

平成 22 年度 博士論文

自己再循環型低 NO_x バーナーに関する研究

A Study on
Self-Recirculation Type Low NO_x Burner

指導教官：石塚 悟

Supervisor : Satoru Ishizuka

広島大学大学院工学研究科

Graduate School of Engineering, Hiroshima University

機械システム工学専攻

Mechanical Systems Engineering

燃焼工学研究室

Combustion Engineering Laboratory

篠森 健一

Kenichi Shinomori

目次

第 I 章. 序論

I-1. 背景	1
I-2. 燃焼における生成 NO_x	4
I-3. NO_x の抑制方法	12
I-4. 自己再循環型低 NO_x バーナに関する従来の研究	26
I-5. 本研究の目的	28

第 II 章. 実験装置と計測装置

II-1. まえがき	29
II-2. 実験装置	29
[1] 自己循環型低 NO_x バーナ	29
[1-1] 自己再循環型低 NO_x バーナの構造	29
[1-2] 自己再循環型低 NO_x バーナの寸法	31
[2] 燃焼試験炉の寸法および構造	33
[3] 耐熱ガラスの透過率	34
[4] 燃料噴射ノズル	35
[4-1] 微粒化機構	35
[4-2] 渦巻き噴射弁の構造	35
[5] 燃料性状	36
[6] 燃料・燃焼用空気の供給経路	37
[7] 自己再循環ガス冷却用熱交換器	38
II-3. 計測装置	39
[1] 浮き子式面積流量計	39
[2] PIV	40
[2-1] PIV の原理	41
[2-2] PIV システム	42

[3] 燃焼ガス性状および温度の計測装置	43
[3-1] 燃焼ガスのサンプリングプローブ	43
[3-2] NO _x の測定原理（化学発光法）	44
[3-3] CO の測定原理（非分散赤外線吸収法）	45
[3-4] O ₂ の測定原理（磁気圧力式分析法）	46
[4] 火炎の外観観測	47
[5] 火炎自発光計測	48
[5-1] 発光原理	48
[5-2] 火炎自発光計測装置	50
[6] 粒子径計測装置	51
[6-1] 燃料液滴の粒子径計測法	51
[6-2] 位相ドップラー法（PDA/PDI）の原理	51
[6-3] PDI システム	54

第 III 章. NO_x 排出特性と自己再循環量

III-1. まえがき	55
III-2. 実験結果	56
[1] NO _x 値の濃度換算	56
[2] 燃焼試験炉出口における NO _x 、CO の排出特性	57
[2-1] 再循環隙間長さ H を変化させた場合	57
[2-2] 空気比 λ を変化させた場合	58
[3] 自己再循環ガスの計測	59
[3-1] 自己再循環ガスの体積流量の算出	59
[3-2] 再循環隙間長さ H を変化させた場合	61
[3-3] 空気比 λ を変化させた場合	62
[3-4] 燃焼／非燃焼時の自己再循環ガスの体積流量	63
III-3. 考察	64
III-4. まとめ	66

第 IV 章. 燃焼試験炉内の燃焼ガス性状と NO_x 低減メカニズム

IV-1. まえがき	67
IV-2. 実験結果	68
[1] 測定範囲	68
[2] 温度計測	68
[3] 自己再循環ガスの質量流量の算出	69
[4] 燃焼試験炉内のガス濃度および温度分布	70
[4-1] 再循環隙間距離 H=0mm 空気比 $\lambda = 1.4$ の場合	70
[4-2] 再循環隙間距離 H=10mm 空気比 $\lambda = 1.4$ の場合	72
[4-3] 再循環隙間距離 H=30mm 空気比 $\lambda = 1.4$ の場合	74
[4-4] 再循環隙間距離 H=30mm 空気比 $\lambda = 1.5$ の場合	76
[4-5] 再循環隙間距離 H=30mm 空気比 $\lambda = 1.6$ の場合	78
[4-6] バーナ管軸上の燃焼温度と NO _x 値の変化	80
IV-3. 考察	82
[1] NO _x 低減メカニズム	82
[2] CO 抑制メカニズム	87
[3] 燃焼／非燃焼時の自己再循環ガスの質量流量	87
IV-4. まとめ	89

第 V 章. 火炎の安定機構と燃料油の蒸発促進

V-1. まえがき	90
V-2. 実験結果	91
[1] 火炎の外観観測	91
[1-1] 再循環隙間距離 H=0mm の場合	92
[1-2] 再循環隙間距離 H=10mm の場合	94
[1-3] 再循環隙間距離 H=30mm の場合	96
[1-4] 火炎の外観観測のまとめ	98
[2] 燃料液滴の粒子径計測	100

[2-1]	測定範囲	100
[2-2]	燃料液滴の軌跡	101
[2-3]	燃料液滴の粒径分布	103
[2-3-1]	再循環隙間長さ H を変化させた場合	103
[2-3-2]	空気比 λ を変化させた場合	104
[2-4]	燃料液滴の粒子径計測のまとめ	105
[3]	火炎の安定機構	106
[3-1]	測定範囲	107
[3-2]	バーナ近傍の流速分布と火炎の CH 自発光画像	108
[3-2-1]	再循環隙間長さ H を変化させた場合	108
[3-2-2]	空気比 λ を変化させた場合	113
[3-3]	火炎の安定機構のまとめ	118
V-3.	考察	124
V-4.	まとめ	125
第 VI 章. 自己再循環ガス冷却による NO_x 低減		
VI-1.	まえがき	126
VI-2.	実験結果	127
[1]	NO_x の排出特性	127
[2]	管軸上の燃焼ガス温度と NO_x 濃度	129
[3]	各熱出力の NO_x 値変化	131
VI-3.	考察	133
VI-4.	まとめ	137
第 VII 章. 総括		
参考文献		140
謝辞		

第 I 章. 序論

I-1. 背景

人類が生活するうえで熱というものは不可欠な要素であり、最も身近なエネルギーのひとつである。近年、日本の家庭においては電気給湯器、電気調理器、エアコンなどの電気エネルギーから熱源を供給するシステム（オール電化住宅）の増加が見られるようになった。しかし、100℃以上の高温や多量の熱源を要する化学プラントや製紙工場など、産業界の製造ラインで使用される熱、食品や医療器具の殺菌に使用する熱、ビルやマンションなどの大型建造物の空調は、品質管理のため安定した温度を供給できる蒸気を熱源としているところが多い。この蒸気の発生装置としてボイラが主力を担っている。

ここ数十年でボイラの形態は大きく変化しており、古くから産業用として利用されてきた一般的なボイラは、水が満たされた横ドラム本体の内部に炉筒と煙管群で構成されている炉筒煙管ボイラ Fig.1-1¹⁾、や上部に汽水ドラム、下部に水ドラムを有し、これらを伝熱管群で連結している水管ボイラ Fig.1-2²⁾などの大規模な大容量ボイラが主であった。しかし、近年では最大蒸発量が2500 kg/hr以下の小型貫流ボイラ Fig.1-3を複数台設置するという方法が以下の理由により、大規模ボイラからの置き換えの形でシェアを大幅に拡大している。

- ① 複数台制御技術の進歩による省エネルギー化の実現
- ② 複数台設置によるリスクの分散と省スペース化の両立
- ③ 大規模ボイラに比べて負荷追従性がよいこと
- ④ 内部に保有するエネルギー量が少なく、安全性が高いこと
- ⑤ 大規模ボイラでは必要となるボイラ技師が不要となること

このような市場の要求に伴い、小型貫流ボイラは高効率に加え、燃焼室の容積を極限まで縮小され高負荷燃焼が求められるようになった。そのため、燃焼室負荷の低い大型ボイラに比べてNO_xやばいじんが発生しやすいという問題が生じるようになった。そして、これらの課題を解決する燃焼機器が求められるようになった。

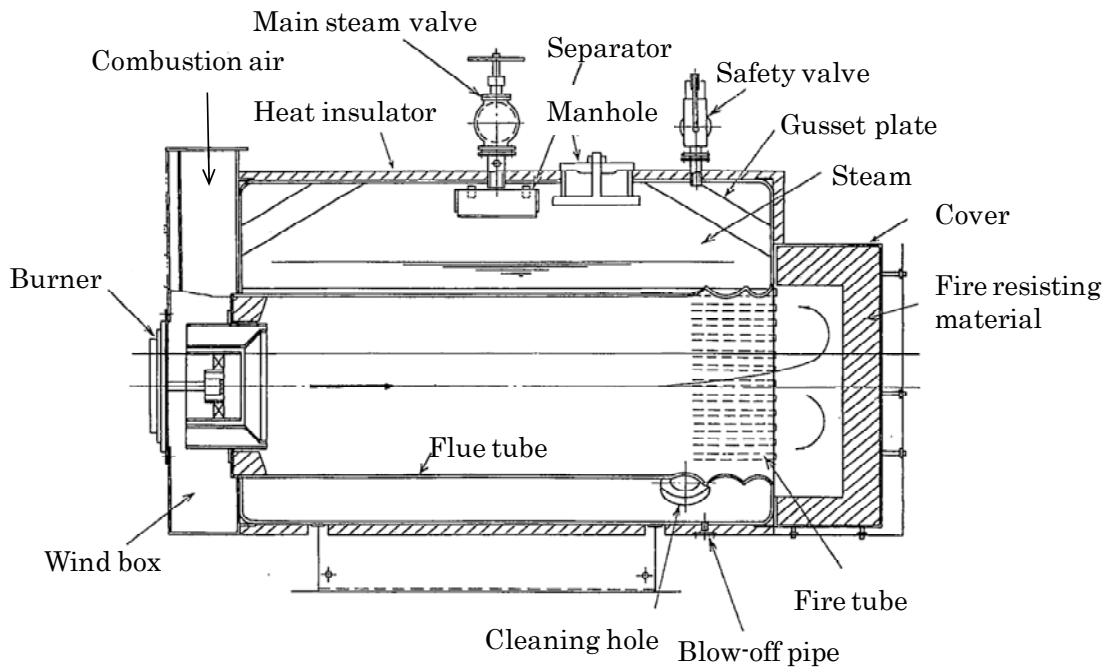


Fig.1-1. Schematic diagram of a fire tube boiler.

