の温度

T_g : ガス温度

l : 熱電対の挿入長さ

D : 熱電対径

λ : ガスの熱伝導率

Red : 熱電対径基準のレイノルズ数

k : 熱電対の平均熱伝導率

C, n : Red で決まる定数

図1に示すようなモデルについて、ガスから熱電対への熱伝達量

$$Q_h = h A_m (T_g - T_m)$$

Q_h : ガスと熱電対間の熱伝達量

h : 熱電対表面の熱伝達率

が、1)式と等しいとして輻射誤差を求め、2)式の熱伝導の誤差と比較した。なお、計算において形態係数 $F = 0.5$ とし、熱電対表面の熱伝達率 h はヌセルト数 $Nu = 2.0 + 0.6 \cdot \text{Pr}^{1/3} \cdot \text{Re}^{1/2}$ より求めた。また、熱電対径 D は熱電対のビードから熱電対支持部への熱伝導を考えて、仲田らに従いシース径 d_s を用いた。

その結果、 $T_g = 2273 \text{ K}$ のとき

輻射誤差 : 316 K

熱伝導誤差 : 2.0 K

$T_g = 1273 \text{ K}$ のとき

輻射誤差 : 30 K

熱伝導誤差 : 0.95 K

となり、熱電対の挿入長さを充分長くとおけば、熱伝導による誤差はほとんど無

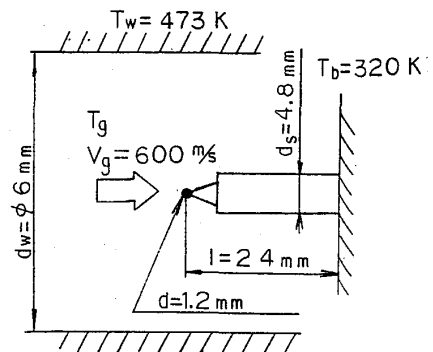


図1 誤差の概略検討モデル

視でき、輻射による誤差が支配的であることがわかる。

したがって、使用される環境によらずプローブの誤差がガス温度、圧力などの場の条件のみで決まるようにコントロールするためには輻射環境をプローブが使用される環境によらずガス温度、圧力などの場の条件のみで決まるように積極的に制御すればよい。そのためには、1) 式から明らかなように熱電対の表面積 A_m と輻射率も考慮した熱電対から低温壁を見た形態係数 F を熱電対の使用環境によらず一定にしてやればよい。 A_m はもともと使用環境とは無関係であるから F を一定にする、つまり熱電対からはいつも同じ壁が見えているような構造のプローブにしてやればよいことになる。

2. 2 構造

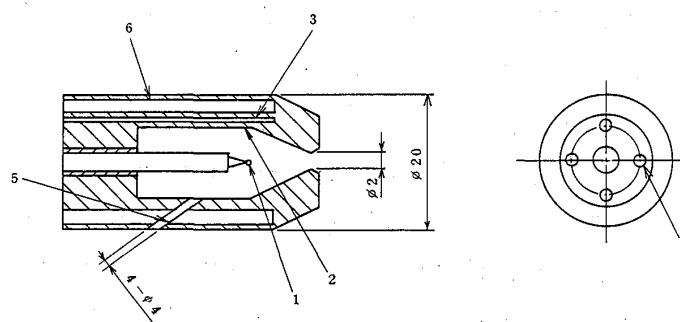
前述のような思想により設計した温度プローブを図2に示す。

中央の熱電対1を水冷ジャケットを有するシールド2で囲った構造となっている。

高温のガスは熱電対前方の小穴から流入し、熱電対により温度計測されてプローブ側面のガス抜き穴5から流出する。

輻射環境を一定に保つために熱電対の周囲を水冷シールドで囲み熱電対からはシールドの内面だけが見えるようにガスの入口孔、ガス抜き穴の配置、寸法が設定されている。

後述のように、プローブの較正のためにはシールドの温度、ガスの圧力が重要なパラメータとなるので、プローブにはシールド温度計測用熱電対3と全圧管4が取り付けられている。



3. プローブの較正

3. 1 較正方法

ここでは較正の方法について述べる。

1) より

$$Q_r = Q_h = h A_m (T_g - T_m)$$

図2 温度プローブ

Q_h : ガスと熱電対間の熱伝達量

h : 熱電対表面の熱伝達率

として、 $T_w \ll T_g$ を考慮すると、

$$\frac{T_g - T_w}{T_g - T_m} = \frac{C_1 h}{T_g^3} + C_2 \quad \dots 3)$$

C_1, C_2 : 定数 = $f(\varepsilon_w, \varepsilon_m, A_m, A_w, \text{熱電対形状, 周囲壁形状})$

という関係が得られる。

つまり、プローブを較正することは、 T_g 、 T_w 、 T_m 、 h を変化させてプローブに固有な値である C_1 、 C_2 を求めることにほかならない。

h を場の条件から予測するために、図3に示すように次元解析をして場の条件と h の関係を検討した。¹³⁾¹⁴⁾¹⁵⁾¹⁶⁾この検討過程では、できるだけ補正式が簡略化できるようにするために、 $Pr = \text{一定}$ 、 $C_p \propto T_g^3$ （種々の実験式から計算上有効となりそうな項までをとった。）とするなどかなり大胆な仮定をしている。しかし、半実験的に係数を決定するので実用上はこれでよいと判断した。

図3より、 $h \propto T_g^{23/6} \cdot Pt^{-1/4}$ を3)式に代入すれば

$$\frac{T_g - T_w}{T_g - T_m} = A T_g^{5/6} P t^{-1/4} + B \quad \dots 4)$$

A, B : 実験定数

$P t$: 全圧

4)式より、2.2項で述べたようなプローブについて、 T_g 、 T_m 、 T_w 、 $P t$ を変化させて計測し A, B を求めることがプローブを較正することに相当することがわかる。しかも、2.2項で述べたようなプローブであれば任意の使用環境において求められた定数 A, B は別の使用環境に対しても適用できるはずである。

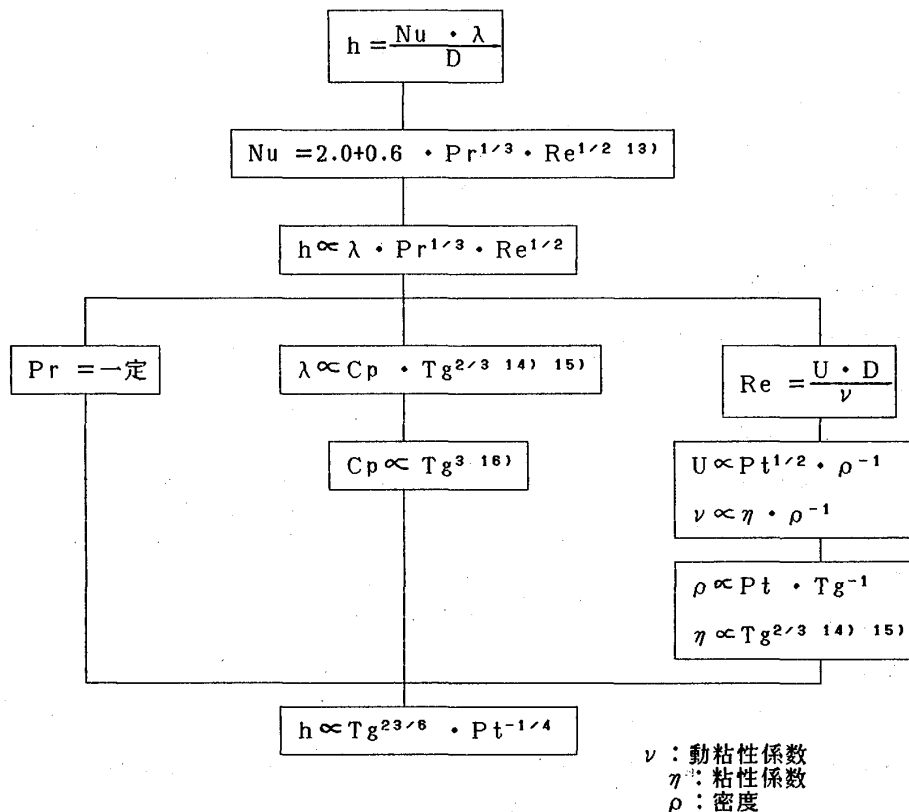


図3 熱伝達率の解析

3.2 校正装置

図4にプローブの校正装置を示す。校正装置はカン型燃焼器1の後方にVガッタ型保炎器2とスプレーバ3を有する再熱装置を取り付けた構造となっている。校正装置の最後尾のノズル4後方に基準温度計5と本温度プローブ6を設置して両者の指示値を比較することにより温度プローブの校正を行う。

- | | |
|---------|---------------|
| 1.予熱燃焼器 | 5.基準温度計 (OFT) |
| 2.スプレーバ | 6.温度プローブ |
| 3.保炎器 | 7.燃料噴射弁 |
| 4.ノズル | 8.水冷ジャケット |

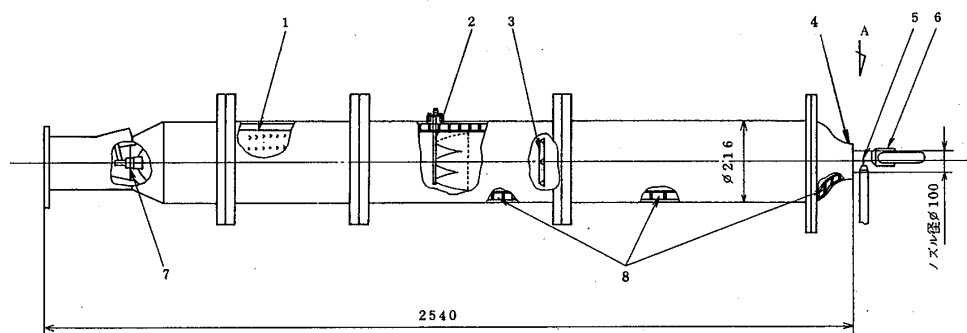


図4 校正装置

基準温度計には、サファイア製ファイバの先端に白金薄膜による擬似黒体を形成し、黒体の輻射強度から温度を計測するOFTを用いた。OFTは使用前にあらかじめ計測範囲をカバーできる既知温度の黒体炉を用いて、白金薄膜による黒体からの輻射強度と温度の関係を校正してある。計測時にはまずOFTによりガス温度を計測し、その後OFTを温度プローブの前方から移動させて、温度プローブの指示値を計測した。OFTと温度プローブの位置関係を図5に示す。

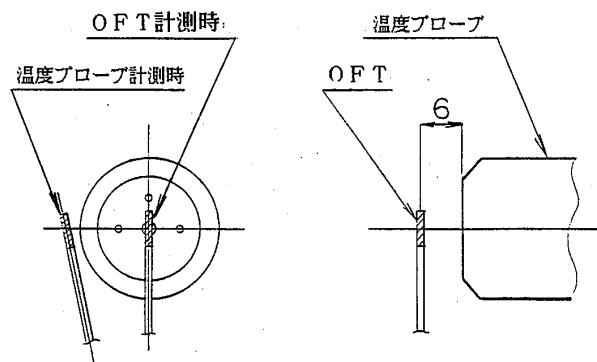


図5 温度プローブとOFTの位置関係

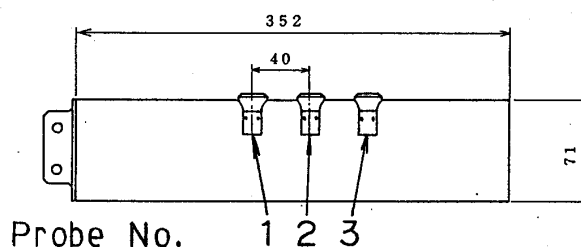


図6 楕円プローブ

3.3 校正結果

ここでは、図6に示すような図2の温度プローブを楕円に取り付けた温度プローブの校正結果を紹介する。図7にOFTと温度プローブの指示値を比較して示す。

校正時には、空気流量 $W_a = 0.95 \text{ kg/s}$ (一定) としスプレーバから供給する燃料流量を変えて、ガス温度を変化させた。このとき、ノズル部でのガス流速は空燃比の変化に応じて $300 \text{ m/s} \sim 590 \text{ m/s}$ の範囲で変化し、校正パラメータである全圧 $P_t = 1.2 \text{ kg/cm}^2 \text{a} \sim 1.4 \text{ kg/cm}^2 \text{a}$ 、シールド温度 T_w は $400 \text{ K} \sim 520 \text{ K}$ 。

であった。図7に示すようにガス温度の変化に対して温度プローブの指示値は良い再現性を示している。

次に、温度プローブの補正式を求めるために、図7のデータを4)式の右辺と左辺の関係で示すと図8のようになる。輻射環境を制御するために図6の温度プローブでは熱電対のビードの大きさ、形状、位置、冷却シールドの形状、寸法などを厳しく公差管理して製作した。このため、図8のように個々の温度プローブごとのばらつきはかなり小さくなっており、3つの温度プローブの補正を1つの補正式ですませられ、輻射環境がうまく制御されていることがわかる。

図8より得られた補正式は以下のとおりである。

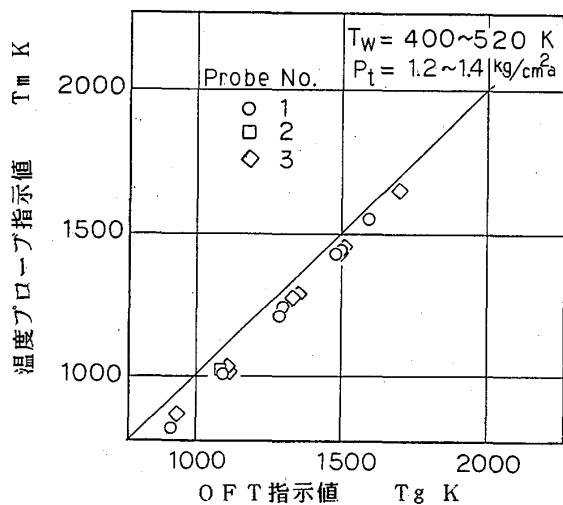


図7 温度プローブの指示値とO.F.T.指示値の関係

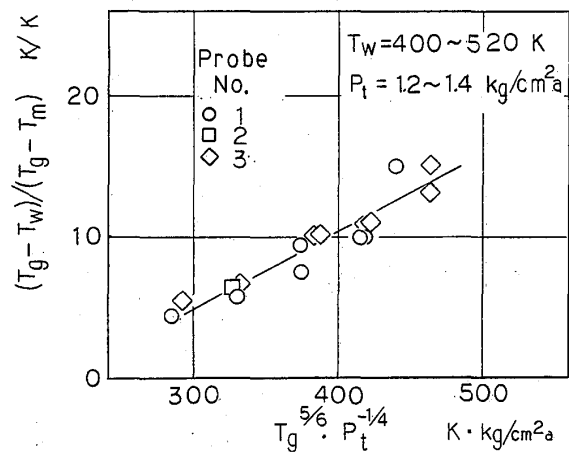


図8 較正結果

$$\frac{T_g - T_w}{T_g - T_m} = 0.054 T_g^{5/6} P_t^{-1/4} - 11.45$$

この補正式の基準温度計の指示値に対する精度を確認するために、補正式から得られる T_g と計測した T_g を比較して図9に示す。両者の値は非常によく一致しており、その精度は基準温度計に対して1.5%以下であり、要素試験用として十分な精度である。

4. 温度プローブの適用

3項により較正した温度プローブを図4の較正装置よりも高い温度が実現できる高温高速風洞の出口温度計測に利用した。

このとき、全圧 $P_t = 1.5 \text{ kg/cm}^2\text{a}$
 $\sim 1.8 \text{ kg/cm}^2\text{a}$ 、シールド温度

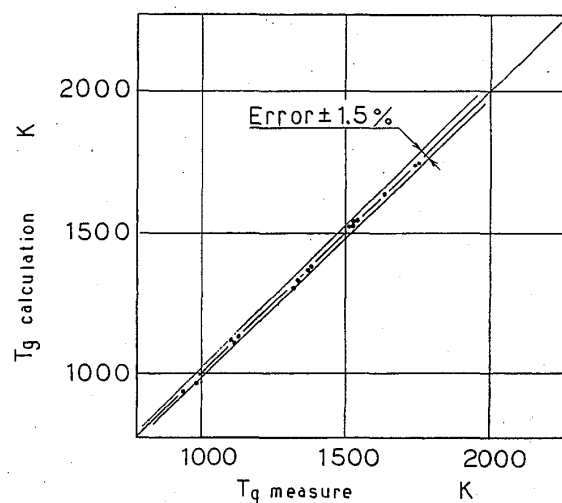


図9 補正式の評価

$T_w = 400\text{ K} \sim 580\text{ K}$ であり、3項で述べた補正式の誘導に用いた仮定が適用できる範囲内なので3項で得られた補正式をそのまま適用できると考えられる。その結果、温度プローブの補正温度で最高 2100 K の温度計測が可能であることが実証された。また、温度プローブの焼損ではなく、十分な耐久性を有することが証明された。

5. 結言

- 1) 輻射環境を積極的に制御した高温、高速場用温度プローブを試作し、その校正を行い、最高 2100 K の高温、最高 600 m/s の高速場での温度計測に利用できることがわかった。
- 2) 上記温度プローブはシールド温度 T_w 、全圧 P_t をパラメータとして、校正できることがわかった。
- 3) 今回得られた補正式の精度は基準温度計の指示値に対して 1.5% 以下であった。

参考文献

- 1) A.G.Gaydon and H.G.Wolfhald "Flames"(4th Edition),(1979),Chapman & Hall.
- 2) 機械学会, RC-66, 研究成果報告書,(1985).
- 3) 五味, ほか4名, 第24回燃焼シンポジウム前刷集,(1986),1.
- 4) 庄司, 機論, 51-463 (1985), 1091.
- 5) R.R.Dils, J.Appl.Phys., 54-3, (1983), 1198.
- 6) 高橋, ほか2名, 機論, No.87-0429B, (1987),3417.
- 7) 田丸, ほか3名, 機論, No.85-1186B, (1986),3622.
- 8) 仲田, ほか2名, 石川島播磨技報, Vol.15, No.1, (1975),34.
- 9) 佐藤, ほか1名, 第12回ガスタービン定期講演会論文集, (1984),49.
- 10) G.T.Lalos and J.Res, Nat. Bur. Stand., Wash., 47,(1951),179.
- 11) G.Matton, C.Fouere, 6th Symp. on Comb.,(1957),757.
- 12) 田丸, ほか2名, ガスタービン学会誌,15-57,(1987),81.
- 13) 機械学会,"伝熱工学資料", (1986).
- 14) 佐藤,"物性定数推算法", 丸善,(1973).
- 15) R.C.Reid and T.K.Sherwood,"The Properties of Gases and Liquids", (1958), McGraw-Hill.
- 16) J.F.Sellers, C.J.Daniele, NASA-TN-D-7901,(1975). など.

ガスタービン翼背面の全面膜冷却に関する実験的研究

吉川 進三

(同志社大学・工)

* 坂口 勝次

(同志社大学・院)

1. 緒言

高温気流にさらされる物体の冷却法の最も有効な方法の一つである膜冷却は、比較的局所的な冷却方法であるので、物体表面に多数の吹出し孔を設けた、いわゆる全面膜冷却が注目されている。

先にガスタービン翼腹面の全面膜冷却について報告した⁽¹⁾が、本研究では、ガスタービン翼背面の中心線上に、それぞれ吹出し角 60° であけた 3 個の単一出し孔を設け、吹出し質量比および密度比を変化させて吹出し、翼面上の膜冷却効率を求めた結果と、さらに、重ね合わせの原理を用いて、ガスタービン翼背面の全面膜冷却効率分布の予測を行った結果を報告する。

2. 実験装置および実験方法

実験は、翼列を配置した開放型常温低速風洞によって行われた。実験装置は、吹出し孔形状を除けば文献(2)と等しい。測定域断面積は 200×900 [mm²]である。翼列形状は、翼弦長 $L = 168.8$ [mm]、節弦比 $t/L = 0.7$ 、入射

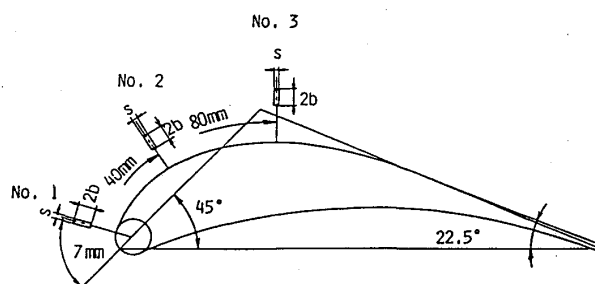


図1 供試翼形状および吹出し孔位置

角 $i = 0^\circ$ 、食違い角 $\gamma = 45^\circ$ である。供試翼形状および吹出し孔形状を図1に示す。なお、吹出し孔形状は、 $2b \times s = 6 \times 2$ [mm²]であり、吹出し孔はスパン方向幅 200 [mm]の翼背面の中心線上に単一孔として $X = 7, 40$ および 80 [mm]の位置にあけた。以下、No. 1, No. 2 および No. 3 の孔と呼ぶことにする。吹出し流は、フロン12または二酸化炭素を含む空気として吹出し孔より吹出され、翼面上に設けた $\phi 0.5$ [mm]の測定孔からポンプで混合ガスを連続的に採取し、これを赤外線分析計で計測して、熱と物質移動の類推性を利用することにより膜冷却効率を求めた。ここで、流入速度 U_e は約 11.1 [m/s]に維持され、翼面上の静圧分布から各吹出し点における境界層外端速度 U_1 を求めたが、No. 1 ~ No. 3 の孔における U_1/U_e の値はそれぞれ 2.09 , 2.36 および 2.80 であった。吹出し質量比 M_1 は $0.2 \sim 0.9$ 、密度比 R は $1.0 \sim 3.0$ の範囲で変化させ、吹出し角は全て $I_a = 60^\circ$ とした。また、結果の整理には、吹出し質量比 M_1 の他に、吹出し運動量比 I_1 および吹出し速度比 V_1 も用いた。これらの間には、 $M_1 = R V_1$, $I_1 = M_1 V_1 = R V_1^2$ という関係がある。

3. 実験結果および考察

まず一例として、No. 2 の孔から $R=2.0$ で吹出した場合の、中心線上の膜冷却効率の流れ方向分布を図2に示す。図の下の方軸には、吹出し孔中心から翼面上に沿った距離 X_i を吹出し孔流れ方向幅 s (図1参照) で無次元化した X_i/s をとり、上の方軸には、前縁基準点から翼面上に沿った距離 X を翼弦長 L で無次元化した X/L をとって示した。参考のため、吹出し運動量比 I_1 も図中に示した。図2より、中心線上の膜冷却効率 η_c は吹出し孔から下流に向かって急激に減少しているのがわかる。

また、吹出し流はスパン方向にも拡散するので、本研究ではスパン方向の膜冷却効率 η の分布を測定し、 $\eta/\eta_c=0.5$ となるスパン方向位置、すなわち、半値幅 $Z_{1/2}$ を各実験条件について求めた。その一例として、No. 2 の孔から $R=1.0$ で吹出した場合の、スパン方向半値幅 $Z_{1/2}$ 分布を図3に示す。ここで、図の縦軸の $Z_{1/2}/b$ は、 $Z_{1/2}$ を吹出し孔スパン方向幅の半分 b (図1参照) で無次元化したものである。図3より、スパン方向半値幅 $Z_{1/2}$ は流れ方向にほぼ単調に増加し、その増加率は、 $M_1(I_1)$ の増加とともに増加することがわかる。これは他の実験条件でも同様であった。

また、このようにして求めた半値幅 $Z_{1/2}$ で無次元化したスパン方向距離 $Z/Z_{1/2}$ を横軸に、 η_c で正規化した膜冷却効率 η/η_c を縦軸にとった実験結果の中から、一例として No. 2 の孔から $R=3.0$ で吹出した場合の分布を図4に示す。図中に実線で描かれた曲線は、発達した自由噴流の無次元分布とよく一致するといわれる、ガウスの誤差曲線⁽³⁾であり、次式で与えられる。

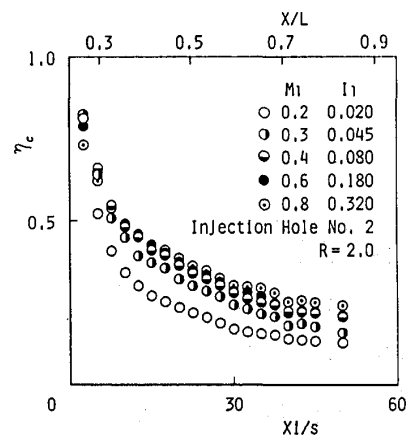


図2 中心線上の膜冷却効率の流れ方向分布

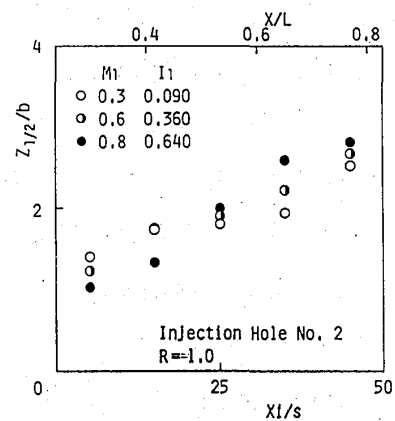


図3 スパン方向半値幅分布

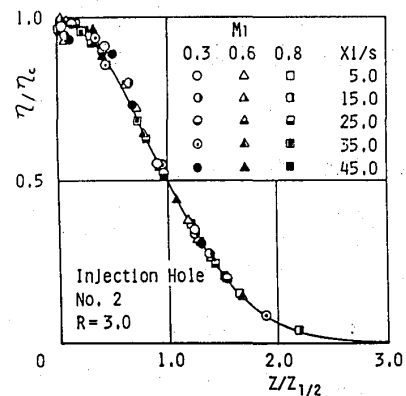


図4 膜冷却効率のスパン方向分布

$$\eta/\eta_c = \exp \{-1.2 \cdot (Z/Z_{1/2})^2\} \quad (1)$$

図4より、実験点は、ガウスの誤差曲線上によくのっていることがわかる。図は省略したが、他の実験条件でも同様であった。

膜冷却効率は、吹出し流が主流中に貫通することによって影響されるので、吹出し質量比 M_1 よりもおもに吹出し運動量比 I_1 に支配されるといわれており^{(4)・(5)}、また、腹面側において、吹出し位置および密度比に関係なく、中心線上の膜冷却効率は、吹出し運動量比および吹出し孔からの無次元距離のみの関数として表わされることを先に報告した⁽¹⁾。したがって、本研究の背面側においてもこのことが予想され、種々の密度比で吹出した場合の中心線上の膜冷却効率と各吹出しパラメータ M_1 、 V_1 、および I_1 の関係を調べた結果、図は省略するが、やはり腹面側と同様に、中心線上の膜冷却効率 η_c は、おもに吹出し運動量比 I_1 によって支配されることがわかった。そこで、No. 1 ~ No. 3 の孔から吹出した場合の、 $X_i/s = 5.0$ における吹出し運動量比 I_1 と中心線上の膜冷却効率 η_c の関係を図5に示す。図より X_i/s の値が同じならば、吹出し位置および密度比が異なってもほぼ同一の曲線上にのることがわかる。このことは、 X_i/s が変化しても同様であった。これらの実験点を表わす実験式として次の式を採用する⁽¹⁾。

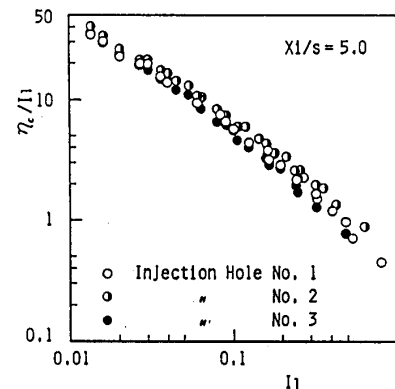


図5 中心線上の膜冷却効率と吹出し運動量比の関係

$$\eta_c = A I_1 / (I_1 + B)^C \quad (2)$$

ここで、 A 、 B および C は定数であり、種々の X_i/s に対して最小自乗法で求めた。その結果を図6に示す。図より、 A および B は X_i/s とともに曲線的に変化するが、 C は直線的に変化することがわかる。 A 、 B および C の値を再び最小自乗法でそれぞれ次のように求めた。

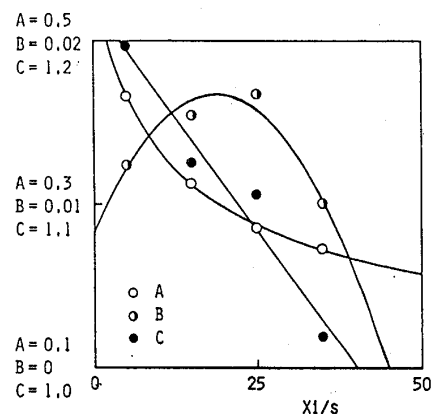


図6 定数 A 、 B および C の流れ方向変化

$$A = 1.10 / (X_i/s + 4.78)^{0.408} \quad (3)$$

$$B = -2.43 \times 10^{-5} \cdot (X_i/s)^2 + 9.11 \times 10^{-4} \cdot X_i/s + 8.24 \times 10^{-3} \quad (4)$$

$$C = -5.52 \times 10^{-3} \cdot X_i/s + 1.223 \quad (5)$$

図中の実線は、式(3)～(5)を示す。式(2)～(5)より、吹出し位置および密度比に関係なく、中心線上の膜冷却効率 η_c は、吹出し運動量比 I_1 と吹出し孔からの無次元距離 X_i/s のみの関数として表わすことができる。

本研究で行った 300 条件の実験結果について、上式の計算結果との比較を図7に示す。両者の一致はほぼ良好であるが、 η_c/I_1 の小さい領域でその差は大きく、計算結果との比で誤差を定義すると、最大誤差は 57.8%，平均誤差は 10.8%である。

