

燃料自動分配機構を備えた
産業用低NO_xガスタービン燃焼器に関する研究

平成16年度

若 林 努

目次

第1章 序論	1
1.1 研究の背景	1
1.1.1 エネルギー問題と環境保全	1
1.1.2 天然ガスコージェネレーションシステムの特徴と普及状況	1
1.1.3 産業用ガスタービンのNOx規制とNOx生成機構	4
1.2 従来の研究	6
1.2.1 ガスタービン燃焼器の低NOx化に関する従来の研究	6
1.2.2 流体制御に関する従来の研究	15
1.3 燃料自動分配方式の提案	18
1.4 本研究の目的および本論文の構成	19
参考文献	20
第2章 燃料自動分配方式の実現可能性検討	22
2.1 緒言	22
2.2 試作燃焼器の構造	22
2.3 CFD計算による燃料自動分配方式の実現可能性検討	25
2.4 実験装置と実験条件	31
2.5 実験結果と考察	34
2.5.1 燃料分配特性	34
2.5.2 燃焼特性	36
2.6 結言	41
参考文献	42
第3章 燃料自動分配方式の燃料分配特性に関する基礎検討	43
3.1 緒言	43
3.2 燃料分配評価パラメータ	43
3.2.1 燃料分配モジュールの基本構造	45
3.2.2 改良燃料分配モジュールの構造	50
3.2.3 供給燃料の種類	51
3.3 実験条件および実験装置	52
3.3.1 実験条件	52
3.3.2 実験装置	53
3.4 実験結果と考察	55
3.4.1 燃料分配モジュールの基本構造が燃料分配特性に及ぼす影響	55

3.4.2	改良燃料分配モジュールの構造が燃料分配特性に及ぼす影響	62
3.4.3	供給燃料の種類が燃料分配特性に及ぼす影響	66
3.5	結言	73
	参考文献	73
第4章	燃料自動分配方式を用いた改良型燃焼器の燃焼特性	74
4.1	緒言	74
4.2	試作燃焼器の燃焼性能に関する問題点	74
4.3	改良型試作燃焼器の構造	76
4.3.1	燃焼器の概略構造	76
4.3.2	低NO _x 化	78
4.3.3	燃焼器低圧損化	79
4.3.4	高燃焼効率化	79
4.4	実験装置と実験条件	85
4.4.1	実験装置	85
4.4.2	実験条件	88
4.5	実験結果と考察	88
4.5.1	低NO _x 化	88
4.5.2	燃焼器低圧損化	90
4.5.3	高燃焼効率化	91
4.5.4	燃焼器入口全圧の燃焼特性に及ぼす影響	97
4.6	実機適用に関する検討	101
4.6.1	実機適用に関する評価項目	101
4.6.2	実機形状を模擬した条件下での燃焼特性	103
4.7	結言	115
	参考文献	117
第5章	結論	118
	記号および単位	120
	謝辞	121
	本論文に関連する発表論文等	122

第1章 序論

1.1 研究の背景

1.1.1 エネルギー問題と環境保全

諸外国に比べてエネルギー資源が乏しく、そのほとんどを外国からの輸入に依存している我が国にとって、エネルギーをどのように有効活用するかは重要な課題である。しかしながら、近年の経済社会の発展等により、電力を始めとするエネルギー消費は増大し、需要のひっ迫が懸念される。

一方、エネルギーの消費に伴うCO₂、NO_x、SO_x等の排出は、オゾン層の破壊、地球温暖化、酸性雨等環境破壊の要因といわれ、早期対応の必要性が叫ばれている。

地球規模での環境保全が求められるなか、1997年12月のCOP3(地球温暖化防止京都会議)でCO₂等の温室効果ガス削減率の目標が設定され、2010年に先進国全体で5%(温室効果ガスの大部分を占めるCO₂の基準年は1990年)、我が国には6%削減という大きな目標が課せられることとなった。

それを受けて我が国では1998年10月に「地球温暖化対策推進法」が公布され、翌1999年4月に告示された「地球温暖化対策に関する基本方針」では国としてコージェネレーションシステムをはじめとする新エネルギーの開発、導入を積極的に推進する内容が明記されている。

こうしたなかで、天然ガスを燃料とするコージェネレーションシステムは、電気と熱という2種類のエネルギーを同時に取り出し、エネルギーの有効利用と環境保全に大きく貢献するものとして位置付けられ、その普及が期待されている。

1.1.2 天然ガスコージェネレーションシステムの特徴と普及状況

都市ガスの主原料である天然ガスは、埋蔵量が豊富で産出国が地域分散していること、長期契約に基づいて安定供給されること、クリーンで環境負荷が小さいこと等の特徴を有している。

特に環境面では、酸性雨や大気汚染の原因となるSO_xやばいじんが発生しないことに加え、図1.1に示すように、他の化石燃料に比べてCO₂、NO_xの排出量も少ない^(1.1)。

現在では、天然ガスは都市ガスの原料の9割を超えており、我が国の1次エネルギーの約13%のシェアを占める国の基幹エネルギーの一つとなっている。

天然ガスコージェネレーションシステムは、この天然ガスを燃料にガスエンジンやガスタービンを駆動させ、発電機を回して電気をつくるとともに、排熱を蒸気や温水として回収して、工場の熱利用やビルの冷暖房や給湯等にカスケード的に利用するシステムである。

年度別の天然ガスコージェネレーションシステムの導入状況を図1.2と図1.3に示す^(1.2)。1981年に国立競技場(東京)に第一号機が設置され、本格的な導入が開始された。その後、システムの省

エネルギー性、環境性、経済性が理解され、また、エネルギー問題や環境保全に対する社会の関心が高まるにつれて注目を集めるようになってきた。さらに規制緩和や技術開発の進展等により普及の環境が整ったこともあり、1989年から1991年にかけて急速に導入が増加した。1992年以降は、バブル崩壊の影響等で伸びはやや停滞傾向にあるものの堅実な実績をあげている。2001年3月末では、累計で1413件、221万kW(スチームタービン含む)となっている。分野別にみると、民生用で1002件48万kW、産業用で411件173万kW(スチームタービン含む)となっている。導入先別の容量では、民生用は病院、物販店舗、複合施設、事務所が上位を占め、産業用では化学工業、鉄鋼業、製紙業の導入が多い。

電気を取り出すためのパワーユニットとしてガスエンジン方式とガスタービン方式と燃料電池方式の3種類があるが、現状では信頼性において優れている回転系のパワーユニットが多く導入されている。ガスエンジンは小型でも発電効率が高く、事務所、病院、ホテル、スポーツセンター等の発電規模が約15～約3000kWの建物に適している。ガスタービンは、電気出力に対して熱出力の割合が高く、地域冷暖房、大規模複合ビル、大量の蒸気を必要とする産業用等の1000kW以上の大規模な施設に適している。図1.4にシステムとそのエネルギー収支の一例を示す。熱需要と電力需要が適切に組み合わせられれば70～80%の総合エネルギー効率を実現することが可能である。図1.5に示すように2001年3月末の稼働実績では、台数ベースで全体の約3/4(1680台)のシステムでガスエンジンが用いられ、残りの約1/4(344台)はガスタービンが用いられているが、容量ベースではガスタービンはガスエンジンの約2.6倍となる122万kWとなっており、全体の半分以上を占めている^(1,3)。このように、ガスタービンを用いた天然ガスコージェネレーションシステムは、容量ベースで全体の半分以上を占めるCO₂削減の有力なシステムとなっている。本論文では、この容量ベースで全体の半分以上を占めるガスタービンを用いた天然ガスコージェネレーションシステムに関して議論していくことにする。

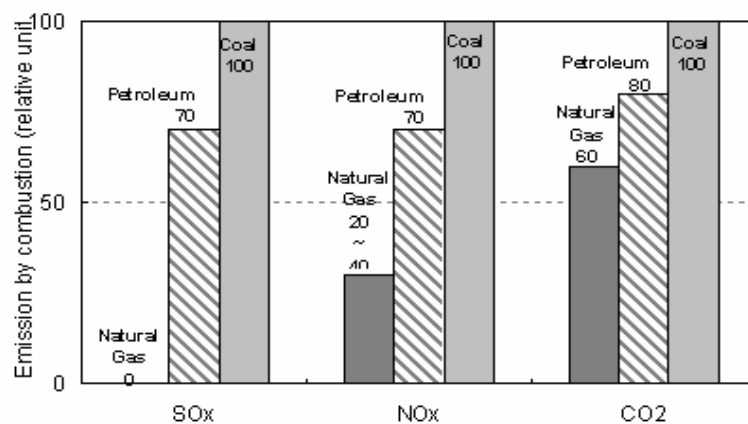


図 1.1 石炭を 100 とした場合の天然ガスと石油の燃焼時発生物質量

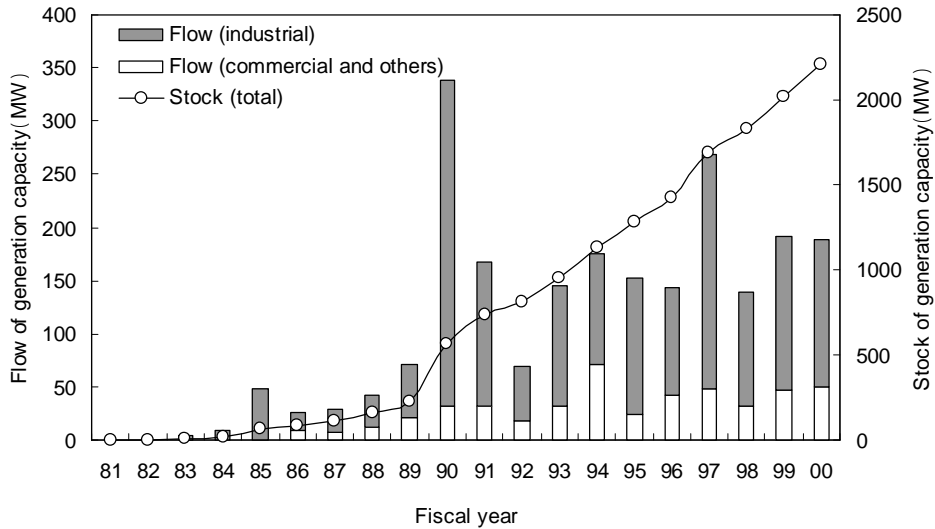


図 1.2 天然ガスコージェネレーションの年度別設置容量
(スチームタービンを含み, 燃料電池は除く)

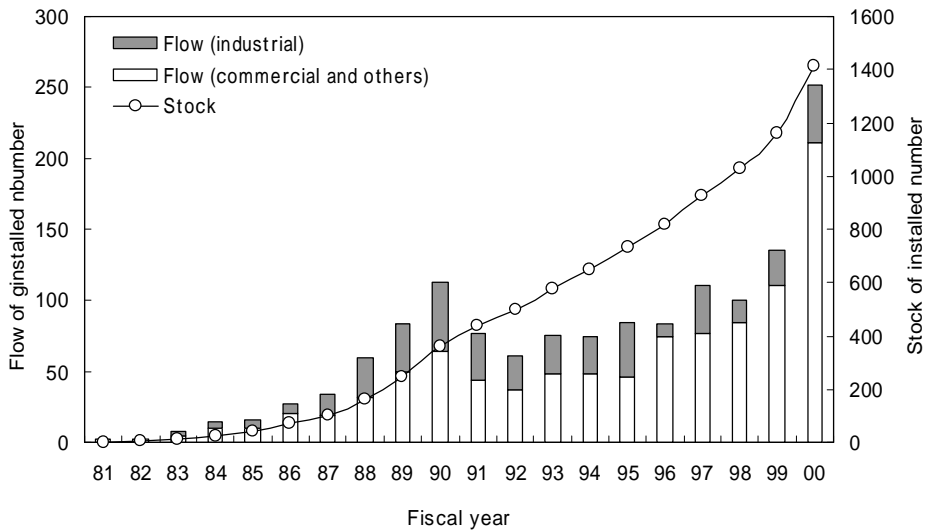


図 1.3 天然ガスコージェネレーションの年度別設置件数
(スチームタービンを含み, 燃料電池は除く)

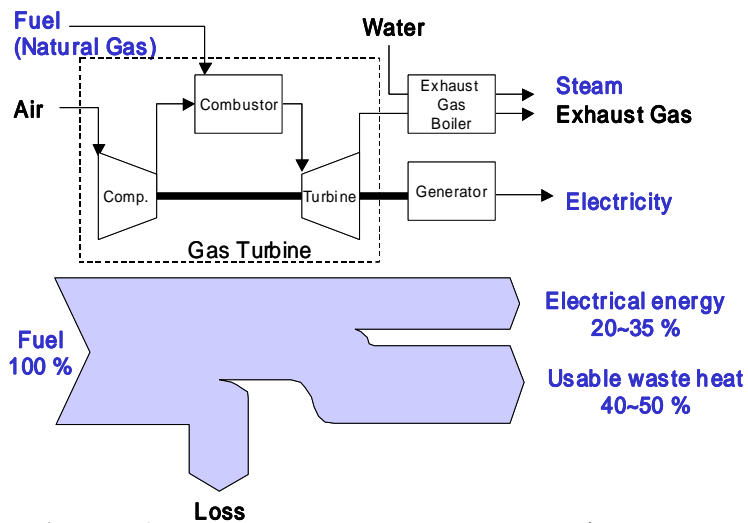


図 1.4 天然ガスコージェネレーションシステムとそのエネルギー収支の一例
(ガスタービンを用いた場合)

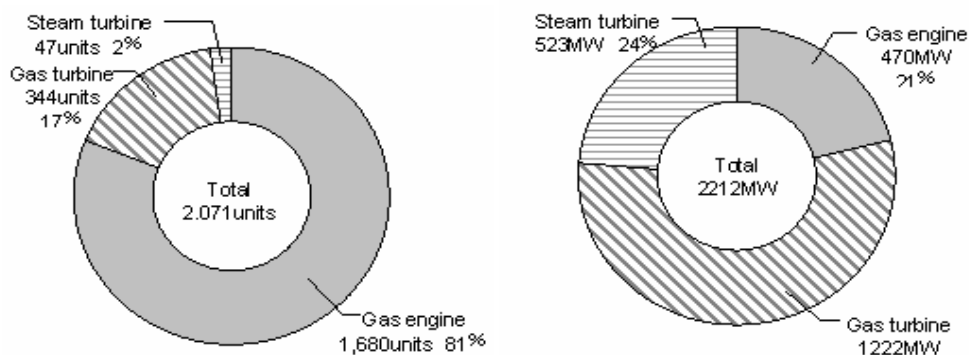


図 1.5 天然ガスコージェネレーションの 2001 年 3 月末での導入状況
(左は台数ベース, 右は容量ベース。スチームタービンを含み, 燃料電池は除く)

1.1.3 産業用ガスタービンの NOx 規制と NOx 生成機構

日本におけるガスタービンの排ガス規制は, 1987 年 10 月 30 日付けでガスタービンおよびディーゼル機関が, ばい煙発生施設として大気汚染防止法に追加されたことに始まる。この大気汚染防止法では NOx, ばいじんが規制の対象になっているが, この後も段階的に基準値が強化され, 現在の規制は NOx84ppm(15%O₂ 換算), ばいじん量 0.05g/Nm³となっている。また, 大都市を抱える自治体では独自にこの国の規制に上乘せした基準を設けており, 表 1.1 に示すように千葉県, 横浜市, 大阪府, 大阪市等は 30ppm(15%O₂ 換算)以下の厳しい指導基準値を出している。発電出力の大きなものほど, また設置が新しいものほど規制は厳しくなっている。

さらに, 排出基準の他に総量規制を設けているところがある。総量規制とは, ある地域で排出する NOx 総量を限定するものである。排出総量が満足されている限り, 個々の機器の排出濃度は高くても許容される。逆に機器の更新や増設によって出力が増加した場合にも総量が規制されるため, 濃

表 1.1 日本におけるガスタービンの NOx 規制値 (15%O₂ 換算)

		Country	Tokyo metropolitan area		Kanagawa pref.	Yokohama city	Chiba pref.	Osaka pref.			Osaka city
Applied area		All area	#1 area	#2 area	inside pref.	inside city	Special area, chiba city	Area regulated regarding total amount			inside city
Applied date		1996.3.29 ~ installed	2001.4.1 ~ installed		1995.10.1 ~ installed	1995.9.1	1992.5.1 ~ installed	1989.2.1 ~ 1992.3.31 installed	1992.4.1 ~ 1997.3.31 installed	1997.4.1 ~ installed	1992.4.1 ~ installed
Rated generation power	~ 2,000kW	84	42	60	42	29	24	57	43	29	29
	2,000kW ~ 6,000kW		30	42	24	17		43	29	23	23
	6,000kW ~ 20,000kW									9	14
	20,000kW ~ 50,000kW									12	12
	50,000kW ~ 100,000kW										
	100,000kW ~ 150,000kW										
	150,000kW ~		Separately consultation								

度規制値に関わらずそれ以下の NOx 排出値に抑えなければならない場合も出てくる。最近では旧機器の更新を図り大出力のガスタービンに置換するケースが多くなっているが、その場合格段に低い排出値が必要になる。

海外では、米国や欧州を中心に NOx の他に CO についても排出基準が設けられている。米国は、州政府により独自の異なる基準値を出しており、カリフォルニア州およびマサチューセッツ州等の東海岸沿岸部では非常に厳しい基準値が設定されている。

燃焼によって生成する NOx は、Thermal NO、Prompt NO、Fuel NO に大別できる。このうち、窒素分含有量が極めて少ない都市ガスを燃焼させた場合には Fuel NO はほとんど生成しない。また、ガスタービン燃焼器の燃焼領域の当量比は通常 1 以下であり、燃料過濃な火炎帯で生成する Prompt NO の生成もほとんどなく、発生する NOx の大部分は Thermal NO である。この Thermal NO は図 1.6 に示すように、理論当量比付近の火炎温度が高い領域(約 2000 K)で急速に生成される^(1.4)。従来のガスタービン燃焼器ではこのような高温領域が燃焼領域に存在し、そこで NOx の大部分が生成され、そのまま燃焼器から排出されていた。よって NOx 低減のためには、このような高温領域を作らないか、あるいは高温領域をできるだけ限られた領域にする必要がある。また、図 1.7 に示すように NOx 発生が抑えられる低当量比領域でも、当量比分布が不均一な場合には NOx 低減効果が少なくなる^(1.5)。よって、燃焼領域を当量比が均一でかつ低当量比とすることが有効である。

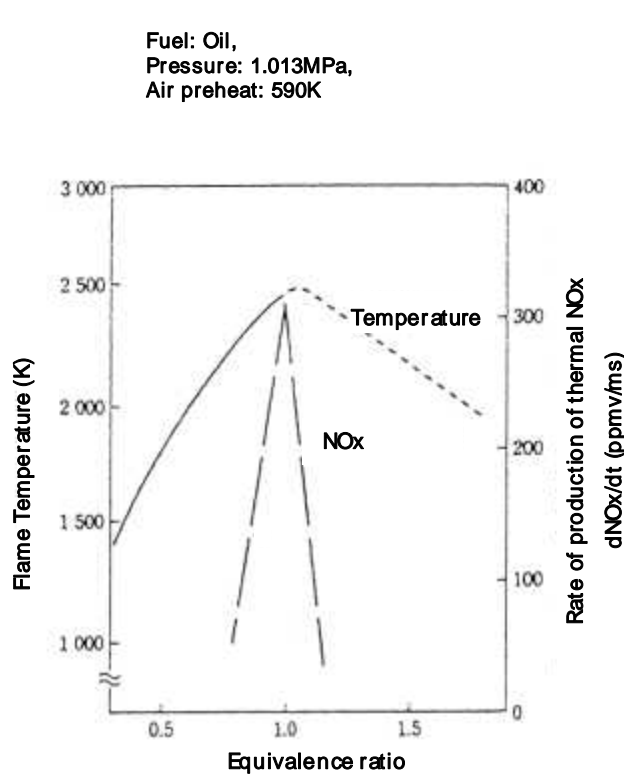


図 1.6 当量比と火炎温度およびサーマル NOx 生成速度

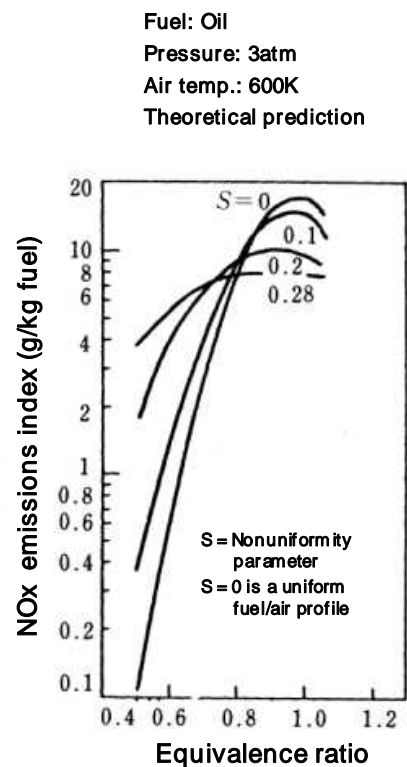


図 1.7 混合度の NOx 排出量へ与える影響 (S は不均一パラメータ, S=0 は均一分布を示す)

1.2 従来の研究

1.2.1 ガスタービン燃焼器の低 NOx 化に関する従来の研究

ガスタービンにおける NOx 低減方法としては、前述の Thermal NO の生成機構を考慮し燃焼器での燃焼による改善と、ガスタービンから出た後の排ガスを処理(脱硝)する方法に大きく分類される。現在、以下の4つの方法が開発および実用化されている。

- 水噴射法および蒸気噴射法(Wet 方式)^(1.6)
- 希薄予混合燃焼法(Dry 方式)
- 触媒燃焼法^(1.7)
- 選択還元脱硝法(SCR)

この中で、現在では、水噴射法および蒸気噴射法や選択還元脱硝法を採用したシステムが実用化され多く導入されているが、設備コストやランニングコストがかかり、またそれらの設備導入スペースも必要となってしまう。NOx 低減としては触媒燃焼法が有効であるが、実用化されている機種があるとはいえ、その耐久性・信頼性が危惧される。そのため、現在では、天然ガスを燃料とする発電用ガスタービンやコージェネレーションシステム等では、希薄予混合燃焼法による低 NOx 化が積極的に研究・開発が行われており、実用化・商品化も進んでいる。

そこで、気体燃料を用いた希薄予混合燃焼法による低 NOx ガスタービン燃焼器(Dry Low Emission 燃焼器)の特徴を、ガスタービンの容量別(大型、中型、小型)に整理する。大型は火力発電所等で使用されているような 100MW 以上のガスタービンであり、中型は数 MW ~ 数十 MW、小型は数 MW クラスを意味する。

大型ガスタービン

発電用大型ガスタービンは複数の缶型燃焼器を取り付けたマルチチャン方式を採用する 경우가多く、現在 1300 ~ 1350 級が中心となっている。図 1.8 は三菱重工業の 270MW クラスの M701F ガスタービンに搭載させている希薄予混合燃焼法を採用した DLE 燃焼器である^(1.8)。希薄予混合燃焼は NOx の低減効果が高い反面、安定燃焼範囲が狭く、燃焼振動や吹き消えを起こしやすい特性があり、一方従来の拡散燃焼は可燃範囲が広く、火炎は安定している反面、NOx の排出が多い欠点を有する。現在実用化されている DLE 燃焼器の多くは、拡散燃焼と希薄予混合燃焼を併用しており、それぞれの長所をうまく利用した燃焼制御を行っている。この M701F 型の燃焼器は、燃焼器頭部中央に拡散燃焼を行うパイロットバーナ 1 本と、周囲に希薄予混合燃焼を行うメインバーナ 8 本を有するマルチバーナ方式を採用しており、負荷に応じてメイン燃焼領域を周方向に変化させている。メインバーナは A と B の 2 つのグループに分けられ、交互に配置されている。ガスタービンの起動・低負荷時および急激な負荷変化時には火炎が吹き消えないようにパイロット燃料による拡散燃焼とメイン

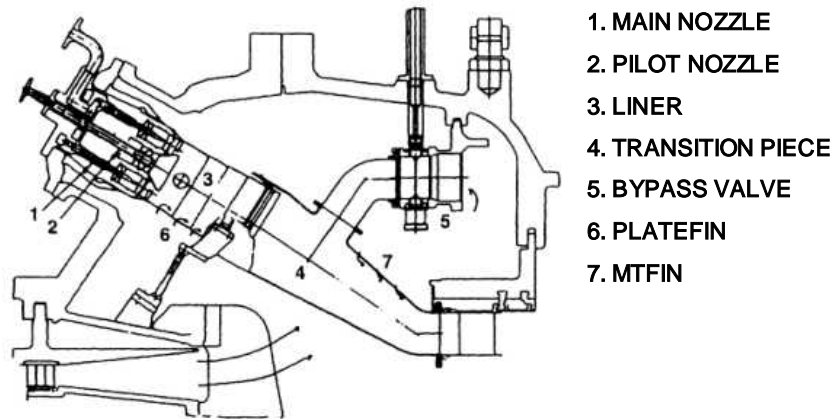


図 1.8 M701F ガス焼き DLE 燃焼器の構造

バーナ A を使用するが、高負荷時には火炎の安定を保ちながらパイロット燃料を絞り、メインバーナ A と B の燃料を増加させて希薄予混合燃焼の割合を増やして、NO_x の排出を最小化するように制御している^(1.8)。これにより、天然ガス焼きの NO_x 排出値として 25ppm(15%O₂ 換算) 以下を達成している。

DLE 燃焼器の重要な性能として低 NO_x 運転範囲がある。部分負荷時には燃料の対空気比率が低下するため、安定燃焼範囲が狭い予混合燃焼で火炎を安定させる工夫が必要となる。この工夫として M701F 型では空気バイパス弁を燃焼器尾筒に装着している。空気バイパス弁は DLE 燃焼器における適正な燃料と空気の混合比を確保する機能を持ち、部分負荷においては圧縮機吐出空気の一部を尾筒に直接バイパスさせることで、予混合燃焼領域の燃料の対空気比率を最適値に保持するように働き、その結果広い負荷範囲で安定した低 NO_x 運転を可能にしている。

大型ガスタービンでは高効率化のため更なる高温化が進んでおり、三菱重工業は 1500 級の G 型^(1.9) や H 型を開発している。これらの DLE 燃焼器は、前述した 1300 級の F 型で実績のある低 NO_x 燃焼技術を基に開発されている。

海外ではジェネラルエレクトリック(GE)社が 1350 級の F 型 MS7001FA において M701F と同様なマルチバーナ方式の DLE 燃焼器を開発しており、バーナ本数の切替により 50% 負荷以上で NO_x25ppm(15%O₂ 換算) 以下を保証している^(1.10)。また、1500 級 H 型ガスタービンでも、F 型の低 NO_x 燃焼技術が反映されており、TIT が 150 上昇しても NO_x 排出量は F 型と同等レベルを達成している^{(1.11)(1.12)}。

中型ガスタービン

中型ガスタービンも大型と同じく複数の缶型燃焼器を取り付けたマルチチャン方式を採用する場合や、アニュラ方式を採用する場合が多い。DLE 燃焼器としては、大型ガスタービンに採用されているマルチバーナ方式の他、形状が比較的単純で製造コストを低減できるラジアルスワローを用いたシリ

ーズ燃焼方式も採用されている例が多い。後者のタイプでは、マルチバーナ方式のようなバーナ本数制御による負荷変化の対応が取れないことから、広い負荷範囲で火炎を安定に保持できるように燃焼器頭部に大型のラジアルスワローを配置し、燃焼領域を半径方向に変化させているのが特徴である。図 1.9 に川崎重工業の 7MW クラスのガスタービン M7A-02D に採用されているシリーズ燃焼方式の DLE 燃焼器を示す^(1.13)。この燃焼器は、着火、安定燃焼のためのパイロットバーナと低 NOx のための予混合バーナ、さらに低 NOx モードでの負荷運転の変化に対応する追い焚きバーナを組み合わせたシリーズ燃焼方式を採用している。予混合バーナは、軸流スワローにガス燃料ノズルを組み合わせたプライマリバーナと大型のラジアルスワローにスプレーバー式のガス燃料ノズルを組み合わせたセカンダリバーナで構成され、均一な予混合気の形成と保炎性能の向上を両立させている。追い焚きバーナは燃焼用空気の導入部(ほぼ従来の希釈孔位置)に燃料を噴射し、空気と急速に混合させて燃焼室内に供給するが、高温の燃焼ガス中に供給されるため、通常では燃焼できないような希薄な混合気でも燃焼させることが可能で、一定の混合気範囲では追い焚き燃料の燃焼による NOx の生成はほとんどないという特徴を持つ。図 1.10 に DLE 燃焼器を搭載した M7A-02D の外観を、図 1.11 に燃料流量制御システムを示す^(1.14)。ガスタービンへ供給する全体の燃料制御は従来の拡散燃焼器と同じで一つの燃料制御弁で行い、DLE 特有の各バーナへの燃料配分の制御は、燃料制御弁の下流側に設けた DLE バーナ制御ユニットで行っている。このバーナ制御ユニットにより、起動および低負荷運転域ではパイロットバーナに燃料が供給され、拡散燃焼を行うことで安定した火炎が形成され、また 80% 負荷以上の運転域では DLE 運転モードに切り替えられ、パイロット燃料を絞ると同時に予混合バーナではプライマリバーナ、セカンダリバーナに燃料が供給される。図 1.12 に代表的な負荷運転時の NOx 排出値を示す^(1.14)。拡散燃焼モードから DLE 運転モードへの切替により NOx の排出は大幅に減少しているが、燃焼特性は不連続に急激に変化している。また、80% から定格負荷までは追い焚きバーナに燃料を供給して負荷運転の対応を行うが、この運転範囲では安定した予混合火炎が形成されるとともに、前述したように追い焚きバーナの特長により NOx の排出はほとんどないことがわかる。本制御システムにより M7A-02D の DLE 燃焼器は、NOx 値 23ppm(15% O₂ 換算)以下、CO 値 50ppm(15% O₂ 換算)以下を保証している。

中型ガスタービンにおいても DLE 燃焼器の低 NOx 運転範囲はユーザの関心事であり、広い DLE 運転範囲が要求されている。M7A-02D では上述の追い焚きバーナによる運転に加えて、VSV による圧縮機の流量制御と抽気弁のコントロールを組み合わせることにより 50% 以上の負荷範囲で低 NOx 運転を可能にするシステムを開発している。

一方、マルチバーナ方式の DLE 燃焼器を搭載するものには、日立製作所の H25、H15 等がある^(1.15)。

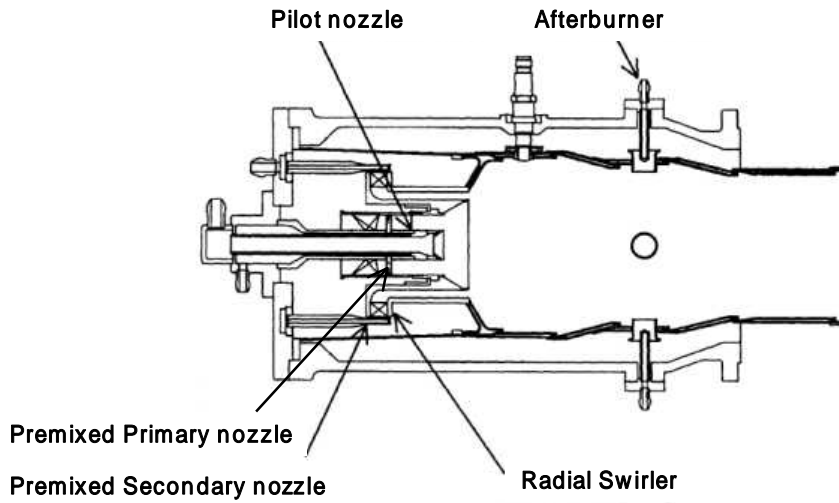


図 1.9 M7A-02D ガス焼き DLE 燃焼器の構造

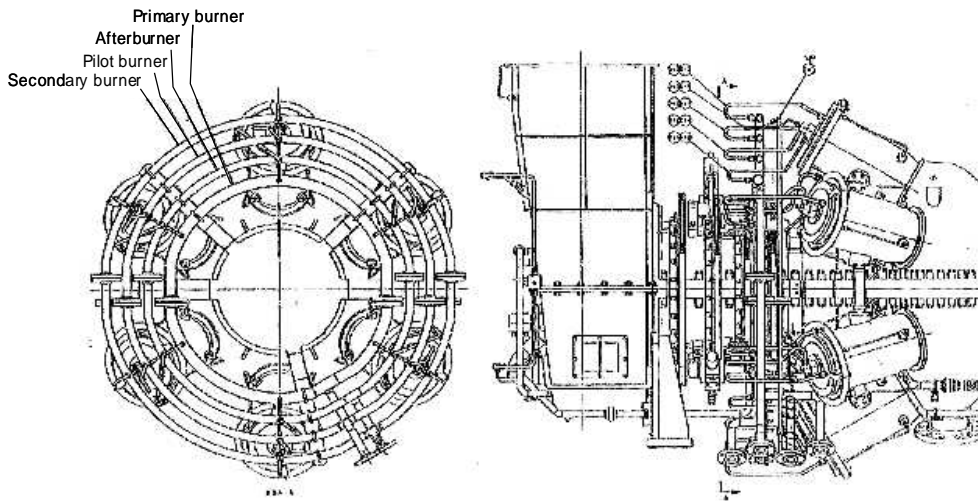


図 1.10 M7A-02D DLE 燃焼器の外観

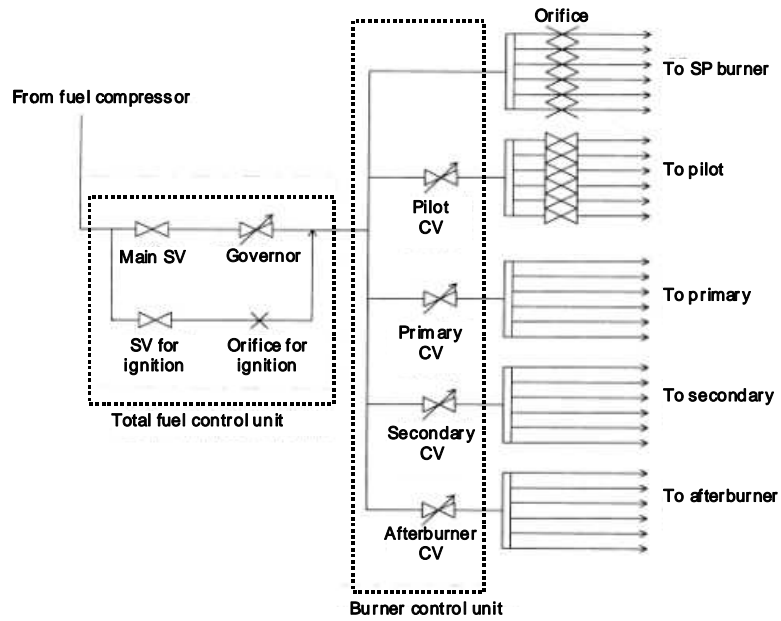


図 1.11 M7A-02D ガス焼き DLE 燃焼器の燃料流量制御系統

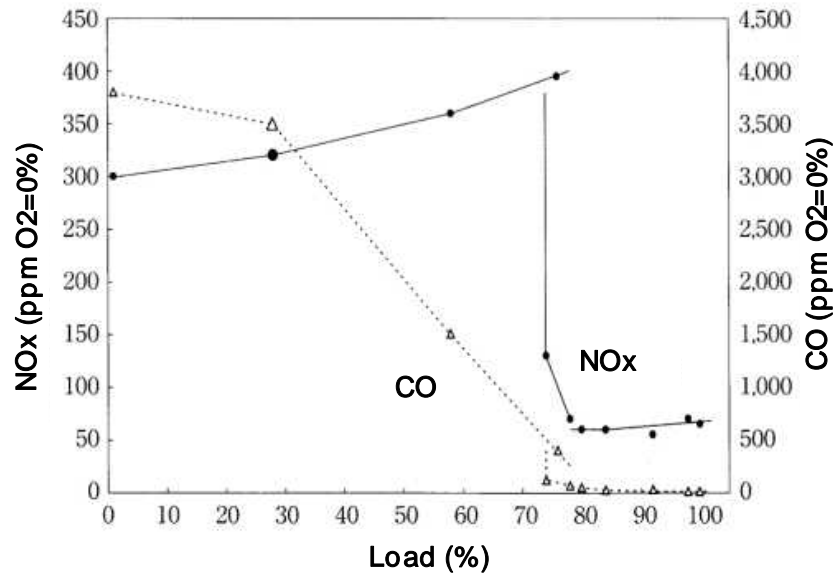


図 1.12 M7A-02D ガス焼き DLE 燃焼器の NOx・CO 排出量

海外では、ジームズ社がマルチチャンタイプの中型ガスタービンにラジアルスワロー方式の DLE 燃焼器を開発している^(1.16)。ソーラー社は 3～10MW クラスのガスタービンに SoLoNOx と呼ぶ希薄予混合バーナをそのアニュラ燃焼器に搭載している^(1.17)。6600kW クラスのガスタービンのトラス 70S の排ガス特性を図 1.13 に示す。拡散燃焼モードから DLE 運転モードへの切替により NOx の排出は大幅に減少しているが、燃焼特性は不連続に急激に変化している。部分負荷運転で燃焼領域希薄化による燃焼不安定を回避するため、圧縮機可変機構およびエアブリードバルブを利用して空気量制御を行い、燃焼領域の当量比を安定燃焼可能な範囲に制御している^(1.18)。これらの DLE 燃焼器では NOx, CO の排出について、M7A-02D とほぼ同等な性能を保証している。

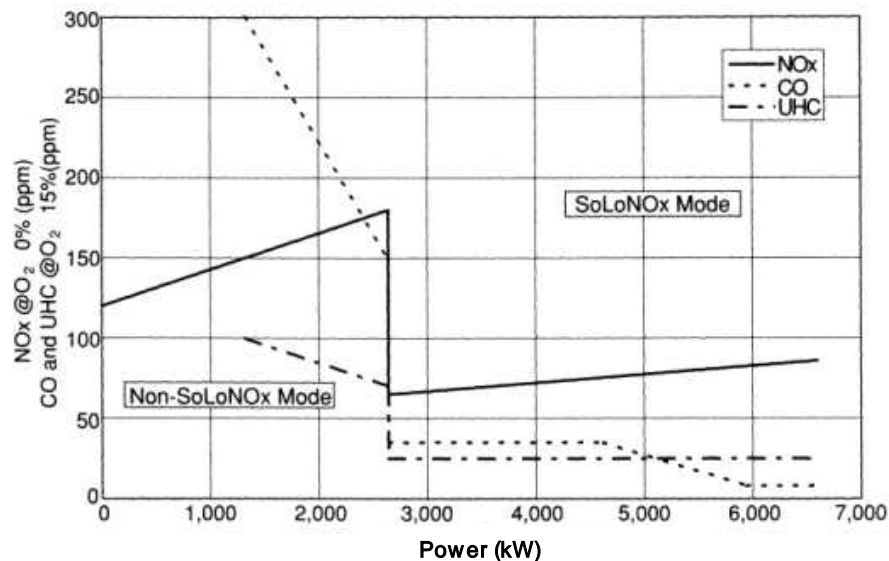


図 1.13 トラス 70S ガス焼き DLE 燃焼器の NOx・CO・UHC 排出量

小型ガスタービン

小型ガスタービンでは一個の缶型燃焼器を搭載した形態が多く、この DLE 燃焼器には中型ガスタービンと同様、マルチバーナ方式とラジアルスワローを用いたシリーズ方式による希薄予混合燃焼の両方が適用されている。マルチバーナ方式には川崎重工業の 1.5MW クラスのガスタービン M1A-13D に採用されている例があり、図 1.14 にその DLE 燃焼器の構造を示す^{(1.19)(1.20)(1.21)}。この燃焼器は、燃焼器頭部中央に拡散燃焼を行うパイロットバーナを 1 本取り付け、その周囲に予混合燃

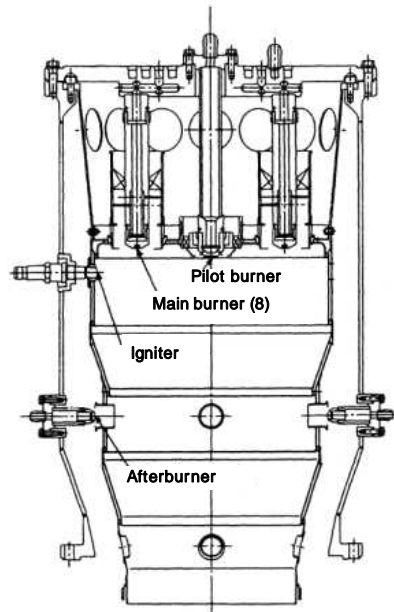


図 1.14 M1A-13D ガス焼き DLE 燃焼器の構造

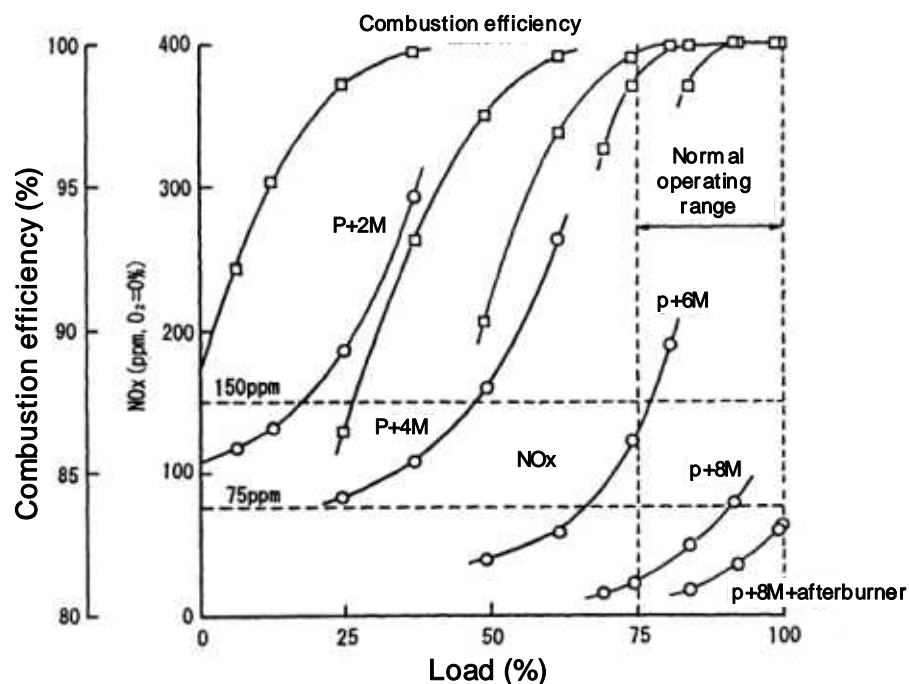


図 1.15 M1A-13D ガス焼き DLE 燃焼器の負荷運転時のバーナ本数制御と NOx 排出量・燃焼効率

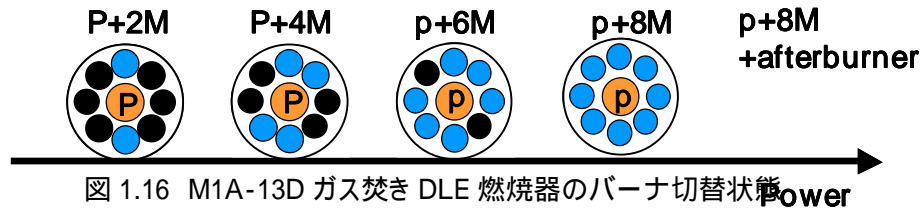


図 1.16 M1A-13D ガス焼き DLE 燃焼器のバーナ切替状態

焼を行う 8 本のメインバーナを配置している。マルチバーナ方式では負荷変化を予混合バーナの本数により制御を行うもので、図 1.15 および図 1.16 に示すように M1A-13D では負荷の増大に伴い、燃料を供給するメインバーナの本数を 2, 4, 6, 8 本と段階的に増やし、メイン燃焼領域を周方向に変化させることで、低 NOx 運転範囲の拡大を達成している。しかし、バーナ切替時には燃焼特性が不連続に急激に変化している。また、NOx 排出量を減らすためにメインバーナのスワアラ径を大きくして予混合気をより希薄化するとともに、予混合燃料ノズルとスワアラのマッチングを最適化することにより、より均一な予混合気を形成して、NOx 排出量 25ppm(15%O₂ 換算)以下を保証している。

また、三井造船でも 1MW クラスのガスタービン SB5 を開発している^(1.22)。パイロットバーナ 1 本とメインバーナ 6 本を組み合わせたものであり、燃料を供給するメインバーナの本数を 2, 4, 5, 6 本と段階的に制御しており、NOx 排出量 25ppm(15%O₂ 換算)以下を保証している。その燃料流量制御系統を図 1.17 に示す。

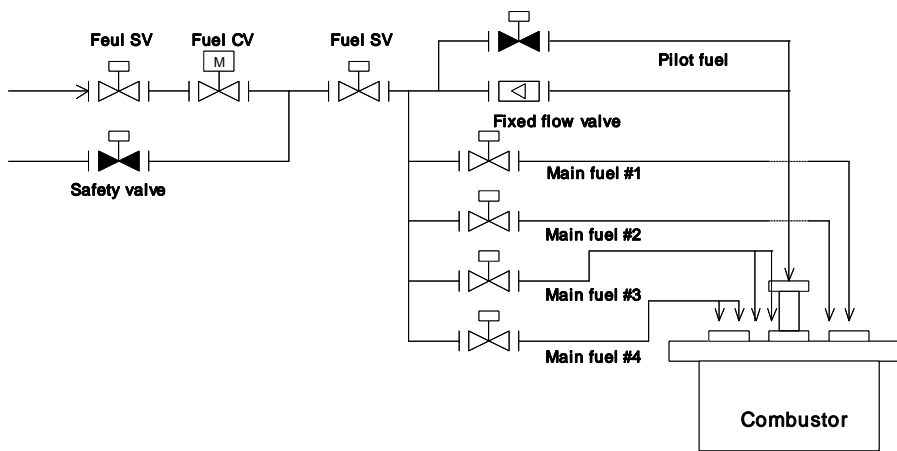


図 1.17 SB5 ガス焼き DLE 燃焼器の燃料流量制御系統

ラジアルスワアラをもちいたシリーズ方式の DLE 燃焼器を採用するガスタービンとしては、東京ガスと石川島播磨重工業の IM270 に採用されている例があり、図 1.18 にその DLE 燃焼器の構造を示す^{(1.23)(1.24)(1.25)}。燃焼器頭部に 2 組の予混合ノズルが同心円状に配置され、その中央には拡散ノズルが取り付けられており、メイン燃焼領域を半径方向に変化させているのが特徴である。中央の拡散ノズルをパイロット、内径側の予混合ノズルをプライマリ、外径側の予混合ノズルをセカンダリと呼ぶ。プライマリは希薄燃焼限界近くの当量比に設定されているが、パイロットの拡散火炎によって安定に保炎される。さらにセカンダリは希薄燃焼限界以下の当量比に設定されているが、パイロット、プライ

マリの火炎によって保炎され、安定した低 NOx 燃焼が実現できる。燃料流量制御系統は図 1.19 のように 3 系統となっており、図 1.20 に示すような燃料供給スケジュールになっている。図 1.21 に排ガス特性を、図 1.22 に負荷に対する発電出力の変化を示す。50%以上の負荷範囲で低 NOx 運転を可能にしているが、セカンダリノズルへの燃料供給が開始される負荷にて、NOx、燃焼効率等の燃焼特性が不連続に急激に変化しており、また発電出力が大きく変動している。プライマリ・セカンダリのステージングバルブの開閉タイミングを微調整することにより出力の変動幅を約 1/3 以下に抑制はできるものの、出力変動を回避することは困難である。

