法政大学学術機関リポジトリ

HOSEI UNIVERSITY REPOSITORY

PDF issue: 2025-05-10

筒状火炎を用いたガスタービン用多段希薄予 混合燃焼器の排出特性

高木, 秀幸 / TAKAGI, Hideyuki

(発行年 / Year) 2005-03-24

(学位授与年月日 / Date of Granted) 2005-03-24

(学位名 / Degree Name) 修士(工学)

(学位授与機関 / Degree Grantor) 法政大学 (Hosei University) 法政大学大学院 工学研究科 機械工学専攻

平成 16 年度 修士論文

筒状火炎を用いたガスタービン用多段希薄 予混合燃焼器の排出特性

Emission characteristics of a model gas turbine combustor with lean premixed tubular flame combustion stage

指導教官	川上	忠重	教授	(法政)	大学	工学部	機械工学科)
指導技官	林	茂	グルー	・プリーダー	(宇	宙航空研	究開発機構)

法政大学大学院 工学研究科 機械工学専攻

原動機研究室

03R1124 高木 秀幸

Hideyuki TAKAGI

Abstract

Lean premixed combustion has the potential for reducing NOx emissions from gas turbine combustors. Since NOx formation decreases drastically with decreasing flame temperature, efforts have been devoted to preparing more homogeneous fuel-air mixtures and to burning at leaner conditions as possible. Very lean premixed combustion, however, often results in an unacceptable increase in the emissions of CO and HC. Therefore, lean premixed combustion can only achieve low NOx emissions and complete combustion (low emissions of CO and HC) in a very narrow range of equivalence ratios. As a new approach for extending the operating range of low NOx emissions without using complicated devices or control means, "lean-lean two-stage combustion" was proposed.

The primary stage burns lean mixture to completion. In the secondary stage, lean or ultra-lean mixture, is injected into the hot burned gas produced from the primary stage combustion. When the temperature of the secondary zone is higher than a threshold, even secondary mixtures which are much leaner than the lower limit of inflammability, can be completely reacted. Some researchers have shown that ultra-low NOx emissions were achieved over a fairly wide range of gas turbine operations by using the reactions of mixtures of very lean to ultra-lean fuel compositions injected into the hot product from the lean-burn primary stage. In the present study, to extend the operating range of ultra-low NOx emissions more, "lean-lean multi-stage tubular flame combustion" is proposed.

Good flame stability of the primary stage at lean fuel compositions is very important to achieve ultra-low NOx emissions while maintaining low CO and HC emissions. The tubular flame was employed for the staged tubular combustor since it has the potential to stabilize flame at conditions close to the normal flammability limit.

This paper describes the effects of the number of stages, the air split between stages and over-all equivalence ratios on the emissions and combustion characteristics. It is shown that the staged lean-premixed tubular flame combustion has a potential to achieve complete combustion over a wide range (more than 1:2) of overall equivalence ratios while maintaining ultra-low NOx emissions.

In addition to the above-mentioned experiment, another staged combustor emissions and combustion characteristics was investigated. The tubular flame was employed for the primary stage. The secondary and tertiary mixtures were injected into the burned gas from the primary and secondary stages, respectively, through injection hole on the cylindrical combustor wall.

目次

1. 序論

1.1	背景・	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	1
1.2	目的・	٠	٠	•	٠	•	٠	٠	٠	٠	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	٠	•	•	•	•	•	2

2. モデル燃焼器

2.1	実験装置・・・・	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	5
2.2	実験方法・・・・	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	٠	٠	٠	•	7
2.3	実験結果及び考察	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	8

3. 実用型燃焼器

3	•	1	実験装置・・・	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	16
3	•	2	実験方法・・・	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	٠	•	٠	•	•	٠	•	18
3	•	3	実験結果及び考	察	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	20

4	•	結論・	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	27
---	---	-----	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	----

参考文献・	•	•	•	•	•	٠	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	29
-------	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	----

1. 序論

1.1 背景

地球環境保護の観点から、二酸化炭素の排出を抑制することが要求されてい る。ガスタービンにおける対策としては、燃料の変換とともにより効率が高い システムの使用が効果的である。ガスタービンの効率を向上させる手法として は、要素の効率を高める以外には、タービン入口温度の向上、圧力比の向上と いったことが挙げられる。

これら、ガスタービンの高温高圧化にともなって問題となるのが NOx である。 窒素酸化物には NO、NO₂、N₂O、N₂O₅ などがあるが、燃焼において生成される のはほとんどが NO である。この NO は燃焼器内で急冷されるとすぐ NO₂ に酸 化される。これらを合わせて NOx と呼んでいる。NOx は、酸性雨や、光化学ス モッグを引き起こす原因となっており、高空での航空機からの NOx 排出はオゾ ン層破壊の原因となっている。

NO は窒素の起源と生成機構によって、Thermal NO、Prompt NO、Fuel NO に 分類されるが、燃焼において問題となるのは Thermal NO である。Thermal NO の 特徴は、その生成速度が他の燃焼反応に比べ非常に遅く、強い温度依存性を持 っていることである。特に 1800K を超える高温になると生成が著しくなる。先 にも述べたように、ガスタービンは熱効率向上のために高温高圧化が必要であ り、必然的に NOx 生成が促進される。脱硝装置との組み合わせや、純水を噴射 して燃焼温度を低下させる方法もあるが、脱硝装置や純水装置の設備の付設に よるコスト、水噴射による効率低下の問題がある。そのため低 NOx ガスタービ ンの普及には DRY 低 NOx 燃焼技術が必要となる。

1.2 目的

ガスタービンから排出される NOx を抑制するには、混合気の希薄化、均質化 によって燃焼ガス温度を平均的に低くできる希薄予混合燃焼が有効である。し かし、希薄予混合燃焼は当量比が低いと火炎が不安定となり未燃焼成分を排出 して燃焼効率の低下を招く。また、当量比が高いと燃焼ガス温度が高くなり、 NOx 排出が急激に増加する。このように希薄予混合燃焼では、低 NOx、高い燃 焼効率の両立ができる範囲が狭い範囲に限られてしまう。(図 1.1)通常のガス タービンの場合、定格負荷での当量比はアイドリング時の2倍~3倍である。そ のため、希薄予混合燃焼を用いた実機で負荷の変化に対応するためには何らか の工夫が必要となる。

低 NOx 排出の下で作動範囲を拡大するため、高温の既燃ガス中に予混合気を 噴射する2段希薄予混合燃焼法が研究されている^{1),2)}。超希薄な混合気でもその 温度が十分に高ければ反応して熱を発生する。したがって、高温の既燃ガス中 に予混合気を噴射し混合することにより、通常では燃焼できないような希薄な 状態でも反応させることができる。混合がうまく行えれば、予混合気濃度が極 めて小さいときでも完全燃焼が可能であり、予混合気が希薄であれば当然 NOx の生成も小さいはずである。

2 段希薄予混合燃焼は1 段目の既燃ガス中に予混合気を噴射するため、1 段目 の保炎が重要となる。予混合気をスリットから接線方向に噴射すると、円筒の 形状をもった筒状火炎が形成される。この筒状火炎は、中心部に存在する温度 の高い既燃ガスと混合気が大きな面積で接触し、火炎面に垂直な混合気の速度 が極めて小さいために、静止混合気の場合の可燃限界に近い当量比まで保炎が できる可能性がある。旋回流れ場の内側に密度の小さい既燃ガスが存在し、そ の外側に密度の大きな混合気が存在するこの火炎の構造は、極めて安定してい

3³⁾

先の研究^{4),5),6)}では、この筒状火炎を用いた2段希薄予混合燃焼を用いること によって、低NOx 排出の下で作動範囲を拡大できることが示された。本研究で は、より作動範囲を拡大するため、予混合気をさらに多段化した筒状火炎希薄 予混合燃焼器の排出特性を調べた。

第一段階ではあらかじめスタティックミキサにより均一に混合した予混合気、 そして、各段それぞれの空気流量を独立して変化させることができるモデル燃 焼器を用いて各段の当量比、空気配分などを変化させて、1段燃焼と多段燃焼の 排出特性の比較をおこなった⁷⁾。このモデル燃焼器を用いた試験の結果について は第2章で述べる。

第二段階として、モデル燃焼器での試験結果を活用し、より実機での運転に 近い状態で試験を行える実用型燃焼器を試作し、その排出特性を調べた。具体 的にはモデル燃焼器では各段の空気流量を独立して制御していたが、この実用 型燃焼器では空気源は1つで、各段の空気配分は開口比によって制御する。ま た、モデル燃焼器ではスタティックミキサによってあらかじめ均一に混合した 予混合気を供給していたが、各段それぞれの混合部で空気と燃料を予混合する。 モデル燃焼器と同様に入口空気温度、空気流量、各領域の当量比を変化させて 排出特性を調べた。この実用型燃焼器の試験結果は第3章で述べる。