つぎに、式(2)～(5)を用い、 X_i/s と η_c の関係を I_1 をパラメータにとった結果を図8に示す。図より、 $I_1=0.05$ の曲線が $X_i/s > 40$ に対して示されていないのは、この領域で、 η_c が再び増加するために計算を打ち切ったものであり、上の実験式がこの領域では不适当であることを示している。吹出し孔直後では吹出し運動量比 I_1 が比較的小さい方が、吹出し流が主流によって曲げられて翼表面に沿いやすいために膜冷却効率は良好であるという、これまでに知られた傾向⁽⁵⁾と一致している。

つぎに、スパン方向に関して、腹面側では、スパン方向半値幅 $Z_{1/2}$ の下流方向への増加率は、吹出し角が一定であれば吹出し位置が変化してもほぼ一定である⁽⁶⁾ということを考慮に入れ、本研究においても、 $Z_{1/2}$ の増加率が一定であることを仮定して、 η_c の場合と同じように No. 1～No. 3 の孔に関して、スパン方向半値幅 $Z_{1/2}$ を吹出し運動量比 I_1 で表わすことを試みる。

No. 1～No. 3 の孔から吹出した場合の、 $X_i/s=5.0$ における吹出し運動量比 I_1 とスパン方向半値幅 $Z_{1/2}$ の関係を、図9に示す。図より X_i/s の値が同じならば、吹出し位置および密度比が異なってもほぼ同一の曲線上にのることが

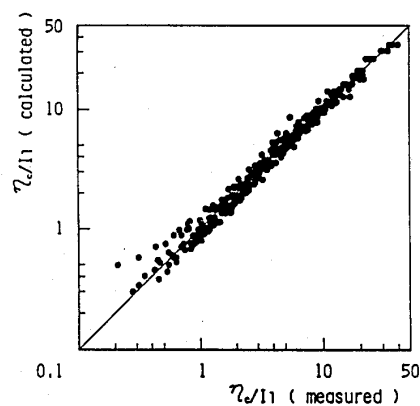


図7 中心線上の膜冷却効率の実験と計算結果の比較

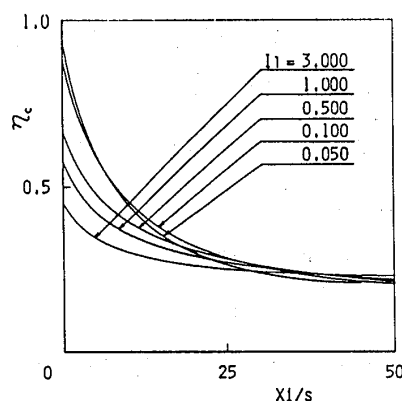


図8 中心線上の膜冷却効率の流れ方向分布(計算)

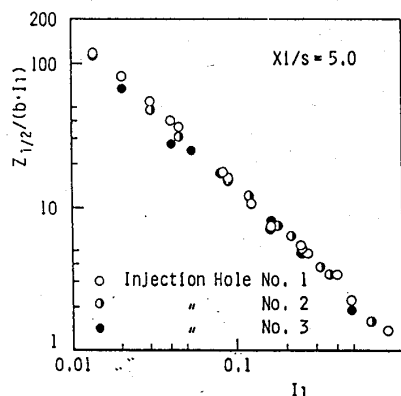


図9 スパン方向半値幅と吹出し運動量比の関係

わかる。このことは、 Xi/s が変化しても同様であった。これらの実験点を表わす実験式として中心線上の膜冷却効率 η_c の場合と同様に次式を採用する。

$$Z_{1/2}/b = A I_1 / (I_1 + B)^C \quad (6)$$

ここで、 A 、 B および C は定数であり、種々の Xi/s に対して最小自乗法で求めた。その結果を図10に示す。図より、 A および B は Xi/s とともに直線的に変化するが、 C は曲線的に変化することがわかる。さらに、 A 、 B および C の値を最小自乗法でそれぞれ次のように求めた。

$$A = 4.69 \times 10^{-2} \cdot Xi/s + 0.826 \quad (7)$$

$$B = -3.89 \times 10^{-5} \cdot Xi/s + 2.14 \times 10^{-3} \quad (8)$$

$$C = 1.269 / (Xi/s + 0.82)^{0.0703} \quad (9)$$

図中の実線は、式(7)～(9)を示す。式(6)～(9)より、吹出し位置および密度比に関係なく、スパン方向半値幅 $Z_{1/2}$ は、中心線上の膜冷却効率 η_c と同様に吹出し運動量比 I_1 と吹出し孔からの無次元距離 Xi/s のみの関数として表わすことができる。

本研究において行った156条件の実験結果について、上式の計算結果との比較を図11に示す。両者の一致はほぼ良好であるが、 $Z_{1/2}/(b \cdot I_1)$ の小さい領域でその差は大きく、計算結果との比で誤差を定義すると、最大誤差は50.3%、平均誤差は10.6%である。

つぎに、式(6)～(9)を用い、 Xi/s と $Z_{1/2}$ の関係を I_1 をパラメータにとって図12に示す。図より、 $Z_{1/2}$ は Xi/s とともにほぼ直線的に増加するが、その増加率は I_1 とともに増大することがわかる。また、 $I_1=0.1$ および0.05の曲線が、 $Xi/s < 5$ の領域で吹出し孔直後か

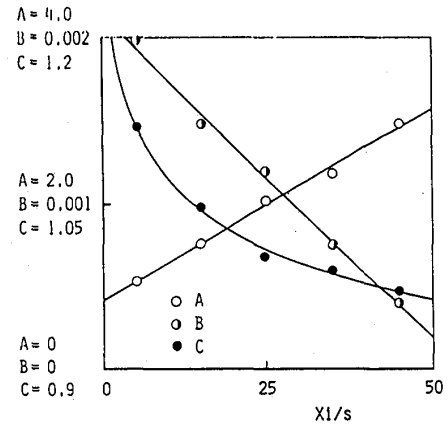


図10 定数 A 、 B および C の流れ方向変化

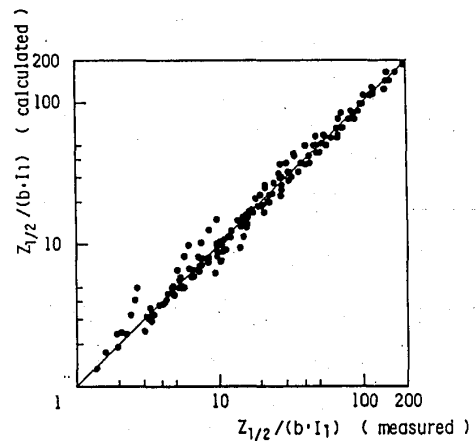


図11 スパン方向半値幅の実験と計算結果の比較

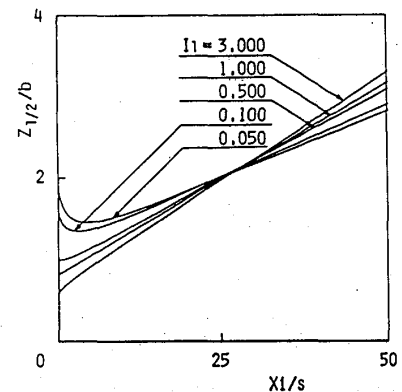


図12 スパン方向半値幅の流れ方向分布(計算)

ら $Z_{1/2}$ が著しく減少している。この付近の実験点はないが、上の実験式がこの領域では不適当である可能性がある。

また、本実験技術上の制約から、翼表面上のスパン方向濃度分布の測定は、 $X/L > 0.65$ においては困難であった。したがって、 $X/L > 0.65$ におけるスパン方向膜冷却効率分布を予測することができないが、 $X/L < 0.65$ においては、中心線上の膜冷却効率の値を知れば、翼面上の膜冷却効率を求めることができる。

中心線上の膜冷却効率 η_c およびスパン方向半値幅 $Z_{1/2}$ が、上に述べたように、吹出し孔からの無次元距離 Xi/s と吹出し運動量比 I_1 のみの関数として求められた。これら実験式とガウスの誤差曲線式を用いて、翼面にあけられた吹出し孔から下流における膜冷却効率分布を予測することができる。

つぎに、翼全面にわたって一定値以上の膜冷却効率を保つためには、吹出し孔からある程度下流の位置に再び吹出し孔を設けた、いわゆる全面膜冷却を行う必要がある。この観点から、上式を用い、吹出し孔から一定距離下流域における平均中心線膜冷却効率 $\overline{\eta}_c$ を計算した。その結果を、それぞれ横軸に吹出し運動量比 I_1 、助変数に領域の下限 $(Xi/s)_l$ をとり図13に示す。図より、助変数の領域が大きくなると、 $\overline{\eta}_c$ の最大値は吹出し運動量比 I_1 の大きい方へ移行することがわかる。図から、吹出し位置および密度比に関係なく、最適吹出し運動量比は 0.05 ~ 0.10 程度であることがわかる。

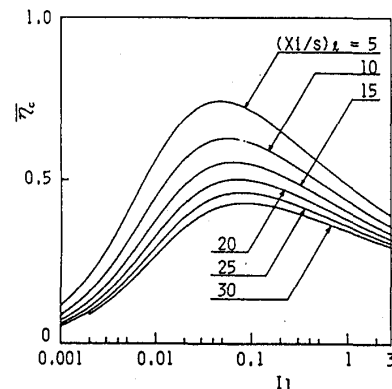


図13 平均中心線膜冷却効率と吹出し運動量比の関係

これまで得られた結果を用い、効果的な全面膜冷却方法について考察するとともに、実験結果の評価を試みる。

まず一例として、平均中心線膜冷却効率 $\overline{\eta}_c > 0.5$ を得るために、図13より、 $Xi/s = 20$ ごとに吹出しを行うとすると、 $0.055 < I_1 < 0.12$ の範囲の吹出しを行えばよいことがわかる。しかし、 $I_1 = 0.07$ で $\overline{\eta}_c$ は最大値をとるので、式(2)～(5)に $I_1 = 0.07$ 、 $Xi/s = 0$ および 20 を代入すると $\eta_c = 0.92$ および 0.31 を得る。すなわち、 $Xi/s = 0$ で $\eta_c = 0.92$ 、 $Xi/s = 20$ で $\eta_c = 0.31$ となり、 $0 < Xi/s < 20$ の区間の平均値が $\overline{\eta}_c = 0.5$ となることがわかる。したがって、この区間においては $\eta_c/I_1 > 4.4$ となる。また、期待する平均中心線膜冷却効率を 0.5 以上とすれば、 η_c/I_1 の値もさらに大きくなることはもちろんである。

以上のことを考慮すると、図7において、 $\eta_c/I_1 < 1.0$ で特に実験結果と計算結果の差が大きかったが、この領域での誤差は実用上重要ではない。 $\eta_c/I_1 > 4.4$ の範囲に限って計算結果と実験結果を比較すると、その最大誤差は 35.8 %、平均誤差

は 8.2 % となる．実用上は，これが本研究の実験式の誤差と考えることができる．

つぎに翼面全体にわたってある程度以上の膜冷却効率を保つには，翼面上に複数個吹出し孔を設ける全面膜冷却が要求される．そこで下流域の膜冷却効率は上流にある n 個の孔からの吹出しによる膜冷却効率の，重ね合わせの原理⁽⁷⁾によって求められ，次式のように表わされる．

$$\eta = \sum_{i=1}^n \eta_i \prod_{j=0}^{i-1} (1 - \eta_j) \quad , \quad \eta_0 = 0 \quad (10)$$

また，その結果は実験結果とよく一致することが知られている^{(8), (9)}．

そこで以上の結果を用い，最適吹出し運動量比として $I_1 = 0.07$ のもとで，No. 1 ～ No. 3 の位置に， $Z/b = 2$ のピッチで，千鳥配列にあげられた孔から吹出した場合の等膜冷却効率線分布を，重ね合わせの原理（式（10））を

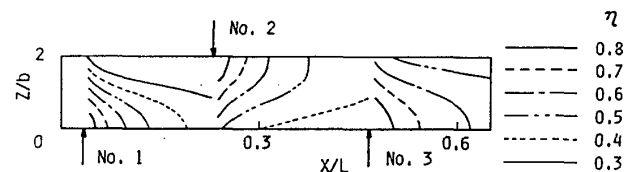


図 1 4 等膜冷却効率線
(No. 1 ～ No. 3 孔吹出し， $I_1 = 0.07$)

用いて計算した結果の一例を図14に示す．図の枠外の矢印は吹出し位置を示す．

4. 結 言

ガスタービン翼背面の中心線上の 3 箇所に吹出し角 $I_a = 60^\circ$ の単一孔をあけ，密度比および吹出し質量比を変化させて吹出し，熱と物質移動の類推性を利用して，翼面上の膜冷却効率を求め，つぎのことを知り得た．

- (1) 中心線上の膜冷却効率 η_0 に最も支配的な吹出しパラメータは，吹出し点における境界層外端速度 U_1 を用いて定義した吹出し運動量比 I_1 である．
- (2) 膜冷却効率のスパン方向半値幅 $Z_{1/2}$ は，流れ方向に単調に増加し，その増加率は，吹出し運動量比 I_1 の増加とともに増加する．
- (3) 中心線上の膜冷却効率 η_0 は，吹出し孔からの無次元距離 X_i/s と吹出し運動量比 I_1 のみの関数として，式（2）～（5）で表わされる．
- (4) 吹出し位置，密度比に関係なく，最適吹出し運動量比は 0.05 ～ 0.10 程度である．
- (5) 本研究で得られた中心線上の膜冷却効率に関する実験式の最大および平均誤差は，実用範囲内において，それぞれ 35.8 % および 8.2 % である．
- (6) 膜冷却効率のスパン方向半値幅 $Z_{1/2}$ は，吹出し孔からの無次元距離 X_i/s と吹出し運動量比 I_1 のみの関数として，式（6）～（9）で表わされる．

- (7) 中心線上の膜冷却効率 η_c で正規化したスパン方向の膜冷却効率 η/η_c と、スパン方向の半値幅 $Z_{1/2}$ で無次元化したスパン方向距離 $Z/Z_{1/2}$ の関係は、ガウスの誤差曲線とよく一致する。
- (8) 以上の結果と重ね合わせの原理を用いることによって、任意の配列の吹出し孔から最適条件で吹出した場合の膜冷却効率分布を予測することができる。

5. 記号

A, B, C :	実験式定数 (式(2)および式(6)参照)	
b :	吹出し孔スパン方向幅の半分 (図1参照)	
I_1 :	吹出し運動量比 ($=\rho_s U_s^2 / \rho_e U_1^2$)	I_a : 吹出し角
i :	入射角	L : 翼弦長
M_1 :	吹出し質量比 ($=\rho_s U_s / \rho_e U_1$)	
R :	密度比 ($=\rho_s / \rho_e$)	
s :	吹出し孔流れ方向幅 (図1参照)	t : 翼列ピッチ
V_1 :	吹出し速度比 ($=U_s / U_1$)	U : 速度
X :	前縁基準点から翼表面に沿って流れ方向に測った距離	
X_i :	吹出し孔中心から翼表面に沿って流れ方向に測った距離	
Z :	中心線からスパン方向に測った距離 (スパン方向距離)	
$Z_{1/2}$:	中心線から $\eta/\eta_c=0.5$ となるスパン方向距離 (スパン方向半値幅)	
γ :	食違い角	η : 膜冷却効率
$\bar{\eta}$:	平均膜冷却効率	ρ : 密度
添字	C : 中心線上	e : 翼列入口
	s : 吹出し流	1 : 速度境界層外端

6. 参考文献

- (1) 吉川・坂口, 機講論 (関西支部), No.884-2, (昭63-3), 13.
- (2) 吉川・岩崎, 機論, 50-455, B(昭59-7), 1761.
- (3) Rotta, J.C., 大路通雄訳, 乱流, (1975), 198, 岩波書店.
- (4) Abramovich, G.N., "The Theory of Turbulent Jets", (1963), 541, M. I. T. Press.
- (5) 吉川・尾崎, 機論, 53-490, B(昭62-2), 1832.
- (6) Yang, W.-J., "Heat Transfer and Fluid Flow in Rotating Machinery", (1986), 27, Hemisphere.
- (7) Sellers, J.P., AIAA J., Vol.1, No.9, (1963-9), 2154.
- (8) Muska, J.F., 他2名, Trans. ASME, Ser.A, Vol.98, No.4, (1976), 30.
- (9) Sasaki, M., 他3名, Trans. ASME, J. Eng. Power, Vol.101, No.1, (1979), 101.

A—10 端 壁 面 冷 却 に 及 ぼ す 三 次 元 流 れ の 影 響

青 木 素 直 (三菱重工業 高砂研究所)

*武 石 賢 一 郎 (三菱重工業 高砂研究所)

松 浦 正 昭 (三菱重工業 高砂研究所)

1. ま え が き

産業用ガスタービンの高温化は、既存の発電システムの熱効率を大きく上まわる高効率のコンバインドサイクル発電プラントをもたらした。コンバインドサイクルの効率改善は、トッピングサイクルを受け持つガスタービンの高温化に負う所が大きい。このため、大容量、高温ガスタービンの開発が活発に行なわれており、それらのタービン入口温度は、近々 1300°C レベルに達する。^{〔1〕}

こういった状況下にあつて、高温ガスタービンに用いる高温部材は、増々厳しい環境下に置かれる事になる。中でも初段ノズルは、燃焼ガスの不均一性を考慮すると最も厳しい状態にさらされる。この為、初段ノズルの最新の設計では、空力、冷却、構造を最適化した低アスペクト比翼となる傾向にある。このような低アスペクト比ノズルでは、二次流れが翼面の熱伝達率及びフィルム冷却空気の流れに与える影響を無視することが出来ない。それ故、高温ガスタービンの開発で、信頼性の高いノズル冷却設計を行なうためには、これら三次元流れ効果が熱伝達、フィルム空気流れに与える影響を把握することが不可欠である。本論文では、低アスペクト比ノズルからなる環状翼列を用いた伝熱試験の結果を基に、三次元流れ効果が、翼面及び端壁面の熱伝達率及びフィルム冷却効率に及ぼす影響について述べる。

2. 実験装置

本試験は、内径 400 mm 、外径 550 mm の環状翼列試験装置を用いて大気吸込状態で行なわれた。主流の乱れは、翼列前に設置した乱流格子により与えられている。ノズル入口、出口の流速はそれぞれ 15 m/s 、 40 m/s である。主流乱れは、翼列入口で 2.7% である。翼列は、アスペクト比 0.5 の供試翼 13 枚で構成されている。平均径断

表 1 翼列諸元

コード	150.25 (mm)
軸方向コード	91.582 (mm)
ピッチ	114.4 (mm)
高 さ	75 (mm)
アスペクト比	0.5 (—)
前縁半径	4.97 (mm)
後縁半径	1.96 (mm)
流入角度	90 (deg)
流出角度	18 (deg)

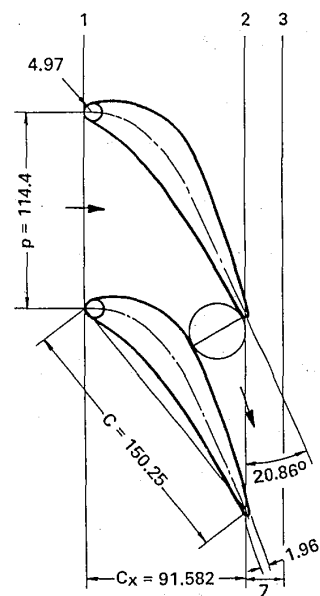


図 1 翼列の寸法

面における翼の諸元および形状を表 1，図 1 にそれぞれ示す。

供試翼の前縁，背側および腹側には図 2，表 2 に示す形状，寸法のフィルム冷却孔が設けられている。なお，翼形状，フィルム孔配列および寸法は，二次元翼列試験⁽²⁾と同一である。

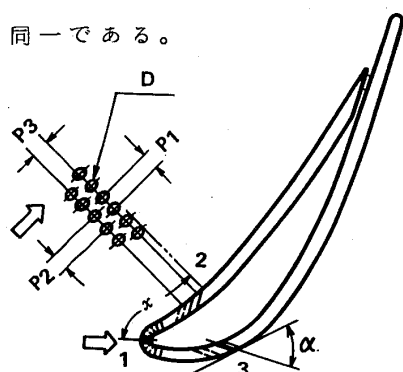


図 2 フィルム冷却孔位置

表 2 フィルム冷却孔寸法

フィルム孔番号		1	2	3
冷却孔直径	D [mm]	1.75	2.5	2.5
列 数	n	5	2	2
ピッチ	P1 [mm]	6.25	6.25	6.25
ピッチ	P2 [mm]	6.25	6.25	6.25
ピッチ	P3 [mm]	3.75	7.5	7.5
吹き出し角度	α [deg]	45	30	30
前縁からの距離	x [mm]	8.4	31.0	40.0

翼列を構成する 13 枚の内，6 枚が上記したフィルム冷却孔を持つ翼で，翼部および端壁部は断熱性の良いベークライトで製作され，更に断熱壁温度を測定する部分は硬質ウレタンフォームを用いて断熱性を強めている。残りの 7 枚は金属性翼で，この中央翼の翼部および端壁部には，圧力を計測する多数の静圧タップを設けている。

内外の端壁面には，図 3 に示すごとく翼列入口からスロート部にかけて 3

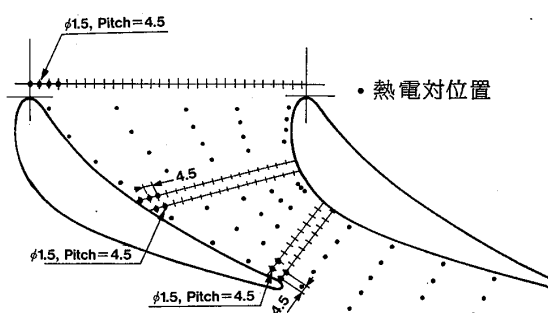


図 3 外側端壁面上のフィルム冷却孔位置

3. 計測手法

3. 1 熱伝達率計測手法

翼面および端壁部の局所熱伝達率の計測にはフオイルヒータ法を用いた。フオイルヒータは厚さ $5\mu\text{m}$ のニッケル箔を 0.3mm 厚さのガラスエポキシ基板に圧着し，ニッケル箔を矩形にフォトエッチングしたものである。局所熱伝達率は，測定箇所に貼られたヒータの電気加熱量と測定点の壁温度のエネルギーバランスより求められる。フオイルヒータは翼部で巾 $2.5\sim 5.0\text{mm}$ のヒータ 74 枚，一方端壁部では巾 5mm のヒータ 22 枚である。翼壁温度を計測するため $16.7, 33.3, 50.0, 58.3, 66.7, 83.7, 91.7\%$ の高さに，素線径 0.1mm の K 型熱電対を合計 134 点埋め込んでいる。内外の端壁部にも同様の目的で，フオイルヒータ 1 枚当り 5 点，計 110 点の熱電対を埋め込んでいる。本計測手法による，局所熱伝達率の測定精度は，平板等の既存のデータと比較することによって $\pm 10\%$ 以下であることを確かめている。

3. 2. フィルム冷却効率の測定手法

フィルム冷却試験は、主流を室温条件で、加熱した空気をフィルム冷却孔から吹き出すことにより行なわれた。フィルム冷却効率を求めるため、翼面および端壁面に埋め込んだK型熱電対で断熱壁温度を計測した。熱電対による壁温度計測と並行して、赤外線放射温度計を用いて翼部の背腹面の温度分布計測を行なった。翼部背側の計測では、翼後縁側から反射鏡を用いて、同様赤外線放射温度計で壁温度を計測した。翼表面には、放射率をほぼ1.0にするためカーボンブラックを塗った。

熱の散逸によるフィルム冷却効率の測定精度低下を調べるため、炭酸ガスをトレーサとした濃度分布からフィルム冷却効率を測定する手法を並用した。

4. 実験結果および検討

4. 1 翼面速度分布

翼面静圧分布から求めた代表的な翼面の速度分布を図4に示す。本環状翼列試験装置では、二次元翼型を用いているため、外側は平均径に比較しピッチ/コード比が大きい。図4より明らかなごとく外側ほど翼負荷が高くなっている。

平均径断面における速度分布は、二次元翼列試験結果とはほぼ一致している。〔2〕

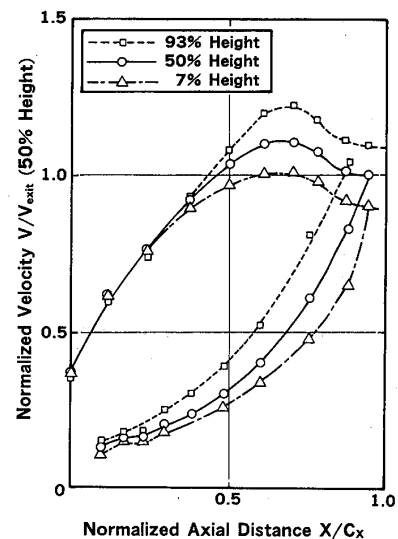


図4 翼面速度分布

4. 2. 熱伝達率計測結果

翼面の7断面につき計測した、翼面腹側および翼面背側の代表的な熱伝達率の分布をそれぞれ図5、図6に示す。

翼腹側の熱伝達率分布を示す図5においては、前縁からの各位置における高さ方向

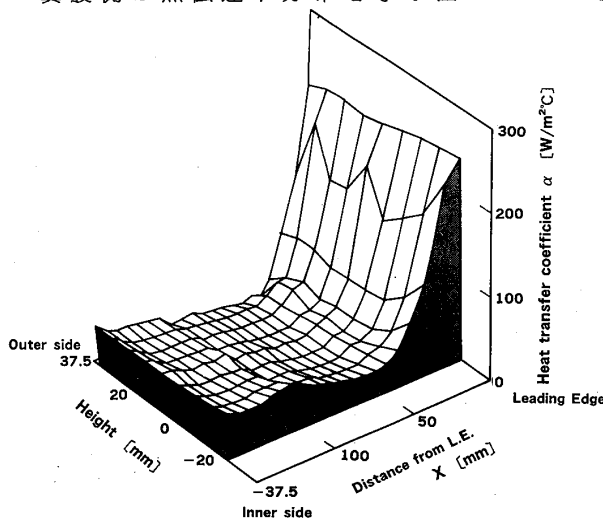


図5 翼面腹側の熱伝達率分布

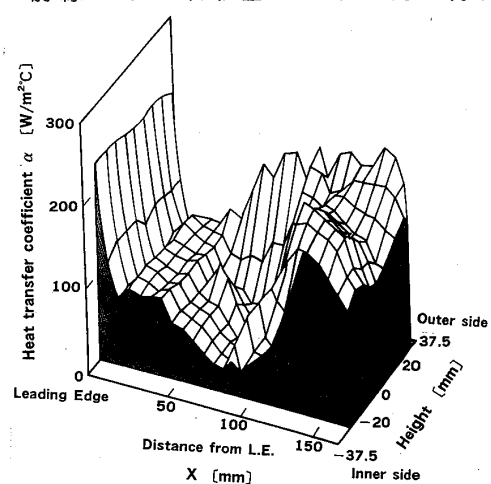


図6 翼面背側の熱伝達率分布

の熱伝達率の違いは小さく、ほぼ平均径断面の値と同程度である。翼面腹側の熱伝達率は、翼間の三次元流れの影響をほとんど受けない事がわかる。

図6より、翼面背側は、翼面腹側とは反対に翼間の三次元流れの効果を強く受けることがわかる。翼前縁と $x/s \simeq 0.3$ の間は、高さ方向に亘ってほぼ熱伝達率が均一である。しかし、外側端壁面に近い高さ91.7%の熱伝達率分布では、 $x/s \simeq 0.3$ より、熱伝達率は、平均径断面の値に比較して急激に増加している。特に、乱流遷移した後の乱流域で、熱伝達率は翼中央での値に比較して20%高い値になっている。外側端壁面に近い翼面に比較して、内側端壁面に近い翼面における熱伝達率は、 $x/s \simeq 0.6$ から熱伝達率の上昇が見られる。

翼背側後縁の端壁近傍では、Passage Vortex、および翼腹背の圧力差に基づく端壁流れにより翼背側に吹き寄せられ肥大した端壁境界層の影響により熱伝達率が増加している。これら二次流れの影響度合は、翼列形状と、壁壁面上の境界層に依存するものである。外側の端壁面に近い翼面で、この影響が大きい理由はピッチ/コード比が大きく翼負荷が高くこの為、翼背側と腹側の圧力差が大きく二次流れの影響が強いためと考えられる。

外側端壁面上の熱伝達率の測定結果を図7に示す。図7において、端壁面の翼前縁近傍に熱伝達率の高い領域が存在する。これは、端壁面に沿って発達した境界層が、翼前縁部で巻き上げられ、いわゆるHorseshoe Vortexが生じている事により、伝熱が促進されているためと考えられる。

Horseshoe Vortexの強さは翼前縁の形状と端壁面上の境界層に大きく依存する。図7に示す試験条件では、ノズル前縁前方の35mmの位置で径方向に熱線風速計をトラバースして壁面上の境界層厚さを計測した所、 $\delta_{99} = 1.9 \text{ mm}$ で、翼高さに対する割合は、2.5%であった。

図7の端壁部の翼背面後縁部近傍にも熱伝達率の高い領域が存在する。この領域における熱伝達率は、Passage Vortexおよび端壁面上の二次流れにより翼背側に吹き寄せられた端壁境界層により促進され高くなっているものである。熱伝達率が $90 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$

