

Title	連続流形燃焼器の高性能化開発のための工学的研究
Author(s)	江口, 邦久
Citation	大阪大学, 2003, 博士論文
Version Type	VoR
URL	https://hdl.handle.net/11094/1629
rights	
Note	

Osaka University Knowledge Archive : OUKA

<https://ir.library.osaka-u.ac.jp/>

Osaka University

連続流形燃焼器の高性能化開発のための工学的研究

**Engineering Study on Higher Performance of
Continuous Flow Type Combustors**

2002年

江口 邦久

要 旨

スターリングエンジンや航空機用ガスタービンエンジンに使用される連続流形燃焼器の高性能のためには、安定した高負荷燃焼、高燃焼効率、COや未燃炭化水素の排出低減と共に、大気汚染物質であるNO_xおよびスモーク(排煙)の排出低減が要請される。

本研究では、空気の旋回による高温ガスの再循環流れによって火炎を安定化し、燃焼の高負荷化と、燃焼効率向上を目指す方針をとり、同時にNO_xやスモークの排出を低減する方策を図った。この高温ガスの再循環流れと燃焼過程の相互関連が燃焼器の性能を支配するとの考えから、再循環領域を含む流動、燃焼、大気汚染物質の生成、排出特性などとの関連を把握することを基礎とし、燃焼器の高性能化と低公害化のための設計指針を得ようとした。さらに、スターリングエンジンや、航空機用ガスタービンの実機への搭載を想定し、旋回による再循環流を伴う燃焼器の性能向上と大気汚染物質の排出低減を目標に、実機に近い高温・高圧の条件で実験的な解析と開発を行い、流動や燃焼特性および大気汚染物質の生成排出特性を明確にし、燃焼器設計の工学的な指針を得ることを目的とした。

第1章は緒論で、本研究の背景と目的を述べた。

第2章では、スターリングエンジン燃焼器の高負荷化や低公害化を図るため、半径方向からの空気流入を行う旋回羽根付のスワローを用いた拡散火炎を対象に、再循環流、燃焼特性、排気などの特性評価を行い、さらにNO_x低減のための水噴射や排ガス再循環の効果について設計指針を得るとともにその実用性を明確にした。また、軸対称二次元燃焼流れの数値計算コードを作製し、総括反応モデル等を取込んだ計算と実験との比較を行い燃焼シミュレーションの有効性を示した。

第3章では、航空機用ガスタービン燃焼器からの排煙低減を図る開発目標として、箱形模型、扇形模型の2つの部分モデル、実機エンジンと同一スケールの環状模型を用いて旋回気流による燃料霧化を実現する気流微粒化タイプの燃料霧化器の利用を提案し、一連の高温・高圧条件を含む開発実験を行った。霧化器単体の流動特性、燃焼器内部の燃焼進捗や流れを解析するとともに、燃焼器性能の最適化を図った。さらに実機に搭載し、地上静止運転による燃焼性能や排出特性の評価を行い、実エンジンへの適用性を実証した。

第4章では、第2章および第3章で得られた研究成果を総括した。

Engineering Study on Higher Performance of Continuous Flow Type Combustors

Summary

In recent years, more efficient and intense combustion with stable flames, and reduction of atmospheric pollutant emissions are both required for improvement in performance of continuous-flow-type combustors for Stirling-cycle and aircraft gas turbine engines. The pollutants include smoke, carbon monoxide (CO), unburned hydrocarbon, and nitric oxides (NO_x).

To meet such requirements, it is essential to reduce pollutant emissions from those two prototype engine combustors with air swirlers, and additionally to maintain compact and stable flames in a recirculation flow of high temperature combustion product. Objective of our present study is to define a design methodology for higher performance of such combustors, in parallel with better understanding of burning progress and chemical formation behavior inside the combustion chambers. In our R&D works, experiments and analysis of the model combustors were made to establish a design technology basis, successfully applied to the actual combustors, and to make clear characteristics of combustion flows with swirling flame. It would play a more important role on an engineering guideline for the prototype combustor design.

Addressed in the first chapter are several relevant R&D works in the past years, our R&D approach, and description of the present text contents.

In the second chapter, described in details are to evaluate characteristics of propane-fueled diffusion flames, being formed by using a multi-holes fuel nozzle and a radial-inflow air swirler. This is focused on design of a higher intensity and lower emission combustor of 30 kW power output Stirling-cycle engine. Effects of water injection and exhaust-gas recirculation on reduction of NO_x emission are discussed. A numerical computation code is also developed for calculation of axis-symmetric flow with simplified models of chemical reaction and flame radiation, and is validated through comparison with experiments.

In the third chapter, a series of experimental works are introduced on two rig-test combustor models of box-shape and sector-shape, and a full-scale combustor model of annular configuration. These models are all equipped with a newly designed air-blast fuel atomizer for smoke reduction of aircraft gas turbine combustor. For optimization of the combustor performance, there are several development phases with each test model, including flow visualization of the fuel atomizer and burning characteristics of the box-shaped model. In the final phase for performance and emission evaluations, our design combustor of air-blast type are demonstrated on a test bench of the FJR710/20 turbofan engine at sea level.

In the fourth chapter, summarized are all achievements available from both of the second and third chapters.

目 次

	頁
第1章 緒 論	
1.1 まえがき	1
1.2 従来の研究	3
1.2.1 スターリングエンジン燃焼器の研究	3
1.2.2 航空機用ガスタービン燃焼器の研究	13
1.3 本研究の目的と特徴	20
1.4 本論文の構成	24
参考文献	25
第2章 スターリングエンジン用スワールバーナの流動と燃焼特性の解析	
2.1 まえがき	28
2.2 実験装置および方法	30
2.2.1 常温空気燃焼実験装置および方法	30
2.2.2 高温燃焼実験装置および方法	32
2.3 実験結果および考察	
2.3.1 基本的なバーナ特性	37
2.3.2 非燃焼時の流れ特性	43
2.3.3 高温燃焼時の流れと火炎特性	46
2.3.4 排ガス特性と窒素酸化物(NO_x)の低減	48
2.4 燃焼流れの計算と実験の比較	54
2.5 本章のまとめ	63
参考文献	65
第3章 航空機用ガスタービン用燃焼器の実験解析と排煙低減	
3.1 まえがき	68
3.2 燃料霧化器の設計概念と流動特性	69
3.2.1 燃料霧化器の設計概念	69
3.2.2 水噴射による流動特性	70
3.3 箱形および扇形燃焼器模型の燃焼特性	75
3.3.1 燃焼実験装置	76
3.3.2 実験結果および考察	80

	頁
3.4 環状燃焼器模型の高圧燃焼特性	90
3.4.1 燃焼実験装置	90
3.4.2 実験結果および考察	93
3.5 実機用環状燃焼器の高圧燃焼実験とエンジン地上運転試験	100
3.5.1 実験装置	101
3.5.2 実験結果および考察	103
3.6 本章のまとめ	111
参考文献	113
第4章 結論	116
謝辞	121
付録 1. スターリングエンジン燃焼器のバーナ効率	122
付録 2. スターリングエンジン燃焼器のスワール数	126
付録 3. 燃焼器の性能計算	129
付録 4. スターリング燃焼器のNO _x 排出レベルに対する湿度補正	131
付録 5. 航空機用ガスタービン燃焼器の排気評価	133

第1章 緒論

1.1 まえがき

本論文は、連続流形燃焼器を有するエンジン(原動機)として、スターリングエンジンおよび航空機用ガスタービンへの搭載を想定し、それらの燃焼器の高性能化に関する研究についてまとめたものである。

近年の省エネルギー、地球環境のクリーン化の要請が高まる中で、実用エンジン燃焼器の技術開発の手法は高度化し、新たな設計アプローチが求められる。

スターリングエンジンは、燃料の多様化と高効率の面で他の動力機関に比して優位な立場にたてる外燃機関として化石燃料、太陽熱など多種の熱源を生かし、幅広い用途を目指したエンジンの研究開発が行われて来た。代表される大型プロジェクトとして我が国のムーンライト(ML)計画や米国の自動車用スターリングエンジン開発計画が挙げられる。特に、スターリングエンジン燃焼器においては、高負荷化に合わせて高いバーナ効率、低NO_x化、長寿命化を図る上で必要な設計要件を明確にする必要がある。

スターリング燃焼器は、エンジン加熱システムの主要要素であり、その燃焼プロセスは、送風機からの空気は、排ガスとの熱交換により約 700℃以上に予熱される。この高温空気と供給される燃料の反応により発生する熱の大部分はヒータチューブ内の高圧の作動ガス(He 又は H₂)に伝達される。その際、燃焼量は出力に応じてヒータ壁温が一定となるように増減する。このように、スターリング燃焼器は、ガスタービンやボイラーと類似して、連続燃焼システムであり、低い流速の場で高い熱発生率(燃焼室単位容積当りの最大発生熱量 $\geq 12 \text{ MW/m}^3$)と高いバーナ効率(=ヒータの吸熱量と熱回収量の和/熱入力 $\geq 85\%$)を達成するために、高い空気予熱温度において理論当量比に近い燃焼を実現しなければならない。一方、高温燃焼に伴うNO_x排出の増大も一つの大きな問題となる。

このような燃焼器の動作を伴う高温バーナを設計する上で要求される性能は以下のような要件が必要となる。

- 燃焼器の小型軽量化につながる高負荷燃焼と、火炎の安定化と短縮化
- バーナ効率の向上のため、ヒータチューブ周りの温度分布の均一化
- 空気や燃料の供給動力軽減のため量論比に近い燃焼と圧力損失の低減
- 大気汚染物質(主にNO_x、CO)の低排出化と低騒音化

などの対策をとる必要がある。

スターリング燃焼器では、小さな燃焼室容積で高温空気による熱発生を高く、量論比に近い燃焼が要求されるため、従来の燃焼器に比較して火炎温度の上昇に伴うサーマルNOの生成量が増大するのは避けられない。そのため、NO_x排出を低減するには、火炎温度を下げ、燃焼室内の高温ガス滞留時間を短くする手段がとられる。その代表的な例として、排ガスの一部を燃焼空気に混入する再循環方式(EGR)、高温燃焼ガスの一部を直接燃焼器内で再循環させる方式(CGR)、NO_xの主反応域に水を注入する水噴射方式(WI)等が採用される。

また、燃焼場と非接触で空間分解を上げて燃焼器内部の燃焼メカニズムを解明する有効なレーザ計測(LDV、CARS等)や、内部の燃焼流れを精度よく予測する数値解析の手法は両者とも近年著しい進歩を遂げており、それらを導入して得られる乱流火炎の特性データを活用して燃焼器開発のための合理的設計に反映できる。

一方、航空機用ガスタービンエンジンは、その熱効率を向上させるために燃焼器の高圧化や高温化が要求されている。このような燃焼器の動作では入口空気の圧力が上昇し、入口と出口との温度差が増大し、排ガス中の大気汚染物質(スモーク、NO_x等)の増加、並びに燃焼器の耐久性等の点に問題が生じる。従って、エンジンの1つの基本要素となる燃焼器に関して、燃焼や冷却の方法に改善が求められる。

液体燃料を用いた実機タイプの燃焼器では、燃料の噴霧、蒸発、燃料と空気との混合、着火、反応、冷却、希釈等の連続した種々の過程が複雑に重なり合った現象であり、その解明にはかなりの難しさがある。そこで航空ガスタービン燃焼器に要求される性能は、アイドル(無負荷)から全負荷にわたる広い作動範囲において以下の要件が必要となる。

- 容易な着火性、(最小着火遅れ保持)、安定燃焼、カーボン堆積防止
- 高負荷燃焼により燃焼器の小型・軽量化
- 全圧損失を最小にしてエンジンのサイクル性能向上
- 燃料の完全燃焼の達成し、エンジン燃料消費率や熱効率の向上
- 燃焼器出口に要求される温度分布の達成(タービンの長寿命化と性能向上)
- 大気汚染物質(スモーク、窒素酸化物、一酸化炭素、未燃炭化水素)の低減
- 燃焼器自体の耐久性(長寿命化)

特に高圧力比のエンジン燃焼器では、排煙低減の要求が強く、そのためには、従来の圧力噴霧方式より気流微粒化方式の燃料供給方法が燃料と空気の均一な混合気を形成する点で有利といわれる。

従来の圧力噴霧による燃料供給では、燃焼器の高圧化に伴って燃料微粒化の能力が低下するため、煙および大気汚染物質の排出量の増大をきたす恐れがあり、また、その抑制法にはかなり困難な問題がある。このため、ガスタービン燃焼器のエミッション低減化を目標に、圧力噴霧形にとって代わる新しい燃料供給方法として燃焼空気の一部を燃料の霧化に利用する方式等が採用される。その1つの有効な手段として、スワロー(空気旋回器)を利用して気流微粒化を促進する燃料霧化器があり、同時に霧化器の特長は、円筒の両端にスワローを設けた霧化室内に燃料を噴射し、旋回流による燃料の微粒化だけでなく、空気との部分的な予混合化を行うことにある。

本論文では、定置動力用スターリングエンジンや航空用ガスタービンエンジンの燃焼器設計に求められる要件の中でも、上述したようなとりわけ重要性の高い高負荷化、排ガスエミッション低減のための性能向上を図っていくことを目的にする。そのため、その実現のための影響因子を明らかにし、かつ実用エンジン燃焼器の開発に有用な設計手法を構築するための研究並びに技術開発に取り組むものである。

以下に、スターリングエンジン、航空機用ガスタービンエンジンの燃焼器の技術課題を捉えるために、今日まで内外で取り組まれてきたいくつかの研究開発の事例を紹介する。

1.2 従来の研究

1.2.1 スターリングエンジン燃焼器の研究

1950年代より内外において移動並びに定置型の動力源としてスターリングエンジンの研究開発が行われ、その燃焼器の設計・開発においては多種燃料の適用、エミッション低減等への努力が見られた。以下に過去に行われたスターリングエンジン燃焼器の開発研究について述べる。

(1) GPU (Ground Power Unit) 系スターリング燃焼器

1958年にGM社は、I-98 エンジン(フィリップス社特許)を10馬力の発電機動力(GPU)としてエンジンの本格的な実用開発に着手した。開発当初では、ディーゼル燃料を用いた蒸発型バーナおよび空気噴霧バーナによる運転を行ったが、バーナの焼損等を伴ったため、1961年から空気配分を利用したガスタービンタイプのバーナ開発に変更した。この際、ヒータ壁温度の均一化を図る一つの試みに電気モータ駆動の回転式燃料ノズルの試験も行った。また、燃料制御系の改善によって広い環境温度においてエンジン始動時に発生する白煙を防止することができた^(1, 2)。

1964年には、図 1.2.1 に示すGPUエンジン発電機の燃料としてディーゼル燃料を選び、GPUシリーズの500時間耐久試験を行った。その試験の終り頃には、エンジンの暖気運転が長くなり、燃料ノズルの性能低下、バーナまわりの空気流れの不均一化が現れ、終了後の分解点検では、バーナ・ドームの変形と酸化、プリヒータ内部にススの付着が観察された。その他、燃料供給系の詰りや汚れ、点火栓などに改良の必要性を見出した。特に燃料ノズルやバーナ・ドーム部の耐久性をさらに向上させる必要を生じた。

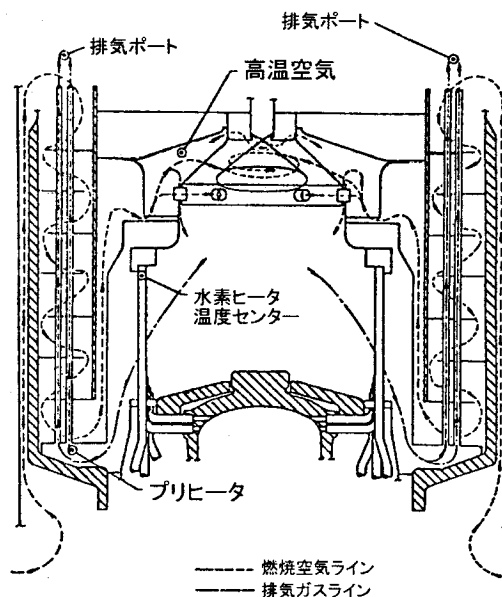


図1.2.1 GPU-3 スターリング燃焼器の構成

1967年には、バーナ部品の耐久時間が900時間を越える状況になるとともに、標準バーナの高さも半分にすることができた。1969年に行われたGPU発電機を搭載したStir-Lecハイブリッド自動車エンジンのテストでは、スイッチを入れてから最大出力までの時間は45秒になった。また、エンジンの耐久は、トラブルなしで2,475時間までに達した。

フィリップス社においても、ディーゼル燃料を用いたGPU-3燃焼器からの排気エミッションの研究が平行して行われた。バーナは空気噴霧式燃料ノズル(2%空気必要)と点火栓が一体構造のもの、接線スリットによる空気旋回方式、フィルム冷却方式、一次空気孔をドームに設けた燃焼器ライナを採用し、最大熱入力時のバーナ出口温度分布の高低差を4%以下になるよう設計された。バーナの作動パラメータである空気予熱温度や全体当量比を変えた試験によると、予熱温度を下げたり、希薄燃焼を行ってNO_x排出を低減することは、予熱器の性能低下やバーナ効率の低下、さらには未燃炭化水素、一酸化炭素の排出を増加させる結果に至った^(3, 4)。

次に、Wayne州立大学にて行われたGPU-3エンジン(ディーゼル燃料、空気噴霧ノズル使用)のエミッション研究では、化学的理論計算によるNO_x排出濃度の予測や排気ガス再循環(EGR)の効果について調査を行い、他の内燃エンジン(ガソリン、ディーゼル、ガスタービン)の排気データ(煙、HC、CO、NO_x)との比較検討を行った。GPU-3エンジンは、他の内燃機関に比べ、排煙、COおよびHCの排出レベルが低いが、NO_xに関しては、運転条件や燃料噴射方式の違いによって優劣が生じ、加えてEGRによるNO_x低減は、他のエンジンと同程度の効力を発揮せず、これは燃料消費率をダウンすることにつながった^(5, 6)。

(2) 4-215型スターリング燃焼器(フォード社)

1970年代に入って、自動車からの排気ガス問題がクローズアップされ、米国の連邦排出規制をクリアーできる手段として、自動車用原動機であるスターリングエンジンの開発が始まった。その一環として、オランダのフィリップス社は、1972年式の乗用車フォードトリノに適合する128kWエンジンの設計開発⁽⁷⁾に踏切った。このエンジン燃焼器は、駆動機構に回転斜板式、燃料にディーゼル燃料を使用した。燃焼器は、図1.2.2と図1.2.3に示すように、ガスタービンと同様、一次および二次空気孔、壁冷却を用いた多数のユニットが試作された。燃料は回転数制御される小型ギャポンプを通し、空気噴霧により燃焼室に供給される。また、NO_xの排出低減だけでなく低出力時のCOやススの排出を低減するために排ガス再循環方式(EGR)を採用した。燃焼器の単体試験の結果、空気比1.33付近でターンダウン比9.25を達成し、EGR効果によるNO_xおよび低負荷時のCO、HC、ススの排出濃度を下げることに成功した⁽⁸⁾。

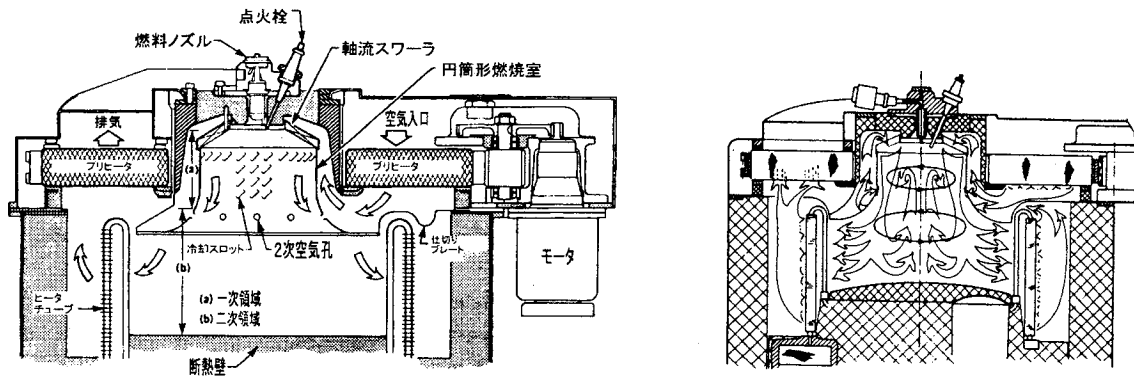


図1.2.2 フォード社 4-215 型のスターリングエンジン燃焼器の構成と内部流れ模様

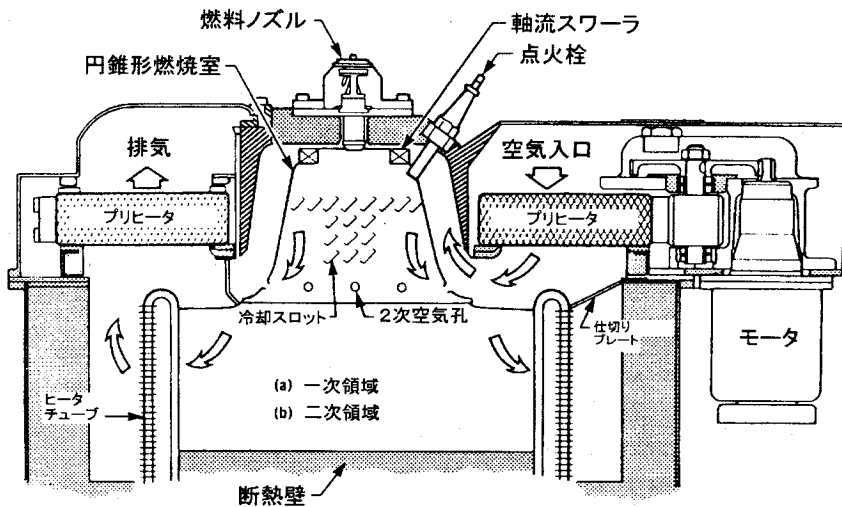


図1.2.3 フォード社 4-98 型スターリングエンジンの燃焼器構成

1975年におけるフィリップス社との技術協力により、1970年代後半にフォード・モーターズ社⁽⁶⁾は、4-215 エンジンおよびその要素試験を継続した。その目的の一つは 170 馬力の中型自動車の性能データを収集すること、他は 80~100 馬力の設計研究である。特に、燃焼器関連の課題は、圧力損失の低減、ヒータ温度分布の均一化による燃料消費率の改善に焦点を合せて、大気圧バーナの観察による要素選択、燃料ノズルの試験評価に力点をおいた。さらに燃料ノズルには、空気霧化式の3種類を選んで火炎特性(火炎長、安定性)を評価した⁽⁹⁾。

1975年には、回転蓄熱式空気予熱器とEGRシステムを取付けた燃焼器はフォード社製トリノ用エンジン(無鉛ガソリン使用)に組み込まれて台上および路上走行テストが行われた。この際、技術的に改良された点は空気比制御やEGRシステムにあるが、未解決の問題としてプリヒータの変形とそこからのガスリーク、バーナ空気の供給方法やヒータ温度分布の改善、暖気時間の短縮が残された。

(3) Mod系スターリング燃焼器(米国ASE計画)

1978年にNASAルイス研究所は、エネルギー省の資金の下で自動車用スターリングエンジン(ASE)の研究開発⁽¹⁰⁾を開始した。これは、スウェーデンのユナイテッド・スターリング社(USSw)が開発したP-40エンジン(4-95型)の技術実績^(11,12)をベースに65kW軸出力の

乗用車エンジン (Mod I および II) を開発し、現用のガソリンエンジンに競合できる燃料経済性、燃料の多様化、低排気エミッションを目標にした燃焼器の開発を行った。

初期の Mod I エンジン、図 1.2.4 に示すように、NASA の主委託メーカーであるメカニカル・テクノロジー社 (MTI) から再委託を受けたユナイテッド・スターリング社 (USSw) によって設計・製作が行われ、無鉛ガソリンを使用してバーナ効率の向上や排気エミッションの低減の研究が実施された⁽¹³⁾。NO_x 低減には、図 1.2.5 に比較して示すように、排ガス再循環 (EGR) 方式や燃焼ガスの一部を直接空気側へ循環する燃焼ガス再循環 (CGR) 方式が選ばれた。特に EGR による NO_x 低減効果は、P-40 エンジンを用いてベンチ試験では、各種の燃料 (ガソリン、ディーゼル燃料等) を用いた排気エミッションの評価が行われた⁽¹⁴⁾。空気比 1.2~2 の範囲で行った試験結果の一例を図 1.2.5 に示す。NO_x レベルへの EGR 効果は大きく、全燃料流量にわたってかなりの NO_x 低減が得られた。

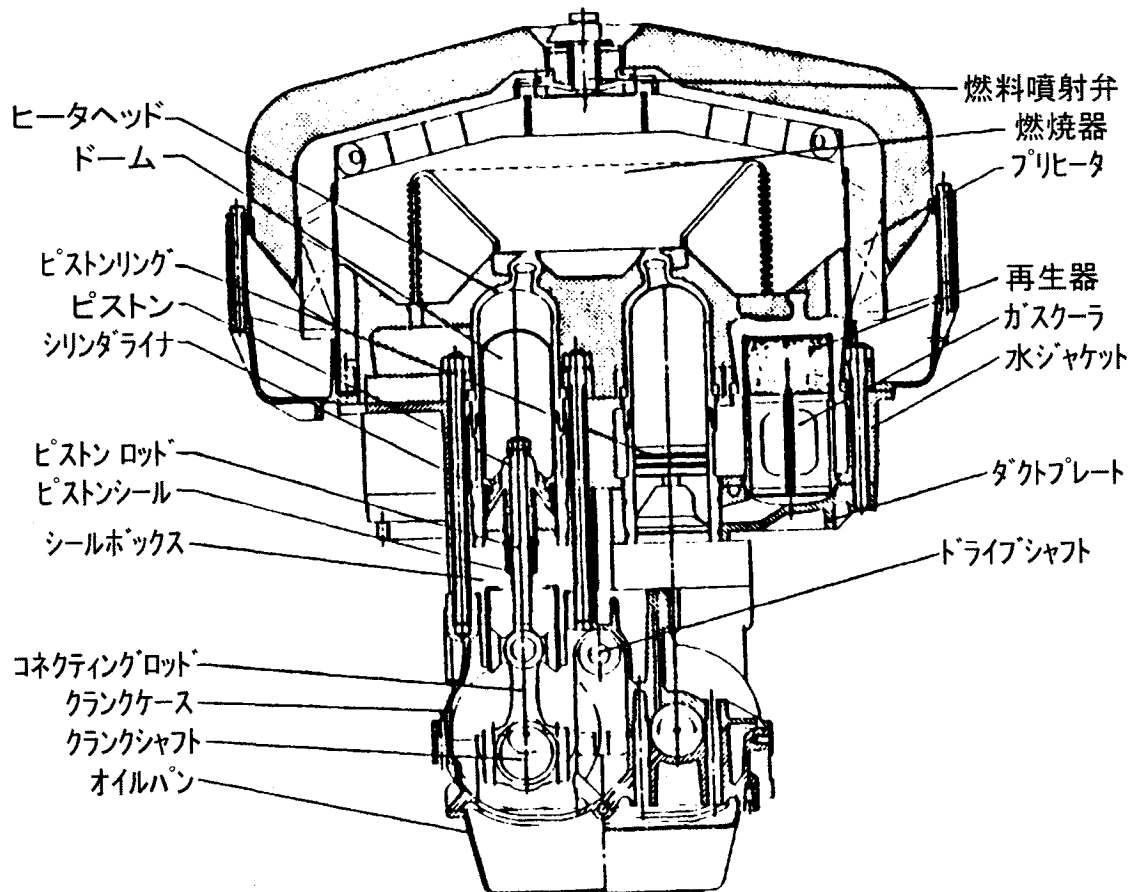


図 1.2.4 Mod I エンジン用排ガス再循環 (EGR) 燃焼器の概要 (米国 DOE)

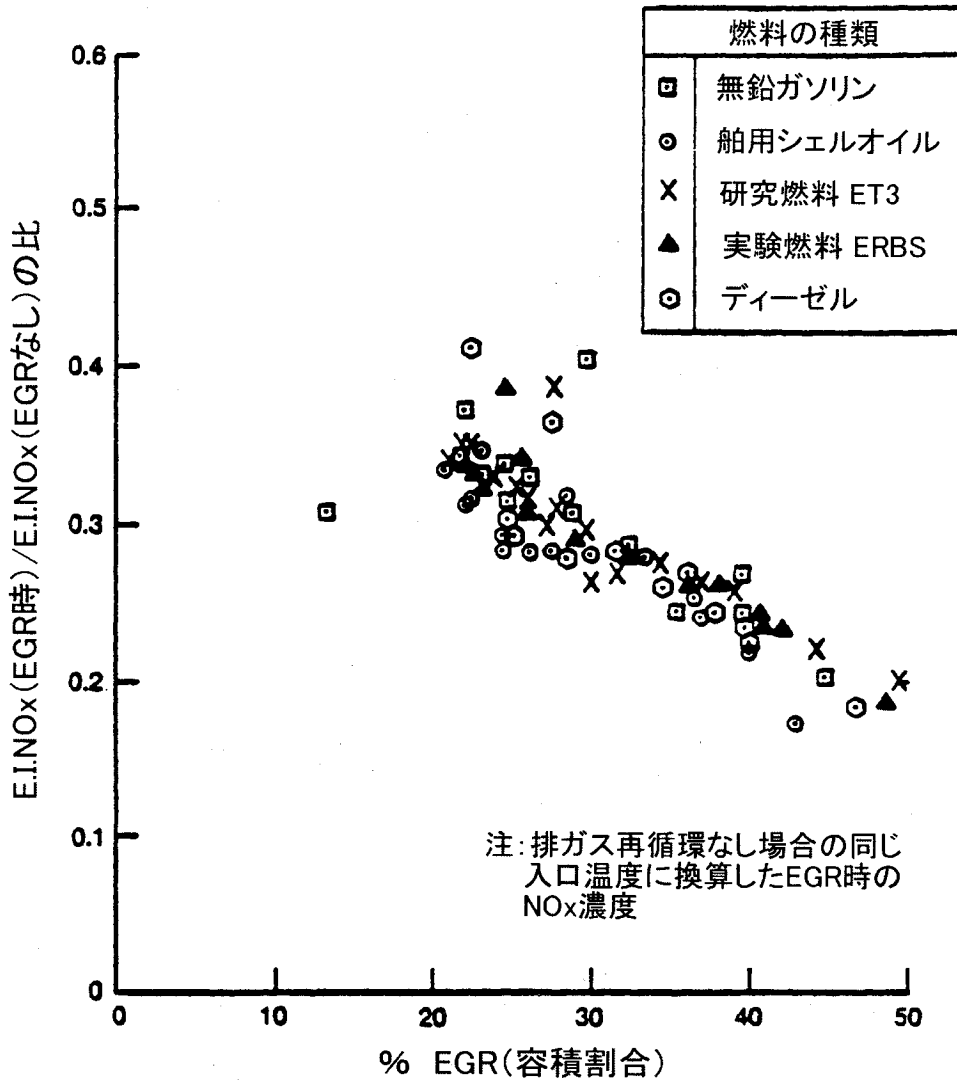
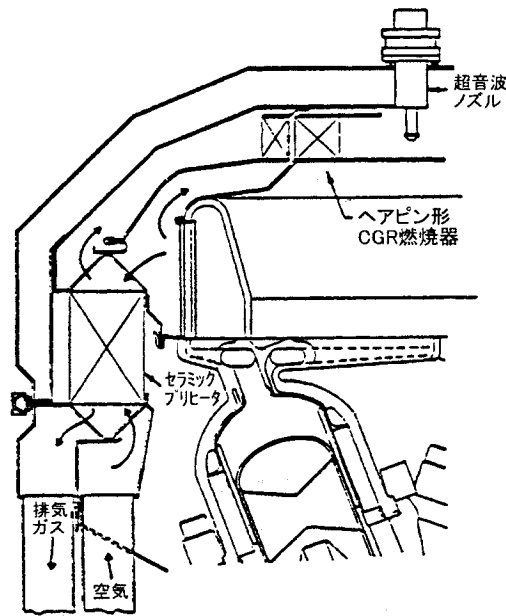
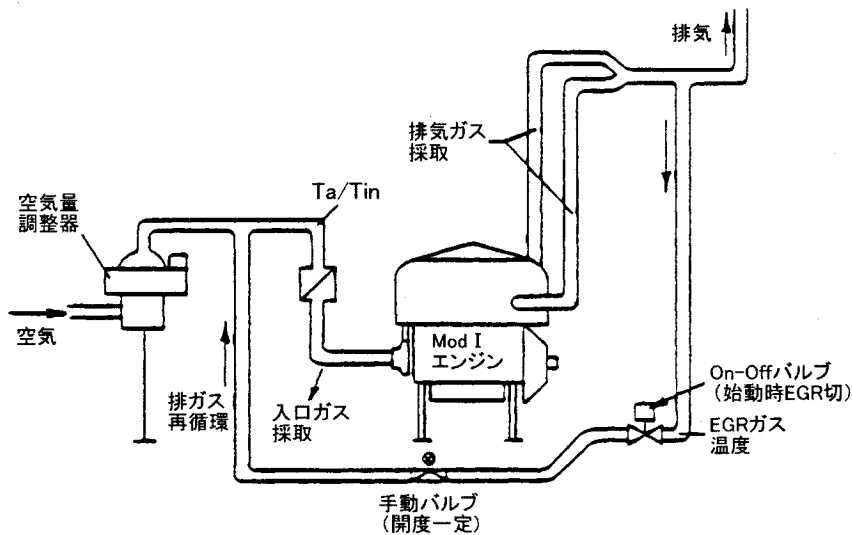


図1.2.5 Mod I 燃焼器NOx排出のEGR効果

また、Mod I エンジン燃焼器の設計では、空気ブローア動力を低減し、燃焼ガスによるプリヒータの詰りを防止するため、図 1.2.6(a)に示す CGR 方式⁽¹⁵⁾を考えたが、試験の結果、燃料/空気の混合速度が低下し、不安定な燃焼を発生し、ヒータチューブ壁の温度分布に大きな不均一さを生じた。また、過渡的な熱サイクル運転では燃焼器ライナーの変形が生じ、プリヒータ部に熱応力集中による亀裂が生じた。このため、従来のガソリンエンジンに比して燃料消費30%改善と合わせてNOx低減(≤0.4g/マイル)のために図 1.2.6(b)に示す EGR 方式⁽¹⁶⁾に再度変更し、車載走行によりCVSサイクルの排気エミッション評価を行った⁽¹⁷⁾。アイドルから最大出力までのターンダウン比(1:18)に対し、空気比は1.9~1.1に、EGR量は供給空気量の55%から13%に変えた。この結果、未燃炭化水素(HC)は目標値の1/10程度になり、一酸化炭素(CO)の規制限界時の空気比は1.2程度になった。NOxは、低出力時を除けば50%程度の低減が得られ、米国規制値と同レベルに達した。燃焼器動作に関しては、空気噴霧式ノズルによるターンダウン比1:20、カーボン堆積は生じなかった。1983年まで、4台のMod I エンジンが試作された。



(a) 燃焼ガス再循環 (CGR) 方式



(b) 排ガス再循環(EGR)方式

図1.2.6 Mod I エンジンNO_xエミッション低減アプローチ(RSED)

さらに、1983年にMod I エンジン(U形駆動)の成果を踏まえて、ヒータチューブ温度をMod I の720°Cから820°Cに、重量を約45 kg 軽減し、1つの出力軸を有するUpgraded Mod I エンジン(V形駆動)の開発が行われた。その設計では、ディーゼル燃料の使用によるプリヒータの腐食やスス堆積による詰りや汚れを防ぐために、高温セラミックの適用も考えられた。

燃料ノズルについては、圧力噴霧タイプはアイドル時の詰り、空燃比制御の複雑化、ガソリンより重い燃料の霧化限界があるためにスターリング燃焼器には適さなかった。また、P-40 やMod I エンジンに使用された空気噴霧タイプ(内部混合式)は、低負荷時の燃料炭化による詰り、ヒータ温度分布の偏り、CO増大、霧化用低温空気によるバーナ効率の低下、コンプレッサの重量増大とコスト高、等の問題を生じた。このため、燃料ノズルには水冷式の超音波ノズ

ルを選んだ⁽¹⁸⁾。その利点は、空気源を必要としない他に、噴霧の微粒化促進、広いターンダウン比、ノズルの詰りのないこと、バーナ効率(付録1参照)の低下なし、多種燃料の適用とエンジン軽量化が可能となった。

改良型 Mod I エンジン燃焼器のNO_x低減に適用される EGR と CGR の2つの方式について、一様なヒータ温度(ΔT=15~50℃)を得ることを前提に比較と見直しがされた。その比較を表 1.2.1 に示す。

表 1.2.1 EGR と CGR の比較検討(改良型 Mod I エンジン)

項目	排ガス再循環方式(EGR)	燃焼ガス循環方式(CGR)
実績と利点	●過去の実績、信頼性あり	●実績なし ●エンジン重量/構成の複雑さ克服 ●プリヒータの耐久性要
問題点	●空気ブロー動力増大 ⇒ 効率の低下	●燃焼器の耐久性 ●排気エミッション、温度分布の悪化
	●エンジン重量増、構成の複雑化	●エンジン始動時の熱衝撃 ⇒ クラック発生
	●低温燃焼ガス ⇒ プリヒータ寿命短縮	●低、高出力時の高いCO排出 ●混合不良 ⇒ ヒータ壁温の不均一化

CGR 燃焼器の開発においては、数種の方法による燃焼ガス導入方法が検討され、バーナ動作上の問題を解決できる最適な Tubular CGR 方式(図 1.2.6 の右)が選定された。このチューブガス吸込みの CGR 燃焼器を搭載した改良型 Mod I エンジンからのNO_x排出試験データから、目標値を充分達成し得ることが判った。その他、燃焼器の耐久性や断熱性を向上させるためにバーナ壁にジルコニアコーティングを適用することは、燃焼テストの結果、燃焼器の外壁温度を 40~100℃減少でき、また、内壁の酸化腐食を防止するのに有効であった⁽¹⁹⁾。

以上の結果を踏まえて、CGR 燃焼器の組込み、軽量化を図った U 形駆動の Mod II エンジン⁽²⁰⁾が設計された。図 1.2.7 に示す Mod II (V形エンジン)が試作され、排気エミッションデータ取得のための UM-1 エンジン(80 馬力/4,000rpm)を対象に、天然ガス燃料を使用して EGR 動作の燃焼器要素試験と、さらに Dodge 製トラックに搭載したエンジン試験により排気エミッションを測定した⁽²¹⁾。バーナは、半径流スワラ、その上流面に環状に配置した12個の燃料ノズルから構成され、燃料はバーナ軸と平行に噴射され、空気流と直交して混合される。燃料は、ガス圧縮機で昇圧され、EGR ガスは、燃焼器入口の空気ラインにつながり、その流量増(最大 60%)により酸素濃度を下げ、火炎温度を下げ、燃焼器内の滞留時間を短くしてNO_x生成を抑制する。また、空気比は 1~3(当量比にして 0.3~1)に変化する。

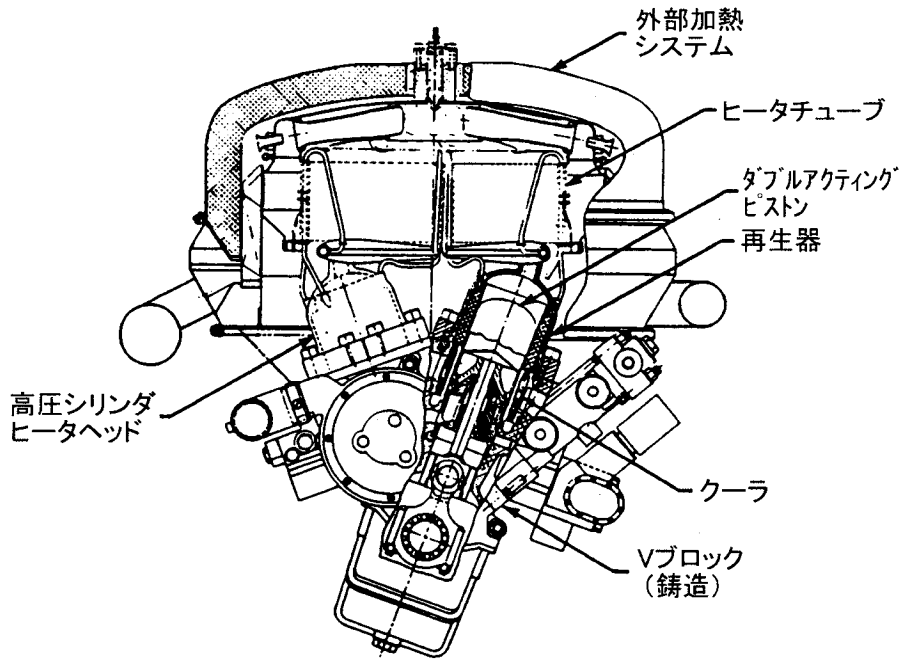


図1.2.7 Mod II スターリングエンジンの構成

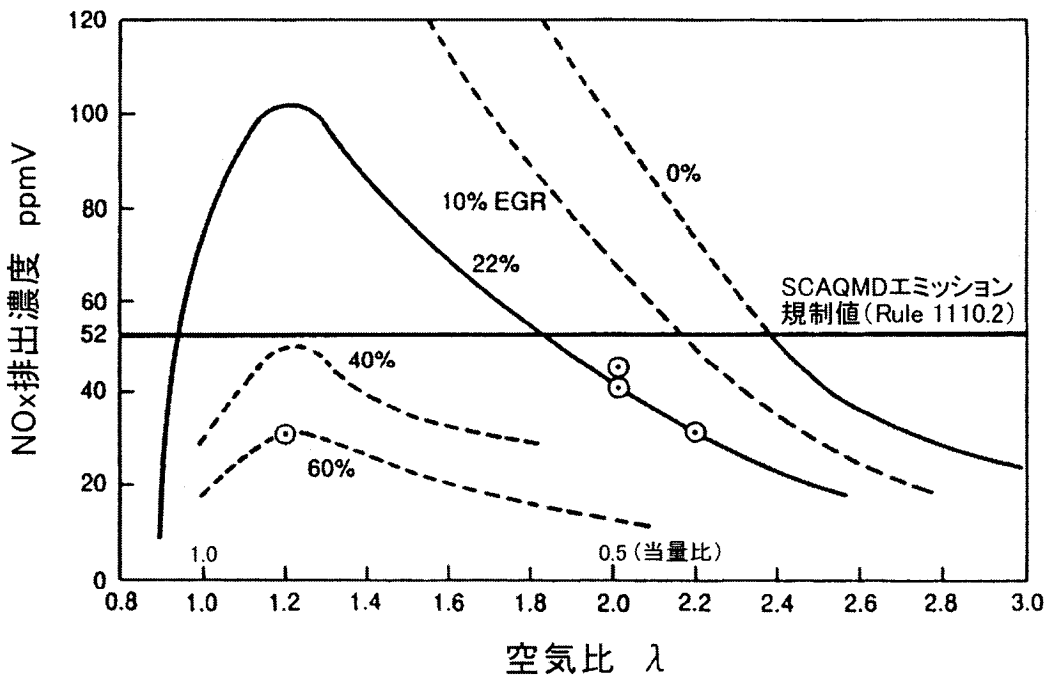


図1.2.8 天然ガス燃料 Mod II エンジンの NO_x 排出

燃焼器単独試験でのNO_x濃度は、図 1.2.8 の結果で判るように、 $\lambda = 1.2$ (当量比 0.83) で 60% EGR の条件で最小値 28 ppmV、9.6 ppmV (15% O₂ 換算) となり、一酸化炭素、未燃炭化炭素を含めてすべて米国排気規制 (SCAQMD: South Coast Air Quality Management District) で定められた 52 ppmV の値をクリアできた。また、エンジン搭載試験では、EGR 増によりエンジン効率 1~3% の低下が見られたが、低/中出力域で EGR 量一定の下で空気過剰

率を上げるとNO_x増、CO 減となり、高出力側で空気過剰率の増加は NO_xの減少、CO の増加になる傾向を得た。

(4) 我が国におけるスターリング燃焼器の研究開発

ムーンライト計画^(22, 23, 24)では、天然ガスを主燃料とし、3kW、30 kW 出力の各2種のエンジンが開発された。それらの燃焼器バーナはすべて高負荷化を図るため、半径方向から燃焼室に空気を導入するスワラ(旋回角 $\geq 60^\circ$)と多孔式燃料ノズルから構成される。燃焼負荷率の目標はすべて10 MW/m³を越えている。NO_xの排気ガス濃度は、ガス専焼ボイラー(排ガス量 $\leq 5,000$ Nm³/h)の規制値(O₂ 5%換算 150 ppmV)を目標にした。以下に、これまでの代表的なエンジン燃焼器の開発展開を概要する。

アイシン精機(株)は、通産省工業技術院の重要技術補助事業の一環として行った「多種燃料高効率機関の研究開発」⁽²⁵⁾において、白灯油を使用したMT78 およびMT79 燃焼器を試作した。その時のエンジン仕様および燃焼器の要求性能は、燃料ノズルに広いターンダウン比を有し、小電力の霧化用空気源、良好な着火性など考慮して超音波式アトマイザを選択した。燃焼量の範囲は、アイドリングから最大出力まで 1:20 と変化し、最大燃焼時の負荷は17.4 MWとした。

燃焼器単独の試験では、空気の圧力損失を低減し、高当量比燃焼の実現に適合するスワラ保炎器の選定が行われた。また、セラミック・ファイバーによる燃焼室壁の断熱化、ヒータチューブ壁温度の均一化にも努力が傾けられた。エンジン試験では、設計時のバーナ効率80%に対し 76%の値を得ており、この差の原因として燃焼室からの熱のリークが推定された。その他、始動時間(実測35秒)の短縮には、作動ガスの加熱通路の熱容量の低減化や初期加熱時の火炎パタン等に改善を要することが判った。また、当量比 0.9 以下では要求されるCO、HCの排出レベルを充分クリアーできることが確認できた。

一方、ムーンライト計画で開発したNS30A エンジン燃焼器(出力 30 kW)の動作空気比は1.15付近であり、バーナ・スロートにはセラミック材が適用された。ヒータ効率85%を得る手段として、伝熱促進のためにチューブの前後にバッフルプレートを設けたり、チューブ全体にフィン効果をもたせた。この結果、ヒータ壁温の一樣化と3%程度のバーナ効率の上昇が得られた。また、火炎を広げるように燃焼室への空気導入スロートを変更した結果、大幅なNO_x排出の低減を得た。

以上のエンジン開発実績を踏まえて、試作された自動車用搭載エンジンの外観を図 1.2.9 に示す。

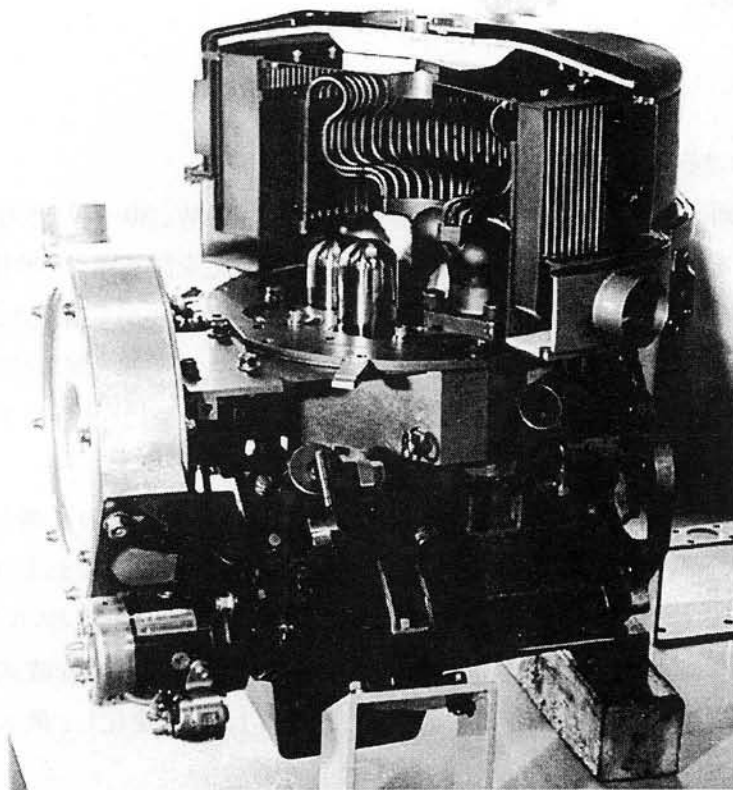
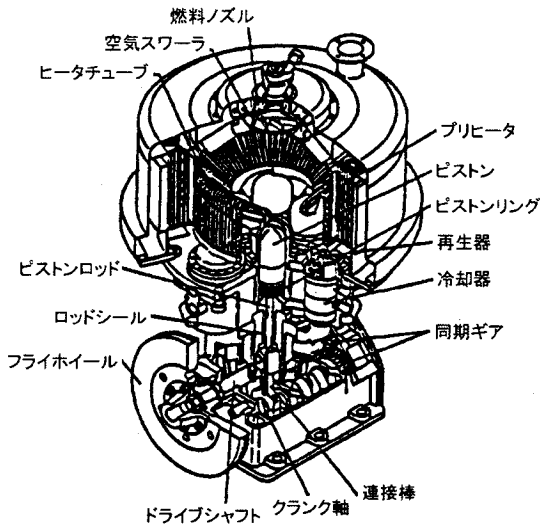


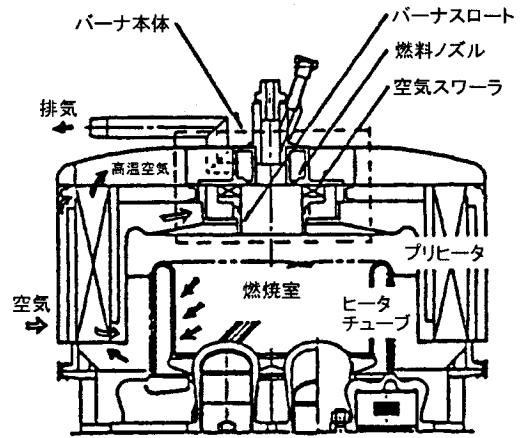
図1.2.9 自動車搭載用スターリングエンジン(アイシン精機)

航空宇宙技術研究所においても、ムーンライト計画に係わるスターリングエンジン燃焼器の研究を「低公害・高負荷燃焼技術の研究」と題して行った⁽²⁶⁾。その目的は、低NO_x・高負荷燃焼器の設計手法を確立することにあつた。具体的には30 kWスターリングエンジンの実用燃焼器の動作を模擬できる実験システムを用いて様々なパラメータ条件の下で燃焼性能を評価した。また、水噴射と排ガス再循環の2つの異なるNO_x低減方法を試み、排気特性等を詳細に調べた。

一方、NS30S エンジン燃焼器の開発においては、設計バーナは、図 1.2.10 に示すように、スワラの上流端面に設けた環状の多孔ノズルからスロートと平行に燃料を噴射する形式である。このバーナの設計形状は航空宇宙技術研究所との研究協力で得られたものである。バーナとヒータとの配置関係の見直しによりヒータ壁温の均一化(±50 K 以内)を図り、さらに熱入力 30 kW 以上で 85%に近いバーナ効率を達成した。作動当量比を 0.833 以上になると高熱入力側での CO 排出濃度が高くなり、その低減対策として燃焼ガス側のプリヒータ入口に酸化触媒を設けた。その結果、CO の排気レベルは目標の 100 ppmV 以下(限界当量比 0.83)にすることができ、一方、NO_x濃度も若干減少したが目標をクリアするにはさらに他の対策を講じた。特に NS30S エンジンは、その用途が発電機のため大きなターンダウン比(出力に伴う燃焼量の変化幅)が要求される⁽²⁷⁾。



(a) NS30S スターリング E/G 構成



(b) NS30S スターリング E/G 加熱器

図1.2.10 30 kW 出力スターリングエンジンの構成と燃焼器 (東京三洋電機)

1. 2. 2 航空ガスタービン燃焼器の研究

近代の航空機用ガスタービン燃焼器の効率改善を図るため、図 1.2.11 に示すように、サイクル圧力比とタービン入口温度は過去 20 年の間連続して上昇してきた。このため、高圧力比タービンエンジンからの煙やガス汚染物質 (主に NO_x) のエミッションが増大する傾向にある。特に、従来使用の圧力噴霧タイプの燃料噴射弁を備えたエンジンでこれらのエミッションを低減することは難しい状況にある⁽²⁸⁾。

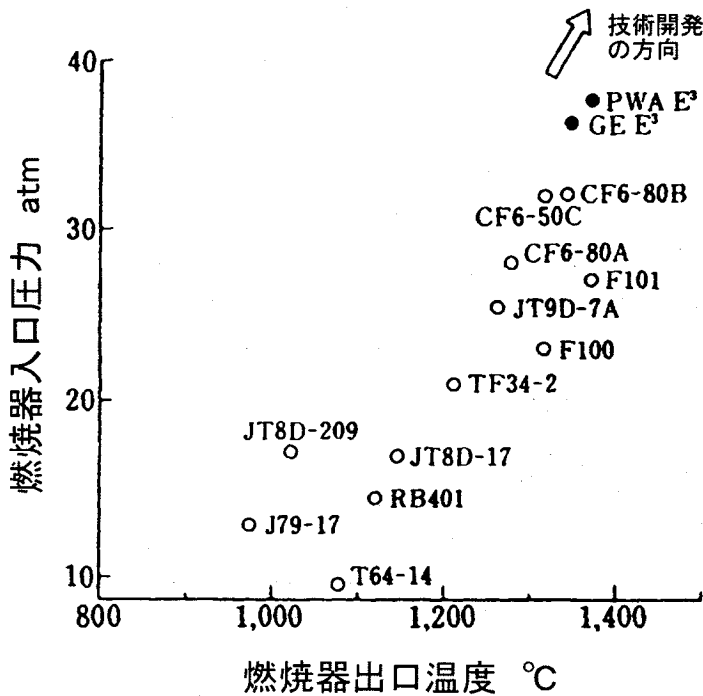


図 1.2.11 航空機用ガスタービン用燃焼器の動作要求

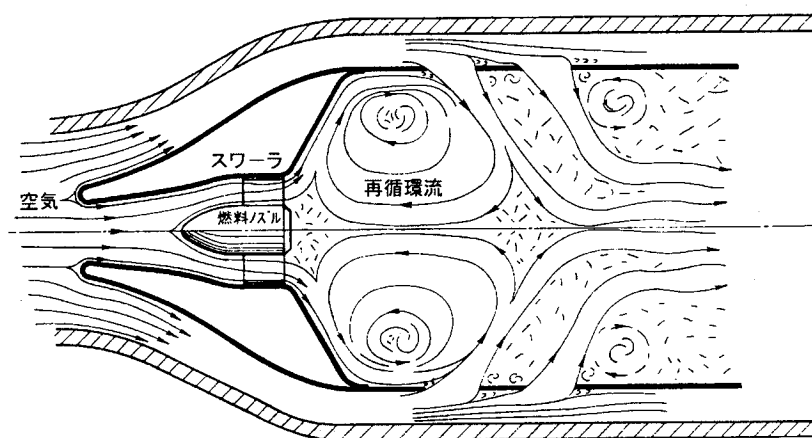
一般に、航空ガスタービン用燃焼器は、図 1.2.12 に示すように、一次燃焼領域、二次燃焼領域、希釈領域から構成される^(29, 30, 31)。一次燃焼領域では、液体燃料の噴霧、蒸発、および旋回空気との混合、着火、反応が連続して進行する場で、そこでは再循環流れ(通称トロイダル渦)を形成させて安定した保炎機能を持たせる。二次燃焼領域では、さらに空気孔から空気を導入してほぼ完全に燃焼を完了させる。希釈領域では、さらに空気の導入と燃焼ガスとの混合により、タービン入口に要求される温度分布を得るように図る。このような航空ガスタービン燃焼器内では、複雑な高圧燃焼反応の流れ場で、広い空燃比 50~100(当量比にして約 0.15~0.3)の変化に対し安定な火炎と、100%近い燃焼効率を達成させ、タービン入口温度分布を満たし、さらに排ガスエミッションの低減という設計基準が求められる。

特に、図 1.2.12(a)に示すように、一次燃焼領域で重要な要素であるスワーラの働きは下記のような点にある。

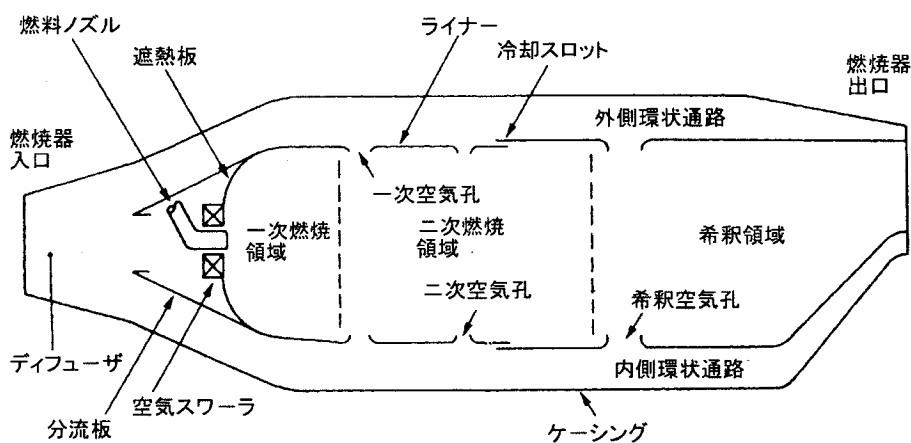
- スワーラによって発生する旋回流は、下流に再循環流(通称トロイダル渦)を形成し、火炎の安定化に寄与する。
- 燃焼ガスの再循環と新たに流入する未燃焼物との混合は、トロイダル渦を介して起こり、スワーラ直下流の円錐状噴流を伴う強い旋回によって促進される。
- 燃焼負荷率を旋回流により高めることができる。その理由は、旋回流が引き起こす強いせん断力が存在するからである。これは、強制渦の流れにおいて燃料/空気が反応する面積と滞空時間が十分とれるため、同時に燃料噴霧の微粒化を促進する。

このように、スワーラの旋回強さは、反応面積と滞留時間を変えるのに有効で、そのトロイダル渦の大きさは、燃料の蒸発、燃焼時間を制御する。さらに詳しい旋回流の研究は、Beer らに行われた⁽³²⁾。

エンジンの排煙低減については、一次燃焼領域の当量比を下げ、燃料と空気の混合促進および燃料希薄化を図ることが必須となり、そこでは燃料希薄に伴う火炎の安定性を維持することも重要な課題になる⁽³³⁾。



(a) 一次燃焼領域内の流れ模様



(b) 燃焼器の構成

図 1.2.12 航空機用ガスタービン燃焼器の流れと構成

図 1.2.13 に、排煙低減のためにGE社が努力した開発成果を示す⁽³⁴⁾。これらのデータは、SAE ARP-1179 で定められたスモーク・ナンバー (SN) の数値で、商用航空ガスタービン環状型燃焼器の排煙データを与えている。1966 以前に製造された航空エンジンのピーク排煙濃度は、目標レベルの範囲 (SN=20~40) を越えており、エンジンサイクル圧力比に比例して増減する。1966 年以降の先進型エンジンの排煙は、SN 値 20 以下になり、目標を達成している。なお、この目標値の範囲は、排煙濃度にして 2~20 ppm に相当する。