【記号】

- 1, 2, 3:1次、2次、3次当量比
- g, m:分析、設定当量比
- t:全体当量比
- Wa1,Wa2,Wa3:1次、2次、3次空気流量 [g/s]
- Wad, Wadc:希釈、冷却空気流量 [g/s]
- Wat:全体空気流量 [g/s]
- Wf₁,Wf₂,Wf₃:1次、2次、3次燃料流量 [g/s]
- Wft:全体燃料流量 [g/s]
- U1,U2,U3:1次、2次、3段目出口断面平均流速 [m/s]
- Ud:出口断面平均流速(実用型燃焼器)[m/s]
- Tin:燃焼器入口での予混合気温度 [K]
- Pin:燃焼器入口圧力[mmAq]

2. モデル燃焼器

2.1 実験装置

本実験で使用した燃焼器の概略図を図 2.1.1 に、燃焼器の写真を図 2.1.2 に示 す。燃焼器の内管には、円周上から接線方向に 4 箇所に等配に長方形のスリッ ト(図 2.1.3)が取り付けられている。燃焼器のスリットからは、予混合気が接 線方向に噴射され、筒状火炎(図 2.1.4)が形成される。1 段目のスリットの大 きさは軸方向 25mm、高さ 3mm、2 段目のスリットは軸方向 50mm、高さ 6mm、 3 段目のスリットは軸方向 25mm、高さ 6mm である。燃焼器の 1 段目の出口は 直径 40mm、2 段目の出口は直径 56.6mm、3 段目の出口は直径 80mm となってい て、面積比にすると 1:2:4 となっていて、Wa₁:Wa₂:Wa₃=1:1:2 の時に各断面の平均 流速が一定となる。燃焼筒の直径は 100mm となっていて、出口においてプロー プのサイズに合わせて内径が 80mm に絞られている。燃焼筒の外周部は熱損失 を防ぐため断熱材で被ってある。燃焼器の 1,2,3 段目はフランジで留められてお り、それぞれ独立して使用することもでき、燃焼器内のスリット付き内管も取 り替えられるようになっている。

図 2.1.5 に実験系統図を示す。燃焼用の空気はコンプレッサーより供給され、 マスフローメーターで流量制御され、電気ヒーターによって加熱された後、ス タティックミキサへ入る。本実験では、燃料はメタンを使用した。燃料はマス フローコントローラーで流量制御され、スタティックミキサへ入り加熱された 空気と均一に混合する。

燃焼器入口での予混合気温度は K 熱電対により測定する。各断面の断面平均流 速 U₁、U₂、U₃は空気流量と各断面積から計算した。なお、U₂は Wa₁と Wa₂の合 計、U₃は Wat より算出した。 1、 2、 3 は空気流量と燃料流量から計算した

値である。各計測器から出力された空気流量、燃料流量、温度の電気信号はデ ータロガーに集められる。コンピュータのディスプレイには空気流量、燃料流 量、流速、当量比、温度などが常に表示される。

2.2 実験方法

2.2.1 保炎特性試験

3段目から空気を流した時の1段目の火炎の安定性を調べるために以下の実験 を行った。1段目、2段目の流速をU_{1,2}=10.8m/sで固定しておき、1段目空気流 量に対して1倍から2倍の流量の空気を流し、1段目の燃料を徐々に絞ってゆき、 1段目の火炎が消えた当量比を保炎限界とした。入口温度は473K、573K、673K の条件で行い、絞りフランジがある場合とない場合で保炎特性を比較した。こ こでの当量比は空気と燃料の流量から求めた値(設定当量比と呼ぶ)である。1段 目、2段目の流速 U₁、U₂は各断面の断面積からコンピュータ内部に組み込んだ プログラムより算出した断面平均流速である。なお、U₂、U₃は1段目と2段目 の空気流量の合計および全体空気流量から算出した。設定当量比と断面平均流 速の計算方法は後に示す。

2.2.2 排気特性

ガス分析は、ステンレス製温水冷却式十字プローブ(0.6mm×32)(図2.1.6) で燃焼器出口から15mm上流の位置において燃焼ガスを採取して行った。採取 されたガスは加熱チューブを通りプローブから連続ガス分析装置(図2.2.1)ま で送られ、NO、NOx(NO+NO₂)、THC(全炭化水素)CO、CO₂、O₂の各成分濃 度が決定される。各成分の測定は、それぞれCO、CO₂は非分散型赤外線吸収法 (NDIR法)NO,NO₂はケミルミネッセンス法(化学発光法)THCは水素炎イ オン化検出法(FID法)O₂は磁気圧法によって行った。連続ガス分析装置で NOx、NO、THC、CO、CO₂、O₂の各成分の濃度を測定した。分析ガスの組成か らNOx 排出(15%O₂換算濃度)燃焼効率、全体当量比 tを算出した。

2.3 実験結果及び考察

2.3.1 保炎特性試験

燃焼器内に噴射される空気もしくは予混合気には旋回がかかっているので、 下流側から噴射された空気が上流側に逆流して、影響を及ぼすことが考えられ る。その影響を調べるため、1段目の出口面積を70%に絞ったフランジを入れた 場合と入れない場合とで比較した。図2.3.1は保炎特性の実験結果である。

まず、入口温度による違いを見てみる。同じ U₃ で比較してみると、入口温度 が高いほど低い当量比で保炎ができている。これは、入口温度が上昇したこと によって、火炎温度が上昇したためである。次に、絞りフランジがある場合と ない場合で比較してみる。この両者を比較してみると、すべての温度条件にお いて、絞りフランジを入れた場合の方が保炎限界が向上した。先にも、述べた ように流入する空気には旋回がかかっており、下流から噴射された空気が上流 の燃焼領域に影響を及ぼすことが考えられた。フランジを入れた場合のほうが 保炎限界が向上したのは、フランジを入れたことによって、下流の空気が上流

また、673K の条件においては、473K、573K の条件に比べてフランジがある 場合での保炎限界の向上が小さかった。このことから、入口温度が高くなって くると、フランジを入れた場合と入れない場合、すなわち、下流から上流への 逆流の影響が小さくなることが考えられる。

2.3.2 1段燃焼と2段燃焼の比較

図 2.3.2 は Tin=473K の条件で、Wa₁ に対して、Wa₂を 1~2 倍変化させたときの 1 段燃焼と 2 段燃焼の NOx 排出、燃焼効率および全体当量比 t から計算し

た出口ガス温度を比較したものである。なお、この試験の際には、燃焼器の 3 段目が火炎にさらされてしまうので、図 2.3.3 に示すように燃焼器の 3 段目を取 り外して試験を行った。

は1段燃焼のみの結果で、 は2段燃焼の結果である。まず、1段燃焼の排 出特性について見てみる。1段燃焼については、保炎限界付近の当量比から NOx 排出がピークを迎え、減少する当量比までの排出特性を調べた。1段燃焼の場合、 当量比が増加するにしたがって、急激に NOx 排出は増加していった。また、NOx 排出のピークは理論燃空比に近い値でピークを示し、それよりも 」が過濃側に なると NOx 排出は減少していった。これは予混合燃焼の特性をよく表している。 また、1段目と2段目の空気比を変化させた場合の排出特性を見てみると、NOx 排出は Wa₂が増加するにしたがって tが小さくなる側に移行していて、ピーク の高さは Wa₂が多いほど低くなっている。これは Wa₂が多いほどクエンチング 効果が大きく、さらに燃焼器内の燃焼ガスの滞留時間が短くなったためと考え られる。これは Wa₂ が多くなると、流入する空気には旋回がかかっているの で、2次の空気が1次の燃焼領域に逆流し、1次の燃焼領域の温度が低下したた めと考えられる。

次に2段燃焼の排出特性について見てみる。2段燃焼は、1段目の燃焼ガスが 完全燃焼する当量比に達した後に、2次の燃料を供給し、排出特性を調べた。な お、Wa₁: Wa₂=1:2の場合には、1=0.7では1段目の燃焼が不完全燃焼になって しまったため、1=0.75で1段目を燃焼させた。グラフ中の1の下には1段目 の既燃ガスと2段目の空気が均一に混合したと仮定した場合の断熱火炎温度を 示した。NOx 排出について見てみると、1段燃焼の場合と大きく異なり、2を 増加させていっても NOx 排出は横ばいの値を示していて、t=0.6 付近(1800K)

