

航空宇宙技術研究所資料

TECHNICAL MEMORANDUM OF NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

TM-676

航技研におけるガスタービンおよび
ジェットエンジン燃焼器研究開発

田 丸 卓

1995年1月

航空宇宙技術研究所
NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

目 次

1. ガスタービンエンジン開発と技術	2
1.1 開発・技術解説の目的	2
1.2 主要参考文献	3
1.3 ジェットエンジンとガスタービン	3
1.3.1 ガスタービンエンジンのサイクル	4
1.3.2 ジェットエンジンの性能	6
2. 燃焼器の機能と構造の概要	8
2.1 燃焼器への要求事項	8
2.2 燃焼器形態	8
2.3 基本形態と機能	9
2.3.1 圧力噴射弁 / スワロー保炎形式燃焼器	10
2.3.2 蒸発管形式燃焼器	12
2.3.3 噴流保炎形式燃焼器	12
2.3.4 再熱燃焼器	13
2.4 燃焼器性能と試験	14
2.4.1 作動因子	15
2.4.2 特性評価因子	15
2.4.3 燃焼性能因子	16
2.4.4 排出特性関連因子	18
2.5 燃焼器の試験および寸法効果	19
2.5.1 原寸模型による試験	19
2.5.2 スケールモデルによる試験	21
2.6 代表的エンジンと燃焼器	22
2.6.1 歴史的発達	22
2.6.2 現在の主要エンジン燃焼器	24
付録A1 排出ガスの酸素濃度	26
付録A2 NO _x 排出値の濃度換算	27
3. エンジン流入空気と燃焼器内の流れ	28
3.1 大気	28
3.2 燃焼器入口部の流れ	29
3.3 ライナでの総圧力損失	32
3.4 要素の流れと圧力損失	34
3.5 燃焼器圧力損失の算定	36
3.6 保炎流れ模様	37
4. 燃料と混合気形成	41
4.1 ガスタービン用燃料	41
4.2 燃料供給への要求	42
4.3 燃料微粒化の基本	42
4.4 各種の流体燃料微粒化法とその特性	43
4.4.1 圧力噴霧形式	43
4.4.2 気流微粒化形式	49
4.4.3 その他の燃料供給法	52
5. 燃焼	55
5.1 燃焼研究とガスタービン	55

5.2	燃焼による熱発生	55
5.2.1	必要燃料量見積計算	55
5.2.2	燃焼ガスの温度および組成	56
5.3	燃焼速度	57
5.3.1	層流燃焼速度	57
5.3.2	乱流燃焼速度	58
5.4	反応律速条件の燃焼	58
5.4.1	燃焼器の空気負荷率	58
5.4.2	燃焼負荷の関数依存性	59
5.5	実用形燃焼器内の燃焼	60
5.5.1	燃焼室の機能区分と空気導入量	60
5.5.2	流れと保炎	60
5.5.3	筒形燃焼器の内部状況	63
5.6	燃焼器排出ガス	64
5.6.1	未燃焼成分排出の原因と対策	65
5.6.2	NO _x の低減化と燃焼器開発	67
5.7	NO _x 低減への今後の予測	72
5.8	排煙低減	72
5.9	着火	72
5.10	的確な燃焼器設計へ	73
6.	燃焼器内の伝熱と耐久性	78
6.1	ガスタービン燃焼器の耐久性問題	79
6.2	ライナ冷却法の分類	79
6.2.1	膜冷却	79
6.2.2	インピンジメント冷却	80
6.2.3	その他のライナ冷却構造	80
6.2.4	遮熱コーティング	81
6.3	ライナの伝熱解析	82
7.	実験装置と計測法	86
7.1	実験装置	86
7.2	流量/流速の測定	91
7.3	燃焼器内流れ模様	94
7.4	燃料噴霧	95
7.5	圧力計測	96
7.6	温度計測法	96
7.6.1	温度計測対象とその特徴	96
7.6.2	熱電対温度計	97
7.6.3	熱電対以外のガス温度計測法	104
7.7	燃焼排出物計測	104
7.7.1	燃焼排出物の採取と分析法	104
7.7.2	ガス分析特性値算出法	107
7.8	走査による測定	109
8.	むすび	113

航技研におけるガスタービンおよび ジェットエンジン燃焼器研究開発*

田 丸 卓^{*1}

Research and Development of Combustors for Gas Turbine and Jet Engines in the National Aerospace Laboratory

Takashi TAMARU

ABSTRACT

The basic technology and experiences in the National Aerospace Laboratory for the development of gas turbine combustors are described. Particular emphasis is placed on the combustor development for the turbofan engine FJR710 for a short take-off and landing plane and on the high efficiency gas turbine, AGTJ-100A, for use as a power plant. Basic experimental techniques and knowledge for research and development of the gas turbine combustors are also described.

Keywords : gas turbine, jet engine, combustor, combustion chamber, FJR710

概 要

ガスタービンとジェットエンジンの燃焼器に関する開発技術の具体的手法について概説した。特に航技研で研究開発を行った STOL 機用ターボファンエンジン FJR710 と高効率ガスタービン AGTJ-100A の高圧燃焼器を中心に、当時の技術と開発した手法について記述した。ガスタービン燃焼器研究に必要な参考資料所在や実験的技術についても記述した。

主 要 使 用 記 号

(その章内に使用の限られるものは章名を記す)

A	: 断面積 [m^2], 頻度係数 [m/s] (第 7 章)
a	: 温度伝導率 $\{=\lambda/(c_p\rho)\}$ [m/s]
B	: スワラの軸方向幅 [m] (第 3 章)
B_g	: ブロッキング比
C	: 体積ガス濃度 [ppm] (第 2 章), 流量係数 (第 3 章), 対流伝熱量 [W/m^2] (第 6 章)
c_p	: 定圧比熱 [$\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$]
C_s	: 形状係数 (第 5 章)
d	: 直径 [m]

Dr	: 代表長さ [m] (第 5 章)
E	: 活性化エネルギー [J/mol], 冷却有効度 (第 6 章)
El	: ガス排出指数 [$\text{g/kg}_{\text{fuel}}$]
F	: 推力 [N] (第 1, 2 章), 燃空比 (第 7 章), 表面反応速度 [m/s] (第 7 章)
f	: 燃空比 (第 2 章)
F_{LS}	: 量論燃空比 (第 7 章)
f_{O_2}	: 空気中における酸素分率 (第 7 章)
f_c	: 炭化水素燃料中の炭素分率 (第 7 章)
F_L	: 燃空比 (第 7 章)
FN	: フローナンバ [$\text{ml}/\{\sqrt{\text{MPa}\cdot\text{s}}\}$] (第 4 章)
h	: エンタルピ [kJ/kg] (第 1 章)

* 平成 6 年 9 月 9 日受付 (received 9 September 1994)

*1 原動機部 (Aeroengine Division)

h_c	: 熱伝達率 [$W/(m^2K)$]	λ	: 空気比 (第2章), 熱伝導率 [$W/(m \cdot K)$] (第3, 6章)
h_u	: 燃料低位発熱量 [J/kg]	ν	: 動粘性係数 [m^2/s] (第4章)
I_{sp}	: 比推力 [m/s] (第1章)	π	: 圧力比
K_R	: ふく射形状係数 (第7章)	ρ	: 密度 [kg/m^3] (第2章)
L	: 光路長 [m] (第6章)	σ	: 全圧損失率 [%] (第2章), ピッチコード比, 角運動量フラックス (第3章), Stefan-Boltzmann 定数 [W/m^2] (第6章)
La	: 空気負荷率 [$kg/(m^3 atm^n \cdot s)$, $n=1\sim 2$]	τ	: 時定数 [s] (第7章)
Lb	: 燃焼負荷率 [$W/(m^3 atm^k)$]	ϕ	: 当量比
M	: マッハ数 (第1章), 分子量 (第2章)	Ψ	: フローパラメータ $[(P_A - p_j)/(P_A - p_A)]$
m	: 質量流量 [kg/s]	添字	
n	: 空燃比, 運動量 (第3章)	A	: ライナとケーシング間の環状通路
Nu	: ヌーセルト数	a	: 空気
P	: 全圧 [Pa], 推力関数 [N] (第1章)	f	: 燃料
p	: 静圧 [Pa]	j	: 噴流
Q	: 体積流量 [m^3/s], 熱発生率 [W] (第2章)	L	: ライナ基準
q	: 動圧 [$kg/(ms^2)$], 単位質量あたりの熱量 [kJ/kg] (第1章)	r	: 代表平均値
R	: 半径 [m], ガス定数 [$m^2/(s^2K)$] (第1, 3章), ふく射伝熱量 [W/m^2] (第6章)	1	: 入口
R_i	: ある運転サイクル時の推力割合 (第2章)	2	: 出口
S	: スワール数 (第3章)		
s	: 冷却構造スロット長さ [m] (第6章)		
SMD	: サウタ平均粒径 (Sauter Mean Diameter) [μm]		
SN	: スモークナンバ (第2章)		
S_L	: 層流燃焼速度 [m/s]		
S_u	: 燃焼速度 [m/s]		
S_t	: 乱流燃焼速度 [m/s]		
T	: 温度 [K]		
t	: 時間 [s]		
U	: 平均風速 [m/s]		
u	: 速度, または流速 [m/s], 内部エネルギー [kJ/kg] (第1章)		
V	: 容積 [m^3]		
v	: 比容積 [m^3/kg]		
X	: 体積分率 (第2章)		
Z	: 高度 [m] (第3章)		
α	: 噴霧角 [$^\circ$] (第4章), 回復係数 (第7章)		
δ_t	: 温度不均一率 (第2章)		
ΔK	: 熱伝導量 [W/m^2] (第6章)		
ΔP	: 全圧損失 [Pa], 差圧 [Pa]		
ΔT	: 温度差 [K]		
ε	: 局所酸素消費効率 (第7章)		
ε_f	: 火炎ふく射率 (第6章)		
η	: 効率, 粘性係数 [$Pa \cdot s$] (第3章)		
θ	: 無次元化温度 $[(T_i - T_2)/(T_2 - T_1)]$, 流出角 [$^\circ$] (第3章)		
κ	: 比熱比 (第1章)		

第1章 ガスタービンエンジン開発と技術

はじめに本資料を作成した主旨, 著者の利用した参考文献および全体内容に関連するジェットエンジン (Jet engine) の基礎理論などについて略述する。

1.1 開発・技術解説の目的

ガスタービン (Gas turbine) を応用したジェットエンジンの技術的発展は急速であった。ジェットエンジンを搭載した航空機の初飛行は1939年であったがそれ以降, ガスタービンの設計・開発に必要な知識や技術の主たる骨格は早くも1950年代に欧米で確立されている。たとえば, 1950年代後半に生産が開始され, その後30年の長きにわたって量産されたJ79エンジンや超音速旅客機コンコルド (Concorde) 用オリンパス (Olympus) エンジンの開発が開始されたのが1952年である。しかしそれらジェットエンジンやガスタービンに必要な技術や研究成果の詳細は今日入手困難になっているものがある。

既存のガスタービンメーカーでは自己の豊富な経験と共にそれら蓄積した資料文献を財産として多くの know-how を確立している。設計方法等の具体的内容については公表されていないものが多い。このため, 新たにガスタービン燃焼器を研究開発する者にとって有用なまとまった資料を掲載した文献・資料はきわめて少ない。

ここにガスタービン燃焼器を実際に設計開発する際に必要であった実的な技術を、航空用エンジン JR シリーズや FJR710^{1,2)}、それにつづく発電用ガスタービン AGTJ-100A^{3,4)} を中心に研究開発を行ってきた航空宇宙技術研究所(以下、航技研)の経験と実績を含めて記述する。加えて出版物、論文によって明らかとなっている実的な技術も紹介する。

最近、電子計算機を駆使した数値シミュレーションによる流れや燃焼性能の評価が可能となり、一部実機設計改良にも用いられようとしている。しかし、そのためには多大な費用と労力の投資が必要であり、また以下に記すような燃焼器に関する各特性を熟知していないと誤った判断や非実的な燃焼器設計になり易い。そのためにも燃焼器の基本的な事象を理解し役立てることができるように記述した。

以下の各章の構成は次のようである。第1章ではガスタービンやジェットエンジンの文献や基本的なサイクルなどを紹介し、第2章ではガスタービン燃焼器構造・機能の基本的事項を概括し、第3章以下ではその設計・開発にとって重要な流れ(第3章)、燃料と供給(第4章)、燃焼(第5章)、燃焼器耐久性にかかわる伝熱(第6章)および実験・計測技術(第7章)に分けて記述する。

これによってガスタービン燃焼器の研究開発に必要な知識と基本的データあるいはその所在を明らかにする。

1.2 主要参考文献

航技研でのガスタービン燃焼器研究に役立った主要既刊文献を以下に示す。括弧内に発刊年次を記す。多くは古いものであるが、比較的古いもののほど実的な資料として直接開発に役立つ事象が記述されている。また、古いものは入手し難いものがあるため有用な内容はできるだけ記述することにする。

航空用ガスタービンエンジンの全般的な構造などについて、Treager (1979)⁵⁾ や Rolls-Royce 社 (1969)⁶⁾ (1992)⁷⁾ の出版物は専門外の技術者や研究者にでもわかり易いように図を豊富に用いて構造機能の概略を解説している。吉中 (1990)⁸⁾ はジェットエンジンの機能と設計について素人でもわかりやすいように平易に解説している。ガスタービンエンジンの基本的作動や要素設計全般について記述したものの、和文では浜島 (1965)⁹⁾、須之部・藤江 (1967)¹⁰⁾、棚沢 (1959)¹¹⁾、油井 (1964)¹²⁾、三輪 (1993)¹³⁾ らのもの、翻訳したものではステーチキン(浜島訳、1964)¹⁴⁾ などがある。いずれも空気力学的要素については詳細に記してあるが燃焼器の設計あるいはその開発に役立つ部分はきわめて少ない。棚沢 (1959)¹¹⁾ のものは圧力噴射弁設計に有用である(第4章参照)。ラムジェットエンジンに関しては、Dugger (1969)¹⁵⁾ が編纂した“Ramjets”が AIAA 論文に現れた初期の基本的な研究と実績を紹介している。

燃焼器設計に重点をおいたものとしては Hawthorne-Olson (1960)¹⁶⁾ がガスタービン燃焼器の作動から要素特性、材料強度に至るまで設計に役立つ記述をしている。また、藤崎 (1963)¹⁷⁾ が三菱重工の開発したガスタービン起動機 GCM-1 の燃焼器について解説している。

実際の燃焼器開発に直接的に役立つものとして鈴木(邦)らは航空用ガスタービン JR や FJR シリーズなどの開発の研究に基づいた燃焼器設計技術に関する解説 (1970)¹⁸⁾、自己の経験を加えたガスタービン燃焼器設計・開発の手法 (1982)¹⁹⁻²¹⁾、それらの部分を統合して設計法としてまとめたもの (1983)²²⁾ を著している。

教科書的なものはソ連の文献に多く、以下のものがみられる。英訳されたものでは1954~55年頃の講義を元とした Zuyev, V. S. と Skubachevskii, L. S. のもの (1964)²³⁾、Raushenbakh, B. V. らによるもの (1964)²⁴⁾ がある。英語のものでは Lefebvre (1984)²⁵⁾ が全般的に研究成果をよくまとめている。特に燃焼器の燃焼問題に関しては Mellor (1990)²⁶⁾ が実的な技術者や研究者の記述をまとめている。なお、この本は SI 単位を採用している。

特定の燃焼器あるいは燃焼器の一面についての論文などを編集したものでは、Smith (1967)²⁷⁾ や Norster (1971)²⁸⁾、あるいは Lefebvre (1980)²⁹⁾ のものがある。燃焼器研究に必要な流れや伝熱燃焼現象について1950年代までの基礎研究成果をまとめたものには NACA の Report 1300³⁰⁾ が貴重である。

液体燃料の微粒化と燃焼に関して Lefebvre (1989)³¹⁾ および Williams (1990)³²⁾ がそれぞれまとめたものを相次いで出版している。

ガスタービン燃焼器からの排出に関しては Cornelius & Agnew 編のもの (1972)³³⁾ が基礎から実的な問題までとりあげた論文を集めている。また、AGARD-CP-125 (1973)³⁴⁾ では航空エンジンによる大気汚染問題につき高層大気、空港周辺、環境燃焼基本現象から燃焼器設計に至る1973年頃までの幅広い論文を集めている。

これらのほか著者の知らない多くの有用な文献が出版されていると思われるが、少なくとも上記文献でガスタービン燃焼器の設計開発に十分な知識が得られると思われる。

1.3 ジェットエンジンとガスタービン

ジェットエンジンとは主として航空機などに用いられている空気吸込式噴流推進エンジンをいう。

現用のジェットエンジンの大部分は圧縮機とタービンを備えた、いわゆるガスタービンであるが、それらのないパルス (Pulse) ジェットエンジン、ラム (Ram) ジェットエンジンなどもジェットエンジンの範疇にある。後述するスクラム (SCRAM)、エアターボラム (Air-Turbo-Ram) ジェットエンジンなども含めて、それらの概念的区分の概略を図

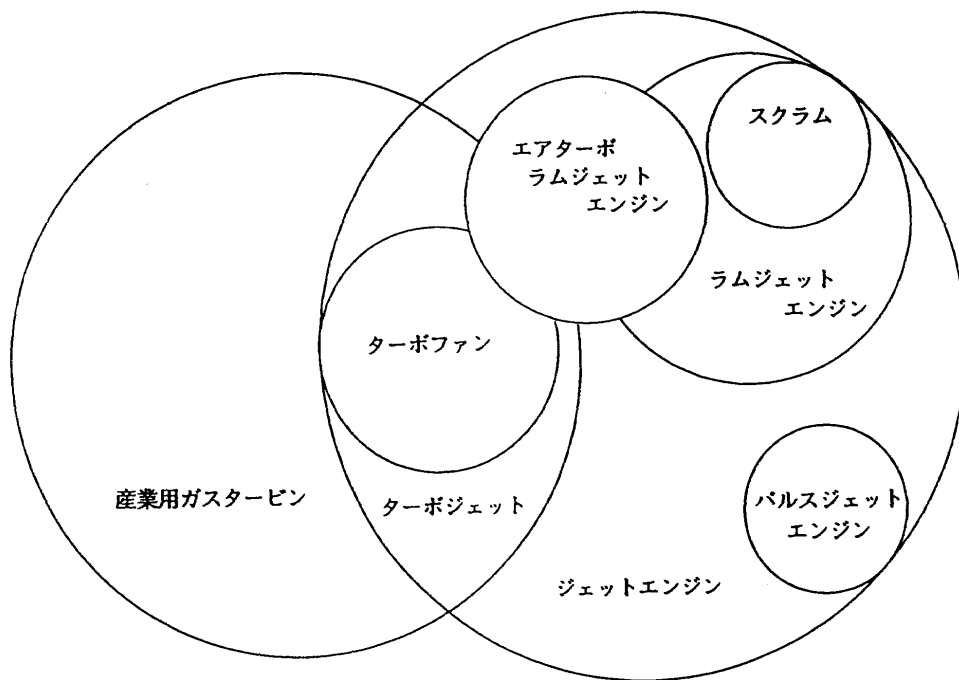


図1.1 ガスタービン、ジェットエンジンの領域

1.1 に模式的に示す。

1.3.1 ガスタービンエンジンのサイクル

ここでジェットエンジンを含むガスタービンエンジンのサイクルについて概観し、燃焼器の性能向上には何が必要かを明らかにしておく。

ガスタービンエンジンでは最も一般的に開放等圧燃焼サイクルが用いられている。それを単純化した場合、図1.2に示すように大気を吸入して圧縮し、燃焼器に燃料を吸込んで燃焼させ、高温の燃焼ガスでタービンを回転させ負荷として回転力または噴流として出力を取り出すサイクルとなる。これをブレイトンサイクル (Brayton Cycle) という。

まず、各要素に損失がなくガスの比熱も温度によって変化しない図1.2に示す理想サイクルを考えてみる。図1.2下図において、①→②は可逆断熱圧縮過程、②→③は等圧加熱、③→④は可逆断熱膨張とする。

熱力学第1法則によると

$$dq = du + pdv \quad (1.1)$$

これにエンタルピー (Enthalpy) の定義式

$$h = u + pv \quad (1.2)$$

あるいはこの微分式

$$dh = du + pdv + vdp \quad (1.3)$$

を適用すると

$$dq = dh - vdp \quad (1.4)$$

となる。まず図1.2のサイクルで燃焼器の前後での圧力損失は比較的小さいので等圧加熱と考えられ式(1.4)で $dp=0$ であり、 h は定圧比熱 c_p を使って

$$dq = dh = c_p dT \quad (1.5)$$

と表わせる。すなわち図1.2で

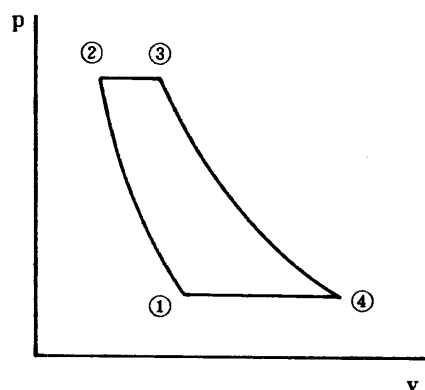
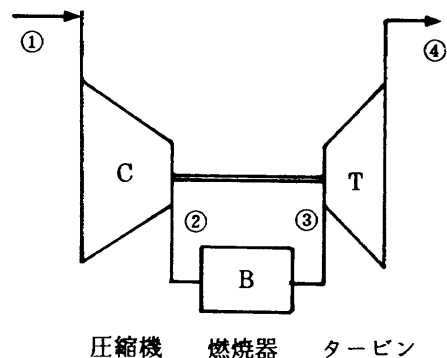


図1.2 理想単純ガスタービンサイクル

$$h_3 - h_2 = c_p (T_3 - T_2) \quad (1.6)$$

次にタービンでのガス断熱膨張による仕事は、式(1.4)より $dq=0$ として、

$$dh = vdp \quad (1.7)$$

右辺の vdp は熱力学的仕事 pdv と対比して工業仕事とも呼ばれる。

図1.2の③→④の膨張を考えると,

$$h_4 - h_3 = \int_{p_3}^{p_4} v dp \quad (1.8)$$

断熱膨張の式

$$p v^\kappa = \text{const.} \quad (1.9)$$

と気体の状態方程式などの関係を用いると,

$$\begin{aligned} h_4 - h_3 &= \frac{\kappa}{\kappa - 1} p_3 v_3 \left\{ \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} - 1 \right\} \\ &= c_p T_3 \left\{ \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} - 1 \right\} = c_p (T_4 - T_3) \end{aligned} \quad (1.10)$$

ここで κ はガスの比熱比である。すなわち③→④はガスの圧力, 体積などが変化するが, エンタルピーの変化としては定圧比熱と変化の前後の温度を使って表わすことができる。

圧縮①→②に要する仕事も同様に

$$h_2 - h_1 = c_p (T_2 - T_1) \quad (1.11)$$

また④→①は等圧冷却過程を示し, 排気ガスとして放出された熱量は

$$h_4 - h_1 = c_p (T_4 - T_1) \quad (1.12)$$

である。したがってサイクルの理論熱効率 η_{th} は,

$$\begin{aligned} \eta_{th} &= \frac{(\text{供給熱量}) - (\text{排出熱量})}{(\text{供給熱量})} \\ &= \frac{c_p (T_3 - T_2) - c_p (T_4 - T_1)}{c_p (T_3 - T_2)} \end{aligned} \quad (1.13)$$

理想サイクルの理想気体で各プロセスでの平均比熱が温度によって変わらないと考えると式 (1.13) は

$$\eta_{th} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} \quad (1.14)$$

気体の断熱膨張式と状態方程式より

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{(\kappa - 1)/\kappa} \quad (1.15)$$

上式の温度の関係から

$$\frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = \frac{T_1}{T_2}$$

よって η_{th} の式は

$$\eta_{th} = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{(\kappa - 1)/\kappa} \quad (1.16)$$

圧力比 π は次式で定義する。

$$\pi = \frac{p_2}{p_1} \quad (1.17)$$

ここで p_1 と p_2 はそれぞれ圧縮機入口と出口の空気静圧である。これを用いると式 (1.16) は

$$\eta_{th} = 1 - \pi^{-(\kappa - 1)/\kappa} \quad (1.18)$$

これより理想サイクルでは熱効率は圧力比 π と κ のみの関数であり, 熱効率の向上には圧力比を高くすることが不可欠であることがわかる。 $\kappa = 1.4$ として圧力比 π に対する理論熱効率は図1.3のようになる。

サイクル性能向上のため, ガスタービンエンジンは図1.4に示す種々の構成をとることがある。図1.4(a)のガス

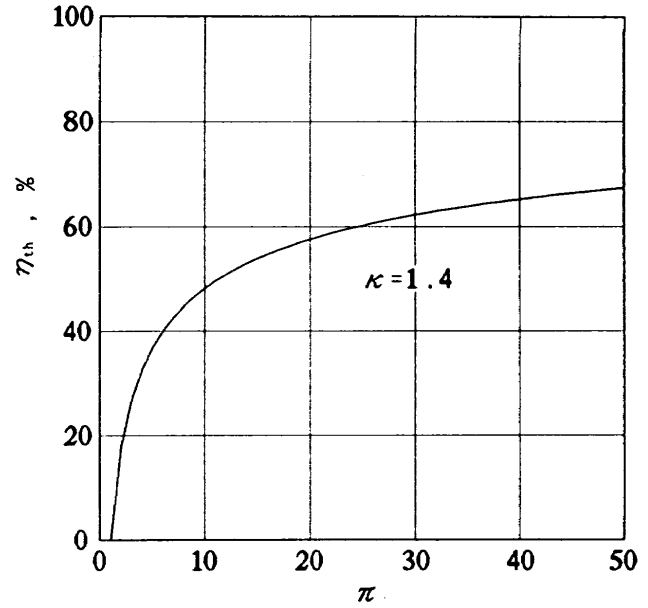


図1.3 理想単純サイクルでの圧力比に対する効率

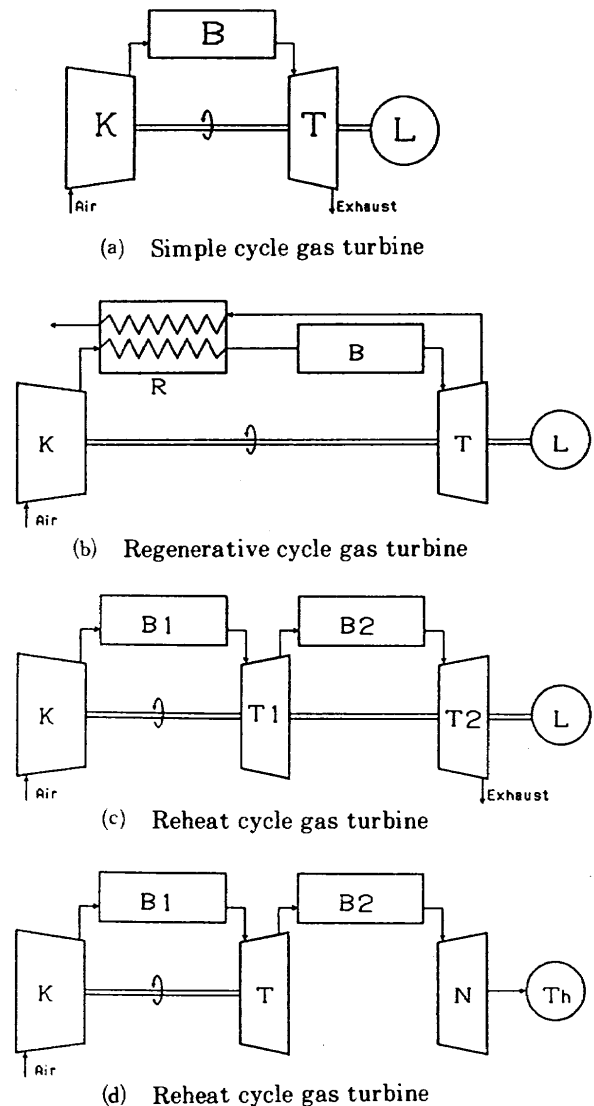


図1.4 ガスタービンの構成例 (K: 圧縮機, B: 燃焼器, T: タービン, N: ノズル, L: 負荷, Th: 推力)

タービンは主燃焼器だけを備えた単純サイクルである。図1.4(b)は更に出力やサイクル効率を増大させるために、圧縮空気を熱交換器を利用して排気ガスにより加熱する再生サイクル (Regenerative cycle) としている。また図1.4(c)または(d)のようにタービン後方の排気中の残存酸素を利用して燃料を更に供給し燃焼させる再熱サイクル (Reheat cycle) も用いられる。ジェットエンジン用再熱サイクルの燃焼器は afterburner, augmentor, または reheater (英) などと呼ばれる。

ガスタービンサイクルに関する詳細は文献³⁵⁾などを参照されたい。

1.3.2. ジェットエンジンの性能

比推力 (Specific thrust) は I_{sp} (アイエスピーと読む) と記号されエンジン通過空気流量に対する推力として定義される。すなわち、推力を F [N], 空気流量を m_a [kg/s] とすると

$$I_{sp} = F/m_a [\text{N} \cdot \text{s} / \text{kg} = \text{m/s}] \quad (1.19)$$

なお、従来単位での重量流量を用いていたため質量流量 m_a [kg/s] に重力の加速度 g_0 [m/s²] を乗じたもので

$$I_{sp} = F/(m_a g_0) \left[\text{kgf} / \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right) = \text{s} \right] \quad (1.20)$$

すなわち、秒が単位となっていた。

エンジンの経済性を示す指標に燃料消費率, SFC (Specific fuel consumption) が用いられる。これは定格推力で単位時間運転したときの消費燃料を定格推力で除した値である。すなわち

$$SFC = \frac{m_f}{F} \left[\frac{\text{s}}{\text{m}} \right] \quad (1.21)$$

ラムジェットエンジンのうち燃焼場を超音速とするスクラム (SCRAM, Supersonic Combustion Ramjet engine) が最近活発に研究されている。しかしこれは未だ実用の見込が確立されていない。ここでは従来のラムジェットエンジンについて述べる。

ラムジェットエンジンの主要構成要素は図1.5に示すように

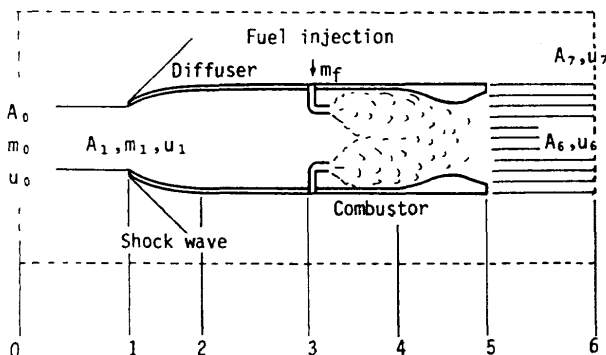


図1.5 ラムジェットエンジンでのガス流れ

- (a) デフューザ (Diffuser)
- (b) 燃料供給系 (Fuel injection system)
- (c) 燃焼器 (Combustor)

である。通常、可動部はない。以下にその性能を表わすパラメータを記す。

まず図1.5に示す記号を用いて、運動量式を表わす。十分に広い考慮領域内に置かれたエンジンを大気に対し u_0 の速度で飛行している機内の窓から見ている観測者を考える。考慮領域の両端面位置 0 と 6 との気流の持つモーメントの差および圧力の差がラムジェットを定常に保つ力（推力）となっている。

まずエンジン周り外側を流れる気流は、表面摩擦および衝撃波のため入口での流入速度 u_0 より遅くなって、場所 6 では u_7 になる。また燃料 m_f を燃焼させた排出ガス速度は u_6 になる。エンジン内に流入する空気量を m_1 とすると、モーメントの差は

$$F = (m_0 - m_1) u_7 + (m_1 + m_f) u_6 - m_0 u_0 \quad (1.22)$$

すなわち

$$F = m_1 (u_6 - u_0) + m_f u_6 - (m_0 - m_1) (u_0 - u_7) \quad (1.23)$$

式(1.23)の最終項は外部抗力による運動量損失で、普通機体抗力に含める。式(1.23)よりこの推力 F を大きくするには、流入空気量 m_1 を多くするとともに排気速度 u_6 を増大させなければならないことがわかる。

次にラム燃焼器内の機能を検討する。エンジンに流入する流れに注目して、入口と出口面の圧力を考慮すると、

$$F = m_1 (u_6 - u_1) + m_f u_6 + p_6 A_6 - p_1 A_1 \\ = \{ p_6 A_6 + (m_1 + m_f) u_6 \} - \{ p_1 A_1 + m_1 u_1 \} \quad (1.24)$$

ここで次の推力関数 (stream thrust) P_{st} を定義する。

$$P_{st} = pA + mu \quad (1.25)$$

これは圧力とマッハ数の関数として表すことができる。すなわち、

$$P_{st} = pA(1 + \kappa M^2) \\ = \frac{m}{M} (1 + \kappa M^2) \sqrt{\frac{RT}{\kappa}} \quad (1.26)$$

ここで静温 T とせきとめ温度 T_t の関係、

$$\frac{T_t}{T} = 1 + \frac{\kappa - 1}{2} M^2 \quad (1.27)$$

をつかって表現すると、上式は κ を含む全温 T_t と M との関数として表わされる。すなわち、

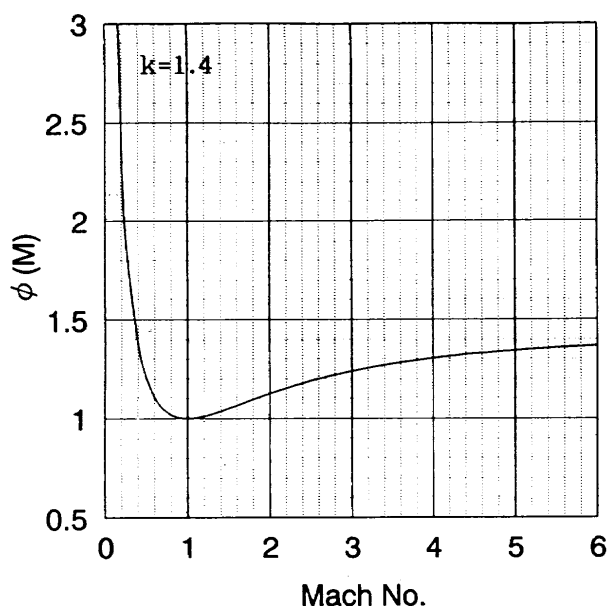
$$P_{st} = P_c \phi(M) \quad (1.28)$$

ここで

$$P_c = m \sqrt{\frac{2(\kappa + 1)}{\kappa} RT_t} \quad (1.29)$$

$$\phi(M) = \frac{1 + \kappa M^2}{\sqrt{2(\kappa + 1)M^2 \{1 + (\kappa - 1)M^2/2\}}} \quad (1.30)$$

式(1.30)で表わされる関数 $\phi(M)$ は図1.6に示すよう

図 1.6 マッハ数と $\phi(M)$ の関係

ある。 P_c は膨張ノズルを具備しないラムジェットの出口推力の評価関数である。図 1.6 はエンジン入口より出口での推力関数が大きくなるのはマッハ 1 以上すなわち超音速となつてはじめて正の推力を発生することを示しているが、マッハ数 4 を超える流入気流速度範囲では推力増加は少ないことを示している。

ここで燃料比推力 (Fuel specific impulse) S_f および空気比推力 (Air specific impulse) S_a を定義する。

$$m_f S_f = m_a S_a = P_c \quad (1.29)$$

これらは燃空比と燃焼効率に依存している。

参 考 文 献

- 1) 原動機部；航空機用ジェットエンジンの研究開発（第 1 期 成果報告）航技研報告 TR-482 (1977/1)
- 2) 原動機部；航空機用ジェットエンジンの研究開発（第 2 期 成果報告）航技研報告 TR-741 (1982/10)
- 3) 航技研原動機部・熱流体力学部；高効率ガスタービンの研究開発，航技研報告 TR-1023 (1989/5)
- 4) 竹矢；高効率レヒートガスタービン，ガスタービン学会誌，8 巻 30 号 (1980/9)
- 5) Treager, I. E. ; Aircraft Gas Turbine Engine Technology, 2nd ed. (1979) McGraw Hill, 1-586
- 6) The Jet Engine, Rolls-Royce Ltd. (1969/7), 3rd ed. 1-229
- 7) RR 社；ジェットエンジン（邦訳）（社）日本航空技術協会 (1992/3)
- 8) 吉中 司；数式を使わないジェットエンジンのはなし，酣燈社 (1990/8)
- 9) 浜島 操；ガスタービン設計，機械設計全書 5，近代工学出版 (1965)
- 10) 須之部，藤江；ガスタービン，共立出版 (1967)
- 11) 棚沢 泰；ガスタービン，養賢堂 (1959)
- 12) 油井三郎；小型ガスタービン，地人書館 (1964)
- 13) 三輪光砂；ガスタービンの基礎と実際，成山堂書店 (1993)
- 14) ステーチキン（浜島訳）；ジェットエンジン理論，コロナ社 (1964)
- 15) Dugger, G. L. ed. ; Ramjets, AIAA Selected Reprints /Vol.VI (1969/6), 1-136
- 16) Hawthorne, W. R. & Olson, W. T. ed. ; Design and Performance of Gas Turbine Power Plants, Vol.XI, High Speed Aerodynamics and Jet Propulsion, Princeton Univ. Press., (1960)
- 17) 藤崎正弥；ガスタービンの燃焼器（講座），内燃機関，Vol.2, No.19 (1963/4) 81-92
- 18) 鈴木（邦），他 3 名；ガスタービン燃焼器，航技研報告 TR-208 (1970/9)
- 19) 鈴木邦男；ガスタービン燃焼器設計・開発の一方法，機械技術研究所報告 第 110 号 (1981/2) 1-73
- 20) 鈴木（邦）；ガスタービン燃焼器の設計(1) 内燃機関 21 巻 1 号 (1982/1)～(4) 5 号 (1982/5)
- 21) 鈴木（邦）；ガスタービン燃焼器設計・開発の実際(1) 内燃機関 21 巻 11 号 (1982/9)～(4) 15 号 (1982/12)
- 22) 鈴木邦男；ガスタービン燃焼器の高負荷化のための構成要素の研究とそれに基づく高負荷燃焼器の設計法に関する研究，昭和 57 年度慶応義塾大学学位論文，または同題名機械技術研究所報告 129 号 (1983 11) 1-146
- 23) Zuyev, V. S. & Skubachevskii, L. S. ; Combustion Chambers for Jet Propulsion Engines (Jones, W. E. translated) Pergamon Press (1964)
- 24) Raushenbakh, B. V. et al. ; Physical Principles of the Working Process in Combustion Chambers of Jet Engines (1964)
- 25) Lefebvre, A. H. ; Gas Turbine Combustion, Hemisphere (1983) 531
- 26) Mellor, A. M., ed. ; Design of Modern Turbine Combustors, Academic Press. (1990)
- 27) Smith, I. E. ed. ; Combustion in Advanced Gas Turbine Systems, Cranfield International Symposium Series, Vol.10, Pergamon Press. (1968)
- 28) Norster, E. R., ed. ; Combustion and Heat Transfer in Gas Turbine Systems, Cranfield International Symposium Series Vol.11, Pergamon Press. (1971)
- 29) Lefebvre, A. H. ed. ; Gas Turbine Combustor Design Problems, Hemisphere (1980)
- 30) Olson, W. T. ; Basic Considerations in the Com-

bustion of Hydrocarbon Fuels With Air, NACA Report 1300 (1957)

- 31) Lefebvre, A. H. ; Atomization and Sprays, Hemisphere Publishing Corp. (1989)
- 32) Williams, A. ; Combustion of Liquid Fuel Sprays, Butterworths & Co., Ltd. (1990)
- 33) Cornelius, W. & Agnew, W. G. ; Emissions from Continuous Combustion Systems, Penum Press. (1972)
- 34) Atmospheric Pollution by Aircraft Engines, AGARD Conf. Proceedings AGARD-CP-125(1973)
- 35) 佐藤 豪 ; ガスタービンサイクル論, 山海堂(1978)

第2章 燃焼器の機能と構造の概要

ここではガスタービン燃焼器に関する全体像を把握するため、基本的事項と機能構造の概略について述べる。各項目に関する詳細は後章に述べる。また、特によく用いられる用語などにつき定義や意味を整理して示す。

2.1 燃焼器への要求事項

ガスタービン燃焼器は、圧縮機によって加圧された空気中で燃料を燃焼させ高温ガスを発生させる。この燃焼器に要求される機能や特性で最も基本的な事項は、

- ① 燃焼性能
- ② 圧力損失
- ③ 耐久性

である。

これらのうち「燃焼性能」とは次の内容を含んでいる。燃焼器の中で圧縮機から送られた空気により燃料を燃焼させガス温度を上昇させる。タービン(Turbine)に流入するガスの温度分布をタービン耐久性上の要求から所要の形状に整える。エンジンスタートおよび高空再着火条件でも着火が容易で確実である。作動範囲のいかなる条件でも振動燃焼などがなく安定な燃焼がおこなえる。大気汚染物質、すなわち、排煙、未燃炭化水素(THC)、一酸化炭素(CO)、窒素酸化物(NO_x)などの排出が少ない。

「圧力損失」が過大であると圧縮機のなした圧縮仕事を減殺し、圧力比を実質的に低下させるためサイクル効率を低下させる。したがって燃料消費率を低減させるためには、これをできるだけ減少させる必要がある。一般に、高負荷高効率燃焼をはかると圧力損失が大きくなりやすい。

「耐久性」は運用上、経済性および信頼性の観点から最も重視される。航空用においては5000時間が一応の目安といわれている。燃焼器は2000Kを超える火炎を内包するため燃焼器ライナ(Liner)の耐久性を向上させると共に、タービン入口ガス温度(TIT, Turbine inlet temperature)分

布を適正にすることによってタービン寿命を劣化させないことが要求される。ライナ寿命は、高温酸化による板厚の減少と繰返し加熱による低サイクル疲労(LCF, Low cycle fatigue)に基づくひび割れの発生などが限界となる。基本的にはライナのすべての部分がある許容温度(目安として1100K程度)以上にならないことが必要である。

2.2 燃焼器形態

燃焼器は一般にエンジンの種類が違えば形態が異なると言っても過言ではない。使用目的、構成要素の配置、形式などによって種々の形態をとりながら、それぞれの目的を果たしている。

ガスタービンにおいて燃焼器は通常図2.1の上図に示すように圧縮機とタービンの間に位置する。この燃焼室空間の配置は同図の下図のように大きくわけて3種に区別できる。すなわち

- (a) 筒形(Tubular type, または Can type)
- (b) 環状筒形(Cannular type)
- (c) 環状(Annular type)

である。筒形は以前「缶型」とも言われた。これらのうち(a)は実機で使用する数本の筒のうち一本を開発すればその使用個数倍の出力をもつガスタービンの開発が可能になることから、大規模試験設備の整わなかった初期のジェットエンジンに多く採用された。現在でも出力構成の任意さと補修交換の便から、産業用のガスタービンにはしばしば用いられている。

航空用の場合、図2.1(a)の形は全面面積が大きくなり重

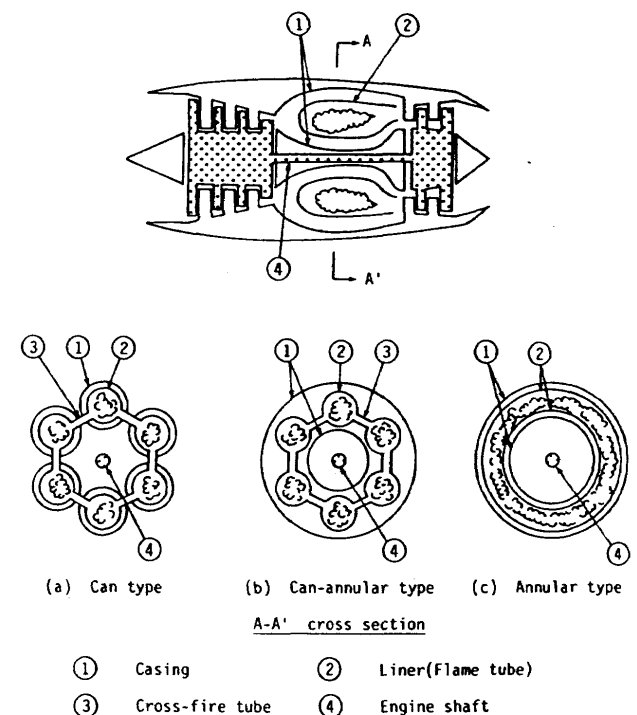


図2.1 航空用ガスタービンエンジン燃焼室形態

量がかさむことから、最近開発される大出力の推進用エンジンではほとんど見られなくなった。小出力のヘリコプタ用や補助動力源 APU (Auxiliary power unit) などでは単筒型のものが使われている。

定置用のものでは設計・試験の容易さ、互換性、組み合わせによる任意の出力への対応などの点から図 2.1(a) やケーシング (Casing) のみを共通の環状形とした同図(b)が比較的多く用いられている。航空用エンジンでは高負荷化の可能な同図(c)の環状形が多い。

航空機用で異色のものは図 2.2 に示す燃焼器がスリンガー (Slinger) 形と称するもの¹⁾である。この場合、燃料を高速回転する主軸から噴出する。燃焼器はその噴孔の周囲に環状となっている。

燃焼器内の流れ、もしくは燃料噴射の方向から燃焼器を分類すると、ライナとケーシング間の環状通路の空気の流れ方向と燃焼室内のガスの流れ方向が一致している「直流形」とそれらが反対方向の「逆流形」に大別できる。それらの概略図をそれぞれ図 2.3(a) と(b) に示す。大型の航空用ガスタービンでは比較的圧力損失の小さい直流形が大部分である。小型ガスタービンで遠心形の圧縮機やタービンを用いたものでは、配置上の都合から逆流形が多くみられる。大型発電用ガスタービンに用いられているサイロ (Silo) 形燃焼器をもったものも図 2.3(b) の一種と分類できる。産業用の大型ガスタービンではプレナム (Plenum) 室 (日本語では車室という) 内に多筒を設置した図 2.3(c) の形態も多く見られる。

保炎の形態から区別すると、図 2.4 に示すように大別して 3 種となる。すなわち図 2.4(a) に示すスワローによる循環流を形成させる方法、図 2.4(b) に示す蒸発管など強制的に流れの一部を逆向にして循環流を形成させる方法、および図 2.4(c) に示す噴流導入によって形成される渦を利用した噴流保炎がある。このタイプは比較的小型の燃焼器に見られる。

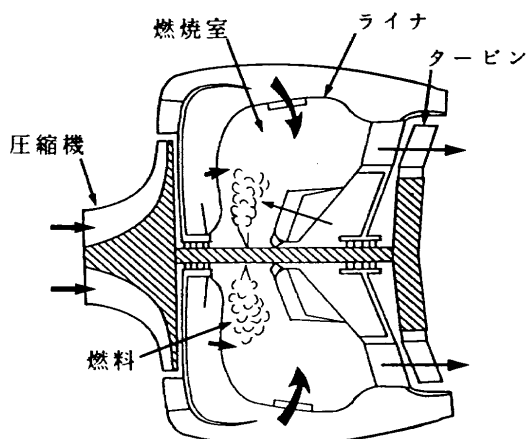
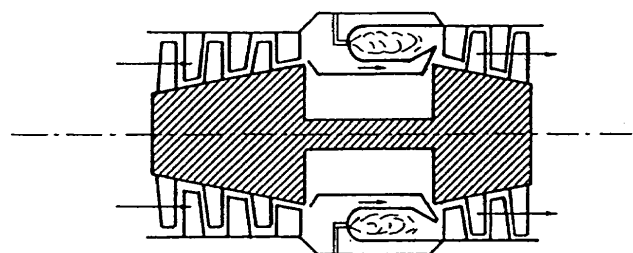


図 2.2 スリンガー型燃焼器とそのエンジン形態

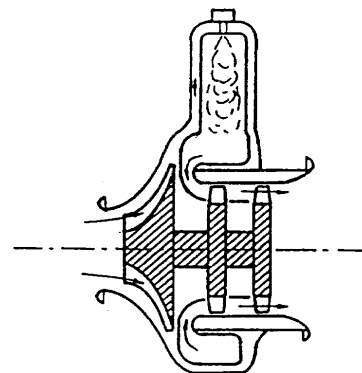
燃料供給法の種類によって分類すると圧力噴霧法と気流微粒化法に大別できる。これらの構造・機能の詳細は第 4 章に詳述する。圧力噴霧法は燃料加圧によるエネルギーを微粒化に利用した圧力噴射弁を用いるもので、従来最も一般的に用いられてきた。気流微粒化法は高速気流による微粒化作用を利用したもので、排出特性上の利点が多い。このうち蒸発管を用いたもの²⁾は、その機能の詳細な研究³⁻⁷⁾の結果、原理的には気流微粒化によって混合気形成を行うことがわかっている。前述、スリンガー型の燃焼器では高速回転する主軸から燃料が噴射されるが気流微粒化作用が混合気形成に寄与していると思われる。

2.3 基本形態と機能

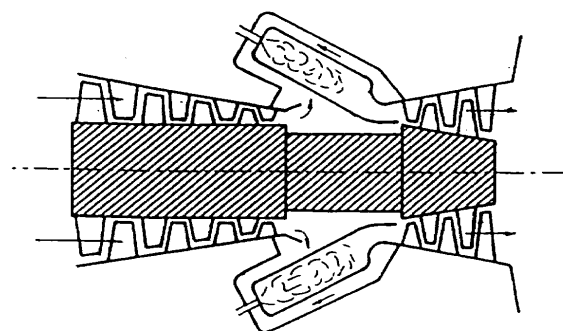
圧力噴射弁とスワローを組合わせた燃焼器、いわゆる「蒸発管」を備えたものおよび高性能が期待される噴流保



(a) 直流環状燃焼器

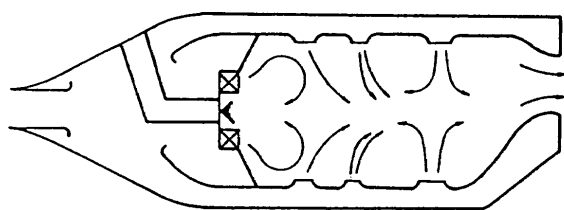


(b) 逆流筒形燃焼器

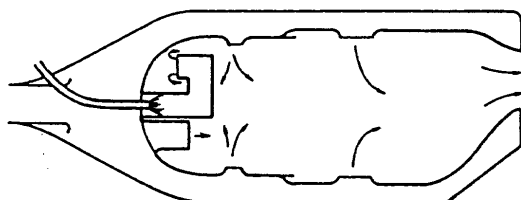


(c) 多筒形燃焼器

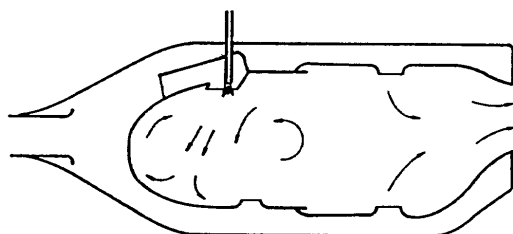
図 2.3 流れ方向から分類したガスタービン燃焼器



(a) 圧力噴射弁 / スワローラ形



(b) 気流微粒化形



(c) 噴流保炎形

図 2.4 ガスタービン燃焼器保炎形態 3 形式

炎形式の燃焼器の基本的形態と機能を概説する。

2.3.1 圧力噴射弁 / スワローラ保炎形式燃焼器

航空用推進エンジン燃焼器として、最も一般的な旋回保炎器 (スワローラ Air swirler) 付圧力噴射弁使用環状燃焼器の断面構造を FJR710/600 エンジンのものを例として図 2.5 に示す。この燃焼器ライナ (Combustion liner) の外観と燃焼室内側から見たライナ保炎器付近の様子をそれぞれ図 2.6 と 2.7 に示す。以下図 2.5 に従ってその機能を簡単に説明する。

図 2.5 において②は圧力噴射弁 (Pressure atomizing nozzle または単に Pressure nozzle) と呼称される燃料供給ノズルである。供給燃料を加圧により微粒化し、燃焼器内に分散させる。その圧力は通常 0.1~5MPa 程度である。FJR710/600 の場合、設計点ではほぼ 1MPa であった。

圧縮機から流入する空気は 100m/s 前後の高速であるため図 2.5 のデフューザ (Diffuser) ①および③で保炎器が十分安定な燃焼を確保できる数十 m/s 以下の風速に減速をはかる。また、分流板 (Cowl または Snout) ③によって一次燃焼領域 (Primary zone) に入る空気 (一次燃焼空気, Primary air という) とライナ側面の空気孔 (Air entry hole) ⑦などから燃焼室内に流入する二次空気 (Secondary air) および希釈用空気 (Dilution air) などに分流する。

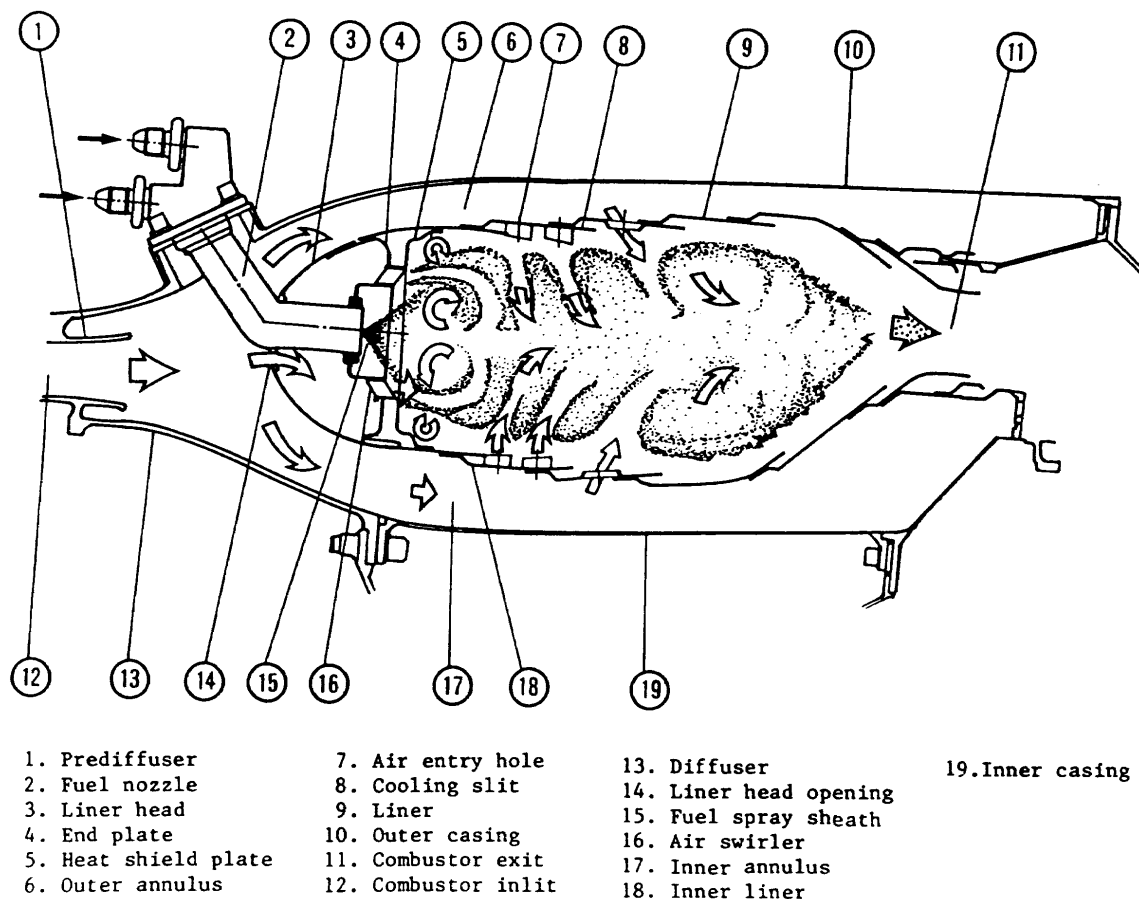


図 2.5 ガスタービン燃焼器の各部名称

燃焼器最大断面における平均風速は10～50m/s程度である。炭化水素系燃料混合気の層流燃焼速度は最も早い量論比（理論混合比）条件であっても数10cm/s、乱流でも数m/sにすぎないため、火炎を安定させる種々の形態の保炎器を用いる。このうち図2.5に示す⑥は保炎器として代表的なもので空気を旋回させる案内羽根をもつスワラ（Air swirler）である。これを通過した空気は旋回流を形成し、そのうず中心の負圧領域に逆流、流入する流れにより再循環領域をつくり、既燃高温ガスによる未燃混合気の加熱・着火をはかり、要求作動条件全域において火炎を安定に保つ。図2.4の(b)や(c)の形式ではこの代わりに噴流を利用し再循環領域を形成させる。

主軸方向に沿って最初の空気孔から最後尾部の空気孔に至る主燃焼領域では十分な空気の供給を行い燃料の完全燃焼をはかる。通常、主燃焼領域のガス温度は局所的であるが2000K以上となる。

燃焼室の後半では、空気孔から導入した希釈空気と高温の燃焼ガスとの混合によって温度低下をはかり、タービン

ノズル入口で要求温度分布形状として燃焼器出口より流出させる。その一般的な温度分布形は図2.8の実線のようなものである。タービンは高速回転によって著しい引っ張り応力を受け翼根部は主として疲労（Fatigue）強度、その上部はクリープ（Creep）などのタービン材料強度限界によって制限を受ける。そのため図2.8のような温度分布形として強度を維持しようとしている。要求温度分布からの許容範囲などについては後述（2.4.3の(6)参照）する。

最近のタービン入口ガス温度の上昇に伴い冷却タービン翼を用いることが多いが、その際には翼の半径方向や中心部に最高温度をもってくる場合が多い。

タービン翼は回転するため円周方向に平均化された温度に影響されるが、タービン翼入口に設置してあるノズルの場合は燃焼器出口断面での局所最高温度が寿命を決定する。タービン入口ガス温度を高くした最近のガスタービンではこのノズル（Nozzle）も空気吹出しによって冷却を図っているがこの冷却空気はタービン入口ガス温度を低下させるので注意が必要である。

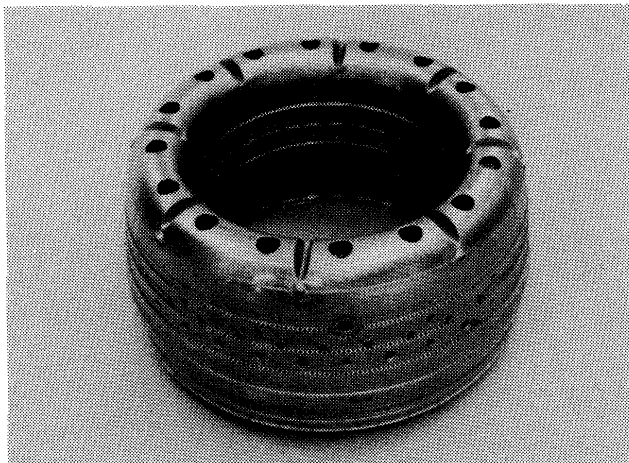


図 2.6 FJR710/600エンジン燃焼器ライナ

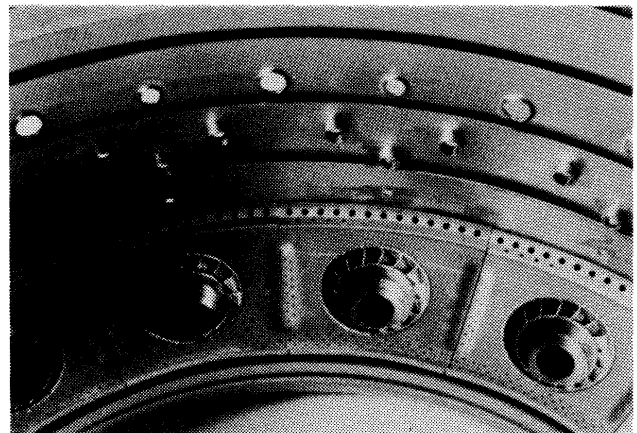


図 2.7 FJR710/600エンジン燃焼器ライナ保炎器周辺

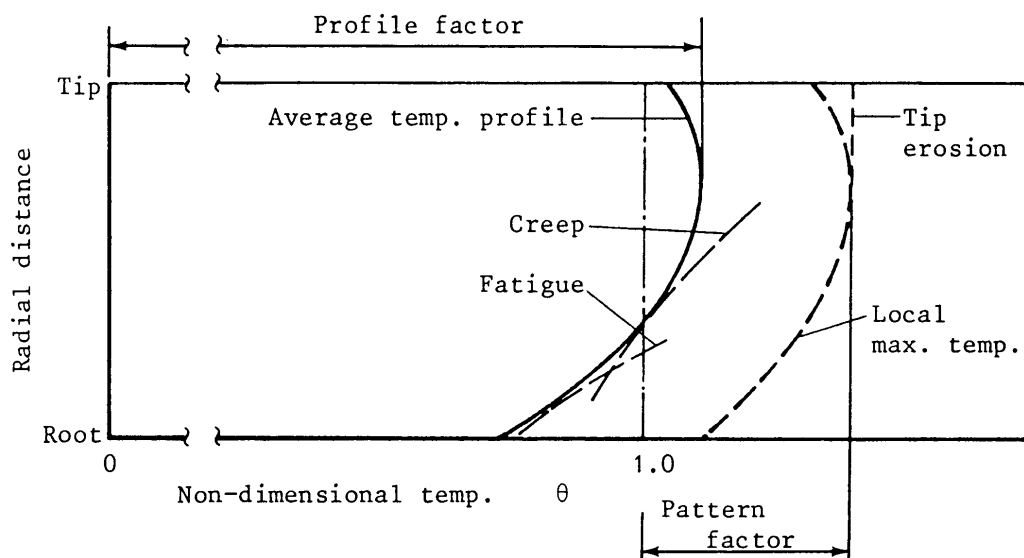


図 2.8 燃焼器出口無次元化温度分布と温度分布の限界を与える材料強度影響因子

2.3.2 蒸発管形式燃焼器

蒸発管形燃焼器の特性を調べるため製作した模型断面図と蒸発管を植え付けた隔壁板を図2.9に示す⁷⁾。これは横幅324mm、高さ70mmの箱形ライナの中にT字型蒸発管を4本取付けたものでそれぞれの蒸発管の根元に2個ずつの空気筒を設けたものである。蒸発管寸法は図中に示す。試験に用いた箱形模型(2.5.1参照)の側壁板をはずした写真を図2.10に示す。この性能などについては第5章などに記す。

実用エンジンに採用した蒸発管特性についてはSotheran(1983)^{8,9)}が報告している。それによると低負荷条件での燃料の微粒化・蒸発性能はかなり悪いことが示されている。反面、これによる保炎領域の温度上昇抑制効果が鈍頭部の冷却構造簡略化に貢献していると判断される。

2.3.3 噴流保炎形式燃焼器

図2.11は噴流保炎形式燃焼器として製作したセクタ(Sector)形模型(2.5.1参照)、呼称AS125¹⁰⁾の断面図である。72°セクタに6本の燃料予混合気噴流管と鈍頭頂部に1個の着火用噴射弁を備えている。外筒などはFJR710/20の燃焼器の形状と同じで一部燃料供給部のみを改造している。図2.12には環状ライナ模型外観を、第6章図6.4にセクタ模型のライナ外観を示す。図2.12の(a)は図2.11の燃焼器を環状化したもの¹⁵⁾、同図(b)はその噴流空気量割合を大きくし高性能化を図った形式である。後者は高圧条件試験の際に32個の混合気管のひとつが境界層部分で逆火が検知され、この種の予混合燃焼の困難さを実証した。これらの形式の燃焼器に対する特性の詳細は航技研資料¹¹⁻¹⁵⁾として報告されている。

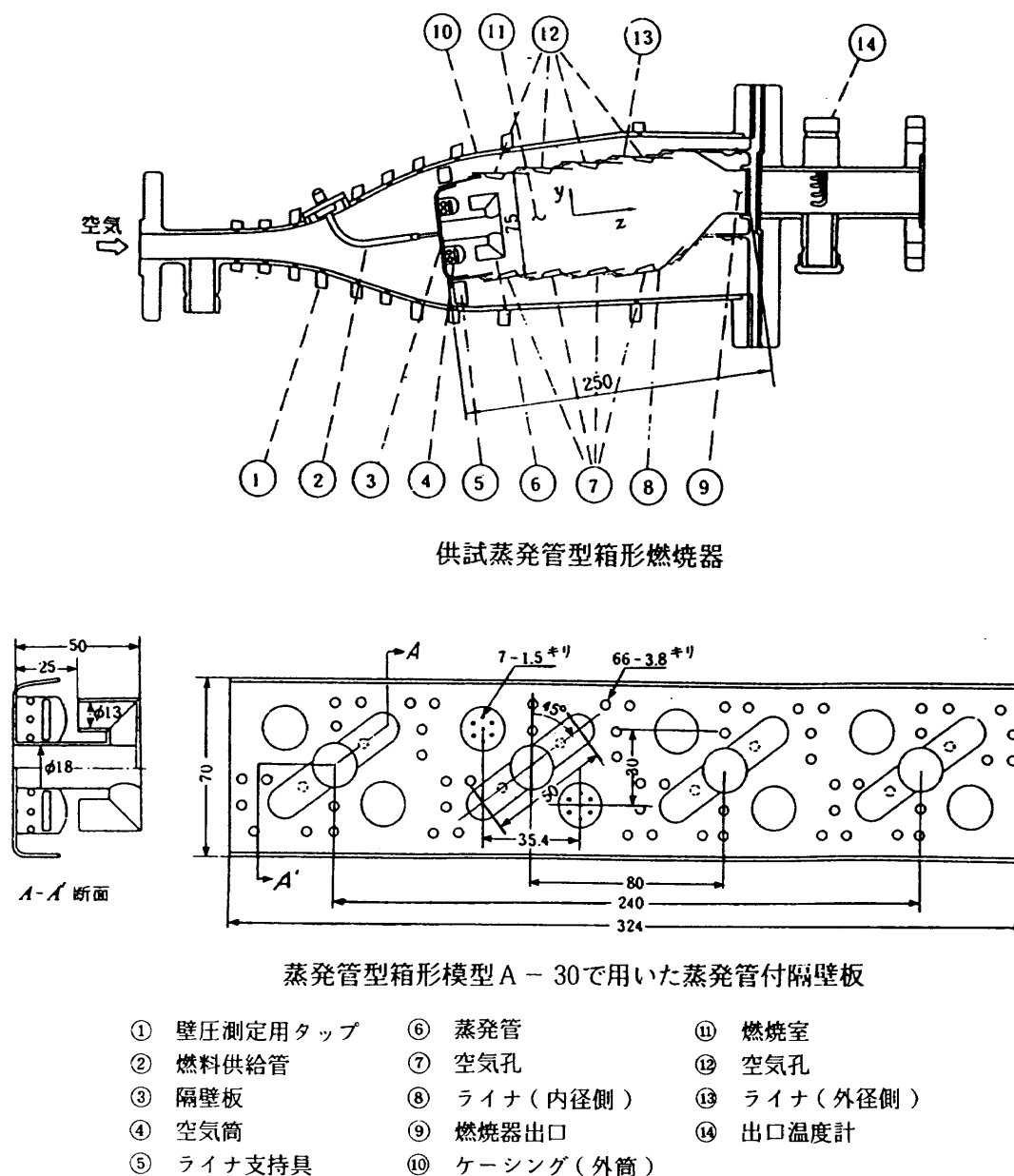


図2.9 蒸発管付き燃焼器模型断面図および隔壁板

2.3.4 再熱燃焼器 (Reheater, Afterburner)

ジェットエンジンでよく用いられる再熱燃焼器の主要3形式を図2.13に示す¹⁶⁾。

この種の燃焼器では燃料を噴霧した下流に保炎器を設ける。図2.13(a)はタービンの下流の燃焼ガス中で保炎させる

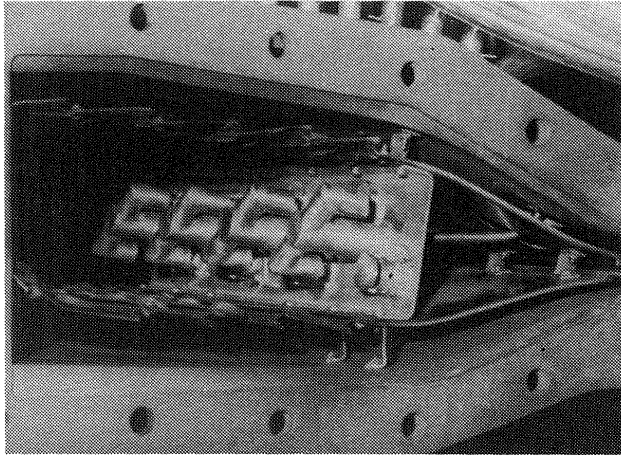


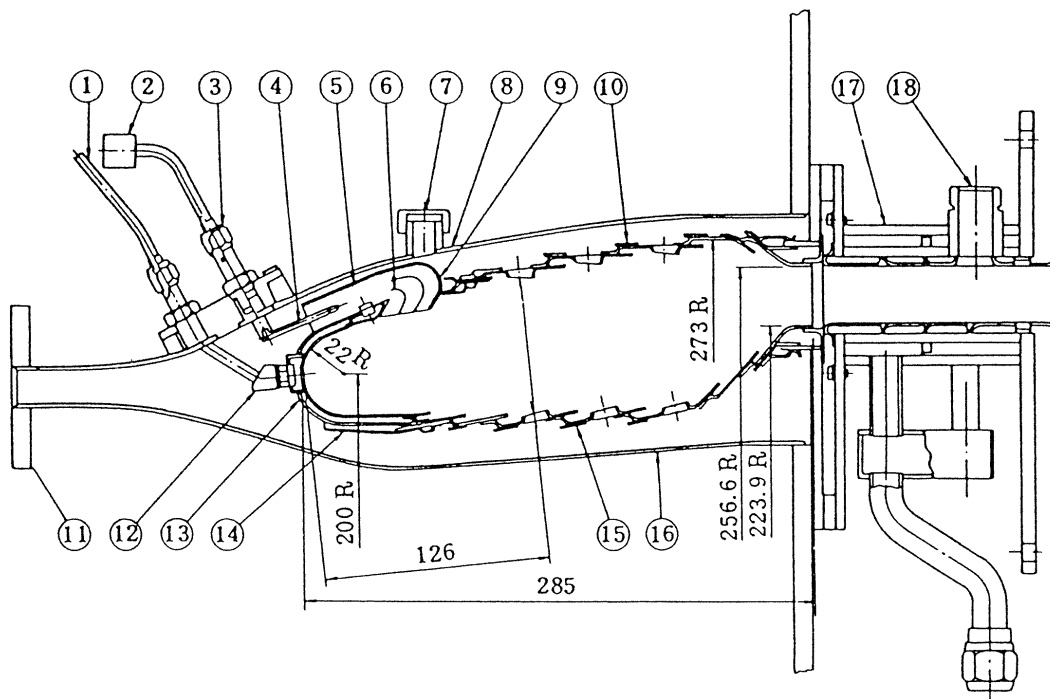
図 2.10 蒸発管付き箱形燃焼器模型

ため酸素は低下しているが、流入ガスは高温であり燃焼は比較的容易である。図2.13(c)の場合は酸素濃度の低下していない空气中に保炎器がある燃焼であるが、流入気流が低温であるため、燃料の気化や保炎が困難である。図2.13(b)は上記2種の間中間の形態で、(a)、(c)両者の欠点を補う設計を行う必要がある。

これらの再熱燃焼器の燃料供給と保炎の基本方式は図2.14に示すように多数の噴孔を設けた環状の燃料供給管から液体燃料を燃焼ガスもしくは気流中に噴射し、その下流に保炎用のガッタ (Gutter) を置くことが最も一般的である¹⁷⁾。

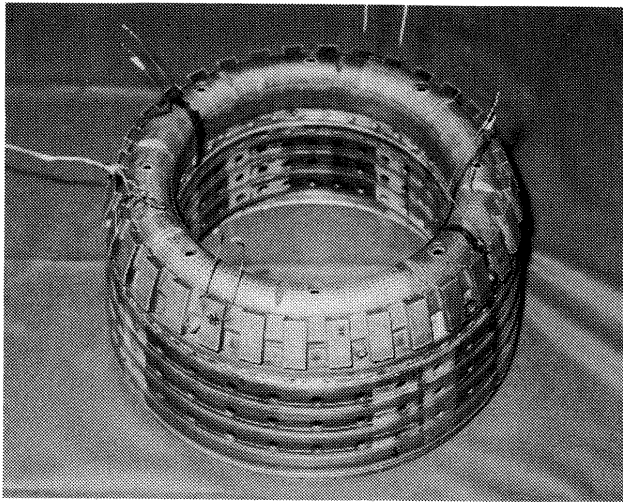
アフターバーナの保炎器実例を図2.15に写真で示す。これらはロシアの軍用機の排気口から見たものである。図2.15(a)のように保炎器を環状に数本配置したものと同図(b)のように半径方向に放射状に配置したものがある。

産業用のガスタービンでは再熱ガスを軸出力として利用するため再熱燃焼器の後部にタービンを設置する。この場合には主燃焼器と類似の形状の再熱燃焼器を用いる。発電用の目的で開発・実証運転を行った再熱(レヒート, Re-

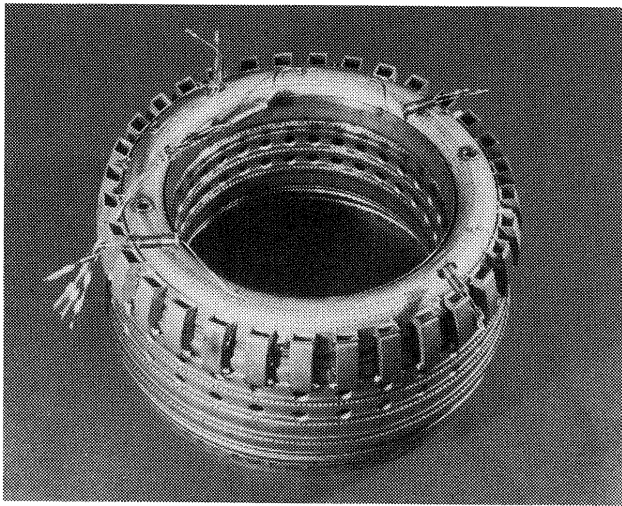


- | | |
|------------|-------------------|
| ① 着火用燃料供給管 | ⑩ 外側ライナ |
| ② 主燃料マニホルド | ⑪ 入口フランジ |
| ③ 主燃料供給管 | ⑫ 着火用燃料噴射弁 |
| ④ 主燃料ノズル | ⑬ 鈍頭部 |
| ⑤ 空気ダクト | ⑭ 鈍頭全圧回復板 |
| ⑥ コーナーペーン | ⑮ 内側ライナ |
| ⑦ ライナ止ピン | ⑯ 内側ケーシング |
| ⑧ 外側ケーシング | ⑰ 計測ダクト(水冷ジャケット付) |
| ⑨ 噴射管 | ⑱ 出口温度計測座 |

図 2.11 気流微粒化方式噴流保炎型燃焼器セクタ模型断面

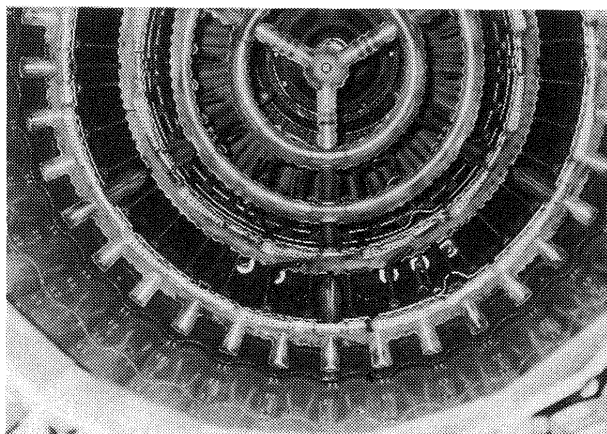


(a) 環状燃焼器ライナ AS260

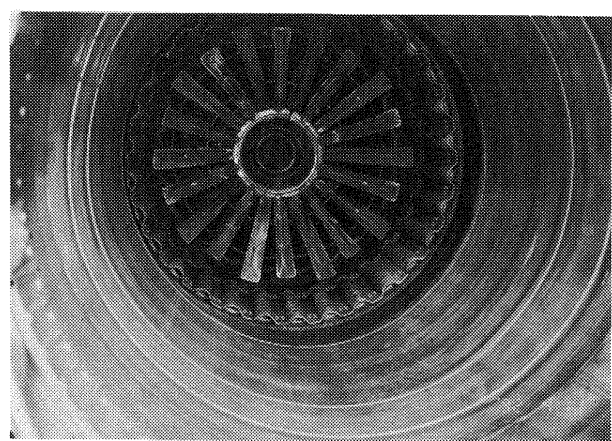


(b) 環状燃焼器ライナ AS350

図 2.12 気流微粒化方式噴流保炎型燃焼器環状模型外観



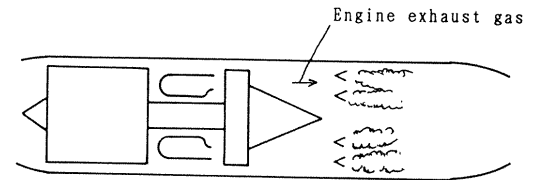
(a) 環状保炎器



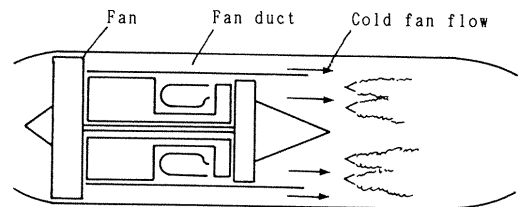
(b) 放射状保炎器

図 2.15 戦闘機用アフターバーナ

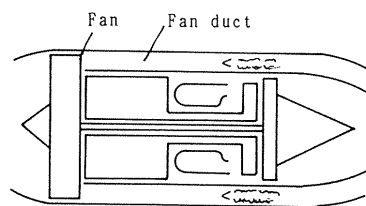
heat) サイクルガスタービン¹⁸⁾の例を図2.16に示す。これはメタン (Methane) を主成分とする天然ガスを燃料としたもので、再熱器に設計点で流入するガスが低酸素(約12%)、高温(1020K)であることに特徴がある。



