

# Trapped Vortex Combustor による NOx 低減技術の開発

研究代表者 慶應義塾大学理工学部機械工学科 専任講師 横森 剛

共同研究者 慶應義塾大学理工学部機械工学科 教授 植田 利久

## 1. 緒言

地球温暖化や大気汚染など、環境性への配慮や残存資源等の問題から脱化石燃料の流れが大きいが、エネルギーの安定供給のためには化石燃料に頼らざるを得ない現状を踏まえると、コージェネレーションシステムなどの化石燃料の有効利用技術の発展と普及が望ましい。その中でも普及に大きな影響を及ぼす環境性、経済性の改善には燃焼器の果たす役割は大きく、燃焼技術の向上は急務である。

大気汚染物質の一つである窒素酸化物(NOx)の大半は、化石燃料の燃焼を起源として発生しているため、燃焼装置における NOx 低減技術の開発は重要な課題の一つとなっている<sup>1)</sup>。発電所などにある大規模な燃焼装置においては、脱硝装置による燃焼排気ガスの後処理によって大気への NOx 放出を防いでいるが、航空機用エンジンや分散型発電システムなどに用いられる中小型ガスタービンでは、設置スペースや運用コストの問題から脱硝装置といった後処理システムを利用することが難しい。そこで、燃焼状態の改善により NOx の発生を抑制する技術が重要となり、種々の手法が提案・利用されている<sup>2)</sup>。その中でも、RQL 燃焼(Rich-Quick mixing-Lean(過濃・急速混合・希薄)燃焼)を利用した 2 段燃焼方式が NOx の低減に有効であるとして開発が進められている<sup>3)・6)</sup>。この方式では、まず、第 1 段の過濃燃焼では過剰燃料起源の活性基によって NOx の還元作用が働き、NOx 生成を抑える。その後、過剰に余った未燃燃料分へ空気を急速混合することで、希薄燃料・空気予混合気を形成させ、第 2 段で希薄燃焼を行う。この第 2 段の希薄燃焼では、燃焼反応が比較的低温で進行するため、Thermal NOx の生成を抑制することから、結果として、総合的に NOx 排出量は少なくなるという手法である。しかし、この燃焼方式では、空気の急速混合の状態によって燃焼安定性の低下を引き起こしたり、NOx 排出の増大を招くこともあり、その混合過程の制御技術が一つの鍵となっている。そのような中で、最近、Trapped Vortex Combustor(渦停留型燃焼器、以下 TVC と呼ぶ)を利用した RQL 燃焼方式が提案されている<sup>7)・10)</sup>。これは、主流流路の一部にキャビティを設け、そこに形成される渦循環流中で第 1 段の過濃燃焼を行い、その後の主流中で空気との急速混合及び第 2 段の希薄燃焼を行うという手法である。この方式では、保炎性能に優れた渦循環流中で過濃燃焼を行うため、燃焼の高安定性を維持すると同時に、RQL 燃焼の実現も可能なため、次世代型の低 NOx 燃焼器として大きな期待が寄せられている。しかしながら、現状で提案されている燃焼器形状では、過濃燃焼から希薄燃焼への遷移の際に NOx 生成の盛んな理論混合比領域を発生させてしまうことが問題となっており、NOx 低減効果を得るにはさらなる技術の向上が不可欠であることも示唆されている。そこで、本研究では TVC 型燃焼器における過濃燃焼から希薄燃焼への遷移に着目し、過濃燃焼と希薄燃焼の間に消炎領域を設けて反応を凍結し、併せて混合を行うことで理論混合比領域の発生を抑え、

低 NO<sub>x</sub> 排出を実現を目指す新しい燃焼器を提案し、その燃焼挙動、安定性、NO<sub>x</sub> 排出特性について検討することを目的として研究を実施した。