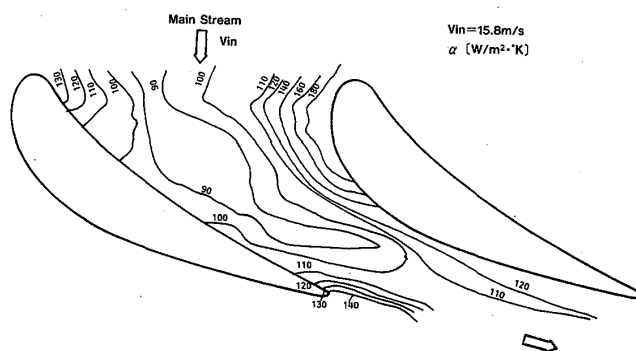


図7 外側端壁面上の熱伝達率分布

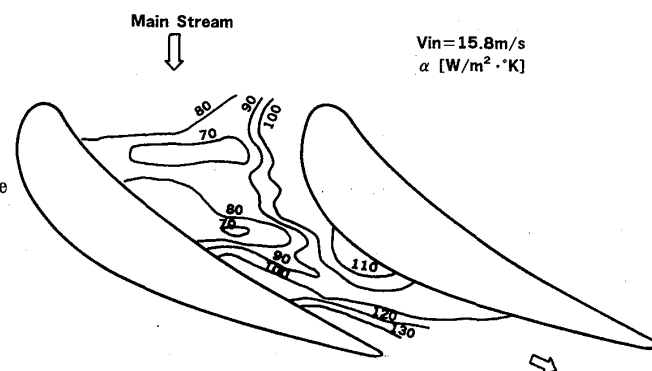


図8 内側端壁面上の熱伝達率分布

の等熱伝達率線が、翼腹側から背側方向に向っている事、およびこの等熱伝達率線が波打っている事が Passage Vortex の流れと再付着に関係していると考えられる。図 8 に示した内側端壁面上の熱伝達率は、外側のそれほど三次元流れの影響は顕著ではないが、同様の傾向が現れている。

4. 3. フィルム冷却効率

主流温度 T_∞ 約 20°C ，フィルム冷却空気温度 T_{aw} 約 50°C の条件でフィルム冷却試験を実施した。硬質ウレタンフォームに埋め込んだ熱電対および赤外線放射温度計により断熱壁温度を測定した。赤外線放射温度計で翼腹面の温度分布を計測した例を図 9 に示す。

断熱壁温度 T_{aw} の計測値を基によく知られた次式で定義されたフィルム冷却効率 η_f を求めた。

$$\eta_f = \frac{T_\infty - T_{aw}}{T_\infty - T_a} \quad \text{—— (1)}$$

図 2 に示すフィルム孔位置で $M=3$ および $M=2$ のフィルム冷却孔より、高温空気を吹き出し測定した翼部背側および腹側のフィルム冷却効率の典型的な分布を図 10、および図 11 に示す。吹き出し点における主流流速を基にした質量流速比 M は、それぞれ 0.426、1.39 である。

図 10、図 11 より翼面の端壁部近傍では、翼中央に比較してフィルム冷却効率の低下が著しいことがわかる。この傾向を定量的に比較するため、代表的な高さにおけるフィルム冷却効率を x/MS の形に整理してそれぞれ図 12、図 13 に示す。筆者等は、図 2 に示すと同一の翼型およびフィルム冷却孔を設けた二次元翼列試験を実施し、 $M=3$ および $M=2$ のフィルム冷却孔より吹き出した場合に、翼背面上および翼腹面上のフィルム冷却効率 η_f を表わす実験式として、それぞれ式 (3)、式 (4) を得ている。^[3]

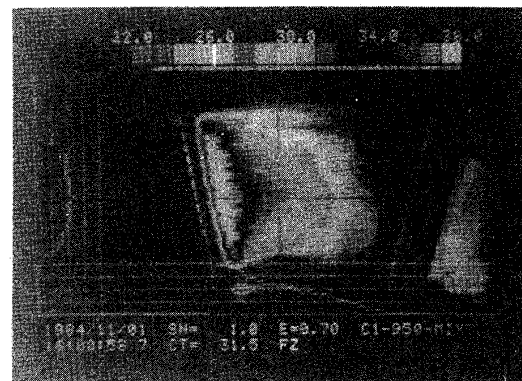


図 9 赤外線温度計による翼腹面の計測例

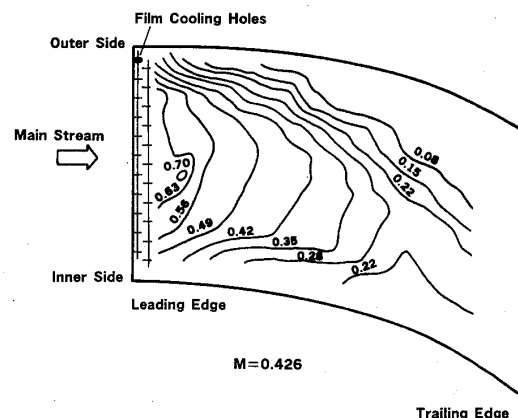


図 10 翼背側のフィルム冷却効率分布

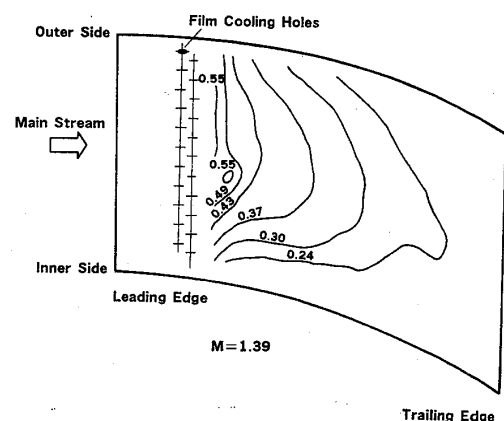


図 11 翼腹側のフィルム冷却効率分布

— 翼背側 —

$$\eta_f = \frac{C}{2.8 + 0.0270(x/MS)} \quad (2)$$

$$C = 1.5/M^{0.8} \quad M > 1.0$$

$$C = 1.5/M^{0.8} \quad M \geq 1.0$$

— 翼腹側 —

$$\eta_f = \frac{1}{1.67 + 0.00456(x/MS)^{1.6}} \quad (3)$$

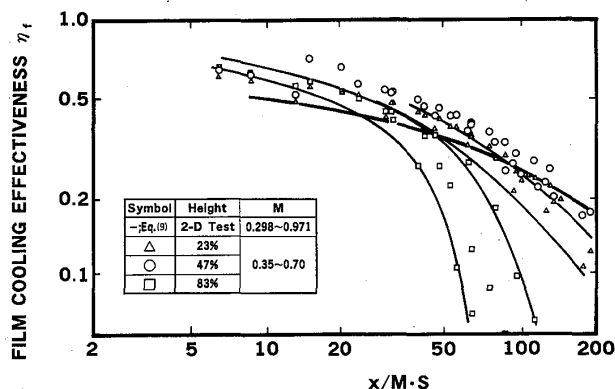


図 12 翼背部の各高さにおけるフィルム冷却効率

図 12 より，翼背面のフィルム冷却効率は，平均径断面の値は，2次元翼列から得た実験式(2)にはほぼ一致するが，端壁に近い翼面では，平均径のそれに比較して距離 x の増加とともに急激に減少することがわかる。特に外側端壁面に近い翼面ほどフィルム冷却効率の低下の度合いが大きい。この原因は熱伝達率の節で述べたと同様，外

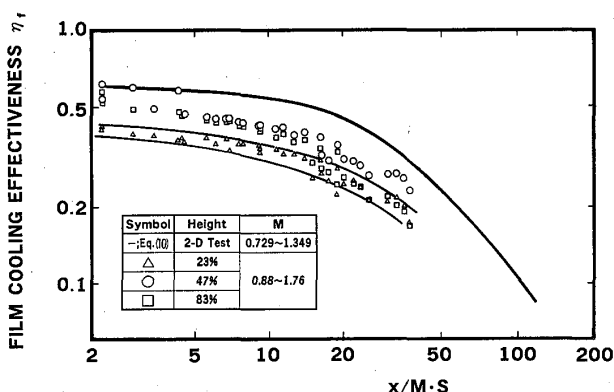


図 13 翼腹部の各高さにおけるフィルム冷却効率

側端壁に近いほど，翼負荷が高く Passage Vortex，および二次流れの影響が大きく，そのためフィルム冷却空気と主流との混合が促進されるためフィルム冷却効率が低下すると考えられる。一方図 13 に示した図より明らかなように翼腹側では，端壁に近い翼面のフィルム冷却効率は，平均径断面における値に比較して多少低い，その低下度合いは背側に比較して急激ではなく，高さ方向に亘ってほぼ同じである。平均径断面のフィルム冷却効率が，二次元翼列試験結果より得た実験式(3)より低い原因は，本環状翼列試験の翼列入口における主流乱れが 2.7% が二次元翼列試験時の 0.5% に比べ高いためと考えられる。

外側端壁面の翼列入口部に設けたフィルム冷却孔からフィルム冷却空気を吹き出した場合の端壁面上のフィルム冷却効率の測定結果を図 14 に示す。図 14 において，翼背側前縁近傍にフィルム冷却効率の低い領域が存在する。これは翼前縁近傍に

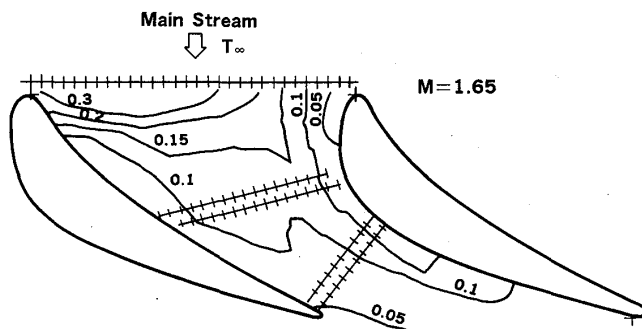


図 14 外側端壁面上におけるフィルム冷却効率分布

Horseshoe Vortex が形成されフィルム空気と主流の混合が促進されたためである。端壁面上の等フィルム冷却効率曲線は、流線に垂直とならず、翼背面近傍が高くなっている。この原因は、背腹の圧力差によって生じた端壁流れによりフィルム冷却空気が翼背面近傍に流されるためである。フィルム冷却効率 0.1 の曲線 A が波打っているのは、Passage Vortex 流れにフィルム冷却空気の混合が依存している為ではないかと推定される。

5. 結論

低アスペクト比ノズルの翼面および端壁面の熱伝達率、フィルム冷却効率に及ぼす 3 次元流れ効果を明らかにするため、環状翼列試験装置を用いた伝熱試験を実施し下記の結論を得た。

- i) 二次流れは、端壁近傍の翼背面の熱伝達率を増加させる。一方翼腹面の熱伝達率には影響を与えない。
- ii) 端壁面の翼前縁近傍では、Horseshoe Vortex の影響により熱伝達率が高い。逆にフィルム冷却効率は低い。
- iii) 翼部背側のフィルム冷却効率は、二次流れの影響を受け端壁部近傍で効率低下が著しい。
- iv) 端壁面のフィルム冷却効率は、端壁流れの影響により翼腹面近傍に比べ翼背面近傍が高くなる。

6. 参考文献

- (1) Scalzo, A. J. et. al., "Design and Development of a Large 60Hz Advanced Heavy Duty Combustion Turbine" to be presented at 33rd ASME Int. G/T Conf, 1988
- (2) Nakahara, T. et. al., "Effect of Surface Pressure Distribution of Gas Turbine Vane on Film Cooling", 14th CIMAC, Paper NO. GT6, 1981
- (3) Sato, T. et. al., "Investigation of Heat Transfer in High Temperature Gas Turbine Vanes", ASME Paper 87-GT-137, 1987
- (4) Sieverding, C. H., "Recent Progress in the Understanding of Basic Aspects of Secondary Flows in Turbine Blade Passages", ASME Paper 84-GT-78, 1984
- (5) Graziani, R. A. et. al., "An Experimental Study of Endwall and Airfoil Surface Heat Transfer in a Large Scale Turbine Blade Cascade", ASME Paper 79-GT-99, 1979
- (6) Sato, T. et. al., "Effect of Three-Dimensional Flow Field on Heat Transfer Problems of a Low Aspect Ratio Turbine Nozzle" 1987 Tokyo Int. Gas Turbine Congress, 87-Tokyo-IGTC-59, 1987

B—1 遷音速タービン翼列性能実験とN—S解析

航空宇宙技術研究所

石川島播磨重工業㈱

蓼田 光弘 田村 敦宏

菊地 一雄 山崎 紀雄

田中 厚成 *園田 豊隆

岡田 暁 山田 展生

1 はじめに

軸流ターボ機械の翼間流れ解析は、圧縮性N—S解析技術の進歩により適用領域が大幅に拡張され、高性能高負荷の設計へ大きく貢献しだしている。特に高性能化への目標の絞り込み及び、翼間マッハ数の予測等について、威力を発揮している。圧縮性N—S解析を設計手法として用いるには、流線解析法の検証でなされた膨大な実験との比較⁽¹⁾⁽²⁾と同様に解析精度に対して検証の積み重ねが必要である。ここでは遷音速タービン翼列に関し実験と圧縮性N—S解析の比較を行いN—S解析を行う上での信頼性を検討した。供試翼は2次元形状で与え、流路中心断面上のデータを2次元データとして次節で扱い、特に翼面マッハ数分布と圧力損失の誤差につき検討する。尚、側壁近傍ではコーナー渦も一部発生し、3次元性の強い現象が現れているので、全領域に亘り実験と解析の比較を行い3次元解析として3節で扱う。

2 2次元遷音速タービン実験とN—S解析

試験は2次元高速翼列風洞⁽³⁾を用い、供試翼として2次元遷音速タービン翼列(ピッチ; 36.0 mm, 翼弦長; 50.15 mm, , スタガー角; 56 deg.)で実施した。計測は5孔ピトー管、全温計、壁面の静圧孔により、それぞれ全圧、全温、静圧を測定している。

試験ケースとしては、出口理論マッハ数を 0.5 ~ 1.2まで変えてマッハ数分布、圧力損失分布を求めた。

解析方法は FEM- FDM 圧縮性N—S解析⁽⁴⁾を用い格子形状を図1で与える。

出口理論マッハ数を変えた時の翼面マッハ数分布の実験と解析の比較を図2に示す。良い一致を示しており、その時の翼間等マッハ

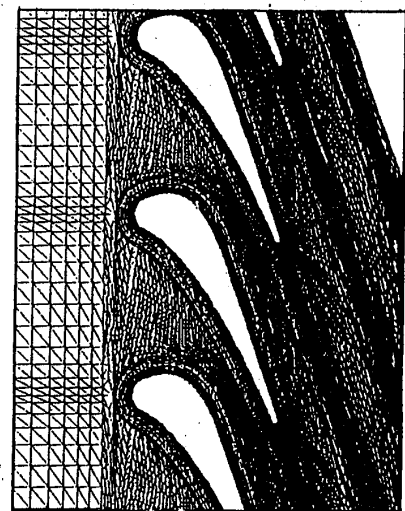


図 1 格子形状

数分布を図 3に与える。

マッハ数を変えた時の 0.5コード下流の圧力損失係数の比較を図 4に与える。これより、解析結果はこの翼列で約 25 %以内の精度範囲と考えられる。圧力損失係数の要因として衝撃波、境界層、後流及びそれらの干渉が入っており、解析誤差をこれらの要因ごとに分離させるのは難しい。そこで、解析上のパラメータを変え、圧力損失のどの位置が大きく影響するのか調査した。

a) 翼後縁形状

翼後縁形状を図 5の様に3通り変え、圧力損失係数の軸方向の変化を図

6に示す。翼後縁より図中 0.5コード下流位置に実験点を記入している。これより翼後縁形状により後流ばかりでなく翼後縁部に至る点で、既に圧力損失係数の解析値は影響を受けていることがわかる。

後縁部の形状を変えた時の流れの様子を図

7の等マッハ線図で示す。図より後縁形状が滑らかになり且つ、格子

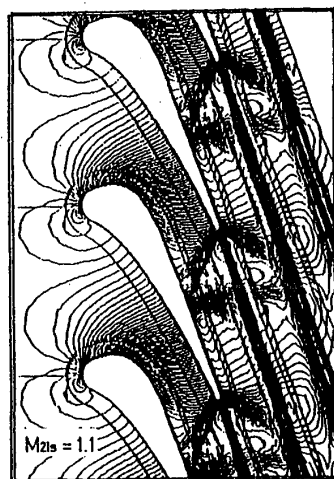


図 3 翼間等マッハ線図

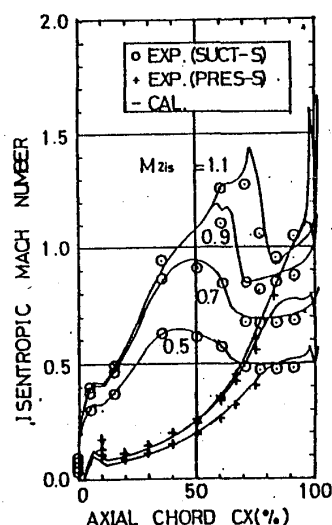


図 2 翼面上マッハ数分布

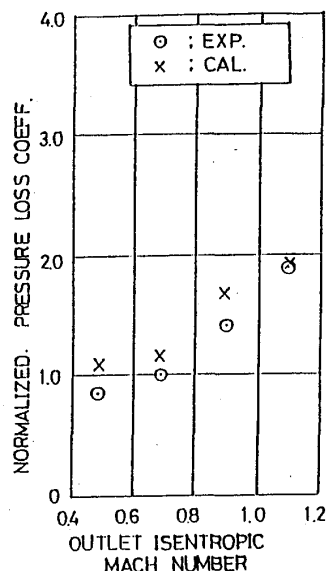


図 4 圧力損失係数の比較

子数がふえるにつれ、衝撃波が明確になり、後縁部剥離領域が顕著になってくる。

但し、圧力損失係数にくらべ、マッハ数への影響はそれほど小さくなく図 8に示すように、1点、5点の場合の等マッハ線図は 9点の場合（既述図 3）と局所的な後縁部の部分を除き殆ど変わっていない。

各マッハ数を変えた時の翼後縁部形状の影響を図 9にまとめる。

これより本解析手法においては圧力損失係数の推定精度を高める上で、翼後縁部を滑らかにする必要がある。

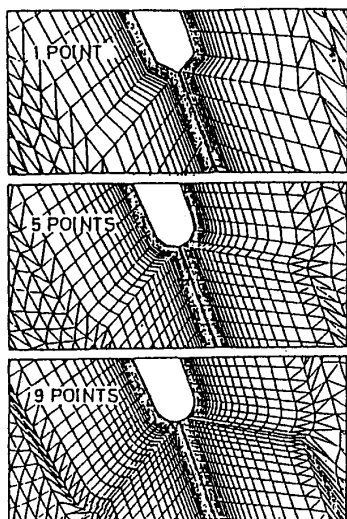


図 5 翼後縁形状

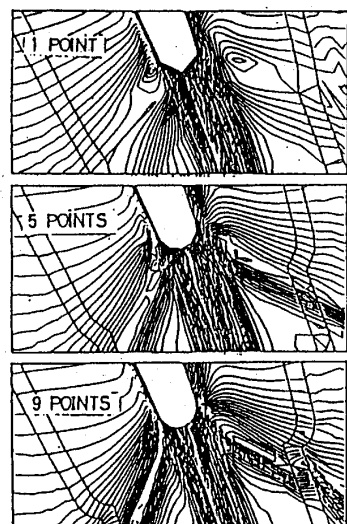


図 7 翼後縁部等マッハ線図

b) 境界層遷移点

本解析において遷移点計算は内部で行っているが、遷移点の相違による圧力損失係数への影響を調べるため、便宜的に負圧面表面の遷移点を翼コードの 5% だけ後方へずらし、解析を行った。結果を図 10 に示す。

有意の差であり、遷移点の予測精度およびその圧力損失との関連は今後重要な課題と考えられる⁽⁵⁾。

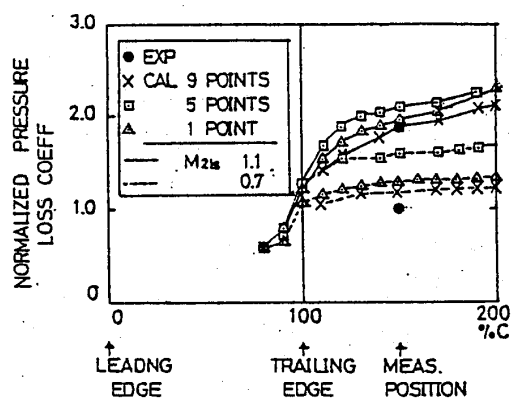


図 6 圧力損失係数の軸方向変化

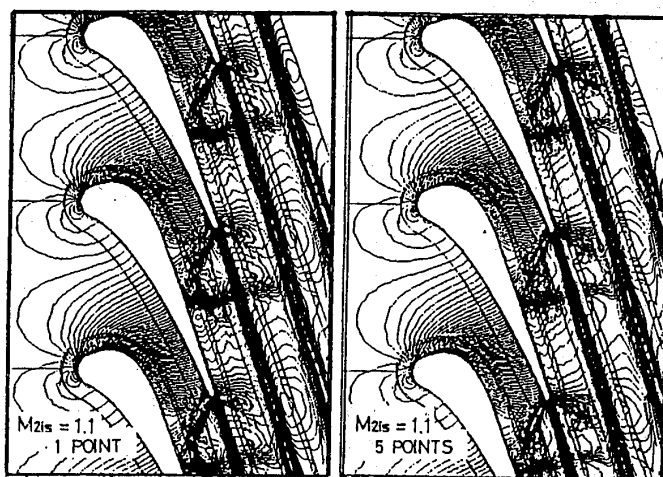


図 8 後縁形状と等マッハ線図の比較

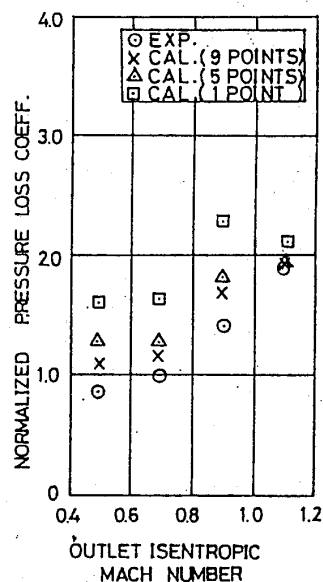


図 9 翼後縁形状の影響

以上、解析上のパラメータとして翼後縁形状及び、乱れに伴う遷移点位置の相違の2つを選択し影響を調べ、既述図3は遷移点修正なしの翼後縁形状9点近似の場合である。今後更に検討を加え、他の翼形状にも適用していき、N-S解析を設計手法の一つとして信頼性を確立していく必要がある。

3 3次元実験解析と3次元N-S解析

流路中心断面での2次元供試翼実験において供試体のスパン方向全域の計測も同時に実施し、流路中心断面での二次流れの有無、及び翼内外壁部での3次元性を調査した。解析には3次元圧縮性N-S解析コード⁽⁶⁾を用いる。

翼後方0.5コードの平面上での圧力損失分布、及びマッハ数分布の実験結果を図11、12に与える。

流路中心断面から両側へ約40%スパンの範囲はほぼ同じ圧力損失及びマッハ数分布を持つことがわかる。

これより中心断面をよぎる流れは

少ないと思われ、中心断面の特性を求める前節の解析は2次元解析で十分対応できる。したがって3次元解析としては内・外壁付近の圧力損失の大きな領域をどの程度シミュレーションできるかを調べる。

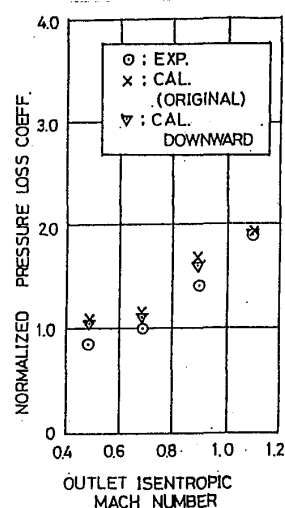


図10 遷移点移動の影響

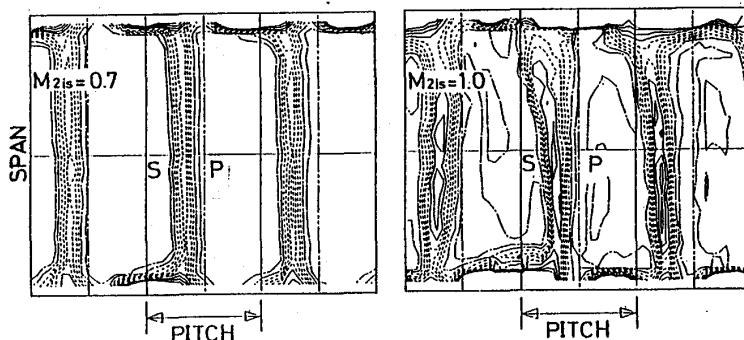


図11 翼後方圧力損失分布

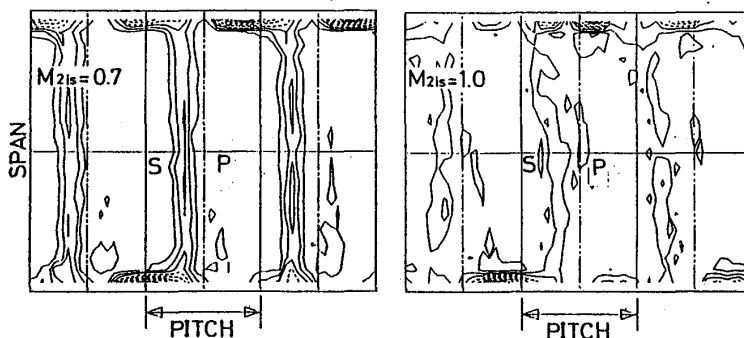


図12 翼後方マッハ数分布

この領域は翼間内外壁上の2次流れと、翼先端からの馬蹄渦の発達にも関連し、現象の把握が容易ではない。ここではオイルフローに相当する境界層壁面近傍の流れを、3次元圧縮性N-S解析を基に数値シミュレーションで可視化を行なう。特に側壁と翼部コーナーの2次流れに着目し、解析を実施し、結果を図13に示す。

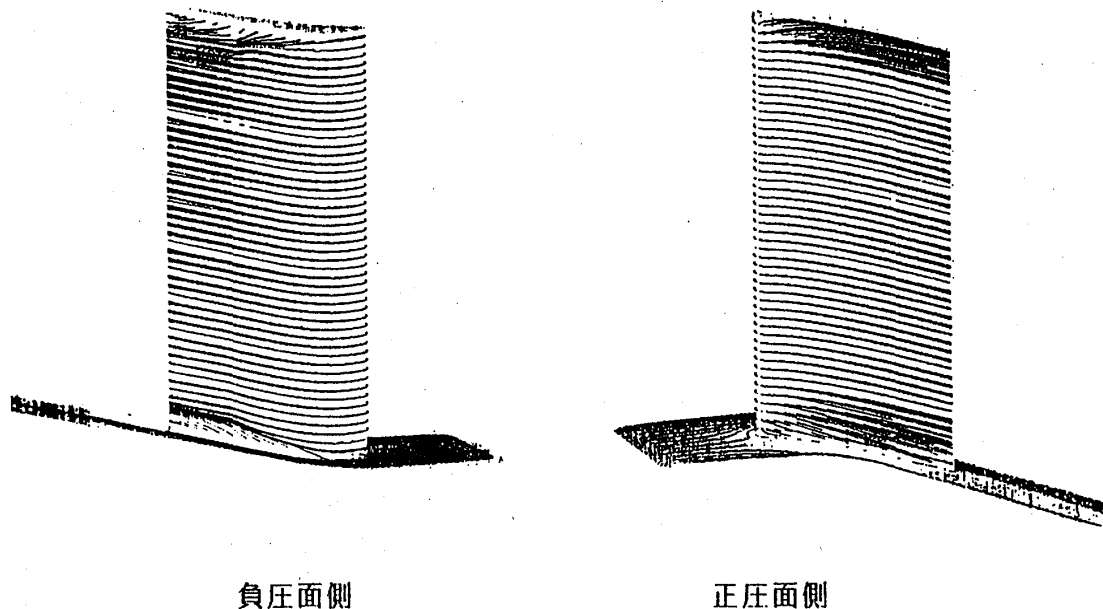


図13 オイルフローの数値シミュレーション

実験は翼後方 0.5コードで計測しており、図13の結果と実験とを直接比較できないが、正圧面表面の翼端部から負圧面表面へ側壁上を二次流れが現われ負圧面表面で渦が巻上っている様子がでている。今後供試翼面上のオイルフロー実験により検証していく必要がある。圧力損失分布に関しては格子が2次元の場合と比べ荒いこともあり、今回は2次元と同程度の精度検証は行っていない。今後更に調査していく。

4 まとめ

2次元遷音速タービン供試翼を用い、出口理論マッハ数を変え翼列性能試験を実施し、この結果を用いて2次元及び3次元圧縮性N-S解析コードの予測精度を調査した。

- 1) 翼後縁形状の取扱いに注意を払うことにより、衝撃波を含む翼列後流の圧力損失値の予測精度を向上することができた。
- 2) タービン空力性能向上にとって重要な要因の一つである2次流れの評価方法の

目安が、3次元圧縮性N-S解析コードを用いることにより、定性的ではあるが、一応得られた。

上記に示したように、本解析方法が、衝撃波を含む圧力損失の定量的評価、及び2次流れの定性的評価に有効であることは、今後タービン設計技術向上にとって不可欠の設計ツールとなることが期待される。

尚 本研究は官民特定共同研究の一環として航空宇宙技術研究所と石川島播磨重工業との間で実施されたものであることを付記する。

N-S解析計算は航空宇宙技術研究所 FACOM VP200/VP400 を使用した。計算にあたり同所数理解析部 福田正大主任研究官の協力に対して、ここに謝意を表する。

参考文献

- (1) C.Hirsh, J.D.Denton, AGARD-AR-175(1981)
- (2) J.Chauvin, H.Weyer et.al, AGARD-CP-195(1976)
- (3) 近藤, 蓑田, 坂口, 山崎, 航技研報告 TR-44(1963)
- (4) K.Nakahashi, O.Nozaki, K.Kikuchi, A.Tamura, AIAA-87-1315(1987)
- (5) N.T.BIRCH, 87-GT-22(1987)
- (6) O.Nozaki, K.Nakahashi, A.Tamura, 87-TOKYO-IGTC-43 (1987)