(a) Turbojet afterburner



(b) Turbofan mixed-flow afterburner



(c) Turbofan duct burner

図 2.13 航空エンジン再熱器の主要配置例

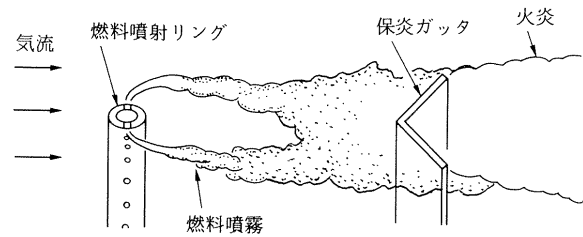
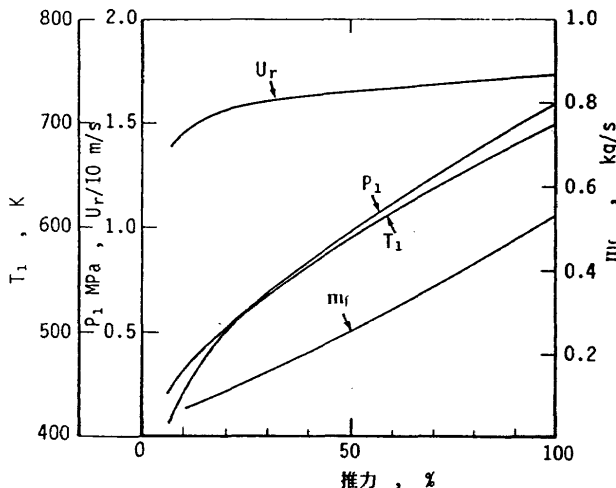


図 2.14 再熱燃焼器ガッタ型保炎器の保炎法

2.4 燃焼器性能と試験

ここでは燃焼器の全体性能を評価する上で測定しなければならない一般的な項目および特性値などを記す。スワラ、燃料噴射弁あるいは冷却構造など個々の構成要素に関



FJR710/600エンジンの燃焼器作動特性
(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)

図 2.17 FJR710/600 エンジンの燃焼器作動条件

に起因する不安定燃焼，異常燃焼，火炎伸長などがおきると過熱・焼損により重大な影響を受けることになる。これらのことから風速は燃焼器特性を示す代表的パラメータとして用いる。

(2) 空燃比 n (燃空比 f) または当量比 ϕ : 燃焼器の温度上昇や吹消え範囲，燃焼効率などに最も影響を与える燃料と空気の混合比は次のパラメータによって表現される。

$$\text{空燃比 } n = m_a / m_f$$

$$\text{燃空比 } f = m_f / m_a = 1/n$$

$$\text{当量比 } \phi = f / f_{st}$$

ここで m_a と m_f は空気と燃料の単位時間あたりの質量流量，添字 st は量論比 (理論混合比，Stoichiometric ratio) を示す。 n は欧州系の論文に，また f は米国の論文などによく見られる。 ϕ はそれぞれの燃料の量論比を基準にした無次元数であるため，燃料種類の異なる場合などの特性の相互比較に好都合である。

産業用ガスタービンでは工業炉などでは空気比または空気過剰率¹⁹⁾もよく用いられる。これは，もともと量論空気量に対し何倍の空気を用いるかを表わした数値で，上記の表現との関係は，

$$\text{空気比 } \lambda = \frac{n}{n_{st}} = \frac{f_{st}}{f} = \frac{1}{\phi} \quad (2.1)$$

である。空気過剰率は量論比以上の空気を % で言うもので例えば空気比 3 の場合，空気過剰率は 200% である。ただし空気過剰率として空気比をそのままいう場合もあるので注意しなければならない。

(3) 燃焼器入口温度 T_1 [K]: 燃焼反応は初期温度に大きく依存するため燃焼器入口温度は性能評価上，燃焼安定性，負荷率，排出特性，耐久性などを検討する上で最も重要なパラメータである。またコアエンジンのほとんどすべてが

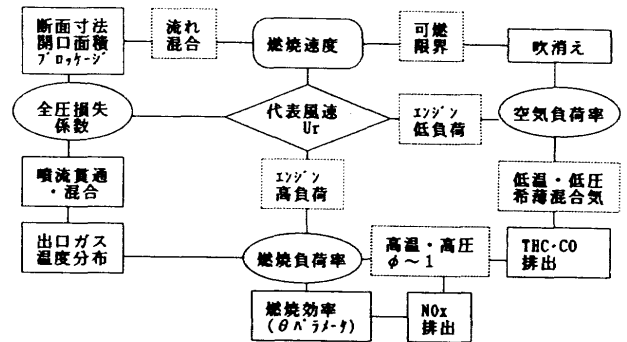


図 2.18 燃焼器設計における代表断面風速のかかわり

単純サイクルである航空用ガスタービンでは圧力比の増加に伴って高い T_1 となる。高空での再着火条件のときは氷点下の温度条件となる [第 3 章 3.2 参照]。燃焼器で取り扱う流れは十分遅いので T_1 は特に断らない限り全温として示す。

(4) 入口圧力 P_1 : 正確には燃焼器入口直前の全圧を示すが，燃焼器を議論する場合，燃焼室内圧力も近似的にこれで代表することが多い。圧力噴射弁を用いた燃焼器では燃料供給圧力との差圧で燃料吐出量と微粒化性能が決定的となるため燃焼室内圧力は重要である。また P_1 は燃焼器の圧力損失を評価する基準となるほか，燃焼火炎のふく射や排煙特性にも大きく影響する。

(5) 温度比 T_2/T_1 : 燃焼器出口 / 入口でのガス体積比の概略を示すため一般に後述の全圧損失係数に密接にかかわるパラメータである。

(6) 温度上昇 ΔT : 燃焼器の目的は ΔT を十分供給燃料に見合った値に到達させることである。燃料の種類が決まれば完全燃焼した場合，ほぼ T_1 と空燃比 n により理論値が算出できる²⁰⁾。すなわち燃焼器入口での空気のエンタルピを h_a ，燃料のもつ化学的エンタルピ，すなわち発熱量を h_u ，燃焼ガスのエンタルピを h_p とすると，近似的に

$$m_a h_a + m_f h_u = (m_a + m_f) h_p \quad (2.2)$$

ここで燃料量は相対的に少ないため，化学反応開始前にもつ燃料としての物理的エンタルピは無視する。これより

$$\frac{m_a}{m_f} = n = \frac{h_u - h_p}{h_p - h_a} \quad (2.3)$$

または

$$h_p = \frac{nh_a + h_u}{(n+1)} = c_p T_2 \quad (2.4)$$

これより空燃比 n ，入口空気エンタルピ $h_a (=c_p T_1)$ ，燃料の発熱量 h_u がわかれば燃料ガスのエンタルピ h_p ，すなわち燃焼ガス温度 T_2 が求められる。空気や燃焼ガスのエンタルピなどは計算値が表によって出版されている²⁰⁾。

2.4.3 燃焼性能因子

燃焼器の性能を示すパラメータとして次のものが使われる。

(1) 燃焼効率 (Combustion efficiency) η [%]

通常、燃焼器の燃焼効率は供給した燃料のもつエネルギーを完全に熱に変換できたかを示す尺度である。したがって燃料効率という場合もある。一次燃焼領域など燃料の濃い場所では酸素が消費尽くされ残存燃料を燃焼させ得ないこともおきる。そのような状況では酸素消費効率 ϵ が便利である。この値は量論比以下の当量比条件では燃焼効率と同じで、残存酸素 0% の場合は $\epsilon = 100\%$ である。

燃焼効率を求める際は、燃焼器入口 / 出口のガス温度を測定して算出する方法と出口のガスを採取分析して求める方法とがある。

ガス温度測定による方法では燃焼器入口での流入空気のエンタルピと燃焼器出口での燃焼ガスのエンタルピとの差を燃料のもつ熱量（化学エンタルピ）に対する割合として求める。すなわち

$$\eta_b = \frac{h_p(m_a + m_f) - h_a m_a}{(h_u \cdot m_f)} \times 100 \quad (2.5)$$

で計算される。ここで、 h_a 、 h_p は文献²⁰⁾ などから、あるいは温度計で測定した温度とそれぞれのガスの比熱により求める。 h_u としては燃料の低位発熱量を用いる。一般的によく用いられる灯油系燃料では 42.8 MJ/kg (10220 kcal/kg) である。

採取ガスの分析によって求める燃焼効率の場合は

$$\eta_c = \left\{ 1 - \frac{(\text{未燃焼ガスの発熱量})}{(\text{燃料の持つ発熱量})} \right\} \times 100 \quad (2.6)$$

である。詳細は第 7 章に述べる。

(2) 燃焼負荷率、または熱負荷率 L_b [W/m³ atm^k]

これは燃焼器内での熱発生を示す尺度である。

$$L_b = Q_b / (VP)^{\kappa} = (\eta_b m_f h_u) / (VP)^{\kappa} \quad (2.7)$$

と定義される。ここで Q_b 、 V および P はそれぞれ燃焼室内熱発生率、燃焼室内容積および圧力である。SI 単位のみまに厳密に従えば atm は用いないのでその際には P として燃焼器内圧力を大気圧で除した比を用いるのが妥当である。 P は便宜上燃焼室入口全圧 P_1 をとることが多い。 P のべき指数 κ は 1 ないし 1.8 あるいは 2 などの値をとる。この詳細は第 5 章に述べる。

次に述べる吹消え限界を示す空気負荷率同様、反応律速を表わすパラメータであるため式的形は似ている。このパラメータが大きくなりすぎると燃焼効率の低下を示すことから Lefebvre は θ パラメータとして燃焼効率を表わす式を提示している⁴⁶⁾ (第 5 章参照)。

(3) 空気負荷率 L_a [kg/(s·m³·atm²)]

燃焼負荷率が設計点での燃料負荷または熱発生能力を主として意味するのにに対し、空気負荷率は吹消えの限界を示したものである。Longwell ら²¹⁾ は反応律速条件下の吹消えは空気負荷率と称するパラメータ $m_a (VP^{1.8})$ で整理できることを示した。すなわち、400 K の気流中で炭化水素

燃料の混合気を燃焼させると当量比のみの関数になることを示した。

$$La(\phi, T_1) = \frac{m_a}{VP^{1.8}} \quad (2.8)$$

空気負荷率は入口空気温度への依存度が大きいことから、Herbert (1957)²²⁾ は

$$La = \frac{m_a}{\{VP^2 \exp(T_1/C_t)\}} \quad (2.9)$$

と定義した。ここで、 $C_t = 220 \{ \sqrt{2} - |\ln(\phi/1.03)| \}$ で当量比条件による入口空気条件への補正を示す。燃焼器設計時に、燃焼領域許容最大空気流量を示す尺度として空気負荷率 La が用いられる²³⁾ が、実際の設計寸法などは作動条件などの余裕をもたせて限界となる空気負荷率が数分の一となる値を用いる²⁴⁾。その逆数を Longwell ファクターという。

(4) 全圧損失率 σ ($= \Delta P/P_1 \times 100$) [%]

燃焼器入口全圧に対する燃焼器前後での全圧損失 ΔP の割合を示す。しばしば σ で示されるこの値は設計値として許容値達成を要求される。しかし、この値は一般に燃焼器試験条件（例えば T_1 、 P_1 あるいは U_r の違い）で値が異なり、個々の設計条件へ換算が必要である。要素試験段階では風速、圧力、入口温度などの実験条件を変えた試験を行うが、それらの実験条件にほとんど依存しない次の全圧損失係数が便利である。

(5) 全圧損失係数 $\Delta P/q$

ここで q は代表断面（通常、最大断面）平均風速 U_r の動圧 $1/2 \cdot (\rho_a U_r^2)$ を示す。全圧損失係数として ϕ の記号を用いることがあるが、当量比も ϕ を使うことが一般的なので、混同を避けるためここでは全圧損失係数は $\Delta P/q$ と記す。 $\Delta P/q$ はほぼ燃焼器形状と温度比 T_2/T_1 のみの関数である²⁵⁾。すなわち、

$$\Delta P/q = C_1 + C_2 \left(\frac{T_2}{T_1} - 1 \right) \quad (2.10)$$

ここで最初の係数 C_1 は燃焼器形状によって生ずる全圧損失係数で通風時に測定できる。二番目の係数 C_2 は燃焼によるガス膨張など発熱によって生ずる効果に基づく定数で発熱の場所、燃焼に起因する流入気流分布の変化などに依存する。

燃焼器の形態によっては必ずしも上記の傾向に一致しない場合もある。

(6) 出口燃焼ガス温度分布

燃焼器出口ガス温度はタービンの寿命を決定的にするため次のパラメータで要求評価される。

温度不均一率 (Pattern factor, 図 2.8 参照)。

$$\delta_{t2} = \frac{T_{max} - T_2}{T_2 - T_1} \quad (2.11)$$

ここで T_{max} は燃焼器出口断面上で計測した最高の局所温

度である。また次のパラメータも回転するタービンにとって耐久性を左右するものとして使用される。

形状係数 (Profile factor)

$$\delta_t = \frac{T_{mr} - T_1}{T_2 - T_1} \quad (2.12)$$

ここで T_{mr} は燃焼器出口面任意半径位置の周方向平均値での最高温度である [図2.8参照]。

2.4.4 排出特性関連因子

大気汚染成分の一酸化炭素 (CO), 全炭化水素 (THC; Total hydrocarbon, UHC; Unburned hydrocarbon ということもある) あるいは窒素酸化物 (NOx, ノックスと読む) などの排出量は体積濃度 [単位 ppm あるいは %] または次に示す排出指数で表わす。

(1) 排出指数 (Emission index)

排出指数は単位燃料あたり生ずる大気汚染物質のグラム数を示すものである。成分Aの排出指数を $EI(A)$ と表すものとする、汚染大気物質の体積濃度が X_A [ppm] のとき排出ガス体積は $(m_a + m_f)/M_g$ であって

$$EI(A) = (n+1) \frac{M_A}{M_e} \frac{X_A}{1000} [g(A)/kg_{fuel}] \quad (2.13)$$

で表される。ここで n は空燃比, M_A および M_e はそれぞれ成分Aおよび排出ガスの分子量である。ガスタービンの場合には排出ガスの稀釈率が出力によって大幅に異なるため、排出指数による表現が妥当である。航空機に装着したエンジンからの排出評価の際は以下に示すEPAPの表示が用いられる。

(2) EPAP (イーパップまたはイーピーエービーと読む)

EPA パラメータ, すなわち EPAP はエンジンの稼働標準モードである LTO サイクル (Landing and Take-off duty cycle) あたり, 単位推力あたりの汚染物質排出 g 数 Dp [g] を表わすものである。

成分AのEPAPは定格離陸推力を F_{00} [kN], 運転サイクルの各推力割合とモード (Mode) 時間をそれぞれ R_i と t_i とすると

$$\begin{aligned} (EPAP)_A &= \frac{\sum_i \{EI(A)_i / 1000 \cdot F_{00} R_i (SFC)_i t_i\}}{\sum_i (F_{00} R_i t_i)} \\ &= \frac{1}{1000} \frac{\sum_i \{EI(A)_i \cdot R_i (SFC)_i t_i\}}{\sum_i (R_i t_i)} \quad (2.14) \end{aligned}$$

$T_2 \sim T_4$ クラスのエンジンに対する LTO サイクル各モードにおける推力割合と時間は表 2.1 に示す。ここで, SFC はエンジンの燃料消費率 (1.3.2 参照) である。現用のエンジンに対する排出規制はこの EPAP に基づいて規定されている²⁶⁾。

このほか、座席・飛行マイルあたりの排出指数を用いる場合もある。

表 2.1 排出評価用 LTO サイクル

モード	R_i [%]	t_i [分]
アイド・N・タキシング	7	19
離陸	100	0.7
上昇	85	2.2
接近	30	4.0
タキシング・アイド・N	7	7.0

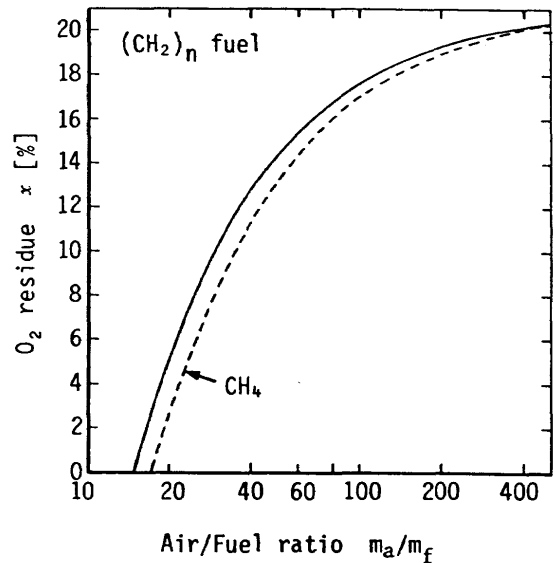


図 2.19 全体空燃比と残存酸素量の関係

(3) 排出ガス体積濃度

産業用ガスタービンなどでは環境庁や地方公共団体による排出ガス規制値が体積濃度で示されている。この場合、排出の直前で空気で希釈することにより規制を逃れるケースの生じないように残存酸素濃度基準を定めている。例えば炭化水素燃料が完全に二酸化炭素と水分に燃焼反応が移行したと仮定した場合の空燃比に対する排気中の残存酸素濃度の関係は図2.19のようである。ちなみに当量比で比較した炭化水素, メタンおよび水素燃料の残存酸素濃度は図2.20のようである。

環境庁ではNOxの排出規制を酸素濃度16%換算で70ppmを規制値とし、東京都は0%換算で100ppm (2MW以上の機種) または150ppm (2MW未満の機種) を規制値としている。欧米ではより高温のTITを前提とした15%の規制値が多い。それらとの比較をするためには換算が必要である。体積濃度同士の換算は簡単で、燃料の種類によらず、次のようである。

排出ガスが $x\%O_2$ でのNOx体積濃度が C_x [ppm], 同様に $y\%O_2$ でのNOx体積濃度を C_y [ppm] とすると,

$$\frac{C_y}{C_x} = \frac{21-y}{21-x} \quad (2.15)$$

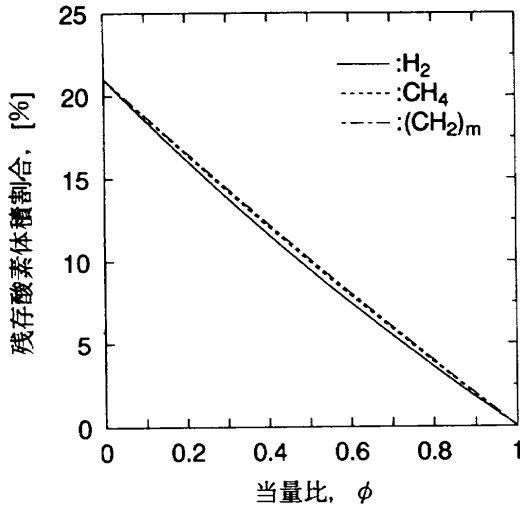


図 2.20 完全燃焼した場合の残存酸素割合

したがって酸素濃度 $y\% \text{O}_2$ での NO_x 値は $21/(21-y)$ を乗ずることにより $0\% \text{O}_2$ 換算の NO_x 値となる。

残存酸素濃度や体積濃度換算式導出などの詳細はこの章末尾の付録 A1 と A2 に記す。

なお、体積濃度表示の NO_x 濃度を排出指数に換算する式はつぎのようである。 $x\%$ の残存酸素濃度条件での燃料 1 モル (Mole) あたりの排出量を $C_x [\text{ppm}]$ とすると、排出指数の定義により

$$EI(\text{NO}_x) = \frac{(\text{排出ガス総モル数}) \times (\text{NO}_x \text{ のモル割合}) \times (\text{分子量})}{(\text{単位燃料質量流量} [\text{kg}])}$$

$$= 1000 \left(\frac{21}{21-x} \right) E \cdot C_x \frac{M_{\text{NO}_2}}{M_{\text{fuel}}} \quad (2.16)$$

ここで E は量論比燃焼のときの燃料 1 モルあたりの排ガス量であり炭化水素燃料 C_nH_{2m} では

$$E = n + m + \frac{0.79}{0.21} (n + m/2) \quad (2.17)$$

である。図 2.21 に代表的な燃料の体積濃度と排出指数の関係を示す。

(4) 排煙濃度 SN (Smoke number)

これについては ICAO (国際民間航空機構; International Civil Aviation Organization), EPA (米国環境保護庁; Environmental Protection Agency) などが AIA に準拠して計測法を規定し、また規制値を設定している²⁷⁾。原理的には排出ガスをフィルター紙に通し、炭素の付着によって生じた黒度を吸光計により測定するものである²⁸⁾。他の測定法との換算関係を示した文献がある。

2.5 燃焼器の試験および寸法効果

燃焼器は設計後、必ず模型の試作と燃焼試験を行い性能の確認と改良を行う。その経過を経てエンジン実機に搭載

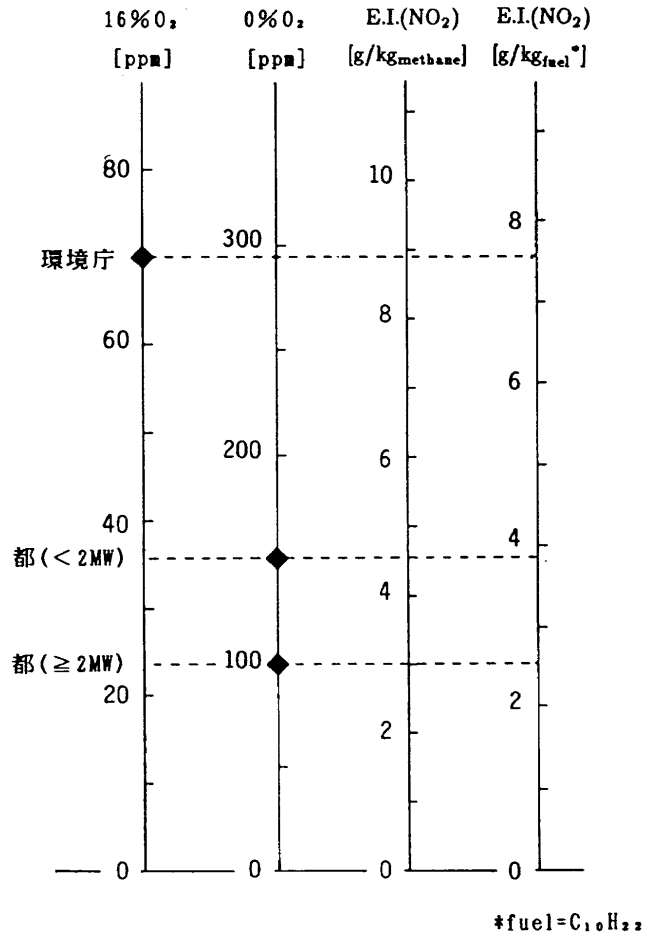


図 2.21 排出ガスの体積濃度と排出指数との関係

する燃焼器の仕様決定と製作を行う。

2.5.1 現寸模型による試験

ガスタービンエンジン燃焼器を開発するとき、一般的には最初圧縮機やタービンとは組合わせず、燃焼器単独での要素開発試験を行う。それは各要素を組合わせた試験機では測定可能項目に限られ、期待性能が達成されない場合、どの要素に問題があるかが判明しにくいからである。

中小出力エンジンでの単筒あるいは多筒形燃焼器の場合には、ひとつの実寸法筒形燃焼器を試験することが多いが、環状燃焼器あるいは大型の筒形燃焼器の場合は、大規模試験装置製作が多額の投資を必要とすることからそれぞれ部分模型あるいは縮小模型を使うことが多い。後者については次項に詳述する。

FJR710 エンジン燃焼器を開発した時に用いた環状模型の部分模型を主軸に垂直な断面形によって区別すると図 2.22 に示すように箱形と扇形 (セクタ) に分けられる。

箱形としたスワール保炎方式燃焼器の見取図を図 2.23 に示す。これと環状模型による試験との特徴の比較を表 2.2 に示す。箱形は製作、改造と観察のし易さが開発における最大のメリットである。しかし当然のことながら環状燃焼器の内径側、外径側のライナ面積比が異なり、その差異に

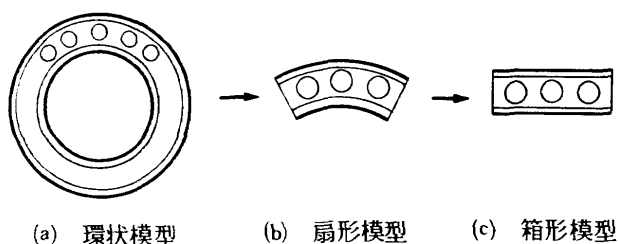


図 2.22 環状燃焼器の部分模型

十分の推察を図ることが重要である。

セクタ形燃焼器は実機燃焼器の部分であることから実機の代表的な一部分の性能を示すと考えがちであるが、現実には両側面の壁が大きく影響する。すなわち、側壁は環状の旋回方向流れを遮り、熱的には Heat sink となる。したがってスワラ方式の環状燃焼器のセクタ模型では側壁に近いスワラ部分の特性は信用できない。この点では箱形模型も同一である。側壁に観察用の窓を設けても箱形模型の場合よりもはるかに観察が困難である。模型両端の特性

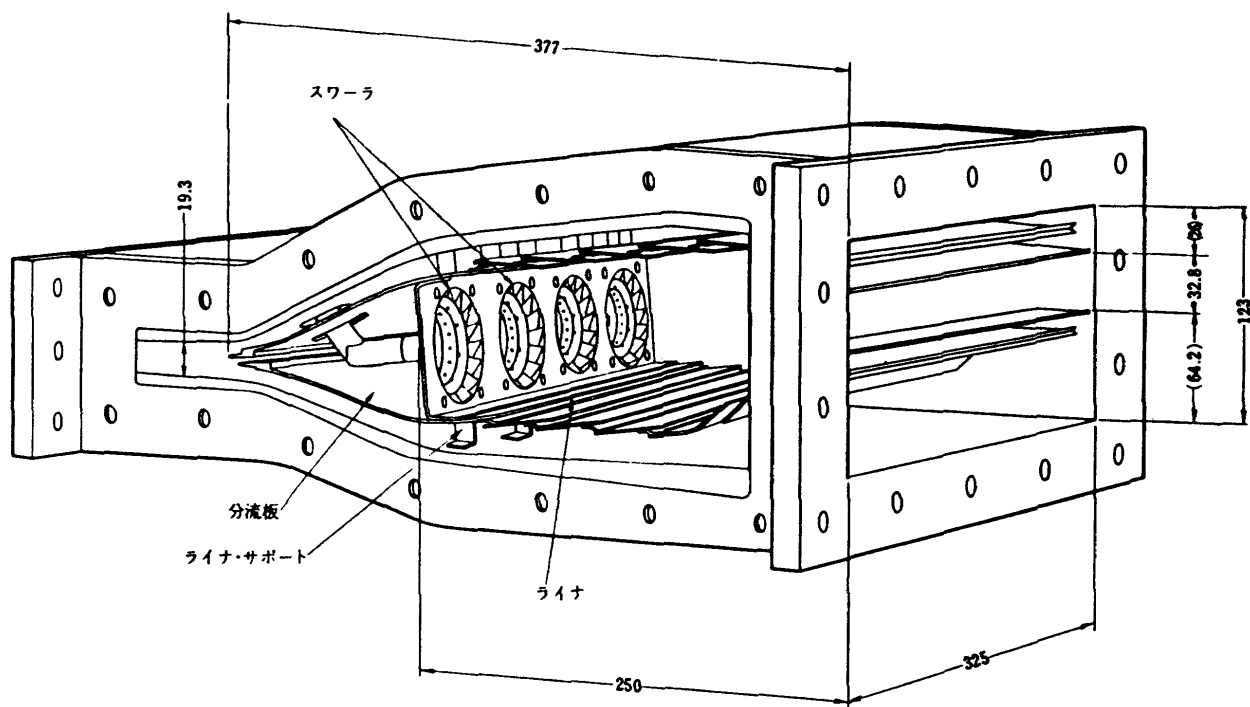


図 2.23 箱形燃焼器

表 2.2 燃焼器開発に用いる模型とその特徴

	箱 形	扇 形 (セクタ)	環 状
製 作 計 測	容易, 手修正可, 安価 側壁などを設けることができ観測が容易 計測プローブを2次的に走査できる	高価 (環状をつくって分割) 箱形と環状の間	高価 ライナの空気孔部以外からは火炎の状況が観察できない
現 象	側壁の影響あり 内径側 / 外径側ライナの面積比が合わせられない	側壁の影響あり 旋回流の影響が環状の場合と異なる	燃焼室内空間位置が定めにくい 保炎状況など観察困難 円周方向の変化把握は容易
FJR710燃焼器 開発での装置	大気圧試験で150kWプロ ワ	大気圧試験は同左 高圧試験では外筒ごと収納する耐圧ケーシングが必要 FJRでは30m ³ (50atm) の貯気槽を用いたブローダウン方式で20気圧までの試験	12気圧までの試験で14,000kW の圧縮機を用いた

の異常なスワラ火炎を見て代表的な燃焼状態であると誤認することがある。燃焼器内部のガス温度や組成計測の場合にも後述（第7章8節）のように特殊な走査機器が必要となる。

液体燃料を用いる燃焼器の設計点と異なる圧力条件での実験は、模型の形状の如何にかかわらず噴射弁の微粒化特性に注意する必要がある。すなわち、一般に燃焼器性能試験は空燃比を実機条件と合わせた条件で行うが、設計点より低い圧力の試験では空気の質量流量が少ない。そのため圧力噴射弁を用いたタイプの燃焼器では噴射弁1個あたりの吐出燃料流量が少ないため燃料噴射角や微粒化粒径が設計点での状態と著しく異なる。それら燃料噴霧特性の劣化は性能試験目的である燃焼性能や出口ガス温度分布に最も大きな影響を及ぼすことから十分留意しなければならない。対策としてその供試圧力条件に応じて噴霧角と噴霧粒径を同等に設計した小容量の燃料噴射弁を用いる。

燃焼器内部の温度、流れ、ガス組成は一般に極めて複雑であるがいくつかの実測例がある^{10,29,30)}。

2.5.2 スケールモデル (Scale-model) による試験

実用の燃焼器を開発するにあたって試験装置規模の関係から寸法縮小モデルでの試験を余儀無くさせられることがある。例えば高効率ガスタービンの開発研究に用いた1/2寸法燃焼器ライナを原寸のものと比較して図2.24に示す。燃焼器のスケールモデル試験については、古くから完全な相似は成立しないものの目的によっては十分な役割を課すことが知られている³¹⁻³³⁾。

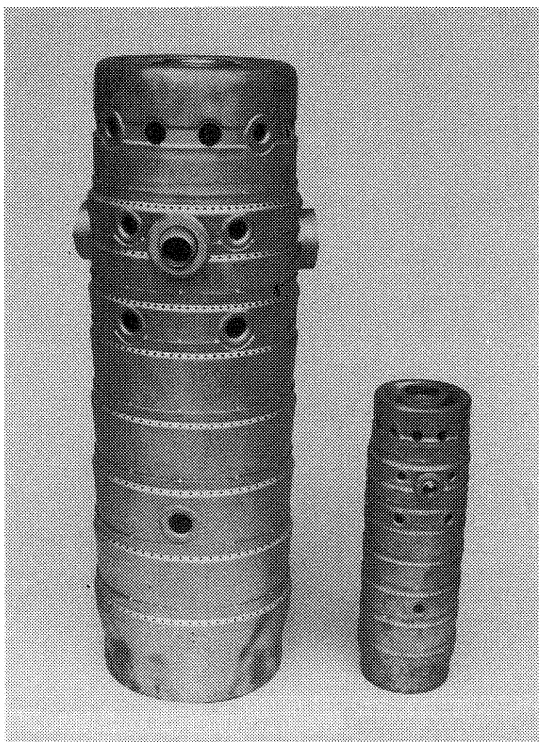
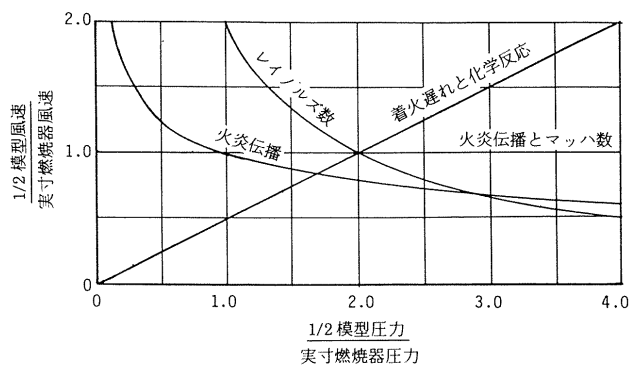


図 2.24 原寸と1/2縮小の筒形燃焼器ライナ

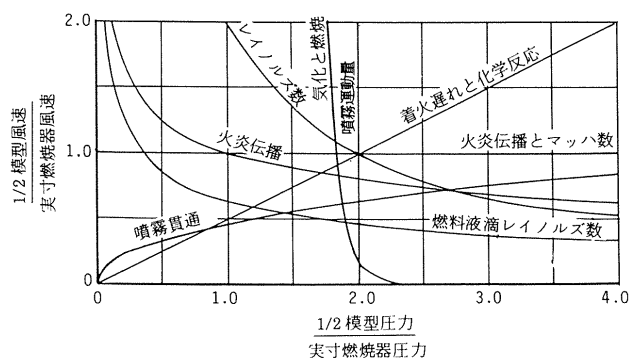
ここで Stewart³¹⁾ による1/2の寸法の燃焼器に対する検討結果を紹介すると、次のようである。図2.25(a)は蒸発形、あるいはガス燃料を用いた場合、図2.25(b)は燃料圧力噴霧形燃焼器の実験を行った場合のそれぞれの曲線などで示した特性が同等となる要求供試条件を示す。

図2.25(a)の場合、風速を原寸模型と同一にとり、供試圧力を原形設計点の2倍の圧力でかつ同等の風速で試験を行えば、流れを特徴付けるRe数、着火遅れや化学反応が同等となり、火炎伝播がほぼ近くなるため実寸燃焼器の特性が1/2寸法の燃焼器で実現できることを示している。同一圧力で試験した場合には、Re数が合わないため乱流混合等に起因した現象は、2倍の風速にしないと合わず、化学反応現象は逆に1/2の風速にしないと合わないことを示している。

燃料圧力噴霧形燃焼器の図2.25(b)の場合には燃料の微粒化、蒸発、混合現象が加わるためきわめて複雑となる。大気圧で実機と同風速で試験したとき火炎伝播がかるうじて同等とみなせる程度である。しかし著者らの経験では燃料噴射弁の容量を注意深く選定、使用すれば噴霧のモーメント効果を合わせることができ、断面風速を変えて試験をすることにより反応、液滴の蒸発燃焼の状態を知ることは可能である。



(a) 気流微粒化型もしくはガス燃料燃焼器



(b) 圧力噴射弁使用燃焼器

図 2.25 燃焼器模型のスケーリング

2.6 代表的エンジンと燃焼器

上記ではガスタービン燃焼器の一般的な事柄を記述した。ここで燃焼器の歴史的発達を文献^{34)~41)}より概観し、また現在の代表的エンジン燃焼器を示し、現状の技術レベルを把握してみる。

2.6.1 歴史的発達

ガスタービンは歴史的に始め地上動力（主に発電）用として考察、開発された³⁴⁾が、1940年前後を契機に航空用エンジンとして急速な発達を遂げた。

はじめガスタービンが工業的動力源として試作、運転されたのは1872年、ドイツの Stolze に始まると考えられる。その構造は、今日のガスタービンの主要な要素である軸流の圧縮機とタービンを備えている³⁶⁾。これはプロシア政府の特許をとっている。

その後、理論ではあるがイギリスの Parsons, C.A. はガスタービンの原特許（英：No.6735）をとっている。フランスの Lemale, C. と Armengaud, R. は1901年と1903年に特許を取得し、Brown Boveri 社にガスタービンを製作させた。圧縮機は当時圧縮機の権威であったラトーに設計を依頼し、4000rpm、300ps（ \approx 馬力）のものを試作運転した。またフランスの Karavodine はパリで爆発（間欠燃焼）型燃焼器をもつ2psのガスタービンを試作した。最近でもパルス燃焼をガスタービンへ応用する試みがみられる^{42)~45)}。

ドイツの Holzwarth は1910年頃、10MW の大型の発電装置を完成させた。圧力は3.5気圧、熱効率は12.5%だったといわれる。スイスの Brown Boveri 社は Velox ボイラにおいてガスタービンを使った加圧通風に成功した。アドルフマイヤーが1939年 I Mech E や ASME で報告したところによると、圧縮機は10~12段の車内流、タービンは4~5段の反動型であったと言う。TIT（タービン入口ガス温度）は815°Cで総合熱効率は22~26%に達した。1939年に製作した4MWの非常用発電装置では発電端効率が17.4%に達していた。

航空用としては英国の Whittle, F. が1930年に特許をとっている。その概要図を図2.26に示す。

しかし実際のガスタービンによるジェットエンジンの開発と飛行はドイツの方が早かった。航空用ガスタービン燃焼器として、ドイツの Hans Joachim Pabst von Ohain が最初、水素を燃料とする燃焼器を考案し、1936年8月に Heinkel 社がその試作を開始、1937年3月、推力2.45kNのエンジンの始運転を行った。その後燃料をガソリンに変え推力4.89kN、質量360kgの HeS-3B エンジンとして完成させ、1939年8月27日、機体 Heinkel He178 で史上初のターボジェット推進飛行を行った。そのエンジンの燃焼器は環状で圧力噴射弁を備えていたが保炎領域の混合を良好にするため燃焼室内に花卉状の突起板を設けていた⁴⁰⁾。実用段階まで開発され、大量生産されたものは、同じドイツの Junker 社の Jumo004 および Bayerishce Motoren Werke 社の BMW003 エンジンである。ドイツの敗戦まで5000台以上生産された³⁷⁾。Jumo004は図2.27に示すような筒形の燃焼器を6本使用した³⁹⁾。BMW003の燃焼器は、16個

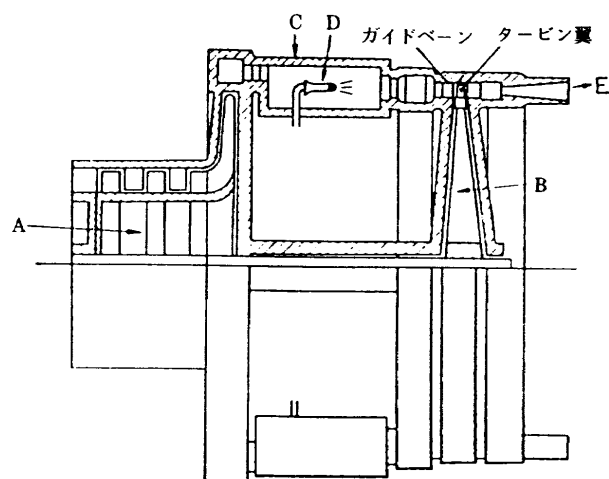


図2.26 ホイットルのジェットエンジンの発明概略図

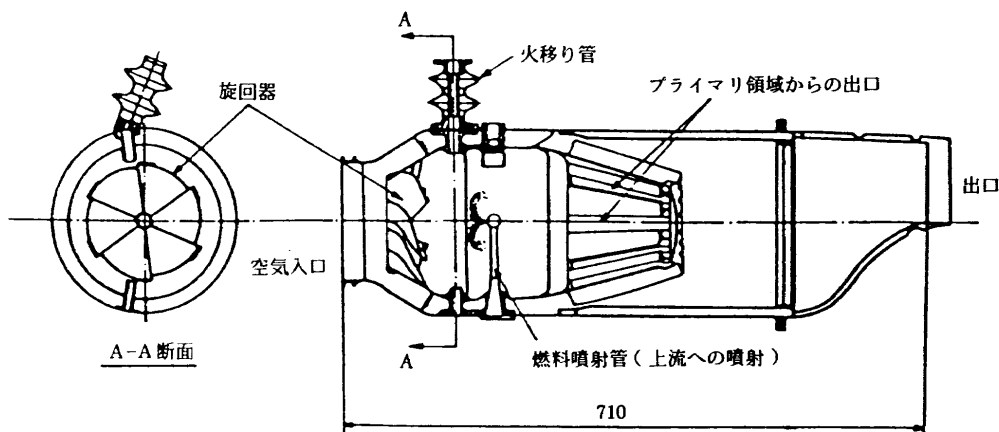


図2.27 Jumo 004燃焼器

の渦巻噴射弁とバッフル形式の保炎器を備えた環状燃焼器であった⁴⁰⁾。上記の両燃焼器共、合金鋼は一切使用していなかったという。

イギリスでは1936年3月に Power Jet 社が設立され、Frank Whittle はその協力の下にエンジン開発を進めた。Whittle は1936年3月に最初のターボファンの特許も取っている。1937年4月12日、図2.28に示す推力5.34kN W-1-U型エンジンの始運転に成功した。その後エンジンに改良を加え推力3.78kN、質量283kg の W1A ターボジェットを機体 Gloster E28/39 に搭載して、1941年5月15日に17分間の初飛行を成功させた⁴¹⁾。その後、イギリスの Lucas

社が現在最も一般的に使用されている圧力噴射弁形式燃焼器の基本的構造を確立しガスタービン設計の基礎を築いた。

一方、燃料蒸発形燃焼器としては、始め F. Whittle がストーブのバーナからヒントを得て、燃料管を燃焼室内にひき込んだ形態の燃焼器を製作した。これは燃料が管内でコーキングしたり突沸を起こしたりしてうまくゆかなかったようである。その後、いわゆる Walking-stick 型 (J 字形) の蒸発管を備えたもの⁴⁰⁾をイギリスの Armstrong-Siddeley 社が実用化した。わが国が戦後初めて開発した推力13.7kN の軍用 J3 エンジンもこの形式を採用した環状燃焼器を用いている。それを含め表 2.3 に示す多くのエンジンが今ま

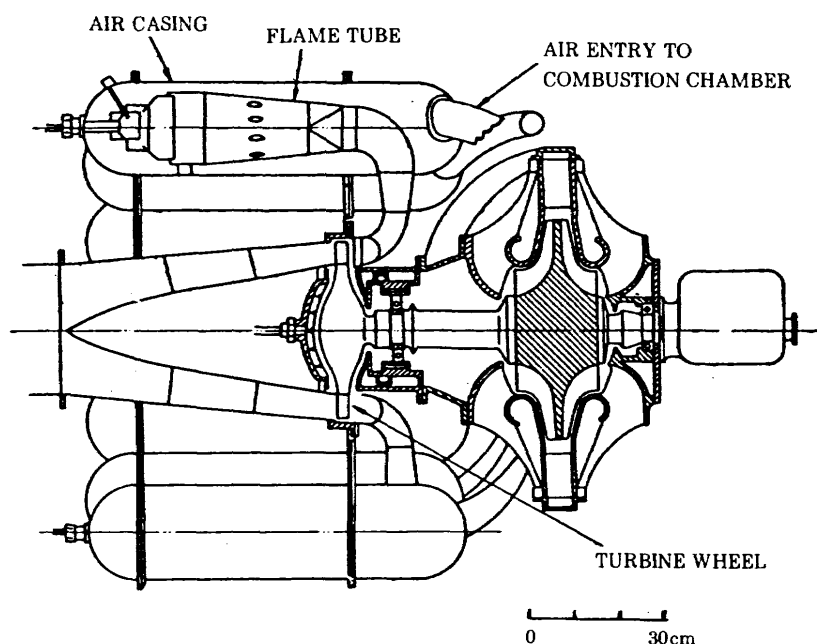


図 2.28 ホイットルのエンジン W.1.U.

表 2.3 蒸発管を採用した実用機エンジン

Name of engine	Maker	Press. ratio	Thrust/Power kN or (kW)	Year	No. of vap. tube
Python	Armstrong-Siddeley	5.0	(3,023)	1943~	11/11cans
Mamba	"	5	(1,300)	1946~	4/can
Sapphire	"	7.5	34.6	1947~	36
Viper	Bristol/Siddeley	4.1~5.8	7~17	—	24
J-3	Ishikawajima-Harima	4.5	14	1959~1981	30
Pegasus	Rolls-Royce	14	95.5	1959~	—
T-53	AVCO Lycoming	8	(810~1,400)	1966~	—
RB199	R-R/Fiat/MTU	23	35	1971~	13
Larzac	SNECMA	10.6	13	1972~	10
M53	"	9.3	51	1972~	—
Olympus 593	R-R/SNECMA	16	45	1974~	16
M45H	"	16	33	1975~	24
RB401	Rolls-Royce	17.8	24.5	1975~	—
RJ-500	R-R/(IHI, KHI, MHI)	32	10.5	1982~	—

(- : unknown)

でこの形式の燃焼器を使用している。

上記の初期の主要エンジンの要目³⁸⁾をまとめて表 2.4 に示す(種々の文献を参照しているため公称値に本文と若干のずれがある)。

2.6.2 現在の主要エンジン燃焼器

現用の200 kN クラスの推力をもつ航空エンジンで代表的なものは Rolls-Royce 社の RB211, United Technology

社 Pratt & Whitney グループの JT9D および General Electric 社の CF6 である。それらには搭載時期, 定格出力によって種々の派生型式がある。図 2.29 に示す RB211 は燃料液膜を気流微粒化して混合気を形成させている。JT9D と CF6 エンジンの燃焼器断面図をそれぞれ図 2.30 および図 2.31 に示す。

また図 2.32 には日本が現在唯一民間航空機エンジンの製

表 2.4 初期のジェットエンジン

製作会社 エンジン名称	ハインケル社 HeS3B	パワージェット W.1	ユンカース Jumo004B-1	BMW BMW003	日本海軍 ネ 20
静止推力 [kN]	4.41	4.23	8.93	7.85	4.66(4.81*)
サイクル圧力比	2.8	4	3.14	3.1	3.1
タービン入口温度 [K]	970	?	1048	1043	973
空気流量 [kg/s]	12	10	21.2	19.3	14.8
燃料消費率 [mg/(N·s)]	45.3	38.8	39.7	39.7	47.6
圧縮機	軸流(単)+遠心(単)	両側遠心(単)	軸流 8	軸流 7	軸流 8
燃焼器	環状	逆流筒	筒×6	環状	環状
回転数 [rpm]	11,600	17,000	8,700	9,500	11,000
質量 [kg]	360	236	750	608	450
搭載機体	He178	グロスターホイトル E28/39	Me262	He162	橘花
初飛行	1939.08.27	1941.05.15	1943.10	1944?	1945.08.07

* : 達成値

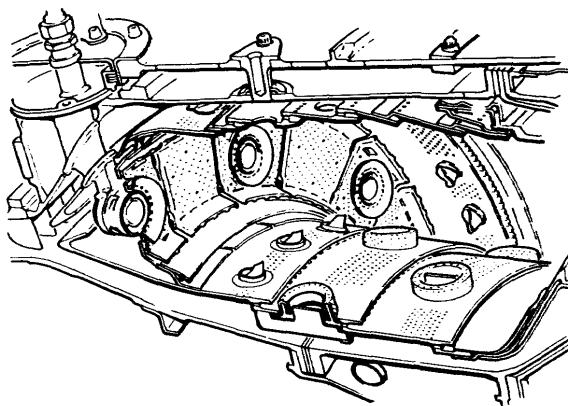
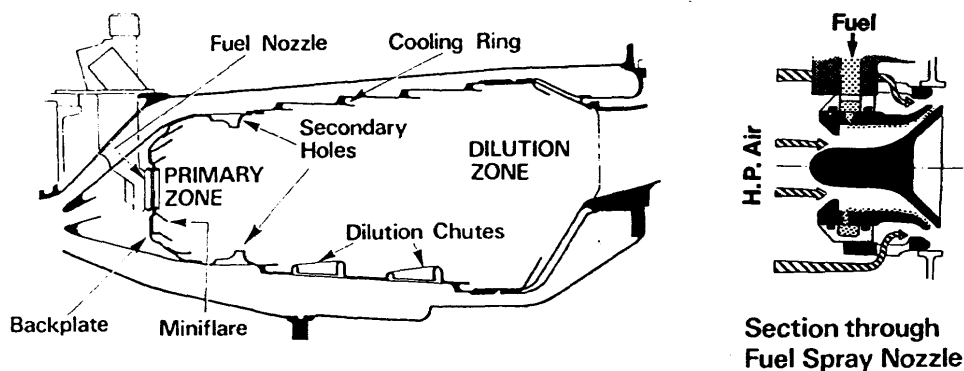


図 2.29 RB 211 エンジンの燃焼器内部

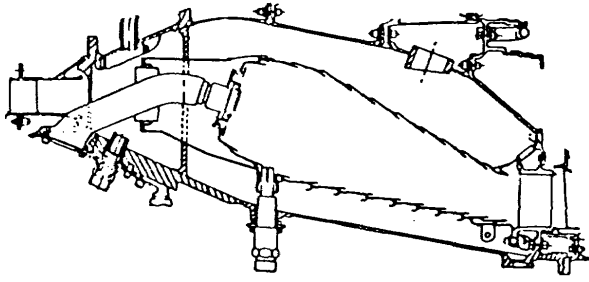


図 2.30 JT9D-59エンジンの燃焼器

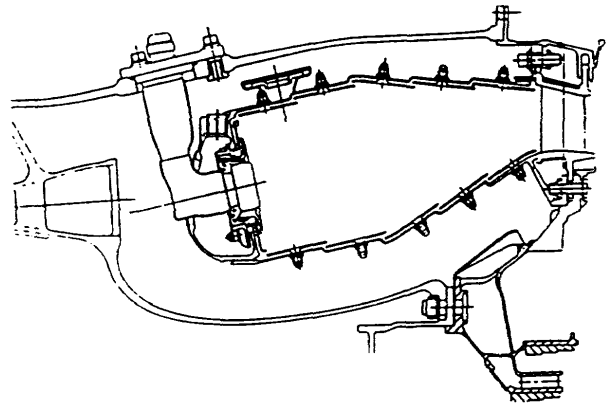


図 2.32 V2500エンジン燃焼器

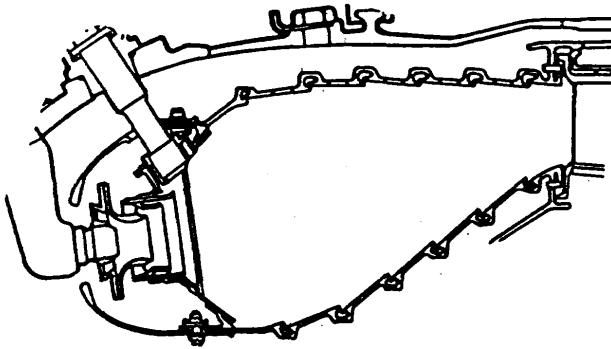


図 2.31 CF6-80エンジン燃焼器

造に関与している5ヶ国(日, 英, 米, 独, 伊)共同開発のV2500エンジンの燃焼器を示す。この燃焼器は米国のP & W社が分担しているため, Floatwall方式(第6章参照)の冷却構造を採用している。

最近では1基あたり出力400kNクラスのエンジン, GE 90, PW4084も試運転に入っている。

参 考 文 献

- 1) Huebner, S. and Exley, T. ; Numerical Analysis of The Flows in Annular Slinger Combustors, AIAA 90-2164
- 2) Quillévéré, A., et al.; Concept des foyers à faible taux de pollution, L'Aéronautique et l'Astronautique, 40-1975-50
- 3) 大塚貞吉, 他3名; 燃料蒸発管に関する研究I—直管内における二相流—, 航技研資料 TM-115(1967/9)
- 4) 鈴木邦男, 他2名; 燃料蒸発管に関する研究II—加熱蒸発管の燃料未蒸発分捕集—, 航技研資料 TM-166(1969/11)
- 5) 田丸 卓, 乙幡安雄, 鈴木邦男; 燃料蒸発管に関する研究III—管内の燃料・空気二相流への熱伝達—, 航技研資料 TM-189(1970/12)
- 6) 田丸 卓, 鈴木邦男; 燃料蒸発管に関する研究IV—蒸発管付箱形燃焼器の特性—, 航技研資料 TM-282(1975/8)
- 7) 田丸 卓, 他4名; 燃料蒸発管に関する研究V—高圧型箱形燃焼器の特性—, 航技研資料 TM-301(1976/5)
- 8) Sotheran, A. ; The Rolls-Royce Annular Vaporizer Combustor, Trans ASME, J. Engng Gas Turbine and Power, Vol.106 (1984/1) 88-95
- 9) Sotheran, A. ; Recent Advances in Vaporizer Fuel Injection Technology, 1983 Tokyo International Gas Turbine Congress, 83-Tokyo-IGTC-24 (1983/10) 181-188
- 10) 田丸, 他5名; 新形式ガスタービン燃焼器の研究(第6報 AS形燃焼器の排出特性) 航技研資料 TM-459(1983/2) 1-57
- 11) 田丸 卓, 鈴木邦男; 新形式ガスタービン燃焼器の研究, 航技研資料 TM-297(1976/4)
- 12) 田丸, 他5名; 新形式ガスタービン燃焼器の研究(第2報 AS-20系セクタ形燃焼器の特性) 航技研資料 TM-324(1977/1)
- 13) 田丸, 他4名; 新形式ガスタービン燃焼器の研究(第3報 環状燃焼器 AS250の特性) 航技研資料 TM-328(1977/4)
- 14) 田丸, 他4名; 新形式ガスタービン燃焼器の研究(第4報 鈍頭部冷却法と燃焼器特性) 航技研資料 TM-332(1977/6)
- 15) 田丸, 他8名; 新形式ガスタービン燃焼器の研究(第5報 環状燃焼器 AS260) 航技研資料 TM-335(1977/10)
- 16) Stromecki, D. J. ; An Assessment of Gas Turbine Engine Augmentor Technology and Needs for the 80's, AIAA-80-1200 (1980/6) 1-7
- 17) 佐藤幸徳, 柏木 武; 最近のジェット・エンジンアフターバーナ技術, 「航空技術」 No.360-363, 日本航空技術協会(1985)
- 18) 航技研報告 TR-1023 [第1章文献³⁾]
- 19) Oates, G. C. ed. ; Aerothermodynamics of Aircraft Engine Components, AIAA Education Series (1985)

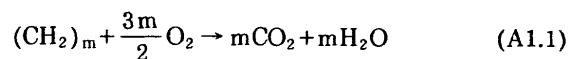
三輪[第1章文献¹³⁾]

- 20) Keenan, J. H. and Kaye, J. ; Gas Tables, John Wiley and Sons, Inc, N. Y. (1983)
- 21) Longwell, G. P. & Weiss, M. A. ; High Temperature Reaction Rates in Hydrocarbon Combustion, Industrial and Engineering Chemistry, Vol.47, No. 8 (1955/8) 1634-1643
- 22) Herbert, M. V. ; A Theoretical Analysis of Reaction Rate Controlled Systems-Part I, AGARD Combustion Research and Reviews, Agardograph No.15, Butterworths, London (1957) 76-111
- 23) 田丸 卓 ; ガスタービン等の連続燃焼器における高負荷燃焼, 第5回燃焼研究会/JFRC 合同研究会 (1989/6)
- 24) 日本機械学会編, 「燃焼の設計, 一理論と実際」オーム社 (1990/11) p.233
- 25) 棚沢 泰, 手島恒男, 田村善助 ; ガスタービン用燃焼器の流動抵抗について, 機論22-116(第2部) (1956/4) 273-278
- 26) 田丸 ; 燃焼器要素およびエミッション制御技術, 日本航空宇宙学会誌, 32-371 (1984/12) 683-688
- 27) Report CAFE/1, DOC 9259, International Civil Aviation Organization, Report of first meeting (1978) 3-27
- 28) Committee an Aircraft Engine Emission, Second Meeting Report, DOC 9304, CAFE/2 (1980/5)
- 29) Heitor, M. V. & Whitelaw, J. H. ; Velocity, Temperature, and Species Characteristics of the Flow in a Gas-Turbine Combustor, Comb & Flame 64 (1986) 1-32
- 30) 田丸 卓, 山田秀志 ; 燃料噴射方向の異なるガスタービン筒形燃焼器の内部ガス温度および濃度分布の検討, 航技研報告 TR-906 (1986/5)
- 31) Stewart, D. G. ; Scaling of Gas Turbine Combustion Systems, Selected Combustion Series, II. AGARD, Butterworths (1956) 384-413
- 32) Bragg, S. L. and Holliday, J. B. ; The Influence of Altitude Operating Conditions on Combustion Chamber Design, Selected Combustion Series II, AGARD, Butterworths (1956) 270-295
- 33) 棚沢 ; ガスタービン燃焼器の合理的な特性曲線について, 機械の研究, 15巻1号 (1963) 203-210
- 34) Gibbs-Smith, C. H. ; Aviation, An Historical Survey from Its Origins to the End of World War II, Her Majesty's Stationary Office, 1970
- 35) Whittle, Sir Frank ; Gas Turbine Aero-Thermodynamics, with Special Reference to Aircraft Propulsion, Pergamon Press Ltd., 1981
- 36) 富塚 清 ; 内燃機関の歴史, 三栄書房 (1969/2)
- 37) Boyne, W. J. & Lopez, D. S. ; The Jet Age, Forty Years of Jet Aviation, National Air and Space Museum, Smithsonian Institution, 1979
- 38) 吉中[第1章文献⁸⁾]
- 39) Lloyd, P. ; Combustion in the Gas Turbine, A Survey of Wartime Research and Development, Aeronautical Research Council Reports and Memoranda No.2579 (1952)
- 40) Hawthorne & Olson[第1章文献¹⁶⁾]
- 41) Godfrey, D. W. H. ; Jet Engine Development, Aviation Week & Space Technology (1987/5/18) 136
- 42) Marzouk, E. S. and J. A. C. Kentfield ; Pressure-Gain Combustion, A Means of Improving the Efficiency of Thermal Plant, Proceeding of 9th Intersociety Energy Conversion Engng Conf., ASME, San Francisco (1974/8) 1125-1131
- 43) Kentfield, J. A. C. and P. Yerneni ; Pulsating Combustion Applied to a Small Gas Turbine, ASME 85-GT-52
- 44) Kentfield, J. A. C., M. Rehman and E. S. Marzouk ; A Simple Pressure-Gain Combustor for Gas Turbines, Transactions of the ASME Journal of Engineering for Power (1977/4) 153-158
- 45) Kentfield, J. A. C. & O'Blenes, M. ; Method for Achieving a Combustion-Driven Pressure-Gain in Gas Turbines, ASME 87-GT-126 (1987/5) 1-9
- 46) Lefebvre, A. H. [第1章文献²⁵⁾]

付録 A1 排出ガスの酸素濃度

(1) 炭化水素燃料

燃料分子構造を $(CH_2)_m$ とすると, 燃料が完全に酸化されたとき



14 48 44 18

ここで各項下の数値は質量比である。燃焼用空気 m_a [kg/s], 燃料 m_f [kg/s] を燃焼させたとき, それらが量論比以下の混合比であれば, 単位質量流量あたりの消費酸素量は

$$\frac{m_f}{14} \cdot 48 \text{ [kg/s]} = \frac{48 m_f}{14 \times 32} \text{ [kgmol/s]} \quad (A1.2)$$

空气中 m_a に含まれる酸素は $(32/29 \times 0.21) m_a$ [kg/s] であるから残存酸素量は,

$$\frac{32}{29} \cdot 0.21 m_a - \frac{m_f}{14} \cdot 48 \quad \text{[kg/s]}$$

$$= \frac{1}{32} \left(\frac{32 \times 0.21 m_a}{29} - \frac{m_f}{14} \cdot 48 \right) \text{ [kgmol/s]} \quad (\text{A1.3})$$

その他の排出ガス量は、

$$\text{N}_2 : 0.79 \times \frac{28}{29} \times m_a \text{ [kg/s]} = \frac{0.79}{29} m_a \text{ [kgmol/s]}$$

$$\text{CO}_2 : \frac{m_f}{14} \cdot 44 \text{ [kg/s]} = \frac{m_f}{14} \text{ [kgmol/s]}$$

$$\text{H}_2\text{O} : \frac{m_f}{14} \cdot 18 \text{ [kg/s]} = \frac{m_f}{14} \text{ [kgmol/s]}$$

したがって、残存 O_2 の体積割合を $x\%$ とすると、

$$\begin{aligned} \frac{x}{100} &= \frac{\frac{0.21}{29} m_a - \frac{48}{32} \cdot \frac{m_f}{14}}{\frac{0.79}{29} m_a + \frac{m_f}{14} \times 2 + \left(\frac{0.21}{29} m_a - \frac{48}{32} \cdot \frac{m_f}{14} \right)} \\ &= \frac{0.21 - \frac{3.11}{n}}{1 + \frac{1.04}{n}} = \frac{0.21 \cdot (1 - \phi)}{1 + 0.07\phi} \end{aligned} \quad (\text{A1.4})$$

ここで、 $n = m_a/m_f$ である。またこの場合の量論空燃比は 14.8 である。

(2) メタン (CH_4) 燃料

(1) の炭化水素燃料の場合と同様にして、残存 O_2 の体積割合は

$$\begin{aligned} \frac{x}{100} &= \frac{\frac{0.21}{29} m_a - \frac{2}{16} m_f}{\frac{0.79}{29} m_a + \frac{m_f}{16} \times 3 + \left(\frac{0.21}{29} m_a - \frac{2}{16} m_f \right)} \\ &= \frac{0.21 - \frac{3.625}{n}}{1 + \frac{1.8125}{n}} = \frac{0.21 \cdot (1 - \phi)}{1 + 0.105\phi} \end{aligned} \quad (\text{A1.5})$$

この場合の量論空燃比は 17.26 である。

(3) 水素 (H_2) 燃料

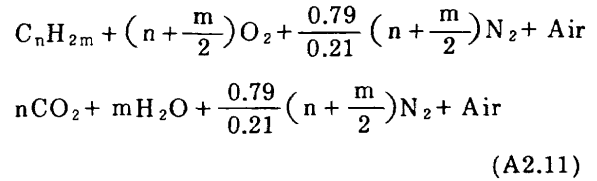
この場合も同様な計算で残存 O_2 の体積割合は

$$\begin{aligned} \frac{x}{100} &= \frac{\frac{0.21}{29} m_a - \frac{1}{4} m_f}{\frac{0.79}{29} m_a + \frac{m_f}{4} \times 2 + \left(\frac{0.21}{29} m_a - \frac{1}{4} m_f \right)} \\ &= \frac{0.21 - \frac{29}{4n}}{1 + \frac{29}{4n}} = \frac{0.21 \cdot (1 - \phi)}{1 + 0.21\phi} \end{aligned} \quad (\text{A1.6})$$

この場合の量論空燃比は 34.52 である。

付録 A2 NO_x 排出値の濃度換算

炭化水素燃料 C_nH_{2m} を窒素 79%、酸素 21% の空気中で燃焼させたとき完全に燃焼して CO_2 と H_2O になるものとする、



ここで 1 モルの燃料を量論比で燃焼させたときの排出ガスが E モルで $x\%$ O_2 での NO_x 体積濃度が C_x [ppm] とする。式 (A2.11) では NO_x の体積濃度が反応物、生成物の量と比較して微量なので記述していない。

燃焼に関与しなかった空気 (Air) が A_x モルであったとすると

$$C_x = \frac{(\text{NO}_x \text{ モル})}{E + A_x} \times 10^6 \quad (\text{A2.12})$$

$x\%$ の残存 O_2 とは

$$x = \frac{0.21 A_x}{E + A_x} \times 100 \quad (\text{A2.13})$$

$$A_x = \frac{x E}{21 - x} \quad (\text{A2.14})$$

これを式 (A2.12) に代入すると

$$C_x = \frac{(\text{NO}_x \text{ モル})}{E \{1 + x/(21 - x)\}} \times 10^6 \quad (\text{A2.15})$$

同様に $y\%$ O_2 での NO_x 体積濃度を C_y [ppm] とすると、

$$C_y = \frac{(\text{NO}_x \text{ モル})}{E \{1 + y/(21 - y)\}} \times 10^6 \quad (\text{A2.16})$$

式 (A2.15) と (A2.16) の比をとると

$$\frac{C_y}{C_x} = \frac{21 - y}{21 - x} \quad (\text{A2.17})$$

この式 (A2.17) は炭化水素燃料の如何にかかわらず成立する。したがって酸素濃度 $y\%$ O_2 での NO_x 値は $21/(21 - y)$ を乗ずることにより 0% O_2 換算の NO_x 値となる。環境庁では y の値として 16% を用いているが、米国では 15% が多い。

つぎに体積濃度表示の NO_x 濃度を排出指数に換算する式を導出する。 $x\%$ の残存酸素濃度条件での燃料 1 モルあたりの排出量を C_x [ppm] とすると、排出指数の定義により

$$\begin{aligned} EI(\text{NO}_x) &= \frac{(\text{排出ガス総モル数}) \times (\text{NO}_x \text{ のモル割合}) \times (\text{分子量})}{(\text{単位燃料質量流量 [kg]})} \\ &= \frac{(E + A_x) \times C_x \times M_{\text{NO}_x}}{1000 \times M_{\text{fuel}}} \end{aligned} \quad (\text{A2.18})$$

E は量論比燃焼のときの燃料 1 モルあたりの排ガス量で式 (A2.11) の燃料では

$$E = n + m + \frac{0.79}{0.21} (n + m/2) \quad (\text{A2.19})$$

である。式 (A2.14) を使うと

$$E + A_x = E \left(\frac{21}{21-x} \right) \quad (\text{A2.20})$$

式 (A2.18) に式 (A2.20) を代入すると

$$EI(\text{NO}_x) = \frac{E \cdot C_x}{1000} \left(\frac{21}{21-x} \right) \frac{M_{\text{NO}_2}}{M_{\text{fuel}}} \quad (\text{A2.21})$$

例としてメタンを燃焼させて 0%O₂ 換算で 100 ppm の NO_x であったときは上式で $x=0$, $C_x=100$, $E=10.52$ となるから、

$$EI(\text{NO}_x) = \frac{100}{1000} \cdot \frac{46}{16} \cdot 10.52 = 3.02 \quad [\text{gNO}_2/\text{kgCH}_4]$$

となる。

一方、炭化水素液体燃料 (C₁₀H₂₂ で代表) を燃焼させた場合、同じ 0% O₂ で $C_x=100$ ppm の NO_x は、 $x=0$, $M_{\text{fuel}}=142$, $E=79.3$ であるから次のようになる。

$$EI(\text{NO}_x) = \frac{100}{1000} \cdot \frac{46}{142} \cdot 79.3 = 2.57 \quad [\text{gNO}_2/\text{kg fuel}]$$

第3章 エンジン流入空気と燃焼器内の流れ

高速のガス流を作動流体とする速度型機関のガスタービンでは、燃焼器の性能がその内部の「流れ」の良否によってほぼ決定されるといっても過言ではない。燃焼器内の「流れ」の問題は、圧力損失、燃焼器内の空気量配分、燃焼安定性、混合気形成などに関連し性能を確保する上で最も重要である。ここでは吸入する空気の特性和デフューザ (Diffuser) 流れ、燃焼器の圧力損失、燃焼器内の空気量配分および流れ模様の特性などについて記述する。

3.1 大気

地上で運用される産業用ガスタービンでは気温の変化が吸入空気質量流量に影響を与える程度であるが、航空用ジェットエンジンでは大気の種類、圧力、相対速度などが大きく変化するためエンジン性能、そして燃焼器の特性に大きな影響を与える。

(1) 標準大気

大気の標準的な特性は JIS [W 0201 (1954)] などにより定められている。「標準大気」とは乾燥した理想気体として考えられ次の値をもつ。

- 海面上標準気温 $T_0 = 288.16 \text{ K} (15^\circ\text{C})$
- 海面上標準気圧 $P_0 = 101.325 \text{ kPa}$
- 海面上標準密度 $\rho_0 = 1.2250 \text{ kg/m}^3$

なお、機械工学分野で「標準空気」といった場合は、293.16 K (20°C)、圧力 101 kPa、相対湿度 65% の空気、密度は 1.20 kg/m³ である。

標準大気的气体定数は

$$R = 287.04 \times 10^4 \text{ erg/(g} \cdot \text{K)} = 287.04 \text{ J/(kg} \cdot \text{K)}$$

空気の組成は窒素、酸素、アルゴン、二酸化炭素のほか

7 種ほどの希ガス類を含んでいるが、燃焼器を考える上では体積濃度割合として、

- 窒素 : 79%
- 酸素 : 21%

としてよい。大気中に 0.93% 含まれているアルゴンは窒素に含ませてある。この大気の見かけの分子量は

$$M = 28.966 \text{ g/mol}$$

である。

(2) 高空での大気

標準大気で規定されている各高度に対する気温と気圧は次の通りである。

$$T = T_0 - a \cdot Z \quad (3.1)$$

ここで Z はメートルで表わした高度で高度 11 km までは

$$a = 0.0065^\circ\text{C/m}$$

である。高度 11 km 以上の気温 T^* は一定とする。

$$T^* = 216.66 \text{ K}$$

気圧 P は高度 11 km まで

$$\frac{P}{P_0} = \left(1 - a \frac{Z}{T_0} \right)^n \quad (3.2)$$

ここで

$$n = G/(aR) = 5.2561 \quad (3.3)$$

高度 11 km 以上は

$$\log_{10} \left(\frac{P}{P_0} \right) = n \log_{10} \left(\frac{T^*}{T_0} \right) - \left(\frac{G}{RT} \right) (Z - Z^*) \quad (3.4)$$

である。上式は高度による重力の加速度の変化を無視したものであるから、厳密な計算のときは JIS の規定を参照する必要がある。

以上のように規定された標準大気の高さに対する気温と圧力の変化を図 3.1 に示す。

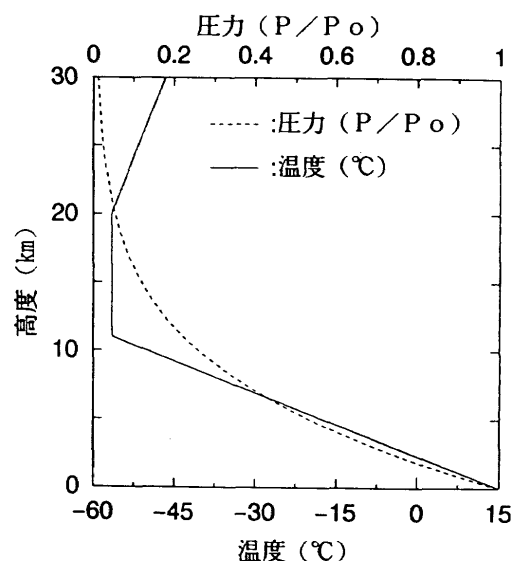


図 3.1 大気の標準温度及び圧力の高度変化

(3) 高温空気

ライナ冷却構造などを検討する際に必要となる高温、燃焼ガスの物性値は手軽に求めることが困難である。組成も必ずしも確定出来ない場合が多い。ガスタービン燃焼器で取扱う混合気や燃焼ガスは希薄な場合がほとんどなので空気とみなして計算することがある。図3.2～3.4に2500Kまでの空気の粘性係数、熱伝導率およびプラントル数を示す。

非常に高温の空気物性値については Sychev (1987)¹⁾ や Prabhu (1988)²⁾ の文献がある。また第5章に挙げる化学平衡計算物性値に関する文献の燃料ゼロのデータを利用することも出来る。

3.2 燃焼器入口部の流れ

デフューザ部およびライナ外周の流れは等温流である。燃焼器に流入する空気の温度は、エンジン圧力比が π_c のとき気体の断熱圧縮式と状態方程式を用いて求めることができる。圧縮機に吸入される空気の静温が T_0 、圧縮機の断熱効率を η_c とすると、燃焼器入口の空気静温（～全温）は

$$T_{s1} = \frac{T_0}{\eta_c} (\pi_c^{(\kappa-1)/\kappa} - 1) + T_0 \quad (3.5)$$

となる。 $\eta_c = 80\%$ の場合の燃焼器入口温度を計算すると図3.5 のようになる。燃焼器の部分では流速が遅いので T_{s1} は全温 T_{t1} とほぼ等しいとみなしてよい。

燃焼器の高空での再着火条件を考える上で機速によるラム圧上昇と気温あるいは気圧の変化は重要である。図3.6

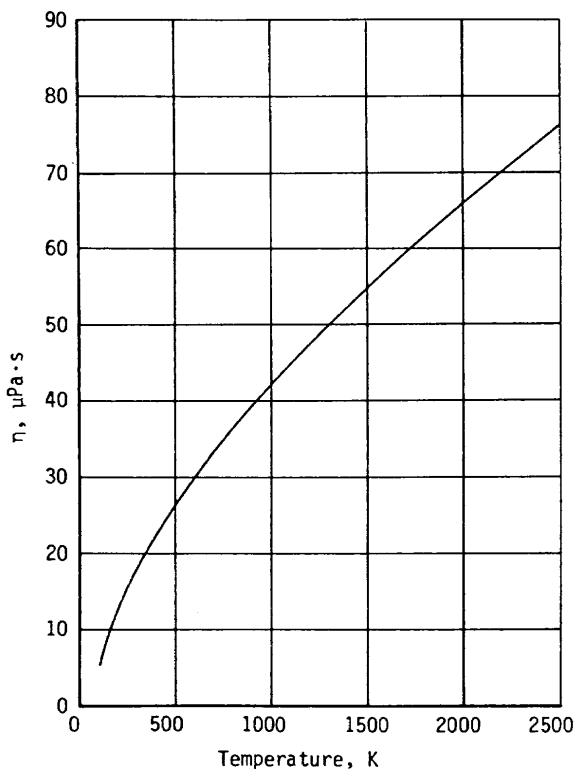


図3.2 温度に対する空気の粘性係数

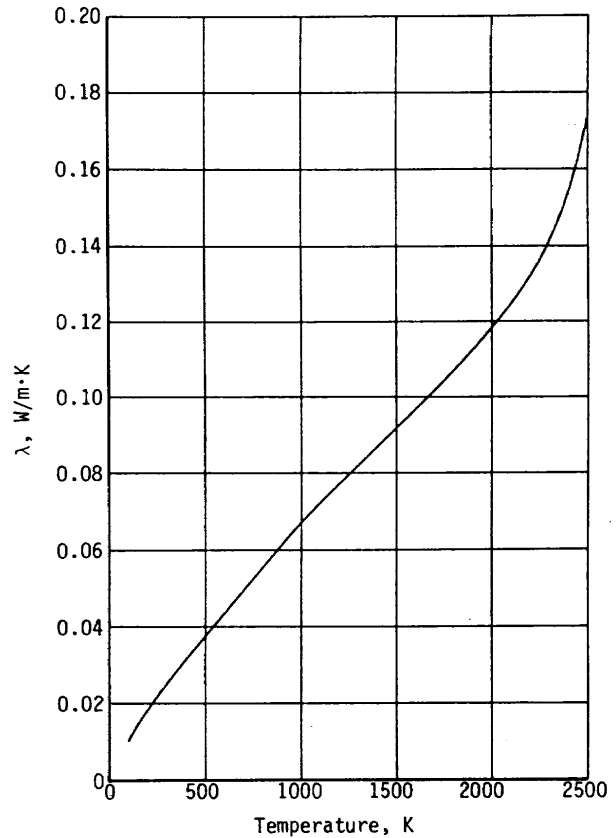


図3.3 温度に対する空気の熱伝導率

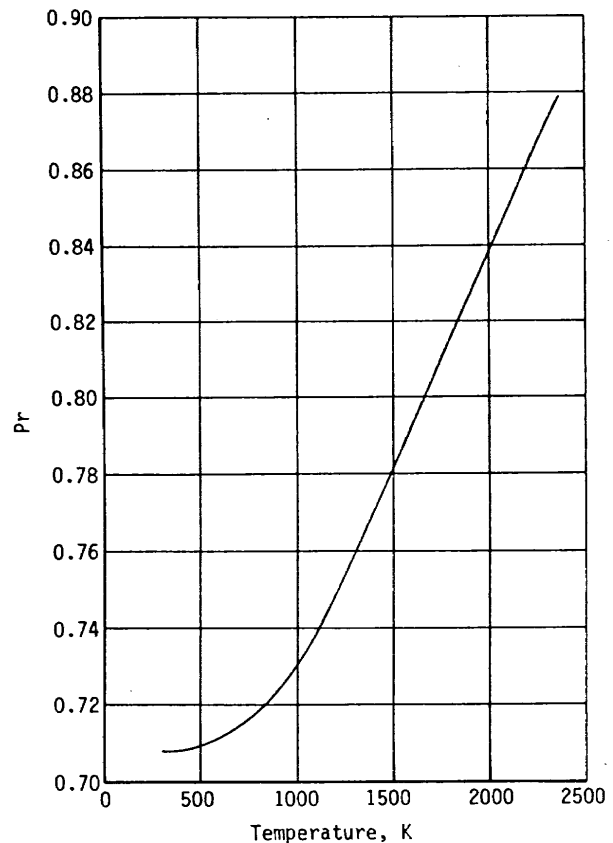


図3.4 温度に対する空気のプラントル (Pr) 数

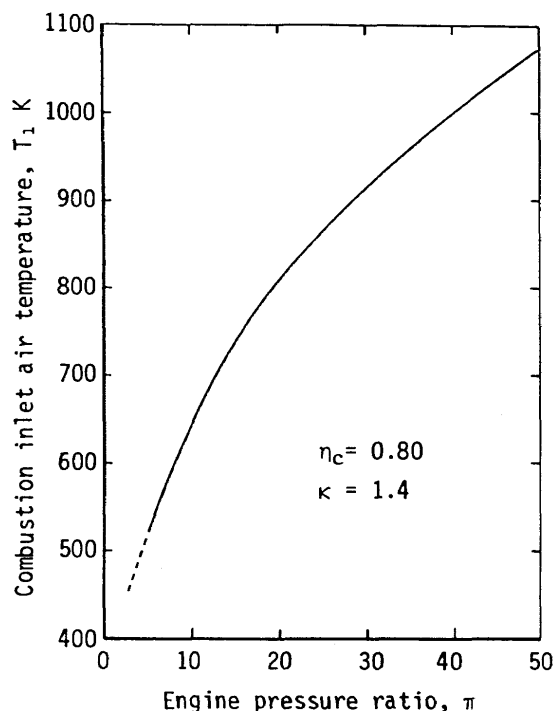


図 3.5 圧力比に対する燃焼器入口空気温度

に FJR710/20 エンジンの高空性能試験のデータを基に計算した燃焼器再着火範囲とその条件を示す。これによると飛行マッハ数 0.4 程度の時が流入全温や全圧が低く厳しい着火条件である。

デフューザ部では通路形状に基づく圧力損失が生ずる。デフューザ部以降の流れの圧力損失は、主として次の 2 つからなる。

1) 構成要素形状に起因する空気力学的圧力損失

2) 燃焼室内での流体の混合と温度上昇による圧力損失

これらのうち前者は、①ケーシングとライナによって形成される環状通路と②保炎器、③空気孔、④冷却構造、などのライナ開口部によって生ずる圧力損失である。

圧縮機より流入する気流速度は通常 100 m/s 前後である。一方、一般の燃料 / 空気混合気の燃焼速度は、乱流場であっても数 m/s 以下ときわめて遅いためデフューザにより流速を低下させ燃焼器ライナ内での燃焼の安定をはからねばならない。