## 2. 燃焼器形状及び気体流路

本研究で対象とする TVC 型燃焼器の概略図を図 1 に示す。本燃焼器は都市部で使用される分散型コージェネレーションシステムに導入される数 MW から十数 MW の中小規模出力に相当するガスタービン燃焼器を想定して設計を行った。燃焼器全長は 600 mm、奥行きは紙面垂直方向に一律 80 mm である。主流途中にキャビティを設けており、キャビティ後の主流流路下流は主流方向に対して 10 度の傾斜を持った拡大流路となっている。キャビティ深さは 41 mm、キャビティ内の渦形成を潤滑にする目的で壁面は半径 25 mm の曲面となっており、主流上流側のキャビティ壁面に直径 5 mm の気体供給口を 7 孔設けている。また燃焼器壁はステンレス製であるが、燃焼器両側面は厚さ 3 mm の石英ガラスで覆っているため燃焼挙動の可視観察が可能である。なお、本研究では図中に示すような主流入口中心を原点とした座標系を用いて議論を進める。

燃焼方法としては、まず、キャビティへ燃料過剰となるように燃料(今回はメタンを使用)と空気を供給し、キャビティ内で燃料過濃燃焼を行う。キャビティから火炎が伸びて下流へ達すると考えられるが、高速主流空気によってキャビティと拡大流路の間で火炎の吹き飛びが起こり、消炎領域が形成される。この消炎領域によって燃焼反応の凍結及び燃焼ガスの空気による混合希釈・温度低下が行われ、その後、主流流路下流の拡大流路上での低流速域によって保炎されることで、希薄燃焼を行うことが可能となり、低温かつ完全燃焼とすることで、RQL 燃焼を実現させる。

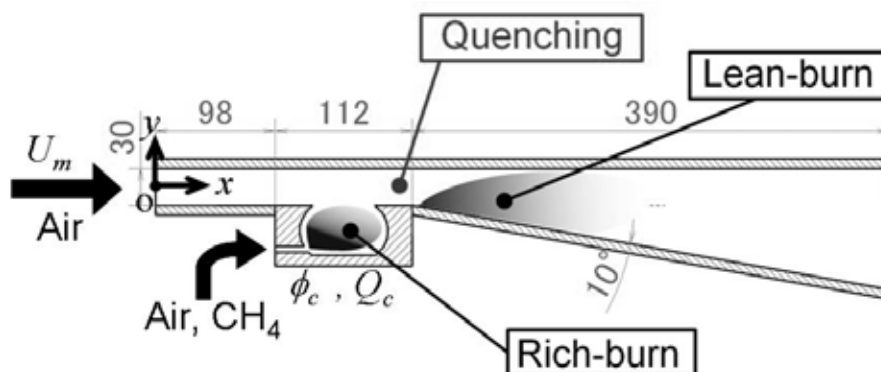


図 1 TVC 燃焼器概念図

図 2 には、実験装置システムの気体供給経路を示す。排気を速やかに行うため、燃焼器は燃焼器出口を鉛直方向上向きに設置している。キャビティへの空気はコンプレッサーから、メタンは高圧ポンプから供給し、それぞれ減圧弁を経た後にマスフローコントローラーにて流量の制御を行っている。マスフローコントローラーは接続したコンピューターにて連動操作が可能である。設定流量に合わせて 10 L/min (KOFLOC・3200)、5 L/min、50 L/min (Yamatake・CMQ-V) のマスフローコントローラーや、下流の流路を組み替えることにより、キャビティに設けてある気体供給口へは

任意の燃料濃度，流量での供給が可能である．主流へはブロワ（HITACHI・VB-040-E2）から供給された空気をオリフィス流量計（オリフィス径  $D = 23 \text{ mm}$ ）にて流量を制御し，ハニカム金属とメッシュにて構成された整流部，その後設置されたノズルを経て，一様流となった状態で燃焼器主流入口へ供給される構造となっている．

### 3. 実験方法

まず，本研究で使用した渦停留型燃焼器(Trapped Vortex Combustor)の基本的燃焼特性を明らかにするために，種々の

気体流速，燃料濃度における燃焼形態の観察や燃焼安定限界の測定を行った．燃焼形態及び燃焼挙動の観察には，デジタルスチルカメラ(Nikon D40)又はデジタルビデオカメラ(Sony VX-2000)による撮影を行った．安定限界の測定では，燃料濃度や流速を徐々に変化させていき，燃焼器内で形成される火炎が吹き飛びや吹き消えなどで消失した際を安定限界として定義し，目視にて測定を行った．