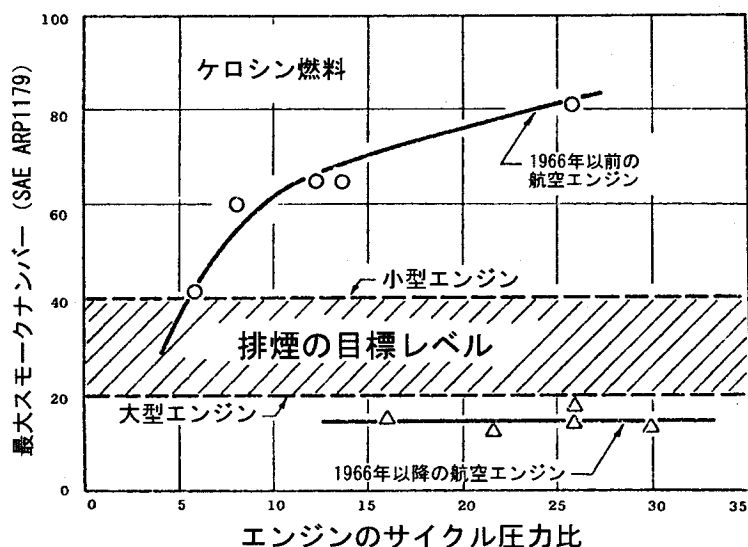
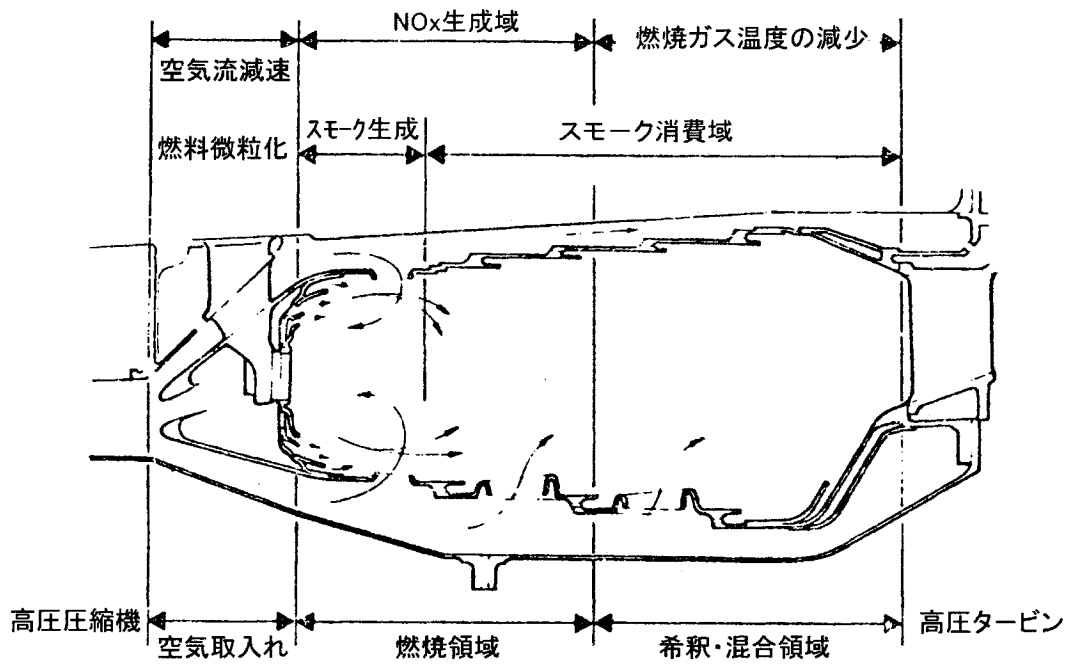
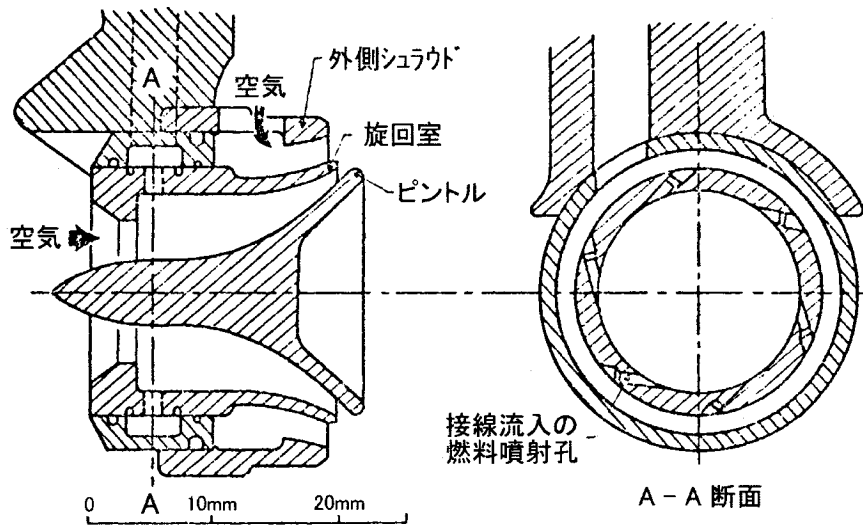


図1.2.13 航空機用ガスタービン燃焼器の排煙規制(EPA)

上述したGE社の CF-6 エンジン排煙低減と同様、気流噴射(通称エアブラスト)タイプの燃焼器は、図 1.2.14 に示すロールスロイス社の RB211 エンジン⁽³⁵⁾に見られるように、商用ターボファンエンジンの排煙低減に大きな効果をもたらした。また、気流噴射弁の方が圧力噴霧タイプに比べて火炎の輝度が下がり青色炎になり、ふく射熱流速により燃焼器ライナの寿命が長いと言われる⁽³⁶⁾。



(a) RB211 環状燃焼器の構成



(b) 気流微粒方式の RB211 燃料霧化器

図1.2.14 ロールスロイス社 RB211 燃焼器の概要

そのような気流微粒化タイプの燃料霧化器は、希薄燃料/空気混合気、有効な燃料と空気の混合促進を形成するための有力な手段として採用された。これにより、高濃度の排煙にある燃焼器に比較して一次燃焼領域でのススやカーボン生成の制御が可能となる。Linden と Heywood ら⁽³⁷⁾は、ジェットエンジンからの排煙低減に関する調査を詳しく行い、設計の考え方を見直した。

NASAレイス研究センター (NASA LeRC) では、図 1.2.15 と図 1.2.16 に示すように、各種気

流霧化タイプの燃料噴射弁を備えた部分燃焼器モデルを用いていくつか排煙低減のための実験的な試みが行われた^(38~41)。

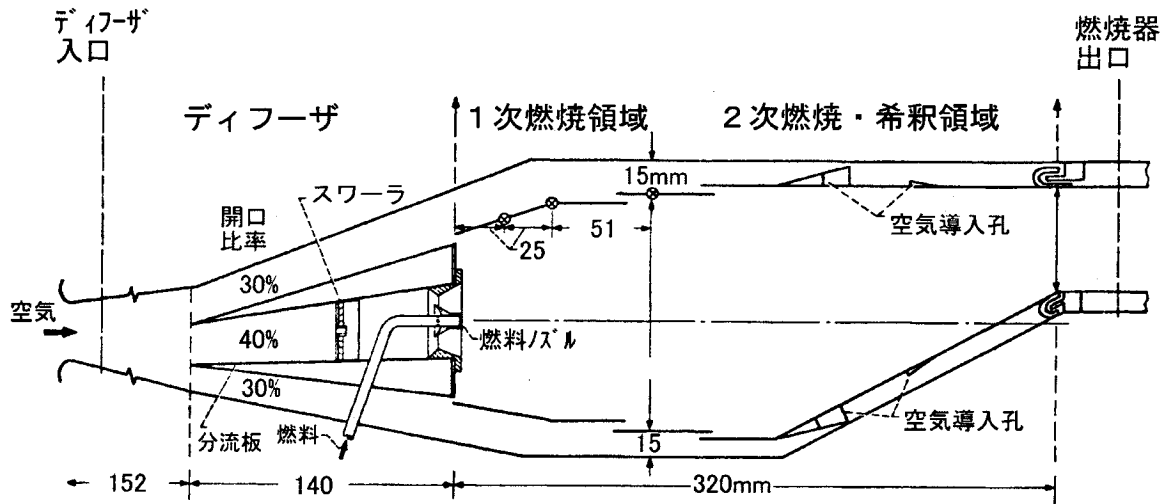


図1.2.15 NASA研究の气流噴霧タイプ箱形燃焼器モデル(試験圧 0.4~2 MPa)

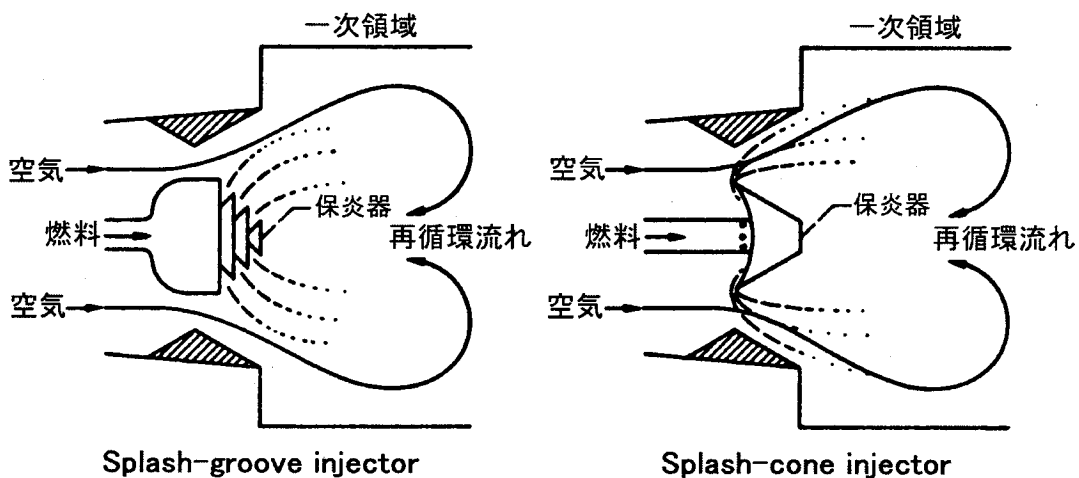


図1.2.16 NASA 研究の气流微粒化燃料霧化器

このような气流霧化の利点について、

- 圧力噴霧に比して低圧噴射とその方法のフレキシビリティが得られ、高温耐久性がある。
- 燃料の一様分散、燃料と霧化と混合の改善が得られ、NO_x低減の可能性がある。
- 設計/製作が容易で、燃料付着が少なく炭化を防止できる。

ことを挙げており、図 1.2.16 の Splash-groove 噴射弁は再循環流れ内での均一混合を、Splash-cone 噴射弁はさらに燃料の霧化と拡散の促進を図っている。特に後者はサーマルNO_xを生成する高温域を最小にし、1 MPa 以上の高圧燃焼でのスモーク低減を狙いにした。

我が国において、図 1.2.17 に示すように、FJR710/20エンジンと呼ばれる高バイパスターボファンエンジンの研究開発が、1971年以降航空宇宙技術研究所(NAL)で進められ、設計推力5トンのFJR710/20エンジンの開発が、その計画の最初の5年間で実施された^(42, 43)。

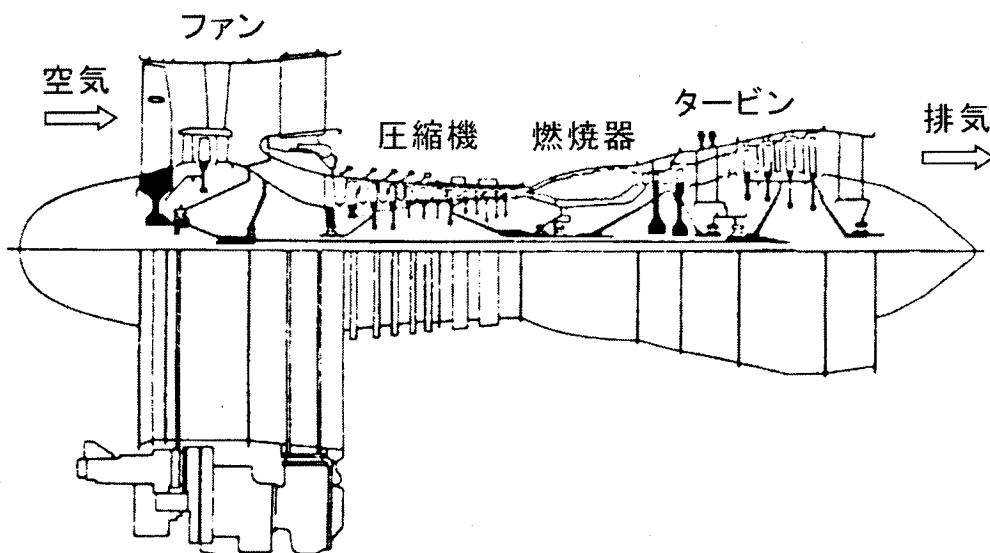


図 1.2.17 実機FJR710/20ターボファンエンジン

そのプロジェクト期間の終わり頃に排煙低減を目的に新しい気流微粒化方式の燃料霧化器が設計・試作され、燃焼器性能を低下させずに圧力噴射弁に置き換えることができた。その霧化器⁽⁴⁴⁾は、基本的にFJR710エンジンの排煙エミッションを低減する目的で開発された。FJR710エンジンに適用できる気流微粒化燃焼器の研究開発は、米国環境庁(EPA)規制以下の排煙レベルを達成することであった⁽⁴⁵⁾。排煙レベルを満たすそのような気流微粒化燃焼器を設計・開発するために、通常の着火、火炎安定性、燃焼効率、出口温度分布等の性能要求を満たすだけでなく、厳しい入口空気流れの偏りに対しても低い排煙特性を得ることができた。そこでは、新しい気流霧化器、実用的な環状燃焼器に搭載させるための要素試験、実機FJR710/20エンジン地上試験が展開された。

実機エンジンに気流噴射弁を採用する理由は、下記のような点が挙げられる。

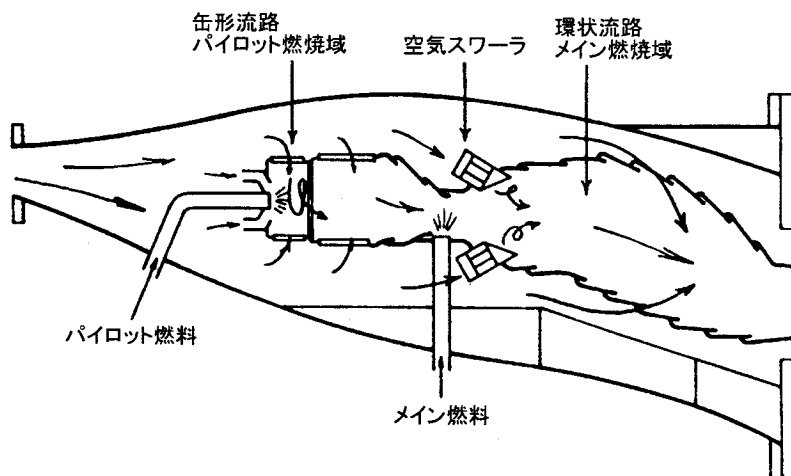
- 低圧での燃料供給が可能となる。
- 空気流パターンで燃料の分布が決まり、出口温度への燃料流の影響が少ない。
- スス生成が少なく、ライナ壁温が低く、排煙を最小にする。
- 燃焼器内表面での液体付着と、そこでの局所的な過熱が避けられる。
- エンジン始動時の着火性と火炎安定化を確保するために、圧力噴射弁を併用する。

米国での航空ガスタービン用燃焼器のエミッション低減のプロジェクト事例として、1979年EPA排気規制をクリアするためのNASA燃焼器エミッション低減実験プログラム(Experimental Clean Combustor Program)で研究開発した2種類の多段燃料供給方式の燃焼器が下記の通り挙げられる⁽⁴⁶⁾。一酸化炭素(CO)と未燃炭化水素(UHC)の排出を最小にするためのパイロット領域(当量比0.8)をつくり、これは又主燃焼域の着火熱源として機能する。エンジン出力が最大の時には当量比0.6で、NO_xと排煙を低減する。

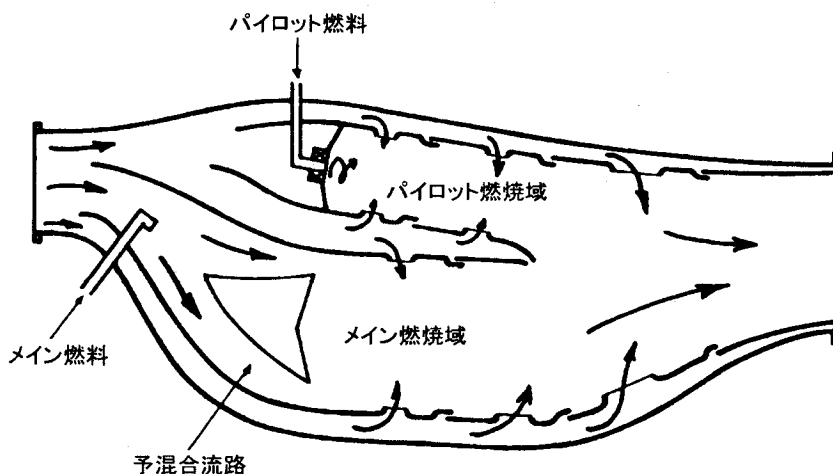
(a) 現用エンジンJT9D(米国P&W社)を対象にNO_x低減を図るVorbix二段燃焼器の模式図を図1.2.17(a)に示しており、第一段はスワラによる火炎安定を図るパイロット燃焼域に圧

力噴霧(最大 3MPa)で燃料を供給する従来タイプの環状燃焼器である。第二段では、主燃焼域への燃料と、低当量比の条件で完全燃焼を行うに必要な全量の空気をライナの各位置に設けた60個の空気スワアラから供給する。これらのスワアラで発生する強い乱れとせん断流により、一次領域を出た高温の燃焼ガスと強い混合と、急速な完全燃焼を達成する⁽⁴⁷⁾。

(b) 現用エンジン CF-6 エンジン(米国GE社)を対象に NO_x低減を図る二重環状(Double Annular)燃焼器タイプは図 1.2.17(b)に示す。これは、2つの環状燃焼領域を有し、外側の領域は低出力時のエンジンアイドル条件で作動し、それよりも高いエンジン出力時に作動する内側の主燃焼域のパイロットとして機能する⁽⁴⁸⁾。



(a) Vorbix 二段燃焼器(P&W 社):JT9D エンジンへの適用



(a) 二重環状燃焼器(GE 社):CF-6 エンジンへの適用

図 1.2.18 NO_xエミッション低減用燃焼器の開発(NASA LeRC)

両タイプを比較試験した結果、両方とも NO_x、UHC の低減は得られたが、CO 排気が少なく、火炎のフラッシュバックが生じにくい二重環状タイプの燃焼器が選択された。

1.3 本研究の目的と特徴

スターリングエンジン燃焼器は、高温燃焼を伴うもので、エミッション低減が環境保全の観点から最も重要な問題である。また、それは外部加熱システムであり、ガスタービンやボイラー等の連続燃焼システムと類似しており、通常高温の空気温度で低空気比燃焼を採用する。これによりその加熱システムにおける燃焼ガスからエンジン作動ガスへの伝熱効率で定義されるバーナ効率を 85%以上、燃焼室単位容積あたりの熱負荷を 12 MW/m³以上を達成することが要求される。そのため、小型軽量化に対する高負荷、火炎短縮化とともに、ボイラー規制 150 ppmV 値以下(酸素5%換算)の低 NO_x化に加え、未燃炭化水素(HC)、一酸化炭素(CO)、ススの排出を下げ、燃焼負荷変化(TDR)の拡大、火炎安定性、ヒータチューブ周りの温度の均一化を図ることが必須となる。

本研究は、エンジン燃焼器の高負荷化とこれに付随する窒素酸化物(NO_x)の低減化を主に達成するための燃焼器の設計手法の確立に取り組み、併せて燃焼器内部の混合や燃焼伝播の様子を的確に評価できる数値計算プログラムを開発することを目的とする。そこで、表 1.3.1 の性能要件が求められる30kWエンジン実機スケールの燃焼器モデルを試作し、基本的な燃焼性能、水噴射や排気ガス再循環によるNO_x排出の低減効果等を調べる。

表 1.3.1 30kW 級スターリングエンジンの研究開発目標

開発項目		目標値
エンジン	主燃料	天然ガス
	熱効率(付録1参照)	35%~37%
	排気ガス	ボイラ規制以下
	耐久性	10年
	メンテナンス	1回/年
	騒音	60dB(A)以下

本研究のアプローチは、表 1.3.2 に示す通りで、その手順と目標を以下述べる。

まず、初期の常温燃焼試験において火炎の短縮化、温度分布の均一化、低圧力損失を達成できる高負荷スワールバーナの基本形状を選定し、さらに実機相当の動作条件における燃焼器性能を調べるとともに、内部のガス分析により燃料と空気の拡散・混合、再循環流れの境界近くに生じる燃焼の速さ、NO_xの生成等の状況を明らかにする。

次の空気予熱による高温燃焼実験では、内部の燃焼進捗や流れ、排ガス特性および火炎特性を明らかにする。続いて、NO_x排出を低減するため火炎温度を下げる水噴射(WI)や排気ガス再循環(EGR)を採用した2つの燃焼方式について内部のガス組成、排ガス特性を測定する。また、燃焼器の寸法・配置等に依存する着火性、プリヒータ/ヒータチューブとの関係、熱入力変化時の火炎安定性、排ガス低減の比較評価(WI と EGR)、ホットスポットの防止、温

度分布の一様化等を図るための高負荷・低公害燃焼器の設計指針を得る。

また、燃焼実験と平行して数値解析を行い、内部の燃焼流れ、NO 生成や CO 酸化の反応進行を予測し、実験との定量的な比較・評価するための計算プログラムを開発する。そのプログラムは、プロパン燃料と空気の燃焼反応において CO 酸化を主な律速過程とした総括2段有限反応モデル(アレニウス型)、Zeldovich 機構に基づくサーマルNO の生成モデル、火炎ふく射熱流束モデルを導入し、流体の拡散と反応の方程式を別々に解く Operator-Splitting 法を用いた計算コードである。

加えて、表 1.3.2 に示すように、燃焼反応を伴う流れ場での流速、温度、濃度等を非接触で正確に測定するレーザ計測技術の研究を平行して行い、その適用性を評価するとともに数値シミュレーションとの比較のための基礎データを取得する。

表 1.3.2 スターリングエンジン燃焼器の研究開発アプローチ

研究項目	スターリング燃焼器の研究開発手順						研究の目標
燃焼方式 高負荷化	基本特性	高温特性					高負荷化・低NO _x 化の燃焼設計・評価
	バーナ部常温燃焼特性・LDV流速・温度・ガス成分	空気予熱燃焼特性その1・混合特性・LDV流速・安定限界	燃焼負荷制御・流れ・混合特性・燃焼進捗・内部分析(NO _x)	実験条件の燃焼特性			
低公害化		低NO _x バーナ調査・検討	低NO _x バーナの設計検討	水噴射バーナ試作・試験	EGRバーナ試作・試験	吸熱下での水噴射/EGRバーナ評価	
数値シミュレーション		基本コードの検討・作製	非燃焼流れ計算実行・κ-εモデル	燃焼流れの計算実行・総括反応モデル・Operator splitting 等	NALTACコード作製・改良(ふく射モデル導入)	水噴射/EGR時の計算	燃焼性能・排気特性のシミュレーション
レーザ計測技術	レーザ測定系の設計検討	LDV測定系・Arレーザ	CRAS法の適用検討・YAG:Ndレーザ	簡易CRAS温度計試作	簡易CRAS燃焼温度測定	簡易O ₂ CRAS法の試作	

航空機用ガスタービンエンジンの高圧、高温化による熱効率の向上においては、燃焼器の作動条件として燃焼器入口圧力が上昇し、燃焼器の入口空気温度だけでなく出口ガスとの温度差が増大し、排ガス中の大気汚染物質の増加、並びに燃焼器の耐久性等の点に問題が起きる。このため、エンジンの基本要素となる燃焼器に関して、燃焼や冷却の方法に改善が必要となる。特に、高圧比エンジンの燃焼器では、排煙低減の要求が強く、従来の圧力噴霧に比較して燃料と空気のより均一な混合気形成が得られる気流微粒化タイプの燃料供給方法を採用し、その適用性の評価と妥当性の検証を行う。

本研究の目的は、内部流動を解析するための燃焼器分割模型を用いて内部流動を実験的に解析し、その成果を踏まえて、この燃料霧化器をFJR710ターボファンエンジンに適用し、

所要の燃焼性能を充分満足させ、かつ、煙および大気汚染成分の排出レベルが低い気流微粒化燃焼器の設計手法について実験的に実証することである。そこで、スワローを用いた気流微粒化用の燃料霧化器を考案し、それは円筒の両端にスワローを設けた霧化室内で燃料を噴射し、旋回流により燃料の微粒化、空気との部分予混合化を行わせるタイプである。

さらに、実機のFJR710ターボファンエンジン(通産省工業技術院大型プロジェクトの対象エンジン)への搭載を想定して、燃料霧化器を適用した気流微粒化タイプの燃焼器を設計、試験開発を行い、地上でのエンジン試験により燃焼性能や大気汚染成分の排出濃度を評価する。これにより実用化に向けた米国 EPA 規制達成の見通しを得る。

本研究が対象とする航空機用ガスタービン燃焼器の研究開発アプローチは、表 1.3.3 に示す通りで、その手順と目標を以下述べる。

この研究開発は、4つの段階に分けて進められ、第1段階として霧化器単体モデルでの水噴射による霧化器内の流動と微粒化状態の観察を行い、実機への適用性を評価した。第2段階として、実機タイプの燃焼器を部分的に二次元化した箱形燃焼器模型(実機の1/4スケール相当)を用いて燃料霧化器と燃焼器ライナとのマッチングを図るため常圧特性試験により、燃料噴射弁、二重スワロー、ライナ上の空気孔の寸法・形状を決定し、気流微粒化方式燃焼器の基本形を選定する。また同時に、再循環流れを伴う一次燃焼領域を中心に内部の流れパターン、燃料と空気の混合・反応の進捗、NO_x汚染成分の生成等を詳しく調べ、排ガス低減への手がかりを捉える。第3段階として、実機環状燃焼器の分割モデルである扇形燃焼器模型(実機の 3.16 スケール:呼称セクタ)を試作し、環状燃焼器へ発展させるための製作性をチェック、常圧燃焼試験での性能改善を行い、さらに、入口空気圧力15気圧までの高圧燃焼試験により、排煙レベルの低減、耐久性の向上を図ることにより燃焼器の改良形を決定することができた。

第4段階として、実機形と同寸法の環状燃焼器模型を設計・試作し、構成部品の製作性・組立性をチェックし、入口空気圧力10気圧までの高圧燃焼試験を行い、実機(FJR710ターボファンエンジン)の作動に合せた燃焼条件下でのプライマリからメインへの燃料噴射切換え時の着火性、火炎安定性、排ガスの組成や温度分布等を測定し、実機エンジンの要求性能を満足させる。同時に、煙、一酸化炭素および未燃焼炭化水素の排ガス低減を図る。特に、厳しい入口空気流れの片寄りのもとで、排煙の低減のみならず圧力噴霧タイプと同等以上の要求性能を達成する。

最終段階で、燃焼器を実機FJR710/20ターボファンエンジン(6号機)に搭載し、所定のエンジン地上静止運転試験を行い、燃焼性能および排出成分の測定を行って実用形としての気流微粒化タイプの燃焼器の成立性や排煙低減の効果等を評価する。加えて、エンジンの始動性、急加減速性(アイドル～離陸間)、繰返し耐久サイクル等の試験を通じて燃焼器の実用性、耐久性に知見を得る。

表 1.3.3 航空機用ガスタービン燃焼器の研究開発アプローチ

研究項目	航空ガスタービン燃焼器の研究開発手順				研究の目標
燃料霧化器 箱形・セクタ モデル 高圧環状 要素モデル FLR710/20 6号機搭載 モデル	霧化器単体 可視化	寸法決定 安全性チェック			<ul style="list-style-type: none"> エンジン作動時の逆火、霧化状況の把握と評価 非燃焼流れのLDV計測
	原形ライフ常圧 燃焼試験	箱形でスワラ/ 空気孔決定 (改良ライフ) セクタ高圧 燃焼試験 (着火、煙) 燃料ノズル 設計・試作	改良ライフの性能 評価、出口/ 内部ガス分析	入口風速偏り 時の燃焼性能 の評価	
		原形ライフ高圧 燃焼試験 ・温度/圧力 ・排ガス成分 ・排煙	改良ライフ高圧 燃焼試験 ・温度/圧力 ・排ガス成分 ・排煙	改良分流板高 圧燃焼試験 ・入口全圧分布 ・着火/FN切替 ・排ガス成分 ・排煙 入口調整ピッチ、 CC40Hケーシング	<ul style="list-style-type: none"> 高圧時の性能特性 排煙低減の確認 入口空気風速の偏り対策： 分流板/空気導入孔の確定 燃料ノズルの耐震性 (DS1059基準)
				燃料FD変更 実機搭載試験 ・温度/圧力 ・排ガス成分 ・排煙	<ul style="list-style-type: none"> エンジン着火性/燃料切替、 急加減速、耐久性、 排ガス評価

1.4 本研究の構成

本論文の構成と概要は以下のとおりである。

スターリングエンジンや航空ガスタービンエンジンの燃焼器の高性能化や低公害化を図る設計指針を得る上で、燃焼器そのものの構造開発だけでなく、燃焼器内部の火炎安定、燃焼進捗、再循環流れ等を含めた化学反応論的、熱力学的、さらに空力的な性質を明確に把握することが非常に重要である。

このことから第2章では、30kWスターリングエンジン用のモデル燃焼器に半径方向から空気を流入するスワラと、プロパン燃料を放射状に噴射する多孔ノズルを用いて形成される拡散火炎を対象に、燃焼器バーナ構成の選択を図るための常温燃焼実験による基本的な火炎特性、内部の流れと反応進捗の測定結果、さらにエンジン遮熱シリンダヘッドを備えて実機の燃焼室を模擬し、空気予熱による高温燃焼時の火炎特性、排気特性、水噴射(WI)や排ガス再循環(EGR)によるNO_x低減効果等を実験的に調べた結果について述べる。特に、一連の実験成果は、実機エンジンの燃焼器開発(東京三洋電機 NS30S)や、燃焼器排ガス低減等に貢献した。

第3章では、航空用ガスタービン燃焼器からの排煙低減を図ることを主目的に、旋回気流による微粒化を実現できる燃料霧化器の適合性について研究する。まず、噴霧挙動、非燃焼流れを測定・評価した結果について述べ、続いて気流微粒化タイプの実用化へ向け燃焼器の基本構成の改良と選定を図るため実機エンジン燃焼器を分割モデル化した箱形、扇形の燃焼器部分モデルの常圧、高圧燃焼試験による内部流れ、ガス組成、排気、温度分布特性等の結果を述べる。さらに、実物大の環状燃焼器を用いて行った常圧、高圧燃焼試験の一連の特性評価と、実機(FJR710ターボファンエンジン)に組み込み搭載し、地上静止運転による性能測定や排ガス分析の評価結果について記述する。

第4章に、第2章および第3章で得られた成果をまとめ、本研究の結論として総括的に述べる。

参考文献

- (1) Lienesch, J. H. & Wade, W. R., "Stirling Engine Progress Report; Smoke, Odor, Noise and Exhaust Emission." Stirling Engine Progress Report, 1968, pp.292-307.
- (2) Cornelius, W. & Wade, W. R., "The Formation and Control of Nitric Oxide in a Regenerative Gas Turbine Burner," IECEC NO.70008 1970, pp.2176-2202.
- (3) Michels, A. P., "The NO-Content in the Exhaust Gases of a Stirling Engine," IECEC Proc. no.719134, 1971, pp.1010-1023.
- (4) Michels, A. P., "C.V.S. Test Simulation of a 128 kW Stirling Passenger Car Engine," IECEC no.729133, 1972, pp.887-898.
- (5) Davis, S. R., Henein, N. A. & Singh, T., "Emission Characteristics of the Stirling and Other Engines," IECEC Proc. NO.729134 pp887-898 1972.
- (6) Davis, S. R. & Henein, N. A., "Controlling Emissions with the Stirling Engine," Advanced Powerplant Report, Automotive Engineering, April 1973, pp.32-35.
- (7) Van Giessel, R. and Reinink, F., "Design of the 4-215 D.A. Automotive Stirling Engine," SAE no.770082, 1977.
- (8) Ford Motor Company, "Stirling Engine Feasibility Study of an 80-100 HP Engine and of improvement Potential for Emissions and Fuel Economy," Final Report, Nov 1977.
- (9) Kitzner, E. W., "Automotive Stirling Engine Development Program," NASA CR 159836, March 1980, pp.77-106.
- (10) Battista, R., "Automotive Stirling Engine Development Program - Alternate Fuels' Emissions Performance of a Stirling Engine," MTI Report NO.82ASE259PR20 April 1982.
- (11) Gabrielsson R. G. & Lia, T. A., "Low Emission Combustors for Stirling Engines," IECEC NO.759139, 1975.
- (12) Cairelli, J. E. & Kelm, G. G., "Emission Measurements from the P40 Stirling Engine," 1981.
- (13) "Automotive Stirling Engine Development Program - Mod I Stirling Engine Emissions with Exhaust Gas Recirculation," MTI Report NO.82ASE290PR22 Oct. 1982.
- (14) Battista, R., "Automotive Stirling Engine Development Program - Stirling Engine Alternative Fuels Test Results," MTI Report NO.82ASE287PR21, OCT 1982.
- (15) Mechanical Technologies Inc., "Automotive Stirling Engine Development Program: Semiannual Technical Progress Report," NASA CR-168205, August 1983.
- (16) Richey, A., "Automotive Stirling Engine Development Program Mod I Stirling Engine System Performance," SAE P-120, April 1983, pp. 63-68.
- (17) Farrell, R. A. & Bolton, R. J., "Comparison of Steady-State and Transient CVS Cycle Emissions of an Automotive Stirling Engine," SAE Technical paper 831700, 1983.

- (18) Farrell, R. A., “Automotive Stirling Engine Development Program - Combustion System Development,” 19th IECEC no.849129, 1984.
- (19) Dudenhofer, J. E., “External Heating System - Hot Engine System,” Hot Engine Technologies Workshop, NASA LeRC, 1986.
- (20) Ernst, W. D., “Mod II Engine and Technology Development,” IECEC no.849127, 1984.
- (21) Ernst, W.D., “Stirling Engines for Hybrid Electric Vehicle Applications,” IECEC no.929137, 1992, pp.3.167-3.177
- (22) 通産省産業審議会省エネルギー技術開発部会評価分科会編；汎用スターリングエンジンの研究開発に関する中間評価報告書、1985年3月。
- (23) 大型省エネルギー技術研究開発推進会議汎用スターリングエンジン計画評価WG、「汎用スターリングエンジン研究開発データ集」(部内限定)、1988年3月。
- (24) 通産省工技院、「汎用スターリングエンジン研究開発」、最終成果 報告書、1989年3月。
- (25) アイシン精機(株)、「多種燃料高効率機関に関する研究:試験研究結果説明書」、1979年3月。
- (26) Eguchi & Kurosawa, Y., “NOx reduction approaches for Stirling Engine Combustors by Water Injection or Exhaust Gas Recirculation,” The 4th International Conference on Stirling Engines (ICSE), November 1988.
- (27) 寺田房夫、「スターリングエンジンの研究開発」、名古屋大学博士論文、1990年2月。
- (28) 山中国雍、佐藤幸徳、藤 秀実、論説・解説 「航空用ガスタービン燃焼器の動向」、日本ガスタービン学会誌 GTSJ 10-39, 1982.
- (29) Clarke, J. S., “The Relation of Specific Heat Release to Pressure Drop in Aero-gas-turbine Combustion Chambers,” Proc. Joint Conference on Combustion, June & Oct 1955, pp.354-361.
- (30) Lefebvre, A. H., “Gas Turbine Combustion,” Hemisphere Publishing Corporation, ISBN 0-07-037039-X, 1983.
- (31) Oates, G. C., “The Aerothermodynamics of Aircraft Gas Turbine Engines,” AFAPL-TR-78-52, 1978.
- (32) Beer, J. M. & Chigier, N. A., “Combustion Aerodynamics,” Applied Science Publishers Ltd., 1972.
- (33) Faitani, J. J., “Smoke Reduction in Jet Engines Through Burner Design,” SAE no.680348, Apr-May 1968.
- (34) Bahr, B. W. and Gleason, C. C., “Technology for the Reduction of Aircraft Turbine Engine Pollutant Emissions,” ICAS Proceedings, 1974, pp. 773-795.

- (35) Wassell, A. B., "Development of Pollution Controls for Rolls-Royce RB211 and Olympus 593 Engines," presented at Air Transportation Meeting, SAE Paper No. 740483, Apr-May 1974.
- (36) Norster, E. R., and Lefebvre, A. H., "The Influence of Fuel Preparation and Operating Conditions on Flame Radiation in a Gas Turbine Combustor", ASME Paper No. 72-WA/HT-26, Aug. 1972.
- (37) Linden, L. H. and Heywood, J. B., "Smoke Reduction from Jet Engines," Fluid Mechanics Laboratory, M.I.T., Oct. 1970.
- (38) Ingebo, R. D. and Norgren, C. T., "High-Pressure Combustor Exhaust Emissions with Improved Air-Atomizing and Conventional Pressure-Atomizing Fuel Nozzles," NASA TN D-7154, Feb. 1973.
- (39) Ingebo, R. D. and Norgren, C. T., "Performance and Durability of Improved Air-Atomizing Splash-Cone Fuel Nozzles," NASA TM X-3156, Dec. 1974.
- (40) Ingebo, R. D. and Norgren, C. T., "Combustor Exhaust Emissions with Air-Atomizing Splash-Groove Fuel Injectors Burning Jet A and Diesel Number 2 Fuels," NASA TM X-3255, July 1975.
- (41) Ercegovic, D. B., "Effect of Swirler-Mounted Mixing Venturi on Emissions of Flame-Tube Combustor using Jet A Fuel," NASA TP-1393, Jan. 1979.
- (42) Matsuki, M. et al., "Research and Development of the FJR-710 Turbofan Engine", presented at National Aerospace Engineering and Manufacturing Meeting, SAE Paper No. 740809, Oct 1974.
- (43) Matsuki, M., "Recent Status on Research and Development of FJR-710 Turbofan Engine," Special Lecture at 1977 Tokyo Joint Gas Turbine Congress, Paper No. S-1, May 1977.
- (44) 「ガスタービン用燃料霧化装置」、特許第 11869924 号、1984 年 1 月 20 日。
- (45) Environmental Protection Agency, "Control of Air Pollution from Aircraft and Aircraft Engines," Federal Register, Friday, Mar. 24, 1978, Part 3.
- (46) Jones, R. E., "Gas Turbine Engine Emissions - Problems, Progress and Future," Progress in Energy and Combustion Science, Vol.4, 1978, pp.73-113.
- (47) Robert, R., Pezzi, A., and Niedzwiecki, R. W., "Low Pollution Combustor Design for CTOL Engines Results of the Experimental Clean Combustor Program," AIAA Paper 76-762, 1976.
- (48) Gleason, C. C. and Niedzwiecki, R. W., "Results of the NASA/General Electric Experimental Clean Combustor Program," AIAA Paper 76-763, 1976.

第2章 スターリングエンジン用スワールバーナの流動と燃焼特性の解析

2.1 まえがき

スターリングエンジンは、燃料の多様化と高効率の面で他の動力機関に比して優位な立場にある外燃機関である。これまで、石油燃料、太陽熱など多種にわたる熱源を生かし、幅広い用途を目指したエンジンの研究開発が行われて来た。代表される大型プロジェクトとして我が国のムーンライト(ML)計画^(1, 2)や米国の自動車用スターリングエンジン開発計画(通称ASEプロジェクト)^(3, 4)が挙げられる。ここでは、スターリングエンジンの燃焼技術に関し、高負荷化に併せて高いバーナ効率、低NO_x化、長寿命化を図る上で必要な設計要件を明確にし、指針を得る。

スターリング燃焼器は、エンジンの外部加熱システムの主な構成要素であり、その燃焼プロセスは、図 2.1.1 に示されるように、送風機から取り入れた空気は、排ガスとの熱交換により約700°C以上に予熱される。この高温空気と供給される燃料はバーナにより、ヒータチューブを配した燃焼室内で反応熱を発生し、その熱の大部分(70%)がチューブ内の高圧の作動ガス(He又はH₂)に伝達される。排ガスの温度は約150°Cとなる。燃焼量は出力に応じてヒータ壁温が一定となるように増減される。このように、スターリング燃焼器は、ガスタービンやボイラーと類似して、一種の連続燃焼システムであり、数 m/s の低い流速の場で高い熱発生率(燃焼室容積当りの最大発生熱量 $\geq 12 \text{ MW/m}^3$)と高いバーナ効率(=ヒータへの伝熱量と熱回収量の和/熱入力 $\geq 85\%$)を達成するために、高い空気予熱温度において理論当量比に近い燃焼を実現しなければならない。一方、高温燃焼に伴うNO_x排出濃度の増大も一つの大きな問題となるため、これを解決すべきNO_x低減アプローチも必要となる⁽⁵⁾。

このような燃焼器の作動を伴うバーナを設計する上で要求される性能条件は以下のように要約できる。

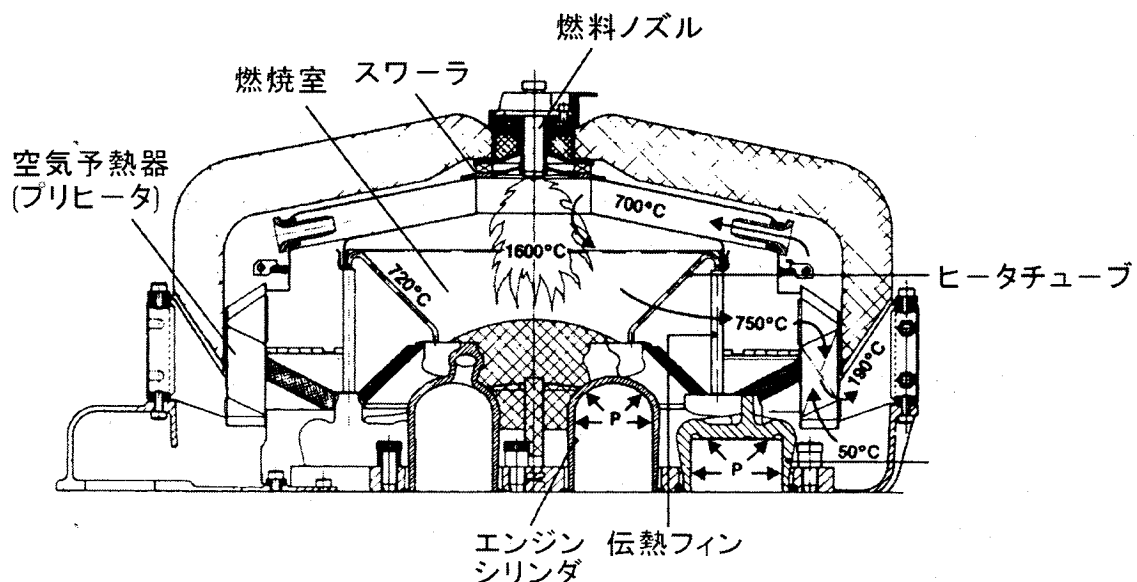


図 2.1.1 スターリング燃焼器の構成

- 広いターンダウン比(=TDR、熱入力の変幅=1:10~20)における火炎の安定化と短縮化、これは燃焼器の小型軽量化と出力追従性の向上につながる。
- ヒータ壁温の均一化(750℃付近)、これは作動ガスへの熱伝達促進とヒータ効率(=吸熱量/熱入力)の向上につながる。
- 量論比に近い燃焼(全体当量比 $\phi = 0.8 \sim 1$)と圧力損失の低減、これは空気や燃料の供給系等に要する動力を軽減する。
- 大気汚染物質(煙、NO_x、CO 等)の低排出化と低騒音化、特に、NO_x低減には排ガス再循環(EGR:Exhaust Gas Recirculation)や水噴射(WI:Water Injection)等の採用が必要となる。
- 多種燃料の適用性、特に、低質燃料に対する着火、腐食、排ガス、燃焼制御、燃料炭化の防止に対応可能である。

こと等である。

上記の他に、低コスト化も加味されなければならない。これらの中でも最初の3つの項目は燃焼器開発の初期段階に、残りの2つの項目については開発の最終段階で達成されなければならない。

スターリング燃焼器の動作としては、小さな燃焼室容積で高温空気による熱発生を高く、量論比に近い燃焼が要求されるため、ガスタービン燃焼器や工業炉バーナに比較して火炎温度の上昇に伴うサーマルNOの生成量が増大するのは避けられない。スターリング燃焼器からのNO_x排出を低減するには、火炎温度を下げ、燃焼室内の高温ガス滞留時間を短くする手段がとられる。その代表的な例として、排ガスの一部を燃焼空気に混入させる再循環方式(EGR)⁽⁶⁾、高温燃焼ガスの一部を直接燃焼器内で再循環させる方式(CGR: Combustion Gas Recirculation)⁽⁷⁾、NO_xの主反応域に水を混入させる水噴射方式(WI)、触媒酸化反応を利用する低温燃焼方式が挙げられ、これらの方式について実用的観点から比較・評価した結果を表 2.1.1 に示す。なお、他の燃焼方式として考えられる二段燃焼や予混合希薄燃焼については、圧力損失の増大、逆火、自己発火等の多くの問題を伴うので、ここでは比較の対象から除外する。

本章では、30 kW 級実機スターリングエンジン燃焼器の開発目標を前提にプロパンガス燃料を用いたスワールバーナを取上げ、はじめに再循環流れを伴う火炎の基本特性について、常温空気燃焼実験によりその流れや燃焼状態を測定する。続いて空気予熱時の火炎特性について内部の燃焼進捗や流れ、排ガス成分の測定を行う。終わりに、NO_x低減化のための水噴射(WI)、排ガス再循環(EGR)を試み、それらの低減効果、燃焼進捗の変化等を明らかにして、高温・高負荷燃焼バーナの設計指針を得ることを狙いにする。また、数値解析により流動と燃焼、NO および CO 生成を予測し、実験と比較して燃焼器内の状況把握と数値シミュレーションの確立を目指す。

表 2.1.1 スターリング燃焼器の NOx低減方式の比較

評価項目	排ガス再循環(EGR)	燃焼ガス再循環(CGR)	水噴射(WI)	触媒燃焼
NOx低減作用	<ul style="list-style-type: none"> 不活性ガス(CO₂、H₂O等)エンタルピー吸収⇒火炎温度低下 滞留時間短縮⇒NO生成の抑制 酸素分圧減少⇒NO生成抑制 	<ul style="list-style-type: none"> EGRと同様で、火炎温度低下は小 EGRと同様で、循環量の制限、低減効果小さい 	<ul style="list-style-type: none"> 水の蒸発潜熱/顕熱利用⇒火炎温度の低下 NO生成域の酸素分圧を減少 CO酸化促進(⇒CO排出減) 	<ul style="list-style-type: none"> 低温反応によるNO生成抑制(触媒担体短寿命⇒白金触媒温度(≦1300℃)) 排出10ppmオーバー
NOx低減率	<ul style="list-style-type: none"> P-40 E/G 75%減(50%EGR) Mod E/G で85%減(70%EGR) 	<ul style="list-style-type: none"> Upgraded Mod I E/G で85%減 	<ul style="list-style-type: none"> ガスタービン燃焼器85%減(W/F=1) 	
エンジン/燃焼器設計上問題点	<ul style="list-style-type: none"> EGR量増加⇒プロア動力増大 火炎温度低下⇒ヒータ効率低下 エンジン効率低下 空気比/EGR量制御の複雑化 エンジン容積/重量の増大 プロア騒音低減 	<ul style="list-style-type: none"> 空気流入の不均一⇒バーナ寿命の短縮、火炎の不安定化、ヒータ壁温偏り EGRに比べ低負荷時CO排出大 圧力損失10%増大⇒プロア動力増(EGRより軽減) 大幅なバーナの設計変更 	<ul style="list-style-type: none"> 水滴衝突による熱衝撃の防止必要 純水供給ユニット要(腐食防止) 燃料と連動制御(W/Fmax=1) バーナ変更が容易 	<ul style="list-style-type: none"> 高空気比燃焼($\lambda \geq 3$) 予混合化に伴う自己発火防止要 ヒータ効率(70%)得るため伝熱増⇒重量増大 圧力損失大⇒プロア動力増 バーナ短寿命(4~5年) TDR拡大困難 長期開発必要
特許関係	<ul style="list-style-type: none"> 外国特許有り: USSw & Ford 社 	<ul style="list-style-type: none"> 外国特許有り: USSw 	<ul style="list-style-type: none"> ガスタービン有り 	<ul style="list-style-type: none"> 外国特許有り: 英国
実績	<ul style="list-style-type: none"> P-40, Ford 4-215 E/G等の試験あり 	<ul style="list-style-type: none"> Upgraded Mod I CGRの最適化 	<ul style="list-style-type: none"> 発電/航空用ガスタービンに実用化 	<ul style="list-style-type: none"> ガスタービンへの実用研究段階

2.2 実験装置および方法

2.2.1 常温空気燃焼実験装置および方法

本装置は、スワールバーナによって形成される火炎の基本特性を調べ、さらにその寸法・形状の違いによる比較を行って、スターリング燃焼器に適したスワラと燃料ノズルを選択するための指針を得る^(8,9)。

(1) スワールバーナの実験装置

本実験に使用するスワールバーナは、図 2.2.1 に示すように、半径方向から空気を流入させるタイプのスワラと、その中心に配置した広角噴射のガス燃料多孔ノズルから構成される。常温空気の燃焼実験に用いるノズルとスワラを備えた燃焼器モデルを図 2.2.2 に示す。表 2.2.1 には実験に使用したスワラと、プロパン燃料ノズルの設計諸元を示す。スワラは複数

の平板羽根を有し、その内径と等しい径をもつ円筒形バーナ・スロートが燃料と空気の混合を促進し、放射状に広い角度をもつ安定な火炎を形成するようにスワーラのすぐ下流に設ける。

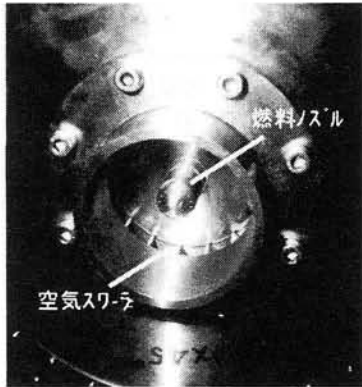


図 2.2.1 ノズル/スワーラの組立

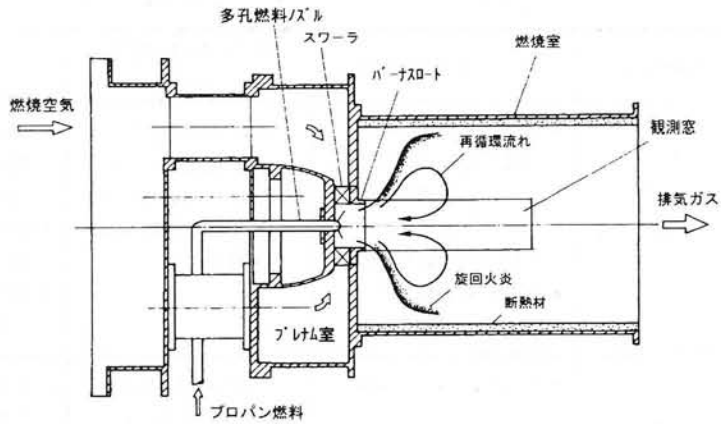


図 2.2.2 常温空気燃焼用燃焼器モデル

燃焼室は内壁に断熱材を施し、内径 340 mm、長さ 500 mm の寸法をもつ。また、火炎観察と温度やガス採取のプロブが水平面に沿って挿入するため観測窓が燃焼室の両側に取り付けられている。静圧回復させるためのプレナム・チャンバーはスワーラへの一様な空気流入を得るために使用される。

プレナム・チャンバーからの空気はスワーラ羽根を通過してバーナ・スロート内に導入されることにより、旋回噴流が半径方向に拡がりバーナ中心軸付近に大きな再循環流れが形成される。1,000～3,000 mm水柱の供給圧でプロパン燃料は、バーナ・スロート内の旋回空気噴流内に多孔ノズルを介して噴射され、混合促進が図られる。燃料は、燃焼室内で完全に消費され、その燃焼生成物は煙道に排気される。

表 2.2.1 スワーラと燃料ノズルの設計緒元

スワーラ:				
旋回角	度	30	45	60
羽根高さ	mm	13、25	同左	同左
内径	mm	60、80、100	同左	同左
スワール数 S	-	0.372～1.10	0.897～1.73	0.942～2.63
燃料ノズル:				
ノズル径	mm	1	2	3
孔数	個	16	8	8
噴射角	度	90	120	160

注1) スワーラ外径 140mm、羽根枚数 16 一定。

注2) 内部測定に旋回角 60°、羽根高さ 13mm、内径 80mmのスワーラ(スワール数S=2.21)と、ノズル径 2mm、孔数 8 個、噴射角 160°の燃焼ノズルを使用した。

(2) 実験方法と測定

燃焼空気はほぼ大気圧、常温度最大 600℃でスワーラに供給される。バーナ・スロートでの代表流速は、入口当量比 0.4 ～ 1 に対応して 2 ～ 16.5 m/s に変化する。内部測定の前の一連の火炎観察を行い、旋回火炎の軸対称性を確認し、短く安定した広角の噴流火炎を得

るためのスワラと燃料ノズルの最適な組合せを選択する。

内部ガス温度の測定に、石英コーティングの 0.3mm素線径を持つ白金-白金ロジウム (PR) 13%熱電対プローブを使用する。図 2.2.3 の温度測定状況に示すように、燃焼室の上方から熱電対を挿入する。なお、熱伝導や輻射の損失による温度補正は行っていない。ガス濃度の測定には、水冷採取プローブと堀場製MEXA-2000Sガス分析装置を使用し、CO₂、O₂、未燃HC、NO、NO_xの6成分を測定した。なお、水蒸気成分の凝縮を避けるためにガス採取ラインは 140℃の温度保つよう電気加熱テープを巻付ける。

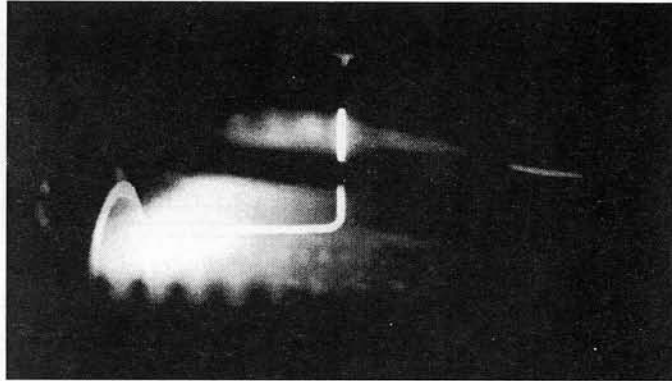


図 2.2.3 燃焼室内部ガス温度の測定状況

トラッカータイプの信号処理系をもつ 15 mW 出力 He-Neレーザのドプラー流速計 (LDV) を用いて、等温流れと燃焼流れにおける軸方向および旋回方向の流速成分を測定する。LDV システムの光学系機器はすべて、燃焼室内の水平面で2方向に移動できるトラバース台上に配置される。

LDV の測定条件は、バーナの熱入力 50kW 一定とし、入口当量比 0.4 と 0.8 である。ガス採取は、バーナ・スロート出口から下流に向けて5つの軸方向位置 (10、30、60、100、150 mm) で半径方向に複数点選ぶ。また、スワラの圧力損失測定のために、内径 1 mm のピトー全圧管をスワラ羽根の上流入口に取付ける。

2. 2. 2 高温燃焼実験装置および方法

本装置では、空気予熱時にスワールバーナによって形成される火炎の特性について内部の燃焼進捗や流れ、排ガス成分の測定を行う。さらに、NO_x低減化のための水噴射 (WI)、排ガス再循環 (EGR) を試み、それらの低減効果、燃焼進捗状況等を明らかにする^(10~16)。

(1) 高温燃焼実験装置

スワールバーナの高温燃焼実験装置は、図 2.2.4 に示す通り、空気予熱部、燃焼器モデル、排気部から構成され、これらすべてが水平面で移動するトラバース台上に取付けられる。遠心ブローアから供給される空気は、最大 600℃までの温度に予熱され、13 mm の羽根高さをもつスワラを通して半径方向からバーナ・スロート内に導入される。プロパン燃料の多孔ノズル噴射弁を用いて燃焼テストを行う。燃料はバーナ軸を対称に 160° の拡角をもって旋回流内に放射状に噴射される。燃料と空気はスロート内で混合され、図中に描かれるようなコンパクトな

火炎を形成する。燃焼室は 330 mmの内径をもち、内壁に断熱材が施される水冷タイプである。その熱負荷は、最大熱入力 100 kW 時に単位容積あたり最大 12 MW/m³に達する。直径 200 mm 相当のエンジンシリンダヘッドを模擬した遮熱板を燃焼室出口に配置し、その環状通路を通して燃焼生成ガスは排気される。

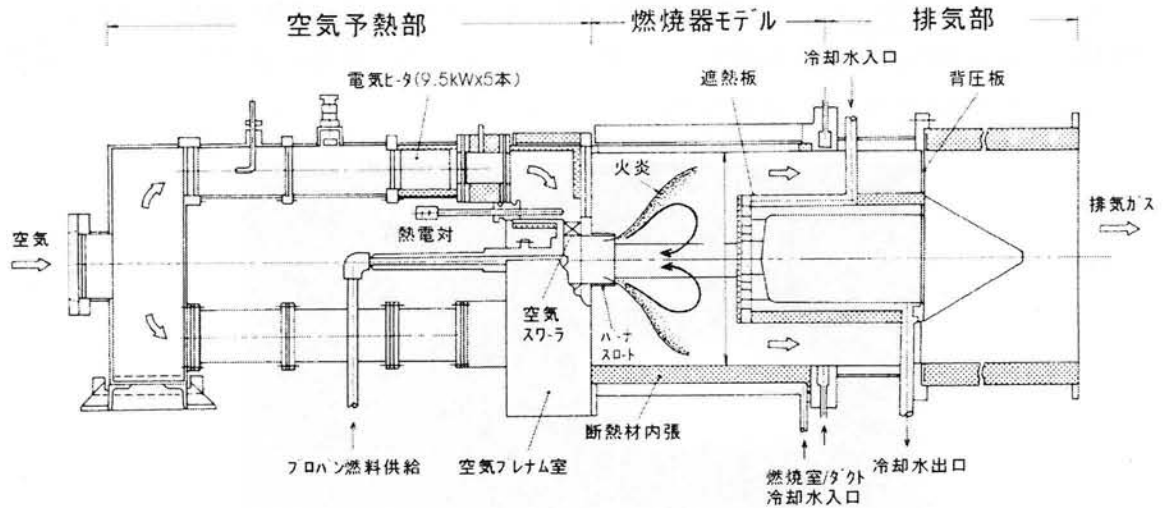


図 2.2.4 高温空気試験装置の構成(遮熱板付)