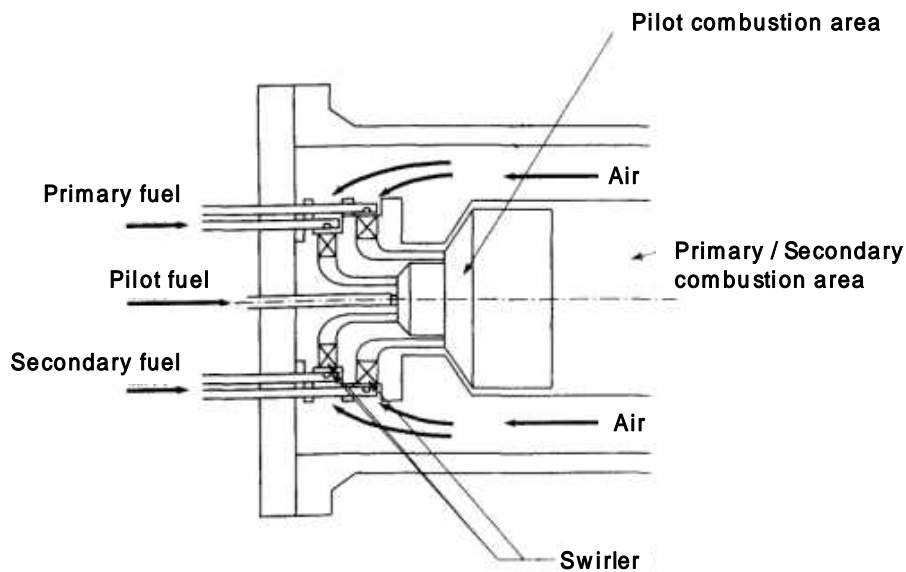


図 1.18 IM270 ガス焼き DLE 燃焼器の構造

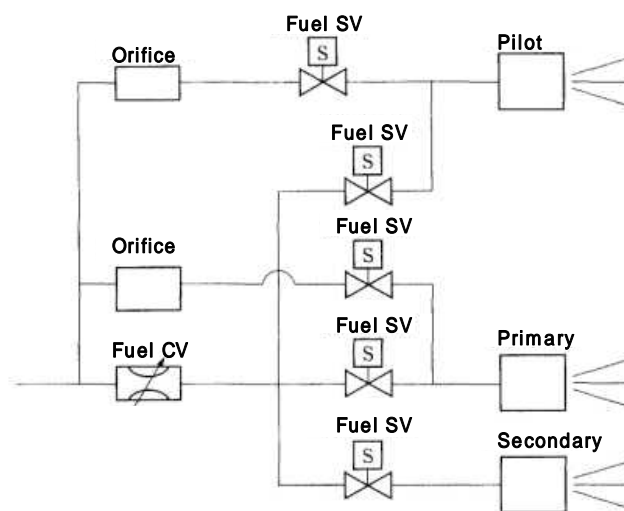


図 1.19 IM270 ガス焼き DLE 燃焼器の燃料流量制御系統

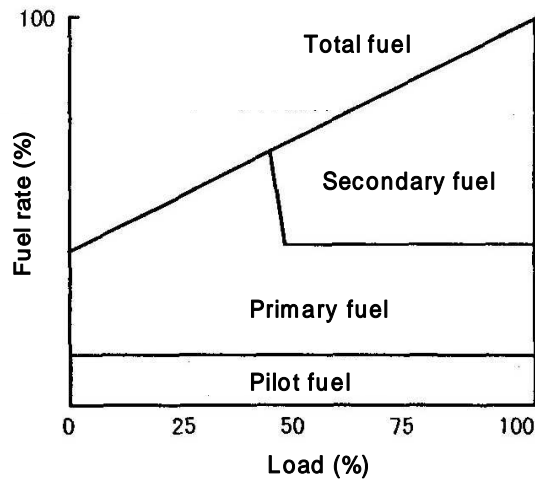


図 1.20 IM270 ガス焼き DLE 燃焼器の燃料供給スケジュール

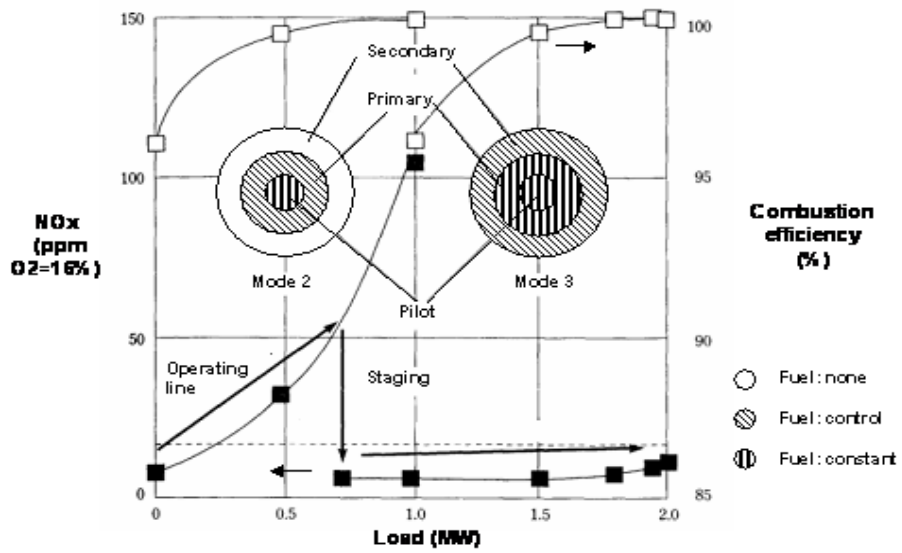


図 1.21 IM270 ガス焼き DLE 燃焼器の排ガス特性

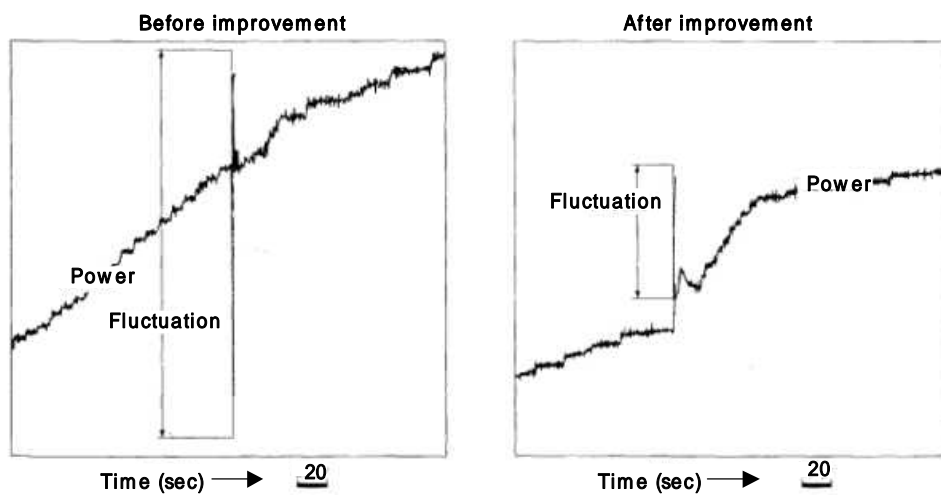


図 1.22 IM270 ガス焼き DLE 燃焼器の負荷に対する発電出力の変化 (左図は改善前, 右図は改善後の状態)

また、700kWクラスではじめて再生サイクルを採用した川崎重工のS7A-01の他^(1.26)、50kWのマイクロガスタービンとして注目されているトヨタタービンアンドシステムのTG051^(1.27)等もあり、これらも50%以上の負荷範囲で低NOx運転を可能にしている。

以上のように、予混合希薄燃焼法では、燃料濃度を均一にすれば局所的に火炎温度が高温となる領域を回避でき、また燃料の希薄化により火炎温度自身を低下させることができるため、Thermal NOの大幅な抑制が可能になるので、定格発電出力を問わず、この燃焼方式を採用したDLE燃焼器が実用化・商品化されつつある。しかし予混合燃焼の場合、NOxの発生を抑制しながら安定に燃焼する当量比範囲は狭く、燃焼を希薄にし過ぎると不完全燃焼を生じて燃焼の安定性が著しく悪くなり、燃焼効率の低下、さらには火炎を保持することができなくなる恐れがある。そのため、この予混合希薄燃焼法による低NOxガスタービン燃焼器では、マルチバーナ燃焼方式やシリーズ燃焼方式のように、作動するバーナの本数や燃料流量の制御等を行い、メイン燃焼領域を周方向もしくは半径方向に変化させて燃焼領域の当量比範囲を最適に保つ工夫が必ず必要である。しかし、現在実用化されている方法では複数のバーナが存在するため負荷を変える場合にはバーナ切替を行うが、図1.12、図1.13、図1.15、図1.21のようにNOxや燃焼効率等の排ガス特性が急激に不連続に変化することがあり、燃料流量制御弁等の操作を適切に行わなければ、図1.22に示すような発電出力の変動に繋がる。またバーナ切替のタイミング等が適切でなければ、失火等の問題が生じる恐れも報告されている^(1.28)。

1.2.2 流体制御に関する従来の研究

前述のように、希薄予混合燃焼法による低NOxガスタービン燃焼器での複数燃料流量制御は、流量制御弁によって行われており、これ以外の流量制御方法は今のところない。一方、ガスタービン燃焼器以外の分野であるが、流体振動型流量計の研究においては、流体の噴出方向や量を変えるための流体制御に関する研究がなされてきた。流体振動流量計の起源は第二次世界大戦前、空気による制御回路にまで遡る。噴出管による制御装置^(1.29)、エアマイクロメータ^(1.31)等がこの例であり、これらは現在でも使われている。しかしこれらは、流体の噴出方向や量を変えるために、噴射管やフラップ^(1.29)を機械的に動かすことが必要であり、機械可動部を持つため寿命が比較的短いという問題を持っている。

ところが、1950年代半ばに旧ソビエトで流体が固体に付着する原理を利用した可動部のない流体素子(フルイディスク)が開発された^(1.30)。これは図1.23に示すように航空機の翼に似た断面をもっており、供給流体の流れ方向を切り替える目的に供されていた。この技術は1960年代頃にアメリカとヨーロッパに伝えられたが、当時このフルイディスクに関する研究の多くは軍事目的でなされていた。

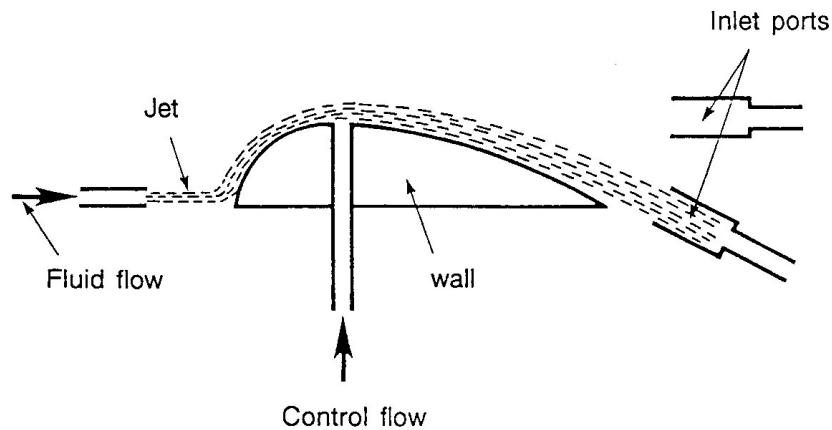


図 1.23 翼型フルイデックス

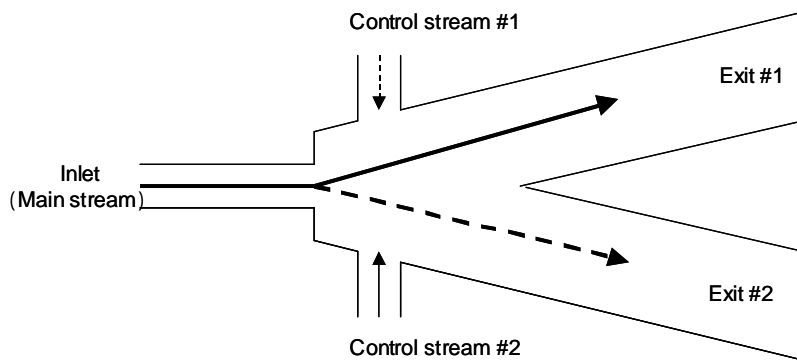


図 1.24 壁付着型フルイデックス

フルイデックスは当時の電子回路と比較すると、温度、湿度、放射能、電氣的ノイズの影響を受けず、防爆性においても優れていたため、これを航空宇宙工学方面において宇宙船やミサイルのシーケンス制御回路、論理回路、サーボ機械に応用することが考えられたためである。

フルイデックスの中で代表的な壁付着型素子^(1.30)を図 1.24 に示す。供給口からの主噴流は制御口からの微弱な制御流により出口 1 または出口 2 のいずれか一方に片寄って流れる。図 1.24 は主噴流が制御口 2 からの制御流によって出口 1 の方向に流れている様子を示したものである。この場合、出口 1 側に片寄った流れは壁付着効果(コアングダ効果)によって壁付着流れとなり、制御流がなくなっても図 1.24 の状態は維持される。また、このフルイデックスはフリップ・フロップ動作をするため、この出力はアクチュエータ等を作動させるために用いられる。このほかに、フルイデックスを NOT, OR/NOR, AND 動作をする素子として応用する研究等が行われたが^(1.31)、このような応用技術は急速な電子回路技術の発達に伴い終息してしまった。

しかし、図 1.24 のフルイデックスにおいて、出口 1 からの流れの一部を制御口 1 に、出口 2 からの流れの一部を制御口 2 にそれぞれフィードバックさせるような構造にしておくことにより、主噴流は出口 1 と出口 2 との間で周期的に変動する流れとなり、その周期から主噴流の流量が計測できるという発想が 1970 年代初頭における流体振動型流量計の研究に繋がった^{(1.32)(1.33)}。その後、決められた

圧力損失の範囲内で、計測流量可能範囲を低流量側に拡大するために、ターゲットと呼ぶ四角柱をノズルの下流に設け、噴流の切替を促進させる改良が行われた^(1.34)。その原型モデルを図 1.25 に示す。その後更なる改良が行われ、1980 年代終わりに、日本国内の都市ガス用メーターに必要な条件をすべて満たし、その大きさが従来型の膜式メーターの 1/5 以下の体積で、可動部がなく故障が少ないガスメーターの開発された^(1.35)。この流体素子部分の形状を図 1.26 に示す^(1.36)。

以上のように、流体で流体の噴出方向や量を制御するフルイデックスは流体振動流量計に適用されたが、ガスタービン燃焼器の燃料流量制御には適用された例はない。

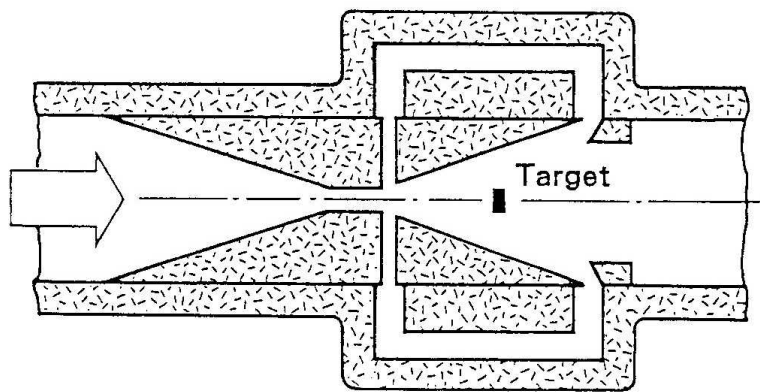


図 1.25 ターゲット付流体振動型流量計

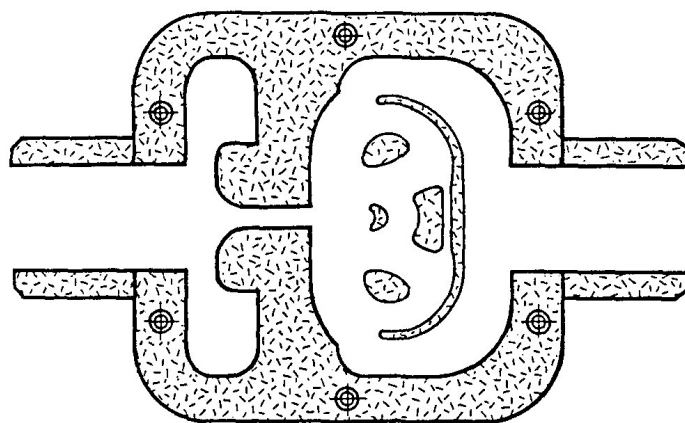


図 1.26 ガスメーター用流体振動型流量計

1.3 燃料自動分配方式の提案

そこで、気体燃料を用いた希薄予混合燃焼法による低 NOx ガスタービン燃焼器の燃料流量制御機構として、出力の変動や失火のトラブルに繋がりにくい複数のバーナの燃料流量制御ではなく、流体で流体の噴出方向や量を制御するというフルイディスクの考えにヒントを得た「燃料自動分配方式」での燃料流量制御を考案した。この燃料自動分配方式は、気体燃料を用いた燃焼器に単一の燃料系統を用い、燃焼用空気流とガス燃料噴流の相互作用により、負荷に応じて自動的にメイン燃焼領域とパイロット燃焼領域に燃料を分配するものである。燃料分配方式の概念図を図 1.27 に示す。この燃料自動分配方式を組み込んだ燃料分配混合部は燃焼器上流部に配置されている。燃料分配混合部は、外側が低 NOx 化のための希薄予混合燃焼を行う領域(メイン領域)であり、内側は燃

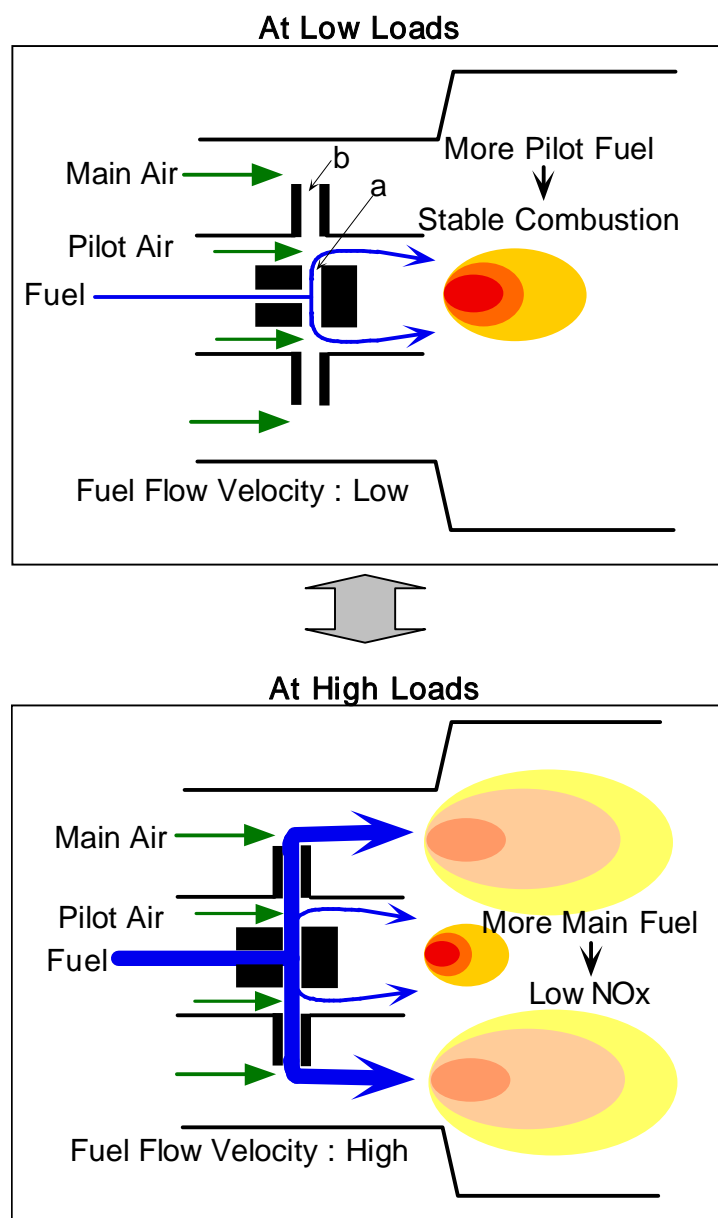


図 1.27 燃料自動分配方式の概念図

焼安定化ための領域(パイロット領域)である。燃料系統は複数でなく単一である。燃料噴出管(図 1.27 の a)の外周部に燃料導入管(図 1.27 の b)を配置し、両者の間にパイロット用の燃焼空気の一部が流れる隙間を設け、燃料噴流とパイロット用燃焼空気流とを意図的に衝突させるような構造となっている。本論文では、このように燃料を分配する部分を「燃料分配モジュール」と呼ぶ。

低負荷時はガス燃料噴流の流速が遅いため、パイロット用燃焼空気流の影響を大きく受け、ガス燃料はパイロット流路に供給され、燃焼器内上流の中心付近で安定して燃焼すると考えられる。逆に、高負荷時はガス燃料噴流の流速が早いため、パイロット用燃焼空気流の影響をほとんど受けずに、ガス燃料の大部分が燃料導入管(図 1.27 の b)を通してメイン流路に供給され、多量のメイン用燃焼空気と混合して形成される可燃希薄予混合気が燃焼領域に供給されて、低NO_x燃焼が実現すると考えられる。

さらに、各燃焼領域の燃料流量は負荷に応じて互いに相関して変化するため、特別な制御を付加しなくとも燃焼領域が変化する負荷での燃焼安定性の悪化を抑制し、出力の変動等を回避することができると考えられる。

1.4 本研究の目的および本論文の構成

本研究は、気体燃料を用いた希薄予混合燃焼法による低 NO_x ガスタービン燃焼器の燃料供給系統に燃料自動分配方式を応用した燃料流量制御機構を適用した場合の燃料分配特性や燃焼特性の評価を行い、低 NO_x ガスタービン燃焼技術として確立することを目的として実施したものである。

本論文は 5 章からなり、以下のように構成される。

第 1 章は序論であり、本研究の背景、ガスタービンの低 NO_x 化、特に希薄予混合燃焼技術に関する現状と問題点について概説し、流体で流体の噴出方向や量を制御するというフルイディクスの考えにヒントを得て考案した「燃料自動分配方式」による燃料分配機構の原理と特徴について述べるとともに、本研究の目的と本論文の構成を述べている。

第 2 章では、第 1 章で提案した燃料自動分配機構が、ガスタービン運転条件において、実際に機能するかどうかを検討する。燃料自動分配機構を備えた燃焼器に関して、CFD 計算による非燃焼場での燃料分配特性や燃焼試験による燃焼特性等を評価し、燃料自動分配方式の実現可能性を検討する。また、この試作燃焼器の課題を検討する。

第 3 章では、簡略化した長方形型の流路構造をもった燃料分配混合部を使用し、燃料自動分配方式のキーとなる燃料分配モジュールの仕様が、燃焼性能に影響を及ぼすと考えられる燃料分配に与える影響を定量的に把握し、実際の燃焼器に用いる場合に推奨される燃料分配モジュールの仕様を抽出する。さらに、高負荷時の低 NO_x 化を目指した燃料分配モジュールの改良を行い、その

改良型燃料分配モジュールの燃料分配特性,特にメイン領域の当量比分布への影響を評価する。
また,供給する気体燃料の種類を変えた場合の燃料分配特性への影響についても評価する。

第4章では,実機への適用を視野に入れ,高負荷時のNO_x低減,燃焼器全圧損失率の低減,中負荷以下の燃焼効率の向上を中心に,第3章で得られた知見等を考慮し燃焼器の改良を実施する。高負荷時のNO_x低減に関しては,第3章で燃料分配特性を評価した改良型燃焼分配モジュールを用いて燃焼特性を評価する。燃焼器全圧損失率の低減に関しては燃焼器の開口面積を増加させ,中負荷以下の燃焼効率の改善に関しては2種類の改造を実施し燃焼特性を評価する。さらに,実機条件に近い燃焼器入口全圧条件での燃焼特性を評価し,最後に,実機を模擬したセクタ模型での燃焼特性を評価し,実機適用に関する知見や留意点をまとめる。

第5章では,本研究の各章で得られた結言を総括して結論を述べる。

参考文献

- (1.1) IEA(国際エネルギー機関), Natural Gas Prospects to 2010, (1996).
- (1.2) 天然ガスコージェネレーション計画・設計マニュアル 2002, 月刊「クリーンエネルギー」別冊号, 日刊工業出版, (2002), pp.187.
- (1.3) 天然ガスコージェネレーション計画・設計マニュアル 2002, 月刊「クリーンエネルギー」別冊号, 日刊工業出版, (2002), pp.188.
- (1.4) Davis, L., Washam, R. M., (1989), ASME Paper 89-GT-255.
- (1.5) Lyons, V. J., “Fuel/Air Nonuniformity-Effect of Nitric Oxide Emissions”, Paper prepared for nineteenth AIAA Aerospace Science Meeting, (1981)
- (1.6) G. L. Touchton, Trans. of the ASME, Vol. 107. (1985), pp.706-713.
- (1.7) 木村武清 他1名, 日本ガスタービン学会誌, Vol.32, No.1, (2004), pp.27-33.
- (1.8) 古賀勉, Engine Technology, Vol.4, No.1, (2002), pp.15-19.
- (1.9) 秋田栄司 他1名, 日本ガスタービン学会誌, Vol.27, No.1, (1995), pp.138-145.
- (1.10) Vandervort, C., L., (2000), ASME Paper 2000-GT-0086.
- (1.11) 江波戸智, 日本ガスタービン学会誌, Vol.30, No.1, (2002), pp.13-17.
- (1.12) 石井潤治, 日本ガスタービン学会誌, Vol.27, No.3, (1995), pp.161-165.
- (1.13) 木下康裕, 日本ガスタービン学会誌, Vol.29, No.6, (2001), pp.447-452.
- (1.14) 木下康裕 他5名, 川崎重工技報, 148号, (2001), pp.24-27.
- (1.15) 竹原勲, 日本ガスタービン学会誌, Vol.31, No.3, (2003), pp.151-154.
- (1.16) Cramb, D., J., (2001), ASME Paper 2001-GT-0076.
- (1.17) 小野与志美 他1名, 日本ガスタービン学会誌, Vol.31, No.3, (2003), pp.142-145.

- (1.18) 産業用コージェネレーション実用技術開発 - システム総合調査, H12 年度 NEDO 委託業務
成果報告書, (2001), pp.135.
- (1.19) Kitajima, J., et. Al., (1995), ASME Paper 95-GT-0255.
- (1.20) 木村武清, Engine Technology, Vol.4, No.1, (2002), pp.20-24.
- (1.21) 安部利男 他 1 名, 日本ガスタービン学会誌, Vol.23, No.89, (1995), pp.46-53.
- (1.22) 高木俊幸, 日本ガスタービン学会誌, Vol.28, No.4, (2000), pp.321-322.
- (1.23) 矢作正博, コージェネレーション, Vol.12, No.2, (1997), pp.15-18.
- (1.24) 米澤克夫 他 3 名, 石川島播磨技法, Vol.38, No.5, (1998), pp.277-285.
- (1.25) 森雅晶, 日本エネルギー学会大会講演要旨集, (2000), pp.231-234.
- (1.26) 楠本吉昭, 日本ガスタービン学会誌, Vol.31, No.3, (2003), pp.137-141.
- (1.27) 樋口新一郎 他 3 名, 日本ガスタービン学会誌, Vol.29, No.3, (2001), pp.146-151.
- (1.28) 山矢太, 日本ガスタービン学会誌, Vol.29, No.1, (2001), pp.22-26.
- (1.29) 吉田鎌一, フルイデイクスの使い方・作り方, オーム社, (1972).
- (1.30) 東京航空計器研究開発グループ, 知りたいフルイデイクス, ジャパンマシニスト社, (1970).
- (1.31) Foster, K., Fluidics, Wiley, (1971).
- (1.32) Tippet, J. R., Automatic, Vol.9, (1973), pp.35.
- (1.33) Boucher, R. F., Preprints of Symposium Power Fluidics for Process Control, (1973), pp.39.
- (1.34) Yamasaki, H., et al., Preprints of 14th Fluidics Symposium, SICE, (1973), pp.115.
- (1.35) Yasuda, H., et al., Preprints of International Gas Research Conference, (1989), pp.261.
- (1.36) 岡林誠, 東京大学博士論文, (1992).

第2章 燃料自動分配方式の実現可能性検討

2.1 緒言

第2章では、第1章で提案した燃料自動分配機構が、ガスタービン運転条件において、実際に機能するかどうかを検討する。この燃料自動分配方式は、気体燃料を用いた燃焼器に単一の燃料系統を用い、燃焼用空気流とガス燃料噴流の相互作用により、負荷に応じて自動的にメイン燃焼領域とパイロット燃焼領域に燃料を分配するものである。燃料自動分配機構を備えた燃焼器を、産業用のコージェネレーションとして実際に使用されるガスタービンの燃焼器に近いサイズで試作し、CFD 計算による非燃焼場での燃料分配特性や加圧燃焼試験による燃焼特性を評価し、燃料自動分配方式の実現可能性を検討する。

2.2 試作燃焼器の構造

まず、この燃料自動分配方式の実現可能性を評価するために、非燃焼場での CFD 計算を実施することにした。非燃焼場での CFD 計算での検討を行う上で必要となる燃焼器の概略構造を図 2.1 に示す。この燃焼器は、産業用ガスタービンとしてよく利用されているマルチチャン型燃焼器(燃焼器: 6 個、出力: 約 3,240 kW)のうちの 1 つの燃焼器として想定したものである。想定している 6 カンニュラ型のガスタービン燃焼器の運転条件を表 2.1 に示す。希釈空気および燃焼器冷却空気を含めた定格全当量比は約 0.3 であり、圧力比は約 10 を想定している。燃焼器は上流側から、燃料分配混合部(Fuel supply unit)、ライナ部(Liner: 内径約 140 mm)、尾筒部(Transition piece)で構成されている。燃焼器の直径および軸方向長さは、市場導入されている同出力の燃焼器とほぼ同じである。ライナ外周部には、外周空気流路側にリング上の突起を配置し斜孔を分布させ、冷却効果を高めた冷却構造を採用した^(2.1)。さらにライナの遮熱性を向上させるために、ライナ内側にはヒートシールドを取り付けた。この冷却構造を図 2.2 に示す。

燃料分配混合部の詳細図を図 2.3 に、燃料分配モジュール(Fuel distributing module)の詳細図を図 2.4 に、空気流れ方向から見た図 2.3 の V 断面での燃料分配モジュールの構造を図 2.5 に示す。保炎性を高めるために、メイン領域およびパイロット領域にはそれぞれスワラ(メイン: 8 枚 36°, パイロット: 10 枚 50°)が取り付けられている。燃料導入管(Fuel passage hole)は燃料噴出管(Fuel injection nozzle)の外側に配置されており、その間には隙間(Gap)を設け、パイロット燃焼空気の一部が流れるような構造となっている。

メイン領域の半径方向の当量比の均一性を高めるために、1 つの燃料分配モジュールには燃料導入管および燃料噴出管がそれぞれ軸方向に直列に 2 つずつ配置し、燃料導入管のメイン領域側

の開口位置を半径方向にずらしてある。さらに、メイン領域の周方向の当量比の均一性を高めるために、1つの燃料分配混合部にはこの燃料分配モジュールを周方向に8個配置されている。燃料供給は1系統である。

また、燃料分配混合部出口部にはメイン流路を保持するための周状6箇所ストラットを設けており、そのストラットの1つには点火栓が内挿されている。またその下流にはメイン混合気の一部をパイロット流路に導く構造の保炎器を設けている(後述する燃焼器タイプAおよびタイプBの場合)。

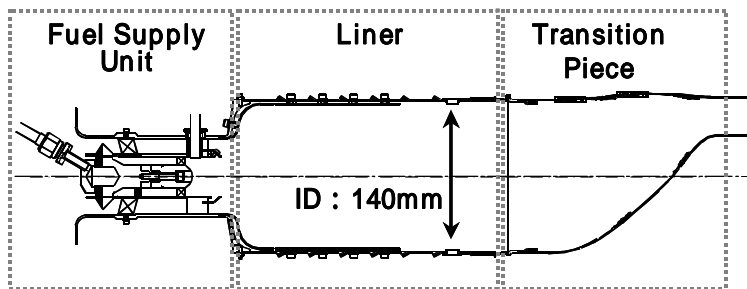


図 2.1 燃焼器全体の概略構造

表 2.1 想定しているマルチチャン型(燃焼器 6 個)ガスタービン燃焼器の運転条件

Pressure ratio	-	10
Compressor discharged temperature (CDT)	K	611
Air flow velocity at the liner (U)	m/s	25
Combustor exit temp. (turbine inlet temp.)	K	1330
Overall equivalence ratio excluding turbine cooling air (t)	-	0.33
Load of each combustor	kW	540

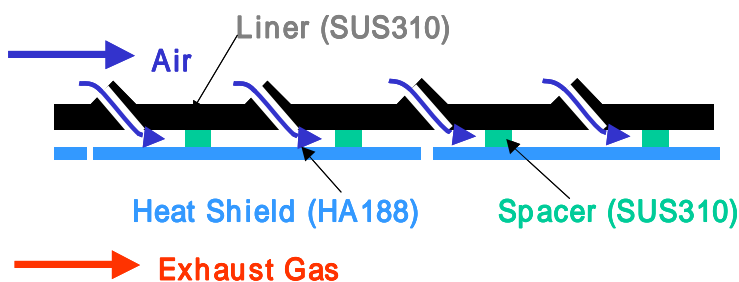


図 2.2 ライナ壁面の冷却構造

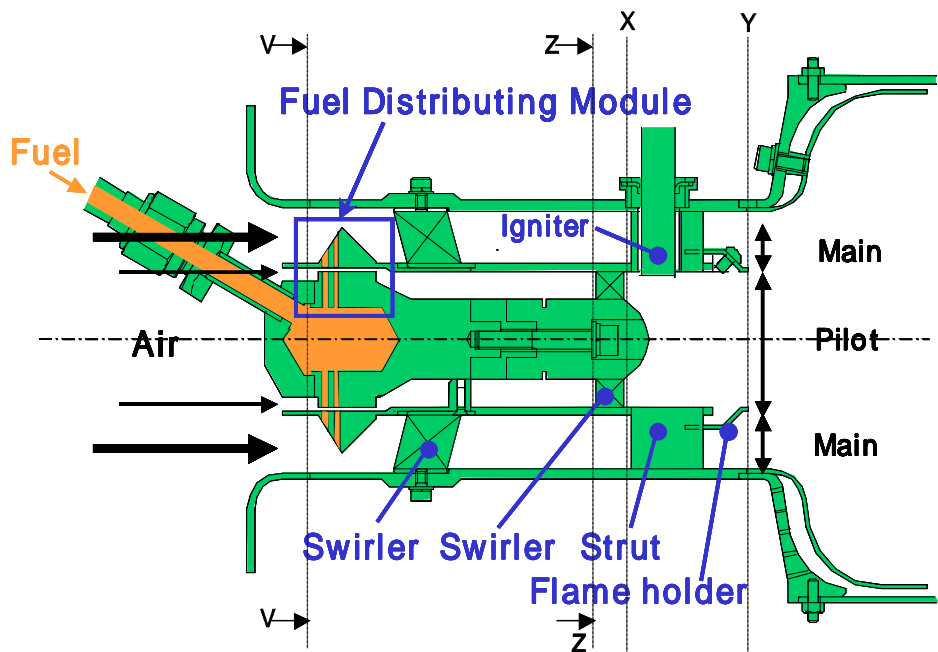


図 2.3 燃料分配混合部の詳細構造

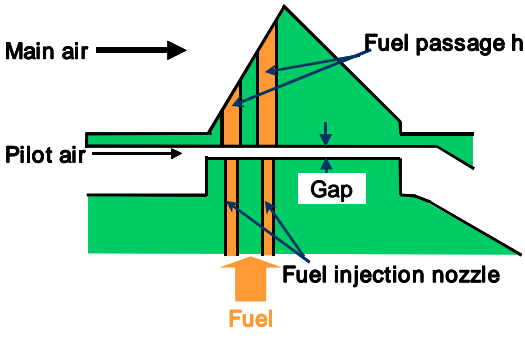


図 2.4 燃料分配モジュールの詳細構造

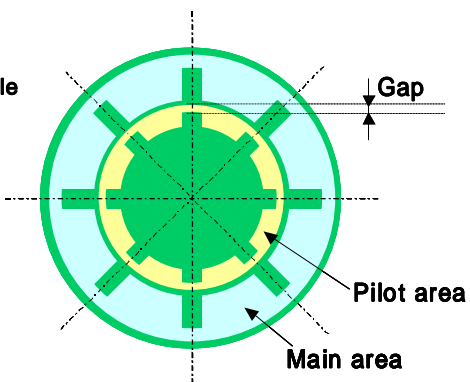


図 2.5 空気流れ方向から見た V 断面での燃料分配モジュールの構造

2.3 CFD 計算による燃料自動分配方式の実現可能性検討

この CFD 計算の目的は、実燃焼器の構造に近い形状において、考案した燃料自動分配方式の実現可能性を評価することである。そのため計算過程が複雑になる燃焼場での計算は実施せず、非燃焼場での燃料分配に関する計算を実施することにした。

気体燃料と空気の挙動を、質量保存方程式、運動方程式(圧縮性ナビエ・ストークス)、乱流エネルギー方程式および渦消散方程式(k-モデル)、ガス拡散方程式で記述し、有限体積法により定常状態の各領域の濃度、流速、圧力を計算し、燃料分配混合部内の当量比分布を評価した。解析ソフトは「Star-CD」を用いた。燃料分配モジュールが周状 8 個設置しているため、その 1 個分を中心とした 1/8 セクター(中心角 45°分)となる 3 次元領域を計算領域(約 40 万メッシュ)とし、周期境界条件とした。ストラットは 6 個であるため、その抵抗を考慮した大きさに変更した。図 2.6 に計算領域とその計算結果(当量比分布)の一例を示す。想定している出力のガスタービンの実機運転条件を考慮し、空気温度 CDT は 623 K に、希釈空気および燃焼器壁面冷却空気を含む燃焼空気体積を燃焼器ライナ断面積で割った断面空気流速 U は約 24 m/s に、燃焼器入口全圧は 0.8 MPa に設定した。流入空気の流速分布は均一とした。希釈空気および燃焼器冷却空気を含めた定格での全当量比 ϕ は約 0.3 を想定しており、メインおよびパイロット領域に供給する空気は、全空気量の約 50%とした。こうすることで、定格での燃焼領域の当量比は約 0.6 となり、定格での低 NO_x 化・高燃焼効率

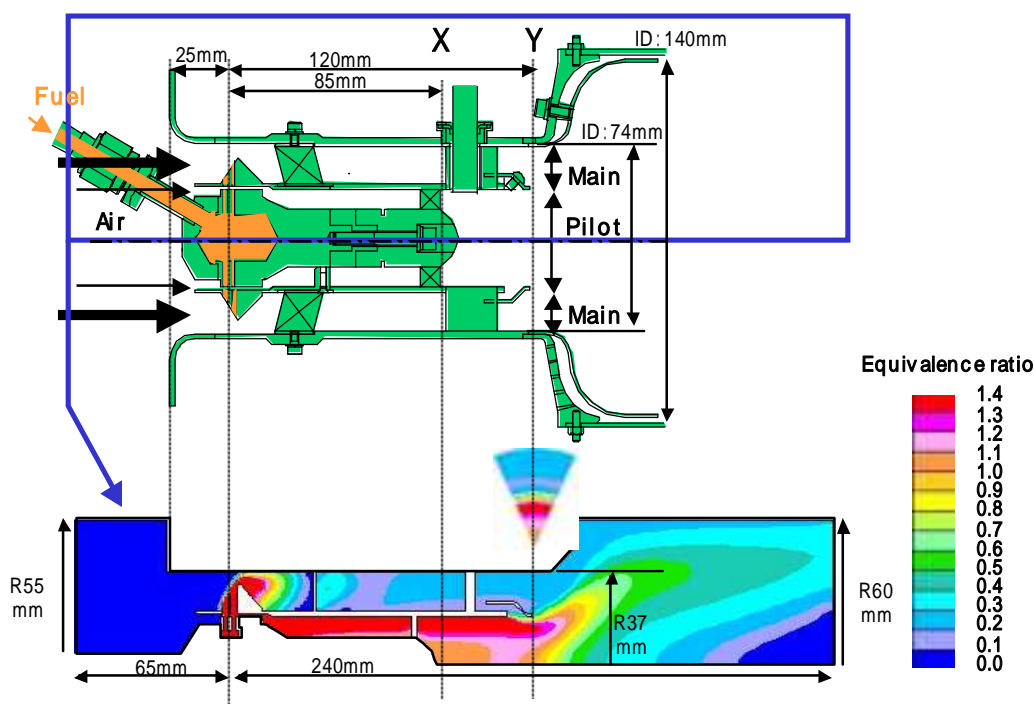


図 2.6 計算領域と計算結果(当量比分布)の一例

が期待できる。低負荷から高負荷までの燃料分配の状態を評価するため、全当量比 ϕ_t は、0.05, 0.10, 0.15, 0.20, 0.25, 0.30 の 6 種類を設定した。燃料は、「13A」と表記される天然ガスコージェネレーションとして通常使用される、メタン 88%, エタン 6%, プロパン 4%, ブタン 2% の混合ガスを設定した。

キーとなる燃料分配モジュールの仕様であるが、燃料噴出管の直径はその個数が決まっていれば燃料ラインの圧損の制限から自ずとその下限値が決まる。また、燃料導入管の直径は、燃料を受け入れる機能を備える必要があるため、燃料噴出管の直径より大きくすることが適切であると考えられる。よって各燃料噴出管の直径 1.6 mm とし、各燃料導入管の直径は面積で約 2.5 倍となる 2.6 mm とした。ただし、両者の隙間に関しては、どの程度の距離が必要かは未知である。隙間が小さすぎると低負荷から燃料がメイン側に供給されパイロット側の保炎ができなくなる可能性があり、逆に隙間が大きすぎると高負荷になっても燃料がメイン側に供給されず低 NOx とならない可能性がある。まずは、両者の隙間を、燃料噴出管の直径に近い 1.2 mm として計算を実施し、燃料分配の状態を評価することとした。

各全当量比 ϕ_t での燃料分配混合部内の当量比分布(横断面図および図 2.3 の Y 断面)を図 2.7 から図 2.12 に、図 2.3 の X 断面におけるメイン領域の平均当量比 ϕ_m と全当量比 ϕ_t の関係を図 2.13 に、図 2.3 の X 断面におけるパイロット領域の平均当量比 ϕ_p と全当量比 ϕ_t の関係を図 2.14 に示す。まず燃料分配特性を評価するために、保炎器上流側の X 断面における各領域の当量比を評価した。全当量比 ϕ_t が 0.15 までは、パイロット領域のみに燃料が供給されており、メイン領域には供給されず、負荷の上昇とともにパイロット当量比が増加している。しかし、全当量比 ϕ_t が 0.20 では、メイン側にも燃料が供給されており、さらにパイロット領域の混合気の当量比 ϕ_p は減少していき、定格に近い全当量比 $\phi_t = 0.30$ では、メイン領域の平均当量比は約 0.6 に、パイロット領域の平均当量比は約 0.5 となっている。次に燃焼性能を左右する燃料分配混合部出口部での各領域の当量比分布を評価するために、保炎器下流側の Y 断面における各領域の当量比分布を評価した。今回用いた保炎器ではメイン混合気の一部がパイロット流路に導かれる構造となっており、低負荷ではパイロット流路外周部の当量比が少し低くなるが、メイン流路の当量比分布はほとんど変化しない。燃料分配特性に関しては保炎器上流側(X 断面)での結果と大きな差異はない。定格に近い全当量比 $\phi_t = 0.30$ では、メイン領域の当量比は 0.4~0.8 に、パイロット領域の当量比は約 0.4~0.6 となっている。メイン領域外周部の当量比がやや高いものの、その平均当量比は想定していた約 0.6 となっている。

この CFD 計算結果より、低負荷ではパイロット側に燃料が供給され安定燃焼し、さらに高負荷ではメイン側に燃料が供給され低 NOx 燃焼となると考えた燃料自動分配方式であるが、実燃焼器の形状および運転条件においてそのような燃料分配が実現できる可能性が高いと考えられる。また、未知であった燃料噴出管と燃料導入管の隙間の寸法であるが、今回設定した 1.2mm という寸法において、定格でのメイン側当量比 ϕ_m およびパイロット側当量比 ϕ_p が、想定している値に近いものとなってい

ることがわかった。ただし、この隙間等の燃料分配モジュールの仕様の変化が、燃料分配への程度影響を及ぼすかは把握できていない。これに関しては第 3 章において評価する。

以上の CFD 計算による非燃焼場での燃料分配特性の評価から、実燃焼器の形状および実機相当運転条件において燃料自動分配機構は機能し、さらに設定した燃料分配モジュールの仕様にて、メインおよびパイロット領域の当量比も適切な値になる可能性が高いと考えられる。よって、この燃焼器仕様にて燃焼試験を行い、燃焼状態での燃料分配特性と燃焼特性を評価することにした。

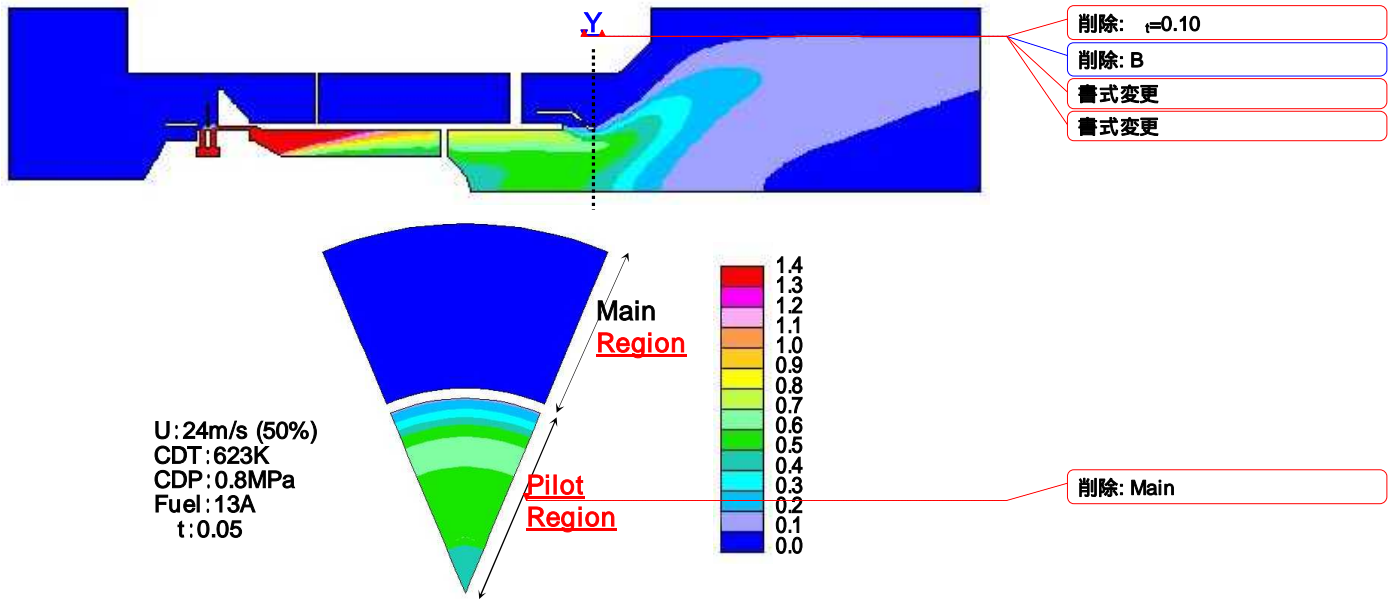


図 2.7 全当量比 $t=0.05$ での CFD 計算による燃料分配計算結果
 (上図は横断面, 下図は軸方向 Y 位置における断面)

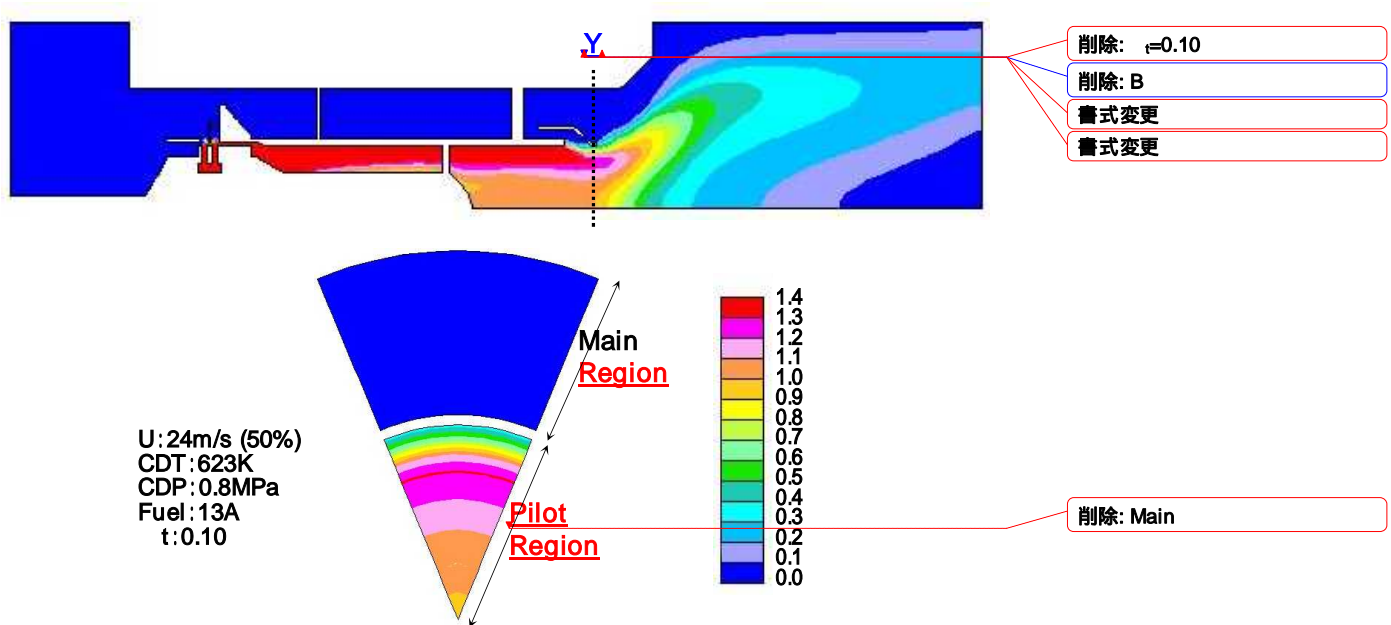


図 2.8 全当量比 $t=0.10$ での CFD 計算による燃料分配計算結果
 (上図は横断面, 下図は軸方向 Y 位置における断面)

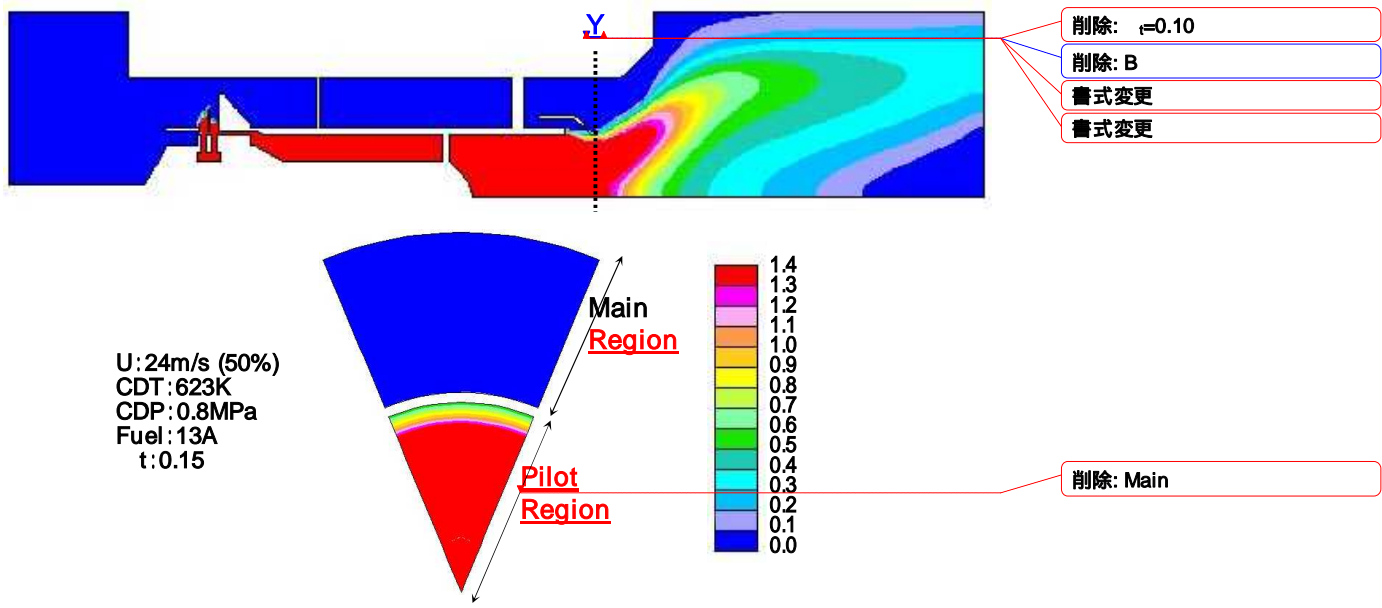


図 2.9 全当量比 $\phi=0.15$ での CFD 計算による燃料分配計算結果 (上図は横断面, 下図は軸方向 Y 位置における断面)