その後，安定燃焼が可能な条件において，排気ガス中の  $\text{NO}_x$  及び  $\text{O}_2$  濃度の測定を行った．濃度測定には， $\text{NO}_x/\text{O}_2$  分析計(ECL-88AO,  $\text{NO}_x$ :オゾン化学発光法,  $\text{O}_2$ :磁気ダンベル式測定法)を使用した．また，燃焼ガスは燃焼器出口においてサンプリングを行った．この際，サンプリングプローブの高温化によるプローブ内での反応の進行を防止するために，水冷式のプローブを採用した．

以上の測定において，高速空気主流  $U_{main}$ ，キャビティ内に設置された供給口から噴出する燃料及び空気の総供給流量  $Q_{cavity}$ ，またキャビティ内に噴出する燃料と空気の当量比  $\phi_{cavity}$  の3つのパラメータを任意に変化させることで，各々の燃焼特性について検討を加えた．

## 4. 結果及び考察

### 4.1 燃焼形態

図3に本燃焼器で形成された火炎の様子を示す．本燃焼器では図3(a)のようにキャビティ内と拡大流路に火炎が2つ分かれて形成される．以降，この燃焼形態を Separated mode と呼び，また，キャビティ内の火炎を Primary flame，拡大流路内の火炎を Secondary flame と呼ぶこととする．Primary flame はキャビティ内の気体供給口からキャビティの底を這うように伸び，先端部はキャビティ中央へと曲がっていることから，キャビティ内部の循環流中に保持されている様子がわかる．また，Secondary flame 先端は拡大流路入口に位置しており，流路の拡大によって生じる低流速域にて保炎されていると考えられる．さらに

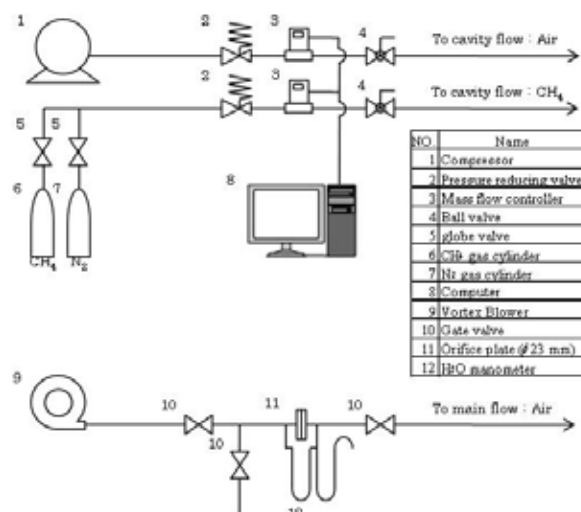


図2 気体供給流路

Secondary flame は小刻みな振動と轟音を伴っていたことから、乱流状態にて燃焼が行われていると推測される。またこの写真を見ても明らかなように、Primary flame と Secondary flame の間に消炎領域が存在している様子がわかる。尚、本燃焼器では図 3(b)及び(c)のように Primary flame と Secondary flame を単独で燃焼させることもでき、それぞれの燃焼形態を Single mode (Primary flame), Single mode (Secondary flame)と呼ぶことにする。さらに、ある特定の気体供給条件においては、図 3(d)のような Primary Flame と Secondary Flame が一続きになった消炎領域を有さない火炎も形成させることが可能であり、この燃焼形態は Continuous mode と呼ぶこととする。