また、燃料や空気の流量と予熱温度の入力設定と、そのPI制御を行う燃焼負荷制御装置の写真を図 2.2.5 に示す。



図 2.2.5 スワールバーナ燃焼実験に使用した燃焼負荷制御装置

次に、NO_x低減実験に用いた水噴射バーナの構成と写真を図 2.2.6 に示す。スワラ上流周上に、等間隔かつ平面羽根と平行に配置される 8 個の 0.2 mm 内径チューブから下流に向けて一様に水が噴射される。水噴射の最大圧は 0.2 MPa で水と燃料の質量流量比(=W/F)は 0.4~1 の範囲で変える。

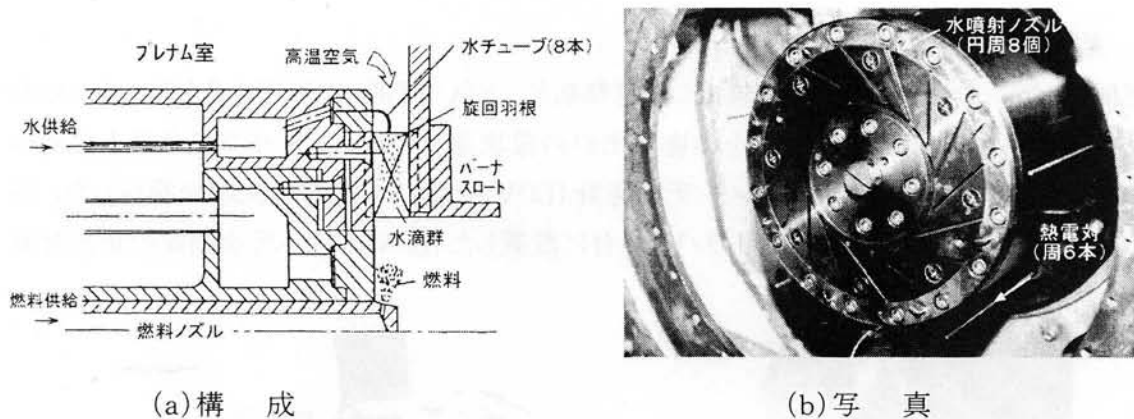


図 2.2.6 NO_x低減に使用する水噴射(WI)バーナ

もう1つのNO_x低減方式として排気ガス再循環(EGR)を試みた。EGR方式の有利な点は2つあり、それらは、(1)空気と強制的に循環される排ガスとの混合気に含まれる不活性ガス成分の熱吸収による火炎温度の降下、(2)サーマルNO生成域での低酸素化と、流量増加により滞留時間の短縮と考えられる。EGRバーナの構成と写真をそれぞれ図2.2.7(a)と(b)に示し、再循環ガスと新鮮な空気とが完全に混合したガスがスワラ上流のプレナム・チャンバー内で得られる。燃焼試験装置に結合したEGRシステムの配管系は同図(b)の写真に示す。このシステムで高温燃焼生成ガスの一部はEGRプロアにより排気ダクトから抽出され、そのガス温度は同じラインにある5個の水冷ジャケットで150℃まで調節される。その再循環ガスの流量はノズル流量計で測定された後、電気ヒータで600℃まで予熱され、入口の空気プレナム室内に導かれる。再循環ガスの酸素濃度はEGRラインでモニターされる。EGRバーナ試験では、EGR(%)を空気に対する排ガス循環の容積流量の比(=排ガス循環量/空気量)で定義し、5~50%の範囲に設定される。

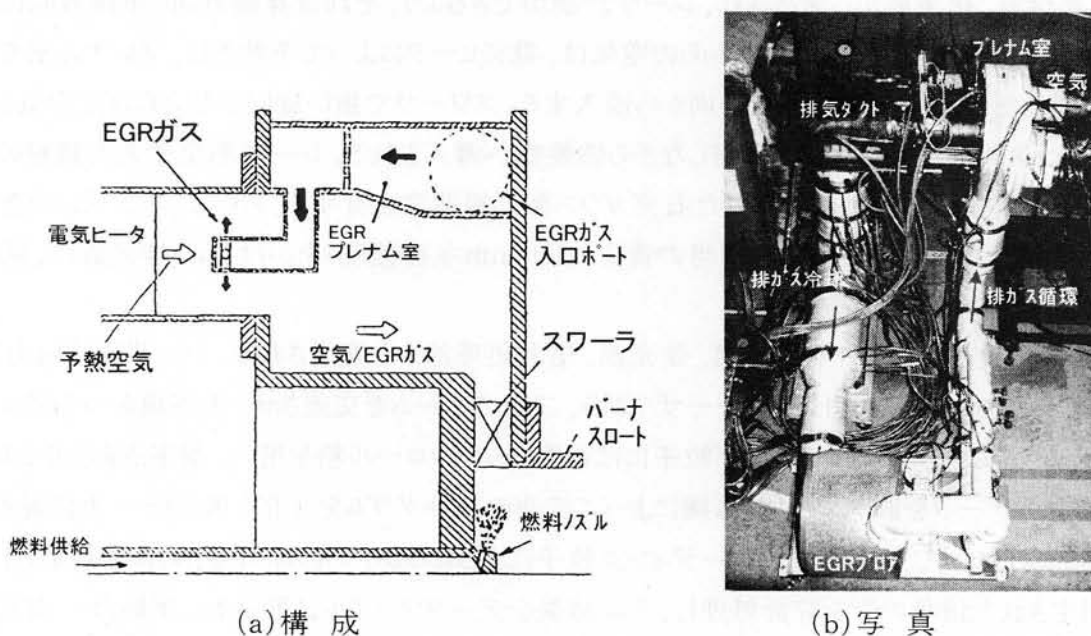


図 2.2.7 NO_x低減に使用する排ガス再循環(EGR)実験装置

(2) 実験方法と測定

実機エンジンのシリンダヘッドを模擬した遮熱板と、空気予熱時の背圧効果を与えるための多孔板(図 2.2.4 に示す背圧板)を燃焼室出口の環状通路に設け、入口空気条件を変え非燃焼時と燃焼時の両方についてレーザ流速計(LDV)を用いて内部の流動を測定した。図 2.2.8 に燃焼室の真下にある水平トラバース台に設置した LDV による流速測定の状態を示す。

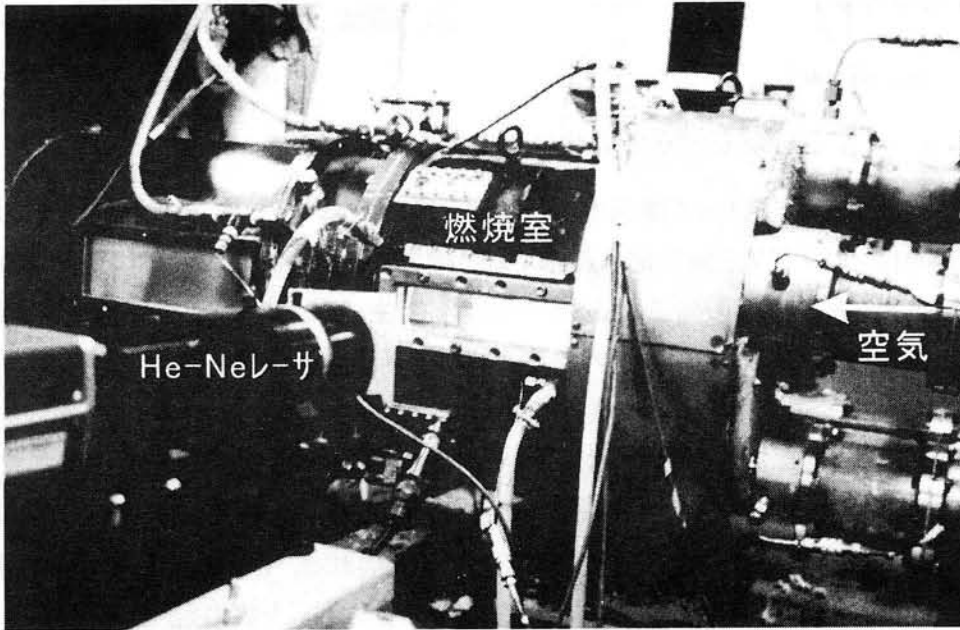


図 2.2.8 レーザ流速計による燃焼室内部の流速測定

実験装置は、燃焼試験装置と LDV による流速測定部の2つに分けられ、前者は空気予熱部、燃焼室、排気部から構成され、レーザ計測ができるよう、それ自身軸方向、半径方向に水平移動できる構造にある。ブローからの空気は、電気ヒータによって予熱され、プレナム室で静圧回復した後、スワラに半径方向から流入する。スワラで強い旋回を与えられた空気は、バーナ・スロート部を通過して、旋回しながら燃焼室へ導入される。レーザ測定や火炎観察のために、燃焼室側面に対向に設けた石英ガラス製の観測窓を有する。さらに、エンジンの空気予熱器の流動抵抗による実機相当の背圧(100 mm水柱程度)をかけるよう排気部に、開口面積比2%の多孔板を取付ける。

LDV 測定部は、レーザ発振部、受光部、信号処理部から構成される。レーザ光は出力15 mW、波長 632.8 nm の He-Ne レーザであり、二本のビームを交差させ、干渉縞をつくる2ビームモードを採用した。シーディング粒子には市販のシッカロール粉を用い、測定点あたり 2,048 個以上のデータを取り込み、計算機によって流速のヒストグラムを CRT スクリーン上に表示させた。これにより、入力信号がシーディング粒子によるものか、ノイズによるものかを判別し、良と判定された信号のみを統計処理し、その結果をデータファイルに取込む。実験は一次元流速測定法を採用しているため、軸方向(U)と接線方向(W)の時間平均速度と変動成分についてはビームを回転して別々に測定した。

非燃焼時の LDV 実験は、表 2.2.2 に示すように、空気温度、空気流量をパラメータとし、背圧板、遮熱板の有無について行った。測定断面は水平面を対象とし、軸方向5箇所の測定位置を選んだ。なお、半径方向速度の測定は行っていないので、その変動速度 $v^2 = (u^2 + w^2) / 2$ と仮定して、乱れの運動エネルギー (k) を算出した。

表 2.2.2 非燃焼流れの LDV 測定の実験条件

	遮熱板の有無	背圧板の有無	空気流量 G_A g/s	空気温度 T_p °C	UBT m/s	Re_{BT}
Case I	×	×	41	30	7.17	3.45×10^4
Case II	○	×	42.2	30	7.22	3.48×10^4
Case III	○	○	42.2	30	7.14	3.44×10^4
Case IV	○	○	21.2	29	3.60	1.71×10^4
Case V	○	○	28.4	29	4.80	2.29×10^4
Case VI	○	○	41.9	250	12.2	2.29×10^4
Case VII	○	○	21.1	435	8.39	0.96×10^4

(備考) $\phi = [2\pi \int \rho U r dr / Ga] \times 100(\%)$: 流線関数、

U_{BT} 、 Re_{BT} : バーナ・スロート内の平均流速、レイノルズ数、 Ga : 全流量(空気+燃料)

次に表 2.2.3 に示すように、スワールバーナの燃焼実験を行い、旋回角、熱入力、空燃比、空気温度の燃焼パラメータ変化に対する火炎や排気エミッションの特性を明確にし、さらに水噴射 (WI) および排気ガス再循環 (EGR) の2つの異なる NO_x 排気の低減手段を比較した。

表 2.2.3 高温燃焼実験条件および測定内容

実験内容	バーナ構成	実験条件	測定内容	使用プローブ
燃焼特性	S45/CFI S60/CFI S70/CFI S80/CFI	熱入力 25~100kW 当量比 0.4~1 空気温度 室温~500°C	出口ガス分析 内部ガス分析 (S70&S80/CFI)	4点集合水冷プローブ(出口) 堀場製6成分ガス分析器 L形水冷プローブ(内部) 堀場製6成分ガス分析器
水噴射および排気ガス再循環特性	CFI/AWI (S80のみ)	熱入力 50~100kW 当量比 0.4~0.8 空気温度 500°C W/F 0~1.6 EGR 0~50%	出口ガス分析 内部ガス分析	同上 同上

(略) S: スワラ(内径 80mm/外径 140mm/羽根高さ 14mm 使用)、CFI: 中心燃料噴射(4mm ノズル/6孔使用)、AWI: 環状水噴射(0.2mm ノズル x8 孔使用)

内部のガス分析においては、1.5 mm の先端径をもつL形の水冷式採取プローブを燃焼室の上から内部に垂直に挿入した。図 2.2.9 にそのガス採取プローブの状況を示す。採取ガスは、加熱ラインで水分が凝縮しないようにほぼ 150°C に保たれ、そのガス成分は堀場製ガス分析計 (MEXA-2000S) を用いて炭酸ガス (CO_2)、一酸化炭素 (CO)、酸素 (O_2)、未燃炭化水素 (THC)、窒素酸化物 (NO、 NO_2) の6成分が測定される。実験に使用したガス分析計とレコーダの写真を図 2.2.10 に示す。燃焼室からの排気採取に関しては、図 2.2.11 の写真に示すように、半径方向当面積になるように4点式のくし形プローブを模擬シリンダヘッドの上流端

にあたる燃焼器出口に取付けられる。実験中には入口空気の相対湿度を測定し、NO_x排気濃度 (NO_x = NO+NO₂) は、15°C 温度、1 気圧、相対湿度 (60%) の基準状態にすべて換算される。さらに、それらの NO_x データは、5% の残留酸素濃度に相当する過剰空気に換算される。この換算方法については付録4に記述する。

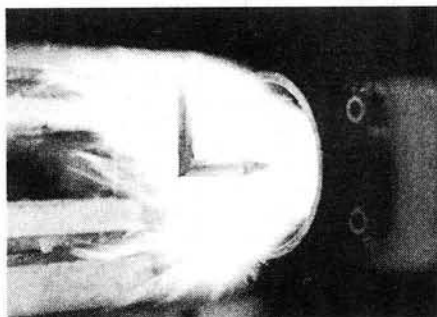


図 2.2.9 ガス採取プローブの挿入状況



図 2.2.10 内部ガス分析装置

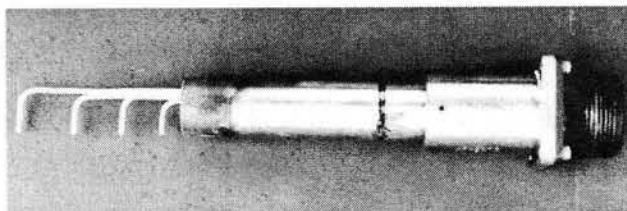
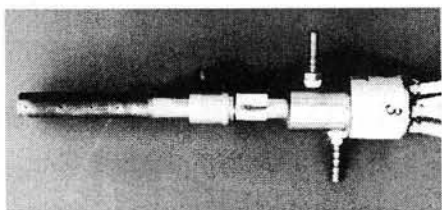


図 2.2.11 燃焼室出口ガス採取用くし形プローブと4点式 PR 熱電対温度計

2. 3 実験結果および考察

2. 3. 1 基本的なバーナ特性

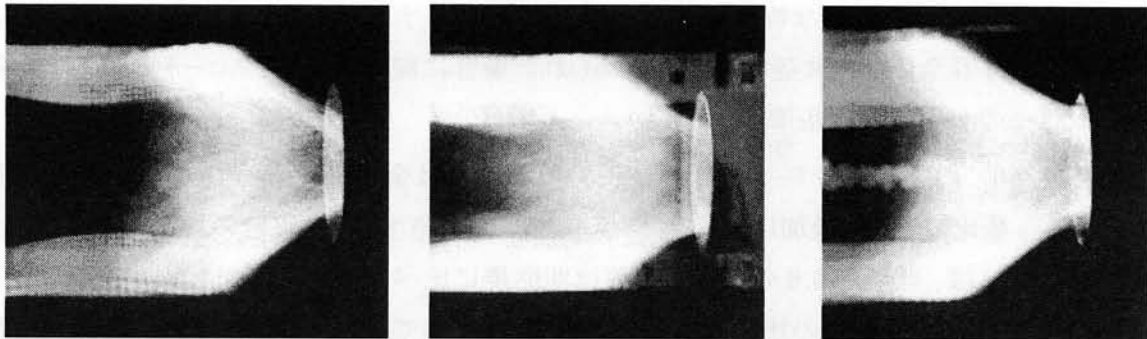
(1) 火炎観察の状況

常温空気の燃焼実験によると、水平位置にあるバーナでは、15 kW 以下の熱入力で旋回火炎に浮力効果が働くことが判った。さらに、0.4~1 の当量比の実験範囲で燃焼室壁への火炎インピンジがなく、半径方向に拡がり軸方向に短い火炎形状を得るには旋回角 60°、内径 80 mm のスワアラが適している。

燃料/空気の混合と火炎安定性に及ぼすノズル形状を選択するため、ノズル孔の直径、数、軸方向の噴射位置を変えて3種のノズルを調べた。噴射角 160° が良好な混合を得、噴射孔径 2 mm の燃料ノズルが火炎安定の面で最良であった。他の異なる孔径 1、3 mm のノズルでは、当量比 0.8 を越えると火炎がリフトし、不安定になる。ノズルの軸方向位置は、混合を良くするためにバーナ・スロート内で可能な限り上流に置かれるべきである。これらの火炎観察から、最適なバーナモデルとして表 2.2.1 の下線で与えられる寸法のスワアラとノズルを選択した。

この選んだバーナで得られる火炎は、図 2.3.1 に示すように、釣鐘状の青色火炎であり、バーナ・スロート出口下流で急速な拡がりを生じている。火炎の吹消えは、スロートでの代表流速 (U_{BT}) が 10 m/s を越えると起こる。以上の観察結果をまとめると、スロート内流速が 1.5 ~ 8

m/s にあれば当量比 0.8 一定、熱入力 20 ~ 80 kW の動作条件で火炎不安定化の問題はなくなる。



30° 旋回角

45° 旋回角

60° 旋回角

図 2.3.1 常温燃焼時の旋回角の違いによる火炎形状の比較

(2) 圧力損失と流動

スターリングエンジンでは、空気供給ブローの動力を下げるためにできる限りバーナの圧力損失を低くすることが要求される。3種のスワールについて、旋回羽根の高さや枚数を変えてスワール入口の全圧を測定した。図 2.3.2 に幾何学的形状スワール数に対する圧力損失係数の結果を示す。その損失係数はスロート出口の代表風速から算出される動圧に対するバーナを横切る圧力差の比として定義される⁽⁹⁾。

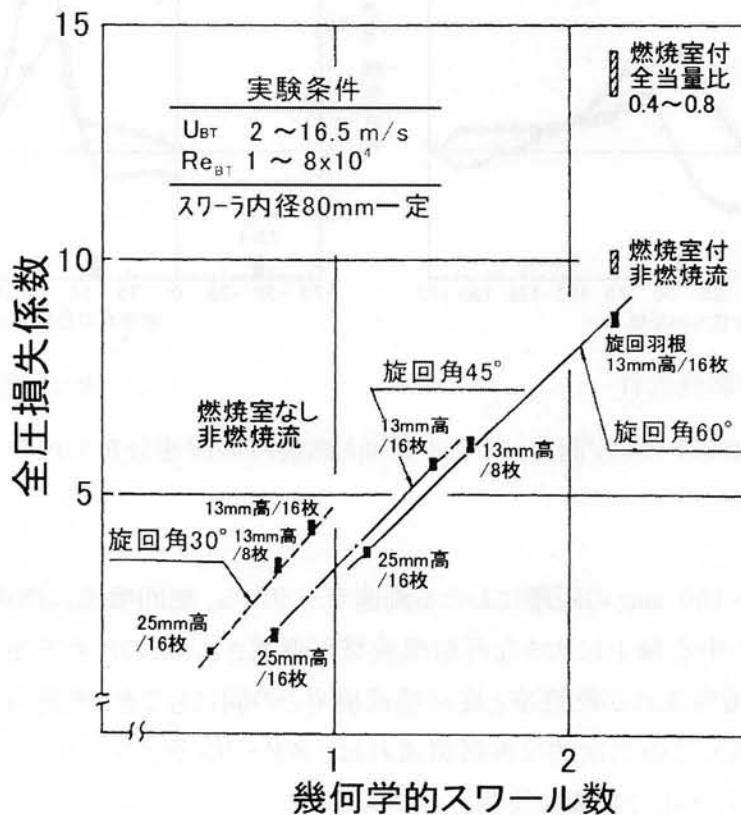


図 2.3.2 スワールバーナの圧力損失係数

図 2.3.2 から判るように、データの多少のばらつきはあるものの圧力損失係数は、すべてのスワールにおいてスワール数にほぼ比例して増加する。ここで、幾何学的スワール数の定義は、付録2に記述する。このような特性曲線は、同タイプのバーナを備えたスターリングエンジンの初期設計で許容全圧と要求空気流量が定められた場合に旋回の強さとスロート寸法との関係を決める1つの有用な設計基準になる。

旋回角 60° のスワールバーナの場合、圧力損失係数は全当量比(燃料と空気の流量から算出する当量比)とともに増加し、これは燃焼室内での熱発生による流れの加速から生じるためである。例えば、当量比 0.8 の燃焼での値は非燃焼に比べ 45% 上昇することになる^(9, 11)。

そこで、非燃焼と燃焼時の比較のための代表ケースとしてバーナ・スロートの下流距離 60 mm の位置における軸方向と旋回方向の速度を図 2.3.3 に示す。燃焼時の最大の軸方向速度は、化学的熱発生のため非燃焼に比べほぼ3倍となる。逆に、逆流速度は減少する。旋回速度は同じであるが、非燃焼時の逆流域にある旋回速度の分布は強制渦形で、そのレベルは燃焼時に比べて高くなる。

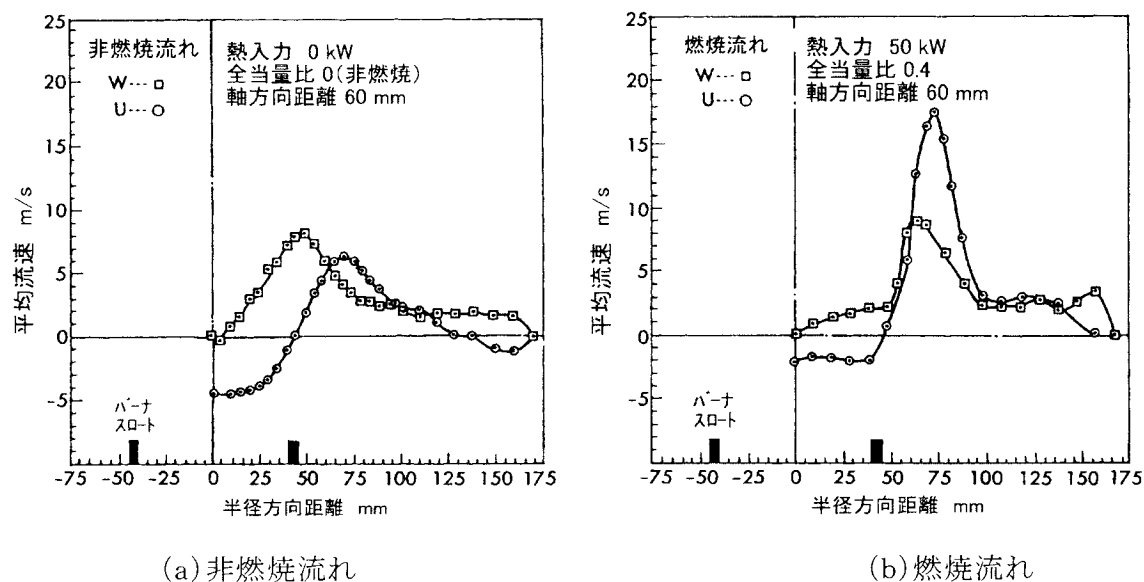


図 2.3.3 LDV測定による非燃焼と燃焼時の流速分布の比較

スロートから 10~150 mm の距離にわたる流速データから、旋回噴流は燃焼時に急速に広がるため、バーナの中心軸上に大きな再循環流域が形成され、このため安定した火炎が得られる。二次的な再循環流れが燃焼室と旋回噴流境界との間にもでき、燃焼時の大きさは非燃焼時に比べて小さい。この二次的な再循環流れは、スターリングエンジンのヒータチューブへ一様な熱伝達を果たす上で重要な役割を演じると見る。

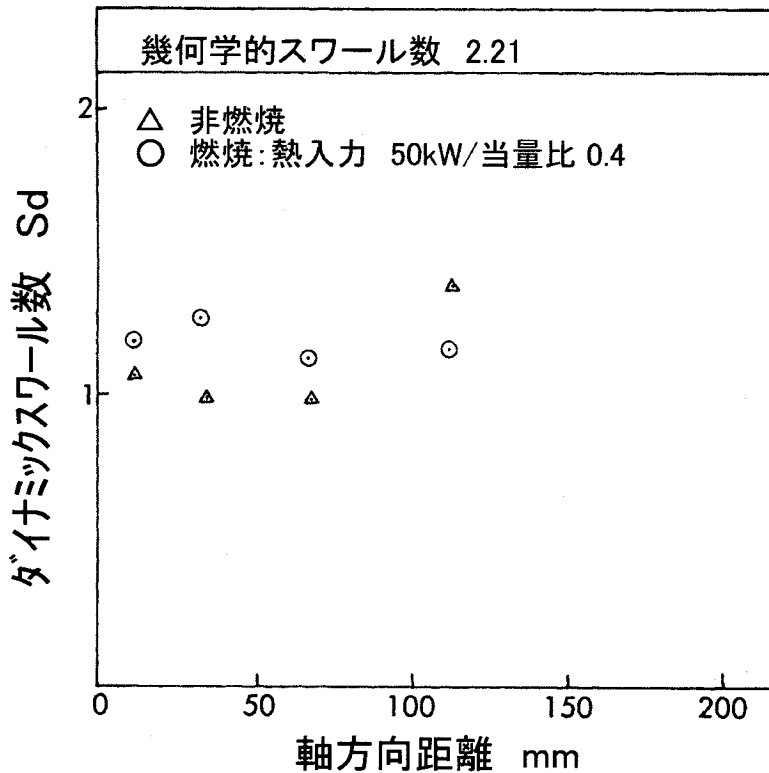


図 2.3.4 非燃焼と燃焼時のダイナミック・スワール数の比較 (旋回角 60°)

次にスワール数の選択もバーナ設計上重要な点となる。これは旋回強度が圧力損失や火炎の挙動に密接に関係しているからである。旋回角 60° の場合、スワラ形状から決まる幾何学的スワール数は 2.21 である。静圧分布の影響を無視した場合、実験で得られる流速、温度、ガス組成から求まるダイナミック・スワール数は、燃焼および非燃焼とも約 1.1 になる。この値は、図 2.3.4 に示されるように、幾何学的スワール数のほぼ半分になる。なお、ダイナミック・スワール数の定義は、付録2に記述する。

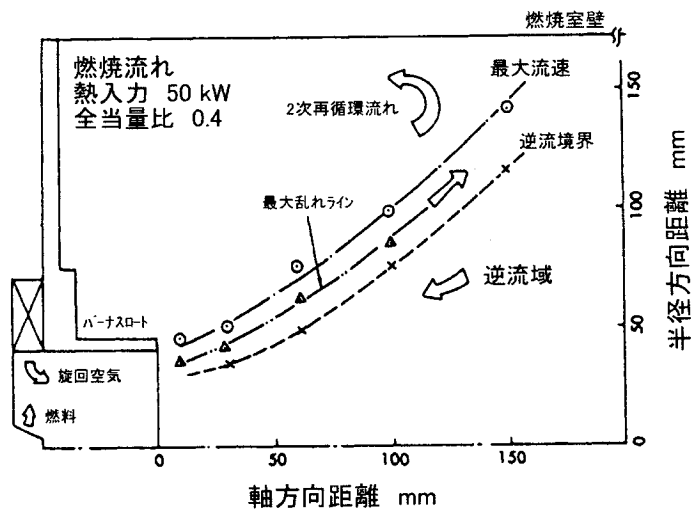
非燃焼時のダイナミック・スワール数は、下流方向に若干増加する。これは、多分、燃焼時に比べてバーナ軸上で大きな軸方向負圧勾配により燃焼室出口側からの空気の強い吸込みが生じ、軸方向の運動量が減少するためと考えられる。表 2.3.1 には、非燃焼時および燃焼時の LDV 流速と温度データから求めたダイナミック・スワール数の値を示す。

表 2.3.1 常温実験におけるダイナミック・スワール数

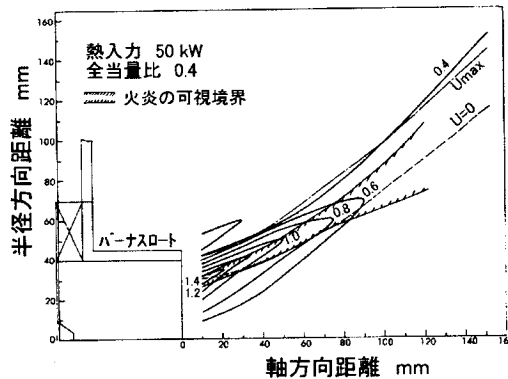
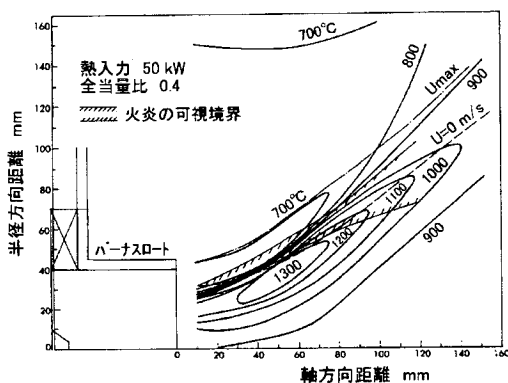
熱入力 kW	空気流量 g/s	全当量比	軸方向距離 mm	軸モーメント kg·m/s	旋回モーメント $\times 10^2$ kgm ² /s	ダイナミック スワール数
0	40.83	0	10	.170	.430	.631
0	40.93	0	30	.075	.305	1.022
0	40.90	0	60	.075	.439	1.471
0	40.93	0	100	.102	.626	1.532
0	40.90	0	150	.032	.288	2.218
48.18	40.54	.402	10	.067	.284	1.065
48.13	40.54	.401	30	.063	.328	1.308
48.21	40.52	.402	60	.124	.602	1.214
48.40	40.52	.404	100	.120	.586	1.219

(3) 燃料と空気の混合と燃焼進捗

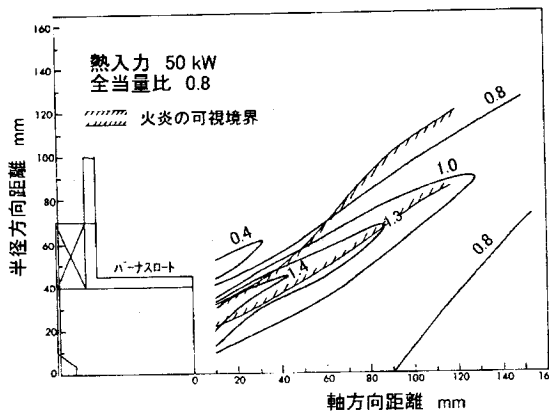
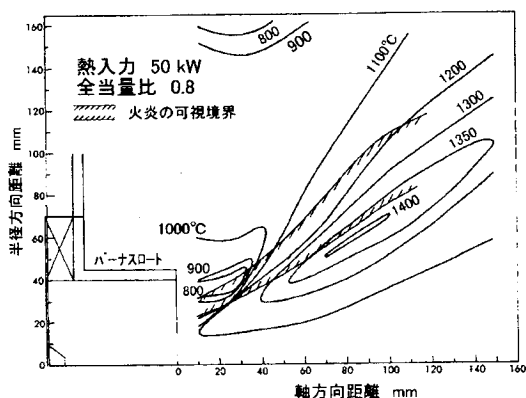
温度とガス組成のデータから、同一熱入力で当量比 0.4 および 0.8 の2つのケースに対し、局所的な温度と当量比の分布をそれぞれ図 2.3.5 に示す。特に当量比 0.4 の場合の巡回噴流中の混合と燃焼プロセスを見るために、最大軸流速 (U_{MAX}) と逆流境界線 ($U=0$) を図 2.3.5 (a) に示す。そこには目視観察と温度データから推定した可視火炎の大体の輪郭を与える。



(a) 流れパターン(当量比 0.4)



(b) 当量比 0.4



(c) 当量比 0.8

図 2.3.5 局所的な温度と局所当量比の分布(巡回角 60°)

図 2.3.5 から予測できることは、旋回火炎の着火は逆流境界近くで生じ、それは、等温線が密になる最大温度勾配域に一致している。着火域の下流での火炎伝播域は、高温逆流からの熱供給により半径方向に拡がる様子が伺える。

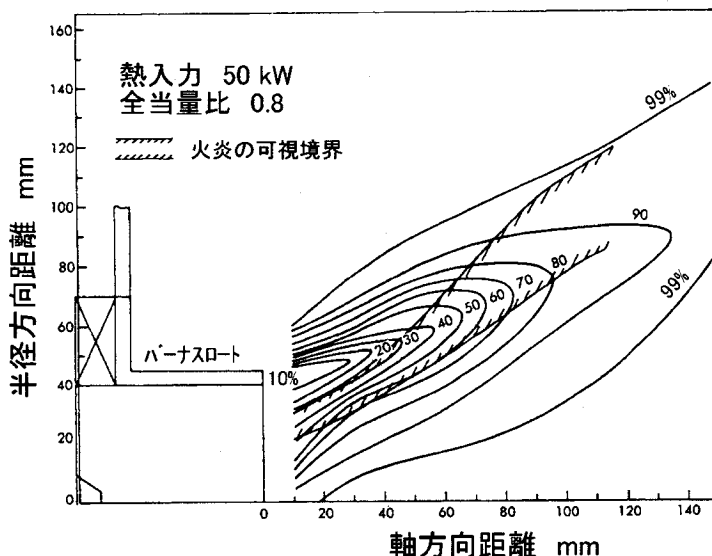


図 2.3.6 燃焼室内の燃焼効率分布(当量比 0.8)

当量比 0.4 の場合の $1,300^{\circ}\text{C}$ を越えるピーク温度域は、局所当量比がほぼ 0.7 にある軸方向距離 50 mm の逆流域のちょうど内側に位置する。一方、当量比 0.8 の場合、最大温度域はさらに下流に移動し、40 ~ 150 mm の位置で帯状の形をとる。最小当量比に相当する最大軸速度ライン上の旋回噴流域でより低い温度が見られる。当量比 0.4 条件の燃料濃度のピークラインは最大軸流速と逆流境界との間に領域に現れ、その位置は当量比 0.8 のケースと良く一致する。図 2.3.5 (a) でこれと同じ領域に最大の乱れエネルギー(図中の△印)が存在することを考え合せると、燃料の強い乱流拡散が火炎領域で生じているものと見られる。二次的な再循環流れと逆流の両方の領域で、いずれの当量比条件に対しても温度と当量比はほとんど一樣になる。従って、スターリングエンジンの加熱チューブは、燃焼室と旋回火炎との間の一様な温度をもつ二次再循環流れ域に配置されることが望ましい。

一酸化炭素と未燃炭化水素の濃度値から求まる残留エンタルピーに基づいた局所的な燃焼効率の分布を、全当量比 0.8 のケースについて図 2.3.6 に示す。旋回噴流域に沿って効率レベルは下流に向かって徐々に上昇する。温度分布でも見られたように火炎帯付近に急な半径方向勾配がある。バーナ中心にある逆流域と二次再循環域では、90%以上の効率に達し燃焼はほぼ完了している状態にある。

当量比と燃焼効率の両方の分布が軸方向距離 150 mm の位置でほぼ一樣になっている事実から、本バーナの設計はバーナ・スロート径の2倍に等しい軸方向距離でほとんど燃焼が完了することと考える。火炎安定域で、再循環する高温ガスがスロートから出てくる新鮮な可燃ガスを着火し、火炎伝播は最大軸流速ラインの内側で下流に向う反応域で進んでいる。このような旋回噴流火炎の安定した燃焼プロセスにとって、逆流域境界を横切る熱と活性化学種の乱

流による移動が最も重要な働きをもつと確認できる。

2.3.2 非燃焼時の流れ特性

(1) 遮熱板の流れに与える影響

燃焼室内の遮熱板の有無による流れの違いを調べるために、図 2.3.7(a)と(b)において流線パターン上に逆流の境界 ($U=0$)、最大軸流速 U_{MAX} および最大乱流エネルギー K_{MAX} の位置を示す。この比較から判ることは、遮熱板を設けた場合、スロートから流出する旋回噴流は中心軸側へ寄り、その広がりが狭まるが、遮熱板付近で急速に半径方向に広がっていく様子が見られる。同時に、逆流の境界線の形については、遮熱板なしの場合下流に向かって開いた境界線、遮熱板ありの場合その表面に接した閉曲線となる。この変化は、遮熱板の影響を反映した拘束流の現れである。

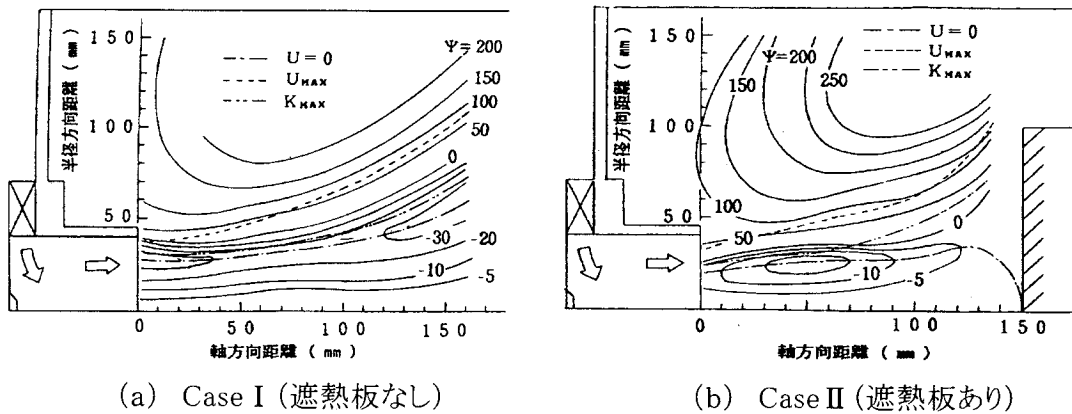


図 2.3.7 遮熱板の有無に対する非燃焼時の流線パターン

次に、逆流の強さを調べるため、中心軸上の無次元化した逆流速度分布 ($-U_{REV} / U_{BT}$) を図 2.3.8 に、入口空気流量に対する逆流量割合を図 2.3.9 に示す。ここで、 U_{REV} はバーナ中心軸上の逆流速度、 U_{BT} はバーナ・スロートを通過する空気の平均流速である。この結果、遮熱板の存在は逆流速度とその流量割合の減少につながるようになる。この違いは外気からの流入の有無によるものと見る。

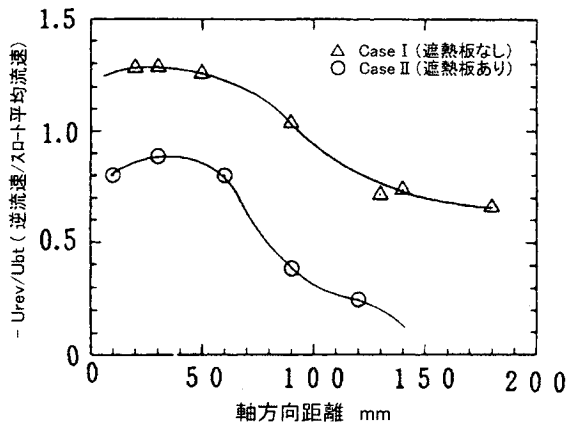


図 2.3.8 逆流速度に与える遮熱板の影響

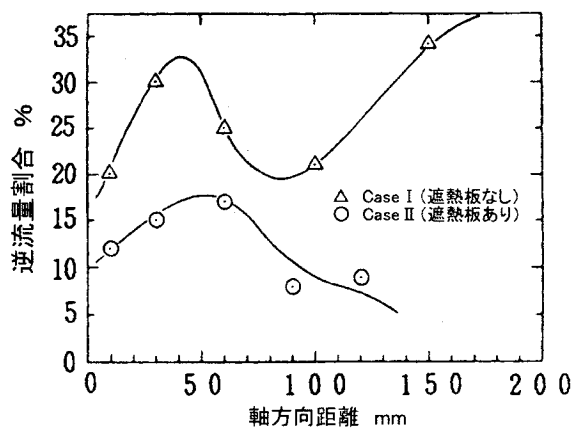


図 2.3.9 逆流量に与える遮熱板の影響

(2) 燃焼室にかかる背圧の影響

燃焼室の内部流動に及ぼす背圧の影響をみるため、表 2.2.2 の Case II および III について噴流の広がりや逆流の境界を図 2.3.10 に比較し、一方、図 2.3.11 には U_{MAX} と K_{MAX} の大きさの軸方向変化を示す。Case II と III の比較から、背圧の影響(燃焼室内圧力 116 mm 水柱)は流れの広がり、速度や乱れ強さの減衰に変化はほとんど現れない。従って、非燃焼下では旋回噴流の挙動に背圧の効果を検討しなくてもよいという結果を得た。

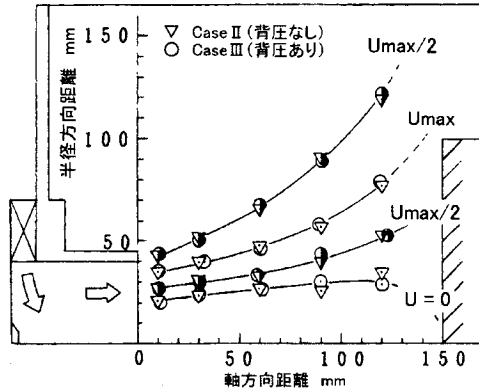


図 2.3.10 噴流拡がりに与える背圧効果

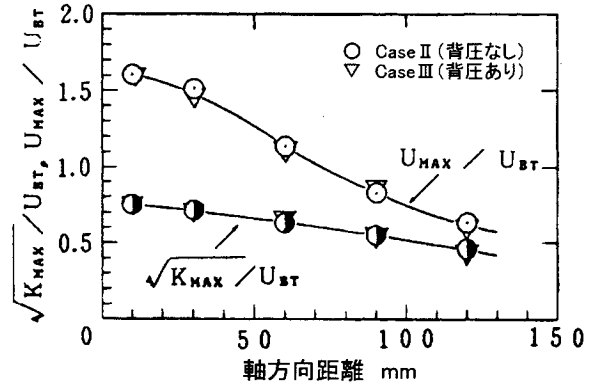


図 2.3.11 最速と乱れへの背圧効果

(3) 空気流量の影響

常温において入口空気流量を増すことによりRe数を増加させて流れ場の変化を見るために、表 2.2.2 の Case III、IV および V の3つの条件について、流速測定の結果を図 2.3.12 および図 2.3.13 で比較する。最大速度の大きさ(U_{MAX}/U_{BT}) 相対乱れ強さ(K_{MAX}/U_{BT})、噴流の広がりに対するRe数の影響は見られない。これはRe数変化の範囲が1桁内にあるためと考える。しかし、各測定断面における乱れの運動エネルギーの最大値 (K_{MAX}) は Re 数の増大に伴って大きくなっていく傾向にある。このことから、実際の負荷変化を伴う燃焼場では、局所的な熱発生による密度、粘性、乱れなどの増減を生じるため、噴流の広がりやその速度レベルに大きな変化をきたす。

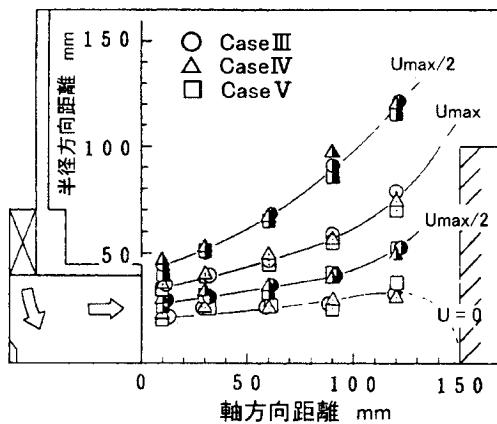


図 2.3.12 噴流拡がりの比較

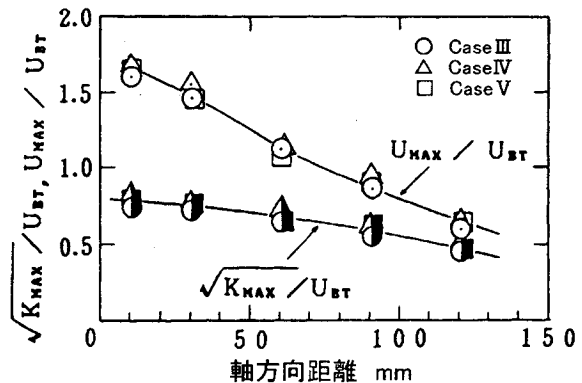


図 2.3.13 最大速度と乱れの変化

(4) 空気予熱の影響

次に、空気の予熱温度を変えてRe数を変化させた場合の流れ場を知るために、図 2.3.14 に Case VIとVIIの場合における相対乱れ強さの軸方向変化を示した。バーナ・スロート出口付近に乱れの運動エネルギーの最大値が見られ、これはスロートからの噴流が急速に広がる時に生じる強い剪断力の発生に起因する。その下流では、乱れは単調に減衰していく。予熱温度の違いによる影響は、乱れのピーク値とその軸方向位置の変化に現れる。即ち、温度上昇による粘性の増加に伴って相対乱れ強さのレベルは下がり、そのピーク位置は下流へ移行する。遮熱板付近の 120 mm 位置では、そのレベルはほぼ同じ値となる。

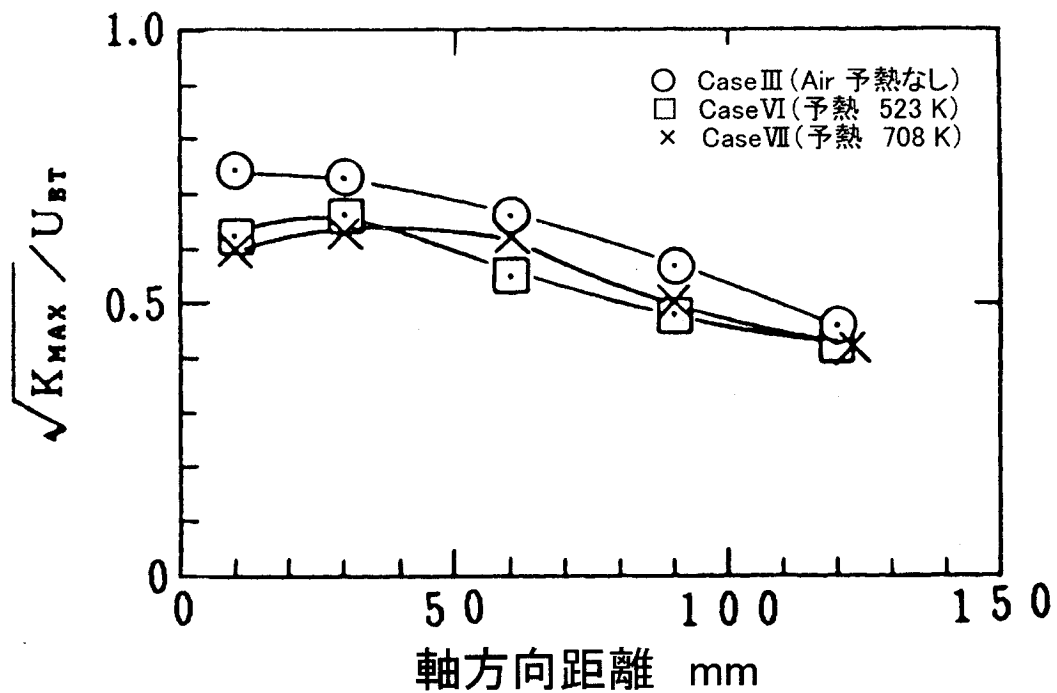


図 2.3.14 非燃焼時の乱れ強さに及ぼす空気予熱の効果

2.3.3 高温燃焼時の流れと火炎特性

一連の高温燃焼実験において、形成される火炎は釣鐘形状に類似した形をし、旋回角を 60° から 80° に、即ち、スワール数を増すにつれて火炎の色は輝度の高い黄色炎から明るい青色炎に変わる、これは混合速度が増すためである。また、火炎の拡がりにはバーナ・スロート出口で大きくなる。特に旋回が弱いと、高い熱入力の際に振動燃焼が発生する。旋回を強めると、振動を発生する当量比の範囲が狭くなると同時に、その当量比の値は大きくなる。空気の予熱温度を上げると振動は弱まる。旋回角の異なる3つのスワラに対し局所的な当量比の分布を比較すると、図 2.3.15 の結果になる。これらの分布の比較から判ることは、燃料と空気の混合速度は、バーナ・スロート内の旋回空気への燃料の貫通と、中心にある再循環流れの境界に沿う乱流拡散の両方に依存する。旋回角を 60° から 80° に増加すると、図中の破線で描かれる最大燃料濃度の位置は、バーナ・スロート内で半径方向に広がっており、その下流で理論当量比 ($\phi=1$) に至る距離は短くなり、このことは旋回強さの増加により混合が強められることを示唆する。

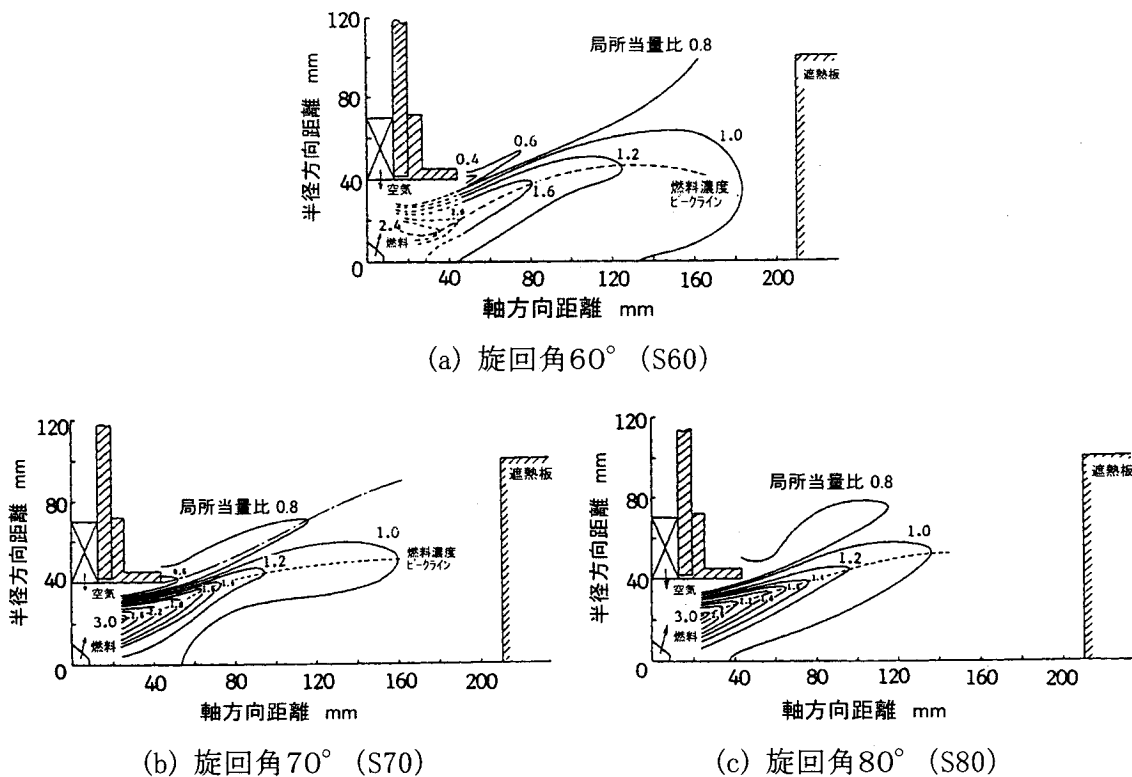


図 2.3.15 スワラの旋回角の違いによる当量比分布の比較

内部の燃焼進捗を調べるために、局所的な燃焼効率が一酸化炭素(CO)、未燃炭化水素(UHC)の合わせた残留エンタルピーから求められる。再循環流れの境界に沿う効率の軸方向変化は図 2.3.16 に示される。いずれのスワラでも、燃料の約 20%が 44 mm 長さのバーナ・スロート内で燃焼し、それから下流に向けて急速な反応が進むことになる。旋回強度の増加は、混合および燃焼を速めるため大きな熱発生速度を伴う。全般に燃焼の速さは、中間生成成分となる一酸化炭素の酸化速度にほとんど依存する。また、バーナ・スロート近くの局所的

な温度が旋回角の増加により上昇していることも確認できる。これらの結果は、バーナ出口の燃焼効率にも反映しており、旋回を強めることはより燃焼効率を上げ、50 kWと100 kWの熱入力の違いに差は見られない。従って、低い熱負荷でCOの排出低減により全燃焼効率が改善するためには、大きい旋回角のバーナ動作で燃焼器設計上考えるべきと言える。旋回角 60° で効率低下が生じるもう1つの理由として、図 2.3.16 のデータから推察できるように、燃料過濃な再循環流域での燃焼反応が減速されるためである。

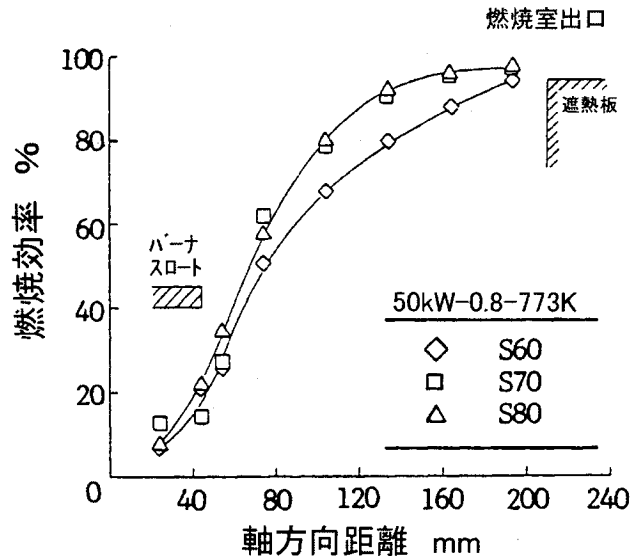


図 2.3.16 スワーラの違いによる火炎域での燃焼進捗(空気予熱温度 500°)

図 2.3.17 では、旋回角 70° と 80° の2つの異なるスワーラに対し空気温度によるNO_x排出濃度の比較を示す。これらの曲線からNO_x排出濃度に対する空気温度の依存性は $NO_x \sim \exp[Ta/261]$ の関係で表される。ここでTaは入口空気温度[K]である。また、旋回の強さを増すとNO_x排出濃度は低減し、一方、高熱入力になるとNO_x排出濃度のレベルは高まる。そこで実際の30kWスターリングエンジンへの適用を想定した場合、NO_x排出濃度は、空気予熱の設計温度 750°C に対し 600 ppmV を越えるレベルになり、これにより、150 ppmV のNO_x 排出濃度の目標を満たすためには 75%以上のNO_x低減が要求されることになる。

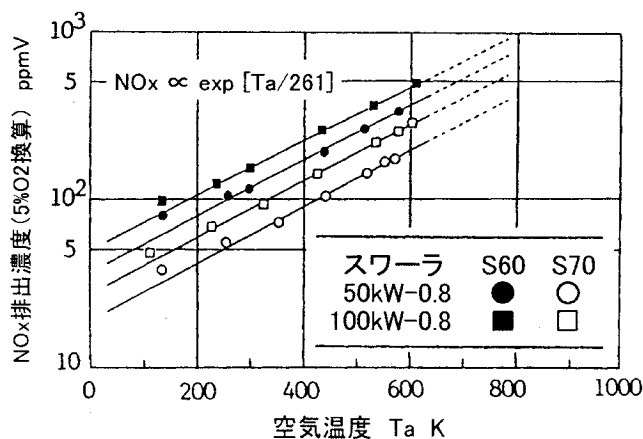


図 2.3.17 NO_x排出に及ぼすスワーラの効果

2.3.4 排ガス特性と窒素酸化物(NOx)の低減

(1) 火炎性状

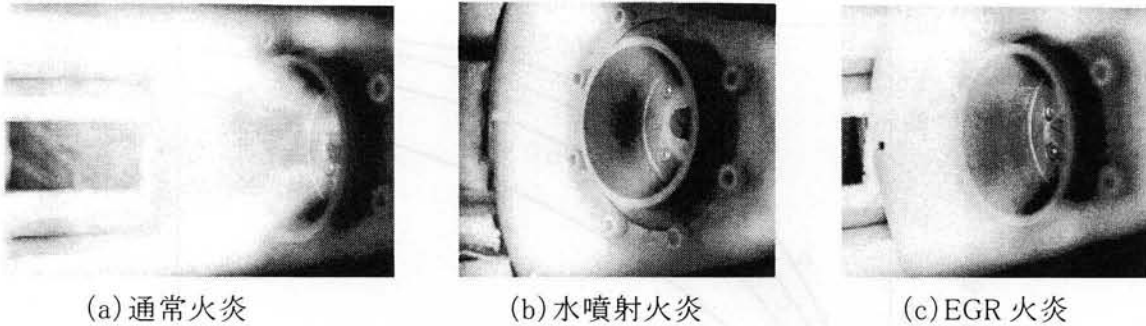


図 2.3.18 スワールバーナ火炎の比較(熱入力 50 kW、全当量比 0.8)

図 2.3.18 の(a)、(b)、(c)のそれぞれに、中心から放射状にプロパン燃料を噴射する多孔ノズルと旋回角 80° のスワララの組み合わせで得られる通常火炎、水噴射時の火炎と排ガス再循環(EGR)時の火炎を比較する。水噴射、排ガス再循環を与えた場合、火炎は全体に青色化し、短炎化していく傾向にある。しかし、それらが過剰な量になると水噴射による温度の低下、EGR による流速の増加に伴い、火炎の不安定を招き、実験条件によっては振動燃焼を発生する。従って、その適度な量を図って、NOx低減化を狙うことがバーナ設計上重要となる。

(2) NOx排出特性

水噴射なしのNOx濃度に対して減少する比で定義する燃焼器出口でのNOx低減率が、水/燃料の質量比の関数として図 2.3.19 に示す。図中の実線の値は、次の経験式から異なる水の蒸発率に対して計算するNOx低減率である^(17, 18)。

$$\Delta[NO_x] = 1 - \text{Exp} \left\{ -8.28 \times 10^{-3} \left[-2300 \left(\alpha W/F \left(n_s / \phi \right) - \frac{1}{2} \cdot \frac{C_{pw} \cdot Ta + H_w}{C_{pa} (1/\alpha) (F/W) (n_s / \phi) + C_{pw}} \right) \right] \right\} \quad (2.3.1)$$

ここで、 C_p : 定圧比熱、 W/F : 水/燃料の重量比、 H_w : 水の蒸発潜熱、 $\Delta[NO_x]$: NOxの排出低減率、 n_s : 量論空燃比、 Ta : 空気温度、 α : 水の蒸発率、 ϕ : 全体当量比である。また、水噴射によるNOx低減は、火炎温度低下(ΔT_f)で $\Delta NO_x = \exp(8.28 \times 10^{-3} \cdot \Delta T_f)$ と仮定し、入口空気温度(Ta)と湿度の変化の効果としてそれぞれ、1/2、水/空気質量(W/A)比の形で2300(W/A)とする。この仮定は、W/Aが6%以下で適用する。