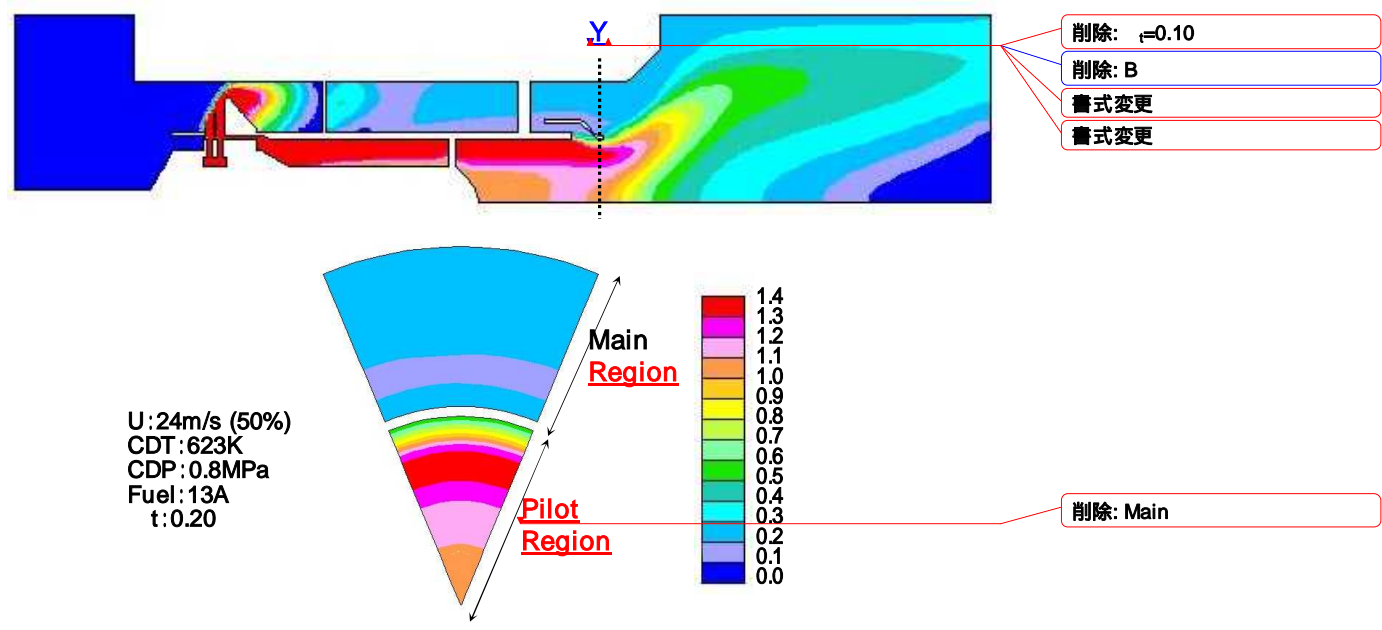


図 2.10 全当量比 $\phi=0.20$ での CFD 計算による燃料分配計算結果 (上図は横断面, 下図は軸方向 Y 位置における断面)

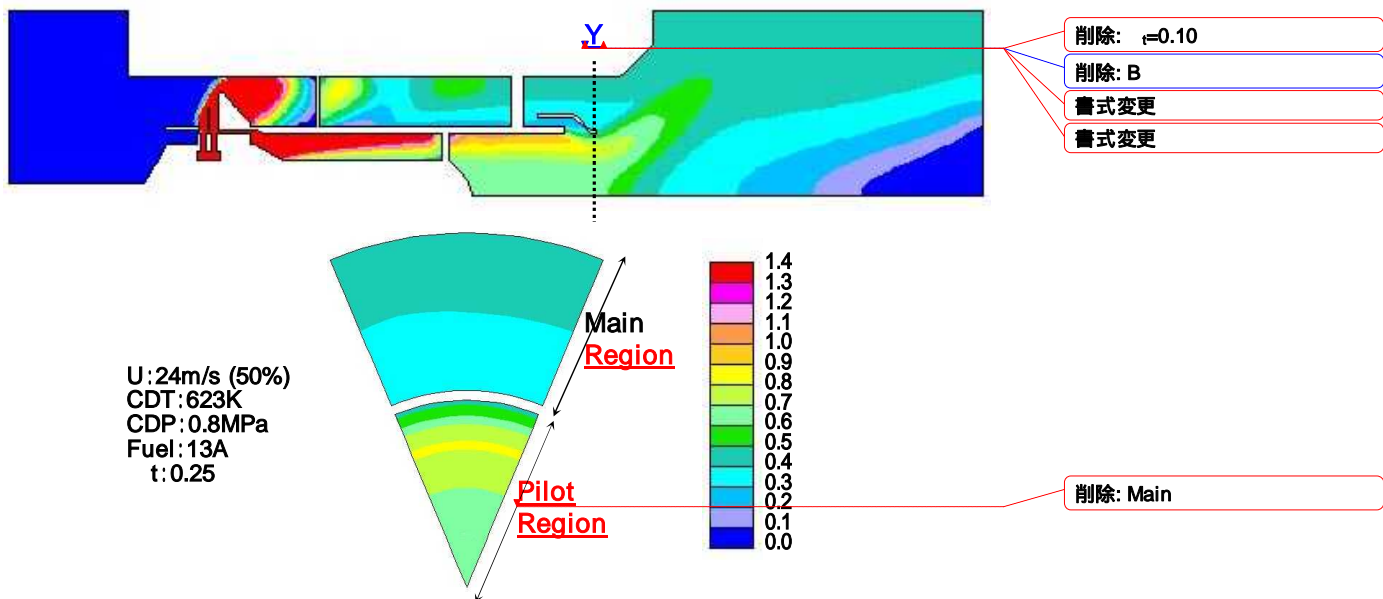


図 2.11 全当量比 $t=0.25$ での CFD 計算による燃料分配計算結果
(上図は横断面, 下図は軸方向 Y 位置における断面)

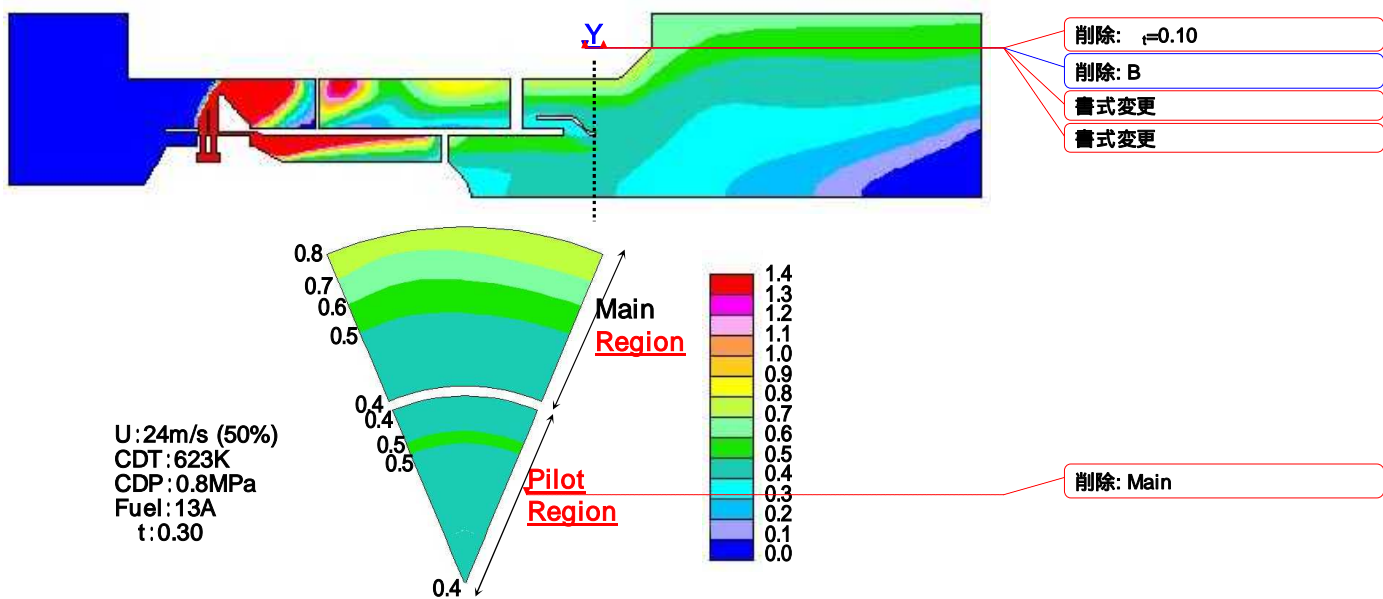


図 2.12 全当量比 $t=0.30$ での CFD 計算による燃料分配計算結果
(上図は横断面, 下図は軸方向 Y 位置における断面)

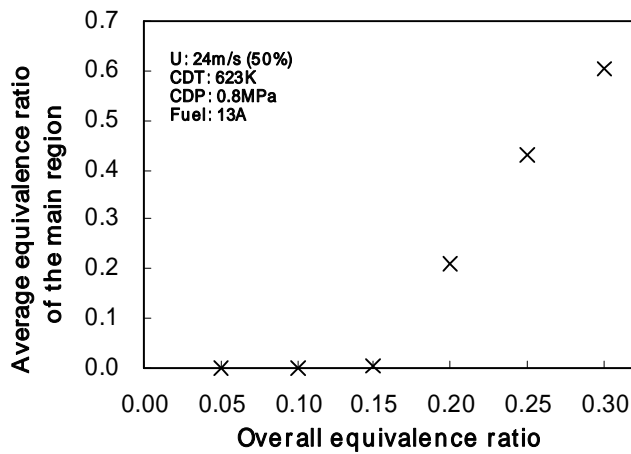


図 2.13 X 断面(図 2.3)におけるメイン領域の平均当量比と全当量比 ϕ の関係 (CFD 計算)

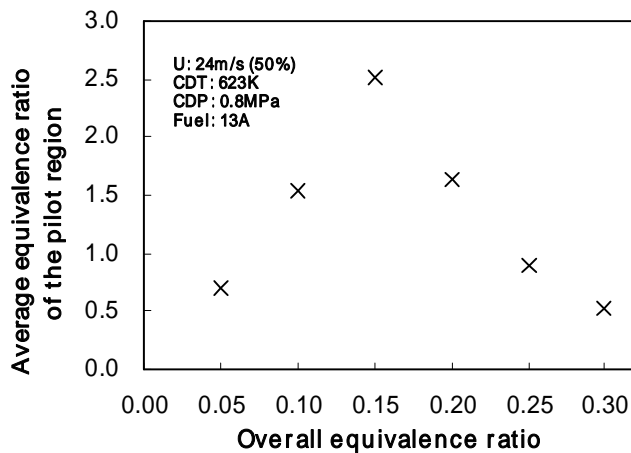


図 2.14 X 断面(図 2.3)におけるパイロット領域の平均当量比と全当量比 ϕ の関係 (CFD 計算)

2.4 実験装置と実験条件

加圧燃焼試験装置の系統を図 2.15 に、使用したリグの断面図を図 2.16 に、試作燃焼器の外観写真を図 2.17 に、加圧燃焼試験装置の外観写真を図 2.18 に示す。この実験装置はマルチチャン型燃焼器の 1 つの燃焼器の燃焼特性を評価する装置である。空気は圧縮機にて供給し、電気ヒータにより昇温した。実機運転条件を考慮し、前述の CFD 計算と同じく、空気温度 CDT は 623 K に、希釈および燃焼器壁面冷却空気を含む燃焼空気体積を燃焼器ライナ断面積で割った断面空気流速 U は約 24 m/s に設定し、燃料は「13A」を使用した。ただし、燃焼器入口全圧 CDP は、その依存性も評価するため、0.15, 0.40, 0.60, 0.8 MPa の 4 種類に設定した。

燃焼器出口部には円筒形状のダクトが水平に接続されており、燃焼器出口部から下流側約 1 m

の位置のダクト(内径約 200 mm)内に、高さ方向に均等配置した7点の直径 1.0mm の採取口から等量を採取して混合する構造の水冷式の高圧燃焼試験装置を取り付け、加熱導管にてガス分析計に導き、 $\text{NO}_x \cdot \text{O}_2 \cdot \text{CO} \cdot \text{CO}_2 \cdot \text{THC}$ の 5 成分を分析した。燃焼効率および全当量比 ϕ は実測された燃焼排ガス組成から計算した。

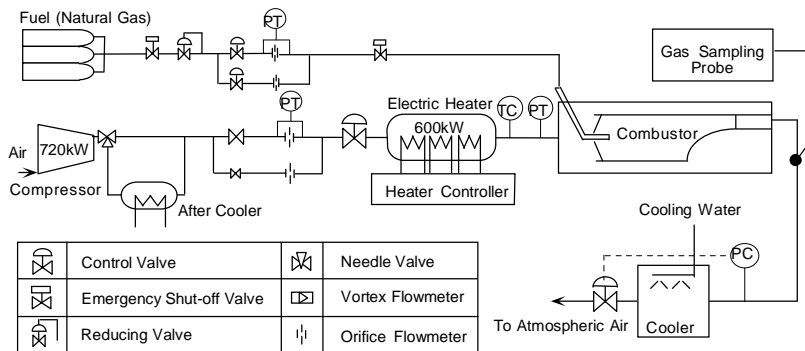


図 2.15 加圧燃焼試験装置の系統

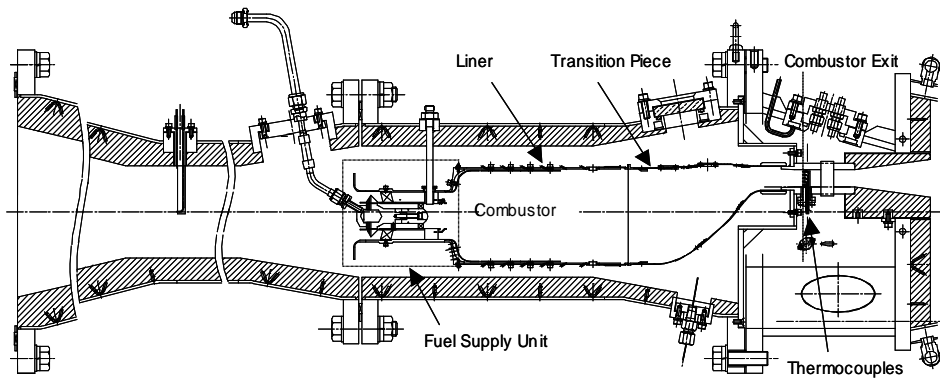


図 2.16 リグの断面図



図 2.17 試作燃焼器の外観写真

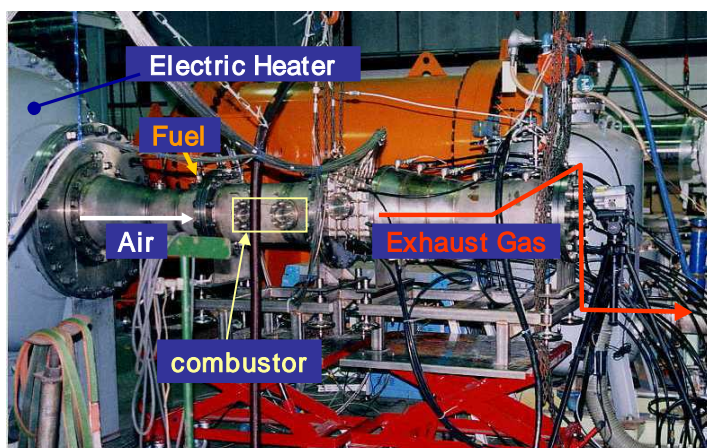


図 2.18 加圧燃焼試験装置の概観写真

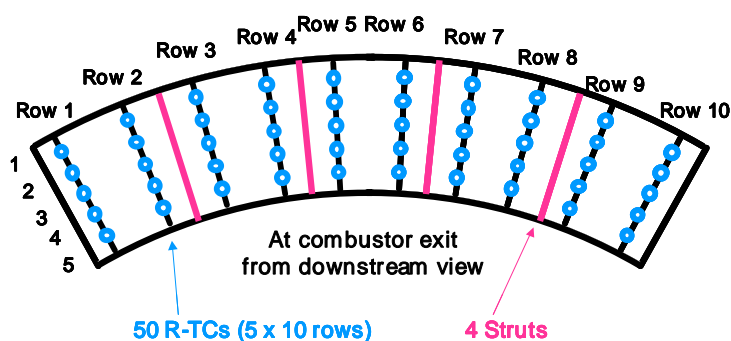


図 2.19 燃焼器出口温度計測用熱電対の位置 (青 部が熱電対位置に対応する)

燃焼器出口部の平均温度は、図 2.16 の燃焼器出口部に取り付けた 50 点の直径 1.6 mm のインコネルシースの R 熱電対 (半径方向に 5 点、周方向に 10 点) により計測し、その平均温度を使用した。取り付け状態を図 2.19 に示す。実際には 6 個の燃焼器で 1 周分となるマルチチャン型であるため、その 1 個分の燃焼器の場合の燃焼器出口形状は、中心角 60° の扇型形状となる。熱による燃焼器出口部の流路の変形を抑制するためストラットを 4 箇所配置してある。

さらに、考案した燃料自動分配が実際に起こっているかどうかを確認するために、メイン領域内にガスサンプリングプローブを取り付け、燃焼前のメイン領域の混合気の当量比を調べた。図 2.3 の Z-Z 断面の矢視図を図 2.20 に示す。燃料分配混合部のメイン流路の下流部には、メイン流路を保持するためのストラットが 6 本ある。そのうちの 1 本には点火栓が内挿されている。採取孔は直径 1.3mm で、点火栓が挿入されている以外の 5 本のストラットに、メイン内側と外側に分散させて開口している。これらの採取孔からの燃焼前のメイン領域の混合気は集合してガス分析計に送られ、THC および

O₂濃度を計測することにより、メイン混合気の当量比 ϕ_m を推定した。

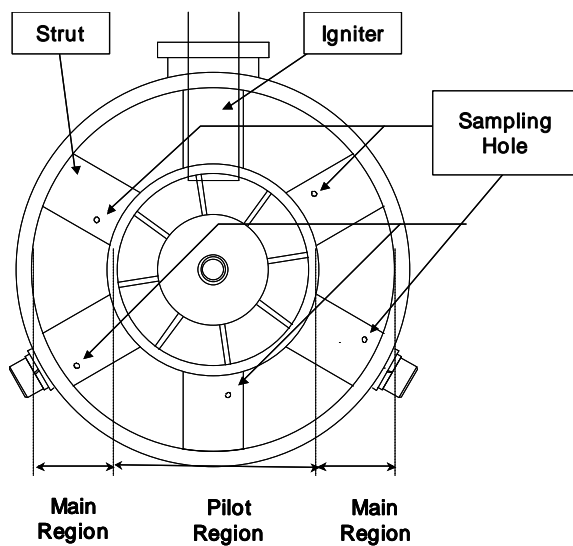


図 2.20 燃料分配混合部の Z 断面(図 2.3)とメイン混合気的气体サンプリング位置

2.5 実験結果と考察

2.5.1 燃料分配特性

まず、この燃料分配方式による燃焼器での燃焼は初めてであるが、今回の実験条件の範囲では、着火は問題なくでき、また、高負荷まで失火せず燃焼が可能であり、逆火や問題となる燃焼振動も発生せず、保炎器等の赤熱もなかった。

燃焼場で計測したメイン領域の混合気の当量比 ϕ_m と全当量比 ϕ_t の関係(燃焼状態:実測値)を図 2.21 に示す。さらに、燃焼空気量を全空気量の 50%に、また前述の CFD 計算結果を元にメイン領域とパイロット領域の空気配分を 85:15 と仮定した場合に、図 2.21 のメイン領域の混合気の当量比 ϕ_m より推定されるパイロット領域の混合気の当量比 ϕ_p と全当量比 ϕ_t の関係(燃焼状態:推定値)を図 2.22 に示す。また、メイン領域およびパイロット領域の当量比と空気分配比率より求めた燃料供給スケジュールを図 2.23 に示す。燃焼器入口全圧 CDP はメイン領域の混合気の当量比 ϕ_m には顕著な影響はほとんど及ぼしていない。全当量比 ϕ_t が 0.15 程度まではメイン領域の混合気の当量比 ϕ_m はほとんどゼロである。しかし、全当量比 ϕ_t が 0.15 を超えると、メイン領域への燃料供給が始まり、全当量比 ϕ_t が 0.30 あたりでは、メイン領域の混合気の当量比 ϕ_m は 0.6 程度まで上昇する。また、パイロット領域に関しては、全当量比 ϕ_t が 0.15 程度までは、全当量比 ϕ_t の増加とともにパイロット領域の混合気の当量比 ϕ_p は増加するが、全当量比 ϕ_t が 0.15 を超えると、パイロット領域の混合気の当量

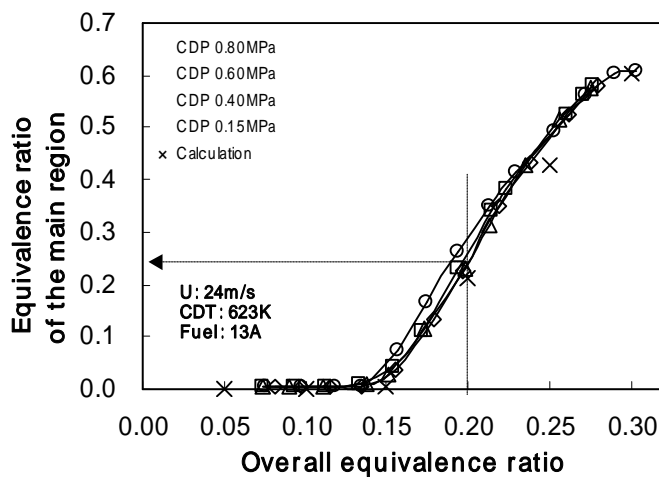


図 2.21 メイン領域の混合気の当量比 ϕ_m と全当量比 ϕ_t の関係
(燃焼状態:実測値)

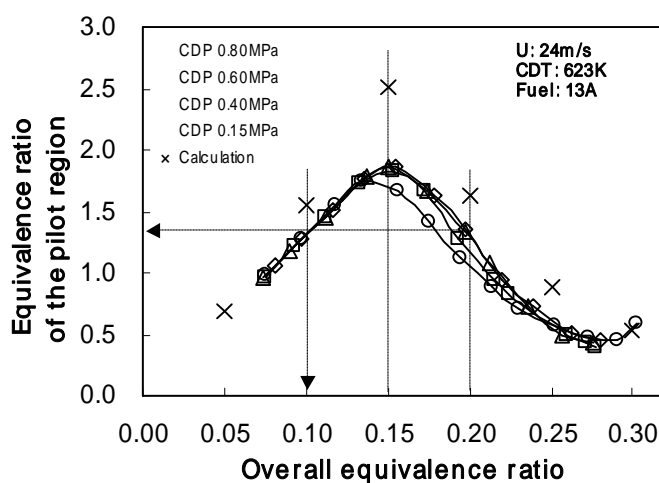


図 2.22 パイロット領域の混合気の当量比 ϕ_p と全当量比 ϕ_t の関係
(燃焼状態:推定値)

比 ϕ_p は減少していく。パイロット領域の当量比が CFD 計算結果の方がやや高いが、定性的な傾向は図 2.13 および図 2.14 で示した非燃焼場での CFD による検討結果と同様である。

以上のように、燃焼場においても、実燃焼器の形状および実機相当運転条件において燃料自動分配機構は機能し、さらに設定した燃料分配モジュールの仕様にて、メインおよびパイロット領域の当量比も適切な値になっていることが、加圧燃焼条件下にて確認できた。

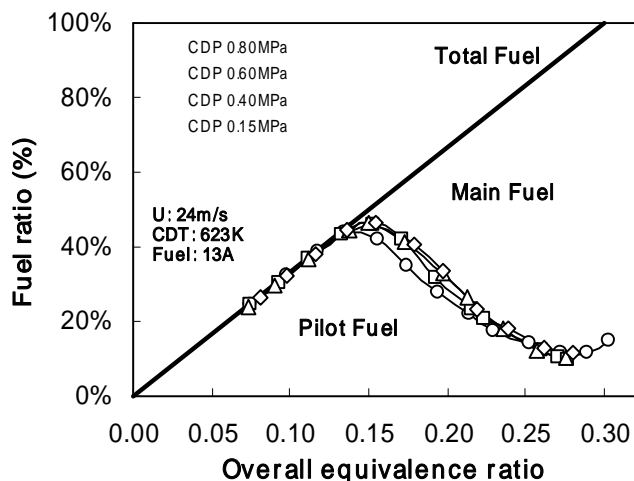


図 2.23 燃料分配と全当量比 ϕ の関係

2.5.2 燃焼特性

NOx

次に燃焼特性を評価する。各燃焼器入口全圧 CDP の NOx と全当量比 ϕ の関係を図 2.24 に示す。燃焼器入口全圧 CDP は NOx の絶対値に大きく影響を及ぼしており、燃焼器入口全圧 CDP が高いほど NOx は高くなる。一例として、全当量比 ϕ が 0.28 の時の NOx と CDP の相関を図 2.25 に示す。この試作燃焼器では、全当量比 ϕ が 0.28 のような高負荷時の NOx は、燃焼器入口全圧 CDP の約 0.8 乗に比例している。NOx が燃焼器入口全圧 CDP の 0.5 乗に比例する相関が報告されている^(2,2)ことを考慮すると、この試作燃焼器における NOx の燃焼器入口全圧 CDP に対する依存

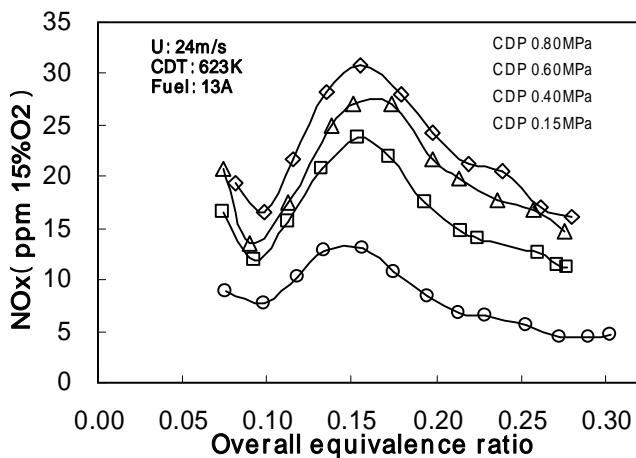


図 2.24 各燃焼器入口全圧 CDP の NOx と全当量比 ϕ の関係

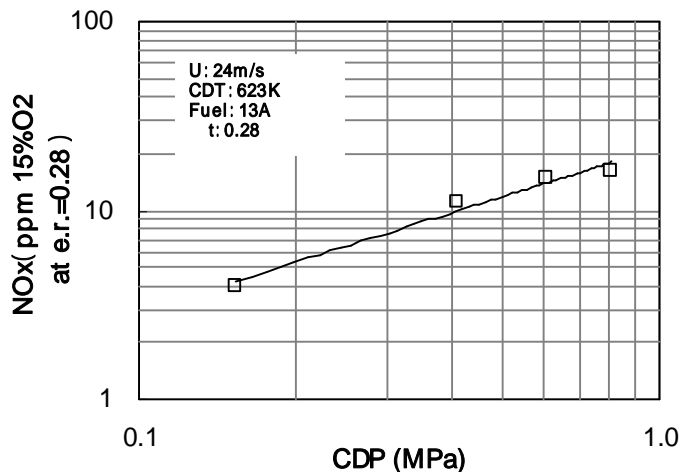


図 2.25 高負荷時の燃焼器入口全圧の NOx への影響

性は小さくない。

定性的な NOx 特性はどの燃焼器入口全圧 CDP でもほぼ同様になっている。全当量比 ϕ が 0.15 あたりまでは全当量比 ϕ の増加とともに NOx は上昇するが、全当量比 ϕ が 0.15 を超えると NOx は減少していく。

この特性は、図 2.21 および図 2.22 のメインおよびパイロット領域の混合気の当量比 (ϕ_m, ϕ_p) の変化より、次のように考えられる。どの燃焼器入口全圧 CDP でも、全当量比 ϕ が 0.15 程度まではメイン領域の混合気の当量比 ϕ_m はほとんどゼロである。よって、この領域では投入した燃料はすべてパイロット領域に供給され、全当量比 ϕ の増加とともにパイロット領域の混合気の当量比 ϕ_p は増加し、NOx が上昇していくと考えられる。全当量比 ϕ が 0.15 を超えると、メイン領域への燃料供給が始まり、パイロット領域の混合気の当量比 ϕ_p が減少していくため、NOx が低下していくと考えられる。また、燃料がメイン領域に供給され始める全当量比 ϕ_{start} の前後において、NOx の急激な変化は見られない。

燃焼器入口全圧 CDP が 0.8MPa で、全当量比 ϕ が 0.28 において、NOx は 16ppm (15%O₂ 換算) であった。ちなみに、大阪府および大阪市のこの出力レベルの NOx 指導基準値は約 23ppm (15% O₂ 換算) であるが、NOx の燃焼器入口全圧 CDP に対する依存性や将来の NOx 規制強化を考慮した場合、さらなる低 NOx 化を視野に入れる必要があると考えられる。

以上のように、NOx に関して、メイン側に燃料が供給され始めてからは高負荷になるほど NOx が減少していくという、考案した燃料自動分配方式での想定される燃焼特性となっていることが、加圧燃焼条件下にて確認できた。さらに、燃料がメイン領域に供給され始める全当量比 ϕ_{start} の前後において、NOx の急激な変化は見られない。

燃焼効率

各燃焼器入口全圧 CDP の燃焼効率と全当量比 ϕ の関係を図 2.26 に示す。燃焼器入口全圧 CDP は燃焼効率の絶対値に影響を及ぼしており、燃焼器入口全圧が高いほど燃焼効率は高い。しかし、燃焼器入口全圧が上がるほどその影響は小さくなっている。どの燃焼器入口全圧 CDP でも、燃焼効率の全当量比 ϕ に対する定性的傾向は同様であり、全当量比 ϕ の増加とともに、全当量比 ϕ が 0.10 から 0.15 までの範囲では燃焼効率は増加し、全当量比 ϕ が 0.15 から 0.20 以下の範囲では一定となり、それ以上では増加していく。

全当量比 ϕ が 0.10 から 0.15 までの範囲では、図 2.22 よりパイロット領域の混合気の当量比が徐々に高くなるためにパイロット火炎の燃焼性が向上し、燃焼効率が増加していくと考えられるが、燃焼器入口全圧 CDP = 0.8MPa の条件においても燃焼効率は 90% に達していない。この範囲ではパイロット領域のみに燃料が供給されている状態であり、パイロット火炎の保炎状態が良くないと考えられる。

全当量比 ϕ が 0.15 以上の燃焼効率の特性に関しては、どの燃焼器入口全圧 CDP でも定性的傾向が同じであるため、燃焼器入口全圧 CDP = 0.8MPa での結果に関して考察する。図 2.21 より全当量比 $\phi = 0.20$ におけるメイン領域の当量比 ϕ_m は約 0.2~0.3 となっており、このような希薄なメイン混合気はパイロット火炎の保炎がなければ燃焼できない。図 2.22 よりパイロット領域の当量比 ϕ_p は全当量比 $\phi = 0.15$ を中心としてほぼ対称な特性を示している。全当量比 $\phi = 0.20$ におけるパイロット領域の当量比 ϕ_p は約 1.4 となっており、全当量比 $\phi = 0.10$ におけるパイロット領域の当量比 ϕ_p とほぼ同等である。仮に、全当量比 ϕ が 0.15 から 0.20 の範囲で、メイン混合気やパイロット混合気の燃焼による燃焼領域の温度上昇がメイン混合気やパイロット混合気の燃焼促進に与える影響を無視

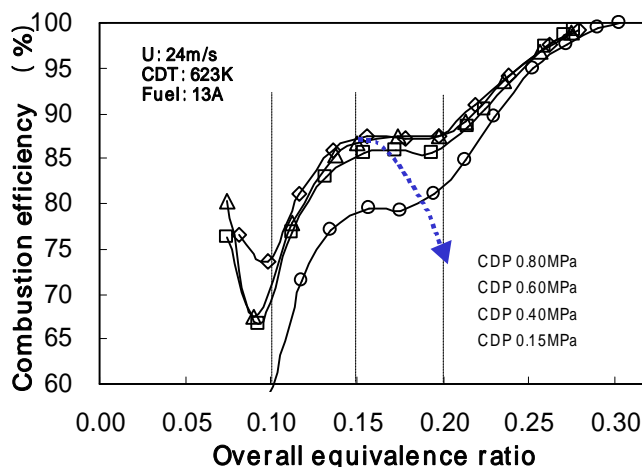


図 2.26 各燃焼器入口全圧 CDP の燃焼効率と全当量比 ϕ の関係

し、さらにこのような希薄なメイン混合気がパイロット混合気の燃焼効率と同じ状態で燃焼すると考えるなら、全当量比 ϕ が 0.15 から 0.20 の燃焼効率は図 2.26 の点線のような全当量比 ϕ が 0.10 から 0.15 の燃焼効率の特性が繰り返されることとなり、高負荷まで燃焼が継続せず途中で失火する可能性が高いと考えられる。実際には、図 2.26 の点線で示される値以上の燃焼効率となっているため、パイロット火炎の保炎によって、単独では燃焼できない希薄なメイン混合気が燃焼可能となり、さらにメイン混合気やパイロット混合気の燃焼による燃焼領域の温度上昇の結果、メイン混合気やパイロット混合気の燃焼が促進された可能性が高いと考えられる。全当量比 $\phi = 0.20$ において極値をもつような燃焼効率特性となっているが、あくまで結果的にこのような特性になったに過ぎず、保炎構造等を変えることでメイン混合気やパイロット混合気の燃焼状態が変化すれば、この特性は変化するものと考えられる。

ただし、この試作燃焼器では中負荷および低負荷の燃焼効率が高くなく、改善が必要だと考えられる。これらの負荷でのパイロット火炎およびメイン火炎の燃焼状態および保炎状態が良くないことが原因だと考えられる。

また、NOx 特性と同じように、燃料がメイン領域に供給され始める全当量比 ϕ の前後において、燃焼効率の急激な変化は見られない。

燃焼器出口平均温度

各燃焼器入口全圧 CDP の燃焼器出口平均温度と全当量比 ϕ の関係を図 2.27 に示す。燃焼器入口全圧 CDP が高いほど、燃焼器出口平均温度は高くなる。これはリグからの放熱の影響だと考えられる。0.4MPa 以上ではその差異は小さくなっている。

燃焼器入口全圧 CDP が 0.8MPa で、全当量比 ϕ が 0.28 において、燃焼器出口平均温度は 1240

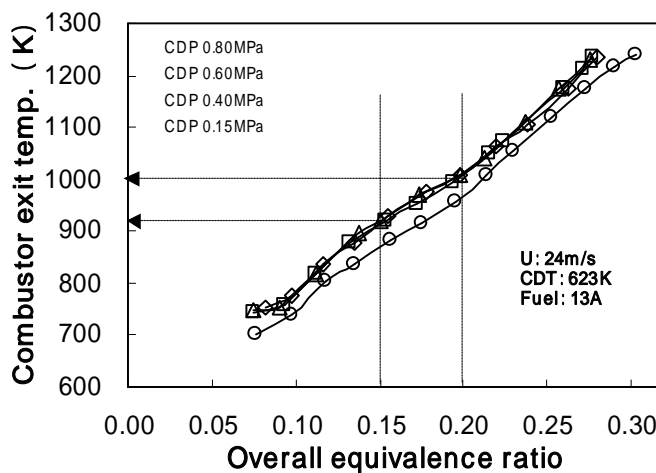


図 2.27 各燃焼器入口全圧 CDP の燃焼器出口平均温度と全当量比 ϕ の関係

Kであった。

燃焼器入口全圧 CDP が 0.8MPa の条件で、全当量比 ϕ が 0.10 から 0.20 に増加した場合、希釈空気により温度が低下した状態となる燃焼器出口平均温度で約 100K の温度上昇があり、燃焼領域ではそれ以上の温度上昇が発生していたと考えられる。この温度上昇により、メインやパイロットの混合気の燃焼が促進された可能性が高いと考えられる。

パターンファクター

パターンファクターは、燃焼器出口部の温度分布の一様性を示す指標である。各燃焼器入口全圧 CDP のパターンファクターと全当量比 ϕ の関係を図 2.28 に示す。燃焼器入口全圧 CDP は、パターンファクターにはほとんど影響していない。全当量比 ϕ が 0.20 まではパターンファクターはやや増加傾向であり、全当量比 ϕ が 0.20 を超えるとパターンファクターはやや減少傾向である。これは、全当量比 ϕ が 0.15 まではパイロット領域のみに燃料が供給されており燃焼器中心部の温度が高くなるが、全当量比 ϕ が 0.15 を超えるとメイン領域への燃料供給が始め、さらに全当量比 ϕ が 0.20 を超えていくとパイロット領域への燃料供給が顕著に減少していき、燃焼器全体で温度分布が均一になっていくためだと考えられる。

燃焼器入口全圧 CDP が 0.8MPa で、全当量比 ϕ が 0.28 において、パターンファクターは約 0.10 であり、実用レベルにある^(2,3)。

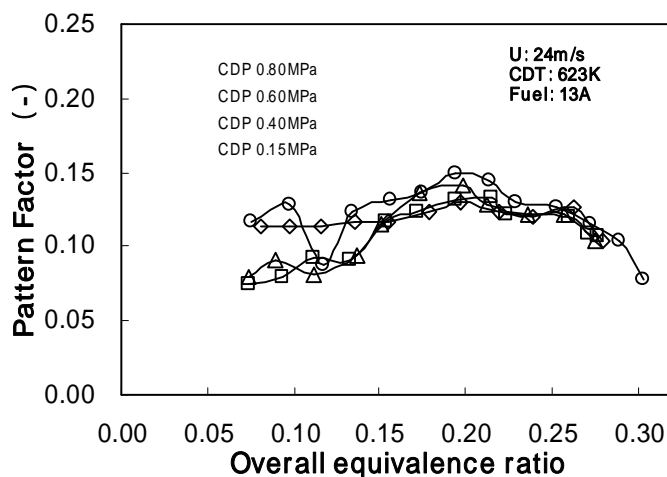


図 2.28 各燃焼器入口全圧 CDP のパターンファクターと全当量比 ϕ の関係

燃焼器全圧損失率

燃焼器全圧損失率と全当量比 ϕ の関係を図 2.29 に示す。この計測は燃焼器入口全圧が

0.8MPaでのみ実施したため、その圧力の影響については不明である。燃焼器全圧損失率は全当量比 ϕ の増加とともに上昇している。これは、燃焼により燃焼器内の温度が上昇し、作動流体の体積が増加していくことによるものだと考えられる。燃焼器全圧損失率は10%以上となっており、通常、産業用ガスタービンの燃焼器として使用されるレベルの3~5%^(2,3)を大きく越えており、このままではガスタービン全体の熱効率の低下をまねいてしまうため、改善が必要だと考えられる。

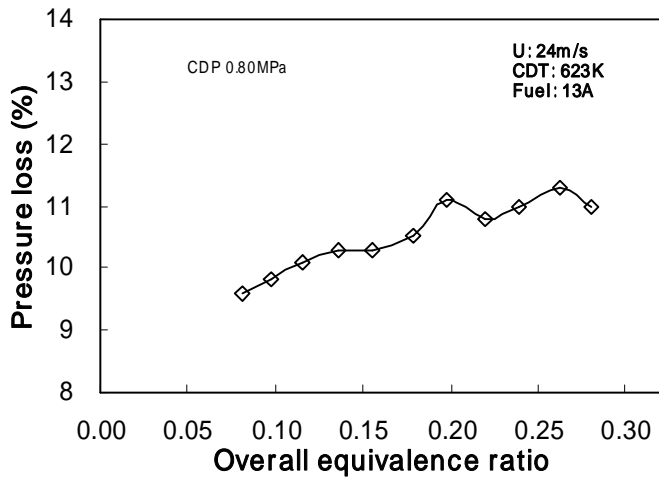


図 2.29 燃焼器全圧損失率と全当量比 ϕ の関係

燃料差圧

燃料差圧は、主に燃料噴出管の直径により決まる。燃焼器入口全圧 CDP が 0.8MPa で、全当量比 ϕ が 0.28 において、燃料噴出管における燃料差圧は約 0.22MPa となっていた。実機への適用に関して問題ない差圧であると考えられる。

2.6 結言

第 1 章で提案した燃料自動分配機構が、ガスタービン運転条件において、実際に機能するどうかを検討した。具体的には、燃料自動分配機構を備えた燃焼器に関して、CFD 計算による非燃焼場での燃料分配特性や燃焼試験による燃焼特性を評価し、燃料自動分配方式の実現可能性を検討した。以下に結言をまとめる。

- (1) CFD 計算による非燃焼場での燃料分配特性の評価から、実燃焼器の形状および実機相当運転条件において燃料自動分配機構は機能し、さらに設定した燃料分配モジュールの仕様に

て、メインおよびパイロット領域の当量比も適切な値になる可能性が高いと考えられる。

- (2) CFD 計算と同じ仕様の燃料分配モジュールを備えた試作燃焼器の燃焼場での燃料分配特性の評価から、CFD 計算結果と同様の燃料分配特性に関する傾向が確認された。
- (3) 試作燃焼器の燃焼特性評価より、メイン側に燃料が供給され始めてからは高負荷になるほど NOx が減少していくという、考案した燃料自動分配方式での想定される燃焼特性となっていることが確認された。さらに、燃料がメイン領域に供給され始める全当量比 ϕ の前後において、排ガス特性の急激な変化がないことも確認された。
- (4) しかし、燃料分配モジュールの仕様を変えた場合に、燃料分配特性がどの程度影響を受けるかは把握できていない。また、この試作燃焼器では、燃焼器全圧損失率は実用レベルより高く、中負荷以下の燃焼効率も高くなく、改善が必要だと考えられる。さらに、NOx の燃焼器入口全圧 CDP の依存性や将来の NOx 規制強化等を考慮した場合、さらなる低 NOx 化を視野に入れる必要があると考えられる。

参考文献

- (2.1) 鈴木和雄 他 2 名, 改良型燃焼器ライナ冷却構造の評価 - 円筒供試体による実験 - , 航空宇宙技術研究所資料, TM-528, (1984).
- (2.2) D. A. Sullivan, (1976), ASME Paper 76-GT-5.
- (2.3) 三輪光砂, ガスタービンの基礎と実際, 成山堂書店, (1989), pp.104.

第3章 燃料自動分配方式の燃料分配特性に関する基礎検討

3.1 緒言

第2章では、第1章で提案した燃料自動分配機構を備えた燃焼器を試作し、その燃料分配特性や燃焼特性の評価から、燃料自動分配機構が機能することが確認された。また、燃料がメイン領域に供給され始める全当量比 ϕ の前後において、排ガス特性の急激な変化はないことも確認され、燃料自動分配方式の実現可能性が高いことを示した。

しかし、燃料自動分配方式のキーとなる燃料分配モジュールの仕様が、燃焼特性に影響を及ぼすと考えられる燃料分配特性にどの程度影響を与えるかはまだ把握できていない。また、上記の試作燃焼器では、燃焼器全圧損失率は実用レベルより高く、中負荷以下の燃焼効率も高くなく、改善が必要だと考えられる。さらに、将来のNOx規制強化を考慮した場合、さらなる低NOx化も視野に入れる必要があると考えられる。

そこで第3章では、隙間寸法、噴出燃料流速等の燃料分配モジュールの仕様が、燃料分配に及ぼす影響を定量的に評価し、実際の燃焼器に用いる場合に推奨される燃料分配モジュールの仕様を抽出する。さらに、高負荷時の低NOx化を目指した燃料分配モジュールの改良を行い、その改良型燃料分配モジュールの燃料分配特性、特にメイン領域の当量比分布への影響を評価する。また、ガスタービンで用いられるガス燃料は多くの種類が考えられるため、供給する気体燃料の種類を変えた場合の燃料分配特性への影響についても評価する。試作燃焼器の他の問題点と考えられる燃焼器全圧損失率や中負荷以下の燃焼効率の改善に関しては、第4章で議論する。

3.2 燃料分配評価パラメータ

第2章の試作燃焼器では、燃料分配混合部の周状に8個の燃料分配モジュールが配置していたが、第3章では燃料分配モジュールの仕様がメイン流路とパイロット流路への燃料分配特性に及ぼす影響を評価するために1つの燃料分配モジュールだけに着目し、燃料分配特性を評価する専用の長方形型流路に組み付けた。そのイメージ図を図3.1に、長方形型流路の構造を図3.2に示す。上部の流路はメイン流路に対応し、下部の流路はパイロット流路に対応する。実際の燃焼器では、図3.1および図3.2のX方向が周方向に、Y方向が半径方向に、Z方向が軸方向に対応する。Y方向の原点は、メイン流路の高さ方向(実際の燃焼器では半径方向)の中心にある。

燃料分配モジュールの断面構造の一例を図3.3に示す。第2章と同じように、1つの燃料分配モジュールには、2本の燃料噴出管(Fuel injection nozzle)があり、個々の燃料噴出孔に対して燃料導入管(Fuel passage hole)が配置されている。両者の間には隙間(Gap)が設けられており、その隙間にパイロット用の空気の一部が流れる構造となっている。

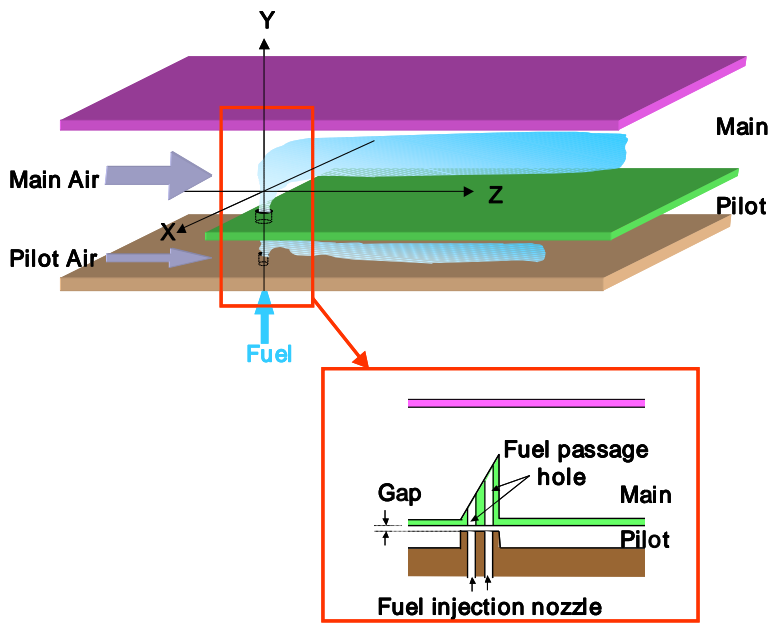


図 3.1 燃料分配特性評価用の長方形型流路のイメージ図

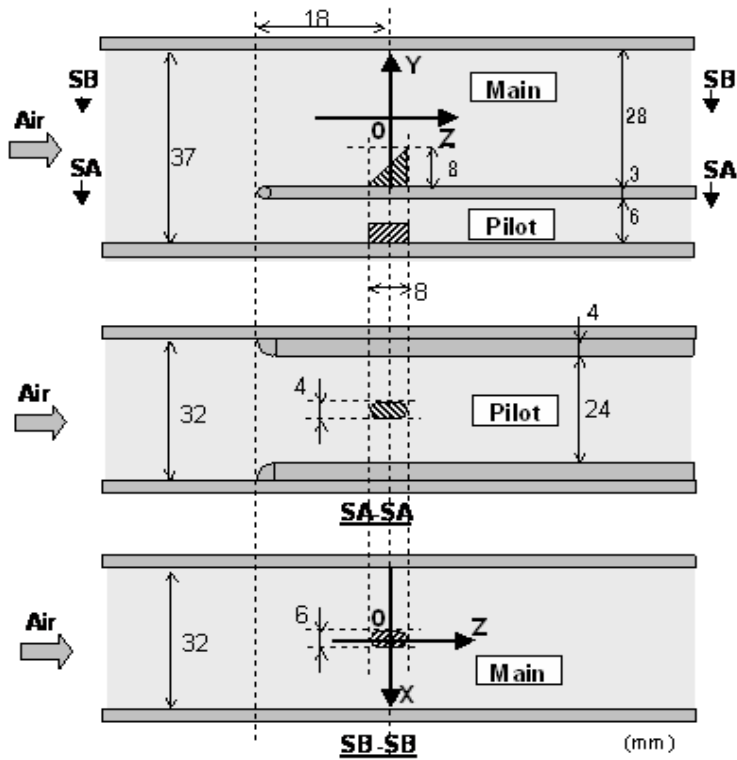


図 3.2 燃料分配特性評価用の長方形型流路の構造
(SA-SA はパイロット流路の断面図, SB-SB はメイン流路の断面図)

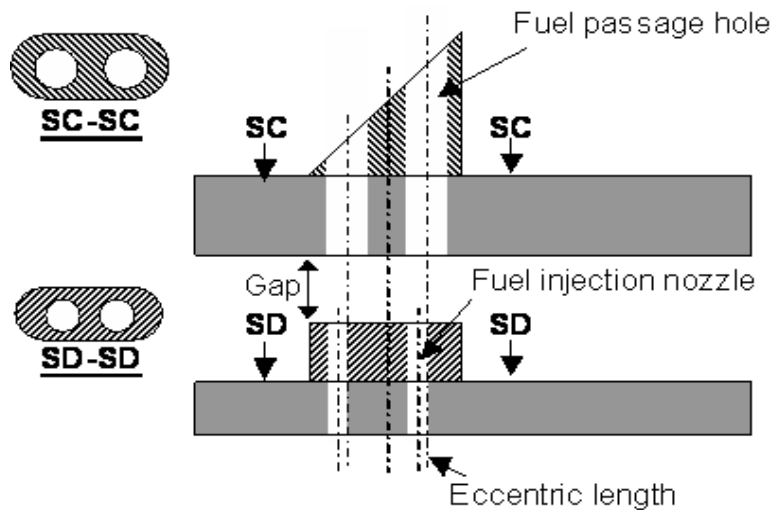


図 3.3 燃料分配モジュールの断面構造(一例)