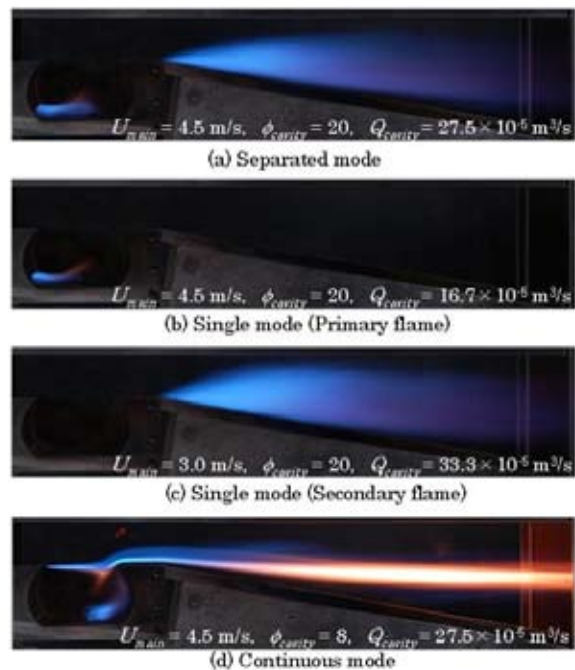


図 3 各々の燃焼形態における直接火炎写真

以上、本燃焼器においては、これら種々の燃焼形態を形成させることが可能であることから、各々の燃焼安定性や NOx 排出特性を比較・検討することにより、消炎領域を有する TVC 型燃焼器での RQL 燃焼の有効性について議論を進めていく。

## 4.2 燃焼安定性

図 4 に Single mode(Primary flame)及び Separated mode における Primary flame の燃焼安定限界線図を示す。ここで、キャビティ当量比は  $\phi_{cavity} = 20$  で一定とし、横軸はキャビティ供給総流量  $Q_{cavity}$ 、縦軸は主流断面平均流速  $U_{main}$  を示している。また、 $\Delta$ プロットは Single mode(Primary flame)、 $\circ$ プロットは Separated mode における Secondary flame の安定限界であり、各々の線の左側が安定領域、斜線で網掛けした右側が火炎が形成されない領域となっている。この図を見ると、Separated mode の方が広い  $Q_{cavity}$  及び  $U_{main}$  の領域で火炎が形成され、安定領域が拡大している様子がわかる。これは、Separated mode では Secondary flame の存在が拡大流路内での温度上昇とそ

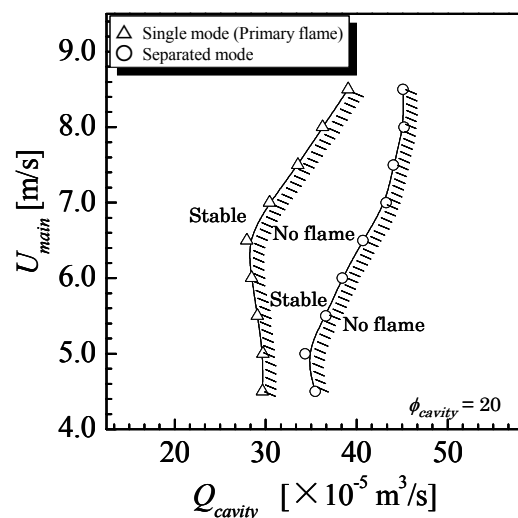


図 4 Single mode(Primary flame)及び Separated mode のにおける Primary flame の安定限界線図

れに伴う気体膨脹による下流圧力の増大を引き起こし、前方の主流やキャビティ内循環流の流れの状態を変形させ、結果としてキャビティ内の Primary flame が安定し易い流れ場を形成したことによるものであると推測される。実際、Separated mode と Single mode(Primary flame)では Primary flame の火炎形状が異なることが観察されており、上記の推測を裏付ける結果を得ている。

次に、図 5 には Single mode(Secondary flame) 及び Separated mode における Secondary flame の安定限界線図を示す。ここで、キャビティ内当量比は  $\phi_{cavity} = 20$  で一定とし、▲プロットは Single mode(Secondary flame)、●プロットは Separated mode における Secondary flame の安定限界を示している。また、図中に示す線の右側が安定領域、斜線で網掛けした左側が火炎が形成されない領域となっている。この図を見ると、Separated mode の方が広い  $Q_{cavity}$  及び  $U_{main}$  の領域で火炎が形成されており、安定性が增大していることがわかる。これは、Separated mode における Secondary flame は Primary flame の残存未燃燃料によって燃焼が起きていることを考えると、Primary flame によって発生した燃焼ガス中の熱や中間活性基の存在が Secondary flame の反応性を高めたことが要因であると考えられる。つまり、Separated mode においては Primary flame が Secondary flame に対するパイロット火炎の役割を果たすことで安定性を高めていると言える。

以上の結果をまとめると、Separated mode においては、Primary flame と Secondary flame は相互に安定性を増大させる効果があると言える。

