

円筒状火炎を用いた超小型燃焼器の開発*

末 永 陽 介^{*1}, 北野 三千雄^{*2}, 柳 岡 英 樹^{*3}Development of Ultra-Micro Combustor
Using Cylindrical FlamesYosuke SUENAGA^{*4}, Michio KITANO and Hideki YANAOKA^{*4} Department of Mechanical Engineering, Hachinohe National College of Technology,
16-1 Uwanotai Tamonoki, Hachinohe-shi, Aomori, 039-1192 Japan

The purpose of this study is to develop an ultra-micro-combustor that uses two types of coaxial cylindrical flames, rich premixed flame and diffusion flame. The combustor consists of inner and outer porous tubes, and rich propane-air mixture and air issued, respectively, through the inner tube outwardly and through the outer tube inwardly, forming a cylindrical stagnation plane sandwiched by the inner rich premixed flame and the outer diffusion flame. Petal type flame was also observed in the downstream of the cylindrical flames. Keeping the equivalence ratio ϕ_i and flow rate q_i of the rich mixture, air flow rate q_a was varied. The O_2 and CO concentrations and temperature of the burnt gas were measured, and heat loss ratio η_{hl} and combustion intensity L were evaluated. The obtained results are described as follows. (1) The relation curve of η_{hl} with the overall equivalence ratio ϕ_{out} , which is evaluated from the total flow rate of the fuel and the air, has a minimum value. (2) The relation curve of the minimum value of η_{hl} with L have a minimum value. (3) The CO concentration of the burnt gas increases as q_a is increased because of local extinction of the petal type flame. (4) When q_a is increased further, petal type flame is extinguished. After that, the O_2 concentration increases and the CO concentration decreases.

Key Words: Combustion, Micro-Combustor, Heat Loss Ratio, Combustion Intensity

1. 結 言

燃焼型 Power MEMS(Micro Electro Mechanical Systems)と呼ばれる新しい微小電源システムや微小推進システムが注目され、代表的なものに Ultra Micro Gas Turbine(以降, UMGT と呼ぶ)や Micro Rotary Engine がある⁽¹⁾。これに関連して、国内では UMGT 用燃焼器として、平面予混合火炎を対象とした実験研究が行われている⁽²⁾⁻⁽⁴⁾。燃焼器の小型化は、熱損失割合の増加等、多くの課題がある。燃焼器の小型化と消炎距離とは密接に関係しており、超小型燃焼器に関する研究では、消炎距離を小さくできる水素が燃料として主に用いられ、炭化水素系燃料を用いた研究例は少ない。

著者らはこれまでに、乱流火炎の局所構造に関する基礎研究として、軸方向に伸長する円筒状火炎に関する基礎研究を行ってきた⁽⁵⁾⁻⁽⁸⁾。円筒状拡散火炎に関す

る研究において、燃料にプロパンとメタンを、燃料の希釈剤には窒素を、酸化剤には空気をを用い、中心軸から周囲へ放射状に燃料流を、周囲から中心軸へ空気を供給して円筒状拡散火炎を形成させて実験を行っている。その結果、火炎直径の減少につれて火炎が強められることが明らかとなった⁽⁷⁾⁽⁸⁾。この火炎強化の特性を微小領域における燃焼に適用することは、燃焼器の小型化に有効である。したがって、この流れ場形状を、本研究で提案する超小型燃焼器に適用し、新しいコンセプトの燃焼器を設計・製作して実験を行った。提案する燃焼器は単一の円筒状拡散火炎のほか、円筒状予混合火炎と拡散火炎とを2重に形成できるが、本研究では過濃予混合火炎と、この火炎からの余剰燃料と周囲から供給される空気をを用いて拡散火炎を形成させて実験を行った。実験では一般に入手しやすいプロパンを燃料として用い、酸化剤には空気をを使用した。火炎の様子は直接写真撮影によって観察し、安定燃焼条件を調査するほか、燃焼室内の温度と燃焼ガス中の酸素および一酸化炭素濃度の測定を行った。得られた結果から、熱損失率や燃焼負荷率を算出し、提案する燃焼器の燃焼特性を評価した。

