

■原著論文/ORIGINAL PAPER■

高温空気噴霧燃焼の安定燃焼限界の解明

Stability Limits of High Temperature Air Spray Combustion

名田 譲^{1*}・前川 浩規²・伊藤 高啓²・野田 進²NADA, Yuzuru^{1*}, MAEGAWA, Hiroki², ITO, Takahiro², and NODA, Susumu²¹ 徳島大学大学院ソシオテクノサイエンス研究部 〒770-8506 徳島市南常三島町2-1
The University of Tokushima, 2-1 Minami-Josanjima-cho, Tokushima, Tokushima 770-8506, Japan² 豊橋技術科学大学大学院工学研究科 〒441-8580 豊橋市天伯町雲雀ヶ丘1-1
Toyohashi University of Technology, 1-1 Hibarigaoka, Tempaku-cho, Toyohashi, Aichi 441-8580, Japan

2011年3月1日受付; 2011年8月4日受理/Received 1 March, 2011; Accepted 4 August, 2011

Abstract : The objective of this study is to suggest a new method to predict the stability limit of high temperature air spray combustion. For the first stage of this study, behaviors of the high temperature air spray combustion at the stability limit are investigated experimentally. Kerosene was used as fuel and was supplied into the furnace through a fuel-air spray nozzle. Mixtures of air and nitrogen were used as oxidizer and were preheated up to 1023K. The O₂ concentration in the oxidizer was changed from 21 % to 9 %. Heat loss in the furnace was controlled by cooling tubes up to 2.3kW. The stability limit was determined on the basis of CO concentrations measured at the exit of furnace. An increase in heat loss shifts the stability limit to higher preheated temperature and O₂ concentration conditions. When an experimental condition approaches to the stability limit, the temperature of the recirculated burned gas decreases to consequently lead to the lifted flame. A further decrease in the temperature in the recirculated burned gas delays the ignition of the unburned mixture and increases the liftoff height. This fact indicates that the liftoff height is determined by the temperature and O₂ concentration in the recirculated burned gas. At conditions below the stability limit, the liftoff height becomes larger than the position of the core of recirculation vortex. The vortices recirculate both the burned gas and the unburned mixture of vapor fuel and oxidizer. The recirculation of the unburned mixture decreases the temperature in the recirculated gas, thus the ignition does not occur. It has been therefore founded that the use of the temperature and O₂ concentration in recirculated burned gas provides a generalization of the stability limit regardless of the variation of heat loss.

Key Words : High temperature air spray combustion, Stability limits, Ignition

1. 緒言

高温空気燃焼[1]は排熱回収による熱効率の向上と窒素酸化物(NO_x)の排出量削減を同時に達成することが可能な燃焼技術である。高温空気燃焼では、予熱された高温空気を炉内に高速噴流として供給することにより、炉内既燃ガスと混合させ、高温空気を希釈する。この結果、酸化剤の酸素濃度は低下し、炉内では緩慢な燃焼が進行する。また、火炎の最高温度が低下するため、NO_x排出量の大幅な低減が可能となる[2]。

一方、近年の地球温暖化問題の対策の一つとしてバイオマス燃料の利用が進められている。バイオマス燃料を用いた場合、カーボンニュートラルの概念より、二酸化炭素の

排出量をゼロと見なすことができる。このため、植物油やエステル化処理を施したバイオディーゼル燃料は次世代自動車用燃料として期待されている[3,4]。バイオディーゼル燃料および植物油を高温空気燃焼の燃料として用いた場合、二酸化炭素とNO_xの排出量を同時に削減可能と考えられる。しかし、これには液体燃料を用いた高温空気燃焼のNO_x排出特性や燃焼を維持できなくなる条件(安定燃焼限界)を明らかにする必要がある。しかし、液体燃料を用いた高温空気燃焼の研究は数少なく[5]、その詳細は未だ明らかにされていない。

気体燃料を用いた高温空気燃焼の安定燃焼限界に関する研究は幾つか行われている。Plessingら[6]は高温空気燃焼の火炎構造をwell-stirred reactorの火炎構造と考え、消炎限界を予測している。また、Kimら[7]は高温空気浮き上がり火炎の浮き上がり高さを予混合火炎モデルにより整理して

* Corresponding author. E-mail: ynada@eco.tokushima-u.ac.jp

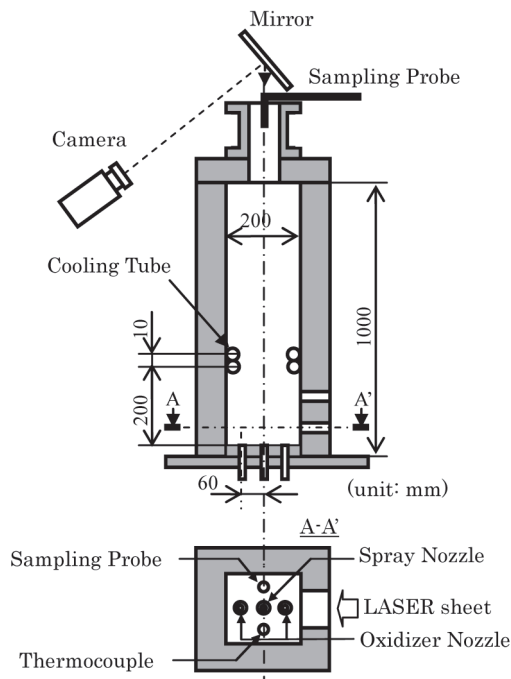


Fig.1 Schematics of the combustion furnace.

いる。さらに、Choi ら[8]は浮き上がり高さを着火遅れ時間から予測している。このように、気体燃料を用いた高温空気燃焼の安定燃焼限界に関する研究は進められているが、液体燃料を用いた場合の安定燃焼限界に関する研究は、著者らの知る限り、行われていない。本研究では、小型燃焼炉を用いた実験を行い、高温空気噴霧燃焼の安定燃焼限界を明らかにし、その予測方法を提案することを目的としている。本論文では、その第一段階として、高温空気噴霧燃焼炉内の火炎が吹き消えるまでの過程を明らかにする。

2. 実験方法

2.1. 実験装置および実験条件

図 1 に本研究で用いた高温空気噴霧燃焼炉と、燃焼炉底面に設置された燃焼器の模式図を示す。高温空気噴霧燃焼炉は、高さ 1000 mm, 200 mm×200 mm の矩形断面を有する小型燃焼炉である。炉底面中央には、二流体噴霧ノズル (BIMJ2004, いけうち) が設置されており、微粒化用空気とともに燃料噴霧が炉内に噴出される。酸化剤ノズルは、噴霧ノズルの両側 60 mm の位置に 2 本設置されている。酸化剤ノズルの内径は 8 mm であり、酸化剤は酸化剤ノズル直下に設置されたヒーターによって予熱され、炉内に投入される。炉内には、炉内側壁に沿って内径 5 mm のステンレス製冷却管が炉底面から高さ $x = 200$ mm の位置に設置されている。以降、炉底面からの距離を x で表わす。設置する冷却管の本数を変えることにより、燃焼場からの熱損失量を変化させることができる。