図 2.3.19 の結果から明らかのように、いずれの熱入力においてもNOx排出濃度は、水/燃料質量流量比(W/F)の増加により減少する。より大きなNOx低減は高熱入力と高当量比に見られ、その理由は水の蒸発率が増加するためである。例えば 100 kW に対し W/F=1 の場合、75%程度の低減に達する。一方、NASA の航空ガスタービン燃焼器の一次燃焼域への水噴射による NOx低減実験においても、高温・高圧空気(467°C/1 MPa)の下でプロパン燃料と同量の水により75%低減率を得ている⁽¹⁹⁾。しかし、たとえ W/F が1を越えたとしても蒸発率が減少するため 100%蒸発での最大可能なNOx低減率を実現することは難しいと考える。水噴射

の実験では、熱入力 50 kW の場合に限って振動燃焼が発生し、400°C以上の空気温度になるとそれは発生しない。

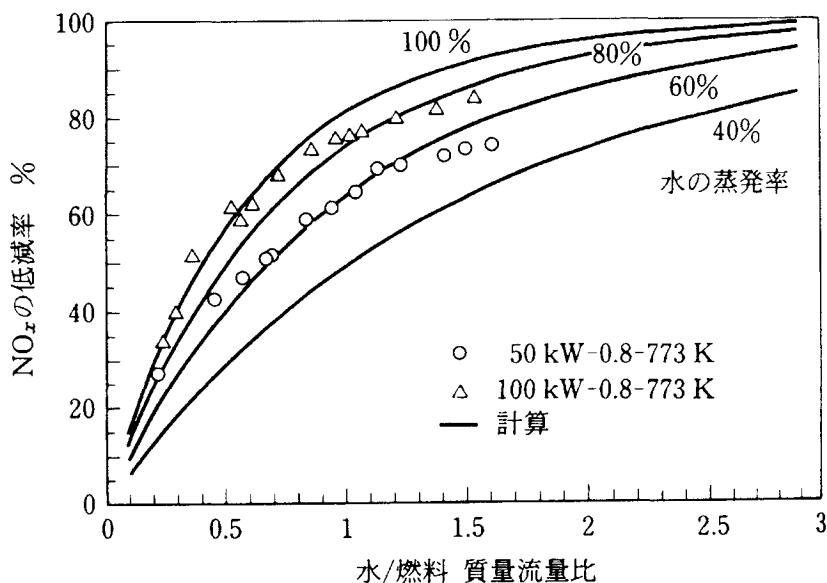


図 2.3.19 NO_x排出に与える水噴射(WI)の効果

次に、図 2.3.20 に排ガス再循環(EGR)のNO_x低減率への影響を示す。図中の実線は、水噴射の場合と同様に、エンタルピー吸収(Sensitive Heat Absorption)により起こる火炎温度の減少から予測されたもので、その式は以下の形になる⁽¹⁷⁾。

$$\Delta[NO_x] = 1 - \frac{100}{100 - EGR} \text{Exp} \left[8.28 \times 10^{-3} \Delta T_f \right] \quad (2.3.2)$$

ここで、 ΔT_f : 火炎温度の降下 [K]、EGR: 循環排ガス/入口空気の容積割合である。

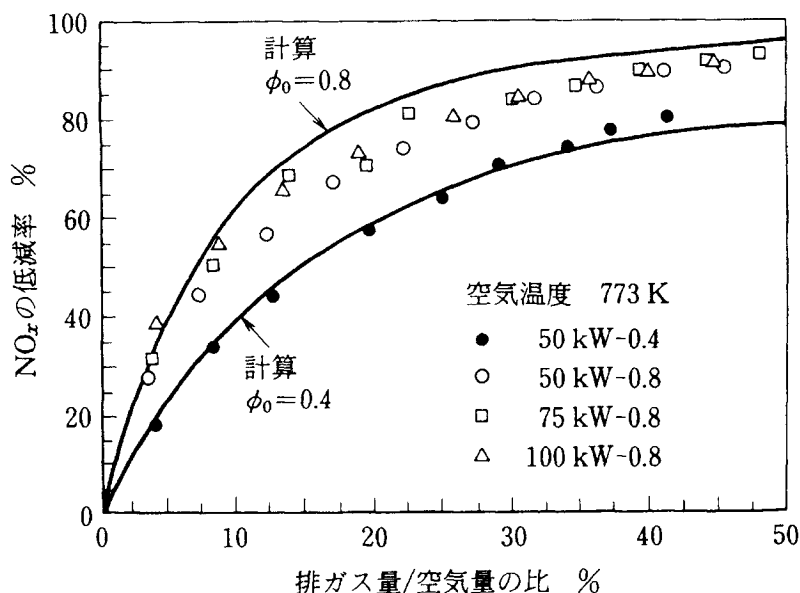
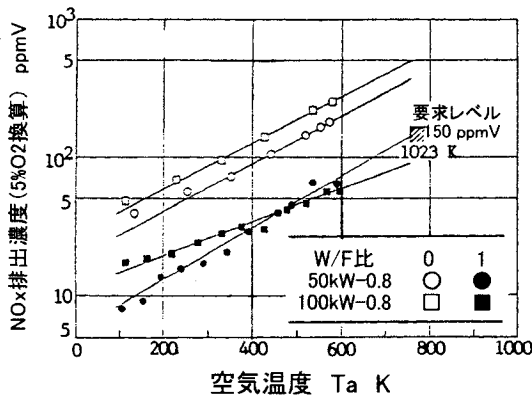


図 2.3.20 NO_x排出に与える排ガス再循環(EGR)の効果

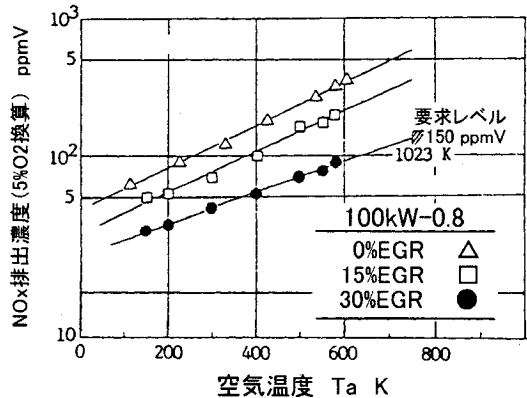
このように測定されたNO_x低減率は排ガス再循環量の増加により大きくなり、特に高当量

比の燃焼条件で顕著である。これらの結果から判ることは、80%以上のNO_x排出の低減には約30%の排ガス再循環量が要求され、その低減率は当量比0.8では熱入力にそれほど大きく影響されない。

NO_x排出濃度に及ぼす空気温度の効果は、水噴射と排気ガス再循環の動作条件に対し図 2.3.21 (a) および (b) に示され、それぞれのプロットは W/F 比と EGR 量 (%) を一定としている。これらの両方の動作に言えることは、NO_x排出濃度は空気温度とともに指数的に増加するが、水噴射の場合、熱入力 100 kW のケースでその上昇率はわずかに小さくなる。実用エンジンの 750°C の入口空気温度では、スターリングエンジン開発での 150 ppmV 目標を満たすには少なくともそれぞれ W/F=1、排ガス再循環量 30% の条件が設計上要求される。



(a) 水噴射バーナ (WI)

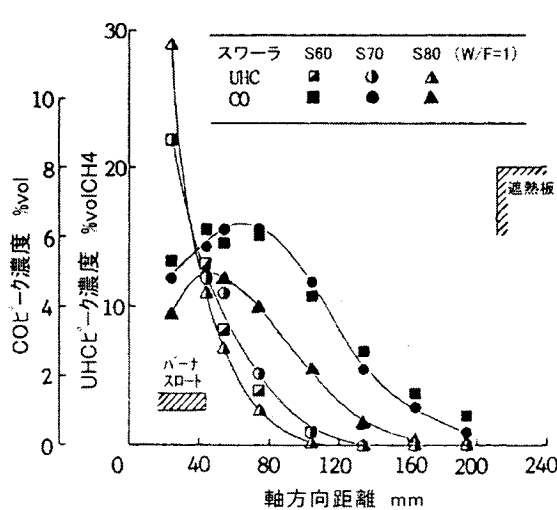


(b) 排ガス再循環バーナ (EGR)

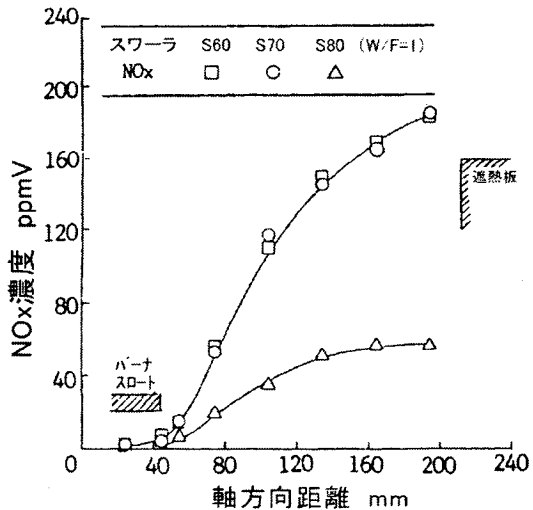
図 2.3.21 NO_x排出濃度の空気温度の依存度

(3) 水噴射および排ガス循環時の燃焼進捗とNO_x生成

ここでは、燃焼室内でのNO_x生成、燃料/空気の混合、燃焼効率に及ぼす水噴射の影響を述べる。燃焼器内の一酸化炭素 (CO) と未燃炭化水素 (UHC) のピーク濃度を図 2.3.22 (a) に示す。



(a) 未燃分 (UHC、CO)



(b) 窒素酸化物 NO_x

図 2.3.22 水噴射 (WI) による未燃焼成分とNO_x生成の変化

W/F=1 の場合、燃料消費の速度は水噴射のない場合に比べてさらに大きくなり、CO 濃度は燃焼領域にわたって低くなり、ピーク CO 濃度の位置は水噴射なしのケースに比して上流側にわずかに移動する。このことは、水噴射が主な燃焼域での燃料/空気の混合と CO から CO₂ への酸化を速めることに大いに寄与することを示唆している⁽²⁰⁾。この効果は、図 2.3.23 に示すように、燃焼器出口での CO 排出濃度にも反映しており、特に高熱入力、高当量比の燃焼で CO 排出濃度は水噴射量を上げるほど低くなり、熱入力100kWでW/F=1の条件で50%程度の CO 排出の低減が得られる。このように水噴射は化学反応による熱発生速度を高める利点を有する。

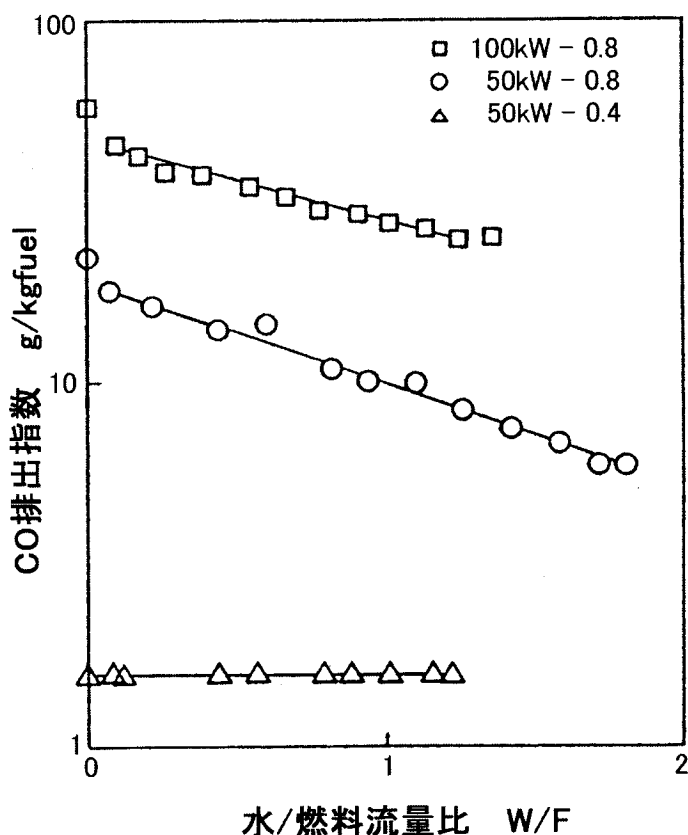


図 2.3.23 水噴射による CO 排出濃度の低減

一方、高温反応域の場で発生するNO_x濃度の軸方向分布を図 2.3.22 (b)に示す。窒素酸化物の最大生成速度は、CO ピーク濃度の位置に対応する最大熱発生域のすぐ後方に現れる。そのNO_x生成速度の大きさ(= d[NO_x]/dt))は、水噴射量に伴い大きく減少するが、旋回角 70° と 80° の両者のスワラにNO_x生成速度の違いは見られない。これらの結果から、高負荷バーナのNO_x排出濃度の低減は、燃焼域でのサーマルNO生成を最小にすることで達成できると言える。

次に排ガス再循環実験における同様の結果を図 2.3.24 (a)と (b)に示す。EGR 量の増加は、燃料と空気の混合を促進する効果をもつ、それはスワラからの流速が上がり乱流拡散を強めるからである。これらの結果から、燃料消費の速度が同じオーダであっても CO の酸化速

度はEGR量の増加に伴い大きくなることが明らかである。このように排ガス循環は、排ガス中の水蒸気成分が反応域でのOHラジカル濃度を高め、CO酸化速度を速めて燃焼を促進するものと考えられ、この作用効果は水噴射の場合と同様である。そのためEGR量30%の燃焼では燃焼室長さのほぼ半分の距離で90%の燃焼率に達する。図2.3.24(b)には主燃焼域でのNO_x濃度の軸方向変化を示す。水噴射のケースと同様に、NO_x生成速度の最大値は最大の熱発生位置のすぐ下流に見られ、排ガス再循環なしの勾配に対する比で表す大きさは、それぞれEGR量15%の場合1/2、EGR量30%の場合1/3に減少する。

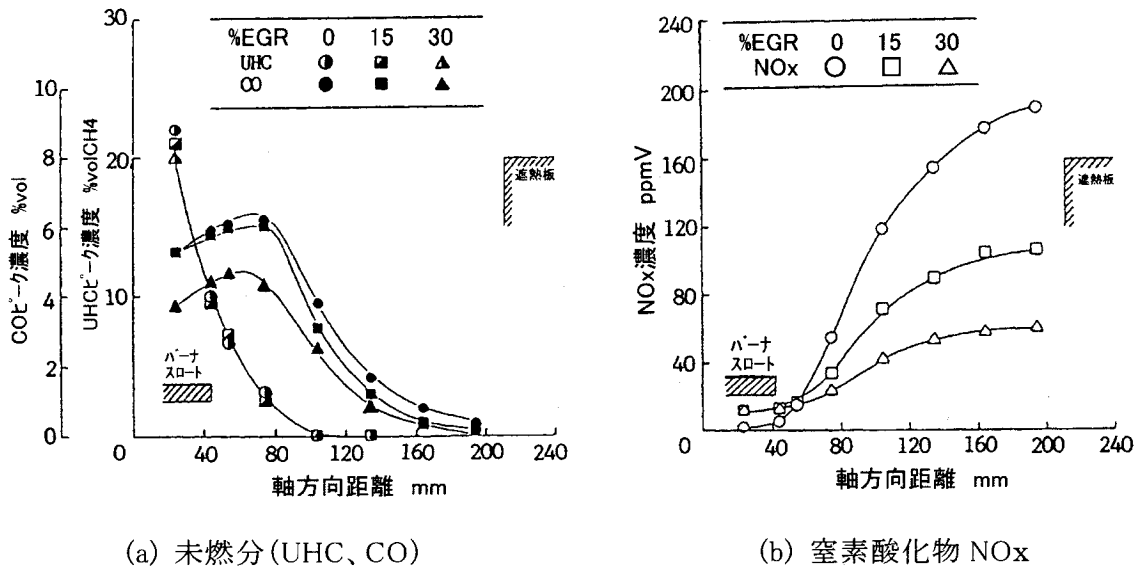


図 2.3.24 排ガス再循環 (EGR) による未燃成分と NO_x 生成

(4) 水噴射と排ガス循環の性能比較

NO_xとCOの排出特性に及ぼす水噴射と排ガス循環の影響を比較する。一般にNO_xとCOの排出は、高温動作のスターリング燃焼器を実用化する場合大きな環境問題となる。今回のデータから得られるそれらの排出指数 (E. I.: Emission Index) を、それぞれ水噴射および排ガス再循環に対し図2.3.25(a)と(b)に示す。水噴射量を上げると、NO_xおよびCOレベルは両方とも減少し、これは燃焼効率の上昇につながる。この傾向は高い熱入力の場合に見られる。W/F=1を越える場合、CO排出濃度は増加し、同時にNO_xレベルは減少する。また、EGRの増加はNO_xとCOの排出を同時に低減する。水噴射と同様に、EGR量30%では、NO_x排出濃度は短い滞留時間のため減少し、一方、CO排出濃度は低い熱入力50kWで高くする傾向がある。

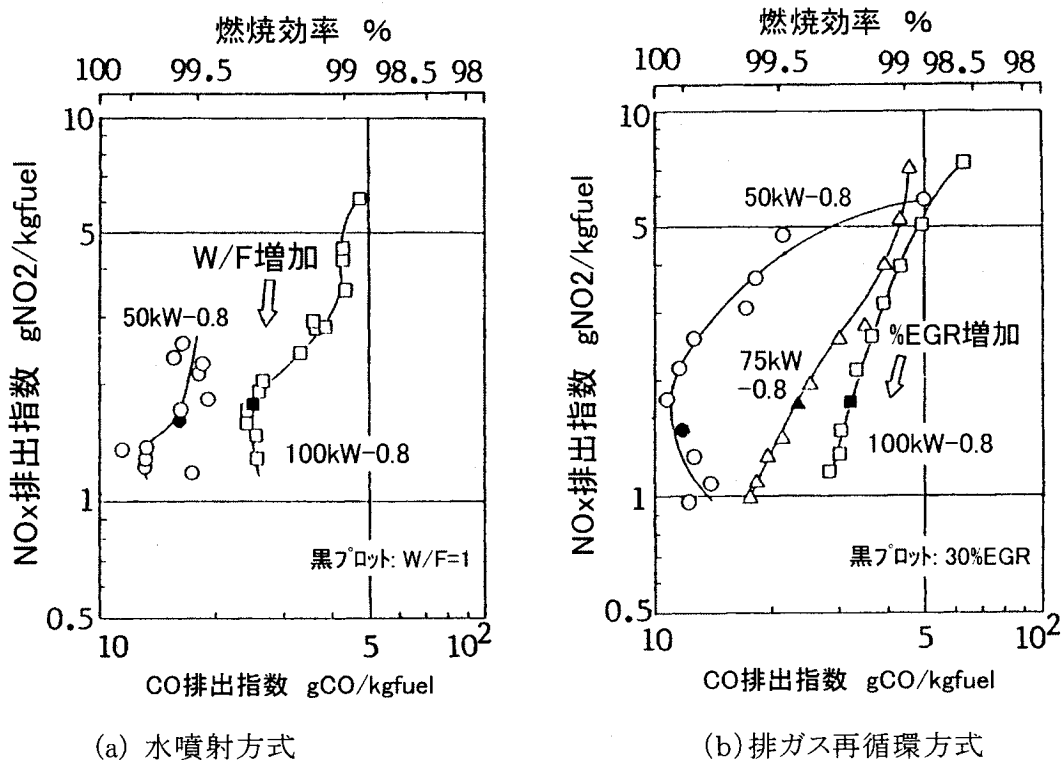
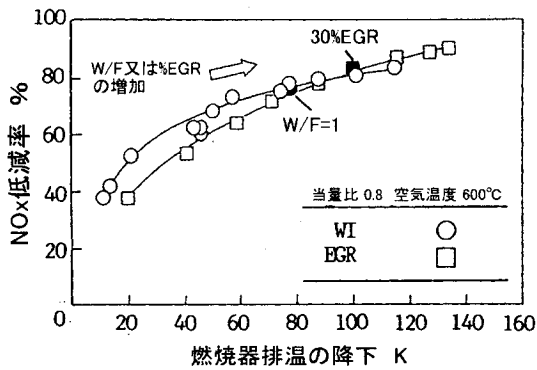


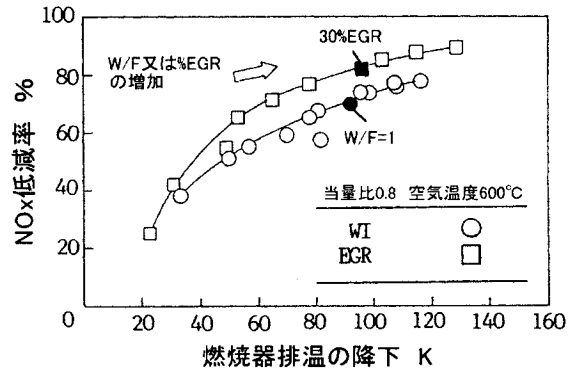
図 2.3.25 水噴射と排ガス再循環における NOx および CO 排出濃度の関係

以上の比較から、水噴射や排ガス再循環の両方の手段とも NOx 排出濃度の低減を 80% 以上達成できる能力を有するが、CO 排出濃度への影響は十分考慮すべきである。CO 低減に関しては、高い熱負荷のケースで水噴射の方が排気ガス循環より優れており、一方、許容される EGR レベルで燃料と空気の混合改善を得られるため低い出力では EGR 方式が水噴射に比べて有利となる。

次にバーナ効率への影響について述べる。実際のエンジンに水噴射や排ガス再循環を使用する場合、火炎温度降下のためバーナ効率を低下させる要因になる。また、この結果はスターリングエンジンの全熱効率を下げることにつながる。それ故、選択される NOx 低減手段による温度降下を最小にすることが望まれる。水噴射と排ガス再循環の両方における温度降下の程度を比較するために、図 2.3.26 (a) と (b) に NOx 低減率と排ガス温度減少の関係を示す。なお、温度降下の大きさはバーナ効率低下の目安になることになる。両方について判るように、NOx 低減率の上昇は排ガス温度の大きな低下を引起こす。特に、NOx 排出の 80% 低減を狙うと、両方のケースにおいて 100 kW 熱入力力で同じ温度降下となり、50 kW では排気ガス循環の方が水噴射に比べて多少温度降下が小さくなり、有利となる。



(a) 50kW 入力



(b) 100kW 入力

図 2.3.25 NO_x低減率と排ガス温度の関係

2.4 燃焼流れの計算と実験の比較

ここでは、これまでの実験に対応した流れ場および燃焼場の数値解析を行い、実験と比較し、燃焼器内部の状況を分析・把握する^(21, 22, 23)。

(1) 基礎式

数値解析に用いる基礎方程式は二次元軸対称流れを対象として円筒座標で記述した楕円型方程式で一般に式(2.4.1)で与えられる。

2次元楕円型流体計算コードの一般式:

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho U \phi) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(\rho V r \phi) - \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\mu_e}{\sigma \phi} \frac{\partial \phi}{\partial x} \right) - \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\mu_e}{\sigma \phi} \frac{\partial \phi}{\partial r} \right) = S \phi \quad (2.4.1)$$

ここで、 ϕ は従属変数、 σ_ϕ および S_ϕ は従属変数 ϕ に対応した係数と生成項である。具体的な ϕ 、 σ_ϕ 、 S_ϕ を表 2.4.1 にまとめている。 ϕ を1としたときは質量保存式を表す。 ϕ を主流方向(x軸)流速成分U、半径方向(r軸)流速成分V、周方向流速成分Wとした時はそれぞれの方向の運動量保存式となる。 ϕ を乱れの運動エネルギー κ 、またはその消散率 ϵ とした時はそれぞれの量を流れ場で求める方程式となる。 σ_ϕ はプラントル数、またはシュミット数と呼ばれ無次元数であり、各々の ϕ に対して運動量輸送係数に対する比率を与える。Tは温度、 Y_i はi成分の質量分率である。但し、表 2.4.1 のTおよび Y_i の生成項は非燃焼の場合である。燃焼を伴う場合のソース項は表 2.4.2 に示す。

表 2.4.1 一般式における従属変数 ϕ 、係数 σ_ϕ 、およびソース項 S_ϕ

ϕ	σ_ϕ	S_ϕ
I	1	0
U	1	$-\frac{\partial P}{\partial x} + S_U$
V	1	$-\frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\rho W^2}{r} - \frac{2\mu V}{r^2} + S_V$
W	1	$-\frac{\rho VW}{r} + \frac{W}{r^2} \frac{\partial}{\partial r}(r\mu_e)$
κ	1	$G - \rho\varepsilon$
ε	1.3	$\frac{(C_1\varepsilon G - C_2\rho\varepsilon^2)}{\kappa}$
T	1	0
Y_f	1	0
Y_{CO}	1	0
Y_O	1	0
Y_{NO}	1	0

$$SU = \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_e \frac{\partial U}{\partial x} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \mu_e \frac{\partial V}{\partial x} \right)$$

$$SV = \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_e \frac{\partial U}{\partial r} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \mu_e \frac{\partial V}{\partial r} \right)$$

$$G = \mu_e \left[2 \left\{ \left(\frac{\partial U}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial V}{\partial r} \right)^2 + \left(\frac{V}{r} \right)^2 \right\} + \left(\frac{\partial U}{\partial r} + \frac{\partial V}{\partial x} \right)^2 + \left\{ r \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{W}{r} \right) \right\}^2 + \left(\frac{\partial W}{\partial x} \right)^2 \right]$$

$$\mu_e = \frac{C_\mu \rho \kappa^2}{\varepsilon} + \mu_l$$

ただし、 μ_e は有効粘性係数、 μ_l は層流粘性係数である。また、式中の定数として $C_\mu=0.09$ 、 $C_1=1.44$ 、 $C_2=1.92$ を与える。

表 2.4.2 燃焼のある場合の計算のソース項

ϕ	S_ϕ
Y_f	S_f
Y_{CO}	$S_{CO} - (M_{CO}/M_f) S_f$
Y_O	$(M_o/M_f) S_f + (M_o/M_{CO})$
Y_{NO}	S_{NO}

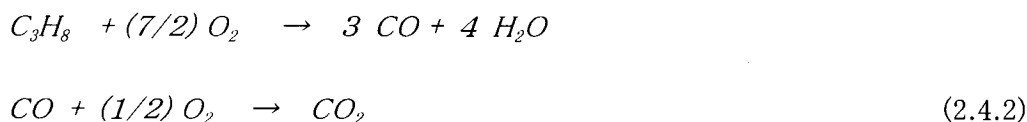
注) M_i は i 成分の分子量

(2) 乱流モデル

乱流輸送には、 $\kappa - \epsilon$ 標準二方程式を用いた。壁近傍の流れの計算に、層流支配を基本に壁関数を採用する。

(3) 反応モデル

燃焼には次の2段総括燃焼反応モデルを用いる。



上式の反応の速度は次式で与える⁽²³⁾。

$$S_f = -A_1 \cdot \exp(-E_1/RT) [C_3H_8]^a \cdot [O_2]^b \quad \text{mol/cc/s}$$

$$S_{co} = -A_2 \cdot \exp(-E_2/RT) [CO]^c \cdot [O_2]^d \cdot [H_2O]^e \quad \text{mol/cc/s} \quad (2.4.3)$$

1段目および2段目の燃焼反応で発生する熱は、それぞれ $6478 \text{ cal/gC}_3\text{H}_8$ 、 2416 cal/gCO とし、反応計算中の熱バランスから温度 T を求める。

Zeldovich 反応機構に基づくサーマルNO生成の律速素反応として次式を用いる。



上記の反応速度は次式による^(25, 26)。

$$S_{NO} = -2 \cdot A_3 \cdot \exp(-E_3/RT) [N_2]_{eq} \cdot [O]_{eq} \quad \text{mol/cc/s} \quad (2.4.5)$$

ここで、添字 eq は平衡状態の濃度を表わす。O原子濃度としては下記の式から平衡濃度を求める。

$$[O]_{eq}^2 / [O_2] = A_4 \cdot \exp(-E_4/RT) \quad (2.4.6)$$

上記の反応速度定数および平衡定数に用いた数値は表 2.4.3 による。

表 2.4.3 スワールバーナの燃焼シミュレーションに用いる反応定数

スキーム	定数値	備考	
2段総括反応	$A_1 = 1.0 \times 10^{12}$	mol/cc/s	Westbrook & Dryer ⁽²⁴⁾ Hottel, et al. ⁽²⁰⁾
	$E_1 = 30,000$	cal/mol	
	$a = 0.1, b = 1.65$		
	$A_2 = 12.0 \times 10^{10}$	mol/cc/s	
	$E_2 = 16,000$	cal/mol	
	$c = 1.0, d = 0.3, e = 0.5$		
サーマル NO 生成	$A_3 = 6.8 \times 10^{14}$	mol/cc/s	Bartok, et al. ⁽²⁶⁾
	$E_3 = 75,400$	cal/mol	
	$A_4 = 25$		
	$E_4 = 11,800$	cal/mol	

(4) 計算方法

上の基礎式と補助式を基本に、各計算セルでの質量、運動量、エネルギー、化学種の保存式を積分して有限差分化した式を行列演算で解くもので、コントロールボリューム法を用いる。なお、差分法は中心差分と風上差分のハイブリッドとする。

1) 境界条件

空気の流入条件として、入口温度、軸方向および旋回方向流速、乱れのエネルギー κ_{in} とその消散率 ε_{in} を与えた。乱れエネルギーとしては $\kappa_{in}=0.03 \cdot W_{in}^2$ (W_{in} はスワラ出口の平均旋回速度) とし、その消散率は $\varepsilon_{in}=\kappa_{in}^{1.5}/l_T$ の一様分布とする。 l_T は乱流渦スケールで、 $l_T=0.03 \cdot D_{BT}$ で与え、 D_{BT} はバーナ・スロート直径である。

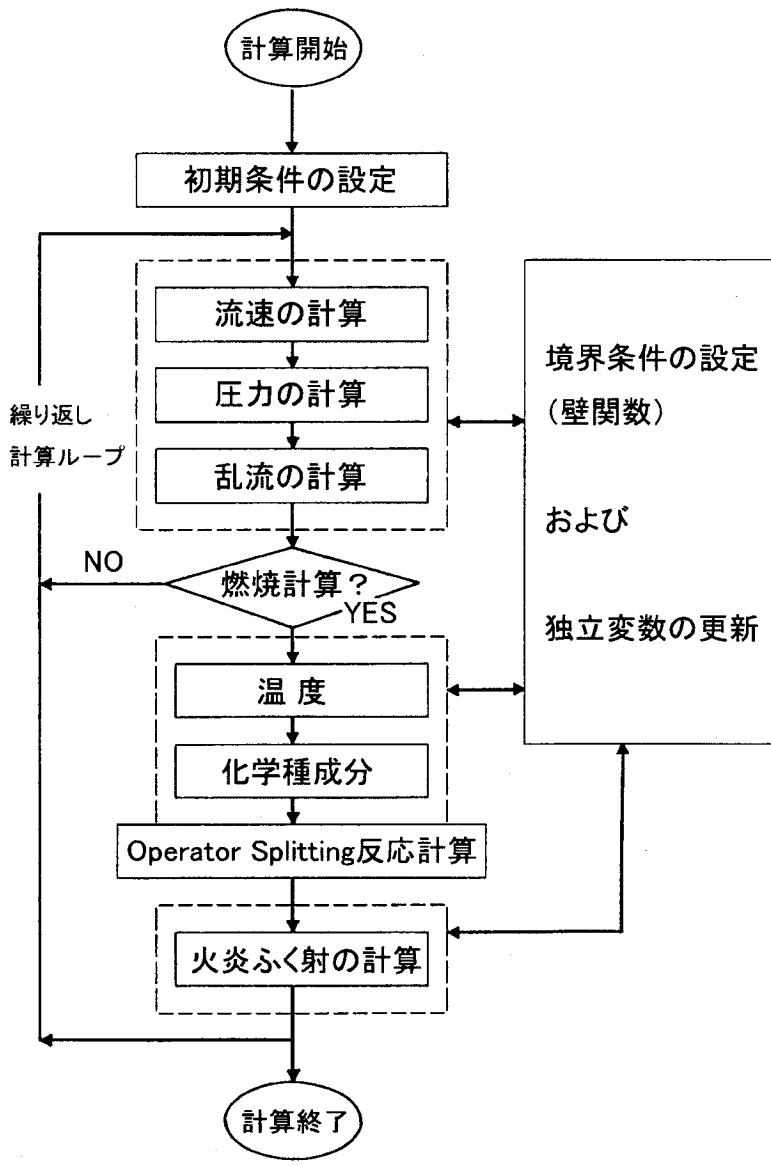
燃料ノズル出口の噴出速度を半径方向と軸方向の2つの成分に分け、多孔ノズルは同じ噴出面積をもつ環状スリットに置き換える。壁は断熱とし、壁面では流速0とする。中心の対称軸では半径方向勾配なし、出口境界面では軸方向勾配なしとする。

2) 計算手順

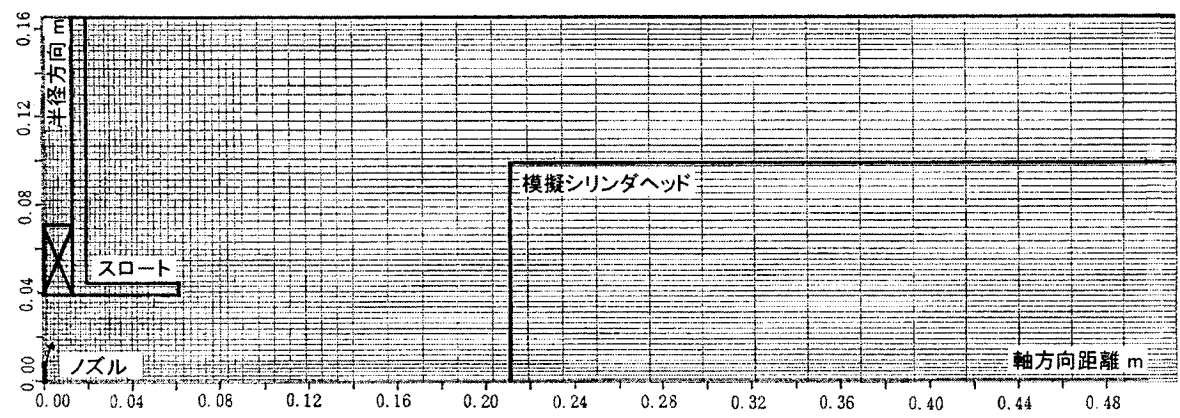
燃焼反応は早い速度で進むことに対し、拡散等の流体力学的な動きははるかに長い時間を要して進行する。そこで時間的尺度の異なる拡散と反応項を分離して交互に解く方法 (Operator Splitting) を採用する^(27, 28)。また、一般に燃焼の数値解には、境界条件の変化や三次元流れへの拡張に柔軟性のある圧力・速度法を用いる。全体の計算は、図 2.4.1(a)のフローチャートに従い、以下の手順を進める。

- (i) 与えられた空気条件下で非燃焼時の燃料と空気の混合の流れを、ある回数まで繰り返し差分法で計算する。
- (ii) 次に、Operator Splitting 法を使いながら、バーナ・スロート内のいくつかの特定のセル温度を 1,200 K 程度に高めて着火の条件を揃え、それから反応を開始させて温度や各成分濃度を算出し、その後ふく射計算 (4-FLUX 法) の計算を行う⁽²⁹⁾。
- (iii) 非燃焼、燃焼のケースに対しそれぞれ 300 回、550 回のイタレーションで収束させ、入口と出口の質量流量バランスを $\pm 3\%$ におさめる。イタレーション毎に緩和係数を与えて重みをつけて収束時間を短くし、発散を押さえる。

図 2.4.1(b)に示すように、燃焼室内の計算領域を径方向 330 mm、軸方向 500 mm とし、軸対称の仮定に基づいて非一様の計算グリッドを用い、半径方向、軸方向にそれぞれ 70、40 の不等間隔メッシュに分割する。



(a) 計算フローチャート

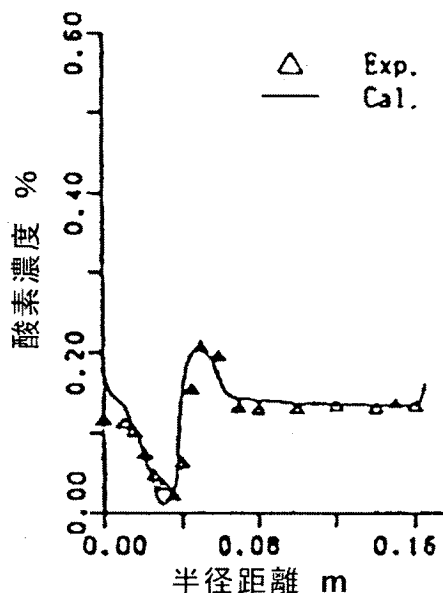
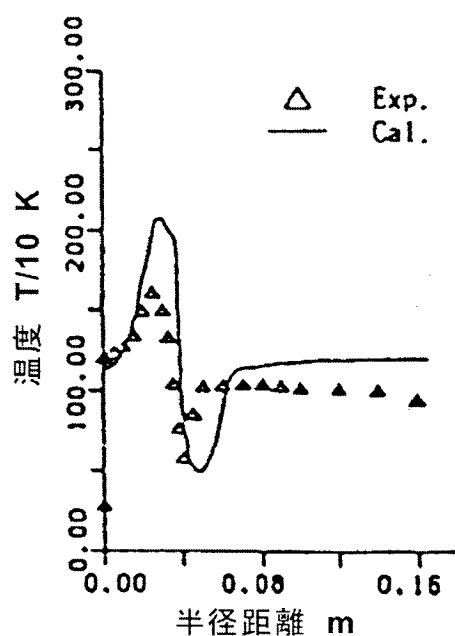
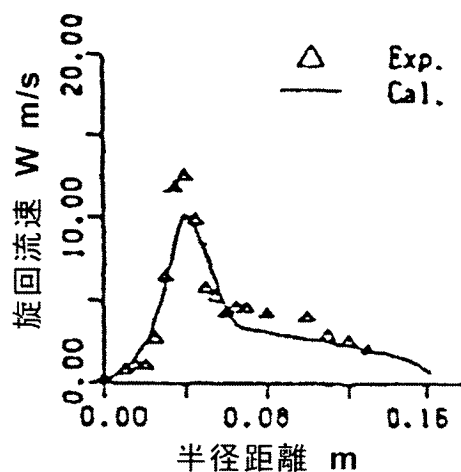
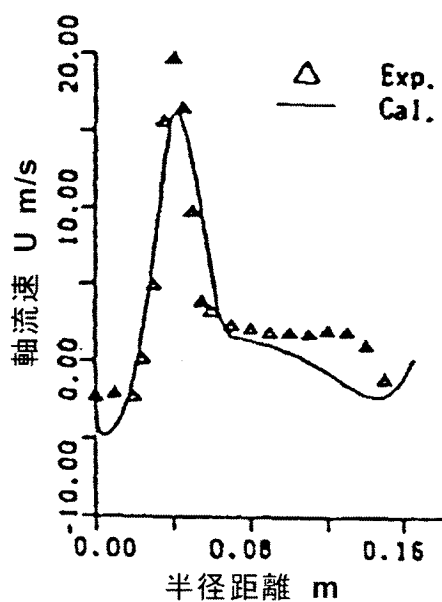


(b) 計算グリッド

図 2.4.1 数値計算のフローチャートとグリッド

(5) 計算結果および考察

模擬シリンダヘッドのない場合について、常温空気の燃焼時の流速、温度およびガス成分濃度(COとNO_x)の計算結果を主反応域の断面において実験データと図2.4.2に比較する。この結果、COとNO_xの分布に若干の違いは見られるものの両者に良好な一致が得られ、数値計算の妥当性を確認できた。



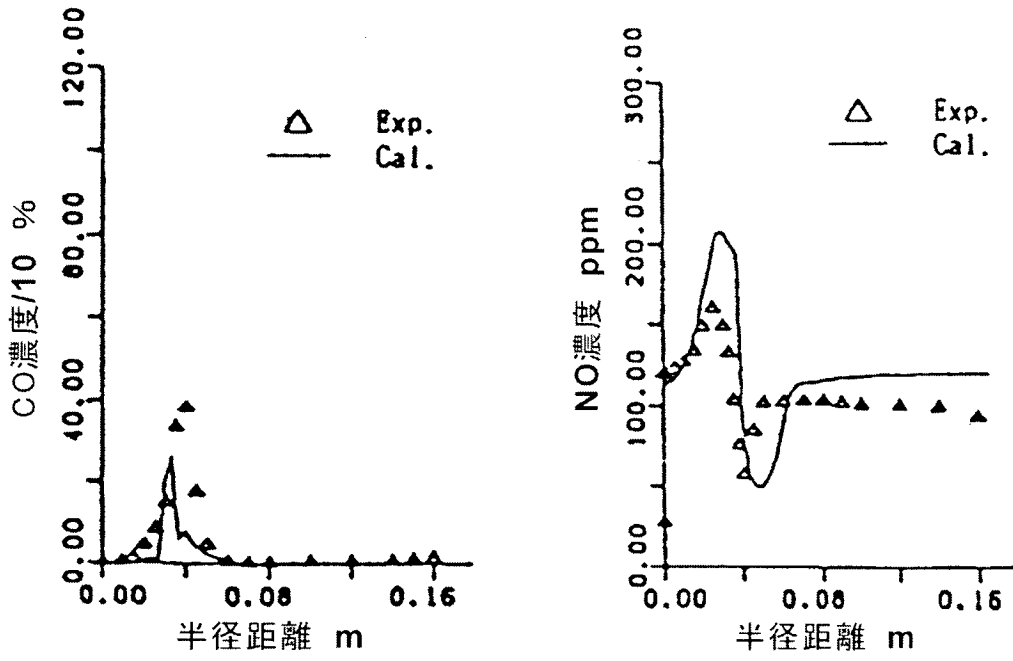
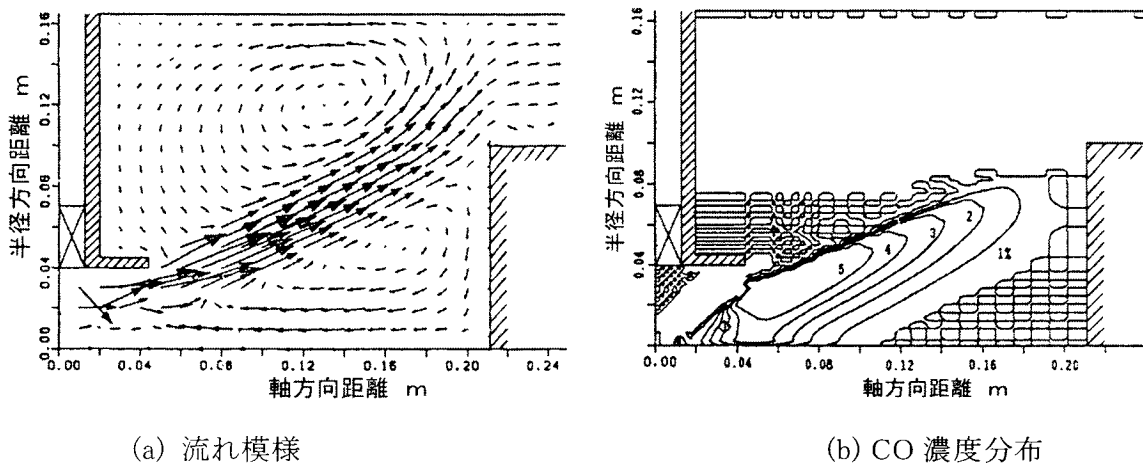


図 2.4.2 常温燃焼時の計算と実験の比較(軸方向距離 30 mm)

また、4種の反応モデルを試み、実験データと比較した結果、高温空気下での燃焼の速さを支配するCOの酸化プロセスを取入れた表 2.4.2 の2段の有限反応モデル(アレニウス型)が最適と判定でき、また、反応時間として平均流れ時間よりも乱れの渦消散時間(= κ / ϵ)を与えることが適当であることが判った。その計算例として、流れ模様と中間生成物であるCOの濃度分布を図 2.4.3 に示す。スロート下流の流れの再循環流の境界付近にCO濃度のピーク域(先に述べた最大熱発生域に相当)が存在し、その下流に向かってCOの酸化が進む傾向は実験データとも良く対応している。



(a) 流れ模様

(b) CO 濃度分布

図 2.4.3 流れ模様とCO分布の計算(当量比 0.4)

また、図 2.4.4 に1つの燃焼進捗パラメータである燃焼効率の各断面における最小値を示す。この結果の比較から計算が実際の燃焼進捗を精度良く表わしている。さらに低流速でかつ高当量比で動作するスターリングバーナにとって重要な火炎ふく射熱伝達を計算するために、ふく射熱流束モデルを導入した燃焼計算コード(NALTAC: National Aerospace Laboratory

Thermo-Aerodynamic Chemistry)を完成した⁽³⁰⁾。

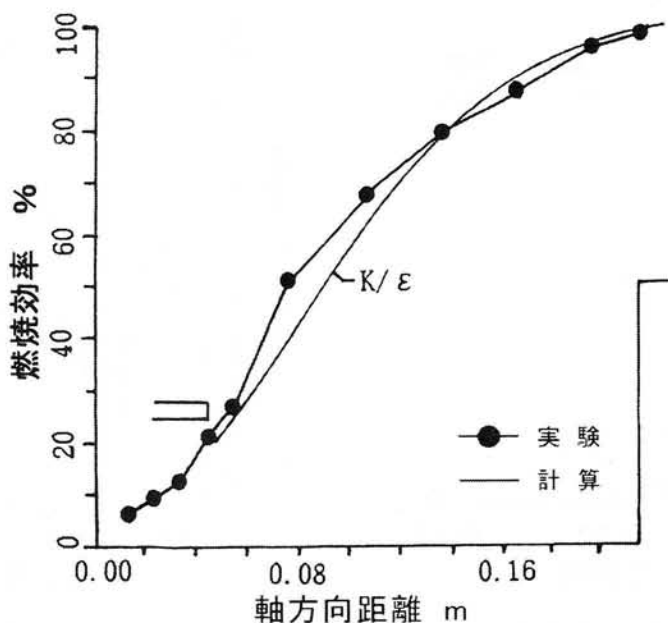
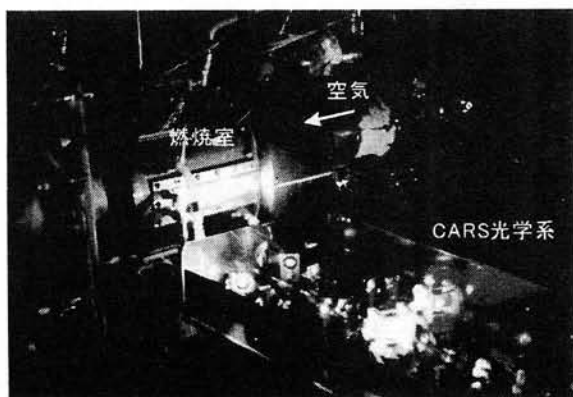
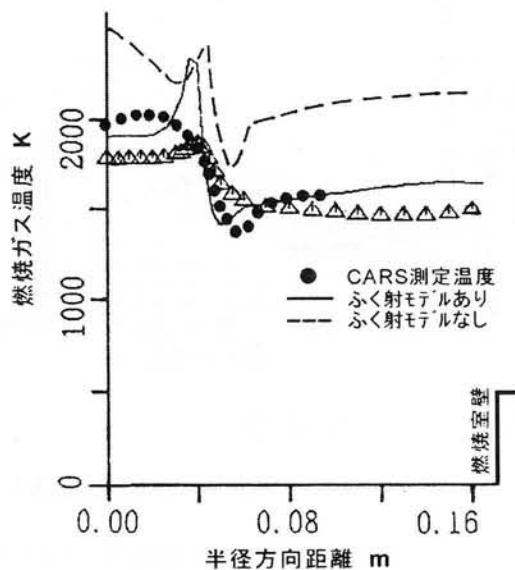


図 2.4.4 燃焼反応域における燃焼効率の実験と計算の比較(当量比 0.8)

また、計算から得た温度分布の一例を図 2.4.5 に示す。熱電対の測定温度には熱伝導やふく射による損失が含まれたため、CARS (Coherent Anti-Stokes Raman Scattering) 法による温度計測の結果 (●印) を併せてプロットした。火炎ふく射を考慮した温度分布 (実線) は、図 2.4.5(a) に示す簡易 CARS 温度計で得られた分布に近い形になる。半径方向 5~10mm の空間分解能しかない CARS 法では、温度ピークを捉えられないが、温度分布の谷底は CARS 法で十分検出しており計算結果ともほぼ一致する。なお、CARS 法による温度は、20Hz のパルスレーザー発振で 1,000 ショットの平均値である。



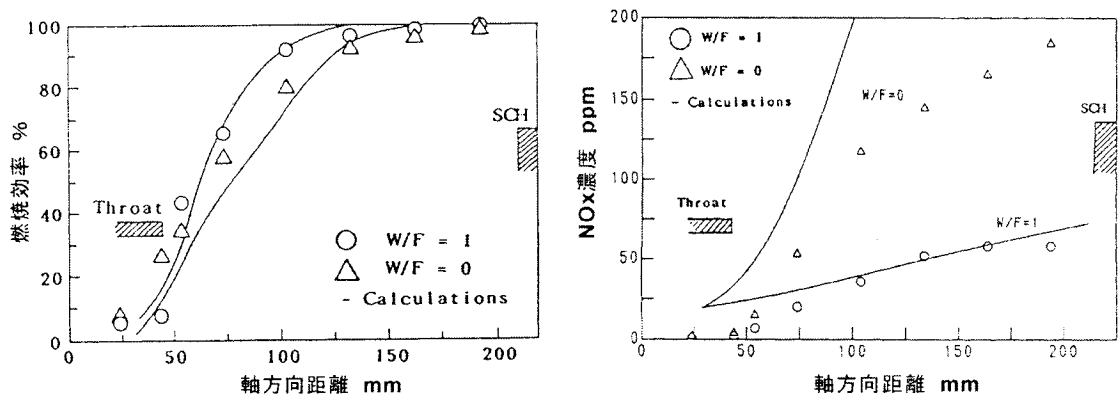
(a) CARS 温度測定の様況



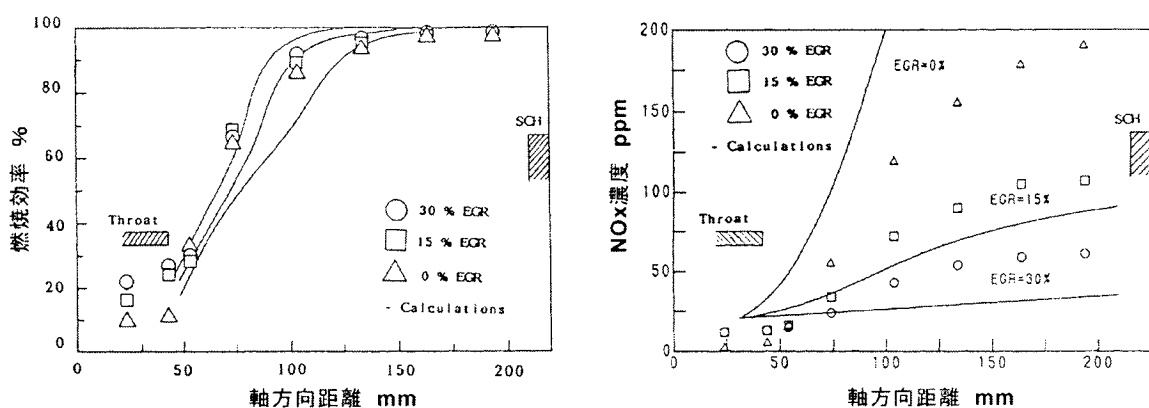
(b) 温度分布の比較(当量比 0.8)

図 2.4.5 CARS 温度測定と温度分布の比較(実験と計算)

さらに、NALTAC コードを用いて水噴射時および排ガス再循環時の内部の燃焼効率とNO_x生成の分布を計算した。図 2.4.6(実験値:プロット記号)で燃焼効率の比較を行うと、水噴射の場合バーナ・スロート付近での不一致が生じているが、燃焼が完了する距離(効率 99%以上)はほぼ対応している。一方、排ガス再循環の場合燃焼の速さが最大となる領域に大きな差が生じており、そこでの計算は低い値を示す。NO_xの分布については、水噴射および排ガス再循環のない場合下流に向かって計算濃度の立ち上がりが大きく実験より高い値を与える。水噴射(W/F=1)の計算ではレベルの一致は見られるものの、排ガス再循環ではサーマルNOの抑制が良く表わされるが、そのレベルに差が生じる。これらの計算と実験との違いは、実際の燃焼反応がさらに複雑な素反応過程を経由して進行すること、計算では燃焼室の放熱損失を与えていないこと等に起因すると考える。



(a)水噴射時の燃焼効率とNO_x濃度



(b)排ガス再循環時の燃焼効率とNO_x濃度

図 2.4.6 水噴射と排ガス再循環における計算と実験の比較

2.5 本章のまとめ

本研究は、高効率化が期待できるスターリングエンジン燃焼器(気体燃料使用)の高負荷化と、これと平行して窒素酸化物(NO_x)の低減化を図るための設計手法を確立し、併せて燃焼器内の混合や火炎の特性を的確に評価することを目的とした。このため、30kW エンジン実機スケールの燃焼器モデルを試作し、基本的な燃焼特性、水噴射や排ガス再循環による NO_x 排出の低減効果等を実験により調べた。

本研究の目的を達成するための具体的な内容は、常温空気の燃焼試験により火炎の短縮化、温度分布の均一化、低圧力損失を達成できる高負荷スワールバーナの基本形状を選定した。さらに、実機相当の高温空気条件における燃焼性能を最適化し、広い熱入力の変化に対し燃料と空気の混合比を重要な1つの設計基準とし、旋回空気中への燃料噴流の貫通、拡散および再循環流れ境界近くの乱流混合の強さ、並びにスワラ下流での化学反応による熱発生、その後方でのサーマル NO の生成等の特性を詳しく調べ、同時に燃焼の数値シミュレーションを試みた。これにより、スワールバーナを主体にした燃焼実験の解析・評価によりスターリングエンジン燃焼器への適用を前提に基礎的な設計上の指針データを取得し、内部の流動や燃焼特性を明らかにした。

一連の研究成果を3つのカテゴリーに分けて要約すると以下のようなになる。

【スワールバーナの燃焼特性】

- (1) 半径方向空気流入タイプのスワールバーナは、広い熱入力条件にわたって火炎の安定化と短縮化に適している。空気旋回を強めることは、圧力損失の増加を伴うが、燃料/空気の混合と反応の促進を図り燃焼器の高負荷化、短炎化、および温度分布の均一化につながり、高い熱入力での振動燃焼を抑制する。加えて NO_x 排出を低減することに寄与する。
- (2) 高温・高負荷化に伴ってバーナ特有の振動燃焼を発生し、その発生域は熱入力の上昇とともに高い当量比に移る。500℃以上の空気の予熱温度においては、全体当量比 0.8 以下にあれば完全燃焼に近い効率($\geq 99\%$)を達成する。逆に、それ以上の当量比にあると再循環流域内の燃料濃度を過濃にするため反応域を下流側に拡げ、燃焼効率の低下をきたす。特に高温・高熱入力時の燃焼効率は CO の酸化速度に大きく依存する。
- (3) 燃料と空気の混合は、スロート内での両者の噴流衝突による拡散と、出口下流の再循環流れ境界付近での乱流拡散の速さに支配される。
- (4) バーナ・スロート長さを短くすると短炎化に効くが、スロートが短すぎると不安定な火炎になる。逆に、スロートを長くし過ぎると燃料過濃な再循環域をつくるため不完全な燃焼を引起す。従ってバーナ・スロート長には適切な長さを選ぶ必要がある。
- (5) バーナ動作上、いずれの熱入力においても当量比を量論値に近づけると多量の CO の発生を招き不完全な燃焼になる。特に、低い熱入力での良好な混合を得るために低い当量比の値を選ぶことが望ましい。これは1つの重要な燃焼器設計の指針になる。

【LDV 測定と数値シミュレーション】

- (6) バーナ下流にエンジンシリンダヘッドを模擬する遮熱板を設けると、遮熱板なしに比して旋回噴流の広がり狭まり、同時に逆流の強さは減少する。また、燃焼室への背圧の効果は平均流れおよび乱れ強さに影響を与えない。非燃焼時流れの場合、空気量の増加により乱流エネルギーの大きさは増すが、全体の流れパターン、相対乱れ強さと、その減衰の速さは流速の増減に依らない。空気の予熱は、粘性の増加に伴う相対乱れの強さの減少につながるのみで、平均的な流れパターンにほとんど影響はない。
- (7) 燃焼計算では、プロパン気体燃料と高温空気の燃焼における1つの律速反応として一酸化炭素の酸化を加味した総括2段有限反応モデル、Zeldovich機構に基づくサーマルNO生成モデル、火炎のふく射熱流束モデルを導入し、流体の拡散と反応の方式を別々に解くOperator-Splitting法を用いた燃焼計算プログラム(NALTAC)を開発した。この計算の結果は、内部の燃焼進捗に関して実験データと良い傾向の一致を示し、計算プログラムの有効性を得た。また、水噴射と排ガス再循環の効果を与えた時のNOx生成についても計算結果も実験データとの良い対応がとれた。

【NOx排出の特性と低減】

- (8) NOxの生成は、バーナ・スロート出口直後の熱発生の大きい高温反応域で生じるサーマルNOの生成速度に主に依存し、再循環流境界付近に沿って下流に進行する。NOx排出濃度は、空気温度(T_a)の上昇とともに指数的に増加し、 $\exp(T_a/261)$ の式で整理できる。
- (9) 水噴射はサーマルNO生成を抑制し、高い熱入力と当量比で動作するバーナに対しNOx低減に高い効果がある。80%以上のNOx低減を得るには燃料と同量の水量が必要となる。さらに水噴射は、熱入力と空気温度が高く、高い当量比の燃焼条件において主反応域での一酸化炭素(CO)の酸化を促進し、燃焼効率の上昇につながる。
- (10) 水噴射によるNOx低減率を高めるには、水の蒸発促進を行うことが必要ではあるが、一方で高い熱入力の時に振動燃焼を伴う恐れがある。
- (11) 排ガス再循環によるNOx排出の低減は、与えられた当量比条件において排ガス再循環量にのみ依存し、熱入力の増減にそれほど強く影響されない。80%以上のNOx低減を得るには30%の排ガス再循環量が必要となる。しかし、過剰な排ガス再循環の量は低い熱入力においてCO排出濃度を増加させる。

水噴射および排ガス再循環はサーマルNO生成速度の抑制によりNOx排出濃度の低減を果たすことが確認された。NOx低減のアプローチに水噴射か、又は排ガス再循環を選ぶ場合、エンジン性能に与える影響を含めて検討・評価することが肝要であり、実機エンジンのNOx排出目標を達成する上の設計指針を表2.5.1にまとめる。いずれの方法においてもそれらの適量化(燃料と同等の水噴射量、又は燃焼空気の30%排ガス循環量)を与えれば燃焼伝播の促進による高負荷化と、高温反応域で生じるサーマルNOの生成量を抑制し、80%以上の

NOx排出低減率を実現できる見通しが得られる。

表 2.5.1 スターリングエンジン燃焼器の NOx低減への設計指針

比較項目	水噴射 (WI)	排ガス再循環 (EGR)
NOx 排出	80%低減に W/F \geq 1必要	80%低減に EGR \geq 30%必要
CO 排出	高熱入力側で低減効果大	低熱入力側で低減効果大 過剰 EGR は避けること
バーナ効率	火炎温度降下 \Rightarrow 低下	火炎温度降下 \Rightarrow 低下
エンジン効率	バーナ効率減 \Rightarrow 効率低下	バーナ効率減/補機動力増 \Rightarrow 効率低下
設計上の対策	<ul style="list-style-type: none"> • 水の蒸発率強化 • 燃料/水流量比の同時制御 • 局所熱衝撃の発生防止 • 水ポンプ/タンク系統装備 等 	<ul style="list-style-type: none"> • EGR 付エンジン容積/重量の低減 • 空気比/EGR 量の同時制御 • ブロー騒音の低減 等

参考文献

- (1) 通産省産業審議会省エネルギー技術開発部会評価分科会編、汎用スターリングエンジンの研究開発に関する中間評価報告書、1985年3月。
- (2) 通産省工業技術院、「低公害・高負荷燃焼技術の研究」、汎用スターリングエンジンの研究開発最終報告書、1989年3月。
- (3) NASA Lewis Research Center (LRC), “Automotive Stirling Engine Development Program,” NASA CR-168205 Aug. 1983.
- (4) Richey, A., “Automotive Stirling Engine Development Program Mod I Stirling Engine System Performance,” SAE P-120, April 1983, pp. 63-68.
- (5) 江口邦久、「スターリングエンジン高負荷燃焼技術」、日本機械学会関西支部第148回講習会教材、1987-1.
- (6) Mechanical Technologies Inc., “Automotive Stirling Engine Development Program - Mod I Stirling Engine Emissions with Exhaust Gas Recirculation,” MTI Report NO.82ASE290PR22 Oct. 1982.
- (7) Battista, R., “Automotive Stirling Engine Development - Alternate Fuels’ Emissions Performance of a Stirling Engine,” MTI Report NO.82ASE259PR20 April 1982.
- (8) 江口邦久、藤井昭一、五味光男、山口 進、「スターリングエンジン用高負荷スワールバーナの研究(第1報:バーナの基本的特性)」第21回燃焼シンポジウム講演論文集; 1983-11.