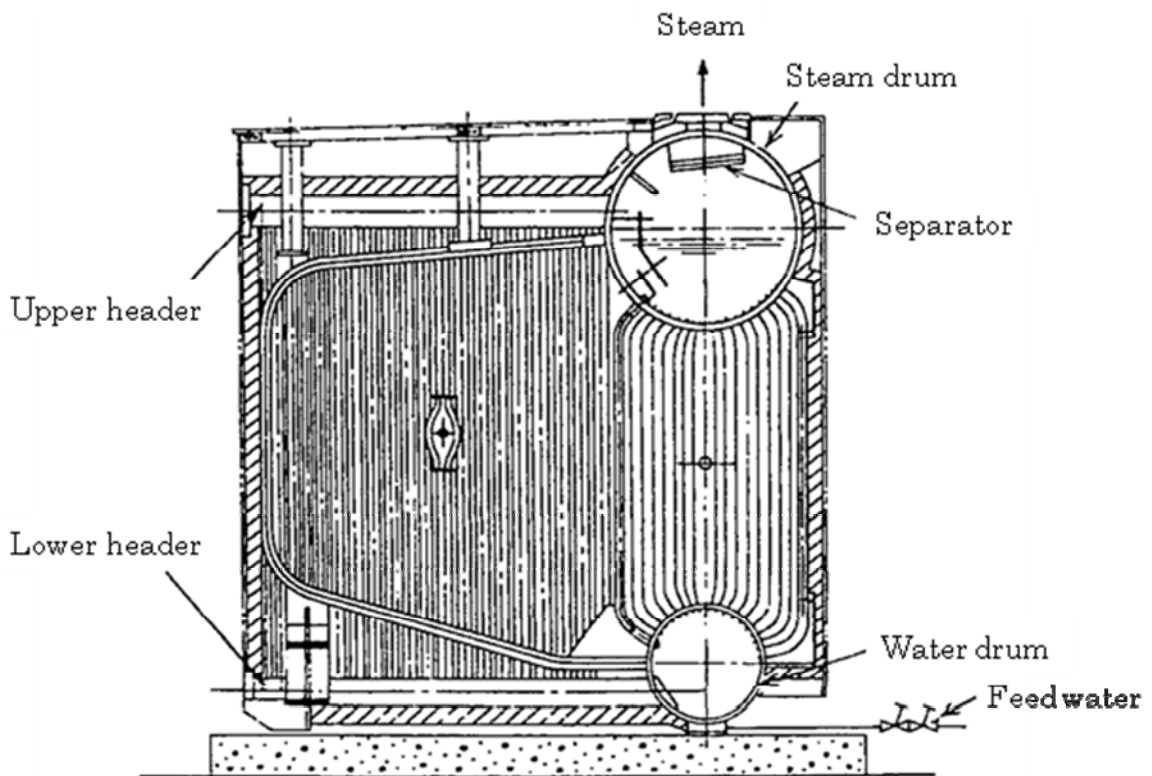
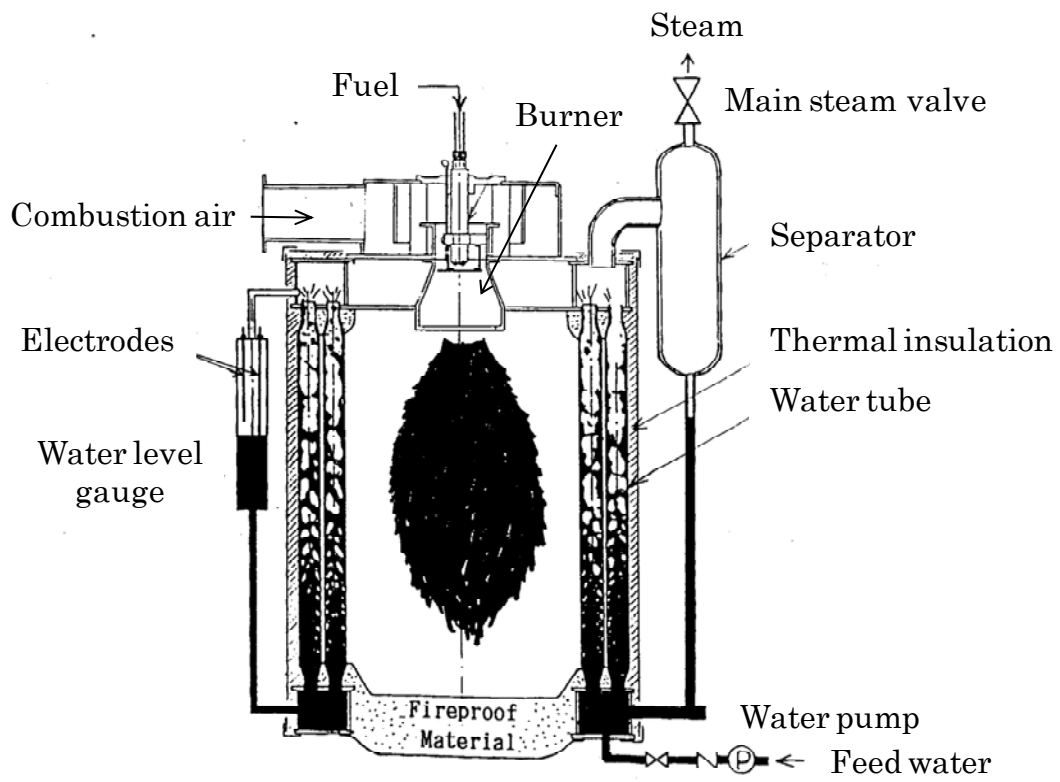


Fig.1-2. Schematic diagram of a water tube boiler.



- In-furnace diameter ϕ 700 mm
- Length of furnace 1300 mm

Fig.1-3. Schematic diagram of a compact once-through boiler.

I-2. 燃焼における生成 NO_x

近年、人体に有害な光化学スモッグや、地球規模の温暖化、酸性雨などの環境問題が大きくなりざたされるようになり、それらを防止すべく、大気汚染防止法の制定などで、原因物質である窒素酸化物（NO_x）や炭酸ガス（CO₂）などの燃焼排出物の抑制が要求されている。特に NO_x の排出ガス規制は強化されつつあり、東京都では液体燃料の小型貫流ボイラ類の小規模燃焼機器認定基準が 80ppm から 60ppm に引き下げされる予定である。環境中での窒素酸化物（NO_x）には NO、NO₂、N₂O、N₂O₅ などがある。健康上問題になるのは NO と NO₂ であり、NO は血液中のヘモグロビンと結合して酸欠症状を呈する。また、NO₂ は人体に吸収されやすく、気管支炎や肺水腫などの原因となる。NO_x 抑制の研究が行われ^[37]、数多くの抑制方法が提案されてきた。一般的に燃焼性生物としての NO_x は NO と NO₂ の総称であるが、そのほとんどが NO でありその一部が後流あるいは大気に放出されると NO₂ に酸化される。NO_x の生成起源と生成機構によって分類すると Thermal NO、Prompt NO、N₂O 経路による NO、NNH 経路による NO、Fuel NO に分類される^[8]。

・ Thermal NO

Thermal NO は空気中の窒素の高温酸化によって生成されるもので、その反応機構は Zeldvich 機構により提案された。一般的には以下の反応式を総じて、拡大 Zeldvich 機構という。



このメカニズムは、反応 R1 によって開始され、その反応により NO が生成される事に加え、そこで生成された N ラジカルが反応 R2、R3 のように OH ラジカルと反応することによっても NO が生成される。特に、反応 R1 は活性化エネルギーが極めて高く、1800K 以上で高速となることから、律速段階となっている。反応 R2、R3 については、活性エネルギーが極めて低いため、これらの反応体が存在すれば、直ちに反応が進行する。この Thermal NO の生成速度は以下の反応による^[8]。

$$\frac{d[\text{NO}]}{dt} = 2k_{1f}[\text{N}_2][\text{O}] \quad \dots (4.3)$$

なお、 $k_{1f} = 1.82 \times 10^{14} \exp[-38370/T]$ となり、この式から Thermal NO の生成は温度と酸素濃度に影響されることがわかる^[9]。従って、再循環隙間を拡大させることによる燃焼用空気の酸素濃度 [O] の低減や、空気比の増大による燃焼温度の低下で $d[\text{NO}]/dt$ の値は小さくなり、Thermal NO の抑制が可能であることがわかる。

Fig.1-4 に常圧下でメタンと空気を用いた Thermal NO の生成量に与える滞留時間、温度の影響の反応計算結果を示す^[10]。Fig.1-4 ように温度依存性が非常に大きいことがわかる。また、Fig.1-5 には Thermal NO の生成量に与える酸化剤の O₂ 濃度の影響を示す^[10]。酸素濃度が増加するにつれて NO 濃度が増加することがわかる。Fig.1-6 には断熱火炎温度での Thermal NO の生成に与える当量比の影響を示す^[10]。NO の生成はわずかに空気過剰側で最大値を示しており、この領域を回避して燃焼させることにより、Thermal NO の生成を抑制できることがわかる。

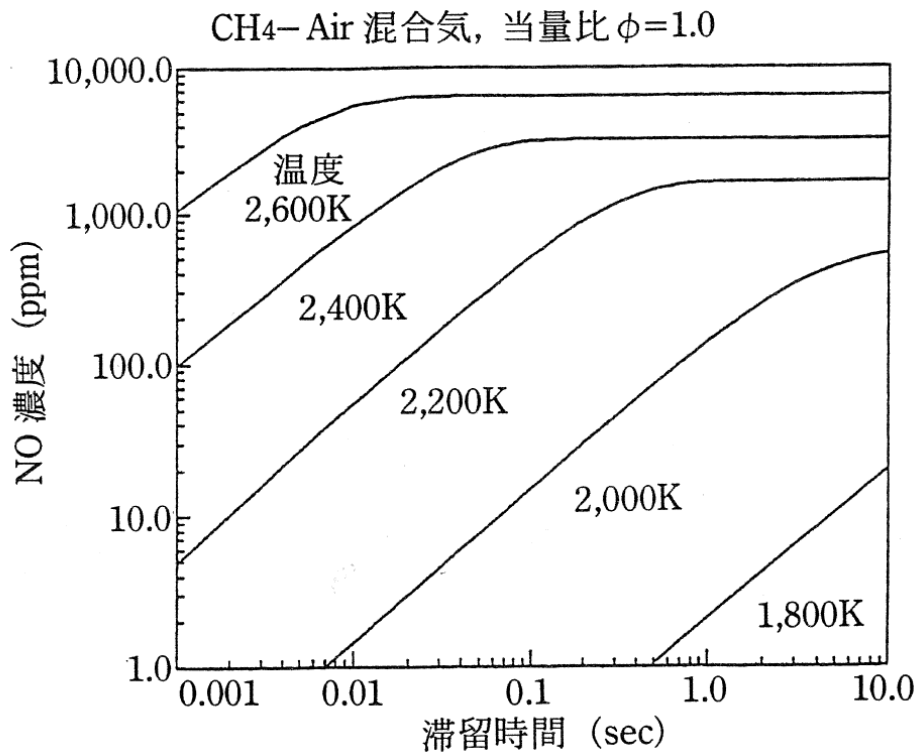


Fig.1-4. Concentration of Thermal NO with temperature and holding time.