* 原稿受付 2010年4月9日。

^{*1} 正員, 八戸工業高等専門学校機械工学科(☎039-1192 八戸市大字田面木字上野平16-1)。^{*2} 正員, フェロー, 岩手大学工学部(☎020-8551 盛岡市上田4-3-5)。^{*3} 正員, 岩手大学工学部。

E-mail: suenaga-m@hachinohe-ct.ac.jp

2. 実験装置および方法

2・1 燃焼器 図1に燃焼器の概略を示す。燃焼器外管は、外径20mm、長さ45mm、内径9mm、深さ39mmの黄銅製であり、同軸上に直径1.2mmのステンレス製の内管が設置される。外管の内側側面には、0.6mmの穴が周方向に12個、軸方向に2mm間隔で11列並ぶ。一方、内管側面には直径0.3mmの穴が周方向に8個、軸方向に1mm間隔で21列並ぶ。燃料にはプロパンを、酸化剤には空気を用いた。外管からは空気を、内管からは燃料過剰な混合気を流出させることで、円筒状の過濃予混合気炎とその外側に拡散火炎が形成される。なお、燃焼室の容積は 2.44cm^3 である。

小型燃焼器を冷却することは、安定燃焼条件範囲を狭め、燃焼器出口温度も低下させることになるが、燃焼器外側の境界条件を一定するため水冷装置を設置した。実験は内管から供給する混合気の当量比 ϕ_i と供給流量を $q=18.9\text{cm}^3/\text{s}$ 一定とし、外管からの空気流量 q_a を増加させて消炎時空気流量 $q_{a,\text{ext}}$ を求めた。ここで、内管からの混合気吹出し速度は、供給する混合気流量 q_i を燃料吹出し用の小穴を含む長さ20mmにわたる燃料管の表面積で除した値としたとき25cm/sである。混合気吹出し速度が小さい場合、内管による熱損失のために火炎は消炎し易いが、この吹出し速度は、著者らの円筒状拡散火炎の消炎に関する研究において得られた、内管の熱損失の影響が小さくなる流速の最小値である⁽⁸⁾。

2・2 温度および燃焼ガスの測定 温度測定には、素線径 $100\mu\text{m}$ のPt-Rh40%/Pt-Rh20%熱電対を用いた。燃焼室内の温度測定は、その領域が狭いため、燃焼器の出口中心を原点としたとき、外管内壁と内管外壁とのほぼ中央となる半径 $r=2.5\text{mm}$ において、下方 $z=0\sim-25\text{mm}$ の範囲で測定した。なお、温度は内管の当量比 $\phi_i=1.5\sim5.5$ の範囲において、外管から供給する空気流量 q_a を種々変化させて測定した。

燃焼ガスは燃焼排ガス分析器(HODAKA 社製、HT-1300N)により吸引し、酸素と一酸化炭素の濃度を分析した。吸引プローブ先端は外径1.2mm、内径0.8mmのステンレス管であり、先端から47.5mm下流において水冷した。燃焼ガス吸引位置は $z=0\text{mm}$ 、 $r=2.5\text{mm}$ である。燃焼ガスの分析は ϕ_i を1.5, 2.5, 3.5, 4.5の4種類について、 q_a を種々変化させて行った。

2・3 熱損失率と燃焼負荷率 熱損失率 η_H は式(1)で定義される⁽⁴⁾。

$$\eta_H = \frac{H_i - H_o}{Q} \approx 1 - \frac{(m_f + m_a)c_p(T_o - T_i)}{Q} \quad (1)$$