デフューザのもうひとつの役割はライナの頭部と形成する通路により流れを分岐しライナの周囲の所要の空気量が配分され燃焼室内各部に流入させることである。

(1) 環状直流型燃焼器のデフューザ

1970 年以前は図 3.7 (a) に示すように圧縮機からの流路をなめらかに拡大してライナ上流部に設けた分流板でライナ内外に流れを分岐する構造のデフューザが、よく見られた。しかし燃焼器部が長くなること、およびライナの製作、組付および作動に伴う熱的な伸び・変形の際のデフューザ分岐部における 1~2 mm の位置変化が内外ライナ側壁から

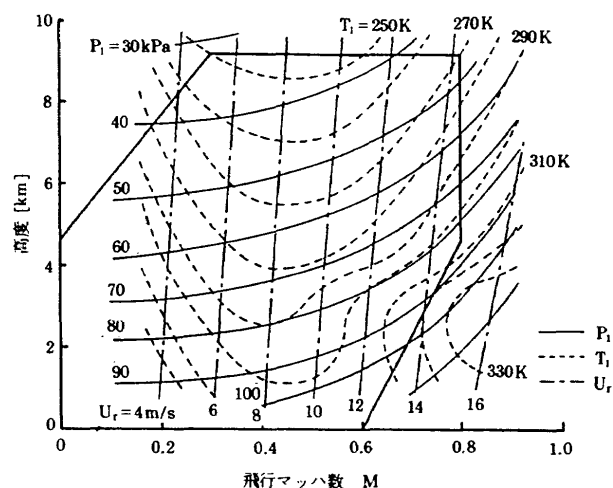
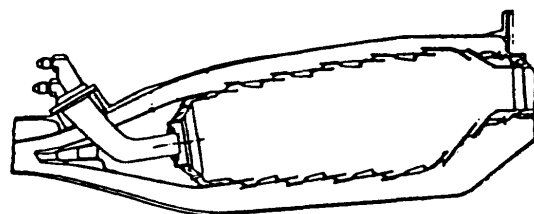
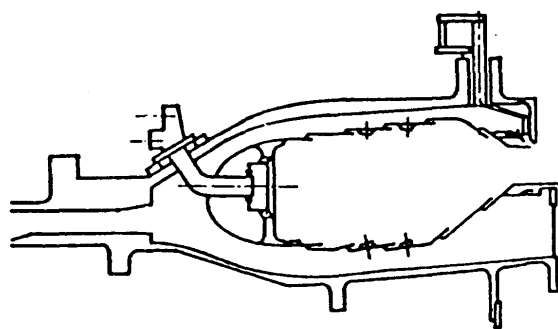


図 3.6 FJR710/20 エンジンの再着火要求範囲と空気条件



(a) 「なめらか」形デフューザと「くちばし」形分流板



(b) 「段付」デフューザと「鈍頭」分流板

図 3.7 デフューザと分流板形態

流入する空気量配分に大きな影響を与えるなどの欠点があった。また、分流板で流路を区分しても、各通路後流側の流路抵抗、すなわち開口面積配分により必ずしも寸法的な分流比にはならない。

最近の高圧力比ガスタービンなどでは圧縮機最終段翼高さが小さく、かつ排煙防止のため燃焼器上流部の体積が大きくなっているため図 3.7 (b) のように、デフューザ部に階段状に急拡大部をつくり (Dump diffuser, 段付デフューザという)、ライナ頭部も鈍頭とする構造が多く用いられている。この場合拡大部に定常な剥離うずが生ずるためかえって流れは安定化する³⁾。ただし軸対称なこの種の燃焼器 (Dump combustor) では、上流側や燃焼器長さの関係から振動燃焼がおき易い^{4,5)}と言われる。

一般に、圧縮機出口の風速分布は通常、半径方向にも円周方向にも均等でない⁶⁾。軸流圧縮機の場合、その流入口付近にあるストラットや補機用通路管、また途中での抽気等が円周方向の流量分布に影響を与える⁷⁾。この分布は負荷の変動によっても変化し、後流部にある燃焼器ライナ内への流入配分⁸⁾、ひいてはエンジン寿命を決定的にするタービン入口温度分布に影響する。

軸流圧縮機出口での半径方向風速分布は内径側が低速である場合が多いので燃焼器のみの要素試験の際は燃焼器デフューザ直前に多数のピンなどを植えて実機の場合を模擬する必要がある。

FJR710/600エンジンの圧縮機出口、すなわち燃焼器デフューザ入口での半径方向分布は平均マッハ数 M_{av} との比として示すと図3.8の△で示したようである。これは入口デフューザ出口での通過空気量と全圧測定結果から得たものである。同図中、実験模型(リグ)試験時のものは直径7mm、高さ13mmの円柱を通路内径側に120本植込んで分布を実機と合うように調整した⁹⁾。

FJR710/600のデフューザ(急拡大直前のノズル部)では全圧回復を期待して図3.9のように通路を8°燃焼器配置上に都合から外径側にのみ拡大させた。しかし主流はこの壁面に沿って流れ、ライナ鈍頭部衝突点は、圧縮機出口通路中心の延長上にはない。これはデフューザ部の全圧、静圧測定、および水流模型試験によって確認できたものである⁷⁾。水流模型試験によるデフューザ付近の流れの様子を図3.10に示す。同図は左方から流入した水素気泡によって可視化された流れが上部に屈曲して見える噴射弁のすぐ下の部分に衝突していることを示している。この位置は図3.9に示したデフューザ通路の8°外径側に拡大させた延長上にある。

なお、航空用エンジンでは、タービンなど各部の冷却を行うため抽気を行う。この量が大きくなると燃焼器性能に影響を与えるため、模型試験でも抽気を実施した。デフューザ近傍の急拡大部から抽気を行うと、最も高圧の空気を

得ることができる上、デフューザ圧力損失の低下にも役立つといわれる⁸⁾。

(2) 逆流筒形燃焼器外筒 / ライナ間流れ

産業用ガスタービンでは全長を短く、かつ保守の容易化のため、圧縮機の流れ方向と異なる向きに燃焼器を配置する例が多い。そのためライナ外側に整流のため設けた案内筒(フローガイド)の効果を図3.11に示す。同図(a)はライナがそのまま車室にある場合、(b)はライナの周囲に案内筒を設けた場合である。後者の場合は比較的ライナ周囲の流れが均等対称になっている。この例は高効率ガスタービンの高圧燃焼器のものである。

図3.12の場合¹⁰⁾は遠心圧縮機から流入する複雑な流れのためにライナと外筒間に局所的渦が形成されることを示

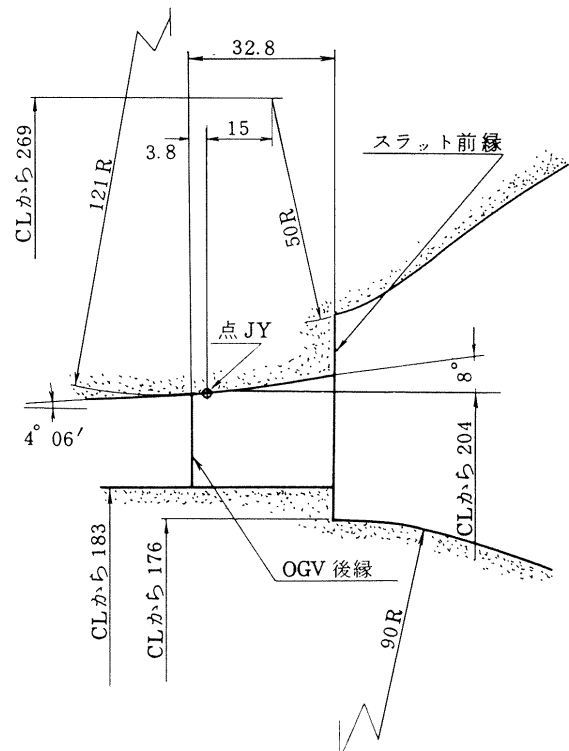


図3.9 FJR710/600燃焼器デフューザ入口部形状

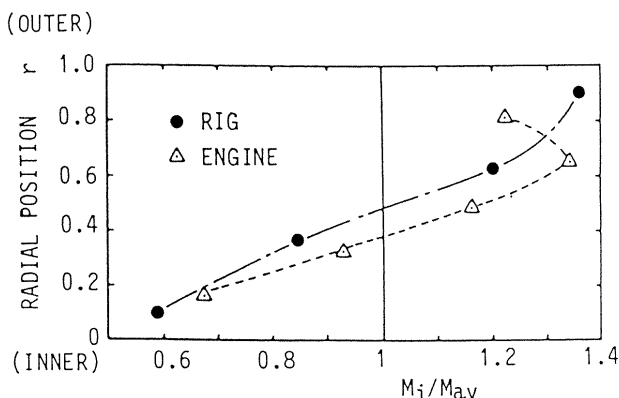


図3.8 圧縮機出口風速分布

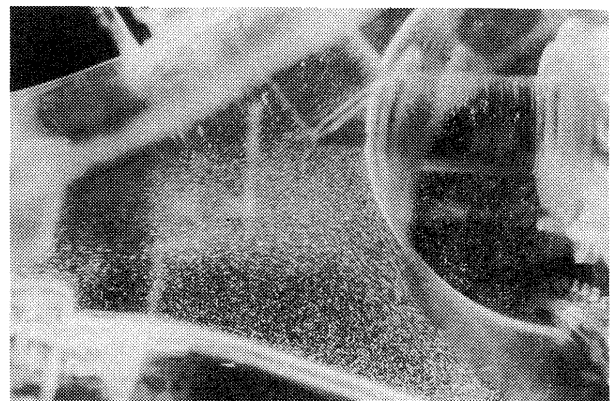


図3.10 FJR710/600燃焼器鈍頭部付近の流れ
(水流模型による水素気泡可視化)

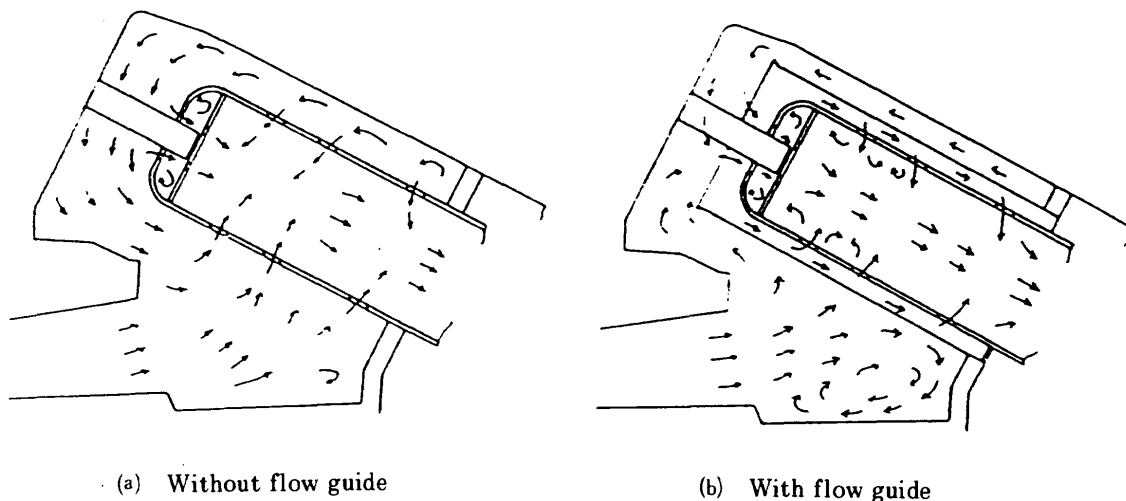


図3.11 フローガイドの効果

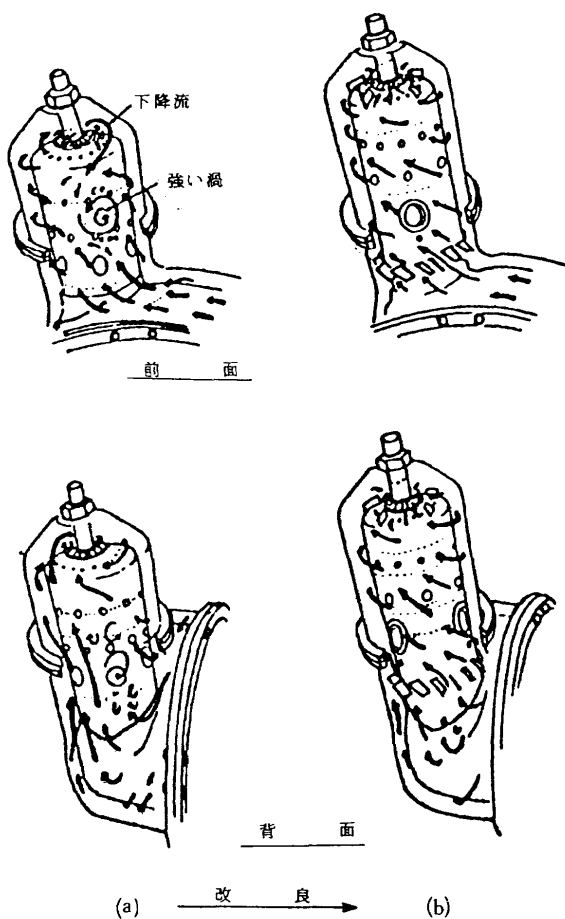


図3.12 単筒ガスタービン燃焼器のライナ外周流れ模様

している。この渦の部分では焼損が起き易く、特に開口部付近ではライナ内部の燃焼室から火炎が吹出す危険がある。この現象は高負荷の圧力が上がった状態で生ずるので注意しなければならない。著者の知るところでは同様な形式のガスタービンを開発した3社のうち2社でこの現象を経験している。

3.3 ライナでの圧力損失

燃焼器の初期設計の際、全圧損失係数 $\Delta P/q$ は燃焼器断面の大きさ、燃焼負荷などの概略値を決定するために用いる。ケーシングとライナが同心円筒状で空気孔が長さに比例して均等に設けられている筒形燃焼器モデルについて Graves¹¹⁾ が、また環状のものについては Tacina¹²⁾ が圧力損失の解析を行った。

Dittrich-Graves¹³⁾ によるとライナ空気孔の流量係数 $C_p (=m_i/(\rho_j U_j A_i))$ はライナ/外筒間の環状通路の状態量によるフローパラメータ $(P_A - p_j)/(P_A - p_A)$ により図3.13のように変化する。ここで P_A と p_A はそれぞれ環状通路の全圧と静圧、 p_j はライナ空気孔噴流の静圧である。 m_i は開口面積 A_i の空気孔を通過した空気流量である。またその流量係数 C_p は静圧比 p_A/p_j によって図3.14のような補正を必要とする。流量係数はまた空気孔の縁の形状によってもかなりの変化を示す(次項参照)。

一方、上記 Graves らの解析¹¹⁾ によると燃焼器軸方向のフローパラメータは供給空気がライナ/外筒間環状通路を下流側へ流れるにしたがってライナ開口部へ順次流入することによって流量が低減し流速低下に伴う静圧 p_A の上圧によって図3.15のように変化する。この図に示されるように一般にライナの上流側では空気孔からの噴流は静圧 p_A の低下に起因してライナ壁に対して垂直には流入せず、したがって貫通距離も小さい。

次にライナの全圧損失係数 $\Delta P/q$ におよぼす全開口面積 A_{hT} 、ライナ断面面積 A_L 、ケーシング(外筒)断面面積 A_r などの影響をやはり Graves らの結果¹¹⁾ によってみる。まず全圧損失係数 $\Delta P/q$ はライナ開口面積比 A_{hT}/A_r が大きいほど小さくなるがその最終漸近値は非圧縮性等温条件で計算した結果ライナ断面積比 A_L/A_r の値が0.5付近で最小となる。実質的に A_L/A_r は0.4~0.6であれば $\Delta P/q$ は最も小さい値を確保できる。この最小値をとる A_L/A_r 値

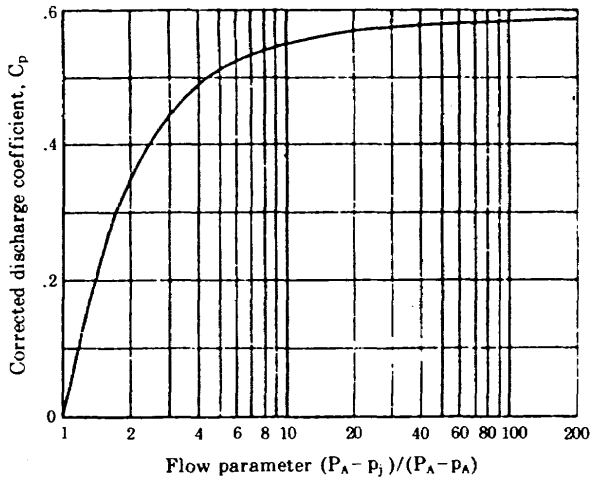


図3.13 フローパラメータに対する流量係数

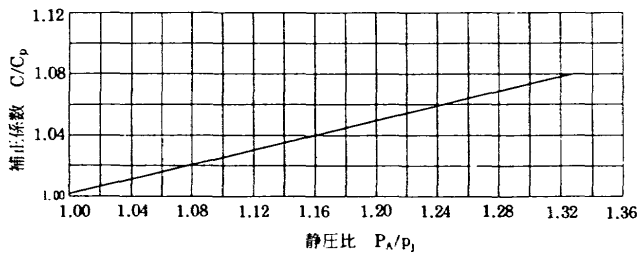


図3.14 流量係数に対する補正係数

は、温度比を大きくとるにつれて大きい側の値に移動し温度比3や4ではほとんど0.6となる。したがって実用上、 A_L/A_r は0.6が最も適当と考えられる。

ライナのドーム（鈍頭部，Dome）から流入する空気割合を0.5%および10%と変化した場合にも $\Delta P/q$ の値はごくわずかしかわらない。また代表断面風速をマッハ数にして0.05，0.10および0.15の場合を比較しても実用上無視できるオーダーの変化しか生じない。ドームから10%の空気が導入されるとして、 $A_L/A_r=0.6$ の場合につき各温度比における $\Delta P/q$ の変化を文献¹¹⁾より再構成して図3.16に示す。

なお、最近の実用的燃焼器の場合 $\Delta P/q$ の値を大きい値にとっている場合が多い。これは、タービン冷却用の抽気などの都合によりライナ部の ΔP を大きく許容し、排煙発生防止のため希薄化した保炎領域流速を低減、したがって小さい Ur 値をとっているためである。 ΔP の増大は空冷タービン翼を採用しているため燃焼器出口空気静圧に対して十分な差圧を確保し、燃料気流微粒化方式のためのライナ流入空気の高速度に有効である。それにもかかわらず高圧力比のガスタービンの場合は圧力 P_1 が比較的大きいため $\Delta P/P_1$ は過大とならないで済む。図3.17は Tacina 等の結果を実線で示し、著者らが実験した FJR710 エンジン要素試験用環状燃焼器の結果をプロットしたものである。これによると全圧損失係数の大きな FJR710 燃焼器のケース

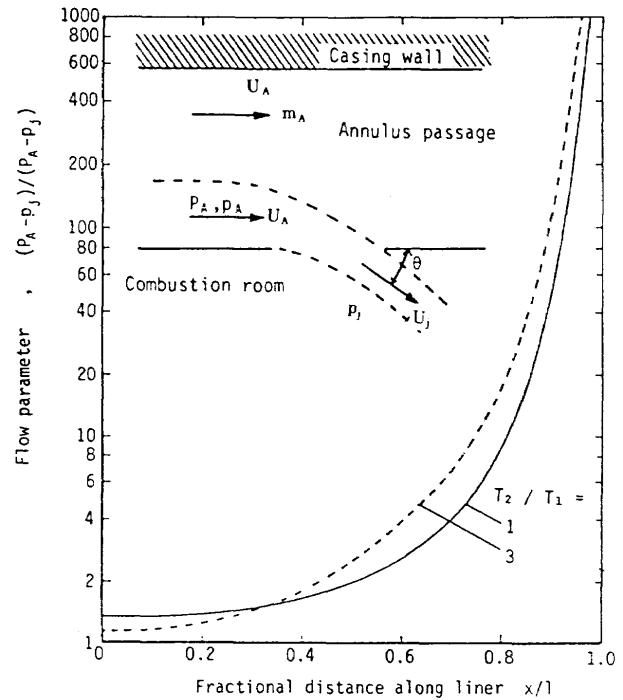


図3.15 燃焼器長さ方向のフローパラメータの変化

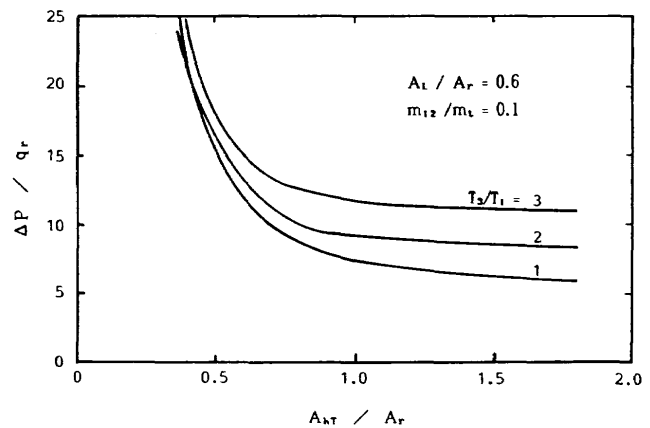


図3.16 ライナ全開口面積と全圧損失係数

も Tacina ら¹²⁾の結果の延長線上に合致する結果となっている。

鈴木は燃焼器全圧損失係数の決定に要求全圧損失率に応じて経験的な実例に従うことを推奨している⁹⁾が、これらの関係は単に動圧と圧力損失の経験則を示したものである。すなわち、

$$\frac{\Delta P}{(1/2)\rho Ur^2} = \frac{\Delta P}{P_1} \cdot \frac{P_1}{(1/2)\rho Ur^2} = \frac{\Delta P}{P_1} \frac{2RT_1}{Ur^2} \quad (3.6)$$

のように全圧損失率と全圧損失係数との関係は流入温度 T_1 に対し Ur の値を決めることを意味している。鈴木の実験則を温度毎に代表断面平均風速として表してみると図3.18のようになる。すなわち要求圧力損失率が小さければ Ur 値を小さく設計しなければならないことを示している。

一般に $\Delta P/q$ を大きく設計すると、ライナ流入噴流の貫

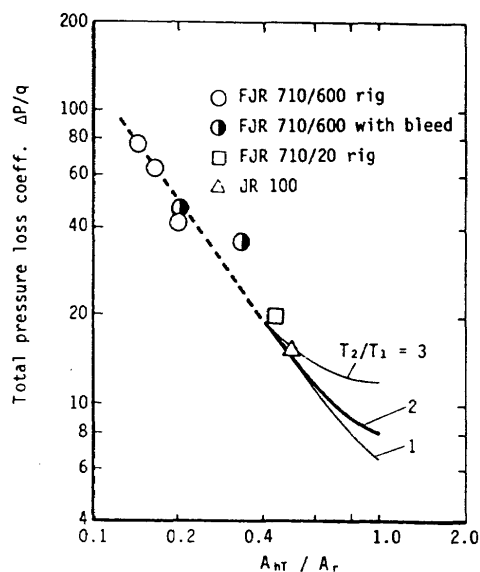


図3.17 ライナ開口面積比に対する全圧損失係数

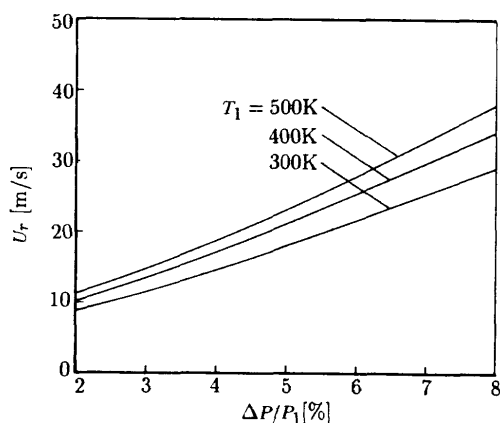


図3.18 鈴木による全圧損失率と断面平均風速の関係

通度が増し、高負荷燃焼には有利であるが、航空用の場合、高空での再着火性能が劣化するといわれる。

一方、Lefebvre³⁴⁾は圧力が300kPa以上の燃焼条件では反応よりも混合が律速になると考え、 θ パラメータとして次式を奨めている。

$$\eta_0 = f \left\{ \left(\frac{P_1 A_r}{m_a T_1^{0.5}} \right) \left(\frac{\Delta P}{P_1} \right)^{0.5} \right\} \quad (3.7)$$

この式の最初の()内はマッハ数の逆数を示しており、燃焼効率がマッハ数 M を小さくし圧力損失率を大きくすれば高い値を得やすいことを示している。

高圧条件の試験はきわめて数少ないため、この関係の確認は今後の重要な研究対象である。

3.4 要素の流れと圧力損失

前節の圧力損失は主としてそれが外筒径、ライナ径、空気孔開口面積など主要設計寸法によってどのように変化するかの概略をみたものである。ここでは燃焼器ライナの空気孔や保炎器など各構成要素がどのような空力的特性をも

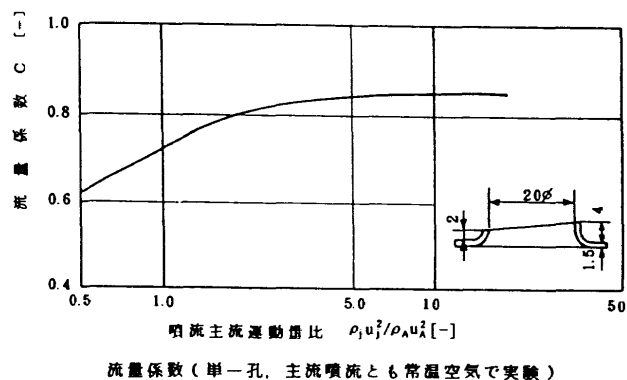


図3.19 縁をブレンドした空気孔の噴流主流運動量比に対する流量係数

つかと、それらを組合わせた場合の総合圧力損失の求め方を記す。

空気孔 ライナに設ける空気孔など開口部に対する流量係数などについては前出 Dittrich-Graves (1956)¹³⁾, Dittrich (1958)¹⁴⁾, Venneman (1960)¹⁵⁾ など多くの研究がある。FJR710エンジンの燃焼器でもよく用いたブレンド付き空気孔の流量係数は図3.19のようである。また特に稀釈領域の空気孔設計などに関しては Novick ら (1980)¹⁶⁾, Lefebvre (1965)¹⁷⁾ などの資料がある。

空気孔の流量係数はそれら単独で測定した値を、その用いる場所のフローパラメータによって修正して用いなければならない。また Adkins ら (1986)¹⁸⁾ は更に改良した式を提案している。

通常のカスタービンの場合、燃焼室内主燃焼領域の燃焼ガス温度は1800～2200Kでタービンで許容できる温度1300～1700Kよりかなり高いため、ライナ後半部から導入した空気(以降、稀釈空気)により稀釈し、温度低下をはかる。

稀釈空気噴流と燃焼ガスの混合はそれぞれのモーメントに大きく依存することを黒沢ら (1978)¹⁹⁾ が示した。モーメント比が一定であれば密度比は2次的な影響しか持たない。Holdman ら (1984)²⁰⁾ によると稀釈域でのライナ壁の絞りは混合を大幅に促進する。また同文献によると対向噴流の場合、通路の高さに対する孔の間隔は同一モーメントの片側噴射の最高値の1/2であること、千鳥配置なら逆に2倍となる。

スワアラ スワアラは図3.20や図2.7に示したような形状で圧縮機の静翼のように多数の羽根がカラー上に植えてある。JR100燃焼器の場合には図3.21に示したようなリングを内径側に取付けて流れの制御を行った。もっともこの工夫は偶然の産物で、リングを取付けた最初の意図は流量を制限するつもりであったと後に発明者の鈴木が語っている。

気流を旋回させるために設ける羽根形状は加工の方法により様々である。一般的には取付けカラー周上の羽根部分

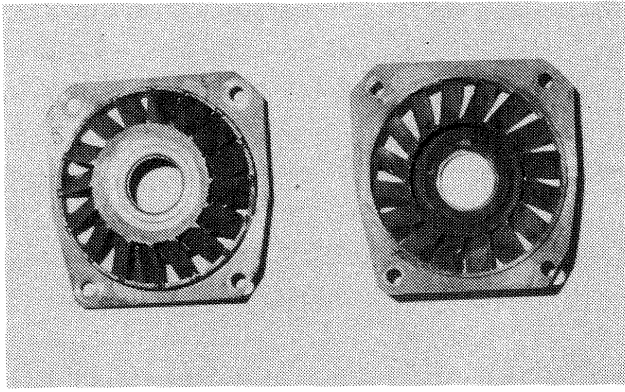


図3.20 JR-100燃焼開発試験に用いたスワラ

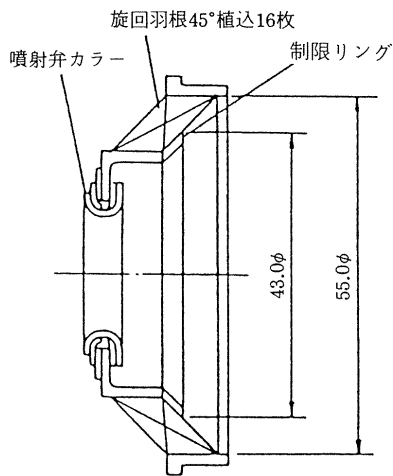


図3.21 JR-100燃焼器での制限リング付きスワラ

を展開した図3.22の(a)に示すような平板のものと同図(b)のようにヘリカルと称し旋回流にそってネジのように螺旋通路を形成しているものがある。スワラの目的は旋回気流を形成させ混合気の滞留時間を増し、未燃焼混合気の着火・燃焼を促進して安定燃焼をはかるものである。Knightら(1957)²¹⁾の研究によると図3.22において、平板羽根のピッチ/コード比 $\sigma=s/c$ は通常0.5~1.0とすれば、図3.23に示すように流出方向 α はほぼ羽根の流出角 β に等しい。 $\sigma \gg 1$ であると β を大きくとっても流れが剥離するため α は大きくならない。ただし著者の経験ではこの剥離も保炎上は有効に作用している。

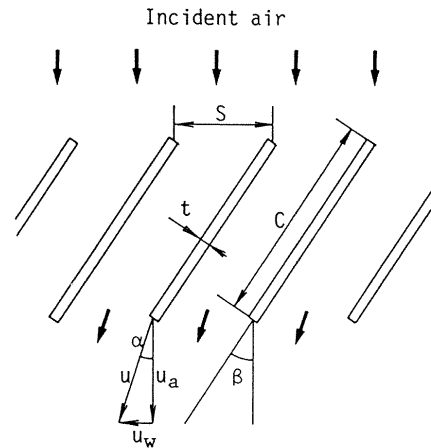
スワラの損失係数 $(\Delta P/q)_s$ は次式で表される²²⁾。

$$(\Delta P/q)_s = (A_F/A_S)^2 \sec^2 \alpha - 1 \quad (3.8)$$

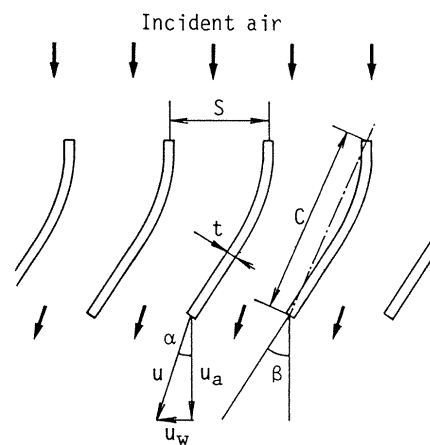
ここで A_F はライナ断面積、 A_S はスワラ開口面積である。

スワラのブロックage比と圧損および循環流量比の関係はKilik(1985)²²⁾による実測の報告がある。またスワール数と圧損、性能などの設計データを調べた報告(Martin, 1987)²³⁾、スワラ流れや²⁴⁻²⁶⁾やスワラの中心から噴き出した噴流の減衰などについてなど多くの報告がある^{27,28)}。

なおスワールによる旋回強さを表わす指標として次の定



(a) Straight blade



(b) Curved blade

図3.22 スワラの羽根と特性値

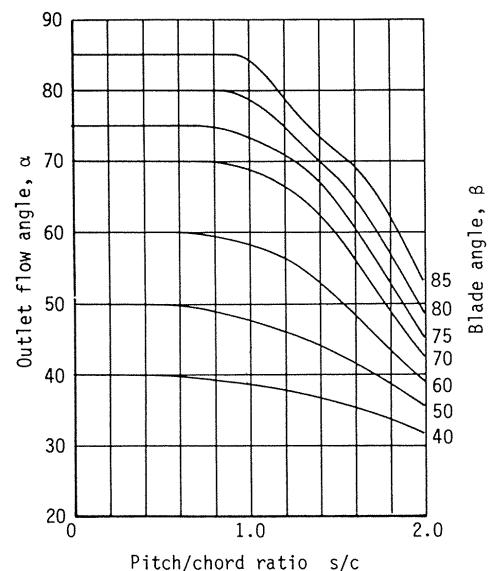


図3.23 平板羽根の出口空気流出角

義による「スワール数」が用いられる。

$$S = \frac{G_\phi}{G_x R} \quad (3.9)$$

ここで G_ϕ は角運動量の軸方向フラックス(Flux)、 G_x は軸

方向推力, R は噴出口の出口半径である²⁹⁾。通常, 一定の羽根角度 α を持った環状スワラのスワール数は形状から

$$S = \frac{2}{3} \left\{ \frac{1 - (R_h/R)^3}{1 - (R_h/R)^2} \right\} \tan \alpha \quad (3.10)$$

として計算する。ここで R と R_h はそれぞれスワラ外径とハブ半径である。

輻流型のスワラでは,

$$S = \sigma \frac{R}{2B} \left\{ 1 - \left(\frac{R_h}{R} \right)^2 \right\} \quad (3.11)$$

である²⁹⁾。ここに σ は角運動量フラックス, B は軸方向幅である。

火炎を伴った保炎器としての実用的なスワラの設計資料としては, 鈴木の実験的研究³⁰⁾, 機械学会分科会による燃焼器一次燃焼領域の研究³¹⁾が役立つ。

実際の燃焼器内でのスワラは, ライナの寸法・形状, 通過空気量, 燃焼室内流れ模様, 燃料噴霧などとのマッチングが大切で, 燃焼器内での十分な実験的改良が必要である。

3.5 燃焼器圧力損失の算定

燃焼器を設計しようとする技術者にとって最初に全体の圧力損失値の概略値を推定することが重要である。最近発達してきた数値模擬 (CFD) で求めることもできるが, 初期設計のように形状が未定の場合は労多くして十分な確信の得られる確定した形状を決定することができない。初めの目安としては同様な燃焼器の経験があれば, 図3.17のような経験値を用いて開口面積から概略値を求めるのが手取り早い。

以下には各要素の圧力損失およびライナ各開口部より流入する空気流量配分を求める簡単な例を示す。

対象とした燃焼器内の流れの模式図を図3.24に示す。この燃焼器では圧縮機出口1から流入した空気がデフューザ2などで圧力損失を被りながら外側環状通路, 内側環状通路, およびライナ内へそれぞれ m_0 , m_i , m_s の分流を行う。 m_0 や m_i は肩部3以降ライナ空気孔, 冷却孔などから燃焼

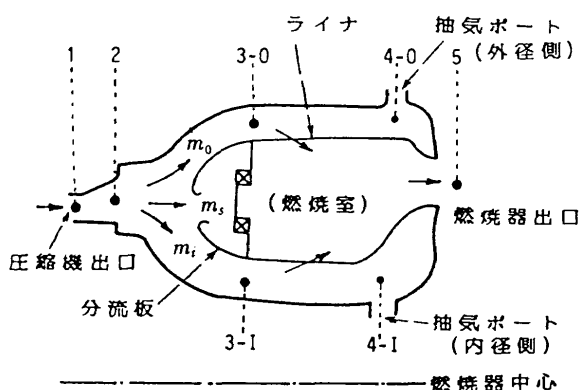


図3.24 燃焼器に出入りする流れのモデル

室内へ流入し, 残りはポート4から抽気されタービンなどの冷却に使われ5で再び燃焼ガスに合流する。それらの流れが各通路, 開口部などで経験する圧力損失を電気回路などの抵抗とみなして図示すると図3.25のようになる。ここで R_{12} はデフューザ, R_{23} は分流に伴う抵抗, R_{34} はライナとケーシング間の通路による流れ抵抗, R_{35} は空気孔, スワラなどライナ開口部通過に伴う抵抗, R_{45} はライナのフィルム冷却用空気孔などの開口部通過の際生ずる抵抗である。

開口部の流量係数は図3.26による値を用いた。この値は図3.13に示した流量係数より大きい, 燃焼器ライナの場合空気孔エッジ (edge) などを丸めていて流量係数が比較的大きくなっていることを考慮したためである。これにより図3.27のループによるくり返し計算を行うと, 最終的には各開口部通路の抵抗損失がバランスした流量配分と全体圧力損失が求まる。FJR710用に製作した7種の開口面積の異なる環状燃焼器の全圧損失値を上記計算によるものと実験値によるものを比較して図3.28に示す。ライナの各開口部の通過流量を記したものが図3.29である。これによって FJR710/600 エンジン燃焼器の場合, 各開口部からの空

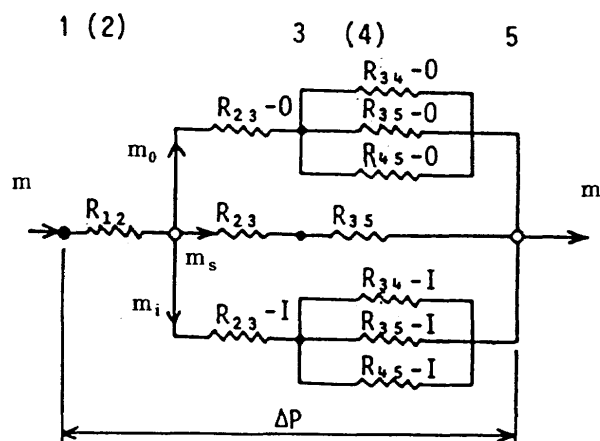


図3.25 流れの等価抵抗回路

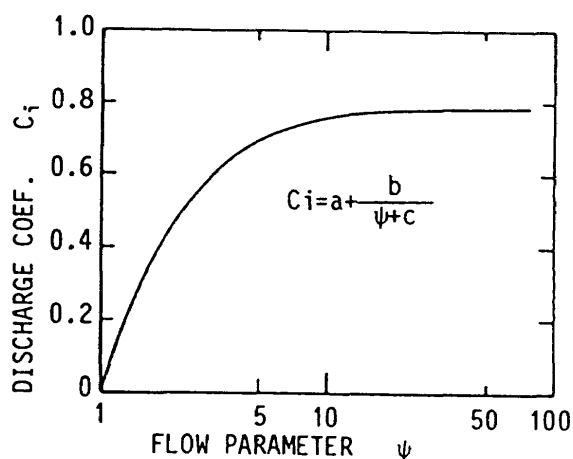


図3.26 開口部流量係数
($a=0.8$, $b=-0.533$, $c=-0.333$)

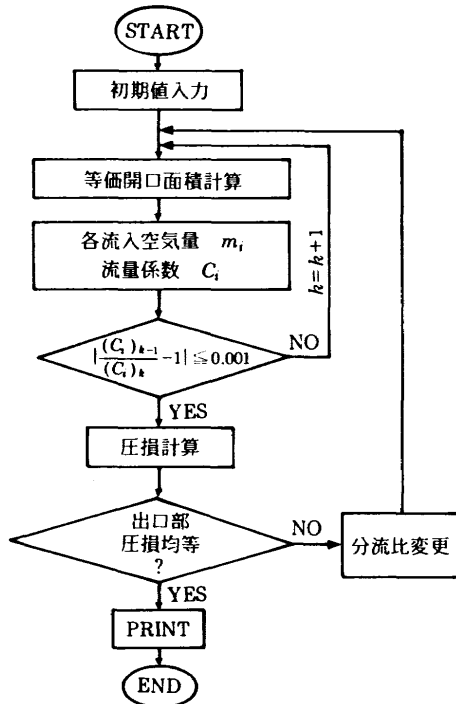
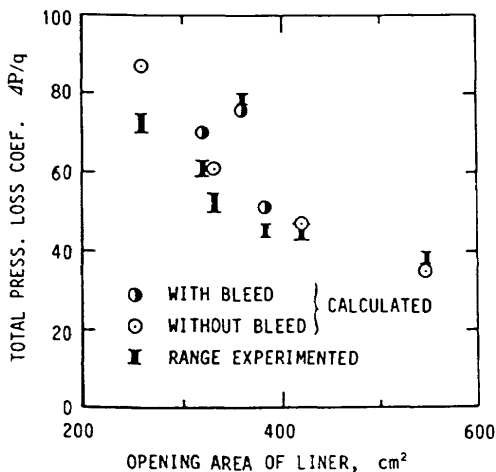


図3.27 計算の流れ


 図3.28 全圧損失係数の計算値と実験値の比較
(7種の燃焼器)

気流入量の推測ができ、燃焼状況改善や耐久性向上に役立てることができた。

3.6 保炎流れ模様

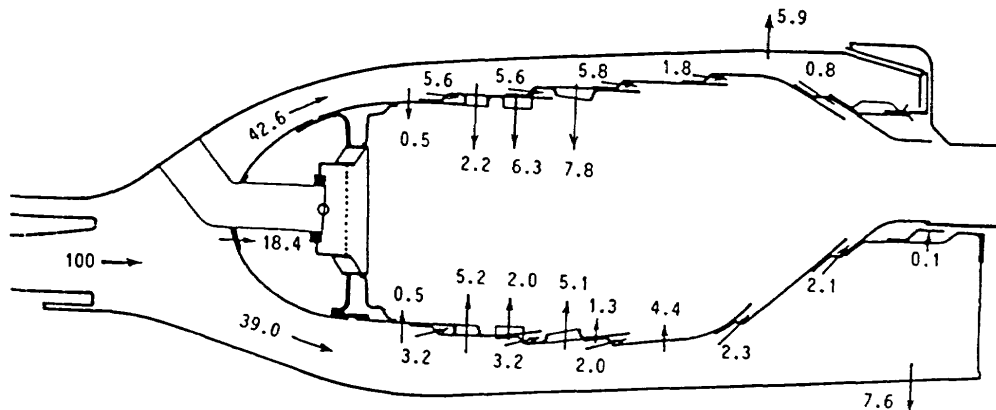
アフターバーナやラムジェットエンジン燃焼器などに用いる保炎器周囲の流れは再循環領域が保炎器代表径の数倍の長さで形成される³²⁾。

ラム燃焼器用として燃料冷却を兼ねて燃料を吹出す構造の保炎器では図3.30のように燃料噴射流による二次流による再循環領域が形成される³³⁾。これはLDVにより計測した結果から模式化した流れである。

ブラフボディ型保炎器の研究は多く行われており、寸法と吹消え風速の間には比較的単純な相似則が成立している^{32,34)}ことが知られている。しかしその保炎器から燃料が吹出している場合は寸法の大きいものほど保炎性が劣化するなど異なった傾向を示す³⁵⁾。これは再循環領域の混合気濃度に関連があるものと思われる。

2.2に記したようにガスタービンの主燃焼器の保炎形式にはスワラ、蒸発管および噴流を利用したものがある。以降にストリーマ(Streamer)あるいは水流模型により計測したそれぞれの形式の保炎流れを示す。

スワラ保炎方式燃焼器内の流れをストリーマ(第7章参照)で計測したもの⁵⁾を図3.31に示す。この場合燃焼器模型は箱形である。理解の一助のために同燃焼器をセクタ形水流模型として流れの様相をスケッチしたものを図3.32に示す。この燃焼器の場合スワラの旋回は必ずしも明確な流れとなっていないが図3.31(a)に現れているスワラ中心の逆流が保炎に重要な働きをしている。一般に軸流スワラによってできる「うず」の渦心(Vortex core)は出口まで到達する。そのため環状燃焼器などの場合、不連続有限個のスワラが円周上に配置されるため、円周方向の温度分布を均等とすることが困難である。これが時として燃料噴射弁の分散特性の劣化などと重なる出口面上で高温ス


 図3.29 燃焼器内空気流入配分 (計算条件: $A_r = 1720 \text{ cm}^2$, $A = 339.5 \text{ cm}^2$, $P_1 = 1.9 \text{ MPa}$, $T_1 = 727 \text{ K}$, $m_a = 25 \text{ kg/s}$, $\phi_D(\text{Outer}) = 23$, $\phi_D(\text{Inner}) = 35$)

ポット (Hot-spot) を形成し、タービンノズルの燃損につながる場合がある。セクタなど部分模型の試験の場合は側壁と各スワール旋回流の相互干渉がおき、出口部での流れが偏る³⁶⁾。そのためここに示した実機として完成に近い燃焼器では空気孔からの噴流により極力旋回を消散させ空気孔噴流と干渉させようとしている。図3.32に示した水流模型試験での流れはライナの外側も含めた燃焼器内全体の流れ模様を示している。この場合、図3.10にも示したように圧縮機からの主流は入口デフューザ通路中心よりかなり外径側の位置でライナ鈍頭部に衝突していることがわかった。この結果は、同燃焼器のライナ鈍頭部形状を決定したひとつの根拠となった⁷⁾。またデフューザ付近の定在うずがライナ外側の流れや分流に大きな影響を与えていることがわかる。この分流比の定量的な測定はライナ肩部に設置した楕円全圧管によって行える。

蒸発管を採用した燃焼器での保炎流れは図3.33のようで最も安定している³⁷⁾。同図では蒸発管幹部断面(I)、同腕部断面(II)、蒸発管同士中間部断面(III)での流れを示している。詳細は文献³⁷⁾を参照されたい。この場合も蒸発管のまわりに管からの噴流と空気筒からの気流による旋回流が形成されている。一般に燃焼器試験の結果では蒸発管の噴出位置

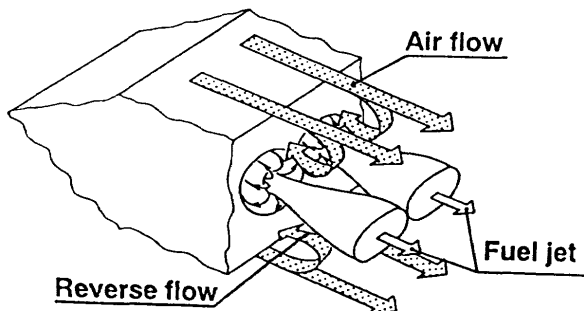
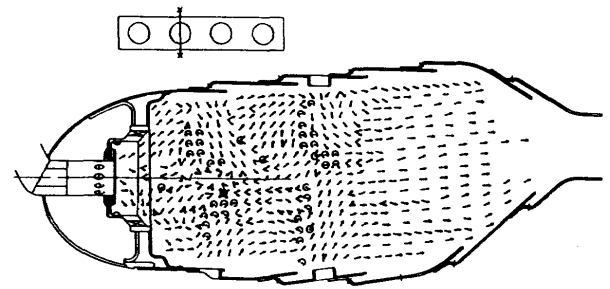
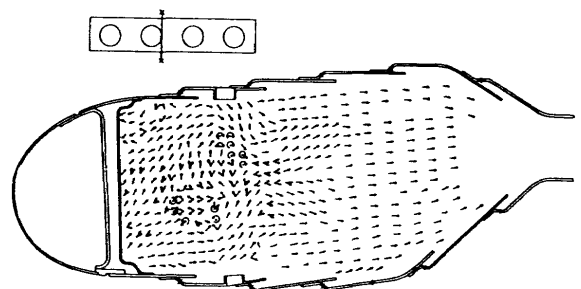


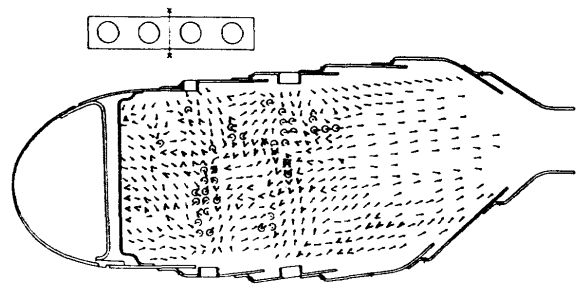
図3.30 燃料を吹出す保炎器の保炎流れの模式図



(a) CC63B箱形燃焼器内部流れ模様（スワラ中心）



(b) CC63Bの内部流れ模様（スワラ前視右側）



(c) CC63Bの内部流れ模様（スワラ中間部）

図3.31 スワラ付き燃焼器の流れ模様

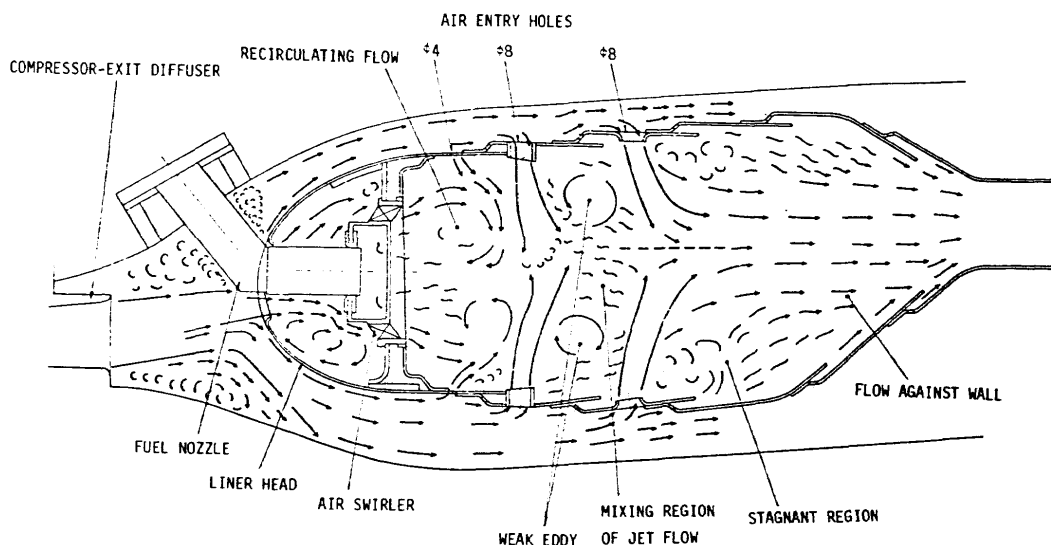
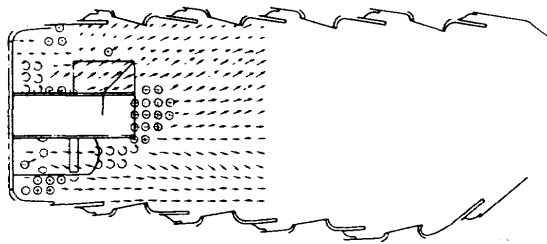
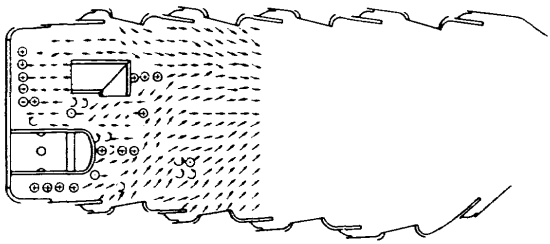


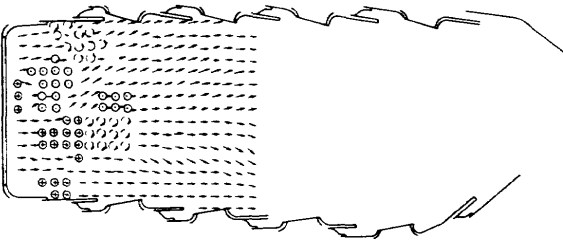
図3.32 燃焼器内流れ模様（水流模型による）



(a) 燃焼器 A-30の断面 I での流れ模様



(b) 燃焼器 A-30の断面 II での流れ模様



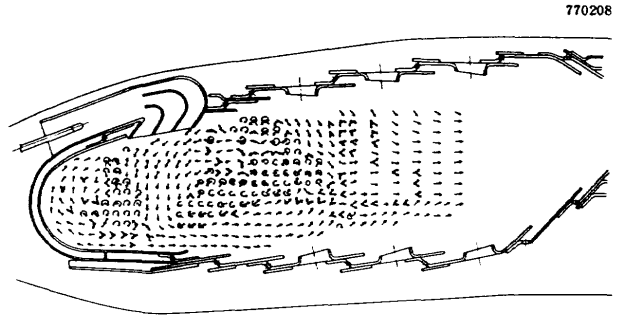
(c) 燃焼器 A-30の断面 III での流れ模様

図3.33 蒸発管付き燃焼器の保炎流れ

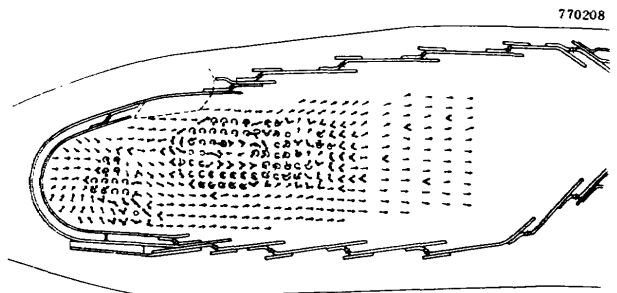
が上流の隔壁板から離れたものほど良好な燃焼特性を示した。この噴流と隔壁板に植え付けた空気筒からの空気流が保炎循環流を形成する。なお蒸発管から噴出する混合気などは比較的溫度が低い蒸発管を取付けている隔壁板はスワラを採用したものと比べて過熱されない。

噴流保炎燃焼器の場合の流れ模様は図3.34のようで(第2章文献¹⁰⁾)噴流の周囲, または前後に安定な保炎渦を形成している。特に図3.34の燃焼器の場合は, 噴流下流部の渦が高温と推測される主反応領域を形成していてこの部分の燃焼状態が燃焼器の性能に決定的な役割を果たしている(第5章参照)。この燃焼器の保炎渦は紙面に垂直な軸を持つ, すなわち環状燃焼器とした場合に円周方向に環となる再循環渦である。この渦は円周方向には均質であるため, 出口温度不均一率を低下させることが容易である。

保炎器や空気孔によって形成される燃焼器内流れ模様は, 不要なよどみ領域や, 高温部の存在, 新気の貫通距離, 混合状態などを知る上で最も的確に把握したいもので, 第7章にその測定法などの詳細を記す。



(a) 燃焼器 AS125.5の内部流れ模様(噴射管断面)



(b) 燃焼器 AS125.5の内部流れ模様(噴射管中間断面)

図3.34 噴流保炎型燃焼器の流れ模様

参考文献

- 1) Sychev, V. V., et al. ; Thermodynamic Properties of Air (National Standard Reference Data Service of the USSR : A Ser. of Property Tables, Vol.6) (1987) 300, Springer, DEU
- 2) Prabhu, R. K. & Erickson, W. D. ; A Rapid Method for the Computation of Equilibrium Chemical Composition of Air to 15000K, NASA TP 2792 (1988/3) 1-28
- 3) DuBell, T. L., Russell, P. L. and Reilly, R. S. ; A Design Approach for a Practical Turbojet Engine Combustor Diffuser System, ASME 84-GT-104 (1984) 1-6
- 4) Stevens, S. J., et al. ; The Influence of Compressor Exit Conditions on the Performance of Combustor Dump Diffusers, AIAA Paper No.76-726 (1976) 1-10
- 5) 田丸, はか 8 名 ; FJR710/600 エンジン用排煙低減型燃焼器ライナ (#605) の開発試験, 航技研資料 TM-448 (1981/10) 1-59
- 6) 田丸, 堀内, 鈴木(邦) ; ガスタービン燃焼器内の流れについて, 第7回ガスタービン定期講演会講演論文集 (1976/6) 31-36
- 7) 田丸 卓, 他 8 名 ; FJR710/600 エンジン燃焼器設計のための環状および箱形燃焼器による要素試験, 航技

- 研資料 TM-385 (1979/6) 1-76
- 8) Adkins, R. C. ; A Short Diffuser with Low Pressure Loss, ASME Journal of Fluids Engineering (1975) 155-169
 - 9) 鈴木邦男 [第 1 章文献¹⁹⁾]
 - 10) Mori, K., et al. ; Development of the Can-Type Gas Turbine Combustors, 1977 Tokyo Joint Gas Turbine Congress (1977) 120-128
 - 11) Graves, C. C. & Grobman, J. S. ; Theoretical Analysis of Total-pressure Loss and Airflow Distribution for Tubular Turbojet Combustors with Constant Annulus and Liner Crosssectional Areas, NASA Report 1373 (1958) 1-26
 - 12) Tacina, R. R. & J. Grobman ; Analysis of Total-Pressure Loss and Airflow distribution for Annular Gas Turbine Combustors, NASA TN D-5385 (1969)
 - 13) Dittrich, R. T., and Graves, C. C. ; Discharge Coefficients for Combustor-Liner Air-Entry Holes. I-Circular Holes with Parallel Flow, NACA TN 3663 (1956)
 - 14) Dittrich, R. T. ; Discharge Coefficients for Combustor-liner Air-entry Holes. II-Flush Rectangular Holes, Step Louvers, and Scoops, NACA TN 3924 (1958/4) 1-56
 - 15) Venneman, W. F. ; Flow Coefficients and Jet Deflection Angles for Combustor-Liner Entry Holes, Part II, General Electric Company, Technical Information Series, No.60-GL-184 (1960/9) 1-38
 - 16) Novick, A. S., Arvin, J. R. & Quinn, R. E. ; Development of a Gas Turbine Combustor Dilution Zone Design Analysis, J. Aircraft, Vol.17, No.10 (1980/10) 712-718
 - 17) Lefebvre, A. H. and Norster, E. R. ; Aerodynamic Influences on Dilution Zone Design, Paper presented at 11th Meeting of the Combustion, Fuels and Chemical Kinetics, Sub-committee of ARC (1965)
 - 18) Adkins, R. C. and Gueroui, D. ; Improved Method for Accurate Prediction of Mass Flows Through Combustor liner Holes, Trans ASME, J. Engng GT and Power, Vol.108 (1986/7) 491-497
 - 19) 黒沢, 他 3 名 ; 赤外線映像装置による燃焼器出口温度分布の測定, 航技研報告 TR-550 (1978/11) 1-11
 - 20) Holdman, J. D., Srinivasan, R. & Berenfeld, A. ; Experiments in Dilution Jet Mixing, AIAA J., Vol.22, No.10 (1984/10) 1436-1443
 - 21) Knight, H. A. & Walker, R. B. ; The Component Pressure Losses in Combustion Chambers, ARC Technical Report R. & M. No.2987 (1957)
 - 22) Kilik, E. ; Influence of the Blockage Ratio on the Efficiency of Swirl Generation with Vane Swirlers, AIAA-85-1103 (1985) 1-5
 - 23) Martin, C. A. ; Aspects of the Design of Swirlers as used in Fuel Injectors for Gas Turbine Combustors, ASME 87-GT-139 (1987/5) 1-12
 - 24) Gouldin, F. C., Depsky, J. S. and Lee, S-L. ; Velocity Field Characteristics of a Swirling Flow Combustor, AIAA J., Vol.23, No.1 (1985/1) 95-102
 - 25) Escudier, M. P. and Keller, J. J. ; Recirculation in Swirling Flow : A Manifestation of Vortex Breakdown, AIAA J. Vol.23, No.1 (1985/1) 111-116
 - 26) Ramos, J. I. and Somer, H. T. ; Swirling Flow in a Research Combustor, AIAA J., Vol.23, No.2 (1985/2) 241-248
 - 27) So, R. M. C., Ahmed, S. A. and Mongia, H. C. ; Jet Characteristics in Confined Swirling Flow, Experiments in Fluids 3 (1985) 221-230
 - 28) Ahmed, S. A., So, R. M. C. and Mogia, H. C. ; Density Effects on Jet Characteristics in Confined Swirling Flow, Experiments in Fluids 3 (1985) 231-238
 - 29) ベアー / シガー ; 燃焼の空気力学, 田中良一訳, (財) 省エネルギーセンター (1980)
 - 30) 鈴木邦男 ; 噴霧燃焼火炎の安定化, 噴霧燃焼に関する講習会テキスト, (社) 燃料協会燃焼部会 (1969/11) 35-56
 - 31) 日本機械学会 ; 燃焼装置の寸法効果研究分科会報告 (1975/3)
 - 32) Oates, G. C. [第 2 章文献¹⁹⁾]
 - 33) 斎藤 剛, ほか 5 名 ; 水素ラム燃焼器内の燃焼流れ, 日本ガスタービン学会定期講演会論文集 (1993)
 - 34) Lefebvre, A. H. [第 1 章文献²⁹⁾]
 - 35) 伊藤献一, 他 3 名 ; 燃料吹出しを伴うブラフボデー後流拡散火炎の保炎機構 (第 1 報, 保炎機構) 機論 (B 編) 50-452 (1984/4) 1144-1151
 - 36) Suzuki, K., et al. ; Design and Development of a High-Pressure Combustor for Aero-Gas-Turbines, Trans. ASME, Vol.100 (1978/1) 129
 - 37) 田丸, 他 [第 2 章文献⁷⁾]

第4章 燃料と混合気形成

4.1 ガスタービン用燃料

1937年に航空用ガスタービンの試運転に成功した Ohain は最初、燃料として水素を用いた¹⁾。航空機エンジンへの水素燃料使用の可能性については1950年代、航空機に搭載したエンジンの蒸発管型燃焼器に水素燃料を供給して試験した報告がある²⁾。1970年代の石油需給に問題があった際には亜音速の輸送機用に水素利用が検討され³⁾最近でもロシア(旧ソ連)での研究がみられる^{4,5)}。ロシアの研究では機内のタンクから燃料供給制御装置を介してエンジン作動を試みた本格的なものである。しかし、巨額な投資を要する空港給油設備を変えてまで水素燃料を通常の航空機に採用するメリットは見出せないでいる。最近では水素燃料の特性を生かして超音速機や極超音速機用に、また将来の燃料不足と環境保全を見越して定置用動力としても水素を利用しようとする研究や検討⁶⁾がある。

ガスタービン用燃料は現在、灯油または軽油などの液体燃料が最も一般的に用いられている。産業用では最近天然ガス(主成分がメタン)の利用が増加している。この理由には資源的観点と地球温暖化ガスであるCO₂の排出低減がある。航空機の燃料としても天然ガス利用の技術的実証研究がロシアで行われている⁵⁾。

その他のガス燃料としてプロパンガスなどはガスタービン燃焼器の研究開発の手段として液体炭化水素燃料の気化

状態を仮想して用いることがよく行われる⁷⁾。

1969年に日本機械学会分科会では石炭からロケット燃料に至る広範な燃料の物性値、規格を調べた⁸⁾。

主要な燃料の特徴と燃焼に関する特性値を表4.1に示す。水素燃料のきわだった特徴としては、

- 混合気可燃範囲が広い。
- 着火エネルギーが他の燃料よりひと桁小さい。
- 密度がきわめて小さい。液体でも同一発熱量にして灯油の約4倍の体積をもつ。
- 資源として存在せず製造にコストがかかる。

メタン燃料は、

- 着火エネルギーが大きい。
- 炭素量が少なく、排煙やCO₂などの排出が比較的小さい。
- 資源的に比較的多量に存在する。

プロパン燃料は、

- 液化しやすく、気化させた炭化水素燃料の代用として燃焼器試験などに用いる。
- 気化しても空気より重い。

ガスタービンに用いる液体炭化水素燃料は、燃焼後に固体成分が残ったり、高温腐食性があったりしなければほとんどの燃料を用いることができる。そのため定置式ガスタービンでは経済性の観点から比較的低質の燃料を用いている。一方、立地条件によっては天然ガスや石炭ガスおよびプラントのプロセスガス燃料などを用いている。後者では

表4.1 燃料の特性・物性値比較*

項 目	水 素	メタン	プロパン	灯 油**	備 考
分 子 式	H ₂	CH ₄	C ₃ H ₈	C _n H _{2n}	
分 子 量	2.01594	16.043	44.097	128	灯油は n-C ₉ H ₂₀ とした
凝固点 [K]	14.4	90.68	83.47	230*	+ 析出点
沸点 [K]	20.39	109.16	231.09	430*	+ 初留点
液体密度 [kg/m ³]	70.9	423	585.3	795.2*	沸点での値, + 15/4℃
比熱 (液体) [kJ/kgK]	9.5(20K)	3.4(100K)	2.3(235K)	1.98	
気化熱 [J/g]	446	510			
真発熱量 [MJ/kg]	116	50.0	46.386*	43.1	+ 25℃
気体密度 [kg/Nm ³]	0.0899	0.7168	10.35		
定圧比熱 [kJ/(kgK)]	14.19	2.15	1.675	1.655*	+ 25℃
熱伝導率 [mW/(mK)]	168	30.2	15.7	11.6	
粘性係数 [Pa・s] × 10 ⁶	8.40	10.19	7.50		
動粘性係数 [m ² /s] × 10 ⁶	94.4	14.22	0.725	1.88*	+ 15℃ (液体)
臨界圧力 [atm]	12.797	45.7	42.1		
臨界温度 [K]	33.24	190.7	370.01		
プラントル数	0.67	0.82	0.89		
拡散速度 [cm ² /s]	0.611	0.219	0.0863	0.05**	**n-オクタン
理論混合比 (重量比)	34.3	17.3	15.6	14.8	
(体積比)	3.38	9.55	23.8		
可燃限界 (%) (体積比)	4.0~75.0	5.3~9.5	2.2~9.5	0.8~6.0	
最高燃焼速度 [m/s]	3.06	0.33	0.42		
理論火炎温度 [K]	2318** (31.6%)*	2148 (10%)*	2198 (4.2%)*		+ () 内は燃料濃度 **25℃
消炎距離 [mm]	0.65		1.9		
最小着火エネルギー [mJ]	0.02	0.29(0.9)	0.27(1.25)		() 内は当量比

*特記のない値は0℃、1atmでの値

**灯油の値は、平均または概略値

2MJ/m³に満たない発熱量のガスも利用することがある。

一般的に言ってガス燃料の場合には、燃焼器設計技術としては比較的困難さが少ない。その主な理由は以下のようである。

- 燃料の微粒化、蒸発などの過程が入らめため燃焼領域長さが短くできる。
- 燃料と空気の混合が容易であるため、燃料過濃領域形成を避けることが出来、予混合に近い低ふく射燃焼が可能である。
- 壁面炭素堆積などの原因となる燃料のクラッキング（熱分解）などが起きにくい。
- 保炎領域を比較的高温に保ちやすく、安定燃焼をはかり易い。
- 混合気の着火エネルギーが少なくすむ。

反面、液体燃料と較べて燃料液滴の運動量利用ができないので、燃焼領域内の分散が困難であり、体積あたりの発熱量が少ないので比較的大きな燃料供給ポートが必要となる。

ここでは航空用ガスタービンなど液体燃料を用いる燃焼器において設計上重要となる燃料供給法について微粒化の方法などを概説する。

4.2 燃料供給への要求

航空機用ガスタービン燃料としては Jet A または Jet A-1 が用いられる。これらは米国規格 ASTM D-1655 (1958) によって定められている等級で、Jet A と Jet A-1 はそれ

ぞれ凍結点が -40℃ と -50℃ である灯油 (Kerosene) と規定されている。

Jet A-1 の物性値を表 4.2 に示す。これは一般家庭で用いられる白灯油にきわめて近い物性値をもっている。米国軍用規格の JP-5 (Mil-F-5624) が最もこれに近い燃料である。低留出点をもつ燃料の航空用への使用に際しては、極圏航空路などで冷却されるため析出点が高いことが限界となる。

燃焼室内への液体燃料供給の際に留意すべき事項は、

- ① 微粒化特性
- ② 吐出圧力流量特性
- ③ 燃焼室内での分散混合
- ④ 燃料供給補機負担
- ⑤ 圧力噴射弁では耐久性、特に噴口部の耐摩耗性

などである。以下にこれらの特性をエンジンの作動要求に適合させるための技術について記す。

4.3 燃料微粒化の基本

液体燃料を高負荷で燃焼させるためには、微粒化により比表面積を増大させ、酸化剤である空気との接触面積の増大と混合をはかる必要がある。

容器などから静かに液体を流出させた場合、始めは液柱が形成される。しかしそれが流速が早まるにつれ不安定となり周囲の空気との相対速度によって微粒化がおこなわれる（棚沢，1949）⁹⁾。ガスタービンの燃焼器に必要な数十 μm ～ 数100 μm の粒径に液体微粒化を行うためには液体ま

表 4.2 ジェット燃料主要物性値

試 験 項 目			試 験 方 法
比 重	(15/4℃)	0.7875	ASTM D 1298, JIS K 2249
	I.B.P. °C	155.0	ASTM D 86, JIS K 2254
	10% Evap. °C	172.5	
	20% Evap. °C	178.0	
分留性状	50% Evap. °C	191.5	
	90% Evap. °C	220.0	
	F.B.P. °C	235.0	
	残油量 v/v%	1.0	
留出量	(at 200℃) v/v%	66.0	
引火点	°C	47.5	ASTM D 56, JIS K 2539
全いおう分	wt%	0.003	ASTM D 1266, JIS K 2542
ドクターテスト		陰性	ASTM D 484, JIS K 2582
煙 点		25.6	ASTM D 1322, JIS K 2537
実在ガム	mg/100ml	0.4	ASTM D 381, JIS K 2261
析出点	°C	-53.0	ASTM D 2386, JIS K 2277
成分分析	芳香族分 v/v%	18.5	ASTM D 1319, JIS K 2536
	不飽和分 v/v%	0.1	
水分離指数		92	ASTM D 2550, JIS K 2607
動粘度	(at -34.4℃) m ² /s	5.65×10 ⁻⁶	ASTM D 445, JIS K 2283
全潜在残さ量	mg/100ml	0.6	JIS K 2278
微粒夾雑物	mg/4 ℓ	0.7	JIS K 2581

たは空気を高速とし、そのせん断力で微粒化しなければならない。これに関して現象的には多くの研究があって、Lefebvre は古くからの基礎研究文献をレビューしている¹⁰⁾。

微粒化した粒群の数値的表現法にはいくつかある^{11,12)}。粒群特性のうち粒数、直径、体積および表面積の4要素のうち、燃焼させる場合に、体積と表面積が最も影響を与えるため、それらが等価となる平均粒径をサウタ平均粒径(SMD, Sauter mean diameter)と言ってよく用いる。ただし単一液滴の蒸発するときのように液滴が直径の2乗の法則にしたがって質量減少するような拘束のある場合、粒群挙動を整理するには不適当であることが指摘されている。

気流中の燃料粒子が蒸発あるいは燃焼する現象は多くの研究があり主として解析的見地からレビューが Faeth¹³⁾ によってまとめられている。高圧雰囲気中の液滴の気化¹⁴⁻¹⁹⁾については単滴に関する研究が多い。液滴の燃焼モデルについて Law ら(1974)は単成分²⁰⁾および多成分燃料液滴の研究(1981)²¹⁾などが多くある。しかし粒群¹⁹⁻²²⁾についての研究はきわめて少ない。

壁面から噴出した燃料微粒化と気流への貫通については Hussein ら^{23,24)}の研究がある。

4.4 各種の液体燃料微粒化法とその特性

一般にガスタービン燃焼器用の燃料供給法としては表4.3に要求特性を例示するように、なかでも微粒化が良好でかつ燃焼器内への燃料分散が広範囲であるものが望ましい、その微粒化、または気化の方法に重点を置いて分類すると、図4.1のような系統となる。それらの各々について以下に概説してみる。

4.4.1 圧力噴霧形式

これは従来最も一般的に広く用いられてきた圧力噴射弁の燃料供給法である。模式的に示せば図4.2のように燃料を円筒状のうず室内に接線方向に流入させ、圧力のエネルギーを巡回速度に変換し、底面のオリフィスから高速で噴出させる。これによりスカート状の燃料薄膜流を形成させ、それを周囲気流との相対速度によって生じるせん断力で微

粒化する。例として FJR710 エンジンの燃料噴射弁メイン側の噴霧状況を写真で図4.3に示す。この場合の噴射液は水である。

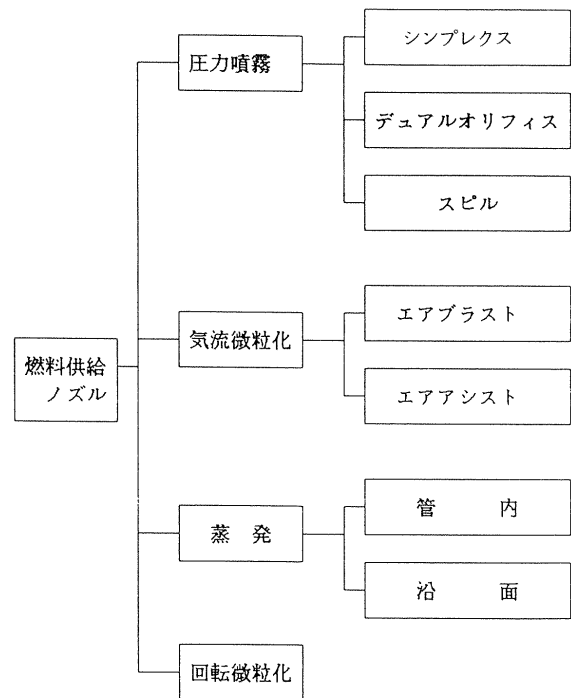


図 4.1 燃料供給法各種

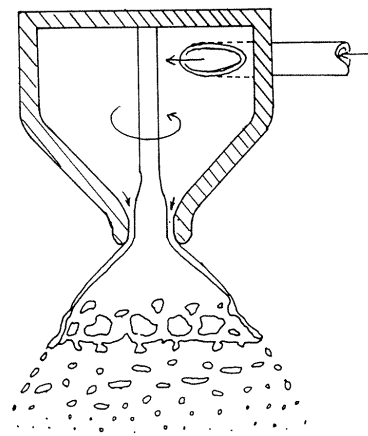


図 4.2 圧力噴射弁渦室による微粒化機構

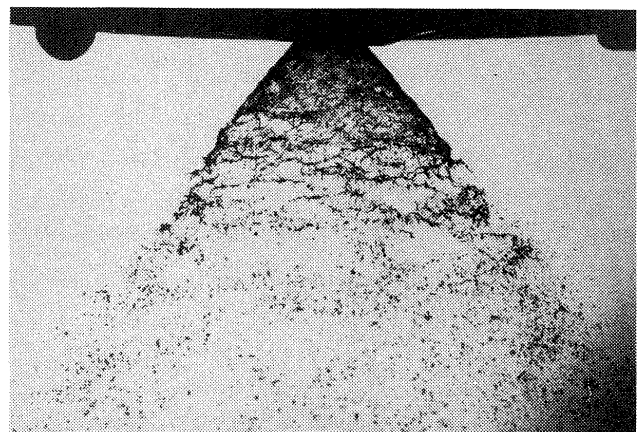


図 4.3 圧力噴射弁による液体の微粒化状況
($\Delta P_f = 0.1 \text{ MPa}$, 水)

表 4.3 ガスタービン燃焼器における燃料供給への要求

要求特性	目 的	通常特性値
微 粒 化	燃焼促進	$d_{32} = 20 \sim 100 \mu\text{m}$
分 散	高負荷化	噴霧角確保 $\alpha = 60 \sim 90^\circ$ 粒子モーメント付与
ターンドウンレシオ	作動域確保	10 ~ 20 ターボシャフトエンジン 20 ~ 40 その他ターボエンジン
炭素堆積防止	微粒化特性劣化防止	流量低下「すじ」なし

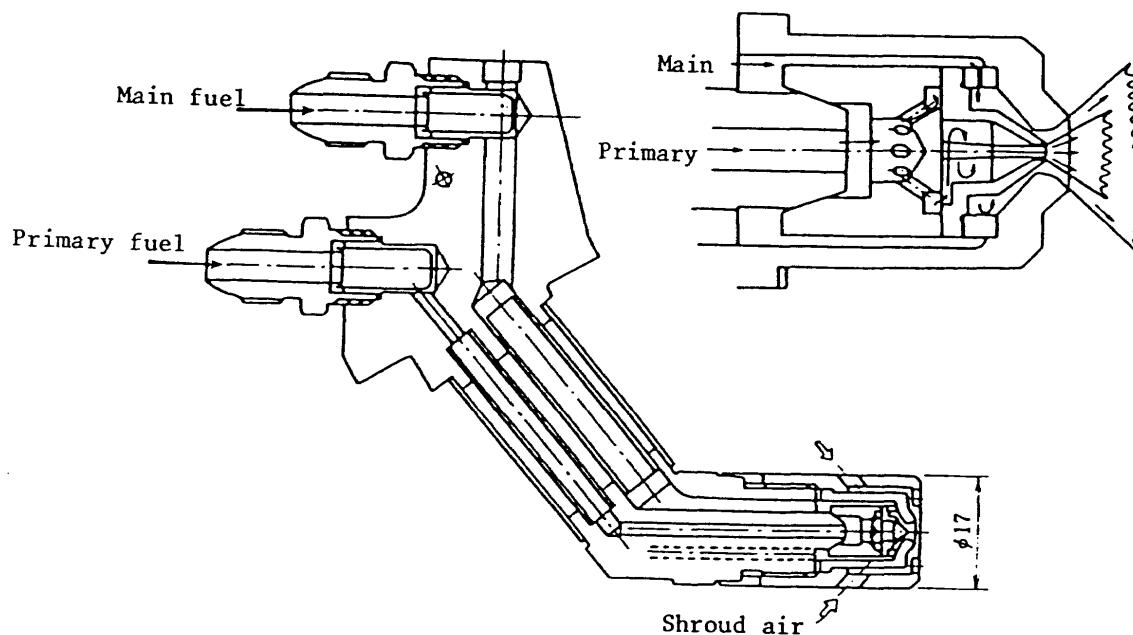


図4.4 FJR710/600エンジン用デュアル式燃料噴射弁構造

(1) 圧力噴射弁の構造

単一の渦室からなる燃料噴射弁をシンプレックス (Simplex), その外側に同心的に渦室をもう一つ設け大容量と小容量のうず室としたものをデュアルオリフィス (Dual orifice またはデュプレックス Duplex) 噴射弁という。後者の例として FJR710 エンジンの燃料噴射弁の構造を図4.4に示す。これは、着火から最大出力までのターンドアウン比 (Turndown ratio) を大きくするためこのような2つの容量の渦室を組合わせた噴射弁となっている。噴射弁は、構造が簡単で耐久性があることから、産業用を始めとするガスタービン燃焼器に最も広く用いられている。

(2) 圧力噴射弁の容量

ある噴射弁の吐出流量の大きさ (容量という) を表現するときは圧力の平方根あたりの吐出流量でもって示す。それがフローナンバ FN (Flow number) で、この定義は一般に流量を体積流量 Q で表した $Q_f/\sqrt{\Delta P_f}$ が最も普通であるが、質量流量 m_f で表した $m_f/\sqrt{\Delta P_f}$ であらわしている場合も見られる。