3.2.1 燃料分配モジュールの基本構造

まず、メイン流路とパイロット流路への燃料分配特性に影響を及ぼすと考えられる燃料分配モジュールの仕様を検討した。図 3.4 に、燃料分配特性に影響を及ぼすと考えられる燃料分配モジュールの仕様を示す。

燃料噴出管より噴出した燃料は、燃料モジュールの隙間を流れるパイロット空気の影響を受け、軸方向下流側に曲げられる。燃料導入管入口まで到達した燃料のうち、燃料導入管内に分布する燃料は燃料導入管へ導かれメイン領域に供給されるが、燃料供給管外に分布する燃料はパイロット側へ供給される。これは、

- 隙間寸法
- 燃料の噴出流速 (U_f)
- 隙間部の空気流速 (U_p)
- 燃料導入管開口位置 (燃料導入管直径・燃料導入管と燃料噴出管の偏心位置)

等に左右される。

また、燃料導入管における入口部と出口部と圧力差によって、噴出燃料のメイン領域への供給度合いが変化することが考えられる。これは、

- メイン領域を流れる空気による燃料導入管出口部に加わる動圧

等に左右される。

さらに、燃料分配モジュールが上流部と下流部の 2 穴で構成される場合には、上流部で噴出される燃料による下流部へ流入する空気の遮蔽によって生じる下流部での燃料分配の変化や、また上流部でパイロット側に供給された燃料が、下流部の燃料供給管を通してメイン側に供給されるという、

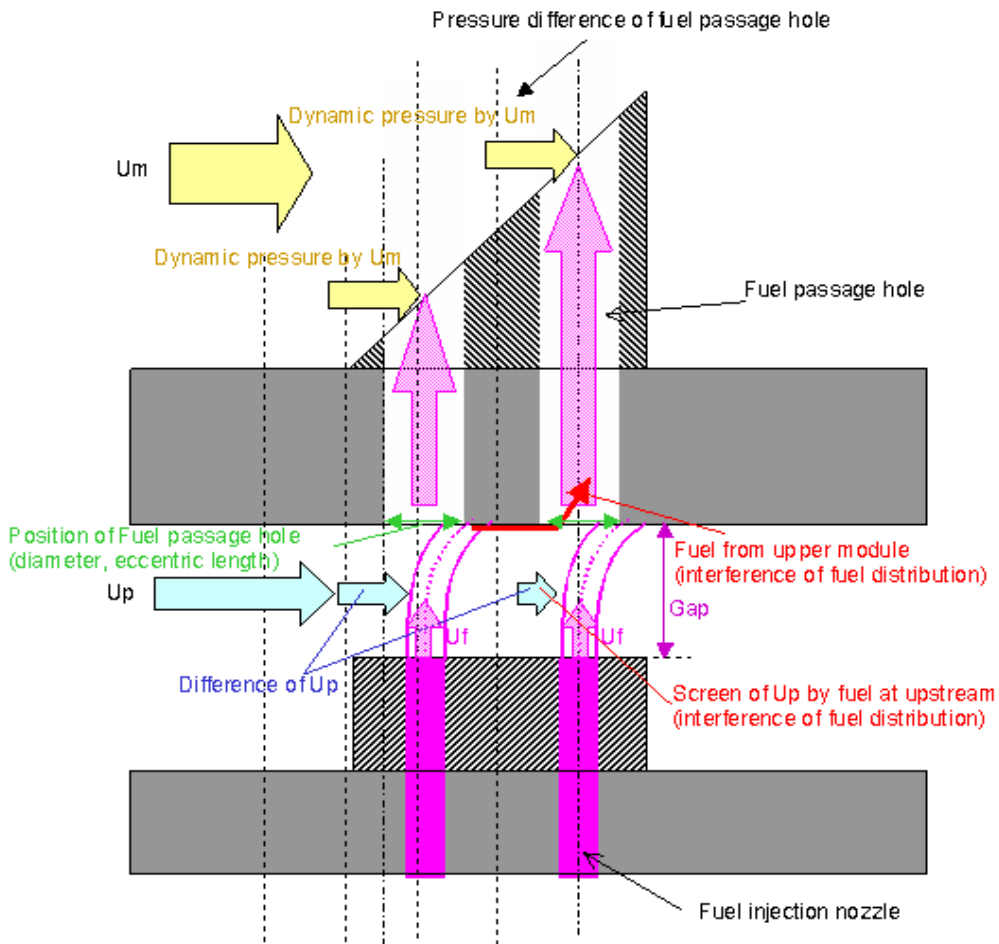


図 3.4 燃料分配に影響を及ぼす燃料分配モジュールの仕様

燃料分配の干渉が考えられる。これは、

- 燃料噴出管と燃料導入管の個数(2穴・1穴)

等に左右される。

以上を考慮し、空気流速条件は一定として、以下の燃料分配モジュール仕様の燃料分配特性への影響を評価した。

隙間寸法 (Size of gap)

第 2 章において燃料自動分配方式での所定の燃料分配特性を確認できたが、これは単にある 1 種類の隙間寸法で評価したに過ぎなかった。隙間が小さすぎると低負荷から燃料がメイン側に供給されパイロット側の保炎ができなくなり、逆に隙間が大きすぎると高負荷になっても燃料がメイン側に供給されず低 NOx とならない可能性がある。そこで、第 2 章での隙間寸法(1.2mm)に対して、67% および 133%と隙間寸法を変化させた場合の燃料分配特性を評価した。

燃料噴出管の直径(Diameter of fuel injection nozzles)

燃料噴出管の直径を変えることにより、主に噴出燃料の流速が変化する。噴出流速が速すぎると低負荷から燃料がメイン側に供給されパイロット側の保炎ができなくなり、逆に噴出流速が遅すぎると高負荷になっても燃料がメイン側に供給されず低 NOx とならない可能性がある。そこで、第 2 章での燃料噴出管の直径(1.6mm)から計算される噴出流速に対して、150%および 200%となるように噴出燃料流速を変化、すなわち燃料噴出管の直径を変化させた場合の燃料分配特性を評価した。

燃料噴出管と燃料導入管の偏心位置(Eccentric length)

第 2 章では燃料噴出管と燃料導入管の軸方向位置は同じであった。しかし、実際の燃焼器として製作する場合には、製作公差を考慮に入れる必要がある。この軸方向の位置のずれ(偏心位置)、すなわち燃料供給管の開口位置がどこにあるかによって、燃料分配特性は変化すると考えられる。そこで、燃料噴出管と燃料導入管の上流端が同一の軸方向位置となるように偏心させる場合と、下流端が同一になるように偏心させた場合とで、どの程度燃料分配特性に影響を及ぼすかを評価した。

燃料導入管の外形状(Outer shape of fuel passage parts)

燃料導入管における入口部と出口部と圧力差によって、噴出燃料のメイン領域への供給度合いが変化することが考えられる。この特性は、メイン領域を流れる空気による燃料導入管出口部に加わる動圧等に影響される。具体的には、隙間を流れるパイロット領域の空気に打ち勝ちメイン領域に供給されようとする燃料が、メイン領域に流れる空気の動圧によって押さえ込まれるかどうかということである。この効果を決める要素は、メイン領域に流れる空気の方向が一定の場合、燃料導入管開口方向であり、この開口方向は燃料導入管出口部の外形状で決まる。そのため、第 2 章で実施したくさび型(Wedge)に加えて、メイン領域に流れる空気の動圧の影響を受けにくいと考えられるフラット型(Flat)と、その影響を受けやすいと考えられる対向型(Opposed)での燃料分配特性を評価した。それぞれの形状を図 3.5 に示す。

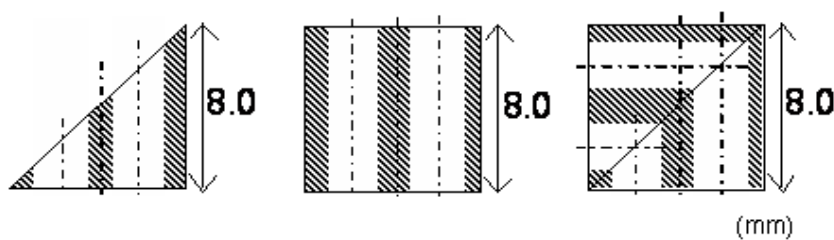


図 3.5 燃料導入管の外形状
(左から、タイプ A のくさび型、タイプ H のフラット型、タイプ J の対向型)

燃料噴出管と燃料導入管の位置 (Position of fuel injection nozzles)

燃料分配モジュールの隙間部を流れるパイロット空気は、隙間部の軸方向位置で変化している可能性がある。具体的には、隙間部の上流部より下流部の空気流速の方が小さくなっている可能性があり、燃料噴出管の隙間部の軸方向位置が燃料分配特性に影響を及ぼすと考えられる。そこで、前述のくさび型、フラット型、対向型のそれぞれについて、上流部だけもしくは下流部だけの1穴から燃料を噴出し燃料導入管も1つだけにした場合の燃料分配特性を評価した。隙間部上流端から上流部の燃料噴出管中心までの距離は2.3mmであり、隙間部上流端から下流部の燃料噴出管中心までの距離は5.7mmである。それぞれの形状を図3.6から図3.8に示す。

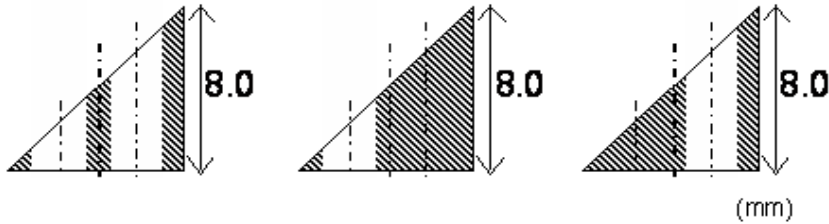


図 3.6 燃料導入管の外形状 (すべてくさび型で、左から2穴、上流1穴、下流1穴)

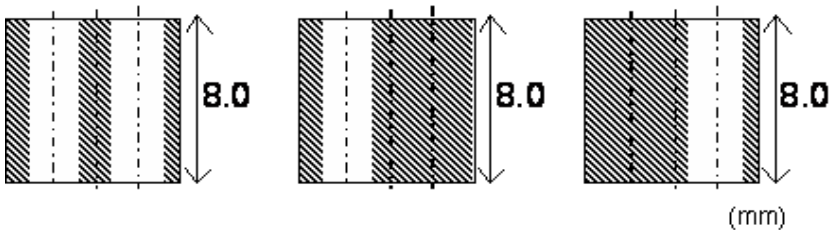


図 3.7 燃料導入管の外形状 (すべてフラット型で、左から2穴、上流1穴、下流1穴)

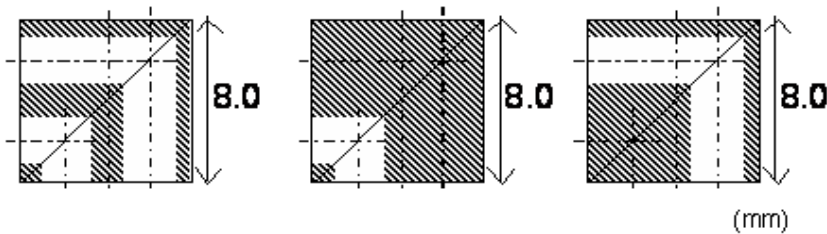


図 3.8 燃料導入管の外形状 (すべて対向型で、左から2穴、上流1穴、下流1穴)

燃料噴出管と燃料導入管の個数 (Number of fuel injection nozzles)

第2章での試作燃焼器では、メイン領域の半径方向の当量比の均一性を高めるために、1つの燃料分配モジュールには燃料導入管および燃料噴出管のセットがそれぞれ軸方向に直列に2つずつ

配置し、燃料導入管のメイン領域側の開口位置を半径方向にずらしてあった。燃料分配特性に影響を及ぼす可能性として、上流部と下流部での燃料分配の干渉が考えられる。すなわち、上流部および下流部の両者から燃料を噴出した場合の燃料分配特性と、上流部もしくは下流部だけから燃料を噴出した場合の燃料分配特性とに差異があるかもしれないということである。そこで、前述のくさび型、フラット型、対向型のそれぞれについて、第 2 章と同じく上流部および下流部の 2 穴から燃料を噴出しそれぞれに対応する燃料導入管を設けた場合と、上流部だけでもしくは下流部だけの 1 穴から燃料を噴出し燃料導入管も 1 つだけにした場合との燃料分配特性を評価した。それぞれの形状を図 3.6 から図 3.8 に示す。

以上の評価パラメータを考慮し、燃料分配特性を評価するタイプ A からタイプ Q の燃料分配モジュールの仕様を表 3.1 に示す。タイプ A は第 2 章にて製作した試作燃焼器で使用していた燃料分配モジュールと基本的に同様の仕様であり、隙間寸法を α としている。燃料導入管の直径はすべて同じである。

タイプ B とタイプ C は隙間寸法を変えた仕様であり、タイプ A に比べて隙間寸法はそれぞれが 67%、133%となっている。

タイプ D とタイプ E は燃料噴出管の直径を変えた仕様であり、タイプ A に比べて燃料噴出流速はそれぞれ 150%、200%となっている。

表 3.1 燃料分配モジュールの仕様

Type	Size of gap	Diameter of fuel injection nozzles	Diameter of fuel passage holes	Eccentric length	Outer shape of fuel passage parts	Position and number of fuel injection nozzles	
	mm	mm	mm	mm		upstream	downstream
A	0.46 α	0.62 α	α	0.0	Wedge	1	1
B	0.31 α	0.62 α	α	0.0	Wedge	1	1
C	0.62 α	0.62 α	α	0.0	Wedge	1	1
D	0.46 α	0.50 α	α	0.0	Wedge	1	1
E	0.46 α	0.42 α	α	0.0	Wedge	1	1
F	0.46 α	0.62 α	α	+ 0.19 α	Wedge	1	1
G	0.46 α	0.62 α	α	- 0.19 α	Wedge	1	1
H	0.46 α	0.62 α	α	0.0	Flat	1	1
J	0.46 α	0.62 α	α	0.0	Opposed	1	1
K	0.46 α	0.62 α	α	0.0	Wedge	1	0
L	0.46 α	0.62 α	α	0.0	Wedge	0	1
M	0.46 α	0.62 α	α	0.0	Flat	1	0
N	0.46 α	0.62 α	α	0.0	Flat	0	1
P	0.46 α	0.62 α	α	0.0	Opposed	1	0
Q	0.46 α	0.62 α	α	0.0	Opposed	0	1

タイプ F とタイプ G は燃料噴出管と燃料導入管の偏心位置を変えた仕様である。偏心位置のプラスは、燃料噴出管の中心が燃料導入管の中心より上流側にあることを意味している。

タイプ H は図 3.5 に示すように燃料導入管の形状をくさび型からフラット型に、タイプ J は対向型に変えた仕様である。燃料導入管外形の Y 方向(高さ方向)の寸法はすべて同じであり、メイン流路の高さの約 30% に相当する。

タイプ K とタイプ L は、燃料導入管の形状はくさび型で、燃料噴出管および燃料導入管の位置を変えた仕様である。図 3.6 に示すように上流のみに 1 穴あるタイプは K、下流のみに 1 穴あるタイプでは L である。同様に、タイプ M とタイプ N は図 3.7 のように燃料導入管の外形状をフラット型にしたものであり、タイプ P とタイプ Q は図 3.8 のように燃料導入管の外形状を対向型にしたものである。

3.2.2 改良燃料分配モジュールの構造

この改良の目的は、高負荷時の NOx を低減させるために行うものである。第 1 章で述べたように希薄予混合燃焼におけるその有効な手段は、当量比分布の均一化である。そのため、高負荷時に燃料分配が多くなるメイン流路の当量比分布の均一化を考えた。メイン流路内の当量比の均一化を図る場合、燃料を細分化して供給するか、燃料がメイン流路内に供給されてからの混合を促進させるかのどちらかとなる。燃料を細分化して供給させるためには、1 つの燃料分配モジュールに多数の燃料噴出管および燃料導入管を配置するか、燃料分配モジュールを多数配置することが必要になるが、両者とも複雑化してしまい、実際の燃焼器を考えた場合には得策とは言えない。また、燃料がメイン流路内に供給されてからの混合を促進させるためには、通常メイン流路内にミキサーを設けるが、それでは燃焼器全圧損失率が増加する可能性がある。そこで、燃焼器全圧損失率への影響がほとんどなく、簡便な方法による当量比の均一化を検討した。

その改良型の燃料分配モジュール(タイプ R)の構造を図 3.9 に示す。これは、燃料噴出管や燃料導入管さらに燃料分配モジュールの数を増加させることなく、また燃焼器の全圧損失率にもほとんど

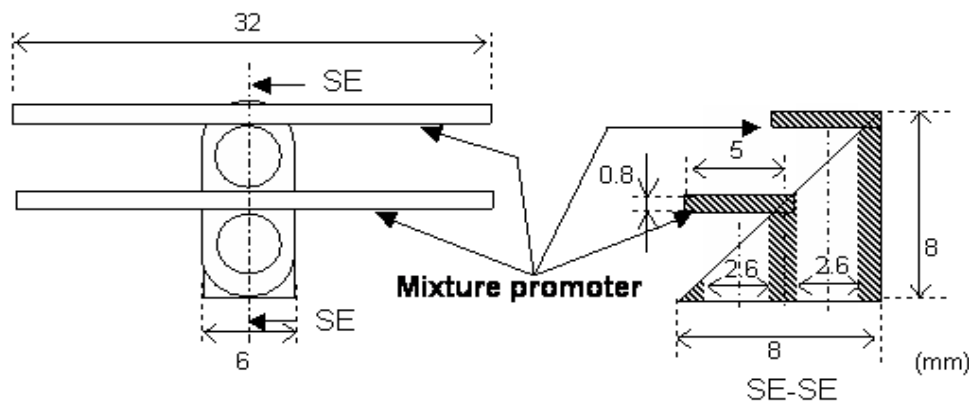


図 3.9 改良型燃料分配モジュールの構造(タイプ R)

削除:"

影響を及ぼさないと考えられる構造であり、図 3.1 および図 3.2 の X 方向、すなわち実際の燃焼器では周方向のメイン流路の当量比分布の均一化を高めるようにしたものである。具体的には、燃料導入管出口部に「混合促進板 (Mixture promoter)」と呼ぶ板を取り付けることによって、燃料導入管からメイン流路に導入された燃料をこの混合促進板に衝突させ、図 3.1 および図 3.2 の X 方向に導き、X 方向の当量比の均一性を向上させようと考えたものである。ただし、第 2 章で実施した計算によるメイン領域の当量比分布からは、周方向の当量比の均一性はかなり高い結果となっているため、実際にこの改良による効果がどの程度あるのかは不明である。また、この混合促進板を取り付けた場合、実際の燃焼器での半径方向、すなわち図 3.1 および図 3.2 の Y 方向の当量比分布への影響は不明であり、仮に Y 方向の当量比の均一性が悪くなれば、高負荷時の NOx 低減には繋がらない恐れがある。そこで、本章では実験による当量比分布の評価を行い、この混合促進板を取り付ける改良の妥当性を評価した。

3.2.3 供給燃料の種類

ガスタービンで用いられるガス燃料は多種の種類が考えられる。そのため、分子量の違いに着目した 5 種類の燃料ガスの燃料分配特性への影響について評価した。使用した燃料の性状 (組成, 分子量, 理論空気量, 発熱量) を表 3.2 に示す^(3.1)。メタン, エタン, プロパン, ブタンと、それらの混合ガスであり都市部で多く供給させている「13A」と表記される燃料の 5 種類に関して、その燃料分配特性を評価した。

表 3.2 各燃料の性質

Type of fuel	Composition	Molecular weight	Theoretical amount of air	High heating value	Low heating value
			m ³ /m ³	MJ/Nm ³	MJ/Nm ³
13A	CH ₄ :88% C ₂ H ₆ :6% C ₃ H ₈ :4% n-C ₄ H ₁₀ : 2%	18.9	11.0	46.1	41.7
CH ₄	CH ₄ :100%	16.0	9.5	39.9	35.9
C ₂ H ₆	C ₂ H ₆ :100%	30.1	16.7	70.5	64.4
C ₃ H ₈	C ₃ H ₈ :100%	44.1	23.8	101.4	93.2
C ₄ H ₁₀	n-C ₄ H ₁₀ :100%	58.1	30.9	134.1	123.6

3.3 実験条件および実験装置

3.3.1 実験条件

実験条件は、空気に関する条件と燃料に関する条件に分けられる。実験条件を表 3.3 に示す。

表 3.3 長方形型流路での実験条件

Main Air Flow Velocity at the Fuel Supply Elements		60 m/s
Pilot Air Flow Velocity at the Fuel Supply Elements		75 m/s
Air Temperature		623 K
Pressure of Air		0.13 MPa
Total Air Flow Rate		1970 NL/min
Max Fuel Flow Rate	Equivalence ratio converted to the prototype combustor	0.30
	(Natural Gas: 13A)	43.7 NL/min
	(Methane: CH ₄)	50.5 NL/min
	(Ethane: C ₂ H ₆)	28.8 NL/min
	(Propane: C ₃ H ₈)	20.2 NL/min
	(n-Butane: C ₄ H ₁₀)	15.5 NL/min

空気条件

燃料分配特性を評価する長方形型流路と第 2 章の試作燃焼器では、その流路形状が大きく異なる。しかし、燃料分配には燃料分配モジュールでの空気流速が大きく関係していると考えられる。そのため、燃料分配モジュール位置でのメインおよびパイロット流路の空気平均流速を合わせた条件で評価することにした。第 2 章の試作燃焼器の CFD 計算では、メインおよびパイロット流路に投入される空気量は投入全空気量の約 50%とし、さらにメインとパイロット流路への空気分配比率はおよそ 85%:15%となっていた。この結果および第 2 章の試作燃焼器の燃料分配モジュール位置でのメインおよびパイロット流路の断面積から、燃料分配モジュール位置でのメインおよびパイロット流路の空気平均流速を算出し、その平均流速条件を用いた。燃料分配モジュールがあるメイン領域の空気平均流速 U_m を約 60 m/s、パイロット領域の空気平均流速 U_p を約 75 m/s とした。空気温度 T は、第 2 章の試作燃焼器と同じく 623 K としている。また、第 2 章での実験結果より燃焼器入口全圧 CDP は燃料分配特性に大きな影響は及ぼしていないため(図 2.21 および図 2.22 参照)、第 2 章での試作燃焼器での条件とは異なるが、入口空気全圧 P は 0.13 MPa で一定とした。

燃料条件

第 2 章での試作燃焼器では、最高全当量比(希釈空気および燃焼器冷却空気を含む)は約 0.3 であった。この条件から 1 つの燃料分配モジュールに投入する最高燃料流量を算出するが、燃料分配モジュールの数が異なること、さらに入口空気全圧条件が異なることを考慮し、1 つの燃料分配モ

ジュールに投入する最高燃料流量を算出した。なお、タイプ K からタイプ Q では燃料噴出管の数が 1 つのため、この燃料流量の半分を最高燃料流量とした。燃料は、13A、メタン、エタン、プロパン、ブタンの 5 種類を使用するが、それぞれの理論空気が異なるため、全当量比 ϕ に対応する燃料流量は異なる。

3.3.2 実験装置

長方形型流路での燃料分配特性評価用の実験装置を図 3.10 に示す。空気はブロアーにより供給し、電気ヒータにより 623 K まで昇温した。加熱空気はハニカム状の整流部 (Rectification duct) を通った後、燃料分配モジュールに供給される。燃料分配モジュール下流側のメインおよびパイロット流路には、混合ガス濃度を均一にするためのスタティックミキサーと、空気流量を計測するためのオリフィス流量計を設けている。さらに、メイン流路にはバタフライ弁を取り付けてあり、燃料分配モジュールでのメイン領域およびパイロット領域の空気流速が所定の条件になるように開度を設定した。この調整は燃料を投入しない状態で実施した。各燃料はボンベから供給し、スタティックミキサーおよびオリフィス通過後のメインおよびパイロット流路の混合ガスの THC および O_2 濃度をガス分析計にて計測し、各流路の平均当量比を算出した。

メインへの燃料分配率は、各流路の平均当量比および空気配分比率より算出した。

さらに、長方形型流路のメイン流路内に内径 1.0mm の 9 個の採取孔をもったガスサンプリングプロ

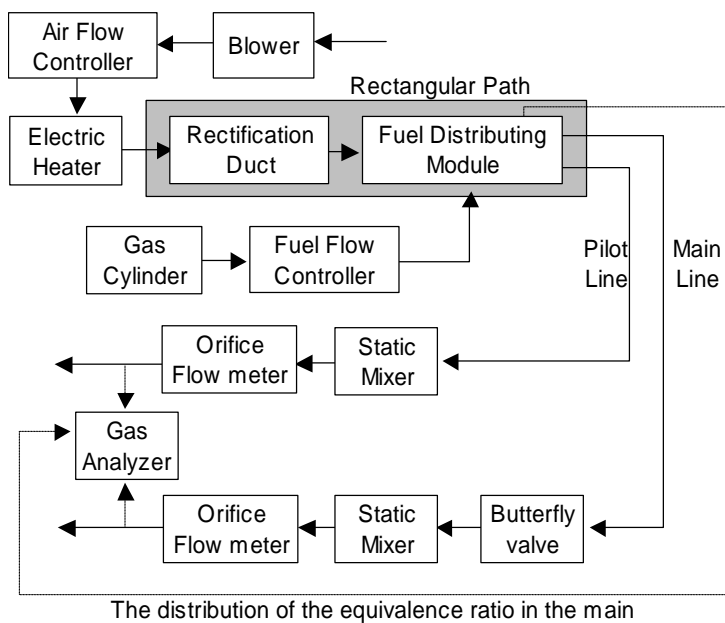


図 3.10 長方形型流路での燃料分配評価用の実験装置のフロー

ープを挿入し、燃料分配モジュール下流側のメイン流路内の当量比分布が計測可能な構造にしている。

長方形型流路での燃料分配評価用の実験装置の外観写真およびその燃料分配部の拡大した外観写真を図 3.11 および図 3.12 に示す。

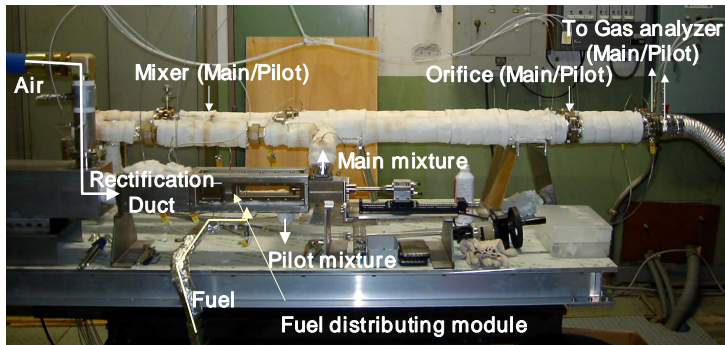


図 3.11 長方形型流路での燃料分配評価用の実験装置の外観写真

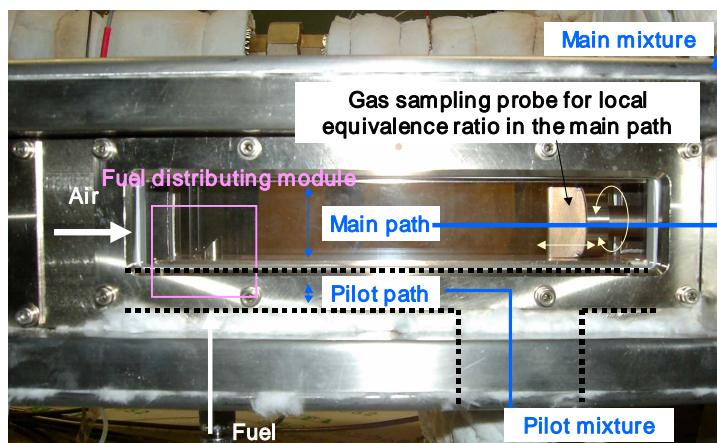


図 3.12 長方形型流路での燃料分配評価用の実験装置の燃料分配部の拡大外観写真

3.4 実験結果と考察

3.4.1 燃料分配モジュールの基本構造が燃料分配特性に及ぼす影響

メイン流路とパイロット流路への燃料分配比率に影響を及ぼすと考えられる燃料分配モジュールの基本構造が燃料分配特性に与える影響を評価した。

隙間寸法の影響

燃料分配モジュールの隙間寸法を変えた場合の燃料分配特性を図 3.13 に示す。横軸は試作燃焼器に換算した全当量比 ϕ_c であり、縦軸はメイン領域の当量比(相対値)である。試作燃焼器に換算した全当量比 ϕ_c が 0.30 の時、すべての燃料がメイン領域に供給された場合のメイン領域の当量比を 1.0 としている。使用燃料は「13A」である。燃料分配モジュールのタイプ A の隙間寸法は 0.46 mm、タイプ B は 0.31 mm、タイプ C は 0.62 mm である。今回の実験条件ではいずれの仕様でも燃料自動分配が確認された。第 2 章で試作した燃料分配モジュールに相当する仕様はタイプ A である。メイン領域に燃料が供給され始める当量比 ϕ_{c0} は約 0.13 となっており、第 2 章での結果である 0.15 よりやや小さい。燃料分配モジュール部における空気平均流速を合わせた実験条件であったが、今回使用した流路では燃料分配モジュール部におけるパイロット全開口面積に占める隙間部の面積が相対的に小さくなっているため(約 12% 約 4%)、隙間部における局所的な空気流速がやや小さくなっていたことが原因である可能性が考えられる。ただし、燃料分配特性の傾向はほぼ同じである。

隙間寸法を変化させた場合、隙間寸法が大きくなるほど、メイン側へ燃料は供給されにくくなっており、メイン領域の当量比は小さくなり、メイン領域に燃料が供給され始める当量比 ϕ_{c0} は大きくなっていた。また、今回評価した隙間寸法の範囲では、この当量比 ϕ_{c0} は、隙間寸法に対してリニアな特性が確認された。

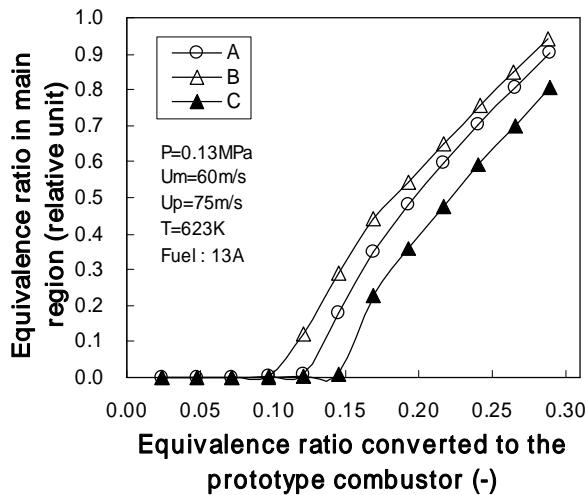


図 3.13 隙間寸法の燃料分配特性(メイン当量比)への影響
(隙間寸法 A:100%, B:67%, C:133%)

燃料噴出管の直径(燃料噴出流速)の影響

燃料分配モジュールの燃料噴出管の直径(燃料噴出流速)を変えた場合の燃料分配特性を図 3.14 に示す。使用燃料は「13A」である。燃料分配モジュールのタイプ A の燃料噴出管の直径は 0.62 ,タイプ D は 0.50 ,タイプ E は 0.42 であり,燃料噴出流速はそれぞれ 100% ,150% ,200%となる。今回の実験条件ではいずれの仕様でも燃料自動分配が確認された。燃料噴出管の直径が大きくなるほどつまり燃料噴出流速が小さくなるほどメイン側へ燃料は供給されにくくなっており,メイン領域の当量比は小さくなり,メイン領域に燃料が供給され始める当量比 ϕ_{start} は大きくなっていった。ただし,今回評価した燃料噴出管の直径の範囲では,この当量比 ϕ_{start} は,燃料噴出管の直径(燃料噴出流速)に対してリニアな特性は確認されず,燃料噴出流速が増加に対する ϕ_{start} の変化は徐々に小さくなっていった。

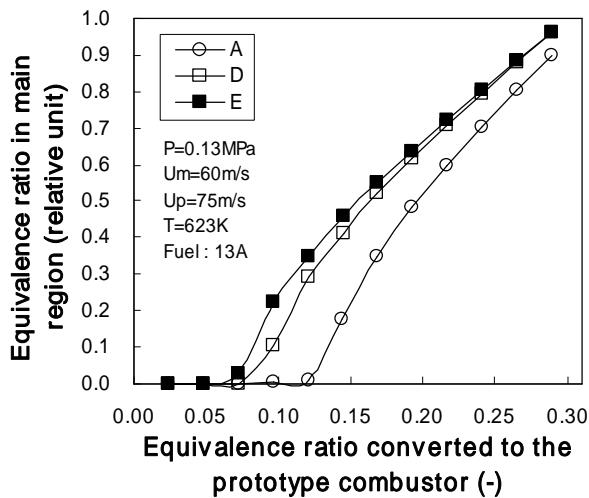


図 3.14 燃料噴出管の直径(燃料噴出流速)の燃料分配特性(メイン当量比)への影響
(燃料噴出流速 A:100% ,D:150% ,E:200%)

燃料噴出管と燃料導入管の偏心位置の影響

燃料分配モジュールの燃料噴出管と燃料導入管の偏心位置を変えた場合の燃料分配特性を図 3.15 に示す。使用燃料は「13A」である。燃料分配モジュールのタイプ F は偏心位置がプラスであり,燃料噴出管の上流端と燃料導入管の上流端が同じ軸方向位置にある。このタイプ F のメイン領域に燃料が供給され始める当量比 ϕ_{start} は,偏心していないタイプ A とほとんど同じであり,メイン領域の当量比がわずかに大きくなる程度である。しかし,逆方向に偏心させた,つまり燃料噴出管の下流端と燃料導入管の下流端が同じ軸方向位置にあるタイプ G では,メイン領域へ燃料が供給されにくくなっており,当量比 ϕ_{start} も大きくなった。このように,燃料導入管の開口位置がどこにあるかによって,燃

料分配特性は変化している。この結果より、製作公差を考慮した場合、燃料分配特性に及ぼす影響を少なくするためには、燃料噴出管の中心位置をある程度上流側に設定しておく必要があると考えられる。

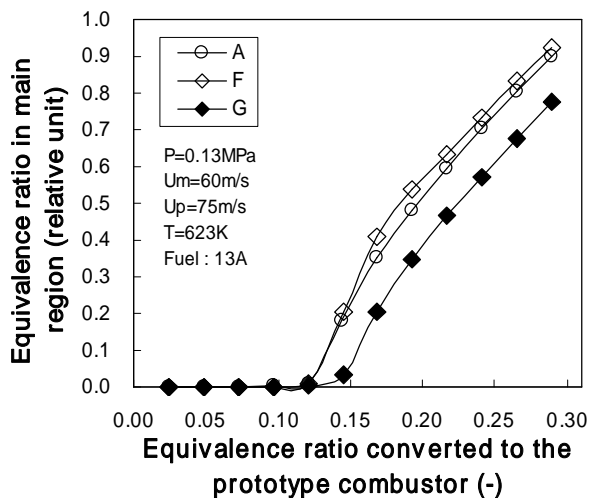


図 3.15 燃料噴出管と燃料導入管の偏心位置の燃料分配特性(メイン当量比)への影響 (偏心位置 A:なし, F:燃料噴出管が上流, G:燃料噴出管が下流)

燃料導入管の外形状の影響

燃料分配モジュールの燃料導入管の形状を変えた場合の燃料分配特性を図 3.16 に示す。使用燃料は「13A」である。燃料分配モジュールのタイプ A はくさび型、タイプ H はフラット型、タイプ J は対向型である。フラット型のタイプ H では、メイン領域に燃料が供給され始める当量比 ϕ が小さいに

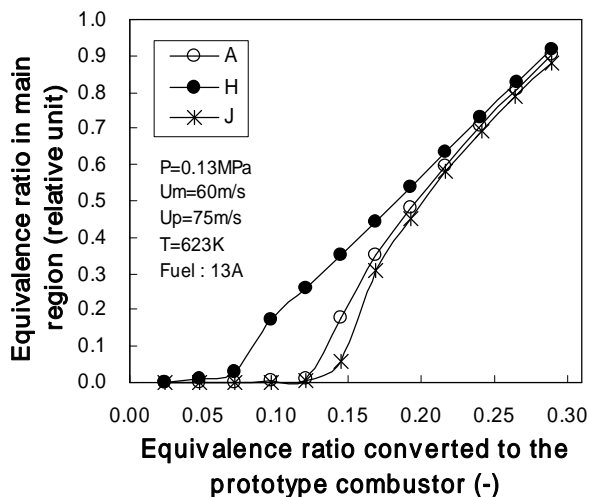


図 3.16 燃料導入管の形状の燃料分配特性(メイン当量比)への影響 (燃料導入管の形状 A:くさび型, H:フラット型, J:対向型)

もかわらず、高負荷でのメイン領域の当量比は他のタイプとほぼ同等である。これは、フラット型ではメイン領域の空気の動圧による燃料の押さえ込みがないことが影響していると考えられる。この燃料分配特性では低負荷や中負荷時にパイロット領域の当量比が低くなり、さらにその時のメイン領域の当量比も極めて低い状態となるため、燃焼効率の低下や失火の可能性が考えられる。タイプ A およびタイプ J ではメイン領域の空気の動圧が燃料を押さえ込んでいると考えられ、その押さえ込みが一番大きいと考えられる対向型が、メイン領域に燃料が供給され始める当量比 $\phi_{0.30}$ が一番大きくなる。ただし、定格点である試作燃焼器に換算した全当量比 $\phi_{0.30}$ が 0.30 に近づくにつれて、差異は小さくなっていく。実際の燃焼器を考えた場合の燃料分配特性としては、第 2 章で試作したくさび型や、その特性に近い対向型の燃料分配特性が適切であると考えられる。製作面から検討すると、燃料導入管を真っ直ぐにできるくさび型の方が加工上容易だと考えられる。

燃料噴出管および燃料導入管の位置の影響

燃料噴出管および燃料導入管の位置を変えた場合の燃料分配特性を、燃料導入管の形状がくさび型は図 3.17 に、フラット型は図 3.18 に、対向型は図 3.19 に示す。各燃料導入管の形状について、上流部にのみ 1 穴ある仕様と下流部にのみ 1 穴ある仕様を評価し、燃料分配モジュールの隙間部を流れるパイロット空気流速の燃料分配への影響を検討した。燃料導入管の形状を変えても、定性的な傾向はほぼ同じであり、下流部だけの方が上流部だけに比べてほぼ全体的に燃料分配が大きくなっている。フラット型以外で燃料導入管の長さの影響だけを考慮すると、その長さの長い下流部の方が燃料分配が小さくなると考えられるが、隙間部の上流部での空気流速より下流部での空気流速の方が小さくなるため、下流部の燃料分配が大きくなった可能性が考えられる。このようにパイロット空気流速の差異は燃料分配特性に大きく影響するため、隙間部における燃料噴出管の軸方向位置を変更する場合には注意が必要である。

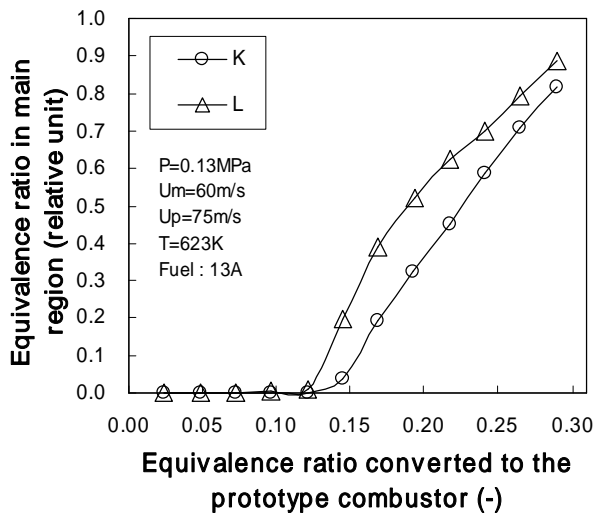


図 3.17 燃料噴出管と燃料導入管の位置の燃料分配特性(メイン当量比)への影響 (くさび型 K:上流, L:下流)

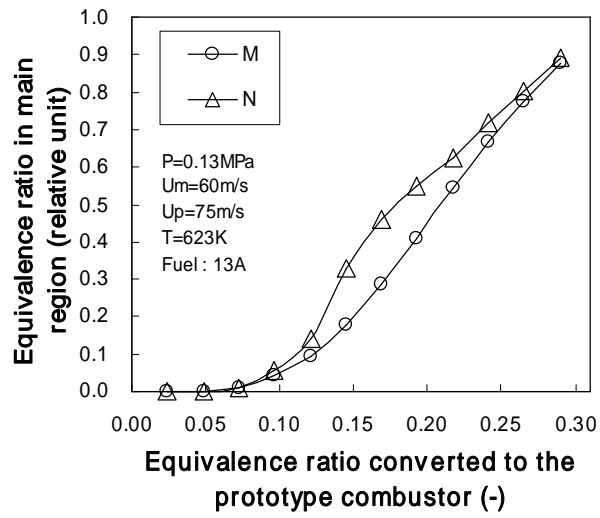


図 3.18 燃料噴出管と燃料導入管の位置の燃料分配特性(メイン当量比)への影響 (フラット型 M:上流, N:下流)

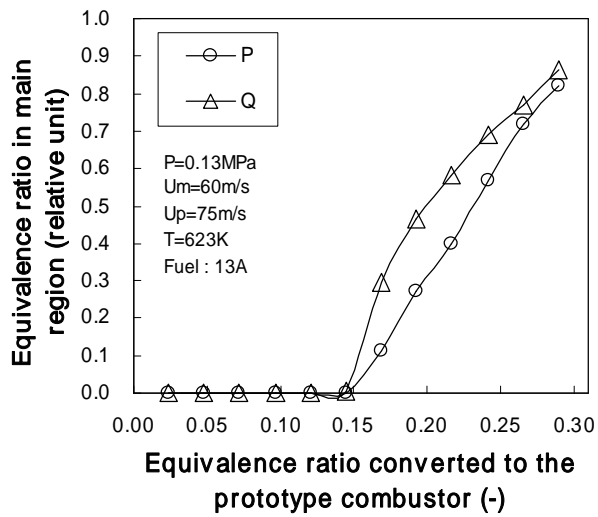


図 3.19 燃料噴出管と燃料導入管の位置の燃料分配特性(メイン当量比)への影響 (対向型 P:上流, Q:下流)

燃料噴出管および燃料導入管の個数の影響

燃料噴出管および燃料導入管の個数を変えた場合の燃料分配特性を、燃料導入管の形状がくさび型は図 3.20 に、フラット型は図 3.21 に、対向型は図 3.22 に示す。各燃料導入管の形状について、上流部および下流部にそれぞれ 1 穴ある仕様と上流部もしくは下流部にのみ 1 穴ある仕様を評価し、上流部と下流部での燃料分配の干渉を検討した。燃料導入管の形状を変えても、定性的な傾向はほぼ同じであり、上流部および下流部にそれぞれ 1 穴ある仕様の燃料分配は、上流部だけの仕様と下流部だけの仕様の燃料分配の単純な平均となっておらず、その平均値よりも燃料分配は大きくな

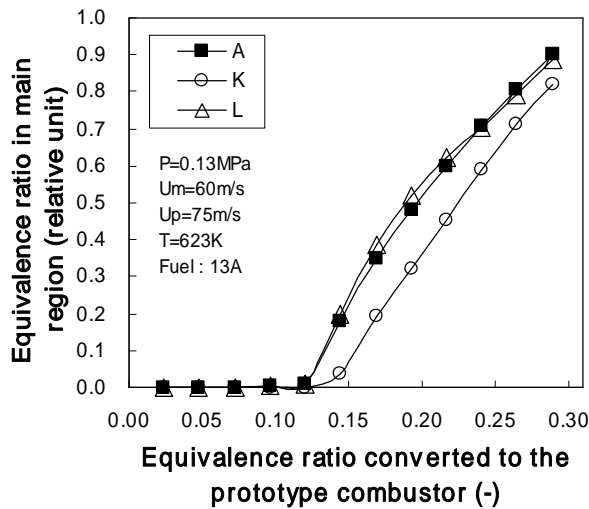


図 3.20 燃料噴出管と燃料導入管の個数の燃料分配特性(メイン当量比)への影響 (くさび型 A:上流および下流, K:上流, L:下流)

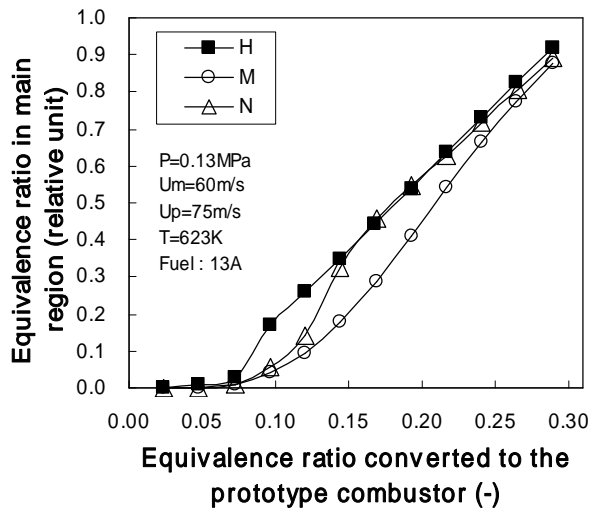


図 3.21 燃料噴出管と燃料導入管の個数の燃料分配特性(メイン当量比)への影響 (フラット型 H:上流および下流, M:上流, N:下流)

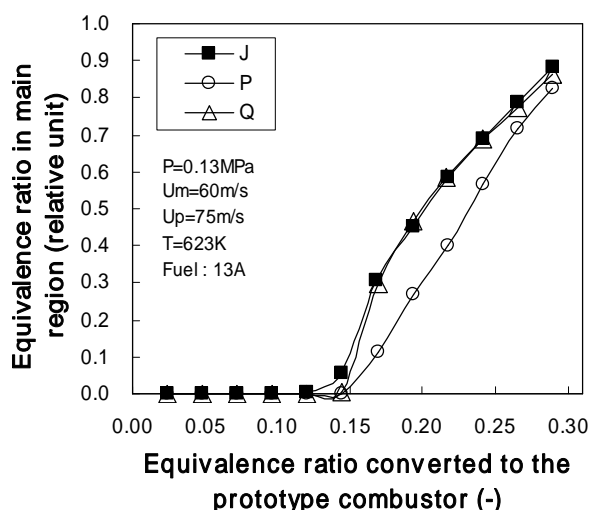


図 3.22 燃料噴出管と燃料導入管の個数の燃料分配特性(メイン当量比)への影響
(対向型 J:上流および下流, P:上流, Q:下流)

っている。この結果より、上流部で噴出される燃料による下流部へ流入する空気の遮蔽によって生じる下流部での燃料分配の増加や、また上流部でパイロット側に供給された燃料が、下流部の燃料供給管を通してメイン側に供給されるという、燃料分配の干渉が起こっていると考えられる。ただし、上流部でパイロット側に供給された燃料には初期の噴出方向の速度成分がほとんどなくなっているため、くさび型や対向型のようなメイン空気の動圧が燃料導入管に加わる場合は、後者の燃料分配の干渉ではなく、前者の燃料分配の干渉が支配的だと考えられる。

第2章での試作燃焼器では、メイン領域の半径方向の当量比の均一性を高めるために、1つの燃料分配モジュールには燃料導入管および燃料噴出管がそれぞれ軸方向に直列に2つずつ配置していたが、前述のような上流部と下流部での燃料分配の干渉が起こっており、複雑な燃料分配現象となっていたと考えられる。よって、燃料分配モジュールを含めた燃焼器の改良を行う場合には、燃料導入管および燃料噴出管をそれぞれ軸方向に直列に配置せず、それぞれ干渉が起らないようにずらして配置するのが適切だと考えられる。

以上のように、隙間寸法、燃料噴出管の直径、燃料噴出管と燃料導入管の偏心位置、燃料導入管の形状、燃料噴出管および燃料導入管の位置およびその個数といった燃料分配モジュールの基本構造は、燃焼性能を左右するメインとパイロット領域への燃料分配特性に大きく影響を及ぼしていることが確認でき、その定性的・定量的な燃料特性を把握した。またその燃料分配特性を把握した上で、実際の燃焼器に用いる場合に推奨される仕様を抽出した。

3.4.2 改良燃料分配モジュールの構造が燃料分配特性に及ぼす影響

この改良の目的は、メイン流路の当量比分布の均一化によって、高負荷時のNO_xを低減しようと考えたものであり、図3.1および図3.2のX方向、すなわち実際の燃焼器では周方向のメイン流路の当量比分布の均一化を高めるために、燃料導入管出口部に「混合促進板」と呼ぶ板を取り付けた仕様(タイプR)の燃料分配特性を評価した。

まず、燃料分配特性を図3.23に示す。使用燃料はメタンである。タイプRではメイン領域に燃料が供給され始める当量比 ϕ はタイプAよりわずかに大きくなる。タイプRで取り付けられた混合促進板がメイン領域への燃料導入の抵抗になっていると考えられる。ただし、定格点である試作燃焼器に換算した全当量比 ϕ が0.30に近づくにつれてその差異はなくなっていく。このように、混合促進板の取付は、高負荷時のメインとパイロット領域への平均的な燃料分配特性にはほとんど影響を及ぼさないと考えられる。

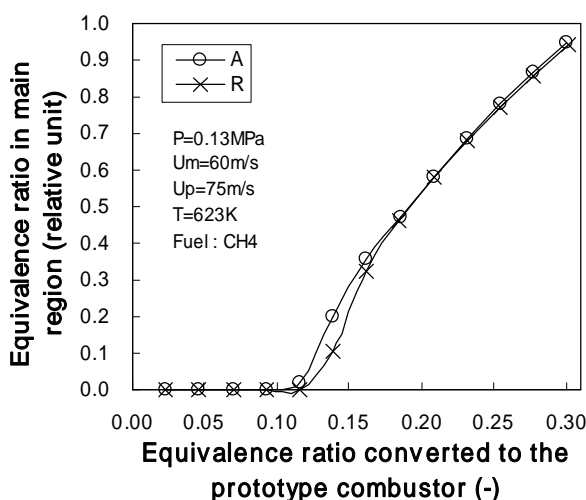


図 3.23 混合促進板の燃料分配特性(メイン当量比)への影響

次に、この混合促進板を取り付けたことによるメイン領域の半径方向および周方向の当量比分布を評価した。全当量比 ϕ が0.30の時のメイン領域の当量比分布を図3.24および図3.25に示す。図3.1および図3.2のZ方向3断面でのX方向およびY方向位置の当量比分布である。使用燃料はメタンである。