B-2 ガスタービン翼列の3次元乱流解析とその検証

佐藤 友彦 (三菱重工業株)

青木 素直 (三菱重工業株)

* 森 秀隆 (三菱重工業株)

1. まえがき

ガスタービンの性能向上のために、タービン入口温度の上昇が図られているが、高度な冷却方式と高級な耐熱合金の使用により実現される高いタービン入口温度を有効に利用するためには、タービン効率の高いことが不可欠である。タービン効率は、電算機の高速化と数値計算技術の進歩に支えられた流れ計算法により着実に向上し、現在では約90%に達している。高温ガスタービンのタービン翼設計では、翼の冷却構造設計と振動強度設計の制約から空力設計の自由度は少ないが、高温化すればする程タービン効率向上により得られるガスタービンの性能向上が大きくなるため、引き続きタービン効率向上を図る必要がある。

タービンの効率向上を目的とするタービン空力設計の究極の姿は、粘性流計算プログラムを用いた粘性損失の最小化である。タービン翼列設計時に翼列損失、翼列流出角等を精度良く予測出来れば、空力設計の信頼性は飛躍的に向上すると考えられる。

本報告では、Dawes⁽¹⁾による3次元粘性流プログラムによる計算結果を、環状翼列テストによる実験結果と比較した例を示す。

2. 計算コード

計算コードは、英国Cambridge大学のDawes博士による3次元粘性流プログラムである⁽¹⁾。Dawesは、圧縮性粘性3次元流れをタイムマーチング法で解いており、時間積分には、Beam-Warming, Briley-MacDonald法に基づく安定な陰解法を用いている。また乱流モデルには、Baldwin-Lomaxの代数モデルを用いている。

3. 計算メッシュ

計算メッシュを図-1に示す。メッシュサイズは、スパン方向に33、翼列方向に33、流れ方向に107であり格子点総数は、116,523点である。粘性計算では壁近傍で格子間隔を密にとる必要があるが、本格子配列では、壁付近での最小格子間隔は翼弦長の0.335%である。なお、境界層厚みは翼後縁で翼弦長の2～3%程度である。

第16回ガスタービン定期講演会講演論文集('88-6)

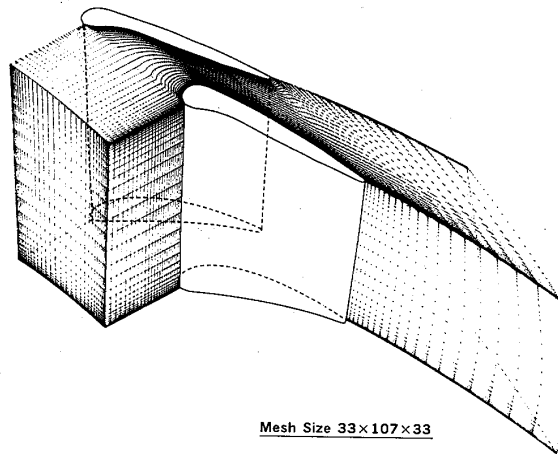
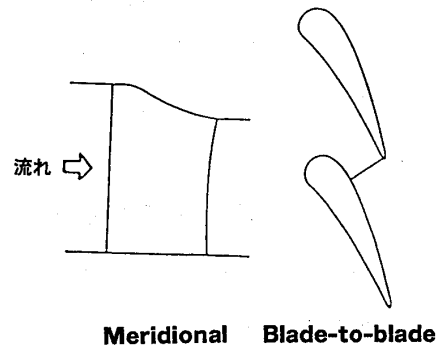


図 - 1 3次元粘性流計算メッシュ

4. 供試翼列

供試翼列の諸元を図 - 2 に示す。本翼列は高温ガスタービンに典型的な初段静翼であり，外壁部に子午面絞りを有しており，流れの3次元性が強い。

試験装置の断面図を図 - 3 に示す。計算結果との詳細な比較のため，翼部とシュラウド部には合計230点の圧力孔が設けられている。翼列入口全圧は，翼列上流約0.5翼弦長位置で，串型全圧管と，境界層用全圧プローブにより求めた。翼列出口全圧は，約0.5翼弦長下流で串型全圧管の周方向トラバースにより求めた。出口マッハ数は0.85，試験レイノルズ数は約 5×10^5 である。



ピッチコード比	0.89
アスペクト比	0.72
ボ ス 比	0.89

図 - 2 供試翼列

5. 結 果

図 - 4 に，計算における繰り返し数（タイムステップ）による全圧損失比の変化を示す。約1500回の繰り返しでほぼ一定の値が得られている。

図 - 5 に，翼面マッハ数分布の計算値と計測値の比較を示す翼背面上のマッハ数分布では，計算値は計測値と良い一致を示している。

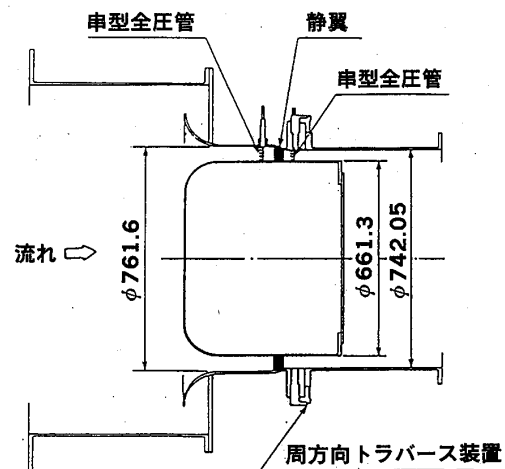


図 - 3 環状翼列試験装置

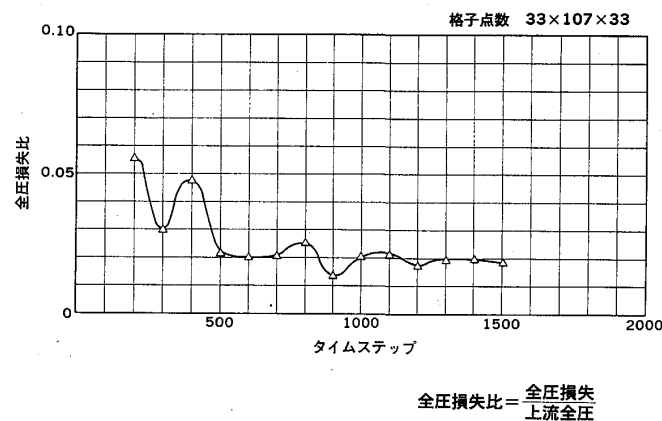


図 - 4 粘性流計算収束過程

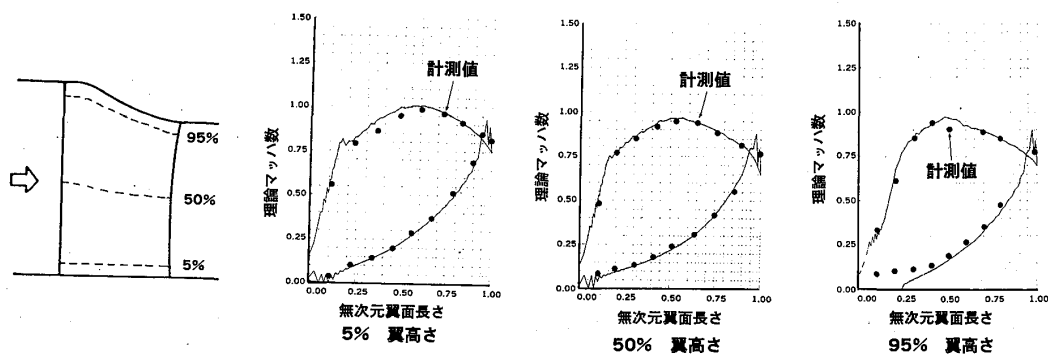


図 - 5 翼面マッハ数分布の比較

が、95%翼高さにおける翼腹側前縁付近では、計測値より低い値を示している。これは本翼列が鈍頭の前縁形状を有しており、前縁付近の隣り合う格子形状の変化が相対的に大きいためと考えられる。

図6に、計算における翼列後縁付近から下流境界までの全圧損失比の変化を示す。全圧損失比は翼後縁から約0.2翼弦長下流までは漸増し、それ以降はほぼ一定値となっている。全圧計測位置での全圧損失比の計算値は、計測値とかなり良い一致を示している。

図7にトラバース計測位置での全圧パターンを全圧損失比の形で示す。計算によるウエークの形状は実験結果とよく一致しており、特に翼ハブ付近の低全圧領域を適確に予測している。

なお本計算に要したCPU時間は、FACOM VP-400を用いて、繰り返し数1500回で約80分であった。

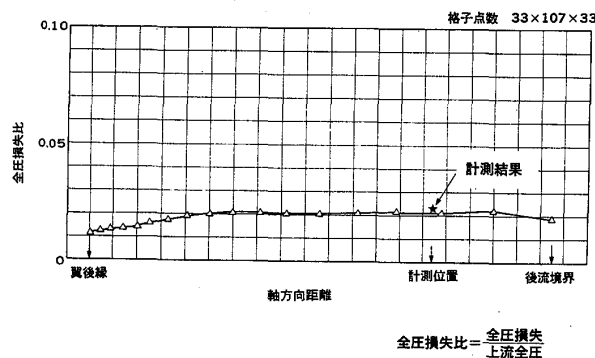


図 - 6 全圧損失の軸方向変化

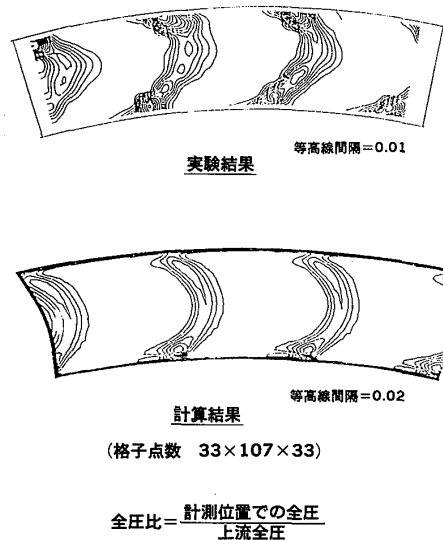


図 - 7 計測位置での全圧比の比較

4. あとがき

Dawesの3次元粘性流プログラム⁽¹⁾による計算と高温ガスタービンに典型的な初段ノズルの環状翼列テスト結果を比較し、以下の結果が得られた。

- 1) 格子点数約12万点のメッシュ (33×107×33) を用いて、計算による全圧損失比は、実測値とよい一致を示した。
- 2) 計算値は翼列出口の全圧パターンを良く予測した。
- 3) 計算値は、翼面マッハ数分布をほぼ精度良く予測した。
- 4) CPU時間は、FACOM VP-400を用いて、1500のタイムステップで約80分であった。

粘性計算プログラムが、更に幾つかの検証作業を経たのち、設計システムに組み込まれ、十分な精度を持って実設計に使われる日も遠くはないと考えられる。

参考文献

- (1) Dawes, W.N., "A Numerical Method for the Analysis of Three-Dimensional Viscous Compressible Flow in Turbine Cascades ; Application to Secondary Flow Development in a Cascade with and without Dihedral", ASME Paper No. 86-GT-145
- (2) Sato, T., Aoki, S., Mori, H., Sugiyama, A. and Takeda K., "Three Dimensional Inviscid and Viscous Flow Field Analysis of Low Solidity Annular Turbine Nozzle 87-TOKYO-IGTC-42."

B-4 遠心羽根車の簡単な性能予測法

(とくにレイノルズ数とマッハ数の影響について)

水 木 新 平

(法政大学工学部)

1. まえがき

遠心圧縮機は車両用、航空用および産業用ガスタービンなどに用いられているが、近年の大容量化、高圧力比化などに伴い、設計に際して正確にその性能特性を予測することは非常に重要かつ困難な問題となっている。遠心圧縮機の性能特性は20種類以上の因子に支配されると言われており(1)、これらをすべて最適な値で組み合わせるように選ぶことは不可能である。一方、実験的に幾種類もの圧縮機を設計、製作してそれらの因子の内の重要なものに注目した研究が数多くなされてきている。しかしながら、それらの結果はすべての因子を含んでいる訳ではなく、しかも異なる研究における重要な因子間の関係も明らかでない場合も多いからどの圧縮機に対して完全に当てはめることは難しい。このような厳しい条件が課せられているにも関わらず、実際には圧縮機流路内部で生成される損失(例えば2, 3), すべり係数(4, 5), レイノルズ数(6, 7), マッハ数(8, 9), 比速度(10)などの重要な因子については定量的な評価法がある程度確立されている。このような観点より、筆者は既にその実験的な性能特性および幾何学形状(表1および表2(11, 12))が明らかとなっている遠心圧縮機に対して各種の損失を考慮した性能予測法を適用し、とくに羽根車の相対速度比の各種の因子に対する変化を検討した。この結果、周速で無次元化された羽根車入口および出口の相対速度およびそれらの比である羽根車入口と出口の相対速度比は流量係数、羽根車入口のハブとシュラウド径、すべり係数、羽根出口角度および流れ角、比速度および圧力比によって定まることが明らかとなり、これらの因子のみを考慮して計算された結果(12)は周速度と圧力比を適切に与えてやれば、各種の

表1 圧縮機の性能特性

Type	A				B					C			D	E1			
N rpm	43200	57600	64800	72000	27920	31410	34900	27920	31410	35000	40000	50000	75000	31800	37100	42400	47700
U_2	328	437	491	546	428	481	535	428	481	426	487	608	626	331	387	442	497
M_{u2}	0.9625	1.2833	1.4438	1.6042	1.2908	1.4521	1.6134	1.2908	1.4521	1.2510	1.4297	1.7870	1.8407	0.9727	1.1373	1.2989	1.4605
Π_{min}	1.2328	2.6441	3.7492	4.9763	2.6207	3.3000	4.1667	2.8400	3.6069	3.2100	4.5000	8.8400	8.0000	1.7800	2.1900	2.9300	3.5400
Π_{max}	2.2797	3.7373	5.9492	6.3447	3.2621	4.2276	5.3231	3.2200	4.1552	3.3100	4.6000	9.0400	8.8560	2.0500	2.5600	3.2100	4.2000
Π	1.7563	3.1907	4.8492	5.6605	2.9414	3.7638	4.7449	3.0300	3.8811	3.2600	4.5500	8.9400	8.4280	1.9150	2.3750	3.0700	3.8700
G_{min}	0.2345	0.3837	0.5026	0.6200	2.4249	3.1594	4.0353	2.0705	3.4504	0.2858	0.4400	0.8392	0.8050	0.5950	0.8050	1.4750	1.8150
G_{max}	0.3340	0.5263	0.6400	0.7054	2.8548	3.6232	4.2813	3.2142	3.9314	0.3180	0.4944	0.8754	0.9220	1.1500	1.4350	1.7700	2.1450

Type	E1	E2			E3	F	G	H1			H2		I1				
N rpm	53000	28300	31850	35030	40280	23000	18000	22000	25040	10000	14000	16000	18000	14000	16000	22000	26500
U_2	552	277	312	343	394	337	332	405	328	209	293	335	377	293	335	207	250
M_{u2}	1.6221	0.8140	0.9169	1.0080	1.1578	0.9909	0.9512	1.1603	0.9397	0.6142	0.8610	0.9845	1.1079	0.8610	0.9845	0.6083	0.7347
Π_{min}	4.7200	1.3350	1.4250	1.6000	1.9400	1.4030	1.4600	2.1800	1.6761	1.4395	1.9185	2.2593	2.6000	1.6321	1.9333	1.4333	1.6551
Π_{max}	5.3400	1.7250	1.9600	2.2100	2.7500	2.2500	2.3000	3.1600	1.9689	1.4864	2.0247	2.4537	2.9630	1.9481	2.3111	1.4503	1.6948
Π	5.0300	1.5300	1.6925	1.9050	2.3450	1.8265	1.8800	2.6700	1.8225	1.4630	1.9716	2.3565	2.7815	1.7901	2.1222	1.4418	1.6750
G_{min}	2.0700	0.2650	0.3200	0.3960	0.5430	1.5400	2.2600	3.1200	1.6589	2.7805	4.0849	5.3415	6.2289	3.3855	4.0000	0.2370	0.3181
G_{max}	2.3400	0.4720	0.5330	0.5860	0.6890	2.2800	3.2800	4.2000	2.1010	6.0000	8.0000	8.7561	9.1975	6.7590	7.1463	0.8027	1.0000

Type	I1			I2		J1	J2	J3		K		
N rpm	31000	35500	40000	22000	35500	40000	21540	15610	20740	16234	21650	33680
U_2	292	335	377	207	335	377	203	147	196	153	204	365
M_{u2}	0.8581	0.9845	1.1079	0.6083	0.9845	1.1079	0.5966	0.4320	0.5760	0.4496	0.5995	1.0458
Π_{min}	1.9569	2.3369	2.8497	1.4045	2.3427	2.8594	1.4150	1.2310	1.4100	1.2340	1.4120	1.5129
Π_{max}	2.0028	2.4146	2.9432	1.4056	2.4218	2.9248	1.4910	1.2590	1.4910	1.2580	1.4790	2.2808
Π	1.9799	2.3758	2.8965	1.4501	2.3823	2.8921	1.4530	1.2450	1.4505	1.2460	1.4455	1.8969
G_{min}	0.3812	0.5000	0.8568	0.2795	0.5000	0.8573	0.0750	0.0570	0.0750	0.0580	0.0800	0.9896
G_{max}	1.2038	1.4267	1.5677	0.8205	1.4411	1.5886	0.7640	0.5450	0.7790	0.5280	0.7580	1.5460

第16回ガスタービン定期講演会講演論文集('88-6)

損失を考慮した結果 (11) と無次元相対速度および相対速度比がかなり一致することを示した。このような観点より、本報告においては、上述の計算方法の概略を説明し、この簡単な方法によっても各種の損失が容易に求まることを示し、さらに、レイノルズ数およびマッハ数と断熱およびポリトロプ効率の関係まで予測しうることを示した。

2. 記号

A	; 面積	(m ²)	添字	
B	; 羽根高さ	(m)	1	; インデューサ入口
D	; 直径	(m)	1 H	; インデューサハブ
G	; 重量流量	(kg/s)	1 T	; インデューサシュラウド
H	; ヘッド	(m)	2	; 羽根車出口
Mu2	; 周速マッハ数		3	; ディフューザ入口
N	; 回転速度	(rpm)	4	; ディフューザ出口
Ns	; 比速度		5	; 圧縮機出口
Re	; レイノルズ数 ($Re = U_2 D_2 / \nu$)		BL	; 翼面負荷
Q1	; 体積流量	(m ³ /s)	INC	; インデューサ衝突
U2	; 羽根車周速	(m/s)	RC	; 再循環
V	; 絶対速度	(m/s)	DF	; 円板摩擦
W	; 相対速度	(m/s)	SF	; 壁面摩擦
α	; 絶対速度の半径方向となす角度 (deg)		ad	; 断熱
β	; 子午面となす角度 (deg)		b	; 羽根
ϵ	; 半径比 ($= D_{lrms} / D_2$)		max	; 最大値
μ	; すべり係数 (H_{th} / H_{th})		min	; 最小値
η_{ad}	; 断熱効率		rms	; 面積平均
η_{pol}	; ポリトロプ効率		th	; 理論値
ϕ_1	; 流量係数 ($= V_{1z} / U_2$)		∞	; 羽根数無限大
π	; 全圧力比			
Δh	; 損失ヘッド	(m)		

3. 計算方法

羽根車入口での一次元流れの速度三角形を考慮すると次式が求まる。

$$\frac{W_1}{U_2} = (\phi_1^2 + \epsilon^2)^{0.5} \quad (1)$$

表 2 圧縮機の形状

Ref.	(3)	(11)		(12)	(13)	(14)					(15)		(16)		(17)			(14)
Type	A	B		C	D	E1	E2	E3	F	G	H1	H2	I1	I2	J1	J2	J3	K
Symbol	○	●	●	●	●	●	■	□	■	■	△	▲	▲	▲	▽	▽	▽	▽
Z ₂	32	17	17	18	19	18	20	14	16	18	20	20	15	15	14	14	14	16
D ₂	0.1448	0.2925	0.2925	0.2323	0.1595	0.1990	0.1870	0.2800	0.3520	0.2500	0.4000	0.4000	0.1800	0.1800	0.1800	0.1800	0.1800	0.2070
D _h /D ₁	0.5312	0.4417	0.4417	0.4517	0.5003	0.4154	0.6010	0.3939	0.3810	0.4851	0.7000	0.7000	0.7000	0.7000	0.6166	0.6166	0.6166	0.6473
B ₂ /D ₂	0.0352	0.0316	0.0316	0.0148	0.0202	0.0583	0.0380	0.0640	0.0571	0.0618	0.0650	0.0650	0.0650	0.0650	0.0500	0.0500	0.0500	0.0444
A ₂ /A ₁	0.5888	0.4029	0.4029	0.4870	0.3583	0.5974	0.7653	0.7693	0.7529	0.8357	0.5963	0.6495	0.5962	0.5962	0.6706	0.6706	0.6706	0.5215
β _{1b}	490	572	572	470	524	578	586	560	550	530	588	600	630	630	280	305	385	600
β _{2b}	250	300	300	00	300	400	400	00	00	300	00	300	00	00	00	00	00	250
D ₃ /D ₂	1.402	1.2156	1.2156	1.0600	1.0764	1.1256	1.1176	1.1071	1.1080	1.1640	1.6870	1.6000	1.6000	1.6000	1.3300	1.3300	1.3300	1.7390
D ₅ /D ₂	20000	17366	17366	19356	31846	17387	1.8182	1.5429	14205	1.9720								
A ₅ /A ₄	2.7000	2.2050	2.2800	2.8937	4.1037	1.7059	1.8758	1.9844	14836	2.1262								
α _{3b}	78.0	63.5	63.3	83.5	75.6	75.0	75.0	73.0	74.0	69.6								

羽根車の断熱ヘッドおよび比速度は

$$H_{ad} = \mu \cdot \frac{U_2 \cdot V_{2u}}{g} \quad (2)$$

および

$$N_s = \frac{N \cdot Q_1^{0.5}}{H_{ad}^{0.75}} \quad (3)$$

であるから、式(1)、(2)および(3)を組合せると羽根車入口の無次元相対速度は

$$\frac{W_1}{U_2} = \left(\phi_1^2 + \frac{C}{\phi_1} \right)^{0.5} \quad (4)$$

となり、ここで

$$C = 1.1374 \cdot 10^{-4} \cdot \mu^{1.5} \cdot N_s^2 \cdot \chi^{1.5} \quad (5)$$

である。さらに、羽根車出口での無次元周速は次式で示され、

$$\chi = \frac{V_{2u}}{U_2} = \left(B \cdot \frac{\varepsilon \cdot \phi_1^{0.5}}{N_s \cdot \mu^{0.75}} \right)^{\frac{1}{0.75}} \quad (6)$$

ここで

$$B = \frac{g \times 3600}{240^2 \times \pi^2}$$

である。また、羽根車出口の速度三角形から

$$\frac{W_2}{U_2} = \left[\chi^2 \cot^2 \alpha_2 + (\chi - 1)^2 \right]^{0.5} \quad (7)$$

となるので、羽根車出口と入口の相対速度比が求まる。

$$\frac{W_2}{W_1} = \frac{\left[\chi^2 \cot^2 \alpha_2 + (\chi - 1)^2 \right]^{0.5}}{\left(\phi_1^2 + \frac{C}{\phi_1} \right)^{0.5}} \quad (8)$$

実際の計算手順を図. 1 に示す。入力データとして羽根車形状、運転条件および入口条件を与えるのは当然であるが、これらに加えて周速と羽根車入口と出口の全圧力比を図. 2 のように与える。なを、同図に示

した記号は表 1 および 2 (11, 12) に対応する。これらの入力データを用いて、回転数を一定として流量係数を最小から最大まで変化させながら以下の計算を行う。まず、Wiesner の式(5)を用いてすべり係数および比速度を計算し、インデューサ入口状態を求める。ここでは繰り返し計算は必要としない。次に、羽根車出口状態を求めるがこの時は出口の比重量のわずかな変化が速度三角形に大きな影響を与えるので繰り返し計算が必要である。この繰り返し計算の収束は入力データに周速と全圧力比の関係を初期値として与えてから人為的に修正しているため完全に保証されている訳ではないが、程んどの場合はわずかな全圧力比の値の修正によって収束し、これによってインデューサ入口および出口の状態がすべて定まる。従って、インデューサ衝突

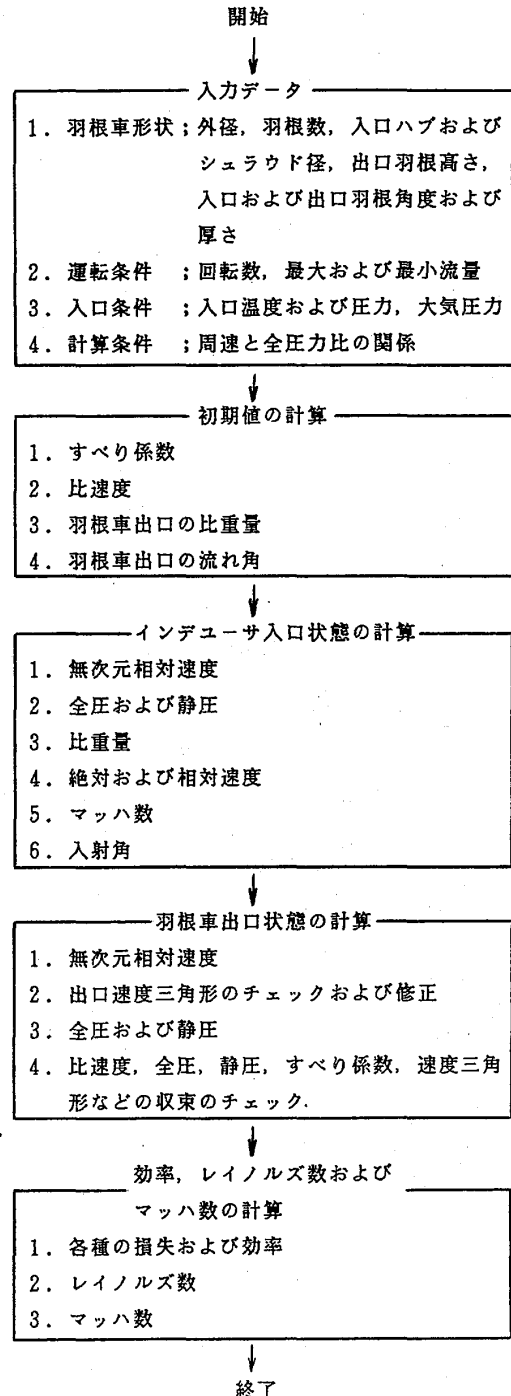


図. 1 計算のフローチャート

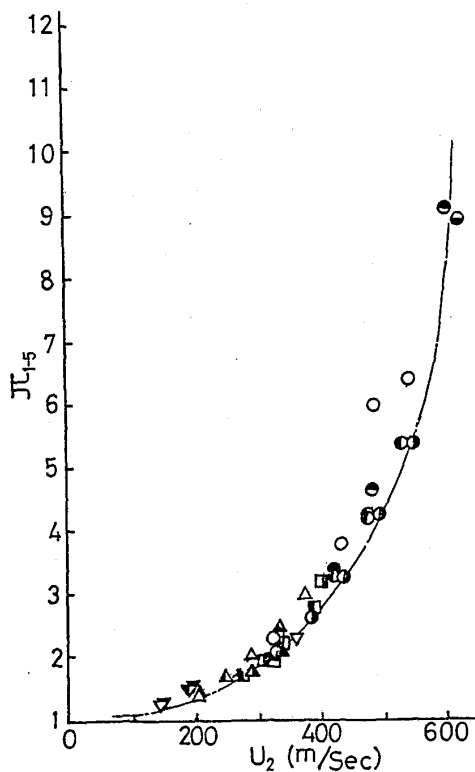
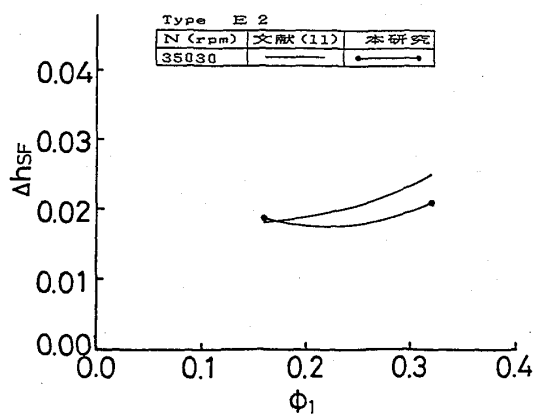
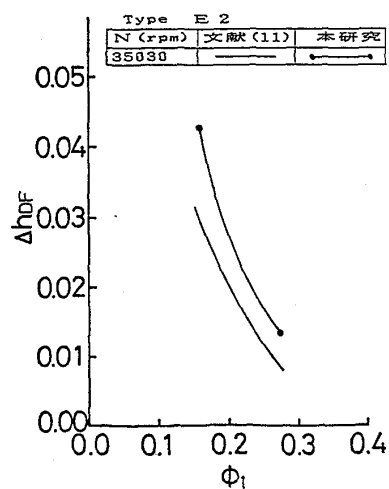