なお、これらの単位は、 $\text{Gal}/(\sqrt{\text{psi}} \cdot \text{hr})^{25, 89)}$, $\text{ml}/(\sqrt{\text{kN}}/\text{m}^2 \cdot \text{s})^{27)}$, あるいは、 $\text{lb}/(\sqrt{\text{psi}} \cdot \text{hr})^{28)}$, $\text{kg}/(\sqrt{\text{kPa}} \cdot \text{hr})^{29)}$ などまちまちである。著者は SI 単位で、通常のうず室の FN 値が、従来の単位の値とかけはなれたものとならない $\text{ml}/(\sqrt{\text{MPa}} \cdot \text{s})^{30)}$ を用いることを推奨したい。物理的意味合い上も 1 MPa の燃料吐出圧力で試験したときの毎秒あたりの吐出流量という点でわかりやすい。この場合の数値は、SI 単位の約束に従った組み合わせ単位 $\text{mm}^3/(\text{s} \cdot \sqrt{\text{Pa}})$ による値と一致する。

参考のために、2種の代表的なターボファンエンジンおよび発電用大型ガスタービンに用いる噴射弁うず室の FN

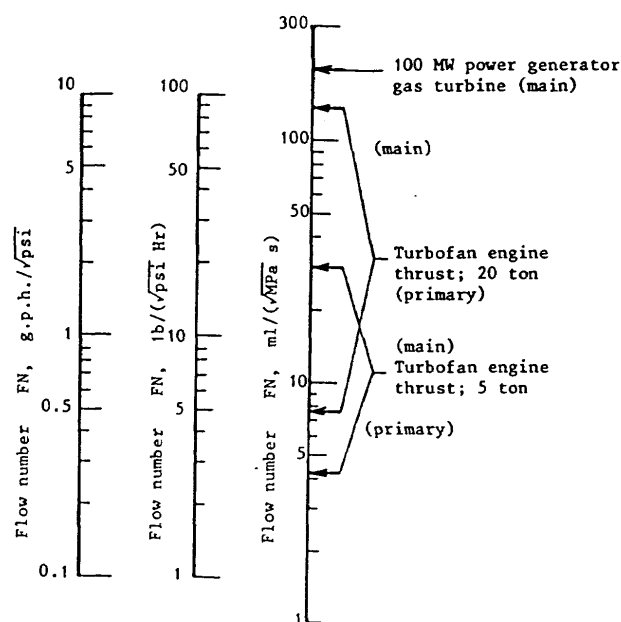


図4.5 噴射弁渦室の Flow number と単位と比較

値の異なる単位系での比較を、図4.5に例示する。

(3) 噴霧角特性

噴霧角が異常であると着火不良、燃焼不安定、ライナの焼損、出口温度分布の劣化などがおきる。一般に灯油などを使用した場合には、0.1 MPa 以上の圧力でほぼ円錐状となるが、それ以下ではいわゆる「ちょうちん」状になって著しく微粒化分散性能が劣化する。噴霧を噴出する雰囲気圧力の環境によっても噴霧角のしぼみが起こる。しぼみ角は吐出差圧 ΔP_f と雰囲気圧力 P_a とで相関関係がある³¹⁻³³⁾。Parsons ら (1986)³⁴⁾ は大気圧から 1.4 MPa の雰囲気圧力までの噴霧角、すばまる傾向を調べ、30mm 下流での噴霧

半径 $y \propto Pa^{-0.26}$ の関係を得た。Dodge ら (1986)³⁵⁾ は圧力に加えて温度の影響も調べた。

著者の経験では実機用圧力噴射弁において、燃焼器内が高圧になった時、噴射弁端面冷却用のシュラウド空気 (Shroud air) が噴霧に影響して噴霧角をせばめることがある。この影響はシュラウド空気の流れと噴孔近傍の構造的状況に大きく影響され、複雑で未だ明らかにされていない。

噴霧角に関連して分散を決定づける噴射弁特性のひとつにパタネーション (Patternation) がある。パタネーションは噴射弁軸を中心とする燃料分布の均質さを示すもので、普通 6 分割したマス (樹) の上方から図 4.6 のように燃料を噴霧してマス区画中最小の燃料量を最大量捕集した区画の燃料量で除した % で表す。FJR710/600S 燃焼器の圧力噴射弁のパタネーションの要求は表 4.4 に示すように約 1 MPa の吐出圧のとき、72% 以上を要求している。パタネーション不良の噴射弁は出口温度分布の不良やライナの焼損を引き起こす。

(4) 微粒化粒径特性

微粒化液滴粒径は吐出流量や噴霧角同様燃焼状態に最も直接的な影響を及ぼす噴射弁の重要な特性である。圧力噴射弁による噴霧の構造は Simmons らが拡大映像装置を使って研究した。それによると噴霧円錐の外周部ほど局所粒径が粗大である^{28, 29, 36, 37)}。

通常噴霧全体の平均粒径を表すには表面積-重量平均粒径である SMD で代表して示すことが多い。圧力噴射弁から噴霧した条件によってその噴霧平均粒径を表す経験式の一例は、

$$SMD = 677\nu^{0.215} m_f^{0.209} \Delta P_f^{-0.458} [\mu\text{m}] \quad (4.1)$$

となる³⁸⁾。ここで、 SMD 、 ΔP_f 、 m_f および ν の単位は、それぞれ μm 、MPa、g/s および m^2/s である。

そのほか各研究者により種々の式が提示されているが同一燃料物性値を適用して比較すると互いにきわめて類似の

式となっている³⁹⁾。各式相互の指数、係数の若干の違いは計測法などに起因すると思われる。しかしこの式によると、一定の FN ノズルでの SMD は m_f により決定されてしまうことになる。しかし現実には寸法容量の大きいノズルでは SMD 粒径が大きい。Simmons らの研究²⁹⁾ によると、噴射弁オリフィス部での液体膜厚によって平均粒径が定まる。Lefebvre らもそれに基づく粒径算出を提示しているが、実用上、膜厚を知ることは困難である。

雰囲気圧力が粒径に及ぼす影響について根矢ら³³⁾ が 0.6 MPa 程度の雰囲気圧力までの特性を受け止め法によって実験的に調べ粒径がやや粗大化する結果を得た。

一般に航空用ガスタービン燃焼器に供給する燃料の液滴径は SMD にして 20~100 μm 程度の噴霧粒径が良い。これより粗粒であると未燃焼成分が多く、また余り微細粒径であると燃焼室内への燃料分散が充分でなく、局所的な燃料過濃領域が形成されて振動燃焼などが起き易い。

噴霧粒径が燃焼効率と密接な関係を持つ⁴⁰⁾ ことは予想されるが、後者は燃焼器の形状や作動条件によって大幅に変わるので複雑である。

(5) 圧力噴射弁うず (渦) 室設計

圧力噴射弁うず室内の流れは境界層厚さの影響が大きい^{41, 42)} と言われるものの、ポテンシャル流れの理論をベースにして実験により粘性など物性値の影響を補正した棚沢・小林 (1951)^{43~45)} のうず室設計法 (ここでは TK 法と略記) が実際の噴射弁設計に役立つ。

同じ頃 Radcliffe (1955)²⁵⁾ は種々の形状のうず室を使ってうず室形態と噴霧特性との関係を実験的に求めた。実際には、その論文質疑の中で Carlisle や Frazer がその結果を整理しなおして関係を求めたもの (ここでは TR 法と略記) が設計上最も有用である。

表 4.4 FJR710/600 エンジン用圧力噴射弁仕様

Test	Supply pressure MPa		Flow rate g/s
	Primary	Main	
Flow rate	0.345	0	1.95 ~ 2.06
	1.034	0	3.16 ~ 3.42
	0	0.345	14.88 ~ 16.12
	0	1.379	30.08 ~ 31.94
	1.793	0	4.03 ~ 4.37
	1.793	1.793	38.73 ~ 41.12
Spray angle	0.345	0	90°±10°
	1.034	1.034	95°±5°
	1.793	1.793	95°±5°
	0.138	0	Record spray angle
	0	0.138	
Patternation	1.034	0	63 % up
	1.034	1.034	72 % up

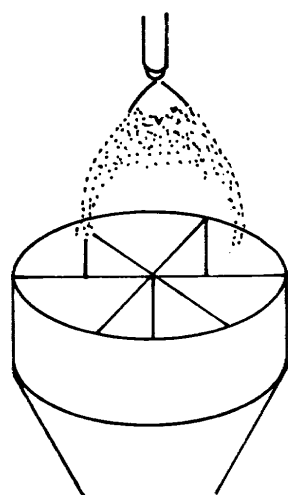


図 4.6 圧力噴射弁のパタネーション試験

Som (1980)²⁶⁾ はうず室内の境界層流れを解析し、実験値と比較した。しかしその計算結果と実験値とはかなり隔たりのある。また対象としたうず室の出口オリフィス形状は鋭角で形成され、実用上その形状では摩耗が早いので問題がある。

Simmons らは実用噴射弁の噴霧粒径特性を光学的手法などによって調べ、噴霧の構造³⁶⁾や粒径特性の詳細を報告した^{28, 29, 37)}。

Radcliffe (1955)²⁵⁾ は、図 4.7 に示す形態比率のうず室、すなわち出口オリフィス径が定まれば、うず室すべての寸法がその割合によって定まる形状を基本モデルとして、流量、噴霧角、吐出粒径などの特性を調べた。

Radcliffe の実験範囲はうず室の FN にして $3.9 \sim 92 \text{ ml} / (\sqrt{\text{MPa}} \cdot \text{s})$ に及ぶので、図 4.5 からわかるように航空用ガスタービンに用いられている実用噴射弁の容量範囲のほとんどをカバーしている。Radcliffe のデータをまとめた流量係数などの関係から供試液体物性のうず室寸法への影響をみてみると図 4.8 のようである。同図によると通常用いられる燃料の物性値の違いによるうず室寸法の相違は体積流量で表す限り僅かである。

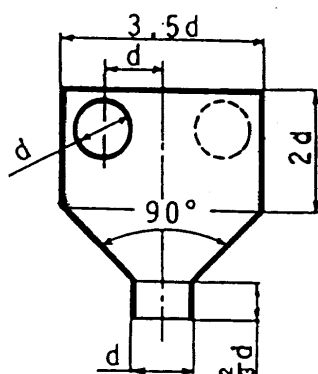


図 4.7 Radcliffe による「標準」うず室形状

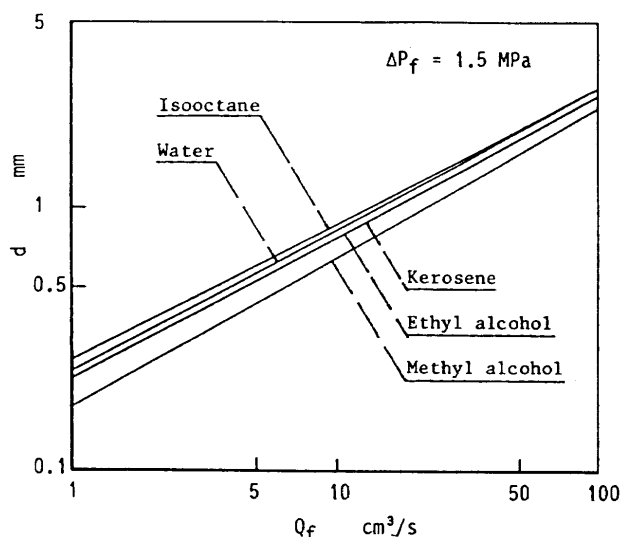
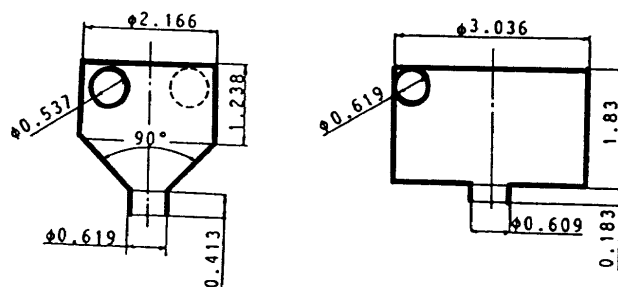


図 4.8 Radcliffe の設計法によるうず室寸法

田丸は大容量の渦室について上記の設計法と棚沢による設計法とを比較した³⁹⁾。すなわち図 4.9 のようなそれぞれの設計に基づくうず室に任意の吐出圧 ΔP_f をかけたとき、吐出流量 Q_f がどの程度異なるかを比較した結果が図 4.10 である。同図には同時に噴霧角 α の比較も示した。棚沢・小林による詳計法 (図中、TK 法) による計算の場合、設計点噴霧角が指定可能なので、Radcliffe らによる設計法 (図中、TR 法) の設計点値として求まった $\alpha = 66^\circ$ を指定した。図 4.10 の結果では、設計点から遠い比較の実用範囲からはずれた ΔP_f の領域で両設計法結果の差がでるほかは、両者の結果がよく一致している。

図 4.11 は同一直径うず室について両者の方法による吐出流量を求めたもので、横軸は TR 法による Q_f 、たて軸はそ



(a) TR 法

(b) TK 法

設計条件: $Q_f = 5.6 \text{ cm}^3/\text{s}$, $\Delta P_f = 1.5 \text{ MPa}$

図 4.9 同一設計点に対する棚沢らと Radcliffe によるうず室

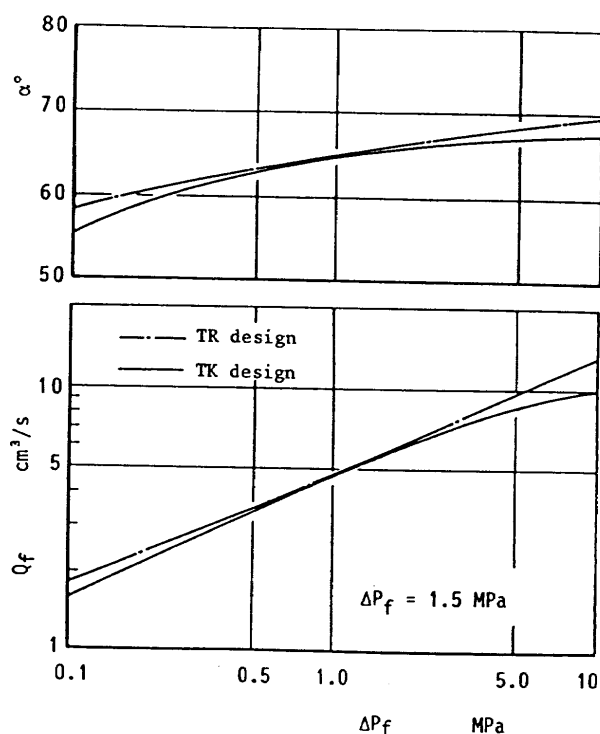


図 4.10 図 4.9 に示した寸法のうず室の吐出流量と噴霧角特性

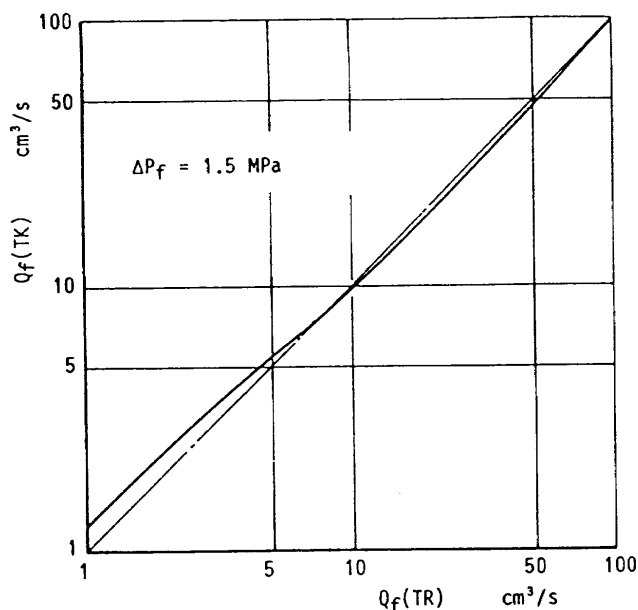


図4.11 同一寸法うず室に対するTR法による吐出流量（横軸）とTK法による吐出流量（縦軸）の比較

れと同一寸法うず室について求めたTK法による Q_f を示す。同図によると、両設計法による Q_f には大差がない。あまり実用範囲ではない小流量のうず室の場合に最大20%程度の相違が生ずる。

図4.12は上記の同一うず室で算出した設計点噴霧角 α を比較したものである。ほぼ $4^\circ \sim 5^\circ$ の相違があるが、これはそれぞれの実験の際の噴霧角測定部位の違いに基づく相違と考えられる。

一方、実験値と比較してみると、吐出容量はよく一致するが、噴霧角は相違が大きい。噴口形状が噴霧角に大きく影響を与える。メーカーでは独自の know-how をもって摩耗耐久性に配慮した噴射孔形状で要求噴霧角とした噴射弁を製作しているようである。

デュプレクスなど主うず室内に中心体のある場合でもそれが、出口オリフィス近傍で流出する液膜厚さを阻害しない限り、流量、および噴霧角にほとんど影響を及ぼさない^{39, 88)}。

その他、圧力噴射弁噴霧の特性についての研究は多い。Dombrowski ら (1972)⁴⁶⁾, (1977)²⁷⁾, Martin ら (1979)⁴⁷⁾, Wang ら (1986)⁴⁸⁾ は圧力噴射弁の微粒化特性を実験的に調べた。Solomon ら (1985)⁴⁹⁾, Zhao ら (1986)⁸⁹⁾, Rosfjord ら (1987)⁵⁰⁾, Chin (1986)⁵¹⁾ などは圧力噴射弁による噴霧の特性について調べ、Zhu ら (1986)⁵²⁾ は噴霧特性と高温気流中での蒸発を研究している。

(6) エンジン作動と圧力噴射弁

ガスタービンで要求する燃料噴霧特性は次のようである。起動時に少量の燃料をプライマリ噴射弁 (Primary nozzle) より着火し易い微細噴霧で供給する。燃料流量増大に従っ

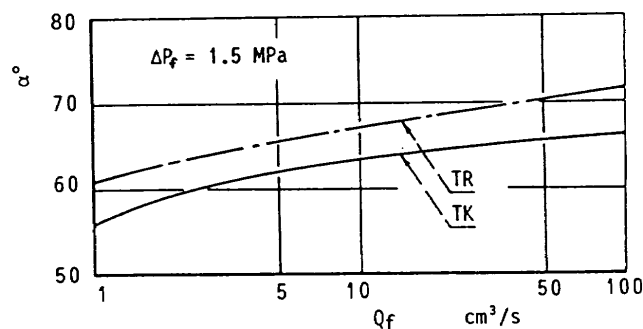


図4.12 設計法による噴霧角の違い

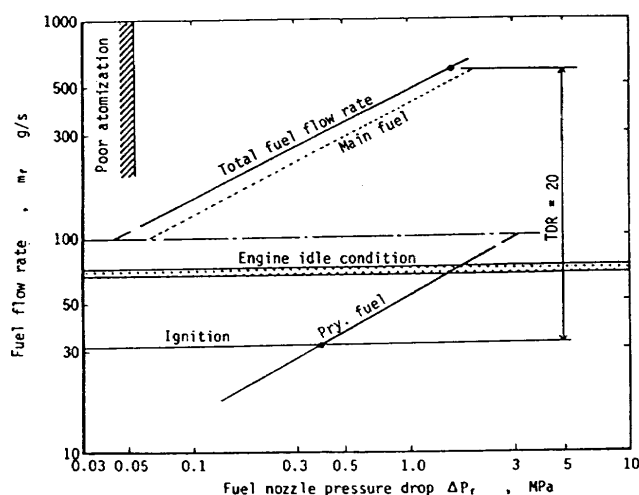


図4.13 デュアルオリフィス燃料噴射弁によるターンダウンレシオの例

て燃焼室内に適度に分散させ燃焼を行う必要があるため、粗細混合した粒径分布のある噴霧が望ましい。一般に設計点でポンプ容量に適した圧力で最大吐出流量を確保する圧力噴射弁を用いるため、単室の圧力噴射弁の場合には着火やアイドル (Idle) 運転などの小流量の燃料しか必要としないとき、燃料圧力は低下し噴霧平均粒径は粗大となる。そのような噴霧特性を向上させるため、デュアルオリフィス噴射弁 [4.4.1(1)参照] を用いる。圧力噴射弁、すなわちうず室の吐出容量は燃料と吐出雰囲気との差圧 ΔP_f の平方根に比例するため、両対数軸のグラフにその特性を示すと直線で表わされる。図4.13にFJR710の圧力噴射弁の場合を示す。

分散および微粒化の目的のため、燃料供給圧力と噴霧する燃焼室内の圧力との差、すなわち燃料吐出差圧 ΔP_f は少なくとも0.1 MPaは必要である。 ΔP_f の上限は燃料加圧ポンプの能力、正確には燃料制御器などの燃料系機器の圧力損失を除いた燃料加圧能力によって定まる。図4.14にFJR710/600Sの場合の燃料ポンプの吐出圧力から圧力噴射弁出口までの圧力損失状況の例を示す。この例では燃料制御器、分配器、配管などの損失と燃焼室内圧力のため、ポンプの昇圧能力のうちほぼ30%しか ΔP_f として利用できないこ

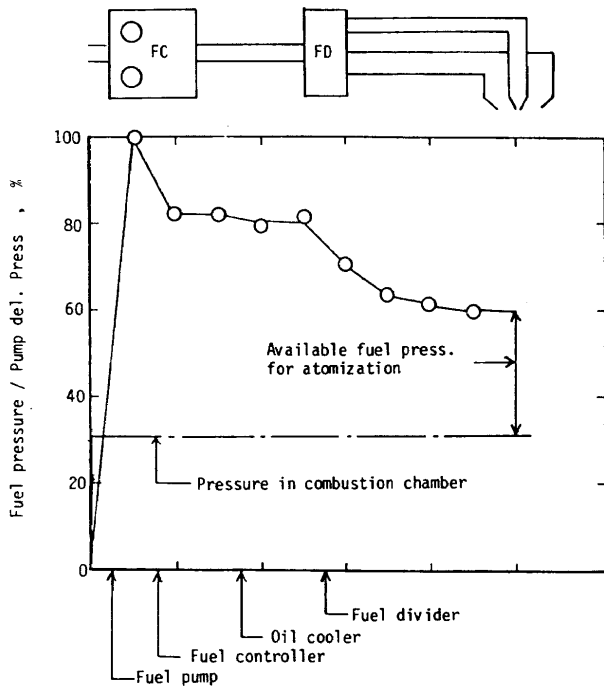


図4.14 FJR710/600エンジンの場合の燃料圧力降下

とを示している。

図4.13に示した特性の圧力噴射弁をエンジン燃焼器で用いるとき ΔP_f と吐出燃料流量の関係を図4.15に示す。同図において、各破線はそれぞれデュアルオリフィスノズルを構成するプライマリおよびメインうず室単独に横軸の燃料圧力（燃焼室圧力との差圧）を付加した場合の流量特性を示す。実際のエンジン作動条件においては、スタータで起動後、比較的少流量で微粒化特性のよいプライマリのみを噴射して燃料流量を増加させる。まず図4.15のA点で着火を行い、更に燃圧を上げ、燃焼の安定するB点でアイドル運転を行う。更に出力を増大するときにはC点（クラッキング点、Cracking point という）で初めてメインの燃料を出し始める。この時点での燃料元圧をそのまま、メインうず室にかけると、過大流量を吐出させてしまうので、Cより最大負荷点Dまでの間は、燃料制御器で流量制御を行う。したがってクラッキング点C直後のメインうず室燃料吐出圧力はきわめて低い値である。

FJR710/600S開発当時、他のエンジン例ではアイドル条件点BはC-D上にある場合が多かった。しかしFJR710/600Sエンジンではアイドル条件での未燃焼排出物低減の要求から燃料微粒化特性を改善し、燃焼効率を向上させるためアイドル条件はプライマリのみを噴射とした⁵³⁾。

圧力噴射弁はこの燃料制御器や分配器での圧力損失が大きいため、高圧力比ガスタービンでは燃料ポンプをより高圧・高出力とする必要があり不利である。

以上の圧力噴射弁への要求事項の実例として、表4.4にFJR710/600エンジン用燃料噴射弁の検査要求仕様を示した。そのほか、耐久性は実用のものの場合特性劣化につな

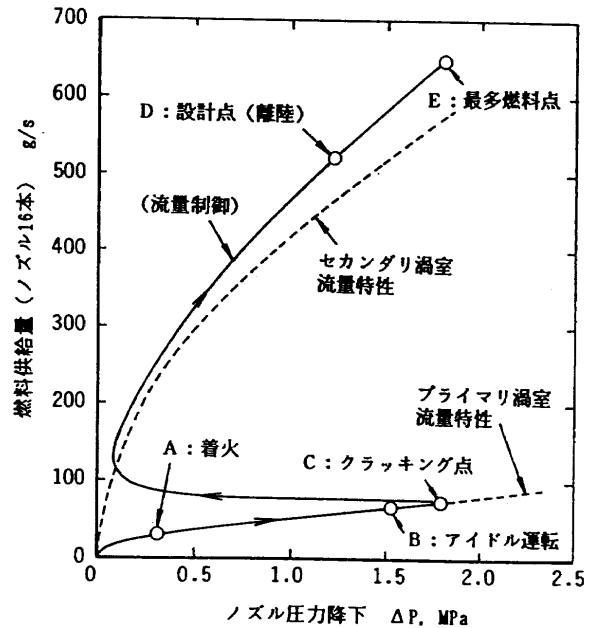


図4.15 FJR710/600エンジンの燃料吐出スケジュール

るため重要である。特にうず室出口オリフィス（噴射弁噴口）では、高速の燃料が吐出するため摩耗が生じ易い。前述のように設計法を単純化するため噴口部の角を丸めない形状に仮定することは、現実的でない。

またメーカーによる噴霧角の調整は噴口部の形状で行うようであるが、噴霧シース (Sheath) との適合性が良好でないと噴口部にカーボンが堆積し易く、噴射弁の噴霧角劣化につながり易い。

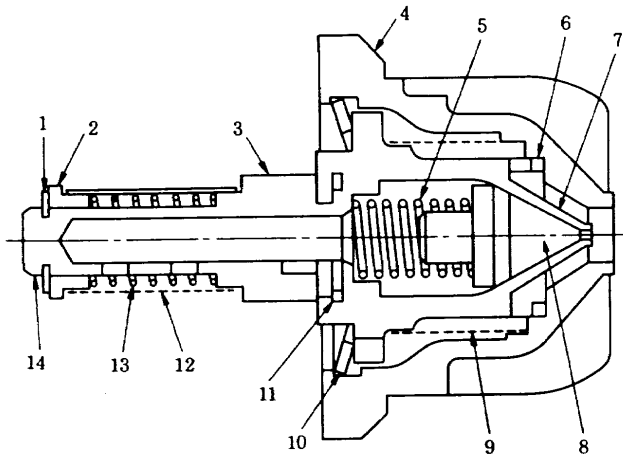
(7) 実用燃料噴射弁の例

図4.4はFJR710/600エンジンに用いたデュアルオリフィス式燃料噴射弁である。他機種のものとして図4.16にJT 9Dエンジン用噴射弁を示す。図4.17はそれに空気通路を設け、排煙低減の対策とともにプライマリ燃料のみ使用するときのメイン燃料ノズル部へのカーボン堆積を避けた構造との比較を示している⁵⁴⁾。その他最近の各種エンジンの燃料供給ノズルについては佐藤 (1986)⁵⁵⁾が紹介している。

燃焼器開発時の要素試験研究用ノズルとして用いることができる簡単なシンプレックス圧力噴射弁が市販されている。家庭用ボイラバーナなどに用いるものとしてカタログ商品となって市販されているため種々の容量や噴霧角の圧力噴射弁が揃えられている。たとえばDelavan社のカタログ⁵⁶⁾ではFNにして $0.633 \sim 63.3 \text{ ml}/(\text{s} \sqrt{\text{MPa}})$ ($0.05 \sim 5 \text{ Gal}/(\sqrt{\text{psi}} \cdot \text{hr})$) の範囲の製品がある。

(8) スピル式圧力噴射弁

うず室内の液体の一部を抽出環流させるスピル (Spill) 形式の噴射弁は比較的エンジン要求特性に応じた吐出特性、すなわち低負荷領域で良好な微粒化特性を持たせることができる。その構造例を図4.18に示す。その特性は図4.19に示すようにバイパス通路の圧力を主噴射差圧より低下させ



- | | |
|------------------|--------------------|
| 1. Ring | 8. Metering Plug |
| 2. Flange | 9. Strainer Sleeve |
| 3. Frame | 10. Ring |
| 4. Body | 11. Ring |
| 5. Spring | 12. Strainer |
| 6. Nozzle Stator | 13. Spring |
| 7. Main Insert | 14. Support |

図4.16 実用エンジン圧力噴射弁の例 (JT9D)

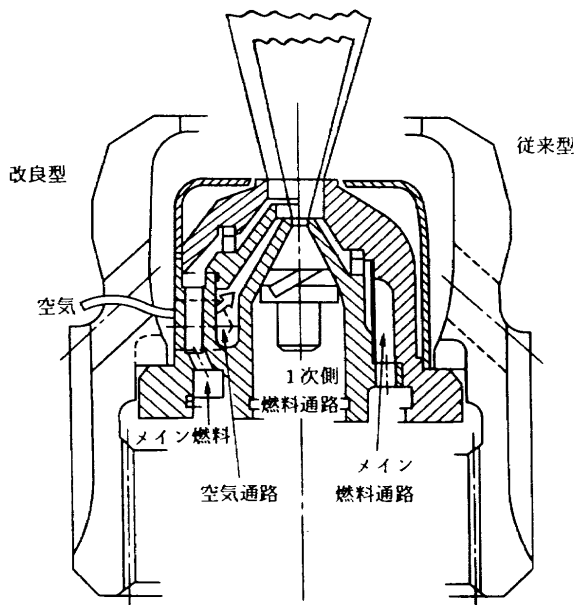


図4.17 排煙防止対策をほどこした燃料ノズル

ていくと吐出流量は減少していく。噴霧角は図4.20に示すようにバイパス流量が増加するに従って大きくなる。したがって通常の圧力噴射弁が吐出流量の低下する範囲で噴霧角が小さくなってしまふのに対し、この噴射弁ではその角度を大きく保てる利点が期待できる^{57,58)}。しかし、制御がやや複雑になる上、燃料が循環するため時間と共に燃料が加熱されていく難点がある。ポンプも容量が大きいものが必要。このような理由から実際の航空用エンジンにはほとんど用いられていない。

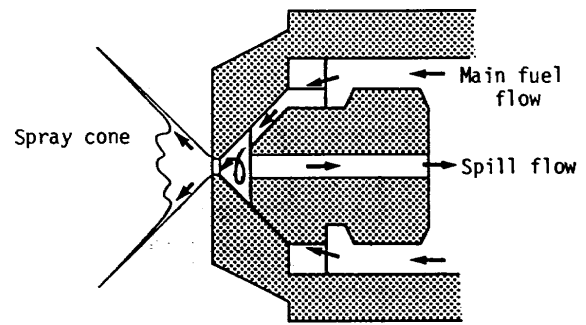


図4.18 スピル (Spill) 噴射弁の構造

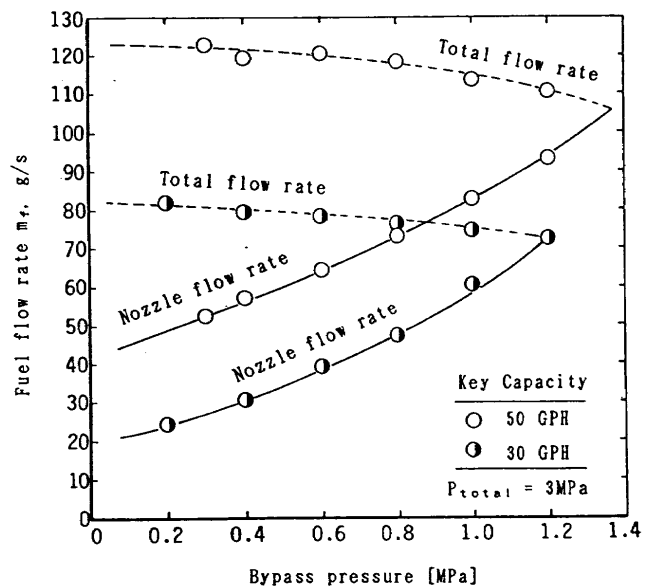


図4.19 スピル噴射弁の流量特性 (GPHは吐出容量を示す呼称, gallon per hour)

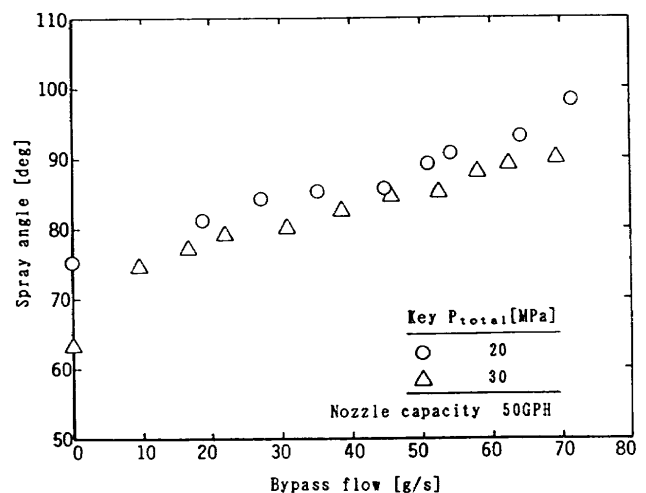


図4.20 スピル噴射弁の噴霧角特性

4.4.2 気流微粒化形式

圧力噴射弁と同等に古い歴史をもつ燃料供給法のひとつに「蒸発管」形と言われるものがある。これは図4.21に示すような種々のT字、またはJ字形管内に燃料を供給し、混合気の形成と保炎を行うものである。おそらく考案者の

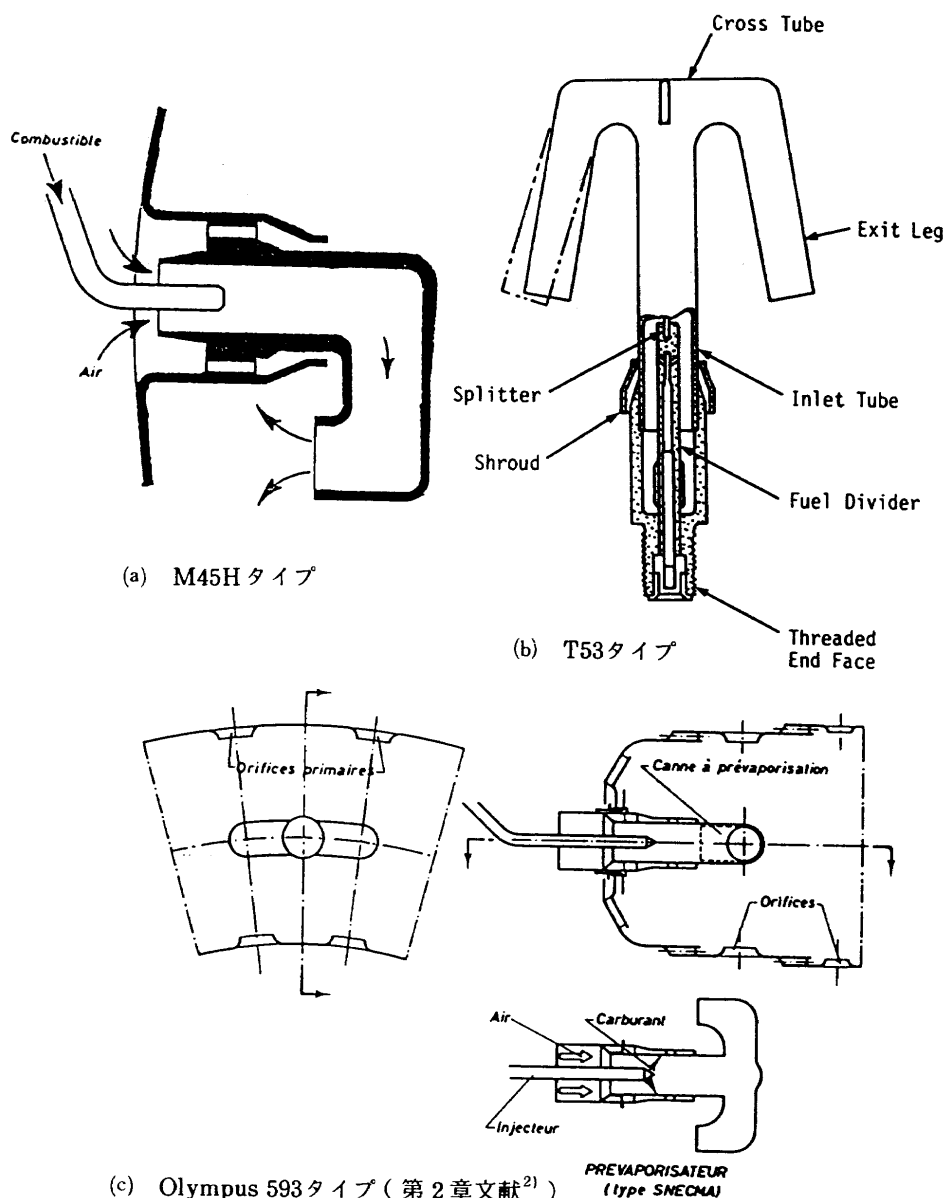


図4.21 各種蒸発管形態

意図とは異ってその後の研究で次の理由から、混合気の形成は主として気流微粒化作用によるものであることが明らかに⁵⁹⁻⁶²⁾。すなわち、

- 火炎から蒸発管表面への熱伝達のみでは所要の燃料を気化できない。
- 最も燃料を気化させ得るライデンフロスト点 (Leidenfrost point) 温度以下の蒸発管壁温では燃料は管壁をつたい十分な混合気を形成できない。
- 管壁が高温のときは燃料は管壁に接触せず大部分気流微粒化された状態で燃焼室へ噴出する。

すなわち原理的には蒸発管への燃料供給は図4.22に示すようなT字管であっても微粒化性能上は単孔噴射 (Plain jet) 微粒化と同一である。実機の、いわゆる「蒸発管」を使用したものは、Pegasus, M45H, Olympus 593, RB199, Larzac など英仏系の航空用エンジンがある(表2.3参照)。

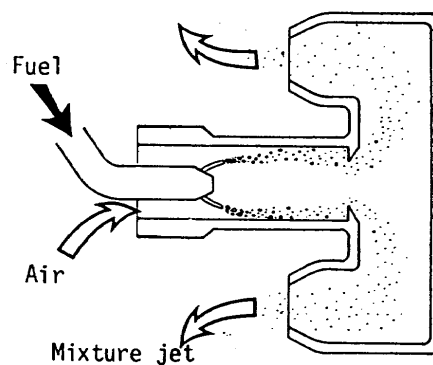


図4.22 蒸発管内の燃料挙動と混合気形成

上のような機能がわかったため最近の「蒸発管」は燃焼器の高負荷化に伴って短小化の傾向にある⁶²⁾。

もうひとつの蒸発形式は沿面形のもので、多数実用され

ているわけではないが、渦室中を旋回する気流中に燃料を供給し、遠心力で未蒸発液滴をうず室壁面に衝突させ気化は液滴の微粒化機構を明らかにした。Ingebo⁵²⁾らの研究は実験的に多くの例を示し参考になる。

もう一つ気流微粒化型燃料供給装置で実用化されているものに、図4.23に示す液膜形成型のものがある^{73, 74)}。基本的にはラップ状の面上に燃料液膜を形成させ、液膜の両面に沿った気流により微粒化をはかろうという形式である。

その平均粒径 D_{32} は

$$\frac{D_{32}}{D_n} = \left(1 + \frac{m_f}{m_a}\right) \left[0.33 \left(\frac{\sigma}{\rho_a U_a^2 D_p} \right)^{0.6} \left(\frac{\rho_f}{\rho_a} \right)^{0.1} + 0.068 \left(\frac{\mu_f^2}{\rho_f \sigma D_p} \right)^{0.5} \right] \quad (4.2)$$

としている⁹⁰⁾。ここで D_n と D_p はそれぞれ微粒化にかかわる空気流路出口の平均水力直径と膜形成部の直径（図4.23参照）である。この形式の霧化器の軸まわりの非対称について McDonell ら⁷⁵⁾の報告がある。

気流微粒化形の欠点のひとつは分散が良くないことで、最近では圧力噴射弁と組合わせ、それぞれの欠点をおぎなう働きをさせているものがある。Sjöblom (1987)⁷⁶⁾は圧力噴射弁の近傍に旋回流を作用させ分散等を改良させようとした。そのほか気流微粒化に関する研究はアフターバーナなどへの応用のため気流にジェットとして噴射した燃料の分布などについての報告⁷⁷⁾としてもみられる。

促進をはかろうとするもの⁶³⁾である。燃焼器入口気流温度の高い高圧力比エンジンでは有利である。実例として、B-1用 F101 エンジンで用いたと公表⁶⁴⁾されている。

これらの燃料供給法に対する設計資料は、ほとんど公表されていない。蒸発管については Vezhba⁶⁵⁾、田丸らの一連の研究⁶⁶⁾がある。

気流による液体微粒化の基礎的な現象としては、抜山・棚沢⁶⁷⁾が世界的によく知られている。Hinze⁶⁸⁻⁷⁰⁾や一色⁷¹⁾

これらの形式においては導入空気ソースによってエア

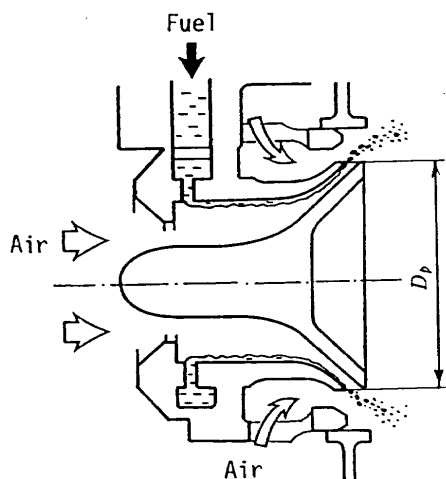


図4.23 気流微粒化型霧化器（液膜形成型）

アシスト (Air-assist) とエアブラスト (Air-blast) に区別する場合がある。前者は微粒化用空気を補機などを用いて別に供給し、後者は燃焼器に流入する空気そのものを用いるものを言うことが多い。圧力噴射形の燃料噴霧に周囲気流を導入して予混合をはかるものをエアアシストと呼ぶ場合もある。共に低い燃料供給圧力であっても高速気流によって燃料微粒化と分散混合を良好にできる。

微粒化される燃料の供給形態によって区別すると、次の2種がある。

- ① 単孔から噴流として液体を供給するもの。
- ② 液膜を形成させそれに接した気流により微粒化をはかるもの⁷⁸⁾。

前者は微粒化性能としては後者より劣るといわれる¹⁰⁾。後者は均質膜の形成がやや困難な点がある⁷⁹⁾。気流による液体噴流の微粒化に関する研究は古くから多くある⁸⁰⁻⁸³⁾。それによると単孔形でも霧化器の設計によっては十分微粒化性能の良好なものとなる^{84, 85)}。

エアブラスト方式は、低排煙でかつ低燃費を目指したファンエンジン (Fan-jet engine) などの高圧力比コアエンジン (Core engine) では極めて有利である⁸⁶⁾。図2.17にFJR 710エンジンの作動パラメータの変化を出力に対して示したが、それで明らかに風速 U_r は全範囲で比較的变化せず、燃料流量の増大を考慮しても微粒化粒径は図4.24に示すように圧力噴射弁よりはるかに良好である。同図はFJR 710/600Sの燃料供給条件を上記の燃料微粒化粒径実験式に与えて平均粒径を計算したものである。

一方、気流微粒化方式の欠点は、燃料を絞った時の吹き消えが比較的早い点である。これは燃料供給を分配供給な

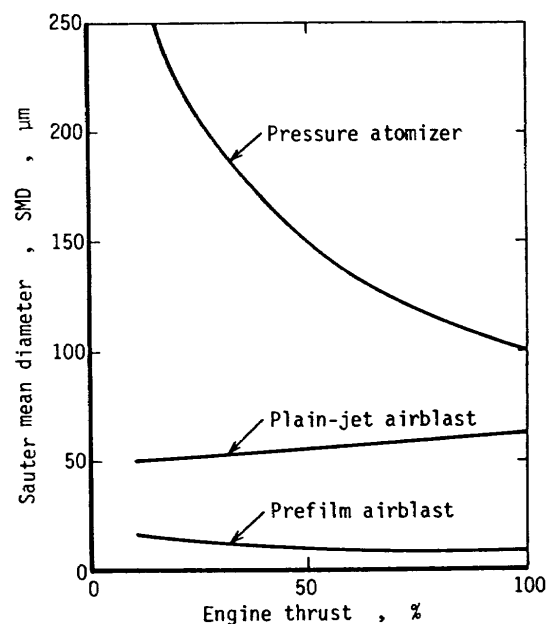


図4.24 圧力噴射弁と気流微粒化方式による平均微粒化粒径の違い

どの方法で制御することによって解決できると考えられる。特に最近の計算機制御を採用したエンジンでは容易に実現できると考えられる。

4.4.3 その他の燃料供給法

小型のエンジンで図2.2に示した燃焼器に採用している燃料供給法で回転微粒化形式のものがある。燃料を回転軸にあけた噴孔より噴出させ微粒化する特異なものであるが、Turbomeca社、あるいはTeledyneCAE社の小型エンジンで採用され使用実績を伸ばしている。工業用バーナとしては、かなり古くからロータリーカップ (Rotary-cup) 方式として用いられている。その微粒化特性については、倉林(1959)⁸⁷⁾が実験的な研究を行っている。

参 考 文 献

- 1) Lloyd [第2章文献³⁹⁾]
- 2) Kaufman, H. R. ; High-Altitude Performance Investigation of J65-B-3 Turbojet Engine with both JP-4 and Gaseous Hydrogen Fuels, NASA RM E57A11 (1957/4) 1-35
- 3) Brewer, G. D. ; Hydrogen Aircraft Technology, CRC Press (1991)
- 4) Sosounov, V. ; Some Aspects of Hydrogen and Other Alternative Fuels for Application in Air-Breathing Engines, IX International Symposium on Air Breathing Engines, ISOABE (1989/9)
- 5) ロシア共和国における低温燃料航空機の技術動向調査報告書, 日本航空宇宙工業会 (1992/6)
- 6) 福田健三 ; 水素エネルギーシステム技術の新たな展開, 日本エネルギー学会誌, 73-802 (1994/2) 85-95
- 7) Sturgess, G. J. and Shouse, D. ; Lean Blowout Research in a Generic Gas Turbine Combustor with High Optical Access, ASME Paper, 93-GT-332 (1993)
- 8) 日本機械学会第二規格部会 ; 燃料燃焼に関する資料調査分科会調査報告書 (1969/7)
- 9) 棚沢 泰 ; 液体微粒化の研究, 化学機械協会年報「化学工学と化学機械」7巻 (1949/11) 84-113
- 10) Lefebvre, A. H. [第1章文献²⁵⁾] 371-461
- 11) 棚沢 泰 ; 液体噴霧粒群の大きさの表わしかた
(その1) 機械の研究, 15巻, 4号 (1963) 505-511,
(その2) 機械の研究, 15巻, 6号 (1963) 759-764,
(その3) 機械の研究, 15巻, 10号 (1963) 1245-1250,
(その4) 機械の研究, 15巻, 11号 (1963) 1385-1391,
(その5) 機械の研究, 15巻, 12号 (1963) 1515-1522
- 12) Dodge, L. G. ; Representation of Average Drop Sizes in Sprays, AIAA-87-2133 (1987/6) 1-6
- 13) Faeth, G. M. ; Evaporation and Combustion of Spray, Prog. Energy Combust. Sci., Vol.9 (1983) 1-76
- 14) 広安博之, 角田敏一, 千田達郎, 今本敏彦 ; 高温, 高圧の気体中における単一液滴の蒸発 (第1報, 実験的研究), 日本機械学会論文集 (第2部) 40巻 339号 (1974/11)
- 15) 角田敏一, 広安博之 ; 超臨界ふん囲気中における単一液滴の燃焼, 機論46巻, 408号 (1980/8) 1591-1597,
- 16) Manrique, J. A. ; Theory of Droplet Vaporization in the Region of the Thermodynamic Critical Point. NASA CR-72558
- 17) Savery, W. & Borman, G. L. ; Experiments on Droplet Vaporization at Supercritical Pressures, AIAA No.70-6
- 18) Rosner, D. E. & Chang, W. S. ; Transient Evaporation and Combustion of a Fuel Droplet Near Its Critical Temperature. Comb. Sci. Tech., Vol.7 (1973)
- 19) Newman, J. A. & Bruzstowski, T. A. ; Behavior of Liquid Sprays at High Pressures AIAA 70-8 (1970)
- 20) Law, C. K. & Williams, F. A. ; On a Class of Models for Droplet Combustion, AIAA Paper 74-147 (1974/1) 1-18
- 21) Law, C. K. ; A-Law for Multicomponent Droplet Vaporization and Combustion, AIAA-81-0264 (1981/1) 1-7
- 22) Labowsky, M. ; Calculation of the Burning Rates of Interacting Fuel Droplets, Comb. Sci. Techn. Vol.22 (1980) 217-226
- 23) Hussein, G. A., Jasuja, A. K. & Fletcher, R. S. ; Penetration and Break-up Studies of Discrete Jets in Cross-Flowing Airstreams, ASME Paper 82-GT-25 (1982/4)
- 24) Hussein, G. A., Jasuja, A. K. & Fletcher, R. S. ; Penetration and Break-up Behavior of a Discrete Liquid Jets in a Cross Flowing Airstreams— A Further Study, ASME Paper 83-GT-170 (1983)
- 25) Radcliffe, A. ; The Performance of a Type of Swirl Atomizer, Proc. of Inst. Mech. Engrs. 169, (1955) 93-106
- 26) Som, S. K. & S. G. Mukherjee ; Theoretical and Experimental Investigations on the Coefficient of Discharge and Spray Cone Angle of a Swirl Spray Atomizing Nozzle, ACTA Mechanica 36, (1980) 79-102
- 27) Dombrowski, N. and Tahir, M. A. ; Atomization of Oils by Swirl Spray Pressure Nozzles, J. Inst. Fuel (1977/6) 59-67

- 28) Simmons, H. C. & C. F. Harding ; Some Effects of Using Water as a Test Fluid in Fuel Nozzle Spray Analysis ASME Paper No.80-GT-90
- 29) Simmons, H. C. ; The Prediction of Sauter Mean Diameter for Gas Turbine Fuel Nozzles of Different Types, J. Engng Power, Trans ASME Vol.102, No.3 (1980)
- 30) 田丸 ; うず巻噴射弁の設計, RC-50 燃焼装置の合理的設計手法研究分科会研究成果報告書, 日本機械学会 (1982/9) 22-32
- 31) Hiroyasu, H., Arai, M. & Atarashiya, K. ; Spray Characteristics of Swirl Atomizer at Pressurized Conditions, Proc. 1987 Tokyo International Gas Turbine Congress, IGTC-53, Vol.Ⅲ (1987) 69-76
- 32) De Corso, S. M. & Kemeny, G. A. ; Effect of Ambient and Fuel Pressure on Nozzle Spray Angle, Trans ASME (1957) 607-615
- 33) 根矢, 佐藤 ; Effect of Ambient Air Pressure on the Spray Characteristics of Swirl Atomizers, Papers of Ship Research Institute, No.27 (1968/2)
- 34) Parson, J. A. & Jasuja, A. K. ; Effect of Air Pressure upon Spray Angle/Width Characteristics of Simplex Pressure Swirl Atomizers, ASME Paper 86-GT-176 (1986) 1-8
- 35) Dodge, L. G. & Biaglow, J. A. ; Effect of Elevated Temperature and Pressure on Sprays from Simplex Swirl Atomizers, J. Engng Gas Turbine Power, Vol.108/1 (1986) 209-215
- 36) Simmons, H. C. & Lapera, D. J. ; A High-Speed Spray Analyzer for Gas Turbine Fuel Nozzles, Session 26, ASME Gas Turbine Conference, Cleveland (1969)
- 37) Simmons, H. C. ; The Correlation of Drop-Size Distributions in Fuel Nozzle Sprays, Part I & II, ASME Paper 76-WA/GT-9, 76-WA/GT-10
- 38) Hawthorne, W. R. & Olson, W. T. [第1章文献¹⁶⁾]
- 39) 田丸 卓 ; ガスタービン燃焼器の燃料供給法と性能向上に関する研究, 東北大学学位論文 (1985) 1-273
- 40) Hattingh, H. V. et al. ; Correlation of Pressure Atomizer SMD with Combustion Efficiency, ISABE 87-7018 (1987) 209-217
- 41) Taylor, G. I. ; The Mechanics of Swirl Atomizers, Proc. Seventh International Congress of Applied Mechanics, Vol.2(1) (1948) 280-285
- 42) Taylor, G. I. ; The Boundary Layer in the Converging Nozzle of a Swirl Atomizer, Quart. J. Math. & Applied Math., Vol.3, Pt.2 (1950) 129-139
- 43) 棚沢, 小林, ポテンシャル理論によるうず巻の噴射弁の設計法, 機論, 17-58 (昭26) 107-111
- 44) 小林清志 ; うず巻噴射弁の微粒化特性 (第1, 2報) 機論 17-58 (1952) 112-118, (補3, 4) 19-80 (1953) 56-68
- 45) 棚沢 [第1章文献¹¹⁾]
- 46) Dombrowski, N. and Wolfsohn, D. L. ; Some Aspects of Spray Formation from Swirl Spray Pressure Nozzles, J. Inst. Fuel (1972/6) 327-331
- 47) Martin, C. A. & Markham, D. L. ; Empirical Correlation of the Drop Size/Volume Fraction Distribution in Gas Turbine Fuel Nozzle Sprays, ASME Paper 79-WA/GT-12 (1979)
- 48) Wang, X. F. and Lefebvre, A. H. ; Atomization Performance of Pressure-Swirl Nozzles, AIAA-86-1728 (1986/6) 1-10
- 49) Solomon, A. S. P., et al. ; Structure of Nonevaporating Sprays, Part I : Initial Conditions and Mean Properties, AIAA J. Vol.23, No.10 (1985) 1548-1555
- 50) Rosfjord, T. J. & Russell, S. ; Influences on Fuel Spray Circumferential Uniformity, AIAA-87-2135 (1987/6) 1-7
- 51) Chin, J. S., Nickolaus, D. & Lefebvre, A. H. ; Influence of Downstream Distance on the Spray Characteristics of Pressure-Swirl Atomizers, (85-GT-138), J. Engng Gas Turbine & Power, Vol.108/1 (1986/1) 219-224
- 52) Zhu, J. and Chin, J. ; The Study on the Interdependence of Spray Characteristics and Evaporation History of Fuel Spray in High Temperature Air Crossflow, AIAA-86-1528, 22nd Joint Conf., Huntsville (1986/6) 1-11
- 53) 田丸ら [第2章文献²⁶⁾]
- 54) 民間航空機用大型ジェットエンジンの燃費改善に関する技術研究, 航空宇宙工業振興に関する調査 No.47, 日本航空宇宙工業会 (1982/3) 102
- 55) 佐藤幸徳 ; ジェットエンジン用燃料噴射弁の最近の技術動向, 日本航空宇宙学会誌 34-393 (1986/10) 519-530
- 56) Delavan 社カタログ (ダイコウ産業(株), 東京都千代田区神田淡路町2-4-6)
- 57) Carey, F. H. ; The Development of the Spill Flow Burner and it's Control System for Gas Turbine Engine, J. Roy. Aeronaut. Soc. 58, 527 (1954/11) pp.737-753
- 58) Riddlebaugh, S. M. and Norgren, C. T. ; Small Gas Turbine Combustor Study-Fuel Injector Perfor-

- mance in a Transpiration Cooled Liner, AIAA-85-1312 (1985) 1-11
- 59) Norster, E. R., ed. ; Combustion and Heat Transfer in Gas Turbine Systems, Pergamon Press. (1969) 91-104
 - 60) Tamaru, T., Suzuki, K. & Oppata, Y. ; A Study on the Fuel Vaporizer for a Gas Turbine Engine, Tokyo Joint Intn'l Gas Turbine Conf. and Product Show, JSME-19 (1971/10)
 - 61) Jasuja, A. K. & Low, H. C. ; Spray Performance of a Vaporising Fuel Injector, Proc. of AGARD Conf. No.422 (1987) 9-1~9-13
 - 62) Sotheran, A. ; The Rolls-Royce Annular Vaporizer Combustor, ASME Paper 83-GT-49 (1983/3)
 - 63) 特許公報, 昭47-21005, 67A2 (1972) 19-22
 - 64) Yaffee, M. L. ; GE Ships Final Engine for Flight Test B-1, Aviation Weeks and Space Technology/ May 27 (1974)
 - 65) Vezhba, I. ; Experimental Investigation of Fuel Evaporation in the Vaporizing Elements of Combustion Chambers, NASA TM-75383 (1972/2) 1-16 [Eksperimental'noye issledovaniya ispareniya topliva v isparitel'nykh elementakh kamer sgoraniya, Arhivum Procesow Spalania, Vol.1, No.2, 1970, 179-190]
 - 66) 田丸, 他 [第2章文献³⁻⁷⁾]
 - 67) 按山, 棚沢; 機械学会論文集(第1報) 4-14(1938) pp. 128-135~(第6報) 6-23 (1940) II-18-28
 - 68) Hinze, J. O. ; Forced deformation of viscous liquid globules, Appl. Sci. Res. Vol.41 (1948) 263-272
 - 69) Hinze, J. O. ; Critical Speed and sizes of liquid globules, Appl. Sci. Res. Vol.41 (1948) 275-288
 - 70) Hinze, J. O. ; Fundamentals of the Hydrodynamic Mechanism of Splitting in Desposition Process, AChem. Eng. (1955) 289-295
 - 71) Isshiki, N. ; Theoretical and Experimental Study on Atomization of Liquid Drop in High Speed Gas Stream, Report of Transportation Technical Research Institute No.35, 1959
 - 72) Ingebo, R. D., NASA TM-73740, 1977 など多数
 - 73) Sattelmayer, T. & Witting, S. ; Internal Flow Effects in Prefilming Airblast Atomizers : Mechanisms of Atomization and Droplet Spectra, Trans. ASME, J. Engng GT and Power, Vol.108 (1986/7) 465-472
 - 74) Zhao Qi-Shou & Gan Xiao Hua ; Effects of Geometrical Size and Configuration of Airblast Atomizers on Atomizing Performance, ASME 85-IGT-138 (1985) 1-6
 - 75) McDonell, V. G., Cameron, C. D. & Samuelsen, G. S. ; Symmetry Assessment of a Gas Turbine Air-Blast Atomizer, AIAA-87-2136
 - 76) Sjoblom, B. ; Exploratory Airblast Atomizer Tests, ISABE 87-7014, 177-185
 - 77) Yang Mao-lin, Gu, S-J, Li, X-Y ; Study on Two-Phase Fuel Distributions in High-Speed Hot Transverse Air Stream, Trans. ASME, J. Engng GT and Power, Vol.108 (1986/7) 485-490
 - 78) Jasuja, A. K. ; Gas Turbine Airblast Atomizers, Int. J. of Turbo and Jet Engines 1 (1984) 195-208
 - 79) McDonell, V. G., Cameron, C. D. & Samuelsen, G. S. ; Symmetry Assessment of a Gas Turbine Air-Blast Atomizer, AIAA-87-2136 (1987/6) 1-9
 - 80) Situ, M. and Schetz, J. A. ; Computational and Experimental Study of the Effect of Mass Transfer on Liquid-Jet Breakup, AIAA J., Vol.23, No.2 (1985/2) 254-261
 - 81) Lane, W. R. ; Shatter of drop in stream of air, Industrial Eng. Chem., Vol.43 (1951/6) 1312-1317
 - 82) Shaw, S. G. & Jasuja, A. K. ; Effect of Injector Geometry Variables Upon the Spray Performance of a Plain-Jet Airblast Atomizer, ASME 85-IGT-134, 1-6
 - 83) Chin, J. S., Durrett, R. and Lefebvre, A. H. ; Semi-Empirical Analysis of Liquid Fuel and Fuel Vapor Distributions Downstream of a Plain-Orifice Injector with Cross-Stream Air-Flow, (AIAA-85-1320), J. Engng Gas Turbine & Power, Vol.108/1 (1986/1) 204-208
 - 84) Jasuja, A. K. ; Effects of Aircraft Atomizer Design Upon Spray Quality, Proc. AGARD Combustion Problems in Turbine Engines, No.353 (1984?) 12-1~14
 - 85) Jasuja, A. K. ; Plain-Jet Airblast Atomization of Alternative Liquid Petroleum Fuels under High Ambient Pressure Conditions, ASME Paper 82-GT-32 (1982) 1-7
 - 86) 田丸 卓, 下平一雄; 高負荷なガスタービン燃焼器の設計手法, 第16回ガスタービン定期講演会講演論文集 (1988/6) 31-38
 - 87) 倉林; 機械学会論文集(第2部) 25-160 (1959/12) 1252-1265
 - 88) 日本機械学会; 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 (1982/9) 22-32

- 89) Zhao, Y. Y., Li, W. M., Chin, S. ; Experimental and Analytical Investigation on the Variation of Spray Characteristics along Radial Distance Downstream of a Pressure Swirl Atomizer, Trans. ASME, J. Engng GT and Power, Vol.108 (1986/7) 473-478
- 90) Lefebvre, A. H. ; Atomization and Sprays, Hemisphere (1989) p.252

第5章 燃 焼

ガスタービン燃焼器の設計や特性解析にかかわってくる「燃焼」は、次の分野に大別できる。

- 1) 発熱を目的とした燃焼
- 2) 大気汚染物質生成を重視した化学反応
- 3) 保炎性を重視した燃焼の開始と継続性
- 4) 高空（低温、低圧）あるいは高圧条件などでの着火性の問題

などである。以下、はじめに基礎的な燃焼に関する参考書を紹介し、そのあと項を追って燃焼器研究開発に必要な上記に関係する事項を述べる。

5.1 燃焼研究とガスタービン

ガスタービン燃焼器で問題となる燃焼の特徴は、比較的速い流れの中での熱化学反応である。一般的な燃焼現象についてはすぐれた参考書が多くある。たとえば火炎の構造や燃焼の基本現象については Gaydon-Wolfhard (1970)¹⁾, Fristrom-Westenberg (1965)²⁾ などが実験的事象に即した記述をしていて燃焼現象の理解を容易にしている。Lewis & von Elbe (1961)³⁾ や Strehlow (1968)⁴⁾, Lovachav, L. A.⁵⁾ は化学反応の基本から燃焼現象を詳述している。Williams (1965)⁶⁾ は主として理論的面から解析を行っている。これには邦訳がある⁷⁾。邦文によるものでは辻⁸⁾ による概論的な記事がある。

専門家の論文を集めたものでは Palmer-Beer の編纂によるもの (1974)⁹⁾, Afgan-Beer の編纂によるもの (1974)¹⁰⁾, Bowen らによるもの¹¹⁾ などがある。

また隔年に開かれる国際燃焼シンポジウムでは燃焼に関する基礎研究に関し多くの発表が行われ Proceedings として報告が西暦の奇数年毎に刊行されている。定期刊行物としては “Combustion and Flame”, “Combustion Science and Technology”, “Progress in Energy and Combustion Science”, 日本燃焼学会発行の「燃焼研究」などが参考となる基礎的な研究成果を載せている。

航空エンジンに焦点を絞った燃焼問題については Mulars (1985)¹²⁾ がレビュー記事を記している。

5.2 燃焼による熱発生

ここでは燃焼器への燃料算定や燃焼ガス温度などを知る方法について述べる。

5.2.1 必要燃料量見積計算

燃焼器設計の際には、与えられた空気流量 m_a と燃焼器入口空気温度 T_1 に対し燃焼器出口燃焼ガス温度 T_2 を実現するための燃料量を求める必要がある。これは以下の如く計算する。

熱力学第1法則より燃焼器入口での燃料（化学エンタルピーも含む）と空気の合計エンタルピーは燃焼器出口での温度 T_2 の燃焼ガスエンタルピーに等しい。したがって反応物のエンタルピーを h_R 、生成物のエンタルピーを h_P とすると

$$(m_a + m_f) h_R + m_f h_{RP} = (m_a + m_f) h_P \quad (5.1)$$

ここで基準を常温とした場合、 h_{RP} は燃料の高発熱量である。各温度に対する空気および燃焼生成物のエンタルピーは図 5.1 に示す。出口ガス温度 T_2 に対する h_P と式 (5.1) より

$$\frac{m_a}{m_f} = \frac{h_{RP}}{h_P - h_R} - 1 \quad (5.2)$$

として必要な燃料量 m_f が求まる。空気や混合気のエンタルピーと温度との関係は公刊文献^{13,14)} などを利用して求めることができる。一般の炭化水素燃料と空気の燃焼ガスについては Gordon (1982)¹⁵⁾, Keenan & Kaye (1983)¹⁴⁾, GE社 (1955)¹⁶⁾ および Leyhe ら (1962)¹⁷⁾ のものがある。ASTM-A-1 燃料と空気については Pofelr ら (1973)¹⁸⁾, Hippensteele ら (1978)¹⁹⁾, Jones ら (1984)²⁰⁾, Pofelr ら (1969)²¹⁾

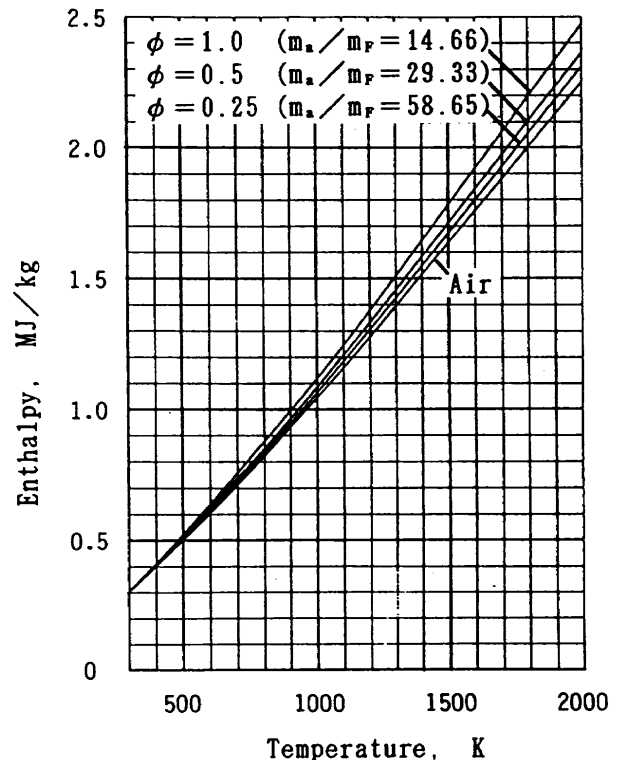


図 5.1 空気および Jet A 燃料の燃焼生成物のエンタルピー

が示している。天然ガスまたはメタンと空気に関しては Wear ら (1985)²²⁾ が示しているが上記の文献^{17,18,21)}などにも含まれている。

5.2.2 燃焼ガスの温度および組成

燃焼器への温度上昇要求に対し、性能評価上、種々の実験条件での理論（理想）上の燃焼器出口ガス温度やガス組成の概略を知ることが必要である。また燃焼器内の温度やガス組成がわかれば、燃焼器の耐久性検討の上で極めて有用である。しかし、燃焼器内火炎温度は極めて高く閉空間にあるため実測することは一般に困難である。これらの推定に化学動力学的計算は流れや滞留時間、組成分布などの状況が把握できないため用い難い。そこで現実には断熱平衡火炎温度でそれを代用する。

NASA TP-1906¹⁵⁾では構成原子数の比 H/C が1.7, 2.0および2.1の燃料に対し当量比区分を0, 0.25, 0.5, 0.75, 1.0および1.25として化学平衡状態の温度およびガス組成を表している。

一例としてジェットA燃料で大気圧の場合の各燃焼器入口温度に対する温度上昇は図5.2のようである。量論燃空比である0.068の近くでは熱解離があるため、比較的高温の入口条件ほど温度上昇 ΔT としては低くなっている。天然ガス²²⁾と水素の化学平衡温度を図5.3と5.4にそれぞれ示す。なお水素については文献²³⁾のプログラムによった。それら3種の燃料の初期混合気温度600Kの同一条件のもの

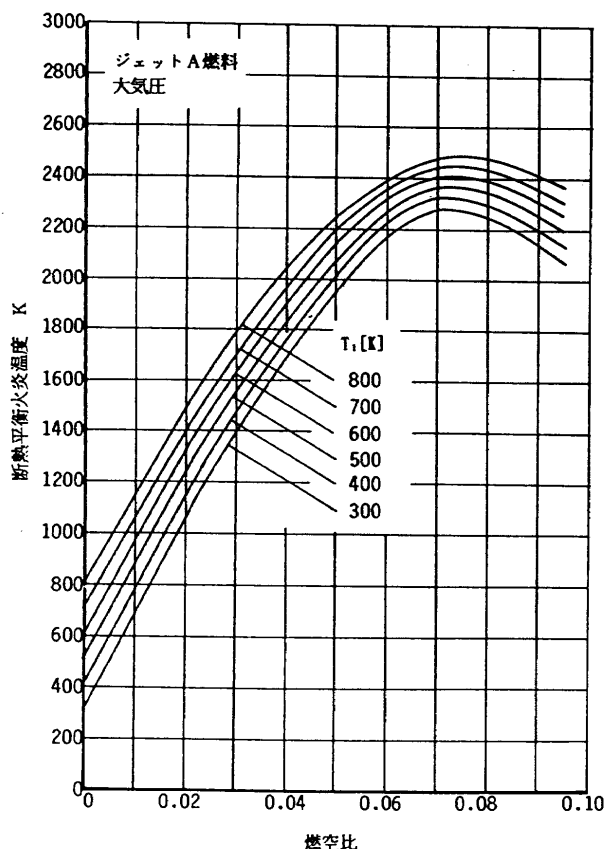


図5.2 Jet A 燃料の断熱平衡火炎温度

を比較して図5.5に示す。

一般に炭化水素燃料の温度上昇 ΔT に対する圧力条件の影響は量論比付近ではやや差があり、高圧ほど高温となるが、ガスタービン燃焼器で用いる通常の当量比範囲0.25~0.75では10~50気圧程度の圧力の影響は軽微である^{15,20)}。

燃焼ガスの性質は Gülder (1986) が CO_2 や H_2O の分圧から計算している²⁴⁾。燃料の異なるものの火炎温度計算法を Gülder (1986) が示している²⁵⁾。

炭化水素燃料の化学反応モデリングのレビューを Westbrook-Dryer (1984)²⁶⁾が行っている。

予燃焼器もたらす供試燃焼器に対する燃焼生成物の影響は Zoumin-Yijum (1985)²⁷⁾が報告している。

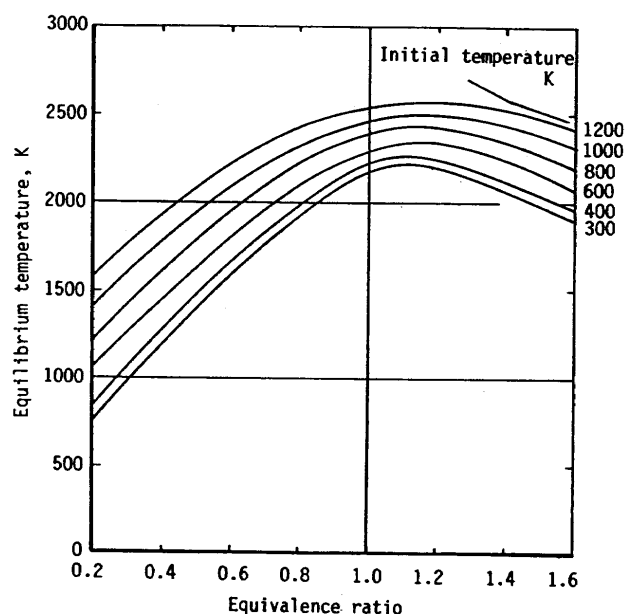


図5.3 天然ガス燃焼における平衡温度²⁾

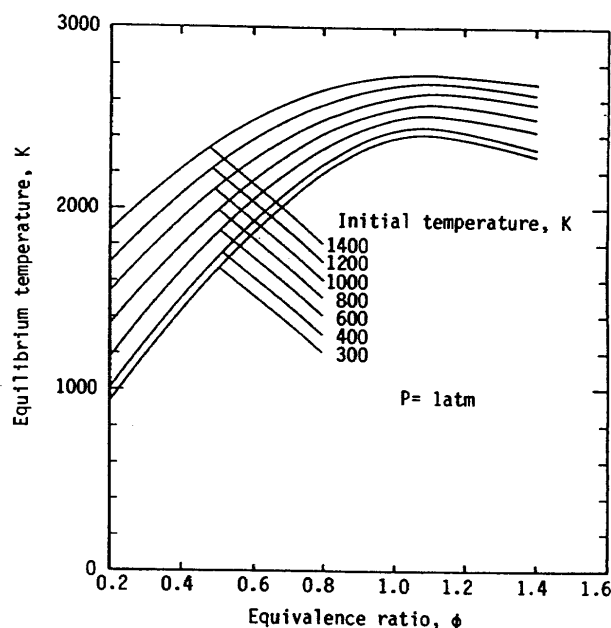


図5.4 水素 / 空気混合気の平衡温度¹²⁾

5.3 燃焼速度

燃焼速度 (burning velocity) とは予混合未燃焼ガス中へ火炎面が移動する速度 (垂直速度成分) と定義されている。これに対して観測者の見た, すなわち静止座標系に対する火炎の空間的移動速度は火炎速度 (flame speed) という。

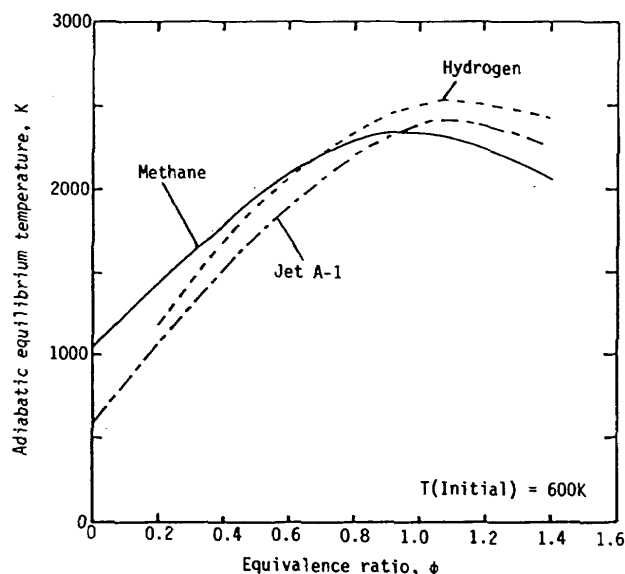


図 5.5 3種の燃料の断熱平衡火炎温度の比較

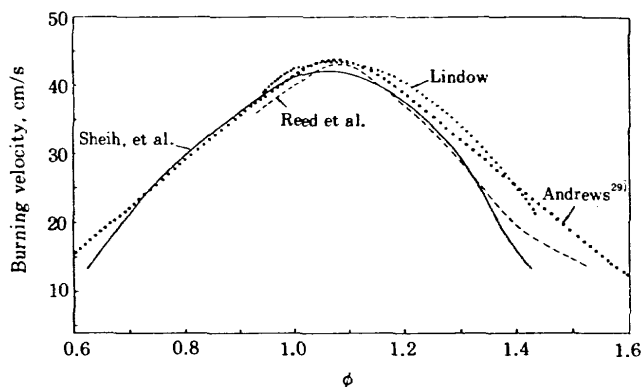


図 5.6 層流燃焼速度

5.3.1 層流燃焼速度

層流燃焼速度は一般に記号 S_L または S_u によって表われ, 各燃料固有の物性値である。水素やメタンの層流燃焼速度については, 実用的な面のほかにその分子構造の単純さから, 解析的な基礎研究が多く行われている。

空气中で燃焼させた水素について層流および乱流燃焼速度の測定を Koroll ら (1993)¹²²⁾ が行っている。Iijima と Takeno (1986)²⁸⁾ もメタンと水素について燃焼速度に及ぼす温度と圧力の影響をそれぞれ25気圧, 500 K までの実験で調べた。

メタン / 空気 の層流燃焼速度について Andrews (1972)²⁹⁾ は多くの研究者の値を検討した上で最も妥当な値を提唱している。それらによると当量比依存性に関しては, 図 5.6 のようである。層流燃焼速度の最大値は当量比 1.05 ないし 1.10 の領域にある。水素と一酸化炭素の場合は特異で, 当量比 2 付近である。

メタノール, イソオクタンおよびインドレンの空気との混合気を 700 K, 50 気圧まで実験した例 (1982)³⁰⁾ がある。一般に実験では測定方法などによって結果がやや異なってくる。

ほとんどの炭化水素燃料において室温での層流燃焼速度 S_u は数十 cm/s の値である。炭化水素燃料の層流燃焼速度の初期温度依存性は

$$S_u = a + b \times 10^{-6} T_u^n \quad [\text{m/s}] \quad (5.3)$$

と表せる。 T_u は未燃焼混合気温度である。係数 a , b , n は表 5.1^{31), 32)} のように燃料により異なる。

燃焼理論からは 2 分子反応の場合, 圧力依存性はないことになる³³⁾。実際の層流燃焼速度は一般に燃焼速度の早いものではあまり圧力依存性はないが, 燃料希薄の混合気や比較的低温の火炎では圧力上昇とともに低下することが知られている。すなわち

$$S_u \propto P^n \quad (5.4)$$

で $n = 0 \sim -0.5$ である。たとえばメタンの量論比の場合,

$$S_u = 43 P^{-0.5} \quad [\text{cm/s}] \quad (5.5)$$

表 5.1 層流燃焼速度の温度依存性

燃料	a	b	n	範囲[K]	提唱者
Methane	0.1	3.71	2	298~1000	Andrews ²⁹⁾
Methane	0.08	1.6	2.11	141~617	Dugger & Heime1 ³¹⁾
Propane	0.10	3.42	2.0	"	"
Ethylene	0.10	25.9	1.74	"	"
Benzene	0.3	0.0791	2.92	300~700	Heime1 & Weast ³²⁾
n-Heptane	0.198	0.249	2.39	"	"
Isooctane	0.121	0.836	2.19	"	"

$$S_L = a + 10^{-6} b \times T^n$$

としている²⁹⁾。ここで P の単位は気圧である。この関係は一気圧以下の実験値については研究者によってかなりのばらつきがある。

ユニークな高圧燃焼基礎研究としてブンゼンバーナを使って50気圧までの雰囲気中で層流メタン火炎の形状変化と NO_x 排出を調べた報告³⁴⁾がある。

5.3.2 乱流燃焼速度

ガスタービンの燃焼場での流れは乱流で、保安性などの検討には乱流燃焼速度が問題になる。乱流燃焼速度 S_T については乱流構造や乱流火炎伝播の研究が古くから行われている^{35, 36)}が、未だ定量的な関係式が求められていない⁷⁾。