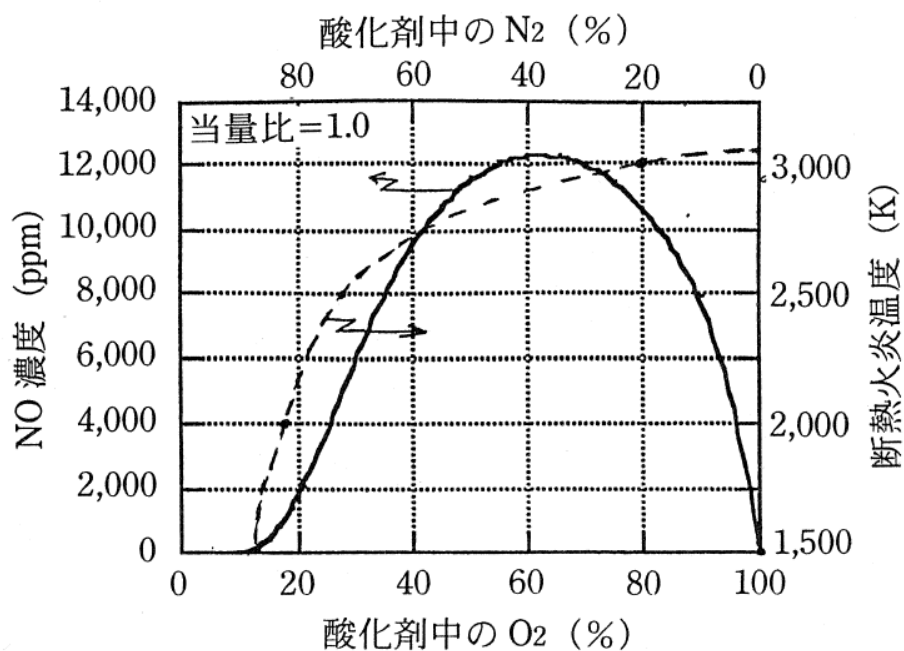


Fig.1-5. Concentration of oxygen and adiabatic flame temperature with concentration of Thermal NO.

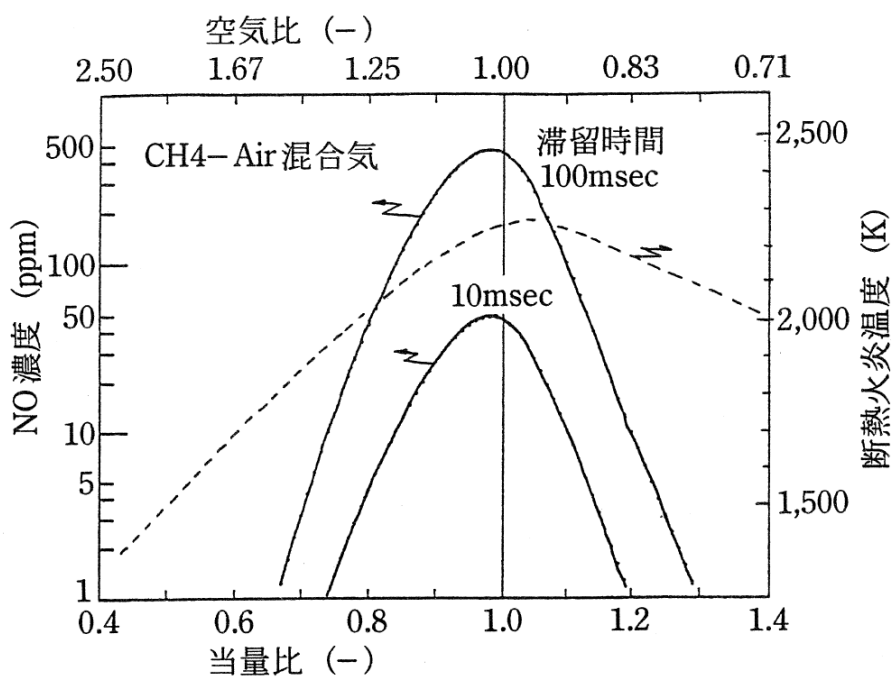


Fig.1-6. Concentration of Thermal NO and adiabatic flame temperature with equivalent ratio.

• Prompt NO

Thermal NO に対して Prompt NO は、火炎の背後ではなく火炎帯のなかで生成される。この生成機構は以下の反応によるものである。



これらの反応は活性化エネルギーが小さく、比較的低温（約 1000K 程度から）高速である。また、反応式からも予測できるように、CH が過剰な、つまり燃料過濃火炎で特に重要となる。この反応による HCN は、以下の経路により、直ちに NO へ転換される。



Prompt NO は、炭化水素系の燃料では、当量比 $\Phi=1.2$ 以上では減少傾向にある。これは上式の HCN→NO の転換が低速化してしまうためであり、その原因は以下の通りであるといわれる。

- (1) O ラジカル不足のため、R6 が低速化するため。
- (2) NO、N の消費反応 R3 が高速となるため。
- (3) 還元反応が発生する。



Fig.1-7 にプロパン-酸素富化空気では最高火炎温度を同一にした平面火炎において、Prompt NO 濃度、反応帯後流での最大 NO 濃度、最高火炎温度に対応した平衡 NO 濃度を、当量比 Φ に対して示す^[10]。 $\Phi < 1$ では、Prompt NO の寄与は小さく、Thermal NO が主であるが、 $\Phi > 1.4$ ではほとんどが Prompt NO であり、NO の生成反応が速いことから平衡濃度にほぼ一致し Φ の増加とともに減少する。 $1 < \Phi < 1.4$ では両者の中間的な挙動となり、 $\Phi = 1.4$ あたりで Prompt NO 濃度が最大となる。従って、プロンプト NO は、燃料過剰な火炎において、当量比 $\Phi = 1.2 \sim 1.4$ で特に重要であることがわかる。

また、もう一点、注意しなくてはならないのは、この HCN⇒NO への転換反応経路中、最終的に NO を形成するのは、Thermal メカニズムと同じ R3 であることである。やはり、Prompt NO も、突き詰めれば R8 を起源とする NO として考慮しなくてはならない。ところが、R8 については NNH メカニズムと同じ経路である。その点に十分に注意を払わなければならない。

この Prompt NO の抑制には、火炎中に H₂O を添加することによって CH と OH の反応が進行

し、CH と N₂ の反応を抑制する方法がある。Fig.1-8 に当量比 Φ 1.2 の過濃予混合気に水蒸気を添加した場合の NO 生成への影響を示す^[10]。水蒸気の添加により NO の生成が抑制されていることがわかる。

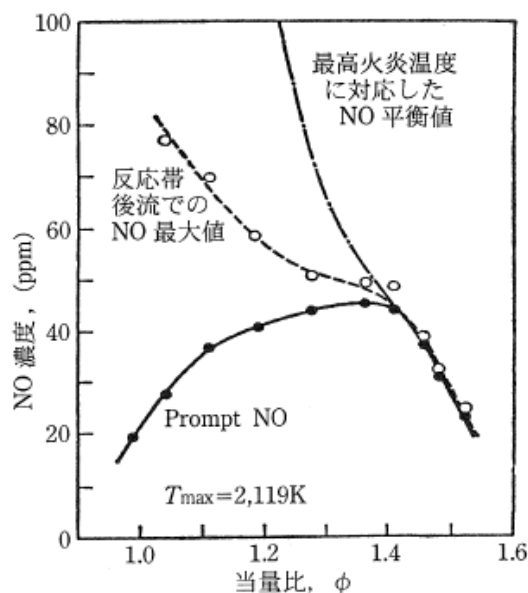


Fig.1-7. Concentration of Prompt NO generation and equivalent ratio.

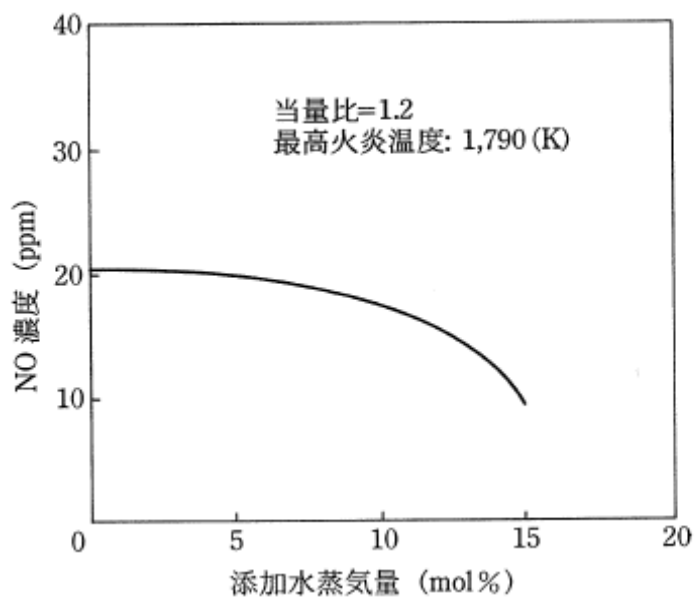
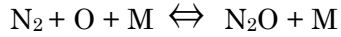


Fig.1-8. Prompt NO control and steam addition.