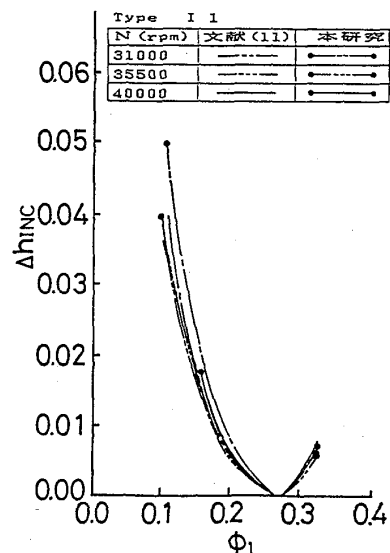
図. 2 羽根車周速と全圧力比の関係



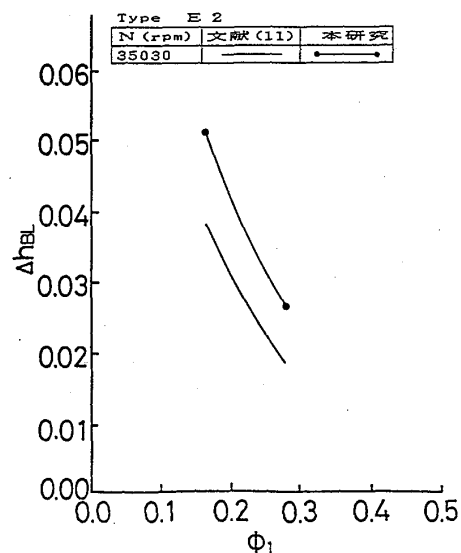
(c) 壁面摩擦損失



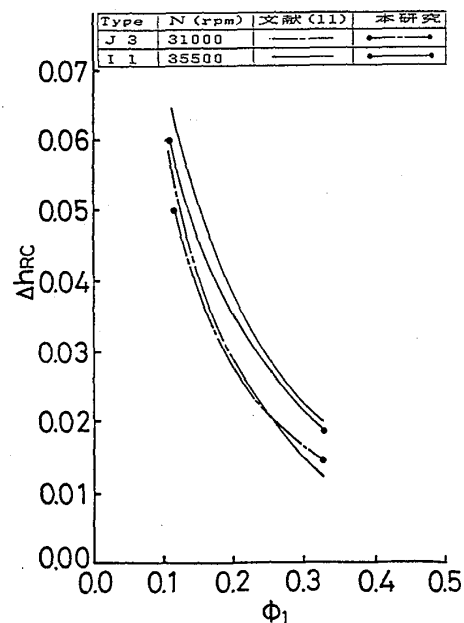
(d) 円板摩擦損失



(a) インデューサ衝突損失



(b) 翼面負荷損失



(e) 再循環損失

図. 3 各種の損失

損失，翼面負荷損失，壁面摩擦損失，円板摩擦損失，再循環損失，混合損失，二次流れ損失などが求まり，断熱およびポリトロップ効率，レイノルズ数およびマッハ数なども計算される．なを，各損失の算定式は文献（11）に示したのでここでは省略した．

4. 計算結果および考察

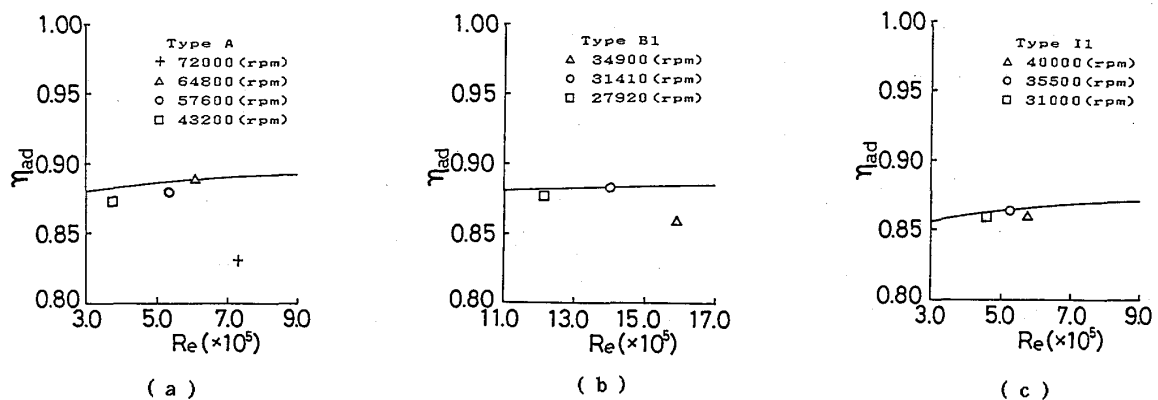
4.1 各種の損失

計算された各種の損失を図．3に示し，通常のパフォーマンス予測法によって求めた結果（11）と対比した．同図からも明らかなように，インデューサ衝突損失から壁面摩擦損失に到るまで両者はきわめて近い値を示す．このことはそれぞれの損失の計算に用いる相対速度，流れ角，密度などが通常のパフォーマンス予測法（11）による値ときわめて良く一致していることを裏付けており，ここに示したような簡単な方法でも羽根車内の流れに関係する重要な因子が求まることが解る．周速と全圧力比の関係を初期値として与え，それをわずかに修正するだけで上述の結果が得られたことに関しては，現状での羽根車効率が通常は80%近いにあるいはそれ以上であるので，周速と全圧力比の関係がかなり狭い範囲に定まってしまっており，収束し易いためと考えられる．また，流量の変化による効率の変化も上述の因子およびそれら相互の関係に強く依存しているためと思われる．なを，計算時間はFACOM 360MPで1回転数あたり平均十数秒と短く，通常のパフォーマンス予測（11）の前段階として本方法を用いるのも有効であると考えられる．

4.2 レイノルズ数およびマッハ数と効率の関係

まず，レイノルズ数と断熱効率の関係を図．4に示す．ここで断熱効率とレイノルズ数との関係にはWiesnerの式（6）を用いた．また，効率の計算は前節の方法で求めた値を使い，実験値と対比した．回転数が増加すると両者の一致は悪くなる場合も生ずるが，これは周速および圧力比の高い場合であり，式（11）をこのような場合に修正する必要があるのかもしれない．断熱効率とレイノルズ数の関係がこのように求まったことは前節で述べたように流れの状態が求まった訳であるから，ある面では当然であるが，周速の変化に対する最大効率の変化も本方法によって予測出来ることを示している．即ち，ここに用いた因子とレイノルズ数の関係が式（11）を介して結びつけられたとも言える．

マッハ数とポリトロップ効率の計算結果はEckert（8）およびWiesner（9）により提唱された方法と図．5に比較した．本方法による値はWiesnerによるものに近く，両者の一致はきわめて良いと言える．高周速の場合ほど本結果は高い効率を示しており，これは近年の高圧力比の圧

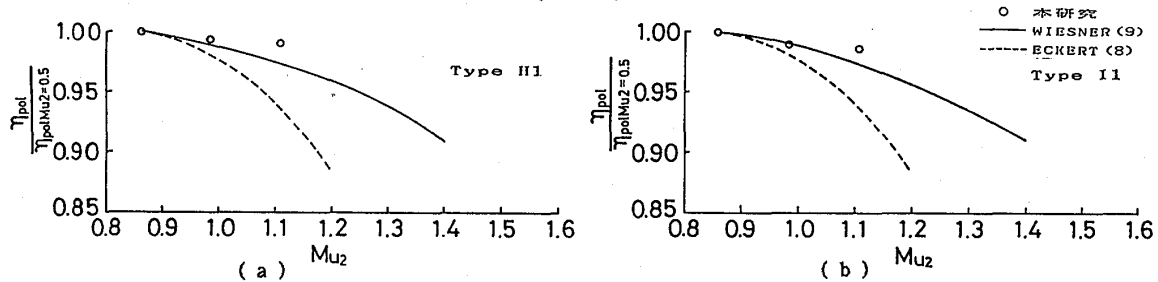


図．4 レイノルズ数と断熱効率の関係

縮機の効率が上昇しているためと推察される。このことは、本方法のような簡単な方法でも圧縮性の効果が十分に考慮されており、従来のように実験的な結果（８，９）のみに頼らなくてもでもマッハ数の効果が予測可能であることを示していると考えられる。

4. 結論

周速で無次元化された羽根車入口および出口の相対速度およびそれらの比である羽根車入口と出口の相対速度比は流量係数，羽根車入口のハブとシュラウド径，すべり係数，羽根出口角度および流れ角，比速度および全圧力比によって定まり，これらの因子を考慮して計算された結果は各種の損失が従来の性能予測法（１１）による値と同様に求まり，さらにレイノルズ数およびマッハ数の効果も考慮することが出来ることを示した。



5. 参考文献

図. 5 マッハ数とポリトロップ効率の関係

- (1) Dean Jr., R. C., The Fluid Dynamics Design of Advanced Centrifugal Compressors, Creare TN-185, (1974)
- (2) Galvas, M. R., Fortran Program for Predicting Off-Design Performance of Centrifugal Compressors, NASA TN D-7487, (1972)
- (3) Boyce, M. P., New Developments in Compressors, Texas A&M University, (1972)
- (4) Senoo, Y., Viscous Effects on Slip Factor of Centrifugal Blowers, Trans. ASME, Ser. A, Vol.96-1, (1974-1)
- (5) Wiesner, F. J., A Review of Slip Factors for Centrifugal Impellers, Trans. ASME, Ser. A, Vol.89-4, (1967-10)
- (6) Wiesner, F. J., A New Appraisal of Reynolds Number Effects on Centrifugal Compressor Performance, Trans. ASME, Ser. A, Vol. 101, (1979-7)
- (7) Mashimo, T. et al., Effect of Reynolds number on Performance Characteristics of a Centrifugal Compressors, With Special Reference to Configurations of Impellers Trans. ASME, Ser. A, Vol. 97-3, (1975)
- (8) Eckert, B. et al., Axial-und Radial-Kompressoren, Springer Verlag, (1962)
- (9) Wiesner, F. J., Practical Stage Performance Correlation for Centrifugal Compressors
- (10) Rodgers, C., Specific Speed and Efficiency of Centrifugal Impeller, Performance Prediction of Centrifugal Pumps and Compressors, ASME, (1980) 1980)
- (11) Mizuki, S., A Study Concerning Performance Characteristics of Centrifugal Compressors, ASME Paper 85-GT-97
- (12) Mizuki, S., A Simple Calculation Method for Ratio of Relative Velocity Within Centrifugal Impeller Channel, ASME Paper 86-GT-25

B-5 可変容量ラジアルタービンの研究

* 仲野 悟 (日本工業大学院生)
渡辺 高幸 (日本工業大学)
松木 正勝 (日本工業大学)

1. はじめに

本研究は小型ターボチャージャーに多用されている羽無しノズル形ポリュートを持つラジアルタービンを可変流量化するため、タービンノズルポリュート断面積を可変として、ガス流量の変化に対して、高い効率を維持できることを目的としたものである。

そのため、基礎実験として、ノズルポリュート断面積が供試タービンと同一、及び50 [%] のポリュートをもつ矩形流路のタービンケーシングを製作し、性能試験を行った。また、ノズルポリュート断面積を供試タービンの100~50 [%] に可変流量できる矩形流路のタービンケーシングを製作し、性能試験を行い比較検討した。

2. 基礎実験としてのモデル実験

2-1. ケーシングモデル (固定形)

可変容量ラジアルタービンを実現するために、基礎実験としてケーシングのノズルポリュート断面積を、原形タービンの100 [%]、および50 [%] とした流路断面形状が矩形の2つの真鍮製のケーシングモデルを製作した。図1に製作したケーシングモデルを示す。

本実験では、原形ターボチャージャーのタービン側ケーシングを分離し、製作した各ノズルポリュート断面積のケーシングモデルを取り付け、性能試験を行った。試験流体は常温の空気で、 $7 \text{ [Kg f / cm}^2\text{]}$ 、 $31 \text{ [m}^3\text{/min]}$ のスクリー圧縮機により供給した。タービン流量の測定にはベンチュリ管 (管内径52.7 mm、絞り直径比0.74)、タービン入口、出口温度の測定にはAl-Cr熱電対 (0.4級) を使用した。またタービンの入口、出口の全圧力は水柱U字マンメータ (最小目盛り1 mm) および精密圧力計 (最小目盛

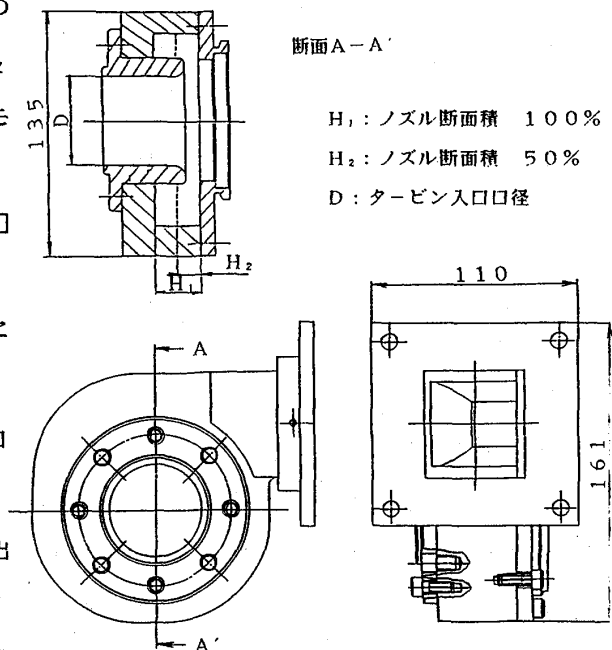


図1 ケーシングモデル

り $0.001 \text{ Kg f / Cm}^2$) を用いて測定した。回転数の測定には磁気検出式回転計 (GARRETT 製) を用いた。

性能試験は、タービン流入管に取り付けた加減弁により試験回転数を設定し、タービンと直結した圧縮機側の吐き出し量を変えることにより、タービン負荷を変えて行った。

タービン効率の算出にあたって、温度測定が大きく影響するので、測定点 1 点に付き、約 30 分間の測定時間を取った。

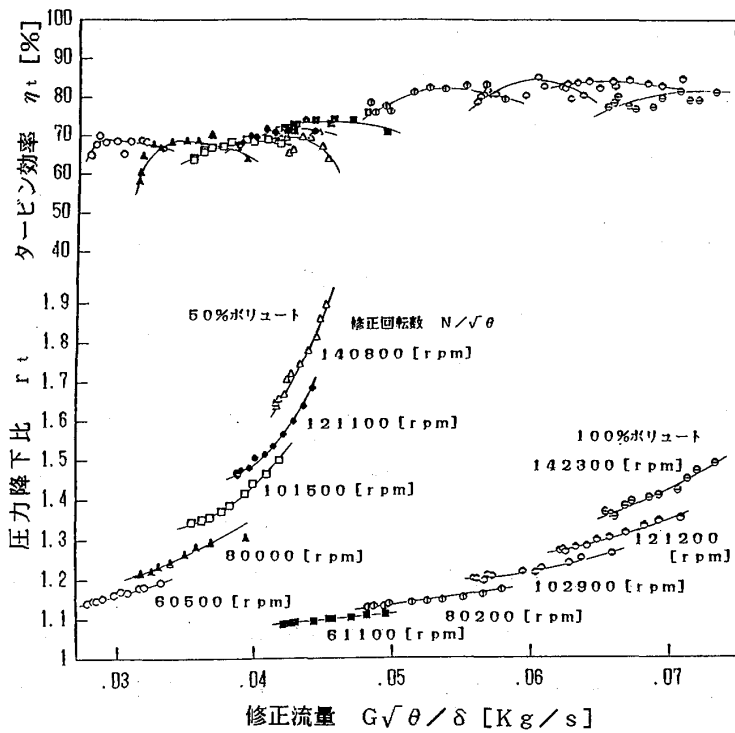


図2 測定結果

2-2. 性能試験結果

図2に測定結果を示す。図は横軸に修正流量、縦軸に圧力降下比とタービン効率を表したもので、修正値として原形タービンの仕様値をとった。

図より次のことがわかる。

- ① ノズル断面積を $1/2$ にした場合、同一圧力比において流量が約 $42 \sim 48$ [%] 減となり、約 $1/2$ となった。
 - ② ノズル断面積を $1/2$ にした場合、最高効率が約 12 [%] 低下した。
- またノズルポリュート断面積を、 $1/2$ にした場合、相対回転速度が低下することもわかった。

3. 可変形タービンケーシングを用いたときの性能試験

3-1. ケーシングモデル

図3にノズルポリュート断面積を、原形タービンの $100 \sim 50$ [%] に変えられる可変形タービンケーシングを示す。

流路断面形状は矩形、材質は SUS-304 で耐熱性とし、可動部は三条ネジを用いて移動させる構造とした。可動部分及び固定部分は曲線形状を含み、また両部分の隙間を均一にさせるために、NCワイヤカットにより一材料より製作した。

3-2. 性能試験結果

前記の性能試験と同様に、可変形ラジアルタービンモデルに付いて性能試験を行った。その結果を図4に示す。

この結果、次のことがわかった。

- ① ノズルポリュート断面積を50 [%]にした場合、ノズルポリュート断面積100 [%]の場合に比べ、同一圧力比において流量が39~41 [%]減となった。ノズルポリュート断面積を75 [%]にした場合、ノズルポリュート断面積100 [%]の場合に比べ、同一圧力比において流量が18~20 [%]減となった。

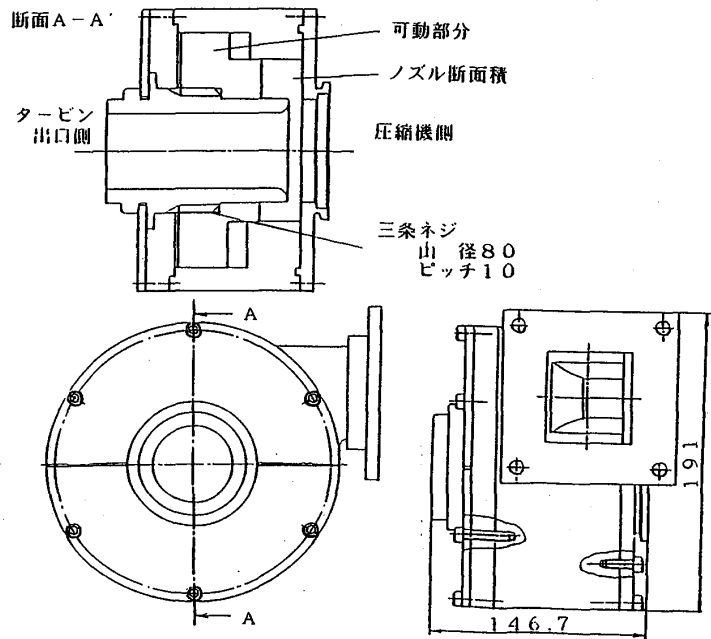


図3 可変容量ケーシングモデル

- ② ノズルポリュート断面積を50 [%]にした場合、ノズルポリュート断面積100 [%]の場合に比べ、効率が約10 [%]下がった。ノズルポリュート断面積を75 [%]にした場合、ノズルポリュート断面積100 [%]の場合に比べ、効率が約5 [%]下がった。
- ③ ノズルポリュート断面積を減少させると、相対回転速度が低下した。

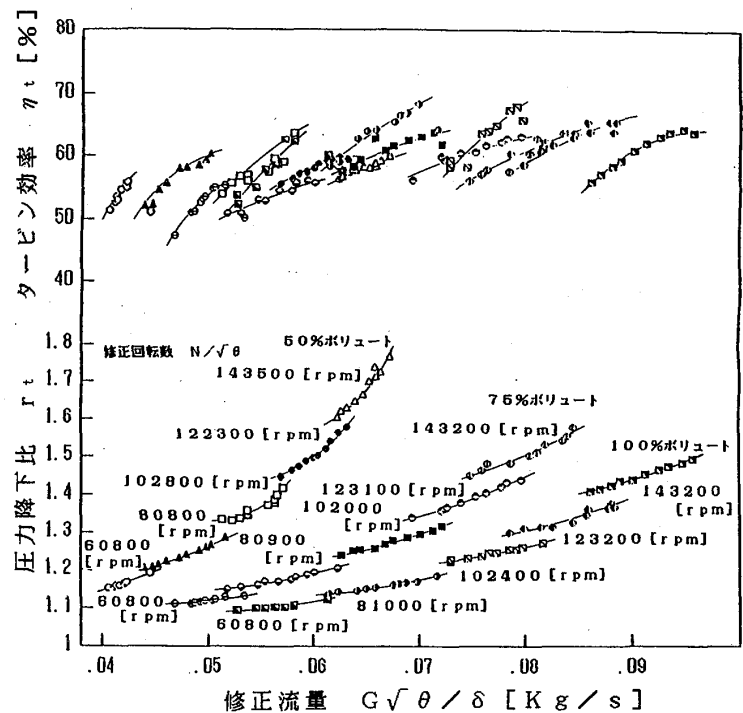


図4 可変容量ラジアルタービン性能特性

4. タービン効率の比較

表1に固定形モデルを使った基礎実験でのタービン最高効率、可変形モデルでのタービン最高効率を示す。

両実験において、ノズルポリュート断面積の小さいときの方が、大きいときに比べ、タービン最高効率は低下している。この理由として、ノズルポリュート断面積が減少すると、濡れ面積が増加することから、効率の低下は摩擦損失の増加によるものと考えられる。

また表より固定形モデルでの最高効率が可変形モデルの最高効率より高いことがわかる。これは可変形モデルは、可動させることにより、翼端隙間が増し、この影響が現れたものと考えられる。

表1 最高効率の比較

ノズルポリュート断面積	100 [%]	75 [%]	50 [%]
固定形モデル	86 [%]	—	74 [%]
可変形モデル	70 [%]	65 [%]	60 [%]

5. まとめ

基礎実験及び可変形タービンの実験を通して次のことがわかった。

- ① ノズルポリュート断面積の減少にともなって、同一圧力比において流量が減少する。
- ② 上記の流量の減少はノズルポリュート断面積の減少にほぼ比例する。
- ③ タービン効率はノズルポリュート断面積の減少によりやや低下する。

従って、可変容量ラジアルタービンは実現可能であり、効率を大きく低下することなく、流量を減少させることができることがわかった。

参考文献

- 1) Fend and others., 1985 Beijing international gasturbine symposium, 85-IGT-7
- 2) 松木・他., 第14回ガスタービン定期講演会講演論文集(1986年6月)
- 3) 西口・他., 第5回内燃機関合同シンポジウム講演論文(1985年6月)

B—6 CT法によるタービン冷却翼断層図の画像再構築技術について

*吉田豊明（航空宇宙技術研究所）

山口一郎（富士通㈱） 北田雅之（青山学院大（院））

1. まえがき

コンピュータトモグラフィ（コンピュータ断層撮影法，CT）は、医療診断への実用のみならず、近年物体内部構造の非接触測定、非破壊検査や各種流体、粉粒体等の流れの内部構造解明に多く適用されるようになってきた¹⁾。周知のように、媒体には電磁波や超音波など様々な線源の中から、被検体の性質、検査の目的に適したものが選ばれているが、画像を再構築する方法としては、著者らの知る限り、現在ではほとんど総和法（重畳積分逆投影法，フィルタ補正逆投影法など様々に称されている，ここではF B Pとする）が使われている。

著者らは先にX線CT法により、F B Pを適用して、タービン冷却翼非破壊検査の有用性を示唆した²⁾。その後タービン翼を例にとりながら、画像再構築の方法として、原理的には簡単明瞭で正確なマトリクス法に取組み、その特徴を実証することができたので、ここに紹介する。

2. CTの原理（マトリクス法）

F B Pについては様々な解説（1），2）さらにその引用文献）を参照されたい。

簡単のために、図1(a)に示す物体を考える。2×2要素の各々の密度を1, 2, 3, 4とする。この物体の密度場を再構築するため、図1(b)に示す如く各要素の密度を未知数 $F_1 \sim F_4$ とおく。CTスキャンにより、投影データ（経路の密度の積分値に相当する値，Ray Sum）を採取すると、たとえば水平方向では P_1 、 P_2 、斜め45°方向では P_3 、 P_4 の値が既知となる。すなわち図2(a)の式が得られる。この式をマトリクス表示すると図2(b)のようになる。係数行列 A は0と1からなり、1は当該経路に関与する要素である。マトリクス演算は、この場合 $F = A^{-1}P$ により容易に、厳密に解けて解 $F_1 \sim F_4$ を得る。

実際には図3に示すように物体のまわり $\theta = 0^\circ \sim 180^\circ$ 各々の投影位置において投影データ曲線（Pro-

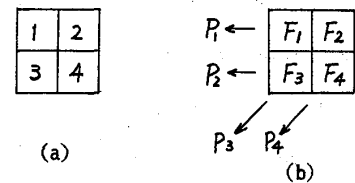


図1 マトリクス法 2×2要素の配備

$$\begin{aligned}
 F_1 + F_2 &= P_1 = 3 \\
 F_3 + F_4 &= P_2 = 7 \\
 F_2 + F_3 &= P_3 = 5 \\
 F_1 + F_4 &= P_4 = 4
 \end{aligned}
 \quad (a)$$

$$\begin{bmatrix} 1 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 1 \\ 0 & 1 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ F_3 \\ F_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} P_1 \\ P_2 \\ P_3 \\ P_4 \end{bmatrix}$$

$$A \cdot F = P \quad (b)$$

図2 マトリクス表示

jection Data)を得る。図4はこれらの投影データを $\theta = 0^\circ$ から 180° まで並べたもので、例えば図3,B位置における一つの投影データPは、図4の点Pの位置(X, θ)において値Pを有する。CTスキャン時には物体外形を十分含む範囲で走査する(図の $a \rightarrow d$)ので、投影データのうち $a \leftrightarrow b$ 、 $c \leftrightarrow d$ 間のデータは素通りした結果(空虚部)である。一般に物体の境界部(b, c)を投影データから断定するには誤差が伴うので、少し余裕を見て破線で示す両側の曲線を考えると、これら破線ではさまれる領域内のデータが断層図構築に必須のデータとなる。この領域は物体を含む実際の空間において、図5の破線で囲まれる閉領域に対応する。Ray Sumは直線状に採取されるので、物体外形に凹状の部分があっても破線閉曲線は包絡線群になる(外形包絡線配置、以後形状配置と称する)。勿論空虚部も含め、全投影データを使う方法もある。この場合対応する領域は図3, 5に示す円の内部となる(円状配置)。また形状配置でも物体外形が円形であれば、物体を近接してとりまく円状配置と

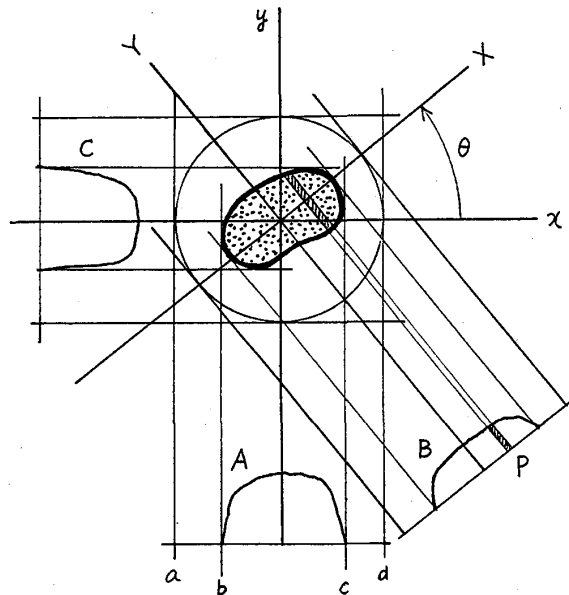


図3 投影データの採取法

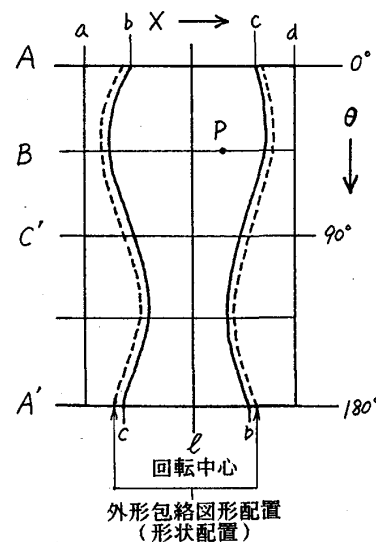


図4 投影データ配置

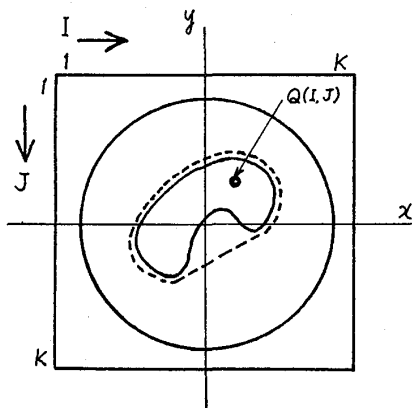


図5 画像における断層図配置

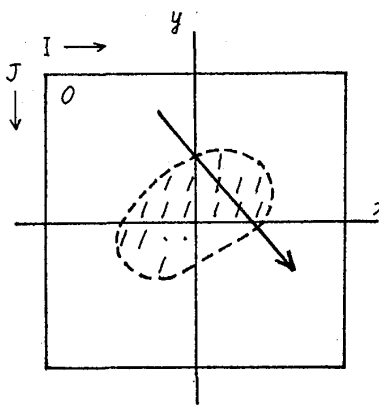


図6 画像における形状配置

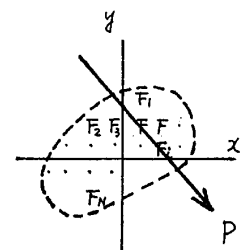


図7 形状配置内未知数配備

なる。

図4のように得られた投影データ群から形状配置を求めるには、図5の画像配置($K \times K$ 点)において $I=1, J=1$ から右下の終点まで順次、各点が図4の空虚部に対応するか否かを判定する。すなわち $Q(I, J)$ について、すべての θ 位置($0^\circ \sim 180^\circ$)において各々求められる $X_{0 \rightarrow 180}$ が、常に図4の破線には含まれた領域にあれば、その点は形状配置内であり($Q=1$)、一つでも

$$M_{\theta} \begin{bmatrix} \theta_A \{ \dots \} \\ \theta_B \{ 0 \ 0 \ 1 \ 0 \ \dots \ 1 \ 0 \ 1 \ \dots \ 0 \} \\ \theta_{180} \{ \dots \} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_1 \\ \vdots \\ F_i \\ \vdots \\ F_N \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} P_1 \\ \vdots \\ P \\ \vdots \\ P_M \end{bmatrix}$$