一方、吹消え風速については層流との明らかな相関があることが知られている。例として代表寸法が D_c のブラフボディ保安器の吹消え風速に関して当量比が0.75以上の均質予混合気中で³⁷⁾,

$$U_{Bo} = \frac{C_s D_c S_L^2}{a_0} \quad (5.6)$$

ここで C_s は形状係数(shape factor)で、円柱に対しては1.20、Vガッタに対しては30°、45°および90°のものに、それぞれ1.33、1.4および1.48の値をとる。 a_0 は温度伝導率($=\kappa/c_p\rho$)、 S_L は層流燃焼速度である。この関係は U_{Bo} が300m/sに至るまで実験値とよく合っている。

5.4 反応律速条件の燃焼

ガスタービン燃焼器寸法で反応律速となるのは化学反応速度が低下する高空再着火、アイドルなどの条件の時である。この時燃焼速度が低下し保安流れに対応できなくなり吹消えや燃焼不安定が生ずる。燃焼の基礎研究では一次元的な未燃焼混合気への火炎面移動を取扱っているが、ガスタービン燃焼器としては、ある温度、圧力、当量比での混合気平均流速がどれほどの値に出来るかが関心の対象である。

以下にまず吹消え限界に焦点をあてた空気負荷率[第2章参照]、次に燃焼効率ないし熱発生に焦点を絞った燃焼負荷率について概説する。

なお、大気圧以下や混合気が低温の場合は反応律速であるが、2～3気圧以上の燃焼器条件では流れや混合が律速になるといわれる³⁷⁾。

5.4.1 燃焼器の空気負荷率

(1) 攪拌反応器による空気負荷率研究

Longwellら(1953)^{38, 39)}は保安器や図5.7に示すような攪拌反応器(SphericalまたはWell-Stirred Reactor, 以降WSRと略)の実験で、反応律速条件での吹消えが次の「空気負荷率」で当量比 ϕ の関数として整理できることを示した。

$$La(\phi, T_1) = \frac{m_a}{VP^{1.8}} \quad (5.7)$$

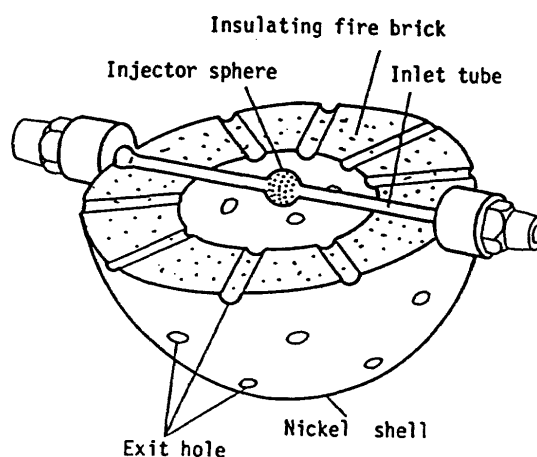


図5.7 かくはん反応器 (WSR) の下半部

ここで T_1 は混合気初期温度、 m_a 、 V および P はそれぞれ流入空気質量流量、反応器容積および圧力である。

この結果によると空気負荷率は量論比付近で最も大きな値をとることができる。

その後、Hottelら(1957)⁴⁰⁾は異なる燃料を用いて実験し、式(5.7)の圧力指数が当量比の関数であることを指摘した。Longwellらは400Kの入口温度での試験であったが、Herbert(1957)⁴¹⁾は入口温度の依存性を次のように表してWeissら(1958)⁴²⁾の高温でのWSRの吹消え結果とよく合うことを確認した。

$$La = \frac{m_a}{\{VP^n \exp(T_1/C_t)\}} \left[\frac{\text{kg}}{(\text{m}^3 \cdot \text{s} \cdot \text{atm}^n)} \right] \quad (5.8)$$

ここで

$$C_t = 220 \{ \sqrt{2} - |\ln(\phi/1.03)| \} \quad (5.9)$$

またWeissら(1958)⁴²⁾は11種の炭化水素燃料を試験し、いずれも同様な吹消え特性を示すことを確認した。以上、1968年頃までのWSRに関する研究は田丸(1989)⁴³⁾がまとめている。

Odgersらは予混合ガスの希薄側燃焼限界を求めた⁴⁴⁾。

最近、Sturgessら(1993)⁴⁵⁾はLongwellらと同様の次の定義の負荷率を使って箱形燃焼器保安領域の希薄吹消え限界を図5.8のように求めた。

$$La = \frac{3.72 m_t}{\{VP^n \exp(T_1/304)\}} \left[\frac{\text{kg}}{(\text{m}^3 \cdot \text{s} \cdot \text{atm}^n)} \right] \quad (5.10)$$

ここで m_t は燃料と空気の合計質量流量であるため、定義上もはや「空気」負荷率とは言い難いが、燃料希薄条件であるため実質的には相違がない。圧力指数 n についてはKretchmer-Odgers⁴⁶⁾と同様、 $n=2\phi$ とした。3.72/exp($T/304$)はLongwellら³⁸⁾の実験条件である初期温度400Kに換算するための補正関数である。温度の修正係数値304は式(5.9)で $\phi=1$ とした値に近い。

これらの空気負荷率は気体の状態方程式などを使うと、次のように風速の関係として表わすことができる。

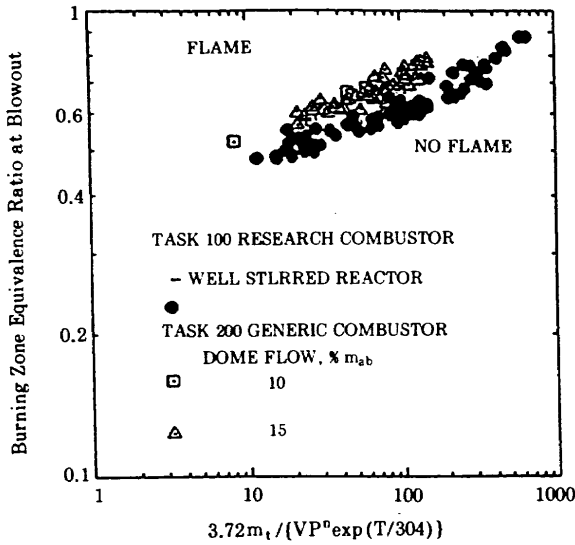


図 5.8 Sturgess が求めた箱形燃焼器とかくはん反応器における吹消え限界

$$La = \frac{Ur}{L \cdot R T_1 \cdot P^{n-1} \exp(T_1/C_t)} \quad (5.11)$$

ここで Ur と R は流速とガス定数、 L は式 (5.7) の体積 V が断面 A をもつと考えたときの長さである。吹消え限界での式 (5.11) の Ur は当然混合気の燃焼速度に関連していると考えられる。一般に燃焼速度は温度と圧力および乱れなどに依存するため、負荷率がそれらの条件に極めて密接な関係があることが推測される。

(2) プラフボディ保炎器の吹消え限界

Ballal と Lefebvre (1979)¹²⁶⁾ は当量比が 0.7 以下の比較的薄い均質混合気の吹消えに対して

$$\phi_{BO} \propto \left\{ \frac{Ur}{P^{0.25} T_1 \exp\left(\frac{T_1}{150}\right) D_r (1 - Bg)} \right\}^{0.16} \quad (5.12)$$

を示した³⁷⁾。ここで D_r は断面代表長さ、 Bg はブロックージ比である。

更に乱れを考慮した式も提示している³⁷⁾。しかし、実機に適用するには実機作動条件での乱れを知る必要があるが実際の場の値は不明な場合がほとんどである。

5.4.2 燃焼負荷の関数依存性

燃焼による熱発生率、すなわち熱負荷も化学反応律速条件に支配されるため空気負荷率と類似のパラメータで表わされる。

燃焼負荷、または熱負荷は一般に大気圧での単位燃焼室容積あたりの発熱量をいうことが多く、圧力は大気圧の場合も、空気負荷率に似せて平方した圧力あたりの値を示す場合もある。一般に燃焼器の空気負荷率を大きくしていくと図 5.9 (原図⁴⁷⁾) のように燃焼効率が低下する。

燃焼負荷率は吹消え限界を見極める空気負荷率と異なり、最大の熱出力を検証するパラメータである。燃焼負荷(率)

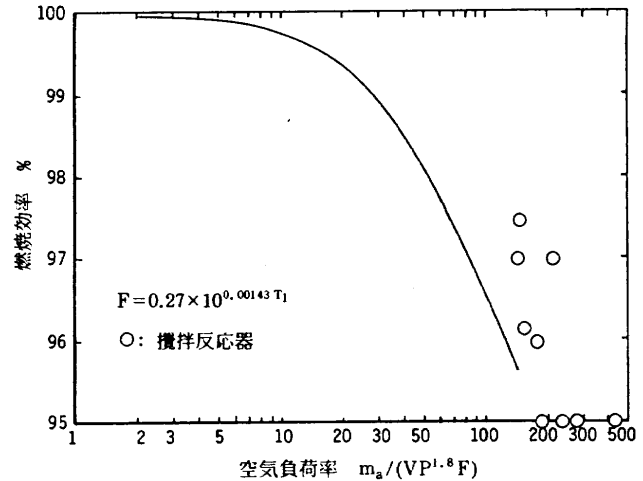


図 5.9 空気負荷率と燃焼効率

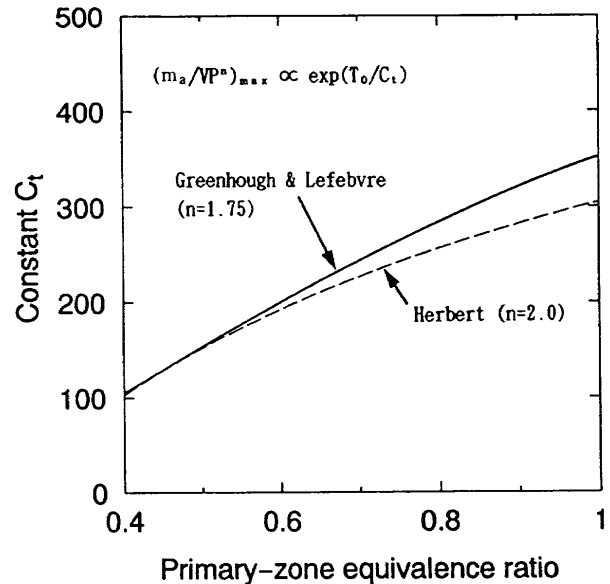


図 5.10 空気負荷率に用いる流量係数の当量比依存性

を空気負荷率と同様のパラメータ m_a/VP^2 で各当量比での発熱を計算すると、当然負荷率の高い場合ほど高い発熱となる⁴³⁾。大気圧条件で熱負荷の最大値は 2.5 GW/m^3 程度であることがわかる。しかし、負荷率を高くするには圧力損失の増大を招きエンジン燃焼器としては不利である。また燃料過濃側は燃料消費率が著しく低下し⁴⁸⁾、特殊な目的以外この領域は実用範囲とはならない。量論比の混合気の燃焼量をみると、Herbert (2957)⁴¹⁾ や Greenhough-Lefebvre⁴⁹⁾ が示したように燃焼負荷は初期温度の高いほど大きい、そのピークで燃焼する燃料量は 80% もしくはそれ以下となる。

燃焼負荷率の温度依存性は空気負荷率で用いたと同様、温度の指数関数に反比例する。図 5.10 に温度依存性 $\exp(T_1/C_t)$ の係数 C_t の値を Lefebvre のもの³⁷⁾ と Herbert による式 (5.9) のものを比較して示す。当量比の小さい値では一致しているが量論比に近付くとやや相異がある。

Lefebvre³⁷⁾は燃焼効率を定めるパラメータ (θ パラメータ) として燃焼速度の考察から次式を提唱している。

$$\eta = f \left\{ \frac{P_1^{1.75} A_r D_r \exp(T_1/300)}{m_a} \right\} \quad (5.13)$$

ここで A_r , D_r はそれぞれ代表断面面積と代表寸法である。

状態方程式を用い流速の関係として表わすと

$$\eta_c = f \left\{ \frac{(P_1 D_r)^{1.75} T_1 \exp(T_1/300)}{U_r} \right\} \quad (5.14)$$

したがってここでも燃焼効率には風速, あるいはそれに影響を与える入口温度の関係が式(5.11)の逆数と類似の関係にあることがわかる。

5.5 実用形燃焼器内の燃焼

主として航技研で研究・開発した燃焼器を中心に, 実用形燃焼器の燃焼状況について概説する。

5.5.1 燃焼室の機能区分と空気導入量

燃焼室は図5.11のように便宜上3つの領域, すなわち, 一次燃焼領域 (Primary zone, 保炎領域とも言う) Z_P , 主燃焼領域 (Main combustion zone) Z_M , および希釈領域 (Dilution zone) Z_D にわけて考えることがある⁵⁰⁾。ここで Z_P は燃焼器の最上流部から最初の空気導入孔 (第1列空気孔) までの領域, Z_M は希釈空気孔直前まで, Z_D は希釈空気孔以降である。機能上 Z_P では, 供給された全燃料 (まれにプライマリ燃料だけのこともある) が空気と混合し, 保炎を行う。基本的には $Z_P + Z_M$ で全燃料が完全燃焼して高温ガスを形成し, Z_D にて残りの空気を混合希釈することによりタービンへ流入する燃焼ガス温度のレベルを下げ要求温度分布に調整する。

Z_P では燃焼器作動条件の最も厳しい場合に前節で述べた空気負荷率が最大となるようにする。空気負荷率が最大の場合, 燃焼効率は80%程度⁴¹⁾であるが, 残りの反応は Z_M で完結することを目指す。

最近の高圧高負荷燃焼器では排煙対策等のため Z_P を含む主燃焼領域に多くの空気を配分するため希釈空気量が比較的少ない。そのため出口ガス温度分布も希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なければならない。たとえば

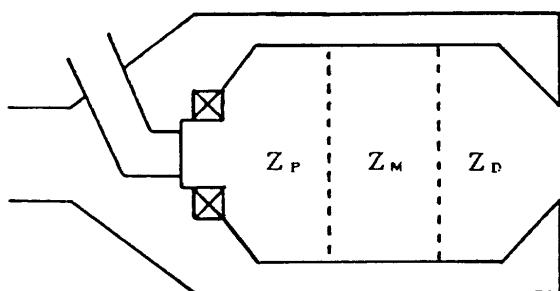


図5.11 燃焼室内の領域区分

CF6-80⁵¹⁾ や F-101⁵²⁾ エンジンの燃焼器では40%を超える空気量を Z_P に導入している。したがって燃焼器長さとして Z_P , Z_M , Z_D すべてをひくくめた全長 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ますます重要となっている。

5.5.2 流れと保炎

保炎性能に関する最も基礎的な研究は, 多く V ガッタなどの二次元的保炎器によって研究されている⁵³⁻⁵⁵⁾。そのような単純な形態の保炎器はアフターバーナやラム燃焼器に用いられている。

ガスタービン主燃焼器の保炎器としては, 空気旋回器 (スワラ, air-swirler) または噴流などが用いられる。具体例として図2.4に示した代表的な保炎方式の燃焼特性を以下に示してみる。対象としたモデルの性能は必ずしも十分高いと言えないがそれぞれ典型的な特徴を示している。

(1) スワラ保炎方式燃焼器

燃焼領域の典型的な特徴を示すために図5.12に燃焼効率特性を示す2種の燃焼器⁵⁶⁾を比較する。主要測定条件は図中に示してある。これらのモデルは箱形で出口大気開放下で測定している。同図で燃焼効率が100%を越えている部分があるがそれは計測に起因する。詳細は原文献を参照されたい。

燃焼効率の良好なモデルでは図5.13と図5.14に示すように局所当量比1の領域が広い。また二酸化炭素も高濃度の領域が比較的広い範囲で存在する。酸素消費効率の分布をみると図5.15のように燃焼効率の良いものではスワラから50mm程度の距離で下流側に向かって急激な向上をきたしている。保炎用空気の有効利用が全体燃焼効率向上にとって重要であることを示している。

(2) 蒸発管方式燃焼器

図5.16に蒸発管方式を採用した燃焼器模型⁵⁷⁾の風速条件

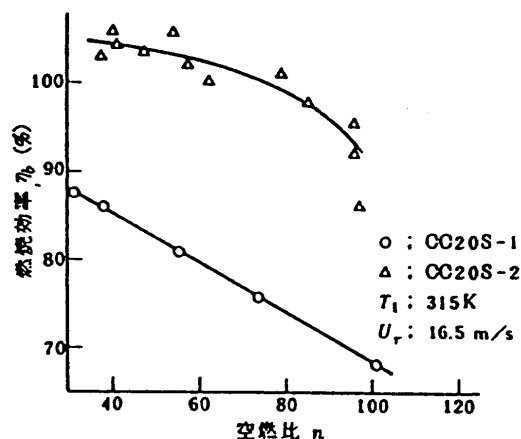
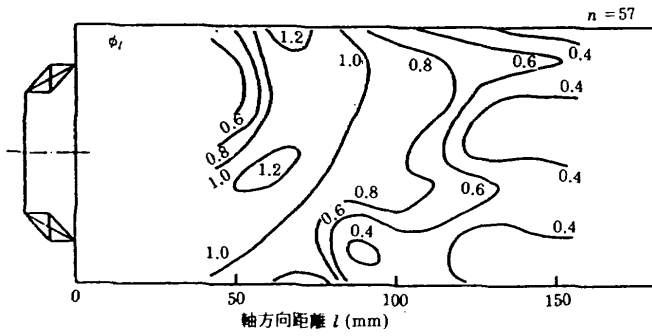
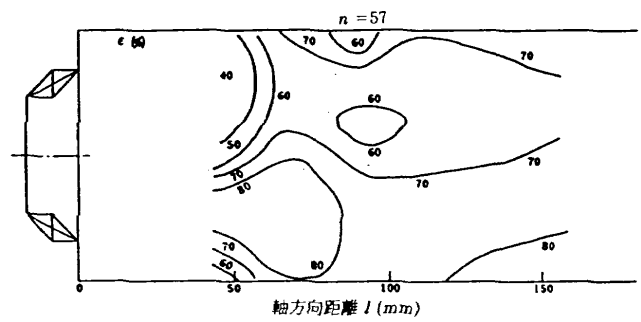


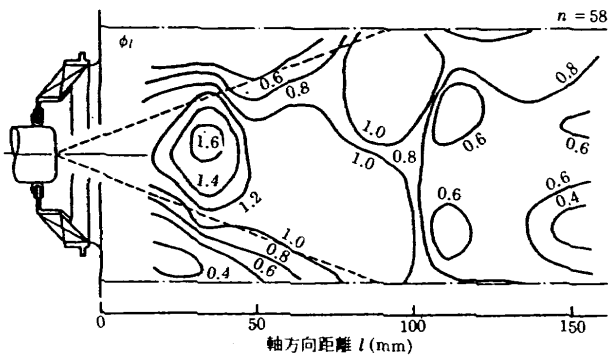
図5.12 圧力噴射弁 / スワラ方式燃焼器模型の燃焼効率特性の一例



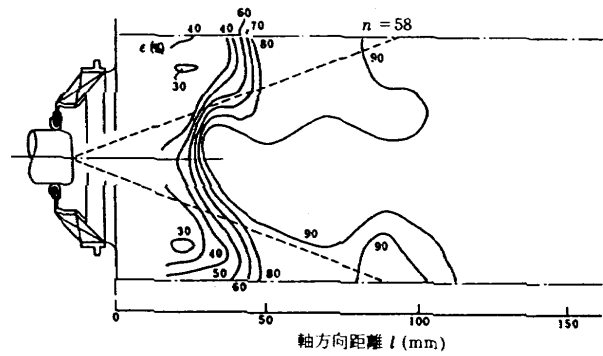
(a) CC20S-1



(a) CC20S-1



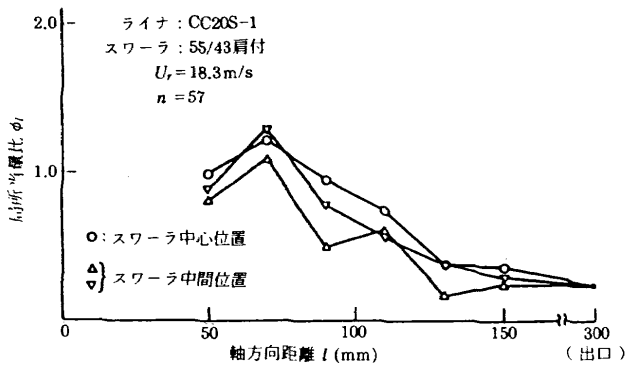
(b) CC20S-2



(b) CC20S-2

図5.13 圧力噴射弁 / スワロー方式燃焼器模型燃焼領域の局所当量比分布

図5.15 圧力噴射弁 / スワロー方式燃焼器模型燃焼領域の酸素消費効率



(a) CC20S-1

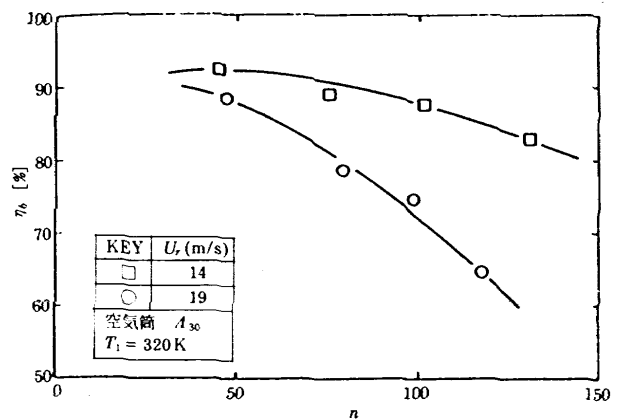
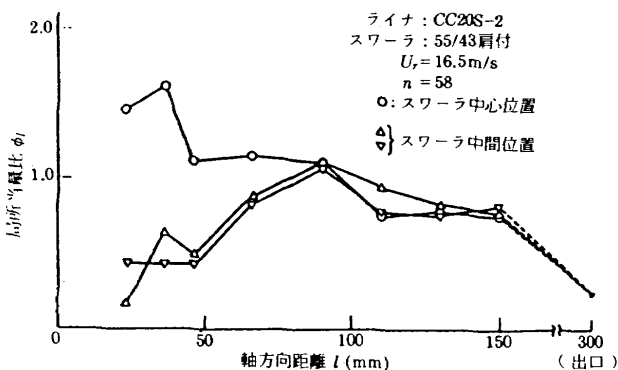


図5.16 蒸発管方式燃焼器模型 (A-30) の燃焼効率一例

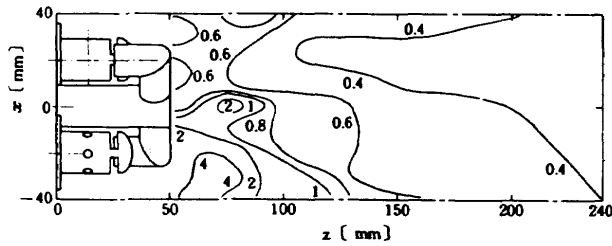


(b) CC20S-2

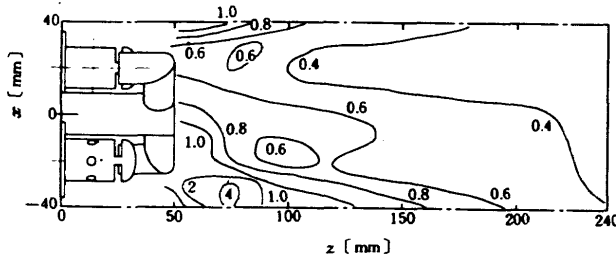
図5.14 圧力噴射弁 / スワロー方式燃焼器模型の軸方向局所当量比分布

の異なる場合の燃焼効率特性を示す。この場合の局所当量比の分布を図5.17に比較して示す。燃焼効率の良い低風速の場合は、スワロー保炎方式同様、局所当量比が1もしくはそれ以上の領域が広く広がっている。特に蒸発管近傍の局所当量比が極めて大きくなっている。

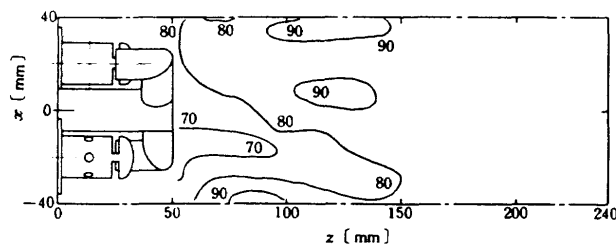
図5.18に局所酸素消費効率を示す。蒸発管直後の値は低い。すなわち燃料と空気があっても有効に酸素が利用されず、化学反応の進んでいない状態を示している。特に高風速の場合はかなり下流部分まで80%のオーダーの酸素消費効率にすぎない。この原因は蒸発管の存在により保炎部分の温度上昇が妨げられているためである。



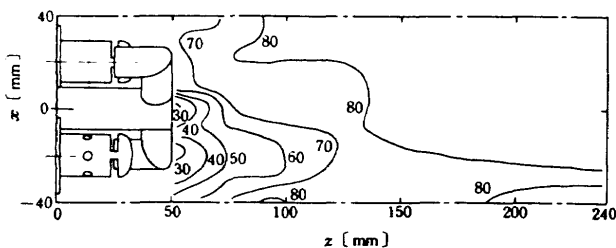
(a) 風速14m/sのとき



(b) 風速19m/sのとき

図5.17 蒸発管方式燃焼器模型 (A-30) 燃焼領域の局所当量比 ϕ_i の分布 ($n=50$)

(a) 風速14m/sのとき



(b) 風速19m/sのとき

図5.18 蒸発管方式燃焼器模型 (A-30) 燃焼領域の局所酸素消費効率 ϵ [%] ($n=50$)

(3) 噴流保炎方式燃焼器

図2.11に示す気流微粒化を利用した噴流保炎方式燃焼器⁵⁸⁾の全体当量比を変えた場合の燃焼器内部状況をみてみる。

空燃比に対する燃焼効率特性は図5.19に示すように100%に近い。一部凌駕しているが、計測誤差に起因している。局所当量比の分布をみると図5.20のように局所当量比が1.5以上のところは極めてわずかである。主たる再循環領域である $x = 70 \sim 140 \text{ mm}$ の場所で全体当量比が $\phi_c = 0.21$

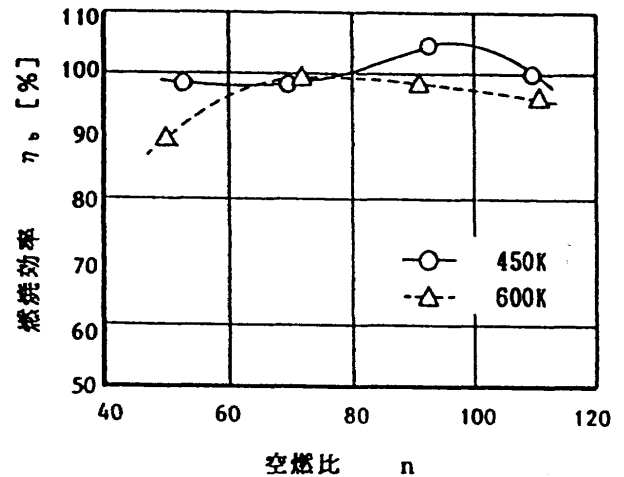
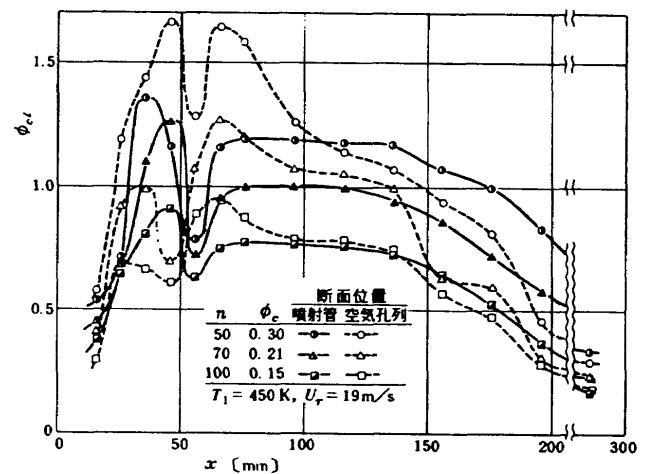


図5.19 気流微粒化方式燃焼器模型 (AS125.7) の燃焼効率特性



(a) 主軸方向の局所当量比の分布

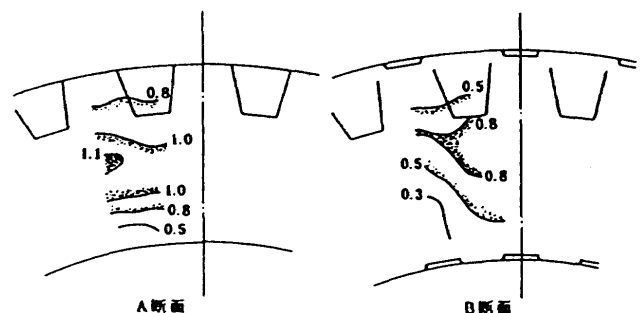
(b) 主軸方向97mm (A断面) と155mm (B断面) 位置での局所当量比分布 ($n=70$)

図5.20 気流微粒化方式燃焼器模型 (AS125.7) 内部の局所当量比分布

のときは局所当量比 ϕ_{cl} がほぼ量論比, $\phi_c = 0.3$ のときは $\phi_{cl} = 1.2$ となっていることが注目される。二酸化炭素の分布をみると、図5.21に示すように当該領域で $\phi_c = 0.21$ のときよりも $\phi_c = 0.30$ の場合に二酸化炭素の濃度が低下している。CO の分布をみると図5.22のよつに $\phi_c = 0.30$ の条件では当該再循環領域に高濃度の CO が存在し、酸素(空気)

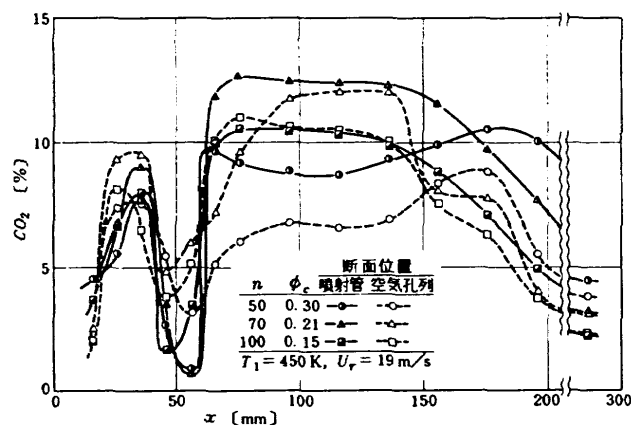
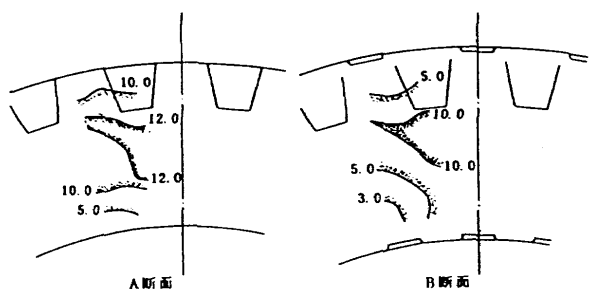
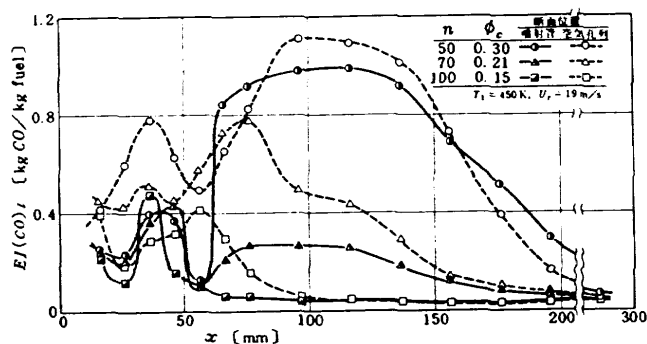

 (a) 主軸方向の CO_2 の分布

 (b) 主軸方向97mm (A断面) と155mm (B断面) 位置での CO_2 の分布 ($n=70$) (単位: %)

 図5.21 気流微粒化方式燃焼器模型 (AS125.7) 内部の CO_2 分布


(a) AS125.7内部の局所 CO 濃度分布

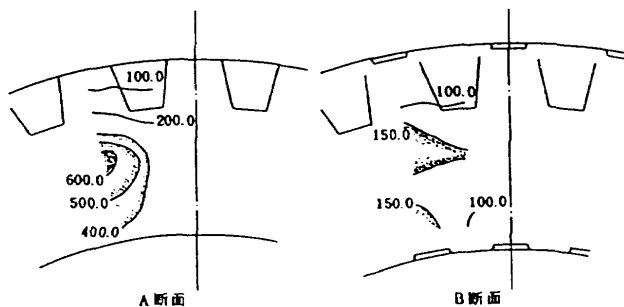

 (b) 主軸方向97mm (A断面) と155mm (B断面) 位置での CO 局所排出指数の分布 ($n=70$) (単位: $\text{g}/\text{kg}_{\text{FUEL}}$)

図5.22 気流微粒化方式燃焼器模型 (AS125.7) 内部の CO 分布

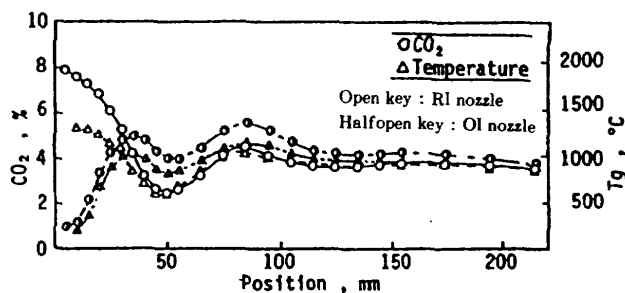
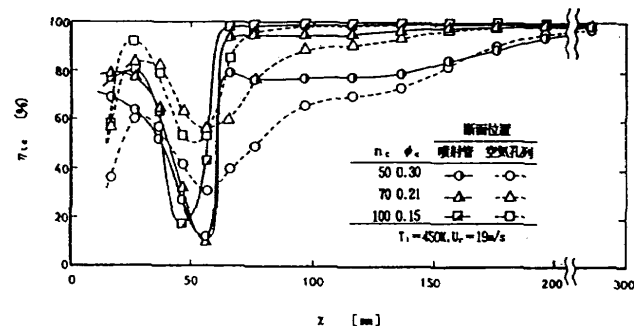

 図5.23 CO_2 濃度と温度の相関


図5.24 気流微粒化方式燃焼器模型 (AS125.7) 主軸方向 局所燃焼効率

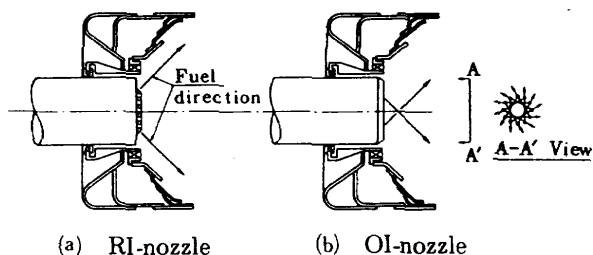


図5.25 高压用筒形燃焼器の燃料噴射方向を違えたノズル

不足の状況を示している。

この場合、燃焼ガス温度の測定は行わなかったが、一般に異なる燃焼器の例⁶⁰⁾の図5.23に示すように二酸化炭素と燃焼ガス温度はよい相関を示しており、二酸化炭素の高濃度のところはガス温度も高い(同図中の燃料ノズルの種類については次節参照)。したがって図5.21の場合、 $\phi_c = 0.30$ の場合、再循環領域の温度が低下していることが推測できる。

主軸方向の局所燃焼効率は図5.24に示すが、これをみても $\phi_c = 0.30$ の場合、COの酸化が進まないため局所燃焼効率の改善が遅れている。空気配分の改善により燃焼器長さの短縮化がはかれることを示唆している。

5.5.3 筒形燃焼器の内部状況

スワール付筒形ガスタービン燃焼器内部のガス組成と温度について実測した Heitor-Whitelaw (1986)⁵⁹⁾ および田丸ら (1986)⁶⁰⁾ の報告がある。後者は燃焼筒ライナと比べて比較的太い燃料噴射弁を採用した燃焼器で、燃料噴射方向を変えて保炎領域の燃料分布の影響を見た例である。こ

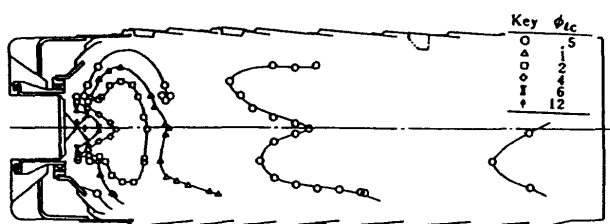
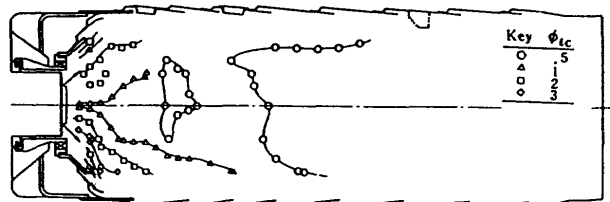
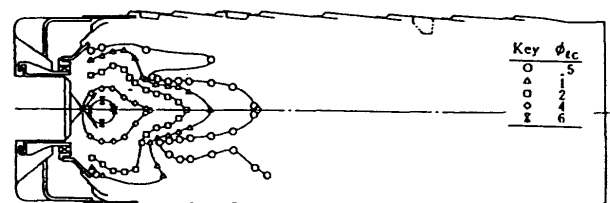
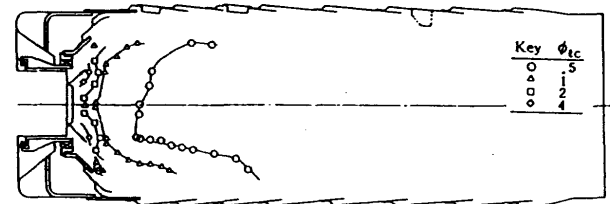
(a) OIノズル ($\phi_c=0.30$)(b) RIノズル ($\phi_c=0.30$)(c) OIノズル ($\phi_c=0.17$)(d) RIノズル ($\phi_c=0.17$)

図5.26 高圧用筒形燃焼器の局所当量比分布

の概略を以下に示す。

主軸のまわりに包絡双曲線状に燃料を噴射した OI ノズルと主軸に対して 45° の角度で外側向きに燃料を噴射した RI ノズル (図 5.25) の例を以下に示す。

局所当量比の分布を図 5.26 に示す。各図で中心線より上半分は空気孔を含む断面, 下半分は空気孔中間断面を示している。当然のことながら OI ノズルでは最上流部主軸付近に高濃度領域が形成される。RI ノズルではラッパ状に広がった燃料濃度分布を示す。

温度分布は図 5.27 のように OI ノズルの燃料高濃度領域は比較的温度が上昇せず, RI ノズルの方が保炎器に近い領域で高温となり火炎の存在を示している。なおどちらのノズルの場合でもライナ空気孔の中間領域は高温ガスが形成されている。

局所酸素消費効率を見ても図 5.28 のようで, RI ノズルの場合の方がノズル近傍で高い値の領域が存在し, 十分な燃焼反応の進捗を示している。OI ノズルでは高い酸素消費効率に達するのはかなり下流側に至ってからとなってい

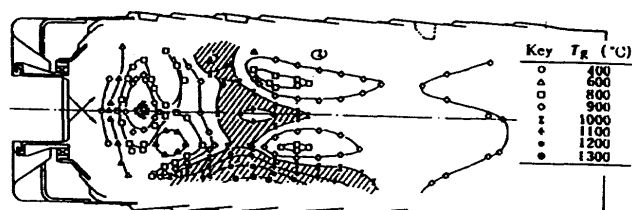
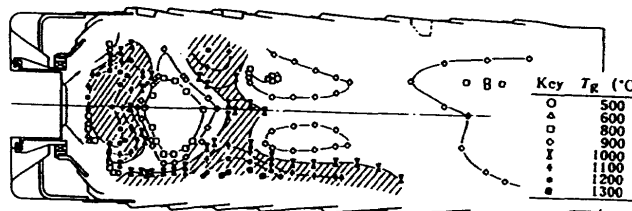
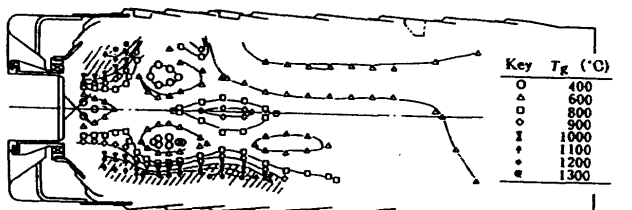
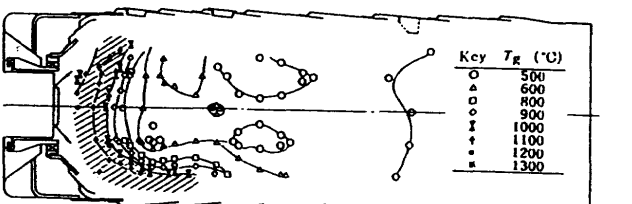
(a) OIノズル ($\phi_c=0.30$)(b) RIノズル ($\phi_c=0.30$)(c) OIノズル ($\phi_c=0.17$)(d) RIノズル ($\phi_c=0.17$)

図5.27 高圧用筒形燃焼器内の温度分布

る。

以上のことから特に希薄側吹消え特性を問題にする場合を除いて燃料は中心より外向きに噴射し分散をはかる方が良好な保炎領域燃焼状況を確保できる。ライナの過熱の点では大差ない。

5.6 燃焼器排出ガス

一般に排出低減を要求されるガスタービン燃焼器排出成分は

- (1) 未燃焼成分の全炭化水素 (THC) および一酸化炭素 (CO)
- (2) 窒素酸化物 (NO_x)
- (3) 煙

である。最近では地球温暖化に関連して CO_2 や H_2O が問題となっているが, これを低減させる対策は, サイクル効率の向上による燃料消費率の低減, 運航などの合理化で燃料消費の削減など以外には考えられない。

使用燃料によっては SO_2 の排出も問題となるが一般には

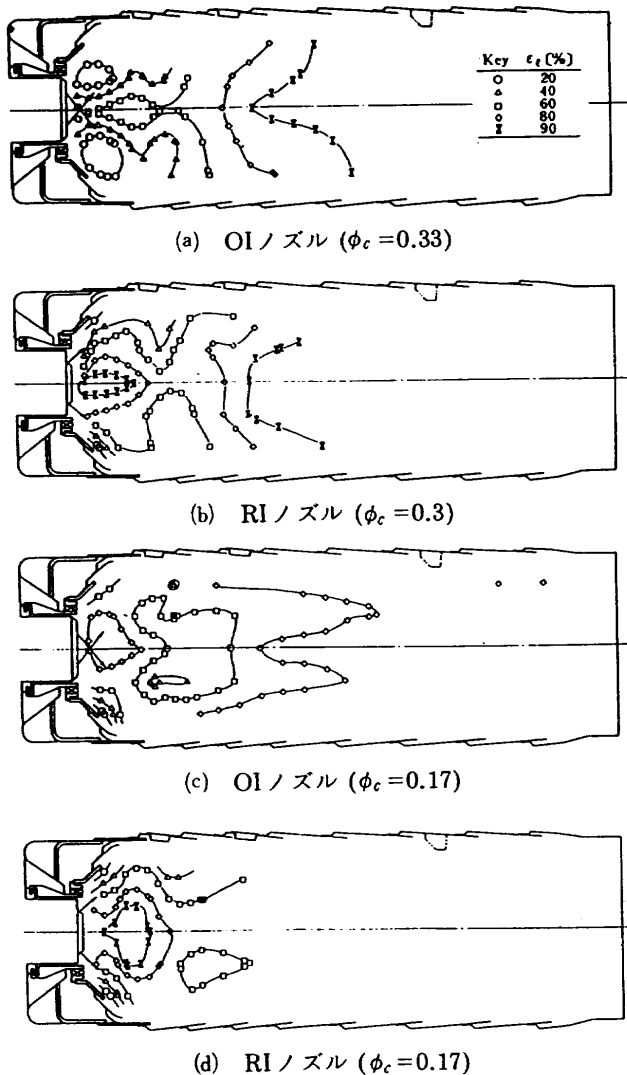


図5.28 高圧用筒形燃焼器内の局所酸素消費効率

脱硫処理を行った燃料を使うことによって解決している。ここでは上記4種の排出成分について記す。

種々の圧力比のエンジン排出評価に際して湿度や温度など環境条件が排出測定値におよぼす影響についてはDonovanら(1978)⁶¹⁾が30以上のエンジンを測定し修正ファクタを提案した。

一般的な汚染物質の排出傾向は図5.29に示す如く、燃焼器入口温度が上昇するとCOとTHCは低下し、NOxは増大する。

排煙については一般に圧力の増大と共に増加するがある所で頭打ちになる場合が多い。それは燃焼ガスの高温化を伴うためすすの粒子が燃焼するためと考えられている。

以下に上記四種の排出成分の生成原因、燃焼器としての低減化の対策などについて述べる。

5.6.1 未燃焼成分排出の原因と対策

未燃焼排出成分であるTHCとCOはエンジンのアイドル運転時など低負荷運転の際に多く排出される。これはこの状態のとき使用燃料量が少ないため燃料吐出圧力が小さ

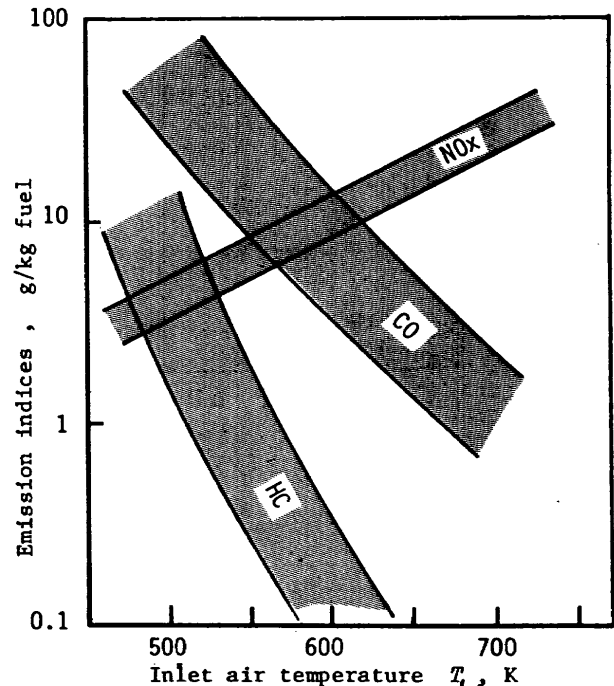


図5.29 ガスタービン燃焼器の有害排気物の排出傾向

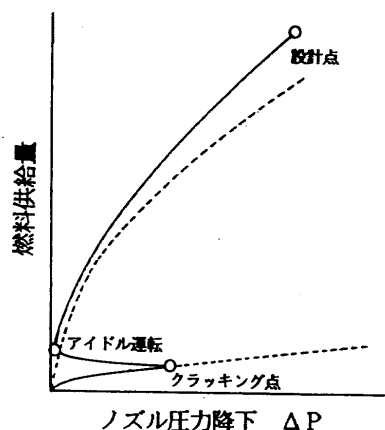
く、したがって吐出燃料微粒化粒径が粗大となり完全燃焼が困難になるためである。また同時に燃焼器入口空気や、ライナ内壁の温度が低いため燃料の気化が不十分であること、その状況では化学反応が十分急速に完了しないことも大きな原因である。炭化水素⁶²⁾やCOの酸化反応機構⁶³⁾については基礎的研究によって明らかにされているように、それらの燃焼器排出防止対策の基本としては燃焼性能の向上にある。

特に圧力噴射弁を用いた燃焼器で未燃焼排出成分を低減のためにはまず第一に燃料微粒化特性を向上させることが必要である。

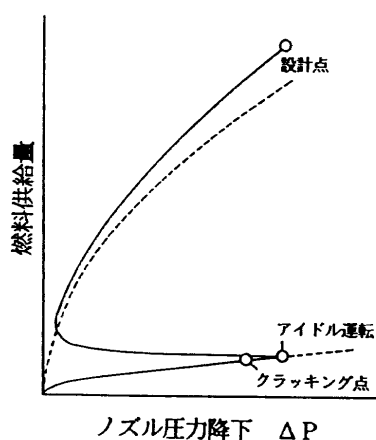
ここでFJR710燃焼器でTHCおよびCO低減のためとった対策を記す。

FJRエンジンではデュアルオリフィスの圧力噴射弁を採用している。FJR710/600エンジンの初期の段階では図5.30(a)に示すように通常の多くのエンジンと同様アイドル条件は、クラッキング点(4.2.1(6)参照)の直後に設定していた。これはエンジン加速時の作動を滑らかにを行うためと説明されていた。その場合、図4.13の噴射弁特性から明らかのようにアイドル運転条件での要求流量を吐出するときメインうず室にかかる燃料圧力は0.1MPaにも達しない。このため燃料微粒化状態のきわめて悪い条件でアイドル運転となっていた。

この状態を具体的に燃焼器単体の試験で実証してみるため、総燃料吐出量は一定としプライマリ燃料の比率を変えて同一条件で燃焼試験による排出成分をみてみたものが図5.31と図5.32である。THC、CO共にプライマリ燃料のみ



(a) 従来の燃料スケジュールでのクラッキング点



(b) 改良した燃料スケジュールのクラッキング点

図5.30 FJR710/600エンジンでの燃料スケジュールの改良

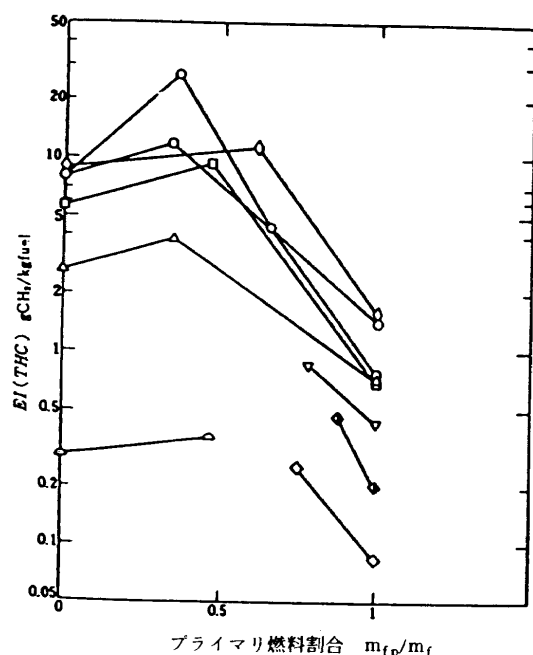


図5.31 プライマリ燃料比率に対する THC の排出指数

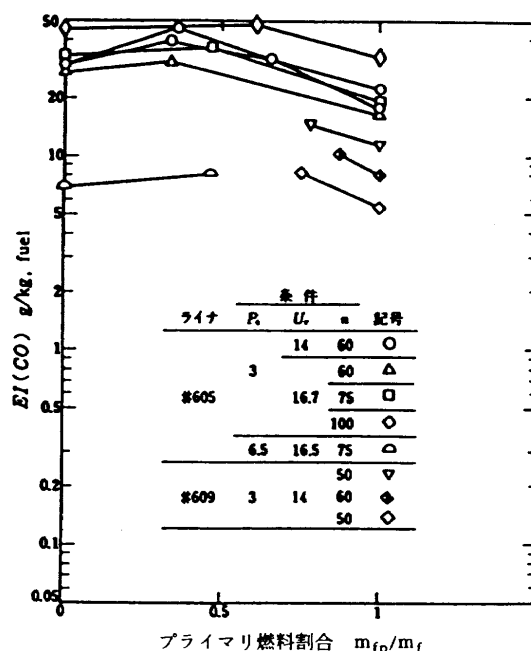


図5.32 プライマリ燃料比率に対する CO の排出指数

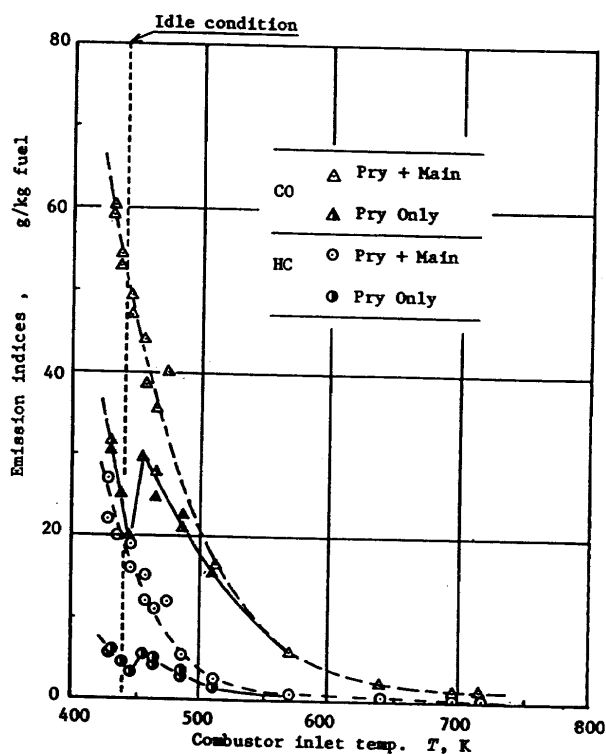


図5.33 プライマリアイドルを実施したときの未燃焼排出物の排出傾向

を噴射したときが最も排出量が少なく、メインとプライマリ燃料を共に吐出しているときが、それぞれのうず室にかかる吐出圧力が最も低くなるため最も排出量が多くなっている。

したがって、空港で最も長時間運転を行うアイドル条件などの排出を減らす方策としては、図5.30(b)のような燃料吐出スケジュールでアイドル運転をプライマリ吐出のみで

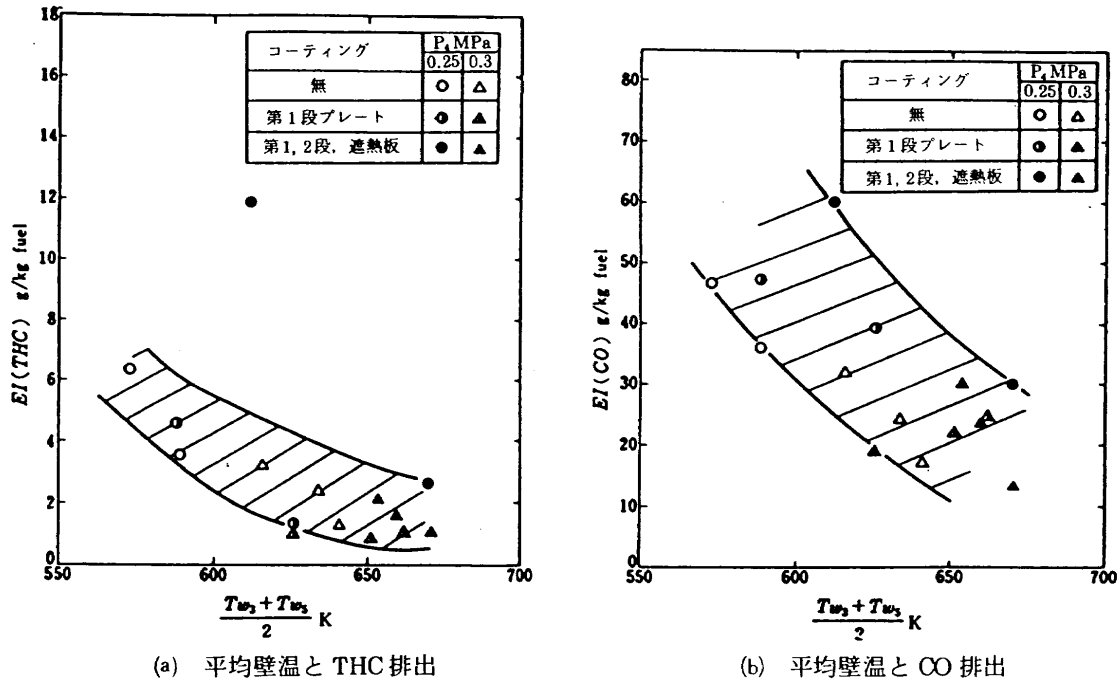


図5.34 壁温と未燃焼排出物

行うことが効果的である。

この改良エンジンでの実測例を図5.33に示す。プライマリのみに用いた場合には両ノズルを用いた場合よりアイドル条件で数分の一の排出低減になっていることがわかる。アイドル運転以降にクラッキング点を通過することによる支障は実質上なかった。

次に THC や CO を低減する方法としてライナ壁温を高温とする方法が有効である⁶⁴⁾。図5.34に FJR 燃焼器の実測例で示す。また、実験点が少ないので明確な断定はできないがライナの燃焼室側の面をコーティング (Thermal-barrier coating) すると壁温が高くなり THC の排出が低くなった傾向がうかがえる。壁温のレベルからみるとコーティングをした場合の実験点が一般に高温側になっており、コーティングによる耐久性向上をねらう意図から逆の結果となっている。これは、コーティングによる熱伝導が低い効果により壁面近傍の燃焼がすすんだ結果とみることができ。壁温を高めれば燃料噴霧への着火が容易となることが知られている^{65, 66)}。

噴霧燃焼については平均燃料粒径の燃焼に及ぼす影響を、燃焼器内のガス採取・分析による検討⁶⁷⁾を行った例がある。

噴流保炎型燃焼器について噴射位置方向などを変えて HC と CO の排出傾向比較を行った例を図5.35に挙げる⁵⁸⁾。HC は大幅に変化するが CO は比較的变化らない。これはライナ保炎部以降のライナ構造を変えていないことに起因すると考えられ図5.23の結果と合わせて CO の酸化は比較的ライナの後部ですすむことを示している。

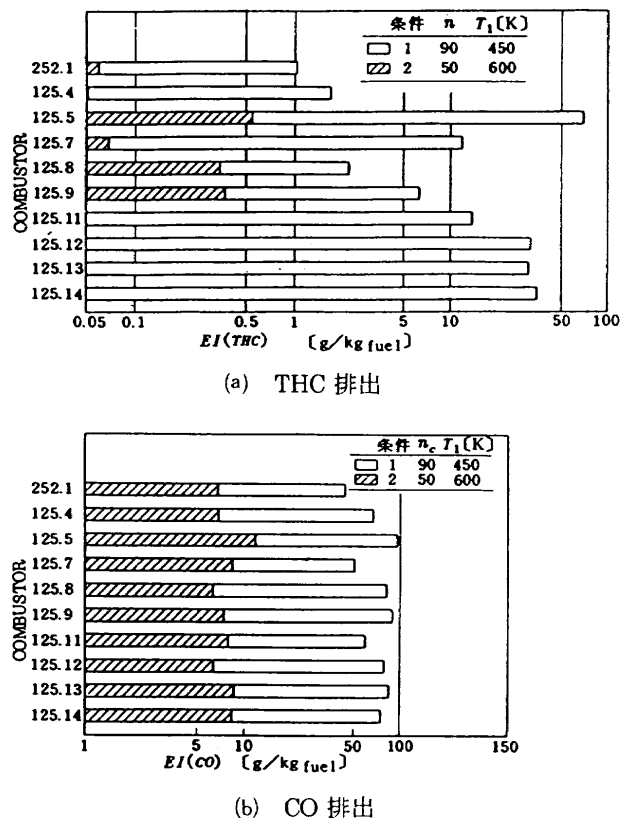


図5.35 気流微粒化燃焼器模型の小改造による排出

5.6.2 NOx の低減化と燃焼器開発

(1) NOx 低減基礎研究

燃焼によって排出される NOx の成因には大別して空気中の N_2 と反応して生成する thermal NOx と、燃料中の N 成分に起因する fuel NOx がある。航空用ガスタービンに

用いる燃料にはほとんど N 成分が含まれていないので航空用ガスタービン燃焼器排出に関して fuel NO_x は余り問題にしない。一方, thermal NO_x の一部⁶⁸⁾に Fenimore (1971) によって見出された炭化水素燃料の比較的過濃な領域で短時間の内に発生する prompt NO⁶⁹⁾と呼ばれる窒素酸化物がある。研究者によっては prompt NO を thermal NO_x と区別しているひともある。Prompt NO は N 原子が CHN などを経由して OH と反応し NO を生成する。この反応は燃料過濃の条件でおき温度依存性が少ない。通常の場合排出指数にして 0~1 g/kg_{fuel} 程度である。これらの反応の結果生成した NO は大気中の O₂ によって酸化され NO₂ となる。ガスタービンの排気ガス中では比較的多い NO₂ が測定されるが, その一部は採取プローブ中での反応に起因すると考えられている。

(2) 排出の傾向と低減対策

Lyons (1981)⁷⁰⁾は燃料 / 空気の混合の不均一率を調べた。その結果, 当量比 0.7 以下にしてかつ均質な混合気としないうと十分な NO_x 低減化ができないことを示した。Anderson は予混合, 予蒸発バーナで NO_x 排出を大幅に低減できることを実験的に示した⁷²⁾。しかし予混合方式では自己着火や逆火^{73, 74)}がおきる^{75, 76)}ため航空用エンジン燃焼器では広範囲の作動と安全性確保の要求から採用が困難である。

航空用ガスタービンエンジンからの NO_x の排出は燃焼器入口空気温度に対して密接な関係にあることを Lipfert (1972)⁷⁷⁾が指摘した。Odgers ら⁷¹⁾は NO_x の排出予測式として従来用いていたものを検討し経験式と理論に基づいた式を提示した。その後の研究から燃焼器のデザインによって若干の傾向が異なるもののほぼ対数グラフ上で直線的に入口空気温度もしくは燃焼ガス温度の上昇に伴って NO_x が増加することが知られている。これはそれまでの航空エンジン燃焼器内での燃焼が拡散燃焼であり, NO_x の排出がエンジン圧力比に依存した燃焼器流入空気の温度と圧力に依存していたことを示している。その後の詳細な研究からメーカーの提示する NO_x 排出傾向の条件依存性に若干の相違がみられる。たとえば航空用ガスタービン燃焼器に対して次の関係がある⁷⁸⁾。

$$\text{GE 社: } EI(\text{NO}_x) \propto P_1^{0.3} \exp(T_1/194) \quad (5.15)$$

$$\text{P\&W 社: } EI(\text{NO}_x) \propto \{P_1^{0.5} T_2 \exp(T_1/288)\} / U_r \quad (5.16)$$

ここで, 添字 1, 2 はそれぞれ燃焼器入口, 出口の条件を示す。これらの相違は次のように燃焼器の設計思想に起因するものと考えられる。式 (5.15) の場合は風速に依存しないがこの燃焼の場合は急速に燃焼ガスの稀釈が行われ滞留時間が長くとも NO_x の生成が進行しない燃焼器と考えられる。式 (5.16) の燃焼器の場合は出口ガス温度や U_r に関係しており比較的燃焼ガス温度が高く, 滞留時間の増加によって NO_x 生成が継続されるものであると考えられる。

その証左のひとつにそれぞれの入口温度の依存性を図 5.10 の Greenhough-Lefebvre の C_1 を参照してみると式 (5.15) と式 (5.16) では保炎領域当量比がそれぞれ 0.55 と 0.78 に相当し, 後者の燃焼ガス温度がかなり高いことを示唆している。

メタン燃料にたいしては田丸らは筒形燃焼器の高圧試験⁷⁹⁾により,

$$EI(\text{NO}_x) \propto \left\{ P_1^{0.34} \exp\left(\frac{T_1}{253} + \frac{\phi P_1}{10}\right) \right\} / U_r^{0.53} \quad (5.17)$$

また大気圧条件での保炎器高温試験⁸⁰⁾で

$$EI(\text{NO}_x) \propto \{T_2 \exp(T_1/269)\} / U_r^{0.686} \quad (5.18)$$

などを得ている。

この様な排出経験式は同一燃焼器の実験条件外の排出予測には有用であるが, 上記の理由から他の燃焼器の NO_x 排出レベル予測に用いる場合には注意しなければならない。

NO_x 排出レベルの比較において燃焼効率, または燃焼不完全率 (100- η) との対比は重要である。燃焼効率が十分でないと火炎温度が低く, 未燃焼成分, すなわち還元成分が残存していることから NO_x の排出は低下する。このためしばしば燃焼効率性能の劣ったものが低 NO_x 燃焼とみなされる過誤を生ずる。燃焼器の NO_x の排出評価には必ず燃焼効率または CO など未燃焼成分排出値も付記すべきである。

燃焼不完全率に対する排出指数は田丸 (1982)⁵⁸⁾, Ali Al-Shaikhly (1992)⁸¹⁾, Ohkubo (1992)⁸²⁾などが用いている。燃焼器の性能に対する排出指数の傾向を見るのには便利である。一般的には燃焼不完全率が大きいと NO_x 排出は減少する。いまい燃焼不完全率が 1% 以下で, かつ低い NO_x 排出である燃焼器が求められている。

断熱火炎温度に対する排出指数を比較することもしばしば行われる。文献に現れた燃焼器の排出指数を断熱火炎温度で比較してみると図 5.36^{81, 83-89)} のようである。滞留時間などの差異はあるが CO 排出など十分低下している条件での比較を行なった。これらで特記のないものは大気圧での試験結果である。この方法による比較では拡散火炎など不均質混合気燃焼や, 滞留時間や圧力への依存性が大きい燃焼方式では注意を要する。これらの結果で火炎温度の高い領域で最も低い排出を示した林⁸³⁾と Al-Shaikhly⁸¹⁾らの燃焼装置がことさら予混合形式としていないことが興味深い。

Tacina (1990)⁸⁵⁾も予混合形式としない燃料供給法を Direct injection と称し, 予混合予蒸発 (LPP: Lean-Pre-mixed Prevaporized) 法や過濃燃焼急速稀釈 (RQL: Richburn/Quick quench/Lean burn) 法と区別している。

(3) 航空エンジンの NO_x 低減

現用航空機に対する規制は空港周辺に影響を及ぼすことを懸念して離着陸時のモードに対して定められている。す

表 5.2 航空用ガスタービンと NOx 排出値

製作者	型式	EI (NOx)		備 考	出 典
		巡航	離陸		
P & W	JT9D-70A		20	濃度制御, リグ	Sturgess (1992) ¹²⁰⁾
GE	CFM56-5A	12.0	28.0		Bahr (1992) ⁵¹⁾
	CF6-80C2A3	11.7	34.4		Bahr (1992) ⁵¹⁾
	CF6-50C2	18.8	36.5		Bahr (1992) ⁵¹⁾
IHI		5		Dual dome, リグ	Sato (1986) ¹²⁷⁾

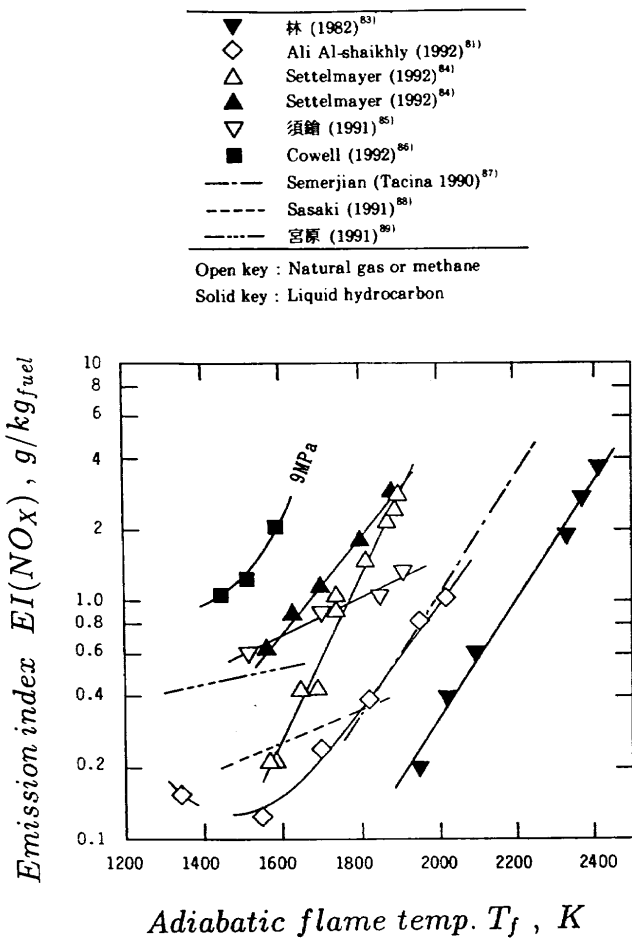


図5.36 断熱火炎温度にたいする燃焼器 NOx 排出指数

なわち、現在の ICAO の定める定格離陸推力 26.7 kN 以上のターボジェットおよびターボファンエンジンに対する NOx 規制は汚染物質排出グラム数を D_p [g] とすると

$$D_p / F_{00} = 40 + 2\pi_{00} \quad [\text{g/kN}] \quad (5.19)$$

ここで π_{00} は定格離陸推力 F_{00} [kN] でのエンジンサイクル圧力比である。この規制に加え最近の ICAO の環境委員会 (CAEP) で、1996 年以降の新規エンジンに対し図 5.37 のような現規制より 20% 低減した規制強化をはかる合意がなされた¹¹⁹⁾。また上記規制では高度 900 mm 以上の飛行条件は規制されないが、最近では航空機の増加による排気ガス絶対量の増加を懸念して巡航時の排出も影響の検討が始めら

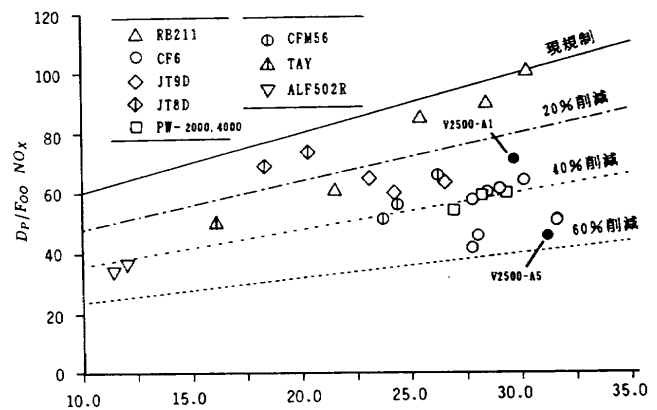


図5.37 エンジン圧力比にたいする NOx 排出規制

れている。

航空エンジンに対する排出ガス規制^{90,91)}のうち、NOx は現在現状技術のほとんどのエンジンが合格するレベルに設定されている⁹²⁾。これは 1970 年代ほぼ 10 年にわたる研究努力にもかかわらず NOx 低減技術がエンジン改良で実用性に困難がみられたためである。しかし NOx は酸性雨や成層圏オゾンの破壊もしくは対流圏上層のオゾン増加の原因ともされており、低減が必要である¹¹²⁾。最近、巡航時の排出影響の調査と低減研究が進められている。

航空エンジンからの排出レベルの一例を表 5.2^{51,120)} に示す。従来型の燃焼器に小改良を加え燃焼室内の混合比の分布を変えて NOx 低減を図った例¹²⁰⁾がある。

根本的な低減対策として、航空エンジンの排出低減で実用的な試みを果たしたのは、米国の E³ (イーキュービックと読む)^{124,125)} および ECCP プロジェクト^{93,94)} である。そこで P & W 社と GE 社はそれぞれ主軸方向と半径方向に燃焼領域を分け機能を分化して低 NOx 化をはかった。その研究から派生したダブルアニュラ形式の燃焼器が最近の大型の低 NOx エンジンに採用されている¹²³⁾。この形式では比較的軽負荷のとき使用するパイロット燃焼室と高負荷のとき作動させるメイン燃焼室を備えている。これらにより全作動域で安定燃焼を確保しながら比較的希薄混合気の燃焼を実現させていると考えられる。図 5.38 にその構造の概略を示す。同図(a)は GE 社の Boeing 777 用の GE90 エ

エンジンに採用した半径方向に燃焼室を分け20個ずつの燃料ノズルを配置したもので、内径側が主燃焼室で外径側がパイロット（プライマリ）燃焼室である。この形ではプライマリ燃焼室が容積を大きくとれるため高い空気負荷率を要するアイドルや高空再着火条件に対処しやすいと考えられる。1995年にA321に搭載予定のCFM-5Bエンジン¹²³⁾でもこの形式が採用される（Bahr, 1992）⁵¹⁾。一方、図5.38(b)のP & WによるV2500-A5エンジンに採用する燃焼器では主軸方向に燃料供給位置をずらした形式とし主軸に近い内径側がパイロット燃焼室となっている¹²³⁾。流入空気温度が低く火炎が伸長しやすい燃焼負荷の低い条件で十分長い燃焼室を利用できる。燃焼負荷の高い設計点の近くではタービンで要求する比較的外径側で温度の高い分布に火炎を調整しやすいと述べている。

最近では超音速機の高空でのNO_x排出を低減しようという研究も行われている⁹⁵⁾。

(4) 定置式ガスタービンのNO_x低減

地上で運転される産業用ガスタービンについては、国の規制⁹⁶⁾のほかには設置する地方自治体などの要求が厳しくなっており、機種によってはかなりの対策がすすんでいる⁹⁷⁾。

環境庁ではガスタービンエンジンからのNO_x排出規制値を16%残存酸素の状態では70ppmと規制している。一方、

地方自治体では一般にそれより厳しい規制値を適用している。例えば図2.21に例示したように東京都では出力2MW未満のエンジンには0%残存酸素濃度換算で150ppm、2MW以上のものには100ppm以下としている。

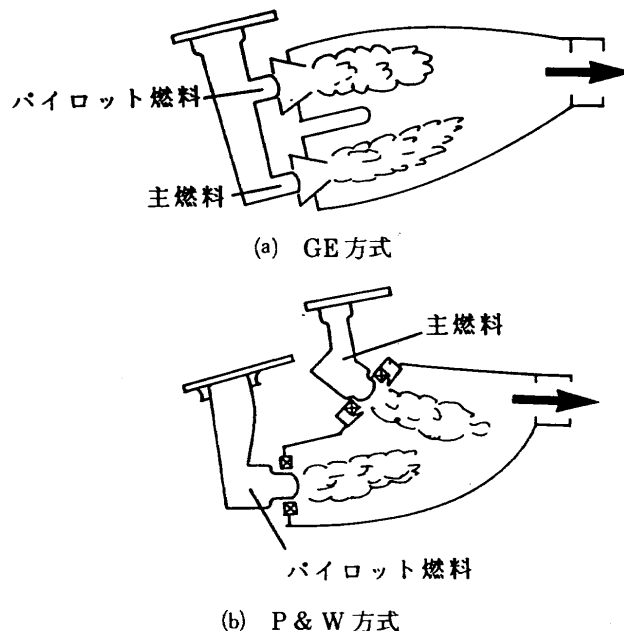


図5.38 低NO_xを目指した航空用環状燃焼器

表5.3 産業用ガスタービンのNO_x排出の現状⁹⁹⁾

GRI GAS TURBINE LOW NOx EMISSION COMBUSTOR DEVELOPMENT MATRIX (Includes only engines sold in the USA)														
Manufacturer	Model	MW	NOx Goal (PPMv)	NOx Guarantee (PPMv)	Prototype Operation Date	Production Date	CO GOAL (PPMv)	April 1992 Program Status						
								A	B	C	D	E	F	G
ABB Mannheim	GT 35	17	15	40	-		N/A	-	-	-	-	-	X	
	GT 10B	24	15	25	-		N/A	-	-	-	-	-	X	
	GT 8	47.1	15	25	-		25	-	-	-	-	-	X	
	GT 11N1	83.6	9	15	-		-	-	-	-	-	-	X	
	GT 11N2	107	9	25	-		-	-	-	-	-	-	X	
	GT 15	160	N/A	N/A	N/A	6/94	N/A	-	-	-	-	-	-	
Allison	501 KB5	3.924	25	None	3/95	3/96	None	-	-	-	-	-	-	
GE Schenectady	Fr 3 Retro.	3.5 to 10	42	-	8/94	8/95	N/A	-	-	-	-	-	-	
	Fr 6	38.3	9	9	6/91	11/95	25	-	-	-	-	-	X	
	Fr 7E	83.5	9	9	4/91	11/93	25	-	-	-	-	-	X	
	Fr 7F	159	9	9	None	11/95	25	-	-	-	-	-	X	
GE Evandale	LM 1600	13.42	25	None	5/95	11/95	25	X	-	-	-	-	-	
	LM 2500	21.79	25	None	11/94	6/95	25	X	-	-	-	-	-	
	LM 5000	33.06	None	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
	LM 6000	41.5	25	None	6/94	11/94	25	X	-	-	-	-	-	
Westinghouse (Gas/Liquid Fuel)	251 B12	46.5	25/75	None	None	10/94	10	X	-	-	-	-	-	
	501 D5	105	25/75	25/100	6/92	10/93	10	-	X	-	-	-	-	
	501 F	153.2	25/75	None	None	6/94	10	-	X	-	-	-	-	
Nuovo Pignone	Fr 1 Retro.	5.2	10	75	-	6/94	10	-	-	-	-	-	X	
	Fr 3 Retro.	10.4	10	75	-	6/94	10	-	-	-	-	X	-	
Rolls Royce	Avon	14.42	30	None	6/93	9/94	30	-	-	-	-	X	-	
	RB 211	24.94	25	42	11/93	12/94	50	-	-	-	-	X	-	
Siemens KWU	V 64.3	61	-	42	-	Now	10	-	-	-	-	-	X	
	V 84.2	103	-	9	-	Now	10	-	-	-	-	-	X	
	V 84.3	139	25	25	N/A	N/A	10	-	-	-	-	-	-	
	V 84.4	155	25	42	N/A	N/A	10	-	-	-	-	-	-	
Solar	Saturn	1.13	25	None	12/94	12/94	None	-	-	-	X	-	-	
	Centaur	3.88	25	42	4/92	6/94	50	-	-	-	-	-	X	
	Cnt Recup	2.8	42	None	11/91	12/92	50	-	-	-	-	-	X	
	Mars	10	25	42	4/92	6/94	50	-	-	-	-	-	X	
TPM (UTC)	FT 8	25.42	25	None	9.94	1/95	None	-	-	-	-	-	-	
	FT 4000	46	25	None	None	1/95	None	-	-	-	-	-	-	

Program Status: A. Scaled down burner test B. Full size single burner test C. Sector rig test D. Full combustor test E. Engine test F. Field test G. Production N/A - Not Available

減する方法⁹⁸⁾が行われている。しかしタービンなどへのスケール沈着を避けるために蒸留水を多量に要するため運転コストが高む。基本的には水などを用いない、いわゆるドライ低 NOx 燃焼器が期待されている。最近では排気ガス欧米では一般により高温のタービン入口温度に対応する 15% 残存酸素濃度で規制している場合が多い。現状では多くのメーカーは水噴射や排出ガスを脱硝装置で処理することなしに 25 ppm 以下を実現することを燃焼器改良の目標としている。

産業用ガスタービンでは蒸気や水を噴射して NOx を低の後処理をしなくとも国や地方公共団体の排気ガス規制に対処できる機種が現れてきている。

Solt-Juzson (1993)⁹⁹⁾は技術的現況を表 5.3 のように報告している。数機種では排出ガスの後処理をしなくとも法規制をクリアできる技術を達成している。