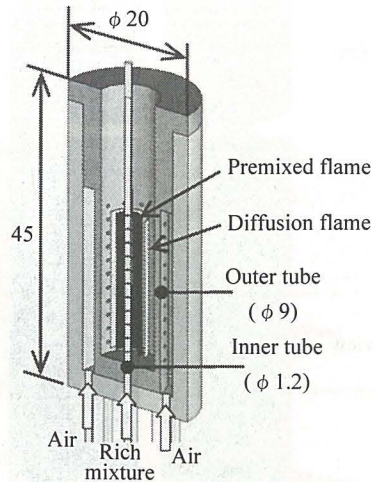


Fig.1 Schematic of the micro-combustor

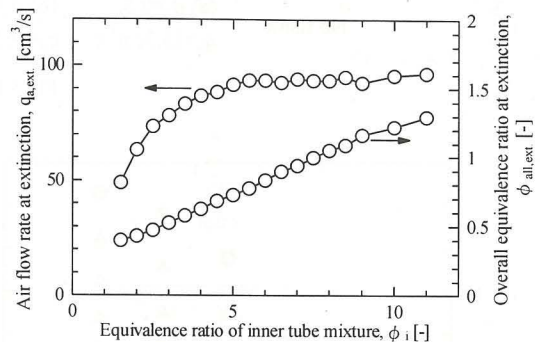


Fig.2 Air flow rate and overall equivalence ratio at extinction

ここで、 H_i と H_o はそれぞれ、燃焼器入口と出口のエンタルピ、 Q は発熱速度、 m_f と m_a はそれぞれ燃料と空気の供給質量流量、 c_p は平均定圧比熱、 T_i と T_o はそれぞれ、燃焼器の入口と出口の温度である。 T_o は測定温度を、 T_i は293Kとした。なお、この式は流速・温度分布が一樣なときに適用できるが、本研究では熱損失率の変化を定性的に示すためこれらを一樣と仮定し、また、 $r=2.5\text{mm}$ の T_o を出口温度の代表値とした。