図8 実際のマトリクス表示

空虚部に対応すれば外域($Q=0$)である。 $Q=1$ となる点の集り(図6参照)に対し、一点ずつ順次未知数 $F_{1 \rightarrow N}$ を割り当てる(図7参照)。最後に θ の各々について図4破線領域内の各 X の $\text{Ray Sum}(P)$ が関与する未知数は何であるかをすべて拾い出す。なお Ray Sum , 投影データ(図4)と実空間(図3), 画像配置(図5~7)は極座標変換で容易に対応が付けられる。

図8は上記の手順により得られる結果のマトリクス表示である。ここに示す001...の例は図6, 7の矢印部に対応する。各 θ において得られる行数は最大で図4破線領域内の θ に対応する水平線における Ray Sum の数になる。行数の総合計 M が未知数の数 N (=列数)以上であれば、このマトリクス表示は数値的に演算できて解 F が得られる。実際図1の例でも Ray Sum は他にも多数ある。図8のような正方形でないマトリクスを解く方法として、ここでは最少二乗最少ノルム解を求める特異値分解法³⁾を用いた。得られる画像の質と演算時間の妥協が必要の場合もあるが、できれば Ray Sum を全数使うことが望ましい。

3. γ 線CT法

前報2)の研究ではX線を用い、透過力の不足のため供試体にはエポキシ樹脂製の冷

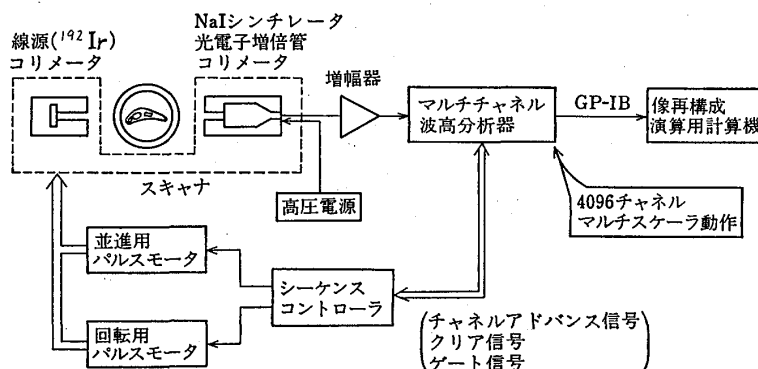


図9 γ 線CT装置のブロック図

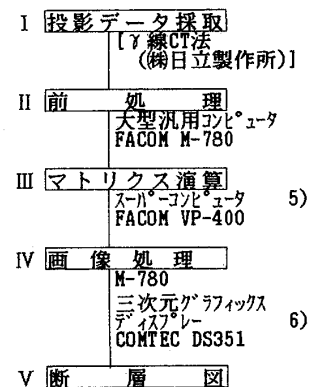


図10 断層図作成手順

却翼模型を使用した。X線源の強度が空間的、時間的変動を示したことが一つの問題となったので、今回は時間はかかるが、透過力が強く、線源強度の時間的安定性がきわめて良いY線のペンシルビームを適用し、超耐熱合金製の実機翼を使用した。このY線CT装置は、(株)日立製作所エネルギー研究所で開発されたもので⁴⁾、航技研の依頼により同所で投影データが採取された。装置のブロック線図を図9に示す。詳細については文献1)、4)を参照されたい。

投影データは4桁整数(最小3341,最大8705(空虚部))で、X方向に132点(図3a~d)、 θ は1度おき180回(合計23,760点)採取されている。CTスキンの並進ピッチは0.3mm(全スパン: $0.3 \times (132-1) = 39.3\text{mm}$)で、走査時間は1ピッチ毎に0.3秒(全体で $0.3 \times 132 \times 180 = 7128\text{秒}$ + 回転移動時間)であった。

4. 断層図作成手順

図10に断層図を得るまでの主要な手順を示す。投影データは二次元配置(132x180)のデータファイルとしてフロッピで渡された。前処理ではデータの反転(密度の大きいものほど値を大きくする)やスケーリング、形状配置のための破線位置(図4参照)決定、未知数配備、マトリクス構成等を行った。画像処理では、画像データの色配置を行った。その他の画像処理はしなくてよいことが望ましいが、拡大、回転、足切り、スムージング等を必要に応じて行った。結果の画像はカラーイメージレコーダまたはカラープリンタで記録した^{5)、6)}。

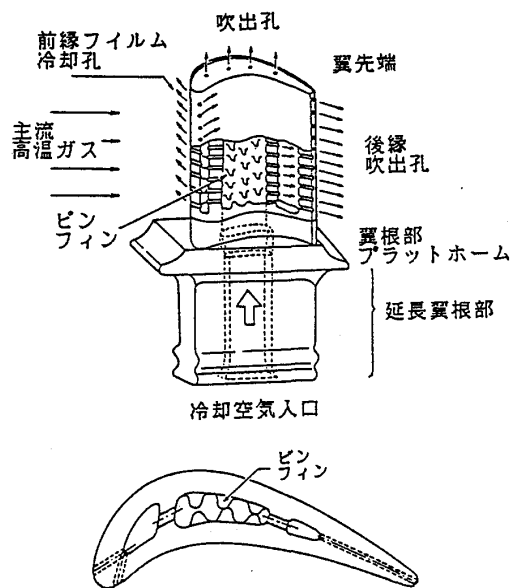


図11 供試タービン冷却翼の構造概念図



図12 検査断面実形状

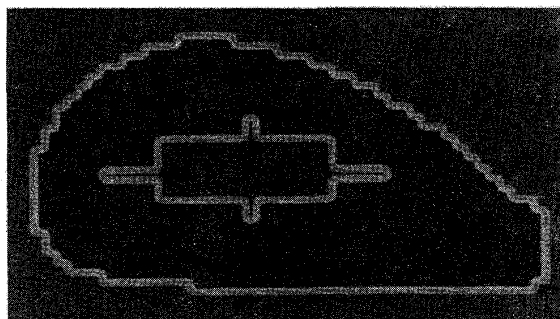


図13 試験データからの断層図
(マトリクス法)



図14 試験データからの断層図
(FBP法)

5. 供試翼

被検体に用いたタービン冷却翼は、ターボファンエンジンFJR710用に研究開発された高圧タービン第1段動翼である⁷⁾。Ni基の超耐熱合金IN-100を使用し、精密鑄造法と精密後加工により製作された実機形状の翼であり、図11、図12に示すように中空構造となっている。翼弦長は19mmで肉厚は1.5mm程度、吹出孔直径は図11下半の図で左から順に0.5, 0.5, 0.6, 0.45mmである。図12は実際に投影データを採取した供試翼を測定断面で切断した実物写真であり、断層図が再現すべき形状そのものを表している。

6. 断層図構築結果と考察

マトリクス法の検証を行うため、試験データを作り画像の再構築を試みた。まず画像配置で図6に示すように形状を決め、形状内固体部の要素密度をいずれも1、そうでない中空部を0とした。次にこの配備から投影データを作った。後は第2章原理で述べた手順に従い、画像を再構築した。試験データの形状配置は、翼外形を模擬し、内部に長方形で各辺中央に細い溝の加わった中空部を設けた。図13は結果を示す。画像データサイズ63×63、メモリーサイズ32MB、VP-400でCPU時間177.8秒であった。図から明らかなように、再構成画像の質はほとんど申し分がない。ただし外形線に沿ってこれに垂直な方向に0→1と変化する部分で、塗色のためのスケーリングによって、中間色が現われている。図14は比較のために同じ投影データを用いて、FBPに

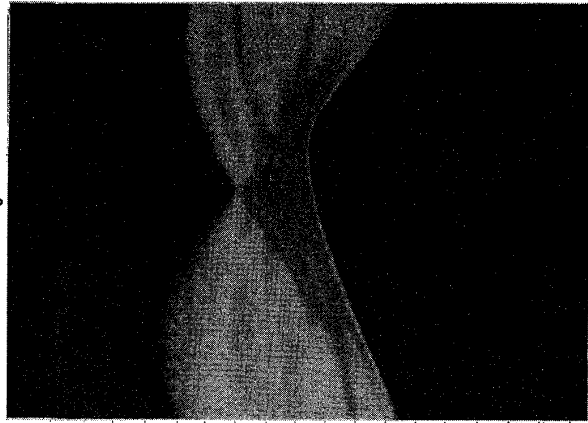


図15 γ線CT法の投影データ



図16 断層図 (マトリクス法)

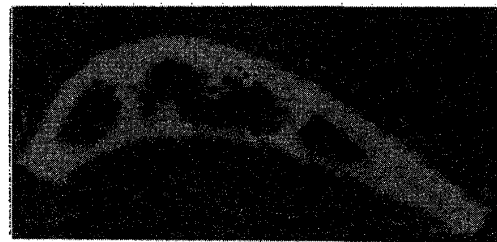


図17 断層図 (マトリクス法)
(ヒステリシス法による平滑化処理)



図18 断層図 (FBP法)

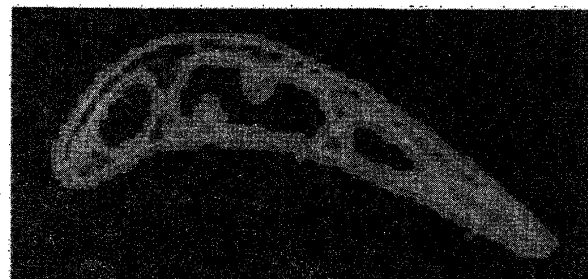


図19 断層図 (FBP法)
(微小値足切り処理)

より再構築した画像である。導入したフィルタ関数はRamachandranである（Shepp-Loganによる結果もほぼ同じ）⁸⁾。全体にアーチファクトが現われ、特に中空形状の再構成は不十分である。これらは画像処理によってもう少し改善できると思われるが、密度が連続的に微妙に変化する被検体ではなく実施例のような0か1かの分布を忠実に再生するには、FBPは十分とはいえない。

図15はY線CT法により得られた投影データを反転したもので、図4に対応する。データにはごま塩状の微小ノイズが含まれているが、画像全体にかたよりがなく分布しているので、X線CT法によるデータ（前報2）図11）に比べ質が相当良い。図16はマトリクス法の結果を示す。外形の外側、中空部に斑点状のノイズが現われ固体部外形線の再生も必ずしも十分ではない（図12参照）。図17は図15に見られるごま塩状のノイズを除去する目的でヒステリシス法⁹⁾を投影データに適用した後、再構成した画像である。図16に比べいくらか改良され、冷却孔の存在も何とか識別できる。

図18はFBPによる結果を示し、図19は小さい値を足切りした結果を示す。フィルタ補正により、かなり良好な断層図が得られ、マトリクス法の結果より明らかに質が良い。マトリクス法の適用に際しては、図13が示唆する能力を発揮するため、なお前処理に工夫を要する。分解能はX方向のピッチ0.3mmと各種穴径（約0.5mm）の関係から、冷却孔を再現できるかどうかの限界にあるが、図16～図19に見られる通りかなり再現されている。

7. あとがき

本研究は次の2点で新しい提唱／検証を行った。すなわちCT法における画像再構築方法としてマトリクス法を試み、試験データにより、本質的にこの方法が優れていることを示した。また画像再構築の際にデータとして意味のない空虚部を除外して投影データ群を構成する方法を掲げ、実施した。実際これらを考慮しない円状配置と当該の形状配置を比較するとVP-400では、それぞれデータサイズ：76×76，73×73，メモリーサイズ：38MB，195MB，CPU：237.5秒，3312秒であった。ちなみにFBP法（図18）ではM-780使用で132×132，2.16秒であり、まだまだ圧倒的にFBP法に優位性がある。マトリクス法ではさらに解決すべき問題があるけれども、コンピュータの更なる発達とあいまって、いずれマトリクス法が実用化になるものと著者らは展望する。

本研究実施にあたり、日立製作所エネルギー研究所、航技研 清水盛生、藤原勉、菊地一雄各氏及び数理解析部諸氏のご尽力を得た。ここに記し深く謝意を表する。

文献

- 1) 流れの可視化学会編，新版流れの可視化ハンドブック，朝倉書店，1986-10，p372.
- 2) 吉田，高原，第13回ガスタービン定期講演会，1985-6，p145.
- 3) 富士通㈱，SSL-II，p341.
- 4) 金森，産業用ガンマ線CT装置，映像情報 17-14，1985-7，p55.
- 5) 三好，田村，日本ガスタービン学会誌 14-56，1987-3，p2.
- 6) 航技研計算センタ，NSシステム利用の手引 第2版，1987-2.
- 7) 三村ほか5名，航技研資料 TM-487，1983-3.
- 8) 原，清水，石田，日本航空宇宙学会第13期年会講演集，1982-4，p18.
- 9) 画像処理ハンドブック編集委編，画像処理ハンドブック，昭晃堂，1987-6，p272.

B—7 再熱ターボファンエンジン用FADEC (JEC—11)

防衛庁技本3研 菊池秀勝、 鍵山総太
山根秀公、 ○高原雄児

1. まえがき

近年、航空機の高性能化、複合任務化、パイロットのワークロード低減等の要求に対応するためエンジンの制御装置は油圧機械式制御装置からデジタル電子式制御装置 (Full Authority Digital Electronic Control, FADECと略記) に変わりつつある。FADECは高速、高精度で制御を行うことができるので、広いフライトエンベロープで安定な作動、燃料消費率の低減、迅速な推力応答等のエンジンの性能向上を可能にするとともに、機体制御装置との交信機能を持たせることにより航空機システムとしての統合制御 (Integrated Flight and Propulsion Control, IFPC) が可能となる。第3研究所では航空機用エンジン制御装置の開発の一環としてFADECの研究開発を行っており、59年度にはF3エンジン及びTF40 (アドアエンジン) を制御対象とした台上設置型のFADEC、JEC—10及びJEC—11を試作し、基本特性を確認した。^{1)～4)} また、61～62年度にはこれらの成果を反映して小型軽量で、かつ耐久性及び信頼性を考慮した搭載型のF3、及びF100エンジンを制御対象としたFADEC、JEC—20及びJEC—21を試作し、現在MIL—E—5007Dに基づく環境試験及びエンジン試験を実施中である。本報告はTF40を制御対象としたJEC—11・FADEC (JEC—11と略記) の概要及びエンジン運転試験結果について述べる。

2. JEC—11の概要

2.1 制御対象エンジン

TF40は軸流、アフターバーナ付き (再熱) ターボファンエンジンで、2段の低圧圧縮機 (ファン) と5段の高圧圧縮機を有し、各々に連結している1段の低圧タービンと高圧タービンによって駆動される。燃焼器はアニュラ型燃焼器である。アフターバーナは排気可変面積ノズルを有する。TF40の本来の制御装置 (現用制御装置と略記) は油圧機械式の主燃料制御装置、アナログ電子式のスーパーバイザリーコントロール (Supervisory Control, SVC

と略記) (低圧軸回転数NL及び排気ガス温度TGTリミッタ) 及び油圧機械式のアフターバーナ制御装置より成る。主燃料制御装置とSVCは始動、加速及び定常運転を

表1 TF40エンジン主要諸元

構成要素	項目	諸元
ファン	型 式	軸流2段
	回 転 数	13600rpm
	空気流量	42.1Kg/s
圧縮機	型 式	軸流5段 (抽気あり)
	回 転 数	15512rpm
	空気流量	23.4Kg/s
燃 焼 器	型 式	アニュラ型
高 圧タービン	型 式	空冷式 軸流1段
低 圧タービン	型 式	無冷却 軸流1段
再 熱 部		あり

行うに必要な燃料流量を制限内で制御し、アフターバーナ燃料制御装置は作動時にコアエンジンに悪影響を及ぼさないようにアフターバーナ燃料流量と可変排気ノズル面積を制御する。また、始動時にはサージング発生を防止するため抽気バルブによる空気流量の制御を行う。表1にTF40エンジンの主要諸元を示す。

2.2 JEC-11の制御システム

JEC-11はF3エンジンを制御対象としたJEC-10にアフターバーナ燃料及び排気ノズル面積制御ロジックを組み入れたボード1枚を追加することによりTF40を制御可能にしたものである。JEC-11は電子制御部（Electronic Control Unit、ECUと略記）、燃料制御部（Flow Body Unit、FBUと略記）及びアフターバーナ制御部から成り、ECUは演算処理部、入出力部、圧力トランデューサ、データバス等の各部より構成され、各入力信号を取入れエンジン制御に必要な演算を行い、アクチュエータ、

ソレノイド等に指令信号を出力する。

図1に制御システム図を示す。入出力信号の種類及び機器を表2に示す。また、FBUは燃料計量部、操作保持部、手動操作部から成り、燃料計

量部はECUから

の指令により燃料の計量

を行う。操作保持部はECU、センサ等が故障して制御不能となった場合ECUからの操作保持指令によりコアエンジン燃料流量を故障発生前の状態に保持する。手動操作部は手動で燃料の遮断を行う。アフターバーナ燃料制御部（Reheat Fuel

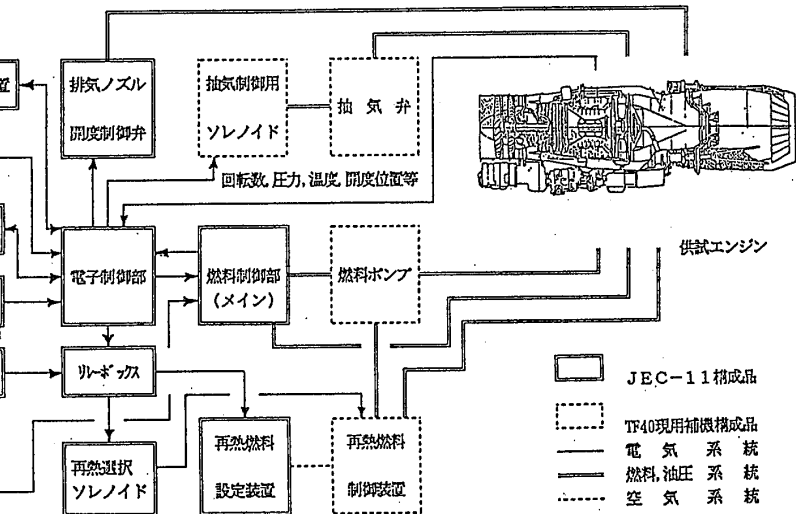


図1 JEC-11システム図

表2 JEC-11入出力信号及び機器

入/出力	信号の種類	信号の記号	記号の説明	機 器
入 力	アナログ電 圧	PLA T1 T6 Wf f/b Ps f/b A8 f/b	パワーレバー角度 エンジン入口温度 排気ガス温度 燃料流量フィードバック 設定空気圧フィードバック バルブ面積フィードバック	ポテンシオメータ ポテンシオメータ サーモカップル LVDT 圧力変換器（歪ゲージ） LVDT
	周 波 数	NH NL P1 P3 P6	高圧軸回転数 低圧軸回転数 エンジン入口圧力 圧縮機出口圧力 排気ノズル圧力	タコジェネ+増倍器 電磁式ピックアップ 圧力変換器（円筒振動型） 圧力変換器（円筒振動型） 圧力変換器（円筒振動型）
出 力	アナログ電 流	Wf Ps A8	燃料流量 設定空気圧 ノズル面積	トルクモータ トルクモータ トルクモータ（サーボ弁）
	ディスクアウト	FRZ BLD	フリーズ信号 抽気信号	ソレノイド リレー

Control Unit, R/H FCUと略記)、Ps 設定装置及びA8コントロールユニットから成る。Ps 設定装置は電子制御部からの指令信号を受け、電気-空気圧変換器を経て設定空気圧PsをR/H FCUに与え、アフターバーナ燃料流量を決定する。A8コントロールユニットは排気ノズル内圧を制御するため可変排気ノズル面積を制御する。エンジンの制御は、DRY領域（アフターバーナ非作動、ドライと略記）とアフターバーナ領域（アフターバーナ作動、R/Hと略記）に分けて行われる。

2.3 JEC-11の制御ロジック

JEC-11の制御ロジックは、エンジン制御、故障診断及び外部機器との交信の各ロジックから成る。エンジン制御ロジックは始動からアイドルまでの始動制御、アイドルから最大アフターバーナまでの定常制御、加減速制御、R/H燃料制御、排気ノズル面積制御、制限制御、始動抽気等の各ロジックから成る。これらの主要制御ロジックを現用制御装置の制御ロジックに比較して示すと表3のようになる。また、図2(a)～(e)はそれらの制御ロジック図を示す。

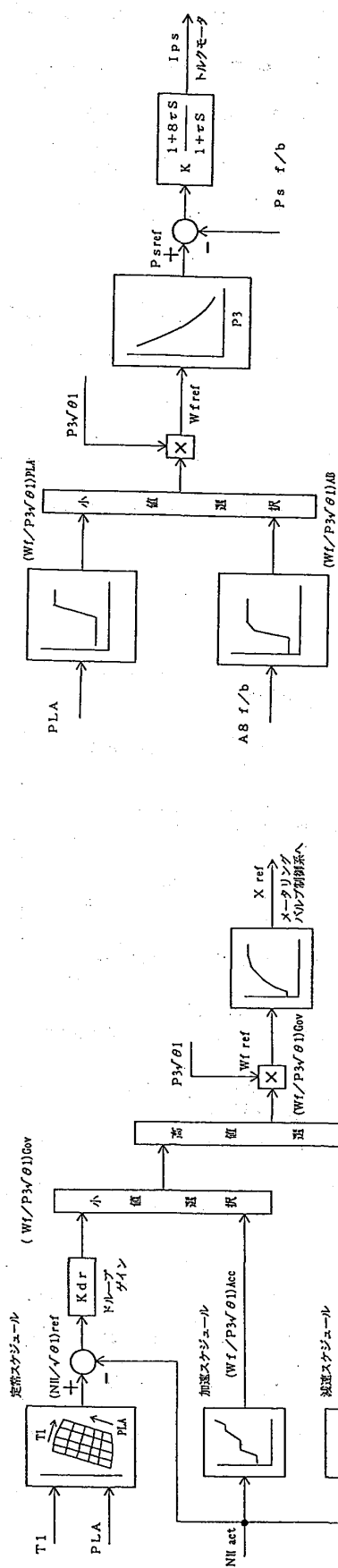
表3 JEC-11と現用制御装置のロジック比較

項 目	J E C - 1 1	現 用 制 御 装 置
D 始動制御	燃空比スケジュール制御 $Wfst = P3 * \sqrt{\theta 1} * fn(NH / \sqrt{\theta 1})$	高圧軸回転数の比例制御 $Wfst = K * NH$
R 定常制御 (メインガバナ)	PLAで決まる回転数制御(NHドループ制御) $Wfss = P3 * \sqrt{\theta 1} * K * (NHref - NH)$	ダッシュボットのスロットルバルブによる制御 $Wf = fn(Xt / v)$
Y 加減速制御	燃空比スケジュール制御 $WfAcc = P3 * \sqrt{\theta 1} * fn(NH / \sqrt{\theta 1})$	ダッシュボットのスロットルバルブの位置、及び前後差圧による制御 $Wf = fn(Xt / v, \Delta P / v)$
領 域 制限制御	PIガバナ NH、NF、TGT	NH：高圧ポンプのハイドログバナ機構による制限 NF、TGT：アナログコントロールアンプによるPID制限
始動抽気	スケジュール制御 $NH / \sqrt{\theta 1} \geq 63\%$ で開 $NH / \sqrt{\theta 1} \leq 43\%$ で閉	ハイドログバナの燃圧(NHに比例)により開閉
R / H 領 域 R/H選択	PLA、回転数(NH)、ノズル面積等で決まる値でOn/Off	PLAに直結されたOn/Offの2点位置バルブにより選択
R/H燃料制御	現用コントロールのロジックの数式化 $Ps \rightarrow Wfr / P3 * \sqrt{\theta 1} * P3 * \sqrt{\theta 1}$	PLA、及びノズル位置により設定される設定空気圧Psに比例した燃料流量制御
プリ・オープン	R/H選択スイッチ及びPLA位置よりノズル・アクチュエータをプリ・オープン	ノズルフィードバック系のプリ・オープン・ブリードバルブにより駆動
ノズル面積制御	$Nf / \sqrt{\theta 1}$ でスケジュールされた圧力比P6/P3になるように排気ノズル面積を変え、排気圧力P6を制御	排気ノズル面積による排気圧力P6を制御

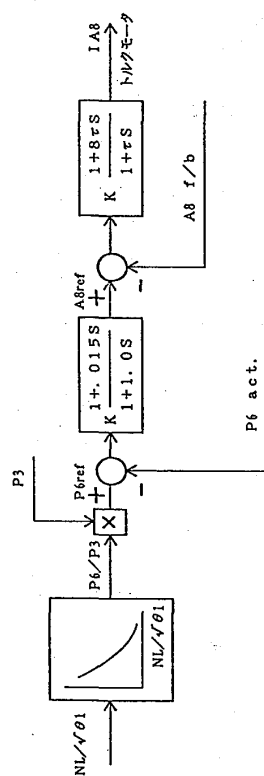
故障診断ロジックは、エンジンを安全、かつ確実に運転するためECU内部の自己診断を行うとともにセンサー、アクチュエータ等の故障を診断する。制御続行不能な故障が検出された場合にはFBUに操作保持指令を送り、燃料流量を故障直前の状態に保持すると同時に手動モードに切り換える。表4はJEC-11の故障診断機能(Built In Test Equipment, BITEと略記)を示す。

2.4 JEC-11 ECUシステム

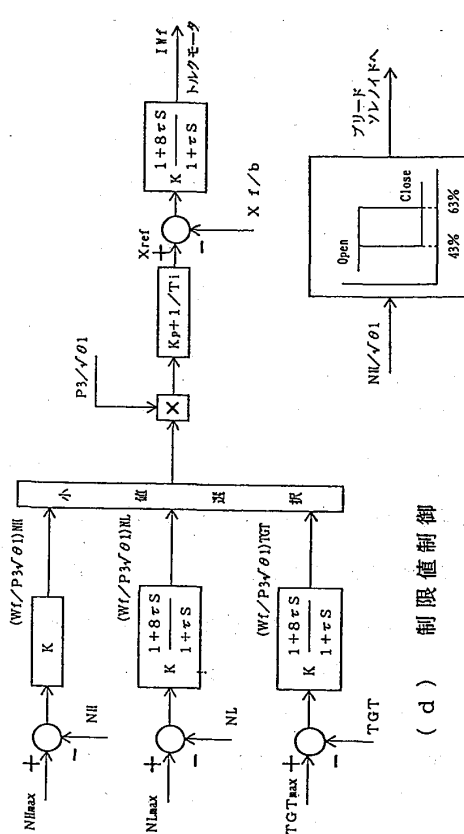
図3はECUの機能ブロック図を示す。CPUはT88000、マイクロプログラム用



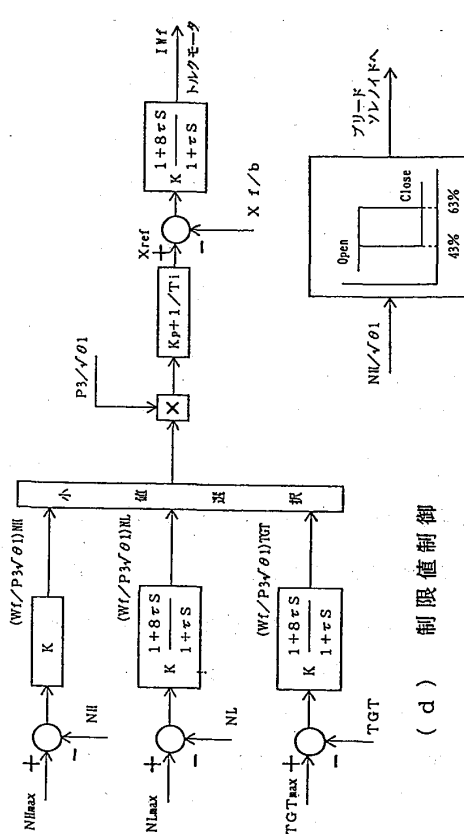
(a) 始動、加減速及び定常制御



(b) R/H燃料制御



(c) 排気ノズル面積制御



(d) 制限値制御

(e) 始動抽気

図2 主要制御ロジック図

表4 JEC-11のBITE機能

診 断 項 目	診 断 内 容	対 応
CPU インストラクション・チェック	制御プログラムで使用するすべての命令語についてその機能をテストする。	異常時は、CPU停止し、フリーズ
ウォッチドックタイマ	制御演算が規定時間20ms内に正常に行われていることをチェックする。(演算の停止、抜け等)	フリーズ
メモリ 総和チェック (ROM)	制御プログラムのすべてコードの和をとり制御中に変化のないことを確認する。	フリーズ
W/Rチェック (RAM)	スクラッチ・パッドにデータを書き、読みだしても内容に変化のないことを確認する。	フリーズ
センサ レンジ・チェック	入力信号がすべて規定値内に入っていることをチェックする。(断線、短絡等のチェック)	連続3回でフリーズ (一部信号では前の正常値で制御続行)
レート・チェック	入力信号の変化がすべて規定値内に入っていることチェックする。	連続3回でフリーズ (一部信号では前の正常値で制御続行)
ドライバー (トルクモータ等含む) ラップアラウンド・チェック	指示どおりの電流が流れていることをチェックする。(トルクモータ、ソレノイド等の断線、短絡の検出)	連続3回でフリーズ
アクチュエータ ループチェック	指示どおりにアクチュエータが作動していることをチェックする。(アクチュエータ、F/Bセンサ等)	連続3回でフリーズ