酸化剤は空気と窒素の混合気である。空気流量を 71 NI/

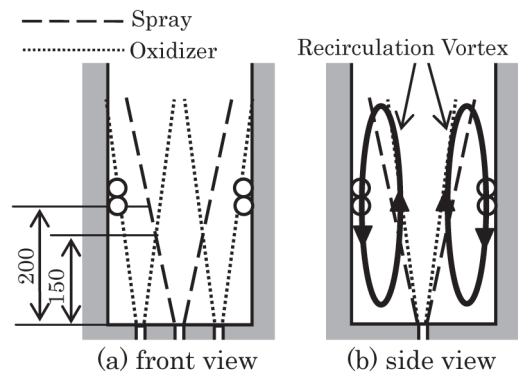


Fig.2 Schematics of recirculation vortices.

min 一定とし窒素を最大 95 NI/min 混合させることで、酸化剤の酸素濃度 X_{O_2} を 21 % から 9 % まで変化させた。また酸化剤の予熱温度 T_a は、最高 1023 K である。燃料には灯油を使用し、燃料流量は全ての条件で 0.57 l/h 一定とした。微粒化用空気の流量は 17.4 NI/min である。酸化剤と微粒化用空気を含めた総括当量比は 0.81 であり、微粒化用空気のみに対する当量比は 4.6 である。レーザー回折法によって燃料液滴の粒径を計測した結果、ザウテル平均粒径は 13 μm であった。本研究で用いた粒径計測装置[9]の測定誤差は単分散粒子において 5 % 程度であり、散乱光強度分布の離散的な処理において最高 10 % の誤差が生じる。また、噴霧の時間変動、すなわち散乱光強度の時間変動が誤差の原因となる[10]。本研究では、燃料流量および微粒化用空気流量は実験条件に依らず一定としている。このため、噴霧ノズルから噴出される燃料液滴群の特性は変わらない。安定燃焼限界に対する燃料液滴の平均粒径および粒径分布の影響の解明は今後の課題としたい。

図 2 は図 1 に示す燃焼炉内の流れ場の模式図を示している。図 2(a) は、燃焼炉内の流れ場を図 1 で示す燃焼炉の正面から見た図であり、炉底部中央には噴霧ノズルが、その両側には酸化剤ノズルが設置されている。図中、破線は噴霧流を、点線は高温酸化剤流を示している。図 2(b) は、流れ場を横から見た図を示しており、噴霧流と酸化剤流は重なって見える。

著者らは、プロパンを燃料とした円筒型燃焼炉内の循環渦と NOx 排出量の関係について、レーザードップラー流速計による測定結果を基に、検討を行った[11]。用いたノズルは燃料ノズル、パイロットノズル、高速用空気ノズルおよび低速用空気ノズルからなる四重管ノズルである。この結果、火炎基部には強い循環渦が形成されていること、循環渦の大きさは炉の直径に依存すること、循環渦が大きくなると NOx 排出量が低下することを明らかにした。この以前の研究[11]と本研究では、炉形状、燃料種およびノズルの配置が異なる。しかし、本研究で用いた燃焼炉においても炉内に循環渦が形成されていると考えられる。本研究では、噴霧ノズルと酸化剤ノズルが同一線上に配置され

ている。さらに、炉の断面形状は矩形である。これらの点から、燃焼炉を流路と考えると、二次元後方ステップにおける再付着流れ[12]に近いと考えられる。この場合、炉底面近傍には循環渦が形成される。図2(b)では、炉内側壁付近の楕円が循環渦を表す。図2(a)では循環渦は省略した。この循環渦により下流の既燃ガスが上流に輸送される。噴霧流は上流に輸送された既燃ガスを巻き込みながら発達する。このため、液滴周囲に存在する微粒化用空気は高温の既燃ガスと混合する。これにより、微粒化用空気の温度は高くなり、燃料の蒸発は促進される。蒸発した燃料は高温の微粒化用空気の酸素と反応し、着火する。つまり、炉内の循環渦により循環された高温既燃ガスが着火源となる。これにより、火炎は維持される。

2.2. 測定方法

本研究では、炉出口における一酸化炭素 (CO) 濃度測定、炉出口からの火炎の直接撮影と燃料液滴の可視化、および炉内温度と酸素濃度の測定を行った。炉出口から挿入されたプローブにより燃焼排ガスをサンプリングし、排ガス分析器 (CGX-7000, 島津製作所) を用いて CO 濃度を測定した。本研究では、測定された CO 濃度が 300 ppm を超えた場合に不完全燃焼と判断している。炉出口からの火炎の直接写真の撮影にはデジタルカメラ (DMC-FX60, Panasonic) を用いた。火炎の写真は炉出口から撮影されるため、写真で示される火炎は上から見た火炎となる (図1参照)。さらに、Nd:YAG レーザー (GCR-170, Spectra-physics) を光源とする平面レーザー光を入射することで、炉内の燃料液滴を可視化した。図1に示す燃焼炉右側の壁には、レーザー入射用の窓が炉底面から高さ $x = 50 \text{ mm}$ と $x = 150 \text{ mm}$ に設置されている。可視化された液滴は、火炎の直接写真と同様に炉出口から CCD カメラ (SXC-ST51, SONY) により撮影される。

本研究では、後述するように着火による浮き上がり火炎が形成される。従来の研究[7,8,13]では、浮き上がり高さは火炎を直接目視することにより測定されている。しかし、炉内高温空気燃焼の場合、火炎の輝度は炉内壁の輝度より低いため、火炎の位置を目で確認することは困難である。そこで本研究では、炉内温度分布から火炎の位置を推定する。

本研究では、炉内温度分布を測定するために金属細線を用いた[14]。噴霧ノズル中心から 10 mm の位置に直径 0.1 mm の白金ロジウム線を鉛直方向に張り、その発光を炉側壁の観察窓から CCD カメラで撮影する。なお撮影は 10 秒間、30 fps で行った。撮影範囲は $150 \text{ mm} < x < 420 \text{ mm}$ であり、撮影された画像の空間分解能は 0.675 mm である。ただし、白金ロジウム線の非定常熱伝導解析[14]に基づく 10% - 90% 空間分解能は 4 mm である。また、ステップ応答の時定数は 0.1 秒である。白金ロジウム線の温度と発光強度の検定結果から、得られた白金ロジウム線の発光強度を温度に変換する。得られた白金ロジウム線の温度分布を

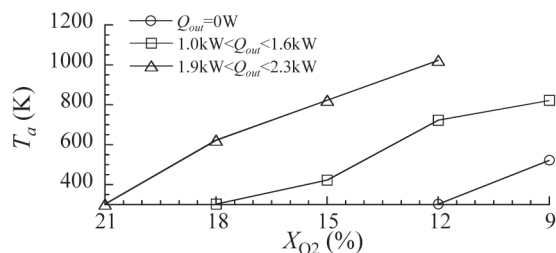


Fig.3 Stability limits with respect to the preheat temperature and the O_2 concentration in the oxidizer.