から増加していった。2次予混合気を噴射して燃焼ガス温度が上昇しているにも 関わらず、NOx 排出量が減少しているのは2段目の燃焼の NOx 生成割合が小さ いためと考えられる。燃焼効率について見てみると、Wa₁: Wa₂=1:1の条件では 2 が常温では反応できない極めて希薄な条件でもほぼ 100% となった。Wa₁: Wa₂=1:1.5 および Wa₁: Wa₂=1:2 の場合には燃焼効率の大きな低下を招くが徐々に 回復して 100% に達する。これは、図 2.3.3 に示した t に対する断熱火炎温度か らわかるように、1段目の既燃ガスの温度が低くなったために 2 段目の燃料が反 応しにくくなったためと考えられる。2 段目の燃料が増すにつれて火炎温度が上 昇し Wa₂=15g/s では 1550K、Wa₂=20g/s では 1690K で完全燃焼した。

図 2.3.4 に t に対する CO と THC の排出特性の比較を示す。1 段燃焼の場合 は、当量比を上げるほど CO、THC ともに排出量が減少していった。2 段燃焼の 場合は、Wa₁: Wa₂=1:1 の条件では CO、THC ともに全当量比範囲で低い排出レベ ルとなったが、Wa₁: Wa₂=1:1.5 および Wa₁: Wa₂=1:2 の場合には 2 次の燃料を噴射 すると CO、THC の排出量が増加した。これは、2 次の燃料が反応できずに、そ のまま排出されてしまった結果と考えられる。図 2.3.2 に示した Wa₁: Wa₂=1:1.5 および Wa₁: Wa₂=1:2 の条件における燃焼効率の低下の原因はこれであると考え られる。

2.3.3 3段燃焼の排出特性

2.3.2 で示したように、2 段燃焼において Wa₁ に対して Wa₂ が大きくなると、2 次燃料が噴射された直後から完全燃焼する当量比までは、未燃焼成分が排出さ れ燃焼効率が低下してしまう問題がある。これは、Wa₁:Wa₂=1:2 というように1 次の空気量に対して、大きな 2 次の空気量を供給すると、上流からの既燃ガス と下流の空気が混合したときの温度が低下してしまい、2 次の燃料が反応しにく くなってしまい、燃焼効率が低下してしまうからである。したがって、これを 回避する方法として、Wa₁: Wa₂=1:2 というように空気を供給するのではなく、 Wa₁:Wa₂:Wa₃=1:1:1 というように、さらに多段階に分けて供給すれば燃焼効率の 低下を防げる可能性がある。

図 2.3.5 は Tin=473K、Wa₁:Wa₂:Wa₃=10:10:10(g/s)の条件での排出特性を示した ものである。1 段目のみから燃料を噴射し、単独で燃焼させた場合には、 1=0.75 では燃焼が不安定となったため、多段燃焼させる時には、 1=0.85 で燃焼させて おき、2 次および 3 次の燃料を供給して、排出特性を調べた。

1 段燃焼については図 2.3.2 と同様に、急激に NOx 排出が増大し、ピークをもっ て減少した。図 2.3.2 の Wa₁:Wa₂=10:20(g/s)の場合と比べてピークの値が大きい のは、1 段目の既燃ガスと 2 段目の空気が混合したときの温度が高いためと考え られる。

次に、3 段燃焼について見てみる。まず、1=0.85 で1 段目を燃焼させておき、 その燃焼ガス中に2次の燃料を供給した。そして、2=0.55 に固定しておき、3 次の燃料を供給した。2=0.55 にしたのは、この当量比より濃くなると2 段目の スリットから逆火してしまったためである。NOx 排出は2 段燃焼の時と同様に、 2 次および3 次燃料を増加させていっても横ばいの値を示した。さらに、1=0.85、 2=0.55 の状態から1=0.75、2=0.65 に変化させ排出特性を調べた。NOx 排出 は前者よりも後者の方が低いレベルとなった。これは1 が 0.85 から 0.75 にな ったことで、局所的な高温領域がなくなり、NOx の生成が抑制されたためと考

えられる。このことから、多段燃焼においては1段目からの NOx 排出が支配的 であるといえる。したがって1次の当量比は NOx 排出量が少なく、かつ2次、 3次の予混合気が完全燃焼できる可能な限り希薄な状態が望ましい。 燃焼効率については大きな改善が見られた。図2.3.6 は t に対する CO と THC

の排出特性の比較である。3 段燃焼の排出特性を見てみると、2 次および3 次燃料の噴射された直後にはわずかに THC が排出されたが、それ以外の全当量比範囲で CO、THC ともにほとんど排出されていない。Wa₁: Wa₂=10:20(g/s)の場合には図 2.3.2 に示したように、2 次の燃料が噴射されると大きく燃焼効率が低下してしまったが、Wa₁:Wa₂:Wa₃=10:10:10(g/s)の場合には、 t=0.3~0.7 のほぼ全範囲で完全燃焼が達成できた。このことから、空気の多段化によって上流からの既燃ガスと下流の空気が混合したときの温度の低下を防止できたといえる。

2.3.4 3段燃焼の排出特性

(Wa₁:Wa₂:Wa₃=10:10:10(g/s)とWa₁:Wa₂:Wa₃=10:10:20(g/s)の比較)

図 2.3.7 は Tin=473K、Wa₁:Wa₂:Wa₃=10:10:10(g/s)と Wa₁:Wa₂:Wa₃=10:10:20(g/s) における 3 段燃焼の比較を示したものである。なお、この実験以降では、燃焼 用空気を測定しているマスフローメータに空気を入れる前に、熱交換器を介し て空気を冷却してから、空気流量を測定した。熱交換器を導入した理由は、空 気流量が増加してくるとマスフローメータに流入する空気の温度が摩擦によっ て、マスフローメータの規定温度(50)を超えてしまったからである。

まず、Wa₁:Wa₂:Wa₃=10:10:10(g/s)の条件を見てみる。結果を見てみると、2.3.3 で示した Wa₁:Wa₂:Wa₃=10:10:10(g/s)の結果と定性的には同じ傾向を示した。しか し、NOx 排出レベルが今回の試験のほうが高く出ている。2.3.5 で示した多段燃 焼における ₁=0.85 の NOx 排出レベルよりも今回の=0.8 のほうが NOx 排出レベ ルが高くなってしまっている。これは空気流量の測定が正確に行われていない ことを示している。また、2.3.5 で示した結果では、 ₂=0.55 で逆火したが、今 回の場合 ₂=0.4 で逆火が起きている。以上のことから、表示されている空気流 量よりも実際は少ないことが予想される。設定当量比 m と分析当量比 g の比較を図 2.3.8、図 2.3.9 に示す。図 2.3.8 および図 2.3.9 を見ると、両者ともに誤差が大きく、特に Wa₁:Wa₂:Wa₃=10:10:20(g/s)の場合には最大で誤差が 30%にまで達している。これが、排出特性の相違の原因であると考えられる。

次に、Wa₁:Wa₂:Wa₃=10:10:20(g/s)における排出特性を見てみる。この条件では、 3 段目から燃料を噴射すると燃焼効率の低下が見られた。これは、2.3.2 で示し た Wa₁: Wa₂=1:1.5 および Wa₁: Wa₂=1:2 の場合の二段燃焼の排出特性と同じであ ると考えられる。すなわち、WA₃=20(g/s)になったことによって、上流からの既 燃ガスと下流の空気が混合したときの温度が低下してしまい、噴射した 3 次の 燃料が反応しにくくなってしまったからである。

図 2.3.10 は t に対する CO と THC の排出特性の比較である。結果を見てみる と、3 次燃料を噴射した直後から、CO と THC の両者が増加している。これらは、 図 2.3.7 の燃焼効率の低下を裏付けている。

2.3.5 3段燃焼の排出特性

(2段目のスリットの開口面積を小さくし、1段目出口に絞 リフランジをつけた場合)

上述した 2.3.3 および 2.3.4 において 2を増加させていくと逆火してしまう問題があった。これはスリットの開口面積が大きいために、噴射速度が小さくなり、そこから逆火してしまうからである。図 2.3.11 は逆火によって溶解した燃焼器の部品の写真である。この逆火を防止するため、2 段目のスリットの開口面積を 50×6(mm)から 25×3(mm)に変更し、噴射速度を増加させた。しかし、2 段目のスリットを小さくしただけでは旋回が強くなり、1 段目の燃焼領域に影響を

及ぼしてしまい、1段目が完全燃焼できなかったため、絞りフランジを入れて試験を行った。図 2.3.12 に、2 次のスリットを小さくして絞りフランジを入れたと きの燃焼器の概略図を示す。

図 2.3.13 は Tin=473K、Wa₁:Wa₂:Wa₃=10:10:10(g/s)とWa₁:Wa₂:Wa₃=20:10:10(g/s) における排出特性の比較を示したものである。また、Wa₁:Wa₂:Wa₃=10:10:10(g/s) の条件においては 1=0.8 と 1=0.75 の場合において排出特性を比較した。