燃焼負荷率 L は式(2)で定義される。

$$L = \frac{m_f H_f}{V} \quad (2)$$

ここで、 H_f は燃料の発熱量、 V は燃焼室の容積である。

3. 実験結果および考察

3・1 消炎時空気流量と火炎の様子 実験は、全ての場合において、円筒状火炎が形成されたことを確認してから、消炎実験を行った。理由は次の通りであ

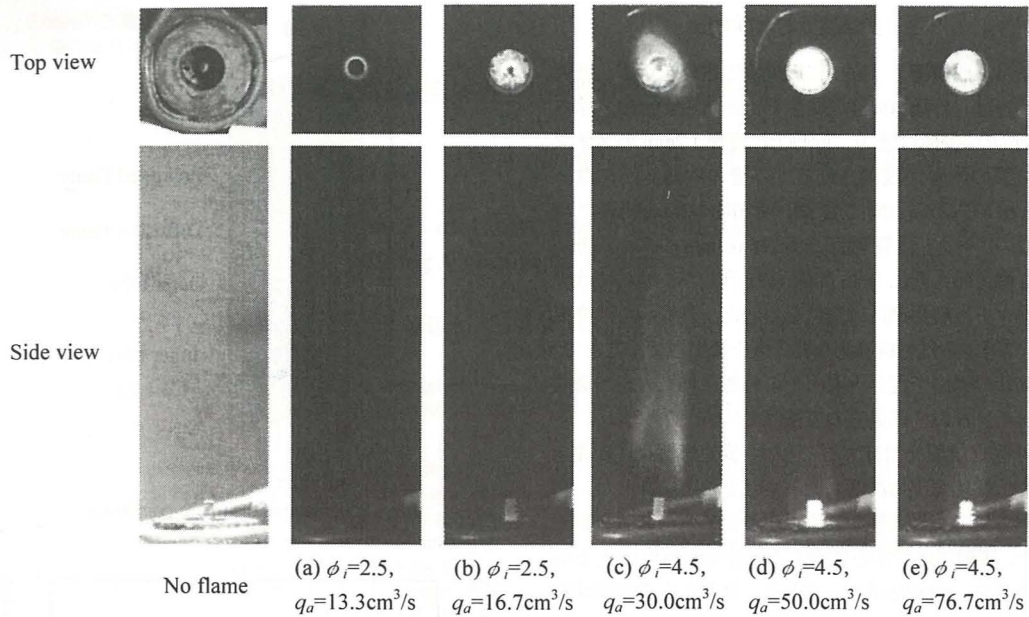


Fig.3 Flame images

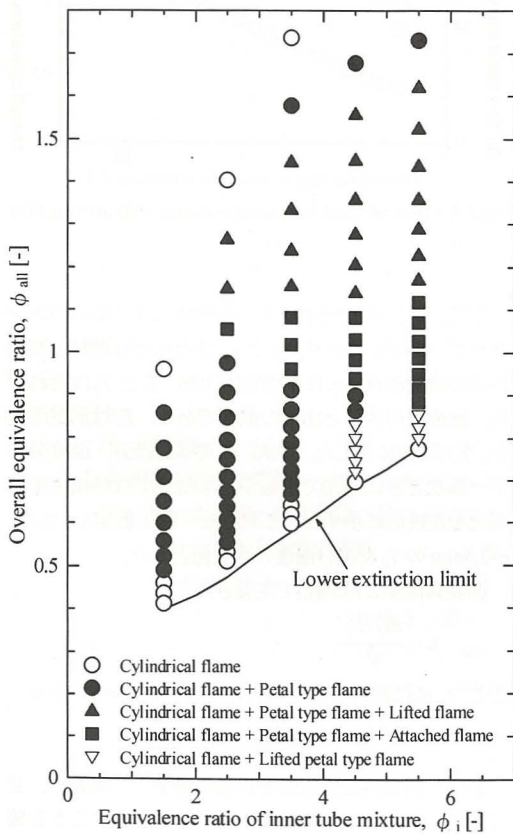


Fig.4 Combustion pattern

る。円筒状火炎の下流側には花弁形状の火炎が形成されるが、この円筒状火炎は花弁形火炎の保炎の役割を果たす。この花弁形火炎は円筒状火炎が無い場合にも形成されるが、このときの安定燃焼範囲はかなり狭くなる。したがって、安定燃焼範囲拡大のためには円筒状火炎が必要である。図2は内管からの混合気供給流量 $q_i = 18.9 \text{ cm}^3/\text{s}$ を一定とし、混合気の当量比 ϕ_i を変化させたときの、外管から供給される空気流量の完全消炎時の値 $q_{a,ext}$ と、このときの燃焼器に供給される全燃料・空気流量から算出した当量比 $\phi_{all,ext}$ (以降、 ϕ_{all} を全当量比と呼ぶ) を示している。図より、 ϕ_i の増加につれて、 $q_{a,ext}$ と $\phi_{all,ext}$ は増加している。また、プロパンの希薄可燃限界当量比は0.51であるが、この燃焼方式の場合、 $\phi_i = 1.5 \sim 2.5$ の範囲で $\phi_{all,ext}$ が希薄可燃限界以下となる。なお、本実験で観察された消炎形態は、 $\phi_i \approx 6$ 以下では燃焼室内に定在する火炎が最後に消炎するのに対し、 $\phi_i \approx 6$ 以上では燃焼室出口下流に形成される火炎が最後に吹き飛び完全消炎に至る。本研究では、微小領域内において安定な火炎が形成できる燃焼器の開発が目的であるので、これ以降、 $\phi_i = 5.5$ 以下の結果を示す。

ϕ_i と外管から供給される空気流量 q_a によって、火炎の様子は変化する。図4は ϕ_i と ϕ_{all} の組合せを種々変化したときの火炎の様子をマップ化したものである。ここで、 ϕ_i は一定として実験を行っているので、 ϕ_{all} の減少は q_a の増加を意味する。火炎の燃焼状態は図3

に見られるように(a)~(e)の5つに分類し、それぞれ図中の○, ●, ▲, ■, ▽印に対応している。図(a)は燃焼室内に円筒状火炎のみが形成された様子であり、真円度の良い火炎が形成される。図(b)は円筒状火炎の下流に花卉形状の火炎が形成されるが、燃焼室の外に火炎は形成されない。図(c)は、燃焼器内の円筒状火炎と花卉形火炎の他に燃焼器出口下流に浮き上がり火炎が観察され、主として ϕ_{all} が過濃であるときに見られる。図(d)は図(c)で見られた浮き上がり火炎が燃焼器出口に付着している様子である。図(e)は燃焼器内に形成されている花卉形火炎が q_a の増加により円筒状火炎から分離し、浮き上がった様子である。燃焼状態のパターンは概ね空気流量の増加につれて(a)から(e)へと変化するが、さらに q_a が増加すると、花卉形火炎が先に消炎し、円筒状火炎が消炎に至ることで完全消炎となる。図4から、 ϕ_i が小さいほど、燃焼器の外に火炎が見られる燃焼条件は少なく、燃焼室内で燃焼がほぼ完了していると予想される。また、 $\phi_i = 4.5$ まで ϕ_{all} が希薄域において燃焼器内でのみ火炎が形成できる条件がある。