炉内の温度分布とした。白金ロジウム線の温度と発光強度の検定は次のように行った。白金ロジウム線からサンプルを切り出し、ブリッジ回路に組み込む。この際、白金ロジウム線はブリッジ回路を構成する抵抗の一つとなる。ブリッジ回路に電流を流し、白金ロジウム線をジュール加熱する。白金ロジウム線の抵抗値をブリッジ回路から求める。同時に白金ロジウム線を CCD カメラにより撮影し、輝度を測定する。得られた抵抗を温度に換算し[15]、輝度と温度の関係を得る。温度の分解能は 0.7 K である。

図1に示すように、熱電対 (R 型) プローブとガスサンプリングプローブが噴霧ノズルの両側 60 mm の位置に設置されている。プローブの炉内への挿入高さは 50 mm である。本研究では、得られた温度と酸素濃度を、循環渦により循環される既燃ガスの温度と酸素濃度とする。なお、測定された温度には輻射補正を施している[16]。

3. 実験結果および考察

3.1. 高温空気噴霧燃焼の安定燃焼限界

図3は実験から得られた安定燃焼限界を示している。 T_a と X_{O_2} は、それぞれ酸化剤ノズル出口における酸化剤予熱温度と酸素濃度を示している。また Q_{out} は炉内に設置された冷却管による熱損失を示している。冷却管本数が 0 本の場合 $Q_{out} = 0 \text{ W}$ 、1 本の場合には $1.0 \text{ kW} < Q_{out} < 1.6 \text{ kW}$ となり、2 本では $1.9 \text{ kW} < Q_{out} < 2.3 \text{ kW}$ となる。図中の線は安定燃焼限界を示しており、線より下の条件では火炎は維持されず、不完全燃焼を起こす。本研究では、酸素濃度毎に、 $T_a = 1023 \text{ K}$ から 100 K ずつ予熱温度を下げていき、安定燃焼限界を調査した。予熱温度が低下するに従い、CO 濃度は緩やかに上昇する。安定燃焼限界における CO 濃度は 70 ppm 程度である。安定燃焼限界から 100 K 予熱温度を下げた場合、CO 濃度は急激に上昇し 1000 ppm を超える。本研究では、安定燃焼限界を決定する CO 濃度のしきい値を 300 ppm としている。CO 濃度の変化から、安定燃焼限界に対するしきい値の影響は極めて小さいと言える。

$Q_{out} = 0 \text{ W}$ の場合、安定燃焼限界は $T_a = 523 \text{ K}$, $X_{O_2} = 9\%$ のみとなる。 $X_{O_2} \geq 12\%$ の条件では酸化剤を予熱しない場合 ($T_a = 300 \text{ K}$) においても、燃焼を維持できている。熱損

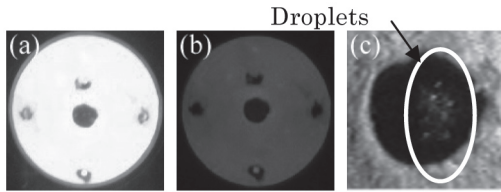


Fig.4 Photographs of spray flames ((a): $T_a=1023\text{K}$, $X_{O_2}=21\%$, $Q_{out}=0\text{W}$, (b): $T_a=823\text{K}$, $X_{O_2}=15\%$, $Q_{out}=0\text{W}$) and fuel droplets at $x=50\text{mm}$ ((c): $T_a=823\text{K}$, $X_{O_2}=15\%$, $Q_{out}=1.9\text{kW}$).

失量の増加に伴い, 安定燃焼限界は高温かつ高酸素濃度側へ移動し, 安定燃焼範囲は狭くなる. 熱損失量に関わらず, 安定燃焼限界の予熱温度は酸素濃度の低下に伴い高くなる.

これらの現象は, 循環渦による高温既燃ガスの循環から説明できる. 火炎より下流に存在する高温既燃ガスは循環渦により循環され, 燃料を着火させる (図 2 参照). このため, 酸化剤を予熱しない場合 ($T_a = 300\text{K}$) においても, $X_{O_2} \geq 12\%$, $Q_{out} = 0\text{W}$ では火炎を維持できる.

本研究では, 一定量の空気に窒素を添加することで酸化剤酸素濃度を低下させている. これは, 酸化剤酸素濃度の低下に伴い, 既燃ガスの質量流量が増加することを意味する. 一方, 燃料流量は実験条件に依らず一定である. この結果, 酸化剤酸素濃度の低下に伴い, 既燃ガスの温度は低下する. さらに, 酸化剤酸素濃度の低下は既燃ガスの酸素濃度を低下させる. 噴霧流は周囲の既燃ガスを巻き込み発達するため, 下流に行くに従い噴霧流の温度と酸素濃度は既燃ガスの値に漸近する[2]. このため, 酸化剤酸素濃度が低下すると液滴周囲の温度と酸素濃度は低下し, 着火は遅れ, 不完全燃焼に至る. 不完全燃焼を防ぐには, 高温の酸化剤により着火に十分な既燃ガス温度を維持する必要がある. 以上の理由から, 安定燃焼限界の予熱温度は酸化剤酸素濃度の低下に伴い高くなる. また, 炉内に設置された冷却管は循環される既燃ガスを直接冷却する. 着火に必要な既燃ガスの温度を維持するには, 高い酸化剤予熱温度と酸素濃度を必要とする. このため, 熱損失量の増加に伴い, 安定燃焼限界は高温かつ高酸素濃度側に移動する.

図 4 は炉内の直接写真と液滴の可視化写真を示している. これらの写真は炉出口から下向きに撮影されている. 図中央の黒い円は噴霧ノズルを, その左右の黒い円は酸化剤ノズルである. 上側の円は実験開始時にのみ用いるパイロットノズルであり, 下側の円は温度測定用プローブの測定孔である (図 1 参照). なお, 図 1 に示すサンプリングプローブは, 赤熱のため写真では見えない. 図 4(a) は $T_a = 1023\text{K}$, $X_{O_2} = 21\%$, $Q_{out} = 0\text{W}$ の条件における炉内の直接写真を, 図 4(b) は $T_a = 823\text{K}$, $X_{O_2} = 15\%$, $Q_{out} = 0\text{W}$ における直接写真を示している. 図 4(c) は $T_a = 823\text{K}$, $X_{O_2} = 15\%$, $Q_{out} = 1.9\text{kW}$ における $x = 50\text{mm}$ での液滴の可視化写真である. 液滴可視化写真の撮影領域は噴霧ノズルの近傍である.