・ N₂O 経由の NO の生成

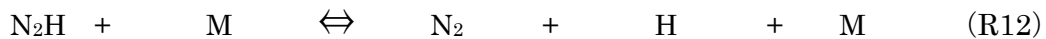
このメカニズムによる NO 形成は主に以下の反応による。



このメカニズムは開始反応が 3 体→2 体であるために高圧化で大きな役割を果たすと考えられている。最近の報告によれば、常圧下においては全 NO に対し最大でも 10%程度の割合である。また反応のほとんどに O ラジカルが関与しており、従って Thermal NO 同様ラジカルの超平衡に大きな影響を受けると考えられる。

石炭流動層燃焼のような場合、CH 活性基がなく火炎温度も低いため、Prompt NO と Thermal NO はほとんど抑えられる。この場合の主な窒素酸化物の生成は N₂O である。

・ NNH 経由の NO の生成



先述の Prompt NO は CH ラジカルに関連する、つまり炭化水素燃料に関する火炎帯付近での NO 生成機構であったが、それ以外の水素火炎等に関する火炎帯付近での NO 生成はこのメカニズムによると考えられている。とくに一つ目の反応に関しては火炎帯においてすでにほぼ平衡に達している事が明らかにされている。

• Fuel NO

Thermal NO と Prompt NO が空気中の窒素を起源としたのに対して、これは燃料中の窒素分を起源とする。窒素分は石炭で 0.2~3.4%、C 重油で 0.1~0.4%、A 重油では 0.001~0.08%含まれており、他にもアンモニアやシアン化合物の形で含まれる場合もある。Fuel N は火炎帯とその直後で急速に NO に変換されるが、これを Fuel NO という。燃料中の窒素は、主に HCN と NH_i を経由して NO を生成する。Fig.1-9 に生成経路の概略を示す^[8]。

サーマル NO ほどには温度依存性はないが、窒素分の含有量による変換率への影響が大きく、Fuel N の含有率が大きいほど生成 NO 濃度は高くなるが転換率は小さくなる。例えば N 含有率 0.1% の場合、その NO への変換率は 80%前後にも達する。また、Fuel N の変換率は当量比の影響を受ける。Fig.1-10 にプロパン-空気の予混合平面火炎に NH_3 を Fuel N として添加した場合の NO、HCN、 NH_3 への変換率と当量比の関係を示す^[11]。燃料濃度の増加につれて、NO の変換率は減少するが、HCN と NH_3 への変換率は増加する。当量比 $\Phi=1.4$ において NO、HCN、 NH_3 の和が最小なることがわかる。Fig.1-11 には微粉炭燃焼における Fuel NO に及ぼす空気過剰率の影響を示す^[11]。空気過剰率が増加するにつれて Fuel NO の生成濃度が増加していることがわかる。このことから、Fuel NO の抑制には空気過剰率を低減することが有効であることがわかる。

Fuel NO は燃料中の窒素分に起因することから、窒素分を含まない燃料 (LPG、LNG、灯油など) に転化すればその生成を抑制することが可能であるが、これらの燃料は熱源コストとして重油に比べて高価である。そのため、産業界においては重油を熱源として使用する場合が数多く見られる。

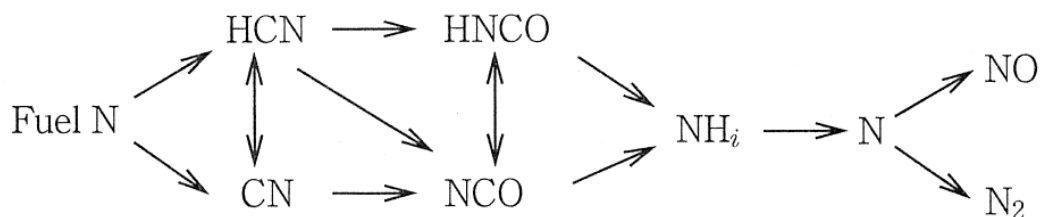


Fig.1-9. Fuel NO generating pathway.

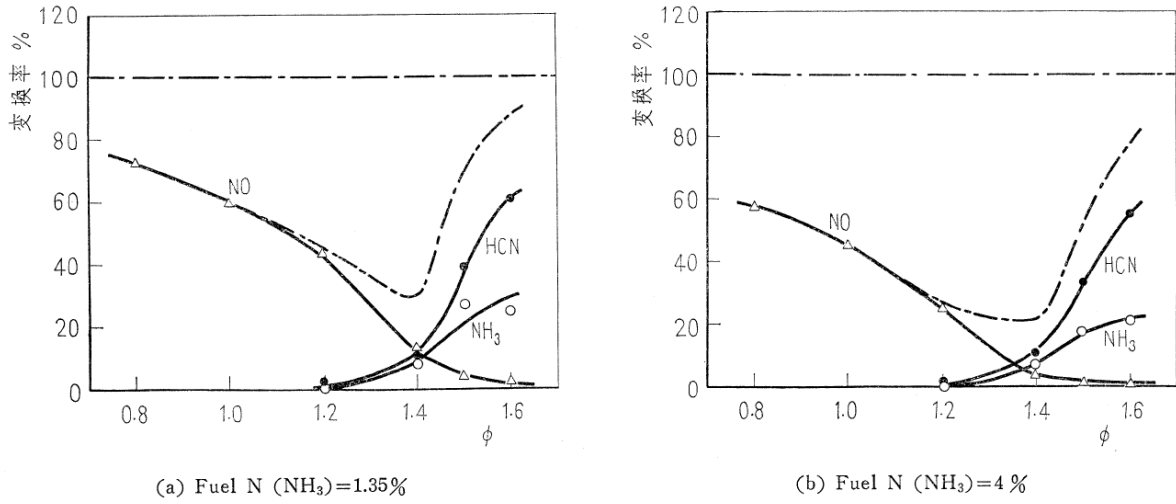


Fig.1-10. Conversion ratio of Fuel NO and equivalent ratio.

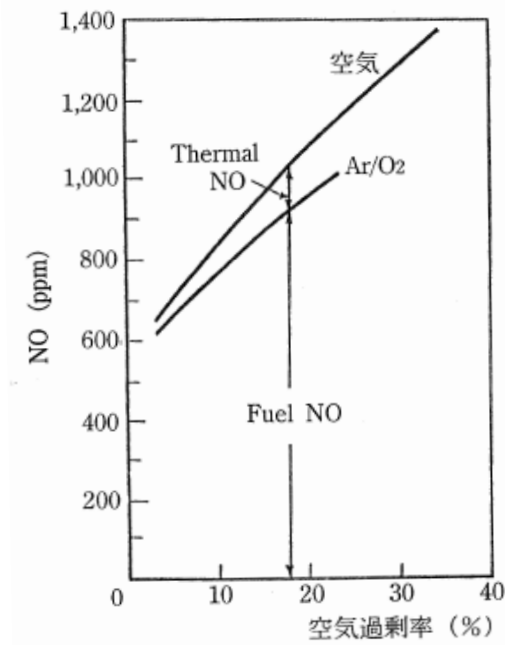


Fig.1-11. Concentration of Fuel NO and air excess ratio.

I-3. NO_x の抑制方法

前節でも述べたように、NO_x は人体に有害なためその抑制の研究が行われ、数多くの方法が提案されてきた。ここではその方法の幾つかを紹介する。例えば、低空気比燃焼や希薄燃焼あるいはその組み合わせである濃淡燃焼^[12-14]、伝熱促進による火炎冷却^[10]や多段燃焼^[15-17]、さらに、低酸素濃度の高温雰囲気中で燃焼させる高温空気燃焼^[18-20] などがあり、これらのうち、多段燃焼は NO_x の排出をかなり減少させることができる^[21-23]。しかし、小型の燃焼炉で構成されるボイラでは、ばいじんや CO の発生、また設置面積の面で大きな問題がある。そこで、従来では、燃焼場に水や蒸気を吹き込む方法^[24-25] や、煙道から送風機などを介して再度燃焼用空気に添加する、外部再循環 (FGR : Flue Gas Recirculation) と呼ばれる方法^[26-30] がよく用いられてきた。しかし、これらの方法は NO_x 低減にきわめて有効な方法だが、吹き込む水や蒸気に熱を奪われるためボイラの効率低下や、燃焼ガスとともに水分、硫酸化物やばいじんを引き込むため、送風機や燃焼機器の腐食や汚れといった問題が発生する。また、最近では、排煙脱硫技術も進んでおり、触媒を用いて NO を N₂ に変換する (SCR : Selective Catalytic Reduction) ことで、排出される NO_x をほとんどゼロにする方式などが提案されている^[31-32] が、汎用的に使われている小型ボイラ用の燃焼器に適用するには、コストの面で大きな問題があり、実用化には至っていない。

一方、炉内の燃焼ガスを循環させる内部再循環、あるいは自己再循環と呼ばれる方法は、燃焼炉内で燃焼ガスを再循環させるため機器への問題の心配が少なく、さらに構造が単純なため既存の燃焼室内に設置可能であるばかりでなく、運転維持費も軽微で、小型貫流ボイラへの適用が大いに期待されている。燃焼学の分野では、これまでに燃焼ガスの再循環が NO_x 排出特性に与える影響に対する研究が数多くなされており、例えば、燃料や空気の噴出速度の変化で、その近傍に発生する渦により再循環を行う研究^[33-35] や、スワールを用いることでバーナ中心に逆流する旋回流を発生させ再循環を行なう研究^[36] などである。いずれも、一度燃焼して酸素濃度の低下したガスを火炎帯に再循環することによって、希釈効果で NO_x が抑制できることが確認されている。特に最近、燃焼用空気を高速で燃焼機器内に吹き出し、ベンチュリ効果を用いて燃焼ガスを引き込んで空気を希釈する「排ガス自己再循環 (内部 EGR : Internal Exhaust Gas Recirculation) 法」によって NO_x の大幅な低減化が可能となることが示され、この方法を取り入れた「自己再循環型低 NO_x バーナ」が開発された。

・ 低空気比燃焼、濃淡燃焼

燃焼によるNOの生成は、前節で述べたようなさまざまなNOが合わさって生成される。そして Fig.1-12,1-13 に示すように、わずかに空気過剰側でNOの生成量が最大値をとる^[11]。

低空気比燃焼は、未燃ガスが出ない範囲で、出来る限り当量比 $\Phi=1.0$ に近づける燃焼を行い、NOの最大値となる領域を回避して燃焼させる方法である。しかし、導入する空気量が少ないためCOやSootが排出される懸念があるため、比較的大型の燃焼炉で行われることが多い。一方で、空気量が少なくすむため強制通風に必要な送風機の動力が少ないなどのメリットがある。

濃淡燃焼では一つの燃焼器 (Fig.1-14,1-15) に燃料過濃火炎と燃料希薄火炎を形成させることにより、NOの最大値となる領域を回避して燃焼させる方法である。全体ではやや空気過剰で燃焼させることが多い。当量比 $\Phi < 1.0$ の領域でも燃焼できるため、低空気比燃焼よりもNO生成の低い領域を使用することができる。この方法でも燃料過濃領域が存在するためCOなどの排出が懸念されるため、比較的大きな燃焼炉が望ましい。

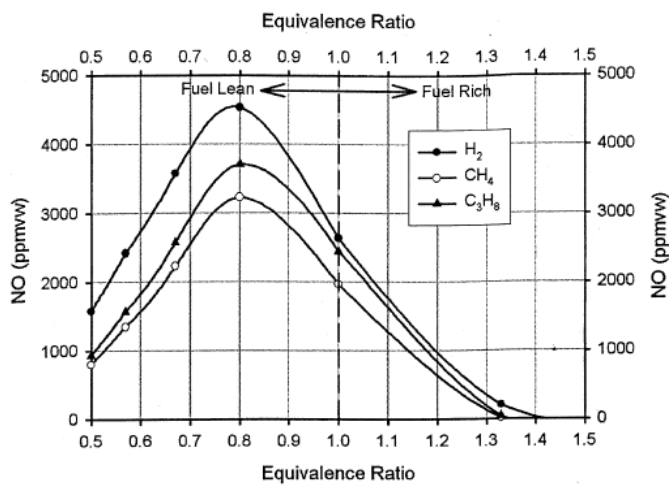


Fig.1-12. Concentration of NO and equivalent ratio.