次に、図 6 にはキャビティ供給総流量を  $Q_{cavity} = 27.5 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$  で一定とし、横軸をキャビティ内当量比  $\phi_{cavity}$ 、縦軸を主流断面平均流速  $U_{main}$  として測定した安定限界線図を示す。この図中に示すように、Separated

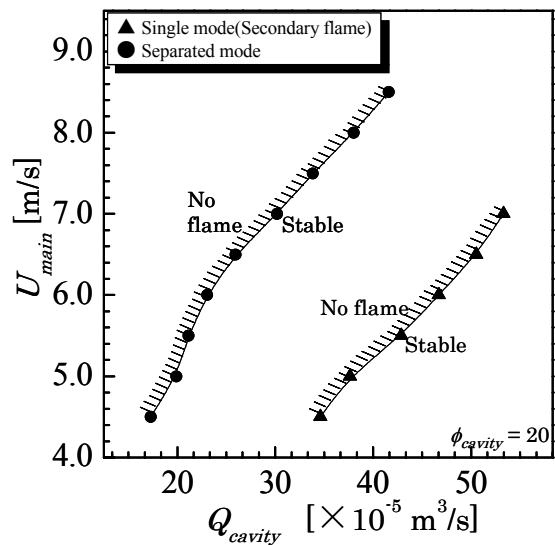


図 5 Single mode(Secondary flame)及び Separated mode における Secondary flame の安定限界線図

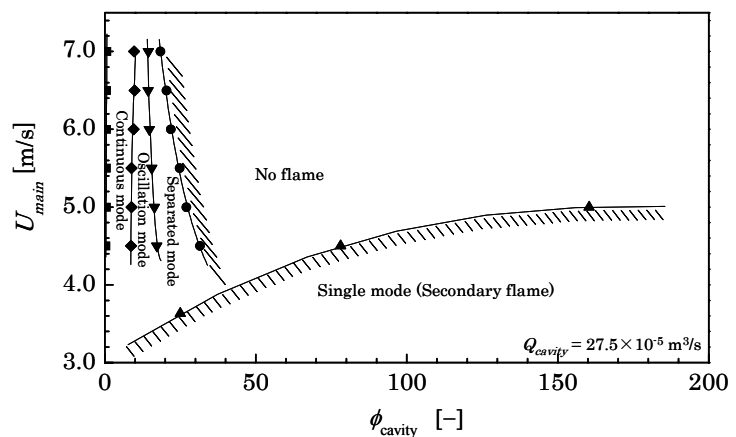


図 6  $\phi_{cavity}$  を一定とした際の各々の火炎形態の安定限界線図

mode の状態から  $\phi_{cavity}$  を減少させていくと、火炎が振動する状態を経て Continuous mode が現れる領域へと遷移する。また、Continuous mode に比べ Separated mode は  $\phi_{cavity}$  が大きい領域で安定となるが、 $\phi_{cavity}$  を増大させると消炎に至る。一方、Single mode (Secondary flame) は  $\phi_{cavity}$  を増加させても消炎に至ることは無いが、 $\phi_{cavity}$  を無限大とした場合、すなわち、キャビティへメタンのみを供給した場合は  $U_{main} = 5.9 \text{ m/s}$  で消炎し、それ以上の  $U_{main}$  の領域では、いかなる  $\phi_{cavity}$  においても火炎は形成されない。また、 $\phi_{cavity} = 25$  付近では Separated mode の  $U_{main}$  の増大に対する安定性は Single mode に比べて高いことから、ここでも、Separated mode の安定性が高くなっている様子が伺える。このことは先述と同様に、キャビティ内の Primary flame がパイロット火炎の役割を果たしていることに起因しており、Primary flame の存在は燃焼安定性を大きく支配するものであると言える。