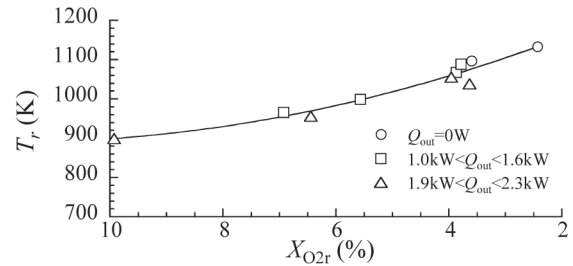


Fig.5 Stability limits with respect to the temperature and the O_2 concentration in the recirculated burned gas.

図 4(a) からわかるとおり, 火炎の形状を写真で確認することはできない. 酸化剤予熱温度および酸素濃度の低下により炉底面断熱材の発光は弱くなる (図 4(b)). これは炉底面断熱材の温度が低下したためである. 炉内に輝炎は観察されないことから, 炉底面の温度は循環された既燃ガスの温度に依存する. 図 4(b) に示した炉底面の輝度の減少は, 循環される既燃ガスの温度の低下を示している. このことから, 図 3 にて述べたように酸化剤予熱温度と酸素濃度の低下に伴い, 既燃ガスの温度が低下することがわかる.

安定燃焼限界から十分離れた条件である $T_a = 1023\text{K}$, $X_{O_2} = 21\%$, $Q_{out} = 0\text{W}$ の場合, 液滴を確認することはできない (図示せず). 一方, 安定燃焼限界の条件である $T_a = 823\text{K}$, $X_{O_2} = 15\%$, $Q_{out} = 1.9\text{kW}$ の条件では, $x = 50\text{mm}$ で液滴群を確認できる (図 4(c)). これは, 循環される既燃ガスの温度に起因する. すなわち, $T_a = 823\text{K}$, $X_{O_2} = 15\%$, $Q_{out} = 1.9\text{kW}$ の場合, ノズル付近に循環される既燃ガスの温度は $T_a = 1023\text{K}$, $X_{O_2} = 21\%$, $Q_{out} = 0\text{W}$ の場合より低い. このため, 蒸発速度は低下し, 燃料液滴の到達距離は長くなる. ゆえに, $T_a = 823\text{K}$, $X_{O_2} = 15\%$, $Q_{out} = 1.9\text{kW}$ の条件では, $x = 50\text{mm}$ で液滴群を確認できる. このように, 既燃ガス温度の低下は燃料液滴の蒸発を遅延させる. 同時に燃料の着火は遅れ, 不完全燃焼を引き起こす.

以上のように, 燃焼炉内の火炎の維持には, 循環渦により循環される既燃ガスの温度が重要となる. そこで, 図 3 に示される安定燃焼限界を循環される既燃ガスの温度 T_r と酸素濃度 $X_{O_{2r}}$ を用いて表現する. 図 5 は安定燃焼限界における T_r と $X_{O_{2r}}$ の関係を示している. 熱損失量に関わらず, 安定燃焼限界は一つの曲線で表現できる (図中, 実線). 図 3 で述べたように, 酸化剤予熱温度と熱損失の影響は既燃ガス温度 T_r に, 酸化剤酸素濃度の影響は既燃ガス温度 T_r と酸素濃度 $X_{O_{2r}}$ に反映される. このため, 安定燃焼限界は, 循環される既燃ガスの温度と酸素濃度により一意に表わすことができる.

図 5 に示すように, 循環される既燃ガスの酸素濃度は最高 10% に達する. これに対して, 炉出口から排出される既燃ガスの酸素濃度は最高 3.4% である. 循環された既燃ガスの酸素濃度は炉出口から排出される既燃ガスの酸素濃度より高い. これを説明するために, 炉側壁中央に高さ

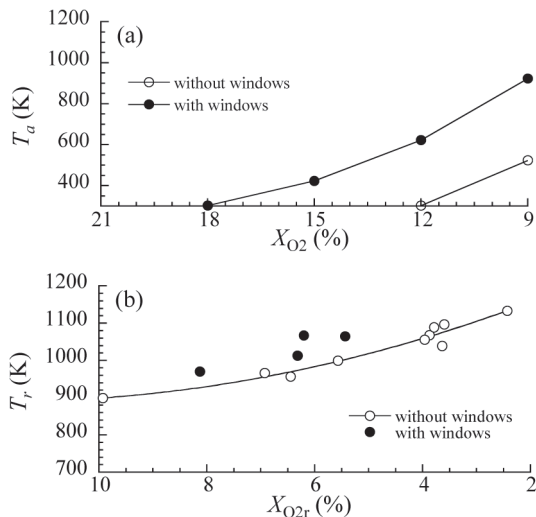


Fig.6 Effects of heat loss through optical windows on stability limits with respect to the temperature and the O_2 concentration in the oxidizer (a) and in the recirculated burned gas (b).

500 mm, 幅 17 mm の石英ガラス製観察窓を取り付け, 炉内の観察を行った。これにより, $0 \text{ mm} < x < 500 \text{ mm}$ の範囲で, 炉内火炎を横から観察できる。

観察窓を取り付けた場合, 観察窓からの熱損失の影響により安定燃焼限界は移動する。図 6 は観察窓を設置した場合と設置しない場合の安定燃焼限界を示している。図 6(a) は酸化剤の酸素濃度と予熱温度で安定燃焼限界を表わしており, 図 3 に対応する。図 6(b) は循環される既燃ガスの温度と酸素濃度で表わしており, 図 5 に対応する。観察は $Q_{\text{out}} = 0 \text{ W}$ の条件で行われた。図 6(a) における観察窓の無い場合の安定燃焼限界は, 図 3 の $Q_{\text{out}} = 0 \text{ W}$ における安定燃焼限界である。図 6(a) から, 観察窓を設置することで, 安定燃焼限界は高温かつ高酸素濃度側に移動する。一方, 循環される既燃ガスの温度と酸素濃度で安定燃焼限界を示した場合 (図 6(b)), 観察窓を設置した場合の安定燃焼限界は設置しない場合と一致する。また, 既燃ガスの酸素濃度は最高 8% に達する。これらのことから, 観察窓を設置した場合においても, 観察窓を設置しない場合と同様の過程を経て, 火炎は不完全燃焼に至ると考えられる。

$X_{O_2} \geq 18\%$, $Q_{\text{out}} = 0 \text{ W}$ の条件において, 次のような火炎形態が観察された。 $X_{O_2} \geq 18\%$ の場合, 火炎の輝度は他の条件と比較して高いため, 目視で火炎を確認できる。 $T_a = 1023 \text{ K}$ の場合, ノズル近傍で青い火炎が確認できた。酸化剤予熱温度を下げるに従い, ノズルから 200 mm 程度離れた位置から火炎は見え始める。 $X_{O_2} \geq 18\%$ の場合, 図 6(a) に示すように, 安定燃焼限界は存在しない。ただし, $X_{O_2} < 18\%$ の場合, 安定燃焼限界を超えて予熱温度を下げると, およそ 1 秒から数秒毎に明確な輪郭を持つ火炎が発生する。以降, ノズル近傍で火炎が確認できる場合を付着火炎, ノズルから離れた位置に火炎がある場合を浮き上がり火炎, 安定燃焼限界を超えた場合に現れる火炎を間欠火炎と