すべての条件において、3 段燃焼させたときは 2=0.6 で固定しておき、その 状態から 3 次の燃料を増加させていった。なお、このケースについては 2 段目 のスリットの逆火は見られなかった。2 段目のスリットの開口面積を小さくした ことにより、逆火を防止できたことが分かる。

まず、Wa₁:Wa₂:Wa₃=10:10:10(g/s)とWa₁:Wa₂:Wa₃=20:10:10(g/s)の比較について 見てみる。両者を比較してみると、Wa₁:Wa₂:Wa₃=10:10:10(g/s)のほうが Wa₁:Wa₂:Wa₃=20:10:10(g/s)よりも多段燃焼させた場合の作動範囲を広く出来る。 これはWa₁を20(g/s)にして燃焼させると、それに対応して燃料も増加するので、 多段燃焼させたときのスタートの当量比が高くなるためである。

NOx 排出は Wa₁:Wa₂:Wa₃=10:10:10(g/s)の場合は t=0.29~0.72 付近まで 10ppm 以下であり、非常に広い範囲で低 NOx を達成できている。また、燃焼効率につ いて比較してみる。両者を比較してみると Wa₁:Wa₂:Wa₃=10:10:10(g/s)では 2 段目 の燃料を噴射したときにわずかに燃焼効率は低下した。それに対して Wa₁:Wa₂:Wa₃=20:10:10(g/s)の場合には試験した全ての範囲に対して燃焼効率の低 下は見られない。これは、Wa₁を 20(g/s)にして燃焼させた場合、Wa₁を 10(g/s) にして燃焼させた場合よりも上流から供給できる既燃ガスの量が多くなるので、 上流の既燃ガスと下流の空気が混合した時の温度が高くなり、下流の燃料が反 応しやすくなったためである。

次に Wa₁:Wa₂:Wa₃=10:10:10(g/s)において、 1=0.8 と 1=0.75 で多段燃焼させ た場合について比較してみる。両者を比較してみると、 1=0.75 のほうが 1=0.8 よりも、NOx 排出レベルは低くなっている。これは 2.3.3 で示した 1=0.85、 2=0.55 の状態から 1=0.75、 2=0.65 に変化させたものと同様である。

図 2.3.14 は未燃焼成分の排出特性を示している。Wa₁:Wa₂:Wa₃=10:10:10(g/s)で 1=0.75 の場合では 2 段目の燃料噴射時に未燃焼成分の排出が多くなっている が、それ以外の条件では排出は非常に低い値となっている。 t=0.7 付近から CO の排出が増加してきているが、これは熱解離による CO の増加である。

3 実用型燃焼器

3.1 実験装置

2 で述べたモデル燃焼器では広い作動範囲において低 NOx、完全燃焼の両立 が達成できた。モデル燃焼器では 1、2、3 段目の空気はそれぞれ個別に空気流 量を制御していたが、これに引き続き、空気源が 1 つである、より実機に近い 状態で試験の行えるガスタービン燃焼器を試作した。図 3.1.1 に燃焼器の概略図 を、図 3.1.2 に写真を示す。(燃焼器の設計計算については付録に示す。)

逆流型の燃焼器ライナーで、筒状火炎によって保炎される 1 段目、円周上 4 箇所から予混合気を噴射する 2、3 段目、そして、希釈孔(冷却孔は希釈孔に含 まれるものとする)から構成されている。また、図 3.1.3 はケーシングと燃焼器 を組み合わせた写真である。

1段目には燃焼器ライナーの円周上から接線方向に4箇所等配に長方形のスリ ット(50×9mm)が取り付けられている。(図 3.1.4)スリットには燃料棒(噴射 孔 1.5mm×5)が溶接されており、燃料棒からメタンがスリットに噴射され、 空気と混合されるようになっている。2、3段目の予混合気噴射孔は 23.9mm× 4、希釈孔は 23.9mm×4である。2、3段目の燃料はエルボーに溶接されたリン グ状の燃料棒(噴射孔 1.5mm×5)から噴射され、空気と予混合される。(図 3.1.4)1段目の燃焼領域の直径は 39.4mm、2、3段目および希釈領域の直径は 85.2mmとなっている。燃焼ガスにライナーがさらされ、熱的負荷が大きいと思 われる部分はフィルム冷却によってライナーを冷却している。

図 3.1.5 に実験系統図を示す。燃焼用の空気はコンプレッサーより供給され、 マスフローメーターで流量制御され、電気ヒーターによって加熱される。燃料 は 3 系統あり、マスフローコントローラーで流量制御される。燃焼器入口での

空気温度は K 熱電対により測定する。また、圧力計を用いて燃焼器入口圧力を 測定した。図 3.1.6 に装置全体の写真を示す。

各領域での空気流量 Wa₁、Wa₂、Wa₃、Wa_d、Wa_{dc} は、後の 3.2.1 で述べる圧力-流量特性の実験により推定した。そして、その推定した空気流量から、各断面 の断面平均流速 U₁、U₂、U₃、U_dを計算した。なお、U₂ は Wa₁ と Wa₂の合計、 U₃ は Wa₁ と Wa₂ と Wa₃の合計、U_d は Wat より計算した。 1、 2、 3 は空気流 量と燃料流量から計算した値である。各計測器から出力された空気流量、燃料 流量、温度の電気信号はデータロガーに集められる。コンピュータのディスプ レイには空気流量、燃料流量、流速、当量比、温度などが常に表示される。

3.2 実験方法

3.2.1 圧力-流量特性

モデル燃焼器では、1、2、3段目の空気流量はそれぞれ独立して、流量制御を 行っていたが、今回の燃焼器では空気源は1つであるため、1、2、3段目および 希釈孔と冷却孔への空気配分はそれぞれの有効開口面積の比によって決まる。 したがって、空気配分を推定するための実験を行った。

測定する開口以外の開口を簡単な方法で塞ぎ、燃焼器内の圧力 Pin とそれぞれ の開口の空気流量から、各領域の空気流量 Wa₁、Wa₂、Wa₃、Wa_d、Wa_{dc} および各 開口の有効開口面積、流量係数を推定した。空気配分の調整をするため、以下 のケースについて圧力-流量特性を調べた。

- (1) 各開口を塞がない場合
- (2)2、3段目の開口の数を半分にした場合
- (3)2、3段目の開口をステンレス箔で塞いだ場合
- (4)1段目に絞りフランジを入れた場合

3.2.2 保炎特性

1 段目の火炎の安定性を調べるため、以下の実験を行った。U₃をおよそ 4m/ s ~ 17m/sまで変化させ、それぞれの流速での保炎限界を調べた。1 段目の燃 料を徐々に絞ってゆき、1 段目の火炎が消えた当量比を保炎限界とした。入口温 度はモデル燃焼器と同様の 473K、および 600K で保炎限界を比較した。また、1 段目の絞りフランジがある場合とない場合、および希釈孔の数によって保炎限 界がどう変わるかを比較検討した。

3.2.3 排気特性

1 段燃焼の場合、2,3 段目からは空気のみを噴射する。多段燃焼の場合には上 流の燃焼ガス中に2,3 段目から予混合気を噴射する。入口空気温度、空気流量、 各領域の当量比を変化させて燃焼ガスを採取してガス分析をおこなった。ステ ンレス製温水冷却式十字プローブ(0.6mm×32)(図2.1.6)で燃焼器出口から 15mm 上流の位置において燃焼ガスを採取して行った。ガス分析の方法、当量比、 燃焼効率などの計算方法はモデル燃焼器の場合と同様なので省略する。

3.3 実験結果及び考察

3.3.1 圧力-流量特性

図 3.3.1~3.3.6 はそれぞれのケースについて、燃焼器内の圧力 Pin の平方根と それぞれの開口の空気流量の関係を調べ、一次式で近似したものである。この 線形近似式の係数を比較することによって、各開口の流量係数を算出し、空気 配分を推定した。

(1) 各開口を塞がない場合

図 3.3.1 は各開口を塞がずに、各開口の圧力-流量特性を調べた結果である。な お、3 段目の特性は2 段目の特性と同じとみなした。

この結果から Wa₁、Wa₂、Wa₃、Wa_dの空気配分は、およそ 1:2:2:2.7 となった。 2、3 段目の空気流量が想定したよりも、2 倍流れている。これは、2、3 段目の 空気の入口にはベルマウスが取り付けられているので、その影響であると考え られる。したがって、次は 2、3 段目の開口の数を半分にして特性を調べた。

(2)2、3段目の開口の数を半分にした場合

図 3.3.2 は 2、3 段目の開口の数を半分にした場合の圧力-流量特性の結果である。この結果を見ると、Wa₁、Wa₂、Wa₃、Wa_dの空気配分は、およそ 1:0.94:0.94:2.7 となった。これは、ほぼ想定した空気配分となった。