図3.24は、X=0mmでのZ=20mm, 70mm, 120mmの3断面のY方向のメイン領域の当量比分布である。Z=20mmのタイプAの一部の当量比が表示されていないのは、THC濃度が最高濃度レンジである20%を越えていたためである。タイプAではY=0mmあたりが最高当量比になるが、混合促進板を付けたタイプRでは、下側(Y<0)の方が、上側(Y>0)より当量比が高くなっている。混合促進板により、燃料の上側(Y>0)への拡散が抑えられたためだと考えられる。Z=120mmの位置では、

タイプ R の最高当量比の方がタイプ A より高くなっている。流速分布を考慮しない場合, この Y 方向のみの当量比分布からは, タイプ R の方が NOx が高くなる可能性が考えられる。

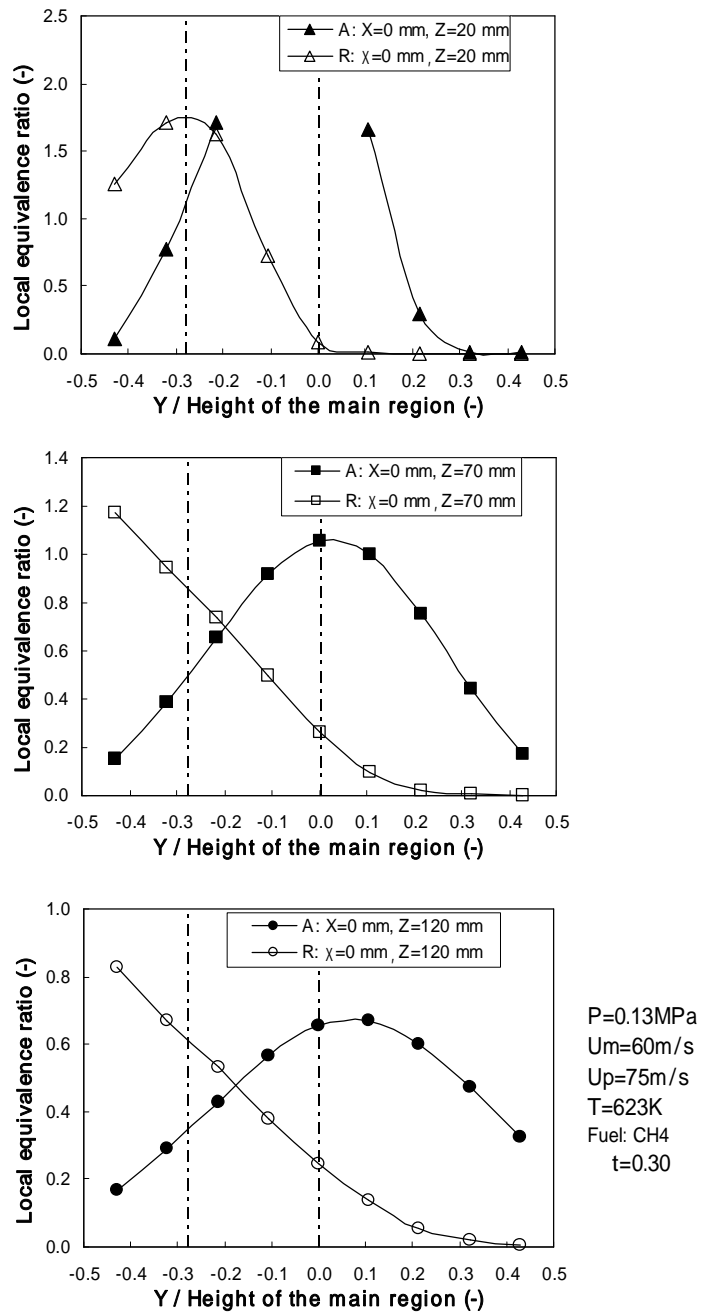
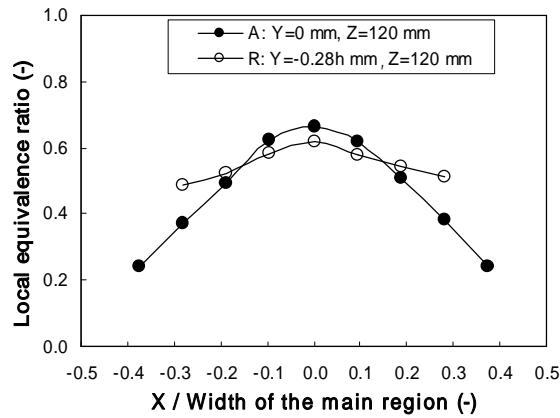
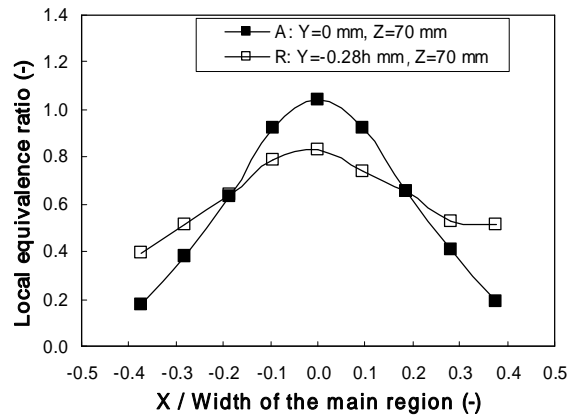
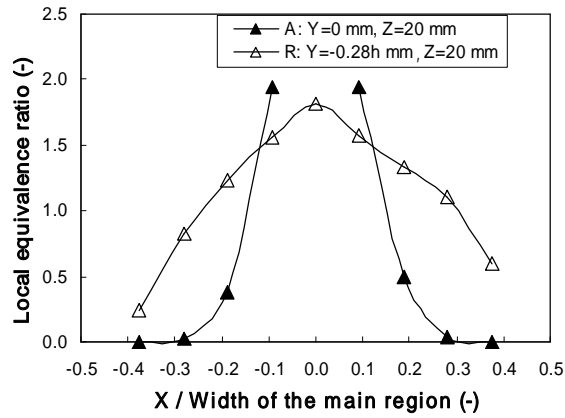


図 3.24 Y 方向のメイン領域の当量比分布 (上から Z=20 mm, 70 mm, 120 mm の 3 断面。タイプ A は混合促進板なし, タイプ R は混合促進板あり)

図 3.25 は、 $Z=20\text{ mm}$ 、 70 mm 、 120 mm の 3 断面の X 方向のメイン領域の当量比分布である。メイン領域の高さを h とした場合、タイプ A は $Y=0\text{ mm}$ を、タイプ R は $Y=-0.28h\text{ mm}$ での当量比分布を計測した。図 3.24 の $Z=120\text{ mm}$ の断面にて、タイプ A およびタイプ R の当量比がほぼ同じで比較的高くなる Y 方向位置を選択している。 $Z=20\text{ mm}$ のタイプ A の一部の当量比が表示されていないのは、前述と同じ理由で THC 濃度が最高濃度レンジである 20% を越えていたためである。全ての断面において、 $X=0\text{ mm}$ の当量比が一番高くなっている。 $Z=20\text{ mm}$ において、タイプ R の方が、X 方向のより遠い位置まで燃料が多く拡散しており、 $Z=70\text{ mm}$ および $Z=120\text{ mm}$ ではタイプ A に比べてタイプ R の X 方向当量比の均一性が高まっていることがわかる。メイン領域の幅を w とした場合、 $Z=120\text{ mm}$ の X 方向の $-0.28w$ から $+0.28w$ の計測範囲において、タイプ A の平均当量比は 0.52 で最高当量比と最低当量比との間隔は 0.30 となっているのに対して、タイプ R の平均当量比は 0.55 で最高当量比と最低当量比との間隔は 0.13 となっている。このように、混合促進板の取付により、平均当量比がやや高い領域においても、その当量比分布が均一になり、燃料の周方向 (X 方向) への拡散が顕著になったものと考えられる。流速分布を考慮しない場合、この X 方向のみの当量比分布からは、タイプ R の方が NO_x が低くなる可能性が考えられる。

以上の結果より、混合促進板の取付により、当初考えていたメイン領域の X 方向 (試作燃焼器では周方向) の当量比の均一性が改善されることが確認できたが、それと同時にメイン領域の Y 方向 (試作燃焼器では半径方向) の最高当量比の増加が確認された。実際の燃焼器での混合促進板の取付により、メイン領域の Y 方向 (試作燃焼器では半径方向) の最高当量比の増加より、X 方向の当量比分布 (試作燃焼器では周方向) の均一性の改善の効果が強く表れれば、メイン側への燃料分配率が高くなる高負荷時に NO_x 低減が可能になると考えられる。ただし、その逆であれば、 NO_x は増加する恐れがある。よって、試作燃焼器の加圧燃焼試験を行い、まだ評価されていない燃焼器全圧損失率への影響も含めて、混合促進板の有無による燃焼特性への影響を評価することにした。この内容に関しては第 4 章で評価する。



P=0.13MPa
 Um=60m/s
 Up=75m/s
 T=623K
 Fuel: CH4
 t=0.30

図 3.25 X 方向のメイン領域の当量比分布
 (上から Z=20 mm, 70 mm, 120 mm の 3 断面。タイプ A は混合促進板なし, タイプ R は混合促進板あり)

3.4.3 供給燃料の種類が燃料分配特性に及ぼす影響

燃料種を変えた場合のメイン流路とパイロット流路への燃料分配特性への影響を評価した。使用した燃料は、表 3.2 に示すメタン、エタン、プロパン、ブタンと、それらの混合ガスである「13A」と表記される燃料の 5 種類である。13A 燃料から燃料種を変えた場合でも、全当量比 ϕ を同じにすれば、低位発熱量は 99~106%、高位発熱量は 100%~104% の範囲となる。また、試作燃焼器に換算した全当量比 ϕ と標準状態における燃料流量の関係を図 3.26 に示す。全当量比 ϕ が同じ場合、分子量が大きいものほど理論空気量が多くなり、燃料流量は少なくなる。

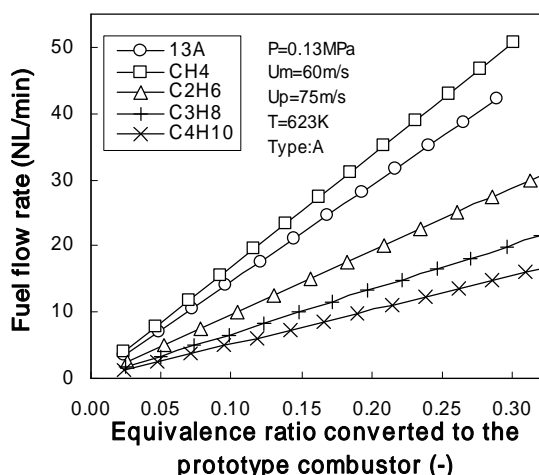


図 3.26 燃料種を変えた場合の全当量比 ϕ と燃料質量流量の関係

使用した燃料分配モジュールは第 2 章で使用した燃料分配モジュールと同等であるタイプ A である。まず、投入した標準状態における燃料流量に対する、相対値で表示したメイン当量比との関係を図 3.27 に、メイン領域への燃料分配率との関係を図 3.28 に示す。標準状態における燃料流量が同じ場合は、分子量の増大と共に、メイン領域への燃料分配が増加し、またメイン領域へ燃料が供給され始める当量比 ϕ_{start} も低負荷側となっている。次に、図 3.26 に示す試作燃焼器に換算した全当量比 ϕ と標準状態における燃料流量の相関を用いて、図 3.29 および図 3.30 に示す試作燃焼器に換算した全当量比 ϕ に対する燃料分配特性を評価した。今度は逆に、全当量比 ϕ が同じ場合は、分子量の増大と共に、メイン領域への燃料分配が低下し、またメイン領域へ燃料が供給され始める当量比 ϕ_{start} も高負荷側となっている。このように、標準状態における燃料流量を同じにした場合は分子量の増大とともにメイン領域への燃料分配は大きくなるが、逆に理論空気を考慮した全当量比 ϕ を同じにした場合は分子量の増大とともにメイン領域への燃料分配は小さくなる。

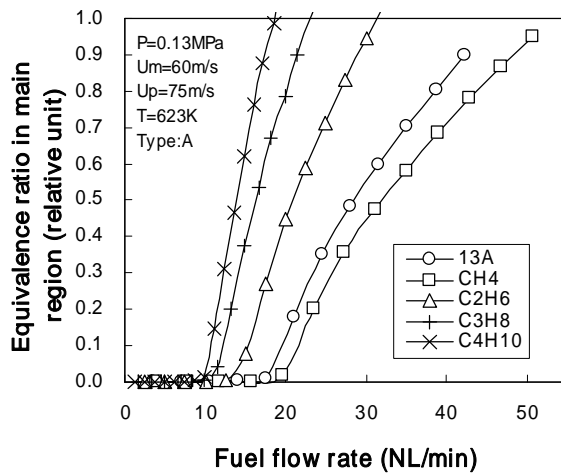


図 3.27 燃料種を変えた場合の燃料流量と燃料分配特性(メイン当量比)の関係

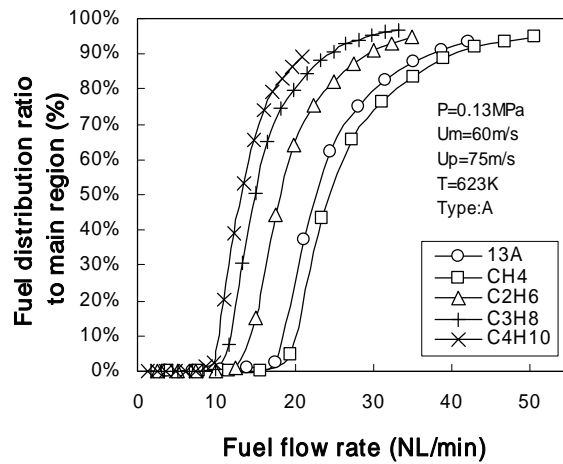


図 3.28 燃料種を変えた場合の燃料流量と燃料分配特性(燃料分配率)の関係

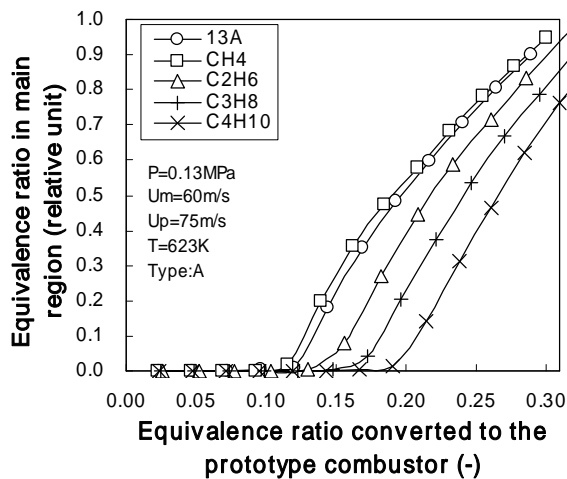


図 3.29 燃料種を変えた場合の全当量比 ϕ と燃料分配特性(メイン当量比)の関係

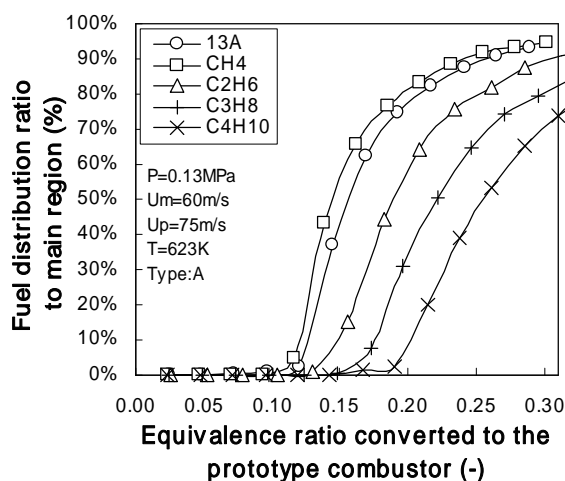


図 3.30 燃料種を変えた場合の全当量比 ϕ と燃料分配特性 (燃料分配率) の関係

燃料種の燃料分配特性への相関を把握するため、燃料噴出管における噴出燃料の単位体積あたりの運動量および運動エネルギーを用いて評価することにした。単位体積あたりの噴出燃料の運動エネルギーや運動量は、

- 燃料噴出管における噴出燃料の密度
- 燃料噴出管における噴出燃料の平均流速

を用いて算出した。燃料を理想気体と考え、燃料噴出部直前の燃料キャビティ内の温度、燃料圧力、分子量を考慮した噴出燃料密度を図 3.31 に示す。各燃料とも全当量比 ϕ の増加で密度が大きくなっているが、これは主に燃料流量が増えることによる燃料圧力の増加が影響している。燃料噴出部直前の燃料キャビティ内の温度、燃料圧力、燃料流量を考慮した燃料噴出管における噴出燃料の

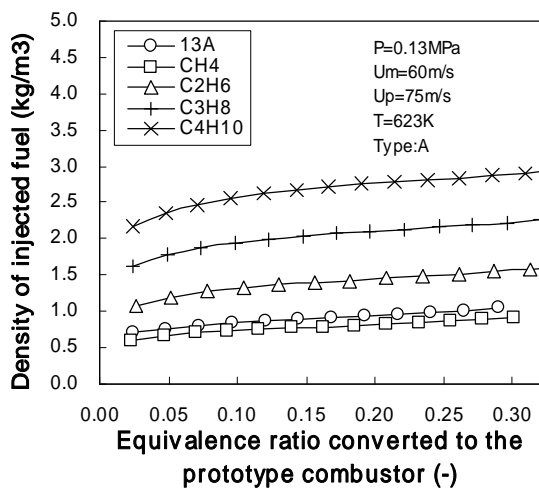


図 3.31 燃料種を変えた場合の全当量比 ϕ と燃料噴出管における噴出燃料の密度の関係 (燃料を理想気体と仮定した場合)

平均流速を図 3.32 に示す。全当量比 ϕ が同じ場合では、分子量の小さい燃料ほど、噴出燃料の燃料噴出管における平均流速は大きくなる。メタンでの平均流速を 100%とした場合、13A では約 88%、エタンでは 58%、プロパンでは 39%、ブタンでは約 32%の流速となる。

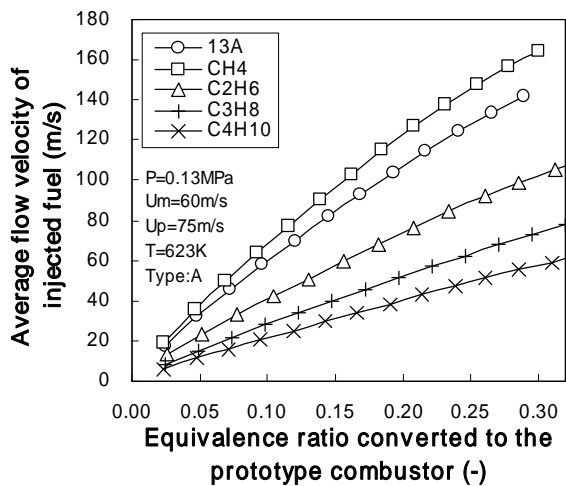


図 3.32 燃料種を変えた場合の全当量比 ϕ と燃料噴出管における噴出燃料の噴出平均流速の関係 (燃料を理想気体と仮定した場合)

燃料噴出管における噴出燃料の密度および噴出燃料の平均流速から算出した噴出燃料の単位体積あたりの運動量(相対値)とメイン領域への燃料分配率との関係を図 3.33 に、メイン当量比(相対値)との関係を図 3.34 に示す。メタンの全当量比 $\phi = 0.30$ での単位体積あたりの運動量を 1 としている。これらの関係は、図 3.29 および図 3.30 で示した試作燃焼器に換算した全当量比 ϕ に対する燃料分配特性と定性的な傾向は同じになっている。

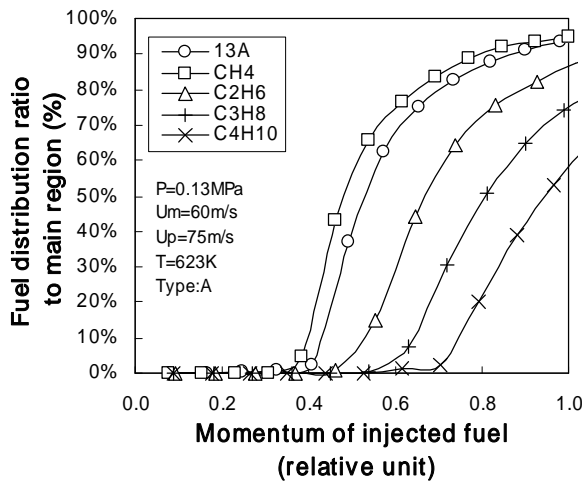


図 3.33 燃料種を変えた場合の燃料噴出管における噴出燃料の運動量と燃料分配特性(燃料分配率)の関係

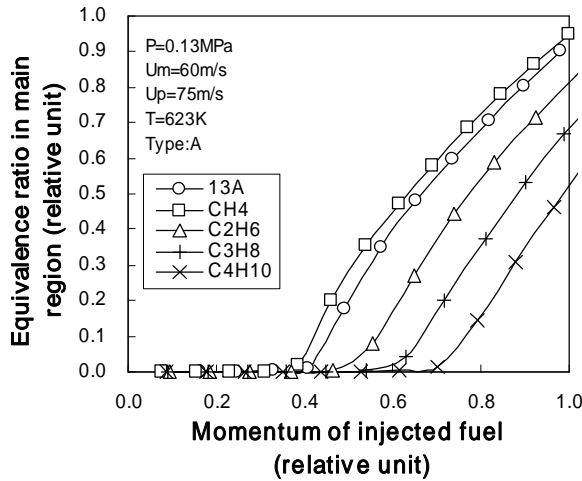


図 3.34 燃料種を変えた場合の燃料噴出管における噴出燃料の運動量と燃料分配特性(メイン当量比)の関係

燃料噴出管における噴出燃料の密度および噴出燃料の平均流速から算出した噴出燃料の単位体積あたりの運動エネルギー(相対値)とメインへの燃料分配率の関係を図 3.35 に示す。メタンの全当量比 $\phi = 0.30$ での単位体積あたりの運動エネルギーを 1 としている。燃料分配モジュールの仕様が同一の場合、メイン領域への燃料分配率やメイン領域へ燃料が供給され始める当量比 ϕ_c は、噴出燃料の運動エネルギーに支配されており、単位体積あたりの運動エネルギーに対する燃料分配率は燃料種の影響がないことがわかる。この相関を用いることにより、燃料種が変化した場合でも、メイン領域への燃料分配率の推定が可能となる。

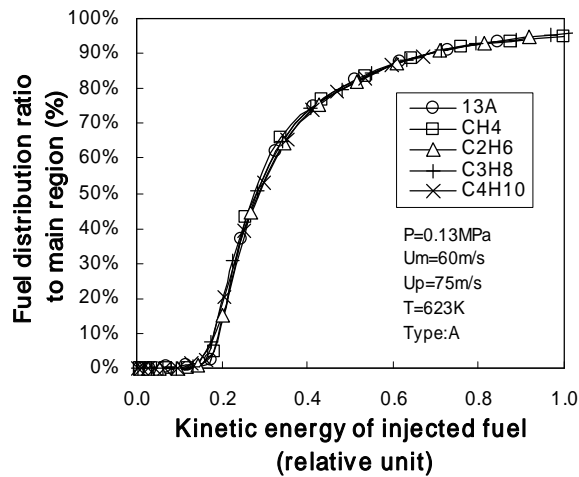


図 3.35 燃料種を変えた場合の燃料噴出管における噴出燃料の運動エネルギーと燃料分配特性(燃料分配率)の関係

運動エネルギー（相対値）とメイン当量比（相対値）の関係を図 3.36 に示す。前述の通り、メイン領域への燃料分配率やメイン領域へ燃料が供給され始める当量比 $\phi_{0.5}$ は、噴出燃料の運動エネルギーに支配されている。ただし、運動エネルギーが同じ場合、分子量が大きくなるほどメイン当量比は高くなっている。これは、噴出燃料の運動エネルギーが同じ場合、図 3.37 に示すように分子量が大きいほど試作燃焼器に換算した全当量比 $\phi_{0.5}$ は大きくなり、さらに図 3.36 に示すようにメイン領域への燃料分配率が同程度となるため、メイン当量比が高くなると考えられる。

このように、13A 燃料と異なる燃料を使用した場合にはメイン領域への燃料分配特性が変化し、燃焼特性が変化すると考えられる。よって、異なる燃料を使用した場合でも 13A 燃料と同程度の燃料

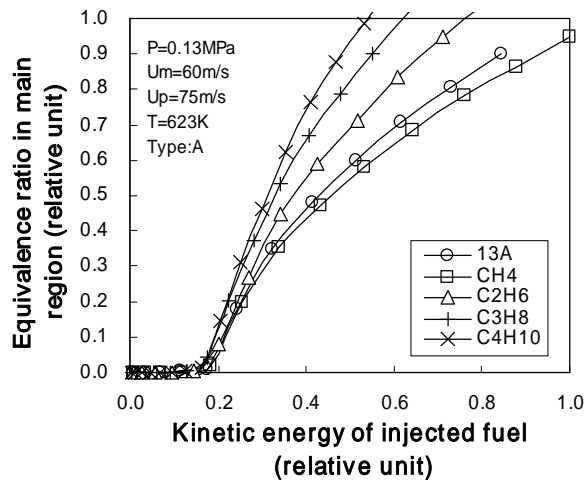


図 3.36 燃料種を変えた場合の燃料噴出管における噴出燃料の運動エネルギーと燃料分配特性(メイン当量比)の関係

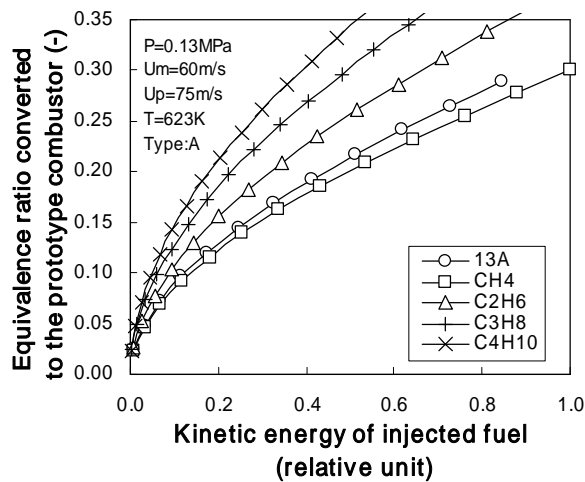


図 3.37 燃料種を変えた場合の燃料噴出管における噴出燃料の運動エネルギーと全当量比 $\phi_{0.5}$ の関係

分配特性にすることが必要だと考えられる。そのために、13A 燃料と異なる燃料を使用した場合において燃料分配モジュールの仕様を変更し、13A 燃料と同程度の燃料分配特性にすることが可能かどうかを検討した。今回は、燃料としてプロパンを使用し、燃料分配モジュールの仕様の変更として、隙間寸法の変更を行った。プロパンを使用した場合は、図 3.29 や図 3.30 から、13A 燃料よりメインへの燃料分配が小さくなるため、タイプ A の隙間寸法に対して 50%、33%と狭くすることにした。その結果を図 3.38 に示す。プロパン燃料を使用した場合、隙間寸法を 50%とすると、隙間寸法 100%に比べてメイン当量比が高くなり 13A 燃料を使用した場合に近づくが、メイン領域へ燃料が供給され始める当量比 ϕ_{0} がやや高い。隙間寸法を 33%とすると、メイン領域へ燃料が供給され始める当量比 ϕ_{0} も 13A 燃料を使用した場合とほぼ同程度になる。このように、13A 燃料と異なる燃料を使用した場合、特に分子量が 13A 燃料に比べて大きくなる場合には、隙間寸法の縮小のような燃料分配モジュールの簡易な変更によって、13A 燃料と同程度の燃料分配特性を得ることが可能になる。逆に、今回は評価していないが、純メタンのように分子量が 13A 燃料に比べて小さくなる場合には、隙間寸法を拡大することにより、同程度の燃料分配特性を得ることが可能になると考えられる。

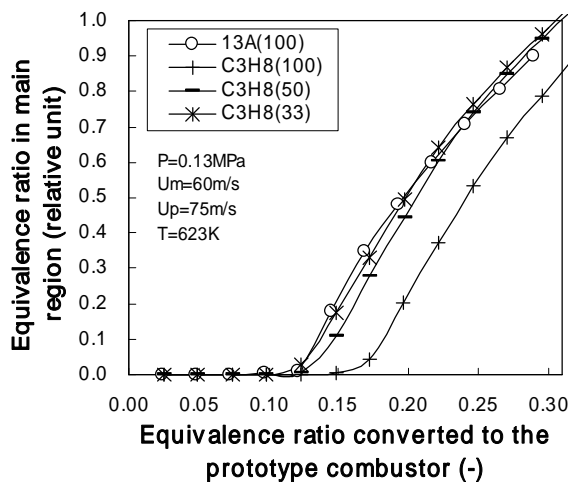


図 3.38 プロパン燃料での燃料分配モジュールの隙間寸法のメイン当量比への影響 (隙間寸法の比率 (%) を、凡例の括弧内の数字で示す)

以上のように、供給するガス燃料の種類を変えた場合でも燃料自動分配現象は発生する。さらに、燃料分配モジュールの仕様が同一の場合、メイン領域への燃料分配率やメイン領域へ燃料が供給され始める当量比 ϕ_{0} は、燃料種を問わず燃料噴出管における噴出燃料の単位体積あたりの運動エネルギーとの相関が強い。また、異なるガス燃料を使用した場合でも、隙間寸法の変更のような燃料分配モジュールの簡易な変更によって、変更前と同程度の燃料分配特性を得ることが可能になる。

3.5 結言

燃料自動分配方式のキーとなる燃料分配モジュールの仕様が、燃料分配に与える影響を定量的に把握し、実際の燃焼器に用いる場合に推奨される燃料分配モジュールの仕様を抽出した。さらに、高負荷時の低 NO_x 化を目指した燃料分配モジュールの改良を行い、その改良型燃料分配モジュールの燃料分配特性、特にメイン領域の当量比分布への影響を評価した。また、供給する気体燃料の種類を変えた場合の燃料分配特性への影響についても評価した。以下に結言をまとめる。

- (1) 燃料分配モジュールの隙間寸法や燃料噴出流速に関係する燃料噴出管の直径に関しては、隙間を拡大するほど、燃料噴出流速を遅くするほど、メインへの燃料分配率は小さくなる。燃料噴出管と燃料導入管の偏心位置は燃料分配特性に大きく影響を及ぼすが、燃料噴出管の中心位置をある程度上流側に設定することで、燃料分配特性に及ぼす影響を少なくできる。燃料導入管の形状も燃料分配特性に大きく影響を及ぼすが、実際の燃焼器に用いる場合の燃料導入管の形状としては、くさび型や対向型の燃料分配特性が適切であると考えられる。また、パイロット空気流速の差異は燃料分配特性に大きく影響するため、隙間部における燃料噴出管の軸方向位置を変更する場合には注意する必要がある。さらに、燃料導入管および燃料噴出管を軸方向に複数設ける必要がある場合、上流部と下流部とで燃料分配に干渉が起きているため、それぞれ軸方向に直列に配置せず、干渉が起これないように配置するのが適切であると考えられる。
- (2) 高負荷時の NO_x を低減するために、燃料導入管出口部に当量比分布の一様性向上を図る「混合促進板」と呼ぶ板を取り付けた改良型燃料分配モジュールの燃料分配特性を評価した。その結果、意図した周方向の当量比分布の均一性が改善される反面、逆に半径方向の最高当量比が高くなり NO_x 増加の恐れがあることが確認された。
- (3) 燃料分配モジュールの仕様が同一の場合、分子量の増加と共に同じ全当量比 ϕ ではメインへの燃料分配率は低下するが、その燃料分配特性は燃料種を問わず燃料噴出管における噴出燃料の単位体積あたりの運動エネルギーとの相関が強い。また、供給する気体燃料の種類を変更した場合でも、隙間寸法の変更のような燃料分配モジュールの簡易な変更によって、変更前と同程度の燃料分配特性を得ることが可能になる。

参考文献

- (3.1) 仲町一郎, 庄司不二雄, ガス燃焼の理論と実際, 財団法人省エネルギーセンター, (1992), pp.10-11.

第4章 燃料自動分配方式を用いた改良型燃焼器の燃焼特性

4.1 緒言

第2章では、第1章で提案した燃料自動分配機構を備えた燃焼器を試作し、その燃料分配特性や燃焼特性の評価から、燃料自動分配機構が機能することが確認された。また、燃料がメイン領域に供給され始める全当量比 ϕ の前後において、排ガス特性の急激な変化はないことも確認され、燃料自動分配方式の実現可能性が高いことを示した。

しかし、燃料自動分配方式のキーとなる燃料分配モジュールの仕様が、燃焼特性に影響を及ぼすと考えられる燃料分配特性にどの程度影響を及ぼすかはまだ把握できていない。また、上記の試作燃焼器では、燃焼器全圧損失率は実用レベルより高く、中負荷以下の燃焼効率も高くなく、改善が必要だと考えられる。さらに、将来のNO_x規制強化を考慮した場合、さらなる低NO_x化も視野に入れる必要があると考えられる。

第3章では、燃料分配モジュールの仕様が燃料分配特性に及ぼす影響を定量的に評価し、実際の燃焼器に用いる場合に推奨される仕様を抽出した。さらに燃焼性能面での課題の1つであった高負荷時のNO_xを低減するために、燃料導入管出口部に当量比分布の一様性向上を図る「混合促進板」と呼ぶ板を取り付けた改良型燃料分配モジュールの燃料分配特性を評価した。その結果、意図した周方向の当量比分布の均一性が改善される反面、逆に半径方向の最高当量比が高くなりNO_x増加の恐れがあることが確認された。

そこで第4章では、第2章での試作燃焼器の問題点を解決するために、第3章で得られた知見等を考慮し燃焼器の改良を実施した。高負荷時のNO_x低減に関しては、第3章で燃料分配特性を評価した改良燃焼分配モジュールを用いて燃焼特性の確認を実施する。燃焼器全圧損失率の低減に関しては燃焼器の開口面積を増加させ、中負荷以下の燃焼効率の改善に関しては2種類の構造改良を実施し、燃焼特性を評価する。さらに、実機条件に近い燃焼器入口全圧条件での改良燃焼器の燃焼特性を評価し、最後に、実機を模擬したセクタ模型での燃焼特性を評価し、実機適用に関する知見や留意点をまとめる。

4.2 試作燃焼器の燃焼性能に関する問題点

燃料自動分配方式のコンセプトの実現可能性を評価するために第2章にて試作した燃焼器の実機相当運転条件下での燃焼特性(NO_x・燃焼効率)および燃焼器全圧損失率を図4.1から図4.3に示す。高負荷側のNO_xは約16ppm(15%O₂換算)となっており、現行の自治体のNO_x規制値よりは低くなっているが、NO_xの燃焼器入口全圧CDPへの依存性や将来のNO_x規制強化等を考慮した

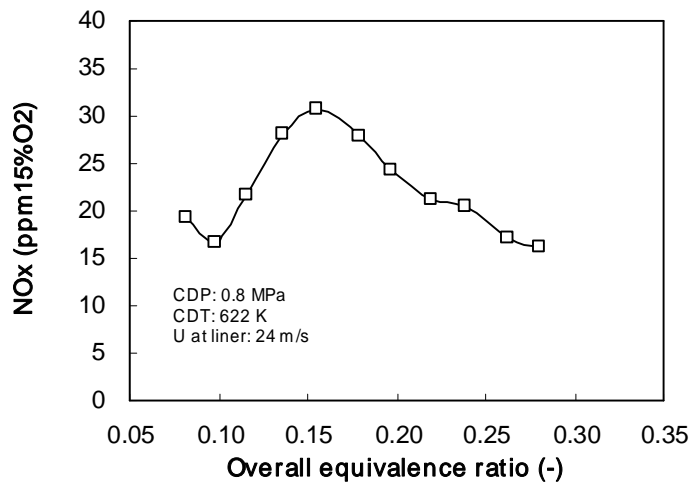


図 4.1 第 2 章にて試作した燃焼器の燃焼性能 (NOx)

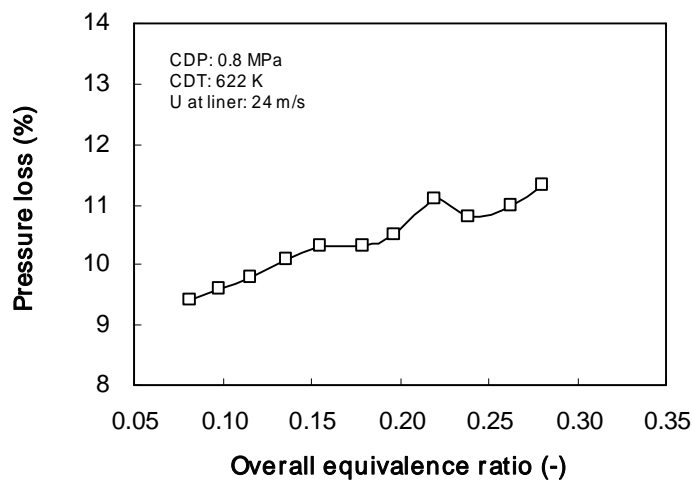


図 4.2 第 2 章にて試作した燃焼器の燃焼性能 (燃焼効率)

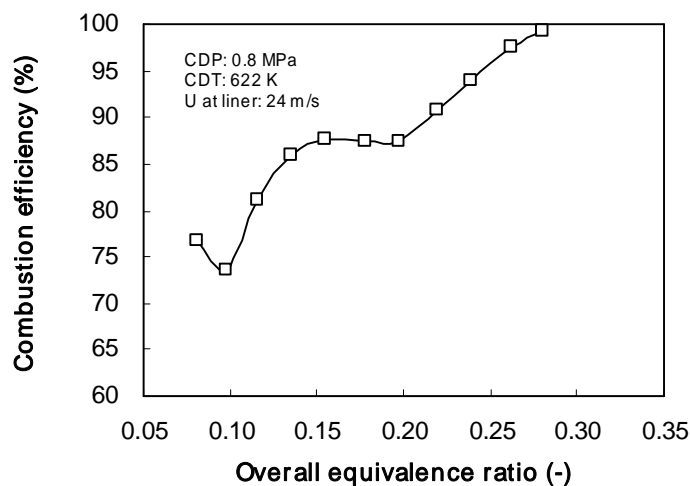


図 4.3 第 2 章にて試作した燃焼器の燃焼性能 (燃焼器全圧損失率)

場合、このレベルの NOx に対応できるかどうかは疑問であり、さらなる低 NOx 化が必要と考えられる。燃焼効率に関しては、高負荷では 100% 近い値がでていたものの、中負荷以下では高いレベルではない。また燃焼器全圧損失率は 10% 以上となっており、通常、産業用ガスタービンの燃焼器として

使用されるレベルの 3~5%^(4.1)を大きく越えており、このままではガスタービン全体の熱効率の低下に繋がる。そのため、第 3 章での燃料分配特性に関する基礎検討にて得られた知見等を考慮し、これらの性能を改善するため燃焼器の改良を実施し、その性能を評価した。

4.3 改良型試作燃焼器の構造

4.3.1 燃焼器の概略構造

基本的な構造は第 2 章での試作燃焼器と同じであるが、改良構造との比較のため再度記載する。燃焼器全体の概略構造(一例)を図 4.4 に示す。この燃焼器は、産業用ガスタービンとして利用されているマルチチャン型燃焼器(燃焼器:6 個,出力:約 3,240 kW)のうちの1つの燃焼器として想定したものである。希釈空気および燃焼器冷却空気を含めた定格当量比は約 0.3 であり、圧力比は約 10 を想定している。燃焼器は上流側から、燃料分配混合部(Fuel supply unit)、ライナ部(Liner:内径約 140 mm)、尾筒部(Transition piece)で構成されている。燃焼器の直径および軸方向長さは、市場導入されている同出力の燃焼器とほぼ同じである。ライナ外周部には、外周空気流路側にリング上の突起を配置し斜孔を分布させ、冷却効果を高めた冷却構造を採用した^(4.2)。さらにライナの遮熱性を向上させるために、ライナ内側にはヒートシールドを取り付けた。この冷却構造を図 4.5 に示す。後述

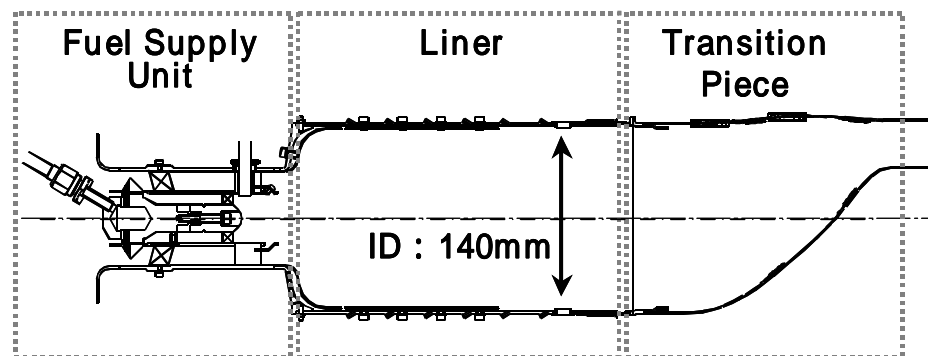


図 4.4 燃焼器全体の概略構造(一例)

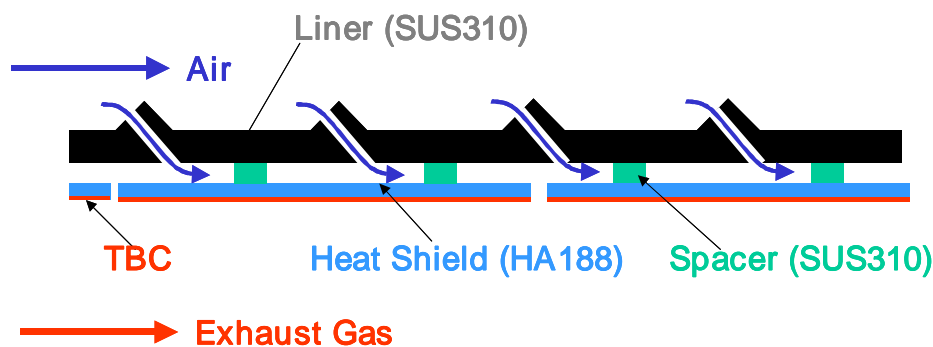


図 4.5 ライナ壁面の冷却構造
(燃焼器タイプ C, D, E の場合。燃焼器タイプ A, B には TBC なし)

また、燃料分配混合部出口部にはメイン流路を保持するための周状 6 箇所ToStrattを設けており、そのストラットの 1 つには点火栓が内挿されている。またその下流にはメイン混合気の一部をパイロット流路に導く構造の保炎器を設けている(後述する燃焼器タイプ A およびタイプ B の場合)。

4.3.2 低 NOx 化

第 2 章の試作燃焼器の燃焼性能面での課題の 1 つである高負荷時の NOx を低減するために、第 3 章において燃料導入管出口部に「混合促進板」と呼ぶ板を取り付け、実際の燃焼器の周方向に対応するメイン領域の当量比分布の均一性を高めることを試み、高負荷時のメインへの燃料分配率にはほとんど影響は及ぼさない状態で、意図したように周方向に対応する当量比分布は改善され、高負荷時の NOx 低減が期待できることがわかった。しかし、実際の燃焼器の半径方向に対応するメイン領域の最高当量比が増加するため、逆に NOx が増加する恐れも危惧される。

そこで、高負荷時の NOx 低減のための改良燃焼分配モジュールを用いて燃焼特性の確認を実施することにした。改良型の燃料分配モジュールの詳細図を図 4.8 に、改良型の燃料分配混合部を上流側から見た外観写真を図 4.9 に示す。第 3 章では混合促進板は板形状であったが、実際の燃焼

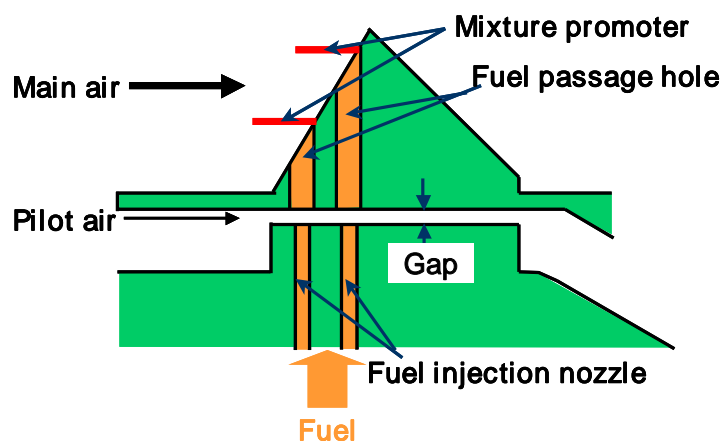


図 4.8 低 NOx 化のために改良した燃料分配モジュールの詳細構造 (燃焼器タイプ B に相当)

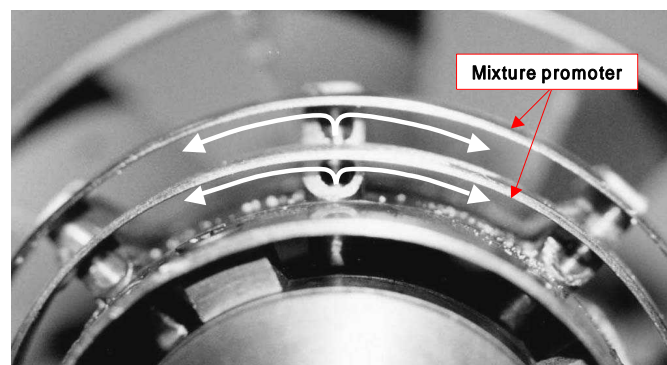


図 4.9 上流側から見た改良型燃料分配混合部の外観写真 (図中の矢印は、メイン領域への燃料噴出状態のイメージを示す)

器に取り付ける場合は円筒形状となる。第3章での燃料分配特性評価結果からは、この混合促進板の取付により、メイン領域の半径方向の最高当量比は増加するが、周方向の当量比分布の均一性は改善されることがわかっている。ただし、実際の燃焼器では、メイン領域にはスワローによる旋回がある等、第3章で評価した長方形型の流路とは空気流速条件等が異なるため、混合促進板の取り付けた場合にどちらの効果が強く表れるかはわからない。周方向の当量比分布の均一性改善の効果が強く表れれば、もしくはメイン領域の半径方向の最高当量比の増加の効果が抑えられれば、メイン側への燃料分配が高くなる高負荷時にNOxの低減の可能性が考えられる。さらに、この混合促進板は、燃焼器の全圧損失率にもほとんど影響を及ぼさない構造として考えたものであり、その確認も行う。

4.3.3 燃焼器低圧損化

第2章の試作燃焼器の燃焼性能面での課題の1つである燃焼器全圧損失率の低減のために、燃料分配混合部や希釈孔等の燃焼器の各開口部の面積を増加させる改良を行うことにした。表4.1に、改良前と改良後の燃料分配混合部の直径と、尾筒部も含めた燃焼器の壁面冷却孔と希釈孔の合計開口面積を示す。改良後は、改良前の約1.45倍の開口面積となるようにした。

改良前後で燃焼器の各開口部からの流入する空気の配分比率が大きく変化しなければ、燃焼が起こる燃料分配混合部の出口部における流速が低下するため、燃焼しやすい条件になると考えられる。よって、この燃焼器の開口面積の増加は、燃焼器全圧損失率の低減だけでなく、全負荷における燃焼効率の改善に寄与する可能性も考えられる。ただし、逆火を引き起こす原因をなる恐れも考えられるため、その確認も行う。

表 4.1 燃焼器開口径および希釈孔等の開口面積

Combustor Type	Inner Diameter of Fuel Supply Unit	Cross Section of Dilution and Liner Cooling Air (including transition piece)
	mm	mm ²
Original	74	1660
Modified	90	2390

4.3.4 高燃焼効率化

第2章の試作燃焼器の燃焼性能面での課題の1つである中負荷の燃焼効率の改善のために、2つの改良を実施した。

第1の改良は、これまでのパイロットとメインの2段の燃料ステージングから3段の燃料ステージン

グに改良し、中負荷時の燃焼効率を改善しようとしたものである。この第 1 の改良における各負荷の燃料分配状態のイメージを図 4.10 に示す。「セパレートリング (Separate ring)」と呼ぶ円筒形状の隔壁によりメイン領域を半径方向に 2 分割し、さらに異なった燃料分配特性を持つ燃料分配モジュールによりそれぞれのメイン領域へ燃料が供給され始める全当量比 ϕ_0 を変化させたものである。燃料噴出孔は上流側と下流側に配置しており、上流側の燃料噴出孔から噴出した燃料はメイン領域の内側領域に供給され、下流側の燃料噴出孔から噴出した燃料はメイン領域の外側領域に供給されるような構造となっている。ただし、上流側と下流側との燃料分配の干渉をなくすために、第 3 章得られた燃料分配モジュールの燃料分配特性への知見を元に、上流側および下流側の燃料噴出孔は軸方向に対して千鳥配置としており、それに合わせて燃料導入管も千鳥配置としている。さらに、燃料分配モジュールの下流側の隙間を上流側の隙間より大きくして、下流側の燃料噴出孔からの燃料がメイン領域に供給され始める全当量比 ϕ_{s2} は、上流側の ϕ_{s1} に比べて高負荷側になるようにしている。このような構造にすることで各負荷の燃料分配状態は次のようになると考えられる。低負荷時は、改良前と同じように、上流側および下流側の燃料噴出孔から噴出した燃料はすべてパイロット領域に供給され安定に燃焼する。中負荷時は、上流側の燃料噴出孔から噴出した燃料はパイロット領域だけでなく 2 分割しているメイン領域の内側領域に供給されるが、下流側の燃料噴出孔から噴出した燃料は隙間寸法を大きく設定しているため、すべてパイロット領域に供給される。このような燃料分配の状態になることによって、メイン領域に燃料が供給され始めた後のメイン混合気が極端に薄くなる状態を抑制することが可能になり、中負荷での燃焼効率の改善に繋がると考えられる。高負荷時は、下流側の燃料噴出孔から噴出した燃料も、メイン領域の外側領域にも供給され、またパイロット側の燃料分配は低下するため、燃料分配混合部全体で希薄予混合燃焼し低 NOx となると考えられる。この第 1 の改良での各領域の当量比の変化イメージを図 4.11 に示す。パイロット側の当量比は全当量比 ϕ_0 の増加とともに増加していくが、メイン内側に燃料が供給され始めてからは (全当量比 ϕ_{s1} 以上では) その傾きが抑制され、メイン外側にも燃料が供給され始めてからは (全当量比 ϕ_{s2} 以上では) その傾きがさらに抑制される。燃料分配率等のバランスをとることにより、図 4.11 のように全当量比 ϕ_{s1} から ϕ_{s2} でパイロット当量比をほぼ一定とし、さらに全当量比 ϕ_{s2} 以上でパイロット当量比を低下させ、100% 負荷時にはすべての領域の当量比が 0.5 から 0.6 程度の範囲となり、低 NOx 燃焼になるような設計が可能である。以上のように、第 1 の改良によって、燃料ラインが 1 系統であるにもかかわらず 3 段の燃料ステージングが可能になり、中負荷での燃焼効率改善に繋がると考えられる。