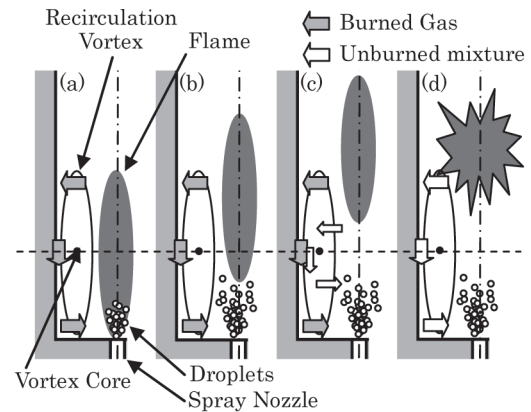


Fig.7 Schematics of spray flames in the furnace ((a) attached flame, (b) (c) lifted flame, (d) pulsed flame).

する。つまり, 炉内の火炎は, 実験条件が安定燃焼限界に近づくに従い, 付着火炎から浮き上がり火炎へと遷移し, 安定燃焼限界を超えた場合, 間欠火炎となる。図 7 はこれらの火炎の模式図を示している。図 7(a) は付着火炎, 図 7(b) と図 7(c) は浮き上がり火炎, 図 7(d) は間欠火炎の模式図である。また, 図 7 はそれぞれ図 1 で示す燃焼炉を横から見た図であり, 図 2(b) に相当する。図中の楕円は循環渦を示しており, 灰色の領域は火炎を示している。

酸化剤酸素濃度と予熱温度が十分に高い, すなわち循環される既燃ガスの温度が高い場合, 図 7(a) に示すように付着火炎となる。高温の既燃ガスの一部は循環渦により上流に輸送され, 燃料を蒸発, 着火させる。酸化剤酸素濃度と予熱温度が低下する, または冷却管により既燃ガスが冷却されると, 循環される既燃ガスの温度は低下する。この結果, 燃料の蒸発と着火は遅れ, 図 7(b) に示すように火炎は浮き上がる。循環される既燃ガスの温度がさらに低下すると, 着火遅れは長くなる。このため, 火炎の着火位置, すなわち火炎の浮き上がり高さは高くなる。火炎が循環渦の中心より高くなった場合 (図 7(c)), 循環渦は既燃ガスだけでなく未燃混合気を上流に輸送させる。未燃混合気の酸素濃度は高いが, その温度は既燃ガスより極めて低い。このため, 燃料の蒸発と着火はさらに遅れる。この結果, 浮き上がり高さはさらに高くなり, 火炎は吹き消える。図 3 に示す安定燃焼限界の火炎は循環渦の中心より高く浮き上がった火炎に相当する。また, 図 5 または図 6(b) に見られる高酸素濃度かつ低温の既燃ガスは未燃混合気を含む既燃ガスであると考えられる。

火炎が吹き消えた後, 循環渦は未燃の混合気のみを循環する。循環された混合気は上流に滞留し, 酸素濃度と燃料濃度は増加する。ある程度まで濃度が増加した後, 着火に至る。この結果, 炉内に強い発光を伴う火炎が形成され, 滞留した混合気は急激に燃焼する。すなわち間欠火炎となる (図 7(d))。間欠火炎では不完全燃焼となるため, CO を大量に排出する。このように火炎が循環渦中心より高く浮

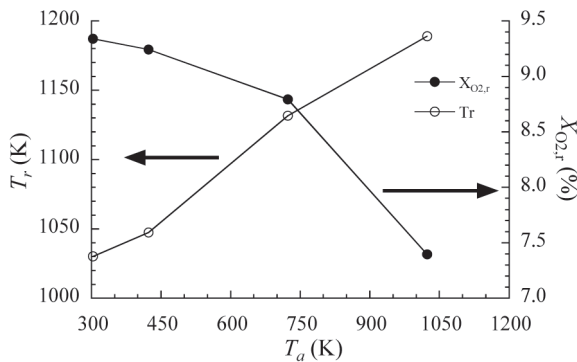


Fig.8 Variations of the temperature and the O₂ concentration in the recirculated burned gas with respect to the preheat temperature in the oxidizer for X_{O₂}=21%, Q_{out}=0W.

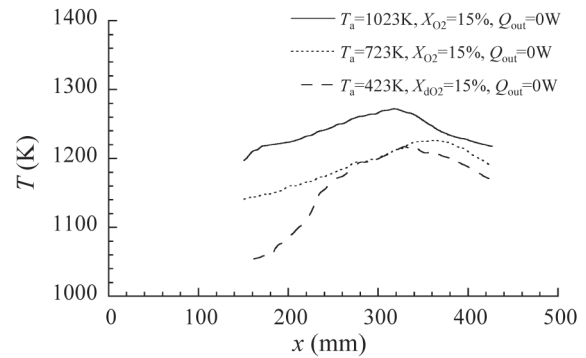


Fig.9 Effects of the preheat temperature in the oxidizer on temperature distributions.

き上がるにより, 火炎は吹き消え, 間欠火炎に遷移する。

図8は観察窓を入れた場合の X_{O₂} = 21 % における循環される既燃ガスの温度と酸素濃度を示している。予熱温度の低下に伴い, 循環される既燃ガスの温度は低下し, 酸素濃度は上昇していることがわかる。これは, 火炎が浮き上がるに伴い, 循環渦が既燃ガスだけでなく未燃の混合気を循環させることを示している。Yabara ら[17]は火炎が循環渦より下流に移動した場合, 既燃ガスは循環されないため, 排出される CO 濃度が増加することを明らかにしている。Yabara らの結果は, 循環渦による熱・物質輸送の観点から本研究で得られた結果を裏付けるものである。このように, 循環渦による既燃ガス循環は燃焼炉内の火炎の維持に対して重要な役割を果たす。

3.2. 高温空気噴霧燃焼の浮き上がり高さ

図7に示す火炎の挙動を捉えるために, 白金ロジウム線を用いた炉内温度測定を行った。温度測定の際には, 白金ロジウム線の発光を観察窓から撮影する。このため, 測定の際の安定燃焼限界は図6に示すものとなる。