- (9) Eguchi, K., Fujii, S., Gomi, M., and Yamaguchi, S., "A Design Approach to Stirling Burners with Intense Combustion," Part 1 Fundamental Combustion Characteristics; Proc. 2nd International Conference on Stirling Engines; 1984-6.
- (10) 江口邦久、山黒 颯、石原寿和、藤井昭一、「スターリングエンジン用高負荷スワールバーナの研究(第2報:高温燃焼時の全体特性)」、日本機械学会第62期全国大会講演論文集 NO.840-14、1984-10.
- (11) 江口邦久、石原寿和、山黒 颯、五味光男、藤井昭一、「スターリングエンジン用高負荷スワールバーナの研究(第3報:燃焼室内の等温流動特性)」、日本機械学会九州支部講演論文集 NO.848-3、1984-11.
- (12) 江口邦久、黒沢要治、藤井昭一、五味光男、「スターリングエンジン用高負荷スワールバーナの研究(第4報:燃焼室内の火炎特性とNO_x生成)」、第23回燃焼シンポジウム講演論文集、1985-12.
- (13) 江口邦久、黒沢要治、藤井昭一、五味光男、「高負荷バーナの火炎特性とNO_x生成」、日本ガスタービン学会定期講演会論文集、1986-6.
- (14) 江口邦久、黒沢要治、藤井昭一、五味光男、「スターリングエンジン用高負荷スワールバーナの研究(第5報:NO_x排出と水噴射効果)」、第24回燃焼シンポジウム講演論文集; 1986-12.
- (15) 江口邦久、黒沢要治、藤井昭一、五味光男、「スターリングエンジン用高負荷スワールバーナの研究(第6報:排気ガス再循環と水噴射によるNO_x低減効果)」、第25回燃焼シンポジウム講演論文集、1987-11.
- (16) Eguchi, K. and Kurosawa, Y., "NO_x Reduction Approaches for Stirling Combustors by Water Injection or Exhaust Gas Recirculation," Proc. 4th International Conference on Stirling Engines, 1988-11.
- (17) Lewis, G. D., "Prediction of NO_x Emissions," ASME paper no.81-GT-119, 1981.
- (18) Touchton, O. L., "Influence of Gas Turbine Combustor Design and Operating Parameters on Effectiveness of NO_x Suppression by Injected Steam or Water," Trans of ASME. J. of Engineering for Gas Turbine and Power, Vol.107, July 1985, pp.706-713.
- (19) Ingebo, K. D. and Norgen, C. T., "Effect of Primary-Zone Water Injection on Pollutants from a Combustor Burning Liquid ASTM A-1 and Vaporized Propane Fuels," NASA TND-7293, 1973.
- (20) Hottel, H. C., Williams, G. C., Nerheim, N. M. and Schneider, G. R., "Kinetic Studies in Stirred Reactors: Combustion of Carbon Monoxide and Propane," 10th Symposium (Int'l) on Combustion, 1965, pp.111-121.
- (21) Eguchi, K., Sugiyama, Y., and Fujii, S., "A Prediction Code for Stirling Combustion Flows," Proc. 7th IEA Task Leaders Meeting on Energy Conservation in Combustion

- of the IEA/CRD, 1985-8.
- (22) Eguchi, K., Fujii, S., and Sugiyama, Y., "Development of a Prediction Code for Stirling Combustion Flows," Proc. International Conference on Computational Mechanics, 1986-6.
 - (23) 藤井昭一、江口邦久、杉山優子、「燃焼数値計算の二、三の問題」、日本航空宇宙学会誌論文 Vol.35 No.407、1987-12.
 - (24) Westbrook, C. K., & Dryer, F. L., "Simplified Reaction Mechanisms for the Oxidation of Hydrocarbon Fuels in Flames," Combustion Science and Technology, Vol.27, 1981, pp.31-34.
 - (25) Zeldovich, J., "The Oxidation of Nitrogen in Combustion and Explosion," ACTA Physicochimica U.R.S.S. Vol. 21, No.4, 1946, pp577-628.
 - (26) Bartok, W., Engleman, V. S., Goldstein, R., and del Valle, E. G., "Basic Kinetic Studies and Modeling of Nitric Oxide Formation in Combustion Processes," AIChE Symposium Series 126, Vol.68, 1972, pp.30-37.
 - (27) Yanenko, N. N.; The Method of Fractional Steps (English Translation), ed. by Holt, M., Springer-Verlag, New York, 1971.
 - (28) Greenberg, J. B. and Pressen, C., "A Fully Automatic Method for Predicting Internal Reacting Flames," J. Computational Physics vol.40, 1981, pp.169-176.
 - (29) Siddall, G. G. & Selcuk, N., "Two-Flux Modeling of Two-Dimensional Radiative Transfer in Axi-Symmetrical Furnaces," Journal of the Institute of Fuel March 1976, pp. 10-20.
 - (30) 燃焼計算プログラム(NALTAC コード)、航空宇宙技術研究所内部資料、1986年8月。

第3章 航空用ガスタービン燃焼器の実験解析と排煙低減

3.1 まえがき

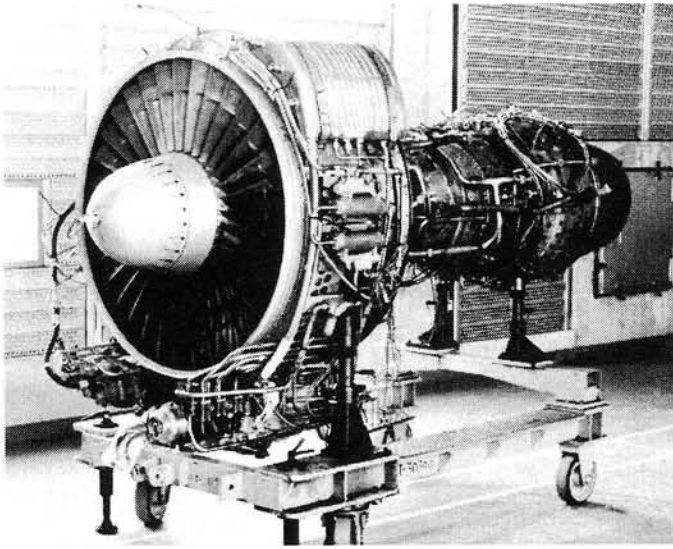
航空用ガスタービン燃焼器の高圧・高温化に伴い、従来の圧力噴霧による燃料の供給方法では、煙および大気汚染物質の排出量の増大をきたす恐れがあり、また、その抑制法にはかなり困難な問題がある。そこで、本研究では、ガスタービン燃焼器のエミッション低減化を目標に、圧力噴霧タイプにとって代わる新しい燃料供給方法として、スワラ(空気旋回器)を利用した気流微粒化タイプの燃料霧化器⁽¹⁾を考案した。この霧化器の特長は、円筒の両端にスワラを設けた霧化室内に燃料を噴射し、旋回流による燃料の微粒化、空気との部分的な予混合化を行うことにある。

本章の目的は、内部流動を解析するための燃焼器分割模型を用いて内部流動を実験的に解析し、その成果を踏まえて、この燃料霧化器をFJR710ターボファンエンジンに適用し、所要の燃焼性能を充分満足させ、かつ、煙および大気汚染成分の排出レベルが低い気流微粒化燃焼方式の設計と開発の手法について実験的に実証する。

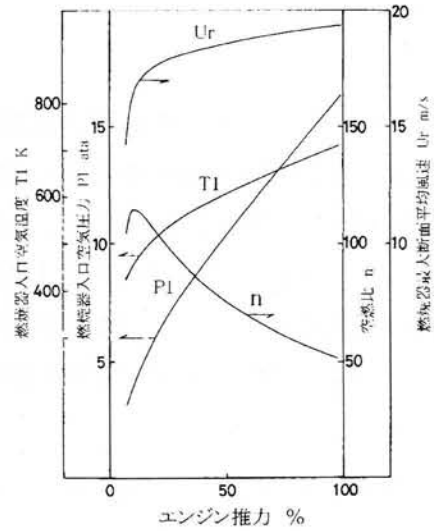
この研究は、4つの実験段階に分けて進められた。第1段階として、霧化器単体モデルでの水噴射による霧化器内の流動と微粒化状態の観察を行い、実機への適用性を評価する。第2段階として、実機タイプの燃焼器を部分的に二次元化した箱形燃焼器模型を用いて、燃料霧化器と燃焼器ライナとの性能的なマッチングを図り、気流微粒化タイプ燃焼器の基本形を選定する。また、そこでは再循環流れを伴う一次燃焼領域を中心に内部の流れ模様、燃料と空気の混合・反応の進捗、NO_x等の大気汚染成分の生成についても詳しく調べる。さらに、実機燃焼器の3/16分割モデルとして扇形燃焼器模型を試作し、常圧テストによる部分的な改良と、入口空気圧力1.5 MPaまでの高圧燃焼実験による排煙特性と耐久性の評価を行い、改良ライナを選定する。

第3段階として、実機と同一寸法・形状の環状燃焼器模型を設計・試作し、入口空気圧力1MPaまでの高圧燃焼実験を行い、実機FJR710ターボファンエンジンの要求性能を満足させ、煙、一酸化炭素および未燃焼炭化水素の低減を図る。特に、厳しい入口空気流れの片寄りがある条件で、排煙の低減のみならず圧力噴霧タイプと同等以上の着火性、火炎安定性、燃焼効率、出口温度分布等の要求を達成する要素改良の試みを行った。

最終段階で、図3.1.1に示すように、FJR710/20ターボファンエンジン^(2,3)に燃焼器を搭載し、所定の動作条件範囲にわたってエンジン静止運転試験により全体性能および排気エミッションの測定を行うとともに、アイドル～最大出力の間で短時間の繰り返し耐久運転を行い、気流微粒化タイプの環状燃焼器の実用性と排煙低減の効果等について評価する。



(a) FJR710/20実機エンジン



(b) 燃焼器の動作条件

図 3.1.1 実機 FJR710/20 エンジンの外観と燃焼器の動作条件

3. 2 燃料霧化器の設計概念と流動特性

3. 2. 1 燃料霧化器の設計概念

従来の圧力噴霧タイプの燃焼器において生ずる問題点^(4, 5)は、燃焼器の高圧化に起因するところが多く、燃料供給法として気流微粒化方式を採用した場合に解決される点および有利な利点を以下に列挙する。

- 高圧燃料系を必要とせず、圧力噴射弁で生ずる高圧下での噴霧コーンのしぼみ、即ち噴霧角の減少がなく、燃料の予混合化を得てスートの発生が少ない。
- 気流で燃料を輸送するため、燃料の分散を改善し、空気との混合速度を高めることになる。
- 排気中の排煙濃度を減少する。
- 燃焼効率の向上に伴い、未燃炭化水素、一酸化炭素の排出量を低減する。
- 火炎の輝度が少なくなり、熱ふく射量が減少し、これは、ライナ壁の焼損防止、冷却空気量の減少につながる。
- 燃焼領域の短縮化、冷却空気流の減少により燃焼ガスを希釈する空気量に余裕ができ、要求される出口温度分布を得ることが容易になる。

本研究で考案した燃料霧化器の構成と動作概念を図 3.2.1 に示す^(6, 7)。

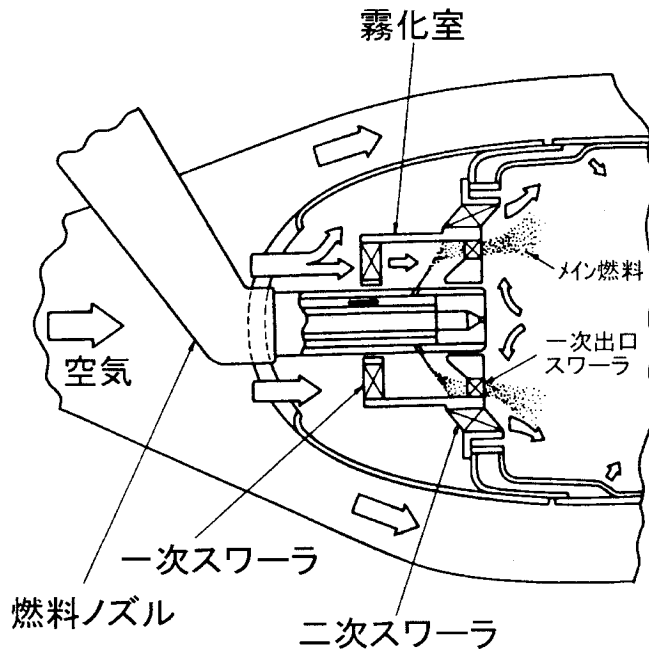


図 3.2.1 燃料霧化器の動作概念

燃料のメイン(多孔ノズル)とプライマリ(単孔噴射ノズル)から構成される噴射弁を囲んだ円筒形の霧化室の両端に空気旋回器(通称スワーラ)を有するもので、燃料は、霧化室内の旋回空気流中に放射状に多孔ノズルから噴射される。その基本的動作は、次の通りである。

- (i) 霧化室において、分流板からの一次入口スワーラの旋回空気流は多孔ノズルから噴射される燃料を微粒化し、予混合気を形成する。
- (ii) この混合気は、二次出口スワーラにより再度強い旋回をかけられて加速し、燃焼室に向かって一様な円錐状の分散状態で供給される。
- (iii) 二次スワーラと一次出口スワーラの二重同一旋回流は、微粒化のほかに燃料と空気の混合を促進し、火炎安定性を強化する。

この燃料供給法によって、従来の圧力噴霧タイプ燃焼器に見られるカーボン堆積およびスモーク発生を防止し、かつ、燃焼の完了時間を短くすることが可能となる。

次に、FJR ターボファンエンジンに適用した場合の実用面での特長は、以下のようになる。

- 従来の圧力噴射弁に比べ、高い燃料圧力を必要としない。例えば、最大出力時の燃料圧力を 1/2 以下にすることができる。
- 燃焼器の短縮化と軽量化が期待できる。
- FJR710 ターボファンエンジンに直接適用でき、従来の圧力噴霧タイプで生じた問題点の解決につながる。

3.2.2 水噴射による流動特性

燃料霧化器をFJRエンジン燃焼器に適用する場合、燃焼器入口の空気は高温になるため、多孔ノズルから霧化器内に噴射された燃料が分流板内に逆流して発火する恐れがある。それ故、何らかの方法で、これらの発生を防止し、安全性を図る必要がある。

そこで、図 3.2.2 に示す単体模型を試作し、霧化室内の流動状態を観察し、分流板内に燃料が逆流する限界を調べた。同時に、霧化器出口からの燃料の微粒化および分散の状況も観察した⁽⁷⁾。

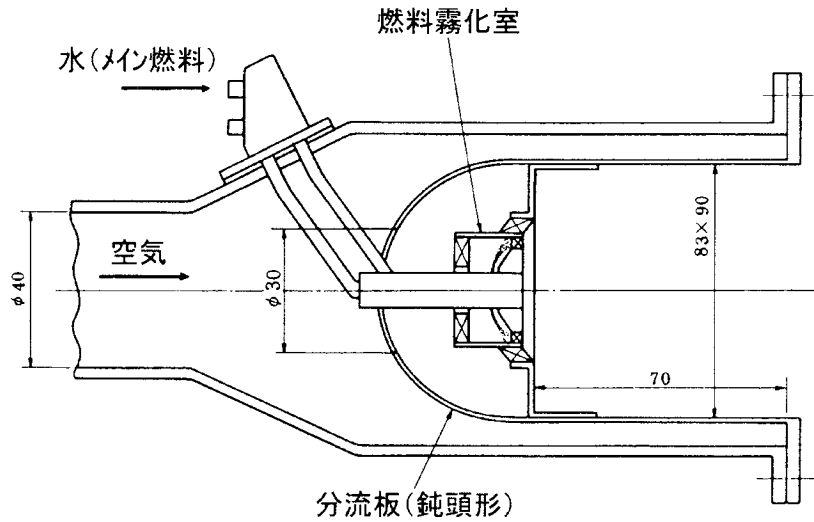


図 3.2.2 燃焼霧化器単体の流動観察モデル

この流動特性の実験は、常圧、常温下で行い、燃料の代わりに水を用いるため、空気および水の流量の設定には、いくつかの相似条件を選び、実機エンジンの作動状態に合わせた。空気側については、実機の作動線に沿って分流板入口における風速、 Re 数、運動量を等しくした条件で、各々の空気流量を決定した。この場合、一次スワローへの空気流入割合は、燃焼器設計点の全空気流量の21%とした。燃料側については、霧化室内の燃料の貫通度を重視して、空気と水との運動量比を実機のそれと等しくした条件で水流量を決定した。以上述べた相似条件に基づく単体試験の水および空気の質量 (w_f , w_a) 流量の算出式を表 3.2.1 に示す。

表 3.2.1 単体流動実験の条件

	空 気 側	燃 料 側
風速一致	$w_{aM} \frac{\gamma_{aM}}{\gamma_{aE}} \cdot w_{aE}$	$w_{fM} = \sqrt{\frac{\gamma_{aM}}{\gamma_{aE}} \frac{\gamma_{fM}}{\gamma_{fE}}} \cdot w_{fE}$
Re 数一致	$w_{aM} = \frac{\mu_{aM}}{\mu_{aE}} \cdot w_{aE}$	$w_{fM} = \frac{\mu_{aM}}{\mu_{aE}} \sqrt{\frac{\gamma_{aE}}{\gamma_{aM}} \frac{\gamma_{fM}}{\gamma_{fE}}} \cdot w_{fE}$
運動量一致	$w_{aM} = \sqrt{\frac{\gamma_{aM}}{\gamma_{aE}}} \cdot w_{aE}$	$w_{fE} = \sqrt{\frac{\gamma_{fM}}{\gamma_{fE}}} \cdot w_{fE}$
備 考	燃料霧化器の寸法・形状は実機と同一と考えた。	燃料流量は実機と単体模型における空気—燃料の運動量比を等しく算出した。

μ :各流体の粘性係数 w :質量流量 γ :比重量

添字 aM :単体モデル空気 aE :エンジン空気 fM :単体モデル燃料 fE :エンジン燃料

はじめに、目視観察による霧化室内の流動状態と、その様式の変化をそれぞれ図 3.2.3 と図 3.2.4 に示す。

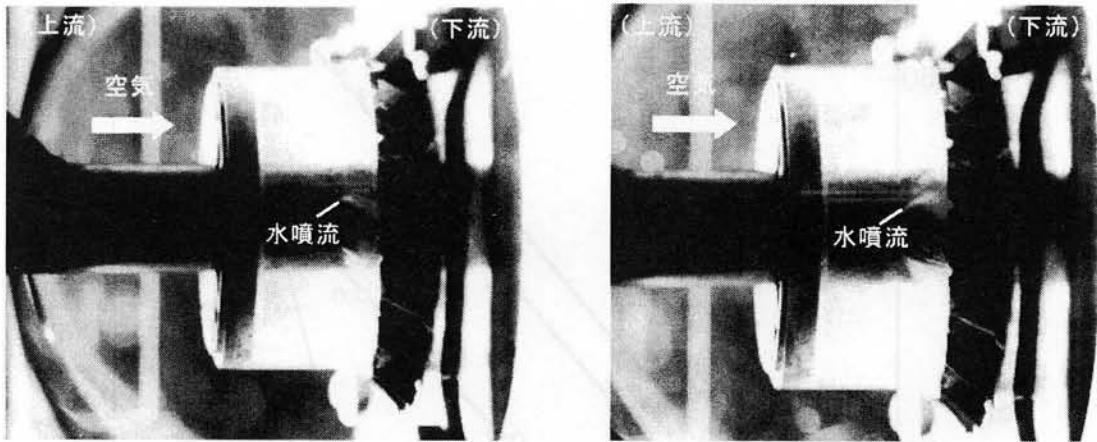


図 3.2.3 水流量の増加に伴う霧化室内の流動観察

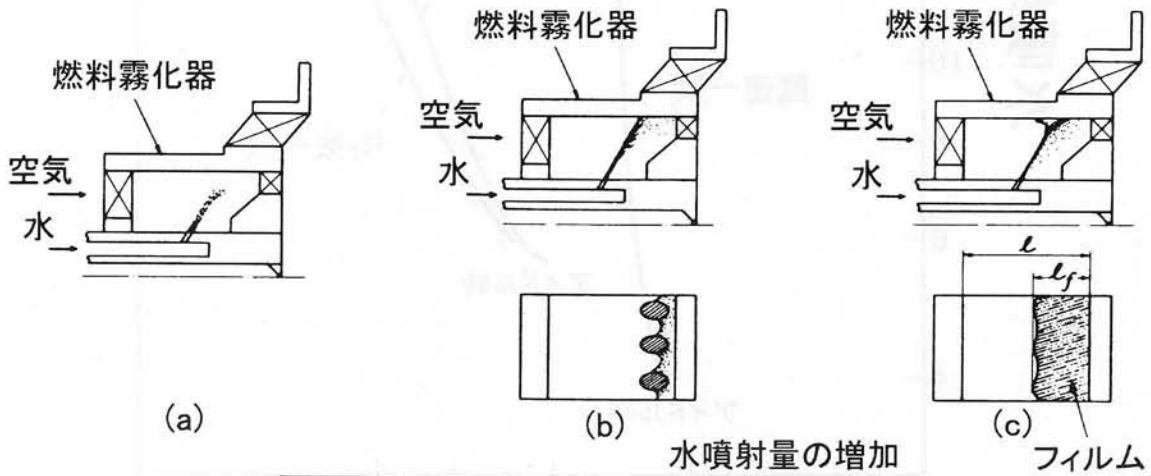


図 3.2.4 燃焼霧化器の流動様式

多孔ノズルから放射状に噴射される水の流量が少なく、その運動量が小さいと、(a)に示すように、噴孔付近で旋回気流により微粒化され、一次スワロー出口より周方向に様な分散が行われる。水噴射の流量が増えて、その運動量が大きくなると、(b)に示すように、噴孔から柱状のジェット流が霧化室内の内壁まで到達し、全量の一部は、霧化室内で、気流および衝突により微粒化され、残りは、霧化室内の内壁にフィルムを形成し、一次スワローの出口で、気流により微粒化される。この時も周方向に様な分散状態にある。さらに水流量をあげると、(c)に示すように、長さ l にある霧化室内の内壁に沿って周上にフィルムが形成され、図 3.2.4 に示される液膜の長さ(l_f)は、流量増加とともに上流側に増して、最後には、霧化室入口の一次スワローまで達することになる。

次に、霧化室の内壁に形成されるフィルムの長さについて、空気および水の流量を変えて調べた結果を図 3.2.5 に示す。

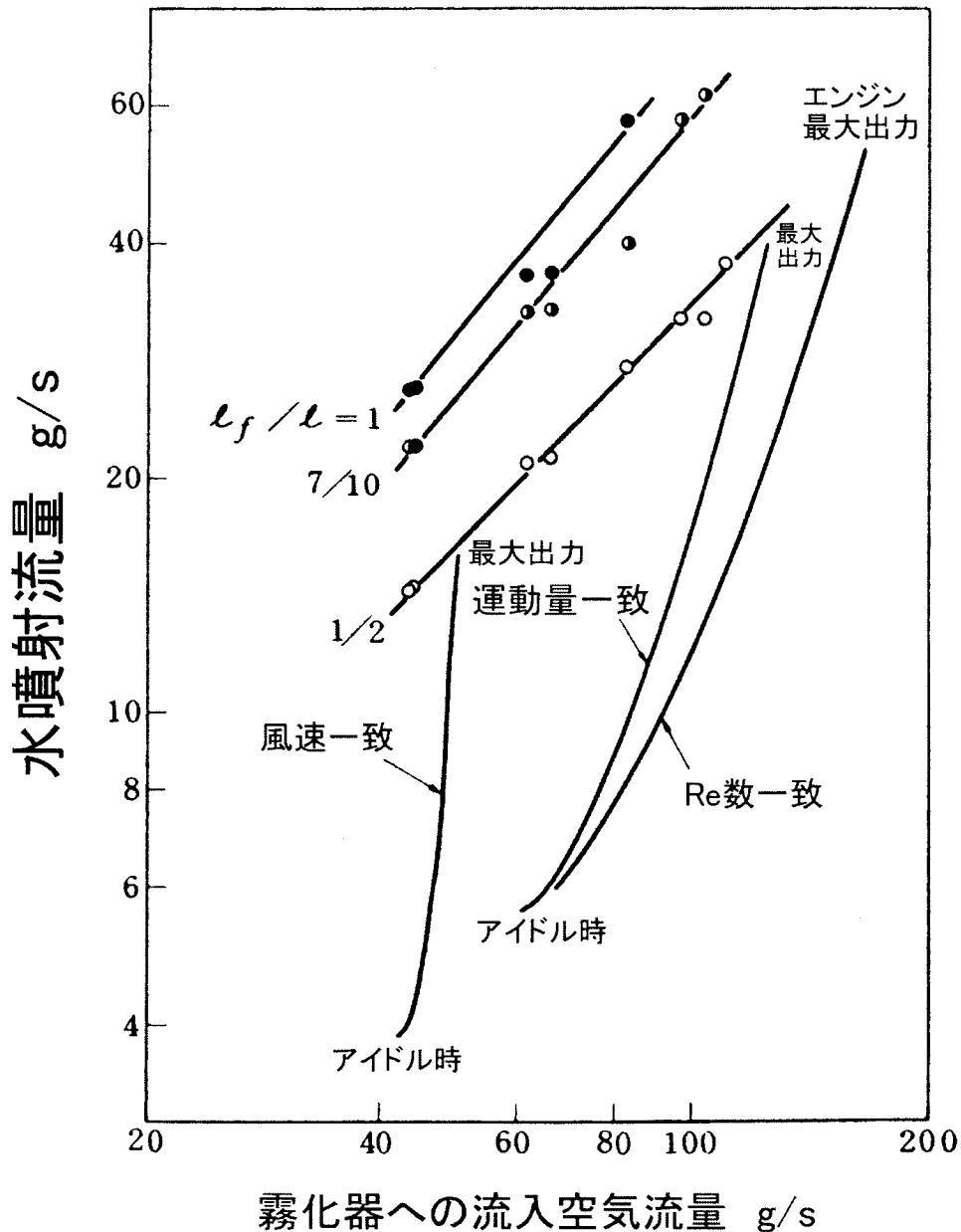


図 3.2.5 燃焼霧化器の流動特性

図中には、フィルム長さ(l_f)を霧化室の軸方向長さ(l)で無次元化した値として、 $l_f/l = 1/2, 7/10$ になる時の空気および水の流量条件をプロットした。また、表 3.2.1 の各式より、FJ R710/20 エンジンの実機条件⁽²⁾に相似させたときの流量曲線を図中に示した。どの相似条件をとっても、液膜の長さは霧化室長さの半分以上におさまる。一例として、この単体模型と実機との相似パラメータに運動量を選び、実機作動線に沿ったときの霧化室内に形成される液膜長さの変化を図 3.2.6 に示す。エンジンのアイドル運転付近では液膜の長さ $l_f/l = 0.2$ であり、最大推力時でも 0.5 を越えることはないと考える。

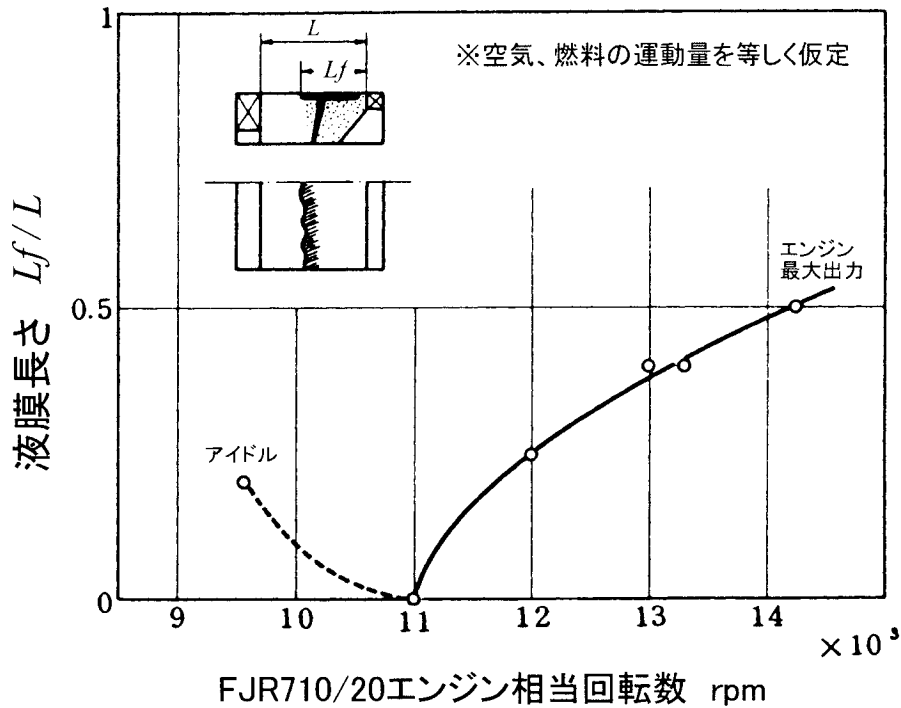


図 3.2.6 実機エンジン条件下の流動特性(推定)

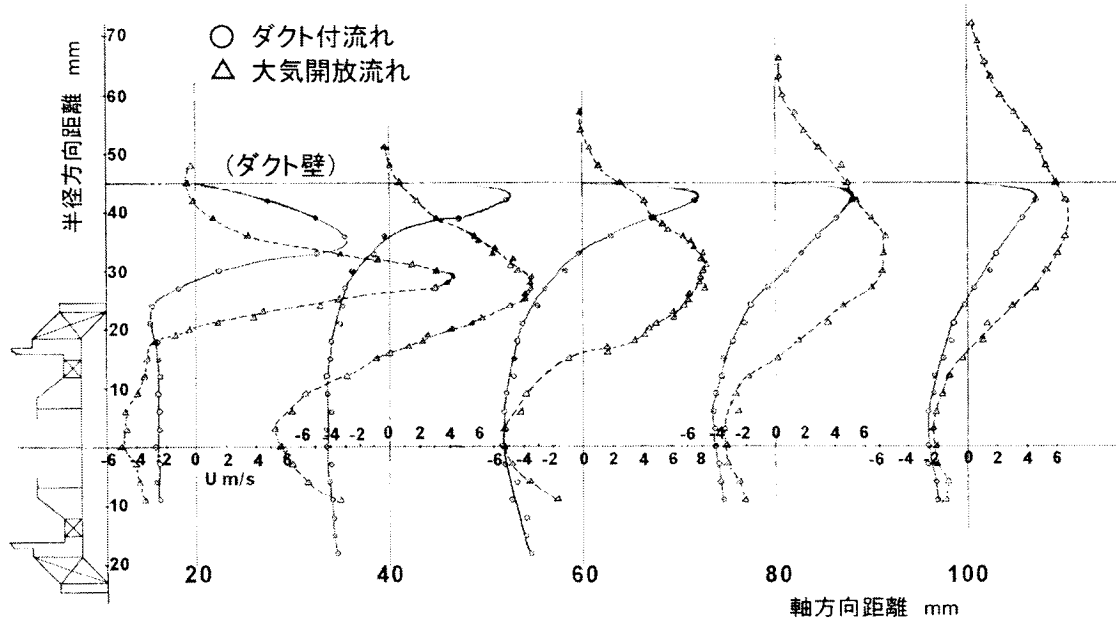


図 3.2.7 燃料霧化器単体の常温流れ(LDV 測定:RZ 長~180mm)

さらに、霧化室出口に取付けた外側の一次スワラと二次スワラから発生する二重旋回流の流れ場について、非燃焼の下で霧化器単体を用いて LDV 測定を行った⁽⁸⁾。スワラ上流(50 mm 角)の平均流速 6 m/s の条件下で得られた結果は、図 3.2.7 に示すように、スワラの下流を大気開放にしたケースと、90 mm 角、長さ 300 mm の矩形ダクト取付けたケースを比較する。ダクト付きの場合、中心軸上の逆流域は広がり、逆流速度は低く、長手方向に閉じな

い。大気開放の場合、その長さは180 mmとなり、ほぼ二次スワロー外径の4倍になる。また、逆流速度の最大値は、ダクト付きで5 m/s、大気開放で7.5 m/sとなり、その位置は60 mmから40 mmとなる。これもダクト付きの場合、ダクト出口から誘引される空気量が減り、循環流の強さが弱まると考える。

一方、スワロー上流の速度分布の測定から、噴射弁のウエークを考慮して一次スワローに流入する空気量の割合を見積もると、12.8%と推定できる。また、スワロー上流の断面に金網を設けてスワロー流入速度分布に片寄りをつけたが循環流域の長さや、速度分布に大きく影響しないことが判った。

実際に霧化器を取付けた燃焼器では、後述するように、ライナ空気孔からの噴流で再循環流域の長さを定めるもので、軸方向50 mm程度の長さにし、排煙低減のためそこでの燃料過濃を避けるようにする。

以上のことから、実機の作動範囲において、燃料霧化器から分流板内への燃料の逆流は発生しないこと、また、燃料の良好な霧化と、燃焼室内に向かって再循環流れの場に円錐状の様な燃料分散が得られると推定できる。

3.3 箱形および扇形燃焼器模型の燃焼特性

航空機用ガスタービンエンジン燃焼器からの排煙および大気汚染物質の排出量の低減化を目標に、燃料の気流微粒化方式を採用した燃料霧化器を有する燃焼器の開発を進める。

本燃焼器の特徴は、燃料と空気の混合促進を図るため、図3.3.1と図3.3.2の写真に見られるように、燃料噴射弁を円筒の両端に空気旋回器を設けた霧化室に挿入し、霧化室内で燃料の微粒化および空気との予混合を行う霧化器、さらに燃焼性能の面から、この霧化器との最適化をはかった燃焼器ライナにある。

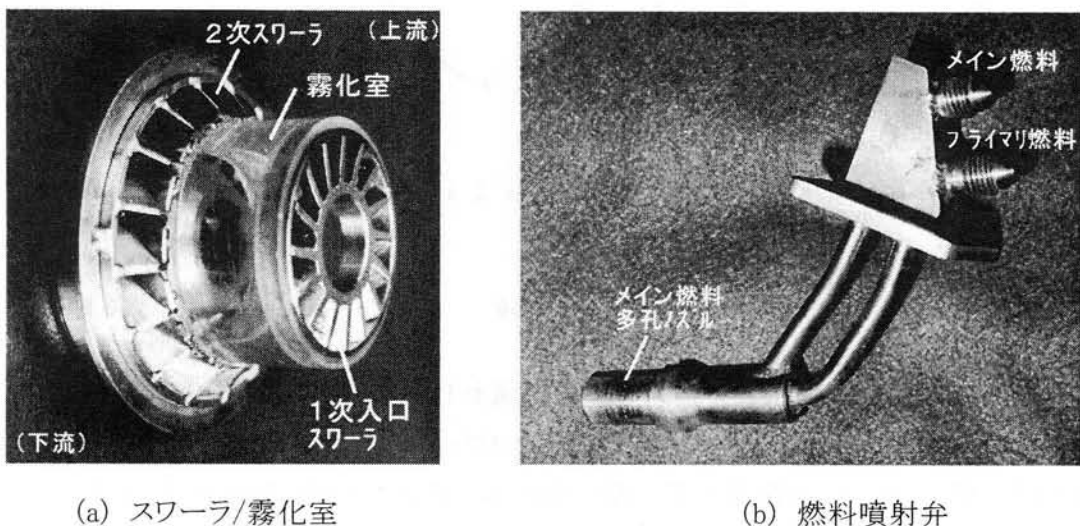


図 3.3.1 気流微粒化方式の燃料霧化器

また、常圧箱形および高圧環状燃焼器模型の試作、要素試験において燃焼性能や排気

特性に係わる相互関係についても調べる^(9, 10, 11)。

3.3.1 燃焼実験装置

(1) 燃焼器模型

試作燃焼器は、図 3.3.2 に示すように、燃焼器のケーシングとライナ、分流板、遮熱板、燃料霧化器、スワラから構成される。この燃焼器は、FJR710/20 実機エンジン燃焼器を、噴射弁の円周ピッチを同じにして1/4に二次元化した箱形と、3/16に分割した扇形(呼称セクタ模型)の2種類であり、それぞれ4本と3本の燃料噴射弁が挿入できる構造である。分流板は先端を丸めた鈍頭の形状をし、スワラへの空気流入量の調整機能を有する。燃料霧化器の燃料ノズルは、メインとプライマリから構成され、メインに多孔ノズル(噴孔径 0.5mm、噴孔数10、噴射角 80°)を、着火用のプライマリにスクリュー形の渦巻ノズル(噴孔径 0.8mm)を採用する。霧化器に用いる軸流同旋回タイプの1次入口スワラと出口スワラ、そして保炎に供する混流タイプの2次スワラの3個が1組になる。霧化器の寸法形状を図 3.3.3 に示す。この二重旋回流を採用した理由は、前述したように、燃料の微粒化と、空気との混合を促進するためである。

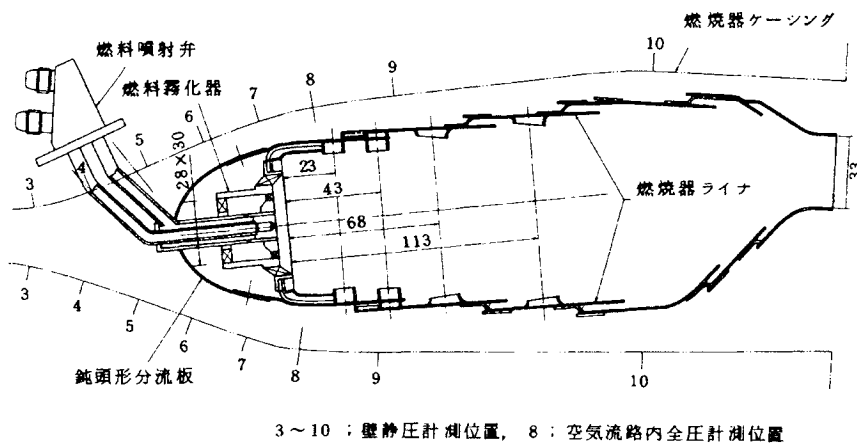


図 3.3.2 箱形燃焼器模型

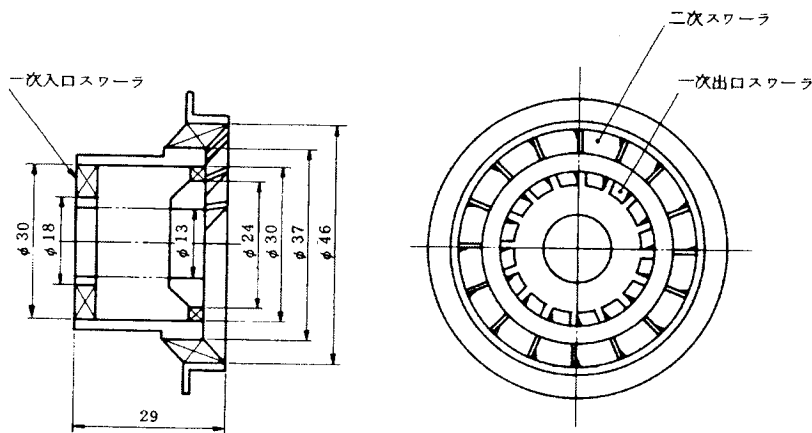


図 3.3.3 燃料霧化器用スワラの寸法・形状

ライナの輪郭は、図 3.3.2 に示した通りで、空気孔の配置は軸方向4孔配列とした。また、こ

これは従来の圧力噴霧タイプに比べ、ライナ上流側に位置しており、燃焼領域の短縮化、最良の性能(火炎安定性、燃焼効率)を図るものである。

(2) 実験装置および条件

燃焼器模型の実験に使用する常圧系要素燃焼試験装置は、空気と燃料の2つの系統からなり、図3.3.4に示す。そこでは、150 kW遠心送風機より供給される空気の全部を予熱燃焼器を通して最高750 Kまでの空気温度を得ることができ、要素改良の試験に供する。この試験により、燃焼性能(火炎安定性、効率、圧力損失、温度分布等)や排ガス分析の評価を行う。

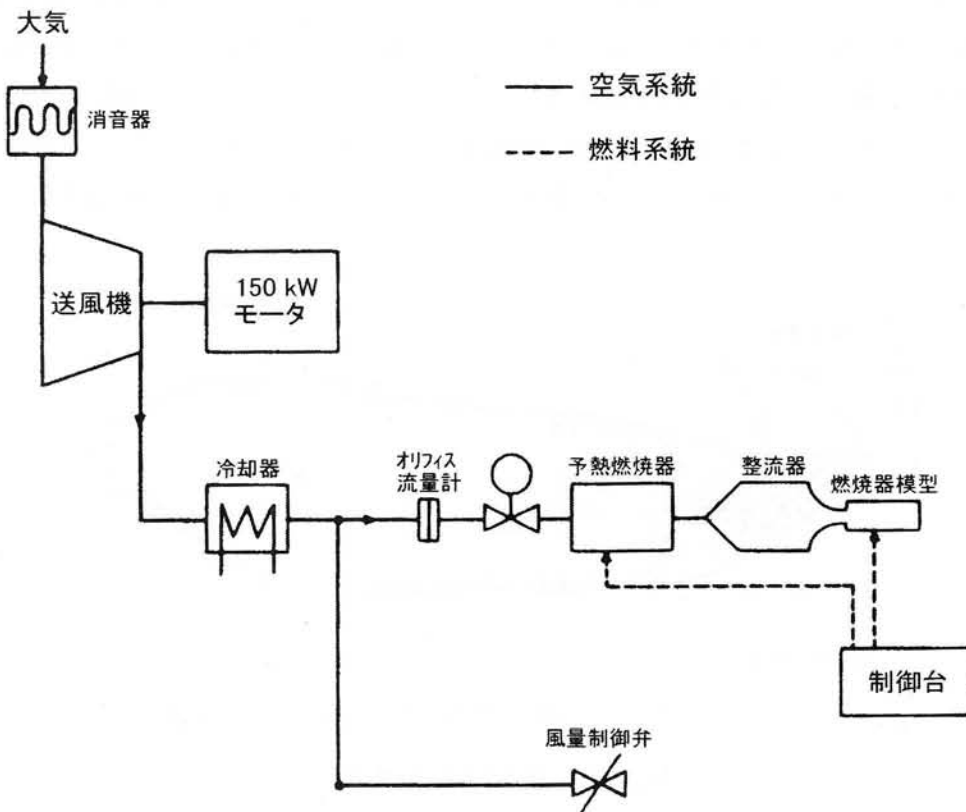
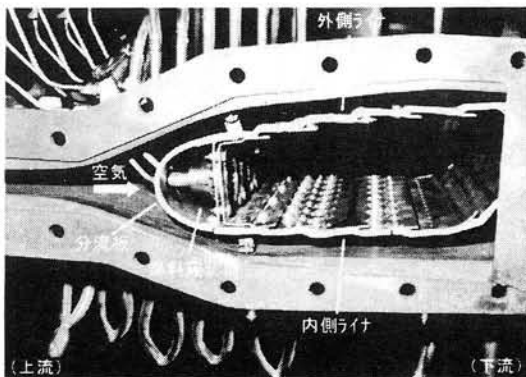
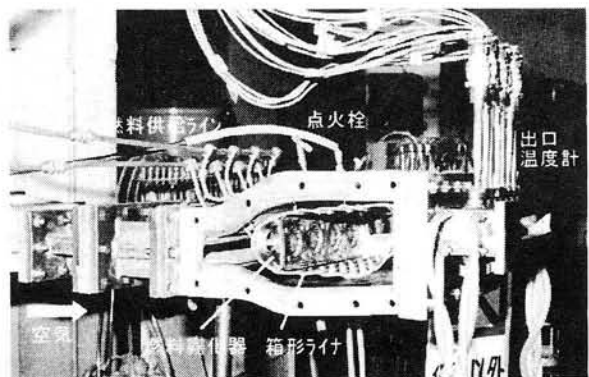


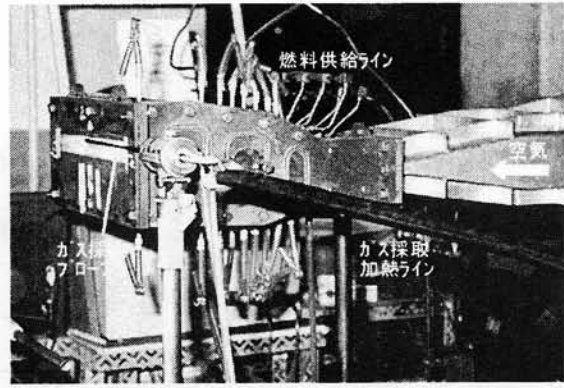
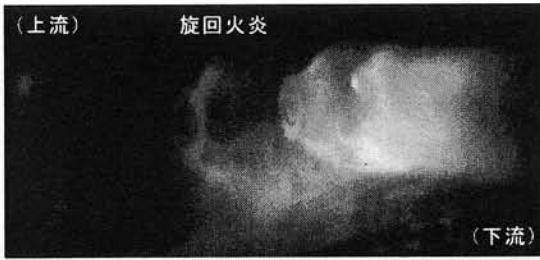
図 3.3.4 常圧系燃焼試験装置



(a) 箱形燃焼器模型



(b) 常圧燃焼試験の組付け状況



(c) 気流霧化による火炎性状(青色炎)

(d) 燃焼器出口のガス採取

図 3.3.5 箱形燃焼器模型とその常圧試験状況

図 3.3.5(a)~(d)に箱形模型とその組付け状況、燃焼性能や排ガス分析の測定状況を示す。特に、図 3.3.5(c)の気流霧化による火炎の観察から判るように、圧力噴霧タイプに比べて輝炎の部分が少なく、予混合火炎に近い透明度のある青色炎を形成する。

一方、図 3.3.6 に示す扇形燃焼器模型の実験は、高圧セクタ燃焼試験装置にて行い、その流路系と供試燃焼器の配置関係を図 3.3.7 に示す。なお、常圧系および高圧セクタ系試験での条件を表 3.3.1 に示す。燃焼器出口の排煙測定にはバツハラッハ・スモークメータ、NO_x、CO、CO₂、未燃炭化水素(THC)、O₂の排ガス分析には、堀場製作所製MEXA2000Nを用い、サンプリング流路には、水分凝縮を避けるため加熱方式(約 150℃)を採用した。

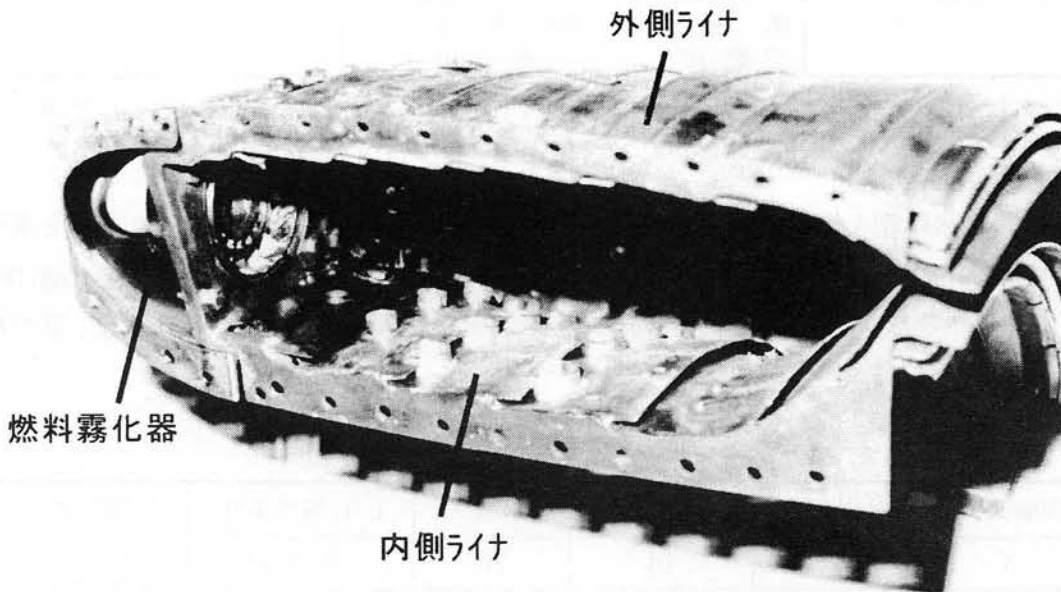


図 3.3.6 高圧セクタ実験用扇形燃焼器模型

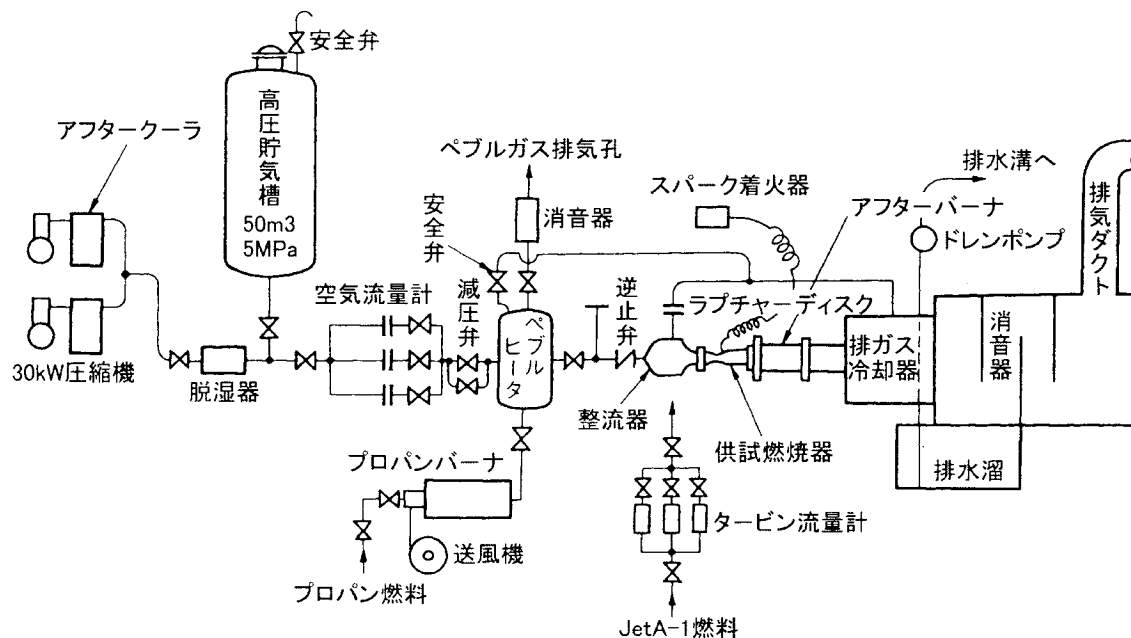


図 3.3.7 高圧セクタ燃焼器試験装置系統

表 3.3.1 箱形および扇形燃焼器模型の実験条件

試験項目	条件	測定項目
常圧系燃焼試験 (箱形模型)	入口空気圧力 $P_1 \doteq 1.1 \text{ ata}$ 入口空気温度 $T_1 = 320 \sim 600 \text{ K}$ 風速 $U_r = 15, 19 \text{ m/s}$ 空燃比 $n = 50 \sim 100$	温度、圧力、排気ガス分析
高圧セクタ燃焼試験 (扇形模型)	入口空気圧力 $P_1 = 5 \sim 15 \text{ ata}$ 入口空気温度 $T_1 = 575 \sim 650 \text{ K}$ 風速 $U_r = 20 \text{ m/s}$ 空燃比 $n = 60 \sim 100$	温度、圧力、排煙

注) 空燃比 $n = W_a/W_f$ 、最大断面平均風速 $U_r = W_a / \rho_1 A_{\max}$ 後述の式(3.4.1)参照

(3) 内部流動の測定

箱形燃焼器模型を用いて内部の流れ模様、温度、ガス組成分析を行うために常圧系燃焼試験設備を用いた。その実験条件は、表 3.3.2 に示すように、実機エンジン燃焼器の動作パラメータのうち、空気圧力は異なるものの、エンジンのアイドル条件相当の空気温度、平均風速、そして空燃比に合わせた。

表 3.3.2 箱形燃焼器内部測定の実験条件

実験条件	入口温度 K	風速 m/s	空燃比 n	E/G相当条件	備考
A	450	15	70	アイドル	入口空気圧力: 0.113 MPa
B	520	19	92	11,500 rpm	
C	600	19	75	12,500 rpm	
D	600	19	50	最大出力時の空 燃比に一致	

内部温度の測定にはPR13%熱電対プローブ(シリカコーティング)、内部ガス分析には水冷式ステンレス製採取プローブ(内径/外径=1 mm/8 mm)、堀場製MEXA2000Sガス分析装置を用いた。分析装置へのガス採取ラインは、水分の凝縮を防ぐためリボンヒータを巻き150℃に保温した。ガス採取は、図 3.3.8 に示す位置に模型サイドからプローブを挿入し、スワラ中心間で紙面と垂直な方向にトラバースした。軸方向の測定位置は、遮熱板より燃烧器出口までの間、8ヶ所(位置 I ~ VIII)を選んだ。

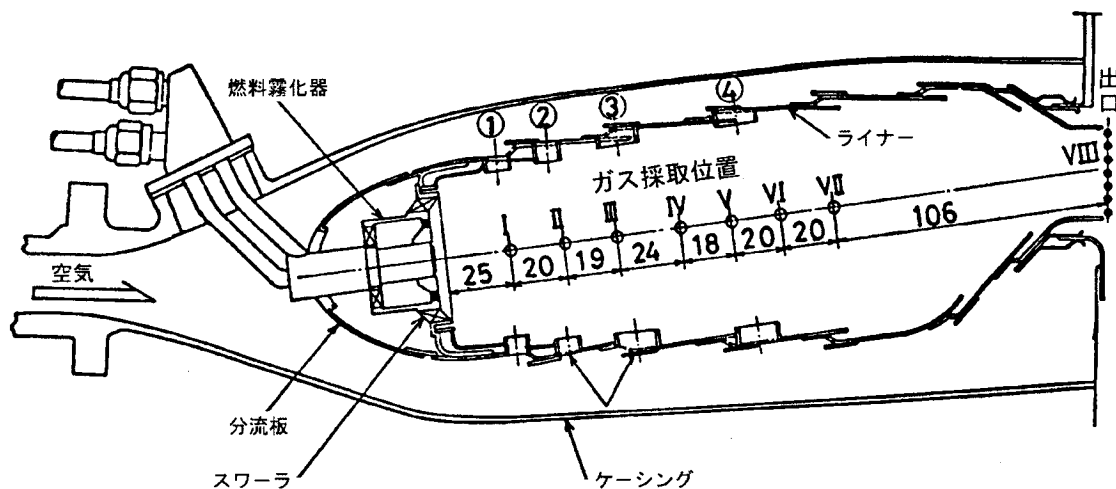


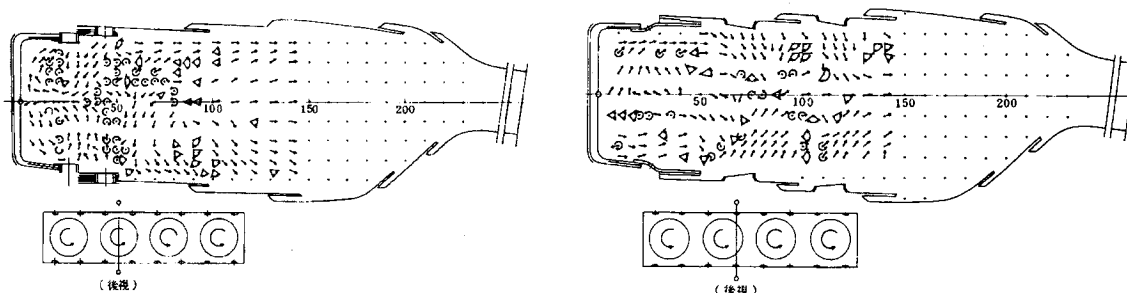
図 3.3.8 内部ガス組成分析の測定位置

3.3.2 実験結果および考察

(1) 燃烧性能

(イ) 非燃烧時の流れ模様と空気流量配分

燃烧器では、气流霧化の燃料噴射方式を採用しているため、ライナー内の流動が燃烧器全体の燃烧性能に大きく影響する。そこで、火炎の安定化に必要な一次燃烧領域内の再循環流れ、空気孔からの噴流の流れの様子を把握する必要がある。ここでは、木綿糸のストリーマを用いて非燃烧時の流れの方向を二次元的に測定した。測定断面に4つの軸方向断面を選び、ストリーマで測定した流れ模様の結果を図 3.3.9(a)~(d)に示す。