ROM、MPU周辺回路GAなど

を5層セラミック基盤に実装した

ハイブリッドモジュールで、語長

は16ビットである。モジュール

はMIL規格に基づいてスクリー

ニングが行われている。

3. エンジン運転試験

3.1 試験方法及び装置

エンジン運転に先だってECU

とリアルタイムエンジンシミュレ

ータとの組合せ閉ループ試験及び

ECUとFBUを組合せた油電組

合せ試験による制御ロジックの確

認、制御パラメータの粗調整及び

エンジン運転時の保安機能を確認した。本報告はこれらの試験の後に実施したエン

ジン運転試験の結果について述べる。図4はJEC-11によるTF40運転試験の試

験装置の構成を示す。JEC-11システムのうち、燃料ポンプ、R/HFCU等の

油圧作動部は現用制御装置のものを使用した。エンジンセル内のエンジンの近くにF

B U、Ps設定ユニット、A8コントロールユニット、R/H選択ソレノイドバルブ

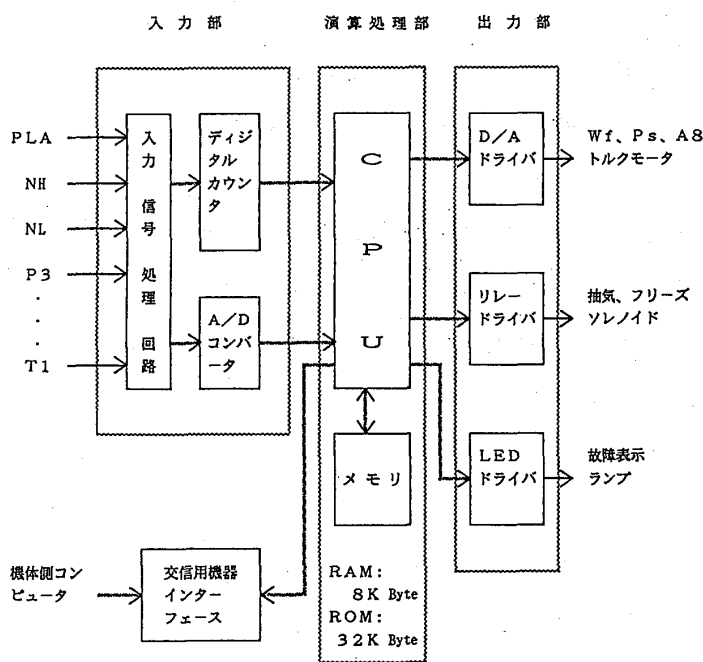


図3 JEC-11電子制御部機能ブロック図

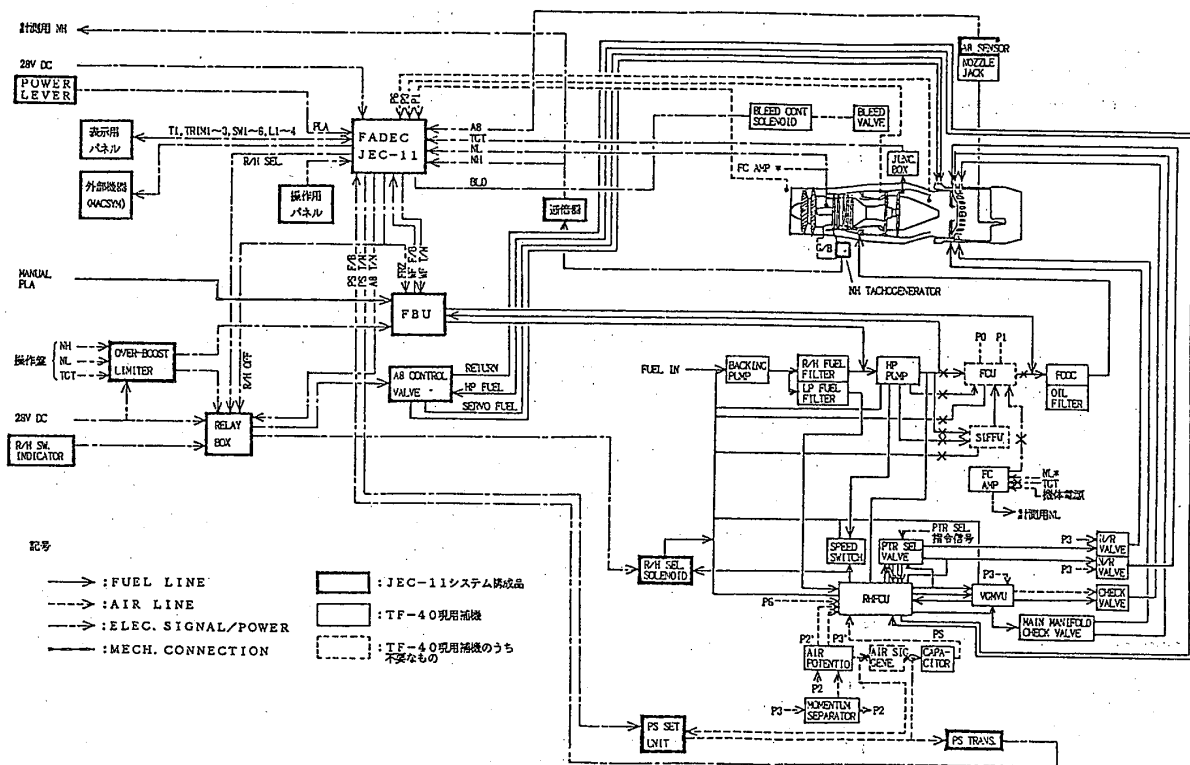


図4 JEC-11エンジン運転システム図

を設置し、エンジン操作室には推力の設定を行うPLA、シャットオフバルブ及びマニュアル操作レバー、R/H選択スイッチ指示計、状態表示パネル、条件設定パネル、データ入出力機器を設置した。燃料の遮断はFBUに直結しているパワーレバーで、またアイドルから最大R/Hまでの推力設定はECUに直結しているパワーレバーで行う。表示パネルのスイッチ及びポテンショを用いて電子制御部に制御パラメータのトリム値、計測変数、フリーズ信号等が入力可能である。外部機器は電子制御部の初期化及び内部データの読み出し等を行う。

3.2 試験結果

(1) 始動特性

図5に示すようにエアスタータで起動した後、エアスタータはオフとなり、エンジンの余剰パワーで予め設定された始動スケジュールに沿って加速し、アイドル回転数に達する。

(2) DRY加減速特性

図6に示すようにアイドル

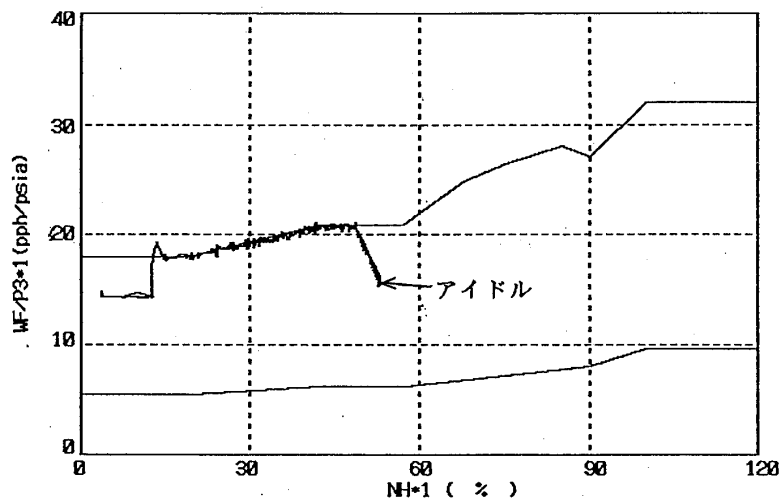


図5 始動特性試験結果

から DRY 最大定格まで P L Aを進めると加速スケジュールに沿って回転が上昇した後、ドループ線に沿って DRY 最大定格に達する。また、この最大定格から P L Aをアイドルレバー位置に引くと減速線まで燃料流量を減少し、回転は下がる。その後、最小燃料流量を経てドループ線に沿って燃料流量を増加してアイドル回転数に達する。

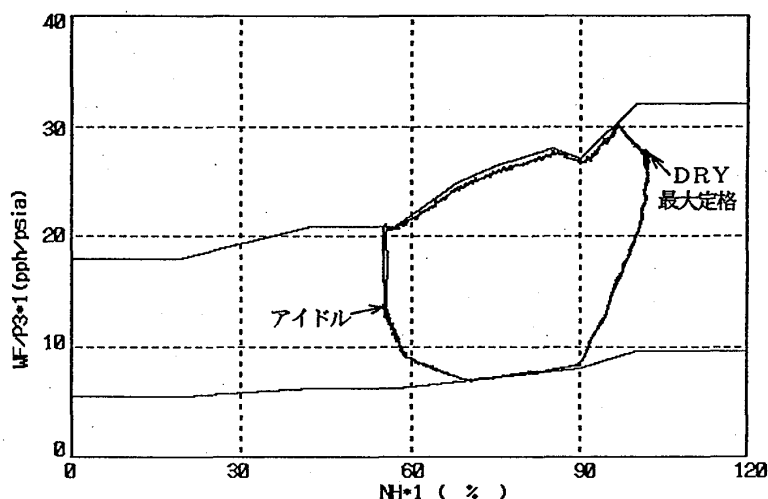


図6 DRY加減速特性試験結果

(3) Nドット制御特性

図7は抽気、抽出力にかかわらず良く加速特性が得られる回転増加率一定制御 ($dNH/dt = \text{一定}$ 、Nドット制御とも云う) によるアイドルからドライ最大定格までの加速特性試験結果である。この制御は複数のエンジンを搭載

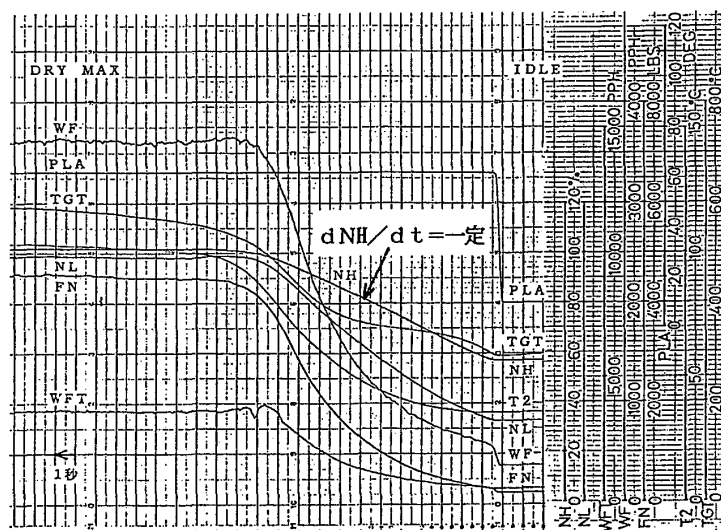


図7 Nドット加速特性試験結果

している航空機に於て全エンジンの推力をほぼ一定に設定できるのでパイロットのワークロードを低減する。

(4) R/H制御特性

図8はR/H制御特性試験結果である。高圧軸回転数NH、低圧軸回転数NL、排気ガス温度TGTのオーバーシュートは認められず、非常に良い制御特性を示していることが分かる。また、加速時間は現用

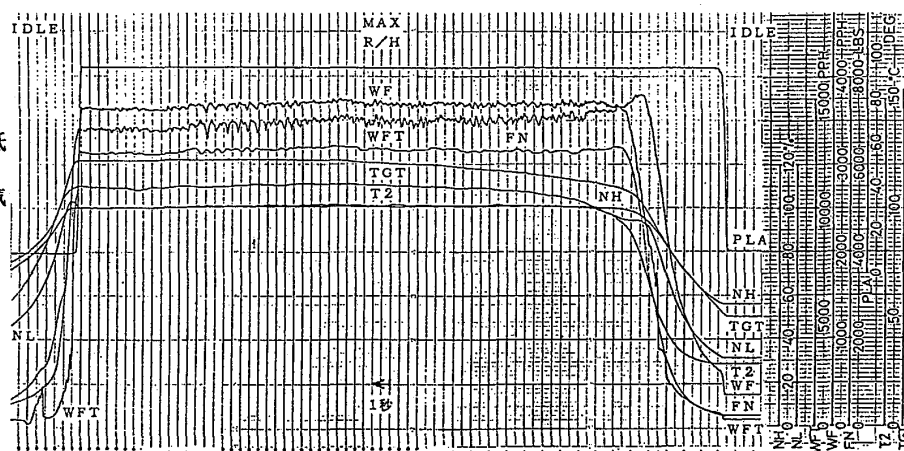


図8 アイドル～R/H最大加減速特性試験結果

制御装置に比較して25%短縮されている。

(5) R/H再選択特性

図9はR/H最大からDRY最大にPLAを引き、1秒保持した後R/H最大にPLAを再度設定したときのP3、NH、NL等の挙動を示した。P3、NL等の変動も非常に少なく、またサージの兆候もなく良好なR/H再選択が行われていることが分かる。

4. あとがき

FADECについて通常言われている特徴のほか、JEC-11でTF40を制御した場合に確認された主な成果は次のようなものである。

- (1) 燃料制御をダッシュボット方式から燃空比スケジュール制御方式への変更に
より緩スロットル操作制限を解除することができた。
- (2) 現用制御装置からエア・ボトルを除去したことによりR/H再選択に要した
待ち時間、約3秒が不要となり、加減速性能が改善された。
- (3) DRYレンジのNL>80%においても排気ノズル面積制御が可能となり、
R/Hキャンセルサージの可能性が解消され、また推力のアンダーシュートも
改善された。
- (4) 制御ロジックの変更によりR/Hキャンセル・再選択時のスロットル操作制
限が解除され、パイロットのワークロードの低減の可能性が得られた。

最後に、第3研究所でのFADEC、JECシリーズの研究開発は石川島播磨重工業(株)電子精機部の協力のもとに行われていることを付記し深く感謝の意を表わす。

参考文献

- 1) 山崎、ほか: 高性能エンジン制御装置(その1)の性能確認試験(再熱ターボファエンジンのデジタル制御)防衛庁技術研究本部第28回研究発表会発表要旨
- 2) 鍵山、山根、黒崎、荒畑: デジタル電子式エンジン制御装置の特性試験、第26回航空原動機に関する講演会、講演集
- 3) 山崎、鍵山、山根: 高性能エンジン制御装置(その1)の性能確認試験(第1報)、防衛庁技術研究本部 技報-981、61、11
- 4) 山崎、鍵山、山根: 高性能エンジン制御装置(その1)の性能確認試験(第2報)、防衛庁技術研究本部 技報-1010、62。

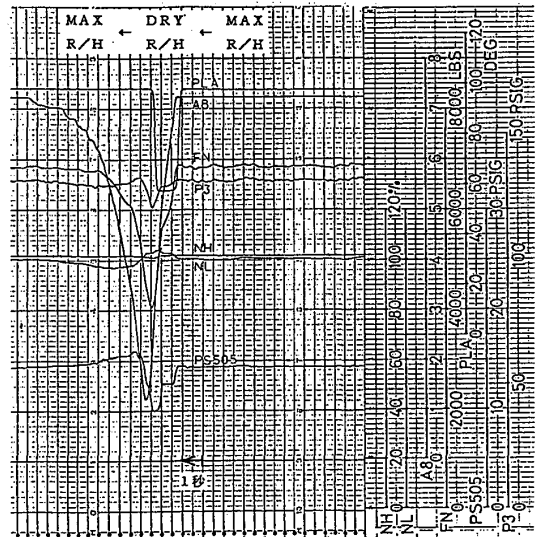


図9 R/H再選択特性試験結果

B-8 ファンエンジンの空中再始動特性

航空宇宙技術研究所 ○森田 光男、佐々木 誠
石川島播磨重工業㈱ 鷺谷 儀正

1. はじめに

著者らは前報¹⁾で、「FJR710/600Sエンジンの空中再始動特性」と題して、FJRエンジンの空中再始動試験結果および始動時特性の計算手順を報告した。

この方法は圧縮機、タービン等、エンジン構成要素の特性を与え、マッチング計算を行うものであった。しかし、現実問題として、エンジン構成各要素、特に圧縮機の極低速特性を推定し、与えるのは容易なことでない。ほかのこの種の研究でも、圧縮機特性の把握に苦慮しており、翼素性能から、Stage stacking methodにより推定したり²⁾、圧縮機、タービンの翼列を流れる空気力から、ロータに加わるトルクを計算し、エンジン・ウィンドミル特性の推定を行っている³⁾。

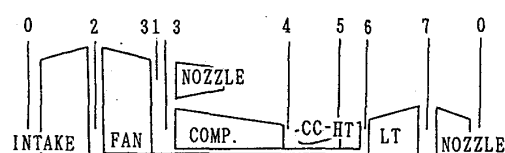
そこで、本報では、FJRエンジンの地上での始動試験、FTB機による空中でのウィンドミル再始動試験を通じて得られたデータを解析した結果、地上静止状態での始動特性から空中再始動特性(ウィンドミル始動限界、スタータアシスト必要動力等)を推定する簡便なエンジン始動計算モデルを得た。その手法によりFJRエンジンの空中再始動特性を計算したところ、試験結果と良い一致をみたので報告する。

2. 始動特性計算法

本稿で扱うのは、2軸ターボファンエンジンで、その概念図および記号・ステーションを図1に示す。本来、エンジンの始動は非定常問題であるが、比較的ゆっくりした現象なので、ここでは、準定常的に扱う事にする。

本計算法は、地上静止状態で把握した、ファンのコア側および圧縮機の作動状態を、圧縮機の修正回転速度の関数として表示し、「飛行状態でもこの関係は変わらない」とすることによって、面倒な圧縮機の極低速特性の推定から開放するものである。

地上静止状態で、始動加速中の、ある圧縮機回転速度に於けるI-S線図は図2a



記号およびステーション番号

特記なき場合は以下の記号による。

P:全圧 p:静圧 N_2 :圧縮機回転速度

G:ガス流量 W_f :燃料流量

添字

0:大気状態	2:ファン入口
3:圧縮機入口	31:ファン/ス/ス入口
4:圧縮機出口	5:高圧タービン入口
6:高圧タービン出口	7:低圧タービン出口
C:圧縮機	t:タービン

図1. エンジン概念図および記号

であるとする。ファンのコア側および圧縮機の作動状況は、飛行状態でも変わらないと仮定すれば（この仮定は、必ずしも正しくないが飛行マッハ数 M_0 が比較的小さい時は大きな誤差は生じない）、同一圧縮機回転速度に於ける飛行状態での $I-S$ 線図は、ラム圧分だけが加わった形で、図 2 b で表すことができる。

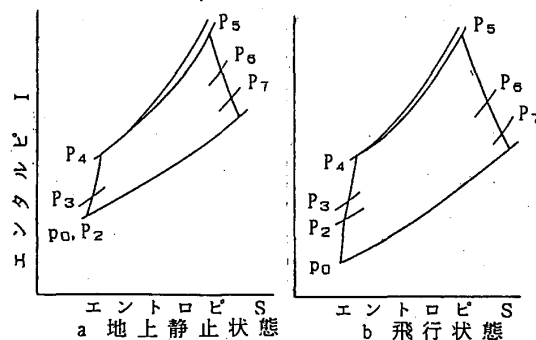


図 2. $I-S$ 線図

始動問題を論じる場合、ファンおよび低圧タービン以降は、コアエンジンの入口、出口の条件を決めるだけで、始動には関係ないので、ここでは、高圧系の仕事バランスだけについて考えることにする。

1) エンジンのマッチング記述の一般式

高圧系の回転運動方程式（仕事バランス）は次式で与えられる。

$$\frac{dN_2}{dt} = \frac{H_t + H_s - H_c - H_a}{I_p N_2} \quad \dots\dots\dots (1)$$

ここで、 N_2 、 t 、 H_t 、 H_s 、 H_c 、 H_a 、 I_p は、それぞれ圧縮機回転速度、時間、タービン、スタータ、圧縮機、補機の各動力、高圧軸の慣性モーメントで、以下に定義する。

地上静止状態に於ける圧縮機の修正仕事は式 2 で、

$$\frac{H_c}{\delta \sqrt{\theta}} = \frac{G_c \sqrt{\theta}}{\delta} C_p \frac{T_3}{\theta} \left(\frac{T_4}{T_3} - 1 \right) \quad \dots\dots\dots (2)$$

以下の式を通して、 $\delta = \frac{P_3}{1.0332}$ 、 $\theta = \frac{T_3}{288.2}$ 、 C_p は定圧比熱

また、高圧タービンの修正仕事は式 3 で表される。

$$\frac{H_t}{\delta \sqrt{\theta}} = \frac{G_t \sqrt{\theta}}{\delta} C_p \frac{T_5}{\theta} \left(1 - \frac{T_6}{T_5} \right) \quad \dots\dots\dots (3)$$

式 3 について吟味してみよう。右辺の T_5/θ は、

$$\begin{aligned} \frac{T_5}{\theta} &= \frac{T_4}{\theta} + \frac{\Delta T}{\theta}, \\ \frac{\Delta T}{\theta} &= \frac{W_f / (\delta \sqrt{\theta})}{G_c \sqrt{\theta} / \delta} H_u \eta_b / C_p \quad \dots\dots\dots (4) \end{aligned}$$

ここで、 H_u は燃料の低位発熱量、 η_b は燃焼効率、 W_f は燃料流量で、燃料制御器の始動スケジュールによって支配され、一般に式 5 で制御される。

$$\frac{W_f}{CDP \sqrt{\theta}} = f \left(\frac{N_2}{\sqrt{\theta}} \right) \quad \dots\dots\dots (5)$$

ここで、 CDP は圧縮機出口静圧で、始動の範囲では $CDP \approx P_4$ とおける。

F J R エンジンの場合、図 3 に示すスケジュールになっている。しかし、燃料制御器には、自ずから制御出来る最大最小燃料範囲があり、240 lb/h 以下の燃料流量に対しては制御せず、240 lb/h 一定としている。従って、始動途上のような低流量の範囲では飛行高度 H 、飛行マッハ数 M_0 によって変化し、 T_5/θ は次式になる。

$$\frac{T_5}{\theta} = f\left(\frac{N_2}{\sqrt{\theta}}, H, M_0\right) \quad \dots\dots\dots (6)$$

一般に高圧タービンの入口修正流量 $G_t \sqrt{T_5} / P_5$ は膨張比 P_5 / P_0 の関数で表われるが、本報では、タービン部全体の流量特性のとして、高圧タービンからジェットノズルまで含めた膨張比 P_5 / p_0 の関数として式 7 で定義する、こうすることによって、流量特性は楕円則で容易に近似できる。

$$\frac{G_t \sqrt{T_5}}{P_5} = f\left(\frac{P_5}{P_0}\right) \quad \dots\dots\dots (7)$$

ここで、 $G_t = (1 + W_f / G_0)(1 - B) G_0$ 、

B は圧縮機からの抽気率である。

一方、高圧タービンの膨張比がタービン部全体の膨張比に占める割合は、実験的にも定まるし、後に続く要素の流量特性から計算できる。ここでは、次式にしておく。

$$\frac{P_5}{P_0} = f\left(\frac{P_5}{P_0}\right) \quad \dots\dots\dots (8)$$

図 4、5 に F J R エンジンの流量特性および膨張比分配を示す。

一方、エンジン全体の圧力バランスから

$$\frac{P_5}{P_0} = \frac{P_2 \cdot P_3 \cdot P_4}{P_0 \cdot P_2 \cdot P_3} (1 - \zeta) \quad \dots\dots\dots (9)$$

ここで、 ζ は燃焼器の圧力損失率、

P_2 / P_0 はラム圧項であって、結局、式 7 は式 10 に、

$$\frac{G_t \sqrt{T_5}}{P_5} = f\left(\frac{N_2}{\sqrt{\theta}}, M_0\right) \quad \dots\dots\dots (10)$$

$$\frac{T_5}{T_0} = 1 - \eta_t \left(1 - \left(\frac{P_0}{P_5}\right)^{(\kappa-1)/\kappa}\right) \quad \text{より}$$

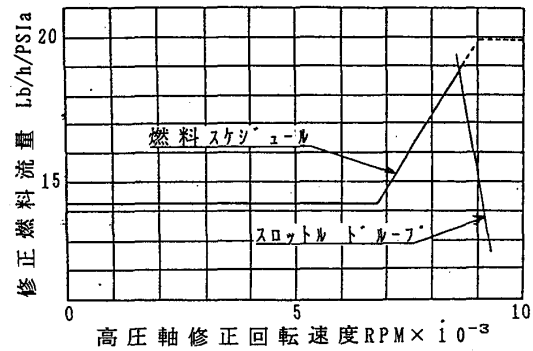


図 3. 始動燃料スケジュール

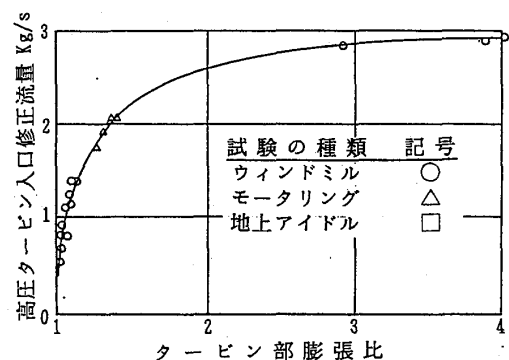


図 4. タービン部流量特性

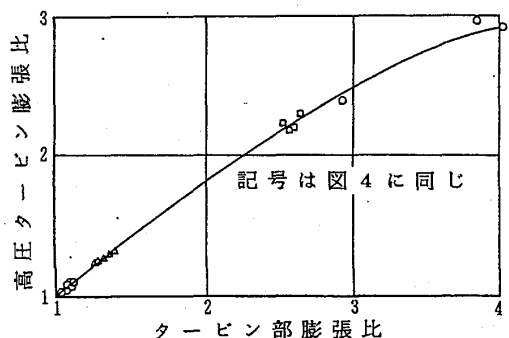


図 5. 高圧タービン膨張比分配

ここで、 η_t は高圧タービン断熱効率、 κ は比熱比である。

式 3 は式 1 1 に帰着する。

$$\frac{H_t}{\delta \sqrt{\theta}} = f\left(\frac{N_2}{\sqrt{\theta}}, H, M_0\right) \quad \dots\dots\dots (11)$$

式 2 の圧縮機修正仕事は、先の仮定から式 1 2 で表せる。

$$\frac{H_c}{\delta \sqrt{\theta}} = f\left(\frac{N_2}{\sqrt{\theta}}\right) \quad \dots\dots\dots (12)$$

高圧系のエンジンドラッグトルク T_{eng} は式 1 3 の通りとなる。

$$\frac{T_{eng}}{\delta} = \frac{H_c/(\delta \sqrt{\theta}) + H_a/(\delta \sqrt{\theta}) - H_t/(\delta \sqrt{\theta})}{N_2/\sqrt{\theta}} \quad \dots\dots (13)$$

スタータの修正出力はスタータの入口出口の条件およびスタータの修正回転速度で決まるが、通常スタータの入口条件は定まっていることから、式 (1 4) で定義する。

$$\frac{H_a}{\delta \sqrt{\theta}} = f\left(\frac{N_2}{\sqrt{\theta}}\right) \quad \dots\dots\dots (14)$$

また、補機の駆動動力は式 1 5 で定義できる。

$$\frac{H_a}{\delta \sqrt{\theta}} = f\left(\frac{N_2}{\sqrt{\theta}}\right) \quad \dots\dots\dots (15)$$

結局、式 1 3 の右辺で、タービン仕事以外の項は圧縮機修正回転速度の関数として表せた。図 6 は、テストセルでの始動試験の結果を基に、スタータ出力としてギャランティーバリュを用いて、時間に対する高圧軸の回転変化より逆算して求めたエンジントルク曲線で、図中○印は試験データである、この図のドラッグトルクは、ここ

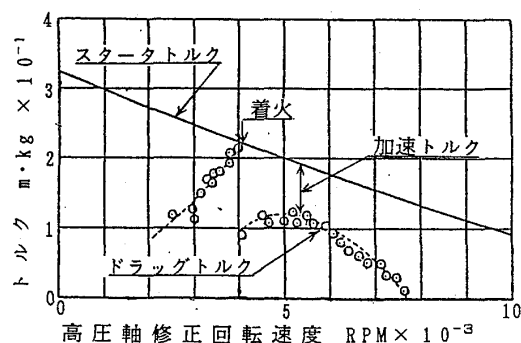


図 6. エンジントルク曲線

で言うエンジンドラッグトルクで、式 1 3 の T_{eng} である。この値が 0 になる点がエンジン自立点とみなすことが出来る。

エンジンの始動のためにはエンジンドラッグトルクより大きなスタートトルクが必要であることを意味する。またスタートトルクとドラッグトルクの差が、エンジン加速トルクである。即ち、式 1 の右辺と等価なものである。従って、図 6 に等しくなるように、式 2 以降の値を決定することになる。

2) 飛行状態における計算

飛行状態においては、飛行によるラム圧回復分がタービン膨張比の増大をきたすことになり、地上静止状態と異なるのは、式 1 3 の右辺のうち、式 1 1 の高圧タービンの修正仕事および流量バランスに伴う圧縮機空気流量の変化分だけである。

この関係を考慮して、式 13 を書き直すと、次式になる。

$$\frac{T_{eng}}{\delta} = \frac{\varepsilon H_c / (\delta \sqrt{\theta}) + H_a / (\delta \sqrt{\theta}) - H_t / (\delta \sqrt{\theta})}{N_2 / \sqrt{\theta}} \quad (16)$$

ここで、 ε は、前述の流量バランスに伴う圧縮機空気流量変化分の補正項で式 17 で定義する。これは一見、「圧縮機の作動線は飛行状態でも変わらない」とした仮定と矛盾するが、極低速では、圧縮機の特長曲線がねていること、また始動加速中の圧縮機作動線は、絞り側を走っている場合が多い ($\partial(P_4/P_3)/\partial(G\sqrt{\theta}/\delta) \approx 0$) ことを考慮すればさしたる矛盾は生じない。

$$\varepsilon = \frac{(G_t \sqrt{T_5/P_5})_{flt} \sqrt{(T_4/T_5)_{flt}}}{(G_t \sqrt{T_5/P_5})_0 \sqrt{(T_4/T_5)_0}} \quad (17)$$