図9は, X_{O₂} = 15 %, Q_{out} = 0 W, T_a = 1023 K, 723 K および 423 K における, 時間平均された軸方向温度分布を示している。T_a = 1023 K, X_{O₂} = 15 %, Q_{out} = 0 W の場合, 下流に行くに従い温度は上昇しており, x = 320 mm で最高温度を示す。最高温度は 1270 K であり, x = 150 mm からの温度上昇幅は 80 K 程度である。この低い温度勾配は高温空気燃焼の特徴であり, 燃焼炉内で緩慢な燃焼が進行していることを示している。T_a = 723 K, X_{O₂} = 15 %, Q_{out} = 0 W の場合, 最高温度は 1230 K に低下する。最高温度を示す位置は x = 360 mm となり, 下流に 40 mm ほど移動する。

安定燃焼限界まで酸化剤予熱温度が低下した場合 (T_a = 423 K, X_{O₂} = 15 %, Q_{out} = 0 W), 火炎は特徴的な温度分布を示す。まず, x = 150 mm の温度に着目すると, T_a = 1023 K, X_{O₂} = 15 %, Q_{out} = 0 W と T_a = 723 K, X_{O₂} = 15 %, Q_{out} = 0 W の場合の温度差は 40 K である。これに対して, T_a = 723 K,

X_{O₂} = 15 %, Q_{out} = 0 W と T_a = 423 K, X_{O₂} = 15 %, Q_{out} = 0 W の場合の温度差は 100 K に達し, ノズル近傍の温度は急激に低下する。次に, 軸方向の温度変化に着目すると, T_a = 423 K, X_{O₂} = 15 %, Q_{out} = 0 W の場合, x = 200 mm まで温度は緩やかに上昇し, その後, 急激に温度は高くなる。最高温度を示す位置は, T_a = 723 K, X_{O₂} = 15 %, Q_{out} = 0 W の場合と比べてわずかに上流側に移動する。

これらの温度分布の変化は次のように解釈できる。T_a = 1023 K, X_{O₂} = 15 %, Q_{out} = 0 W および T_a = 723 K, X_{O₂} = 15 %, Q_{out} = 0 W の場合, 付着火炎が形成されている。酸化剤予熱温度の低下に伴い, 液滴の蒸発は遅れる (図4参照)。このため, T_a = 723 K, X_{O₂} = 15 %, Q_{out} = 0 W の場合, 最高温度を示す位置は T_a = 1023 K, X_{O₂} = 15 %, Q_{out} = 0 W の場合と比べて下流に移動する。安定燃焼限界である T_a = 423 K, X_{O₂} = 15 %, Q_{out} = 0 W の場合, 火炎は着火による浮き上がり火炎となる。蒸発した燃料, 微粒化用空気, 酸化剤および循環既燃ガスからなる未燃混合気は x = 230 mm 付近で自着火する。このため, 着火位置より上流では低い温度を示す。着火位置で温度は急激に上昇し, 最高温度を示す位置は上流側に移動する。これは火炎が浮き上がり火炎を経て不完全燃焼に至る過程 (図7参照) を裏付ける結果である。

図10は T_a = 723 K, Q_{out} = 0 W, X_{O₂} = 21 %, 18 %, 15 % および 12 % の軸方向温度分布を示している。T_a = 723 K, X_{O₂} = 9 %, Q_{out} = 0 W の条件では不完全燃焼となる。このため, T_a = 723 K, X_{O₂} = 12 %, Q_{out} = 0 W の条件は安定燃焼限界近傍の条件と見なせる。まず, 15 % ≤ X_{O₂} ≤ 21 % の結果について述べる。T_a = 723 K, X_{O₂} = 21 %, Q_{out} = 0 W の場合, 火炎の最高温度は 1340 K に達する。酸素濃度の低下とともに火炎の最高温度は低下し, T_a = 723 K, X_{O₂} = 15 %, Q_{out} = 0 W では, 1220 K 程度となる。また, 最高温度を示す位置は下流に移動する。この最高温度を示す位置の移動の原因として, 二つ考えられる。一つは, 図9で述べた循環される既燃ガスの温度低下による液滴蒸発速度の低下である。もう一つは, 噴霧火炎を構成する拡散火炎[18]の影響

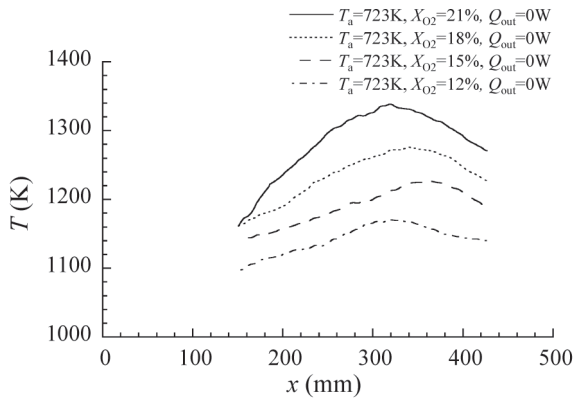


Fig.10 Effects of the O_2 concentration in the oxidizer on temperature distributions.

と考えられる。すなわち、酸素濃度の低下に伴う火炎長の増加である。

安定燃焼限界近傍の条件である $T_a = 723 \text{ K}$, $X_{O_2} = 12 \%$, $Q_{out} = 0 \text{ W}$ の場合、図9に示す $T_a = 423 \text{ K}$, $X_{O_2} = 15 \%$, $Q_{out} = 0 \text{ W}$ の場合と共通した特徴を示す。すなわち、 $T_a = 723 \text{ K}$, $X_{O_2} = 12 \%$, $Q_{out} = 0 \text{ W}$ の場合、 $T_a = 723 \text{ K}$, $X_{O_2} = 15 \%$, $Q_{out} = 0 \text{ W}$ の場合と比較して、 $x = 150 \text{ mm}$ における温度が急激に低下する。次に、最高温度を示す位置が上流に移動する。さらに、軸方向温度分布に着目すると、 $x = 240 \text{ mm}$ まで温度は緩やかに上昇する。 $x > 240 \text{ mm}$ では、温度勾配は $x < 240 \text{ mm}$ より高くなる。この $x > 240 \text{ mm}$ における温度勾配の増加は蒸発した燃料の着火に対応すると考えられる。