それらのうち ABB^{84,100)}、Siemens/KWU¹⁰¹⁾および GE¹⁰²⁾の低 NOx 技術をそれぞれ図 5.39、図 5.40 および図 5.41 に示す。ABB の場合は、メガホン状の空気旋回器を兼ねた混合気管 (EV パーナと称している) を用いている。この

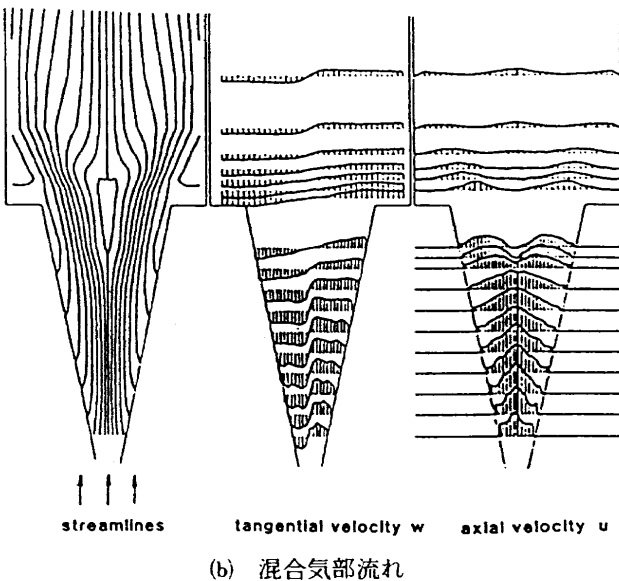
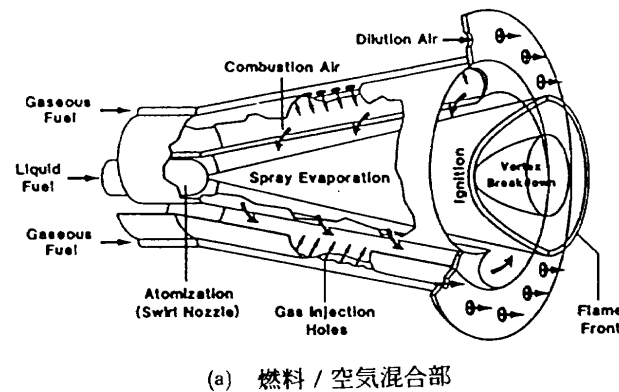


図 5.39 ABB 社による低 NOx 燃焼器要素とその流れ

円錐のなかでは燃料・空気が予混合するため低 NOx 化が可能となっている。Siemens/KWU のものはパイロットバーナーの周囲の混合気を希薄とし主火炎温度を 1700K 前後に保って thermal NOx の生成を抑制している。GE の場合は、予混合気管内またはパイロット領域で負荷に応じた燃料 / 空気の予混合とステージングを図っている。

わが国の低 NOx 化の現状は田丸 (1993)⁹⁷⁾がまとめている。それによると一部に可変機構を用いて低 NOx 化を達成した例がある。120^{103,104)}および 80¹⁰⁵⁾ MW クラスのガスタービンで、60 ppm (16%O₂) のオーダーで国の基準には到達しているものの都など地方自治体の要求レベルには到達していない。

以上の他、実用性は当分先とみられるが低 NOx 化のための触媒燃焼器も可能性が研究されている¹⁰⁶⁻¹⁰⁸⁾。

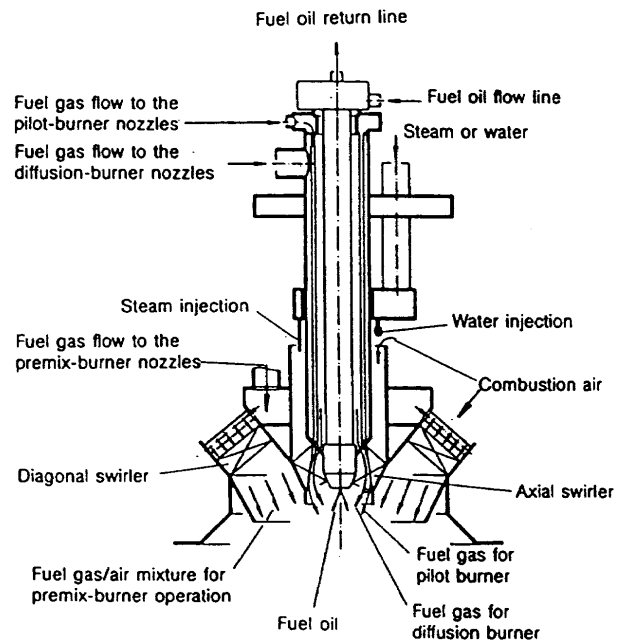


図 5.40 Siemens/KWU 社による低 NOx 燃焼器バーナ

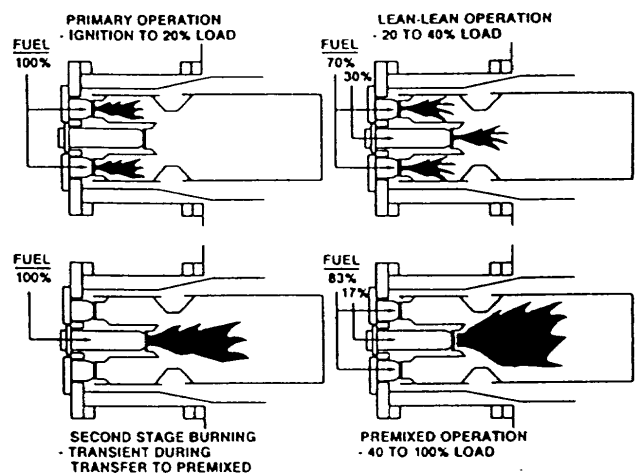


図 5.41 GE 社の低 NOx 燃焼器概略と作動モード

5.7 NO_x 低減への今後の予測

表 5.1 によると幾つかのメーカーは東京都の基準である 23.8ppm (16%O₂) を、脱硝装置なしで満足させ得る技術レベルに達している。しかしこれらの装置のタービン入口温度は比較的低い現状にある。図 5.36 によると火炎温度 1900K の条件で液体燃料でも天然ガスでも一桁台の排出指数を実現している。Semerijan や Ali Al-Shaikhly ら、更には林などの結果の実機応用化がはかれれば、圧力の効果、実機作動条件との適合の困難さを考慮しても 2000K 台の火炎温度で現在の数分の一への NO_x 低減化が可能と推定される。このように航空用よりも定格運転を長く続け、重量、補機利用に制限の少ない産業用ガスタービンにおいて先に究極の低 NO_x 化の試みが行われ技術的可能性を示すと思われる。

5.8 排煙低減

煙の発生、生成については古くから研究がなされている¹⁰⁹⁻¹¹¹⁾。基本的には混合気が当量比 1.5~2 以上の燃料過濃で圧力が高い条件で遊離炭素が生成する¹¹⁰⁾。そのため圧力噴霧型燃焼器の対策としては燃料噴霧円錐に貫通力の大きい空気噴流を吹込む¹¹³⁾などして一次燃焼領域の燃料過濃領域を解消することが重要である。蒸発管形もしくは気流微粒化型では燃料が空気と予混合しているので煙の発生は少なくなしたがって排煙も少ない。

FJR710/600S 燃焼器の場合、1976 年までの第一期段階の開発燃焼器（呼称 #04 改、#06 改など）は図 5.42 の破線で示すように黒煙がはっきりと視認できるほど濃い排煙を排出していた。FJR710/600S の燃焼器第 1 次燃焼領域は Faitani¹¹³⁾ の場合のように円錐状ではなく燃料の噴霧円錐に気流が混合し難い構造であったので、スワラの気流流出速度を増加させ燃料との混合を促進した。その結果図 5.42 の黒丸で示す規制値内の排煙を示す程度まで低減させることができた。しかし残念なことに実機組込用の #605 ライナでは耐久性向上のための冷却強化に重点を移したためライナの全圧損失がやや低下し、僅かではあるが規制値の AIA 排煙濃度 28 を超える結果となってしまった。

5.9 着火

一般に燃料は、ガス化している時に着火し、その着火エネルギーは燃料の種類に固有のものである。気流中の炭化水素の着火性については Affens (1966)¹¹⁴⁾ が基礎的な立場から調べている。

ガスタービン燃焼器での着火は、燃料 / 空気混合気に電気スパークにより着火させる。点火装置には高電圧低エネルギー型、高電圧高エネルギー型および低電圧高エネルギー型などが用いられている¹¹⁵⁾。航空用としては低電圧高エネルギー型が多く用いられる。点火栓にセレンなどの半

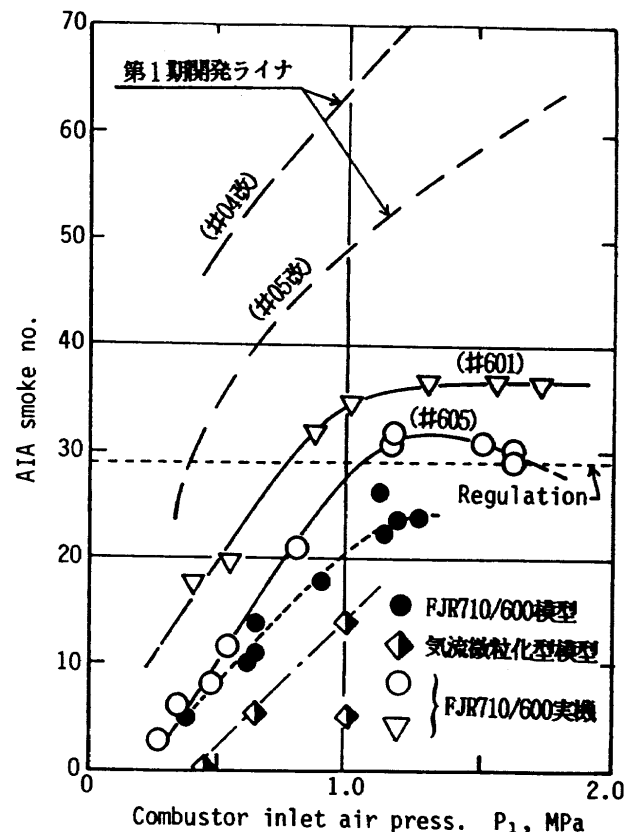


図 5.42 FJR710/600S エンジンの排煙低減化

導体を用い、その表面に沿って 1000V ほどの電圧による放電が行われる沿面放電型が用いられる。圧力噴射弁を使用するものでは通常プライマリ噴射弁により点火栓近傍に噴霧を形成させる。

図 5.43 に FJR710/20 エンジン燃焼器の点火栓設置位置を示す。圧力噴射弁プライマリ噴霧位置に一致させて点火栓を設ける。点火栓が燃焼器作動中に焼損しないよう冷却空気を供給することと、ライナが熱膨張などのため動くのでその応力を受けない自由度を確保した可動リングを備えた構造にすることが重要である。産業用ガスタービンでは点火栓または装置を着火後燃焼領域から引き離す可動構造を採用しているものもあるが航空用ではそのような可動構造にはしない。

点火装置としては公称値 4J, 12J, または 20J などの点火器を用いる。それらのプラグ先端での実測エネルギーは公称値よりも小さく図 5.44 のようである。リードが長くなるにしたがって放電エネルギーは低下する。図 5.44 は大気圧雰囲気の結果であるが、0.2 気圧に減圧して試験した結果もほとんどエネルギーは変わらない。

噴霧は一般に粒径が微小なほど着火し易いが、燃焼器として保炎し、燃焼を継続させるには、その保炎能力が決定的要因となる。燃焼器内の風速がある限界を超すと混合気に着火するが保炎せず、したがって燃焼は継続できない¹¹⁶⁻¹¹⁸⁾。

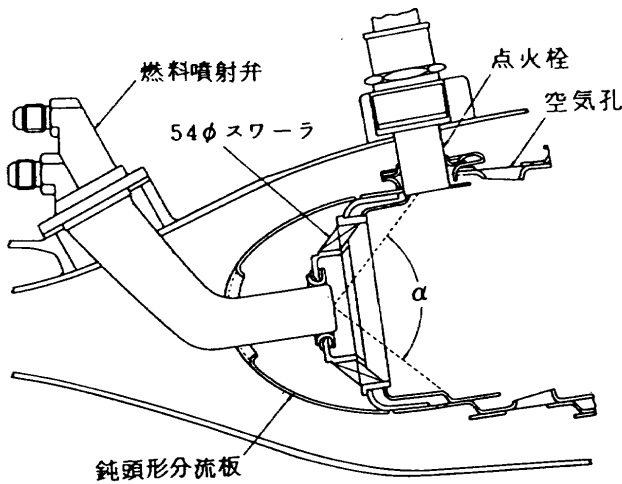
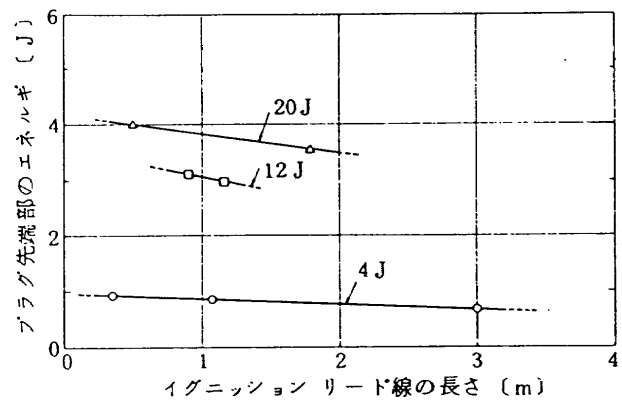

 図5.43 燃料噴霧と点火栓装置（設計噴霧角 $\alpha = 90^\circ$ ）


図5.44 リードの長さ（m）と点火エネルギー

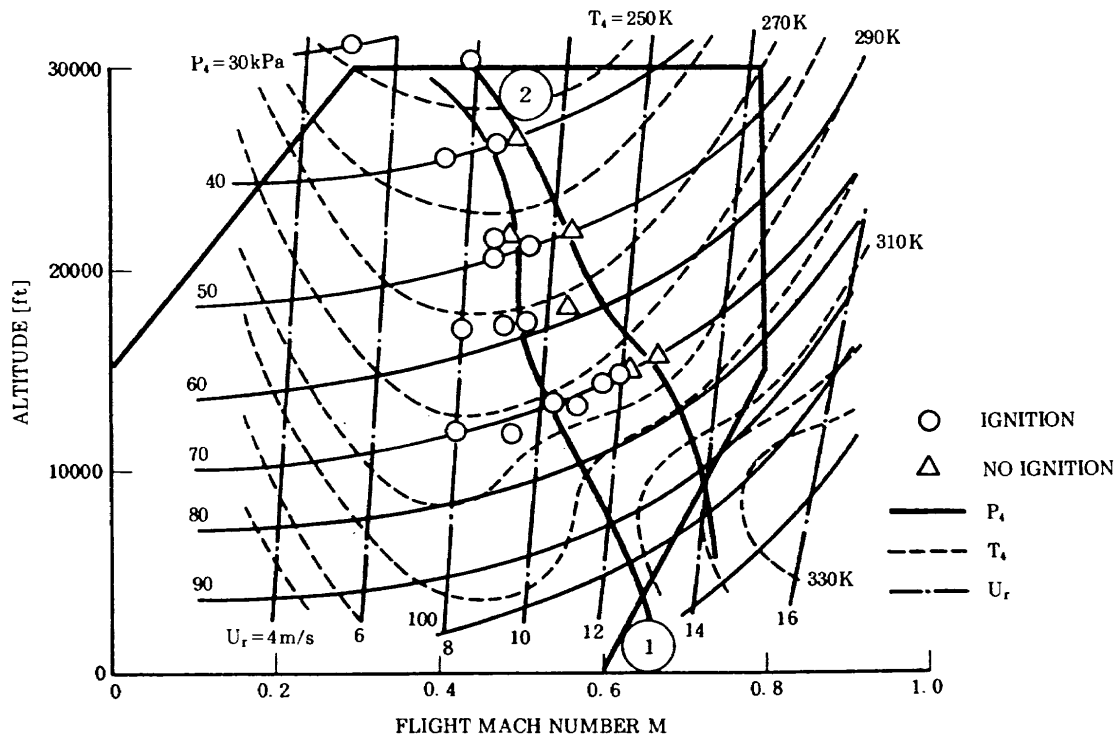


図5.45 燃焼器 #605の着火範囲

図5.45には FJR710/20 エンジンで想定した飛行速度と高度の範囲と、その中での燃焼器入口空気条件を示したものである。たとえば機速 M0.8、高度 9,144 m (30,000 ft) での燃焼器入口空気条件は圧力 47 kPa、温度 270 K、代表断面風速 14.2 m/s である。このときの燃焼器 #605の着火範囲を同図中に示してある。機速が速く、高々度の条件では着火し難いことがわかる。

大気圧条件での燃焼器単独の要素試験結果は、図5.46に示すごとく、一般に代表断面風速がある値以上では着火時の燃料噴霧圧を極めて高くしないと着火しにくくなる。

FJR710/20 の場合、その後に行った実際のエンジン全体の着火試験では図5.47にみるごとく、飛行範囲内のほとん

どの条件で良好な着火を確保した。着火しなかったのはポイント 2 と 3 の間で、ここは図5.45でもわかるように最も燃焼器流入空気温度が低い条件である。この要素試験との結果の相違は、実機ウィンドミル (Wind-mill) 条件では燃料温度、気流の湿度、風速分布など複雑な因子が要素試験とは異なっていたためと推定される。

5.10 的確な燃焼器設計

ガスタービン燃焼器設計においては代表風速の値の設定が主要な特性にかかわり多面的影響を及ぼす。その圧力と温度の及ぼす影響についてはともに当量比が関係している。

NO_x 低減のためには燃焼領域の混合比の希薄化が必要

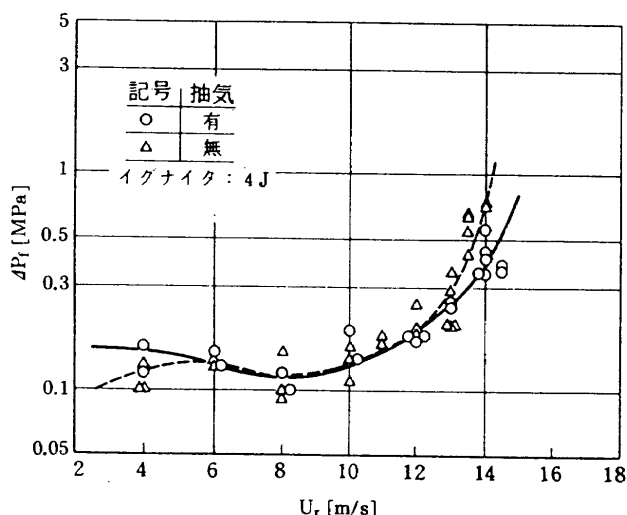


図5.46 #605改ライナの大気圧での着火性能

であるが同時に式(5.11)などにより、風速を小さく、入口温度や圧力を大きくし、設計空気負荷率を小さくすることが重要である。この対策は吹消えを防ぎ、マッハ数を低下させることから圧力の高い条件での燃焼効率向上にも貢献できる。

流入空気のと温度と圧力はエンジン作動条件から定められるため、均質希薄混合気の中で安定な燃焼条件を確保する手段としては、流速を低下させ再循環流などの利用により燃焼初期温度を高く、または再循環ガスを利用した流れを用い安定燃焼を確保する工夫が必要である。

現在 U_r の選択については乱れ、燃焼速度などの知識がやっと導入されはじめた段階である。今後、乱流の構造、あるいは乱流燃焼速度の解明が進み、温度や圧力への依存性が明確になれば、これらのおおまかな U_r 値の決定のかわりに、的確な最良値を選ぶことができる時期が来ると思われ期待したい。

参考文献

- 1) Gaydon, A. G. & Wolfhard, H. G. ; Flames, Their Structure, Radiation and Temperature, Chapman and Hall Ltd. 3rd ed. (1970)
- 2) Fristrom, R. M. & Westenberg, A. A. ; Flame Structure, McGraw-Hill (1965)
- 3) Lewis, B. & von Elbe ; Combustion, Flames and Explosions of Gases, Academic Press. Inc. (1961)
- 4) Strehlow, R. A. ; Fundamentals of Combustion, Intern'l Textbook Co. Pennsylvania (1968)
- 5) Lovachev, L. A. ; Chemical Kinetics in Flames—a Review, Comb. Sci. Tech., Vol.25 (1981) 49-69
- 6) Williams, F. A. ; Combustion Theory, Addison-Wesley Publishing Co., Inc. (1965)
- 7) Williams, F. A. 著, 柘植俊一監訳 ; 燃焼の理論,

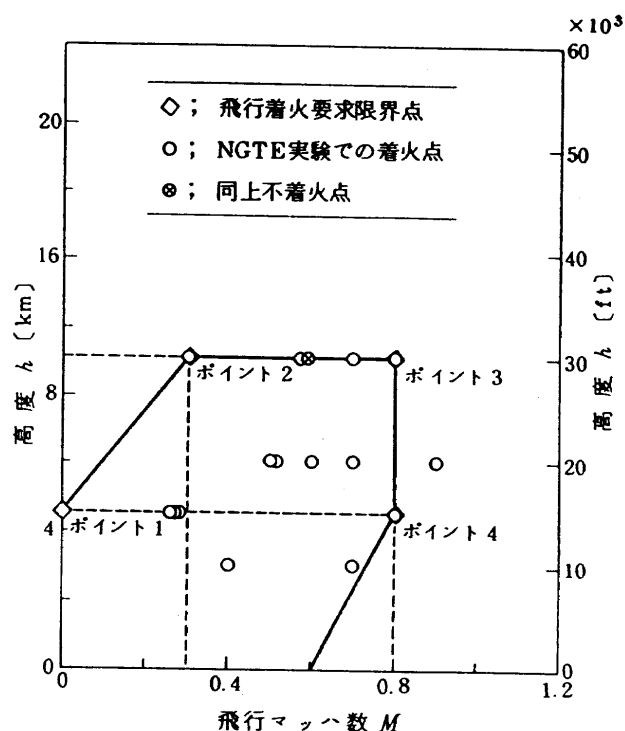


図5.47 FJR710/20エンジン高空再着火試験とNGTE ウィンドミル試験条件

日刊工業新聞社 (1987)

- 8) 辻 廣 ; 燃焼現象論, (1)~20機械の研究, 28巻, 5号 (1976)~30巻, 1号 (1978)
- 9) Palmer, H. B. & Beer, J. M. ; Combustion Technology, Academic Press (1974)
- 10) Afgan, N. H. & Beer, J. M. ; Heat Transfer in Flames, Scripta Book Co. (John Wiley & Sons) (1974)
- 11) Bowen, J. R., Mavson, N., Oppenheim, A. K. & Soloukin, R. I. ; Flames, Lasers, and Reactive Systems, Progress in Astronautics & Aeronautics Vol.88, AIAA (?)
- 12) Mulars, E. J. ; Future Fundamental Combustion Research for Aeropropulsion System, AIAA-85-1398 (1985) 1-6
- 13) JANAF Thermochemical Tables, 3rd ed. Dow Chemical Co., Midland, Mich., (1986) 1856または U. S.—NBS Publication, NSRDS-NBS 37 and supplement
- 14) Keenan, J. H. & Kaye, J. [第2章文献²⁰⁾]
- 15) Gordon, S. ; Thermodynamic and Transport Combustion Properties of Hydrocarbon With Air I-Properties in SI Units, NASA TP-1906 (1982)
- 16) G. E. Co., Ltd. ; Properties of Combustion Gases/System : C_nH_{2n} -Air, Vol.I : Thermodynamic Properties, McGraw-Hill Book Co., (1955)

- 17) Leyhe, E. W. & Howell, R. R. ; Calculation Procedure for Thermodynamic, Transport, and Flow Properties of the Combustion Products of a Hydrocarbon Fuel Mixture Burned in Air with Results for Ethylene-air and Methane-Air Mixtures, NASA TN D-914 (1962)
- 18) Poferl, D. J. & Svehla, R. A. ; Thermodynamic and Transport Properties of Air and Its Products of Combustion with ASTM-A-1 Fuel and Natural Gas at 20, 30, and 40 Atmospheres, NASA TN D-7488 (1973/12)
- 19) Hippensteele, S. A. & Colladay, R. S. ; Computer Program for Obtaining Thermodynamic and Transport Properties of Air and Products of Combustion of ASME-A-1 Fuel and Air, NASA TP-1160 (1978)
- 20) Jones, R. E., Trout, A. M., Wear, J. D. & McBride, B. J. ; Combustion Gas Properties, I-ASTM Jet A Fuel and Dry Air, NASA TP 2359 (1984/10)
- 21) Poferl, D. J., Svehla, R. A. and Lwandowski, K., Thermodynamic and Transport Properties of Air and the Combustion Products of Natural Gas and of ASME-A-1 Fuel with Air, NASA TN D-5452 (1969)
- 22) Wear, J. D., Jones, R. E., Trout, A. M. & McBride, B. J. ; Combustion Gas Properties, II-Natural Gas Fuel and Dry Air, NASA TP-2435 (1985) 1-9
- 23) 水谷幸夫, 燃焼工学, 森北出版(株) (1977) 1-261
- 24) Gülder, Ö. L. ; Combustion Gas Properties : Part II-Prediction of Partial Pressures of CO₂ and O₂ in Combustion Gases of Aviation and Diesel Fuels, ASME J. Engng GT & Power, Vol. 108 (1986) 455-459
- 25) Gülder, Ö. L. ; Flame Temperature Estimation of Conventional and Future Jet Fuels, ASME J. Engng GT & Power, Vol.108 (1986) 376-380
- 26) Westbrook, C. K. & Dryer, F. L. ; Chemical Kinetic Modeling of Hydrocarbon Combustion, Prog. Energy Combust. Sci. Vol.10 (1984) 1-57
- 27) Zuomin, F. & Yijun, J. ; The Effect of Inlet Air Vitiatio on Combustion Efficiency, ASME 85-IGT-142, 1-6
- 28) Iijima, T. & Takeno, T. ; Effects of Temperature and Pressure on Burning Velocity, Combustion and Flame, 65 (1986) 35-43
- 29) Andrews, G. E. & Bradley, D. ; The Burning Velocity of Methane-Air Mixtures, Comb. Flame, 19, (1972) 275-288
- 30) Metghalchi, M. & Keck, J. C. ; Burning Velocities of Mixtures of Air with Methanol, and Indolene at High Pressure and Temperature, Comb. & Flame, 48 (1982) 191-210
- 31) Dugger, G. L. & HeimeL, S. : Flame speeds of Methane-Air, Propane-Air, and Ethylene-Air Mixtures at Low Initial Temperatures, NACA 2624, 1952
- 32) HeimeL, S. and Weast, R. C. ; Effect of Initial Mixture Temperature on the Burning Velocity of Benzene-Air, n-Hepatane-Air and Isoctane-Air Mixtures, Sixth Symposium (International) on Combustion, Reinhold, N.Y. (1957) 296-302
- 33) Lefebvre, A. H. (Original source ; Semenov, N. N. ; Adv. Phys. Sci. USSR Vol.24 (1940) p.433 {Translation NACA TM 1026} and Zeldovich, Y. B., Kamenetski, D. A. F. and Semenov, N. N., J. Exp. Theor. Phy. Vol.10 (1940) p.1427 {Translation NACA TM 1084})
- 34) Miller, I. M. & Maahs, H. G. ; High-Pressure Flame System for Pollution Studies with Results for Methane-Air Diffusion Flames, NASA TN D-8407 (1977/6) 1-75
- 35) Andrews, G. E., Bradley, D. & Lwakabamba, S. B. ; Turbulence and Turbulent Flame Propagation-A Critical Appraisal, Comb. Flame 24 (1975) 285-304
- 36) Spalding, D. B. ; Mathematical Models of Turbulent Flames : A Review, Comb. Sci. and Rech., Vol.13 (1976) 3-25
- 37) Lefebvre, A. H. [第1章文献²⁵⁾]
- 38) Longwell, J. P. & Weiss, M. A. [第2章文献²¹⁾]
- 39) Longwell, J. P., Frost, E. E. & Weiss, M. A. ; Flame Stability in Bluff-Body Recirculation Zones, Industr. Engng. Chem. 45-8 (1953) 1629-1633
- 40) Hottel, H. C., Williams, G. C. & Baker, M. L. ; Combustion Studies in a Stirred Reactor, Sixth Symposium (International) on Combustion, Reinhold, N. Y., (1957) 398-411
- 41) Herbert, M. V. [第2章文献²²⁾]
- 42) Weiss, M. A., Lang, R. J. & Longwell, J. P. ; Combustion Rates in Spherical Reactors, Industrial Engng. Chemistry 50 (1958) 257-264

- 43) 田丸 ; ガスタービン等の連続燃焼器における高負荷燃焼, 第4回日本燃焼研究会/JFRC 研究会資料 (1989)
- 44) Odgers, J., Kretschmer, D., Halpin, J. ; Weak Limits of Premixed Gases, Trans ASME, J. Engng Gas Turbine & Power, Vol.107 (1985/1) 10-17
- 45) Sturgess, G. J. & Shouse, D. ; Lean Blowout Research in a Generic Gas Turbine Combustor with High Optical Access, ASME Paper 93-GT-332 (1993/5) 1-12
- 46) Kretschmer, D. & Odgers, J. ; Modeling of Gas Turbine Combustors—A Convenient Reaction Rate Equation, ASME Paper 71-WA/GT-5 (1971)
- 47) Norster, E. R. ; Combustion and Heat Transfer in Gas Turbine Systems, Pergamon Press (1969) 101
- 48) Jackson, S. R. & Odgers, J. ; Factors Influencing Heat Release in Combustion Chambers and Consideration of the Related Materials and Structures, Combustion in Advanced Gas Turbine Systems, Smith I. E. ed., Pergamon (1967/4)
- 49) Greenhough, V. W. & Lefebvre, A. H. ; Some Applications of Combustion Theory to Gas Turbine Development, Sixth Symp. (Intn'l) on Combustion, Reinhold, N. Y. (1957) 858-869
- 50) 鈴木邦男 [第1章文献¹⁹⁾]
- 51) Bahr, D. W. : Aircraft Turbine Engine NO_x Emission Limits—Status and Trends, ASME 92-GT-415 (1992)
- 52) Bahr, D. W. ; Technology for the Design of High Temperature Rise Combustors, J. Propulsion, Vol.3, No.2 (1987) 179-186
- 53) Spalding, D. B. ; Theoretical Aspects of Flame Stabilization, Aircraft Engng (1953) 264-276
- 54) Ballal, D. R. & Lefebvre, A. H. ; Some Fundamental Aspects of Flame Stabilization, Fifth International Symposium on Airbreathing Engines, Bangalore, (1981/2) 48-1-8
- 55) Rao, K. V. L. & Lefebvre, A. H. ; Flame Blow-off Studies Using Large-Scale Flameholders, Trans ASME, J. Engng Power, Vol.104, No.4, 1982, 853-857
- 56) 鈴木邦男, 他3名 ; 航空用ガスタービン燃焼器における排気制御の研究(V)—箱形燃焼器の内部ガス測定結果—, 航技研資料 TM-306 (1976/8)
- 57) 田丸, 他 [第2章文献⁷⁾]
- 58) 田丸, 他 [第2章文献¹⁰⁾]
- 59) Heitor, M. V. & Whitelaw, J. H. ; Velocity, Temperature, and Species Characteristics of the Flow in a Gas-Turbine Combustor, Combustion and Flame 64 (1986) 1-32
- 60) 田丸, 他 ; 燃料噴射方向の異なるガスタービン筒形燃焼器内部のガス温度と温度分布, 日本機械学会論文集 52-482 (B編) (1986/10)
- 61) Donovan, P. & T. Cackette ; The Effects of Ambient Conditions on Gas Turbine Emissions Generalized Correction Factors, Trans. ASME, J. Engng Power, Vol.100 (1978/10) 640-646
- 62) Hautman, D. J., et al. ; A Multiple Overall Kinetic Mechanism for the Oxidation of Hydrocarbons, Comb. Sci. Tech., Vol.25 (1981) 219-235
- 63) Sheppard, C. G. W. ; A Simple Model for Carbon Monoxide Oxidation in Gas Turbine Combustor, Comb. Sci. Technol. Vol.11 (1975) 49-56
- 64) Dodds, W. J., Gleason, C. C. & Bahr, D. W. ; Aircraft Gas Turbine Low-Power Emissions Reduction Technology Program, NASA CR-135434 (1978/10) 1-160
- 65) Graves, C. B., Tang, Y. L. & Skifstad, J. G. ; Ignition of a Fuel Spray by a Hot Surface, AIAA-85-1318, 1-10
- 66) Graves, C. B., Tang, Y. L. & Skifstad, J. G. ; Experimental Apparatus for Studying the Ignition of a Fuel Spray by a Hot Surface, AIAA-85-1317, 1-8
- 67) Anderson, R. and Wagner, D. ; Advanced High Temperature Combustor Research for Small Gas Turbine Engines, SAE Paper 680446 (1968)
- 68) 日本機械学会技術資料 ; 燃焼に伴う環境汚染物質の生成機構と抑制法, 日本機械学会 (1980)
- 69) Hayhurst, A. N. & Vince, I. M. ; Nitric Oxide Formation from N₂ in Flames : The Importance of "Prompt" NO, Prog. Energy Combust. Sci. Vol.6 (1980) 35-51
- 70) Lyons, V. J. ; Fuel/Air Nonuniformity-Effect on Nitric Oxide Emissions, AIAA 81-0327 (1981) 1-11
- 71) Odgers, J. and Kretschmer, D. ; The Prediction of Thermal NO_x in Gas Turbines, ASME Paper 85-IGT-126, 7p.
- 72) Anderson, D. ; Effects of Equivalence Ratio and Dwell Time on Exhaust Emissions from an Experimental Premixing Prevaporizing Burner,

- ASME 75-GT-69 (1975/3) 1-8
- 73) Proctor, M. P., Anderson, D. N. and T'ien, J. S. ; Flame Flashback in a Premixed Dump Combustor, AIAA 85-0145 (1985/1)
- 74) Anand, M. S. & Gouldin, F. C. ; Combustion Efficiency of a Premixed Continuous Flow Combustor, Trans ASME, J. Engng GT and Power, July 1985, Vol.107, 695-705
- 75) Cox, R. A. and Cole, J. A. ; Chemical Aspects of the Autoignition of Hydrocarbon-Air Mixtures, Comb. Flame, Vol.60, No.2 (1985/5) 109-123
- 76) Ekstedt, E. E. & Fear, J. S. ; Advanced Low Emissions Combustor Program, AIAA-87-2035 (1987/6)
- 77) Lipfert, F. W. ; Correlation of Gas Turbine Emissions Data, ASME Paper 72-GT-60 (1972/3)
- 78) Tacina, R. R. ; Combustor Technology for Future Aircraft, NASA TM-103268, AIAA-90-2400 (1990/7)
- 79) 田丸 卓, 他 5 名 ; ガスタービン筒形燃焼器の天然ガスによる高圧燃焼と NOx 排出特性, 第21回燃焼シンポジウム前刷集 (1983/11) pp.76-78
- 80) 田丸, 下平 ; 極超音速輸送機エンジン用メタン燃料ラム燃焼器の燃焼と排出の問題, 日本航空宇宙学会誌, 42-482 (1994/3) pp.177-184
- 81) Ali Al-Shaikhly, A. F., Andrews, G. E. & Aniagolu, C. O. ; Jet Shear Layer Turbulent Diffusion Flames for Ultralow NOx Emissions, Trans ASME, J. Engng Gas Turbine and Power, Vol.114 (1992/1) pp.55-62
- 82) Ohkubo, Y., et al. ; Ignition and Exhaust Emission Characteristics of Spray Combustion in a Pre-Chamber Type Vortex Combustor, ASME Paper 92-GT-119 (1992) 1-10
- 83) 林 茂 ; ガスタービン燃焼器の NOx 排出低減の研究(I)ー燃料・空気の予混合化による低減効果ー, 航技研資料 TM-470 (1982/9) 1-15
- 84) Sattelmayer, T., et al. ; Second-Generation Low-Emission Combustors for ABB Gas Turbines ; Burner Development and Tests at Atmospheric Pressure, Trans. ASME, J. Engng Gas Turbine and Power, Vol.114 (1992) pp.118-125
- 85) 須鎧, Thorpe, S. ; ガスタービン低 NOx 燃焼技術, R・D 神戸製鋼技報, 41巻 1 号 (1991) 71-74
- 86) Cowell, L. H. & Smith, K. O. ; Development of a Liquid Fueled, Lean-Premixed Gas Turbine Combustor, ASME Paper 92-GT-112 (1992/6) 1-10
- 87) Semerjian, H. & Vranos, A. ; NOx Formation in Premixed Turbulent Flames, Sixteenth Symp. (Intn'l) on Combustion (1977) pp.169-179
- 88) Sasaki, M., Kumakura, H. & Suzuki, D. ; Low NOx Combustor for Automotive Ceramic Gas Turbine Conceptual Design, ASME Paper 91-GT-369
- 89) 宮原忠人, 他 2 名 ; ガスタービン用低 NOx 燃焼法に関する研究, 第19回ガスタービン定期講演会講演論文集 (1991/5) pp.161-168
- 90) Environmental Protection Agency ; Control of Air Pollution from Aircraft and Aircraft Engines ; Emission Standards and Test Procedures, Fed. Regist. 47, No.251, 58462-58474 (1982/12)
- 91) 佐藤幸徳 ; 航空機用定置型ガスタービンの排ガス規制について, 日本ガスタービン学会誌, 16-64 (1989/3) 11-13
- 92) 田丸 卓 ; 燃焼器要素およびエミッション制御技術, 航空宇宙学会誌, 32-371 (1984/12)
- 93) Robert, R., Fiorentino, A. & Greene, W. ; "Experimental Clean Combustor Program, Phase III", PWA-5493, Final Report, NASA CR-135253 (1977)
- 94) Gleason, C. C. and Bahr, D. W. ; "Experimental Clean Combustor Program, Phase III", Final Report, NASA CR-135384 (1979)
- 95) Roberts, P.B. et al ; Advanced Low NOx Combustors for Supersonic High Altitude Aircraft Gas Turbines, ASME 76-GT-12 New Orleans (1976/3) 1-18
- 96) 斎藤 孟 ; 陸用定置型ガスタービンの排ガス規制について, 日本ガスタービン学会誌, 16-64 (1989/3) 4-10
- 97) 田丸 卓 ; ガスタービン燃焼器の低 NOx 化技術の現状と予測, 日本ガスタービンセミナー第21回資料集 (1993/1) 53-56
- 98) Touchton, G. L. (GE) ; Influence of Gas Turbine Combustor Design and Operating Parameters on Effectiveness of NOx Suppression by Injected Steam or Water, Trans. ASME, J. Engng Gas Turbine and Power (1985/7) Vol.107, 706-713
- 99) Solt, J. C. & Juzson, J. ; Status of Low NOx Combustor Development, ASME Paper 93-GT-270 (1993/5) 1-4
- 100) Aigner, M., et al. ; Second-Generation Low-Emission Combustors for ABB Gas Turbines : Tests Under Full-Engine Conditions, ASME Paper 90-GT-308 (1990/6)

- 101) Becker, B. and Ziegner, M. ; The New Siemens/ KWU Model V64, 3 Gas Turbine, Motortechnische Zeitschrift 49 (1988) pp.233-240
- 102) Hoeft, R. F. ; Advanced Gas Turbine in the USA, 91-YOKOHAMA-IGTC-S2 (1991) 1-9~21
- 103) 橋爪, 他9名 ; 東北電力(株)東新潟火力発電所第3号系列三菱高性能大容量ガスタービン (MW-701D形) 及び新形低NO_x燃焼器の開発設計並びに1090 MW コンバインドサイクルプラントにおける試運転実績, 三菱重工技報22-3 (昭60-2) 292-300
- 104) Aoyama, K. & Mandai, S. ; Development of a Dry Low NO_x Combustor for a 120MW Gas Turbine, ASME J. Engng Gas Turbine and Power, Vol.106 (1984) pp.795-800
- 105) Kuroda, M., et al. ; Development of Dry Two-Stage Low-NO_x Combustor for a GT, ASME 87-GT-64 (1987) 1-5 または Kuroda, M. & Ishibashi, Y. ; Development of a Low-NO_x Combustor, Hitachi Review, Vol.38 (1989), No.3
- 106) Anderson, S. J. et al. ; Development of a Small-Scale Catalytic Gas Turbine Combustor, ASME 81-GT-43 (1981/3) 1-6
- 107) 林, 山田, 小柴 ; ガスタービン用触媒燃焼器の研究—大気圧下における触媒の反応特性—, 航技研報告 TR-916 (1986/10) 1-30
- 108) Mori, K., et al. ; Development of a Catalytic Combustor for Small Gas Turbine, ASME 87-GT-62, Anaheim (1987/5) 1-8
- 109) Scalla, R. L., Clark, T. P. and McDonald, G. E. ; Formation and Combustion of Smoke in Laminar Flames, NACA Rept. 1186 (1954)
- 110) Macfarlane, J. J., Holderness, F. H. and Whitcher, F. S. E. ; Soot Formation Rates in Premixed and C₅ and C₆ Hydrocarbon-Air Flames at Pressure up to 20 Atmosphere, Comb. Flame, Vol.8, No.3 (1964) 1255-1264
- 111) Olson, D. B. & Madronich, S. ; The Effect of Temperature on Soot Formation in Premixed Flames, Comb Flame 60 (1985) 203-213
- 112) Tacina, R. R. ; Low NO_x Potential of Gas Turbine Engines, AIAA-90-0550, 28th Aerospace Sciences Meeting, Reno (1990/1) 1-18
- 113) Faitani, J. J. ; Smoke reduction in Jet Engine through Burner Design, SAE680348 (1968)
- 114) Affens, W. A. ; Flammability Properties of Hydrocarbon Fuels, Interrelations of Flammability Properties of n-Alkane in Air, J. Chem. Engng Data, Vol.11, No.2 (1966/4) 197-201
- 115) ガスタービンの点火装置について, 内燃機関, Vol. 2, No.3 (1963/7)
- 116) 黒沢, 下平, 田丸 ; FJR710/20エンジン用燃焼器のセクタ模型による高空再着火試験, 航技研資料TM-389 (1979/8) 1-10
- 117) 田丸 卓, 他3名 ; FJR710/600エンジン用燃焼器のセクタ模型による高空再着火試験, 航技研資料 TM-424 (1981/2) 1-12
- 118) 黒沢要治, 他3名 ; ガスタービン実機燃焼器の部分要素模型による着火試験, 航技研資料 TM-504 (1983/5) 1-15
- 119) ICAO 航空環境保全委員会 (CAEP) 第2回会議報告書 (1991/12)
- 120) Sturgess, G. J., McKinney, R. and Morford, S. ; Modification of Combustor Stoichiometry Distribution for Reduced NO_x Emission From Aircraft Engines, ASME Paper 92-GT-108
- 121) Hilt, M. B. & Waslo, J. ; Evolution of NO_x Abatement Techniques Through Combustor Design for Heavy-Duty Gas Turbines, J. Engng Gas Turbines and Power, Vol.106 (1984/10) 825-832
- 122) Koroll, G. W., Kumar, R. K. & Boweles, E. M. ; Burning Velocities of Hydrogen-air Mixtures, Comb. and Flame 94 (1993) 330-340
- 123) Flight International 12-18 (1992/8) 66-69
- 124) Johnston, R. P., Hirschkrone, R., Koch, C. C., Neitzel, R. E., Vinson, P. W. ; Energy Efficient Engine—Preliminary Design and Integration Study—Final Report, NASA CR-135444 (1978/9)
- 125) Gardner, W. B., et al. ; Energy Efficient Engine Flight Propulsion Preliminary Analysis and Design Report, NASA-CR-159487 (1979/4)
- 126) Ballal, D. R. and Lefebvre, A. H. ; Weak Extinction Limits of Turbulent Flowing Mixtures, J. Eng. Power, Vol.101, No.3 (1979) 343-348
- 127) Sato, Y., Toh, H. & Watanabe, T. ; Development of High Loading Two-Stage Combustor Characterized by SAF and Pre-mixed Type Fuel Injection, AIAA-86-1397, Huntsville (1986/6) 1-10

第6章 燃焼器内の伝熱と耐久性

燃焼器ライナの損傷を防ぐための伝熱問題について記す。熱伝達一般については膨大な研究がなされているので、個々の伝熱問題詳細については関連書籍や論文を参照された

6.1 ガスタービン燃焼器の耐久性問題

航空エンジンなどで用いるシンプルスサイクルガスタービン等の場合、燃焼器へ流入する空気の温度は、圧縮比の増大に伴って図3.5のように上昇する。したがって燃焼器ライナ壁の冷却に用いる空気の温度は、エンジン圧力比の高いものほど高温である。それに加えて燃焼器流入空気温度が高いと燃焼ガス温度が上昇する。また圧力上昇の効果で火炎からのふく射熱伝達も増加する。これらの理由により高圧力比のエンジンほど冷却性能の良いライナ冷却構造を採用する必要がある。

産業用ガスタービンなどでは圧縮機の途中で中間冷却器を用いているものがあり、その場合には図3.5の値よりも燃焼器流入空気温度が低下する。また天然ガスのようなガス燃料の場合は、火炎中の炭素生成が少ないためふく射熱が比較的少なく、液体燃料の場合よりもライナ寿命は長い。

(1) 伝熱問題

ライナの伝熱問題をあつかった文献は基礎的教科書^{1,2)}のほか、日本機械学会発行の伝熱工学資料³⁾が便利である。そのほか内外で多くの伝熱に関するハンドブックなどが刊行されている。ガスタービン燃焼器ライナへの伝熱に限ってはLefebvre (1960)⁴⁾やNREC (1968)⁵⁾が参考になる。ふく射伝熱に関してSiegel & Howell (1972)⁶⁾、Hottel & Sarofim (1967)⁷⁾、Sparrow S Cess (1966)⁸⁾などの非常にすぐれた教科書がある。

ライナの耐久性を高めるには、燃焼ガスからの伝熱と冷却空気による効果的な放熱を考える必要がある。

ライナへの伝熱解析にあたって従来の航空用エンジン燃焼器のライナでは薄板構造のためその表裏の温度差、および板内の熱伝導は無視できる。後述の複合冷却構造やSegment構造のように厚みのあるものでは加熱側と冷却側の熱応力に注意する必要がある。高圧力比のエンジン燃焼器や低質燃料を用いた場合には火炎ふく射が大きいため、ふく射伝熱についても検討する必要がある。

(2) 要求耐久性

実用燃焼器の耐久使用時間は航空用の場合、通常数千時間、定置用の場合で1万時間以上が要求される。多くの実用燃焼器ライナの寿命は、高温化によるライナ板厚などの減損(Thinning)、燃料噴霧の劣化や気流の偏りに起因する部分的な焼損、あるいは低サイクル疲労(LCF)に基づくクラックの発生などが限界となる。これらは十分な壁面冷却を行うことによって軽減することができる。

(3) 使用材料

現在ライナ材としてよく用いられる金属は、SUS(ステンレス, Stainless steel) 304 または 316, Ni 基合金のHastelloy X, Co基合金のHA-188 (Haynes Alloy No.188) などである。後2者の成分を表6.1⁹⁾に示す。いずれの金属

表 6.1 ライナ材の成分

HASTELLOY X (Ni - base)		HA-188 (Co - base)	
Cr	22 %	Cr	22 %
Fe	18	Ni	22
Mo	9	W	14
Co	1.5	La	0.08
W	0.5	C	low

も1,000K以上では急激に抗張力が低下する。HA-188は低サイクル疲労(LCF)に対して比較的すぐれており、例えば、1,200KでのLCF試験で同一繰返し数にたいしてハステロイXのほぼ2倍の破断抗張力をもつ。

最近非金属材料としてSilicompまたはCompglas (silicon carbide monolithic/matrix materials)などが試みられている。これは脆性の大きな材料であるが後述のSegment構造などには用いることができる。

6.2 ライナ冷却法の分類

ライナとして使用できる金属の耐熱温度が1300K以下なのにに対し、一般に燃焼ガスや火炎温度は2000Kを超えているので、空気でライナを冷却する構造を工夫する。現在までに、実際のライナに適用され、あるいは適用が試みられている冷却構造には、大別して次のようなものがある。

- (1) 膜冷却,
- (2) インピンジメント(Impingement)冷却,
- (3) 吹出し(または浸出し)冷却,
- (4) 複合冷却,
- (5) 遮断(または耐熱)コーティング

以下に上記の構造、および特性について詳述する。

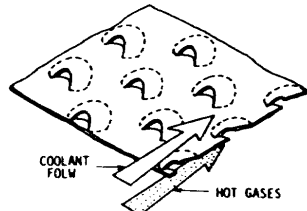
6.2.1 膜冷却(Film cooling)

これはライナ加熱側壁面に平行に近い方向に冷却空気を流出させる方法で、ライナ板面を対流冷却すると共にライナ面を火炎から遮断する効果がある。この冷却に関してはタービン冷却目的の伝熱研究も含めて数多くの研究がある^{10~28)}。代表的な膜冷却構造を図6.1に示す。同図(a)に示す構造はガスタービン開発の比較的初期に用いられたもので小型の燃焼器や局所的冷却に採用された。これは軽量で加工が容易である反面、切欠き部よりクラックが発生伸長する恐れがあるため最近ではほとんど使われない。伝熱特性についてはBurggrafら(1961)²⁹⁾、(1967)³⁰⁾の研究がある。

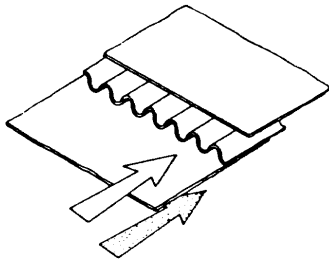
図6.1(b)と(c)は板金構造のライナにかなり古くから用いられている膜冷却構造で、製作・加工が容易である。同図(d)は板金、または削り出し機械加工により製作する膜

冷却構造で、冷却用空気孔 (Metering hole) の穴数や直径を増加させることによって局部的に冷却を容易に抑制・強化させることができる利点がある。

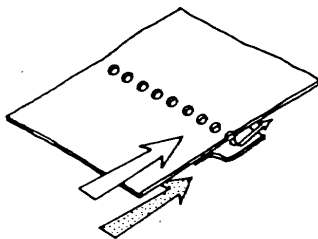
膜冷却は乱れの少ない均一な冷却流を加熱側壁面上に形成することが有利である。そこで図 6.1 (e) に示すような冷却空気導入部に滞留室 (Plenum chamber) を設け、流入噴流の静圧回復をはかって冷却空気膜を層流状に流出させ、



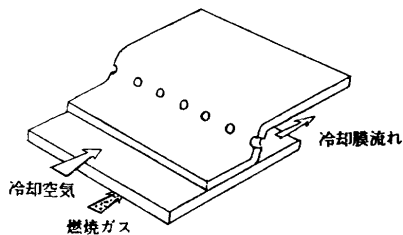
(a) ルーバ (Louver) 構造



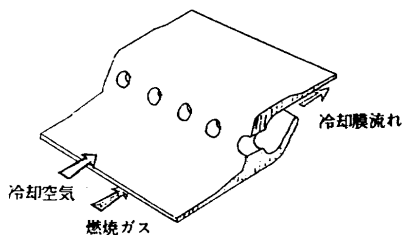
(b) 波板冷却 (Wiggle strip) 構造



(c) スプラッシュ冷却 (Splash cooling) 構造



(d) 板金膜冷却 (Metered hole) 構造



(e) プレナム室付膜冷却構造

図 6.1 代表的膜冷却構造

長い距離にわたって高い膜冷却効率を保とうとする (例, CF6-80C)。

膜冷却効率は次式で定義される。

$$\eta = (T_G - T_{w,ad}) / (T_G - T_K) \quad (6.1)$$

ここで $T_{w,ad}$ は冷却膜局所温度, T_G は高温ガス温度, T_K は冷却空気温度である。 η はこの他にも定義されることがあるので注意する必要がある。

η は図 6.1 (d) に示す標準的膜冷却構造では冷却 / 加熱ガスのモーメント比,

$$M = (\rho u)_{cold} / (\rho u)_{hot} \quad (6.2)$$

によって変化する。ここで u は流速である。

もし図 6.1 (d) や (e) の冷却孔を微細な多孔にする³¹⁾などの方法を採用すれば冷却効率の高い領域の拡大が可能である。

6.2.2 インピンジメント冷却 (Impingement cooling)

図 6.2 はインピンジメント冷却^{32~34)}構造を示す。これは被加熱側ライナ壁面の背面に冷却空気を吹きつけ、その噴流の高い熱伝達率によって冷却効果をもたせるものである。保炎領域など新気の流入を好まない場所に最も適した構造である。Kercher の関係式³⁴⁾によって計算した冷却熱流束の一例を図 6.3 に示す。計算条件は雰囲気圧が 1.9 MPa、冷却空気温度が 727 K で、被冷却ライナ板温度が 1127 K となっているときの冷却熱流束 Q_c を求めたものである。ただし、冷却空気噴流速度 u_0 は一定とした。図 6.3 の結果は、最大の Q_c を得る噴流空気孔ピッチ $X_n (= Y_n)$ には最適値が存在し、スベントフロー出口までの距離 L_x が短いほど Q_c の極大値は上昇することを示している。

図 6.4 に示す噴流保炎型燃焼器模型鈍頭部では上記の計算に基づきインピンジement冷却を採用した。

6.2.3 その他の冷却構造

(1) 吹き出し冷却 (Effusion, または Transpiration Cooling)

ライナ壁面に多数の孔などを設け冷却空気を流出させることによりライナ材の冷却をはかり、かつ高温ガスの接触を避けようとする構造である。吹き出し冷却は被冷却面に 0.3~1.0 mm 程度の小孔を多数あけ冷却空気を浸出させる

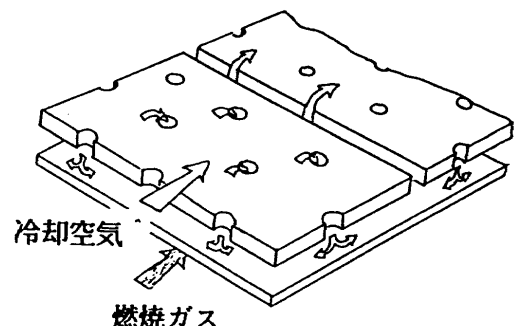


図 6.2 インピンジement冷却構造

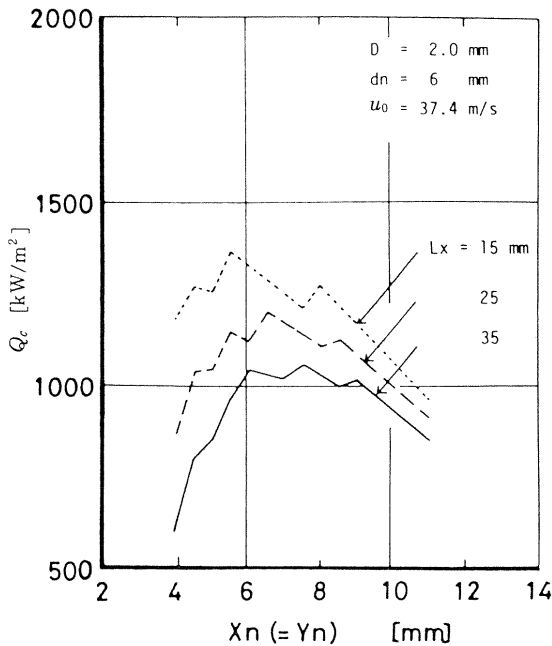


図 6.3 インピンジング孔ピッチと冷却能力

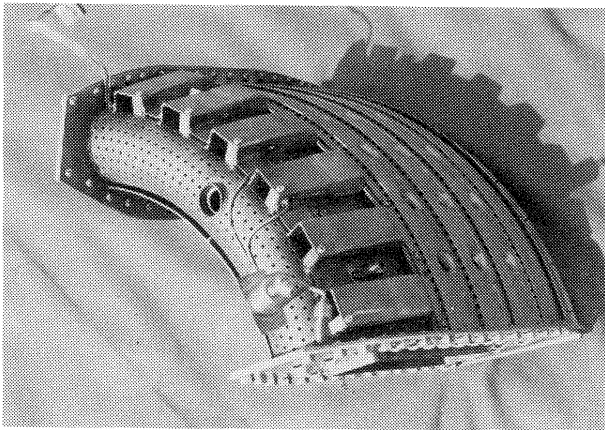


図 6.4 インピンジング冷却を採用したライナ

方法がよく用いられている。最近レーザーによる加工技術が発達し板の垂直線に対し大きな角度の冷却小孔を加工することが可能となってきた。網構造 (mesh) や多孔質板をもちいたライナ³⁵⁾も使われ始めている。しかし一面に同一径の小孔を多数あけたものや多孔質材を用いたものの場合、燃焼器のライナ表面では静圧分布が冷却に必要な冷却空気吹出し量分布に対応しないので注意が必要である。実際の燃焼器のライナ表面静圧分布の一例を図 6.5 に示す。空気孔付近などで静圧が局所的に低くなっている。ここでは冷却空気の浸出が少なくなり焼けを生ずる危険性がある。

(2) 複合冷却 (Hybrid Cooling)^{36~47)}

最近、薄板表面に化学処理 (Chemical etching など) で冷却空気通路を刻んだ板を 2~3 板拡散接合させた構造がある³⁹⁾。とくに積層構造とも呼ばれる図 6.6 に示す Lamilloy^{36~38)}や Transply^{40, 41)}が公表されている。

最近実用され始めたものに、Segment 構造 (PWA の商品

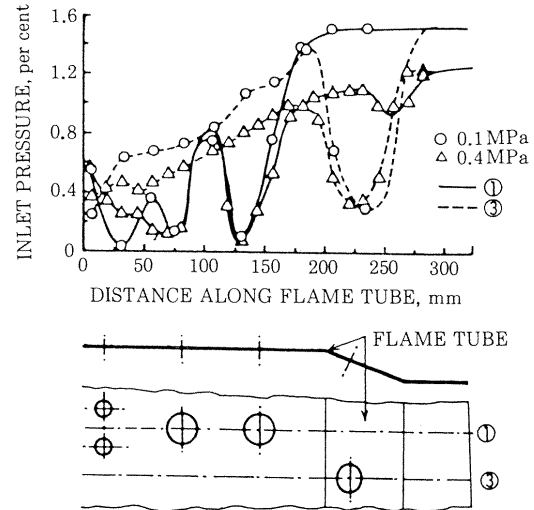


図 6.5 ライナ冷却通路側の静圧分布実測例

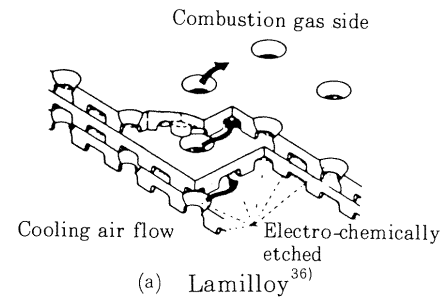
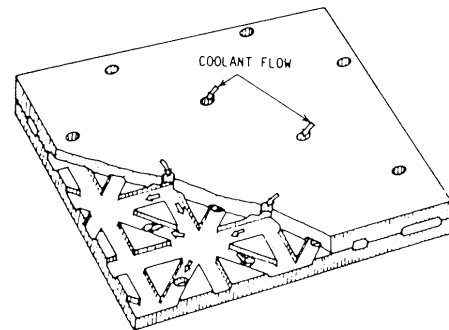
(a) Lamilloy³⁶⁾(b) Transply⁴⁰⁾

図 6.6 複合冷却 (積層) 構造の例

名で Floatwall) がある^{42~46)}。図 6.7 に示すように高温ガス側に、加工性は良くないが耐熱性の良い材料で遮熱板を並べ、それをインピンジメント冷却するものである。重量と価格が増すが、耐久性が優れているので経済性がある。F100 (P&W) およびわが国が参加して国際共同開発した V2500 エンジンでもこのタイプのライナ (図 2.32) が用いられている。F-22 戦闘機用として開発中の F119 エンジンでも採用している^{30, 45)}。

6.2.4 遮熱コーティング (Thermal Barrier Coating)

遮熱コーティングとはライナ金属面をセラミックなど耐熱材料で被覆し、遮熱と耐蝕の効果をもたせたものである^{45~58)}。コーティングの表面放射率が比較的小さいことか

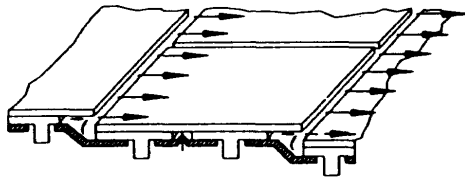


図6.7 セグメント構造フロートウォール (Float wall) の概念

ら輻射熱流束の大きい場所でも有利である。ただ機械的強度にやや欠け、LCF条件に際しコーティング層のひび割れや剥離などが起きることがある。コーティングの一例は

- ① ニッケルアルミナイド (厚さ0.1mm)
- ② 35%ニッケルアルミナイド+65%安定化ジルコニア (0.1mm)
- ③ 安定化ジルコニア (0.3mm)

を母材の上に層状に溶射する。なお安定化ジルコニアとは、 ZrO_2 の1,000K付近でおきる結晶変態をMgO添加によって改善したものである。

そのほか、NASAが中心となって開発した、イットリウム (Y_2O_3 12%) で安定化した ZrO_2 を結合剤 (Ni ベース 16%Cr, 6%Al, 0.6%Y) の上に被覆する二層遮断コーティングがすぐれた特性を示している。

6.3 ライナの伝熱解析

ライナ壁に対する熱伝達の基本式は、微小要素を考えたとき、

$$R_1 + C_1 + \Delta K = R_2 + C_2 \quad (6.3)$$

と表せる (図6.8参照)。ここで R_1 および C_1 は、それぞれ燃焼室内の火炎または高温ガスから輻射および対流によってライナへ伝えられる熱量であり、 R_2 および C_2 はそれぞれ外筒に面したライナ面で放出される輻射および対流伝熱量である。 ΔK はライナの主軸方向への熱伝導を示す。これは通常ライナ面積にくらべ板厚が十分薄いとみなされるため無視する。

R_1 の見積り 温度 T_f [K] の燃焼火炎から温度 T_w [K] のライナへの輻射熱流束 R_1 [W/m²] は Lefebvre-Herbert⁵⁹⁾ によれば、

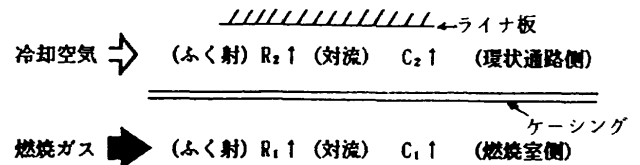
$$R_1 = \sigma \frac{(1 + \epsilon_w)}{2} \epsilon_f T_f^{1.5} (T_f^{2.5} - T_w^{2.5}) \quad (6.4)$$

ここで σ は Stefan-Boltzmann 定数 (5.7×10^{-8} W/m²), ϵ_w はライナ壁表面の輻射率, ϵ_f は火炎輻射率である。セラミックコーティングした場合は $(1 + \epsilon_w)/2 = 0.5$ とおいてよいとしている。

ϵ_f に関しては Ballal ら¹⁰⁾ が余り輝度の高くない火炎に対し、

$$\epsilon_f = 1 - \exp[-2.90 \times 10^4 AP(f \cdot L)^{0.5} T_f^{-1.5}] \quad (6.5)$$

とおけるとした。ここで P 及び f は、それぞれ圧力 [atm]



$$R_1 + C_1 = R_2 + C_2$$

図6.8 ライナ伝熱模式

および燃空比であり、 L は光路長 [m] で、通常一次燃焼領域の長さと同じ $0.6d$ とする。 d は、筒型燃焼器の場合ライナ内径、環状の場合、 $4 \times (\text{流路断面積}) / (\text{濡れ周長})$ をとるものとした。 A は輝度係数で炭素/水素の重量質量比 $C/H > 5.7$ の燃料に対し次式で与えられるとした⁴⁾。

$$A = 3 \left(\frac{C}{H} - 5.2 \right)^{0.84} \quad (6.6)$$

これによると航空用ケロシン燃料 ($C/H \approx 5.7$) では $A = 1.7$ となる。Lefebvre は通常のガスタービン一次燃焼領域ではこれが妥当な値としている。一方、同じケロシンを燃料とした筒型燃焼器で32気圧までの加圧燃焼を行った Marsland ら⁶⁰⁾ の実験結果では、一次燃焼領域の ϵ_f に対する、式(6.5)の A の値は4となっている。また同文献によると、流入空気の酸素濃度は輻射熱流束や火炎温度に直接的な影響を及ぼす。再燃焼器の場合は入口ガス温度が高温で、燃焼ガス温度が高温化するが、この O_2 濃度低下時のふく射減少は酸化作用の低下と共に燃焼器耐久性にとって好都合な現象である。

燃料の種類が火炎輻射へ及ぼす影響については、Clark⁶¹⁾ や Moses-Naegeli⁶²⁾ が含有水素割合が少ないほど多いことを示している。これによると、

- 1) 燃料の水素含有割合の多いほど、
- 2) 低温・低圧条件ほど、
- 3) 希薄混合気ほど、
- 4) 断面平均風速の大きいほど、

火炎輻射が少ないことを示した。一方、輝炎が光学的に厚く (Optically thick) になると ϵ_f はほとんど1となり、かえって燃料の種類の影響が小さくなることを示した。Kunitomo, T.⁶³⁾ は20気圧までの輝炎ふく射のデータを示している。

C_1 の見積り 膜冷却や吹出し冷却を行っていない場合は、 T_g を燃焼ガス温度、 T_w をライナ壁面温度として、

$$C_1 = \alpha (T_g - T_w) \quad (6.7)$$

を用い、 α にはライナを直管壁面と考えた乱流熱伝達率を適用する。

膜冷却の場合には、式(6.7)の T_g の代わりに膜温度 T_{ad} を用いる。 T_{ad} は本来、膜冷却効率 η_{ad} を求める際用いられる断熱壁面温度である。 η_{ad} は

$$\eta_{ad} = \frac{T_g - T_{ad}}{T_g - T_c} \quad (6.8)$$

で定義される。ここで T_c は冷却空気温度である。各種膜冷却構造に対する η_{ad} の実験式に関しては、タービン翼を対象にしたものも含め多くの研究があり、Goldstein^{12,64)}、Juhasz & Marek¹³⁾らによってまとめと比較がなされている。精度の良否や適用の難易はあるものの実用上は大差ない。

以下に C_1 の計算の1例として Ballal-Lefebvre¹⁰⁾ の方法を記す。

使用する熱伝達率は膜冷却空気と燃焼ガスのモーメント比、 $M = (\rho_s U_s) / (\rho_\infty U_\infty)$ の大きさによって流れのモデルを異ならせて考える。すなわち、 $0.5 < M < 1.3$ の範囲なら境界層モデルに従い、

$$C_1 = 0.09 \left(\frac{\lambda}{x} \right) Re_x^{0.7} (T_{ad} - T_w) \quad (6.9)$$

$M > 1.3$ のときには膜冷却流の運動量が主流より強いので wall jet モデルを考え、

$$C_1 = 0.19 \left(\frac{\lambda}{x} \right) Re_x^{0.8} \left(\frac{x}{s} \right)^{-0.36} (T_{ad} - T_w) \quad (6.10)$$

とする。これらの式で C_1 の単位は $[W/m^2]$ 、 λ は空気熱伝導率 $[W/m \cdot K]$ 、 x は膜冷却開始点からの距離 $[m]$ 、 s は膜スロット高さ $[m]$ である。 Re_x は x を代表長さとしたスロット冷却流のレイノルズ数である。

以上の式は古くから用いられているが、最近では、主流や膜の乱れに対する考慮がなされ、いくつか修正値や膜冷却構造自体への改良提案がなされている^{25,65)}。

R_2 の見積り R_2 はライナ表面、すなわち、外筒へ面する側のふく射熱伝達である。ライナをインピンジメント構造で二重とした場合や、キャニュラ形ライナ配置で対面する壁が他のライナなどの場合には、このふく射放熱がほとんど期待できない。

ライナと外筒間が環状通路である場合、 R_2 は、壁相互での反射を考えた式、

$$R_2 = \frac{\epsilon_w \epsilon_c \sigma}{\epsilon_c + \epsilon_w (1 + \epsilon_c)} (T_w^4 - T_c^4) \quad (6.11)$$

を用いる⁶⁶⁾。ここで ϵ と A は、それぞれ外筒またはライナの表面ふく射率と表面積で、添字 c と w は、それぞれ外筒とライナを示す。

C_2 の見積り R_2 はライナと外筒の表面ふく射率とライナ金属の耐久温度に限界があることから余り大きな値とならず、事実上高負荷な燃焼器ほどライナからの放熱は対流熱伝達 C_2 に大きく依存せざるを得ない。

膜冷却の効果に関する式は多くの研究者によって提示されているが実際の燃焼器条件ではいずれも大差ない結果となる。FJR 710/600 エンジンの要素試験用ライナでの各研究者の提示している式による値の比較を図 6.9 と 6.10 に示す。

なお、伝熱計算には高温ガスの物性値が必要となる。ガス組成を考えた値は複雑な計算を要するが一般的には空気 で代用して十分な伝熱評価ができる。第3章に高温までの空気の粘性、熱伝導率、 Pr 数を示した。

ライナ冷却構造の評価 上記に冷却構造の伝熱的な側面を概観したが、実用ライナへ適用するには更に次のような事柄が重要である。

燃焼器適用への要件 ある冷却構造を燃焼器ライナへ採用しようとする場合、

- 1) 利用可能な冷却空気量
- 2) ライナ壁をよぎる静圧差
- 3) 製作・加工性
- 4) 構造強度、航空用では重量
- 5) 耐久性、コスト

なども十分に検討する必要がある。

冷却空気量に関しては、前述のようにライナ材料の使用温度に限界があるのにたいし、冷却用空気と燃焼ガスの温度が圧縮機出口圧力の増加に伴って上昇するので高圧力比の燃焼器ほど多量に必要となる。Sjöblom (1980)⁶⁷⁾ によれば、膜冷却構造のキャニュラ型燃焼器のライナ壁温を一定限界値に保つために必要な冷却空気量割合は、タービン入口(絶対)温度の2.4乗、圧力比の0.85乗に比例して増大する。

最近の複合冷却構造ではこの冷却空気量を大幅に低減で

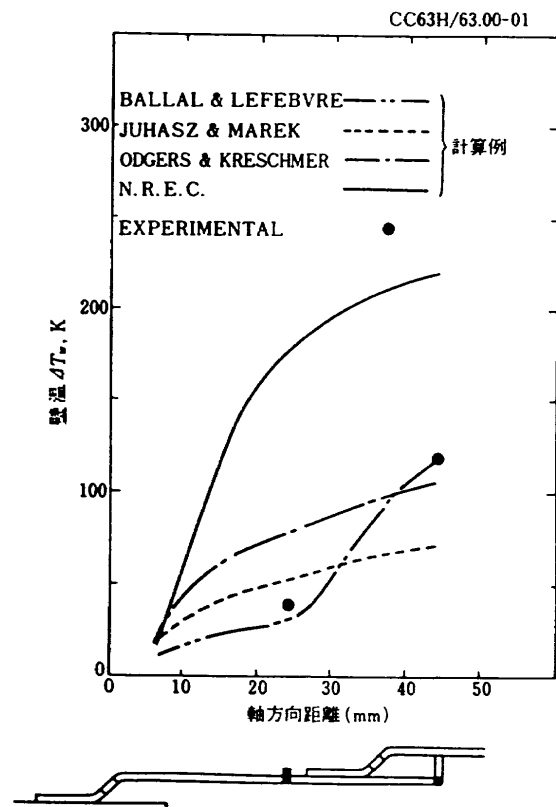


図 6.9 膜冷却構造での壁温と冷却計算結果の比較

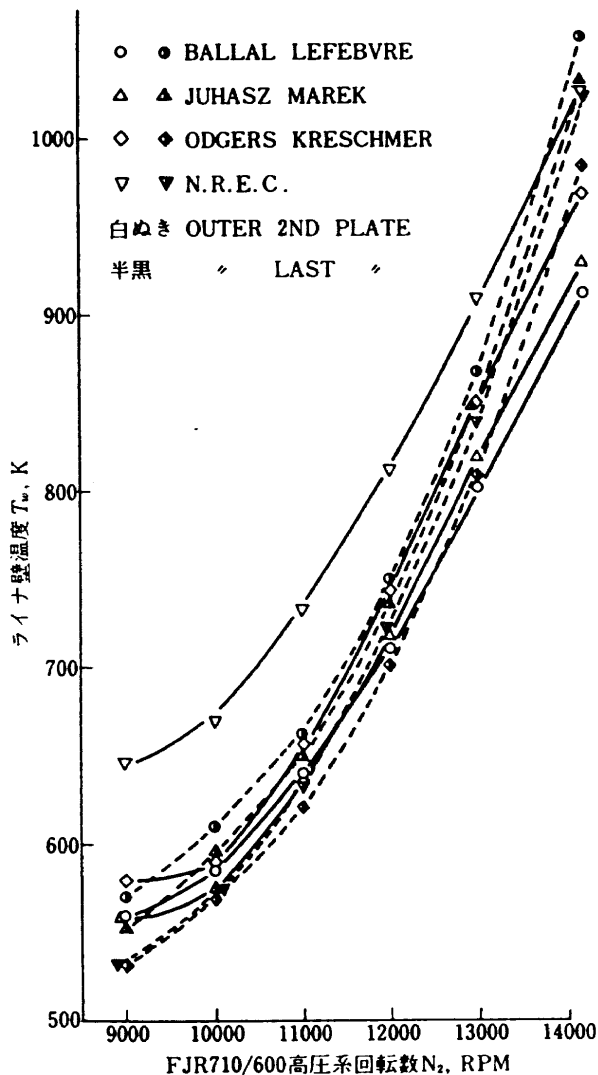


図6.10 FJR710/600エンジン作動条件とライナ壁温予測計算結果

きるといわれる。たとえば,

$$E_c = (T_g - T_w) / (T_w - T_c) \quad (6.12)$$

で定義した冷却有効度に対し、複合冷却(この場合 Lamilloy)の方がはるかに少ない冷却空気量で同等の効果を得ることができるとしている。

Norgren ら (1985)⁶⁸⁾ は実用的ライナについて3種の冷却構造を評価した Lamilloy や複合冷却構造は格段に冷却空気を削減できることを示した。しかし、従来用いられている図6.1(c)~(d)の冷却構造は、製作が容易で、燃焼試験の結果に応じてメーティング小孔のあけ方を調整でき、冷却空気量を増減できる上、冷却構造自体がリブ(Rib)として剛性を確保できる利点があって比較の実績の少ない燃焼器では有利である。

参 考 文 献

1) Bird, R. B., Stewart, W. E. & Lightfoot, E. N. ; Transport Phenomena, Wiley (1960) 15-19, 249-253

2) 甲藤好郎 ; 伝熱概論, 養賢堂 (1964) 337-393.
 3) 日本機械学会 ; 伝熱工学資料 (改訂第4版) (1991/9)
 4) Lefebvre, A. H. [第1章文献²⁵⁾]
 5) Northern Research and Engineering Corporation, Computer Program for the Analysis of Annular Combustors. Vol.1 ; Calculation Procedures, NASA CR-72374 (1968)
 6) Siegel, R. & Howell, J. R. ; Thermal Radiation Heat Transfer, McGraw-Hill (1972)
 7) Hottel, H. C. & Sarofim, A. F. ; Radiative Transfer, McGraw-Hill Book Co., 1967
 8) Sparrow, E. M. & R. D. Cess ; Radiation Heat Transfer, Brooks/Cole (1966) 300-310
 9) Aerospace Structural Metals Handbook, 1972
 10) Ballal, D. R. & Lefebvre, A. H. ; A Proposed Method for Calculating Film-Cooled Wall Temperatures in Gas Turbine Combustion Chambers, ASME Power 72-WA/HT-24
 11) Beer, H. B. S. and Schlader, A. F. ; Dampffilm kuhlung in Flugtriebwerk-Brenkammern, Z. Flugwiss 18 (1970) Heft 8, s.286-290
 12) Goldstein, R. J. ; Film Cooling, in Advances in Heat Transfer, ed. by T. F. Irvine, Jr. and J. P. Hartnett, Vol.7 Academic Press (1971) 321-379
 13) Juhasz, A. J. & Marek, C. J. ; Combustor Liner Film Cooling in the Presence of High Free-Stream Turbulence, NASA TND-6360 (1971) and NASA 1971 33-E-6135
 14) Kacker, S. C. & Whitelaw, J. H. ; The Effect of Slot Height and Slot-Turbulence Intensity on the Effectiveness of the Uniform Density, Two-Dimensional Wall Jet, J. Heat Transfer, Vol.90, No.4 (Nov. 1968) 469-475
 15) Odgers, J. ; Film Cooling ; The Effect of Velocity Variation in the Slot, ASME 75-WA/GT-20
 16) Pai, B. R. & Whitelaw, J. H. ; The Prediction of Wall Temperature in the Presence of Film Cooling, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol.14 (1971) 409-426
 17) Spalding, D. B. ; Prediction of Adiabatic Wall Temperatures in Film Cooling Systems, AIAA Journal, Vol.3, No.5 (1965) 965-967
 18) Stollery, J. L. & El'Ehwany, A. A. M. ; A Note on the Use of a Boundary-Layer Model for Correlating Film-Cooling Data, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol.8, No.1 (1965) 55-65
 19) Stollery, J. L. & El'Ehwany, A. A. M. ; On the Use of a Boundary-Layer Model for Correlating Film-