(3)2、3段目の開口をステンレス箔で塞いだ場合

(2)のケースから、2、3段目の開口面積が半分になれば想定した空気流量になることがわかった。しかし、単純にそれぞれの開口の数を4個から2個にし

たのでは、燃料供給の際に問題が生じるので、それぞれの開口面積が半分相当 になるように半月形状のステンレス箔をそれぞれの開口に溶接した。(図 3.3.3)

図 3.3.4 はその場合の、圧力-流量特性の結果である。単純に開口の数を 4 個か ら 2 個にした場合と異なり、ステンレス箔を溶接した場合には開口入口の形状 が変わり、流量係数が変化して空気配分が変わってしまうことも考えられたが Wa₁、Wa₂、Wa₃、Wa_dの空気配分はおよそ 1:1:1:2.7 となった。この結果から、想 定した空気配分になっていることがわかったので、これ以降の実験はすべて 2、 3 段目の開口にステンレス箔を取り付けた状態で行った。

(4)1段目に絞りフランジを入れた場合

2.3.1 で述べたように、一段目の出口面積を絞ることによって保炎限界が改善した。よって、モデル燃焼器の時と同様に1段目の出口面積を70%に絞った場合の圧力-流量特性を調べた。図3.3.5 がその結果である。

絞りフランジを入れた場合と入れない場合、またスリットを4孔から2孔に して絞りフランジを入れた場合と入れない場合の4通りについて特性を調べた。

結果を見てみると、スリットが4孔の場合、絞りフランジを入れるとおよそ 流量が20%少なくなり、スリットが2孔の場合にはおよそ10%少なくなった。

以上、述べてきたようにして圧力-流量特性を調べた。図 3.3.6 に、これまでの 試験から決定したケースの圧力-流量特性を示す。

3.3.2 保炎特性

図 3.3.7 に入口温度 473K で、絞りフランジがある場合とない場合、および希 釈孔が全閉と 4 孔の場合の保炎限界の比較を示す。この試験の際には、希釈孔 の数はステンレス箔を溶接して調節した(図 3.3.8)。また、図 3.3.9 に代表的な 火炎の写真を示す。

まず、絞りフランジがある場合とない場合で比較してみる。両者を比較する と、絞りがあるほうが保炎限界は向上している。ただし、空気流量が増加して くると逆転する傾向が見られた。次に、希釈孔全閉と4孔の比較について見て みる。この両者を比較してみると、保炎限界がかなり異なる。特に空気流量が 増加してくると差が顕著になってくる。最も差が開いたところでは、希釈孔全 閉の 1は0.35、希釈孔4孔の 1は0.7となり、かなり保炎限界が異なる。この ことについて考察してみる。この燃焼器のライナーは逆流型であり、空気は希 釈孔のほぼ真横から流入する。したがって、燃焼器に流入した空気は希釈孔に 最も入りやすくなる。これが、希釈孔全閉と4孔で保炎限界が大きく異なる原 因であると考えられる。つまり、希釈孔が開いていると、そこに空気の大部分 が流入してしまい、1段目のスリットに空気が流入しにくくなってしまうので、 計算した Wa1よりも実際は少ない値となってしまい、見かけ上保炎がよくなっ ていると考えられる。

以上、述べてきたように希釈孔の流量係数は圧力-流量特性の実験で計算した 値よりも大きな値であることが考えられる。そこで、以下の実験を行った。

まず、図3.3.7で行った希釈孔全閉での保炎限界の値が正しいと仮定する。(Wa₁、 Wa₂、Wa₃の空気配分が1:1:1となっていると仮定する。)そして、希釈孔の数を 変化させて保炎限界を調べ、この希釈孔全閉の保炎限界の値になれば正しい空 気配分になるとして、保炎限界を調べた。

図 3.3.10 は、希釈孔の数による保炎限界の比較を示したものである。入口温 度は 473K と 600K で比較した。なお、図 2.3.1 に示した結果より絞りフランジ があるほうが保炎限界が優れていたので、以後の試験では絞りフランジがある 状態で試験を行った。

まず、希釈孔を 2 孔にしたものについて見てみる。結果を見てみると希釈孔 を 2 孔にした場合の保炎限界と希釈孔全閉の保炎限界はかなり一致した。圧力-空気流量特性の試験からは、希釈孔が 4 孔の場合に、Wa₁: Wa₂: Wa₃: Wa_d=1:1:1:2.7 となったが、この保炎限界の試験からは、希釈孔が 2 孔の場合に、想定した空 気配分になることがわかった。したがって、以後の実験では希釈孔を 2 孔にし て試験を行うことにした。ただし、単純に希釈孔を 4 孔から 2 孔にしたのでは、 出口の温度分布や濃度分布に偏りが出ることが考えられたので、図 3.3.11 のよ うに希釈孔の直径を 23.9mm から 17mm にして希釈孔を 4 孔にした。図 3.3.10 の状態でも保炎限界を調べ、保炎限界が希釈孔 2 孔の場合と一致するか確認を 行ったが、変化は見られず、希釈孔 2 孔の場合とよく値が一致した。

3.3.3 1段燃焼と多段燃焼の排出特性

(入口空気温度、1段目当量比による比較)

図 3.3.12 は実用型燃焼器の排出特性を示している。Tin=473K と 600K での 1 段燃焼と多段燃焼の NOx 排出、燃焼効率の比較をした。また、多段燃焼におい ては 1 段目の当量比が排出特性に重要な影響を及ぼすため、1 段目の当量比 1 を変化させて 1 段燃焼の排出特性を調べるとともに、多段燃焼を開始する 1を 探った。まず、Tin に着目して比較してみる。両者の NOx 排出を比較してみる と 600K の方が 473K よりも 10 数 ppm ほど NOx 排出が高くなっている。これは Tin が増加したことによって燃焼ガスの温度が上昇したからである。多段燃焼の NOx 排出は、2,3 段目から燃料を噴射していくと NOx 排出(15%O₂換算値)が減少 していき、 t=0.4 付近で NOx 排出は最も低くなった。燃焼効率について見てみ ると Tin=600K の方が 473K よりも燃焼効率の低下が少なくなっている。これは 上流の燃焼ガスと下流の予混合気が混合した時の温度が高くなったためと考え られる。また、多段燃焼において、2,3 段目から燃料を噴射した直後から燃焼効 率が低下し、徐々に回復して燃焼効率 100%に達する。これは、2,3 段目の混合 気が超希薄なため、反応できないためである。次に、」による比較を見てみる。

1=0.65 と 0.9 で燃焼させ、その燃焼ガス中に 2,3 段目から予混合気を噴射して 排出特性を比較した。上述の Tin による比較と同様に上流からの燃焼ガスの温度 が高くなる 1=0.9 の方が NOx 排出が高く、燃焼効率の低下は少なくなっている。

図 3.3.13 は t に対する CO と THC の排出特性の比較である。なお、図 3.3.13 は Tin=600K の条件におけるものである。結果を見てみると、モデル燃焼器の章 でも示したように 2,3 目の燃料を噴射した直後は未燃焼成分の排出量が多くな っている。したがって次の試験では 2,3 段目の燃料を噴射するときの 1 と 2 をより高い値にして排出特性を調べた。

3.3.3 1段燃焼と多段燃焼の排出特性

(3段目燃料噴射時の2段目当量比を変化させた場合)

図3.3.14に図3.3.12と同一の入口空気温度、空気流量の条件下で3段目の燃料を 供給するときの 2を変化させた場合の排出特性を示す。図3.3.12の場合には2段 目の燃料が完全燃焼した直後に3段目の燃料を噴射したため、3段目の燃料を噴 射した直後は燃焼効率が低下してしまったが、 2=0.9の状態から3段目の燃料を 噴射した場合は完全燃焼ができた。

試験したどの条件でも2,3段目から燃料を噴射すると 2、3がある当量比に達 するまではNOx排出が減少していく。これは2,3段目の当量比が超希薄なため、 2,3段目からのNOx生成割合が1段目からのNOx生成割合に比べて極めて小さい ためと思われる。言い換えれば、多段燃焼においては1段目からのNOx排出が支 配的であることがわかる。したがって、多段燃焼を用いて低NOx、完全燃焼の 下で作動範囲を拡大するためには、1段目からの既燃ガスの温度をNOx排出量が 少なく、かつ2,3段目の予混合気が完全燃焼できる最適な温度に制御する必要が ある。上流の既燃ガスと下流の予混合気が混合したときの温度が高いとNOx排 出が高くなってしまい、逆に温度が低いと下流の予混合気が反応できずに燃焼 効率の低下を招いてしまう。本実験では、2段目の燃料を供給した時の 1が0.9 であり、NOxが最も排出されやすい当量比に近い値となっていて、Tin=473Kで は22ppm、Tin=600Kでは37ppmというように、1段目のNOx排出が高くなってい る。これは1段目の予混合気の形成が均質に成されていないためと思われる。こ の1段目からのNOx排出を減少させることによってさらなる低NOx化を図ること ができると考えられる。