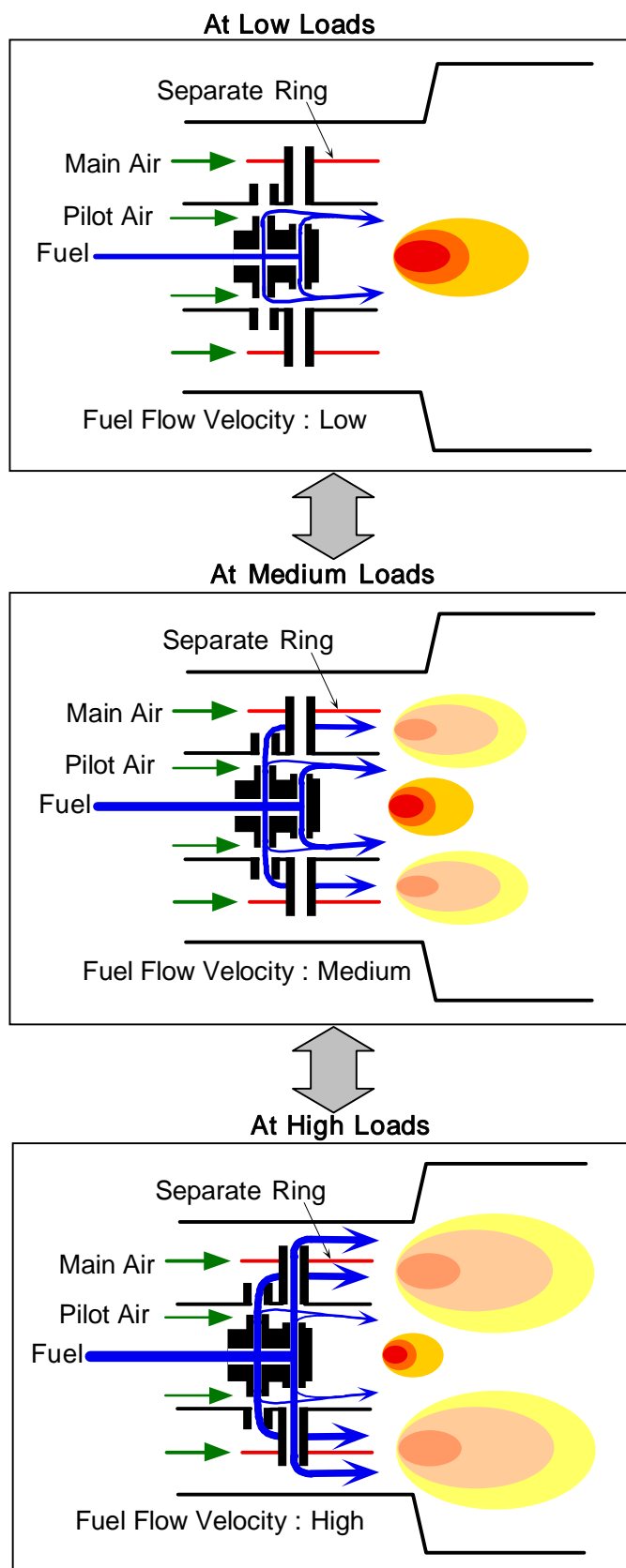


図 4.10 第 1 の燃焼効率改善の各負荷の燃料分配状態のイメージ
(上から, 低負荷, 中負荷, 高負荷の状態)

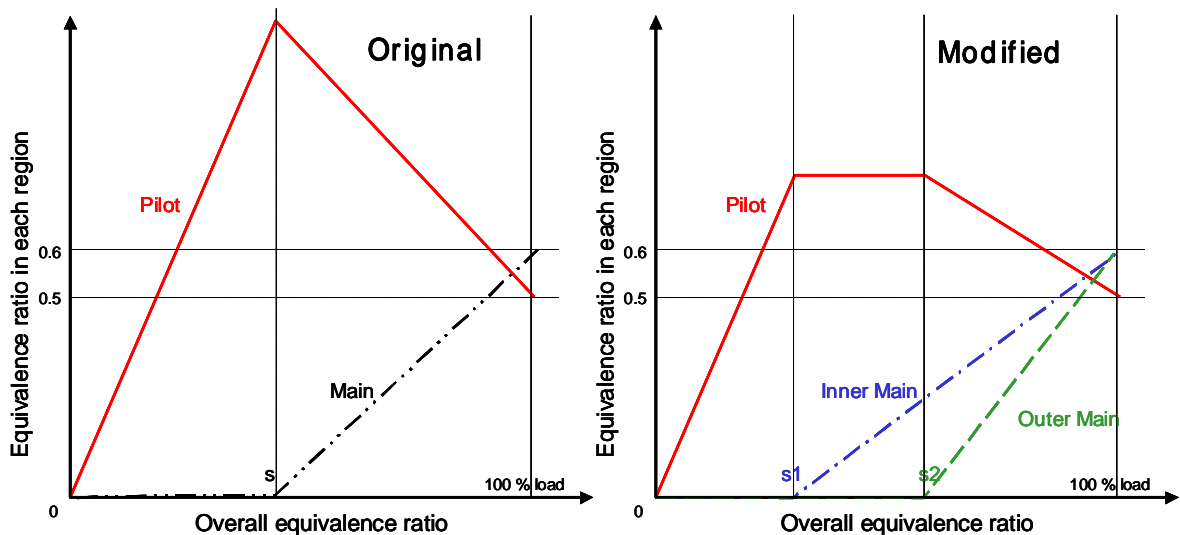


図 4.11 第 1 の燃焼効率改善における各領域の当量比の変化イメージ
(左図は改良前, 右図は改良後)

第 2 の改良は、燃料分配混合部の出口部の流れ状態の改良である。これは未燃で排出される混合ガスの割合を減らして燃焼効率を改善しようとしたものである。改良前後の燃料分配混合部の出口部の流れ状態のイメージを図 4.12 に示す。メインの外側(もしくは内側)領域に燃料が供給され始めた直後は、メイン外側の当量比は比較的低く、まだその領域の出口部では燃焼は発生しない。さらに、改良前の燃料分配混合部の出口部メイン側の流れは外向きになっていると考えられる。その結果、改良前の構造では、メイン外側(もしくは内側)領域に燃料が出始めた直後のメイン外側の当量比が薄い混合気は、そのまま燃料分配混合部出口部からライナ外側に向かって流れ、燃焼せずに排出されてしまう可能性が考えられる。そこで、燃料分配混合部出口部に流れを内向きに変える「出口リング(Exit ring)」と呼ぶオリフィス形状のリングを取り付けた。この改良によって、メイン外側(もしくは内側)領域に燃料が出始めた直後のメイン外側の当量比が薄い混合気が、燃焼が発生している内側の領域に供給されやすくなるため、未燃として排出されることなく燃焼効率の改善に繋がると考えられる。

これらの燃焼効率改善に関する 2 つの改良を施した燃料分配混合部の断面図を図 4.13 に、その外観写真を図 4.14 に示す。前述の高負荷での低 NO_x 化を狙った「混合促進板」は装着されており、また燃焼器全圧損失率改善のために燃料分配混合部の内径も拡大した仕様である。上流側および下流側にはそれぞれ 1 セットずつの燃料噴出孔と燃料導入管を備えた燃料分配モジュールが周状に 8 個配置されている。なお、上流側および下流側の燃料噴出孔は軸方向に対して千鳥配置となっている。メイン領域はセパレートリングにより 2 分割されており、メインの内側および外側の断面積はほぼ同じにしている。

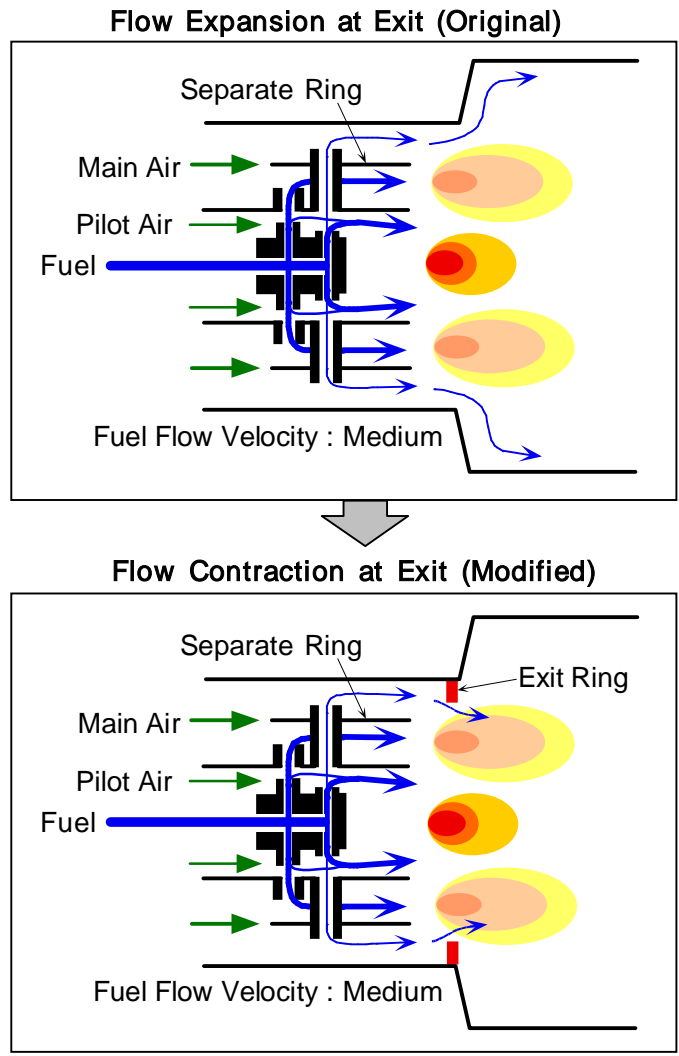


図 4.12 第 2 の燃焼効率改善の中負荷から高負荷での燃料分配状態のイメージ (上図は改良前, 下図は改良後)

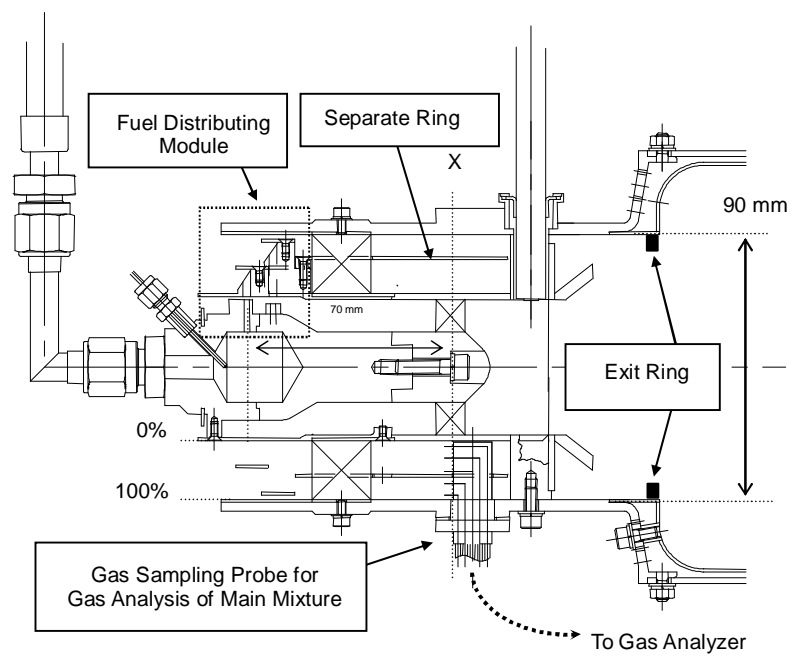


図 4.13 燃焼効率改善のための第 1 および第 2 の改良を施した燃料分配混合部の構造 (燃焼器タイプ E に相当)

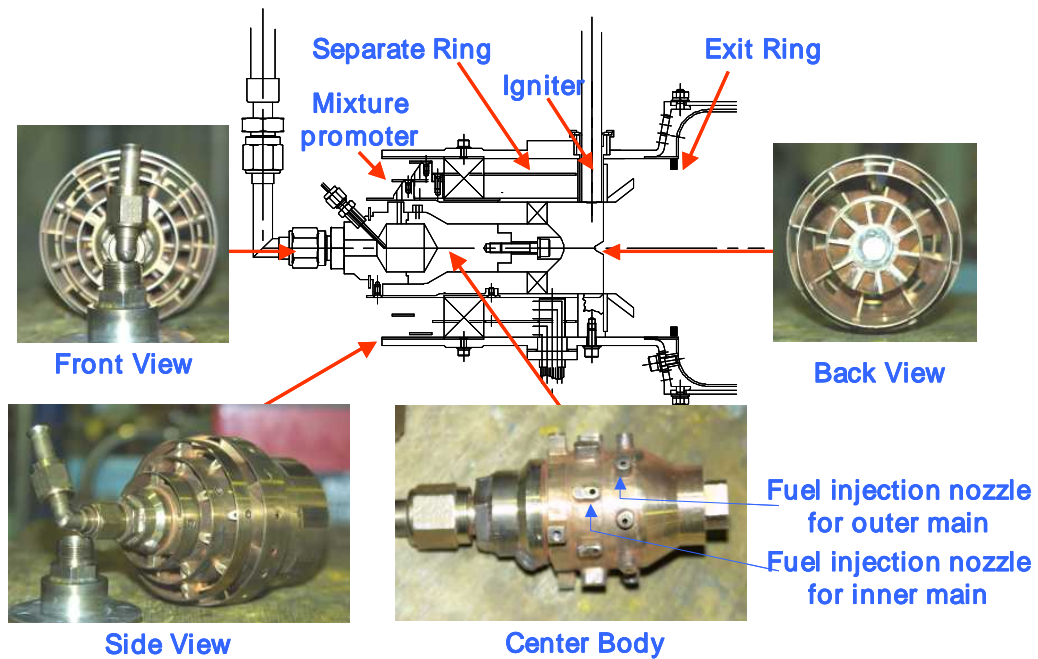


図 4.14 燃焼効率改善のための第 1 および第 2 の改良を施した燃料分配混合部の外観写真

表 4.2 に、燃焼評価した燃焼器の改良の有無を示す。

タイプ A は、第 2 章で試作した燃焼器と同一であり、改良前の仕様である。

タイプ B は、低 NOx 化のために、燃料導入管出口部に「混合促進板」を取り付けたものである。

タイプ C は、燃焼器圧損低減のために、燃焼器の開口面積を増加させたものである。

タイプ D は、燃焼効率向上のために実施した第 1 の改良であり、「セパレートリング」と呼ぶ円筒形状の隔壁によりメイン領域を半径方向に 2 分割し、さらに、異なった燃料分配特性を持つ燃料分配モジュールによりそれぞれのメイン領域へ燃料が供給され始める全当量比 ϕ を変化させたものである。

タイプ E は、燃焼効率向上のために実施した第 2 の改良であり、燃料分配混合部の出口部に「出口リング」を取り付け、燃焼分配混合部の出口部の流れ状態を変えたものである。

また、タイプ A と B では図 4.6 に示すメイン混合気の一部をパイロット流路に導く構造の保炎器を設

表 4.2 燃焼器の改良の有無

Objective	Low NOx	Low Pressure Loss		High Combustion Efficiency		Ohters	
		Inner Diameter of Fuel Supply Unit	Cross Section of Dilution and Liner Cooling Holes	First Modification	Second Modification	Flame Holder	TBC on Heat Shield
Combustor Type	Main Ring	mm	mm ²	Separate Ring	Exit Ring		
A	none	74	1660	none	none	See Fig. 4.6	none
B	attached						
C	attached	90	2390	attached	attached	See Fig. 4.13	attached
D	attached						
E	attached						

けているが、タイプ C, D, E では燃焼領域における循環流の強化を考慮し、図 4.13 に示すメイン混合気の導入部がなく軸方向下流側に広がった保炎器を設けており、ライナ内側のヒートシールド内面には、ライナの遮熱性をさらに高めるために TBC を施している。

4.4 実験装置および実験条件

4.4.1 実験装置

基本的な実験装置は第 2 章での使用したものと同一である。加圧燃焼試験装置の系統を図 4.15 に示す。空気は圧縮機にて供給し、電気ヒータにより昇温し、燃焼器を収めているリグに供給した。燃料はカードルより供給される「13A」（メタン 88%、エタン 6%、プロパン 4%、ブタン 2%）を使用した。

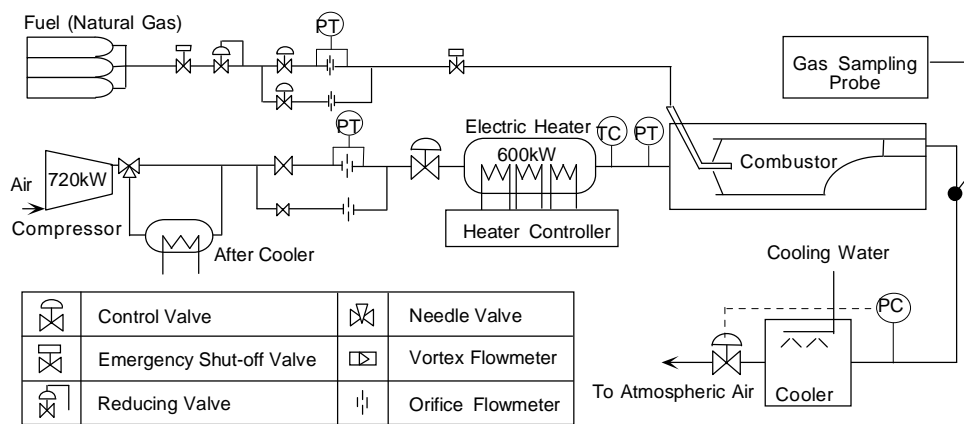


図 4.15 加圧燃焼試験装置の系統

リグは、図 4.16 に示す 2 種類のリグを使用した。燃焼器タイプ A とタイプ B は図 4.16 の上図のリグを使用し、燃焼器タイプ C からタイプ E は図 4.16 の下図のリグを使用した。上図のリグは第 2 章での使用したものと同一である。リグの構造を変更した理由は、組替の時間を短縮するためであり、基本的な構造は変わっていない。リグの外観写真を図 4.17 と図 4.18 に示す。

燃焼器出口部には円筒形状のダクトが水平に接続されており、燃焼器出口部から下流側約 1 m の位置のダクト（内径約 200 mm）内に、高さ方向に均等配置した 5 点の直径 2.0 mm の採取口から等量を採取して混合する構造の水冷式のガスサンプリングプローブを取り付け、加熱導管にてガス分析計に導き、 $\text{NO}_x \cdot \text{O}_2 \cdot \text{CO} \cdot \text{CO}_2 \cdot \text{THC}$ の 5 成分を分析した。燃焼効率および全当量比 ϕ は実測された燃焼排ガス組成から計算した。

図 4.10 に示す燃焼効率改善のための第 1 の改良による燃料分配が実際に起こっているかどうかを評価するために、図 4.13 の X 断面（上流側の燃料噴出孔中心から約 70mm）のメイン領域内にガスサンプリングプローブを取り付け、燃焼前のメイン混合気のガス分析を実施した。1 つのガスサンプリングプローブには半径方向に 5 点の直径 1.0mm の採取口があり、それぞれの採取口から独立して

採取できる。半径方向の内側の3穴はメイン領域内側の流路にあり、外側の2穴はメイン領域外側の流路にある。180°対象位置に2つのガスサンプリングプローブを取り付けており、同半径方向の局所当量比は、この2つのガスサンプリングプローブの計測値の平均値を用いた。

燃焼器出口部の平均温度は、燃焼器出口部に取り付けた50点の直径1.6mmのインコネルシーアのR熱電対(半径方向に5点、周方向に10点)により計測し、その平均温度を使用した。取り付け状態を図4.19に示す。実際には6個の燃焼器で1周分となるマルチチャン型であるため、その1個分の燃焼器の場合の燃焼器出口形状は、中心角60°の扇型形状となる。熱による燃焼器出口部の流路の変形を抑制するためストラットを4箇所配置してある。

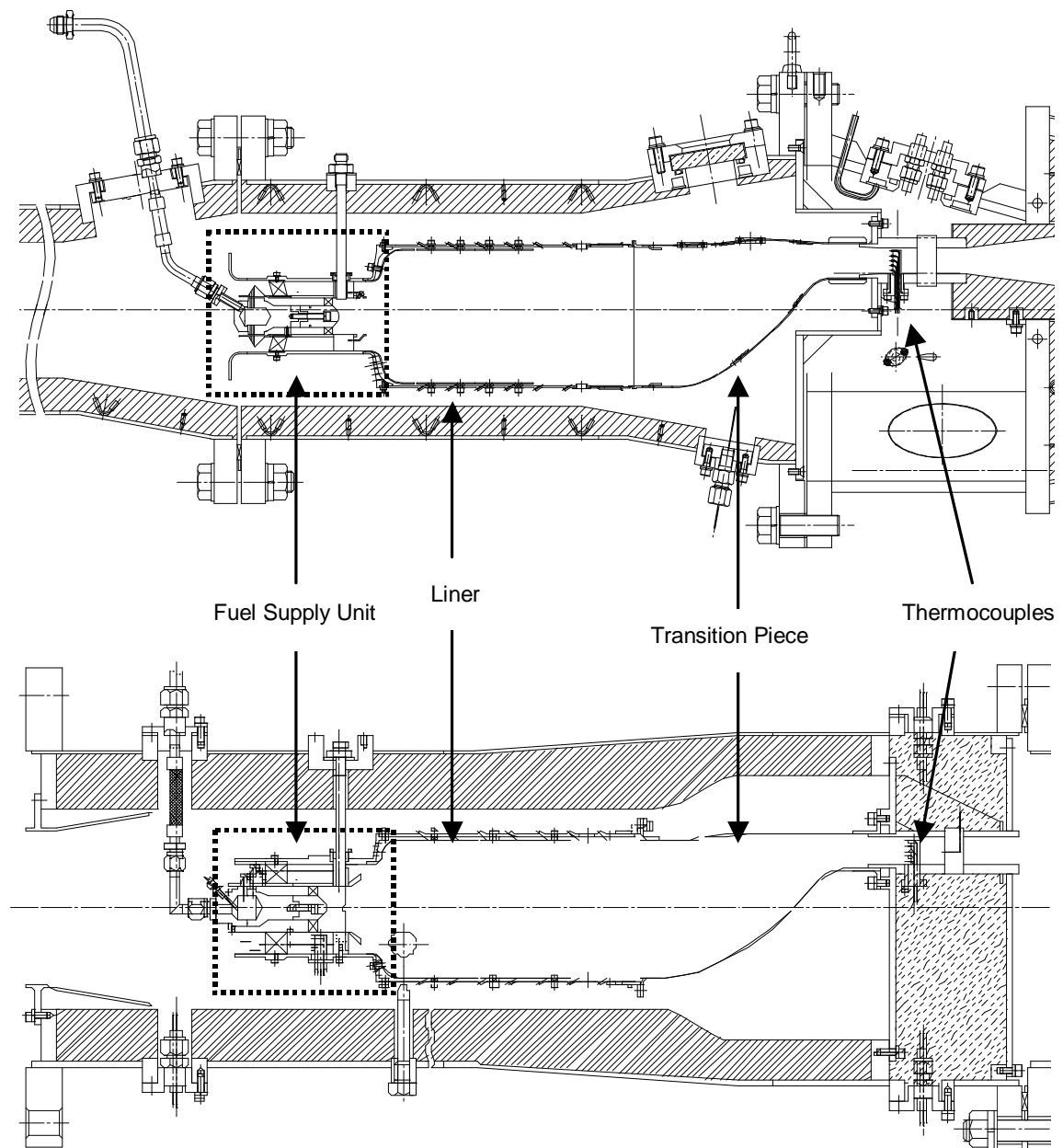


図 4.16 加圧燃焼試験用リグの断面図
(燃焼器タイプ A, B は上図のリグを、タイプ C, D, E は下図のリグを使用)

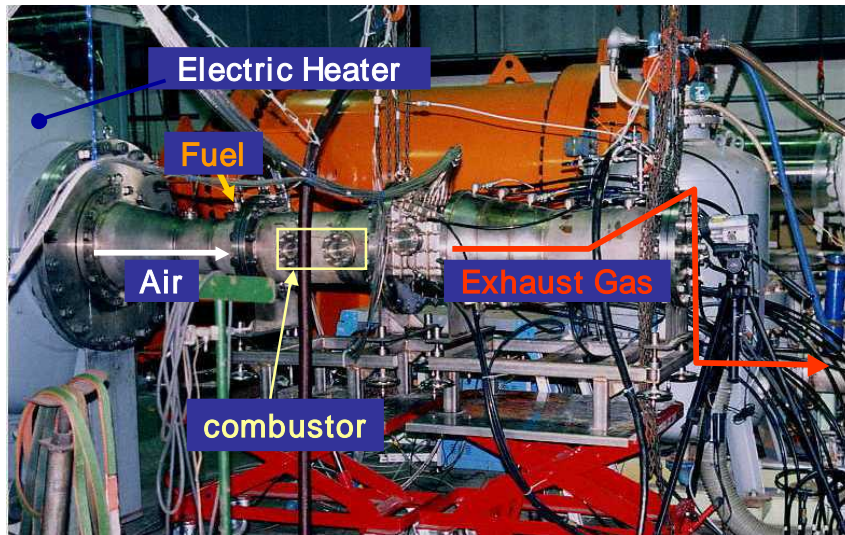


図 4.17 加圧燃焼試験用リグの外観写真
(燃焼器タイプ A, B 用)

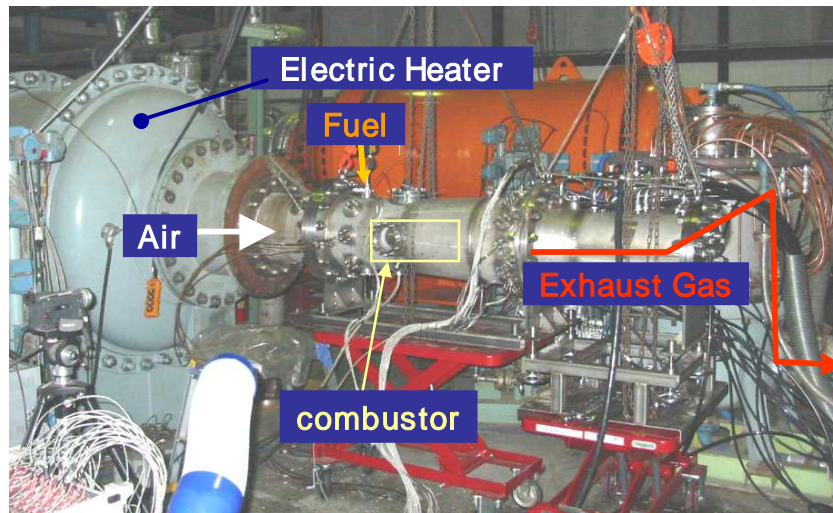


図 4.18 加圧燃焼試験用リグの外観写真
(燃焼器タイプ C, D, E 用)

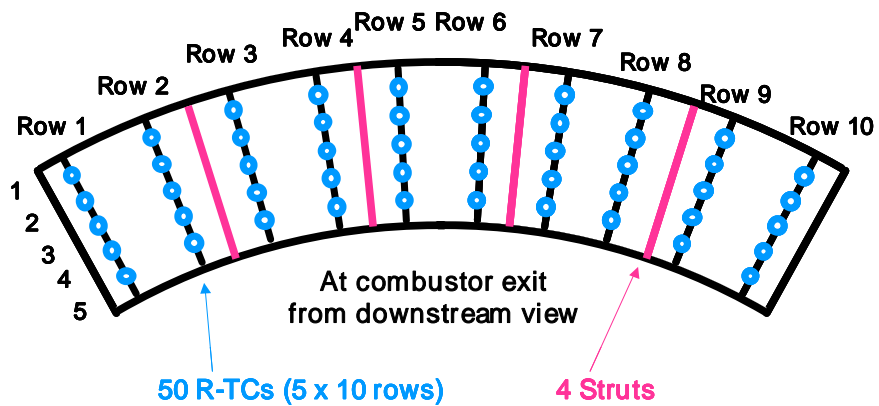


図 4.19 燃焼器出口温度計測用熱電対の位置 (青部が熱電対位置を示す)

4.4.2 実験条件

基本的な実験条件は第2章とほぼ同じである。想定している6カンニュラ型ガスタービン燃焼器の運転条件を表4.3に示す。この実機運転条件を考慮し、空気温度 CDT は約 610 ~ 620 K に、希釈および燃焼器壁面冷却空気を含む燃焼空气体積を燃焼器ライナ断面積で割った断面流速 U は約 24 ~ 25 m/s に、燃焼器入口全圧 CDP は 0.2 ~ 0.8 MPa に設定した。

表 4.3 想定しているマルチキャン型(燃焼器6個)ガスタービン燃焼器の運転条件

Pressure ratio	-	10
Compressor discharged temperature (CDT)	K	611
Air flow velocity at the liner (U)	m/s	25
Combustor exit temperature	K	1330
Overall equivalence ratio excluding turbine cooling air (ϕ)	-	0.33
Load of each combustor	kW	540

4.5 実験結果と考察

4.5.1 低 NOx 化

高負荷時の NOx 低減のために取り付けた混合促進板の NOx と燃焼効率への影響を図 4.20 に示す。この燃焼試験では、燃焼器タイプ A とタイプ B を使用した。燃焼器入口全圧 CDP は 0.8 MPa に設定している。両タイプとも、この実験条件では、逆火や問題となる燃焼振動も発生せず、保炎器等の赤熱もなかった。全当量比 ϕ が 0.22 までは両タイプの NOx に顕著な差異はない。しかし、全当量

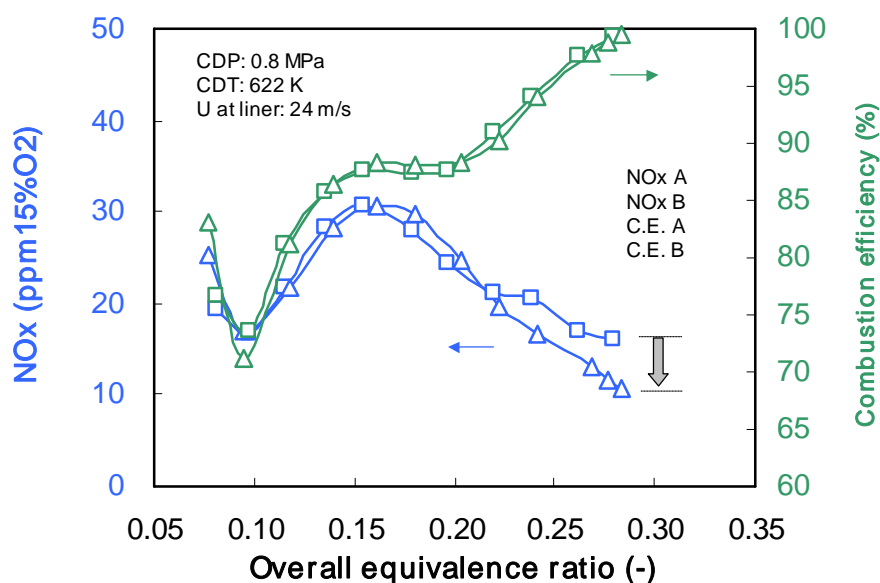


図 4.20 混合促進板の NOx と燃焼効率への影響

比 ϕ が 0.22 を越えると、全当量比 ϕ が増加するにつれて、混合促進板があるタイプ B(表 4.2)の NOx は、混合促進板のないタイプ A の NOx より低くなる。全当量比 0.28 において、タイプ B の NOx は、タイプ A の約 2/3 となる。第 3 章での燃料分配特性評価結果から、この混合促進板の取付により、メイン領域の半径方向の最高当量比は増加するが、周方向の当量比分布の均一性は改善されることがわかっている。ただし、実際の燃焼器では、メイン領域にはスワールによる旋回がある等、第 3 章で評価した長方形型の流路とは空気流速条件等が異なるため、混合促進板の取り付けの場合、どちらの効果が強く表れるかはわからなかった。今回の燃焼評価結果では、混合促進板の取付により、高負荷時に低 NOx 効果が顕著に見られたことを考えると、メイン領域の半径方向の最高当量比の増加の影響よりも、周方向の当量比分布の均一性改善の効果が強く表れたものと考えられる。一方、混合促進板を取り付けたタイプ B の燃焼効率はタイプ A と比べて顕著な差異は確認されず、また燃料がメイン領域に供給され始める全当量比 ϕ_{start} の前後において、排ガス特性の急激な変化は見られない。

混合促進板の燃焼器出口平均温度とパターンファクターへの影響を図 4.21 に示す。タイプ B の燃焼器出口温度は、タイプ A と比べて顕著な差異はない。また、一段静翼の耐久性・信頼性に重要である全当量比 ϕ が高い状態では、パターンファクターに関しても顕著な差異は確認されなかった。

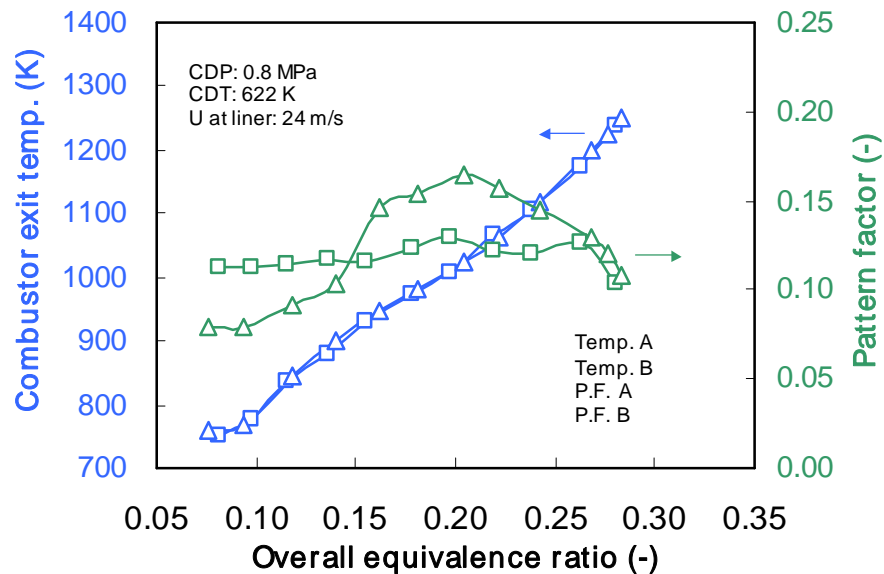


図 4.21 混合促進板の燃焼器出口平均温度とパターンファクターへの影響

混合促進板の燃焼器全圧損失率への影響を図 4.22 に示す。タイプ B の燃焼器全圧損失率は、タイプ A と比べて顕著な差異は確認されなかった。燃焼器の全圧損失率にほとんど影響を及ぼさないような構造として考案したものであったが、その特性が確認された。

以上の燃焼評価結果より、混合促進板には、燃焼効率、燃焼器出口平均温度、パターンファクター、燃焼器全圧損失率等の燃焼性能として重要な項目について悪影響を及ぼすことなく、高負荷時の NOx を低減する効果があることがわかった。これは、第 3 章での燃料分配評価結果より、混合促進

板の取付で周方向の当量比分布の均一性が改善された可能性が高いと考えられる。ただし、この混合促進板を取り付け NOx が低減したタイプ B の燃焼器全圧損失率や燃焼効率、実用化されている DLE 燃焼器の性能にはまだ達していません、改善が必要であるものである。

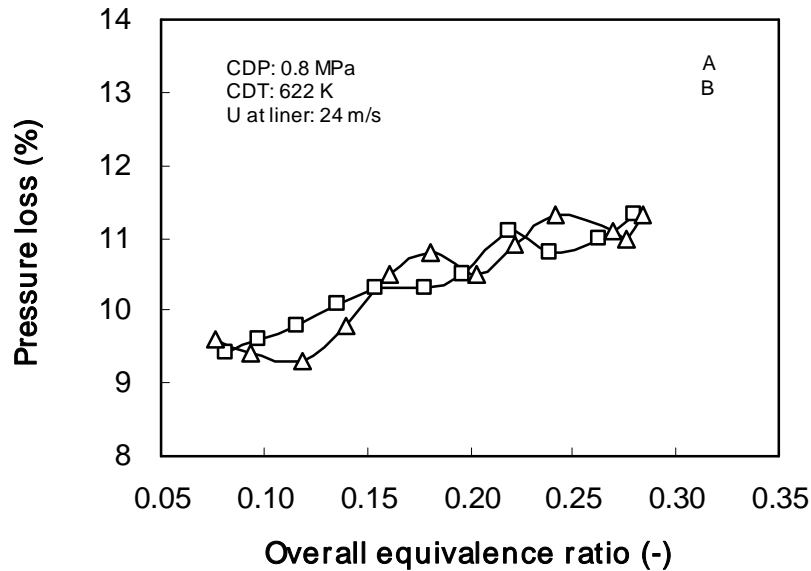


図 4.22 混合促進板の燃焼器全圧損失率への影響

4.5.2 燃焼器低圧損化

燃焼器全圧損失率の低減のために、燃料分配混合部や希釈孔等の燃焼器の各開口部の面積を増加させた。この改良した燃焼器はタイプ C からタイプ E に相当する(表 4.2)。これらの燃焼器全圧損失率の実測結果を図 4.23 に示す。この改良により逆火を引き起こす恐れも考えられたが、今回の

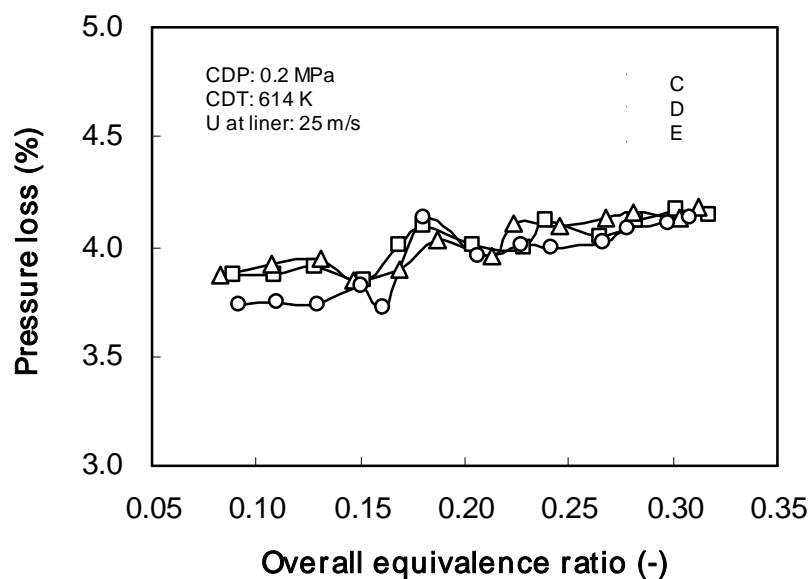


図 4.23 燃焼器開口面積を増加させた仕様の燃焼器全圧損失率(タイプ C からタイプ E)

実験条件では、逆火や問題となる燃焼振動も発生せず、保炎器等の赤熱もなかった。どのタイプでも燃焼器全圧損失率のレベルは同じであり(約 4%)、図 4.22 で示している改良前の燃焼器全圧損失率のレベル(10~11%)と比べると大幅な改善となっている。このレベルの燃焼器圧損であれば、実用上問題ない性能と考えられる。ただし、逆火、燃焼振動、保炎器等の赤熱に関しては、今回の燃焼器入口全圧条件(0.2MPa)では発生しなかったが、より実機の圧力に近い条件での発生の有無を確認する必要がある。

4.5.3 高燃焼効率化

燃焼効率向上に関しては、第 1 と第 2 の改良を実施した。第 1 の改良を施した燃焼器はタイプ D であり、第 2 の改良を施した燃焼器はタイプ E である。比較のために評価した、両方の改良を施していない燃焼器はタイプ C である(表 4.2)。

最初に、燃焼効率向上に関する第 1 の改良を行った燃焼器タイプ D の性能から評価していく。燃焼器タイプ D とタイプ C は、両タイプとも上流側と下流側で異なった燃料分配特性を持つ燃料分配モジュールとなっているが、メイン領域を半径方向に 2 分割している「セパレートリング」はタイプ D にはあるが、タイプ C には付いていない。まず全当量比 ϕ を変えた状態でのタイプ C のメイン半径方向の局所当量比分布(図 4.13 の X 断面位置)を図 4.24 に示す。横軸はメイン領域の半径方向位置を示し、0%はメイン領域の内側壁面に相当し 100%はメイン領域の外側壁面に相当する。どの全当量比 ϕ でもメイン領域の当量比分布はほぼフラットであり、全当量比 ϕ が 0.17 の時では、0.2 程度の非常に薄い混合気がメイン領域の外周部まで存在しており、燃焼効率低下の原因となると考えられる。

全当量比 ϕ を変えた状態でのセパレートリングを付けたタイプ D のメイン混合気採取部のメイン半径方向の局所当量比分布(図 4.13 の X 断面位置)を図 4.25 に示す。セパレートリングは、メイン領域の約 60%の位置に取り付けてある。全当量比 ϕ が 0.17 の時、セパレートリングがないタイプ C では燃焼効率低下の原因となりうる当量比 0.2 程度の非常に薄い混合気がメイン領域の外周部まで存在していたが、セパレートリングがあるタイプ D では、メイン内側領域の当量比は 0.2 以上あるの対して、メイン外側領域の当量比はほとんどゼロとなっている。しかし、これ以上に全当量比 ϕ が増加していくと、当量比がほとんどゼロであったメイン外側の当量比は増加していく。この現象は燃焼効率向上の第 1 の改良案をして考えたコンセプトを実証していると考えられ、中負荷での燃焼効率の改善に繋がると考えられる。ただし、図 4.25 では、高負荷でメイン外側に局所当量比が高い領域が存在するため、このガスサンプリングプローブより下流側で、メイン外側での半径方向における混合が不十分でありこのままの状態では燃焼領域に供給されれば、NOx が増加する可能性はある。

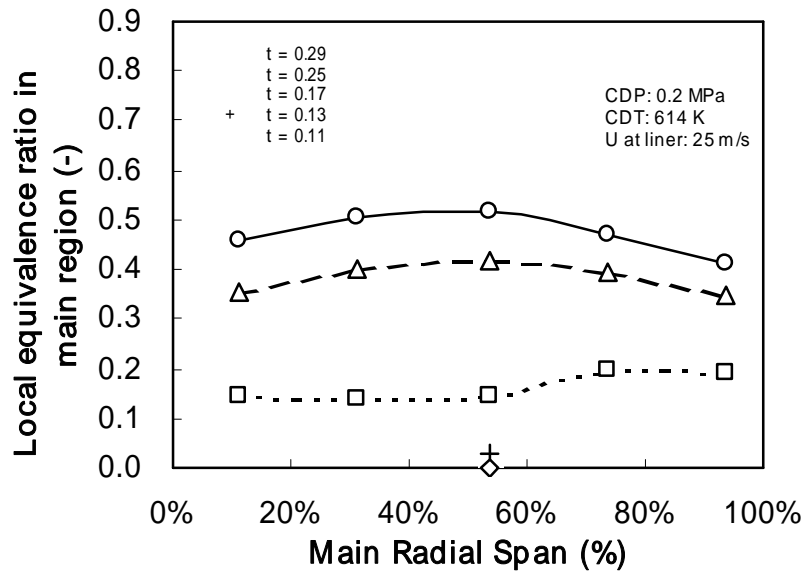


図 4.24 セパレートリングがないタイプ C のメイン半径方向の局所当量比

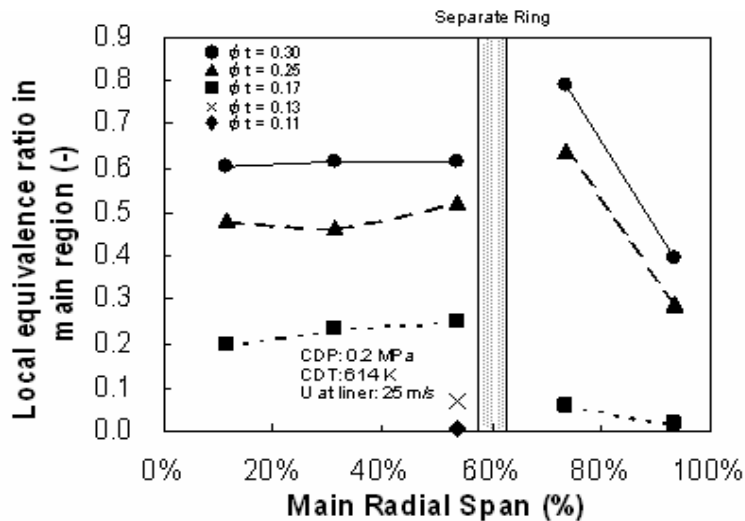


図 4.25 セパレートリングがあるタイプ D のメイン半径方向の局所当量比

燃焼効率改善に関する第 1 および第 2 の改良の NOx と燃焼効率への影響を図 4.26 に示す。これらは燃焼器入口全圧 CDP が 0.2MPa で評価したものである。まず、燃焼効率向上に関する第 1 の改良(表 4.2 のタイプ D)の結果を述べる。NOx に関してはセパレートリングの有無による顕著な差異は見られないが、燃焼効率に関しては全当量比 ϕ_t が 0.13 から 0.26 と広範囲に渡ってセパレートリングがあるタイプ Dの方が高くなっている。全当量比 ϕ_t が 0.27 以上では差異は見られない。図 4.24 および図 4.25 のメイン領域の当量比分布計測から、メイン領域内側に燃料が供給され始める全当量比 ϕ_{s1} は約 0.12 ~ 0.13、メイン領域外側に燃料が供給され始める全当量比 ϕ_{s2} は約 0.17 となっていた。前述したメイン領域の局所当量比分布の比較から考えられるように、第 1 の改良により、メイン領

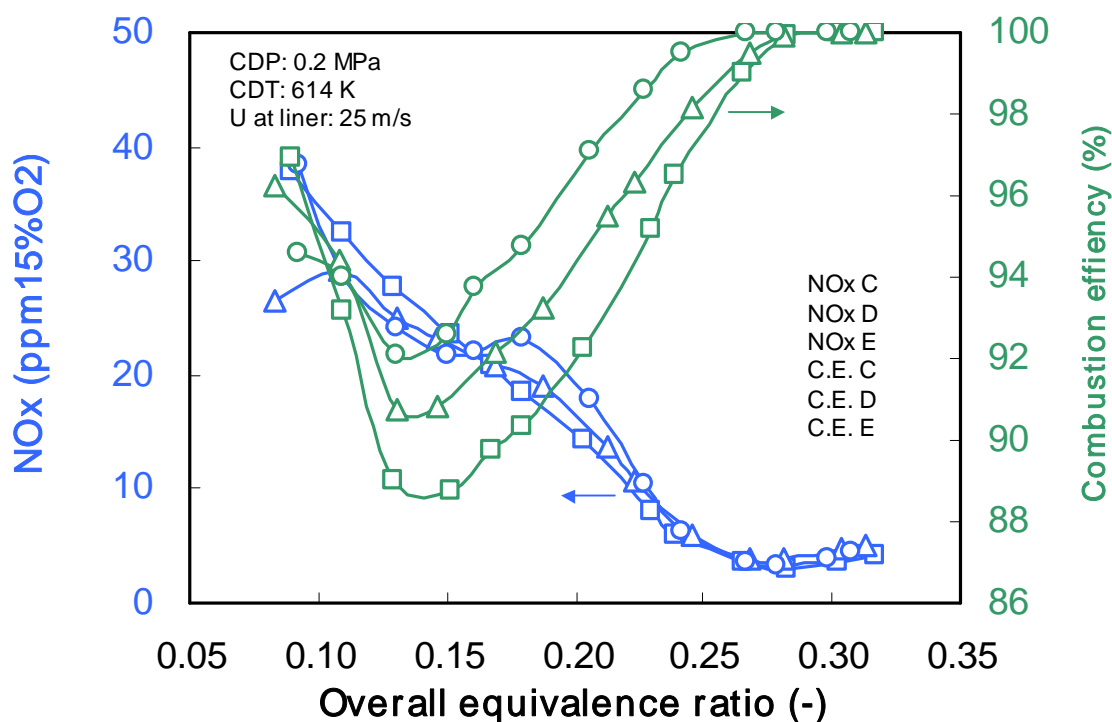


図 4.26 燃焼効率改善に関する第 1 および第 2 の改良の NOx と燃焼効率への影響

域に燃料が供給され始めてからのメイン領域外側での極めて低い当量比となる混合気の内容を抑制したため、全当量比 ϕ_{s1} 以上で燃焼効率の改善ができていられると考えられる。ただし、全当量比 ϕ_{s1} が 0.27 以上の高負荷では、メイン領域全体で当量比が高く、燃焼効率の差異は見られない。燃焼効率改善に関する第 1 および第 2 の改良の CO および UHC への影響を図 4.27 および図 4.28 に示す。CO, UHC とも、燃焼効率と同様に、全当量比約 0.13 から約 0.26 と、広い負荷範囲に渡って改善傾向が見られている。また、メイン領域に燃料が出始める全当量比 ϕ_{s1} や ϕ_{s2} において、排ガス特性に急激な変化は見られない。

次に、燃焼効率向上に関する第 2 の改良(表 4.2 のタイプ E)の結果を述べる。この燃焼器タイプ E には、第 1 の改良であるセパレートリングがあり、さらに焼分配混合部の出口部の流れ状態を内向きにする第 2 の改良である出口リングが取り付けられている。セパレートリングのみがあるタイプ D との比較を行う。図 4.26 より、NOx に関してはタイプ E の方が全当量比 ϕ_{s1} が 0.18 あたりでやや差異があるものの、高負荷での差異は見られない。一方、燃焼効率に関しては、第 1 の改良と同様に、全当量比 ϕ_{s1} が 0.13 以上でタイプ E の方が高くなっているが、この第 2 の改良では、第 1 の改良では効果のなかった全当量比 ϕ_{s1} が 0.30 あたりまで見られる。図 4.27 および図 4.28 より、CO は全当量比 ϕ_{s1} が 0.19 以上で大幅に低減しており、UHC は全体的に減少している。当初燃焼効率の改善効果としては、メイン外側(もしくは内側)領域に燃料が供給され始めた時の薄いメイン混合気の燃焼分配混合部出口部からライナ外側に向かった流れを抑制することで、燃焼効率向上に繋がると考えていた。実