(a) スワラ中心断面

(b) 空気孔列断面

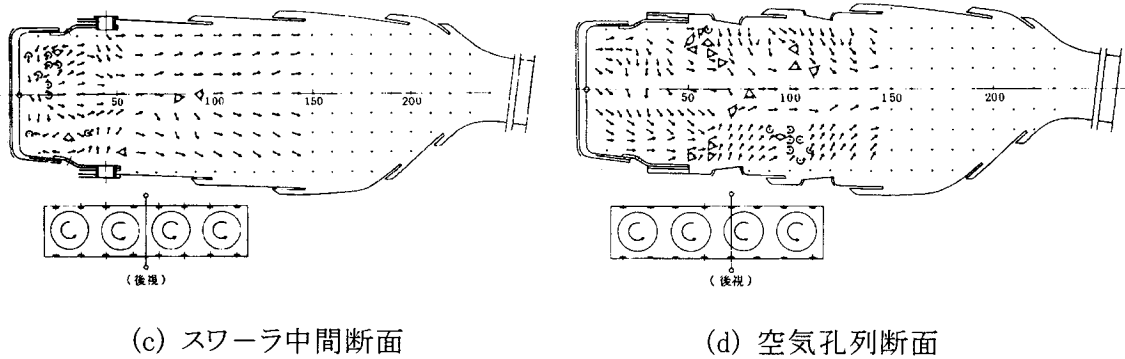


図 3.3.9 燃焼器ライナ内の流れ模様

図 3.3.9(a)に示すスワララの中心断面の流れを見ると、第1列および第2列空気孔からの噴流の貫通はともに強い、スワララ中間の上流端面にある空気インピンジ冷却タイプの遮熱板から第1列空気孔までの間にスワララによって形成される再循環渦(通称トロイダルボルテックス)が存在する。第2列空気孔の下流には、強い乱れの領域が存在し、燃料と空気の混合を促進するものと考えられる。遮熱板から 90 mm の位置に、第3列空気孔からの対向噴流衝突の様子が見られ、この下流では、ライナ壁に向かって流れは拡がっている。

図 3.3.9(c)に示すスワララの間断面の流れでは、スワララからの噴流が遮熱板から 15 mm の位置で合流している。合流後、一旦、流れは壁に向かって拡がる、第2列空気孔からの噴流によって燃焼器ライナの中心に寄せられる。遮熱板から 90 mm の位置では、第3列空気孔からの噴流の衝突があり、その下流で流れは少し拡がる。

図 3.3.9(b)と(d)に示す第3列および第4列の空気孔中心を結んだ断面では、空気孔からの噴流の流れが上下対称になっている。第4列空気孔の噴流に比べ、第3列空気孔からの噴流の貫通が強く、中心で噴流の衝突が見られる。再循環流域において、ライナ後部から見てスワララの右側に相当する断面(図 3.3.9(c)参照)では上向きの流れ、左側に相当する断面(図 3.3.9(d)参照)では下向きの流れになっている。これらは、スワララからの旋回流れの方角に対応する。

以上の流れ模様の観察より、次の結果を得た。

- 一次燃焼領域の長さは、遮熱板から第2列空気孔までの距離で、約 50mm である。
- 一次燃焼領域では、火炎安定化に有効な再循環流れが明確に形成される。
- 燃料過濃になり易いスワララの間領域では、第2列および第3列空気孔からの空気噴流により充分な空気附加が行われる。

次に、ライナの空気孔、フィルム冷却孔、冷却空気孔における各々の流量係数、入口静圧、前後差圧を等しいとし、各々の開口面積率で空気流入量を算出し、軸方向に対するライナ内への空気流入量の変化を求めた。そして、空燃比 50~100 の範囲で燃料と空気が瞬時に完全混合するものとして見積もった軸方向距離 X/L_{cc} に対する当量比変化を図 3.3.10 に示す。ここで、 X は遮熱板からの距離で、 L_{cc} は燃焼器ライナの全長 255 mm である。遮熱板から第2列空気孔までの一次燃焼領域($X/L_{cc}=0\sim 0.192$)の出口は、空燃比 $n=50$ の完全混合時の

最大当量比は 0.94 になり、第4列空気孔下流の二次燃焼領域出口 ($X/L_{cc}=0.585$) での当量比は、燃焼器出口のそれに近い値になる。実際の燃焼では、瞬時に完全混合しないため、空間的な局所当量比は幅広い値を有するだろう。ただ、従来の圧力噴霧タイプ燃焼器の設計時における空気配分に比較すれば、ライナ上流側の空気流入配分量は大きくなっており、燃焼領域における燃料の希薄化は得られている

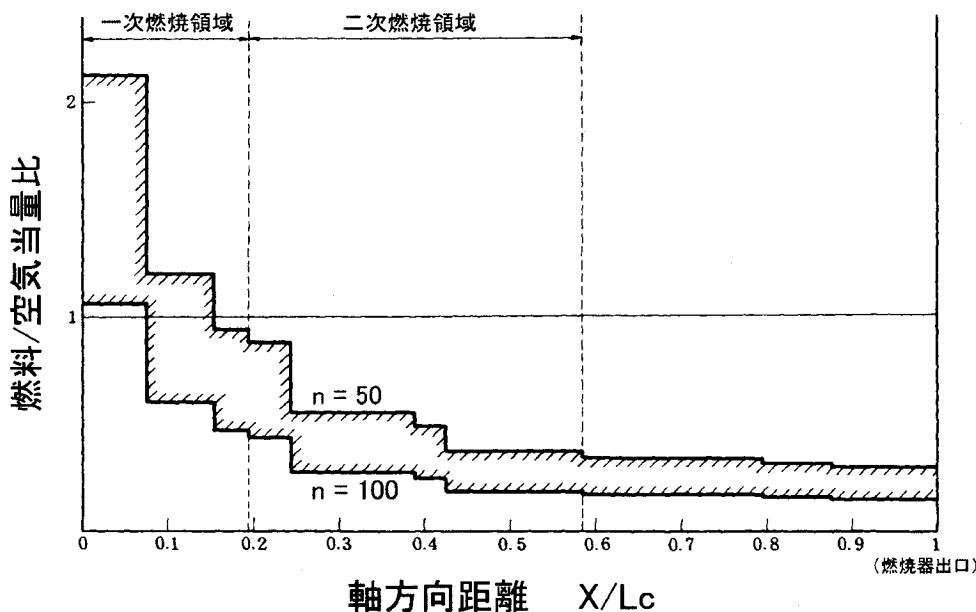


図 3.3.10 燃焼器内部の軸方向当量比変化(推算)

(ロ) 燃焼効率および排出特性

実機の作動条件に沿って入口空気温度、最大断面平均風速、空燃比の値を合わせた時のガス分析から得られた燃焼効率特性を空気流入孔径が異なる2つの分流板について、図 3.3.11 に、また、NO_x、CO および未燃炭化水素 (THC) の排出特性を図 3.3.12 に比較する。

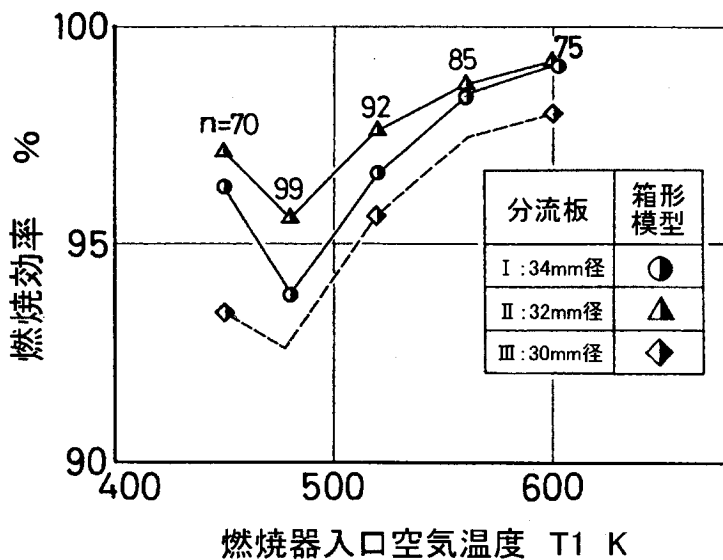


図 3.3.11 箱形燃焼器模型の効率特性

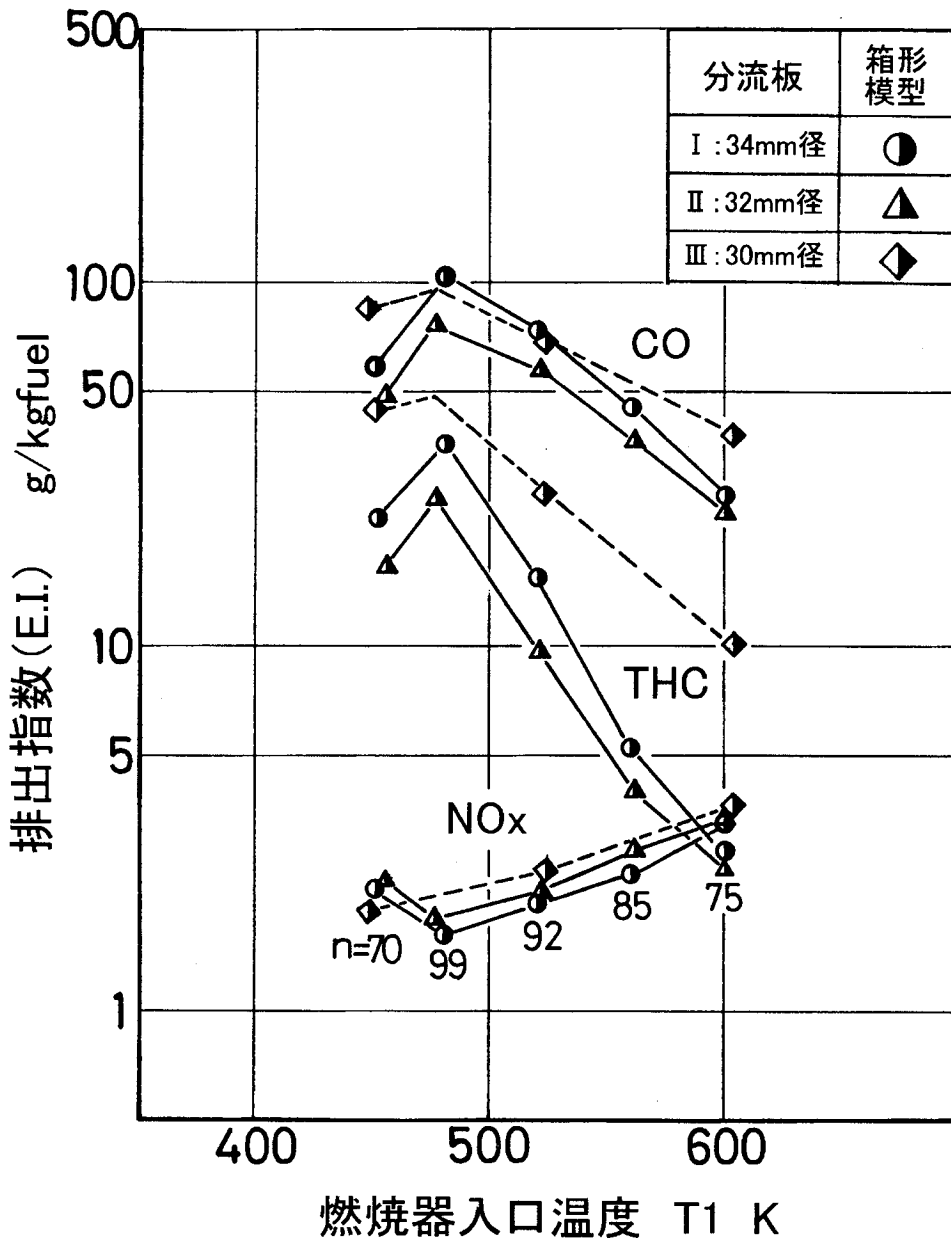


図 3.3.12 箱形燃焼器模型の排出特性

燃焼効率、分流板 I (空気流入孔径 34 mm)、I (孔径 30 mm) に比べ分流板 (孔径 32 mm) が一番良好で、95%以上の値を与える。この効率の違いは、実機のアイドル条件に相当する空気温度 450 K の場合、分流板 III は霧化器への空気流入不足で、微粒化性能が悪く長い輝炎を形成し、分流板 I は空気が入りすぎ青色炎を呈するが、他に比べ火炎安定性が悪いことから判断できる。

次に、排出特性を見ると、THCとCOの排出レベルは、入口温度と空燃比の両方に依存して、一旦増えた後、再び減少する。NOxの排出濃度は一旦減り、その後増加していく傾向を示す。この結果、排出レベルに関しても分流板 II (孔径 32 mm) が最も良好であると言える。

以上の結果に基づき、分流板 II をもつ箱形ライナを最適とし、高圧燃焼試験に供する扇形模型、環状模型の試作を行い、エンジン適用条件を加味して性能および排出特性を調べる。

(2) 燃焼器内の温度および組成分布

ここでは、気流微粒化タイプ燃焼器からの有害成分の排出要因や排出低減方法の手がかりを見出すために、箱形模型内部の温度や各成分濃度の分布について述べる⁽⁹⁾。

(イ) 内部ガス組成測定面における非燃焼流れ模様

図 3.3.13 に非燃焼時の流れ模様を示す。図中の円形の破線は、ライナ空気孔の投影位置を、図には再循環流域(=逆流域)の軸方向の長さを示す。スワラによって形成される再循環流の長さは、出口より約 50 mm である。その下流の流れは、スワラの間を境に少し対称性がくずれ、一方向に流れが片寄っている。150 mm より下流では、軸と平行に流れている。この片寄りの原因は、4つの旋回流れの相対強さ、空気孔からの噴流の貫通度の違い、側壁の効果等、相互に干渉し合っていると考える。

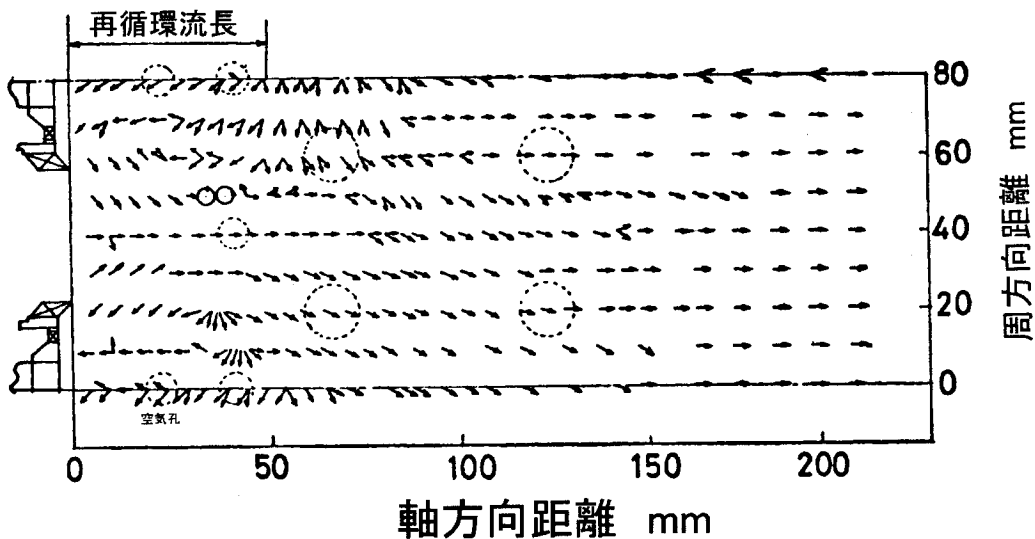
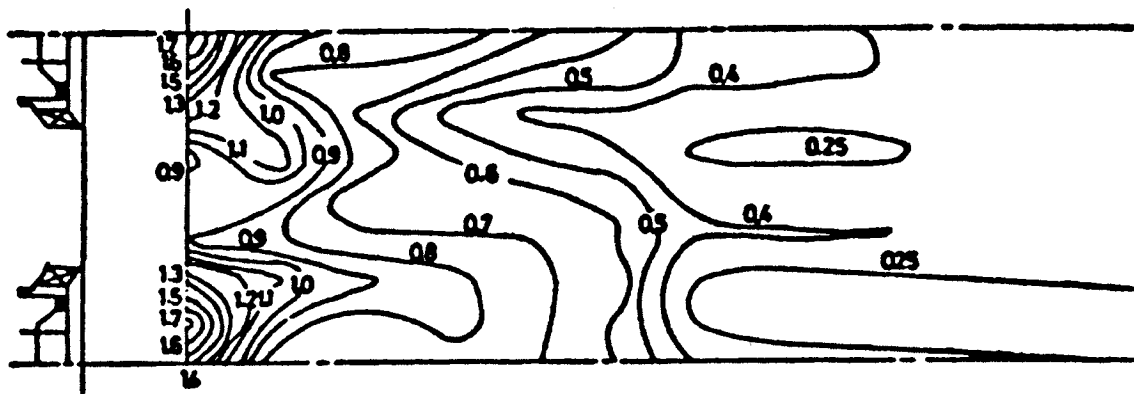


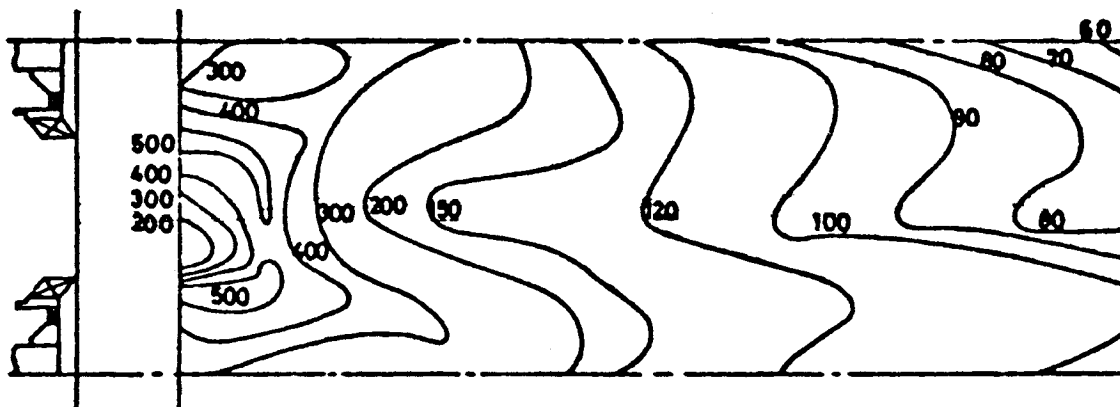
図 3.3.13 内部測定面における流れ模様(非燃焼時)

(ロ) 燃焼器内のCOおよびTHCの組成分布

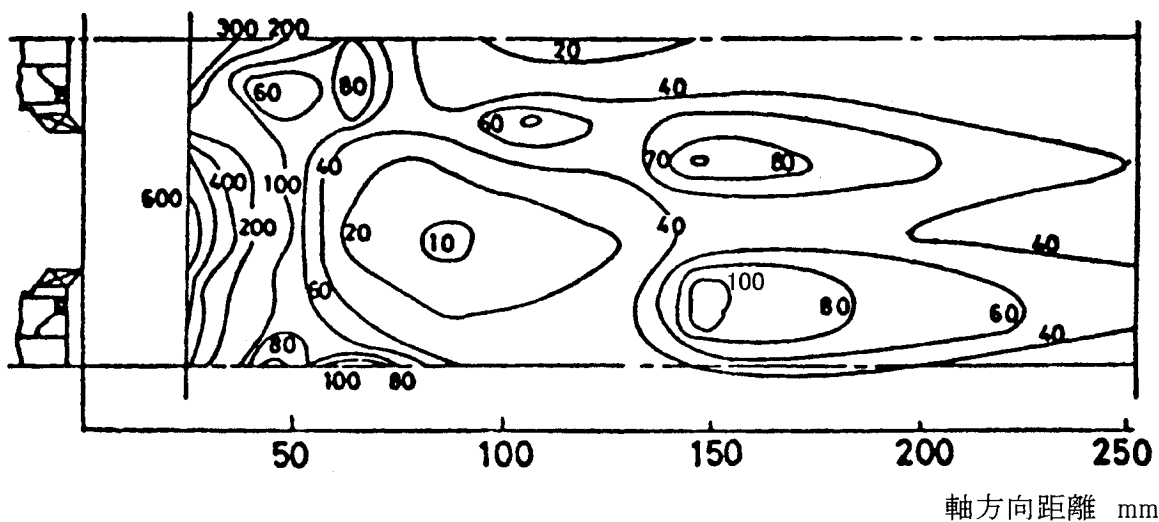
航空エンジンの作動条件を考えた場合、CO および未燃炭化水素 (THC) の排出はアイドル付近で問題となる。そこで、表 3.3.2 に示すように、アイドル条件に相当する実験条件Aでの局所当量比、CO および THC 濃度の等高パターンを図 3.3.14(a)~(c)に示す。局所当量比は、二酸化炭素 (CO₂)、CO、酸素 (O₂)、THC の各成分の濃度測定値から算出した。(付録3参照) CO 濃度は、局所当量比が 1.1 以上にあり、燃料霧化器スワラからの可燃混合気の流れに沿った領域でピークを有し、下流に向かって減少する。この減少割合は、スワラの中心と中間に沿った領域で大きく、空気孔列の領域は小さい。これは、空気孔からの噴流によりその酸化反応が抑制されるためである。THC は、軸方向 40 mm まで一様に減少するが、その下流で、空気孔からの噴流によりライナ壁付近に沿って流れる未燃焼成分を中心に向かって輸送し、その冷却により測定面に高い濃度スポットが現れる。



(a) 局所当量比



(b) CO 濃度 gCO/kgfuel

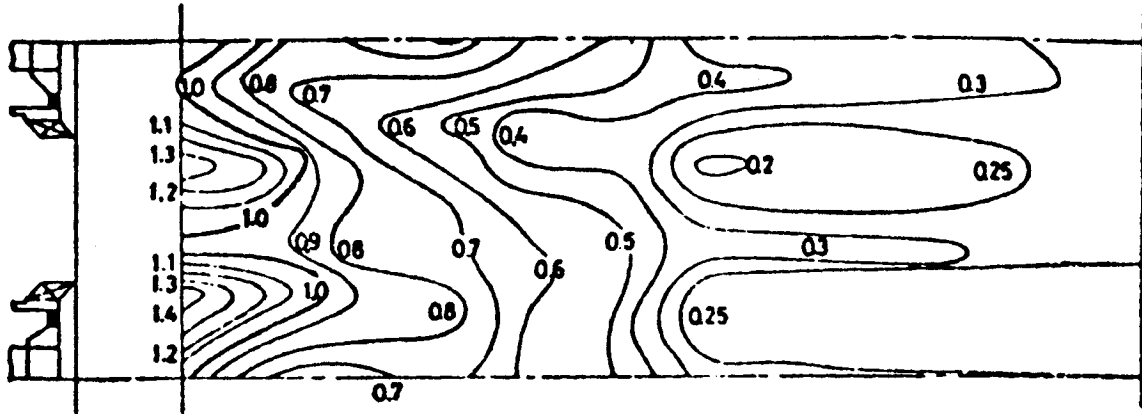


(c) 未燃炭化水素(THC)濃度 gHC/kgfuel

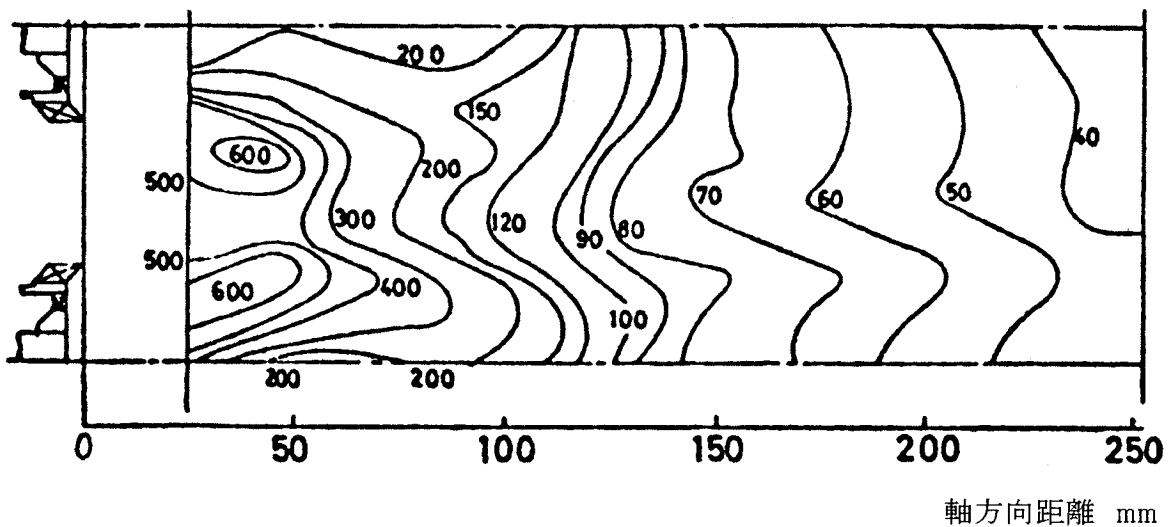
図 3.3.14 燃焼器内部の当量比と未燃成分の分布(実験条件A: $T_1=450\text{K}$, $n=70$)

次に、入口濃度 600 K(実験条件C)の濃度分布を図 3.3.15(a)と(b)に示す。当量比分布は、実験条件Aの場合と類似したパターンが見られる。CO 分布は、80 mm より上流で実験条件Aの

分布との差違は見られないが、その下流でのCOの酸化が働き濃度の減衰が大きい。例えば200 mm 位置では、実験条件Aの半分程度の濃度値になる。これは、入口温度の上昇により第3列空気孔下流におけるCOの酸化反応が促進されるためと考える。



(a) 局所当量比の分布



(b) CO 濃度 gCO/kgfuel

図 3.3.15 燃焼器内部の局所当量比とCO分布(実験条件C: $T_1=600\text{K}$, $n=75$)

燃焼器ライナ壁付近でのCOおよびTHCの生成状況を調べるために、実験条件Cにおける燃焼器出口の半径濃度分布を図 3.3.16 に示す。ライナ壁近くのフィルム冷却、空気噴流の冷却作用が働き、その壁近辺の反応が抑制または凍結されるため、上下の壁側でCOおよびTHCの排出濃度が高くなる。このことは、実機エンジン動作のアイドル運転(低負荷)時の高い排気レベルが生じる理由である。

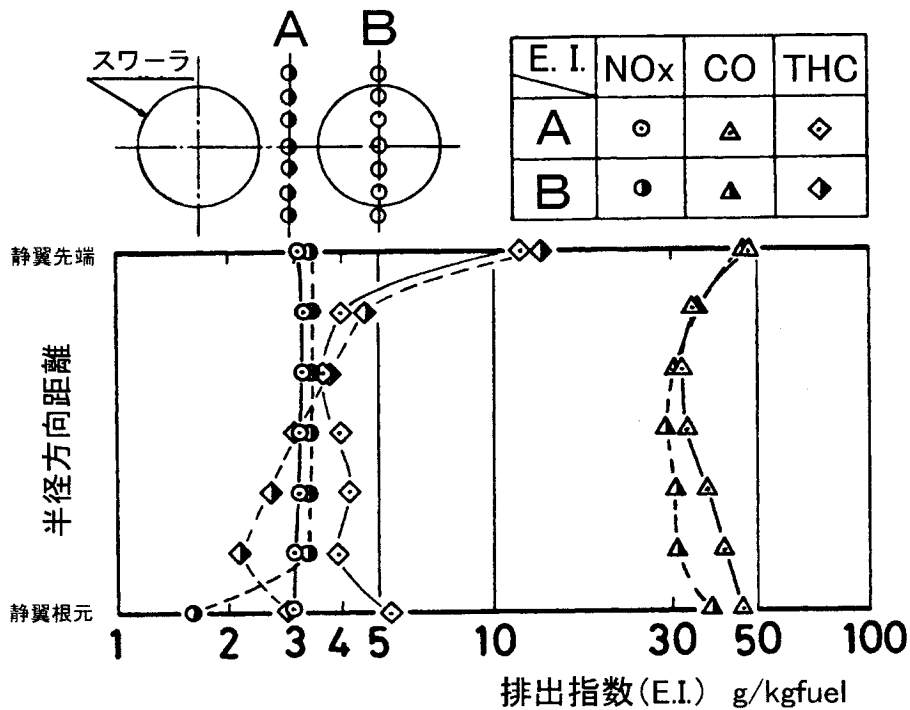
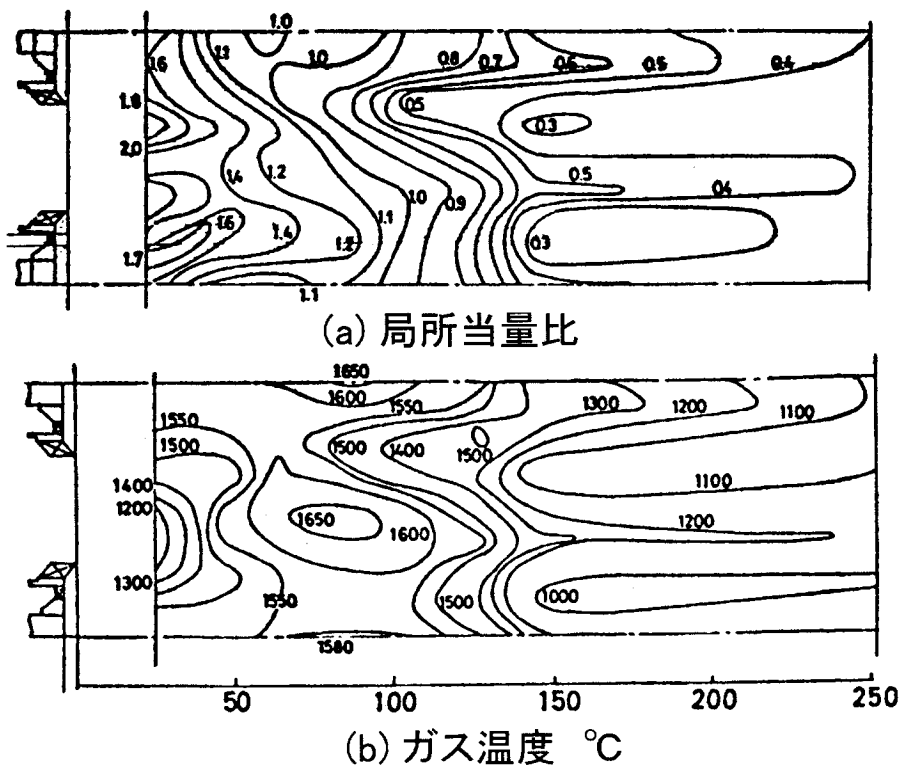


図 3.3.16 燃焼器出口の半径方向濃度分布(実験条件 C)

(ハ) 燃焼器内のNO_xの生成分布

これまで、燃焼器出口のNO_x濃度は、入口空気温度および当量比の上昇に伴って増加することが判っている。そこで、実験条件Dにおける当量比、温度、NO_x、NO/NO_xモル比の分布を図 3.3.17 に示し、NO_xの生成状況を考察する。



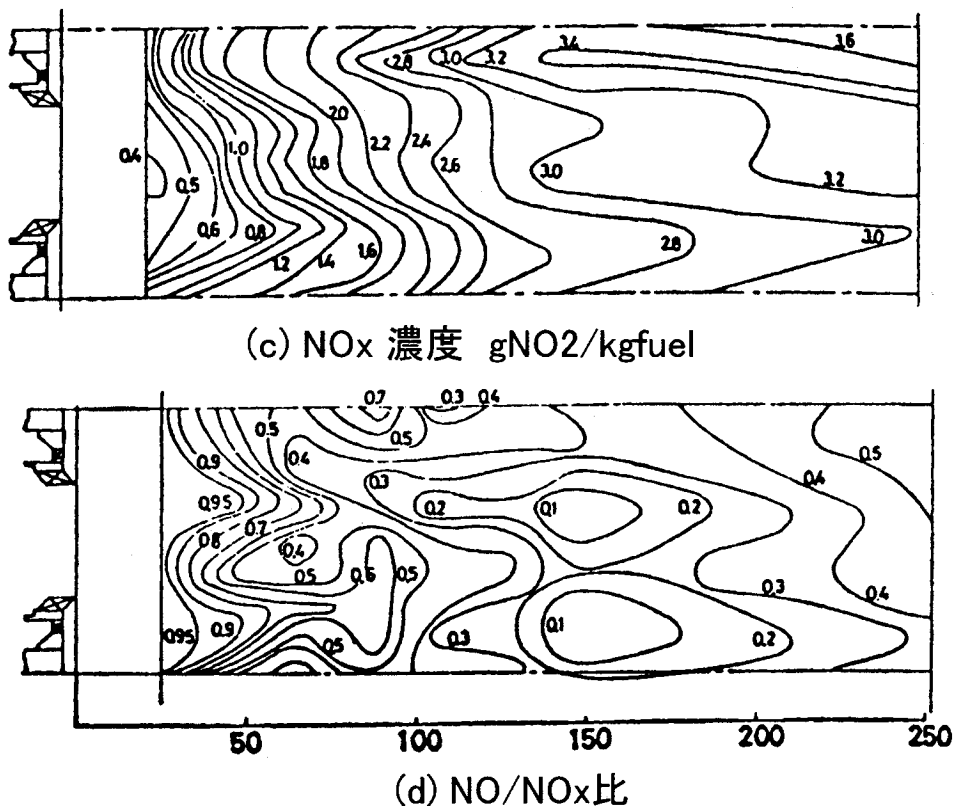


図 3.3.17 燃焼器内部の温度および成分濃度のパターン(実験条件 $D:T_i=600\text{K}$, $n=50$)

当量比の分布は、実験条件Cのケースと比較すると、一次燃焼領域で1.5倍以上の局所当量比の値となる。スワラの間および中心の軸方向 80 mm 付近に高温領域(1,600 ~ 1,650°C)があり、局所当量比 $\phi_L=1.1$ にある^(12, 13)。この領域では、NO/NO_x比が高く、NO_xが増加している傾向から、NOの生成速度が大きいことが判る。空気孔列に相当する領域では、NO/NO_xモル比に高低差が現れ、またNO_x生成速度も抑制される。特に、空気噴流の影響を直接受ける領域では、NO→NO₂の酸化反応が進むことがわかる⁽¹⁴⁾。第4列空気孔からの噴流の衝突位置は、図 3.3.17(d)の結果から約 150 mm であり、この下流において軸方向にNO/NO_x比およびNO_x濃度が増加しているのは、半径方向の混合が進むためと考えられる。

一次燃焼領域の逆流内における局所当量比 ϕ_L と NO_x濃度の関係を図 3.3.18(a)に内部ガス分析測定で得られたすべてのデータをプロットする。 $\phi_L=1$ 付近にNO_x濃度のピークがあり、そのピーク値は入口空気温度が高くなるほど大きく、その差は燃料希薄側($\phi_L < 1$)でのサーマルNO生成濃度の差に相当する。この差に見るNO→NO₂への変化は、上述したように、空気噴流の貫通による酸化に依存すると考える。NO濃度のピークは $\phi_L=1.4$ 付近に存在し、それ以上の当量比ではNO_x濃度と等しくなる。これは、燃料過濃域での Prompt NO が生成すると推察できる⁽¹⁵⁾。一方、逆流内での燃焼進捗を示す図 3.3.18(b)の結果から判るように、入口空気の温度上昇は、酸素の消費を大きくして反応を促進し、局所温度の上昇を伴うとともに、NO/NO_xモル比を増加させる傾向にある。

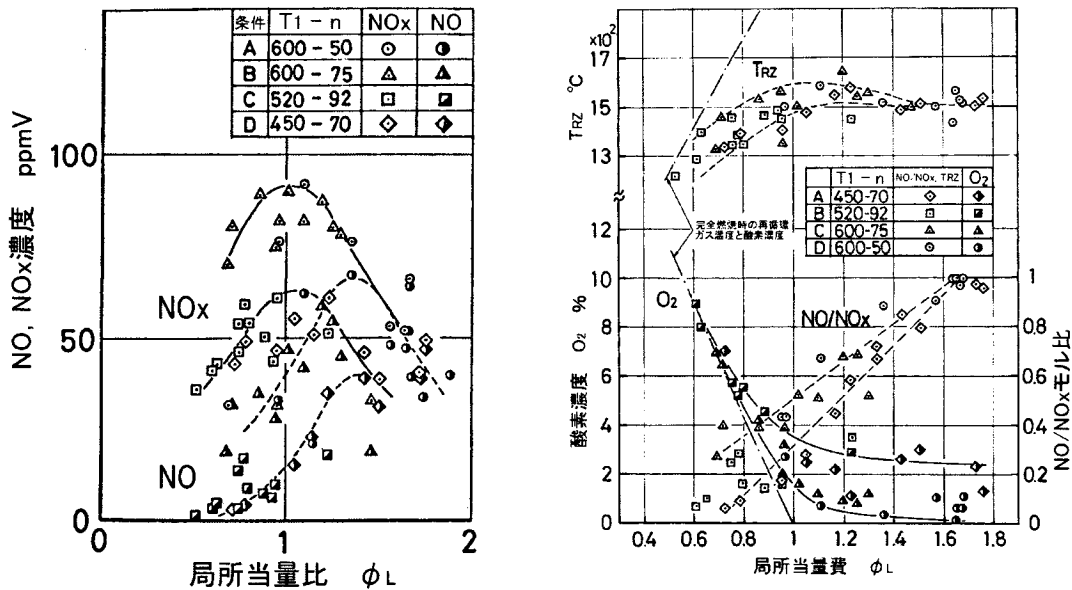


図 3.3.18 逆流域におけるNO_x生成と反応進捗

次に、各実験条件における軸方向の平均的な当量比とNO_x生成割合の変化を図 3.3.18 に示す。出口252mm 位置での当量比の値は、各設定条件の入口当量比の大小とよく対応する。 $\phi_L=1$ 、即ち、理論当量比に相当する位置で、燃焼器出口のNO_x濃度の60%前後が生成され、また効率が90%に達する軸方向距離は、入口当量比が大きいほど下流に伸び、これは燃焼反応域の拡大に直接対応する。そこで、燃焼器入口の作動条件に応じた主燃焼域を捉え、NO_x生成に対する空気噴流の抑制効果を利用することもNO_x排出低減の一案と考えられる。

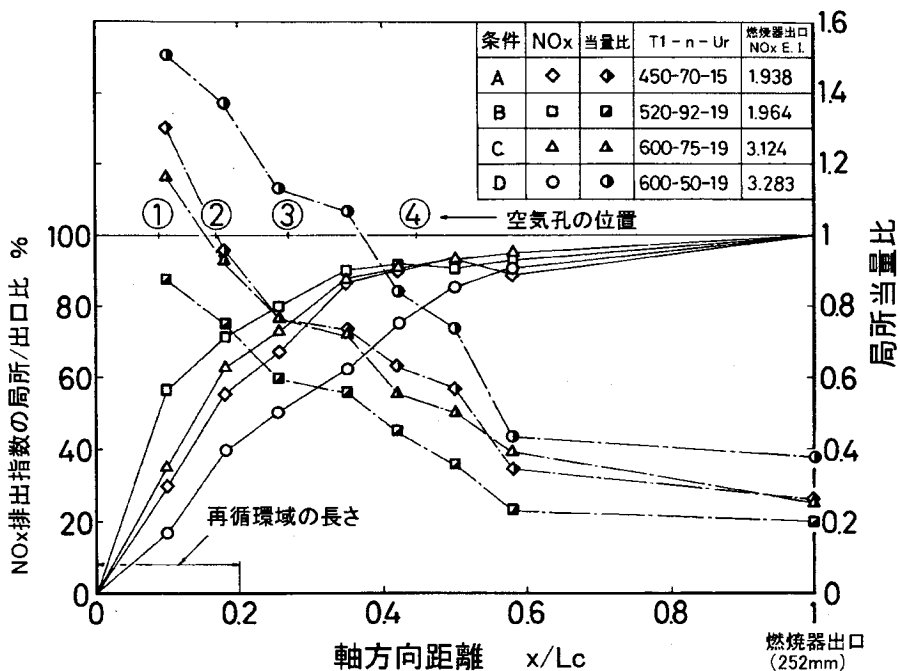


図 3.3.19 平均当量比およびNO_x生成の軸方向変化

3.4 環状燃焼器模型の高圧燃焼特性

これまでの箱形および扇形の部分模型による要素実験により、従来の圧力噴霧タイプと同等以上の燃焼性能、排煙の大幅な低減が得られ、実機と同じ規模の環状燃焼器模型の基本構成と形状を定めることができた。

ここではそれに基づき実機スケールの環状モデル燃焼器模型を新しく試作し、入口空気圧力1 MPaまでの高圧燃焼実験を行い、全体性能および排気特性を評価した。また、箱形模型との比較・検討を行い、設計の改善と妥当性を確認することを目的とする⁽¹¹⁾。

3.4.1 燃焼実験装置

図 3.4.1 に、環状に16個の燃料ノズルを配置する燃焼器ライナの外観を示す。その燃焼器模型の形状・寸法は、図 3.4.2 に示ように、主要空気孔は、軸方向4孔で対向形に配列し、各列の空気孔は案内筒付とした。また、これらは従来の圧力噴霧タイプに比べ、ライナ上流側に位置する。



図 3.4.1 環状燃焼器模型の外観

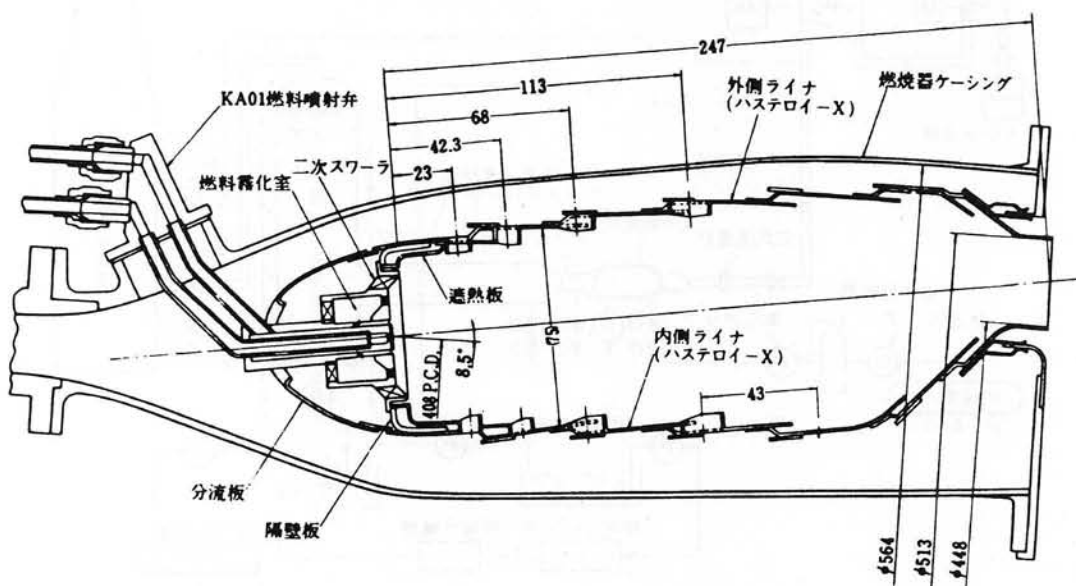


図 3.4.2 実機と同一形状の環状燃焼器模型

次に、各空気孔列の機能について説明する。

- 第1列空気孔は案内筒付きの直径 8 mm で、燃料ノズル中心の断面上に位置し、周方向16個配置する。これは、スワーラ下流に形成される再循環の流れに空気を導入し、一次燃焼領域で燃料希薄化を行って排煙低減の役割をもつ。
- 第2列空気孔は案内筒付きの直径 8 mm で、燃料ノズルの断面に位置し、周方向32個ある。これは、スワーラによって形成される再循環流れの長さを制御し、保炎領域としての一次燃焼領域の形成に寄与する。その結果、一次燃焼領域の長さは、二次スワーラ出口より第2列空気孔の軸方向位置までとなる。また、第2列空気孔は、円錐状の燃料分散に伴う燃料過濃域の形成を防ぐ役目をもつ。
- 第3列空気孔は案内筒付きの直径 14 mm で、燃料ノズルの間の断面に位置し、周方向32個配置する。これは、二次燃焼領域へ空気を導入し、火炎の長さを短縮し、そこで90%以上の燃焼効率を達成する。
- 第4列空気孔は、第3列空気孔と同じ寸法、同じ周方向位置にある。これからの空気噴流は、一部燃焼反応に供するが、大部分は希釈用空気として燃焼ガス温度を下げ、出口温度分布を要求の形にする働きをもつ。なお、図 3.4.2 に示す内側ライナの第4列空気孔下流に直径4mm の希釈空気孔を設け、出口温度分布におけるタービン翼根元側の温度を下げる。

以上述べた各空気孔の働きは、燃焼器ライナの全長の半分の長さで行われ、気流微粒化タイプの燃焼器では、従来の圧力噴霧タイプに比べ、燃焼反応域の大巾な短縮化を図ることが可能となる。勿論、これには、燃料霧化器の優れた気流微粒化特性が求められる。

燃焼実験は、図 3.4.3 に示す高圧環状燃焼器試験装置に取付けて行った。実験状況の外観を図 3.4.4 に示す。実験条件と測定項目はそれぞれ表 3.4.1 と表 3.4.2 に示す。

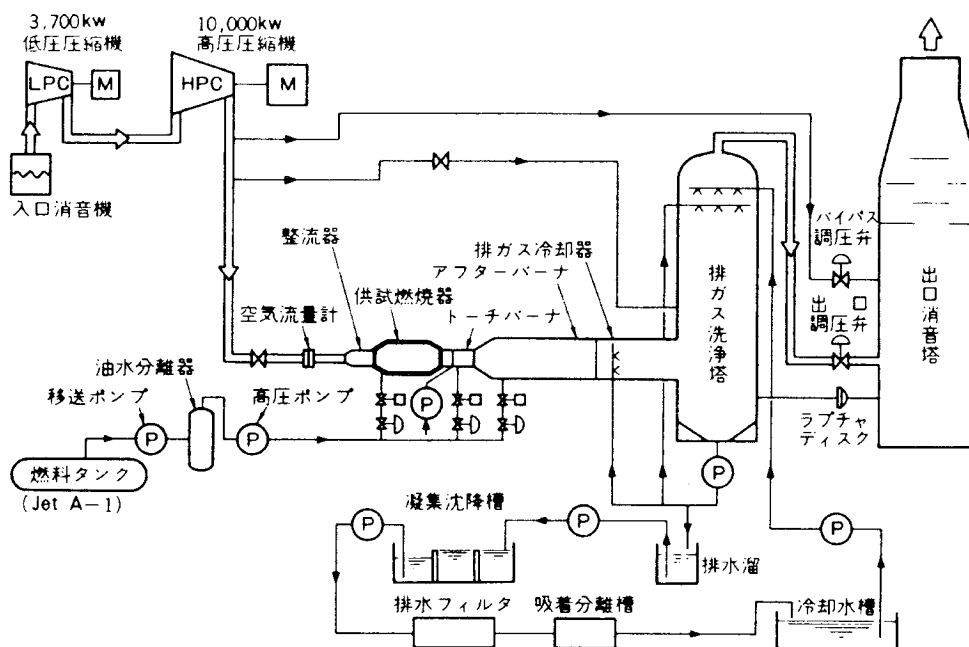


図 3.4.3 高圧環状燃焼器試験装置の系統図

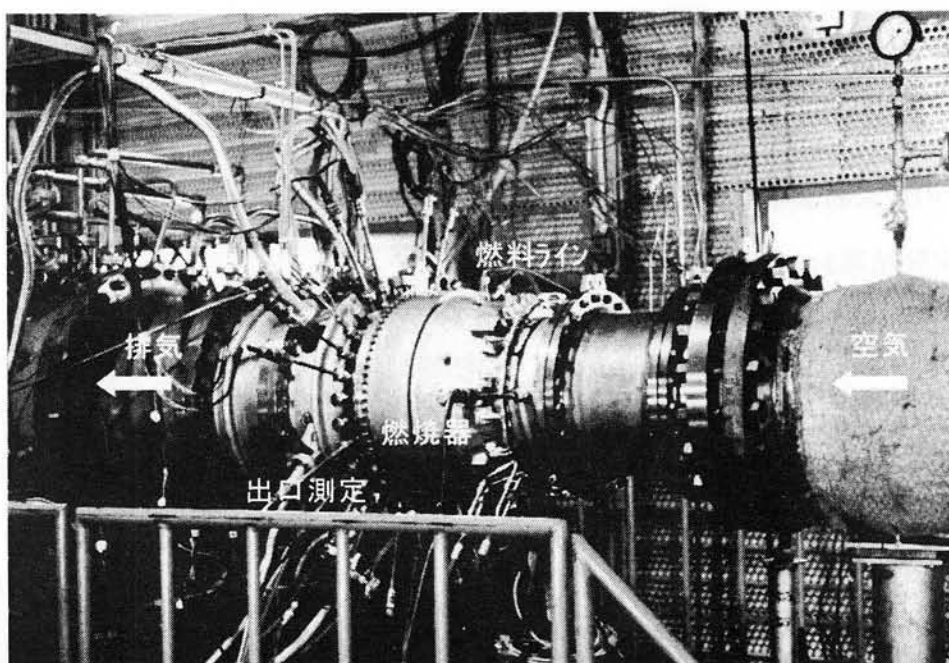


図 3.4.4 高圧環状燃焼器取付の実験状況

表 3.4.1 高圧燃焼実験条件

項	目	数 値
入口空気圧	P_1 MPa	0.18 ~ 0.97
入口空気温度	T_1 k	480 ~ 680
最大断面平均風速	U_r m/s	16 ~ 24
空 燃 比	n	50 ~ 130
使用燃料		Jet A-1

表 3.4.2 測定項目および使用機器

測 定 項 目	点 数	使 用 機 器
空気流量	1	オリフィス流量計
燃料流量	1	タービンフローメータ
燃焼器入口全圧	2	圧力変換器
燃焼器入口全温	2	CA 熱電対
燃焼器出口温度	64	PR13%熱電対 (線径 0.25mm)
燃焼器出口全圧	8	圧力変換器
排出ガス分析	2	1点式水冷プローブ ガスタービン排気ガス測定装置 (MEXA2000N) パツハラッパ・スモークメータ

実機FJR710/20エンジンの設計点における最大断面平均風速(19 m/s)を基準に入口空気圧力の設定に対し空燃比を変えて、火炎安定性を観察し、出口での温度、圧力および排ガス分析測定から全体性能や排気特性を調べた。但し、最大断面平均風速は次式で定義される。

$$Ur = W_a / (\rho_1 \cdot A_{max}) \quad (3.4.1)$$

ここで、 W_a は、燃焼器への全空気流入量、 ρ_1 は燃焼器入口の空気密度、 A_{max} は燃焼器ケーシングの最大断面積である。

3.4.2 実験結果および考察

(1) 全圧損失係数

本燃焼器ライナの輪郭は、圧力噴霧タイプの燃焼器に比べ空気孔開口面積が少ないにもかかわらず全圧損失係数は図 3.4.5 に示すように 23~26 の範囲にあり、要求値 45 以下にある。また、図 3.4.2 に示す分流板の孔径の変化によるスワール流入空気量の増減に伴う相違は見られなかった。但し、全圧損失係数 ϕ は次式で定義される。

$$\phi = \Delta P / (1/2 \rho_1 \cdot Ur^2) = k_1 + k_2 \cdot (T_2/T_1 - 1) \quad (3.4.2)$$

ここで、 ΔP は、燃焼器の全圧損失、 k_1 は燃焼器形状による空力損失、 k_2 は温度上昇による流速増加に伴う損失でなる。なお、 T_1 、 T_2 は、それぞれ燃焼器入口、出口の温度である。

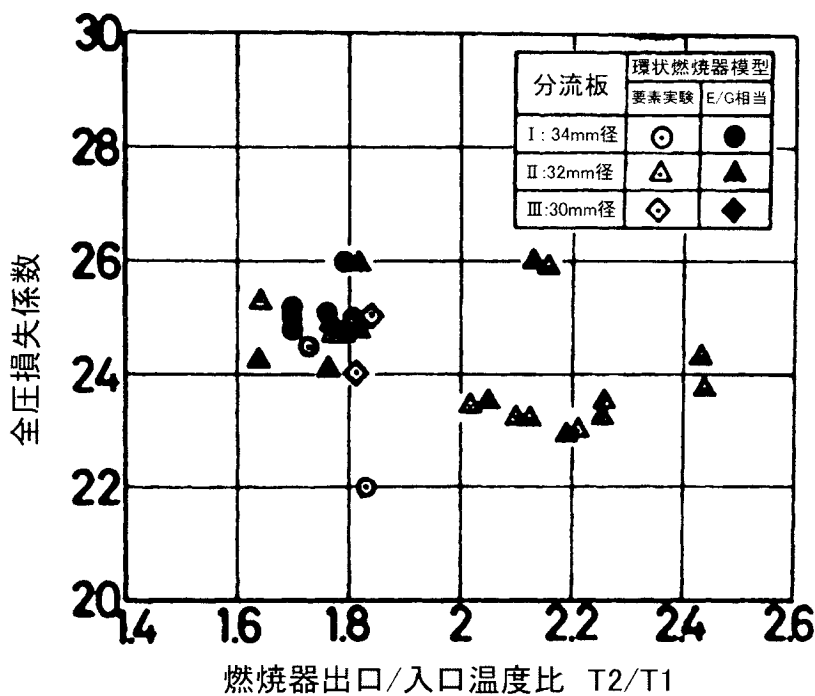


図 3.4.5 環状燃焼器模型の全圧損失係数

(2) 燃焼器出口の温度分布

代表的な出口温度の半径方向分布を図 3.4.6 に示す。燃料ノズルの断面およびその間の断面における温度分布の違いはほとんどなく、要求分布に近い結果を得た。図 3.4.7 に示した出口温度不均一率 δt では、分流板孔径による大きな値の違いは見られず、0.25 付近の値を示す。エンジン側からの要求値は、 $\delta t = 0.2$ であるが、実用上 $\delta t \leq 0.3$ にあればよく、ほぼ満足する。但し、温度不均一率 δt は次式で定義される。

$$\delta t = [(T_{2i})_{max} - T_2] / (T_2 - T_1) \quad (3.4.3)$$

ここで、 $(T_{2i})_{max}$ は、燃焼器出口の最大温度(測定値)である。

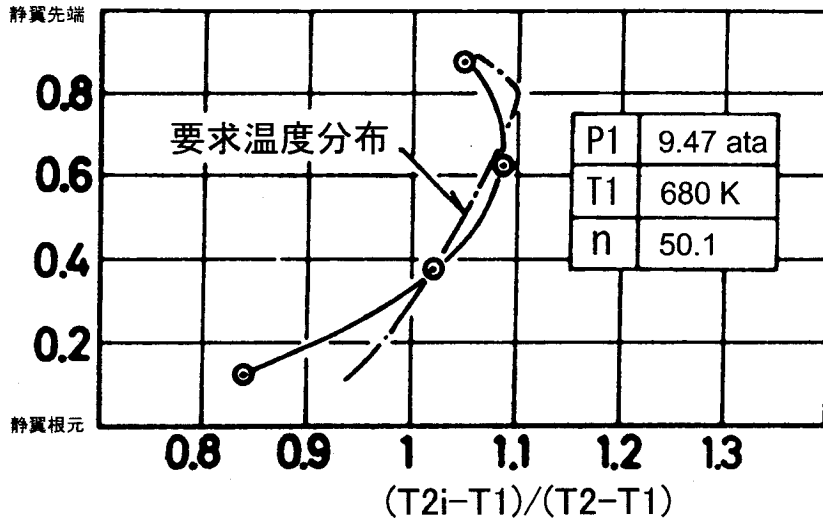


図 3.4.6 環状燃焼器模型の出口温度半径方向分布

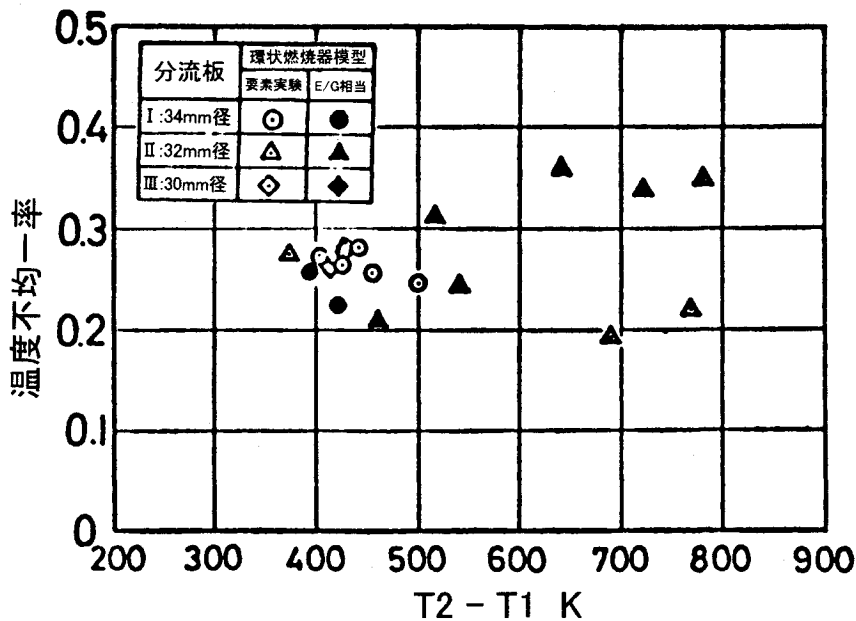


図 3.4.7 環状燃焼器模型の出口温度不均一率 (Pattern Factor) δt

(3) 排煙濃度

入口空気圧力に対する排煙濃度の結果を図 3.4.8 に示す。この排煙濃度は、バツハラツハ・スモークメータの読みをAIAスケールに換算した値である。(付録5参照) その排煙レベルは、入口空気圧力の上昇に伴って増加し、空燃比が低くなると、高い値を示す傾向にある。全般に圧力噴霧タイプの実機地上運転による2つの試験例に比べ充分低い値を示し、これは、気流微粒化による部分的な予混合化と、一次燃焼域での燃料希薄化によるものと推定できる。しかし、分流板孔径の違いを見ると、スワローを通過する空気量の増大は必ずしも排煙の低減

にはつながらない。扇形模型の排煙レベルは環状模型と同じ傾向となる。

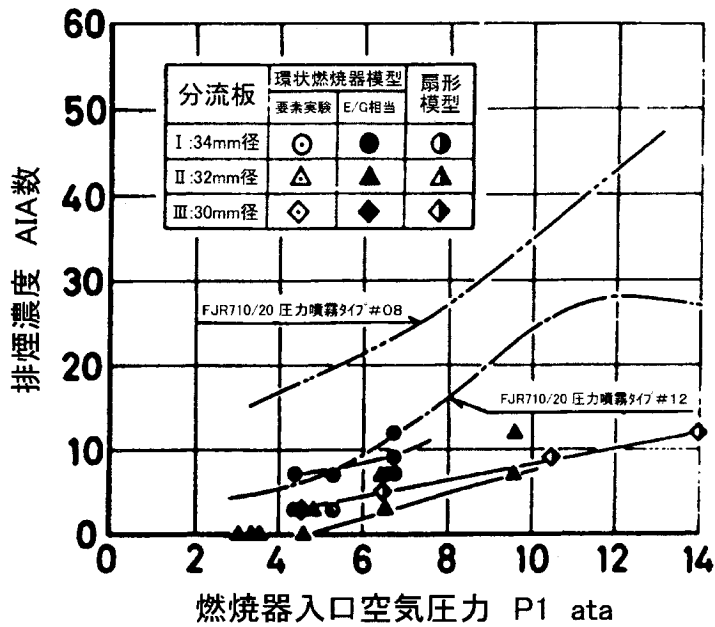


図 3.4.8 環状燃焼器模型の排煙濃度

(4) 未燃炭化水素および一酸化炭素の排出

実機 (FJR710/20 エンジン) の作動条件範囲におけるCOおよびTHCの排出傾向を捉えるために、燃焼器の作動パラメータとして $P_1 \cdot T_1 / (n_g \cdot U_r)$ を用いて示したものが図 3.4.9 である。但し、 n_g は 燃焼器出口のガス組成分析から求めた空燃比である。図中の分流板 I、II、III は、図 3.4.2 の分流板空気流入孔径が、それぞれ 30、32、34 mm に相当する。また、図中の鎖線は、圧力噴霧タイプの実機排気データを示す。●、▲の黒プロットは、図 3.4.9 の関係を用いて実験値を実機条件に相当させた値である。