図3.3.15は tに対するCOとTHCの排出特性の比較である。2,3段目の燃料を噴 射するときの 1と 2を図3.3.13より高い値にしたところ、2段目の燃料噴射直後 は未燃焼成分の排出があったが、3段目の燃料を噴射したときにはTHCの排出は ほとんどなかった。 t=0.3付近からCOの排出は増加していっているが、THCの 排出がないことを考えると、これは熱解離によって生じたCOだと考えられる。

3.3.4 1段燃焼と多段燃焼の排出特性

(2段目燃料噴射時の1段目当量比を変化させた場合)

図3.3.16はTin=473,600K、Wat=90,69g/sの条件で排出特性の比較を示したもの である。また、1段目からのみ燃料を噴射し t=0.4付近までの排出特性および2 段燃焼の際の 1を0.9から1.1に変化させた場合の排出特性を調べた。

まず、1を0.9から1.1に変化させた影響について見てみると、1=1.1から多 段燃焼をスタートさせた場合には、2,3段目の燃料噴射時にも燃焼効率が低下せ ず、全範囲で完全燃焼ができている。ただし、1=1.1からスタートすると作動 範囲が狭くなる。1=0.9でさえ、かなり高い当量比であるのでより一層の低NOx 化を図るには3.3.3で述べたようにもっと低い当量比で1段目を保炎できるよう に改善する必要がある。

次に、1段目からのみ燃料を噴射した場合について見てみる。図3.3.16を見て みると、1段燃焼のみで t=0.4付近まで排出特性調べたが、NOx排出は最初から 最後まで横ばいの値を示している。これは拡散燃焼の排出特性に近い特徴であ る。通常、予混合燃焼の場合、当量比の増加にしたがいNOx排出は増加してい き、理論燃空比付近でNOx排出はピークを示す。しかし、結果を見てみるとNOx 排出は横ばいの値を示している。これは、1段目の空気と燃料の混合がうまくな されていないためと考えられる。1段目の保炎性能を改善するとともに、燃料の 噴射方法も見直す必要がある。

図3.3.17は未燃焼成分の排出特性である。前述したことと同様に t=0.3付近からCO濃度は急激に増加しているが、THCが排出されていないことを考えるとこれは、熱解離によってCO2がCOになったものであると考えられる。

4. 結論

この研究の主な結果は次の通りである。

モデル燃焼器

- ・ 筒状火炎を用いた2段希薄予混合燃焼を用いることによって、従来の希薄予 混合燃焼に比べて、大気圧下、入口空気温度473Kの条件において、 t=0.37 ~0.69の範囲にわたって完全燃焼と低NOx排出が達成できた。
- 空気を多段化して供給することにより、上流からの既燃ガスと下流の空気が 混合したときの温度の低下を防止でき、大気圧下、入口空気温度 473K の条
 件で、 t=0.29~0.68の範囲にわたって完全燃焼と低NOx 排出が達成できた。

実用型燃焼器

ガスタービン用燃焼器を試作し、入口空気温度、空気流量、各領域の当量比を変化させて多段希薄予混合燃焼の排出特性を調べた。その結果、多段希薄予混合燃焼においては1段目から NOx 排出が支配的であり、1段目により均質な予混合気を形成することによって完全燃焼のもとでさらなる低 NOx 化が期待できる。

5.謝辞

本研究を行うにあたり、終始御指導、御助言を頂きました宇宙航空研究開発機構(旧航空宇宙技術研究所) エミッション低減チームの林 茂 グループリー ダー、山田 秀志 主任研究員、牧田 光正 主任研究員ならびに研究室の皆様 に心から感謝致します。また、本学機械工学科 川上 忠重 教授に心から感謝 いたします。

2005年 3月 吉日

03R1124 高木 秀幸

参考文献

- Hayashi. S., Yamada. H.: NOx Emissions in Combustion of Lean Premixed Mixtures Injected into Hot Burned gas, 28th International Symposium on Combustion 2443-2449 (2000年)
- 林茂: Flameless 燃焼によるガスタービン燃焼器の超低 NOx 作動範囲の拡大,第 30回 ガスタービン定期講演会論文集: pp47-52 (2002 年)
- 3) Ishizuka S.: An Experimental Study on Extinction and Stability of Tubular Flames, *Combustion and Flame*, 75: 367-379 (1989 年).
- 4) 高木秀幸:2段希薄予混合燃焼を用いた燃焼生成物低減に関する研究
 2002年度 法政大学機械工学科卒業論文
- 5) 高木、會田、山田、林、川上:筒状火炎を用いた2段希薄予混合燃焼、
 第 31 回ガスタービン定期講演会 講演論文集:pp87-92(2003)
- 6) H.Takagi, S.Hayashi, H.Yamada, T.Kawakami : Emissions in lean-lean two-stage combustion using premixed tubular flames, Proceedings of Asian Joint Conference on Propulsion and Power 2004 : pp115-120(2004)
- 高木、山田、林、川上:多段化による筒状火炎希薄予混合燃焼器の超低 NOx 作動範囲の拡大、第 32 回ガスタービン定期講演会講論文集: pp13-18(2004)
- 8) 會田直樹、西島智樹、林茂、山田秀志、川上忠重:燃焼ガス中に噴射された気化燃料 空気予混合気の燃焼と NOx 生成,第 30回 ガスタービン定期講演会論文集:pp35-40(2002年)
- 9) 會田直樹:高温既燃ガス中に噴射された燃料蒸気・液滴/空気予混合気の 燃焼と排気、2003 年度法政大学大学院工学研究科機械工学専攻修士論文
- 10) 金子智彦:バイオガス対応マイクロガスタービン用燃焼器の試作、2003 年度東京大学工学部機械工学科卒業論文

- 11) 岩本厚、金子智彦、山田秀志、林茂、金子成彦:筒状火炎の既燃ガス中 に予混合気を噴射する MGT 用 2 段燃焼器の試作、第 32 回ガスタービン 定期講演会論文集:pp71-76(2004年)
- 12) 山田秀志、林茂、牧田光正:液体燃料焚き小型ガスタービン用低 NOx 燃
 焼器の開発、第 30 回 ガスタービン定期講演会論文集:pp41-46(2002 年)
- 13) 山田秀志、林茂、牧田光正: "LL2 燃焼"による液体燃料焚き燃焼器の超低
 NOx 作動範囲拡大の実現、第 32 回ガスタービン定期講演会論文集:
 pp19-24(2004年)
- 14) 和田陽司:希薄予混合気の多段筒状燃焼に関する研究2003 年度 法政大学機械工学科卒業論文
- 15) 前田福夫、岩井保憲:軸方向に複数の火炎配置を有するガスタービン用 低 NOx 燃焼器の排ガス特性、第 32 回ガスタービン定期講演会:論文集 pp59-65(2004年)

付録1 実験パラメーターの計算

【燃焼器設計計算】

まず、JAXA の研究用ガスタービンの仕様に合わせて燃焼器の入口温度を 600[K]、出口温度を 1100[]に設定した。そこから、燃焼器出口当量比 t を算 出した。1 段目,2 段目,3 段目の当量比 1, 2, 3 と空気流量 Wa1,Wa2,Wa3 をモデ ル燃焼器での良好な実験結果での値に設定し、これらの値に必要な燃料流量 Wf1,Wf2,Wf3 を算出した。算出方法は、メタンの理論燃空比 0.0588 を用いて、

Wf= \times Wa \times 0.0588

より算出した。同様に上記の式を用いて、 t と総燃料流量 Wft より総空気流量 Wat を算出した。そして、Wat から Wa₁,Wa₂,Wa₃を引いた余りの空気流量 Wa_dを 希釈・冷却用空気に割り当てるようにした。

以下の表はここまでの値をまとめたものである。

				<u>E</u>
1	2	3	t	
0.85	0.55	0.55	0.3307	
Wa ₁	Wa ₂	Wa ₃	Wat	Wa _d
10	10	10	58.9617	28.9617
Wf_1	Wf ₂	Wf ₃	Wft	
0.4998	0.3234	0.3234	1.1466	

設定した当量比・空気流量・燃料流量

次に、各スリット、孔のサイズについて設定していく。まず、1段目スリット のサイズを 50[mm]×8[mm]と仮定した。1段目,2段目,3段目の空気流量は同一 なのでその孔の面積も同一になることより2段目,3段目の孔の直径を算出し、 それに内径が最も近いJIS規格のエルボーを用いるようにした。以上より、2段 目,3段目の孔の直径は23.9[mm]に設定され、それに合わせて1段目スリットを 50[mm]×9[mm]と設定した。希釈孔,冷却孔については Wad に対する面積を算出し、そこから設定した冷却孔の面積を引いた値を希釈孔の面積に設定した。