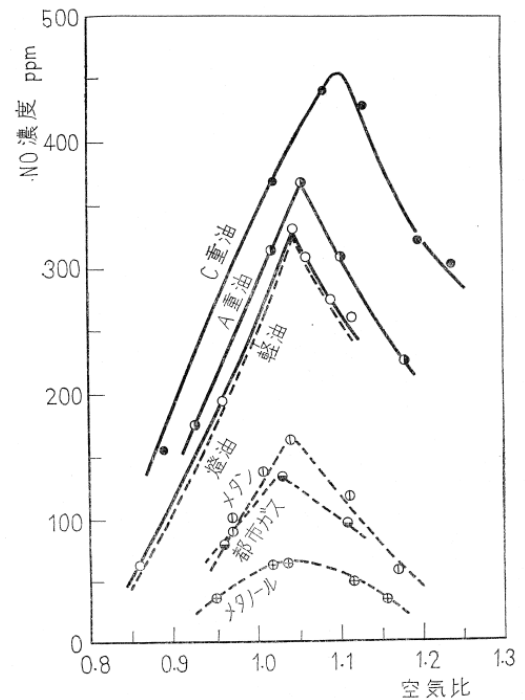


Fig.1-13. Concentration of NO and air ratio.

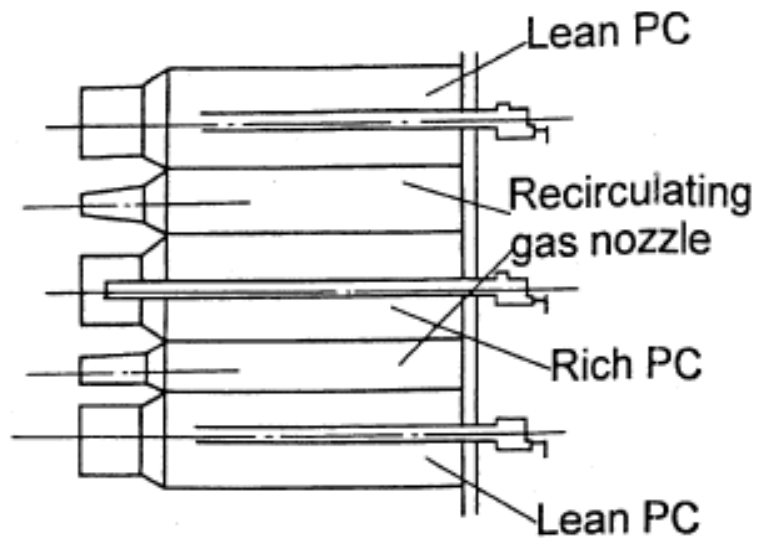


Fig.1-14. PM low NOx parallel-flow PC burner.

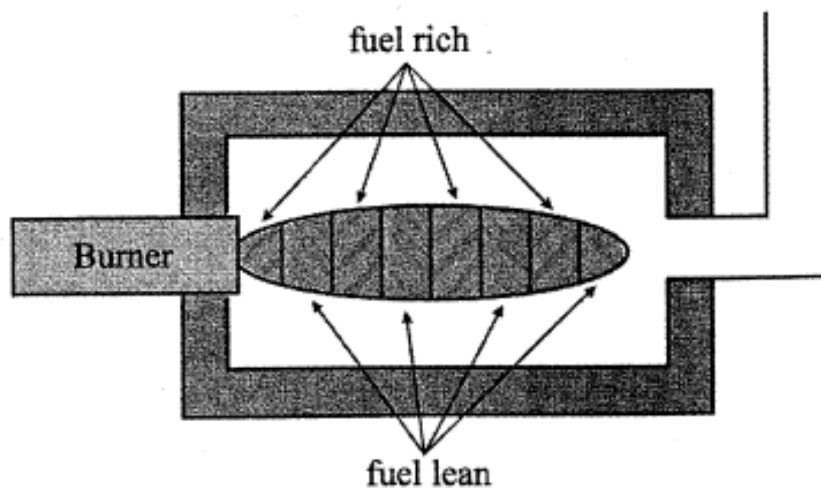


Fig.1-15. Alternating fuel-rich and fuel-lean zones in pulse combustion.

・ 予混合希薄燃焼

Fig.1-16 に当量比に対する NO_x 濃度について、燃料の混合状態（予混合燃焼 S=0、拡散燃焼 S=1）の比較を示す^[14]。予混合燃焼では、燃焼開始前に燃料と酸化剤があらかじめ混合しているので、燃焼はすべて同じ当量比で進むと考えられるが、拡散燃焼では燃料と酸化剤が混合しながら燃焼が進むので、火炎局所の当量比は火炎全体の当量比を平均値とした広い分布を持つ。つまり、拡散炎はいくつもの等量比を持った予混合火炎が重ね合わさったものと考えられる。従って、当量比に対する NO_x 生成特性は、予混合燃焼では当量比 $\Phi=1.0$ 弱で鋭いピークを伴う強い当量比依存性を示すのに対して、拡散燃焼においては比較的なだらかな依存性を示す。Fig.1-16 からも当量比が $\Phi < 0.8$ の場合では、混合を促進したほうが、NO_x 生成量が低下し、 $\Phi > 0.8$ の場合では、混合させないほうが、NO_x 生成量が低下する。この点に注目した燃焼方法が予混合希薄燃焼であり、拡散燃焼の代わりに予混合希薄燃焼を用いることにより NO_x の生成を抑制できる。特にガス燃料では空気と完全に予混合することが可能なためガス燃焼の特色が生かせる燃焼方法といえる。液体燃料の場合でも、燃料油の予蒸発を行い、燃焼前に酸化剤と混合することで予混合燃焼に近づけ、NO_x を抑制することができる。ただし、予混合燃焼は拡散燃焼に比べて安定燃焼範囲が狭く、燃焼器の負荷範囲が制限されること、また、可燃予混合気には必ず爆発の危険性があり、燃焼器の安全性に注意を払う必要がある。

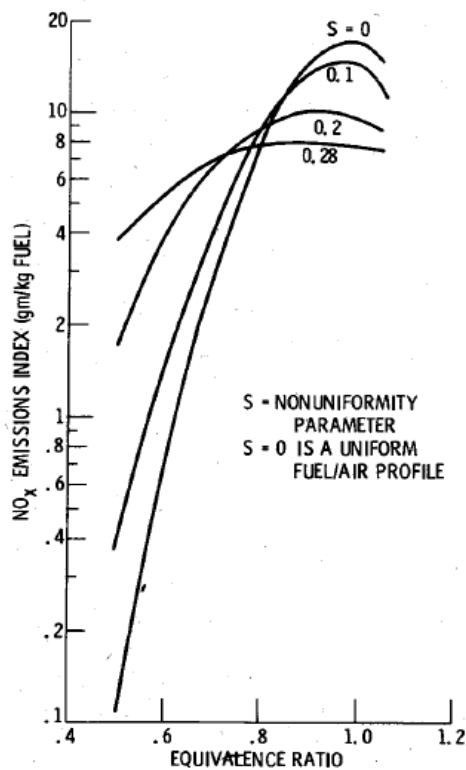


Fig.1-16. Premixed combustion and diffusion combustion to NO_x generation.

- ・ 伝熱促進による火炎冷却

燃焼の目的の一つは、燃焼の際に発生する熱エネルギーを、熱を必要とするものに伝熱させることである。従って、火炎からの伝熱を促進することにより火炎温度の低下、高温での滞留時間の減少を図ることができる^[10]。火炎からの伝熱形態としては、対流伝熱と放射伝熱が主体であり、それぞれについて伝熱促進により NO_x 生成を抑制できる。対流伝熱を促進させるものとしては、ボイラ (Fig.1-17) のように火炎中に水管などをおいて抜熱し、火炎温度の上昇を防ぎかつ高温での滞留時間を短くする方法が考案されている。特に予混合希薄燃焼と組合せ、予混合火炎を急速冷却することによって高負荷低 NO_x 燃焼が可能である。一方、放射伝熱を促進させるものとしては、火炎中にすすを発生させ火炎の輝度を高めることにより、火炎からの放射伝熱量を増加、さらには火炎温度の低下を図る方法がある。ただし、この場合発生したすすが大気に放出しないように後流で燃焼させる必要がある。他にも燃料と酸化剤の混合を緩慢にして長炎を作る方法や、火炎を分割することにより火炎表面積を大きくする方法がある。

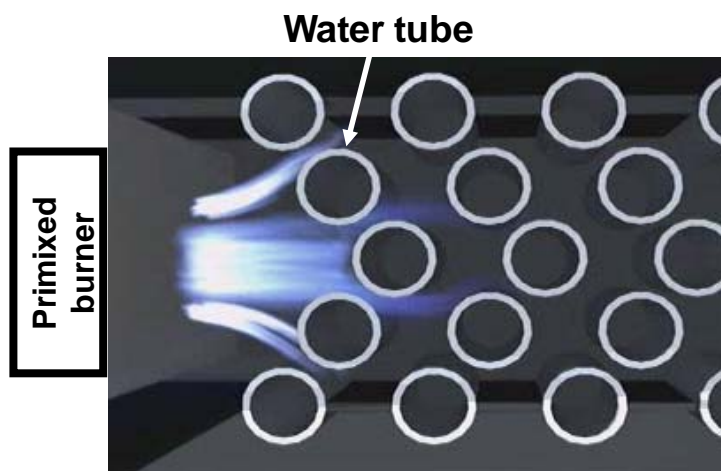


Fig.1-17. Premixed combustion in non-furnace boiler.