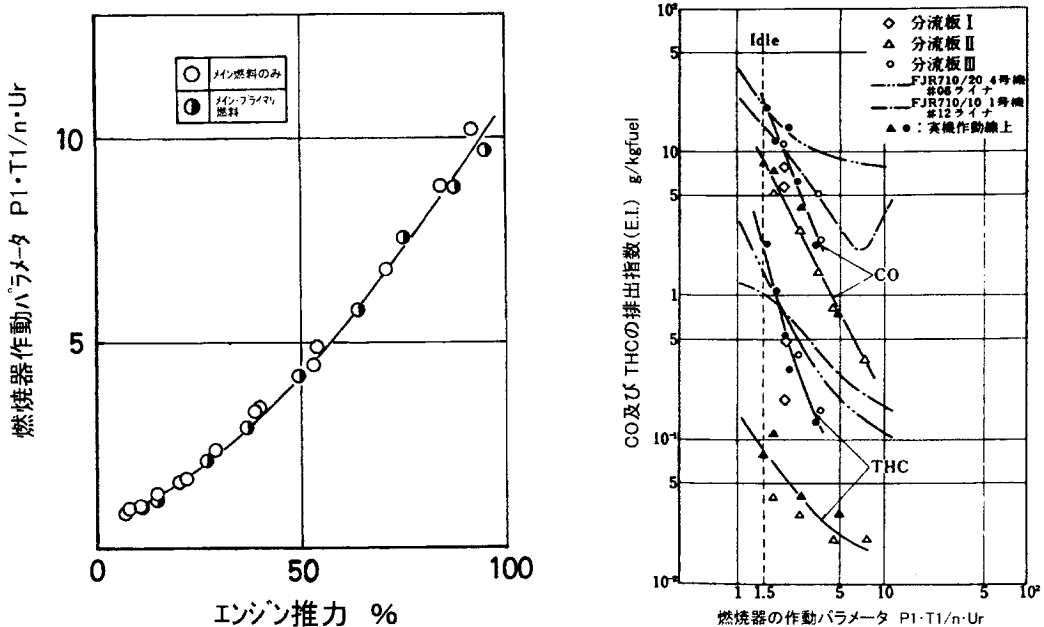


図 3.4.9 COおよびTHCの排出に関する環状燃焼器模型と実機との比較

燃焼器の分流板Ⅲの条件では、従来の圧力噴霧タイプ実機運転時の排気データに比べ同程度のCOおよびTHC排出濃度を示している。分流板Ⅱの条件におけるCOおよびTHCの排出濃度は、実機の排気データに比べかなり低くなり、実機のアイドル条件付近(作動パラメータの値にして1.5)では、THCの排出指数にして1/20、COの排出指数にして1/3程度の低減がなされると期待できる。

ガス分析から求めた燃焼不完全率($1 - \eta_{bg}$)に対するCOおよびTHCの排出指数を図3.4.10に示す。図中には、Lipfert や Sawyer らが現用航空エンジン燃焼器に関して統計的に整理した排気データを示す^(16, 17)。但し、 η_{bg} は燃焼器出口のガス組成分析から求めた燃焼効率である。(付録3参照)

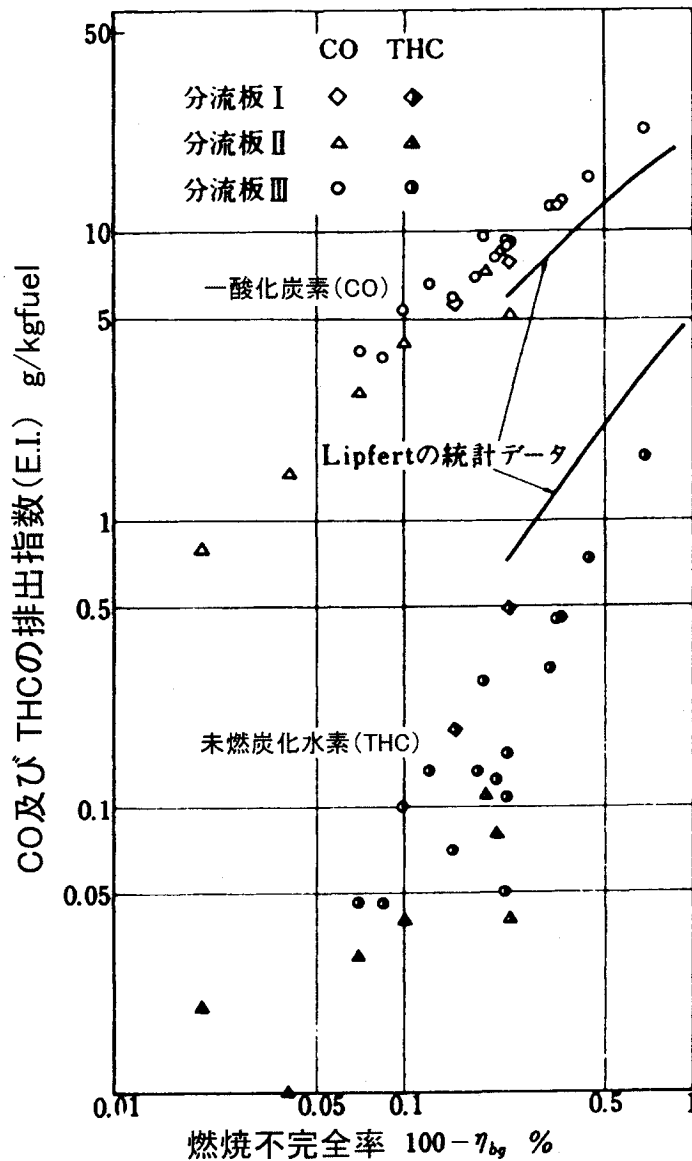


図 3.4.10 燃焼不完全率に対するCO、THCの排出特性

同じ燃焼不完全率の値に対して、どの分流板の条件においても、COの排出濃度はLipfertの統計データの値に比べて高く、THCの排出濃度は低い。この傾向は、本燃焼器の箱形模

型⁽⁷⁾ならびに扇形模型⁽¹⁰⁾における常圧実験の結果とよく対応している。

このように、燃焼器入口空気が高圧・高温の状態になると、燃焼効率が99%以上となり、効率に対するCO排出濃度の依存度が高くなるのがわかる。

(5) 窒素酸化物 (NO_x) の排出

NO_xの排出濃度の入口空気圧力に対する変化を図 3.4.11 に示す。NO_xの排出濃度は、入口空気圧力の上昇に伴って増加する傾向にある。図中には参考として、図 3.1.1 に示した実機の作動圧力、温度に対しNASAの提唱する温度の依存を与える $\exp[T_i/288]$ の式⁽¹⁷⁾で算出した値をプロットする。特に、図 3.4.11 において、空気圧力、風速、空燃比 ($n=14.815/\phi$) の値を実機の作動条件に合わせた時のNO_x排出濃度を各分流板について比較すると、未燃成分 (CO、THC) の排出は、燃焼効率の優れた分流板Ⅱが一番低い値を与える。一方、温度の依存性については、図 3.4.12 に示すように、NO_x排出への動作温度の依存度は、航空機に使われている現用エンジンのNO_x排出について統計的にLipfertが与えた排出濃度と同じ傾向を示し、高い入口空気温度では低くなる可能性をもつ。

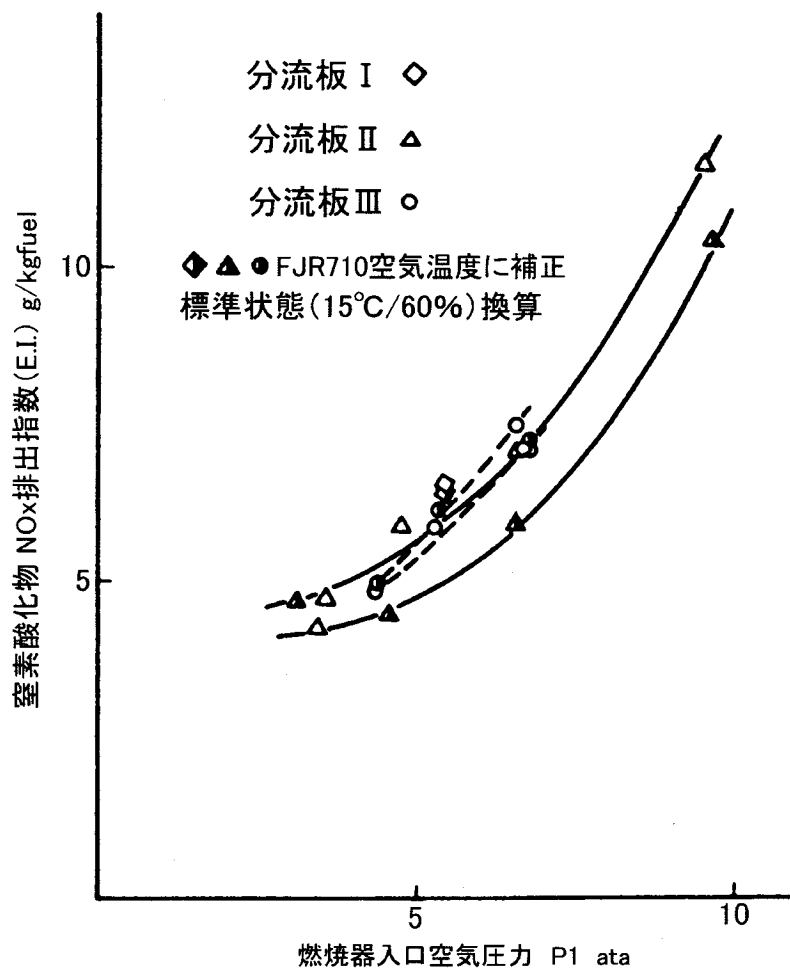


図 3.4.11 NO_x排出への入口空気圧力の依存度

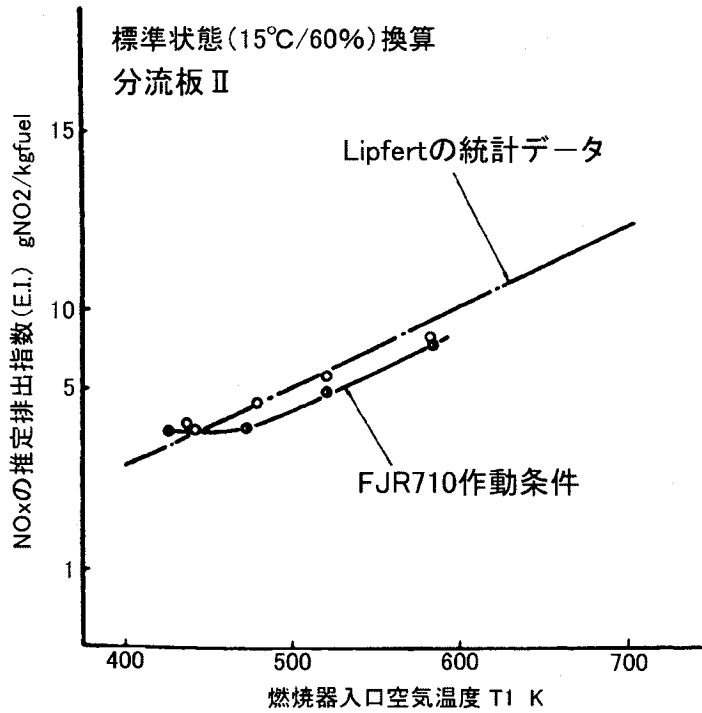


図 3.4.12 NO_x排出への入口空気温度の依存性

一般に、燃焼効率の向上とNO_xの排出低減は、相反する関係にあると言われ、また燃焼器を開発する上でその関係を捉えておくことが重要である。そこで、環状燃焼器模型の高圧燃焼実験におけるNO_x排出指数と燃焼不完全率(100- η_{bg})の相互関係を図 3.4.13 に示す。

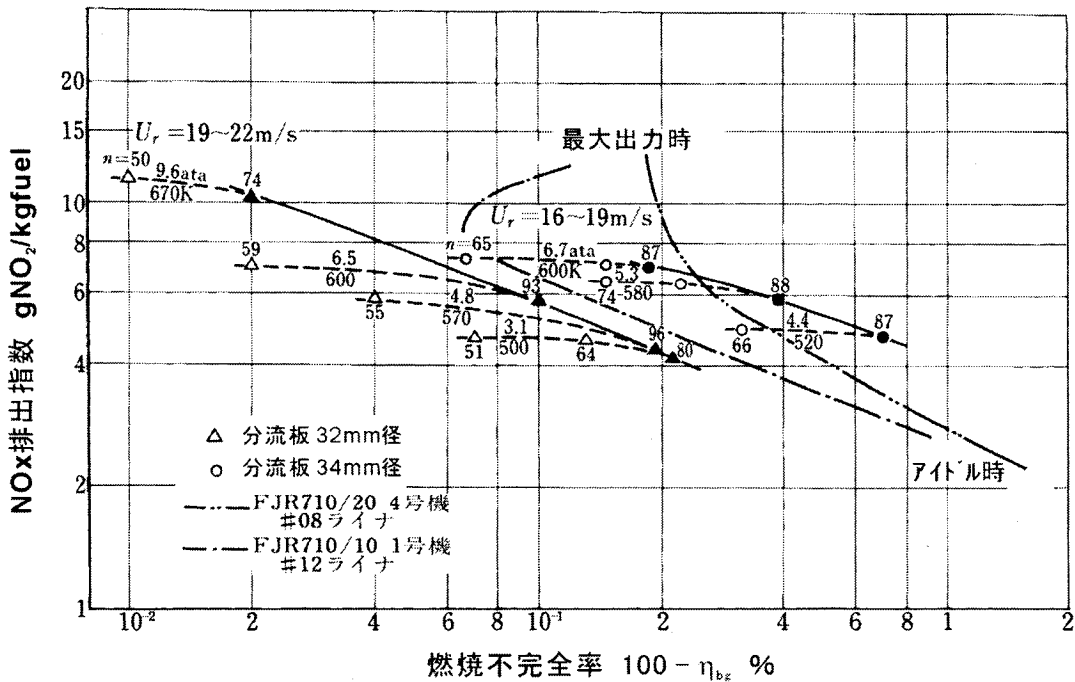


図 3.4.13 燃焼不完全率とNO_x排出濃度の関係

各分流板における燃焼効率の高低は、出口温度計測より求めた効率のそれとよく対応する。NO_xの排出濃度に及ぼす空燃比の影響については、空燃比の減少すなわち燃料流量の増

加に伴って多少排出濃度の増加が見られる。今回の実機試験データは、図中に示す圧力噴霧タイプの実機データ⁽⁵⁾と同じオーダにあるNO_x排出指数である。分流板Ⅱに比べて実機の燃焼効率が低いのは、入口空気温度が実機のそれに比べ高く、未燃焼分の排出が低くなることに起因する。

(6) 常圧燃焼および高圧燃焼時のNO_x排出の相関

環状燃焼器を1/4分割した箱形燃焼器の常圧高温実験と、環状燃焼器の高圧実験で得られたNO_xの排気データを用いて、同一形状の分流板に対して、入口空気温度、空燃比、風速の条件を合わせたときのNO_x排出濃度に及ぼす圧力の効果を圧力指数の形で求めると図3.4.14の関係になる。なお、入口空気の絶対湿度の条件は合わせていない。圧力指数は、他の条件を同じにした場合の圧力依存性を言い、NO_xの排出が P_1^m に比例するという形で表した時の指数 m である。

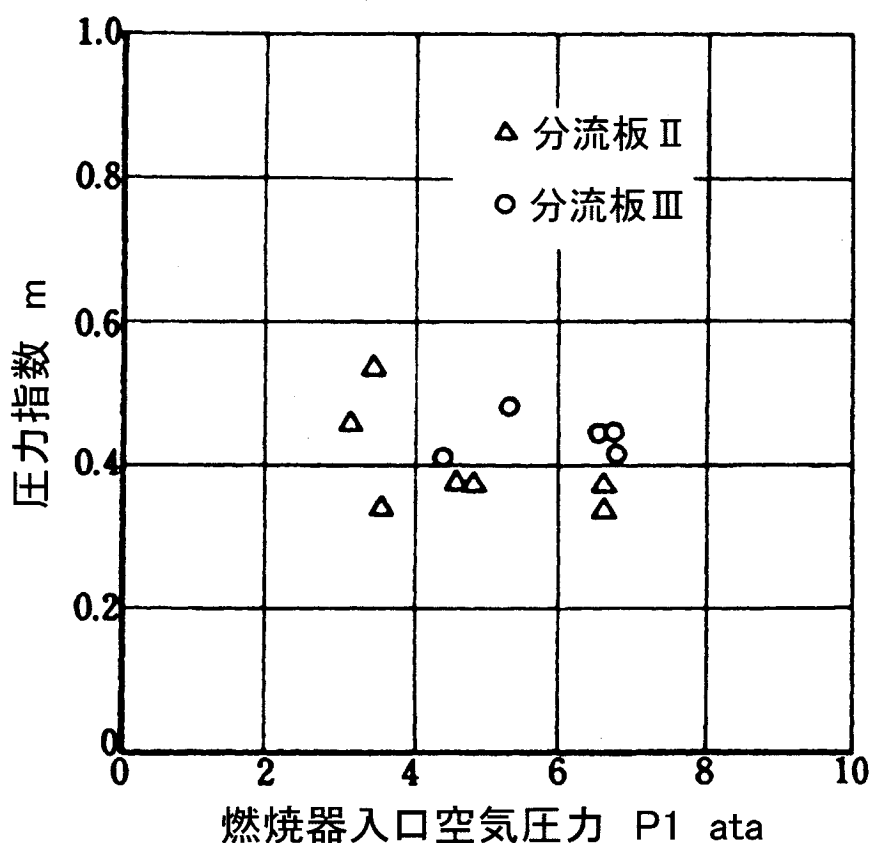


図 3.4.14 NO_x排出に及ぼす圧力の効果

これまで、航空用ガスタービン燃焼器の開発に採用された圧力指数の値は、ほとんどが 0.5 である⁽¹⁸⁾。今回の環状燃焼器に関しては、図 3.4.14 に示すように、圧力指数はほぼ 0.4 の値に収束している。また、FJR710 エンジンに適用されてきた圧力噴霧タイプに関して圧力指数 0.35 という値が得られている⁽⁴⁾。この圧力指数を用いることにより、常圧時のNO_x排出から高圧時の排出レベルを予測できる。

次に、燃焼器出口における排気ガス中のNO/NO_xモル比と燃焼器入口の作動パラメータ

$\phi_g \cdot P_I^{0.4} \cdot \text{Exp}\left(\frac{T_I}{288}\right)$ ⁽¹¹⁾との関係を図 3.4.15 に示す。図中には、箱形燃焼器模型の常圧データをプロットしている。 ϕ_g は、燃焼器出口のガス分析から求めた当量比である。

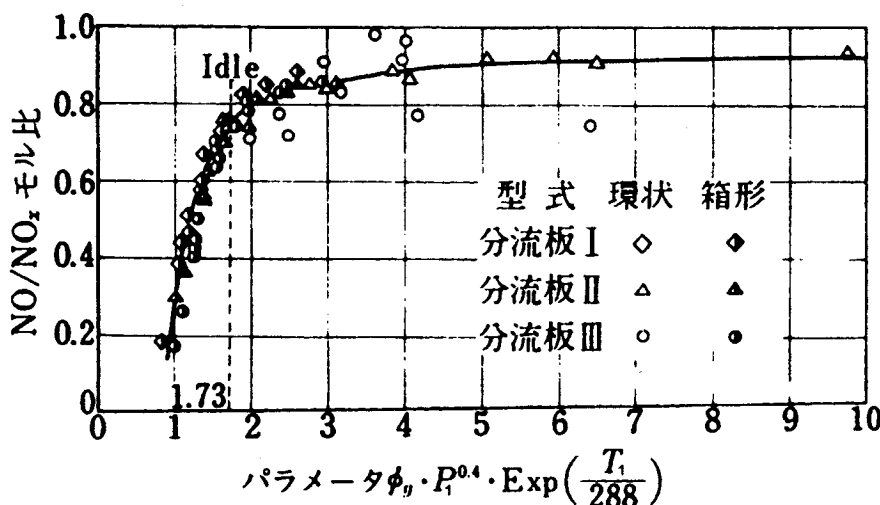


図 3.4.15 排気ガス中のNO/NO_xモル比

常圧データと今回のデータは、この作動パラメータに対して1つの線上にのり、両者の関連性が示される。常圧実験の範囲では、パラメータの上昇に伴って NO/NO_xモル比は高くなっていく傾向にあるが、その値が4を超えるとほぼ90%の一定値を保つ。FJR710/20エンジンの作動範囲では、このパラメータの値は1.5から17まで変化する。その結果、最大出力時に燃焼器から排出されるNO_x中のNO成分の占める容積割合は相当高くなると見込まれ、燃焼器からのNO生成を抑制することが1つの課題となる。

3.5 実機用環状燃焼器の高圧燃焼実験とエンジン地上運転試験

航空機用ガスタービン燃焼器の高圧、高温化に伴い、従来の圧力噴霧による燃料供給法は煙および大気汚染物質の排出量増大を来す恐れがあり、それらの抑制法にも難しい問題が含まれている。このため、煙の排出低減化を目標に圧力噴霧タイプにとって代わる新しい気流微粒化タイプの燃料霧化器を備えた実機用環状燃焼器を試作し、高圧燃焼実験とエンジン地上静止運転試験により燃焼性能を比較・評価する。しかし、実際のエンジンでは、高圧圧縮機からの空気流れが外径側にピークを有する半径方向の速度分布をもつため燃焼器の性能に大きく影響する。具体的には燃焼器入口ディフューザでのコアンダ効果により外径側ケーシングにはり付いた流れを生じ、ライナの空気流量配分、冷却法の設計、分流比の選定などに困難な問題を与える^(20, 21)。

この問題について詳しく述べると、以下のように整理される。

- (i) 分流板から流入し、スワローを通過する空気の流れに片寄りが生じるため、一次領域の再循環流れは非対称になる。このため、燃料の一樣な分散が得られず、霧化や混合も悪くなり、火炎の偏りを生じ保炎性能を低下させる。
- (ii) 隔壁板の多孔を通過する空気により遮熱板をインピンジ冷却しているため、内側の冷

却が不十分となり、遮熱板の焼損を生じる。

(iii) 外側ライナへの空気量が内側ライナに比して大きくなるため、ライナのフィルム冷却、および冷却空気孔に供給される空気量が不足し、内側ライナ上流壁に焼損を引き起こす。ライナ内の燃焼でも内側ライナに近い領域ほど燃料過濃となり壁面に沿った火炎(ストリーク)が形成されやすい。外側ライナ壁面でも燃料の炭化が生じる。

(iv) 外側ライナ空気孔からの噴流の貫通が強く、燃焼効率の低下と、出口温度分布の要求を満足できず、高温スポットを生じる。

このように燃焼器入口に半径方向風速分布が存在すると数多くの問題を生じ、燃焼器の性能や耐久性に悪影響を及ぼす。1つの有効な解決策として、燃焼器入口に鈍頭形分流板を設け、そこに一旦流入空気を衝突させ、外側ライナへの流れの片寄りを防ぐことである。

従って、ここでは実機エンジンの燃焼器入口風速分布を模擬した時の燃焼器モデルによる分流板等の改良実験と、さらにそれと実機運転試験の結果との比較に重点を置いた結果を述べる^(22, 23)。

3.5.1 実験装置

実機環状燃焼器の寸法・形状は図 3.5.1 に示す通りで、ライナの空気孔配置は内側および外側ライナともに軸方向4列の対向形になっており、各列の空気孔は案内筒付のものである。燃料霧化器は当初の設計と同一のもので、燃料供給に使用する噴射弁は、実機搭載用として燃料フィルタ付のものを新規に設計・試作した。エンジン始動時の着火時にのみプライマリ圧力噴射弁を使用し、エンジン出力の増大時にはプライマリ燃料流量を一定にして、メイン燃料を霧化器内の多孔ノズルから噴射し、増加させる。

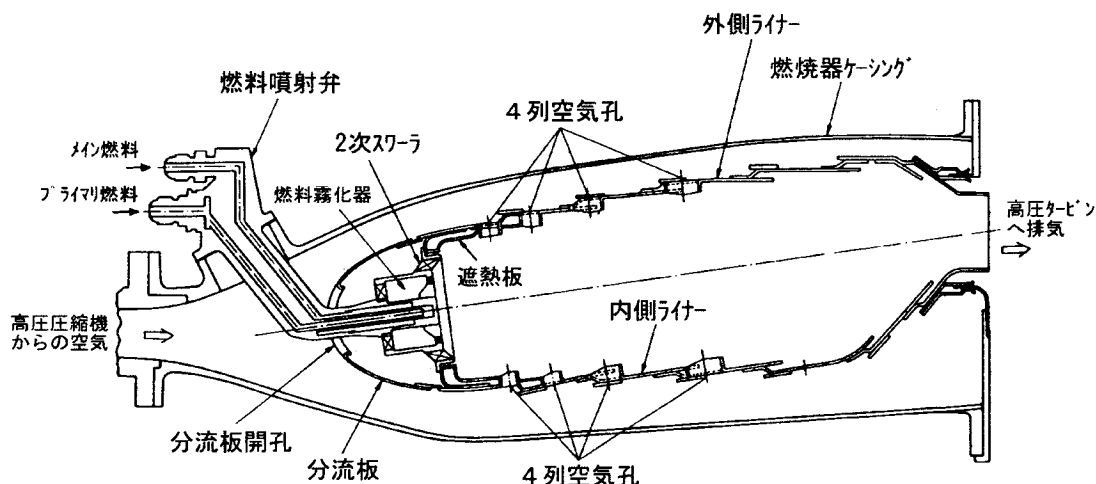


図 3.5.1 FJR710/20実機用環状燃焼器の構成

高圧燃焼実験では、表 3.5.1 に示すように、燃焼器入口風速分布に対して適当な空気配分を行って性能向上が得られるように、燃料霧化器、外側ライナ、内側ライナへの空気量を適切に分配するための分流板の改良を行った。入口風速分布の変更は、図 3.5.2 のように、分流板上流の環状流路の内側壁に設けた調整ピンの高さを変えることにより、エンジン条件に合わ

せて全圧分布の半径方向勾配をつける。その場合、入口全圧の最大/最小の幅をそれらの平均値に対する比として表わし、図中に示すように、±3%および±6%の全圧分布を選択した。

以上の高圧燃焼実験、エンジン運転において行った内容については、実験項目ごとに入口全圧分布に対する分流板タイプ、霧化器への空気流入孔径、測定評価項目を表 3.5.1 に示す。

表 3.5.1 実機用環状燃焼器の実験内容

実験項目	分流板/空気流入径	入口空気流の偏り	測定評価項目
高圧テスト A	原形/32mm 径	±6%付全圧分布	性能/排気分析
高圧テスト B	改良形/26mm 径	同 上	着火/性能/排気分析
高圧テスト C	同 上	±3%全圧分布	火炎安定/性能/排気分析
高圧テスト D	改良形/28mm 径	同 上	性能/排気分析
FJR710/20 テスト	改良形/26mm 径	±3%全圧分布 (100%出力時)	着火/火炎安定/排気分析/ ライナ耐久性

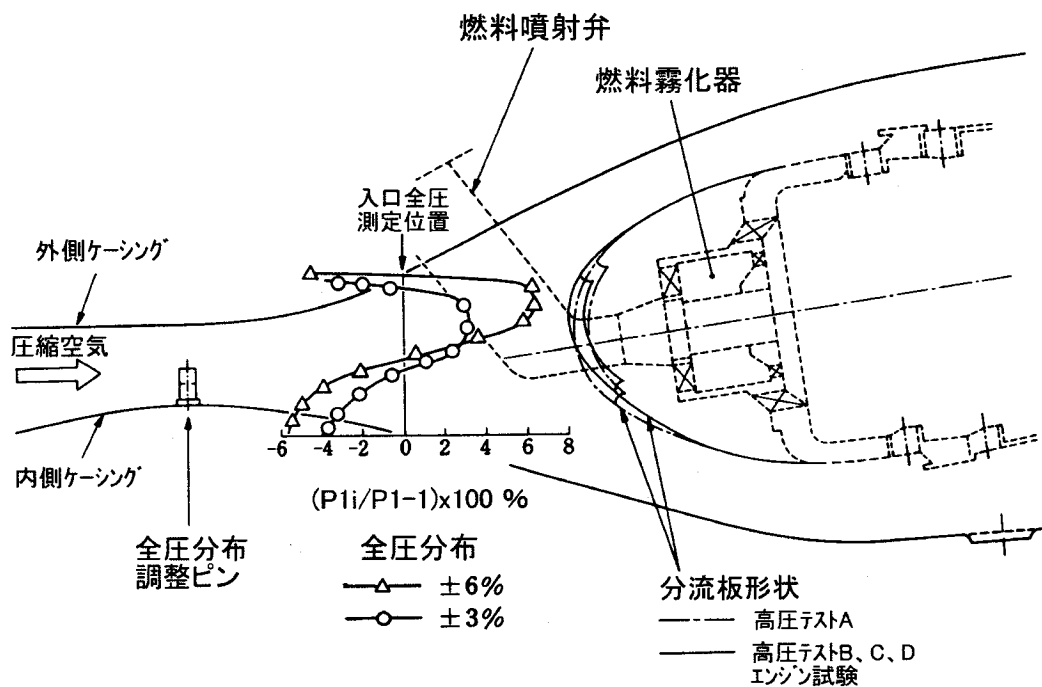


図 3.5.2 環状燃焼器模型入口空気の全圧分布 (調整ピン使用)

燃焼器のエンジン搭載試験では、プライマリ噴射弁からの燃料流量を分配調整できる装置 (FD: Flow Divider) を取付けて行った。その時、燃焼器入口の全圧分布、高圧タービン出口の温度分布を測定し、また、米国環境庁 (EPA) が定めた低圧タービン下流でのガス採取・分析方法に従って排ガス測定を行った。(付録5参照)

3.5.2 実験結果および考察

(1) 入口風速分布による燃焼性能および排出特性

フラットな入口風速分布に対して優れた性能を示した高圧テストAの分流板形状において、約±6%の勾配をもつ入口風速分布をつけた時の出口温度分布、排煙濃度、未燃焼炭化水素(THC)および一酸化炭素(CO)の排出濃度を、それぞれ、図3.5.3~3.5.5に示す。

図3.5.3に示す温度分布は、半径方向の温度と入口温度の差(= $T_{2i}-T_1$)を温度上昇の値で除した無次元値で与え、調整ピンの有無について比較される。これから判るように、風速分布がつくと、燃料ノズル後方と中間に相当する位置での出口温度の差が大きくなり、ノズル後方の温度が高くなる。ピーク温度の半径位置もタービン翼のハブ側に寄る。このことから、外側ライナへの空気流入量が相当増加したと見られる。

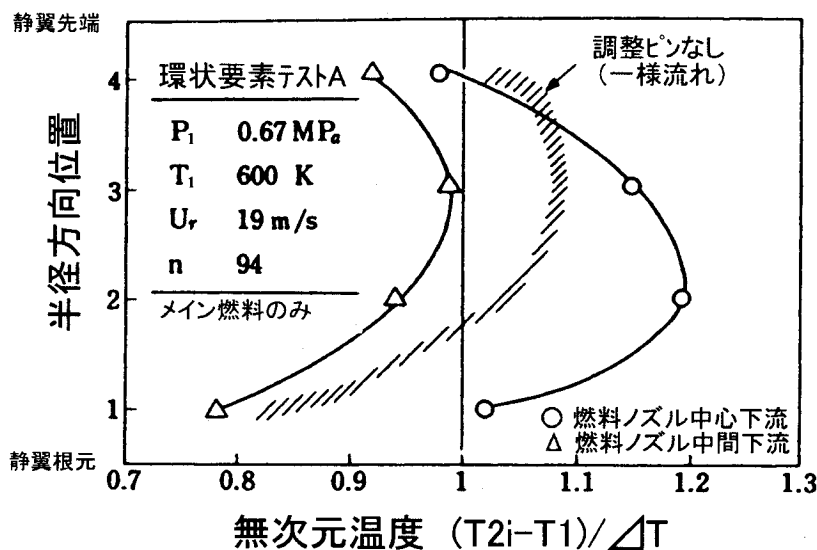


図 3.5.3 燃焼器出口の温度分布 (高圧テストA)

図3.5.4および図3.5.5に示すように、煙、CO、THCの排出濃度も増加し、特に、THCの排出指数は、実機のアイドル相当の条件付近($P_1 T_1 / \eta_g \cdot U_r \approx 1$)で相当の増加が見込まれた。この原因として、一次燃焼領域への空気流入がかなり片寄るため、局所的な燃料過濃域の形成、かつ部分的な消炎(Quench)が働き、ライナ内の火炎に片寄りがあるものと推察される。図3.5.4に示す排煙レベル(AIA数)の定義は、付録5に記述する。

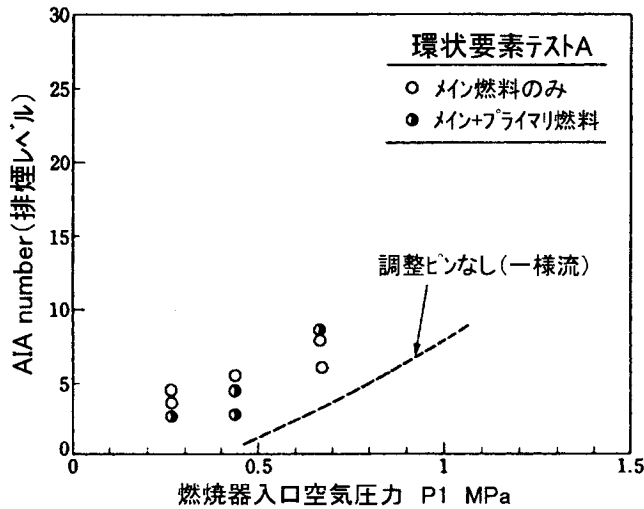


図 3.5.4 排煙濃度(高压テストA)

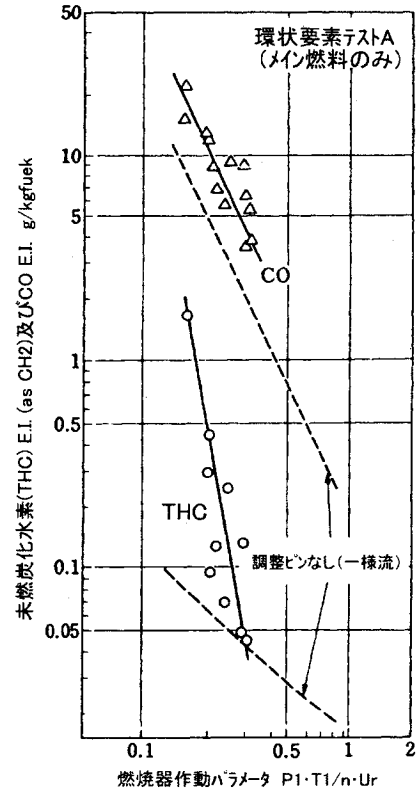
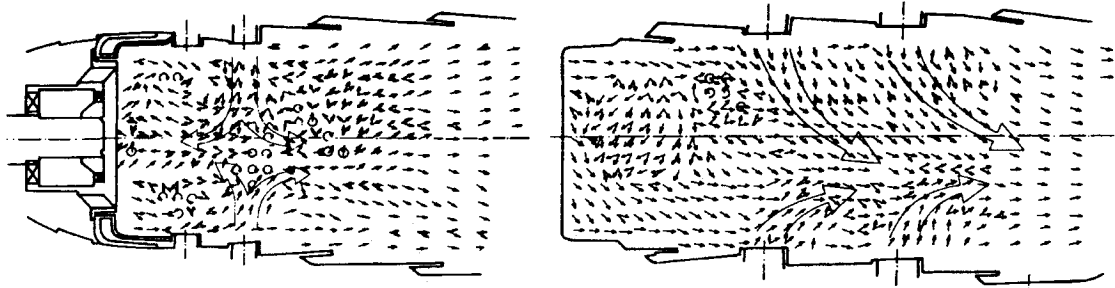


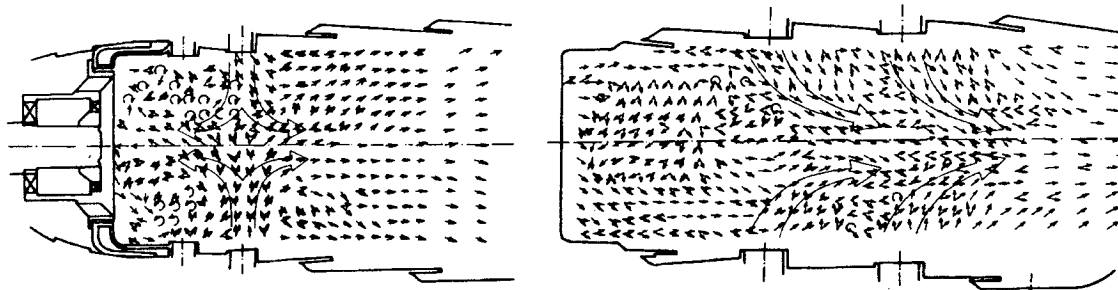
図 3.5.5 THC、CO濃度(高压テストA)

(2) 分流板の設計変更による改良(高压テストB)

分流板の寸法・形状の変更により、適切な空気分流比を選定することを試みた。その試みとして、(1)分流板の流入孔と霧化器の中心軸を一致させること、(2)入口風速分布のピークと分流板先端との相対位置、(3)分流板の内側形状の曲率に配慮した。最終的な分流板寸法は、箱形模型の常圧燃焼実験を行って火炎への空気孔噴流の対称性が得られる条件で決めた。分流板の違いによるライナ内の空気の流れ模様を図 3.5.6 に示す。流れの片寄りを示す原型に比べ改良形分流板では一次燃焼領域内の循環流および主要空気孔からの対向噴流の軸対称性が観察される。



(a) 原形分流板(左:燃料ノズル中心断面、右:燃料ノズル中間断面)



(b) 改良形分流板(左:燃料ノズル中心断面、右:燃料ノズル中間断面)

図 3.5.6 箱形模型内の非燃焼流れ模様と比較

図 3.5.7 に示す環状燃焼器模型出口の半径方向温度分布を見ると、燃料ノズル後方と中間位置に相当する温度の差が減少し、分流板改良の効果が現れる。しかし、煙、CO、THC の排出濃度はほとんど変化は見られなかった。また、分解後の所見では、スワロー後方の遮熱板の内側に、激しい焼きつきの跡があることがわかり、そこでの冷却方法に改善を加える必要も生じた。

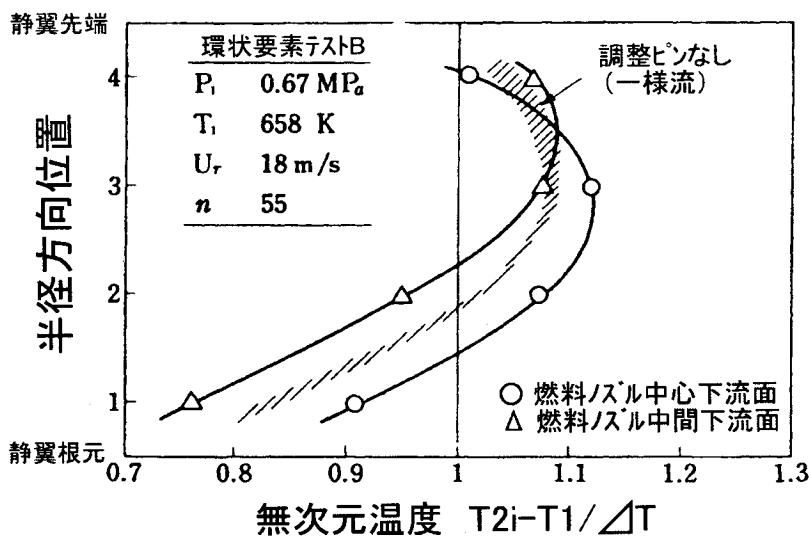


図 3.5.7 改良形分流板を用いた燃焼器出口の温度分布(高压テストB)

(3) 入口風速分布による出口温度不均一率

従来の実機データをもとに入口全圧分布の半径方向勾配を約±3%に変更し、高压テストCとDの実験を行った。同時に、遮熱板内側の冷却方法として、スリット形冷却孔を設け、冷却空気量の増加をはかった。その開口面積は原形に比べ約13%増となった。また、分流板への流入空気を増やすため、取入孔の孔径を26 mmから28 mmに大きくした分流板も試作した。

燃焼器出口の局所的ピーク温度を示す温度不均一率(δ_t)は、図 3.5.8 に示すように、平均温度上昇500 K以上で $\delta_t=0.3$ に収束している。入口空気圧力6.5 ata付近でエンジンの作動空燃比に合わせたときの温度分布は図 3.5.9(a)と(b)になり、その形は、タービン側から要求される分布形に近い。排煙濃度は変化なく、実機エンジンのアイドル相当条件付近での

CO、THCの排出濃度は下がる結果になった。窒素酸化物(NO_x)の排出濃度は、今回実験では、分流板の改良に伴う差は生じなかった。

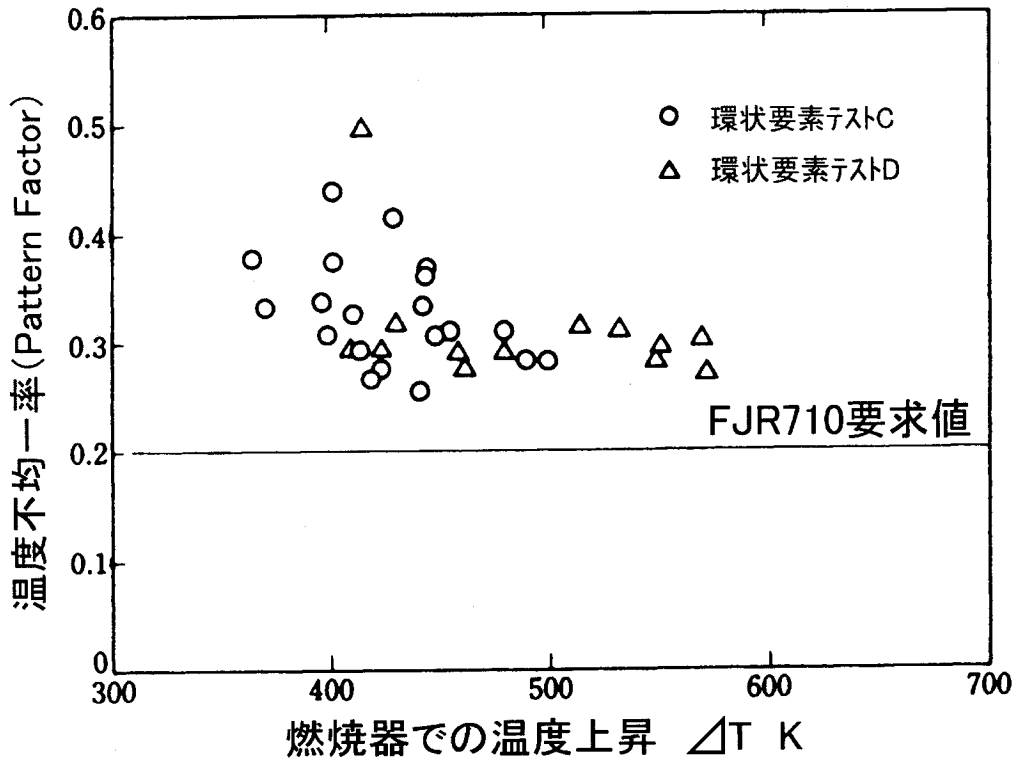


図 3.5.8 燃焼器出口の温度不均一率(高圧テストCとD)

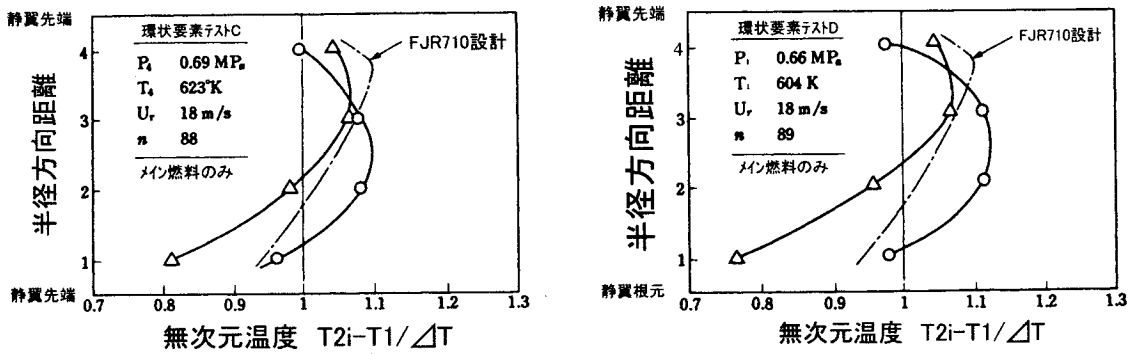


図 3.5.9 燃焼器出口の温度分布(高圧テストCとD)

(4) エンジン搭載地上運転試験による評価

燃焼器のエンジン搭載地上運転試験では、着火用のプライマリ燃料供給のカット特性、メイン燃料供給のみの時の排出特性および急加減速特性、プライマリ燃料とメイン燃料の両方を供給する両吹き時の排出特性を調べた。その実機エンジンの運転条件は表 3.5.1 に示す。

表 3.5.1 FJR710/20 搭載地上運転条件

エンジン型式	FJR-710/20
エンジン番号	E006(6号機)
運転型式	20 時間運転 (Data no.MD-FJR-0099)
期間	1988.12.08~1988.12.11(4日間)
運転場所	石川島播磨重工業(株)瑞穂工場テストセル NO.1
使用燃料	JetA-1

エンジン始動から着火まで時間は一定しており、プライマリ燃料のカット操作もアイドル状態に入る前に正常に行われた。また、メイン燃料吹きをみの時のエンジンの急加減速特性も、空燃比 40~160 の範囲で試験したが、振動燃焼、吹消え等の異常状態は全く発生しなかった。

排煙濃度は、図 3.5.10 に示すように、エンジン推力の上昇とともに増加する。メイン燃料吹きの場合、推力50%から急に濃度は増し、70%以上で両吹きに比べ高くなっている。高圧テスト C のデータは入口圧力を合わせた条件で、実機データとよい一致が得られている。なお、両吹き時の全燃料流量に対するプライマリ燃料の割合は、推力上昇に伴って 75~10%と変化する。エンジンの最大推力時における排煙濃度は、AIA 数 27 となり、米国環境保護庁 (EPA) の排煙規制値以下の結果を得た。

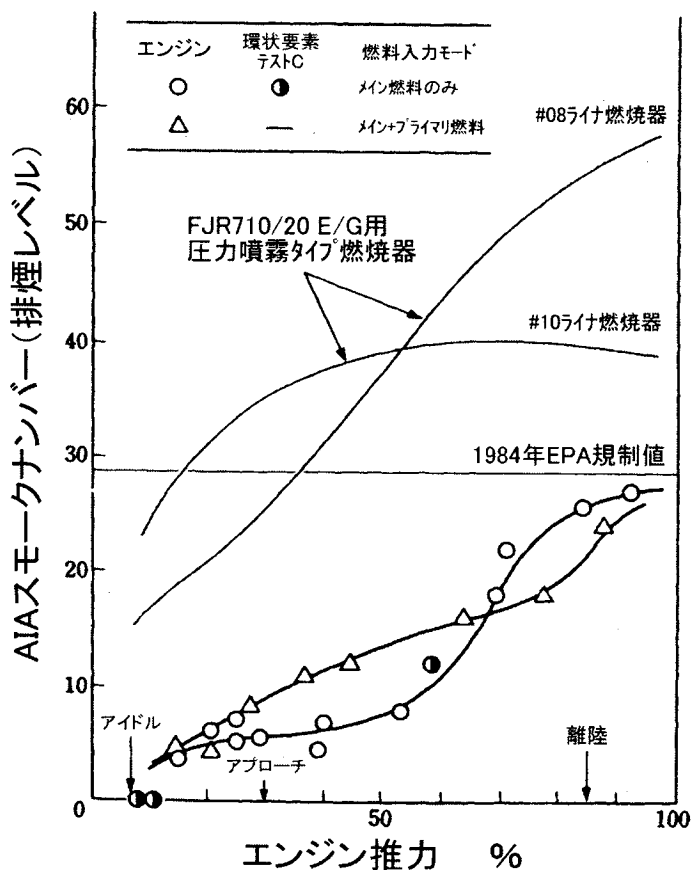


図 3.5.10 排煙濃度 (エンジンテスト)

THC、COの排出濃度については、エンジン搭載試験と高圧テストの関連性をつかむためにパラメータ $P_1 T_1 / \eta_{bg} \cdot U_r$ で整理すると図 3.5.11 のようになる。このパラメータはエンジン推力の上昇とともに大きくなる。パラメータ増加に対する排出濃度の減少する傾向は、いずれも類似した形になる。エンジンテストでのCO、THC排出濃度はかなり高い値を示しており、メイン吹きのアイドル時でCOにして2倍強、THCにして10倍強になる。また、エンジン試験での両吹きに比べ、メイン吹きの方が高い濃度を示す傾向にある。

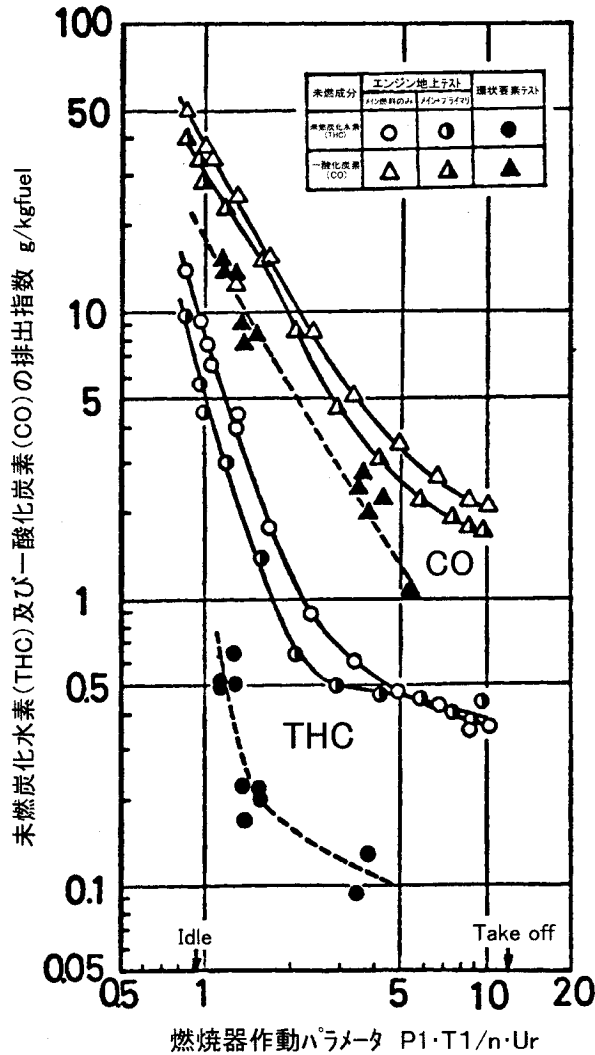


図 3.5.11 COおよびTHC排出濃度(エンジンテスト)

次に、NO_xの排出濃度について、米国のNASA⁽¹⁶⁾で採用している次式を用いて、入口空気温度を一致させ、環状模型高圧テストのデータを標準湿度(気温 15°C、相対湿度 60%)に換算して、エンジン試験のデータと比較する。

$$\frac{(NO_x \text{ E.I.})_{eng}}{(NO_x \text{ E.I.})_{rig}} = \text{Exp} \left[0.019 (H_{rig} - H_{st}) + \frac{T_{1eng} - T_{1rig}}{288} \right] \quad (3.5.1)$$

ここで、H は流入空気の相対湿度、添字 eng と rig は、それぞれエンジン、高圧テストを示す。

NO_x排出濃度は、図 3.5.12 に示すように、推力上昇とともに増加するが、現用エンジンの圧力噴霧タイプに関して Lipfert⁽¹⁶⁾が統計的に整理したデータに比べ低い値になる。推力30%以上で両吹きよりもメイン吹きのみの方が低い排出指数を示すが、高圧テストデータから推定したメイン吹き時の値とは一致していない。

以上のTHC、CO、NO_xについて、エンジンと高圧テストとの間に排出濃度の違いを生じた理由として、両者のガス採取位置および方法の違いや、エンジン試験後の分解・点検から半径方向により勾配のきつい入口風速分布が付き、霧化器およびライナへの空気流入の片寄りが生じ、燃料の霧化、空気との混合特性の低下等が主な理由と考える。

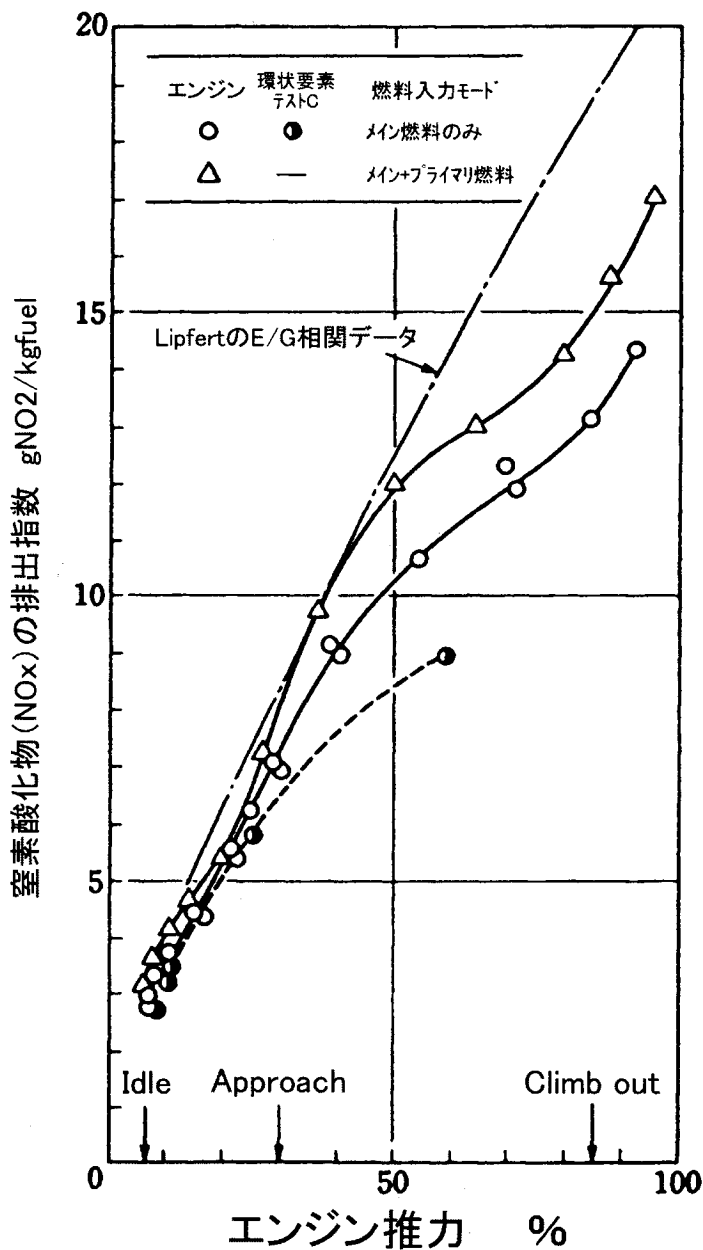


図 3.5.12 NO_xの排出濃度(エンジンテスト)

以上のエンジン試験の排気特性の結果を基に、実機搭載時の EPA 規制に対する評価を行う。まず、エンジン試験の作動条件を表 3.5.3 に示す。(付録5参照)

表 3.5.3 FJR710/20 エンジンを用いた気流微粒化燃焼器の地上実機作動条件

エンジン条件 (推力%/時間)	入口圧力 P_1 atm	入口温度 T_1 K	空燃比 n	断面平均風速 U_r m/s	CO, THC パラメータ $P_1 \cdot T_1 / n \cdot U_r$	NO/NO _x パラメータ $\phi_s \cdot P_1^{0.4} \exp(T_1/288)$
アイドル (7%/26分)	3.1	425	105	14.20	0.844	0.969
アプローチ (30%/4分)	7.65	552	94	18.05	2.490	2.415
上昇 (85%/2.2分)	14.65	680	57	19.22	9.090	8.060
離陸 (100%/0.7分)	16.41	728	51	19.45	12.04	11.13

※アイドルの7%出力は、ONERA および ICAO の採用値である。

表 3.5.4 気流微粒化燃焼器の排気特性 (FJR710/20 地上運転)

排気成分	EPA 規制値 (1981 年以降)	燃料供給モード	
		メイン吹きのみ	プライマリー/メイン両吹き
一酸化炭素 (CO) g/kN	76.5	108.4	89.6
未燃炭化水素 (UHC) g/kN	13.1	28.5	20.8
窒素酸化物 (NO _x) g/kN	33	35.8	40.6
スモーク AIA 数	28.6	27	27

この表 3.5.4 の結果から、排煙の規制値はクリアされたが、THC、CO、NO_xの排出レベルについては、今後、それぞれ 37.0%、14.6%、7.8%の低減が要求される。さらに、新 EPA 規制の排煙レベルは、旧の規制値 (AIA 数48) に対し 31%減となった。参考として、NO_x低減用に開発された CF6-50 (二重環状形)、JT9D-7 (Vorbix 形) の新形式エンジンの排煙は、それぞれ 25 と 30 の値にある。

3.5 本章のまとめ

我が国初のFJR710と呼ばれる高バイパス比ターボファンエンジンの研究開発では推力5トン有するFJR710/20エンジンの燃焼器設計・開発が行われ、その排煙低減のための燃焼器開発として新しい気流微粒化タイプの実現を目指す実機搭載のための研究を行った。

研究の第1段階では、著者らが考案した燃料霧化器を実機燃焼器の1/4サイズで二次元化した箱形燃焼器模型に装着し、従来の圧力噴霧タイプと同等以上の性能を得るための改良を繰り返し、燃焼器ライナの基本形を選定した。これに続いて実機環状燃焼器を3/16に分割した扇形模型を用いた常圧および高圧実験により、比較検証を行うとともに燃焼器の改良ライナを選定した。これらの燃焼器模型の実験結果を踏まえ、FJR710エンジン用実機と同一スケールの環状燃焼器模型を設計・試作し、燃焼器入口の温度、圧力、分流板の形状・寸法を変えて燃焼性能や排出特性を測定し、実機への適用性を評価した。

さらに実機搭載に際し、燃焼器入口の空気の流れに片寄りが存在したため、燃料霧化器や燃焼器ライナの部分的な設計見直しと改良を行い、実機FJR710/20エンジン地上静止運転試験を行って実用的観点から気流微粒化タイプの燃焼器を評価し、排煙低減における設計指針を得ることができた。

一連の実験から得られた結果は、以下の5つのカテゴリーに分けて要約される。

【燃料霧化器単体の流動特性】

- (1) 常圧、常温の条件下で燃料の代わりに水を用いた燃料霧化器単体の流動観察では、実機の相当条件で円錐状に一樣な燃料分散と、良好な燃料の霧化が得られた。また、実機の最大出力時に霧化室から分流板内への燃料の逆流は生じないことを確認した。
- (2) 同時に、単体での非燃焼流れをLDVで測定した結果、軸対称の再循環流の存在と、再循環流れを伴う一次燃焼領域の終端は第2列空気孔の位置をライナ長の20%と定め、そこに配置することができた。