3・2 燃焼室内温度分布 温度は、燃焼器出口中心を原点、半径を r としたとき、 $r = 2.5\text{mm}$ において、下方 $z = 0 \sim -25\text{mm}$ の範囲で測定した。なお、実験条件内では円筒状火炎の半径は 2.5mm より小さく、温度測定位置は火炎より外側にある。図5(a)と(b)はそれぞれ内管から供給される混合気の当量比 ϕ_i が2.5と4.5の z 軸方向温度分布を示している。図より、温度 T は $z=0\text{mm}$ から火炎に近づくにつれて増加し、全当量比 ϕ_{all} に対応する断熱火炎温度 T_{ad} を超える場合がある。本実験では $\phi_i = 2.5 \sim 4.5$ において、 ϕ_{all} が約0.6~0.7の範囲で T_{ad} より高くなった。 ϕ_i はかなり過濃であり、通常は予混合火炎としては形成されないが、あるいは形成されたとしても極めて弱い火炎であるから、本実験での安定した予混合火炎の形成には、外側の拡散火炎の存在が大きく寄与している。温度測定に用いた熱電対には触媒反応を防ぐコーティングをしていないので、測定結果にはその影響も含まれるが、拡散火炎では量論比付近の条件で火炎が保持されることや下流側に花卉形火炎が形成されることを考慮すると、触媒反応の影響を除外しても T が T_{ad} を超える領域が存在する可能性がある。なお、図5(b)の温度分布には $z = -16\text{mm}$ 付近に極小値が存在する。図4によると、このときの燃焼状態は燃焼室内に形成される花卉形火炎が円筒状火炎から分離し、浮き上がる条件に一致する。したがって、この温度の極小値は円筒状火炎と花卉形火炎とが分離した位置に対応しているものと考えられる。