以下の表は今回の設計において最終的に想定した空気流量割合についてである。

泡足	したエメバル	里刮口		
	1段目	2段目	3段目	希釈孔
空気流量(g/s)	11.0979	11.0585	11.0585	22.1169
全体に対する割合(%)	18.8223	18.7553	18.7553	37.5106
冷却空気流量(g/s)	1.4520	1.0890	1.0890	
全体に対する割合(%)	2.4626	1.8469	1.8469	

想定した空気流量割合

【空気流量】

全体空気流量 Wat[g/s]は、最大 500[Nm³/h](0 、1atm)の体積流量計で計測 され、その体積流量計から最小 1 [V]、最大 5[V]の電気信号 E[V]が送られてくる。 空気の密度を = 1.293[kg/m³]とすると、その質量流量 Wat[g/s]は次式で表され る。

$$Wat = \frac{E - 1}{4} \times \frac{1.293 \times 500 \times 1000}{3600}$$

1 段目,2 段目,3 段目,希釈孔,冷却孔へのそれぞれの空気流量 Wa は、圧力 - 流 量特性より計算された上に示した表の空気流量割合 X と Wat より算出する。

 $Wa_1 = X_1 \times Wat$ $Wa_2 = X_2 \times Wat$ $Wa_3 = X_3 \times Wat$ $Wa_d = X_d \times Wat$ $Wa_{dc} = X_{dc} \times Wat$
【断面平均流速】

実験前に水銀柱で測った圧力 P_{Hg}[mmHg]を P[ata]に換算すると

$$P_{at} = \frac{P_{Hg}}{760} \times 1.0332$$

圧力損失が P_{Aq}[mmAq]あったとすると全体の圧力 P[ata]は

$$P = \frac{P_{Aq}}{10000} + P_a$$

燃焼器入口温度 Tin []のときの空気密度 [kg/m³]は

$$=1.293 \times \frac{P}{1.0332} \times \frac{273.2}{Tin + 273.2}$$

以上より、各断面での面積 A[m²]での断面平均流速 U[m/s]は次式で表される。

$$U = \frac{W}{1000 \times \times A}$$

Wはその断面までの空気流量の和である。

【設定当量比】

1 段目、2 段目の燃料流量測定は最大 150[Nl/min](0 、1atm、N₂ベース)のマ スフロコントローラーを、3 段目には最大 200[Nl/min](0 、1atm、N₂ベース) のマスフロコントローラーを使用し、そのマスフロコントローラーから最小 0[V]、最大 5[V]の電気信号 E[V]が送られてくる。本研究ではこのマスフロコン トローラーでメタン(CH₄)の質量流量を測定したので、測定値の 79%がその最大 値となる。これらを考慮すると、燃料の質量流量 Wf は次式で表される。

$$Wf_{1}, Wf_{2} = \frac{E}{5} \times (0.79 \times 16) \times \frac{150}{22.4 \times 60}$$
$$Wf_{3} = \frac{E}{5} \times (0.79 \times 16) \times \frac{200}{22.4 \times 60}$$

メタンの理論燃空比は 0.0588 なので、設定当量比 は次式で表せる。

$$=\frac{Wf/Wa}{0.0588}$$

【流量係数】

流量係数を c、孔の面積を A[mm²]、空気密度を [kg/m³]、空気流入速度を U[m/s]として、空気流量 W[g/s]を式で表すと、

$$W = \times c \times A \times U \times 10^{-3}$$

ケーシング内圧力を P[Pa]として、ベルヌーイの式より、

$$U = \sqrt{\frac{2 \times P}{}}$$

以上より、

$$c = \frac{W}{A \times \sqrt{2 \times \times P}} \times 10^3$$

【有効開口面積】

流量係数 c、各段の孔の総面積 A[mm²]とすると、有効開口面積 Ay[mm²]は、 $Ay = A \times C$

有効開口面積より、次のようにして各段の流量割合 X を求める。

$$Ay = Ay1 + Ay2 + Ay3 + AyD + AyC$$
$$X1 = \frac{Ay1}{Ay}$$
$$X2 = \frac{Ay2}{Ay}$$
$$X3 = \frac{Ay3}{Ay}$$
$$XD = \frac{AyD}{Ay}$$
$$XC = \frac{AyC}{Ay}$$

付録2 燃焼による NOx の生成機構と特性

窒素酸化物には NO、NO₂、N₂O、N₂O₅ などがあるが、燃焼において生成され るのはほとんどが NO である。この NO は燃焼器内で急冷されるとすぐ NO₂に 酸化される。これらを合わせて NOx と呼んでいる。

NOは、窒素の起源と生成機構によって次の三つに分類される。

(1) Thermal NO

Thermal NO は、火炎中の高温領域で大気中の窒素が酸化することにより生成され、その反応は次の通りである。

 $N_2 + O$ NO + N ······ N + O₂ NO + O ······ N + OH NO + H ·····

、を Zeldovich 機構と呼び、式まで含めて拡大 Zeldovich 機構と言う。 Thermal NO の特徴は、その生成速度が他の燃焼反応に比べ非常に遅く、強い温 度依存性を持っていることである。特に 1800[K]を超える高温になると生成が著 しくなる。

(2) Prompt NO

Prompt NO は、Fenimore NO とも呼ばれる。"Prompt"は現象から付けられた もので、"Fenimore"は発見した人物名から付けられたものである。

Prompt NO は、炭化水素系燃料の燃焼の場合に、低温で燃料過濃な火炎において NO が火炎帯で急激に(promptly)生成されるものである。この生成速度は Thermal NO に比べ非常に速い。Prompt NO の生成は、空気中の窒素と火炎中に 存在する CH、CH₂等との反応を経由すると考えられていて、その反応は次の通 りである。

$$N_2 + CH_2 + CH_2 + NH \cdots$$

35

式によって生成された HCN は、Prompt NO 生成の重要な中間生成物である。 HCN と HCN から生じたアミン化合物は、最終的に酸化されて NO になる。 他に考えられる反応として、次のものがある。

 N_2 + CH HCN + N ······

式で生成された N が反応 あるいは を経て NO を生成するルートもある。 (3) Fuel NO

アンモニアなどの窒素化合物が燃料中に含まれる場合、その窒素化合物は NO に変換することがある。これを Fuel NO と呼んでいる。Fuel NO に関して次のこ とが知られている。

・含有窒素濃度の少ない(重量割合で 0.5%以下)燃料では、燃料希薄火炎です べて NO に変換される。

・NOへの変換は燃料含有窒素濃度の増加とともに減少する。特に燃料過濃条件では顕著である。この条件下ではNH3やHCNが増加するので、それらを加えた場合の転換率は、過濃側で増加する。

・NOへの変換は、火炎温度の増加とともにゆっくり増加する。

付録3 ガス分析

試料ガスは、ステンレス製温水冷却式ガス採取単孔プローブ(単孔プローブ) もしくはステンレス製温水冷却式ガス採取十字多孔プローブ(十字プローブ) によって採取され、連続ガス分析器に送られる。このプローブでは、試料ガス 中の水蒸気の凝結を抑えるため、冷却水として温水を使用し、プローブからガ ス分析器までのチューブをヒーターで覆い保温する。プローブから送られた試 料ガスは、ガス分析器によってNO、NOx (NO+NO₂)、THC、CO、CO₂、O₂ の各成分濃度が決定される。分析器からの電気信号はペンレコーダに出力され、 各成分濃度が記録される。

次にガス分析計の仕組みについて述べる。各成分の濃度は次の方法で決定した。

(1) CO、CO₂: 非分散型赤外線分析法(NDIR法)

赤外線を吸収しないガスを封入した比較セルと採取ガスが流れる試料セルそ れぞれに光チョッパで赤外光を断続する。試料セルに赤外線が通るとガス濃度 に応じて赤外線が吸収される。比較セルと試料セルを通った赤外線を検出し赤 外線の量の差を分析する方法。

(2) NO, NO2: ケミルミネッセンス法(化学発光法)

採取ガス中の NO と O₃ とが反応して、NO2 を生成する際に生じる化学発 光を利用した分析方法。採取ガス中の NO2 はコンバータにより NO に変換して 分析する。

$$NO + O_3 \rightarrow NO_2 + h\nu + O_2$$

(3) THC (全炭化水素): 水素炎イオン化検出法 (FID 法)

採取ガスに高純度水素ガスを加え、清浄な空気を助燃ガスとして送り燃焼さ せる。燃焼炎の周囲に正負の一定電圧をかけておくと、採取ガス中に炭化水素 が存在すればそれが分解してイオン化し、イオン電流が発生する。これを増幅 して測定する。