【箱形燃焼器模型の性能と排出特性】

- (3) 箱形模型の常圧燃焼実験の結果、空気温度、当量比の条件範囲で霧化器での逆火又は自己着火の発生もなく、また、霧化器に用いる一次スワローは、保炎用の二次スワローと同一旋回方向の組合せが保炎性に優れる。
- (4) 燃焼器ライナの空気孔の最終列はライナ長さの50%上流側におさまり、かつ短炎化が可能となった。また、霧化器による混合促進により空気孔の全開口面積も従来形の圧力噴霧タイプより約1/4小さくできた。
- (5) 非燃焼時にライナ空気の配分量測定から、分流板から21.5%、内側ライナから49.2%、外側ライナから29.3%の割合で空気が流入し、これより一次燃焼領域の平均当量比は、エンジン最大出力時に量論比以下の0.94と燃料の希薄化を達成できる。
- (6) これらによりライナ基本形を選定し、最大断面平均風速19 m/sの設計値で100%に近い燃焼効率を得た。また、圧力損失係数は、燃焼器の出口と入口の温度比の上昇とともに増加し、

実機の要求値を満足する。

- (7) 全体当量比の増加に伴って一酸化炭素(CO)と未燃炭化水素(THC)の排出濃度は減少し、窒素酸化物(NO_x)は増加した。空気温度の上昇は CO と THC の濃度を減少させる一方、 NO_x 濃度を増加させた。THC 排出濃度は、平均風速が低いと当量比の増加により高くなり、これは燃料増大に伴い霧化器の気流微粒化能力が低下するためである。一方、 NO_x 濃度は空気温度の上昇とともに指数的に増加し、排ガス中の NO/NO_x モル比の変化も1つのパラメータ $\phi \cdot \exp(T_1/288)$ の式で整理できる。
- (8) エンジンの最大出力時に相当する燃焼では、局所当量比の分布に高低が生じ不均一性が現れ、当量比 $\phi_L=1.1$ 付近に最高温度域が存在する。この値は完全混合時の2倍にあたる。
- (9) 燃焼器ライナ壁近傍のフィルム空気や、空気噴流の冷却作用により燃焼反応の抑制又は凍結が生じるため燃焼器出口の未燃分濃度が高く、これはエンジン低負荷時の高い CO、THC 排気の要因と見る。
- (10) 主な燃焼域での NO_x の発生は局所当量比と温度に大きく左右され、ほとんどがサーマル NO 生成速度に依存し、量論比反応に近い所で出口濃度の 60%の生成レベルになった。また、空気噴流を伴う下流の希釈域では NO_2 への酸化が進行する。

【扇形燃焼器模型の性能と排出特性】

- (11) 扇形模型の常圧燃焼実験では、箱形模型と同様、良好な火炎の安定性と短縮化が実現でき、ライナ上流端面の燃損防止に適当な冷却孔、出口温度分布の改善に希釈空気孔を追加した改良ライナを選定した。燃料霧化器用の2つのスワラについて、同一旋回タイプが保炎性、振動燃焼防止に優れていることが再確認できた。全圧損失係数も実機の設計要求値を満たし、箱型模型の結果に近い値を得る。
- (12) 改良ライナの CO、THC の排出濃度は、当量比の増大と空気温度の増加に伴って減少した。特に、燃料の気流霧化タイプを採用しているため風速増加に伴う THC 排出の減少が大きい一方、CO 排出に及ぼす風速の影響は現れない。 NO_x の排出は、空気温度の上昇に伴って指数的に増加し、520 K の温度以上では風速の低い時に高い濃度になり、当量比の依存性は従来の圧力噴霧タイプより大きい。扇形模型の高圧燃焼時の排煙濃度は、空気圧力の上昇に伴って増加するが、圧力 1.5 MPa で AIAA 排煙レベル 12 の低い値となり、圧力噴霧タイプに比して大幅に低い。
- (13) プライマリとメインノズルからの燃料の両吹きは、メインノズルのみの片吹きに比べ燃焼効率を低下させ、出口温度分布の不均一率を大きくし、CO および THC の排出濃度を増加させる。

【環状燃焼器模型の性能と排出特性】

実機では燃焼器入口の空気流に片寄りがあるため、内部の燃料分散が大きく影響され、ライナ壁面に高温スポットが生じる恐れと、煙、CO、THC の排出濃度が増加し、出口温度も要求分布を満たさないことが懸念される。その理由は、燃料の微粒化や、燃料と空気の混合の低下と考えられる。この問題解決のために3つの異なる空気流入孔径をもつ分流板を試作し、その適用評価実験を行った結果、

- (14) 分流板による燃焼効率の高低が現れ、高い効率と火炎安定性の良い最適な分流板を選定した。また、分流板の違いにより半径方向の出口温度分布に差異を生じたが、最適な分流板は実機の要求分布を満足できる。出口の周方向分布は、当量比の高い燃焼条件で不均一となるため希釈空気孔の配置・調整を行った結果、その温度不均一率は霧化器に流入する空気量が増すと小さくなるが、実機の要求値より少し高い。全圧損失係数は、空気圧力、当量比に関係なく実機の設計要求を十分満たす。
- (15) プライマリノズルによる着火実験では、常圧・常温下の風速 8m/s 付近で 0.15 前後の全体当量比で着火する。また、風速 6~18m/s の範囲で着火に問題は生じない。実験中、振動燃焼あるいは不安定燃焼の発生がなく、燃料霧化器での自然発火、逆火、燃料炭化によるプライマリノズルの詰まりも生じなかった。このように、燃焼器性能の面からみて、気流霧化タイプの本燃焼器は、従来の圧力噴霧タイプに比べ同等以上の性能を有し、実機エンジンへの適用条件をほぼ満足できる。
- (16) 排煙濃度は空気圧力の上昇や当量比の増加に伴って高くなるが、実機の 50%相当の出力で圧力噴霧形タイプに比べ低い排煙濃度となる。CO、THC の排出濃度も従来形に比べ低い値を得た。NO_xの排出は空気圧力と温度の上昇に伴い増加し、その特性は $NO_x E.I. \propto P_1^{0.4} \cdot E_{XP}(T_1/288)$ の式で整理でき、これにより常圧燃焼時の NO_x 排出値から高圧下の値を推定することができる。

【実機エンジン搭載性能】

- (17) 実機では、プライマリからメインノズルへの燃料の切替時、あるいはエンジンの加速・減速時に起こる火炎の吹飛び、振動を含む火炎の不安定性には問題を生じない。メイン燃料、メイン/プライマリ燃料の両吹きにおいて、排煙濃度は可視限界以下であり、最大出力時でも同一推力の現用エンジンに規制される排煙レベル(1978年EPA)を満足する。COとTHCの排出濃度は、エンジン推力の上昇とともに減少し、環状燃焼器モデルのデータと同じ傾向となり、高い値となる。NO_x排出は、特別な低減対策をとっていないが、現用の圧力噴霧形タイプに適用されるLipfertの相関曲線よりも低い濃度となる。
- (18) この結果、本研究で新しく考案した気流微粒化タイプの燃焼器は航空機エンジンの排煙低減に大きく貢献し、従来の圧力噴霧タイプにとって代わる実用性を有する。

参考文献

- (1) 石井浅五郎、江口邦久、鈴木邦男、「ガスタービン用燃料霧化装置」、特許NO. 1186992 4、1984年1月。
- (2) 航技研原動機部、「航空機用ジェットエンジンの研究開発 第1期成果報告(昭和46年度~昭和50年度)」、NAL TR482、1986年。
- (3) 松木正勝、「特集・航空エンジン開発 国産ジェットエンジンの開発」、日本ガスタービン学会誌 Vo.28、No.5、2000年9月。

- (4) 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」、機械技術研究所第129号、1983年11月。
- (5) 江口邦久、石井浅五郎、鈴木邦男、下平一雄、山田秀志、堀内正司、斎藤 隆、小倉五郎、黒沢要治、「高圧燃焼器(VII)－呼称#12ライナの要素試験結果－」、NAL TM-358; 1978-7.
- (6) 江口邦久、石井浅五郎、鈴木邦男、佐々木宣郷、北原一起、中越元行、「航空用気流微粒化方式燃焼器の研究開発(I)」、日本ガスタービン学会第5回定期講演論文集、1977-9.
- (7) 江口邦久、石井浅五郎、鈴木邦男、「航空用気流微粒化方式燃焼器の研究開発(I:箱形燃焼器の要素特性)」、NAL TM-378、1978-11.
- (8) 田頭 健他：FJR710/20(5、6号機) 燃焼器関係データ整理、報告書、1978-1.
- (9) 江口邦久、石井浅五郎、鈴木邦男、佐々木宣郷、北原一起、中越元行、「航空用気流微粒化方式燃焼器の研究開発(II)」、日本航空宇宙学会第18回航空原動機講演論文集、1978-2.
- (10) 江口邦久、石井浅五郎、鈴木邦男、下平一雄、「航空用気流微粒化方式燃焼器の研究開発(II:扇形燃焼器の要素特性)」、NAL TM-373、1978-11.
- (11) 江口邦久、石井浅五郎、鈴木邦男、下平一雄、山田秀志、堀内正司、斎藤 隆、小倉五郎、黒沢要治、「航空用気流微粒化方式燃焼器の研究開発(IV:環状燃焼器の要素特性)」、NAL TM-375、1978-11.
- (12) Starkman, E. S., Mizutani, Y., Sawyer, R. F., and Teixeira, D. P., "The Role of Chemistry in Gas Turbine Emissions," J. Engineering for Power, ATME, July 1971, pp.333-344.
- (13) Vranos, A. and Taback, E. D., "Combustion Product Distributions in the Primary Zone of a Gas Turbine Combustor," Combustion and Flame 26, 1976, pp.179-131.
- (14) Cernansky, N. P. & Sawyer, R. F., "NO and NO₂ Formation in a Turbulent Hydrocarbon/Air Diffusion Flame," Proc. 15th Symposium (Int'l) on Combustion, 1977, pp.1039-1050.
- (15) 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」、1980年12月20日、PP.45-47.
- (16) Lipfert, F. W., "Correlation of Gas Turbine Emission data," ASME Paper No. 72-GT-60, Mar. 1972.
- (17) Sawyer, R. F., Cernansky, N. P., Oppenheim, "Factors Controlling Pollutant Emissions from Gas Turbine Engines," pp.22-1 to 22-13.
- (18) Roberts, R. et al., "Low Pollution Combustor Designs for CTOL Engines—Results of the Experimental Clean Combustor Program," AIAA Paper No. 76-762, July 1976.
- (19) Rubins, P. M., "Evaluation of NO_x Prediction - Correlation Equations for Small Gas

- Turbines,” AIAA Paper 73-612, 1976.
- (20) Clarke, J. S., and Jackson, S. R., “General Considerations in the Design of Combustion Chambers for Aircraft and Industrial Gas Turbines,” presented at Automotive Engineering congress, SAE Paper No. 444A, Jan. 1962.
- (21) Cox Jr., G. B. et al., “Pattern Factor Improvement in the F-100 Primary Combustion System,” ASME Paper No. 81-GT-25, May 1981.
- (22) 江口邦久、石井浅五郎、鈴木邦男、佐々木宣郷、北原一起、中越元行、「航空用気流微粒化方式燃焼器の研究開発(Ⅲ)」、日本ガスタービン学会第7回定期講演論文集、1979-6.
- (23) Eguchi, K., Ishii, A., Suzuki, K., Kitahara, K., and Tagashira, T., ”Smoke Reduction in FJR-710 Turbofan Engines by an Airblast Combustor,” ASME Paper 82-GT-24, 1982-4.

第4章 結論

スターリングエンジンや航空機用ガスタービンエンジンに使用される連続流形燃焼器の高性能のためには、安定した高負荷燃焼、高燃焼効率、COや未燃炭化水素の排出低減とともに、大気汚染物質であるNO_xおよびスモーク(排煙)の排出低減が要請される。

本論文では、空気の旋回による高温ガスの再循環流れによって火炎を安定化し、燃焼の高負荷化と、燃焼効率向上を目指す方針をとり、同時にNO_xやスモークの排出を低減する方策を考えた。この高温ガスの再循環流れと燃焼過程の相互関連が燃焼器の性能を支配するとの考えから、再循環領域を含む流動、燃焼、大気汚染物質の生成、排出特性などとの関連を把握することを基礎とし、燃焼器の高性能化と低公害化のための設計指針を得ようとした。さらに、スターリングエンジンや、航空機用ガスタービンの実機への搭載を想定し、旋回による再循環流を伴う燃焼器の性能向上と大気汚染物質の排出低減を目標に、実機に近い高温・高圧の条件で実験的な解析と開発を行い、流動や燃焼特性および大気汚染物質の生成排出特性を明確にし、燃焼器設計の工学的な指針を得ることを目的とした。

第2章では、30kW出力のスターリングエンジン燃焼器の高負荷化、低公害化のための設計データや指針を得ることを目的に、適用されるスワールバーナを試作して常温や高温空気燃焼時の内部流動、燃焼進捗、NO_x排出特性等を明らかにし、また、水噴射や排ガス再循環によるNO_x低減特性を明らかにするための実験に取り組んだ。また同時に燃焼の数値シミュレーションを試みた。一連の実験と計算による解析と評価で得られた研究成果を要約すると以下の通りである。

【スワールバーナの燃焼特性】

- (1) 半径方向空気流入タイプのスワールバーナは、広い熱入力条件にわたって火炎の安定化と短縮化に適している。空気旋回を強めることは、圧力損失の増加を伴うが、燃料/空気の混合と反応の促進を図り燃焼器の高負荷化、短炎化、および温度分布の均一化につながり、高い熱入力での振動燃焼を抑制する。加えてNO_x排出を低減することに寄与する。
- (2) 高温・高負荷化に伴ってバーナ特有の振動燃焼を発生し、その発生域は熱入力の上昇とともに高い当量比に移る。500℃以上の空気の予熱温度においては、全体当量比0.8以下にあれば完全燃焼に近い効率(≥99%)を達成する。逆に、それ以上の当量比にあると再循環流域内の燃料濃度を過濃にするため反応域を下流側に広げ、燃焼効率の低下をきたす。特に高温・高熱入力時の燃焼効率はCOの酸化速度に大きく依存する。
- (3) 燃料と空気の混合は、スロート内での両者の噴流衝突による拡散と、出口下流の再循環流境界付近での乱流拡散の速さに支配される。
- (4) バーナ・スロート長さを短くすると短炎化に効くが、スロートが短すぎると不安定な火炎になる。逆に、スロートを長くし過ぎると燃料過濃な再循環域をつくるため不完全な燃焼を引起す。従ってバーナ・スロート長には適切な長さを選ぶ必要がある。
- (5) バーナ動作上、いずれの熱入力においても当量比を量論値に近づけると多量のCOの発生を招き不完全な燃焼になる。特に、低い熱入力での良好な混合を得るために低い当量比の

値を選ぶことが望ましい。これは1つの重要な燃焼器設計の指針になる。

【LDV 測定と数値シミュレーション】

- (6) バーナ下流にエンジンシリンダヘッドを模擬する遮熱板を設けると、遮熱板なしに比して旋回噴流の広がり狭まり、同時に逆流の強さは減少する。また、燃焼室への背圧の効果は平均流れおよび乱れ強さに影響を与えない。非燃焼時流れの場合、空気量の増加により乱流エネルギーの大きさは増すが、全体の流れパターン、相対乱れ強さと、その減衰の速さは流速の増減に依らない。空気の予熱は、粘性の増加に伴う相対乱れの強さの減少につながるのみで、平均的な流れパターンにほとんど影響はない。
- (7) 燃焼計算では、プロパン気体燃料と高温空気の燃焼における1つの律速反応として一酸化炭素の酸化を加味した総括2段有限反応モデル、Zeldovich機構に基づくサーマルNO生成モデル、火炎のふく射熱流束モデルを導入し、流体の拡散と反応の方式を別々に解く Operator-Splitting 法を用いた燃焼計算プログラム(NALTAC)を開発した。この計算の結果は、内部の燃焼進捗に関して実験データと良い傾向の一致を示し、計算プログラムの有効性を得る。また、水噴射と排ガス再循環の効果を与えた時のNO_x生成についても計算も実験との良い対応がある。

【NO_x排出の特性と低減】

- (8) NO_xの生成は、バーナ・スロート出口直後の熱発生の大きい高温反応域で生じるサーマルNOの生成速度に主に依存し、再循環流境界付近に沿って下流に進行する。NO_x排出濃度は、空気温度(T_a)の上昇とともに指数的に増加し、 $\exp(T_a/261)$ の式で整理できる。
- (9) 水噴射はサーマルNO生成を抑制し、高い熱入力と当量比で動作するバーナに対しNO_x低減に高い効果がある。80%以上のNO_x低減を得るには燃料と同量の水量が必要となる。さらに水噴射は、熱入力と空気温度が高く、高い当量比の燃焼条件において主反応域での一酸化炭素(CO)の酸化を促進し、燃焼効率の上昇につながる。
- (10) 水噴射によるNO_x低減率を高めるには、水の蒸発促進を行うことが必要ではあるが、一方で高い熱入力の時に振動燃焼を伴う恐れがある。
- (11) 排ガス再循環によるNO_x排出の低減は、与えられた当量比条件において排ガス再循環量にのみ依存し、熱入力の増減にそれほど強く影響されない。80%以上のNO_x低減を得るには30%の排ガス再循環量が必要となる。しかし、過剰な排ガス再循環の量は低い熱入力においてCO排出濃度を増加させる。
- (12) 水噴射および排ガス再循環はサーマルNO生成速度の抑制によりNO_x排出濃度の低減を果たすことが確認された。NO_x低減のアプローチに水噴射か、又は排ガス再循環を選ぶ場合、エンジン性能に与える影響を含めて検討・評価することが肝要であり、いずれの方法においてもそれらの適量化(燃料と同等の水噴射量、又は燃焼空気の30%排ガス循環量)を与えれば燃焼伝播の促進による高負荷化と、高温反応域で生じるサーマルNOの生成量を抑制し、80%以上のNO_x排出低減率を実現できる見通しが得られる。

第3章では、航空用ガスタービン燃焼器の排煙低減を目的に、燃料霧化器を備えた FJR ターボファンエンジン燃焼器を対象に箱形模型、扇形模型、環状模型を用いて段階的な燃焼実験によりそれらの燃焼性能を最適化し、排出特性を調べ、相互の関係を取りながら設計の見直しと模型の改良加え、最終的に FJR710/20ターボファンエンジンの搭載運転試験に取組んだ。その一連の実験解析と評価で得られた研究成果を要約すると以下の通りである。

【燃料霧化器単体の流動特性】

- (1) 常圧、常温の条件下で燃料の代わりに水を用いた燃料霧化器単体の流動観察では、実機の相当条件で円錐状に一樣な燃料分散と、良好な燃料の霧化が得られた。また、実機の最大出力時に霧化室から分流坂内への燃料の逆流は生じないことを確認した。
- (2) 同時に、単体での非燃焼流れを LDV で測定した結果、軸対称の再循環流の存在と、再循環流れを伴う一次燃焼領域の終端は第2列空気孔の位置をライナ長の 20%と定め、そこに配置することができた。

【箱形燃焼器模型の性能と排出特性】

- (3) 箱形模型の常圧燃焼実験の結果、空気温度、当量比の条件範囲で霧化器での逆火又は自己着火の発生もなく、また、霧化器に用いる一次スワローは、保炎用の二次スワローと同一旋回方向の組合せが保炎性に優れる。
- (4) 燃焼器ライナの空気孔の最終列はライナ長さの 50%上流側におさまり、かつ短炎化が可能となった。また、霧化器による混合促進により空気孔の全開口面積も従来形の圧力噴霧タイプより約1/4に小さくできる。
- (5) 非燃焼時にライナ空気の配分量測定から、分流板から21.5%、内側ライナから49.2%、外側ライナから 29.3%の割合で空気が流入し、これより一次燃焼領域の平均当量比は、エンジン最大出力時に量論比以下の 0.94 と燃料の希薄化を図ることができる。
- (6) これらによりライナ基本形を選定し、最大断面平均風速 19 m/s の設計値で 100%に近い燃焼効率を得る。また、圧力損失係数は、燃焼器の出口と入口の温度比の上昇とともに増加し、実機の要求値を満足する。
- (7) 全体当量比の増加に伴って一酸化炭素(CO)と未燃炭化水素(THC)の排出濃度は減少し、窒素酸化物(NO_x)は増加した。空気温度の上昇は CO と THC の濃度を減少させる一方、 NO_x 濃度を増加させる。THC 排出濃度は、平均風速が低いと当量比の増加により高くなり、これは燃料流量の増大に伴い霧化器の気流微粒化能力が低下するためである。一方、 NO_x 濃度は空気温度の上昇とともに指数的に増加し、排ガス中の NO/NO_x モル比の変化も1つのパラメータ $\phi \cdot \exp(T_i/288)$ の式で整理できる。
- (8) エンジンの最大出力時に相当する燃焼では、局所当量比の分布に高低が生じ不均一性が現れ、当量比 $\phi_L=1.1$ 付近に最高温度域が存在する。この値は完全混合時の2倍にあたる。
- (9) 燃焼器ライナ壁近傍のフィルム空気や、空気噴流の冷却作用により燃焼反応の抑制又は凍結が生じるため燃焼器出口の未燃分濃度が高く、これはエンジン低負荷時の高い CO、THC 排気の要因と見る。

- (10) 主な燃焼域での NO_xの発生は局所当量比と温度に大きく左右され、ほとんどがサーマル NO 生成速度に依存し、量論比反応に近い所で出口濃度の 60%の生成レベルになる。また、空気噴流を伴う下流の希釈域では NO₂ への酸化が進行する。

【扇形燃焼器模型の性能と排出特性】

- (11) 扇形模型の常圧燃焼実験では、箱形模型と同様、良好な火炎の安定性と短縮化が実現でき、ライナ上流端面の燃損防止に適切な冷却孔、出口温度分布の改善に希釈空気孔を追加した改良ライナを選定した。燃料霧化器用の2つのスワローについて、同一旋回タイプが保炎性、振動燃焼防止に優れていることが再確認できた。全圧損失係数も実機の設計要求値を満たし、箱型模型の結果に近い値を得る。
- (12) 改良ライナの CO、THC の排出濃度は、当量比の増大と空気温度の増加に伴って減少した。特に、燃料の気流霧化タイプを採用しているため風速増加に伴う THC 排出の減少が大きい一方、CO 排出に及ぼす風速の影響は現れない。NO_x の排出は、空気温度の上昇に伴って指数的に増加し、520 K の温度以上では風速の低い時に高い濃度になり、当量比の依存性は従来の圧力噴霧タイプより大きい。扇形模型の高圧燃焼時の排煙濃度は、空気圧力の上昇に伴って増加するが、圧力 1.5 MPa で AIAA 排煙レベル 12 の低い値となり、圧力噴霧タイプに比して大幅に低い。
- (13) プライマリとメインノズルからの燃料の両吹きは、メインノズルのみの片吹きに比べ燃焼効率を低下させ、出口温度分布の不均一率を大きくし、CO および THC の排出濃度を増加させる。

【環状燃焼器模型の性能と排出特性】

実機では燃焼器入口の空気流に片寄りがあるため、内部の燃料分散が大きく影響され、ライナ壁面に高温スポットが生じる恐れと、煙、CO、THC の排出濃度が増加し、出口温度も要求分布を満たさないことが懸念された。その理由は、燃料の微粒化や、燃料と空気の混合の低下と考えられ、その問題解決のために3つの異なる空気流入孔径をもつ分流板を試作し、その適用評価実験を行った。この結果、

- (14) 分流板による燃焼効率の高低が現れ、高い効率と火炎安定性の良い最適な分流板を選定した。また、分流板の違いにより半径方向の出口温度分布に差異を生じたが、最適な分流板は実機の要求分布を満足できる。出口の周方向分布は、当量比の高い燃焼条件で不均一となるため希釈空気孔の配置・調整を行った結果、その温度不均一率は、霧化器に流入する空気量が増すと小さくなるが、実機の要求値より少し高い値となる。全圧損失係数は、空気圧力、当量比に関係なく、実機の設計要求を十分満たす。
- (15) プライマリノズルによる着火実験では、常圧・常温下の風速 8m/s 付近で 0.15 前後の全体当量比で着火する。また、風速 6~18m/s の範囲で着火に問題は生じない。また、振動燃焼あるいは不安定燃焼の発生がなく、燃料霧化器での自然発火、逆火、燃料炭化によるプライマリノズルの詰まりも生じない。このように、燃焼器性能の面からみて、気流霧化タイプの本燃焼器は従来の圧力噴霧タイプに比べ同等以上の性能を有し、実機エンジンへの適用条

件をほぼ満足できる。

- (16) 排煙濃度は空気圧力の上昇や当量比の増加に伴って高くなるが、実機の 50%相当の出力で圧力噴霧形タイプに比べ低い排煙濃度となった。CO、THC の排出濃度も従来形に比べ低い値を得る。NO_xの排出は空気圧力と温度の上昇に伴い増加し、その特性は $NO_x E.I. \propto P_T^{0.4} \cdot E_{XP}(T_I/288)$ の式で整理でき、これにより常圧燃焼時の NO_x 排出値から高圧下の値を推定することができる。

【実機エンジン搭載性能】

- (17) 実機では、プライマリからメインノズルへの燃料の切替時、あるいはエンジンの加速・減速時に起こる火炎の吹飛び、振動を含む火炎の不安定性には問題を生じなかった。メイン燃料、メイン/プライマリ燃料両吹きにおいて、排煙濃度は可視限界以下であり、最大出力時でも同一推力の現用エンジンに規制される排煙レベル(1978 年EPA)を満足する。COとTHCの排出濃度は、エンジン推力の上昇とともに減少し、環状燃焼器モデルのデータと同じ傾向となり、高い値となる。NO_x排出は、特別な低減対策をとっていないが、現用の圧力噴霧形タイプに適用されるLipfertの相関曲線よりも低い濃度である。
- (18) 新しく考案した気流微粒化タイプの燃焼器は航空機エンジンの排煙低減に大きく貢献し、従来の圧力噴霧タイプにとって代わる実用性を有する。

謝 辞

本研究は、独立行政法人 航空宇宙技術研究所 在職中にまとめたものです。研究をまとめるにあたり、終始一貫して懇切丁寧なるご指導と有益なるご助言を賜るとともに、本論文の執筆に際しても綿密なるご指導とご校閲を頂きました 大阪大学大学院工学研究科 高城 敏美 教授、香月 正司 教授、片岡 薫 教授に、深い敬意と心からの謝意を表します。

航空機用ガスタービン燃焼器の研究は、航空宇宙技術研究所原動機部(旧名)において1970～1979年にわたってFJR710エンジンの研究開発業務として遂行したものでありますが、著者に本研究の機会を与えて頂いた松木正勝(当時原動機部長)に感謝申し上げるとともに、その期間に多大な技術研究上のご指導とご協力を頂いた故人 鈴木 邦男博士(当時燃焼研究室室長)、並びに石井浅五郎(当時原動機部主任研究官)に感謝を表したい。また、燃焼器の設計、製作、試験にご支援とご協力を頂いた川崎重工業(株)の佐々木 宣郷、遠崎良樹、北原一起、中越元行、石川島播磨重工業(株)の山中国雍(当時課長)、故田頭 健の各位に敬意を表したい。

スターリング燃焼器の研究は、通商産業省工業技術院のムーンライト推進計画プロジェクト「汎用スターリングエンジンの研究開発」の一環として1983～1988年の約6年間にわたって実施したもので、当時研究にご指導を頂いた航空宇宙技術研究所航空機公害延久グループの藤井昭一(当時室長)、レーザ計測にご協力を頂いた五味光男氏(当時主任研究官)、数値計算にご協力を頂いた杉山優子(当時システムエンジニア)、実験にご協力を頂いた黒沢要治(当時原動機部研究員)に感謝を申し上げたい。また、メーカからの研修生として実験にご協力を頂いた当時アイシン精機(株)の故近藤 正主査、百瀬 豊課長(現在退職)、渡辺哲美(現在課長)、山口 進、石黒 顕、当時東京三洋電機(株)の寺田房夫課長(現在常務取締役)、石原寿和(現在課長)、三菱電機(株)の野間口 有 研究グループリーダー(現在社長)の各位に敬意を表したい。さらに、燃焼実験に研修生を派遣して頂いた東京電機大学の吉田 亮教授にお礼を申し上げたい。

加えて、長年の研究生活に理解を示し、今日まで支えて頂いた早稲田大学理工学部の故小泉睦男教授、国士舘大学工学部の岸本 健教授、北見工業大学の斎藤俊彦教授に心から感謝と敬意を表したい。

終わりに、長年私の支えとなり、2000年秋に軽い脳梗塞で倒れて以来、私の健康と日常生活に留意して頂き、そしてこれまで毎日を共に過ごし、本論文の完成に協力をしてくれた妻 江口裕喜に心から感謝とお礼を申し上げます。二人の思い出の記念として2001年春に登頂した中国黄山(世界遺産)の写真をここに添えておきたい。



付録1. スターリングエンジン燃焼器のバーナ効率

スターリングエンジンの加熱システム、即ち燃焼器は、燃焼室、ヒータチューブ、空気予熱器(プリヒータ)から構成され、燃焼室内で発生する燃焼エネルギーをヒータチューブ内の作動ガスへ伝達する熱の比率をバーナ効率と定義する。

スターリングエンジン燃焼器における熱の流れを図 A1.1 に示す。燃焼室は、スターリングエンジンの図示仕事を発生するためにヒータチューブ内作動ガスを必要な温度(～800℃)まで加熱するための熱を供給する機能を有する。ヒータチューブは、燃焼室で発生した熱を作動ガスに伝える一種の高温熱交換要素である。プリヒータは、排ガスの余熱を利用して燃焼室に送る空気を加熱する部分で、これにより排ガスの熱を回収してバーナ効率を高める要素である。

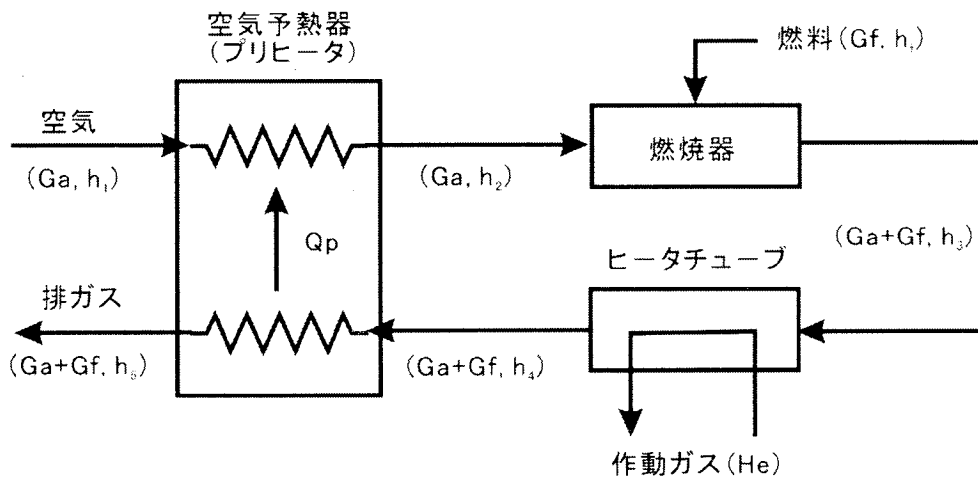


図 A1.1 スターリングエンジン燃焼器の熱の流れ

水噴射(WI)や排ガス再循環(EGR)による排ガス中の NO_xを低減する手段ではあるが、いずれの方法も火炎温度の減少によるサーマル NO の生成を抑制するもので、図 A1.2 に示すように同時に燃焼器出口の温度降下(T_3)を生じさせ、スターリングエンジンのバーナ効率を低下させる恐れがある。

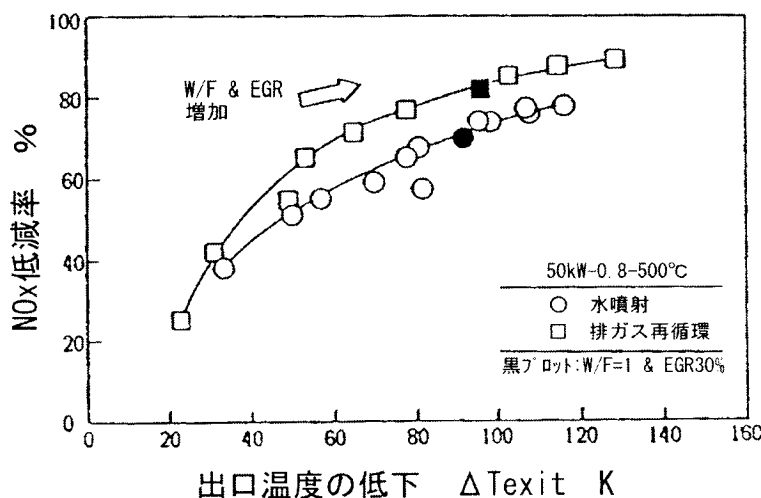


図 A1.2 水噴射、排ガス再循環による燃焼器出口の温度降下

そこで、NO_x低減を考慮したバーナ効率の定量的な試算を行い、水噴射や排ガス再循環の影響を見積もる。図 A1.1 からバーナ効率は次式で表される。

$$\eta_B = \frac{Q_h}{Q_{in}} = \frac{(G_a + G_f + G_i) \cdot (h_3 - h_4)}{G_f \cdot h_f} = \frac{(n + 1 + G_i/G_f) \cdot (h_3 - h_4)}{h_f} \quad (A1.1)$$

n : 空燃比 $n = n_s / \phi_o$ (n_s : 量論空燃比、 ϕ_o : 全体当量比)

h_f : 燃料の低位発熱量

G_i : 水噴射、排ガス再循環の流量

h_3 : ヒータ入口の燃焼ガスエンタルピー

h_4 : ヒータ出口の燃焼ガスエンタルピー

ここで、 $h_3 (= C_p T_3)$ は燃焼時のエネルギーバランスから求まる断熱火炎エンタルピーとし、 $h_4 (= C_p T_4)$ はヒータの熱伝達量から求まる。この熱伝達を計算するために、ユニット数を用いて次式で与えられる。

$$T_4 = T_H + (T_3 - T_H) e^{-N_{tuh}} \quad (A1.2)$$

T_{ii} : ヒータ温度 ($\sim 1,023\text{K}$)

$$N_{tuh} \cdot \text{ユニット数} \quad N_{tuh} = \frac{A_H \cdot \alpha_g}{(G_a + G_f + G_i) \cdot C_p}$$

α_g : 熱伝達率 (NS30A エンジンデータ参考)

A_H : ヒータチューブの伝熱面積

C_p : 比熱 (完全燃焼時のガス成分から算出)

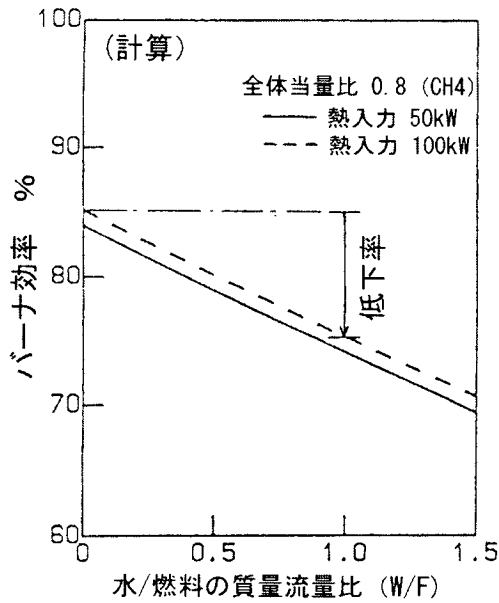
また、空気の燃焼器入口温度はプリヒータの温度効率から算出される。温度効率は、熱入力の増加に伴って増加する傾向にあり、最大 100 kW の熱入力範囲で 80~90% の値になる。

$$T_2 = T_1 + \eta_p \cdot (T_4 - T_1) \quad (A1.3)$$

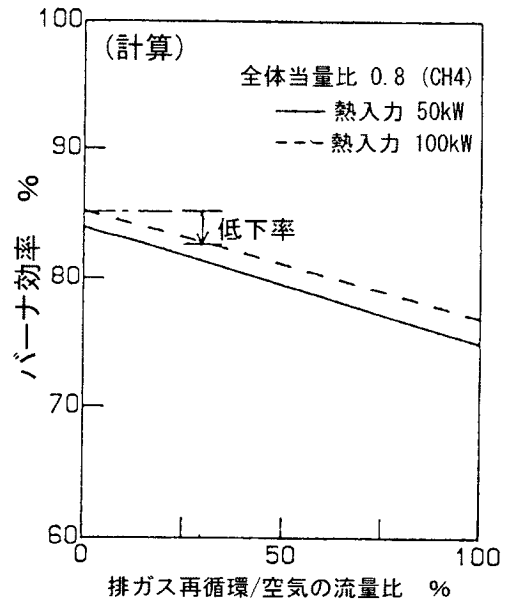
T_i : プリヒータ入口温度 (333K)

η_p : プリヒータ効率 (NS30A エンジンデータ: 85%)

式(A1.1)の温度 T_3 が、水噴射と EGR 量に応じて減少する。例えば、80%のNO_x低減時に約 194 Kとなる)このため、バーナ効率の低下が生じる。この計算より得られた結果を図 A1.3 に示す。これらの結果から水噴射量と EGR 量の増加に伴うバーナ効率の単調な減少が見られる。熱入力 100 kW に対し W/F=1、EGR 量 30%でそれぞれ 10%、2.4%程度の低下が見込まれ、水噴射に比べ排ガス再循環の方が有利である。



(a) 水噴射



(b) 排ガス再循環 (Mod I と対応)

図 A1.3 水噴射、排ガス再循環によるバーナ効率の低下 (計算)

また、30 kW 級の出力エンジンに対し最大熱入力 100 kW の範囲わたる排ガス低減の有無に対しバーナ効率の変化を図 A1.4 に示す。しかし、排ガス再循環の場合、空気ブロー動力の増大による補機効率の低下や騒音の増大を加味しなければならない。

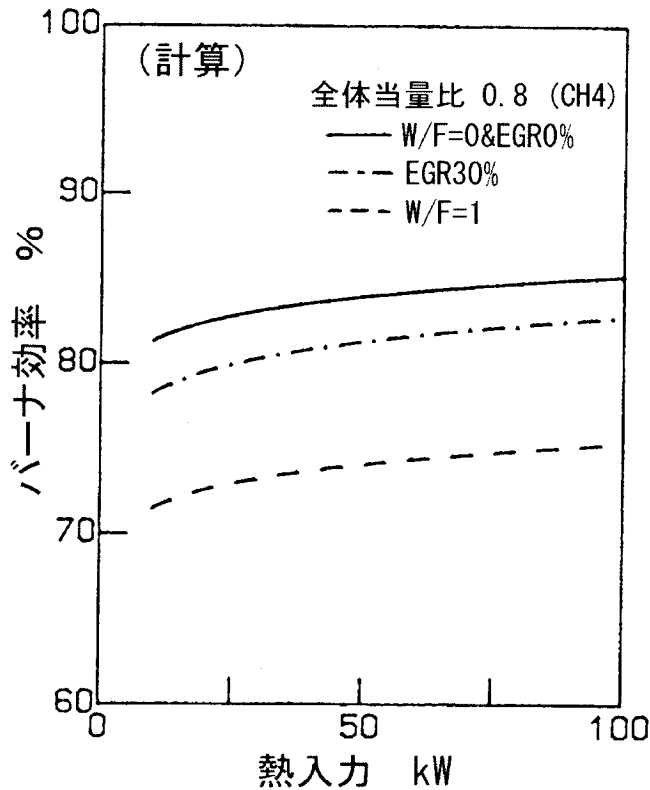


図 A1.4 30kW 級スターリング燃焼器のバーナ効率

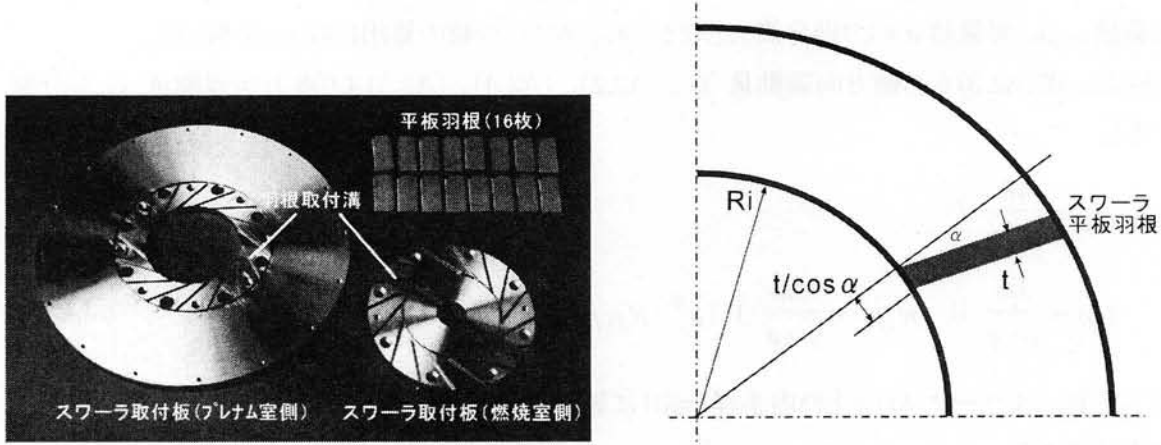
上のことを踏まえて水噴射と排ガス再循環の選択においては、実機エンジンの熱入力変化の幅 (TDR: Turn Down Ratio) や当量比の条件だけでなく。補機効率、騒音、エンジン重量、制御性、寿命の面からその利害得失を考慮に入れる必要がある。

また、燃焼器の制御においても、エンジン出力、即ち作動圧の増減に伴う熱入力 (燃焼量、即ち燃料流量) の変化、空気ブロー制御によるヒータチューブ壁温を最大許容温度以下に保つ空燃比、排気エミッションの要求値を満たすよう設計上考慮すべきである。

付録2. スターリングエンジン燃焼器のスワール数

1. 幾何学的形状スワール数の算出

図 A2.1 に示すように、スターリングエンジン燃焼器に使用するスワールは平板羽根をもち、空気を半径方向から流入させるスワールラの形状について幾何学的なスワール数を計算する。



(a) スワールラ供試体

(b) スワールラの寸法概略

図 A2.1 スターリングエンジン燃焼器用スワールラ

流れに対するブロック係数 ϕ は、スワールラ内径側の円周に対する内径側の羽根の占める長さの比として次式で求められる。

$$\phi = \frac{t \cdot z}{2\pi \cdot Ri \cdot \cos \alpha} \quad (A2.1)$$

ここで、 α : 旋回角、 R_i : スワールラ内径、 H : 羽根高さ、 t : 羽根厚さ、 C : 羽長さ、 z : 羽根枚数である。

スワールラ出口での軸方向流速 U は、周方向速度 W 、半径方向速度 V とすると、それぞれ、

$$V = \frac{Ma}{2\pi \cdot \rho \cdot Ri \cdot H} \quad (A2.2)$$

$$U = \frac{Ma}{\pi \cdot \rho \cdot (R_i^2 - R_n^2)} \quad (A2.3)$$

$$W = \frac{Ma}{\pi \cdot \rho \cdot R_i^2} \quad (A2.4)$$

となり、ここで、 Ma は空気の質量流量、 R_n は燃料ノズルの半径である。 $(R_n/R_{BT})^2 \ll 1$ を考え、 R_n

の影響を無視すると、 $U = \frac{Ma}{\pi \cdot \rho \cdot R_i^2}$ となり、又、Beer の式によると

$$\sigma = W/V = \frac{1}{1 - \phi} \cdot \frac{\tan \alpha}{1 + \tan \alpha \cdot \tan(\pi/z)}$$

$$W = \sigma \cdot V \quad (A2.5)$$

となる。

Beer の実験では、W と V の実測値から求めた σ^* と、上述の理論計算値 σ との間には次の関係が見られた。

$$\sigma^* = 1.02286 \cdot \sigma - 0.11386 \cdot \sigma^2 + 0.00861 \quad (\text{A2.6})$$

計算値 σ は、実験値 σ^* より幾分高めとなるため、スワール数の算出には σ^* を用いた。

さらに、式(A2.3)から軸方向運動量 G_z (A2.2)、(A2.4)、(A2.5)より周方向運動量 G_θ を計算すると、

$$G_z = \frac{Ma}{\rho \cdot g} \cdot U \quad (\text{A2.7})$$

$$G_\theta = \frac{Ma}{\rho \cdot g} \cdot W \cdot R_{BT} = \frac{Ma}{\rho \cdot g} \cdot V \cdot \sigma^* \cdot R_{BT} \quad (\text{A2.8})$$

ここで、 R_{BT} はバーナスロートの内半径(=Ri)に等しい。最後に、幾何学的な形状スワール数は、次式に求まる。

$$S_g = \frac{G_\theta}{G_z \cdot R_{BT}} = \frac{Ri}{2H} \cdot \sigma^* \quad (\text{A2.9})$$

例えば、代表的寸法のスワラとして、内径 Ri=80 mm、旋回角 $\alpha=80^\circ$ 、羽根枚数 Z=16、羽根高さ H=13 mm では、S=2.21となる。

2. 旋回燃焼場のスワール数

LDV による流速測定、熱電対による温度測定から得られる局所データを用いて、旋回燃焼場のスワール数を求める。流体の軸方向運動量流束は、

$$G_z = 2\pi \int_0^{Rc} (\rho \cdot U^2 + P - P_0) \cdot r dr = 2\pi \int_0^{Rc} \rho \cdot U^2 \cdot r dr + 2\pi \int_0^{Rc} (P - P_0) \cdot r dr \quad (\text{A2.10})$$

となり、ここで Rc: 燃焼室内径、 ρ : 密度、P: 静圧、 P_0 : 大気圧である。

この式の前項が軸方向のダイナミック運動量束 G_{zd} となり、次式で与えられる。

$$G_{zd} = 2\pi \int_0^{Rc} \rho \cdot U^2 \cdot r dr \quad (\text{A2.11})$$

一方、流体の旋回運動量流束は、

$$G_\theta = 2\pi \int_0^{Rc} \rho \cdot U \cdot W \cdot r^2 dr \quad (\text{A2.12})$$

となる。この結果、スワール数 S と、ダイナミック・スワール数 Sd は以下の式で与えられる。

$$S = \frac{G_\theta}{Ri \cdot G_z} = \frac{\int_0^{Rc} \rho \cdot U \cdot W \cdot r^2 dr}{Ri \cdot \int_0^{Rc} (\rho \cdot U^2 + P - P_0) \cdot r dr} \quad (\text{A2.13})$$

$$Sd = \frac{G_\theta}{Ri \cdot G_{zd}} = \frac{\int_0^{Rc} \rho \cdot U \cdot W \cdot r^2 dr}{Ri \cdot \int_0^{Rc} \rho \cdot U^2 \cdot r dr} \quad (\text{A2.14})$$

実験では、 $P/P_0 \ll 1$ を考えて静圧分布の影響を無視したダイナミック・スワール数を求め、幾何学的に決まる形状スワール数と比較検討した。

引用文献: Beer, J. M. and Chigier, N. A., "Combustion Aerodynamics," Applied Science Publishers, Ltd., London, 1972.

付録3. 燃焼器の性能計算

【温度測定による効率算定】

燃焼効率 η_b は、燃焼器に供給した燃焼が完全燃焼した場合の発熱量に対する実際に燃焼ガスに与えられた熱量の比で定義される。即ち、次式で与えられる。

$$\eta_b = \frac{(1+n) \cdot i_2 - n \cdot i_1 - i_f}{hf} \cdot 100 \quad \% \quad (A3.1)$$

ここで、 n : 空燃比(空気/燃料の質量流量比)、

i_1, i_2 : それぞれ、空気の入口エンタルピー、燃焼ガスの出口エンタルピー

i_f : 燃料の入口エンタルピー

h_f : 燃料の低位発熱量

通常は、 i_f の値は小さいので無視される。燃焼器入口温度(T_1)、出口温度(T_2)から燃焼効率を求める時はエンタルピー $I = C_p \cdot T$ を用いる。ここで、 C_p は定圧比熱である。

【ガス組成測定による性能算定】

ガス分析(堀場製 MEXA2000 タイプ使用)による燃焼器の内部ガスや出口ガス採取とそれらの組成分析による各種性能値の計算を以下に示す。

表 A3.1 NAL ガス分析装置(堀場製)の測定成分

機種	乾き(DRY)成分	湿り(WET)成分	備考
MEXA2000S	O_2	$CO_2, CO, THC(CH_2 \text{換算})$ $NO, NO_x (NO_2 \text{換算})$	燃焼器内部に使用 H_2 は高速ガスクロ
MEXA2000N	CO_2, CO, O_2	$THC(CH_2 \text{換算})$ $NO, NO_x (NO_2 \text{換算})$	燃焼器出口に使用

表 A3.1 中にある2つの分析装置による i 成分の濃度測定値 C_i に関して、 $(C_i)_w = (1 - C_{H_2O}/100) \cdot (C_i)_d = K \cdot (C_i)_d$ を用いて関係づける。ここで、添字 w, d はそれぞれ乾きベース成分濃度と湿りベース成分濃度を表す。この場合、 K は換算係数で、それぞれ以下の式を使用する。

$$\text{MEXA2000S による分析濃度に対し、} K_s = (100 - C_{CO_2} - C_{CO}) / (100 - C_{H_2O})$$

$$\text{MEXA2000N による分析濃度に対し、} K_n = 100 / (100 + C_{CO_2} + C_{CO} - C_{H_2O})$$

また、未燃焼分の全炭化水素成分(THC)は CH_2 ($c/h=6$)にしたメタン換算濃度である。

ガス分析から求める燃焼効率 η_{bg} は以下の式で得られる。

$$\eta_{bg} = \left[1 - \sum_I \frac{(1+n) M_i}{M_{av}} \cdot C_I \cdot \frac{h_i}{hf} \right] \cdot 100 \quad \% \quad (A3.2)$$

ここで、添字は未燃の i 成分、 M_{av} は平均分子量、 M_i は I 成分の分子量、 C_i は濃度、 h_i, h_f はそれぞれ i 成分及び燃料の発熱量である。なお、排出指数(Emission Index: 略称 E. I.)は、 $(1+n)M_i \cdot$

C/M_{av} [gCi/kgfuel]に相当する。従って、燃焼効率の計算式は以下になる。

$$\eta_{bg} = \left[1 - \frac{E.L.THC}{1000} - \left(\frac{h_{co}}{h_f} \right) \cdot E.I.CO \right] \cdot 100 \quad \% \quad (A3.3)$$

但し、COの発熱量 $h_{co}=2,420 \text{ kcal/kg}$ である。

次に、ガス分析から得られる空気と燃料の流量比、即ち空燃比 n_g は次式で与えられる。

$$n_g = \frac{32}{0.2315} \left[\frac{0.81714}{12} \cdot \frac{C_{co2} + CO_2 + \frac{1}{2} \cdot C_{CO} - \frac{1}{2} \cdot C_{H_2} - \frac{2}{3} \cdot C_{THC}}{C_{CO_2} + C_{CO} + C_{THC}} + \frac{0.1829}{4} \right] \quad (A3.4)$$

ここで、全体当量比はプロパン燃料/空気に対し $\phi = 15.673/n$ 、液体燃料 Jet A-1/空気に対し $\phi = 14.815/n$ となり、各成分は、容積濃度 %volで示す。

燃焼時の反応率を代表する酸素消費効率は、燃焼反応で消費可能な全酸素量(=0.2315n)に対する実際に消費された酸素量の比で定義する。燃料の希薄な状態と、過濃な状態に分けてそれぞれ次式で与えられる。

燃料希薄の場合(当量比 $\phi \leq 1$)

$$\eta_{O_2} = \frac{1}{\phi} \left[1 - \frac{1}{1 + n_g} \cdot \frac{CO_2/100}{0.2315} \right] \cdot 100 \quad \% \quad (A3.5)$$

燃料過濃の場合(当量比 $\phi > 1$)

$$\eta_{O_2} = \left[1 - \frac{1}{1 + n_g} \cdot \frac{CO_2/100}{0.2315} \right] \cdot 100 \quad \% \quad (A3.6)$$

付録 4. スターリング燃焼器のNO_x排出レベルに対する湿度補正

燃料中の窒素成分が非常に少ない燃料(例えばLNG)を燃焼させるスターリング燃焼器において、生成されるNO_xは火炎温度に大きく依存するサーマル NO である。この火炎温度は、同時に入口空気温度や燃料/空気の混合比によるだけでなく、空気中の水分量、即ち湿度に依って大きく変る。それは、燃焼エネルギーの水分によるエンタルピー吸収によって火炎温度が降下するためである。従って、スターリング燃焼器からのNO_x排出レベルを評価する場合、燃焼空気の基準状態を定めて、補正する必要がある。

ムーンライト計画において開発されているスターリング燃焼器は、一種の連続燃焼システムであり、ガスタービン燃焼器と同様、空気の基準状態において相対評価するためにもNO_x排出に対する湿度補正を行うことが考えられる。ここでは、定置式ガスタービンエンジンにおいて米国環境庁(EPA)が定めている湿度補正式及びその実施例を示し、又、エネルギー省の進めている自動車用スターリングエンジン開発(Mod I エンジン)に適用されている例を挙げる。

(1) 定置式ガスタービン燃焼器の排気に対する米国連邦規制

排気中に測定されたNO_x排出レベルは次の補正式によりISO(International Standard Organization)の standard day(標準状態)に換算される。

$$NO_x = (NO_x)_{meas} \cdot (P_{ref}/P_{meas})^{0.5} \cdot \exp[19(H_{meas} - 0.0063)] \quad (A4.1)$$

NO_x : 15 %O₂、ISOの標準状態(293 K、60%相対湿度、1atm)のNO_x 排出

NO_{x,meas} : 測定値

H_{meas} : テスト時の周囲空気の絶対湿度(gH₂O/g dry air)

P_{ref}、P_{meas} : それぞれ、標準圧力 1 atm、入口空気圧の測定値

引用文献: *Environmental Protection Agency, "Control of Air Pollution from Aircraft and Aircraft Engines," Federal Register, Friday, Mar. 24, 1978, Part 3. (Federal Register Part III, 10/31979, EPA)*

(2) 航空機用ガスタービン燃焼器の実施例

湿度に対するNO_x濃度の傾きは、空気温度 506~838 K において同じ値になり、その関係式は次のようになる。

$$NO_x \sim \exp[-19H] \quad (A4.2)$$

H: 絶対湿度 gH₂O/g dry air

湿度 0 %の時のNO_x濃度を求めるために上式は次のようになる。

$$(NO_x)_0 \sim NO_x \cdot \exp[19H] \quad (A4.3)$$

(NO_x)₀ : 湿度 0%の時のNO_x 値

引用文献: *Marchionna, N. R., Diel, L. A., and Trout, A. M., "Effect of Inlet-Air Humidity, Temperature, Pressure, and Reference Mach Number on the Formation of Oxide of Nitrogen in a*

Gas Turbine Combustor," NASA TND-7396, Oct 1973.

(3) MTI社のModエンジン燃焼器の湿度補正

NO_xデータはすべて、ガスタービンと同様、入口空気湿度を標準絶対湿度 0.0063 gH₂O/g dry air (15°C、60%相対湿度)に換算して次式のように補正される。

$$(NO_x)_{iso} = (NO_x)_{meas} \cdot \exp [K (H - 0.0063)] \quad (A4.4)$$

H : 絶対湿度の測定値 $K=23$ (著者がGTで求めた値)

この補正の妥当性は、ガスタービンと同様、スターリング燃焼器は連続燃焼システムであり、ガスタービン燃焼器の一次領域における空気比に近い値になっていることから言える。

参考) 排ガス再循環(EGR)時の空気温度補正

EGRをかけた場合、入口空気温度がEGR無の時と異なるため、EGR無の時の入口温度に対して修正を加え、火炎温度、即ちNO_x生成に及ぼす効果を考えている。やはり、その補正は、ガスタービンと同様に次式で与えられる。

$$(NO_x)_{corr} = (NO_x)_{meas} \cdot \exp [(T_{ref} - T_{meas})/C] \quad (A4.5)$$

$(NO_x)_{meas}$: EGR時の測定値

T_{ref} : 代表入口温度(EGR弁を閉じた時の入口温度測定値)

T_{meas} : EGRバルブを開いた時の入口温度測定値

C : 定数(250°C)

引用文献: Battista, R. A., "Stirling Engine Alternative Fuels Test Results," MTI Report No.82ASE287PR21, Oct 1982.

付録 5. 航空機用ガスタービン燃焼器の排気評価

(1) 航空機用ガスタービン燃焼器の排気ガス規制

米国 EPA(環境庁)が定めた商用航空機及び航空エンジンからの大気汚染の排気規制レベル(1978年3月24日付米国連邦)によると、FJR710ターボファンエンジンはT2クラス(推力27,000~90,000lb)に類別され、それぞれの排気レベルは以下のような規制値となる。

1) 炭化水素(HC)

$$1981 \text{ 年以降 } 26.510 \cdot 10^{-0.006627 \cdot FN} \text{ g/kN}$$

$$1984 \text{ 年以降 } 3.3 \text{ g/kN}$$

2) 一酸化炭素(CO)

$$1981 \text{ 年以降 } 169.47 \cdot 10^{-0.007462 \cdot FN} \text{ g/kN}$$

$$1984 \text{ 年以降 } 25.0 \text{ g/kN}$$

3) 窒素酸化物(NO_x)

$$\text{圧力比 25 以下の場合 } 1984 \text{ 年以降 } 33 \text{ g/kN}$$

4) スモーク

$$1976 \text{ 年以降 } 79 \cdot FN^{-0.265} \text{ AIA 数} \quad (\text{A5.1})$$

ここで、 FN は最大推力で単位はkNである。

(2) エンジン試験による排ガスエミッションの算出方法

地上静止状態での実機エンジン試験により算出する方法は以下の式を使用する。

$$\text{EPA 規制値} = \sum R_j \cdot T_j \cdot FN_j \cdot E.I. (i)_j \cdot (SFC)_j / FN \text{ g(i)/kN} \quad (\text{A5.2})$$

ここで、

R_j :各モードの推力%、 T_j :各モードの時間(hr)、 $E.I. (i)_j$:各モードの排出指数(g/kgfuel)、 $(SFC)_j$:各モードの燃料消費率(kg/hr·kN)、 FN :最大推力(kN)

なお、FJR710の公称推力は5トンであるが、本研究で使用する6号機エンジンの地上静止推力は最大4,720kgである。

(3) 排煙濃度の測定方法

EPA規制法により、航空機、航空用エンジンからの排煙濃度の測定方法が定められ、エンジン排ガスから採取したフィルタ単位面積あたりの煙の重量(約1.62 g/cm²)に対して、その絶対光反射率からAIAスモーク数(SN)が求まる。

$$SN = 100 (1 - R_s/R_o) \quad (\text{A5.3})$$

ここで、 R_s は採取スポットの絶対反射率、 R_o はきれいなフィルタ材の反射率である。なお、反射率計は、ASA標準拡散反射密度ナンバ Ph2.17-1958 に合格したものである。

引用文献: *SAE Aerospace Recommended Practice ARP1179, "Aircraft Gas Turbine Engine Exhaust Smoke Measurement," May 1970.*