### 4.3 燃焼器出口における NOx 排出特性

図 7(a), (b) に Continuous mode, Separated mode における燃焼器出口での NOx 及び O<sub>2</sub> 濃度分布を示す。ここで主流流速は  $U_{main} = 4.5 \text{ m/s}$ 、キャビティ供給総流量は  $Q_{cavity} = 27.5 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$  で一定としている。また、図の横軸は燃焼器出口での流路幅方向座標(y 座標)を示してあり、座標原点は主流入口中央に設定してあるため(図 1 参照)、 $y < -15 \text{ mm}$  の領域が流路の拡大領域に対応している。まず、NOx 濃度分布の全体の様子を見ると、Continuous mode 及び Separated mode のどちらにおいても  $\phi_{cavity}$  が増大すると NOx 濃度が全体的に増加していくことがわかる。これは、燃焼反応量が増大することによる炭化水素反応経路である Prompt NOx 生成の促進、燃焼器内の温度上昇による Thermal NOx 生成の促進によるものと考えられる。また、NOx 濃度の局所的な分布の様子を見ると、どちらの mode においても  $y = -45 \text{ mm}$  付近で最大値となるピークを取ることがわかる。これは、拡大流路内に形成された Secondary flame は  $y = -45 \text{ mm}$  を中心として存在しており、その Secondary flame によって主要な NOx 生成が起こっ

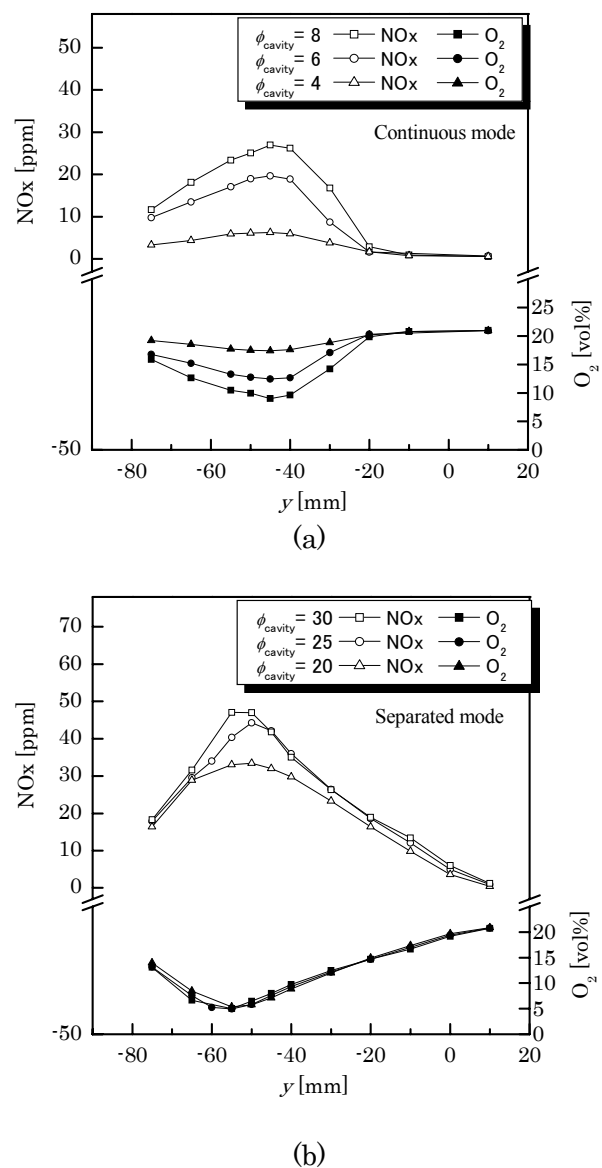


図 7 燃焼器出口における NOx 及び O<sub>2</sub> 濃度分布  
(a) Continuous mode, (b) Separated mode

ていることを示している。実際、 $O_2$  濃度を見ても、 $NO_x$  濃度が高い領域にて  $O_2$  濃度が低くなっており、この領域にて燃焼反応が生じていることを確認することができる。また、 $y > -20$  mm の領域においては、図 7(a)の Continuous mode では  $NO_x$  濃度が 1 ~ 2 ppm と非常に小さな値を示しているのに対し、(b)の Separated mode では  $NO_x$  濃度は比較的高い値を示し、壁面に近づく ( $y \rightarrow 15$  mm)につれて緩やかに低下していくことがわかる。これは、Continuous mode では図 3(d)のように火炎が薄く伸び、 $y$  方向への燃焼領域の広がりが小さいの比べ、Separated mode では図 3(a)のように火炎が箒状に形成され、燃焼領域が  $y$  方向へ広範囲に分布していることによるものである。