図6は各 ϕ_i における燃焼器出口の温度 T_o を ϕ_{all} に対

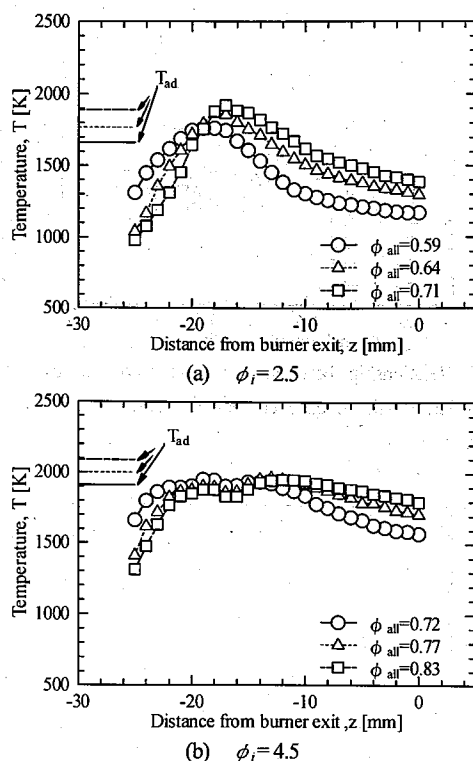


Fig.5 Temperature distributions in the micro-combustor

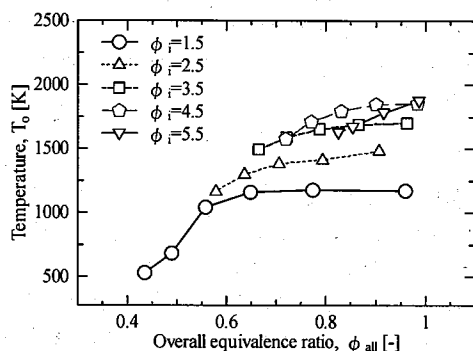


Fig.6 Temperature at the burner exit

して示している。図より、 ϕ_{all} の増加につれて、温度が高くなっているが、その傾きは ϕ_{all} の増加につれて緩やかになる。 ϕ_i が3.5より大きくなると、 T_o は 1500K を超えている。また、 $\phi_i = 2.5$ の T_o は図5(a)からわかるように z がより小さいところで 1500K を超えており、 ϕ_i が小さい場合は、燃焼器のサイズを軸方向に小さくすることも可能である。

3・3 熱損失率と燃焼負荷率 図7は内管から供給される混合気の各当量比 ϕ_i における熱損失率 η_H を

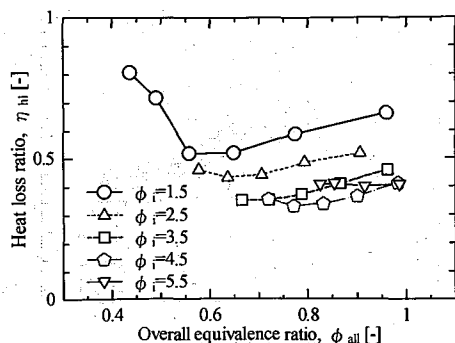


Fig.7 Relationship between heat loss ratio and overall equivalence ratio in each equivalence ratio of inner tube mixture.

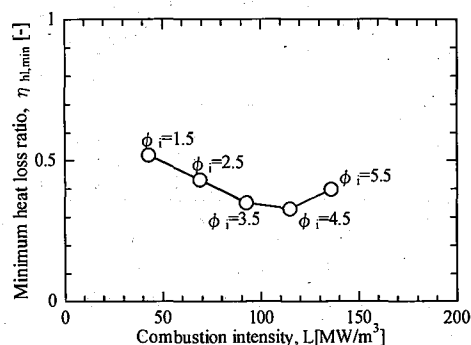


Fig.8 Relationship between minimum heat loss ratio and combustion intensity in each equivalence ratio of inner tube mixture.

全当量比 ϕ_{all} に対して示している。 η_H の算出には燃焼器出口 ($r=2.5\text{mm}$, $z=0\text{mm}$) における温度 T_o を用いた。図より、 ϕ_{all} に対する η_H の曲線には極小値が存在する。この極小となる ϕ_{all} を境界に、燃焼状態が変化しているものと考えられる。はじめに、 ϕ_{all} が量論から希薄になるにつれて、 η_H が低下する原因を説明する。本研究では、内管の当量比 ϕ_i と混合気流量 q_i を一定とし、外管から供給する空気流量 q_o を増加させることで ϕ_{all} を低下させている。したがって、 ϕ_{all} の減少は、式(1)の右辺第2項を増加させる。したがって η_H は低下する。 η_H が極小となる ϕ_{all} から更に希薄になるにつれて、 η_H が増加する原因について説明する。このとき観察される火炎は q_o のさらなる増加によって燃焼室内に形成される花卉形火炎あるいは浮き上がり花卉形火炎に、局所消炎が起こる。したがって、 η_H が極小値となる ϕ_{all} よりもさらに希薄になると、局所消炎による不完全燃焼が η_H を増加させる。なお、 $\phi_i=1.5$ の η_H は ϕ_{all}

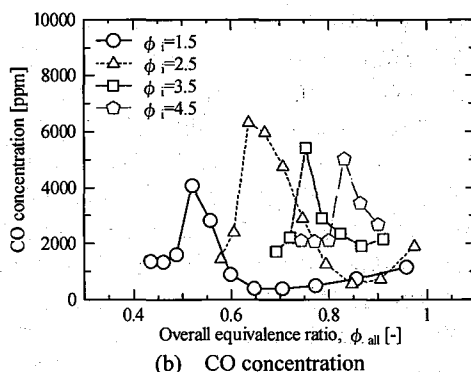
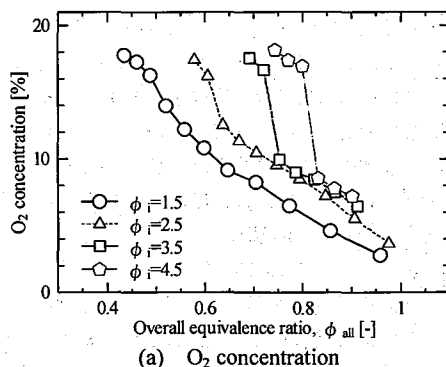