ここで、添字 flt、0 は、それぞれ飛行状態および地上静止状態を表す。

3. 計算結果

FJR エンジンモデルに代表的な飛行点で計算したエンジンドラッグトルク曲線を図 7 に示す。

この図は図 6 のドラッグトルクに相当する。高度をパラメータにして、フライト・マッハ数に対するドラッグトルクの最大点 ($\partial(T_{eng}/\delta)/\partial(N_2/\sqrt{\theta})=0$) を結べば始動最小必要アシスト・トルクを得ることが出来る。原理的には最大ドラッグが負の領域が、ウィンドミル始動が可能な範囲で、正の領域が始動アシストの必要な範囲である。

しかし、実際問題として、ドラッグトルクが零では、加速力も零でエンジンはハングアップしてしまう。

計算に際しては、加速時間が 1 分以内であることをもって再始動可能範囲とした。この点を図 8 に実線で示す。即ち、図 8 の実線の右側がウィンドミル再始動可能範囲である。図中○印は FTB 機による飛行試験で、ウィンドミル再始動に成功した点、×印は失敗に終わった点を表しており、実験結果と良い一致をみている。図中、一点鎖線の右側は、FJR エンジン一発の圧縮機中間段からの抽気空気でスタータを駆動し、アシスト始動した場合で、ウィンドミル再始動場合と同様の条件を満たす始動可能範囲

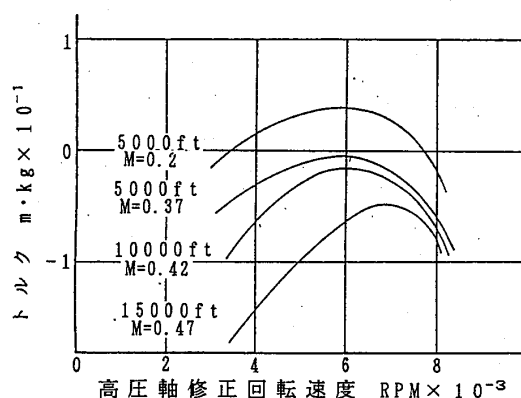


図 7. エンジンドラッグトルク曲線

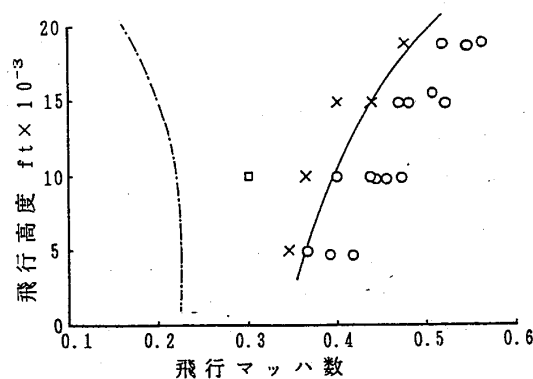


図 8. 再始動エンベロープ

図を示している。この範囲は、STOL実験機「飛鳥」で行った□印で示す点以外、まだ実験的検証がなされていない。

飛行高度10000ft、飛行マッハ数0.42における、加速時間に対する、高圧軸回転速度 N_2 及び高圧タービン出口温度 T_0 の実験値と計算結果との比較を図9、図10に示す。尚、図10の計算値については、温度計を円柱にみたてて、温度計の指示値が一次遅れになるとして補正した値である。

4. まとめ

以上述べてきた通り、この計算法は地上静止状態での始動特性を基準にしているため、地上静止状態では、大気状態の変化（気圧、温度）に対しては相当精度の高い始動特性の推定が出来る。また、ウィンドミル再始動についても、その限界が、ある

程度の確度で把握することが可能で、充分実用に耐えるものである。しかし、始動中にしばしば遭遇する圧縮機ストールの予測が不可能で、この予測には、飛行状態の変化に伴う圧縮機作動線の移動を考慮する必要がある。最も簡単な方法としては、圧縮機作動線の変化は小さいとして線形化し、 $\partial(P_4/P_3)/\partial(G\sqrt{\theta}/\delta) = f(N_2/\sqrt{\theta}, H, M_0)$ で補正することであるが、これとて、ジェットノズルの面積を変えた多くの試験が必要となる。

もう一点、ウィンドミル状態から着火に至る瞬間の圧縮機作動線の移動量は非常に大きく、とても線形化できる範囲ではない。この辺のところについては今後の課題と考えており、諸先輩方々の御批判、御指導を仰ぐ所である。

おわりに、この計算の仮定の根拠とするデータは、NGTEでの高空性能試験および防衛庁航空実験団で実施して戴いたFTB機による空中試験の結果得られたものである、ここに、関係者の方々に感謝の意を表する。

参考文献

- 1) 森田光男、佐々木誠、鷲谷儀正 : 航空原動機に関する講演会 1988.2 p2.
- 2) Yan De-You, Mai Zhong-Fan : AIAA paper 83-7045 1983.6 p385.
- 3) Zhao Qi Shou : Journal of Engineering for Power 1981.1 Vol.103.

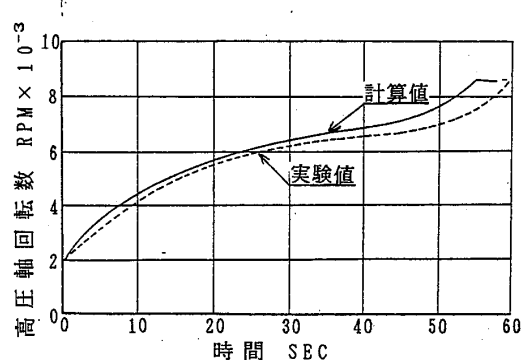


図9. 高圧軸回転速度変化の比較

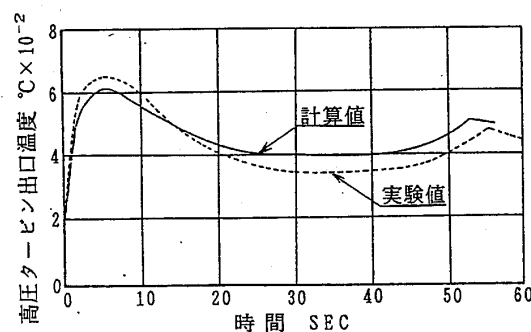


図10. 高圧タービン出口温度変化の比較

航空宇宙技術研究所

森田光男、○佐々木誠

中山 普、 関根 静雄

石川島播磨重工業（株）

板原寛治

三菱重工業（株）

横田晴臣

1. はじめに

航空機用ジェットエンジンのオイルシステムは、機種によって様々な構成となっているが、基本的にはエンジン内のベアリング及びギア類に、潤滑及び冷却に必要なオイルを供給するとともに、サンプ室に溜まったオイルを回収してタンクに戻し、冷却・エア分離して再循環する機能を有している。このオイルの循環は一部重力に依存している部分があるため、低 G（又は負 G）飛行条件下では、地上試験で確立された循環のバランスが崩れて、オイルがエンジン内部に滞留し、タンク内のオイルレベルが低下する、いわゆるオイル・マイグレーション（あるいはオイル・ハイディング）が起ることがある。この低 G 飛行条件下のオイルシステムの機能の確認は地上試験段階では行い得ないものであり、エンジン空中試験による最終的な確認が必要になる。現用のエンジンでも、運用開始後何年か経た後にオイルシステムの機能不良が発生し、改修が施された例がある。航空宇宙技術研究所の S T O L 実験機「飛鳥」に搭載された F J R 7 1 0 / 6 0 0 S エンジンでも、エンジン空中試験において低 G 飛行条件下でオイルレベルの低下が発生することが発見された。このため、地上で一連のオイルシステム・リグ試験及びエンジン運転試験を行い、その原因を究明し機能向上のための改良設計を確立したうえ、改修を施したエンジンで再度空中試験を実施し、その効果を確認した。本報では、これらの試験で解明された低 G 飛行条件下でのオイルレベル低下の原因とオイルシステムの改良設計について述べる。¹⁾

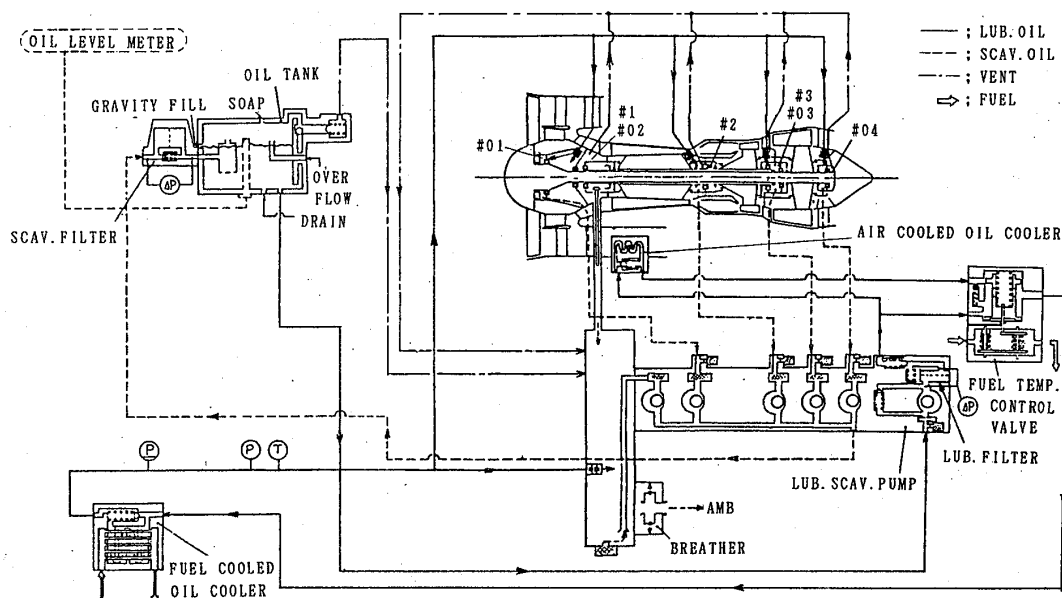


図 1 F J R 7 1 0 / 6 0 0 S エンジンのオイルシステム

2. オイルシステムの構成及び低G飛行条件下でのオイル・マイグレーション

2. 1 オイルシステムの構成

FJR710/600Sエンジンのオイルシステム（改修前）を図1に示す。オイルシステムは給油系統、スカベンジ系統並びにベント系統で構成されている。各主軸受への給油はそれぞれ独立に行ったうえ、No.01, No.2, No.3とNo.03, No.04の各軸受室は各々独立のスカベンジポンプにより強制排油されている。しかし圧縮機のフロントフレーム内のNo.02, No.1の軸受及びパワーテイクオフ(Power Take Off)に供給されたオイルは、ギアボックスを駆動するパーチャルシャフトに沿って重力降下し、ギアボックスに供給されたオイルと共にスカベンジポンプにより強制排油され、前述の各軸受部からの還油と合流しオイルタンクに戻される。スカベンジポンプからの還油には空気が混入しているが、タンク内はギアボックスとの差圧が常に5psiになるように加圧弁によって制御されており、タンク内で分離された空気はギアボックスへ戻される。また各軸受室上部のベント管からのオイル混じりの空気は集合してギアボックスに入り、オイルセパレータを経て空気のみ大気に放出される。

2. 2 オイル・マイグレーションの発生状況

FJRエンジンの空中試験は、防衛庁航空実験団所属のC-1改FTB機の右翼外舷に供試エンジンとして搭載し、第1次（昭和59年2月～4月）及び第2次（同年10月～11月）の2回にわたって行われた。このうち、第1次試験において行われた機動時の機能確認試験のうち低G試験において、図2に示す通りプッシュオーバー（Push Over）操作により生じた5秒間程度持続する約0.35～0.5Gの垂直加速度の影響を受けて、タンク内のオイルレベルが継続的に減少するという現象が発生した。エンジンレイトィングを70%からフライトアイドルに減速し、さらにグランドアイドルまで下げて保持したが、オイルレベルの低下が続いたので機動操作開始後約3分30秒でエンジンをカットした。

エンジン停止後約

1分30秒でオイルレベルはFULLに回復した。この間エンジン外部へのオイルの漏れは見られず、エンジンの損傷もなかった。なお図2に示す通り、オイルレベルは加速度の変化を受けた後1Gでの飛行中にも継続して減少している。

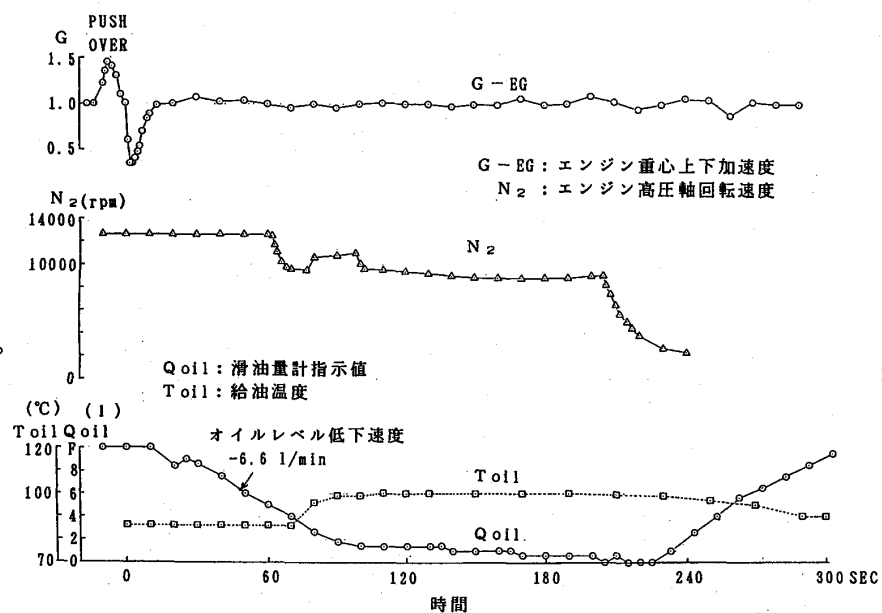


図2 プッシュオーバー操作後のオイルレベル低下状況

2. 3 原因の推定

本現象は、外部へのオイルの漏洩がないことから、オイルがエンジン内部のどこかに滞留したため、タンク内のオイルレベルが一時的に低下したことは明らかである。エンジン内のオイル系統中、タンク内のオイル容量（約12ℓ）に相当する余積を有するのはフロントフレーム部（約22ℓ）とギアボックス（約16ℓ）以外になく、このいずれかにオイルが滞留したと推定される。このうち、フロントフレーム部には独立したスカベンジポンプがなく、排油を重力降下に依存しているため、低G状態でオイルの降下量が減少し、オイル通路が最も狭くなっているフロントフレーム・ストラット底部のバーチカルシャフト中間軸受部に滞留し、高速回転している軸で攪拌されることにより、さらに流下が悪くなり、オイルが大量に滞留した可能性が高い。

3. 地上試験による原因の究明及び対策の検討

3. 1 リグ試験

（1）試験装置及び試験方法

前述の推定原因を試験により確認し対策を検討するため、実機部品を用いてフロントフレーム～ギアボックス系のリグを組立て、地上での模擬試験を行った。供試体の構造を図3に示す。リグ試験用オイルシステムは、No. 2～No. 04軸受系統及びベント系統を除き実機システム（図1）と同一とした。供試体はエンジン姿勢変更装置に組付け、姿勢の影響も調べられるようにした。またハイドロモータでギアボックス内のギア、バーチカルシャフト及びオイルポンプを駆動して実機回転条件を模擬した。フロントフレーム底部、ストラット部、ギアボックスに可視化窓を多数開けるとともに、バーチカルシャフト軸受ハウジング、及びシャフト外筒をプラスチックで製作して内部のオイルの流動状況を観察できるようにした。試験状況を図4に示す。

（2）オイルレベル低下現象の再現

低G状態を地上で模擬することは不可能であるが、本現象は低G飛行時の一時的なオイル滞留をきっかけとしてG回復後も継続して発生していることから、フ

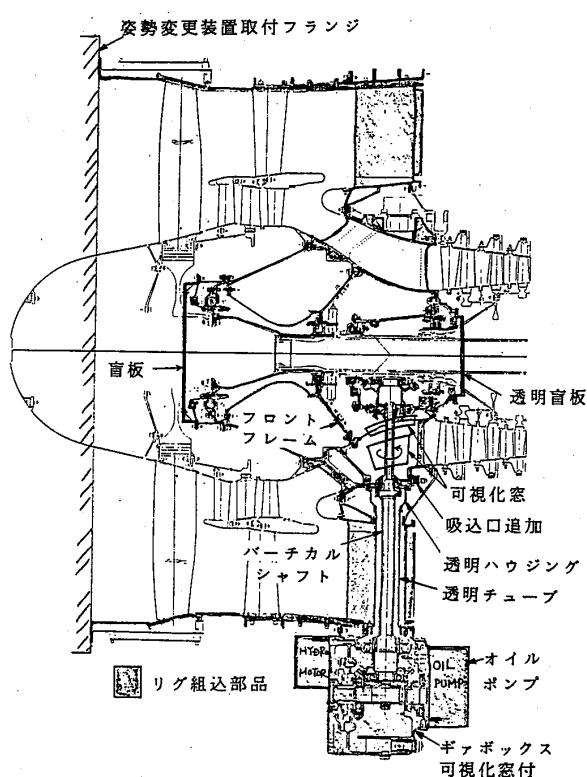


図3 リグ試験供試体

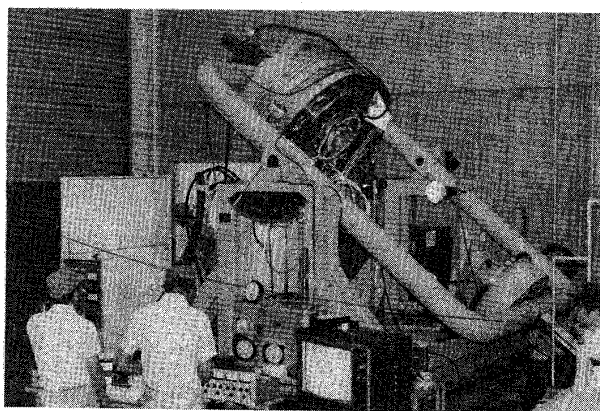


図4 リグ試験状況

ロントフレーム部への給油量を増加させることによって、オイルレベル低下が発生するかどうかを調べた。その結果、規定量の給油では $N_2 \sim 13600 \text{ rpm}$ まで回転を上げてても本現象は発生しないが、給油量を増加する（設計値の20%増）とオイルレベルが徐々に低下を始め、現象発生後はアイドル回転（ $N_2 \sim 9000 \text{ rpm}$ ）まで下げても解消しないことが分った。

（3）オイル滞留の発生原因

可視化窓からの観察によれば、この現象が発生するときは、イ）フロントフレーム・ストラット底部及びパーチャカルシャフト軸受ハウジング部にそれぞれ泡立ち現象が発生する、ロ）ストラット部及びハウジング部の気泡混じりのオイル面が徐々に上昇する、この時ハウジング部のオイルはゆっくり回転している、

ハ）ストラット部のオイル面がストラット上端に達し、続いてハウジング部がオイルで満された状態になるとハウジング内のオイルが高速で回転し始めるとともに、ストラット部のオイルの泡立ちがフロントフレーム中央部へ進展する、ニ）パワーテイクオフ下部のベベルギア締付ナットでオイルが攪拌され、フロントフレーム中央部にもオイルが

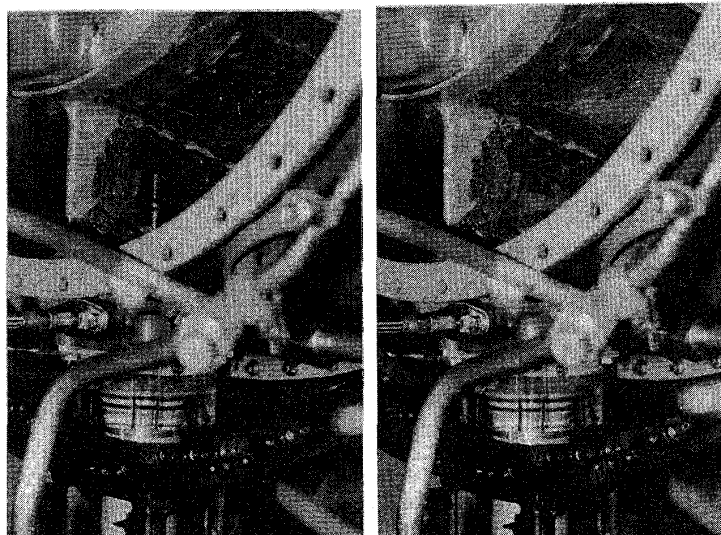


図5（a）正常時流動状況 図5（b）閉塞時流動状況

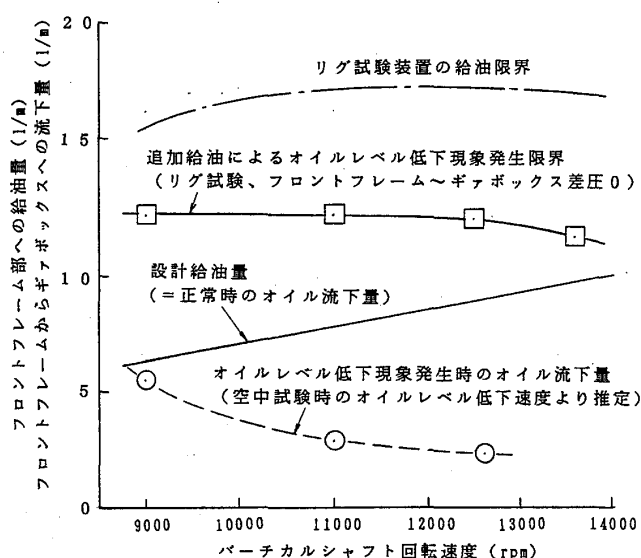


図6 オイルレベル低下現象発生限界

滞留するようになる。この状態ではパーチャカルシャフト軸受ハウジング内の下部は透明なオイルとなっており、その高速回転のためギアボックスへのオイルの流下が阻害され、一種の閉塞状態を生じている。このオイルの高速回転はいったん発生するとシャフトの回転を $N_2 \sim 3000 \text{ rpm}$ 程度まで下げないと消滅しない。図5（a）、（b）に、正常な状態とオイル閉塞状態のフロントフレーム部及びパーチャカルシャフト軸受ハウジング部のオイル流動状態を比較して示す。また、図6に、リグ試験でオイル供給量を増加させた場合のオイルレベル低下現象の発生限界を示す。同図には、No. 01軸受への給油量を除いたフロントフレーム中央部への設計給油量（＝正常時のオイル流下量）及びオイル閉塞状態発

生時のオイル流量（空中試験時のオイルレベル低下速度から推定）が併せて示してある。

なお、本現象の発生限界に影響すると考えられる、パーチカルシャフト中間軸受部のオイル流路面積及び形状、フロントフレーム～ギアボックス間の差圧、エンジンの姿勢の変化、ベントラインからのオイルの急速投入、ギアボックスのブリーザの効果等についても比較試験を行い、その影響を調べたが、詳細は省略する。

（４）オイル滞留の防止対策とその効果確認

フロントフレーム・ストラット底部にオイル吸込口を追加し、スカベンジポンプを増設して、この部分より強制的に排油することにより、フロントフレーム部へのオイルの滞留が防止できるかどうかを調べた。その結果、増設ポンプＯＮの状態ではオイルレベルの低下は発生せず、かつ増設ポンプＯＦＦの状態が発生させたオイルレベル低下は、ポンプをＯＮにすることにより解消できることが分った。

また、パーチカルシャフト軸受ハウジング部のオイルの旋回を防止するため、ハウジングに旋回止めのフィン（図７参照）を取り付けて、その効果を試験した。フィンはネジ効果を期待して軸方向に対して傾斜させた。²⁾ フィン付きハウジングを使用した試験では、 $N_2 \sim 13600$ rpmでフロントフレーム部への給油量を試験装置の最大（図６参照）まで上げてもオイルレベルの低下は発生せず、その効果が確認された。

（５）ギアボックス内の流れの状況

ギアボックス部の可視化窓からの観察の結果、給油量を増加してもオイルレベルの低下につながるようなギアボックス内部へのオイルの滞留は発生しなかった。ただし、底部の吸込口付近のオイルがギアの回転の影響をうけて白濁していること、また、姿勢変更時にギアボックス底部のオイル面が傾斜して吸込口のレベルまで溜まるため、ギアで攪拌され吸入ラインの流れが空気混じりの脈動流となることが観察された。しかし、そのためにオイルの吸引が途絶えてしまうことはなかった。

３．２ 改良設計

以上の試験結果に基づき、最終的には図７に示す通り、イ）フロントフレーム・ストラット底部からオイルを吸引するための吸込口を新設し、新たにスカベンジポンプを増設して直接オイルを吸引する、増設ポンプに常時必要量のオイルが流れるような最適な吸込口形状を採用する、ロ）パーチカルシャフト軸受ハウジングに旋回止めのフィンを付ける、ハ）パワーテイクオフ下部のベベルギア締付けナットにオイル攪拌防止のカバーをつける、ニ）ギアボックスの底部に穴明き板を追加し

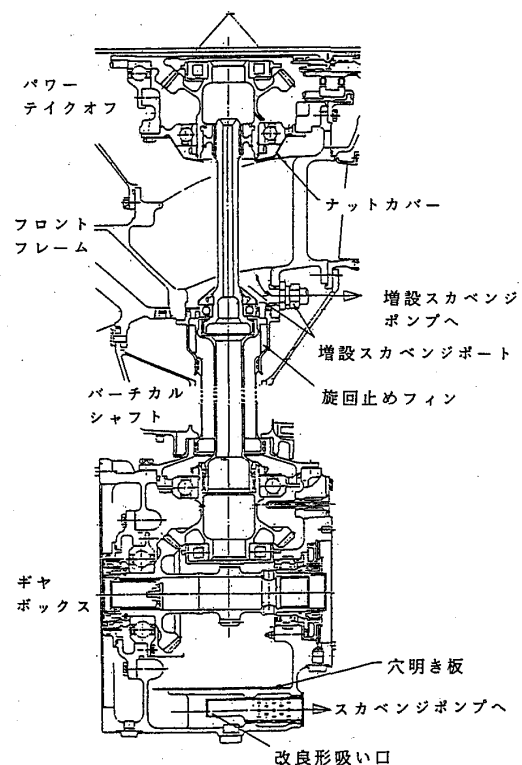


図７ オイルシステムの改良設計

て二重底にし空気を分離する、ホ)ギアボックス底部の吸い口を空気混入の少ない形状にする等の改良設計をエンジンに適用した。

3. 3 エンジン運転試験及びポンプ単体試験

エンジン運転により追加スカベンジポンプの効果の確認及びシステム全体として問題のないことの確認を行った。また、スカベンジポンプ単体について、吸引性能試験及び低オイル流量での耐久試験を実施し問題のないことを確認した。

4. 空中試験による改修効果の確認

改良設計を適用したエンジンにつ

いて、エンジン空中試験による改修効果の確認を行った。試験は、一般機動試験（横滑り、2 G 旋回、水平旋回、Rolling）、低 G 試験（Push Over）及び模擬離着陸試験等について実施した。

低 G 試験の結果を図 8 に示す。これらの試験において、オイルレベル（滑油量計の指示レベル）に次の変化が起っているが、運用上問題ないことが分った。

(1) 0 G 状態では給油量（約 0.8 L/sec ）に相当する割合でオイルレベルの低下が起るが、G の回復とともにオイルレベルも回復する。

(2) 0.5 G 状態では約 0.3 L/sec の割合でオイルレベルが低下するが、約 3 L 低下したところで安定する。G の回復とともにオイルレベルも回復する。なお、図 8 の (c) は滑油量計の不感帯を避けるためオイル量を減らして試験したものである。

その他の試験においても、一時的なオイルレベルの変化を指示することがあるが、これらは機体姿勢変化等による見掛け上のものであり、機能上問題のないことが確認できた。これらよりオイルシステムの改修が有効であることが立証された。

5. おわりに

低 G 飛行条件下で発生するオイル・マイグレーションの原因と解決策について FJR エンジンの事例を紹介した。なお、エンジン空中試験は航空実験団によって実施されたものであり、また、その成果はこれらの試験を担当した航空宇宙技術研究所の森幹彦、高沢金吾両氏に負うところが大きいことを付記し、謝意を表わす。

参考文献

(1) M. Sasaki, M. Morita, et al, Installation and Operation of the FJR710/600S

Engine in the NAL-QSTOL "ASUKA", 87-TOKYO-IGTC-95.

(2) 森田ほか, 流体流路の閉塞防止装置, 実用新案, 60-35087.

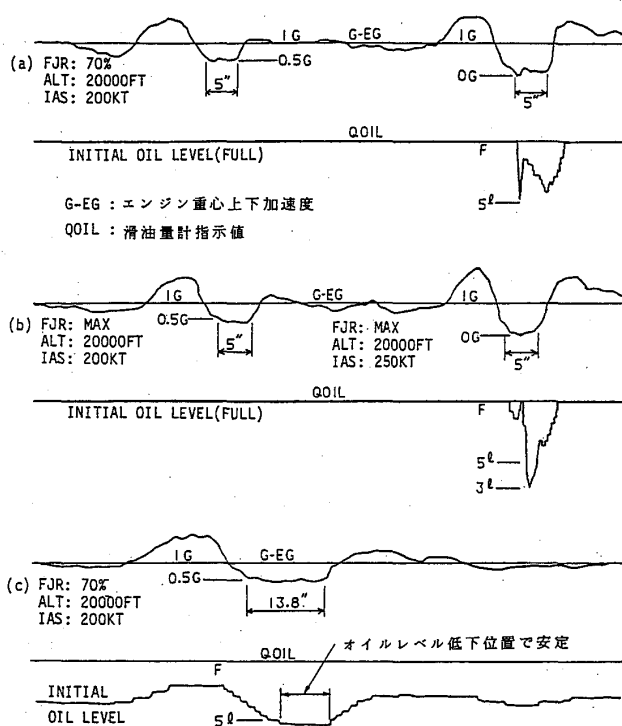


図 8 低 G 試験におけるオイルレベルの変化