験結果より、確かにそのあたりの全当量比 (ϕ_{s1} や ϕ_{s2}) での UHC の減少効果は見られたが、さらに第 1 の改良では効果のなかった全当量比 ϕ_{s1} が 0.30 あたりまで、CO、UHC とも顕著に低減されているのがわかった。燃料分配混合部の出口部の流れ状態を内向きにしてメイン混合気を燃焼が発生している内側の領域に供給することによる燃焼効率の改善効果は、メイン混合気が薄い時だけでなく、メイン混合気がある程度濃くなった時にもあることが確認された。また、メイン領域に燃料が供給される全当量比 ϕ_{s1} や ϕ_{s2} において、排ガス特性に急激な変化は見られない。

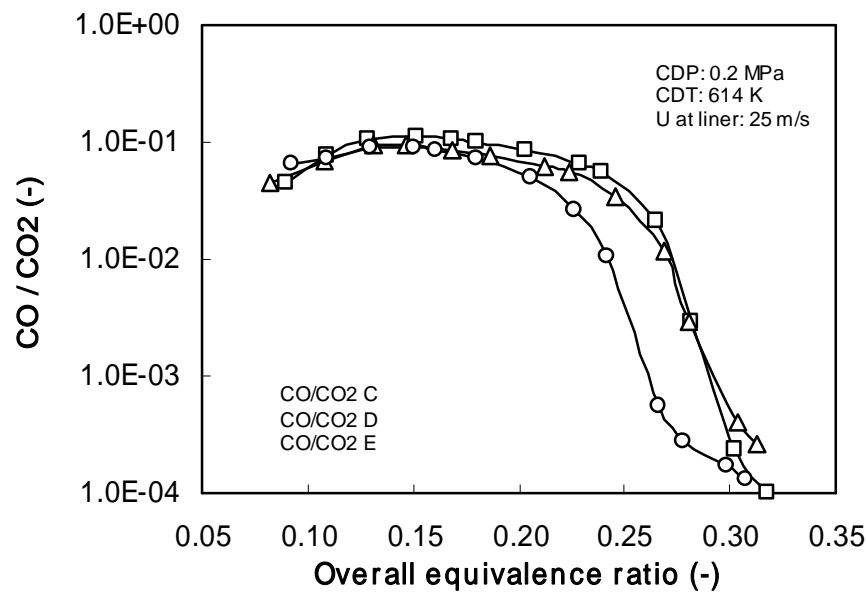


図 4.27 燃焼効率改善に関する第 1 および第 2 の改良の CO への影響

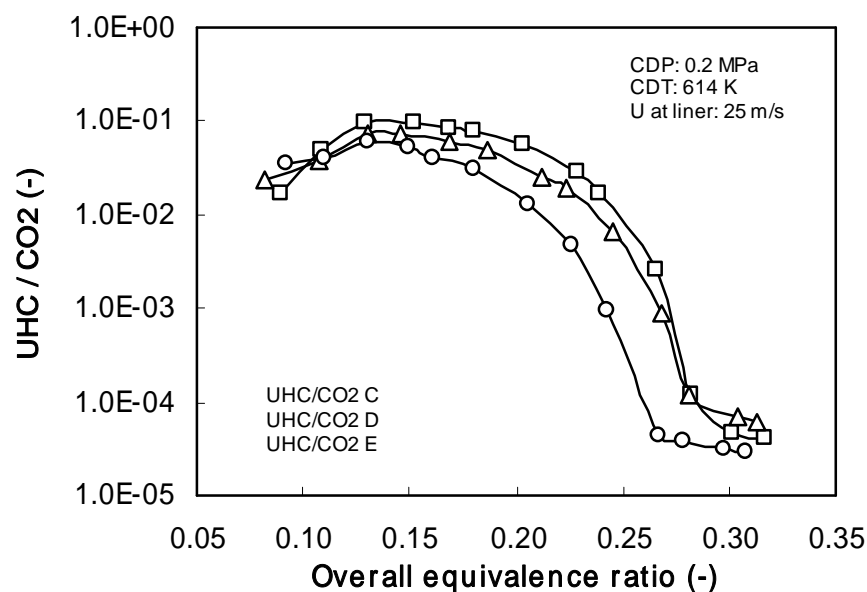


図 4.28 燃焼効率改善に関する第 1 および第 2 の改良の UHC への影響

燃焼効率改善に関する第 1 および第 2 の改良の燃焼器出口平均温度およびパターンファクターへの影響を図 4.29 に示す。燃焼器出口平均温度に関しては顕著な差異は見られないが、パターンファクターに関しては中負荷以上でタイプ E が一番低くなっている。図 4.30 に高負荷時の燃焼器出口温度プロファイルを示す。燃焼器出口部は実際には図 4.19 に示す扇型形状となっているが、データ表示ソフトの制約上、長方形で表示している。各熱電対位置 (50 点) は図中の格子点に対応する。タイプ C とタイプ D では下流側から見て左側にヒートスポットが存在するが、タイプ E ではそのヒートスポットがない。ただし、構造変更との因果関係は、まだわかっていないが、タイプ E であれば実用上問題のない範囲と考えられる^(4.1)。

以上より、燃焼効率向上に関して実施した第 1 および第 2 の改良には、燃焼器全圧損失、NO_x、燃焼器出口平均温度、パターンファクター等のガスタービン燃焼器の重要な特性に悪影響を及ぼすことなく、燃焼効率の向上効果があることがわかった。第 1 の改良に関しては、3 段の燃料ステージングにすることによりメイン外側領域での極めて低い当量比となる混合気の内容を抑制した結果であると考えられる。第 2 の改良に関しては、メイン混合気の燃料分配混合部出口部からライナ外側に向かっての流れを抑制し内向きしたことで、未燃で排出される混合ガスの割合が減少した結果であり、この改善効果は当初予想していなかったメイン混合気がある程度濃くなった時にもあることが確認された。

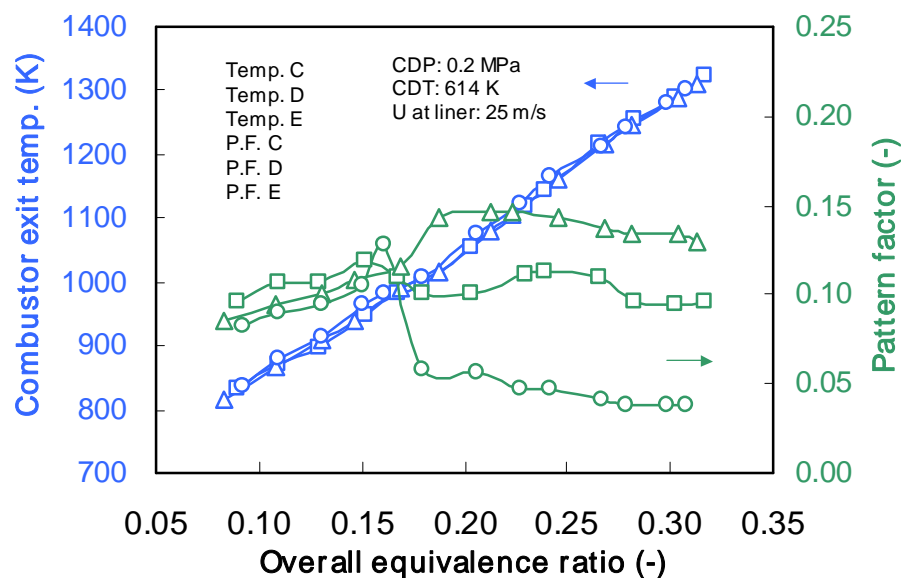


図 4.29 燃焼効率改善に関する第 1 および第 2 の改良の燃焼器出口平均温度およびパターンファクターへの影響

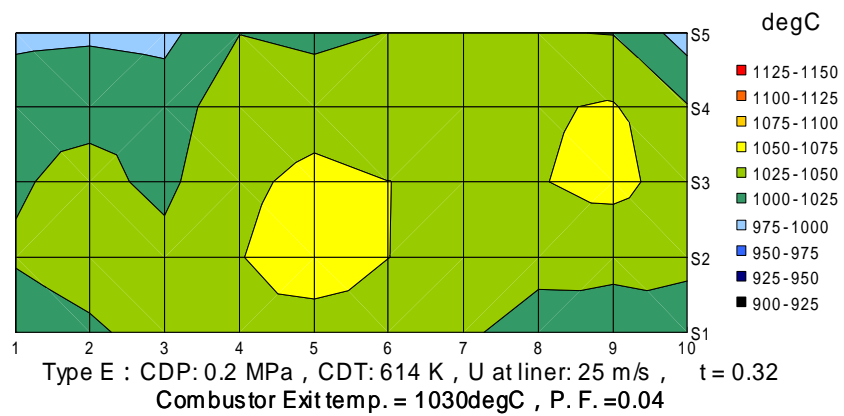
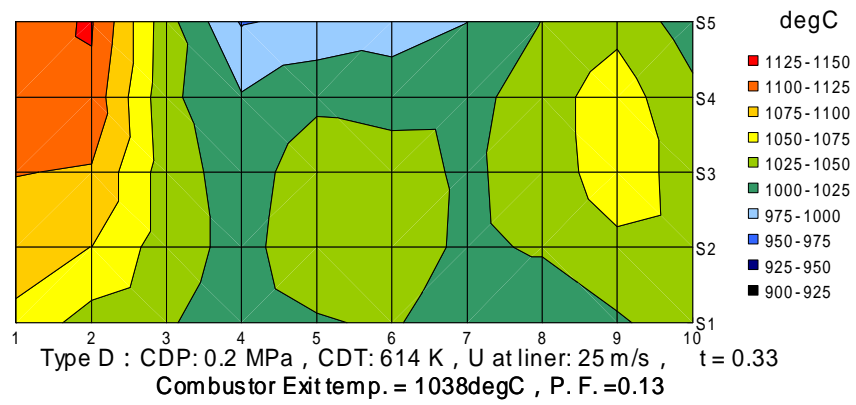
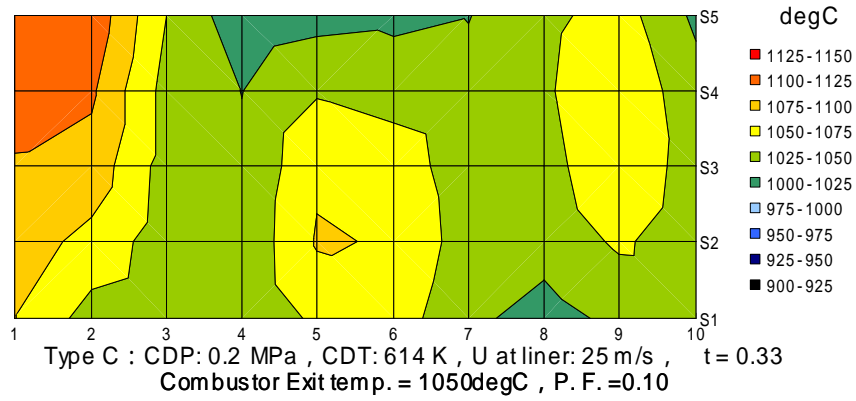


図 4.30 燃焼器出口温度プロファイル(下流側から見た状態。上から燃焼器タイプ C, D, E)

4.5.4 燃焼器入口全圧の燃焼特性に及ぼす影響

燃焼器タイプ E は、

- 低 NO_x 化のために、メイン領域の周方向の当量比分布を均一化し、
- 燃焼器全圧損失率の低減のために、燃料分配混合部や希釈孔等の燃焼器の各開口部の面積を増加させ、
- 燃焼効率向上のために、メイン外側領域での極めて低い当量比となる混合気の内容を抑制し、さらにメイン混合気の燃焼分配混合部出口部からライナ外側に向かっての流れを抑制することで未燃として排出される混合ガスの割合を減少させた

仕様であり、燃焼器入口全圧 CDP が 0.2MPa での燃焼試験では、NO_x、燃焼効率、燃焼器全圧損失率等の燃焼性能が最も良かったもので、この仕様にて、燃焼器入口全圧 CDP を変えた燃焼試験を行い、燃焼器入口全圧 CDP の燃焼特性に及ぼす影響を評価した。燃焼器入口全圧 CDP は 0.2MPa、0.4MPa、0.8MPa と変化させた。

どの燃焼器入口全圧 CDP においても、燃焼器全圧損失低減に伴う逆火や問題となる燃焼振動も発生せず、保炎器等の赤熱もなかった。

燃焼器入口全圧 CDP の燃焼器全圧損失率への影響を図 4.31 に示す。燃焼器入口全圧 CDP が燃焼器全圧損失率に及ぼす影響はほとんどなく、燃焼器入口全圧 CDP が 0.8MPa で定格全当量比に近い $\phi = 0.32$ の条件で約 4.1% となっており、実用上問題ない性能と考えられる。

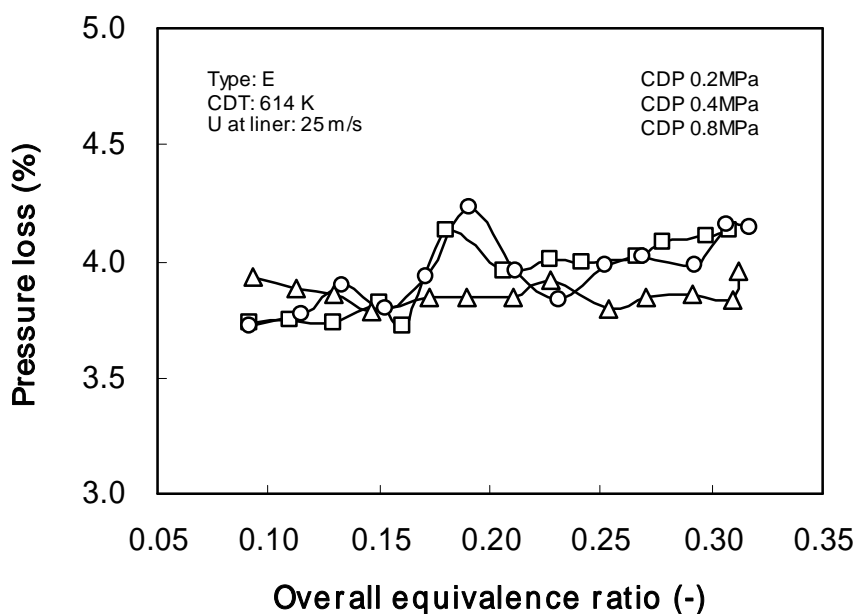


図 4.31 燃焼器入口全圧の燃焼器全圧損失率への影響

燃焼器入口全圧 CDP の NOx と燃焼効率への影響を図 4.32 に、CO と UHC への影響を図 4.33 と図 4.34 に示す。燃焼器入口全圧 CDP を増加させても、メイン領域に燃料が供給され始める全当量比 ϕ_{s1} や ϕ_{s2} において、排ガス特性に急激な変化は見られない。全当量比 ϕ_t が 0.24 以下の場合には燃焼器入口全圧 CDP の増加とともに、NOx は顕著に増加しているが、全当量比 ϕ_t が 0.25 以上になるとその影響は小さくなる。全当量比 $\phi_t = 0.31$ において、NOx は燃焼器入口全圧 CDP の約 0.3 乗に比例しており、燃焼器入口全圧 CDP が 0.8MPa で定格全当量比に近い $\phi_t = 0.32$ の条件で、NOx は 8ppm (15%O₂ 換算) 以下となる。全当量比 ϕ_t が低い場合はパイロット領域の当量比は比較的高いが、全当量比 ϕ_t が高い場合はパイロット領域の当量比が低くなり、さらに定格全当量比において、燃料分配混合部出口の当量比が均一でかつ適切な状態になっていたために燃焼器入口全圧 CDP の影響が小さくなったものと考えられる。一方燃焼効率に関しては、負荷が変わると燃焼器入口全圧 CDP は異なった影響を及ぼしていた。低負荷では燃焼器入口全圧 CDP の増加とともに燃焼効率は増加するが、全当量比 ϕ_t が約 0.19 から約 0.25 の中負荷の範囲では、逆に燃焼効率がわずかに低下している。UHC の増加は少しであるが、CO の増加が大きい。燃焼器入口全圧 CDP が燃料分配特性やメイン領域の当量比分布等に何かしらの影響を及ぼしている可能性が考えられるが、今のところはっきりした原因は不明である。ただし、燃焼器入口全圧 CDP が 0.8MPa において、全負荷で燃焼効率は 95% 以上となっており、実用レベルにあると考えている^(4.3)。

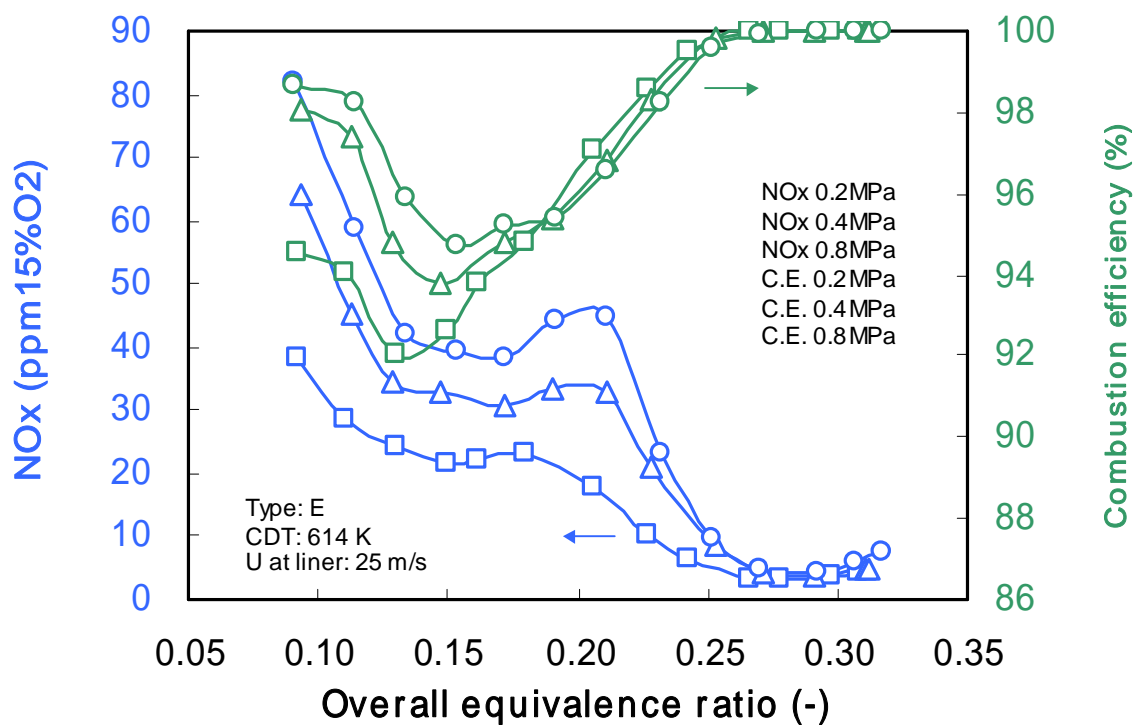


図 4.32 燃焼器入口全圧の NOx および燃焼効率への影響

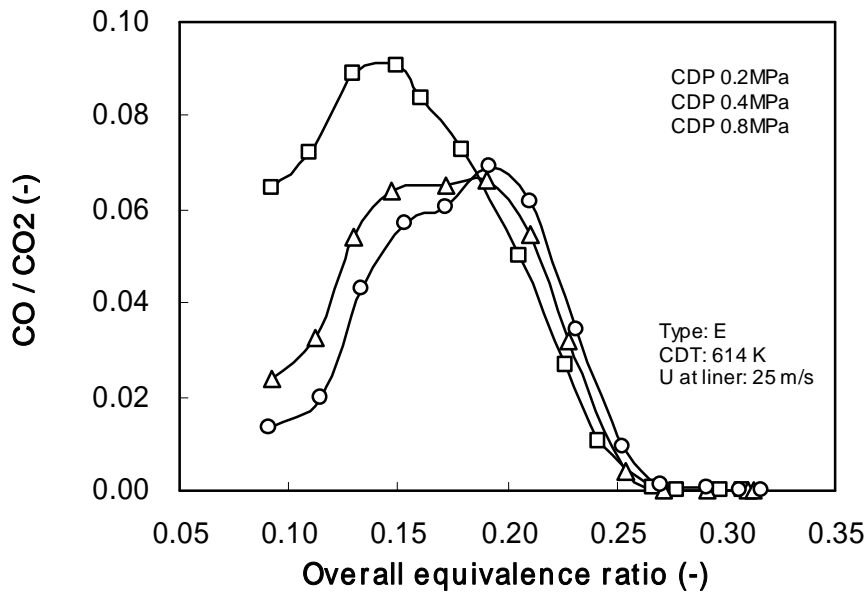


図 4.33 燃焼器入口全圧の CO への影響

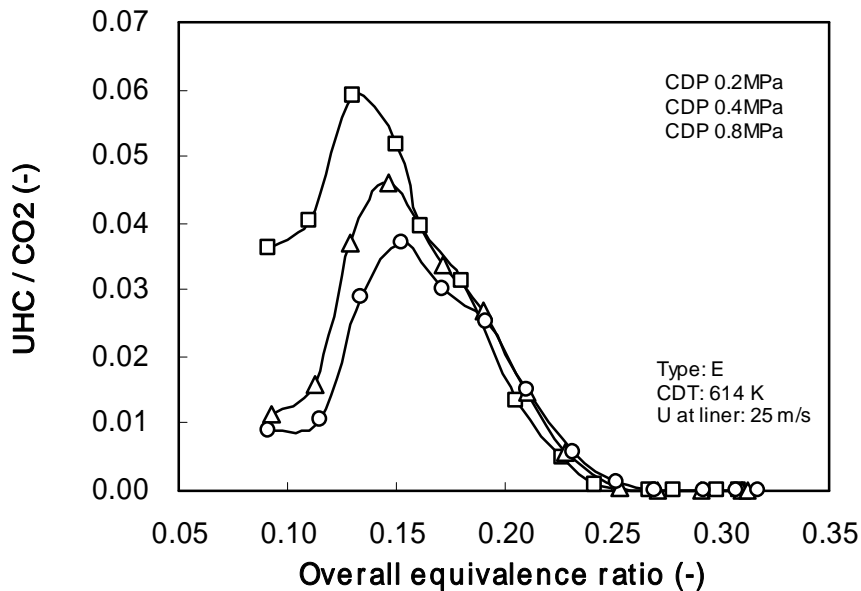


図 4.34 燃焼器入口全圧の UHC への影響

燃焼器入口全圧 CDP の燃焼器出口平均温度およびパターンファクターへの影響を図 4.35 に示す。燃焼器入口全圧 CDP が 0.8MPa の高負荷時のパターンファクターがやや高くなっているが、燃焼器入口全圧 CDP が燃焼器出口平均温度やパターンファクターに及ぼす影響は大きくなく、燃焼器入口全圧 CDP が 0.8MPa で定格全当量比に近い $\phi = 0.32$ の条件で、燃焼器出口平均温度は約 1340 K、パターンファクターは 0.07 と比較的均一な燃焼器出口温度分布であった。

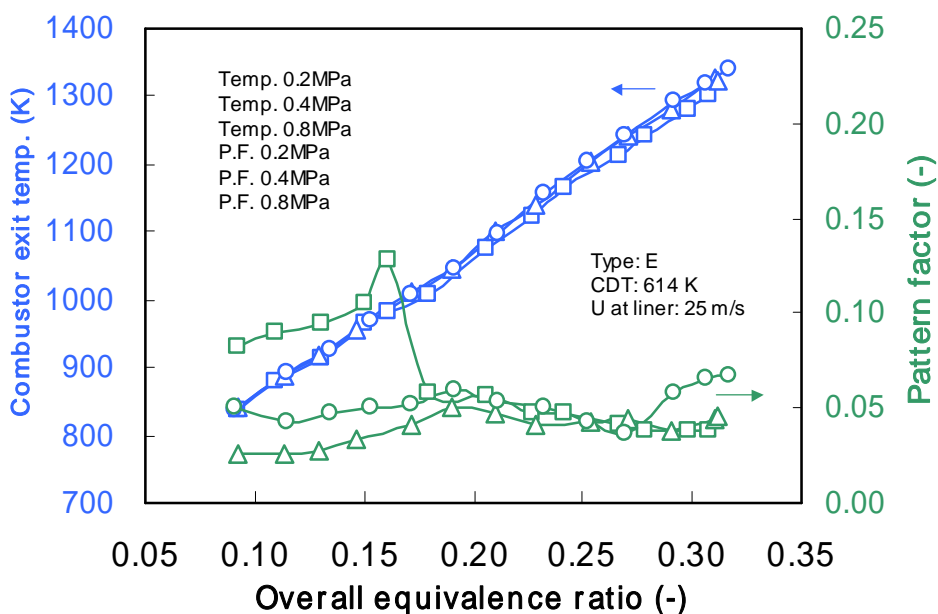


図 4.35 燃焼器入口全圧の燃焼器出口平均温度およびパターンファクターへの影響

以上の結果より、高負荷時の NOx を低減するために、燃料導入管出口部に混合促進板を取り付けることにより、燃焼効率、燃焼器出口平均温度、パターンファクター、燃焼器全圧損失率等の燃焼性能として重要な項目について悪影響を及ぼすことなく、高負荷時の NOx を低減できることがわかった。これは、第 3 章での燃料分配評価結果より、周方向の当量比分布の均一性が改善された可能性が高いと考えられる。

第 2 章の試作燃焼器の課題の 1 つであった燃焼器全圧損失率の低減のために、燃料分配混合部や希釈孔等の燃焼器の各開口部の面積を増加させることにより、実機の圧力に近い条件下でも逆火や燃焼振動を発生させることなく、燃焼器全圧損失を大幅に改善できることがわかった。

燃焼効率向上に関して考案した第 1 および第 2 の改良には、燃焼器全圧損失、NOx、燃焼器出口平均温度、パターンファクター等のガスタービン燃焼器の重要な特性に悪影響を及ぼすことなく、中負荷時の燃焼効率を改善できることがわかった。第 1 の改良に関しては、3 段の燃料ステージングにすることによりメイン外側領域での極めて低い当量比となる混合気の内容を抑制した結果であると考えられる。第 2 の改良に関しては、メイン混合気の燃焼分配混合部出口部からライナ外側に向かった流れを抑制し内向きしたことで、未燃で排出される混合ガスの割合が減少した結果であり、この改善効果は当初予想していなかったメイン混合気がある程度濃くなった時にもあることがわかった。また、燃焼器入口全圧 CDP を増加させても、メイン領域に燃料が供給され始める全当量比 s_1 や s_2 において、排ガス特性に急激な変化は起こらない。ただし、中負荷の範囲で燃焼効率がわずかに低下する減少が確認されたが、この原因は不明である。

4.6 実機適用に関する検討

4.6.1 実機適用に関する評価項目

実機の燃焼器入口全圧 CDP に近い圧力条件下での燃焼器タイプ E の燃焼試験において、NO_x、燃焼効率、燃焼器全圧損失率、パターンファクター等の燃焼器の諸性能は、第 2 章の試作燃焼器の性能を大幅に改善できており、実用レベルにあることがわかった。以下に、この改良した燃料自動分配方式での低 NO_x ガスタービン燃焼器を実機へ適用する場合に、評価すべき必要がある項目を検討していく。

ディフューザを使用した場合での燃焼特性評価

今回使用したリグは、燃焼器入口部や燃焼器ケーシングを含めて円筒形状となっており、燃焼器入口部の空気流速分布の均一性が高いと考えられる。実機の場合、例えば航空転用型の直流式のマルチチャン型の場合では、燃焼器入口部に流速を低下させるディフューザが装着され、燃焼器入口部の空気流速分布が変化したり、燃焼空気と希釈空気の配分の変化が起こる可能性が考えられる。また、逆流式のマルチチャン型や単缶型の場合でも、程度は異なるが、同様の現象が生じると考えられる。今回研究してきた燃料自動分配方式では、パイロット用の燃焼空気の一部を使っているため、その空気の条件が変化すると少なからず燃料分配特性や燃焼特性に影響を及ぼすと考えられる。よって適用する実機が決まった場合には、その燃焼器入口部や燃焼ケーシングを模擬したリグでの燃焼特性の評価を行い、NO_x、燃焼効率、燃焼器全圧損失率、パターンファクターや、今回の円筒形状のリグでは発生しなかった逆火や燃焼振動等の発生度合いを確認する必要があると考えられる。

燃焼器出口温度分布評価

今回燃焼器出口温度分布として評価したのは、温度分布全体の不均一性を表すパターンファクターであったが、実機へ適用する場合には燃焼器出口部の下流側にある一段静翼や動翼等の耐久性・信頼性に影響を及ぼすと考えられる半径方向の温度分布の不均一性を表すプロファイルファクター^{(4.1)(4.4)}も評価すべき項目と考えられる。これは、この燃料自分配動方式に限ったことではない。

特にタービン動翼の強度を考慮する必要があるが、内径で低く、外径に向かって高くなる温度分布が理想であるが、実際には中程より外側でピークのあるものが多い。この評価は前述の燃焼器入口部や燃焼ケーシングを模擬したリグで実施すべきだと考えられる。

燃焼器ライナの壁温

実機へ適用する場合、ライナの耐久性を考慮すると、ライナの壁温の最高温度が許容範囲内であり、さらにその温度勾配も許容範囲内である必要がある。この燃料自動分配方式に限ったことではな

いが、使用するメタルの材質や遮熱コーティングの厚み等を考慮し、検討すべき項目だと考えられる。

供給燃料

第3章で評価したように、同じ燃料分配モジュールを使用していても、供給燃料の種類が変わると燃料分配特性に影響を及ぼす。そのため、供給燃料の種類に応じて、燃料分配モジュールの仕様を調整する必要があると考えられる。第3章で評価したように、例えば、13A 燃料より分子量が大きくなれば燃料分配モジュールの隙間を狭くし、13A 燃料より分子量が小さくなれば燃料分配モジュールの隙間を広くする等の調整が必要となると考えられる。

運転条件

今回燃焼特性を評価した条件に関しては、燃焼器入口温度 CDT と燃焼器ライナ断面での空気流速 U はほぼ一定としていた。しかし、実機の場合、負荷が変化さらに外気温度が変化すると、燃焼器入口温度 CDT と燃焼器ライナ断面での空気流速 U は変化する。負荷が低下すると燃焼器入口温度 CDT は低下し燃焼器ライナ断面での空気流速 U は増加する。外気温度が上昇すると同負荷では燃焼器入口温度 CDT および燃焼器ライナ断面での空気流速 U はともに増加する。適用する実機が決まった場合、燃焼器入口温度 CDT と燃焼器ライナ断面 U の変化幅を考慮し、その範囲での燃料分配特性や燃焼特性への影響を評価する必要がある。

負荷遮断

実機ガスタービンに必要となる性能として負荷遮断がある。これは、例えば定格負荷で運転している状態から、急に負荷がなくなった場合を想定し一気に無負荷まで燃料を絞るというもので、その場合でも燃焼器は失火してはいけない。この燃料自動分配方式では、燃料系統は1系統であり、負荷に応じて自動的に燃料が分配されるので、負荷遮断を行ってもパイロット側に燃料が自動的に供給され、特に燃料ラインに複雑な制御を追加しなくても失火等の現象は発生しにくいと考えられるが、燃焼器入口部や燃焼ケーシングを模擬したリグで確認すべき項目だと考えられる。

点火

実機ガスタービンに適用した場合、点火時の燃焼器入口全圧 CDP、燃焼器入口温度 CDT、燃焼器ライナ断面の空気流速 U は、定格負荷での運転条件とは異なる。燃焼器入口全圧 CDP は常圧に近いものになり、燃焼器入口温度 CDT も常温に近く、燃焼器ライナ断面の空気流速 U も遅い。そのため、このような条件下でも点火が可能になるように点火栓の取付位置を考慮し、また供給燃料流量の調整をする必要がある。また、マルチキャン型の場合、現在導入されているガスタービンでは、す

すべての燃焼器に点火栓を設けていない^(4.5)。例えば燃焼器を 6 個備えたマルチチャン型であれば、そのうちの 2 つの燃焼器に点火栓を設け、各々の燃焼器ライナの側面に火移管を設けることで、残りの燃焼器の点火を行うようにしている。この燃料自動分配方式においても、マルチチャン型に適用する場合は、燃焼器ライナの適切な位置に火移管を設けるようにし、点火栓数を現行機種と同程度にする必要がある。

4.6.2 実機形状を模擬した条件下での燃焼特性

燃料自動分配方式での低 NOx ガスタービン燃焼器の実機への適用に関する評価項目を検討したが、その第 1 ステップとして、実機形状を模擬した条件下での燃焼特性を評価することにした。表 4.3 で想定しているガスタービン燃焼器の運転条件をもとに、直流式のマルチチャン型燃焼器 (燃焼器数 6 個) への適用を試み、その 1 つの燃焼器を対象とした燃焼器入口部や燃焼器ケーシングを模擬したリグ(セクタ模型)での燃焼特性の評価を行った。

実機形状を模擬したリグの構造および実験条件を図 4.36 に、リグの外観写真を図 4.37 に示す。実験条件に関してはこれまでとほぼ同じであるが、実験装置の制限により、燃焼器入口全圧 CDP のみ 0.7MPa で実施した。整流部 (Rectification Duct) の断面形状は実機ガスタービンの圧縮機出口形状を模擬したのとなっており、燃焼器入口部にディフューザ (Diffuser) を設けている^(4.6)。燃焼器ケ

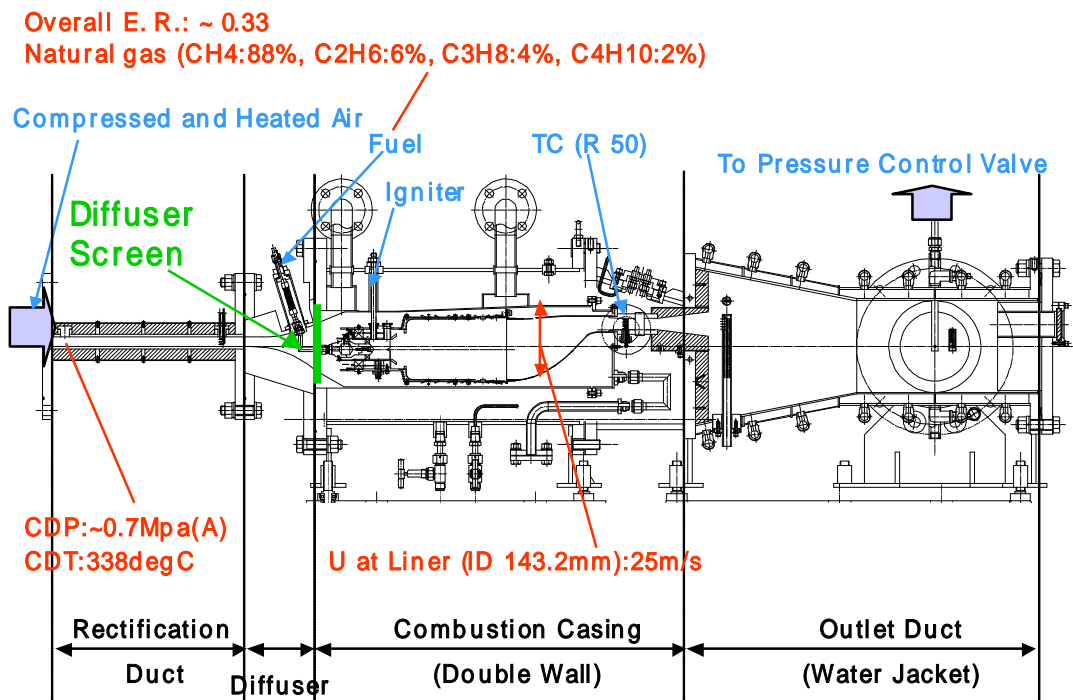


図 4.36 実機形状を模擬したリグの構造および実験条件

ーシングは2層構造となっており, 図4.38に示すように, 圧力を保持する外側ケーシングは円筒形状であるが, 燃焼器を包み込む内側ケーシングは実機と同じく扇型形状となっている。また, ディフュー

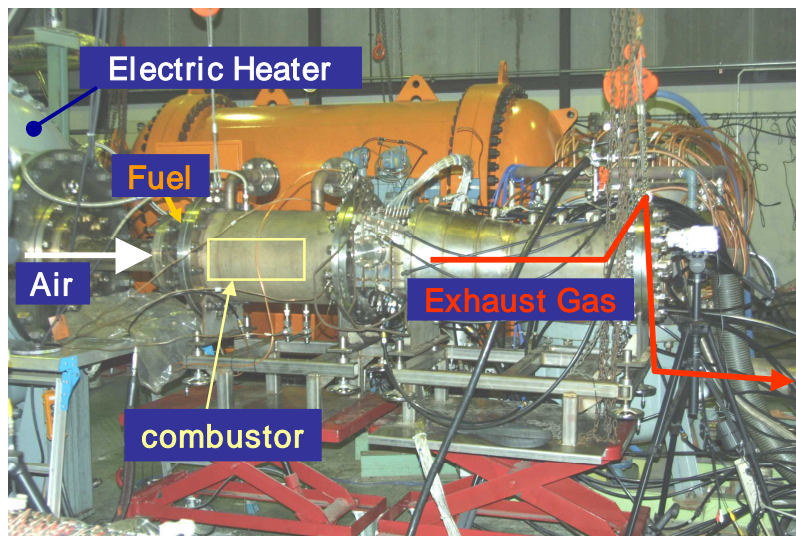


図 4.37 加圧燃焼試験用リグの外観写真 (燃焼器タイプ F, G 用)

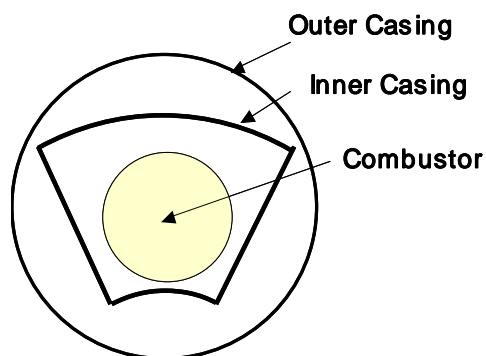


図 4.38 燃焼ケーシングの断面図

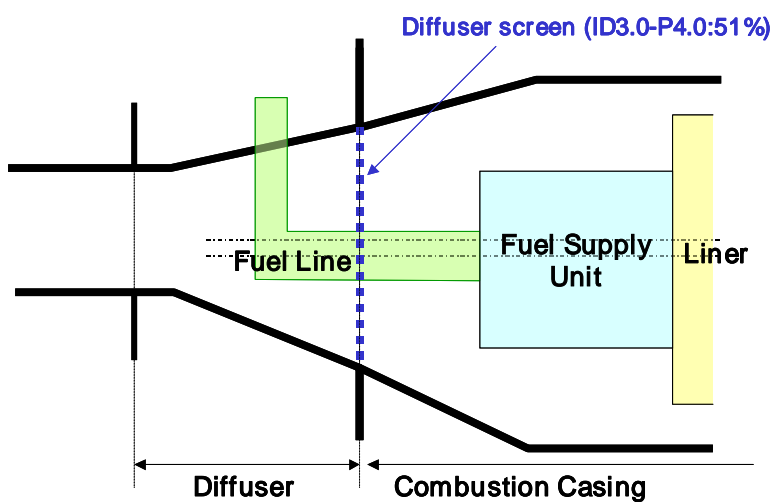


図 4.39 ディフューザスクリーンの取り付け位置

ザにおいて空気流速分布の均一性が悪化することを想定し、燃焼器全圧損失率への影響は危惧されるが、図 4.39 に示すようにディフューザ出口部に「ディフューザスクリーン」と呼ぶパンチングプレート(穴径3.0mm, 穴ピッチ4.0mm, 開口面積比51%)を設置し、空気流速分布の均一性を改善するようにしている^(4,6)。さらに今回燃焼振動の状態を定量的に把握するため、図 4.40 に示すドレインポートの位置に、ガスタービンメーカーでの計測方法に準拠した燃焼振動計測ラインを設けた。燃焼振動計測ラインを図 4.41 に、使用した圧力センサー (Kulite XTE-190-100A) を図 4.42 に示す。2層になっている内側の燃焼器ケーシングの内壁からステンレスチューブ(内径約4mm)を取り出し、そのス

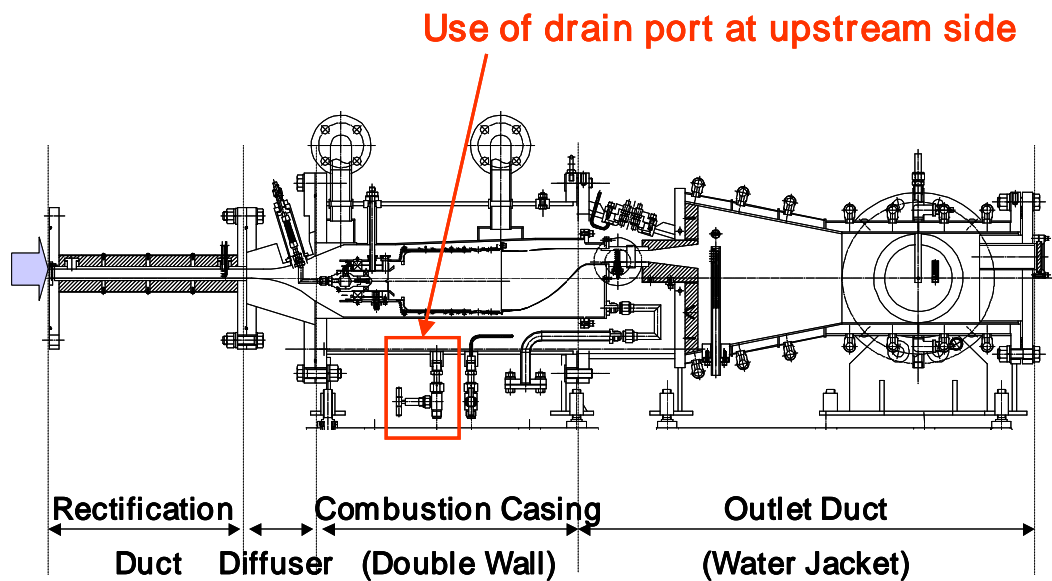


図 4.40 燃焼振動計測位置

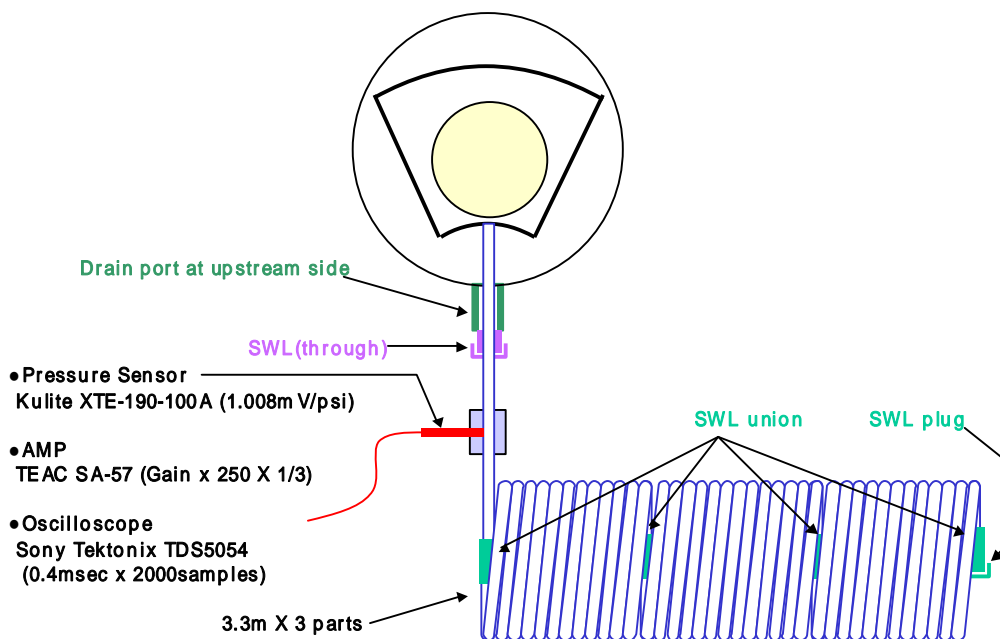


図 4.41 燃焼振動計測装置

ステンレスチューブの内面に圧力センサーが取り付けられている。燃焼振動計測ラインの下流には 10m 程度のキャビティを設けている。センサーの信号はアンプ (TEAC SA-57) で増幅し、オシロスコープにてサンプリングを行った (0.4msec x 2000samples)。

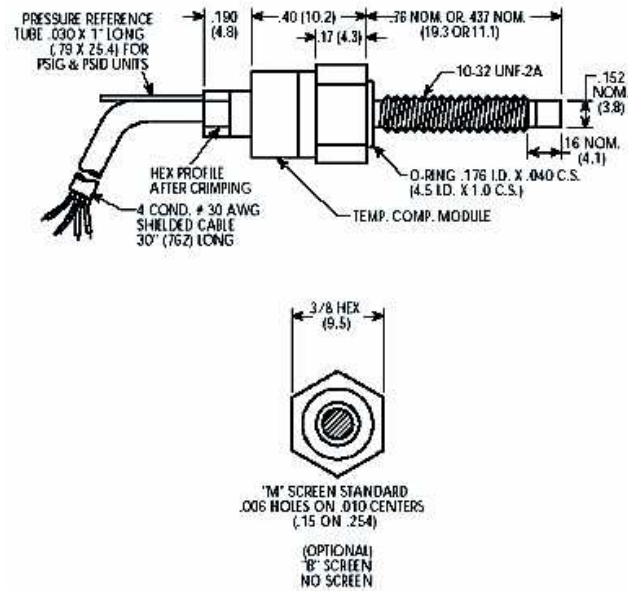


図 4.42 燃焼振動計測用圧力センサー (Kulite XTE-190-100A)

燃料分配混合部での燃焼前の混合気濃度を計測するため、図 4.43 に示すように、メイン側はセパレートリングで分割されているメイン内側領域のほぼ中心に、パイロット側はパイロットとメイン領域を分割する壁面部に内径 1.0 mm の採取孔を設け、それぞれの混合ガスの THC および O_2 濃度を計測し、それぞれの混合気の局所当量比を推定した。第 2 章の CFD 計算より、パイロット部は壁面部ほど当量比が高いような分布となっている可能性が高く、このパイロット側で計測した当量比もパイロ

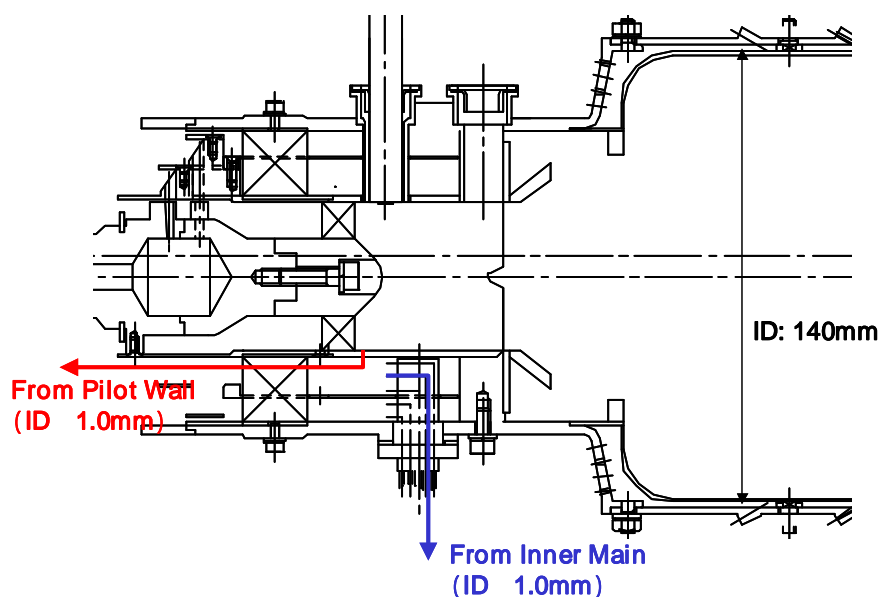


図 4.43 混合気濃度計測位置

ト平均当量比より高いと考えられる。

燃焼器は、前述のタイプEの仕様を元に再設計した。ただし、リグの形状を変えた場合、投入全空気量に対する燃焼空気の配分が変化すると考えられる。燃焼空気配分が低下した場合は高負荷時のNO_xが増加する恐れがあるため、燃焼器全圧損失率への影響は危惧されるが、今回は尾筒も含めた燃焼器の壁面冷却孔と希釈孔の断面積をタイプEの60%程度(タイプFでは65%、タイプGでは58%)に減少させることにした。そして、この仕様にてメインへの燃料分配特性(メイン外側部への燃料分配モジュールの隙間寸法)を変えた2仕様(タイプFの隙間寸法<タイプGの隙間寸法)の燃焼特性の差異を評価し、実機形状を模擬した条件下での燃焼特性を評価することにした。

燃焼器全圧損失率を図4.44に示す。円筒ケーシングで評価したタイプEでは約4%レベルであったが、実機形状を模擬したケーシングで評価したタイプFで5.5%~5.7%、タイプGは5.9%~6.1%となっている。尾筒も含めた燃焼器の壁面冷却孔と希釈孔の断面積をより低下させたタイプGの方が、燃焼器全圧損失率は高くなっており、燃料分配混合部の抵抗には差異がないので、タイプGの方が燃焼空気量は多くなっている。燃料分配混合部出口における空気流速のみを考慮すると、その流速が速くなるタイプGの方が燃焼性は悪くなると考えられる。通常、産業用ガスタービンの燃焼器として使用される燃焼器の燃焼器全圧損失率である3~5%^(4.1)よりやや高い燃焼器全圧損失率となっているが、尾筒も含めた燃焼器の壁面冷却孔と希釈孔の断面積をタイプEより減少させたこと、さらに空気流速分布の均一性を改善するためのディフューザスクリーンを設置したこと、ディフューザ部での空気流れに剥離による損失等により、燃焼器全圧損失率が増加したものと考えられる。燃焼器