- Cooling Data. Int. J. Heat Mass Transfer, Vol.10 (1967) 101-105
- 20) Sturgess, J. E. ; Account of Mainstream Turbulence for Predicting Film Cooling Effectiveness in Gas Turbine Combustors, ASME 77-HT-10
 - 21) Sturgess, G. J. ; Correlation of Data and Prediction of Effectiveness from Film Cooling Injection Geometries of a Practical Nature, Combustion and Heat Transfer in Gas Turbine Systems, ed. by E. R. Norster. Pergamon Press (1971) 229-250
 - 22) Sturgess, J. E. ; Application of Film Cooling Theory to the Cooling of Aircraft Gas Turbine Chambers, J. Roy. Aer. Soc. Vol.71 (June 1967) 430-434.
 - 23) Sturgess, J. E. ; Comments on "Prediction of Adiabatic Wall Temperatures in Film-Colling Systems", AIAA Journal, Vol.4, No.4 (1966) 763-765
 - 24) Sturgess, J. E. ; Film-Colling Optimization for Minimum Cooling Airflow in Aircraft Gas-Turbines, Advanced Gas Turbines, edited by I. E. Smith, Pergamon Press (1968) 347-376
 - 25) Sturgess, G. J. ; Account of Film Turbulence for Predicting Film Cooling Effectiveness in Gas Turbine Comb., ASME 79-GT-200, または J. Engng Power ASME Trans Vol.102, No.3 (1980) 524
 - 26) Tabakoff, W. ; Film Cooling Effectiveness for Combustion Chambers, AIAA 75-162 (1975)
 - 27) Whitelaw, J. H. ; The Effectiveness of Combined Tangential and Normal Film-Cooling Slots with Finite Lip, ASME 76-HT-30 (1976)
 - 28) Crawford, M. E., Kays, W. M. & Moffat, R. J. ; Fullcoverage Film Cooling, Part I ; Comparison of Heat Transfer Data for Three Injection Angles, J. Engng Power Trans ASME Vol.102 (1980/10) 1000-1005 ; Part II : Heat Transfer Data and Numerical Simulation, J. Engng Power Trans ASME Vol.102 (1980/10) 1006-1012
 - 29) Burggraf, F., Chin, J. H. & Hayes, L. E. ; J. Heat Transfer, Trans. ASME, 1961, 281-286
 - 30) Burggraf, F., Chin, J. H. & Hayes, L. E. ; Film Cooling with Multiple Slots and Louvers, Part 2 Multiple Rows of Discrete Louvers, JSME 1967 Semi-Intern. Symp. Tokyo (1967) 286-292
 - 31) Wahl, D., Kappler, G. & Schmidt, J. ; Messungen des Wärmeübergangs an filmgekuhlten Flammrohr-Wandeleiten, Brennst. Wärme-Kraft 27 (1975) Nr. 5, Mai, 201-204
 - 32) Behbahani, A. I. & Goldstein, R. J. ; Local Heat Transfer to Staggered Arrays of Impinging Circular Air Jets, ASME 82-GT-211
 - 33) Florschuetz, L. W. & Isoda, Y. ; Flow Distributions and Discharge Coefficient Effects for Jet Array Impingement with Initial Crossflow, ASME 82-GT-156
 - 34) Kercher, E. M. & Tabakoff ; Heat Transfer by a Square Array of Round Air Jets Impinging Perpendicular to a Flat Surface Including the Effect of Spent Air, J. Engng Power, 92A, Trans ASME (1970/1) 73-82
 - 35) Tolokan, R. P. ; Porous Fiber Metal Thermal Materials, ASME 82-GT-105
 - 36) Wear, J. D., et al. ; Design and Preliminary Results of a Semi-Transpiration Cooled (Lamilloy) Liner for a High-Pressure, High-Temperature Combustor, AIAA/SAE 78-997, 14th Joint Propulsion Conf. (1978)
 - 37) Wear, J. D., Trout, A. M. & Smith, J. M. ; Performance of Semi-Transpiration-Cooled Liner in High Temperature-rise Combustor NASA TP 1805 (1981)
 - 38) Nealy, D. A. & Reider, S. B. ; Evaluation of Laminated Porous Wall Materials for Combustor Liner Cooling ASME Paper 79-GT-100
 - 39) Bayley, F. J., Cornforth, J. W. & Turner, A. B. ; Experiments on a Transpiration Cooled Combustion Chamber, Proc. Instn Mech Engrs (1973) Vol.1, 187 17/73 158-169+D 47-50
 - 40) Bhangu, J. K., Snape, D. M. & Eardley, B. R. ; The Design and Development of a Low Transply Combustor for the Civil Spay Engine, AGARD, No.353 (1987) 23.1-23.18
 - 41) Bayley, F. J., Cornforth, J. W. & Turner, A. B. ; Experiments on a Transpiration Cooled Combustion Chamber, Proc. Instn Mech Engrs Vol.187, No.17 (1973) 158-169
 - 42) DuBell, T. L., LeTourneau, J. J. & Kaplan, R. M. ; Advanced FloatwallTM Combustor Liner Technology Eliminates TF30-P-100 Transition Dact Fatigue Cracking, AIAA-85-1288 (1985/6) pp.1-5
 - 43) Tanrikut, S. & Marchall, R. L. ; Improved Combustor Durability-Segmented Approach with Advanced Cooling Techniques, AIAA-81-1354
 - 44) Mordoff, K. F. ; Float Wall Combustor Design

- May Extend Component Life, Aviation Week & Space Tech. (1984/7) 56-57
- 45) AW & ST, Nov.18/1991, McGraw-Hill, p.35
- 46) AW & ST, Sept.6/1993, McGraw-Hill, p.39
- 47) Wassell, A. B., Bhangu, J. K. ; The Development and Application of Improved Combustor Wall Cooling Techniques, ASME 80-GT-66
- 48) Amos, D. J. ; Analytical Investigation of Thermal Barrier Coatings on Advanced Power Generation Gas Turbines, NASA CR-135146 (1977/3)
- 49) Butze, Helmut F. & Curt H. Liebert ; Effect of Ceramic Coating of JT8D Combustor Liner Temperatures and Other Combustor Performance Parameters, NASA TM X-73581, 1976
- 50) Claus, R. W., Wear, J. D. & Liebert, C. H. ; Ceramic Coating Effect on Liner Metal Temperature of Film-Cooling Annular Combustor, NASA TP-1323, 1979
- 51) Grisaffe, S. J., Levine, S. R. & Clark, J. S. ; Thermal Barrier Coatings, NASA TM-78848, (1978)
- 52) Hodge, P.E., Stecura, S., Gedwill, M.A., Zaplatynsky, I. & Levine, S. R. ; Thermal Barrier Coatings : Burner Rig Hot Corrosion Test Results, NASA TM-79005, DOE/NASA/2593-78/3 (1978/10)
- 53) Kaufman, A., Liebett, C. H. & Nachtigal, A. I. ; Low Cycle Fatigue of Thermal-Barrier Coatings At 982°C, NASA TP-1322, 1978
- 54) Levine, S. R. ; High Temperature Surface Protection, NASA TM-73877, 1978
- 55) Levine, S. R. ; Thermal Barrier Coatings-A Near Term, High Payoff Technology, NASA TM X-73586 (1977/1)
- 56) Plunkett, J. D. ; NASA Contributions to the Technology of Inorganic Coatings, NASA SP-5014, 1964
- 57) Sedwick, G. ; Evaluation of Ceramic Combustion Chamber for a Small Gas Turbine Engine, N78-21145
- 58) Stepka, F. S. ; Summary of NASA Research on Thermal-Barrier Coatings, NASA TM X-73584, 1977
- 59) Lefebvre, A. H. & Herbert, M. ; Heat-Transfer Processes in Gas-Turbine Combustion Chambers, Inst. Mech. Eng. (1960/2) 463-478
- 60) Marsland, J., Odgers, J. & Winter, J. ; The Effect of Flame Radiation on Flame-Tube Metal Temperatures, Twelfth Symp. (Intern'l) on Combustion, The Combustion Institute (1969) 1265-1276
- 61) Clark, J. A. ; The Fuel Property/Flame Radiation Relationship for Gas Turbine Combustors, AIAA J. Vol.22, No.12 (1984) 1828-1831
- 62) Moses, C. A. & Naegeli, D. W. ; Fuel Property Effects on Combustor Performance ASME 79-GT-178
- 63) Kunitomo, T. ; Luminous Flame Emission under Pressure up to 20 atm Heat Transfer in Flames, Afgan, N. H. & Beer, J. M. ed. Scripta Book Co., John Wiley & Sons (1974)
- 64) Goldstein, R. J. & Haji-Sheikh, A. ; Prediction of Film Cooling Effectiveness in Japan Soc. Mech. Engr. 1967 Semi-Intern. Symp., Tokyo (1967) 213-218
- 65) Ko, Shao-Yen & Liu, Deng-Ying ; Experimental Investigations on Effectiveness, Heat Transfer Coefficient, and Turbulence of Film Cooling, AIAA J. Vol.18, No.8 (1980/8) No.79-7047R
- 66) Weeks, D. J. & Saunders, O.A. ; Some Studies of Radiation Flame in a Small Gas Turbine Type Combustion Chamber, J. Inst. Fuel Vol.31 (1958/6) 247-258
- 67) Sjöblom, B. G. A. ; Effects of Design Parameters on Cooling Air Requirement in a Gas Turbine Combustor, J. Aircraft, Vol.17, No.5 (1980) 292
- 68) Norgren, C. T. & Riddlebaugh, S. M. ; Advanced Liner Cooling Techniques for Gas Turbine Combustors, AIAA-85-1290 (1985) 1-12

第7章 実験装置と計測法

ガスタービン燃焼器の研究開発では、燃焼器の設計技術と同等に試験装置の整備と計測方法の確立が重要である。以下、7.1と7.2に燃焼器開発に用いる試験装置に関して記述する。また7.3より7.5に燃焼器特性把握のために使用する圧力、温度およびガス分析計測について記す。

7.1 実験装置

ここでは燃焼器を試験する空気系装置として、航技研で設置・使用してきたものを例に挙げて説明する。次に燃焼器開発で用いる際の主要な空気流量測定法の長短を述べる。最後に燃焼器内の流れ模様の測定法について記す。

当然のことながら燃焼器試験用の装置として供給する空気流量、圧力、温度が供試体の作動範囲を十分カバーできる範囲にあることが最も望ましい。しかし通常はそれが経済上の理由などにより困難であることが多い。最低の要求として、風速、入口温度、圧力の順で満足させる装置を設

置すべきである。対象が再熱燃焼器などの場合には、供給空気酸素濃度なども調整する必要がある。

燃焼器試験用空気供給装置の一般的特徴は、十分な能力の空気圧縮機を備えていることと、種々の燃焼器稼働条件で供試燃焼器に必要な空気量を供給するためにバイパス系を備えていることなどである。

上記の目的のため、装置として所要の空気量を供給できるターボ式空気圧縮機装置を整備する。ガスタービンの抽気を利用する場合もある。必要空気供給量が確保できずやむを得ず小規模の空気源装置で開発を行う場合には、燃焼器の縮小模型や部分模型によって目的を果たす。

つぎに1957年以来、航技研で各種ガスタービンエンジン燃焼器の開発に用いた装置系統を示し、概略性能について説明を行う。

缶型燃焼器試験設備 図7.1の装置系統は、缶型燃焼器試験設備と称し、1955年の航技研の創設以来、1980年頃まで航技研で行った殆どすべてのガスタービン燃焼器の初期要素試験の際に用いた。空気源は150kWのターボ式空気圧縮機(Turbo-compressor)で吐出風量2kg/s、圧力比1.5である。供試部分は3箇所あって、それぞれセクタ系、常圧系および低圧系と通称された。前2者はほぼ大気圧近傍での燃焼器試験に用いたが、後者は成層圏条件の低温・低圧の空気条件が実現でき、燃焼器や各種機器の高空性能試験に用いることができた¹⁾。セクタ系と常圧系ではそれぞれ予熱燃焼器を具備して供給空気を加熱できた。1970年代には常圧系に熱交換器を設け供試燃焼器のガス分析結果の信頼性を向上させた。これらの供試部分では筒型、箱型、セクタ(扇型)燃焼器、および冷却構造などの要素試験を

行った。

低圧系は、脱湿器、冷凍機、膨張タービンなどを備え空気を冷却し、蒸気エジェクター(Steam ejector)で減圧した。これにより筒型やセクタ形燃焼器の高空性能試験を行った。特にFJR 710/20およびFJR 710/600エンジンの高空再着火試験では貴重なデータを得ることができた^{2,3)}。

円環型燃焼器試験装置 図7.2は、わが国で最初に設置された環状燃焼器試験装置で、燃焼ガス噴霧冷却器の後に設けたバタフライバルブ(Butterfly valve)を調整することにより260kPa程度までの圧力条件で試験することができた¹⁾。主にリフトエンジンJRシリーズ及びFJR 710/10と20の燃焼器開発で用いた。図7.3(a)に燃焼器設置部分の外観を、図7.3(b)に燃焼器部分を開放した状況を示す。

高圧セクタ燃焼器試験装置 図7.4は3MPaまでの圧力で筒形燃焼器、または扇形燃焼器部分模型などを短時間試験できる貯気吹出し式燃焼試験装置である⁴⁾。容量30m³の貯気槽に5MPaで空気を充填し、燃焼器入口上流部に設けたペブル式予熱器(Pebble heater)を通して燃焼器に空気を供給した。その予熱器は前もってプロパンガスにより加熱し、供給空気温度を予め設定することができる。

図7.5に装置全体の外観を示す。燃焼器部分は安全性のため半地下にある構造であった(図7.5のブロック製計測室の手前)。これは燃焼器取付け作業上も、計測器設置上も不都合が多かった。

実験のプロセスは予めミニコンピュータ(Mini-computer)により設定して実験を行うが、燃料の静定などに時間を要し、精度のよい有効なデータを得るには計測上困難が多か

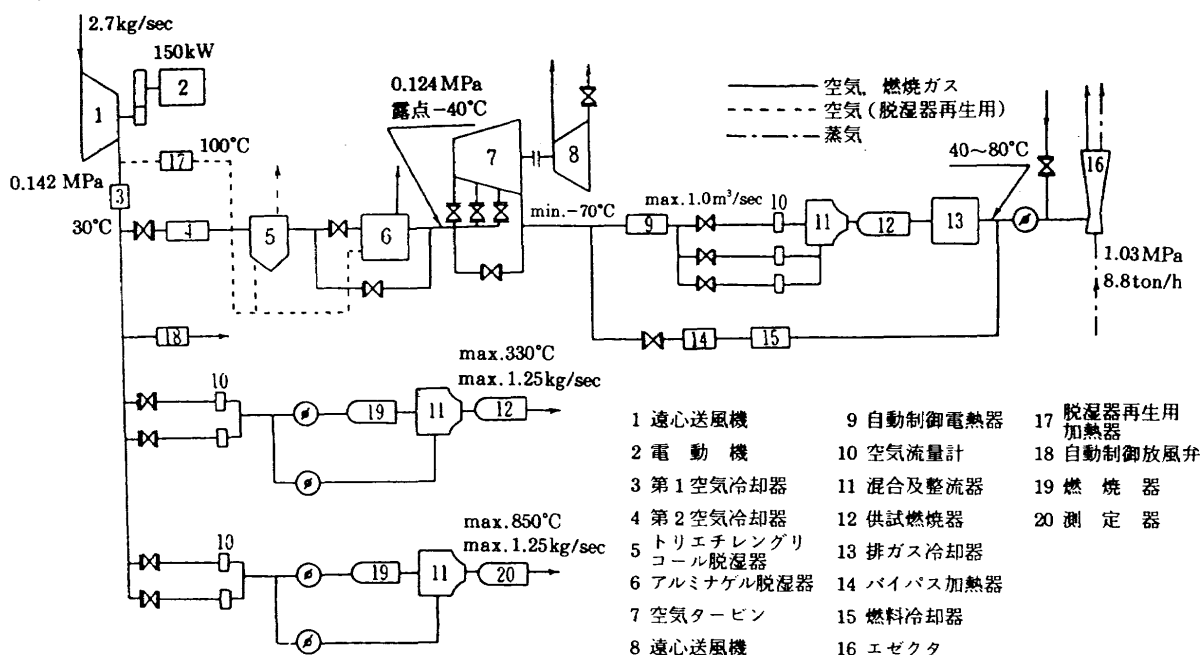


図7.1 缶型燃焼試験装置系統

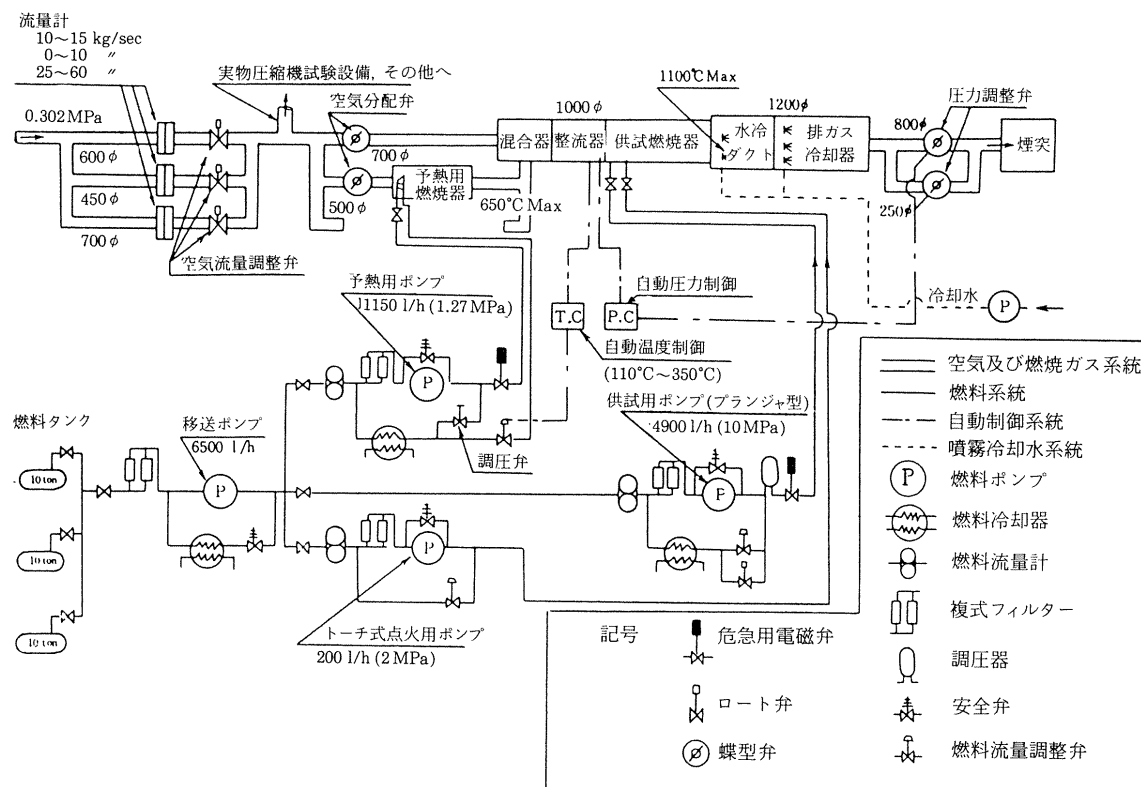
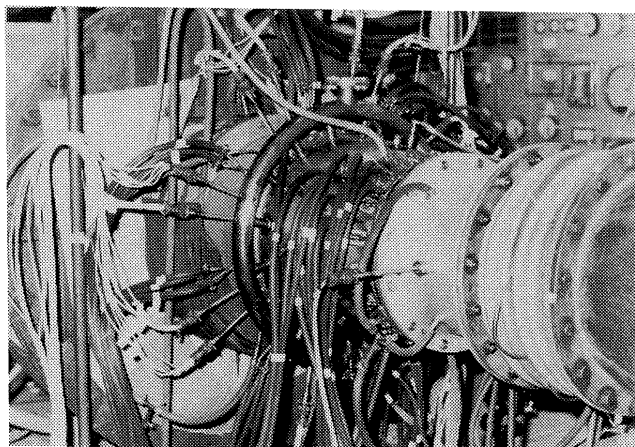
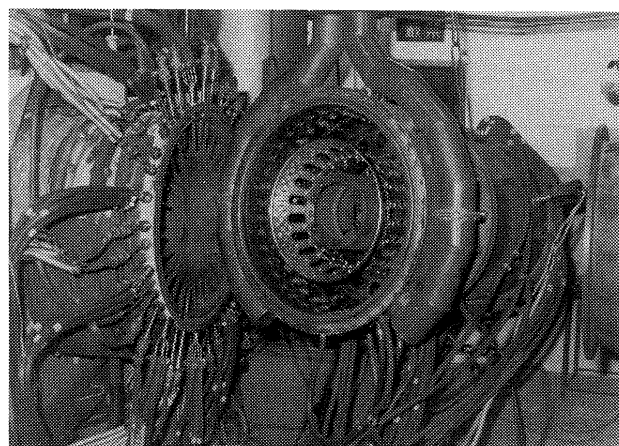


図 7.2 円環型燃焼試験装置系統図



(a) 燃焼器設置部外観



(b) 燃焼器部開放状況

図 7.3 円環型燃焼試験装置燃焼器部外観

った。圧力調整は燃焼器後流側に設けた固定絞りによって行った。そのため、同一固定絞りで行くかぎり燃焼器部の風速はほぼ一定に保たれるが、流量は圧力低下と共に減少する。

この装置により FJR 710/20 エンジン等の 3/16 扇形部分模型を数分間、燃焼試験することができた。また、高効率ガスタービン用高圧燃焼器の第一次試作筒形燃焼器を液体燃料にて圧力 3 MPa での燃焼試験を行った。

環状燃焼器高圧燃焼試験装置 図 7.6 は最大風量 25 kg/s で 1.5 MPa までの高圧で環状燃焼器試験を行える装置⁵⁾

である。供給空気は前述の円環型燃焼器試験装置に用いた 3.7 MW 空気圧縮機と新設の 10 MW の空気圧縮機を単独で用いると 700 kPa までの試験ができた。この装置では、入口空気温度調整ができないため、実験時間が長くなるにつれ燃焼器入口温度が上昇する欠点があった。この装置の圧力調整は高圧セクタ燃焼器試験装置同様、固定絞りを利用した。この装置では排煙除去のため燃焼排出ガスを洗浄し、消音して排出する環境対策が講ぜられている。

この装置は FJR 710/600S エンジン搭載用燃焼器の確認試験に用いた。図 7.7 には試験中の供試部外観を示す。供給

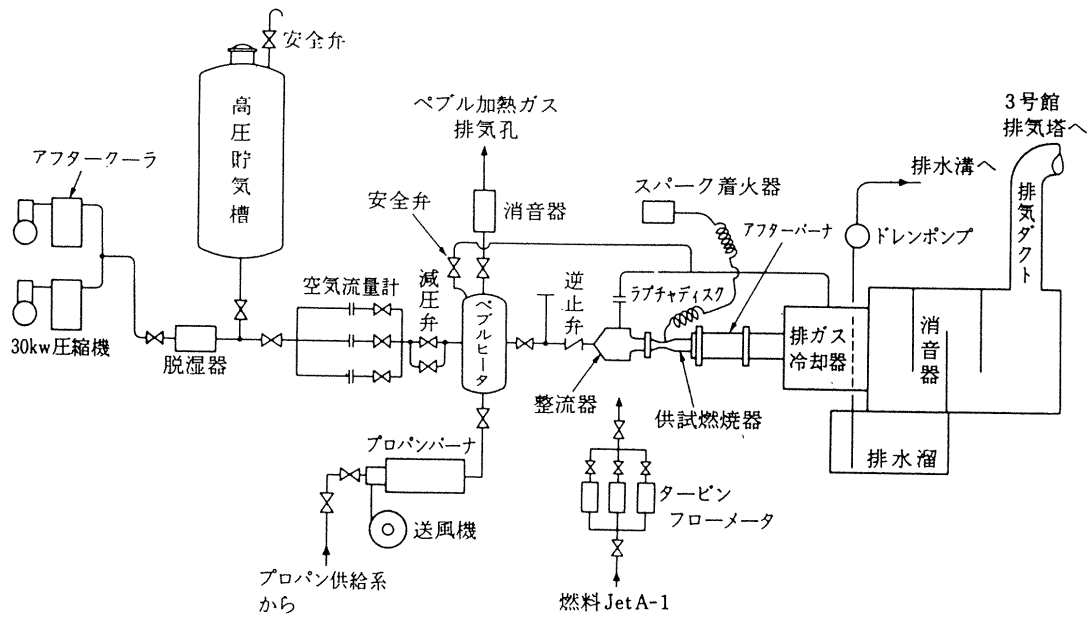


図 7.4 高圧セクタ燃焼試験装置系統

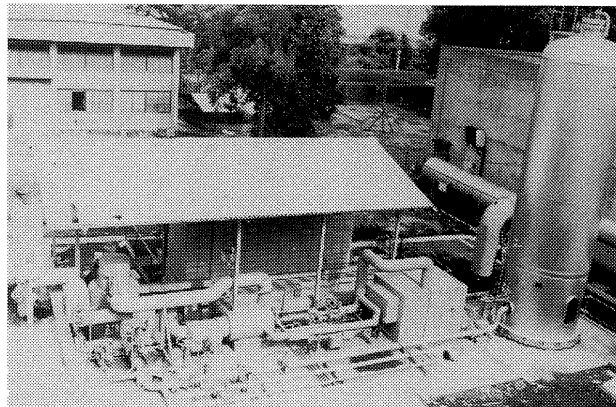


図 7.5 高圧セクタ試験装置鳥瞰図

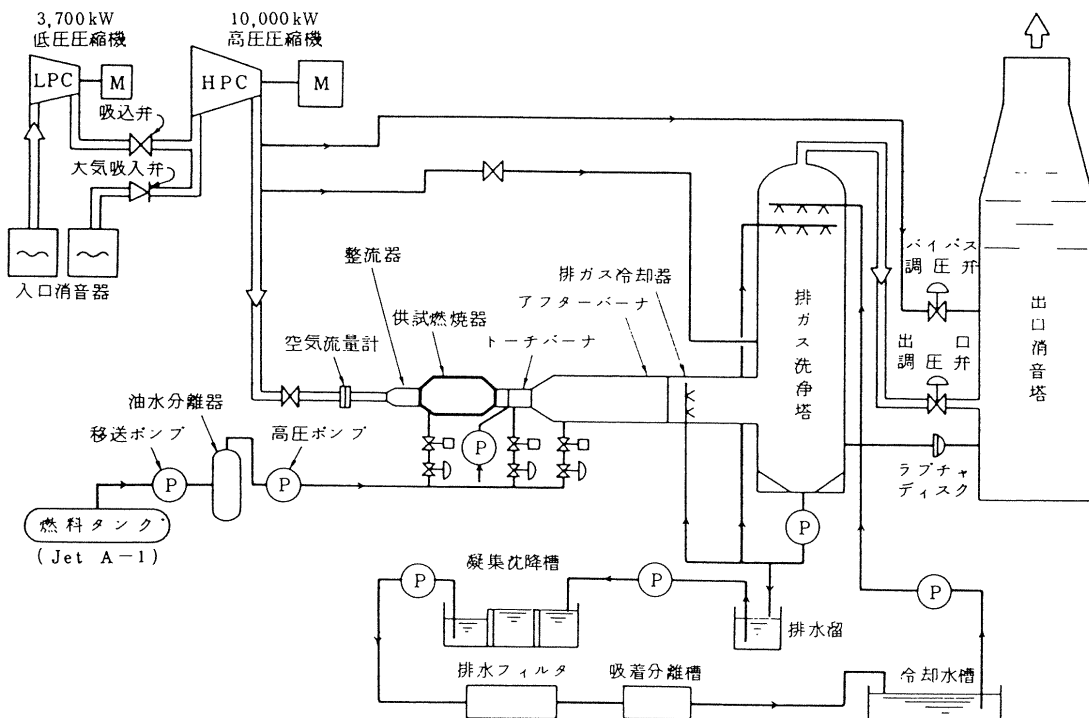


図 7.6 環状燃焼器高圧燃焼試験装置系統

空気は図の右から流入する。燃焼器の上流部から左方に伸びた細い配管は抽気排出用の管である。

高圧燃焼試験装置 図7.8に示す装置は1982年に完成したもので最大風量 4kg/s で 5.5MPa までの高圧燃焼試験を行うことができる装置である⁶⁾。燃焼器入口温度は最高 730K で、もし必要があれば圧力を一定に保ったままで熱交換器により流入空気温度を低下させることができる。

供給空気圧力が 1MPa に満たない試験の場合は、2 台の 720kW の空気圧縮機をそれぞれ、あるいは同時に用いて試験をすることができる。この系統を中圧燃焼器試験装置と称している。1992年にこの系統に 600kW の電気加熱器を設置した。その外観を図7.9に示す。この制御電源系統は図7.10に示すようで 4 段階のブロック加熱器を通して空

気を加熱する。これにより図7.11に加熱特性を示すように風量 0.3kg を 1000°C にし、1MPa までの圧力で試験することが出来る。

この装置では、5.5MPa までの高圧で天然ガスあるいは灯油、1MPa 未満の装置ではそれらの燃料のほかに水素を燃料として使用できる。

図7.12にはこの装置の灯油燃料供給系を示す。地下タンクより移送ポンプで輸送した燃料を高圧ポンプで、最大 20MPa に昇圧して燃焼器に供給することができる。高圧ポンプの下流側には脈動低減用のアキュムレータ (Accumulator) と大小 2 系統のタービン流量計 (Turbine flowmeter) を設けている。

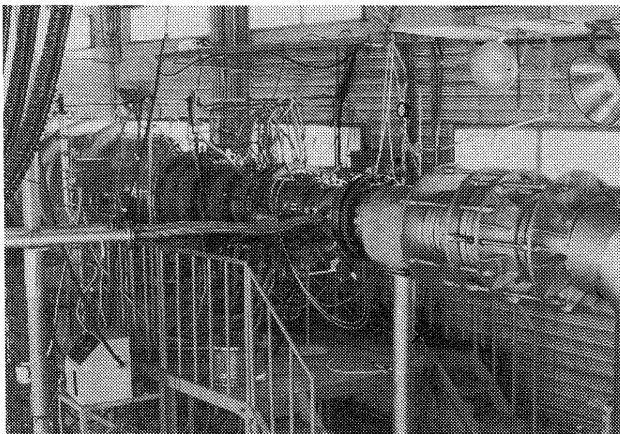


図 7.7 環状燃焼器高圧燃焼試験装置試験状況

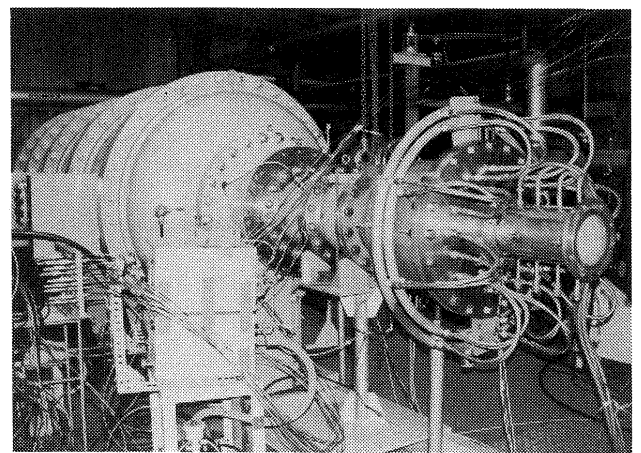


図 7.9 高圧燃焼試験装置中圧系に追加設置した空気加熱器 (左手タンク状のもの)

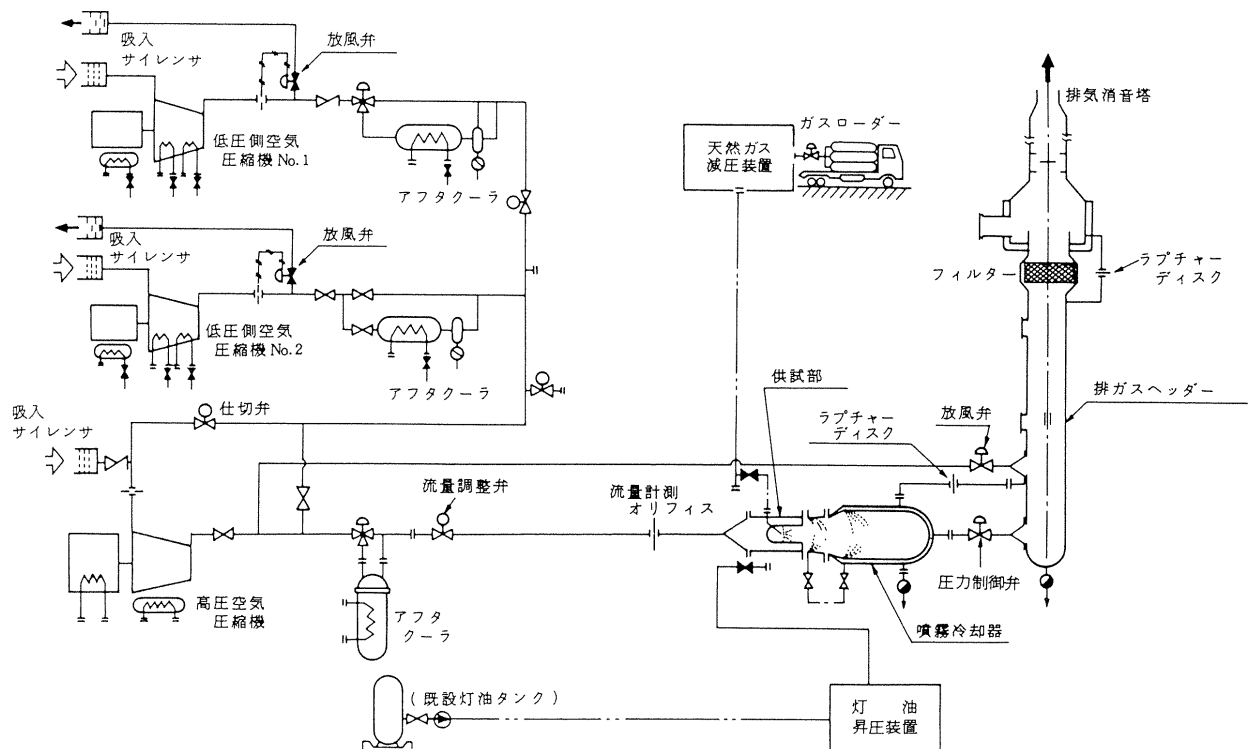
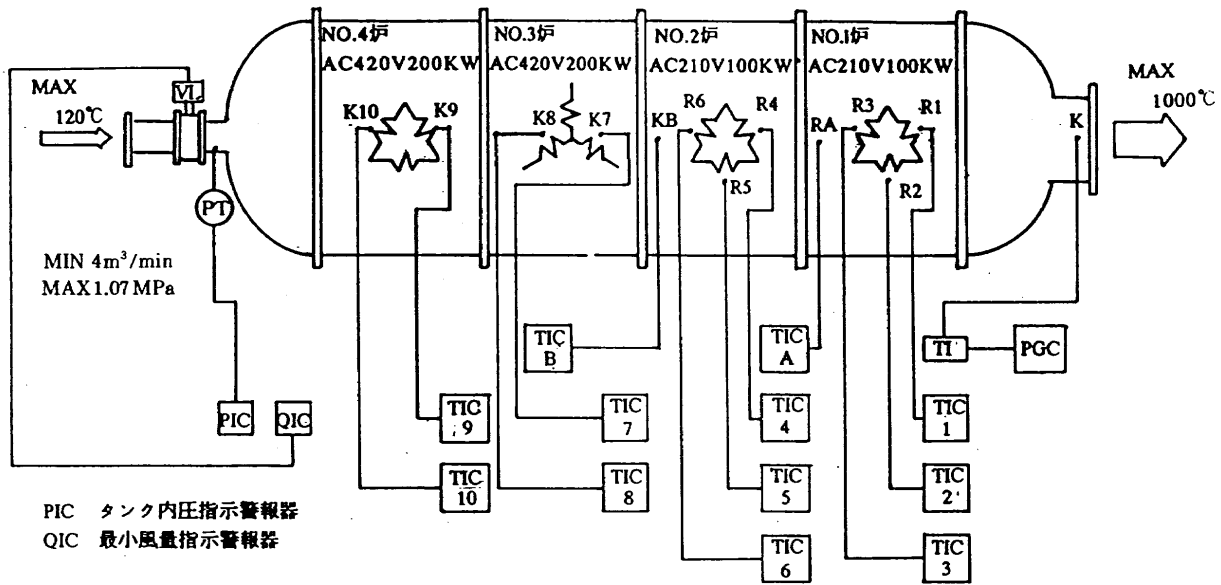
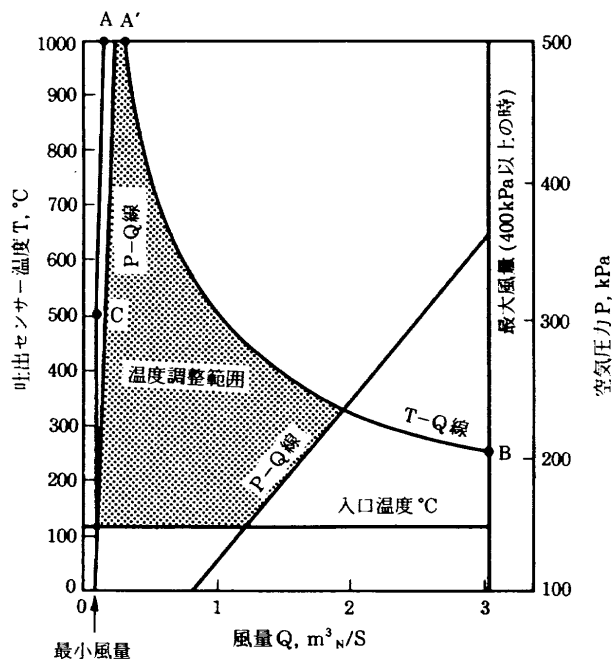


図 7.8 高圧燃焼試験装置



PGC	NO.1	炉用プログラム調節計（遠隔盤）	TIC 4~6	NO.2	炉過熱防止制御用
TI	NO.1	炉温度指示計		NO.2	炉ホットスタート制御用
TIC A	NO.2	炉温度制御用調節計 （ホットスタート運転設定器）	TIC 7,8	NO.3	炉過熱防止制御用
TIC B	NO.3	炉温度調節計		NO.3	炉ホットスタート制御用
TIC 1~3	NO.1	炉過熱防止制御用	TIC 9,10	NO.4	炉過熱防止制御用
	NO.1	炉ホットスタート制御用			

図 7.10 高圧燃焼試験装置中圧系空気加熱器電気制御系統



100kPa の時 : 0.10 m³/N/S
300kPa 以下の時 : 0.167 m³/N/S

図 7.11 高圧燃焼試験装置中圧系の空気加熱能力

図 7.13 には天然ガス供給装置を示す。天然ガスはローダ（Loader, トラックに高圧でガスを充填した長尺のポンペを搭載したもの）またはカードル（高圧でガスを充填したポンペを 20~30 本束ねたもの）で搬入される。それらのガス圧力は 15~20 MPa であるため 10 MPa 以下に減圧して燃焼

器に供給する。減圧の際の温度低下を補償するため給湯器で沸した湯の中に配管を通してガスを加熱する。燃料量の計測はオリフィスを用いている。

図 7.14 は水素の燃料供給系統を示す。水素の場合 Joule-Thomson 係数が負であるため、膨脹に際して温度変化が少ない。したがってバルブ凍結防止のためのヒータは用いない。水素は可燃混合気範囲が広く着火エネルギーが小さいので安全性のため使用前には窒素ガスにより配管内の空気を置換してから水素を供給する。

以上の諸装置の空気供給能力からみた性能概略を、図 7.15 にまとめて示す。同図は FJR 710 クラスの環状模型または部分模型を試験することを前提に圧力と流量を概算したもので、詳細能力はそれぞれの装置に関する既刊文献を参照されたい。

7.2 流量 / 流速の測定

空気 燃焼器へ供給する空気流量の測定には通常オリフィスを用いる。実用にあたっては精度確保上、配管構成には JIS の定める所により十分の注意をはらう必要がある⁷⁾。

圧縮機出口とオリフィス部、およびオリフィス部と燃焼器入口との間に整流区間が十分とれない場合にはピトー（静圧）管（Pitot tube, 図 7.16）を用いる場合もある。これはその設置場所が流れの総量を代表できることが必要である。しかしピトー管は比較的燃焼器上流の流れを乱すことが少ないので装置配管が場所的に短くせざるを得ない配管系で

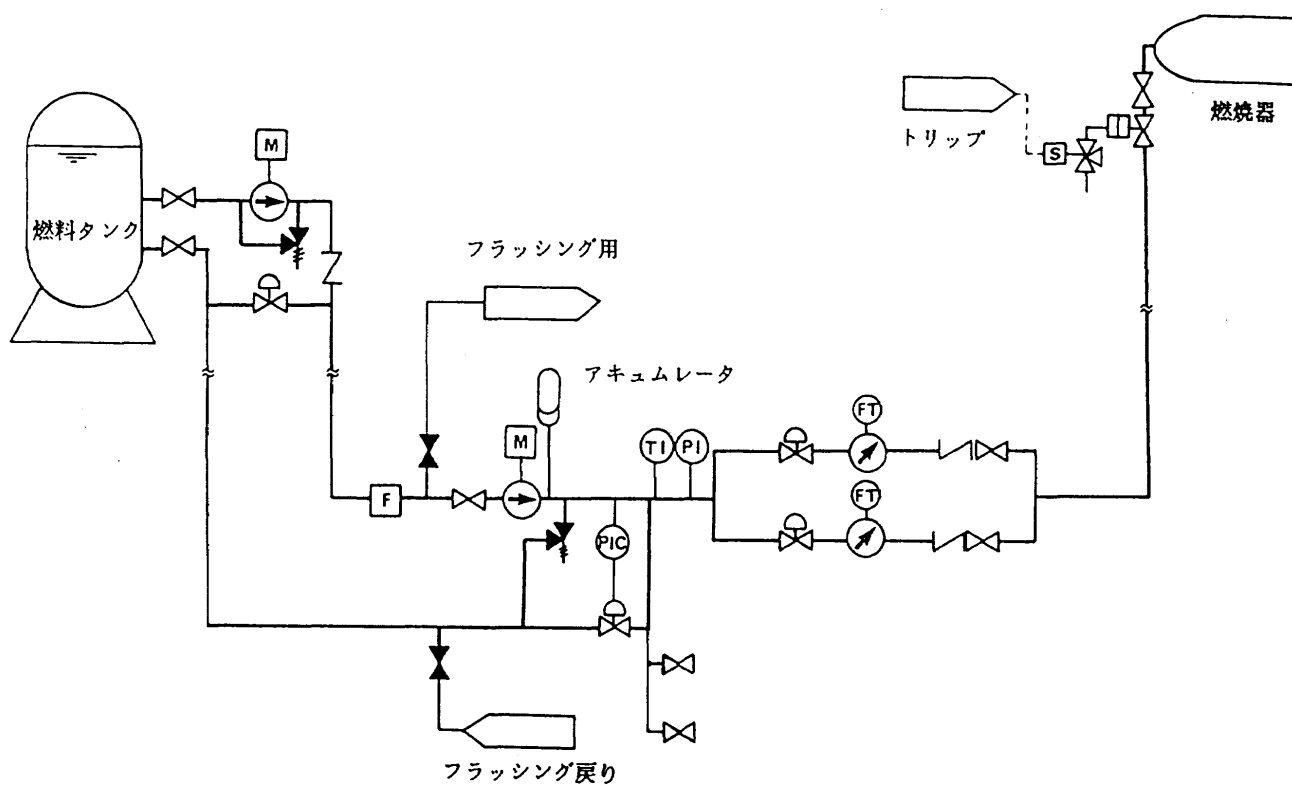


図 7.12 高圧燃焼試験装置の液体燃料供給系統

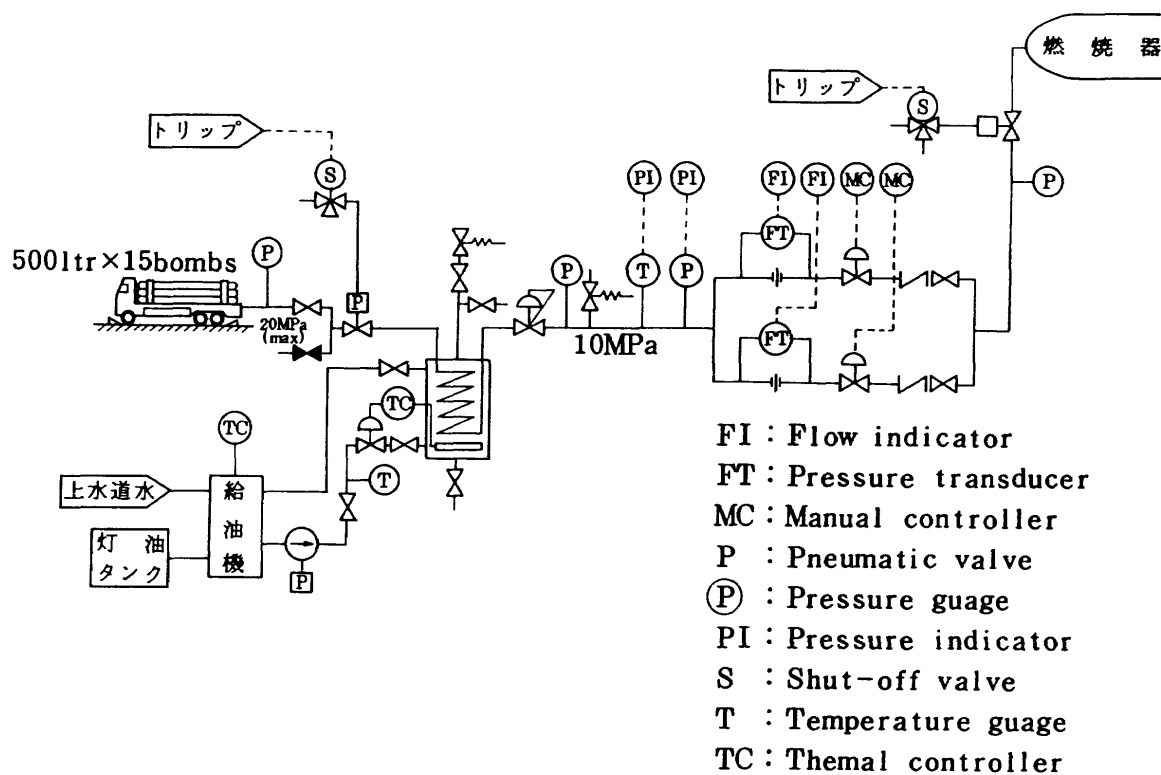


図 7.13 高圧燃焼試験装置の天然ガス供給系統

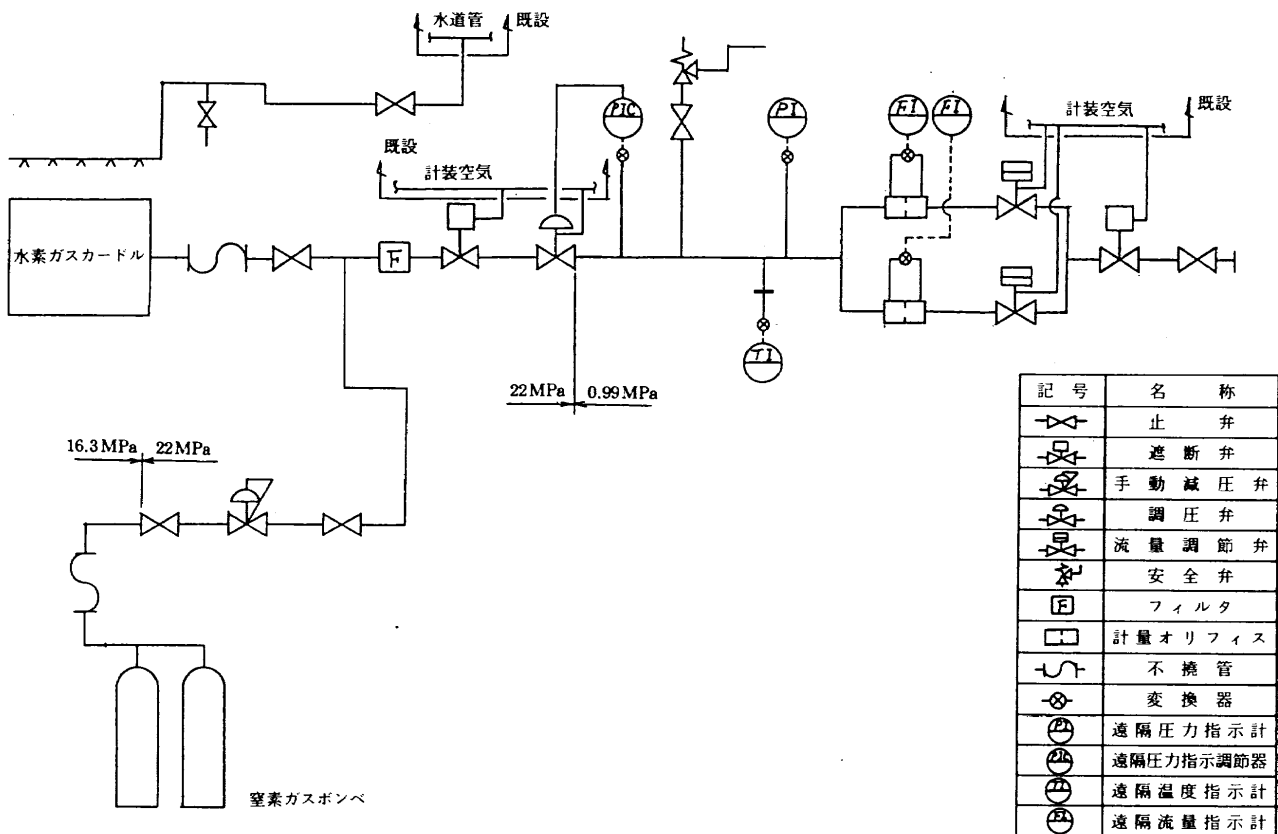
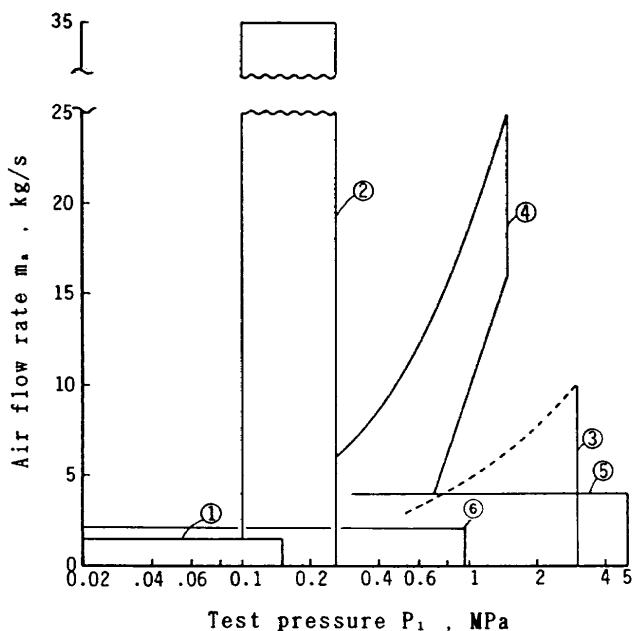


図 7.14 中圧燃焼試験装置の水素供給系統



- ① 缶型燃焼器試験設備 ($T_1 = 220 \sim 600\text{K}$)
- ② 円環形燃焼器試験装置 ($T_1 = 300 \sim 900\text{K}$)
- ③ 高圧セクタ燃焼器試験装置 ($T_1 = 400 \sim 750\text{K}$)
- ④ 環状燃焼器試験装置 ($T_1 = 400 \sim 700\text{K}$)
- ⑤ 高圧燃焼器試験装置 ($T_1 = 400 \sim 730\text{K}$)
- ⑥ 中圧燃焼器試験装置 ($T_1 = 400 \sim 1273\text{K}$)

図 7.15 航技研で用いた主要ガスタービン燃焼器試験装置の能力

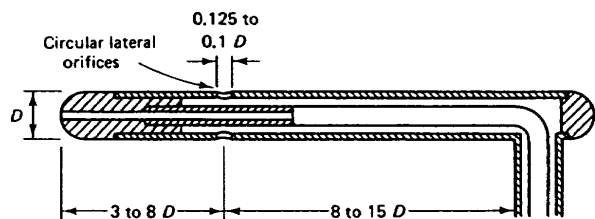


図 7.16 ピトー(静圧)管

は適している。

要素試験などで要素へ流入する空気量を測定する場合にはその流入部にダクトを設けダクトを流れる空気流量を測定する場合もある。そのときダクト中心に設けた全圧管と壁の静圧の値とから算出する⁸⁾。

ライナと外筒間通路の風量や流速などを求めたい場合には、くし(櫛)型の全圧管を設置し壁の静圧との値から流速を求めることがある⁹⁾。ライナ側の壁圧測定は、一般にライナを頻繁にとりはずすため、困難である。また実機燃焼器の壁面は曲面であり、流れが剥離するため正しい静圧は求めにくい。水流模型可視化試験などと併用し、流れの状態を把握して壁圧の解釈を行うことが望ましい。

濃度の乱れ変化を測定する方法としてRosensweigら¹⁰⁾は油霧の散乱光を測定する方法を行った。

燃料 液体燃料の流量はタービン式流量計が便利であ

る。1 個のタービン式流量計は 10:1 の流量範囲をカバーするので流量範囲の異なる大小 2 個を用いれば通常のガスタービン用燃焼器の実験に間に合う。タービン式流量計は比較的設置場所などの制限が少なく、高圧配管の途中で測定できる。流量範囲が最小 0.5 cc/s から最大 30 リットル/s までの容量のものが市販されている¹¹⁾。

燃料がガスで質量流量の少ない場合には、質量流量計¹²⁾も便利である。以前用いられていたロタノータ (Rotometer) は高圧条件で破損や漏れの危険があることと、遠隔計測や電算機処理のための流量計測値の電氣的な処理に不便である。

7.3 燃焼器内流れ模様

第 3 章に記述したように燃焼器ライナ内外の流れ模様を把握することは性能を確保する上できわめて重要である。

FJR 710 エンジン燃焼器や高効率ガスタービン燃焼器などの研究開発において、燃焼器内の流れを知るために次の方法を用いた。

- ① 火炎観察
- ② タフト法 (Tuft method, ストリーマ利用)
- ③ 水流模型
- ④ 内部温度・ガス分析

火炎観察は開発の初期に部分模型で燃焼試験を行うときに側壁や燃焼器出口から火炎状況を目視するもので、保炎器への火炎付着状況、火炎色による混合比判断、噴流の広がり、空気孔噴流の貫通度、よどみ領域、燃焼過渡領域の依存などを知る上で最も重要である。しかし一般に経験が必要なこと、大気圧条件以外は困難なこと、観察出来る部分が模型形状や窓の位置に依存することなどが欠点である。

タフト法や水流法はそれぞれの流体が等温でかつ常温の流れを観察するものである。前者では設置・観察の容易さから代表断面流速を 1 m/s 前後で、後者では模型強度上から 0.3 ~ 0.5 m/s で行う。これはほぼ平均温度 1600 °C の燃焼器室内 Re 数と同等の値である。

これら燃焼器内の流れの様相はストリーマを用いた空気流れの計測¹⁵⁾および燃焼中の火炎観察の結果とよく対応している。

(1) タフト法

これは被測定気流中にストリーマと称する柔らかい木綿繊維を針金状のものに回転し易いよう取付け、吹き流しのようにして気流の向きを知る方法である。実用上、タフトの設置法にいくつかの種類がある。そのひとつは、針金で格子をつくり、その交点毎にタフトをつけ全体として各タフトのなびくパターンを観察する¹³⁾。あるいはライナ表面の気流の動きをみる場合には、タフトをライナに植えつける¹⁴⁾。この方法の長所は、ある断面区域のフローパターンが一目でわかることである。欠点は、任意な場所での流れ模

様が見にくく、複雑な形状のライナ内部など細部まで格子を設置することが困難なことである。また格子を使う場合にその存在による流れへの影響が懸念される。

それに代って図 7.17 のようにタフトを棒の先につけ、燃焼室内を走査することにより各座標位置でのタフトの風向を記録する方法がある。この方法は航技研における多くの燃焼器の研究に用いられた (図 3.31, 3.33, 3.34 参照)^{15~21)}。この方法の長所は、燃焼試験で用いている燃焼器をそのまま供試体とできること、局所的に細かい区分で流れ模様を観察できることなどである。欠点は、空間位置を正確に走査する三次元走査器が要ること、所要の断面を計測するのに多大の労力が要ることなどである。

タフト法による流れ模様の観察結果の空気噴流の位置やうず領域などは目視観察や内部局所ガス分析の結果とよく一致している。

(2) 水流法

比較的可視化し易い水の流れで燃焼器内流れの模擬をする方法である。この方法にも大別して、開水路法と水中法 (Immersion 法) の 2 種類がある。

開水路法 この方法では二次元の模型をつくり、1 ~ 3 cm の深さの水を流してその表面に金属アルミ粉末をふりかけてその流れ模様をみるものである。いくつかのケースに使われている¹³⁾。著者の経験では供試条件の何を実際の燃焼器条件と合わせたらよいか難しい。実際には流れをつくるため模型を傾斜させるが表面波の影響や表面張力、粉末の凝集などの影響があり、それらしい流れ模様を示すこともあるし異なる模様も形成される。

水中法 燃焼器内外の流れは三次元で模擬する必要があることから、その様相を観察できるこの方法はガスタービン開発の初期の頃から今日に至るまで広く用いられている^{22,23)}。透明プラスチックなどの燃焼器模型をつくり、水流流路を設置すれば比較的任意のトレーサ (Tracer) で可視化できる点に長所がある。

この技術の成功するポイントは、

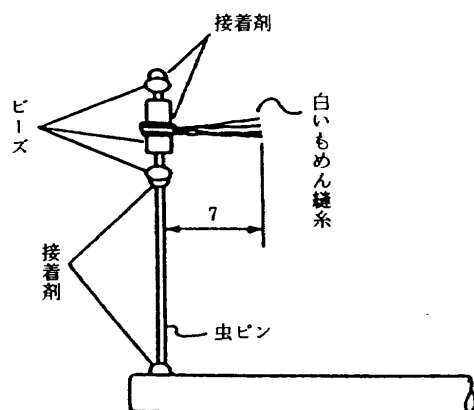


図 7.17 流れ模様測定用タフト(ストリーマ)

- ・実験条件との対応
- ・トレーサ/照明の選択
- ・三次元データの処理

などである。

図7.18(a)にFJR 710/600の開発の際に用いた水流可視化模型を示した。この模型は環状燃焼器の部分模型であるため曲面が多い。可視域の歪曲と全反射等による可視化不能部分を避けるため図7.18(b)のように燃焼器模型全体を矩形ダクトに入れ試験に供した。FJR 710/600 燃焼器の場合、代表断面流速は0.28～0.41m/sで行った。これより大きくすると動圧のため1mmの厚みのプラスチックで製作した模型に強度的な無理が生じた。

この場合のトレーサは電極への電圧付加によって発生する水素気泡である。水素発生用白金線に付加する電圧と電流はそれぞれ1500V、2～3Aである。保炎領域の水素気泡は導入が難しく、複雑な流れのために写真撮影も困難であった。一般に水流模型内で用いるトレーサは水に不溶でなければならない。燃焼器ライナ内、特に保炎領域などは流れが著しいので、インクなどの染料はただちに希釈され「流れ」は観察しにくい。

注目断面での流れ模様を観察するには、トレーサの動きを反射によって観察するスリット状の光源が必要である。これにはカマボコ状の二次元レンズを用いたキセノン光源(Xenon light source)がよく用いられる。最近では、レーザビーム(Laser beam)を二次元平面に照射または走査した光源も使われている。

この水中法でディフューザ付近の流れを写真にとったものが図3.10であり、観察により燃焼器内全体の流れをスケッチしたものが図3.32である。

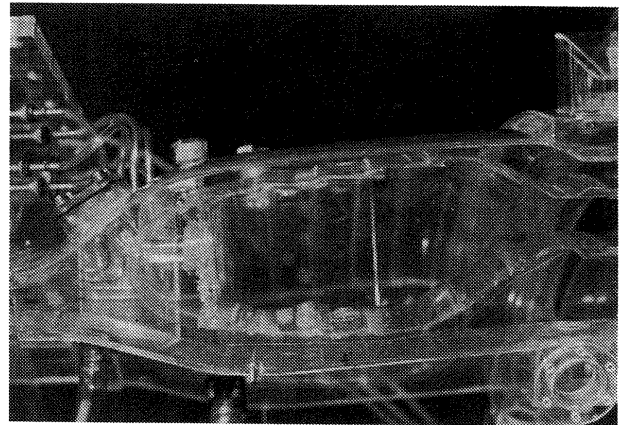
一般に流れを三次元で観察した結果を、報告書などに発表する際には表現上の困難が生じる。しかし燃焼器開発担当者自身が燃焼器の流れを可視化観察することは、燃焼器の他の測定結果の理解と改良に極めて有効である。

7.4 燃料噴霧

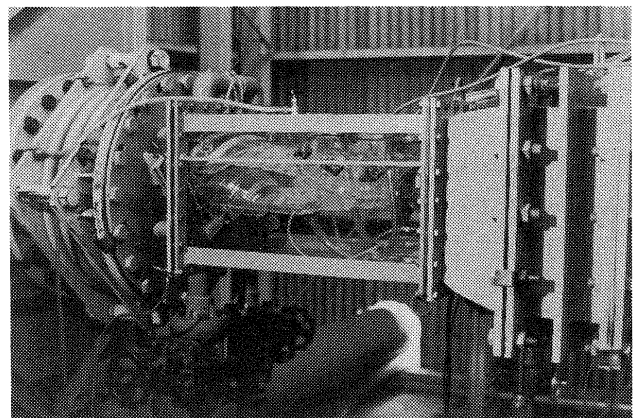
ここでは主として圧力噴霧式燃料噴射弁の燃料噴霧特性の計測法について記す。燃料噴射弁は吐出流量、噴霧角、パタネーション、および噴霧粒径が最も重要な特性として挙げられる。

燃料吐出流量 吐出流量は噴射弁先端を太いビニールホースに入れ、ピーカなどに注ぐ量をストップウォッチで計測するなどして所要の圧力下での一定時間における吐出流量を計測すればよく、困難はない。

噴霧角測定 噴霧角も影写真法の要領で、プレスカメラなど大きなピントガラス上に投影した像の吐出噴霧円錐のひろがり角を測定すればよい。影写真法は光源光度が弱い場合にもコントラストの良い噴霧形状の観察や写真撮影



(a) 燃焼器ライナおよび外筒プラスチック模型



(b) 矩形水流通路内の可視化模型

図 7.18 FJR 710/600 燃焼器の水流可視化模型

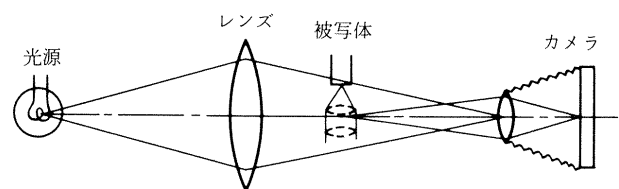


図 7.19 影写真法の光学系配置

が出来る技術で、図7.19のように光源、集光レンズ、カメラを光軸上に配置する。カメラのレンズは光源の結像位置に置き、カメラの焦点は噴霧に合せる。図4.3はこの方法で撮影した燃料噴霧である。

吐出圧の比較的低いときには噴霧円錐が「つりがね」状になるため角度測定位置をいつも同じ箇所とする必要がある。もっともそのような条件は、実際の燃焼室内で噴霧円錐が周囲気流の影響を受け易く、計測値をあまり当てにはできない。

パタネーション パタネーションは噴霧の中心軸まわりの対称性をみるもので、「すじ」の有無などを目視観察する。また、図4.6に示した円周方向に6分割したマスの流量配分を最大流量に対する最小流量の%で表示する。

粒径測定法 圧力噴射弁の検査規定項目には含まれないが、燃焼器特性には大きく影響するため研究開発の際にはしばしば測定する。圧力噴射弁など燃料霧化器の微粒化特性を調べる方法として、古くから受止め法²⁴⁾や写真撮影法が用いられてきた。しかし前者では捕集に伴う誤差が大きく、また試料液種に限られること、後者では高価で特殊な機器を要することなど実用上問題が多かった。Simmonsら²⁸⁾は、テレビ映像処理法とレーザ光回析による粒径測定結果を比較し、良い一致を確認した。

最近ではレーザ利用技術が進歩し、多重散乱など若干の問題は残るもののより簡単に、より正確に供試燃料そのものの微粒化特性を調べることができるようになってきた^{25)~27)}。

レーザ光を噴霧中を通して平均粒径を得る場合、噴霧の局所的粒径分布があるのでその影響についても検討されている²⁹⁾。大きな粒子は高速でビーム中を通過するが、微粒子は遅い流れに数多くある浮遊している場合、後者の存在確率が高いため、平均粒径として小粒径側のデータとなることが指摘されている。

7.5 圧力計測

ガスタービン燃焼器研究に必要な圧力計測は通常の流体圧力計測の手法³⁰⁾に基づいて行えばよく特別な問題はあまりない。

計測場所 空気流量や燃料流量を計測する際のオリフィス差圧を測定する際に圧力計測が必要である。そのほか、燃焼器内の流れを把握する際に全圧または静圧を測定する必要がある。

燃焼器性能の一項目としての「圧力損失」を測定する際には、燃焼器入口部では通常主要箇所数点の計測で十分であるが、空気供給装置上、入口空気風速分布がある場合や、圧縮機出口風速分布を模擬して風速に分布を設けた場合には、分布形を認識した上で平均値をとるよう注意しなければならない。

圧力計測計器 現在圧力計測には図7.20に原理を示すような圧力変換器(Transducer)を用い、圧力を固体の歪

に変換し、それを電気信号に変えて大きさを知る。精度はフルスケールの0.3%前後でほぼ燃焼器開発の目的のためには十分である。出力はデジタルで直接読みとれるが、通常スキャナ(Scanner)またはデータロガー(Data logger)を介してパソコンなどに入力し、必要な情報処理を行う。取得データの圧力レンジに気をつければ、十分精度のある値を得ることができる。

精密圧力計測用圧力変換器には上記のほか、石英製ブルドン管や水晶振動子³¹⁾を用いたものがある。

7.6 温度計測法

高温ガス温度計測法として最近光学的な手法が研究されているが、一般に計測器が高価で、得た値の評価に高度の専門的知識を要し、装置上も模型に光学窓を設ける必要がある。そのため実際の燃焼器開発には利用し難い点がある。以下には最も一般的に使用しやすく、信頼でき、かつ精度が確保できる熱電対温度計について使用上の注意などを記述する。一般的な熱電対使用法などは他の文献³²⁾にある。

ガスタービン燃焼器の研究開発で必要となる温度計測には大きくわけて表7.1にあげる4種がある。それらの具体的例として表7.2にターボファンエンジンFJR710/600Sと開発中のセラミックガスタービンCGT-100kW機³³⁾燃焼器の場合の温度計測条件を示す。まずそれら計測における特徴を述べる。

7.6.1 温度計測対象とその特徴

燃焼器入口空気温度 室温以下の温度計測をする必要が生じるのは航空エンジンの高空再着火条件模擬試験など

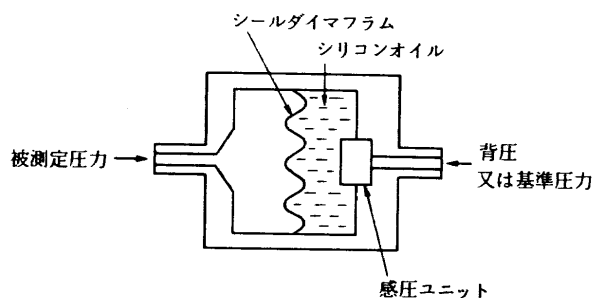


図7.20 圧力変換器の原理

表7.1 燃焼器研究に必要な温度計測

対象	温度範囲[K]	測定媒体	一般的測定法	備考
燃焼器入口	220~1100	空気	K型熱電対	航空用以外では室温以上再熱サイクルでは高温
燃焼器出口	1000~2000	燃焼ガス	K, R, B等熱電対	多点または走査計測動圧が大きい
燃焼器内	300~2500	反応ガス	R, B等熱電対	液滴も含む低速高温流れ ふく射・触媒効果に注意
ライナ壁温	300~1300	金属表面	示温塗料 K型熱電対	過熱部分の認知 シース熱電対が便利

表 7.2 ガスタービン燃焼器の温度計測条件例

項 目	平均流速 [m/s]	温度 [K]	圧力 [MPa]	マッハ数
FJR710/600				
燃焼器入口空気	113	727	1.915	0.21
燃焼器出口ガス	134	1523	1.838	0.17
燃焼室内	-20~+20	~2300	1.9	~0
ライナ壁温	-	≤1050	-	-
CGT-100kW				
燃焼器入口空気	38	1163	0.492	0.056
燃焼器出口ガス	88	1623	0.477	0.11
燃焼室内	-	~2300	-	~0
燃焼筒壁温	-	≤1773	-	-

のときである。一方、サイクル効率向上を図って熱交換器などを使った再熱ガスタービン³⁴⁾などでは燃焼器入口ガス温度が1200K以上となる場合もある。

一般に燃焼器入口での空気温度は場所的に均一であるため比較的少ない数箇所、数点の計測で十分である。また、風速範囲は表7.2からもわかるようにマッハ数がそう大きいものではない。

燃焼器出口ガス温度 燃焼器出口でのガス温度測定はタービン翼に吹きつけられるガスの全温レベルとその半径方向分布を知るために行う。圧力噴霧式燃料噴射弁やスワールを用いた場合、燃焼器出口面上にホットスポット(Hot spot)と称する直径数mmないし数cmの局所的高温部分が生じタービンノズル(Turbine nozzle)などを焼損させることがある。したがって燃焼器出口面における温度計測密度としては数mm間隔で測定することが望ましい。

燃焼器出口ガスは燃焼ガスと希釈空気が激しく混合しつつあるため、温度は時間的にかなりの変動がある。しかしガスタービンの場合、ガス温度がタービン翼など固体壁にあたえる影響を重視するため、数百Hz以上の乱れに起因する温度変動に対する感度は固体壁の熱応答との比較から余り考慮する必要はない。

燃焼室内ガス温度 燃焼室内の温度計測は燃焼器性能を明らかにする際には必ずしも必要でない。しかし燃焼器改良のために保炎や反応の領域特定や、希釈空気等の混合状況など、燃焼器の特性を知るためには極めて有効である^{35~37)}。燃焼器内は平均的には流れが遅く高温であって、ガス自体は燃焼反応が進行中で中間生成物、活性基などを含むガスである。場所によっては未蒸発の燃料液滴も存在する。被測定ガスが高温のため熱電対支持体等の冷却が必要で、熱伝導による誤差に気をつける注意が必要である。また火炎温度は2000Kを超えるため、ふく射の影響を考慮しなければならない。燃焼室内では反応ガスと未燃焼ガスが激しく混合流動しているので、50μmほどの細い熱電対で測定した場合±200℃ものきわめて大きな温度変動が測定されている³⁸⁾。

ライナ温度 ライナ温度測定は燃焼器の耐久性を知る上で是非とも必要となる。試作した燃焼器ライナの冷却構造などが十分有効であるかを燃焼試験で確認する必要がある。耐熱合金のHasteroy XやHA-188などの材料で製作されたライナでも一般に最高温度は1100K以下に保たれねばならない。航空エンジンのライナでは繰り返し起動停止が頻繁なため、冷却が不十分であると低サイクル疲労によって微細な割れが生じたり、ライナ内面の耐熱コーティングの剥離が生ずる。

要素試験の際のライナ壁温を知るには、後述のように金属の色変化をみる、示温塗料の色で判断する、あるいは熱電対で計測するなどの方法がある。

7.6.2 熱電対温度計

(1) 熱電対の種類

まずガスや壁温の計測に最も一般的に使用されるJISで規定されている熱電対を表7.3に挙げる。

同表中、余り高温でない燃焼器入口温度測定には、比較的起電力の大きいJが減圧条件や酸化雰囲気中でよく用いられる。

低温ではTがよい。Tはやや起電力にばらつきがあるので正確を期す使用時には校正を要す。またTは低温や高湿度雰囲気に強い。真空、酸化、還元雰囲気にも比較的劣化しない。

Sは高温、酸化雰囲気でもちいることができる。1300K以上の還元雰囲気では劣化が早い。

Kは酸化雰囲気には強く最も種類が多く特に高温となる燃焼室内、出口を除くほとんどの燃焼器関連温度測定で使用することができるが減圧や還元雰囲気には弱い。

それらのほか、特に高温を測定するための熱電対は表7.4に挙げるものがある。白金・ロジウム系およびIr-Rh系熱電対は還元雰囲気に弱く、タングステン熱電対は酸化・還元両雰囲気に弱いため、燃焼器に関する測定に用いる際には適当な保護管が必要である。しかしその適当な材料がないのが現状である。白金・ロジウム系を含めた主要高温熱電対の温度に対する起電力を図7.21³⁹⁾に示す。

(2) ガス温度計測誤差とその対策

熱電対による温度計測では一般に、①空力加熱、②熱伝

表 7.3 熱電対の種類と特徴 (JIS C1602)

タイプ	+ 側	- 側	使用範囲[K]
B	Pt-30%Rh	Pt-6%Rh	473~1873
E	Ni-9.8%Cr	Cu-50%Ni~Cu-35%Ni	83~1073
J	Fe	Cu-50%Ni~Cu-35%Ni	73~1033
K	Ni-9.8%Cr	Ni-2.5%Mn, 2%Al, 1%Si	23~1533
R	Pt-13%Rh	Pt	473~1673
S	Pt-10%Rh	Pt	273~1673
T	Cu	Cu-50%Ni~Cu-35%Ni	13~643

導, ③ふく射, ④時間応答性, ⑤触媒効果などによって誤差が生ずる。以下, これらの誤差が互いに影響を及ぼさない程度のものとして影響因子を示しそれに対する対策を示す。

空力加熱温度誤差 高速の気流を測定する際に空力的な加熱の影響で温度誤差, すなわち全温と指示温度の差 ΔT_a が生ずる。流速を u , ガスの定圧比熱を c_p とすると,

$$\Delta T_a = (1 - \alpha) \frac{u^2}{2c_p} \quad (7.1)$$

ここで, 空気の c_p は $1.0 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K}) [=1.0 \text{ m}^2/(\text{K} \cdot \text{s}^2)]$ であ

る。または比熱比を κ , マッハ数を M , T_0 を流体の全温度として表現すると,

$$\Delta T_a = (1 - \alpha) \frac{\{(\kappa - 1)/2\} M^2}{1 + \{(\kappa - 1)/2\} M^2} T_0 \quad (7.2)$$

ここで回復係数 α は気体の運動エネルギーがどれほど温度に換算されるかを示す指標で流体のプラントル数 (Pr) と温度計の形状によって定まる係数である。すなわち,

$$\alpha = \frac{T_j - T_f}{T_0 - T_f} \quad (7.3)$$

で定義される。ここに T_j はプローブで指示温度, T_0 は流体の全温度, T_f は流体の静温度である。空気に近い物性の気体に対しては熱電対温度計を

流れに平行に設置した場合, $\alpha = 0.86 \pm 0.09$

流れに垂直に置いた場合は, $\alpha = 0.68 \pm 0.07$ の値をとることが知られている³⁹⁾。

測定熱電対を流れに平行に設置したとき $\alpha = 0.86$ とすると, 空力加熱による誤差は図 7.22⁴⁰⁾ に示すように通常のカスタビン燃焼器開発で経験する風速の最大値 150 m/s のガス流速でも 2 K 以下の誤差になるにすぎない。

熱伝導誤差 熱伝導誤差 ΔT_c は, 周囲気体との熱伝達率を hc , 熱電対の熱伝導等価直径を d_j , 温度計根元の温度と根元から感温部までの長さをそれぞれ T_m と L とすると,

$$\Delta T_c = \frac{T_r - T_m}{\cosh L(4hc/d_j)^{0.5}} \quad (7.4)$$

表 7.4 高温用熱電対

＋側	－側	使用限界 [K]
Pt-13%Rh	Pt-1%Rh	1873
Pt-20%Rh	Pt-5%Rh	1973
Pt-40%Rh	Pt-20%Rh	2073
60%Ir-40%Rh	Ir	2453
50%Ir-50%Rh	Ir	2413
40%Ir-60%Rh	Ir	2363
W	W-26%Re	2589
W-5%Re	W-26%Re	
W-3%Re	W-25%Re	

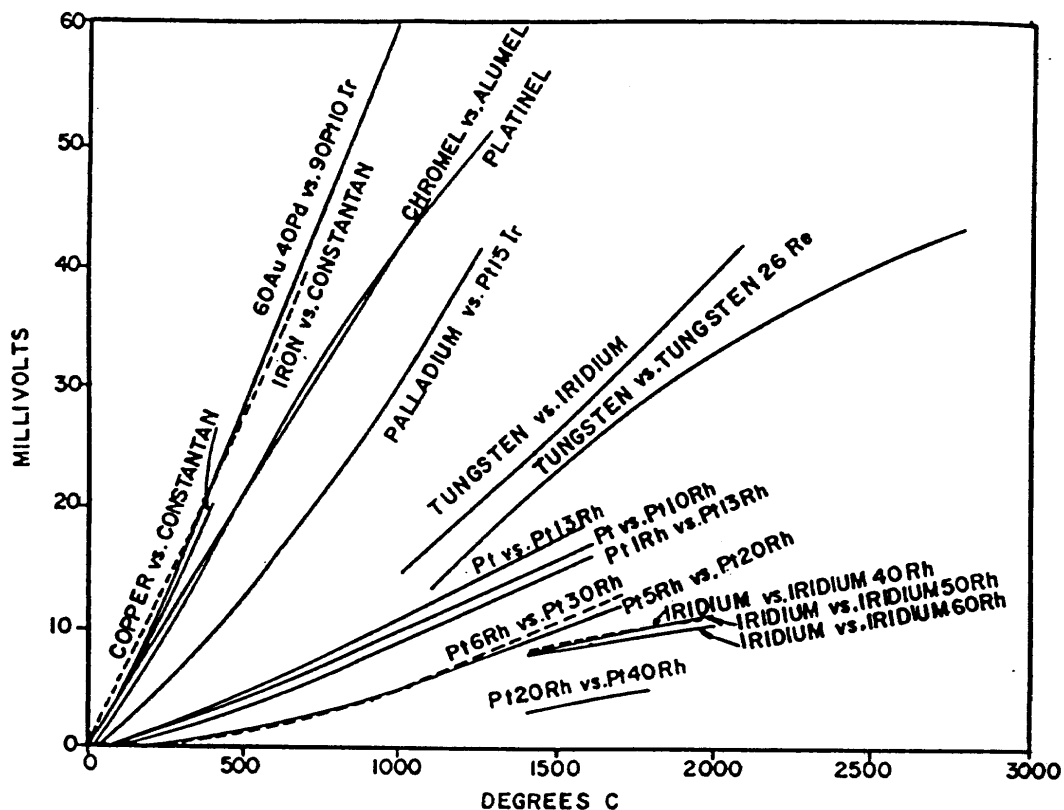
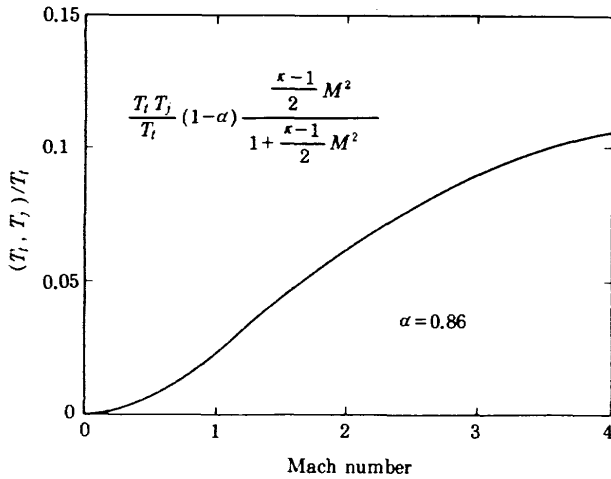