(4)O₂:磁気圧法

不均一な磁界中に酸素(常磁性の気体)が存在すると、酸素は磁界の強い方 に引きつけられ、その部分の圧力が上昇する。このときの圧力上昇を、非磁性 体の気体(窒素)を使って、磁界外に圧力上昇をとりだし、この圧力変化を検 出器で検知して測定する。

付録4 燃焼効率、当量比及び NOx 排出

ガス分析によって得られる各濃度は、THC 以外は水蒸気が除かれた乾き排ガ ス濃度なので、水蒸気を含む湿り排ガス濃度に換算する。燃焼によって生成さ れる水蒸気 W[%]は燃料の分子中の H が O₂ と化合し生成される。残りの炭素が すべて CO、CO₂ になると仮定する。CO と THC は濃度の単位が[ppm]なので、 これを[%]に直すため P=1/10000 をかける。

W = (HC × COP+HC × CO₂)

HC:燃料中における炭素原子1個に対する水素原子の数 この水蒸気濃度をもとに換算係数Rが求まる。

R=100/(100+W)

これより空気の質量 M_a[g]と燃料の質量 M_F[g]は

 $M_a = \frac{\{O_2 \times R + CO_2 \times R + (COP \times R + H_2O \times R)/2\} \times 32}{OM}$

 $M_f = (COP \times R + CO_2 \times R + THCP) \times 12/CM$

12:炭素の原子量 CM:燃料中の炭素の割合

32:酸素の分子量 OM:空気中の酸素の割合(=0.2315)

今回はメタンを使用したので CM = 0.75 で、理論燃空比は 0.0588 であるから全体当量比 tは

 $t = M_f / M_a / 0.0588$

燃焼効率 η は未燃成分である THC、CO の成分濃度から求める。 H_{CO} を CO の真 発熱量(低位発熱量) H_F を燃料の真発熱量とすると不完全燃焼効率 η_T は η_T = $\eta_{CO} + \eta_F$ である

$$\eta_{co} = \frac{\text{COP} \times 28 \times \text{H}_{co}}{\text{M}_{f} \times \text{H}_{F}} \times 100$$
 (%)

$$\eta_F = \frac{\text{THCP} \times 16 \times \text{H}_F}{\text{M}_f \times \text{H}_F} \times 100 \quad (\%)$$

$$\eta = 100 - \eta_T$$

= 100 - $\eta_{CO} + \eta_F$ (%)

《酸素濃度の違いによる NOx 濃度の換算式》

空気の組成を酸素 21%、窒素 79%とする。排気ガスの体積を V、排気ガス中の酸素、NOx の体積割合を[O₂]、[NOx]として、加える空気の体積を V'、排気ガスに空気を加えた後の酸素、NOx の体積割合を[O₂]'、[NOx]'とすると

$$[O_2] V + 0.21V' \cdots \cdots$$

$$[NO_X]' = \frac{[NO_X]V}{V+V'}$$

$$[O_2]' = \frac{[O_2]V + 0.21V'}{V + V'}$$

$$(V+V') [O_2]' = [O_2] V + 0.21V'$$

$$V([O_2]' - [O_2]) = 0.21 V - [O_2]' V'$$

$$V' = \frac{V([O_2]' - [O_2])}{0.21 - [O_2]'}$$

$$[NOX]' = \frac{[NOX]V}{V + \frac{V([O_2]' - [O_2])}{0.21 - [O_2]'}}$$
$$= \frac{(0.21 - [O_2]')[NOX]}{0.21 - [O_2]' + [O_2]' - [O_2]}$$

= [NOX]
$$\frac{0.21 - [O_2]'}{0.21 - [O_2]}$$

よって、以下の関係式が成り立つ。

Xref = Xact
$$\frac{21 - [O_2] ref}{21 - [O_2] act}$$

Xref:換算濃度 [ppm]、Xact:実際の濃度 [ppm] [O₂]ref:基準の酸素濃度 [%]、[O₂]act:実際の酸素濃度 [%]



Fig.1.1 Concept of staged lean-premixed combustion.



Fig.2.1.1 Schematic of three-stage combustor.



Fig.2.1.2 Photograph of three-stage combustor.



Fig.2.1.3 Schematic drawing (left) and photo(right) of secondary stage.



Fig.2.1.4 Photo of tubular flame in primary stage.

$$(1=0.7 Wa_1=Wa_2=Wa_3=10 g/s)$$



Fig.2.1.5 Block diagram of air and fuel supply system.



Fig.2.1.6 Photographs of X-shaped gas-sampling probe.





Fig.2.2.1 Photographs of gas analyzer and pen recorder.



Fig.2.3.1 Blow-off limits



Fig.2.3.2 Effects of secondary airflow rate on NOx emissions and combustion efficiency in single- and two-stage combustion

in three-stage combustor with third stage dismounted.



Fig.2.3.3 Schematic of three-stage combustor with third stage dismounted.



Fig.2.3.4 CO and THC emissions vs. overall equivalence ratio, for t for single-stage and two-stage combustions.



Fig.2.3.5 Effects of fuel splits among three stages on NOx emissions and combustion efficiency.



Fig.2.3.6 Effects of fuel splits among three stages on CO and THC emissions.



Fig.2.3.7 Effects of fuel splits among three stages on NOx emissions and combustion efficiency.(Wa₁:Wa₂:Wa₃=10:10:10(g/s) and 10:10:20(g/s))



Fig.2.3.8 Correlation of $_{g}$ and $_{m}$. (Wa₁:Wa₂:Wa₃=10:10:10(g/s))



Fig.2.3.9 Correlation of $_{g}$ and $_{m}$. (Wa₁:Wa₂:Wa₃=10:10:20(g/s))



Fig.2.3.10 Effects of fuel splits among three stages on CO and THC emissions. (Wa₁:Wa₂:Wa₃=10:10:10(g/s) and 10:10:20(g/s))



Fig.2.3.11 Melted parts of the combustor.



Fig.2.3.12 Schematic of three-stage combustor



Calculated Combustor Exit Gas Temperature, K

Fig.2.3.13 NOx emissions and combustion efficiency of three-stage combustor.

 $(Wa_1:Wa_2:Wa_3=10:10:10(g/s) \text{ and } 20:10:10(g/s))$



Calculated Combustor Exit Gas Temperature, K

Fig.2.3.14 CO and THC emissions from three-stage combustor.

 $(Wa_1:Wa_2:Wa_3=10:10:10(g/s) \text{ and } 20:10:10(g/s))$



Fig3.1.1 Schematic of three-stage combustor.



Fig3.1.1 Schematic of three-stage combustor.

(Continued)



Fig.3.1.2 Photo of three-stage combustor.



Fig.3.1.2 Photo of three-stage combustor. (Continued)



Fig.3.1.3 Photo of three-stage combustor.


Fig.3.1.3 Photo of three-stage combustor. (Continued)





Fig.3.1.4 Photographs of primary stage (top) and secondary stage (bottom).



Fig.3.1.5 Block diagram of air and fuel supply system.



Fig.3.1.6 Photograph of experimental apparatus.



Fig.3.3.1 Correlation of air flow rate with square root of air pressure.

(Case 1)



Fig.3.3.2 Correlation of air flow rate with square root of air pressure.

(Case 2)



Fig.3.3.3 .Photo of secondary stage.

(Close 1/2)



Fig.3.3.4 Correlation of air flow rate with square root of air pressure.

(Case 3)



Fig.3.3.5 Correlation of air flow rate with square root of air pressure.

(Case 4)



Fig.3.3.6 Correlation of air flow rate with square root of air pressure.



Fig.3.3.7 Blow-off limits.



Fig.3.3.8 Photographs of dilution hole.



$$_1=0.6, _2=0, _3=0$$





$$_1=0.8, _2=0, _3=0$$



$$_1=0.8, _2=0.2, _3=0$$



₁=0.8, ₂=0.4, ₃=0

 $_1=0.8, _2=0.4, _3=0.2$ $_1=0.8, _2=0.4, _3=0.4$

Fig.3.3.9 Photographs of flame (Tin=473K,Wat=60g/s)



Fig.3.3.10 Blow-off limits.



Fig.3.3.11 Photograph of dilution hole.

(23.9mm 17mm)



Fig.3.3.12 NOx emissions and combustion efficiency for different inlet air temperature and primary equivalence ratio.



Fig.3.3.13 CO and THC emissions and combustion efficiency for different inlet air temperature and primary equivalence ratio.(600K)



Fig.3.3.14 NOx emissions and combustion efficiency for different secondary equivalence ratio.



Fig.3.3.15 CO and THC emissions and combustion efficiency for different secondary equivalence ratio.



Fig.3.3.16 NOx emissions and combustion efficiency for different primary equivalence ratio.



Fig.3.3.17 CO and THC emissions and combustion efficiency for different primary equivalence ratio.