次に、Continuous mode と Separated mode における  $NO_x$  生成量の比較を行うために、図 7 に見られるような  $NO_x$  濃度分布における最大値を局所最大  $NO_x$  濃度とし、 $\phi_{cavity}$  に対する依存性について図 8 に示した。ここで、 $U_{main} = 4.5$  m/s、 $Q_{cavity} = 27.5 \times 10^{-5}$  m<sup>3</sup>/s で一定としている。また、図 7 を見ると分かるように、 $NO_x$  濃度が高い領域において、多量の酸素が検出されている。このことは、燃焼ガスが主流空気による混合・希釈を受けていることを示唆しており、 $NO_x$  濃度の実測値を比較するだけでは  $NO_x$  生成の大小について単純に議論することは難しい。そこで、この空気希釈の影響を低減させるために、図 8 には以下の換算式を用いて算出した換算局所最大  $NO_x$  濃度を示してある。

$$C_{t,NO_x} = C_{m,NO_x} \frac{(21 - C_{s,O_2})}{(21 - C_{m,O_2})}$$

ここで、 $C_{m,NO_x}$ 、 $C_{m,O_2}$  は  $NO_x$  濃度及び  $O_2$  濃度の実測値であり、 $C_{s,O_2}$  は基準酸素濃度である。なお、この換算式は、大気汚染防止法などの  $NO_x$  排出規制においても空気希釈の影響を排除する際に利用される一般的な関係式である。本研究では、Secondary flame での局所的な燃焼反応は理論混合比付近で起こっていると仮定し、基準酸素濃度  $C_{s,O_2}$  は 0 % と設定した。図 8 を見ると、Continuous mode 及び Separated mode のどちらも  $\phi_{cavity}$  の増加に伴い局所最大  $NO_x$  濃度も増大しているが、Separated mode での  $NO_x$  変化は Continuous mode における  $NO_x$  変化の傾向に従わず（図中の Continuous mode の直線上には載らず）、一段低い直線上での変化を示している。ここで、図中の  $\phi_{cavity}$  の増加は燃料投入量の増加を意味するので、一般的に考えると燃焼量の増大により  $NO_x$  濃度は線形的に増加すると考えられるが、図 8 では  $\phi_{cavity}$  の増加において Continuous mode から Separated mode へと遷移する際、一度  $NO_x$  が低下する様子が見られる。つまり、Continuous mode から Separated mode への遷移は  $NO_x$  濃度の低下