Fig.9 O_2 and CO concentrations at the burner exit

の全領域において他の ϕ_i よりも高い値を示す。これも式(1)から明らかのように、 ϕ_{all} が同じとき、 ϕ_i が小さいほど q_o も小さいので、 η_H は大きくなる。

図8は、各 ϕ_i における η_H の最小値 $\eta_{H,min}$ を燃焼負荷率 L に対して示している。図より、 L の増加につれて $\eta_{H,min}$ が減少し、 $\phi_i=3.5 \sim 4.5$ で $\eta_{H,min}$ は極小となり、 $\phi_i=5.5$ では増加している。 $\eta_{H,min}$ が $\phi_i=5.5$ において増加する原因は図4の燃焼状態と図6の燃焼器出口温度 T_o から、燃焼器内において燃焼反応が終了せず、燃焼器の外にも火炎が形成され、その結果 T_o も $\phi_i=4.5$ より低くなるためである。

3・4 燃焼ガス組成 図9(a)と(b)はそれぞれ、内管から供給される当量比 $\phi_i=1.5 \sim 4.5$ における酸素 (O_2) と一酸化炭素 (CO) 濃度を全当量比 ϕ_{all} に対して示している。

図9(a)より、各 ϕ_i の ϕ_{all} に対応する O_2 濃度は、同じ ϕ_{all} で比較したとき、 ϕ_i が大きいほど O_2 濃度は高い値を示す。このことから、 ϕ_i の増加につれて、外管から供給される空気の燃焼に消費される割合が低下することが理解できる。次に、 ϕ_{all} に対する O_2 濃度の変化の傾向について観察する。 $\phi_i=1.5 \sim 4.5$ のそれぞれの曲

線には、 $\phi_{all}=0.52, 0.63, 0.73, 0.82$ 付近に変曲点が見られる。この変曲点をとる ϕ_{all} は、図7で示した熱損失率 η_{hl} が極小となる ϕ_{all} と一致している。

図9(b)の ϕ_{all} に対する CO 濃度の変化について考察する。一般に、単一の予混合火炎の場合、当量比の減少につれて CO 濃度は単調に低下することが知られている。しかしながら、本研究で得られた結果は単純ではない。すなわち、全ての ϕ_i において、 ϕ_{all} が量論から希薄になるにつれて CO 濃度は低下し、ある ϕ_{all} で極小値をとる。 ϕ_{all} がさらに希薄になると、CO 濃度は一度増加して極大値を取り、それから再び減少する。 ϕ_{all} が量論から希薄になるにつれて CO 濃度が低下するのは、当量比の減少につれて CO 濃度が低下する予混合火炎の特性と定性的に一致する。しかしながら、ある ϕ_{all} から CO 濃度が増加するのは不完全燃焼とも関係するが、先にも述べたように ϕ_{all} の減少は外管から供給する空気流量 q_a の増加を意味する。したがって、 q_a の増加によって、反応物質の滞留時間が減少し、CO が完全には酸化されなかった可能性がある。CO 濃度が極大値を取り、 ϕ_{all} がさらに希薄になるにつれて CO 濃度が再び減少する原因であるが、このときの ϕ_{all} と O_2 濃度の曲線に見られる変曲点をとる ϕ_{all} とが一致している。したがって、燃料が未燃のまま排出され、その結果、CO 濃度が低下したといえる。最後に、 ϕ_i の増加につれて、CO 濃度の極小値が増加し、その極小となる ϕ_{all} が増加する原因について考える。前述したが、 ϕ_{all} が同じ場合、 ϕ_i が大きい方が q_a も大きく、燃焼室内での反応物質の滞留時間は減少する。したがって、CO は燃焼器出口に到達するまでに完全には酸化されず、結果として ϕ_i の増加につれて、CO 濃度の極小値は増加し、その極小となる ϕ_{all} も増加する。