$T_a = 723 \text{ K}$, $X_{O_2} = 12 \%$, $Q_{out} = 0 \text{ W}$ における火炎の挙動を詳細に検討するため、温度分布の時間変化を図11に示す。横軸は計測開始からの時間を、縦軸は炉底面からの高さを示しており、図中の色は温度を表わしている。軸方向の温度分布は時間とともに大きく変化する。図中、白く見える高温領域は平均的に $x > 200 \text{ mm}$ の領域に現れる。一方、 $t = 1.6 \text{ s}$ 付近では、 $x > 150 \text{ mm}$ で高温領域となる。また、最高温度を示す位置は $250 \text{ mm} < x < 350 \text{ mm}$ の範囲で変動する。図11において矢印で表わす代表的な時刻 ($t = 4.43 \text{ s}$ と $t = 4.77 \text{ s}$) における軸方向温度分布を図12に示す。両方の時刻において、 $x = 220 \text{ mm}$ まで温度は 20 K 程度上昇するが、 $220 \text{ mm} < x < 280 \text{ mm}$ で比較的平坦な温度分布となる。この領域の温度分布は両時刻でよく類似している。 $x < 220 \text{ mm}$ での温度上昇は炉内既燃ガスの巻き込みによると思われる。 $x > 280 \text{ mm}$ では、 $t = 4.77 \text{ s}$ の場合、上流の温度と比較し、わずかに温度上昇が確認できる。また、 $t = 4.43 \text{ s}$ の場合、温度は 20 K 程度急上昇する。この温度急上昇は自着火に対応すると考えられる。 $T_a = 723 \text{ K}$, $X_{O_2} = 12 \%$, $Q_{out} = 0 \text{ W}$ では、 $t = 4.43 \text{ s}$ と $t = 4.77 \text{ s}$ で見られる温度分布が時間の経過とともに交互に繰り返される。これらの結果から、 $T_a = 723 \text{ K}$, $X_{O_2} = 12 \%$, $Q_{out} = 0 \text{ W}$ においても図7(c)に示すような着火による浮き上がり火炎が形成されていると考えられる。

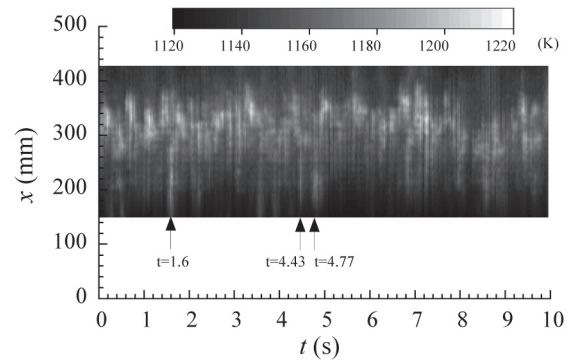


Fig.11 Time variation of the temperature distribution for $T_a=723\text{K}$, $X_{O_2}=12\%$, $Q_{out}=0\text{W}$.

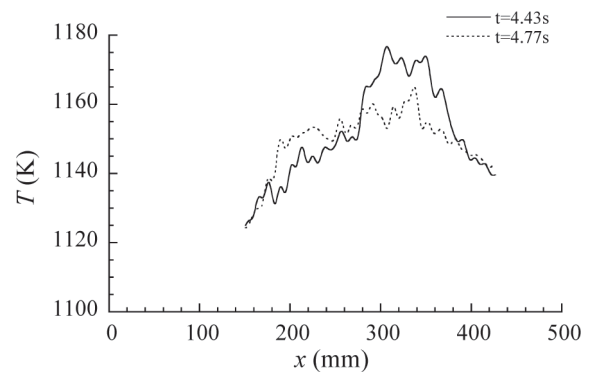


Fig.12 Instantaneous distributions of temperature for $T_a=723\text{K}$, $X_{O_2}=12\%$, $Q_{out}=0\text{W}$.

図7(c)で示したように、火炎が循環渦の中心より高く浮き上がると、循環される既燃ガスの温度は低下し、火炎は吹き消えると考えられる。著者は円筒型燃焼炉内の速度分布をレーザードップラー流速計により測定し、循環渦の大きさについて検討を行った[11]。この結果、循環渦の大きさは炉の直径により決定されることを明らかにした。本研究で用いた燃焼炉における循環渦の大きさについて考える。本研究において、噴霧される燃料流量と微粒化用空気流量は、全ての実験条件において等しい。噴霧流が循環渦の大きさを決定すると考えると、実験条件に依らず循環渦の大きさは一定となる。一方、酸化剤流(酸化剤噴流)の流速は、酸化剤酸素濃度の低下と予熱温度増加とともに高くなる。これは、酸化剤噴流のレイノルズ数を増加させる。酸化剤噴流が循環渦の大きさを決定するのであれば、このレイノルズ数の影響を考える必要がある。

まず、酸化剤噴流の広がり角から検討する。図13に酸化剤噴流と循環渦の模式図を示す。図は燃焼炉内部を横から見た図であり、図2(b)に対応する。図中、点線は酸化剤噴流を、実線は循環渦を示す。噴流は周囲流体を巻き込みながら発達し、角度 θ で広がる。噴流が燃焼炉側壁に接する点(図中A)より上流では、循環渦が形成される。このため、点Aの高さ L_v は循環渦の大きさで見なすことができる。 L_v はノズル中心から側壁までの距離 L_H と、広がり角

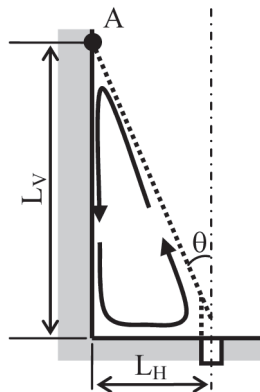


Fig.13 Schematics of the oxidizer flow and the recirculation vortex.

θ を用いて幾何学的に求めることができる. Ungate ら[19] は噴流の広がり角度とレイノルズ数の関係を, 水を動作流体とした実験により調べている. この結果, レイノルズ数が 3000 以上の場合, 噴流の広がり角は一定となることが明らかにされている. ここで, レイノルズ数はノズル直径とノズル出口における平均流速に基づく. 本研究における酸化剤噴流のレイノルズ数は 6000 以上である. 本研究の実験条件の範囲内において, 酸化剤噴流は十分発達した乱流噴流であり, 噴流の広がり角は実験条件に依らず一定であると言える. このため, 酸化剤噴流は一定の高さで燃焼炉側壁に接する. すなわち, 循環渦の大きさは酸化剤酸素濃度と予熱温度に依らず変わらないと考えられる.

次に, 燃焼炉内の流れを後方ステップ流れと考え, 循環渦の大きさを考える. 後方ステップ流れの場合, 循環渦の大きさを表わす再付着距離は, ステップ高さに基づくレイノルズ数で整理される[12]. 燃焼炉内の流れを後方ステップ流れと考え, ステップ高さはノズルから側壁までの距離と言え. ノズル中心から側壁までの距離 (= 100 mm) を代表長さとした酸化剤噴流のレイノルズ数は, 75000 以上となる. Durst and Tropea の結果[12]では, レイノルズ数が 20000 以上で, ステップ高さで無次元化された再付着距離は一定となる. これは, 循環渦の大きさは, ステップ高さ, すなわちノズルから燃焼炉側壁までの距離に比例することを意味する. 本研究では炉の大きさを変更していない. このため, 本研究における循環渦の大きさは実験条件に依らず変わらないこととなる. このように, 噴流および再付着流れの二点から検討した場合, 循環渦の大きさは実験条件に依らず一定であるとの結論が得られる. このため, 安定燃焼限界における火炎位置は実験条件に依らず一定であると予測される.