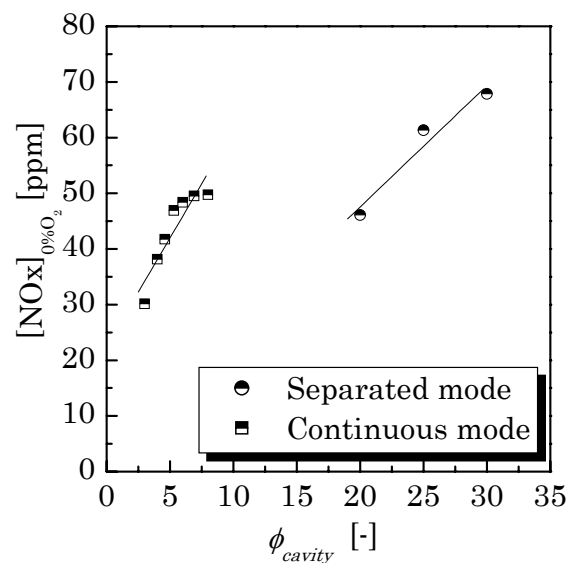


図 8 換算局所最大  $NO_x$  濃度

を伴う、すなわち NOx 生成量が低くなっていることを示している。ここで、Continuous mode に比べて Separated modeの方が NOx 生成が低くなった理由について検討を加える。まず Continuous mode では、キャビティ内の Primary flame から拡大流路内の Secondary flame が一続きで形成されているため、火炎における高温燃料と主流空気の混合が十分に行われず、キャビティを過ぎた後の領域では未燃燃料と主流空気との間で拡散火炎的に反応が起こり、その火炎は下流方向へ伸びる傾向を持つ。このことは、図 3(d)の Continuous flame の直接写真を見ても、Secondary flame の領域では黄色く明るい輝炎が観察されていることから拡散火炎的に燃焼反応が起こっていると考えられ（拡散火炎は輝炎を発生し易いため）、また、火炎は下流方向へ伸びている様子が観察されていることから理解できる。すると、燃焼反応領域では NOx 生成が盛んな理論混合比に近い燃焼状態が形成され、また、火炎は下流方向へと伸びているため、燃焼ガスの高温領域での滞留時間も長くなり、結果として NOx 生成の増大を招く。一方、Separated mode では、Primary flame と Secondary flame の間に生じた消炎領域において未燃燃料と主流空気との混合作用が促進される。このことは、図 3(a)の直接写真や図 7 の NOx・O<sub>2</sub> 濃度分布を見てもわかるように、Secondary flame は箒状に拡大流路内に広がっていることから理解することができる。すると、Secondary flame での燃焼も比較的希薄な状態を保ちやすくなり、結果として NOx の生成は抑制されるものと考えられる。

以上のことより、本研究にて提案した“消炎領域を有する渦停留型燃焼器”を利用すれば、その消炎領域の存在による主流・燃料の混合作用促進によって、低 NOx 燃焼を行うことが可能であることが確認された。

## 5. 結言

低 NOx 排出を実現する新規燃焼技術の開発を目的として、消炎領域を有する渦停留型燃焼器(Trapped Vortex Combustor)を提案し、その燃焼安定性や NOx 排出特性について実験的に検討を行った。その結果として、キャビティ内に維持される過濃燃焼火炎とその下流側で維持される希薄燃焼火炎は、その間に消炎領域が存在したとしても、相互に安定性を高めあっていることが明らかとなった。また、本研究における渦停留型燃焼器において、過濃燃焼と希薄燃焼の間に消炎領域を有するような二段燃焼を行った際、消炎領域を有さない燃焼状態に比べ、NOx 排出を抑制する効果があることが確認された。

## 謝辞

本研究は、財団法人 JFE21 世紀財団(技術研究助成)の援助を受けて実施された。ここに謝意を表す。

## 参考文献

- 1). 本田尚士, 環境圏の新しい燃焼工学, 株式会社フジ・テクノシステム (1999).
- 2). 新岡嵩, 河野通方, 佐藤順一, 燃焼現象の基礎, 株式会社オーム社 (2001).



- 3). Takagi, T., Tatsumi, T., Ogasawara, M., Nitric Oxide Formation from Fuel Nitrogen in Staged Combustion : Roles of HCN and NH<sub>i</sub>, *Combustion and Flame*, vol. 35 (1979) pp.17-25.
- 4). Rizk, N. K., Mongia, H. C., Low NO<sub>x</sub> Rich-Lean Combustion Concept Application, *AIAA Paper* (1991) NO.91-1962.
- 5). Anacleto, P., Heitor, M. V., Moreira, A. L. N., The Mean and Turbulent Flowfields in a Model RQL Gas-Turbine Combustor, *Experiments in Fluids*, vol. 22 (1996) pp.153-164.
- 6). Feitelberg, A. S., Lacey, M. A., The GE Rich-Quench-Lean Gas Turbine Combustor, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, vol. 120 (1998) pp.502-508.
- 7). Hsu, K. Y., Goss, L. P., Trump, D. D., Roquemore, W. M., Performance of a Trapped Vortex Combustor, *AIAA Paper* (1995) NO.95-0810.
- 8). Hsu, K. Y., Goss, L. P., Roquemore, W. M., Characteristics of a Trapped-Vortex Combustor, *Journal of Propulsion and Power*, vol. 14 (1998) pp.57-65.
- 9). Straub, D. L., Casleton, K. H., Lewis, R. E., Sidwell, T. G., Maloney, D. J., Richards, G. A., Assessment of Rich-Burn, Quick-Mix, Lean-Burn Trapped Vortex Combustor for Stationary Gas Turbines, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, vol. 127 (2005) pp.36-41.
- 10). Edmonds, R. G., Williams, J. T., Steele, R. C., Straub, D. L., Casleton, K. H., Bining, A., Low NO<sub>x</sub> Advanced Vortex Combustor, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, vol. 130 (2008) pp.36-41.