図 7.21 熱電対の測定範囲と起電力



(a) せき止め温度の上昇

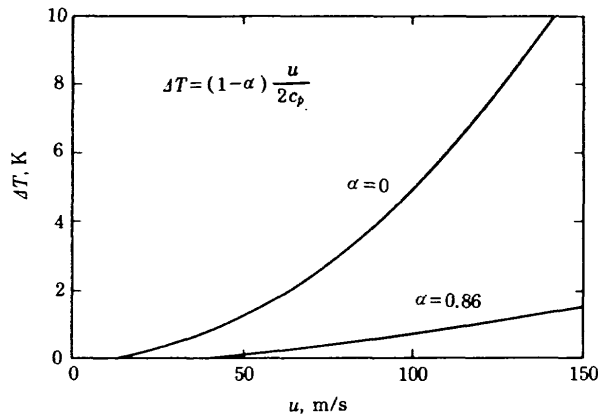
(b) 動圧回復による温度上昇 ($c_p = 1.007 \text{ kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$)

図 7.22 流れの動圧と温度

ここで熱伝達率 h_c は次の無次元熱伝達率 $Nu (= \alpha_c d_j / k_f)$ より求める。ここで k_f は熱電対の熱伝導率である。

熱電対が流れに垂直な場合、

$$Nu = (0.44 \pm 0.06) Re^{0.50} \quad (7.5)$$

熱電対が流れに平行な場合、

$$Nu = (0.085 \pm 0.009) Re^{0.674} \quad (7.6)$$

これらの式は Re 数 ($= d_j u / \nu$) が 100 ~ 10000 の範囲で成立する。

後述のシース熱電対の熱伝導を評価するには一般にシース材が十分薄い構造なので素線についてのみ熱伝導を注目する⁴¹⁾が、シース (Sheath) が白金の場合はステンレスなどより 4, 5 倍も熱伝導率が良好なので注意を要する。

後述のように白金やイリジウム (Iridium) で温度計全体を製作する場合もそれらの熱伝導率⁴²⁾は他の金属と較べて格段に大きいので注意する必要がある。

ふく射損失誤差 ふく射損失 ΔT_K はふく射と対流に係る表面積をそれぞれ A_R と A_C 、ふく射形状係数と周囲壁面温度をそれぞれ K_R と T_w とすると、

表 7.5 白金の全ふく射率

温度 [K]	ϵ_t [%]
500	7.31
600	8.41
700	9.48
800	10.5
900	11.5
1000	12.75
1100	13.4
1200	14.3
1300	15.2
1400	16.1
1500	17.0
1600	17.8

$$\Delta T_K = \frac{K_R \sigma \epsilon_t A_R (T_j^4 - T_w^4)}{h_c A_C} \quad (7.6)$$

と表すことができる³⁹⁾。ここでは σ は Stefan-Boltzmann 係数 ($= 5.67 \times 10^{-8} \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}^4)$)、 ϵ_t は表面ふく射率である。通常、周囲が均質なふく射場でガス流れにさらされた先端露出型熱電対では $K_R = 1$ 、 $A_R = A_C$ として概略の誤差見積をする。

白金熱電対のふく射誤差を評価する際の参考として、白金の表面全ふく射率 (Total emissivity) ϵ_t を表 7.5 に示す。それによるとほとんどの使用温度範囲で ϵ_t は 0.2 以下である。しかし燃焼ガスによって汚れるとその 2 ~ 3 倍の値になるとも言われる。K 型熱電対の ϵ_t は 0.6 ~ 0.8 と大きいので高温時の使用では注意する必要がある。いずれにしても ϵ_t は実用上、燃焼ガスによる汚れなどに影響され易く、その値自体は目安としてしか使えない。

ふく射誤差を最小とするには感温部の周囲に円筒を被せ、ふく射保護シールド (Shield) とすることが有効である。King⁴²⁾によるとふく射保護シールドを n 層とするとふく射誤差は $1/(n+1)$ になる。シールドの開口は感温部からみて 0.04 ステラジアン (Radian) 以下とする³⁹⁾。

時間応答性誤差 この誤差は熱電対感温部がガス温度変動などに即座に追従しないことによる誤差で

$$\Delta T_t = \tau \frac{dT_j}{dt} \quad (7.8)$$

ここで t は時間、 τ は

$$\tau = \rho c d / (4 h_c) \quad (7.9)$$

である。ここに ρ と c はそれぞれ熱電対の密度と比熱である。なお、直径 1 mm の先端接地型シース熱電対の時定数は

1秒でいどである⁴³⁾。変動する場の温度計測については、Bradleyら⁴⁴⁾やBallantyneら⁴⁵⁾が検討報告している。

触媒反応による誤差 熱電対による温度計測におよぼす触媒効果を検討した研究はほとんどない。922～1366Kまでの範囲の試験でほとんど影響がなかったという報告⁴⁶⁾があるが、最近よく使用されるメタン燃料による影響を推定してみると、以下のようなものである。

宮内・更田によると白金触媒上でのメタンの表面反応速度は

$$F = A \exp\left(\frac{-E}{RT}\right) \frac{\rho}{M} X_{\text{CH}_4} \quad (7.10)$$

で表される⁴⁷⁾。ここでAは頻度係数で $1.1 \times 10^7 \text{ cm/s}$ 、Eは活性化エネルギーで80kJ/molである。その実験は主にメタンのモル分率 X_{CH_4} が0.4mol%(=4000ppm)で行ったが同様な触媒効果がCH₄の希薄状態でも適用できるものとする、温度1200K 40ppmで発熱量は20kW/m²となる。これはふく射や伝導による熱電対誤差と同等のオーダーで誤差となることを示している。触媒反応は接触時間を要すが燃焼室内ガス温度測定などガスの相対速度が遅い場合には問題になる。

触媒効果防止には素線をシリコン(Si)でコーティングする必要がある。その方法は当該素線をジメチルシロキサン(Dimethylsiloxane)またはシリコン油(Silicon oil)を浮遊させた2130Kほどの火炎中を通過させ表面に均質なガラス質のコーティング層を形成させる⁴⁸⁾。

(3) ガスタービン燃焼器用熱電対温度計の形態

上記に示したような誤差原因を極力排除した熱電対温度計形態で燃焼器に関連する温度計測を行う。一般的に市販の金属シース熱電対の利用が便利である。外径0.25から3mm程度までのステンレス、インコネル(Inconel)または白金などで被覆したシース熱電対が市販されている。それには図7.23に示すような先端露出形、接地形、絶縁形の3種があるので使用目的によって先端形状を選択する。

それらを利用して製作する温度計の具体的な形状などにつき以下に記述する。

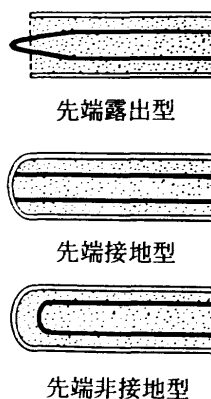


図 7.23 シース熱電対の先端形状

気流速度の大きい場での計測 燃焼器のディフューザや空気孔などの要素試験の際に比較的高速の流れ場を測ることがある。その際の温度計は次の様な注意が必要である。

空力加熱誤差が懸念される場合には図7.24に示す形状とすると温度回復係数を高くすることができる⁴⁹⁾。しかしこれらの場合、熱電対感温部付近の流速が低下するため熱伝達率が低下し、相対的に熱伝導とふく射誤差が増大する。またガスタービン燃焼器出口のように狭い空間断面で多点計測を要する場合には向かない。

マッハ数0.2から0.9までの気流内で試験したK型熱電対温度計では1200Kの気流温度の時、ふく射損失が図7.24(a)の形状では図7.25のように裸の素線の場合の1/2程度の誤

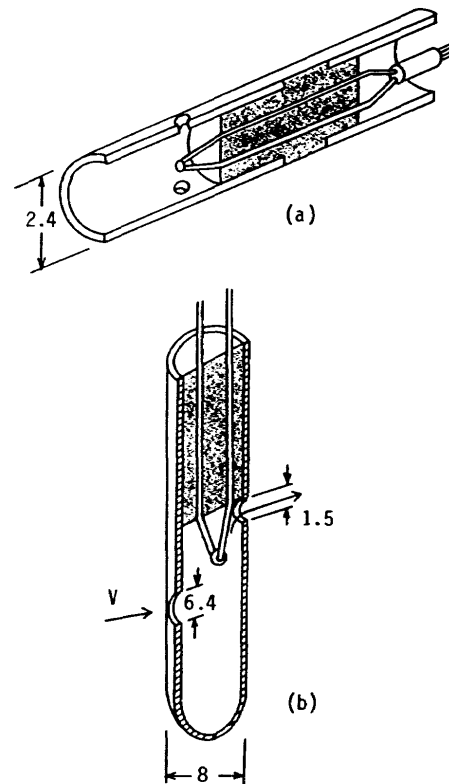


図 7.24 高温気流温度計の例

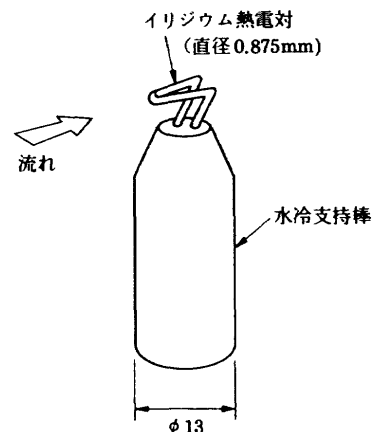


図 7.25 単点式イリジウム温度計

差であったと報告している⁵⁰⁾。ふく射保護の外覆をつけ、対流熱伝達を促進させるために吸引を行うと回復係数補正を0.3%程度にすることができたとの報告³⁹⁾がある。

吸引方式の温度計は7.6.2(2)の①～③の誤差を少なくできるが、高温のガスを吸引するため支持部全体が高温化する、多点化が困難、などの欠点がある。一方、上記図7.25のIrRh温度計では気流温度2400K、マッハ数0.5の時回復係数補正が22度であったのに対し、ふく射補正が183度にも達した⁵⁰⁾。回復係数を0.86とすると通常ガスタービン燃焼器開発で経験する風速では数度以下の補正が必要になるにすぎない。誤差の大部分はふく射または伝導によるものである。したがってマッハ数の余り高くない高温領域での温度計はふく射誤差を極力低減させることに留意すべきである。

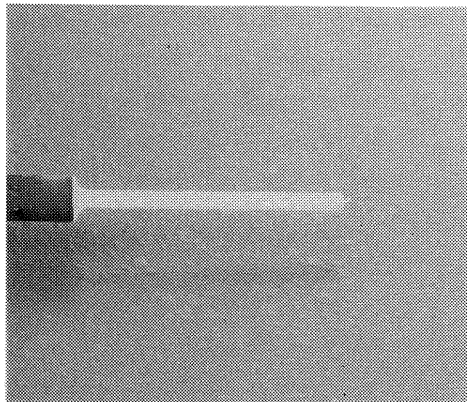
燃焼器入口ガス測定用温度計 燃焼器入口は通常圧縮機の出口であり通路間隔が数10mmであることが多い。したがって図7.26(b)に示すような多点楕円温度計を用いる。既に述べたようにマッハ数はそれほど高くないため特別の形態をとらなくともほぼ全周とみなせる温度が測定できる。むしろ回復係数を高くしようとする余り形状の大きい温度計を用いると圧縮機出口風速分布の均一性を損い下流の燃焼器特性に悪い影響を与える。ここでの測定条件は風速が大きいことから対流熱伝達が大きく、特に太い熱電対や保

護管などを使わない限り伝導損失を比較的小さくすることができる。一般に、ふく射、時間応答性、触媒効果なども無視することができる。

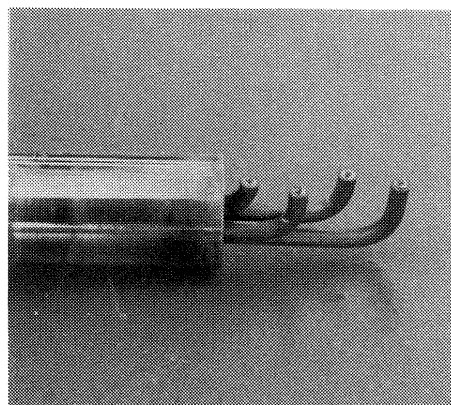
燃焼器出口温度計 これはガスタービン燃焼器に関わる温度計測のうちで最も重要な、精度の要る計測である。燃焼器出口、すなわちタービン入口での半径方向ガス温度分布を知りたい目的から多点の感温部を備えたい、いわゆる「くし(櫛)形」熱電対温度計を用いる。図7.26(b)～(d)がその例である。これを燃焼器出口に多数本設置する場合と、数少ない本数を周方向に走査する場合がある。

燃焼器出口ガスの風速は大きいが高温度であるため表7.2に示すようにマッハ数は必ずしも高くない。したがって回復係数を高くするための特段の対策は不必要である。むしろ伝導とふく射に対する対策と、位置的に出来るだけ精細な計測が期待される。

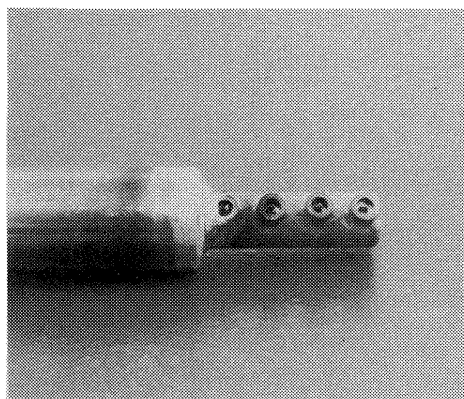
図7.26(b)のものはリフトエンジンJR100の燃焼器などの開発の際用いたK型先端露出し型熱電対温度計(呼称、E1K)で燃焼出口ガス温度が余り高くなかったため、ふく射対策などは行っていない。図7.26(c)はFJR710/600エンジン燃焼器の開発の際用いたR型温度計(呼称、E6R)である。図7.26(d)は見取図を図7.27に、詳細寸法等を図7.28に示すもので、高効率ガスタービン燃焼器研究用に設計し



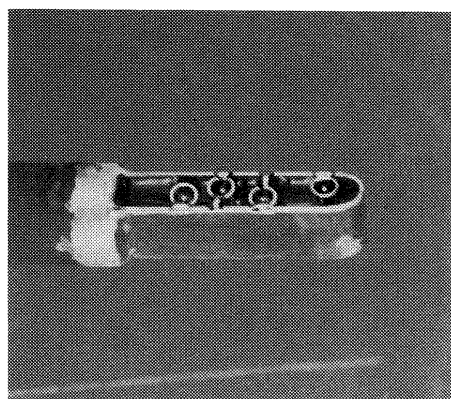
(a) S1R



(b) E1K



(c) E6R



(d) E7R

図 7.26 ガス温度計測温度計の例

た高温ガス用温度計(呼称, E7R)である。特にこれは狭い計測場で本数多く設置しても比較的流れの抵抗とならないよう考慮している。

このE7R型高温ガス用温度計設計の要点は、

- 1800Kまでのガス計測用にJIS-B型熱電対を用いている。
- 高い回復係数とするため流れに平行に熱電対を設置。
- 感温部への熱伝達率を高めるため流速低下は避け、耐熱かつふく射率低下のため白金系シースを採用した。
- 高温時、ガス全圧に対し機械的強度を保ち、流れのブロックageを避けるため、流れに平行な板(Pt-10%Rh)支持構造とした。
- 燃焼ガスが高压、高湿度の場合の絶縁体の劣化防止のため先端露出構造を避け接地型シース熱電対を使用。

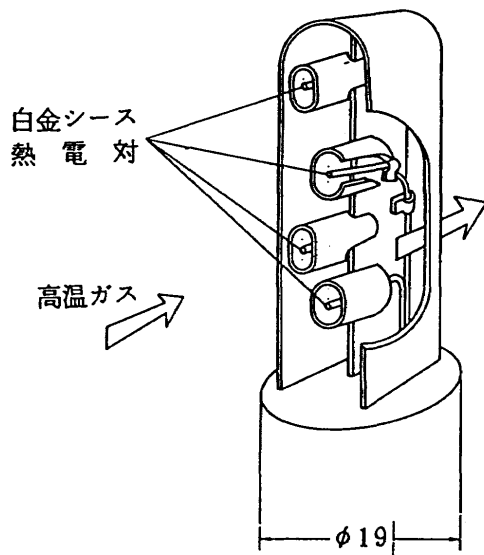


図 7.27 高温高压ガス計測用温度計 E7R

- 狭い計測場所で多点の計測を行うため熱電対はシース外径 1 mm のものを上記板に数本取付ける構造とした。
- 白金熱電対は伝導率が大いのでその熱伝導損失を避けるため感温部を取付け板より $L/d \geq 6$ 離れた位置とし、更に各熱電対管温部の周囲にふく射保護覆管を設けた。
- 取扱、使用の頑強さと更なるふく射保護のため外周にカバー覆いを設けた。

この温度計を熱伝導とふく射が同時に影響する水冷壁内気流での温度計測を評価した^{40,77)}。その結果の一部を図 7.29 に示す。 T_i , T_w および T_j はそれぞれ供給気流温度、計測ダクト温度および測定熱電対指示温度である。同図中温度計 S1R は感温部を図 7.26(a) に示す燃焼室内ガス温度測定用のもので裸素線を絶縁碍子から突出した形状の温度計である。これは同一レイノルズ (Re) 数では最も良い結果となっている。 Re 数の基準長さは熱電対の素線径としたが、E7R の場合のみはシース外径とした。

図 7.29 は Re 数の小さな条件では対流熱伝達による被測定流体からの伝熱が減少するわりに伝導やふく射による損失が増加するため、大きな誤差を生ずることを示している。温度計感温部が取付け壁から最も離れた S1R が最も誤差が少ない。多点計測プローブのうちで E7R は同一風速条件では最も誤差の少ない結果となった。

E7R と同じ設計概念で製作した高温ガス測定用 7 点式イリジウム・ロジウム温度計(素線の片方が Ir(60%)・Rh(40%) で他方が Ir(100%) のもの)を図 7.30 に示す。この場合、3 重のふく射保護管を熱電対素線の周囲に取付けている。素線はベリリア碍子によって保持され、無冷却のイリジウム支柱に取付けられている。図 7.31 はその温度計を水素燃焼ガス中で 2170K まで試験した結果である。同図は 600 K の気流中で水素燃料を燃焼させた燃焼ガス中の温度計指示値

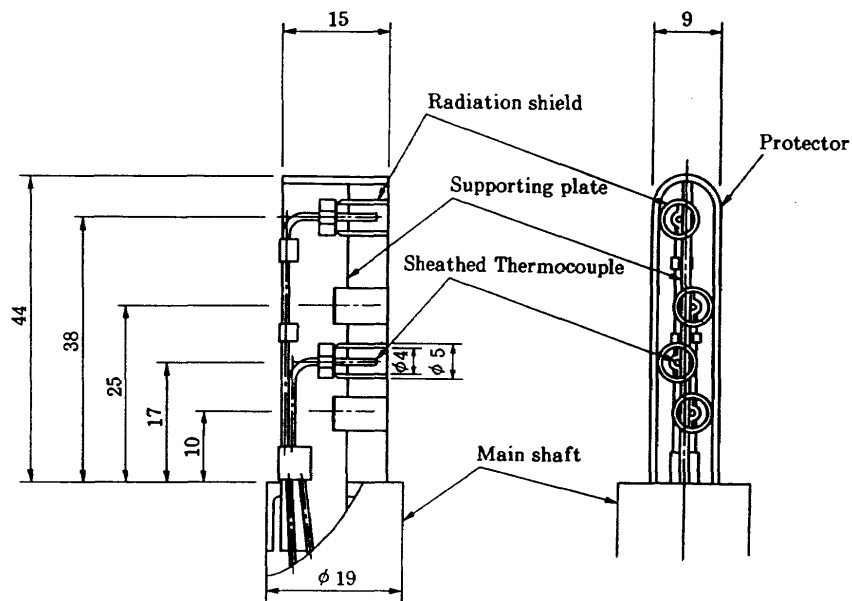


図 7.28 温度計 E7R の詳細寸法

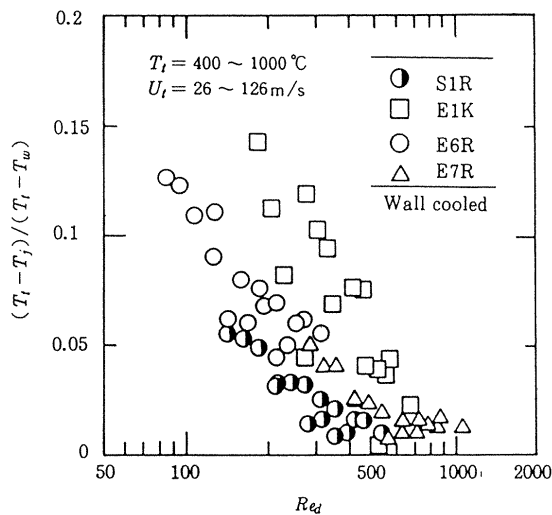


図 7.29 ふく射と熱伝導のある場での Re 数に対する各種温度指示値

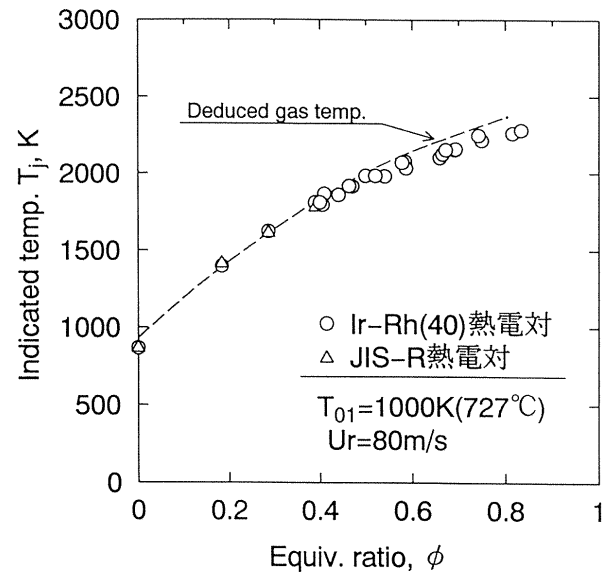


図 7.31 局所当量比に対する燃焼ガス計測温度

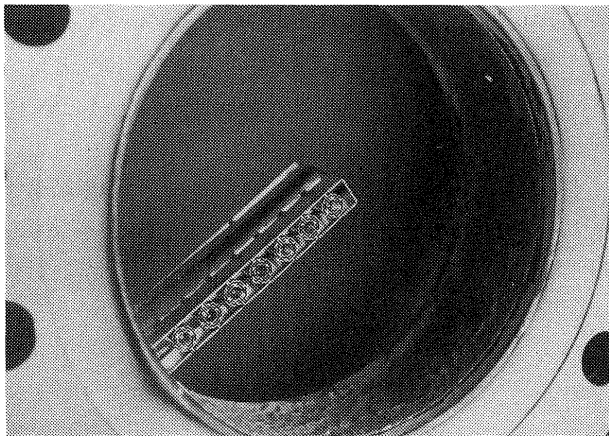


図 7.30 7点式試作イリジウム温度計

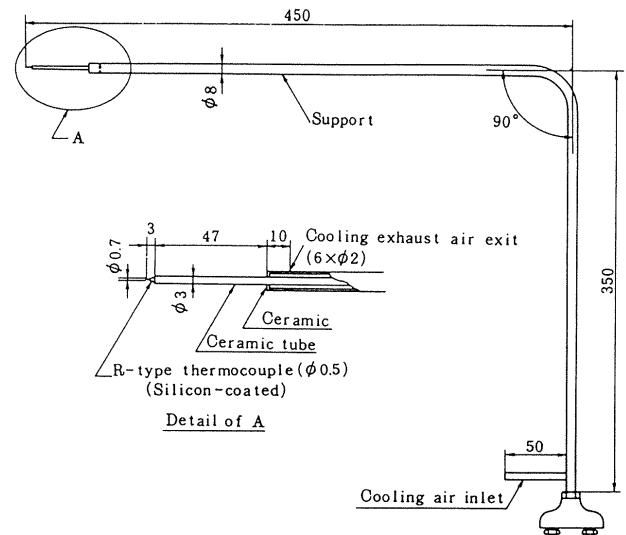


図 7.32 燃焼器内部ガス温度計測用 L 字形温度計 S1R

を示したもので、横軸は局所当量比である。1800K 程度までは JIS-R 熱電対と良い一致を示している。推定ガス温度を示す破線は断熱平衡火炎温度に装置冷却の空気などの影響を補正したものであるが高温側は補正がやや不十分である。温度計は十分精度あるガス温度計測値を示していると判断できる。

イリジウムの融点は 2730K なので支持体の強度はほとんどのガスタービン燃焼器開発に必要な温度範囲内で使用可能と思われるが、ロジウムは 2300K 程度しかもたないので使用温度範囲としてはその温度に限界がある。またイリジウムは酸化イリジウムを形成し、昇華するので研究開発以外の長時間の高温条件使用では注意する必要がある。

一般に燃焼器出口測定通路は狭いため、温度計の工夫と共に計測場の環境を考える必要がある。吸引式温度計などで精度の高い高温温度測定も報告⁵²⁾されているが、狭い燃焼器出口面で多点計測をする際には適用できない形状も多い。温度計の伝導とふく射誤差を最小にする計測ダクト側の手段としては燃焼器出口計測部を耐火材などで構成し、

熱伝導とふく射に対して断熱に近い壁面を実現することである。

燃焼室内ガス温度測定用温度計 燃焼室内の測定の場合、一般に気体流速が遅く高温のため感温部への対流熱伝達に比して熱伝導とふく射による誤差が大きくなる。したがって対流熱伝達による被測定流体から感温部への熱伝達が減少するが、高温に対処するため冷却している支持棒などへの熱伝導損失は極力避けなければならない。

燃焼室内の計測は、スワラなどによる主軸と平行なうずの中心軸がある旋回流を含む場などが対象であるため、温度プローブを L 字型として燃焼器出口から挿入して計測することが多い。プローブが長く種々の方向の風圧に対し十分な剛性が要ること、熱伸びにより測定位置が不正確になることなどの理由で熱電対支持棒部を水冷または空冷することが必要である。図 7.32 は空冷温度計の一例³⁷⁾である。

この先端部は図7.26(a)に示してある。このような燃焼領域を測定する熱電対素線は通常、Rh含有率の多い高温用白金温度計やIr-Rh熱電対である。火炎内などを測定する場合は、白金が燃料や燃焼中間生成物と反応する可能性があるので感温部素線をSiコーティングする必要がある。しかし1900K以上の温度では高温によってシリコンコーティング被膜が劣化する。

(4) ライナ等金属温度測定

燃焼器開発途上では耐久性の評価の上でライナ壁温が最も問題となり、その正確な温度測定が必要となる。

ライナ壁温を知る実用的な方法は、

- 1) ライナ材表面の酸化色を見る、
- 2) 示温塗料を塗布しその変色をみる、
- 3) シース熱電対を取り付ける、

などである。通常、まずライナのどこが高温となるかを判断する事が最も重要である。

1)の方法は新製ライナの最初の試験の場合、最も明確に判断できる⁵³⁾。燃焼試験で経験した過熱温度により、ハステロイXの場合、低温時は白銀色であるが約1000K程度より高温で茶、紫、青、銀青、焦茶色などの順で高温化したことを示す色変化がつく。

次の試験からは市販の示温塗料により、数百度から1,000Kまで、特殊な塗料では1,300Kまでの履歴最高温度をパターンとして知ることができる。

しかしそれらの温度判別法は、試験後ライナを取り出してみないと分からず、またその燃焼試験中での10分程度の時間さら(曝)された最高温度を知ることが出来るにすぎない。

種々の燃焼試験条件に対するライナ温度を知るには熱電対取付けが最も有効で確実である。示温塗料などで高温となる目安をつけた場所に以下の要領で熱電対を取付ける。

ライナへの熱電対の取付け 金属表面温度計測法には種々の熱電対取付け法がある⁵⁴⁾。タービン翼などの温度測定のように表面に溝を切って熱電対を埋め込む方法はライナの強度を損なうため行わない。また熱電対の一方の金属のみを用い、他方をシースやライナ金属あるいは蒸着膜などを利用するやり方は、通常多数点の計測を行いつつ点火装置などノイズが生ずる電気系を併用するため推奨できない。

燃焼器ライナに用途を限定して評価した研究結果によると薄いライナ板の温度であれば背面(非加熱側)に細い先端接地型シース熱電対を先端のみ溶接するか、薄い金属箔でカバーしスポット溶接固定する方法が最も容易で燃焼器組立時などの破損も少なく信頼性のある測定ができる^{55,56)}。

取付けた温度計が被測定物温度へ影響する程度⁵⁷⁾や温度計取付けによって生ずる測定誤差を検討した文献³⁰⁾がある。

(5) 温度計製作材料

高温用の熱電対は、表7.3のように使用温度が2300K以上のものまで存在するが、それを保持する材料で加工性が十分であるものは少ない。冷却をすると温度指示に誤差が生じることが多い。燃焼器出口温度計は多点クシ型などの構造にする必要があるため、成形性のある材料で熱電対を保持する。一般に計測場は狭く、高温高速の燃焼ガスを計測するため機械的強度と靱性が必要である。セラミック等で成形性の良いものは十分な機械的強度と耐熱性を有するものが少ない。白金/ロジウム(Rh)10%は比較的高温まで使用できる。その引張り応力は常温も高温の場合も知られている⁵⁸⁾。熱電対支持体を白金で製作する際は熱伝導率が大きい⁵⁸⁾ため注意する必要がある。保炎部近傍など燃焼室内の温度分布を測定する場合、その先端部に用いる絶縁管もしくは保護管の材質には表7.6のようなものがある。

7.6.3 熱電対以外のガス温度計測法

近年Dilsによって発明開発され市販されているものにサファイア棒を用いて2100Kほどのガス温度を計測する光ファイバ温度計(Optical Fiber Thermometry, OFTと略、商品名はアキュファイバ)がある。

これは図7.33に示すように直径1.27mmほどの単結晶サファイア棒の先端を白金薄膜で覆い、更にAl₂O₃の保護膜を被せたもので、その内部で形成されるふく射空間が放射するふく射強度を検出し、薄膜層の温度を知るものである。

高橋ら⁵⁹⁾の研究ではその変動時間応答性は直径1.27mmのものの場合、素線径0.3mmのシース熱電対よりややよい程度と結論している。しかしガスタービン燃焼器出口の平均温度測定にはふく射熱損失を補正する対策をとれば十分使える。なお鄭ら⁶⁰⁾はOFTの準定常時期のステップ応答は一次遅れで近似できるが、流速20~80m/sの気流でも3~1.5秒とかなり大きい値であることを明らかにした。

以上の外、レーザーなどを用いた光学的な計測が試みられている^{61~72)}が、高温部に窓を必要とすること、信頼性のある値を得るにはかなりの専門的な知識が要することなどが難点で、小規模の人員で限られた期間内に燃焼器を開発研究する道具としては実用的でない。

7.7 燃焼排出物計測

燃焼室内のガスないし燃焼器排出ガスを測定し、その特性を明らかにすることは最近の環境に対する規制強化の傾向から燃焼器開発にとって是非とも必要な技術となっている。

7.7.1 燃焼排出物の採取と分析法

試料ガス採取法、およびその処理は分析値の信頼性に大きく影響を与える。燃焼器の性能を判定する際に測定する主な排出成分の測定法の代表的な例を記す。

表 7.6 絶縁管・保護管材質の特性

記号	材 質	最高使用温度(℃)	特 性
A L	再結晶アルミナ (Al_2O_3)	1 8 0 0	高純度の微粒 α -アルミナを焼結再結晶させたもの。化学的には中性の気密質保護管で熱衝撃にやや弱い。熱間強度は大きく、白金-ロジウム系熱電対用保護管として最高1800℃まで使用できる。 酸化、還元そして不活性などの雰囲気中で使用できる。高温では若干の通気性を示し水素以外のガスも透過させる。熱サイクルに対する耐久力は良好でない。
B E	再結晶ベリリア (BeO)	2 2 0 0	高純度の微粒ベリリアを高温焼結した気密保護管で化学的には塩基性。1300℃以上の高温では酸化セラミックス中で最も高い絶縁抵抗値を示す。 高温では金属に匹敵する高い熱伝導をもち、熱衝撃にも強く耐熱サイクル性もA Lより良好。 水蒸気とは1100℃から反応し、1600℃以上では急激に蒸発する。ベリリアの粉末や蒸気は非常に毒性が強く特に呼吸器に有害であるため使用上厳重な注意が必要。ハロゲンや硫黄には侵される。
Z R	気密質ジルコニア (ZrO_2)	2 1 0 0	耐熱衝撃抵抗と熱伝導度を大幅に改善した新しいマグネシア安定化ジルコニア保護管で、酸性化雰囲気中では2000℃以上、還元性雰囲気中でも1900℃まで使用することが可能。気密性が高く高温でも水素以外のガスをほとんど透過させない。強アルカリ塩やアルカリ金属以外の溶解金属に対し、化学的に安定。1200～1300℃での長時間測定や熱サイクルの厳しい用途には不適合。また 800℃以上から導電性があるため使用上の注意が必要。

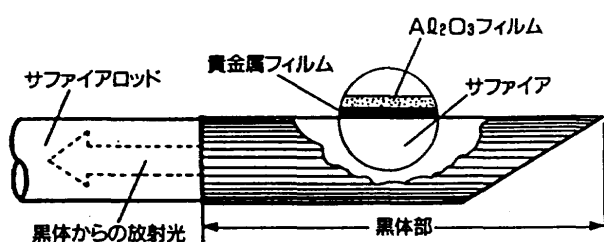


図 7.33 OFT 温度計

(1) ガス採取プローブ

代表的なガス採取プローブを図7.34と7.35に示す。前者は燃焼器模型出口などで平均的ガス採取を行う際に用いるもので、流れのせき止め点近傍に設けた多孔よりガスを集合吸引する。後者は燃焼器内部などの局所的ガス採取を行うためのものである。両者ともステンレス製で水冷構造である。窒素酸化物採取の際、ステンレスの材質、水冷構造、吸入孔の絞りなどが一部のNOをNO₂に酸化させてしまうことがわかっているが、エンジン排出物としてはNO_xとし

てNO₂換算をするのでこれらの厳密な区別はしていない。

(2) 採取ガスの分析

排煙 排煙計測法にもいくつかの方法がある⁷³⁾が、EPA (Environmental Protection Agency, 米国環境保護局) の提案している方法は、減圧吸引採取系により濾紙に採取試料ガスを通し残った黒斑の反射率を測定して排煙濃度を知る。通常採取ガス流量を変えて濃度変化をとり規定流量に対する濃度値を得る。

手軽な方法として、Bacharach 法が用いられることがある。これは指定の手動の吸引ポンプを10回引いて一定ガスを吸引し、その管の途中に設けたフィルタの黒斑を10段階の標準濃度サンプルと比較して排煙濃度を決定する。

全炭化水素 (THC) 炭化水素が火炎中で濃度に比例してイオン化する現象を利用した火炎イオン化検出法 (FID, Flame Ionization Detector) 型分析計を用いる。火炎形成用燃料としては水素を用いることが多い。この計測原理を図7.36に示す。分析濃度範囲が数桁にわたって直線的な高精度の測定を行える特徴がある。

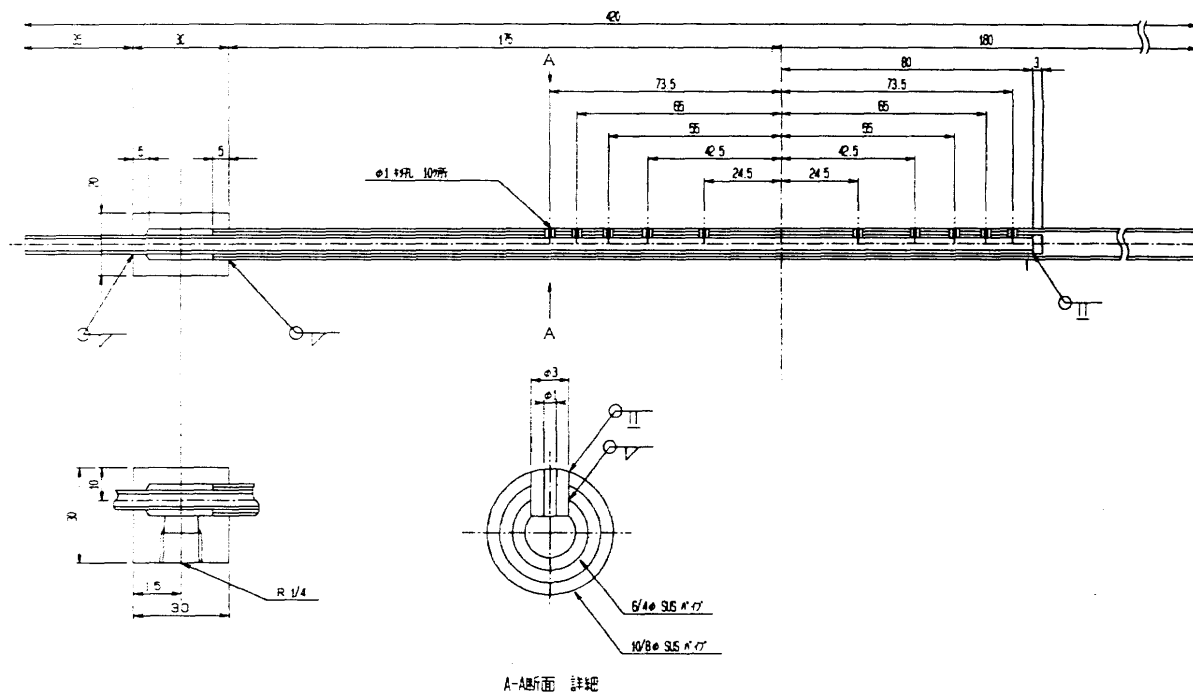


図 7.34 水冷式平均ガス採取プローブ

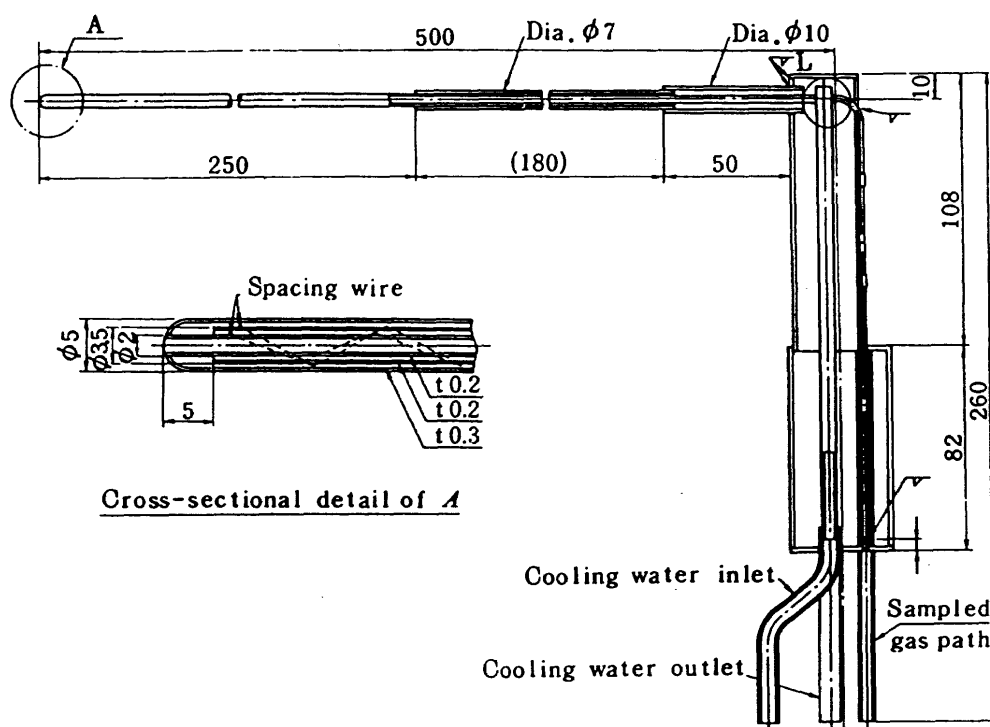


図 7.35 L字形水冷式ガス採取プローブ

一酸化炭素(CO), 二酸化炭素(CO₂) これらのガスの赤外線領域にそれぞれ特有の吸収帯をもつ性質を利用した非分散赤外線 (NDIR, Non-Dispersive Infrared) 分析計で測定する。その原理を図 7.37 に示す。2 本のセル(Cell)のうち片方に試料を導入し他方のセルとの赤外線吸収の違いを検出して濃度を決定する。

窒素酸化物(NO, NO₂) NOやNO₂の測定は大別して赤外線吸収方式と化学発光分析方式(Chemi-Luminescence Ditector)がある。前者は原理的に前述のCO, CO₂に類似したものである。後者の原理はNOとオゾンO₃が接触し、励起状態のNO₂が生成し、それがNO₂に転移する際発する0.6~3 μmの波長帯の光の強度を光電子増倍管で測定する

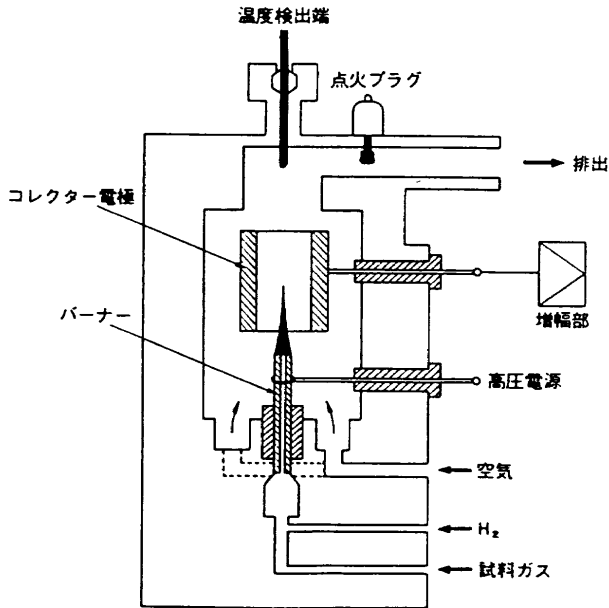


図 7.36 FID分析器の原理

ものである。NO₂はコンバータ(Converter)によりNOに還元して測定する。原理図を図7.38に示す。

酸素の測定 これは酸素が他のガスと異なり磁気に対する感应性があるためそれを利用して計測する。この磁気式分析計は原理を図7.39に示すように対称な流路の間に横断通路を設け、磁界と電気ヒータを非対称な位置に配置した構造をしている。磁気に感ずる酸素は磁界のために横断路の左から右へより多く流れる。その通路に巻かれた電気ヒータは流れが生ずるとヒータの左半分は右半分より温度が低くなるためこれを検出し酸素濃度を知る。

水素の測定 水素はガスクロマトグラフを用いて計測する。モレキュラーシーブ(Molecular sieve)などのカラム(Column)を用いて窒素に対する比としてモル分率を求める。おなじカラムで酸素も求めることが出来る。

7.7.2 ガス分析特性値算出法

上記のようにして採取ガスの体積濃度が求まるがそれより燃焼器特性値を下記のようにして求める。

最初、最も一般的な炭化水素燃料の場合を述べ、次に水素燃料の場合を記す。

(1) 炭化水素燃料

炭化水素燃料を空気中で燃焼させた場合には、上述の計測器などによりO₂、CO₂、CO、THCなどの体積濃度X_iが求まる。ここでiはそのガスの値であることを意味する。それを用いて次の様な特性値を計算する。

燃空比 単位燃料流量に対する炭素、および酸素の重量と排出ガス濃度との関係は、それぞれ、

$$\frac{f_c}{M_c} = \left(\frac{n+1}{M_g} \right) (X_{CO_2} + X_{CO} + X_{THC}) \quad (7.11)$$

$$\frac{f_{O_2}}{M_{O_2}} = \left(\frac{n+1}{M_g} \right) \left(X_{O_2} + X_{CO_2} + \frac{X_{CO} + X_{H_2O}}{2} \right) \quad (7.12)$$

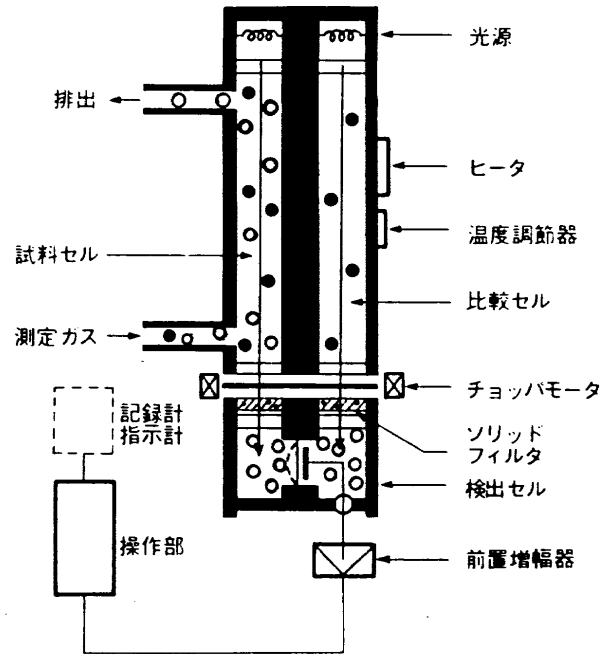


図 7.37 NDIR分析器の原理

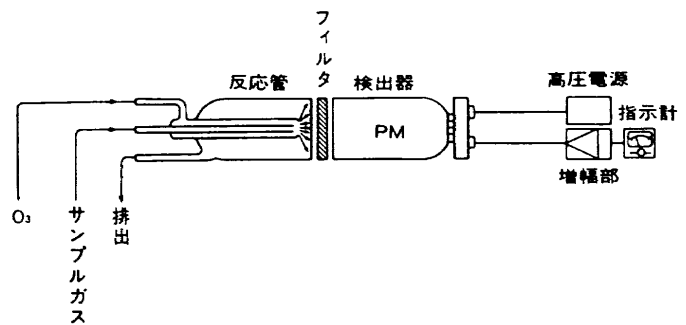


図 7.38 CLD計測器の原理

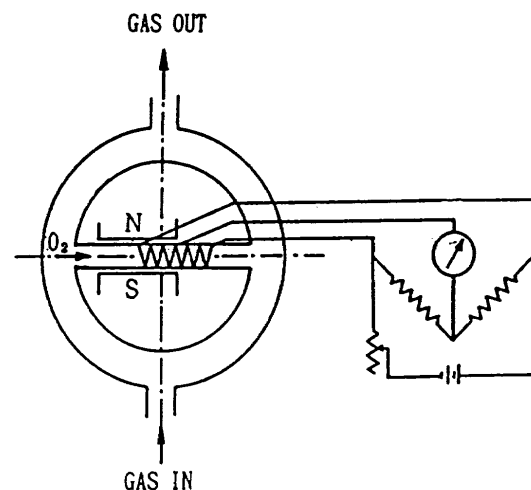


図 7.39 磁気式酸素計の原理

で与えられる。ここで、X_i、M_iはそれぞれ成分iのモル分率、および分子量である。M_gは排出ガス平均分子量である。f_cおよびf_{O₂}は、それぞれ炭化水素燃料、空気中における炭素あるいは酸素分率で、0.857および0.2315である。

燃空比 F_L は、これらの比である。すなわち、

$$F_L = \frac{X_{CO_2} + X_{CO} + X_{THC}}{X_{O_2} + X_{CO_2} + \frac{X_{CO} + X_{H_2O}}{2}} \cdot \frac{M_C}{M_{O_2}} \cdot \frac{f_{O_2}}{f_C} \quad (7.13)$$

なお、水分の測定は困難なため、通常ガス分析器前処理で除去している。この場合、水分量は燃料の水素/炭素比より、

$$X_{H_2O} = X_{CO} + X_{CO_2} \quad (7.14)$$

とした推算値を用いる。またこれによって、乾きガス量として実測値で得られる酸素濃度を $1 - X_{H_2O}$ を乗ずることによって修正する。

局所当量比 局所当量比 ϕ_L は局所燃空比 F_L と量論比である燃空比 (量論燃空比) F_S との比である。すなわち、

$$\phi_L = F_L / F_S \quad (7.15)$$

ここで、 F_S は、

$$F_S = \frac{M_C(1+r)f_{O_2}}{1.5M_{O_2}} = 0.0675 \quad (7.16)$$

である。 r は燃料の水素/炭素重量比で $(CH_2)_n$ 系燃料の場合、0.1667 である。

局所酸素消費効率 局所酸素消費率 ϵ は、次のように定義される。

$$\epsilon = \frac{(\text{実際に消費された酸素量})}{(\text{消費可能な全酸素量})} \times 100 [\%] \quad (7.17)$$

$\phi_L \leq 1.0$ すなわち量論比または空気過剰の場合、上式分母の量は局所燃空比の項で示した酸素量であり、単位燃料あたりに生ずる燃焼ガス、 $(n+1)/M_g$ に残存する酸素のモル分率は X_{O_2} として計測されるから、

$$\begin{aligned} \epsilon &= \left\{ 1 - \frac{\left(\frac{n+1}{M_g}\right) X_{O_2}}{\left(\frac{n+1}{M_g}\right) \left(X_{O_2} + X_{CO_2} + \frac{X_{CO} + X_{H_2O}}{2}\right)} \right\} \times 100 \\ &= \left\{ 1 - \frac{X_{O_2} F_L}{(X_{CO_2} + X_{CO} + X_{THC}) \frac{M_{O_2}}{M_C} \frac{F_C}{F_{O_2}}} \right\} \times 100 [\%] \end{aligned} \quad (7.18)$$

となる。

$\phi_L > 1.0$ 、すなわち燃料過剰の場合は、局所的に存在する酸素量 $f_{O_2} m_a$ は、燃料の完全燃焼に必要な酸素量 $f_{O_2}(m_a)_s$ よりも少ない。したがって、

$$\begin{aligned} \epsilon &= \left\{ \frac{\frac{f_{O_2} m_a}{m_f} - \left(\frac{n+1}{M_g}\right) X_{O_2} M_{O_2}}{\frac{f_{O_2}(m_a)_s}{m_f}} \right\} \times 100 \\ &= \left\{ \frac{m_a}{(m_a)_s} - \left(\frac{n+1}{M_g}\right) X_{O_2} M_{O_2} \left(\frac{m_f}{m_a}\right)_s \right\} \times 100 [\%] \end{aligned} \quad (7.19)$$

この右辺 { } 内第一項は、局所当量比である。燃焼ガス量、 $(n+1)/M_g$ を局所燃空比の第 1 式をつかって、各ガス組成で表わすと、

$$\epsilon = \left\{ \phi_L - \frac{X_{O_2} F_S}{(X_{CO_2} + X_{CO} + X_{THC}) \frac{M_{O_2}}{M_C} \frac{f_C}{f_{O_2}}} \right\} \times 100 [\%] \quad (7.20)$$

となる。

燃焼効率 燃焼器出口で採取したガス分析値から求める燃焼効率 η_c は、

$$\begin{aligned} \eta_c &= \left\{ 1 - \frac{(\text{未燃焼ガスの発熱量})}{(\text{燃料の発熱量})} \right\} \times 100 \\ &= 1 - \frac{n+1}{M_g h_u} \{ (XMh)_{CO} + (XMh)_{THC} + (XMh)_{H_2} \} \\ &\quad \times 100 [\%] \end{aligned} \quad (7.21)$$

ここで $(XMh)_{CO}$ などは、CO のモル分率、分子量、それに発熱量をかけ合わせたものを意味する。

この式で H_2 成分の項は、他成分と較べ影響度が少ないものとして省略、かつ $(n+1)/M_g$ を局所燃空比の最初の式をつかって CO_2 、CO および THC のモル分率で表わすと、

$$\eta_c = \left[1 - \frac{f_C \{ (XMh)_{CO} + (XMh)_{THC} \}}{M_C h_u (X_{CO} + X_{CO_2} + X_{THC})} \right] \times 100 [\%] \quad (7.22)$$

となる。ここで h_{CO} として 10.12 MJ/kg 、 $h_{THC} = h_u$ である。灯油の低位発熱量 h_u は 42.79 MJ/kg である。

排出指数 組成 A_i の排出指数 $EI(A_i)$ は燃料 1 kg が燃焼したとき排出される汚染物質 A_i のグラム数を意味する。すなわち、

$$EI(A_i) = \frac{(n+1) \frac{M_{A_i} X_{A_i}}{M_g}}{1000} [\text{g/kg}_{\text{fuel}}] \quad (7.23)$$

ここで n は空燃比である。

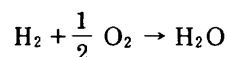
(2) 水素燃料の場合の排出指数算出

残存酸素が $x [\%]$ 、 NO_x が $y [\text{ppm}]$ と計測されたとき排出指数はつぎのように算出する。

$EI(NO_x)$ の定義より、

$$EI(NO_x) = \frac{(\text{全排出ガスモル数}) \times (y/10^6) \times M_{NO_2} \times 1000}{(\text{燃料モル数}) \times M_f} \quad (7.24)$$

$\phi < 1$ で燃料を完全消費した場合、



すなわち

燃料 1 モルで …… H_2O を 1 モル生成
供給空気中の …… O_2 を 1/2 モル消費

最初の空気が 1 モルと仮定すると、 O_2 は 0.21 モルである。 O_2 のうち、 x' モルが消費されたものとする、 H_2O が $2x'$ モル生成。したがって燃焼排出ガスの成分は N_2 が 0.79 モル、 O_2 が $(0.21 - x')$ モル、 H_2O が $2x'$ モルで総モル数は、それらの合計の $(1 + x')$ モルとなる。また燃料のモル数は H_2O のモル数と同じである。

残存 O_2 が $x \%$ ということは

$$\frac{0.21 - x'}{1 + x'} = \frac{x}{100} \quad (7.25)$$

すなわち

$$x' = \frac{21 - x}{100 + x} \quad (7.26)$$

したがって全排出ガスモル数は

$$(1 + x') = 1 + \frac{21 - x}{100 + x} = \frac{121}{100 + x} \quad (7.27)$$

これらを式(7.24)に代入すると、

$$EI(NOx) = \frac{\frac{121}{100 + x} \cdot \frac{y}{1000} M_{NOx}}{2 \cdot \frac{21 - x}{100 + x} \cdot M_f} \quad (7.28)$$

$M_{NO_2} = 46$, $M_f = 2$ を代入すると、

$$EI(NOx) = 1.392 \frac{y}{21 - x} \quad (7.29)$$

当量比 ϕ と残存酸素濃度 x との関係は次のようである。

空気 1 モルあたりの燃料モルは消費酸素 x' モルの 2 倍であるから、

$$\frac{m_f/M_f}{m_a/M_a} = \frac{\phi}{n_s} \frac{M_a}{M_f} = 2x' \quad (7.30)$$

分子量などの値を入れて

$$\phi = 4.76 \frac{21 - x}{100 + x} \quad (7.31)$$

7.8 走査による測定

ガスタービンサイクル温度の向上に伴って燃焼器出口ガス温度はより高温となりタービンの耐久性に応じた厳密な分布が要求される傾向にある。従来燃焼器出口では数本のくし形固定温度計によるガス温度分布計測が広く行われていたが、より詳細厳密な分布測定を行うには測定断面走査による計測が推奨される^{36,74~77)}。

同一温度計で走査するため各温度計固有の誤差が排除できる長所がある。一方、高圧条件での計測には可動部の構造の冷却、シーリング(Sealing)などに特殊の対策が必要である。

ガス分析の場合も同様で走査により所要箇所での燃焼状態が把握できる^{36,37)}。その際燃焼器内のガス採取に用いたプローブが図7.35³⁷⁾である。高温ガス中で用いる比較的長い採取管であるため冷却水を滞留なく循環させるよう外側冷却水通路は螺旋状とするなど工夫が必要である。

図7.40と7.41に環状部分模型(セクタ)燃焼器内部ガス採取分析を行った際用いた走査器全体と計測中の状況を示す。この装置は4つ棒リンク機構を採用し、セクタ燃焼器外部に設けた燃焼室内断面を指示棒がなぞり、燃焼器内部のガス採取プローブ採取孔の3次元位置を正確に示す機構となっている。

また、図7.42に筒形燃焼器出口で温度と流速の測定を専

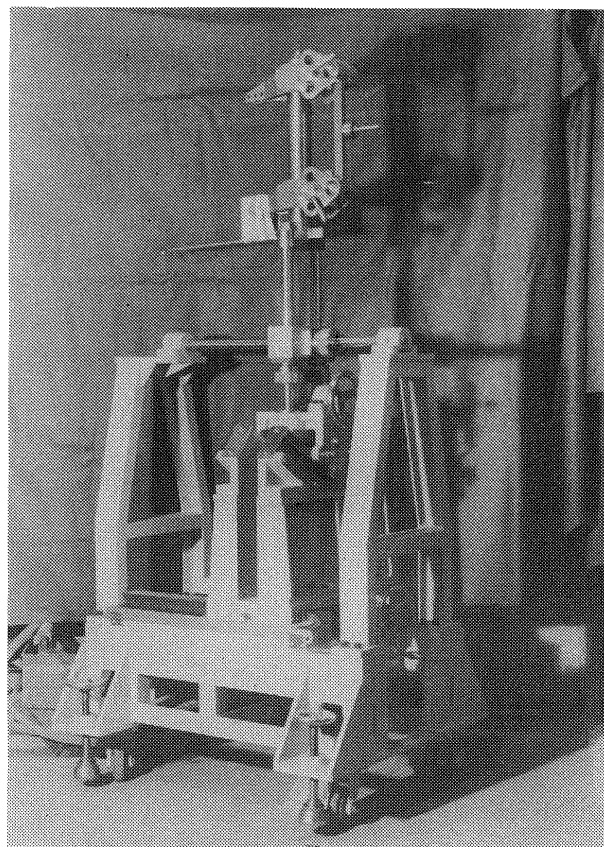


図 7.40 リンク機構による三次元走査器
(上部の指示棒ははずしてある)

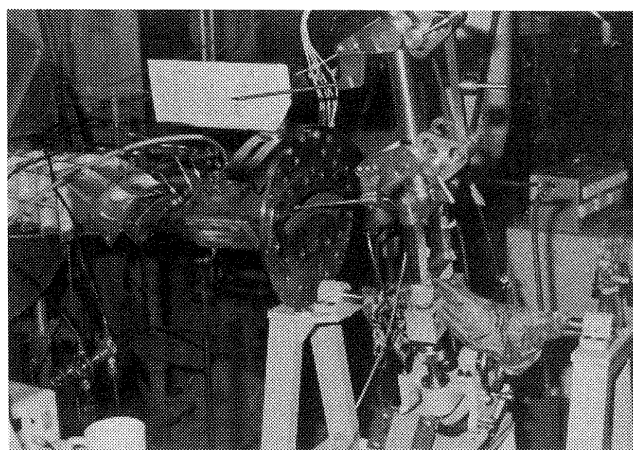


図 7.41 前図走査器による測定状況

用の走査機を設計製作して行った例⁷⁶⁾を示す。図7.43がその計測面を走査中の温度計/ピトー管組合せくし形プローブである。

走査機器準備にある程度の準備と資金が必要であるが、得られる結果はガスタービン実機の運転時の問題回避に際して十分見合った成果が期待できる。

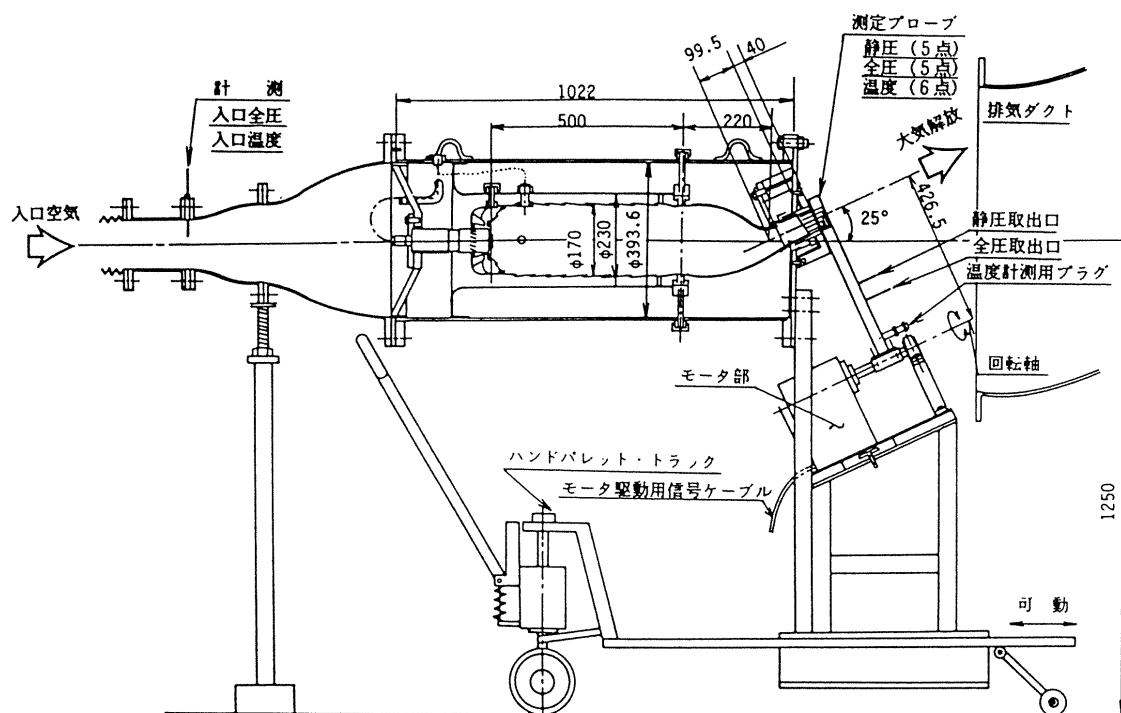


図 7.42 筒形燃焼器出口全温風速計測走査器

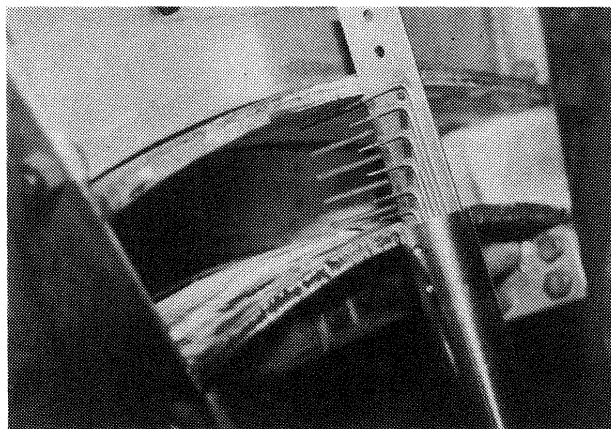


図 7.43 筒形燃焼器出口計測状況

参 考 文 献

- 1) 航空技術研究所のターボ・ジェットエンジン要素試験設備, 航技研報告 TR-24 (1962/2)
- 2) 黒沢要治, 他[第 5 章文献¹¹⁶⁾]
- 3) 田丸卓, 他[第 5 章文献¹¹⁷⁾]
- 4) 鈴木(邦), 他 5 名; セクタ型高压燃焼器試験装置, 航技研報告 TR-517 (1977/11) 1-31
- 5) 鈴木(邦), 他 3 名; 環状(アニュラ形)燃焼器高压試験装置, 航技研報告 TR-540 (1978/8)
- 6) 田丸, 他 4 名; ガスタービン燃焼器研究用高压燃焼試験装置, 航技研報告 TR-801 (1984)
- 7) 石原・吉屋; 伊藤; 田中; 大島: 絞り流量計の問題点, 機械の研究, 23 巻 1 号 (1971) 229-260
- 8) 田丸, 他 5 名 [第 2 章文献¹⁰⁾]
- 9) 田丸, 他 8 名; FJR 710/600 エンジン燃焼器設計のための環状及び箱形燃焼器による要素試験, 航技研報告 TM-385 (1979/6)
- 10) Rosensweig, R. E., Hottel, H. C. & Williams, G. C.; Smoke-Scattered Light Measurement of Turbulent Concentration Fluctuations, Chem. Engng. Sci. 15 (1961) 111-120
- 11) Cox 社カタログ; High Accuracy Turbine Flowmeters for Gas, Liquid and Cryogenic Flow, Bulletin CA-6200, Cox Instrument, Detroit, Michigan (野崎産業)
- 12) 東陽通商カタログ; Hastings 社の気体用流量測定・制御機器 (1980)
- 13) 大塚, 福田, 相波; 高負荷燃焼器の箱形模型による実験(II)-燃焼器内部のフローパターン, 航技研報告 TR-126 (1967/2) 1-21
- 14) Mori, K. 他 5 名; Development of the Can-Type Gas Turbine Combustors, 1977 Tokyo Joint Gas Turbine Congress (1977) 120-128
- 15) 鈴木(邦), 他 3 名; 高压形セクタ燃焼器模型の実験(I), 航技研資料 TM-260 (1974/8)
- 16) 鈴木(邦), 石井; FJR エンジン用高压形セクタ燃焼器模型の実験(II), 航技研資料 TM-265 (1974/10)
- 17) 田丸, 他 4 名 [第 2 章文献⁷⁾]
- 18) 鈴木(邦), 他 3 名; 航空用ガスタービン燃焼器にお

- る排気制御の研究(V)箱形燃焼器の内部ガス測定の結果, 航技研資料 TM-306 (1976/8)
- 19) 田丸, 他 5 名 [第 2 章文献¹²⁾]
- 20) 田丸, 他 4 名 [第 2 章文献¹⁴⁾]
- 21) 田丸, 他 8 名 [第 3 章文献⁵⁾]
- 22) Winter, E.F. & Deterding, J.H.; Apparatus and Techniques for the Application of a Water Flow System to the Study of Aerodynamic Systems, British J. Applied Physics, Vol.7 (1956/7) 247-260
- 23) Clarke, A.E., Gerrard, A.J. & Holliday, L.A.; Some Experiences in Gas Turbine Combustion Chamber Practice Using Water Flow Visualization Techniques, Ninth Symposium (International) on Combustion, Academic Press., London (1963) 878-892
- 24) Giffen, E. & Muraszew, A.; The Atomization of Liquid Fuels, Chapman & Hall Ltd. (1953)
- 25) Bachalo, W.D.; Method for Measuring the Size and Velocity of Spheres by Dual Beam Light-Scatter Interferometry, Appl. Opt. Vol. 19, No.3, 1980
- 26) Farmer, W.M.; Measurement of Particle Size, Number Density and Velocity Using a Laser Interferometer, Appl. Opt., Vol.11 (1972) 2603
- 27) Yule, A.J., Chigier, N.A., Atakan, S. & Ungut, A.; Particle Size and Velocity Measurement by Laser Anemometry, AIAA 15th Aerospace Sciences Meeting, Los Angeles, Paper No. 77-214, 1977
- 28) Simmons, H.C. & Lapera, D.J.; A High-Speed Spray Analyzer for Gas Turbine Fuel Nozzles, Session 26, ASME Gas Turbine Conference, Cleveland (1969)
- 29) Dodge, L.G.; Representation of Average Drop Sizes in Sprays, AIAA-87-2133 (1987/6) 1-6
- 30) 日本機械学会技術資料: 流体計測法 (1985)
- 31) 賀羽, 飯塚; 水晶振動型圧力センサを用いた精密圧力計測, 計測技術 (1987/7) 1-14
- 32) 日本機械学会編: 熱計測技術, 計測法シリーズ 8 (1986)
- 33) 自動車用セラミックガスタービン技術開発報告書, (財)石油産業活性化センター (1992/3) p. 34
- 34) 航技研原動機部・熱流体力学部; 高効率ガスタービンの研究開発, 航技研報告 TR-1023 (1989/5) 22-25
- 35) 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領域のガス組成と燃焼状態, 航技研資料 TM-166 (1969/11) p. 1-37
- 36) 田丸, 他 5 名; 新形式ガスタービン燃焼器の研究 (第 6 報 AS 形燃焼器の排出特性), 航技研資料 TM-459 (1982/2)
- 37) Baker, H.D. et al.; Temperature Measurements in Engineering, Vol.1-2, Wiley (1953, 61ed.)
- 38) Dils, R.R. & Follansbee, P.S.; Use of Thermocouples for Gas Temperature Measurements in Gas Turbine Combustors, Proc. 10th Materials Research Symp. on Characterization of High Temp. Vapors and Gases, NBS SP 561 (1978/10) 1027-1070
- 39) Moffat, F.R.; Gas Temperature Measurement, Temperature, its Measurement and Control in Science and Industry, Vol. III, Part 2, Reinhold, N.Y. (1962), 553-571
- 40) 田丸, 下平, 久山; ガスタービン燃焼器試験用ガス温度測定プローブの熱伝導とふく射誤差評価, 日本ガスタービン学会誌, 15-57 (1987/6) 81-89
- 41) 八田, 浅沼, 松本; ガス温度, 内燃機関計測ハンドブック, 朝倉書店, (1979) 105-116
- 42) King, W.J.; Measurement of High Temperature in High Velocity Gas Streams, Trans ASME, 65, 421 (1943)
- 43) 西村望; 最近のシース熱電対とその応用, 「計測技術」第 7 巻 8 号, 日本工業出版, (1979/9) 50-58
- 44) Bradley, D., Cau, A.K.C. & Missaghi, M.; Response of Compensated Thermocouples to Fluctuating Temperatures; Computer Simulation, Experimental Results and Mathematical Modelling, Combust. Sci. and Tech. Vol.64 (1989) 119-134
- 45) Ballantyne, A. & Moss, J.B.; Fine Wire Thermocouple Measurements of Fluctuating Temperature, Comb. Sci. & Tech., Vol.17 (1977) 63-72
- 46) Dahl, A.I. & Fiock, E.F.; Thermocouple Pyrometers for Gas Turbines, Trans ASME, 71, 153 (1949)
- 47) 宮内, 更田; 白金触媒上でのメタンの表面反応, 機論 (B), 57 巻, 476 号 (昭 61-4) 1892-1897
- 48) Fristrom, R.M. & Westenberg, A.A.; Flame Structure, McGraw-Hill (1965) 171 & 172
- 49) Hottel, H.C. & Kalitinsky, A.; Temperature Measurements in High velocity Air Streams, Trans. ASME 67, A-25 (1945)
- 50) Glawe, G.E., Simmons, F.S. and Stickney, T.M.; Radiation and Recovery Corrections and Time Constants of Several Chromel-Alumel Thermocouple Probes in High-Temperature, High-Velocity Gas Streams NACA TN 3766 (1956/10) 1-25
- 51) 田丸, 山田; 燃料噴射方向の異なるガスタービン筒型燃焼器の内部ガス温度及び濃度分布の検討, 航技研報告 TR-906 (1986/5)
- 52) Glawe, G.E., Johnson, R.C. & Krause, L.N.; Inter-comparison of Several Pyrometers in a High-Tem-

- perature Gas Stream, Temperature, Vol. 3, Part 2, Reinhold, N. Y. (1962) 601-605
- 53) 田丸, 他 6 名; 高圧形環状燃焼器模型 CC50H の試験結果, 航技研資料 TM-365 (1978/9) p.28-29
- 54) Baker, H.D. et al.; Temperature Measurements in Engineering, Vol.1-2, Wiley (1953, 61ed.)
- 55) 田丸卓, 黒沢要治; ガスタービン燃焼器ライナ壁温測定のための熱電対取付法およびふく射測法の評価, 航技研報告 TR-784 (1983/11)
- 56) 田丸, 黒沢; ガスタービン燃焼器ライナ壁温測定のための熱電対取付け方および輻射計測法の評価, 機論50 巻 451 号 B (1984/3) 868-873
- 57) 西村英明; 熱電対温度計の埋め込みの温度場への影響, 航技研報告 TR-414 (1975/7) 1-29
- 58) Caldwell, F.R.; Thermocouple Materials, Temperature, Its Measurement and Control in Science and Industry, Vol. III, Part 2, Reinhold, N.Y., 1962, pp. 81-134
- 59) 高橋, 香月, 水谷; 黒体空洞感温部をもつ光ファイバ温度計による火炎温度の測定, 機械学会論文集(B編) 58-495 (1987/11) 3417-3422
- 60) 鄭, 鳥居; 黒体光ファイバ温度計の応答に関する研究 (第 1 報ステップ応答), 機械学会論文集(B編) 58-548 (1992/4) 1182-1191
- 61) Eckbreth, A.C., Bonczyk, P.A. & Verdieck, J.F.; Combustion Diagnostics by Laser Raman and Fluorescence Techniques, Progress in Energy and Combustion Science, Vol.5 (1979) 253-322
- 62) Dyer, T.M.; Rayleigh Scattering Measurements of Time-Resolved Concentration in a Turbulent Propane Jet, AIAA Journal, Vol.17 (1979/8) 912-914
- 63) Eckbreth, A.C.; Recent Advances in Laser Diagnostics for Temperature and Species Concentration in Combustion, Proceedings of Eighteenth Symp. (Intern'l) on Combustion, The Combust. Institute, Pittsburgh, (1981) 1471-1488
- 64) Drake, M.C., Lap, M., Penney, C.M., Warshaw, S. & Gerhold, B.W.; Measurement of Temperature and Concentration Fluctuations in Turbulent Diffusion Flames Using Pulsed Raman Spectroscopy, Proceeding of Eighteenth Symp. (International) on Combustion, The Combustion Institute, Pittsburgh, PA, (1981) 1521-1531
- 65) Dibble, R.W., Kollman, W. & Schefer, R.W.; Conserved Scalar Fluxes Measured in a Turbulent Nonpremixed Flame by Combined Laser Doppler Velocimetry and Laser Raman Scattering, Combustion and Flame, Vol.55 (1984) 307-321
- 66) Bechtel, J.H., Dasch, C.J. & Teets, R.E.; Combustion Research with Lasers, Laser Applications Vol.5, edited by J.F. Ready and R.K. Erf, Academic, New York (1984) 129-212
- 67) Schefer, R.W. and Diddle, R.W.; Simultaneous Measurement of Velocity and Density in a Turbulent Nonpremixed Flame, AIAA J. Vol.23, No. 7 (1985/7) 1070-1078
- 68) Eckbreth, A.C.; Application of Spatially Precise Laser Diagnostics to Fundamental and Applied Combustion Research, J. Propulsion, Vol. 3, No. 3 (1986) 210-218
- 69) Eckbreth, A.C., Dobbs, G.M., Stufflebeam, J.H. & Tellex, P.A.; CARS Temperature and Species Measurements in Augmented Jet Engine Exhausts, Applied Optics, Vol.23 (1984) 1328-1339
- 70) Jarrett, O.Jr., Antcliff, R.R. & Rogers, R.C.; CARS System for Simultaneous Measurement of Temperature, Nitrogen and Oxygen Densities in a Turbulent Flame, Proceedings of the 22nd JANNAF Combustion Meeting, Vol.1, Pasadena, CA (1985/10)
- 71) Dibble, R.W.M. Masri, A.R. & Bilger, R.W.; The Spontaneous Raman Scattering Technique Applied to Nonpremixed Flames of Methane, Comb. & Flame 67 (1987) 189-206
- 72) Gross, K.P. & McKenzie, R.L.; Optical Measurements of Fluctuating Temperatures in a Supersonic Turbulent Flow Using One-and Two-Photon, Laser-Induced Fluorescence, AIAA-84-1536
- 73) Shaffenocker, W.M. & Stanborth, C.M.; Smoke Measurement Techniques, SAE Paper 680346 (1968)
- 74) Rusnak, J.P., Shadowen, J.H. & Wear, J.D.; Final Report for Development of an Advanced Annular Combustor, NASA CR-72453, PWA FR-2032 (1969/5)
- 75) 鈴木和雄, 他 3 名; セクタ燃焼器による実験研究, 一出口温度分布一, 航技研資料 TM-402 (1980/1)
- 76) 田丸, 下平; ガスタービン筒形燃焼器出口断面での風速および温度分布の測定, 航技研資料 TM-609 (1989/8)
- 77) 田丸, 下平; ふく射と熱伝導の影響を受けるガスタービン燃焼器試験用ガス温度測定プローブの評価, 航技研報告 TR-938 (1987/7) 1-22

第8章 ま と め

この資料は1971年から1982年頃にかけておこなわれた通産省工業技術院による大型工業技術プロジェクトによるターボファンジェットエンジン FJR710/600S の開発および1980年代初期の同省の省エネルギープロジェクト高効率ガスタービン AGTJ-100A などの燃焼器研究を通じが得られた経験的技術を中心として、関連して用いた資料などについて紹介したものである。用いた資料の極一部についてしか紹介しきれなかったのが残念であるが、今後の機会にこれを充実していきたい。

本資料にほとんど記述しなかった事項に、乱流燃焼速度とその理論、計算機による数値流体力学 (CFD) の応用およびレーザー応用機器による計測がある。それらについては上記プロジェクト遂行時には実用段階になかった。これらの技術は日々発展の段階にあり、今後の研究開発には不可欠と思われる。改めて別の機会に記したい。

ここに記した研究は、大部分が松木正勝元原動機部長、鳥崎忠雄および西尾健二元航空機公害研究グループ総合研究官、大塚貞吉元科学研究官などの指導の下に行われた。またこの中にはかつて燃焼研究室員として堀内正司、斎藤

隆、乙幡安雄、本間幸吉、石井浅五郎、松本 宏、江口邦久（現、宇宙研究グループ）の諸氏に研究協力いただいた部分が多い。ここに記して謝意を表する。

惜しくも研究半ばにして故人となられた鈴木邦男元燃焼研究室長と相波哲朗航空機公害研究グループリーダーの優れた研究成果も含まれている。合せて謝意と追悼の意を表する。

なお、主として FJR710 エンジン燃焼器開発研究に関連して企業から協力されたのは川崎重工業から谷村篤秀、宮川卓也、佐々木宣卿、佐々木康之（故人）、遠崎良樹、酒井規行、北原一起、久山利之、中越元行、高本浩一、藤田武志、杉田正男、国師正一、また同じ目的で石川島播磨重工業の田頭 健、中野静嘉、畠山忠利、その他の方々である。ここに謝意を表する。

企業からの研修生として研究を手伝っていただいた阿知波清次氏、秋元龍夫（東レ）氏にも感謝したい。

更に現在にいたる研究では現役の林 茂、鈴木和雄、山田秀志、下平一雄、黒沢要治、山本 武が研究に参加しており本資料の各所にその成果が含まれている。

本資料が今後のジェットエンジンおよびガスタービン研究に役立てば幸いである。

航空宇宙技術研究所資料 676 号

平成 7 年 1 月発行

発行所 航空宇宙技術研究所
東京都調布市深大寺東町 7 丁目 44 番地 1
電話三鷹 (0422) 47-5911 (大代表) 〒182
印刷所 株式会社 東京プレス
東京都板橋区桜川 2 - 27 - 12