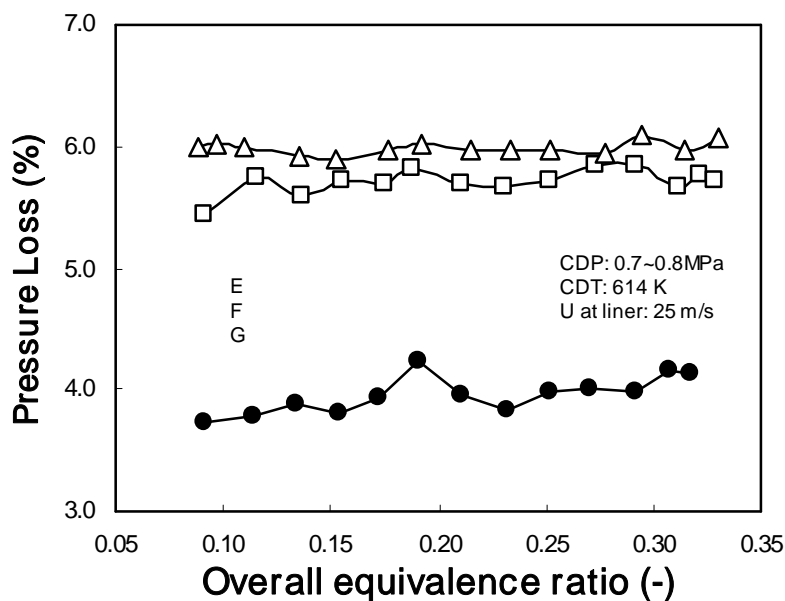


図 4.44 実機形状での燃焼特性(燃焼器全圧損失率)

開口部面積の拡大やディフューザスクリーンの低圧損化等を行うことにより、さらなる燃焼器全圧損失率の低減も必要だと考えられる。ただし、今回は逆火は発生しなかったが、燃焼器開口部面積を拡大する場合は逆火が発生しやすくなるため、注意が必要である。また今回適用した直流式のマルチチャン型では、燃焼器入口空気流速分布改善のために、燃焼器全圧損失率の増加に繋がるディフューザスクリーンを取り付けたが、例えば、燃焼器入口空気流速分布の均一性が良いガスタービンであれば、ディフューザスクリーンが不要となるため、燃焼器全圧損失の増加を抑制できると考えられる。このように、燃料自動分配方式を実機へ適用する場合には、燃焼器入口空気の流速分布の均一性に注意する必要があると考えられる。

メイン内側領域の局所当量比とパイロット壁面部の局所当量比の全当量比 ϕ に対する変化を図 4.45 に示す。タイプ F およびタイプ G とも、前述の図 4.11 で示した第 1 の燃焼効率改善における各領域の当量比の変化イメージに近い特性となっている。タイプ F およびタイプ G とも、メイン内側に燃料が供給され始める全当量比 ϕ_{s1} は約 0.13、メイン外側に燃料が供給され始める全当量比 ϕ_{s2} は約 0.21 となっている。燃料がメイン内側およびメイン外側の両領域に燃料が供給されていると考えられる全当量比 ϕ 0.21 以上の場合の燃料分配特性を検討することにする。タイプ F と G とではメイン内側領域の燃料分配に対応する上流部の燃料分配モジュールの隙間寸法には差異がないが、タイプ G の方が燃料空気量が多くそのためパイロット燃焼空気量も多いため、メイン内側領域に供給される燃料流量は少なくなり、さらにメイン空気量は多くなるため、図 4.45 のようにメイン内側当量比は必ずタイプ G の方が低くなる。さらにメイン外側領域の燃料分配に対応する下流部の燃料分配モジュールの隙間寸法を大きく設定しているため、メイン外側当量比もタイプ G の方が必ず低くなっているは

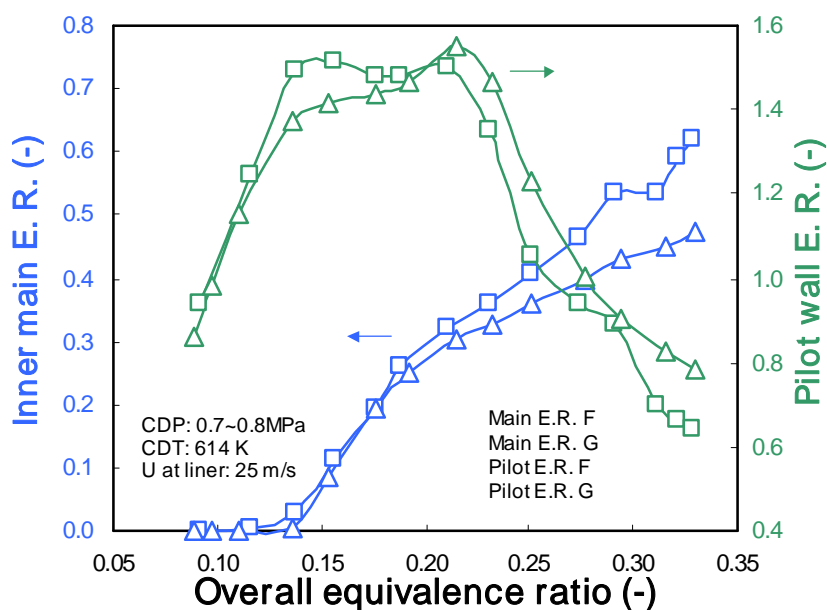


図 4.45 実機形状での燃焼特性(メインおよびパイロット流路の局所当量比)

ずである。パイロット当量比に関しては仕様からだけでは推定できない。タイプ G の方がパイロット空
気量は少ないが、パイロット側へ供給される燃料流量も少なくなり、その程度によってパイロット当量
比の差異が決まる。図 4.45 から判断すると、タイプ G の方がパイロット当量比が高くなっていたと考え
られる。

NOx および燃焼効率を図 4.46 に、CO および UHC を図 4.47 と図 4.48 に、燃焼振動を示す指標
として計測圧力の RMS 値を図 4.49 に示す。円筒ケーシングで評価したタイプ E と比べて、定性的な
排ガス特性はほぼ同じであり、燃料が切り替わる全当量比 ϕ_{s1} や ϕ_{s2} において、排ガス特性に急激な
変化は見られない。

メイン内側およびメイン外側の両領域に燃料が供給されていると考えられる全当量比 $\phi_{0.21}$ 以上
の場合の特性を検討することにする。

NOx はタイプ F の方が低くなっている。図 4.45 の各領域の局所当量比の全当量比 ϕ に対する変
化から、主にパイロット側の当量比との相関が高いと考えられる。これは、メイン混合気が単独で燃焼
可能な定格全当量比 $\phi = 0.33$ において、タイプ F のメイン内側領域の当量比が高くなっているにも
関わらず、NOx は低い状態となっていることにも裏付けられる。

タイプ F では全当量比 $\phi = 0.28$ あたりで NOx が増減したり、各領域の局所当量比が特異的な変
化を示していた。図 4.49 に示すように、全当量比 ϕ が 0.28 以上で計測圧力の RMS 値が急激に増
加しており、この現象は燃焼振動と相関があると考えている。全当量比 ϕ が 0.28 より増加すると一旦

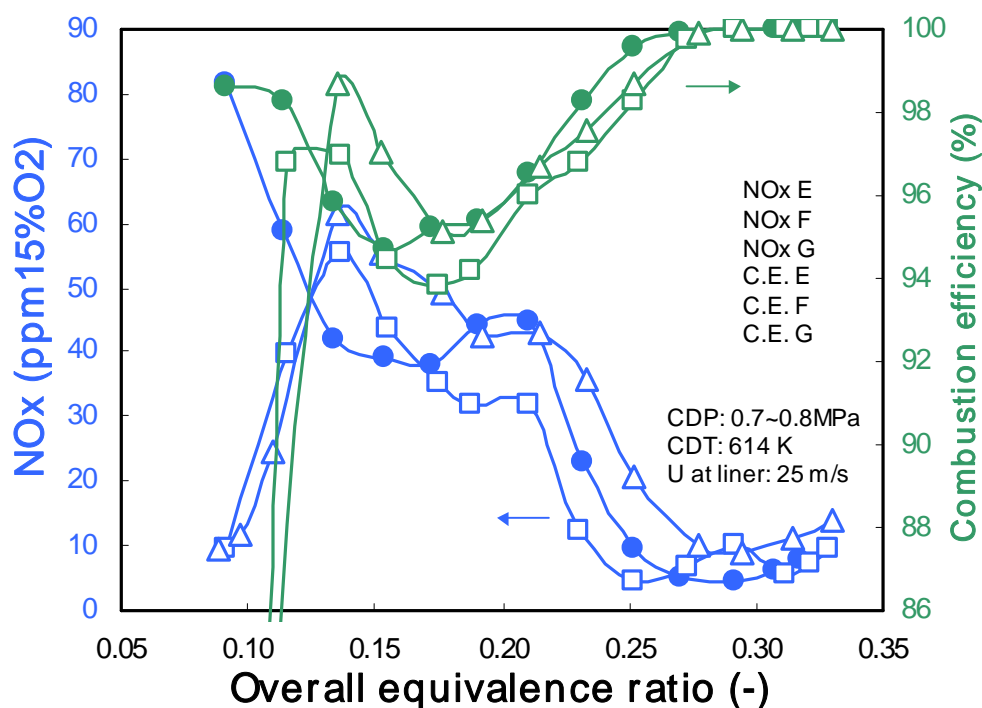


図 4.46 実機形状での燃焼特性 (NOx・燃焼効率)

RMS 値が減少するものの、100% 負荷である全当量比 ϕ が 0.33 あたりでは再度増加していた。計測圧力値をフーリエ変換し、その最大振幅となっていた周波数を図 4.49 に示している。全当量比 ϕ が 0.28 の時の振動周波数と、定格に近いときの振動周波数は 100Hz 以上異なっており、振動の発生メカニズムが異なっているものと考えられる。全当量比 ϕ が 0.28 の時の燃焼振動は、図 4.45 に示すようにタイプ F はメイン側への燃料分配が多い設定となっていたため、同じ全当量比 ϕ ではパイロット部の当量比が低くなりさらにパイロット燃料流量も少なく、メイン火炎を保炎する能力が減少することにより発生する振動だと考えられる。振動発生時には燃焼領域の抵抗が増加し、燃焼空気量が低下

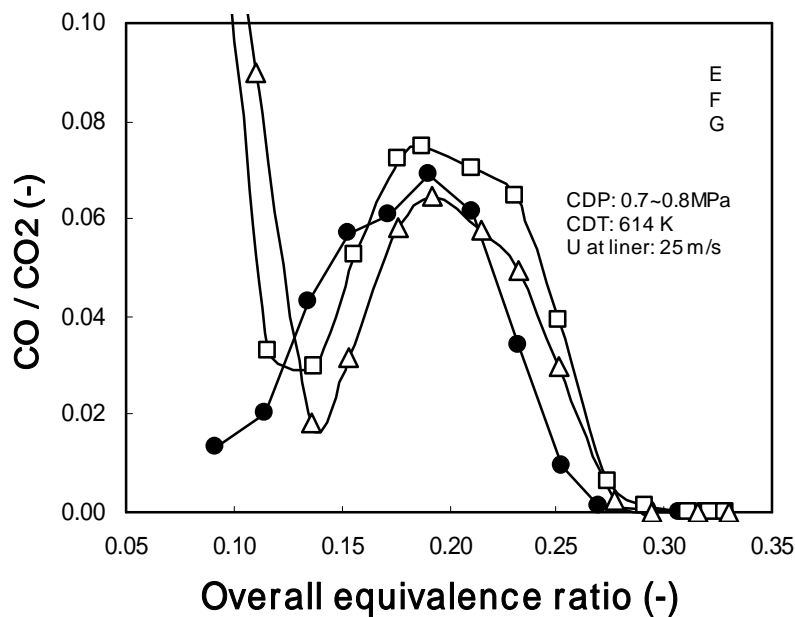


図 4.47 実機形状での燃焼特性(CO)

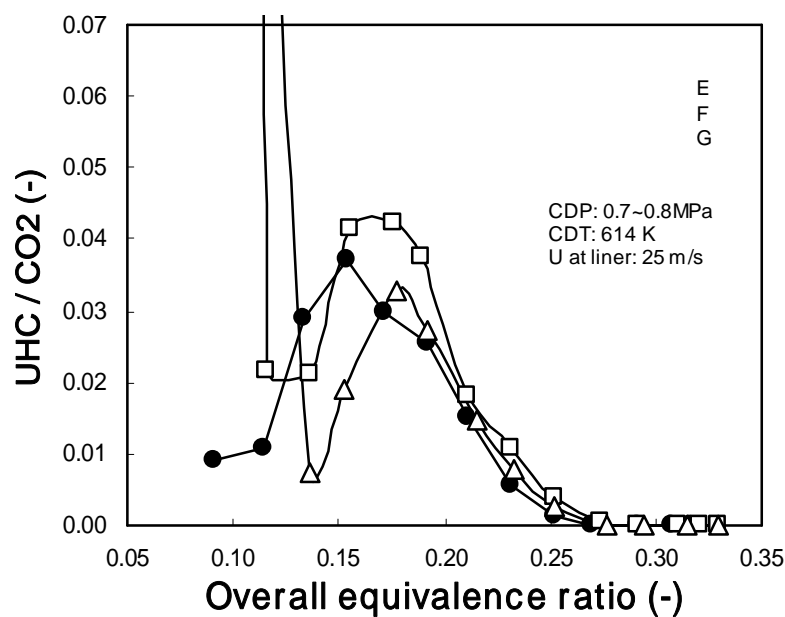


図 4.48 実機形状での燃焼特性(UHC)

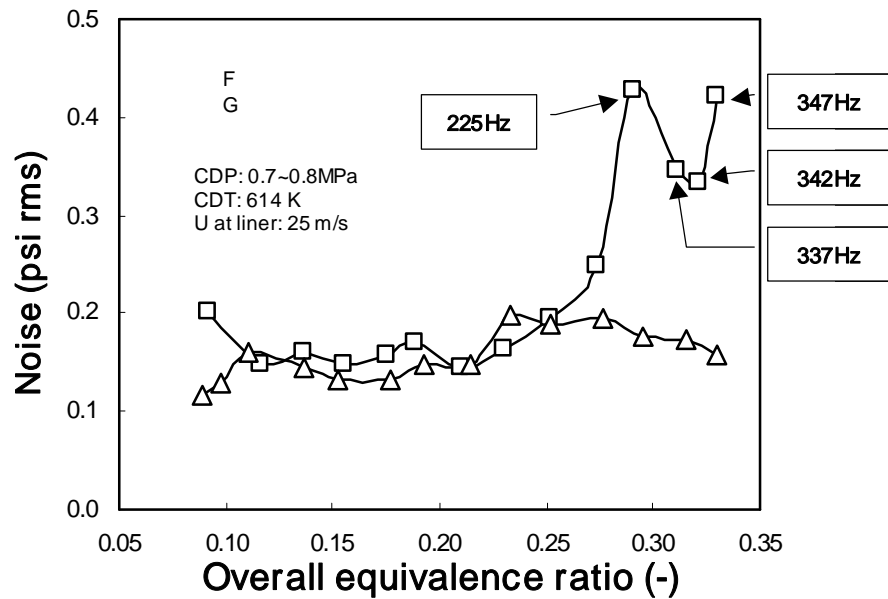


図 4.49 実機形状での燃焼特性 (燃焼振動)

し、燃焼領域の当量比が増加したと考えられる。図 4.44 に示すように、この燃焼振動が起きているタイプ F の全当量比 $\phi = 0.28$ あたりでやや燃焼器全圧損失が増加している。定格に近いときの燃焼振動は、パイロット火炎でメイン火炎を保持している状態ではなく、メイン火炎単独で保炎しているものと考えられるため、そのメイン混合気の局所当量比が高くなっていくことにより発生する燃焼振動だと考えられる。一方タイプ G の NOx はタイプ F より全体的にやや高めであるが、タイプ F のような特異的な当量比の変化は示さず、計測圧力の RMS 値も大きく変化することなく、燃焼振動は発生していなかった。この差異は、図 4.45 に示す燃料分配特性にあると考えられる。タイプ F と比べてタイプ G のパイロットの当量比は高負荷でもやや高くパイロット燃料流量も多く、またメイン側の当量比も 0.5 程度までとなっている。NOx がやや多い原因はパイロット当量比が高かったためだと考えられる。ただし、その反面、顕著な振動が発生するレベルまでパイロット火炎の保炎能力が減少することなく、またメイン混合気の局所当量比も振動が増加するレベルまで高くなることがなかったため、大きな燃焼振動が発生しなかったものと考えられる。

燃焼効率に関しては、タイプ F およびタイプ G とも高負荷での差異はないが、タイプ E と比べて中負荷で全体的に低下しており、全当量比 ϕ が 0.21 から 0.29 あたりまで CO, UHC とも増加している。この負荷範囲での燃焼効率はパイロット当量比、パイロット燃料流量、メイン当量比、メイン燃料流量、燃料分配混合部出口における流速等と関連があると考えられる。これらの状態が変わることにより、パイロットやメイン混合気自体の燃焼性 (燃え易さ)、またパイロット火炎によるメイン火炎の保炎力が変化すると考えられる。図 4.45 より、タイプ F、タイプ G とも全当量比 ϕ が 0.21 以上でパイロット当量比が減少し始めており、メイン外側領域への燃料供給が開始されている。例えば、全当量比 $\phi = 0.24$ ではパイロット壁面当量比はタイプ F で約 1.2、タイプ G で約 1.3 となっている。低負荷時でパイ

ロット壁面当量比がこのような状態となる全当量比 ϕ は、タイプFで約0.11、タイプGで約0.13であり、この全当量比 ϕ における燃焼効率はタイプFの方が低くなっており、タイプFの燃焼効率が低い原因の1つと考えられる。また両者とも急激に燃焼効率が低下し始めており、これがタイプEよりもパイロット火炎自体の燃焼性能が悪くなっていた原因と推定している。

これらの燃焼試験結果より、以下のことが言える。

- ・ 実機を模擬したケーシングにおいても、燃料が切り替わる全当量比 ϕ_{s1} や ϕ_{s2} において、排ガス特性に急激な変化は見られないため、実機に適用した場合でも発電出力の変動や失火のトラブル等を回避できると考えられる。
- ・ 高負荷時のパイロット当量比を低くする(結果的に中負荷時のパイロット当量比も低くなる)ことにより、高負荷時のNOxを低減できる。
- ・ メイン領域の当量比分布を均一にしたり、メイン平均当量比を低くするなど、メイン領域に局所的に高い当量比の混合気の内容をなくすことにより、高負荷時の燃焼振動を回避できる。
- ・ パイロット混合気の燃焼性を向上したり、パイロット火炎によるメイン火炎の保炎力を向上させることにより、中負荷での燃焼効率が向上し、さらに中負荷での燃焼振動を回避できる。

以上を踏まえて、高負荷でのNOx低減・燃焼振動の回避および中負荷での燃焼効率向上・燃焼振動の回避のための燃焼器のさらなる改良方針を検討した。

- ・ 高負荷時のメイン当量比分布の均一性向上に関しては、周方向では燃料モジュール数の増加、半径方向では燃料噴出孔・燃料供給孔を半径方向にずらして増加させることが考えられる。ただし、構造が複雑化するため、高負荷時の燃焼振動を回避としてはメイン平均当量比の低下も併用して考える必要がある。
- ・ 中負荷時でパイロット当量比が低くなった状態でのパイロット混合気の燃焼性向上に関しては、パイロット出口部の開口面積の増加により、パイロット領域の空気流速を低下させる。ただし、逆火に注意する必要がある。また、保炎器構造の改良や変更も含めて検討すべきである。
- ・ 中負荷時でパイロット当量比が低くなった状態でのパイロット火炎によるメイン火炎の保炎力向上に関しては、パイロット当量比やパイロット空気流速が同等のもとで、パイロット燃料流量を増加させ、パイロット部で発生する熱量を増加させる(パイロット燃焼空気やパイロット出口部の開口面積も合わせて増加させる)。また、保炎器構造の改良や変更も含めて検討すべきである。

適用する実機の運転条件等を考慮し、高負荷でのメイン当量比分布の均一性やパイロット当量比、中負荷でのパイロット混合気の燃焼性やパイロット火炎によるメイン火炎の保炎力等に着目した燃料分配や燃焼器構造の設計が、燃焼性能の向上にとって重要であると考えられる。

燃焼器出口平均温度とパターンファクターを図 4.50 に示す。タイプ F, G とも、全当量比 ϕ が 0.12 以下で燃焼効率が急激に低下するため、タイプ E と比較すると差異があるものの、それ以外の負荷では差異はない。一方パターンファクターは全体的に大幅に悪くなっており、通常問題とないと言われる 0.15 以下にはなっていない^(4.1)。図 4.51 に、全当量比 $\phi = 0.33$ での下流側から見た状態の温度プロ

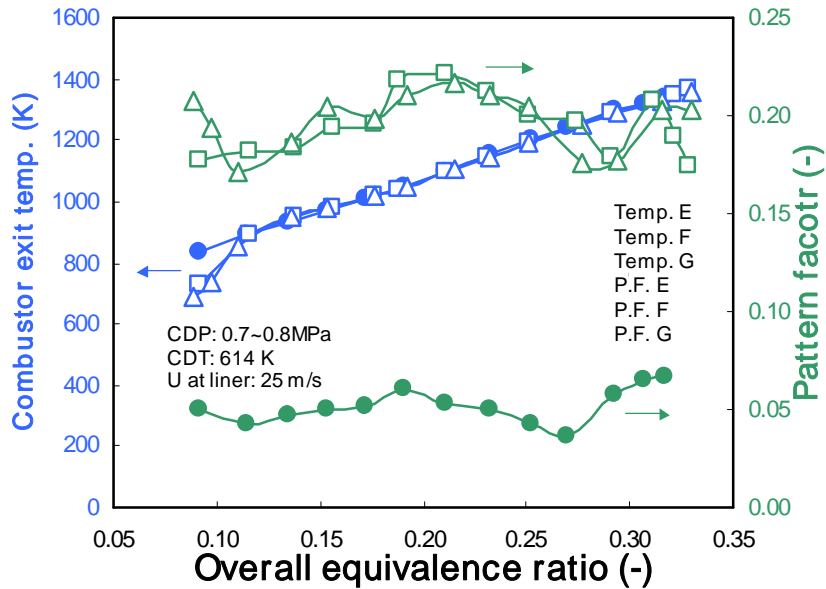


図 4.50 実機形状での燃焼特性(燃焼器出口平均温度・パターンファクター)

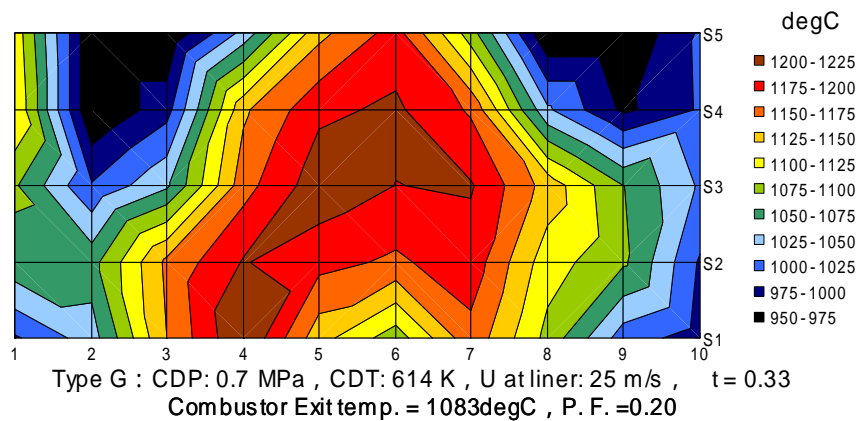
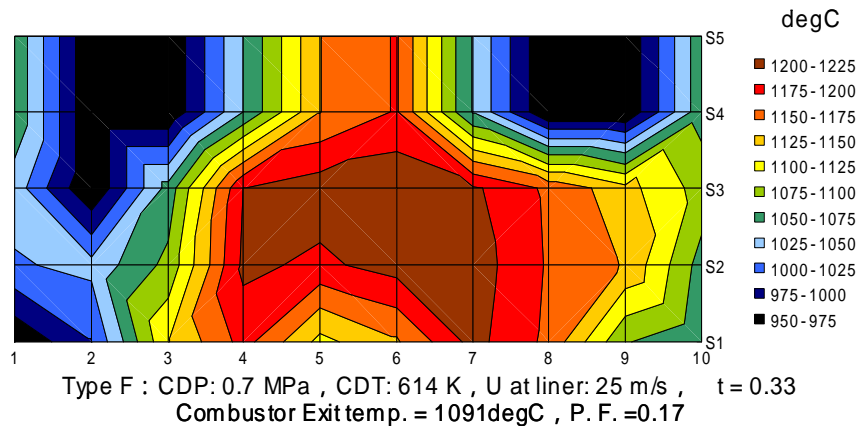


図 4.51 燃焼器出口温度プロファイル(下流側から見た状態。上から燃焼器タイプ F, G)

ロファイルを示す。燃焼器出口部は実際には扇型形状となっているが、データ表示ソフトの制約上、長方形で表示している。各熱電対位置(50点)は図中の格子点に対応する。円筒ケーシングでは燃焼器出口部はほとんど隙間なく固定していたが、この実機形状を模擬したケーシングでは組付上隙間をなくすことは困難であったため、外周部に多少の隙間があったと考えられる。図4.51の温度プロファイルからは、燃焼器出口部の外周部の両端あたりに隙間があったと考えられ、その隙間より燃焼空気が入り込み、パターンファクターの悪化を引き起こしたものと考えられ、燃料自動分配方式が原因となっているものではない。燃焼器出口部の隙間を可能な限りなくす組付方法にすることにより、パターンファクターは改善できると考えられる。

図4.52に、全当量比 $\phi = 0.33$ でのプロファイルファクターを示す。縦軸は燃焼器出口部の半径方向位置を示しており、0%は内壁面と100%は外壁面に相当する。タイプF,Gとも同様の傾向を示しており、実機と同じような中程より外側(約65%位置)でピークをもつような特性になっている。ただし、前述のパターンファクターの改善を行った上で再評価する必要があると考えられる。

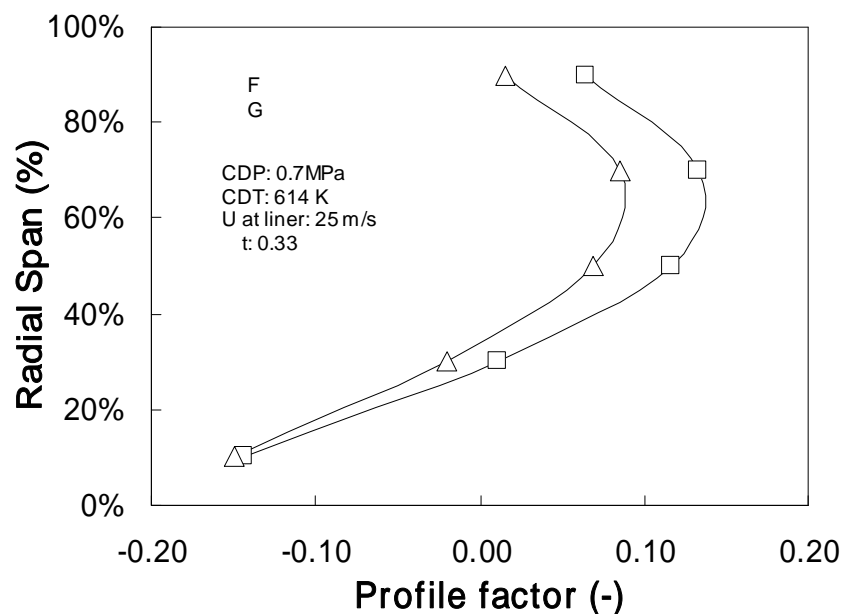


図 4.52 実機形状での燃焼特性(プロファイルファクター)

図 4.53 に、負荷遮断を模擬した試験での燃料流量の状態を示す。燃焼器入口全圧 CDP は 0.7MPa で実施した。燃料系統を並列に 2 系統設け、まず両者のラインを用いて定格全当量比 $\phi = 0.33$ で燃焼させておく。その後 0.5 秒以下で一気に 1 つの燃料ラインの燃料流量を絞り、無負荷相当まで全当量比 ϕ を低下させ、失火するかどうかを評価した。燃焼器タイプ G を使用した場合のみ実施したが、失火は起こらず燃焼は継続していた。低負荷時に自動的にパイロット側へ燃料が供給される燃料自動分配方式では、特別な制御を追加しなくても負荷遮断に対応できる可能性が高いと考えられる。

CDP: 0.7MPa
CDT: 614 K
U at liner: 25 m/s
Type: G

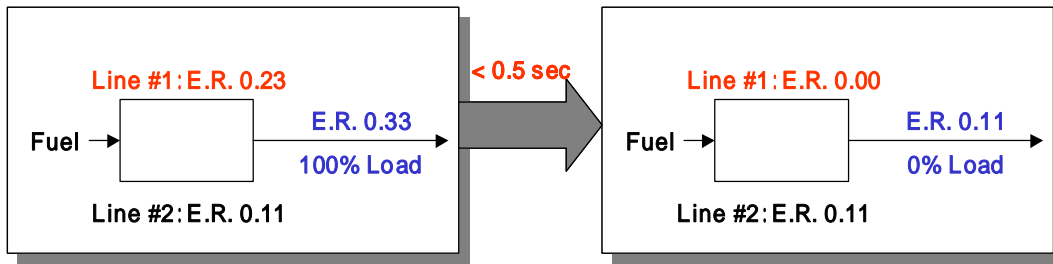


図 4.53 負荷遮断を模擬した実験時の燃料流量の状態

以上より、燃料自動分配方式での低 NO_x ガスタービン燃焼器の実機への適用に関する評価項目を検討し、その第 1 ステップとして、実機形状を模擬した条件下での燃焼特性を評価した結果から得た知見や留意点を以下に示す。

- ・ 燃焼器入口空気の流速分布を均一にするために、例えばディフューザスクリーン等を取り付けると、燃焼器全圧損失の増加に繋がる可能性があるため、燃料自動分配方式を実機へ適用する場合には、その実機の燃焼器入口空気の流速分布の均一性に注意する必要があると考えられる。
- ・ 実機を模擬したケーシングにおいても、燃料が切り替わる全当量比 s_1 や s_2 において、排ガス特性に急激な変化は見られない。
- ・ 適用する実機の運転条件等を考慮し、高負荷でのメイン当量比分布の均一性やパイロット当量比、中負荷でのパイロット混合気の燃焼性やパイロット火炎によるメイン火炎の保炎力等に着目した燃料分配や燃焼器構造の設計が、燃焼性能の向上にとって重要であると考えられる。
- ・ 燃料自動分配方式では低負荷時の自動的にパイロット側へ燃料が供給されるために、特別な制御を追加しなくても負荷遮断に対応できる可能性が高いと考えられる。

4.7 結言

第 4 章では、第 2 章での試作燃焼器の問題点を解決するために、第 3 章で得られた知見等を考慮し燃焼器の改良を実施した。高負荷時の NO_x 低減に関しては、第 3 章で燃料分配特性を評価した改良燃焼分配モジュールを用いて燃焼特性の確認を実施した。燃焼器全圧損失率の低減に関しては燃焼器の開口面積を増加させ、中負荷以下の燃焼効率の改善に関しては 2 種類の構造改良を実施し、燃焼特性を評価した。さらに、実機条件に近い燃焼器入口全圧条件での改良燃焼器の燃焼特性を評価し、最後に、実機を模擬したセクタ模型での燃焼特性を評価し、実機適用に関する知

見や留意点をまとめた。以下に結言をまとめる。

- (1) 高負荷時の NOx を低減するために、燃料導入管出口部に混合促進板を取り付けることにより、燃焼効率、燃焼器出口平均温度、パターンファクター、燃焼器全圧損失率等の燃焼性能として重要な項目について悪影響を及ぼすことなく、高負荷時の NOx を低減できることがわかった。これは、第 3 章での燃料分配評価結果より、周方向の当量比分布の均一性が改善された可能性が高いと考えられる。
- (2) 燃焼器全圧損失率の低減のために、燃料分配混合部や希釈孔等の燃焼器の各開口部の面積を増加させることにより、実機条件に近い燃焼器入口全圧条件でも逆火や燃焼振動を発生させることなく、燃焼器全圧損失を大幅に改善できることが確認された。
- (3) 燃焼効率向上に関して考案した第 1 および第 2 の改良には、燃焼器全圧損失、NOx、燃焼器出口平均温度、パターンファクター等のガスタービン燃焼器の重要な特性に悪影響を及ぼすことなく、中負荷時の燃焼効率を改善できることがわかった。第 1 の改良に関しては、3 段の燃料ステージングにすることによりメイン外側領域での低い当量比となる混合気の内容を抑制した結果であると考えられる。第 2 の改良に関しては、メイン混合気の燃料分配混合部出口部からライナ外側に向かっての流れを抑制し内向きしたことで、未燃で排出される混合ガスの割合が減少した結果であり、この改善効果は当初予想していなかったメイン混合気がある程度濃くなった時にもあることが確認された。
- (4) 燃焼器入口全圧 CDP を増加させても、メイン領域に燃料が供給され始める全当量比 s_1 や s_2 において、排ガス特性に急激な変化は起こらない。NOx は中負荷・低負荷では燃焼器入口全圧 CDP の依存が大きい、高負荷ではその依存性は小さくなる。燃焼効率は低負荷では CDP の増加とともに向上するが、中負荷の範囲で燃焼効率がわずかに低下する減少が確認されたが、この原因については不明である。
- (5) 燃料自動分配方式での燃料流量制御では、パイロット用の燃焼空気の一部を使って燃料分配を行っており、その空気条件が変化すると少なからず燃料分配特性や燃焼特性に影響を及ぼすため、実機へ適用する場合には、燃焼器入口空気の流速分布の均一性に注意する必要がある。また、適用する実機の運転条件等を考慮し、高負荷でのメイン当量比分布の均一性やパイロット当量比、中負荷でのパイロット混合気の燃焼性やパイロット火炎によるメイン火炎の保炎力等に着目した燃料分配や燃焼器構造の設計が、燃焼性能の向上にとって重要であ

る。負荷遮断に関しては特別な制御を追加しなくても対応できる可能性は極めて高いと考えられる。

参考文献

- (4.1) 三輪光砂, ガスタービンの基礎と実際, 成山堂書店, (1989), pp.104.
- (4.2) 鈴木和雄 他 2 名, 改良型燃焼器ライナ冷却構造の評価 - 円筒供試体による実験 - , 航空宇宙技術研究所資料, TM-528, (1984).
- (4.3) 三輪光砂, ガスタービンの基礎と実際, 成山堂書店, (1989), pp.103.
- (4.4) A. H. Lefebvre (佐藤幸徳 監訳), ガスタービンの燃焼工学, 日刊工業新聞社, (1994), pp.169.
- (4.5) 前田福夫, 日本ガスタービン学会誌, Vol.28, No.2, (2000), pp.89-96.
- (4.6) Razdan, K., M., Bach, S., C., and Bautista, J., P., Preprints of the ASME ASIA '97 Congress & Exhibition, (1997), 97-AA-13.

第5章 結論

希薄予混合燃焼法による低 NO_x ガスタービン燃焼器では、低負荷での燃焼安定性および高負荷での低 NO_x 性を実現するため、燃焼領域を分割し負荷の変化に対応して複数のバーナの燃料流量を調整する方式や、別個の燃料制御を行うパイロットバーナによる火炎保持機構が採用されている。しかし、負荷によって燃焼領域が変化する場合、燃料流量の制御が適切でなければ、燃焼安定性が悪化し、出力の変動や失火のトラブルが発生する可能性がある。

そこで、気体燃料を用いた燃焼器に単一の燃料系統を用い、燃焼用空気流と燃料噴流との相互作用により、負荷に応じて自動的に主燃焼領域とパイロット燃焼領域に燃料を分配する「燃料自動分配方式」での燃料流量制御を行う方式を考案した。この方式では、各燃焼領域の燃料流量は負荷に応じて互いに相関して変化するため、特別な制御を付加しなくとも燃焼領域が変化する負荷での燃焼安定性の悪化を回避できると考えられる。さらに、燃焼安定性が課題となる低負荷では、保炎のためのパイロット領域への燃料分配が自動的に高まって燃焼安定性が確保でき、NO_x 排出が多くなる高負荷においては、主領域への燃料供給が多くなり多量の主流空気と混合して形成される可燃希薄予混合気が燃焼領域に供給されて、低 NO_x 燃焼が実現されることが考えられる。

本研究は、気体燃料を用いた希薄予混合燃焼法による低 NO_x ガスタービン燃焼器の燃料供給系統に燃料自動分配方式を応用した燃料流量制御機構を適用した場合の燃料分配特性や燃焼特性の評価を行い、低 NO_x ガスタービン燃焼技術として確立することを目的として実施したものである。

天然ガスを燃料として用いたガスタービン燃焼器の試験装置に燃料自動分配方式を応用した燃料流量制御機構を適用して実験を行い、幅広い条件について検討して得られた結論を以下にまとめる。

- (1) 実機条件に近い燃焼器入口空気条件において、燃料自動分配方式に基づく燃料分配機構は実際に機能する。すなわち、低負荷ではパイロット領域に多くの燃料が、高負荷では主領域に多くの燃料が自動的に供給される。また、負荷によって燃焼領域が変化する場合でも、燃焼特性の顕著な変化はない。
- (2) 燃料分配混合部の主領域における周方向の当量比分布の一様性向上による高負荷時の低 NO_x 化、燃焼器の各開口部の面積増加による燃焼器全圧損失率の改善、3 段の燃料ステージングや燃料分配混合部出口部での混合気の流れ方向の改良による中負荷時の燃焼効率の改善により、燃焼器全圧損失率や燃焼効率を実用レベルにまで向上できる。さらに高負荷時の NO_x は、現行の主な自治体の NO_x 指導基準値の 1/2 のレベルにまで低減できる。

(3) 供給燃料の種類(組成や発熱量)を変更した場合でも,隙間寸法の変更のような燃料分配モジュールの簡易な変更によって,変更前と同程度の燃料分配特性を得ることが可能になる。そのため,供給する燃料の種類に応じて燃料分配モジュールの仕様を設定することにより,多種の気体燃料に対応できる。

以上より,気体燃料を用いた希薄予混合燃焼法による低 NO_x ガスタービン燃焼器の燃料供給系統に燃料自動分配機構を適用することで,負荷の変化によるトラブル等を回避し,燃焼性能を実用レベルにまで向上でき,実用技術として適用可能であると考えられる。

記号および単位

t	: 全当量比 (希釈および燃焼器壁面冷却空気を含んだ当量比)	-
m	: メイン領域の平均当量比	-
p	: パイロット領域の平均当量比	-
s	: 燃料分配モジュールによりメイン領域へ燃料が出始める全当量比	-
s_1	: 燃料分配モジュールによりメイン内側領域へ燃料が出始める全当量比	-
s_2	: 燃料分配モジュールによりメイン外側領域へ燃料が出始める全当量比	-
CDP	: 燃焼器入口全圧	MPa
P	: 入口空気全圧	MPa
CDT	: 燃焼空気温度	K
T	: 入口空気温度	K
U	: 希釈および燃焼器壁面冷却空気を含む燃焼空気体積を 燃焼器ライナ断面積で割った断面流速	m/s
U_m	: メイン領域に投入される空気体積を, 燃料分配モジュールがあるメイン断面積で割った断面流速	m/s
U_p	: パイロット領域に投入される空気体積を, 燃料分配モジュールがあるパイロット断面積で割った断面流速	m/s
U_f	: 燃料噴出管より噴出される燃料の平均噴出流速	m/s

謝辞

本論文をまとめるに当たり、懇切なるご指導を賜りました慶應義塾大学理工学部川口修教授に甚大なる感謝の意を表します。また、本論文に関して貴重なご助言とご討論を賜りました慶應義塾大学理工学部溝本雅彦教授、益田重明教授、松尾亜紀子助教授に深く感謝の意を表します。

本研究の推進に理解をいただき、研究の場を与えていただきました、松村雄次氏(大阪ガス(株)副社長)、平野茂樹氏(大阪ガス(株)エネルギー技術研究所長)、前田豊広氏(前大阪ガス(株)エネルギー技術研究所長)、中芝明雄氏(元大阪ガス(株)開発研究部長)に心より感謝いたします。

本研究の大部分を占める燃焼実験は、宇宙航空研究開発機構(旧航空宇宙技術研究所)との共同研究として実施したものであり、開始当初から研究を支えていただきました鈴木和雄氏(宇宙航空研究開発機構 企画予算調整室長)、連日にわたる燃焼実験・解析を行うにあたり苦勞をいとわずご協力・ご議論していただきました下平一雄氏(宇宙航空研究開発機構)、黒澤要治氏(宇宙航空研究開発機構)、ならびに折に触れ有益なご意見をいただきました宇宙航空研究開発機構の研究者の方々に深く感謝いたします。

入社以来、上司として研究を支えていただき、本論文をまとめる決断を促していただきました守家浩二氏(大阪ガス(株)エネルギー技術研究所 燃焼・流体技術TBUマネージャー)に深く感謝いたします。

燃焼実験にご協力いただきました佐古孝弘氏、浅田昭治氏、中井俊作氏、佐藤裕紀氏、有益な議論をいただき研究の助言をいただきました伊藤誠一氏、宮藤章氏、古賀祥之助氏をはじめとする大阪ガス(株)の方々に心から感謝します。

最後に、本論文をまとめるに当たり、その主旨を理解して、限りない愛情の下に内助をいただいた妻の朋古に、心から感謝の意を捧げます。

平成17年2月

若林 努

本論文に関連する発表論文等

[1] 主論文に関する原著論文

1. Wakabayashi, T., Ito, S., Koga, S., Ippommatsu, M., Moriya, K., Shimodaira, K., Kurosawa, Y., and Suzuki, K., "Performance of a dry low-NOx gas turbine combustor designed with a new fuel supply concept," Trans. ASME J. Eng. Gas Turbines Power, Vol.124, No.4, (2001), pp.771-775. (第1章および第2章の一部)
2. 若林 努, 古賀祥之助, 守家 浩二, 下平 一雄, 黒澤 要治, 鈴木 和雄, 岡崎 泰英, 津村 淳一, 川口 修, ガス燃料の自動分配機構を備えた産業用ドライ低NOxガスタービン燃焼器の改良, 日本ガスタービン学会誌, Vol.33, No.3, (2005). (第4章の一部)

[2] 国際会議発表

1. Wakabayashi, T., Ito, S., Koga, S., Ippommatsu, M., Moriya, K., Shimodaira, K., Kurosawa, Y., and Suzuki, K., "Performance of a dry low-NOx gas turbine combustor designed with a new fuel supply concept," (2001), ASME Paper 2001-GT-50.
2. Wakabayashi, T., Ito, S., Koga, S., Ippommatsu, M., Moriya, K., Shimodaira, K., Kurosawa, Y., and Suzuki, K., "Performance of a dry low-NOx gas turbine combustor designed with a new fuel supply concept," Proceedings of the 2001 International Gas Research Conference, (2001), IUO-05.
3. Wakabayashi, T., Moriya, K., Ito, S., Koga, S., Shimodaira, K., Kurosawa, Y., Suzuki, K., and Kawaguchi, O., "The Effects of Specifications of a Fuel Supply Unit with a New Concept for a Dry Low NOx Gas Turbine Combustor," IGTC2003Tokyo, (2003), TS-149.
4. Wakabayashi, T., Moriya, Koga, S., Shimodaira, K., Kurosawa, Y., Yamamoto, T., Yoshida, S., Suzuki, K., Okazaki, Y., Osone, M., and Kawaguchi, O., "Performance of a Dry Low NOx Gas Turbine Combustor with an Improved Innovative Fuel Supply Concept," (2004), ASME Paper GT2004-53338.

[3] 国内会議発表

1. 下平 一雄, 黒澤 要治, 鈴木 和雄, 守家 浩二, 若林 努, 中村 裕司, 広作動域低NOx燃焼器の特性, 第13回ガスタービン秋季講演会講演論文集, (1998), pp.89-93.
2. 下平 一雄, 黒澤 要治, 鈴木 和雄, 若林 努, 守家 浩二, 広作動域低NOxガスタービン燃焼器の特性, 第28回ガスタービン定期講演会講演論文集, (2000), pp.93-97.
3. 若林 努, 伊藤 誠一, 古賀 祥之助, 一本松 正道, 守家 浩二, 下平 一雄, 黒澤 要治, 鈴木 和雄, 広作動域低NOxガスタービン燃焼器の特性, 日本エネルギー学会関西支部第45回研究発表会要旨集, (2000), pp.3-6.

4. 若林 努, 守家 浩二, 伊藤 誠一, 一本松 正道, 古賀 祥之助, 鈴木 和雄, 下平 一雄, 黒澤 要治, 広作動域低NOxガスタービン燃焼技術の開発, 第49回都市ガスシンポジウム発表要旨集, (2001), pp.23-24.
5. 下平 一雄, 黒澤 要治, 鈴木 和雄, 若林 努, 守家 浩二, 伊藤 誠一, 希薄予混合方式燃焼器のNOx排出特性におけるメタンガスと13Aガスの差異, 第16回ガスタービン秋季講演会講演論文集, (2001), pp.213-217.
6. 若林 努, 古賀祥之助, 守家 浩二, 下平 一雄, 黒澤 要治, 鈴木 和雄, 岡崎 康英, 津村 淳一, 川口 修, ガス燃料の自動分配機構を備えた産業用ドライ低NOxガスタービン燃焼器の改良, 第32回ガスタービン定期講演会講演論文集, (2004), pp.59-64.

[4] 本論文に関する技術報告

1. 若林 努, 下平 一雄, 新概念に基づく低NOx燃焼技術, クリーンエネルギー, Vol.11, No.12, (2002), pp.34-37.
2. 若林 努, 下平 一雄, 新しいコンセプトに基づくドライ低NOxガスタービン燃焼器の特性, コージェネレーション, Vol.17, No.1, (2002), pp.28-33.

[5] 本論文内容に関する以外の発表論文等

(1) 国際会議発表

1. Wakabayashi, T., Ito, S., Koga, S., Ippommatsu, M., Moriya, K., Shimodaira, K., Kurosawa, Y., and Suzuki, K., "Performance of a dry low-NOx gas turbine combustor designed with a new fuel supply concept," Proceedings of the 5th ASME/JSME Joint Thermal Engineering Conference, (1999), AJTE99-6449.
2. Yamamoto, T., Shimodaira, K., Kurosawa, Y., and Wakabayashi, T., "Effects of Pressure on Combustion Characteristics of Conical Flameholder," Proceedings of Asian Joint Conference on Propulsion and Power, AJCPP 2004, (2004), pp.77-83.

(2) 総説・解説

1. 若林 努, 大阪ガス(株)におけるガスタービンコージェネレーション研究開発, 日本ガスタービン学会誌, Vol.28, No.4, (2000), pp.313-314.
2. Wakabayashi, T., "Research and Development of Gas Turbine Cogeneration Systems at OSAKA GAS," Bulletin of GTSJ, (2001), pp.68-69.

[6] 特許

1. 守家 浩二, 若林 努, 佐古 孝弘, 中村 裕司
「バーナ装置(特願平10-074550)」(1998.3.23)
2. 鈴木 和雄, 下平 一雄, 守家 浩二, 若林 努, 佐古 孝弘, 中村 裕司
「バーナ装置(特願平10-168909, 特許第3463117号)」(1998.6.16)
3. 鈴木 和雄, 下平 一雄, 若林 努, 守家 浩二, 中村 裕司
「バーナ装置(特願平10-250057)」(1998.9.3)
4. 鈴木 和雄, 下平 一雄, 若林 努, 守家 浩二, 中村 裕司
「冷却構造(特願平10-250058)」(1998.9.3)
5. 鈴木 和雄, 下平 一雄, 若林 努, 守家 浩二, 中村 裕司
「バーナ(特願平10-250059)」(1998.9.3)
6. 若林 努, 守家 浩二, 中村 裕司
「バーナ装置(特願平11-073771)」(1999.3.18)
7. 若林 努, 守家 浩二
「バーナ装置(特願平11-080829)」(1999.3.25)
8. 若林 努, 守家 浩二
「バーナ装置(特願平11-086914)」(1999.3.29)
9. 守家 浩二, 若林 努, 佐古 孝弘, 中村 裕司, 鈴木 和雄, 下平 一雄
「流体分配器とそれを用いたバーナ装置(特願平11-356251)」(1999.12.15)
10. 若林 努, 守家 浩二, 古賀 祥之助, 一本松 正道
「バーナ装置(特願平11-356252)」(1999.12.15)
11. 若林 努, 守家 浩二, 古賀 祥之助, 一本松 正道
「バーナ装置(特願平11-356253)」(1999.12.15)
12. 若林 努, 守家 浩二
「バーナ装置(特願2000-041170)」(2000.2.18)
13. 若林 努, 守家 浩二
「バーナ装置及びバーナ装置を備えたガスタービンシステム(特願2000-041171)」(2000.2.18)
14. 若林 努, 守家 浩二
「流体混合器とそれを用いたバーナ装置(特願2000-041172)」(2000.2.18)
15. 若林 努, 守家 浩二
「バーナ装置(特願2000-041173)」(2000.2.18)
16. 若林 努, 守家 浩二
「バーナ装置(特願2000-139731)」(2000.5.12)
17. 若林 努, 伊藤 誠一, 守家 浩二
「バーナ装置(特願2000-148187)」(2000.5.19)
18. 若林 努, 守家 浩二
「バーナ装置及びガスタービンエンジン(特願2001-067062)」(2001.3.9)

19. 若林 努, 守家 浩二
「バーナ装置及びガスタービンエンジン(特願2001-242212)」 (2001.8.9)
20. 若林 努, 守家 浩二
「バーナ装置及びそれを備えたガスタービンエンジン(特願2001-249179)」 (2001.8.20)
21. 若林 努, 守家 浩二, 岡崎 泰英, 大曾根 正範
「バーナ装置及びガスタービンエンジン(特願2004-099816)」 (2004.3.30)
22. 若林 努, 守家 浩二, 岡崎 泰英, 大曾根 正範
「ガスタービンエンジン用燃焼装置(特願2004-099817)」 (2004.3.30)
23. 若林 努, 守家 浩二, 岡崎 泰英, 大曾根 正範
「燃焼装置及びガスタービンエンジン(特願2004-099818)」 (2004.3.30)
24. 若林 努, 守家 浩二, 岡崎 泰英, 大曾根 正範
「燃焼装置及びガスタービンエンジン(特願2004-099819)」 (2004.3.30)