・ 二段（多段）燃焼

燃焼を二段あるいはそれ以上に分けて NO 低減を図るもので、燃焼用空気を二段（多段）にするものと、燃料を二段（多段）にするものに分類できる。燃焼領域を燃料高濃度域と燃料希薄域に分割し、燃料高濃度域で燃料中の窒素分から生成する CH ラジカルによる Fuel NO を HCN、CN、N などに還元する効果が期待されている^[8]。

空気二段燃焼は、Fig.1-18 に示すように一次燃焼領域において燃料高濃度燃焼を行い、火炎から熱を奪い取った後、その後流で残りの燃焼空気を供給し燃焼を完了させる。このような空気二段燃焼は RQL (Rich Quench Lean) 燃焼とも呼ばれる。Fig.1-19 に一段目の空気量と NO_x の低減率を示す。一段目の空気量が少ないほど NO_x の低減率が高くなる傾向を示す。通常は Prompt NO や Fuel NO の転換率が抑制できる $\Phi=1.4$ 付近で行う。Fig.1-20 に二段燃焼において二段目の再燃焼用空気の導入位置を炉内の中心軸上で変化させた場合の排出 NO_x の変化を示す。二段目の燃焼時の Thermal NO の抑制に工夫が必要であり、二段目の空気導入が早すぎると Thermal NO が増大する場合がある^[11]。

一方、空気二段燃焼と同様に燃料二段燃焼も考案されており、一次燃焼において燃焼用空気と燃料の一部を燃料希薄燃焼させ、その残りの燃料を空気過剰な一次燃焼ガスと混合し燃焼させる。このような燃料二段燃焼はリバーリングとも呼ばれる。一段目は希薄状態で燃焼を行い、二段目に燃料を過剰に供給する。その後、空気を導入し完全燃焼を行う。このように燃焼が段階を経て緩慢に行われるため、比較的大きな燃焼炉が必要となる燃焼法である。

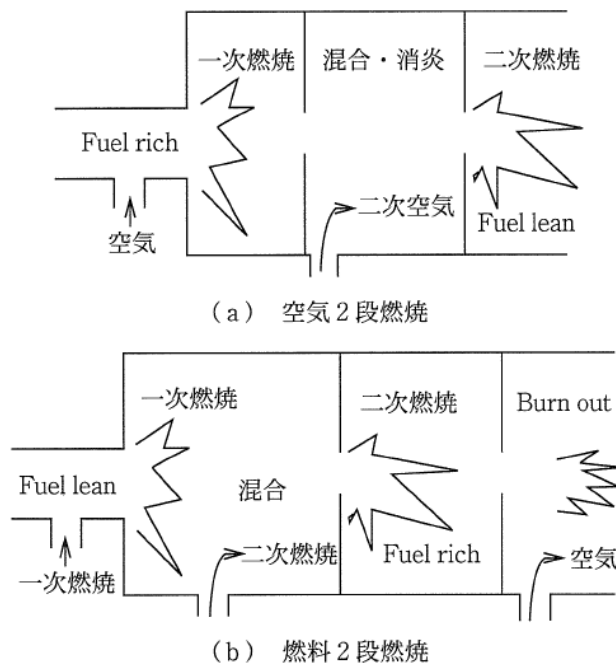


Fig.1-18 Schematic of Staged combustion.

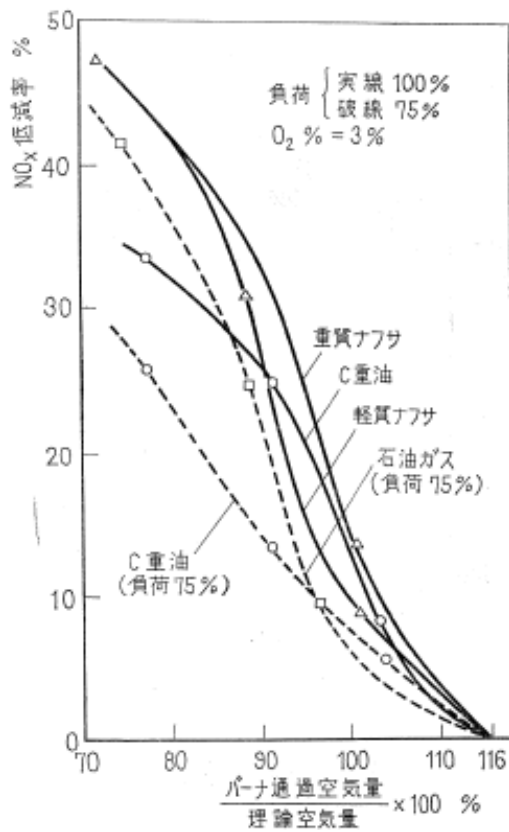


Fig.1-19. NOx decrease ratio of staged combustion.

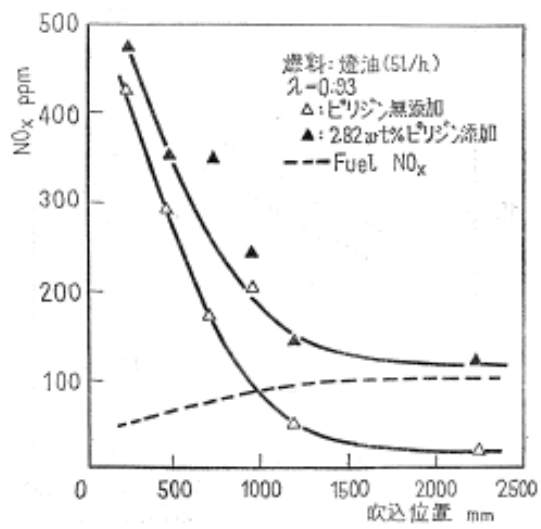


Fig.1-20. NOx and second air inspiring position of staged combustion.

・ 低酸素濃度の高温空気燃焼

燃焼用の空気を 1000℃まで予熱して、かつ酸素濃度を低下させて燃焼させる方法である。通常、燃焼用空気を予熱すれば火炎温度が高くなり、大量の NO_x を生成する^[10]。Fig.1-21 に各種バーナについて予熱空気温度の上昇と NO_x への影響を計測したものを示す。この反面、燃焼用空気の酸素濃度低下については燃焼範囲が広がり、低酸素での燃焼が可能となる。Fig.1-22 に燃焼用空気の温度と酸素濃度に対する燃焼範囲を示す。燃焼用空気を 1000℃まで予熱することで、酸素濃度 3%でも燃焼が可能となることがわかる^[10]。このような低酸素領域 (Fig.1-22Ⅲ新燃焼域) では、燃焼が緩慢になり反応が起こる前に炉内に存在する既燃ガスと燃料や空気の混合が進行するため、燃焼反応範囲が拡大し火炎温度の平坦化が行われる。また、Fig.1-23 に空気温度 1300K における、メタン-空気の拡散火炎における主な活性種の濃度と酸素濃度の関係を示す^[8]。空気の希釈により、火炎中の O、CH、OH 濃度が著しく減少することがわかる。Fig.1-24 には希釈した高温空気の NO の生成指数と空気温度の関係を示す。低酸素濃度における高温空気燃焼により、NO の生成を大幅に抑制できる。

高温空気による燃焼では、燃焼が緩慢に行われるため、燃焼炉内の温度分布および酸素濃度分布が広い空間で静かな燃焼反応が起こるため MILD 燃焼や、目視可能な明確な火炎面が存在しないため Flameless 燃焼とも呼ばれる。

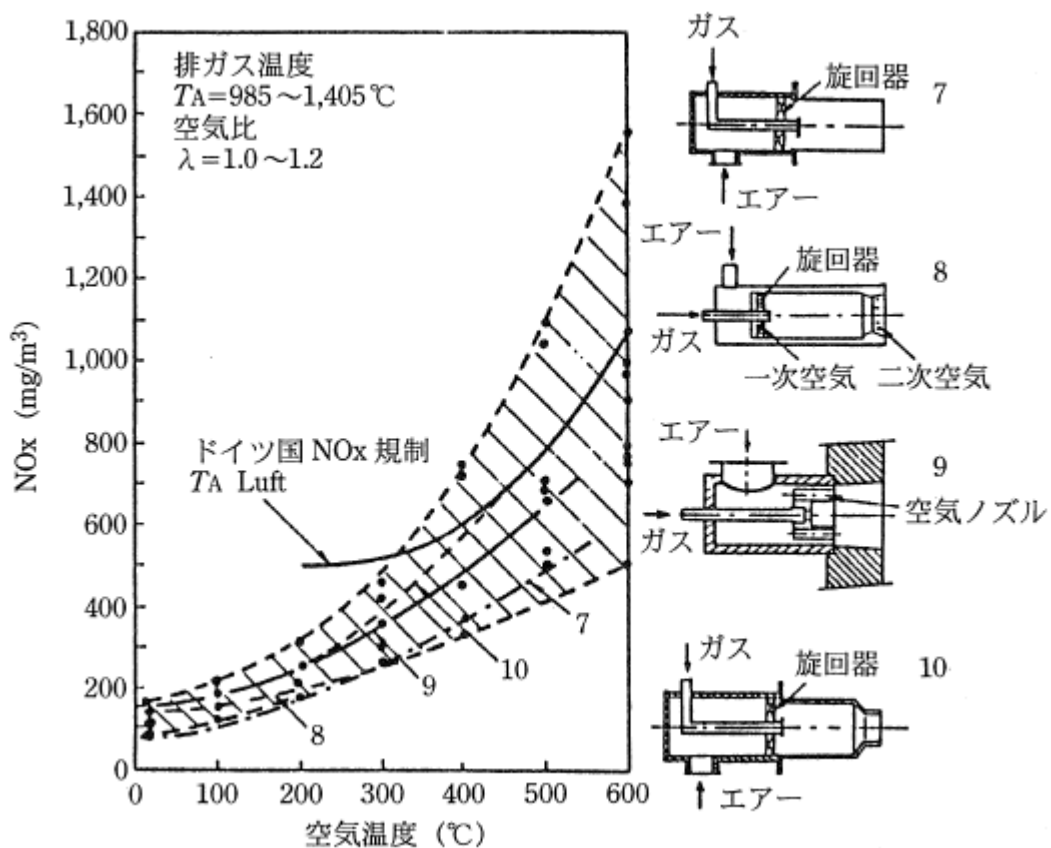


Fig.1-21. NO_x and combustion air preheating temperature.