本研究では燃焼器外側の境界条件を揃えるため水冷装置を設置して実験を行ったが、これを取り除くことで熱損失率を改善し、また、図9の CO 濃度が極小となる条件で燃焼させることにより、優れた燃焼特性が実現できるものと考えられる。

4. 結 言

円筒座標系のよどみ流場を用いた超小型燃焼器を設計・製作し、内管から過濃予混合気、外管から空気を供給することによって、円筒状の過濃予混合火炎とその外側に拡散火炎を形成させて実験を行った。燃料にはプロパン、酸化剤には空気をを用いた。得られた知見を以下に要約する。

(1) 燃料と空気の供給流量によっては、燃焼器に

供給される全燃料・空気流量から算出した当量比 ϕ_{all} が希薄可燃限界以下でも燃焼できる。

- (2) 内管から供給される混合気の当量比 ϕ_i と外管からの空気流量 q_a によっては、燃焼室内の温度 T が、 ϕ_{all} に対応する断熱火炎温度を超えることがある。
- (3) 熱損失率 η_{hl} は ϕ_{all} に対して極小値をもつ。また、燃焼負荷率 L と各 ϕ_i における η_{hl} の最小値には極小値が存在する。
- (4) 酸素(O_2)濃度は、 ϕ_{all} の減少につれて増加するが、円筒状火炎の下流側に形成される花卉形火炎の局所消炎が顕著に表れると、 O_2 濃度は大きく増加する。
- (5) 一酸化炭素(CO)濃度は、 ϕ_{all} の減少につれて低下するが、ある ϕ_{all} から希薄になると CO 濃度は増加して極大値を取り、再び低下する。
- (6) 各 ϕ_i における CO 濃度の極小値は、 ϕ_i の増加につれて大きく、CO 濃度が極小となる ϕ_{all} も増加する。

文 献

- (1) Fernandez-Pello, A.C., Micropower Generation using Combustion: Issues and Approaches, *Proceedings of the Combustion Institute*, Vol.29 : (2002), pp.883-899.
- (2) Yuasa, S., Oshimi, K., Tennichi, Y., Concept and Combustion Characteristics of Ultra-micro Combustors with Premixed Flame, *Proceedings of the Combustion Institute*, Vol.30: (2005), pp. 2455-2462.
- (3) Sakurai, T., Yuasa, Y., Honda, T., Shimotori, S., Heat Loss Reduction and Hydrocarbon Combustion in Ultra-micro Combustors for Ultra-micro Gas Turbine, *Proceedings of the Combustion Institute*, Vol.32: (2009), pp.3067-3073.
- (4) Yuasa, S., Shimotori, S., Honda, T., Sakurai, T., Sogo, S., Consideration on Burning at High Space Heating Rates in Ultra-micro Combustors For UMG, *Journal of the Combustion Society of Japan*, Vol. 51, No.156 (2009), pp.142-148.
- (5) Takahashi, Y., Suenaga, Y., Kitano, M., Kudo, M., Response of a Cylindrical Premixed Flame to Periodic Concentration Fluctuation, *JSME International Journal, Series B*, Vol.49: (2006), pp.1307-1315.
- (6) Suenaga, Y., Kitano, M., Takahashi, Y., Propagation and Extinction of a Cylindrical Premixed Flame Undergoing Equivalence Ratio Fluctuation Near the Lean Limit, *JSME Trans B*, Vol.73, No.731, (2007), pp.1562-1569.
- (7) Suenaga, Y., Kitano, M., Yanaoka, H., Extinction of Cylindrical Diffusion Flame, *Proceedings of the 46th Symposium (Japanese) on Combustion*, (2008), pp.44-45.
- (8) Suenaga, Y., Kitano, M., Yanaoka, H., Extinction of Cylindrical Diffusion Flame (Influence of Dilution gas on Extinction), *Proceedings of the 47th Symposium (Japanese) on Combustion*, (2009), pp.6-7.