軸方向温度分布の測定結果から, 着火位置を特定する. 着火位置は, 温度勾配が最大となる位置と定義した. 炉底面から着火位置までの距離 H を浮き上がり高さとする. 図 14 は安定燃焼限界の条件における浮き上がり高さのヒストグラムを示している. 安定燃焼限界の条件として, 図 6(a)

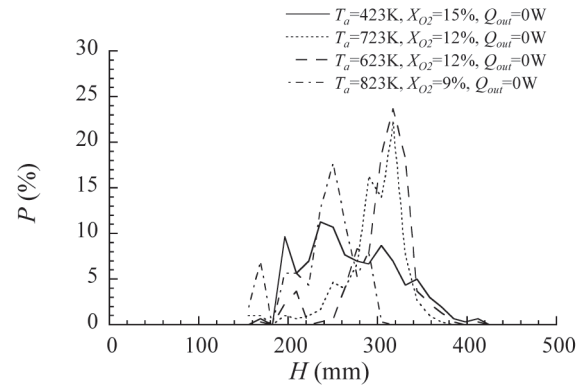


Fig.14 Histograms of lift-off heights under stability limit conditions.

に示す $T_a = 423 \text{ K}, X_{O_2} = 15 \%, Q_{out} = 0 \text{ W}$ と $T_a = 623 \text{ K}, X_{O_2} = 12 \%, Q_{out} = 0 \text{ W}$ と $T_a = 823 \text{ K}, X_{O_2} = 9 \%, Q_{out} = 0 \text{ W}$, および図 11 と図 12 で議論した $T_a = 723 \text{ K}, X_{O_2} = 12 \%, Q_{out} = 0 \text{ W}$ を採用した. 各条件における浮き上がり高さの最頻値は 236 mm から 317 mm の範囲にある. 最頻値の差は最大 80 mm 程度となる.

浮き上がり高さの最頻値の 80 mm の差は, 安定燃焼限界の決定方法に起因する. 本研究では燃焼排ガスの CO 濃度が 300 ppm を超えた条件より, 予熱温度が 100 K 高い条件を安定燃焼限界としている. また, 図 14 には, $T_a = 723 \text{ K}, X_{O_2} = 12 \%, Q_{out} = 0 \text{ W}$ の結果も含まれている. これは CO 濃度が 300 ppm を超える条件より酸素濃度が 3 % 高い条件である. すなわち, 本研究で示した安定燃焼限界の測定誤差は最高 100 K または 3 % である. 図 7(c) で示したように, 火炎が循環渦の中心より下流に位置した場合, 急激に循環される既燃ガスの温度が低下し, 着火位置はさらに下流に移動すると考えられる. このため, 安定燃焼限界付近における火炎の着火位置は, 実験条件に非常に敏感となる. したがって, 浮き上がり高さの最頻値に 80 mm 程度の差が表れたのは安定燃焼限界の取り方に依存しており, 誤差を含む. したがって, 安定燃焼限界における浮き上がり高さはほぼ同じ高さとなると考えられる.

以上の結果より, 高温空気噴霧燃焼の安定燃焼限界は火炎の浮き上がり高さと循環渦の相対位置の関係で決定されると言える. 図 5 および図 6(b) で示したように, 安定燃焼限界が循環既燃ガスの温度と酸素濃度で決定される理由は, これら二つの因子が火炎の浮き上がり高さを支配するためである.

4. 結論

本研究では, 小型燃焼炉を用いた実験を行い, 高温空気噴霧燃焼の安定燃焼限界と火炎が吹き消えるまでの過程について検討を行った. この結果, 以下の結論を得た.

1. 酸化剤予熱温度と酸素濃度の低下, および熱損失量の

増加に伴い、高温空気噴霧燃焼炉内の火炎は付着火炎から、着火による浮き上がり火炎に遷移する。火炎の浮き上がり高さが循環渦の中心を超えた場合、循環される既燃ガスの温度は低下し、火炎は吹き消える。その後、炉内にはCOを大量に排出する間欠火炎が形成される。

2. 炉内火炎の浮き上がり高さは循環渦により循環される既燃ガスの温度と酸素濃度により決定される。このため、安定燃焼限界は循環既燃ガスの温度と酸素濃度により決定される。

謝辞

本研究の一部は鉄鋼業環境保全技術開発基金環境研究助成金の支援の下に行われた。ここに記して謝意を表す。

References

1. Tsuji, H., Gupta, A., Hasegawa, T., Katsuki, M., Kishimoto, K. and Morita, M., *High Temperature Air Combustion*, CRC Press (2001).
2. Nada, Y., Zenman, Y. and Noda, S., *JSME Trans. B.* (in Japanese) 75: 1870-1878 (2009).
3. Kalam, M. and Masjuki, H., *SAE paper*: 2005-01-3697 (2005).
4. Senda, J., Okui, N., Tsukamoto, T. and Fujimoto, H., *SAE paper*: 2004-01-0083 (2004).
5. Weber, R., Smart, J. and Kamp, W., *Proc. Combust. Inst.* 30: 2623-2629 (2005).
6. Plessing, T., Peters, N. and Wünnig, J., *Proc. Combust. Inst.* 27: 3197-3204 (1998).
7. Kim, K., Won, S. and Chung, S., *Proc. Combust. Inst.* 31: 1591-1598 (2007).
8. Choi, B., Kim, K. and Chung, S., *Combust. Flame* 156: 396-404 (2009).
9. Suzuki, T., Saito, A., Fujimatsu, T. and Hayashida, K., *Atomization* 16: 34-46 (2007).
10. Suzuki, T., Saito, A., Fujimatsu, T. and Hayashida, K., *Atomization* 17: 44-51 (2008).
11. Nada, Y., Parwatha, I. G., Hukushige, S. and Noda, S., *JSME Trans. B.* (in Japanese) 74: 707-714 (2008).
12. Durst, F. and Tropea, C., *Proc. Turbulent Shear Flow 3rd Symp.* :18.1-18.6 (1981).
13. Fujimori, T., Riechelmann, D. and Sato, J., *Proc. Combust. Inst.* 27: 1149-1155 (1998).
14. Nagano, Y., Tanaka, K., Saiki, Y. and Ishino, Y., *Proc. 48th Symp. (Japanese) Combust.*: 476-477 (2010).
15. Gong, C., *ASME Pressure Vessel and Piping Conf.*: 970726-16 (1997).
16. Bradley, D. and Matthews, K., *J. Mech. Eng. Sci.* 10: 299-305 (1968).
17. Yabara, S., Shinomori, K., Kimura, K., Shimoguri, D. and Ishizuka, S., *Proc. 48th Symp. (Japanese) Combust.*: 572-573 (2010).
18. Mikami, M., Yamamoto, K., Moriue, O. and Kojima, N., *Proc. Combust. Inst.* 30: 2021-2028 (2005).
19. Ungate, C., Harleman, D. and Jirka, G., *Energy Laboratory Report No. MIT-EL 75-014* (1975).