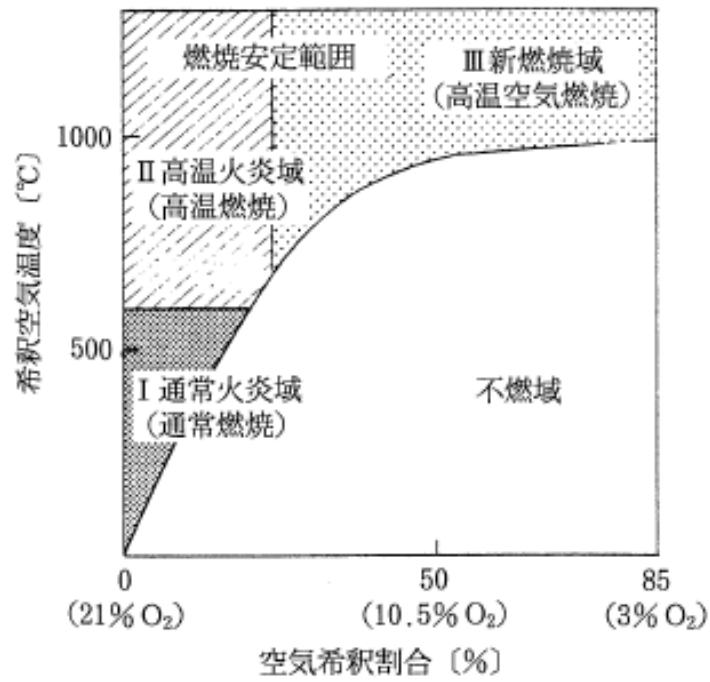


Fig.1-22. Flammable range with combustion air temperature and concentration of oxygen.

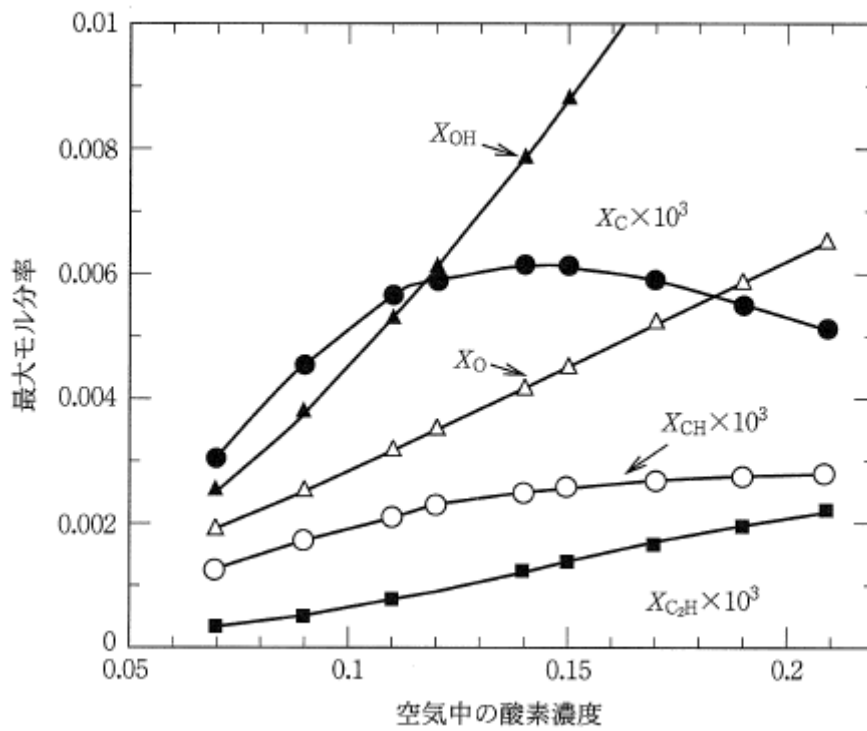


Fig.1-23. Active species concentration and oxygen concentration.

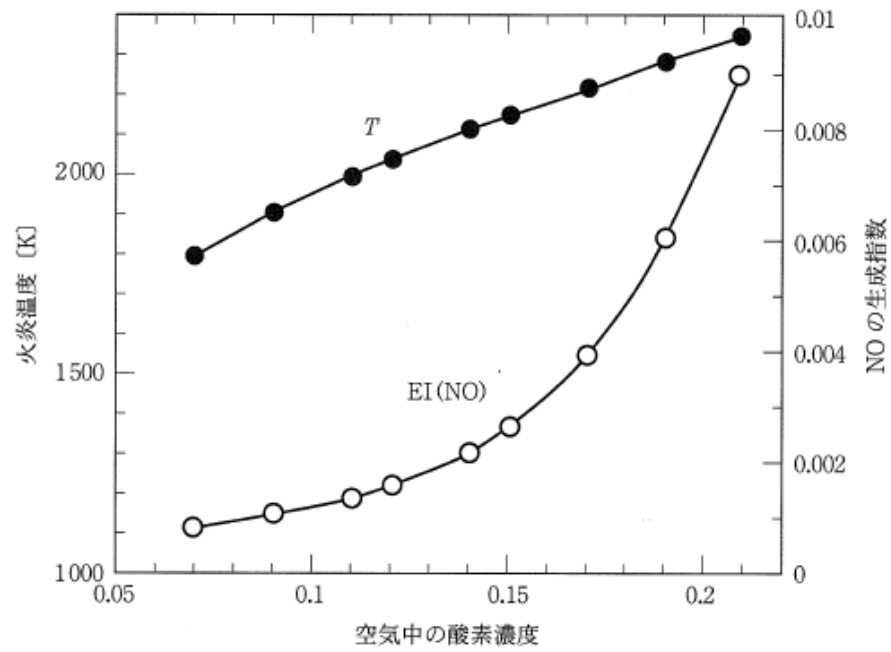


Fig.1-24 Flame temperature and EINO with oxygen concentration.

・ 水、水蒸気噴霧燃焼

火炎中に水、水蒸気を噴射し、水の蒸発潜熱と水蒸気による火炎温度低下の効果を用いた方法である。水噴射については燃料と同質量流量を添加することにより断熱火炎温度は 150~200K 低下する。また、水、水蒸気の噴射により火炎中の酸素・窒素分圧も低下するが、NO 低減には火炎温度低下が支配的である。Fig.1-25 に A 重油に対して水を噴射した場合の添加率と理論火炎温度を空気比をパラメータにして計算したものを示す^[11]。

Fig.1-26 には各燃料種に対する蒸気噴射による NO_x 低減効果を示す^[11]。この方法は、Fuel NO の抑制効果はほとんど期待できないため、燃料中の窒素分が少ない燃料に対して行うほうが効果的であることがわかる。

Fig.1-27 に水噴霧バーナの一例を示す^[10]。火炎温度の最も高い位置に噴霧するために、燃料ノズルの近傍に水噴射ノズルを設置するバーナや、燃料噴霧ノズルに水噴霧機構が組み込まれた形状のノズルもある。

この方法は簡便で低 NO_x 対策として実用しやすい反面、水・水蒸気の添加により熱的損失と燃焼ガスの凝縮温度の上昇が裂けられない点に注意が必要である。また、火炎に過剰に投入すると、燃焼は不安定になり不完全燃焼や振動燃焼が発生し、場合によっては失火する。噴射量は燃焼性と NO_x 低減効果の面から、水と燃料の混合割合で、重量比 1:1~1.2:1 程度である。

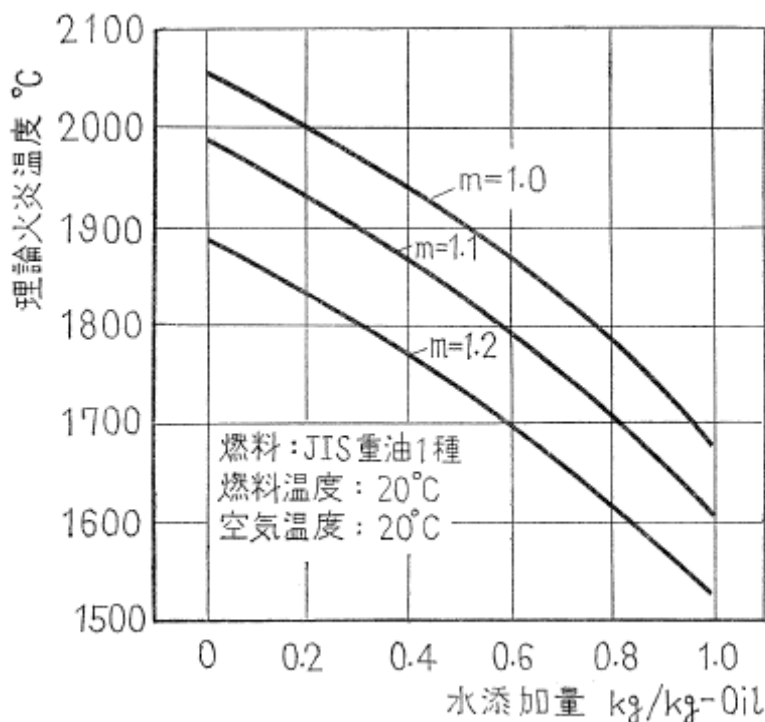


Fig.1-25. Flame temperature and water addition.

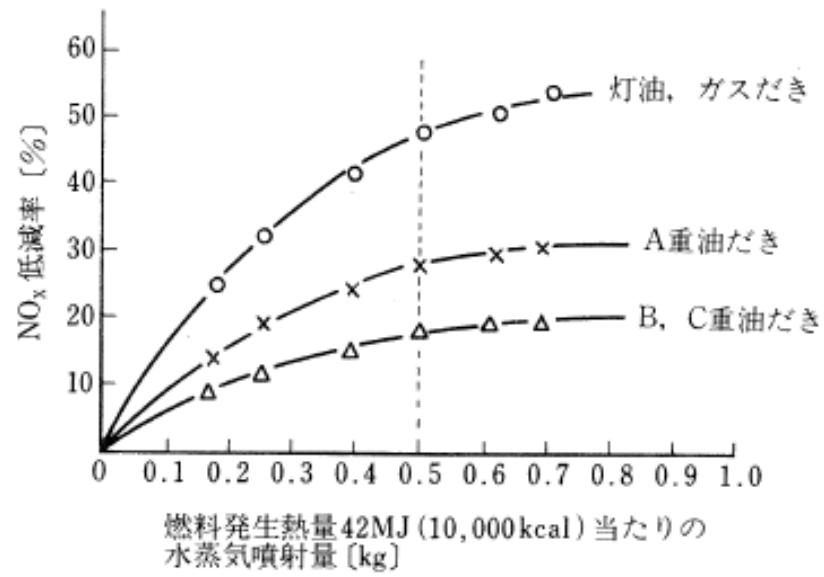


Fig.1-26. NOx decrease ratio and steam injection.

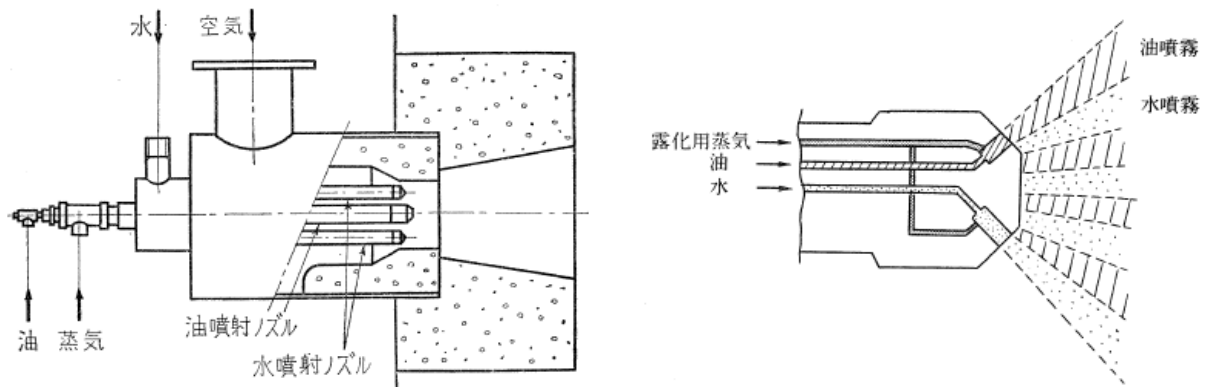


Fig.1-27. NOx decrease ratio of staged combustion.

・ 排ガス再循環（強制・自己）

温度の低下した煙道排気ガスの一部を燃焼用空気に再度混入し、酸素分圧を低下させる効果と、火炎温度の上昇を抑える効果により、Thermal NO を抑制する方法である。EGR（Exhaust gas recirculation）とも呼ばれる。煙道排気ガスを送風機などを用いて強制的に再循環する方法と燃焼器自体に工夫を加え、燃焼炉の燃焼排ガスを燃焼炉で自己再循環させる方法がある。Fig.1-28 に示すように、再循環ガスが多くなるほど NO 抑制効果は大きくなるが、燃焼が不安定なる場合や、強制再循環の場合には補機動力が増加するため、通常燃焼用空気に対して 20～30%が限界とされており、NO_x の低減率は 50～70%に留まる。また、Fig.1-29 に示すように、Fuel NO への効果は少なく、燃料中に窒素分を含まない燃料ほど NO_x 低減率が高いことがわかる^[11]。

Fig.1-30 に強制自己再循環型方式、Fig.1-31 にスワールを用いた場合やエゼクタ方式を利用した場合の自己再循環方式による燃焼装置の一例を示す^[10,29]。

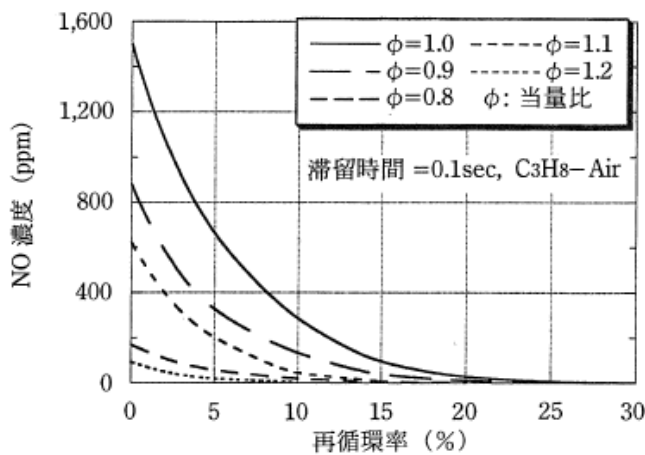


Fig.1-28. Exhaust gas recirculation ratio and concentration of NO.

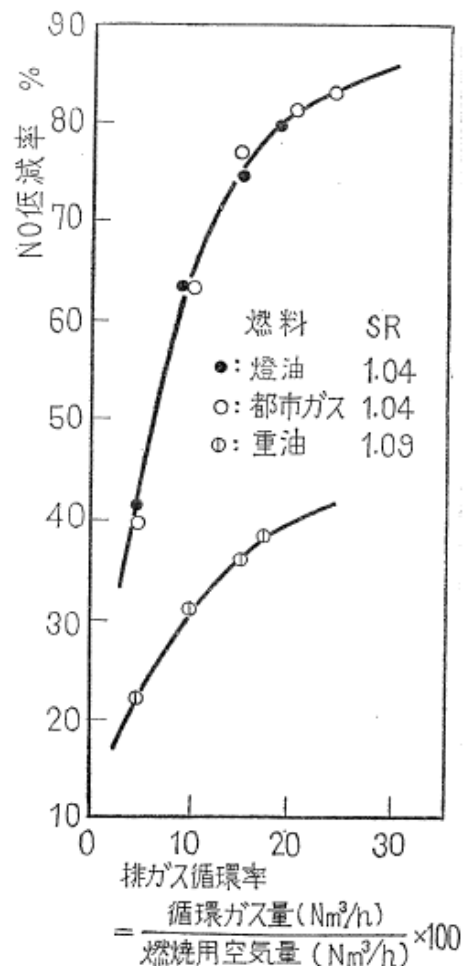


Fig.1-29. Exhaust gas recirculation ratio and NO decrease ratio.

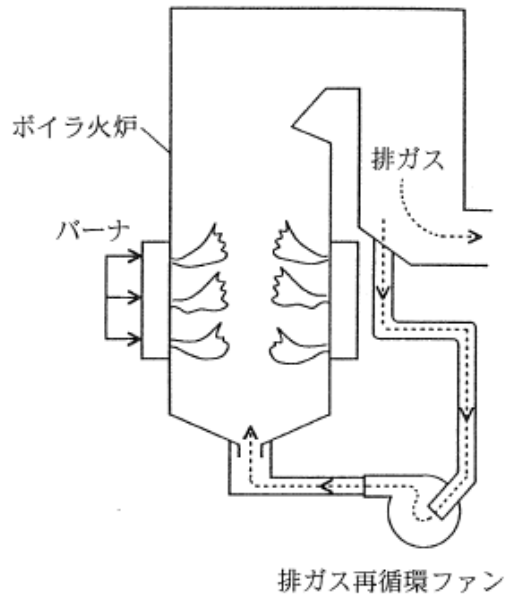


Fig.1-30. Exhaust gas recirculation.
(compulsion)

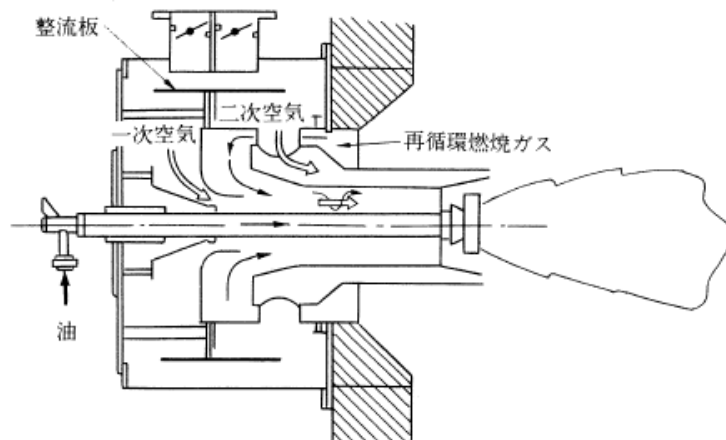
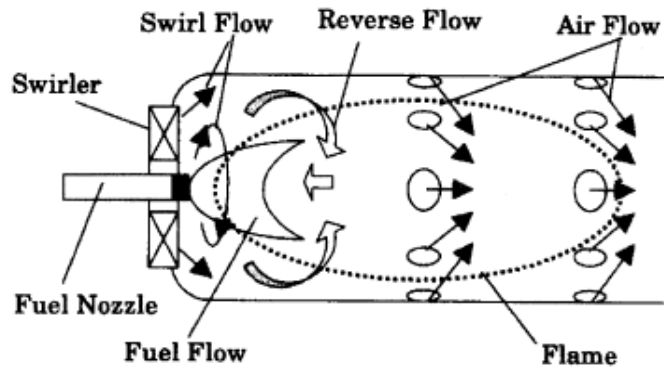


Fig.1-31. Exhaust gas recirculation.
(self)

I-4. 自己再循環型低 NO_x バーナに関する従来の研究

自己再循環型低 NO_x バーナの初期型を Fig.1-32 に示す。このバーナは三浦工業株式会社にて開発された。圧力式の渦巻き噴射弁をバーナ中央に設置し、その外側の 6 箇所開口部を設けた板から燃焼用空気を高速で噴出し、エジェクタ効果により筒状のガイド内部に燃焼ガスを引き込む構造となっている。そして、燃焼用空気の酸素濃度の希釈および火炎温度を低下させ、Thermal NO 生成の抑制を図っている。

さらに、このバーナは財団法人石油産業活性化センター（PEC : Petroleum Energy Center）の村川氏により改良された^[37]。改良されたバーナのご概念図 Fig.1-33 と NO_x 特性 Fig.1-34 を示す。自己再循環ガスをより多く引き込む目的で、燃焼用空気の吹き出し口をノズル形状に変更し、燃焼ガスを引き込む開口面積を拡大した。そして、灯油燃料の燃焼において、燃焼用空気の 1 次空気量を抑制し、全空気量の 5% にすることで、NO_x 値を 30 ppm 以下に低減できるなど、さまざまな試験の結果、本方法が排出される NO_x の抑制に対して有効であることが明らかになった。

しかし、燃焼ガスの自己再循環量の計測や NO_x 低減のメカニズムなど、燃焼工学的な知見はほとんど得られていない。そこで、本研究ではこの方法を小型ボイラ用の燃焼機器に応用した「自己再循環型低 NO_x バーナ」を試作し、さらなる低 NO_x 燃焼を目指して研究を行なうこととした。

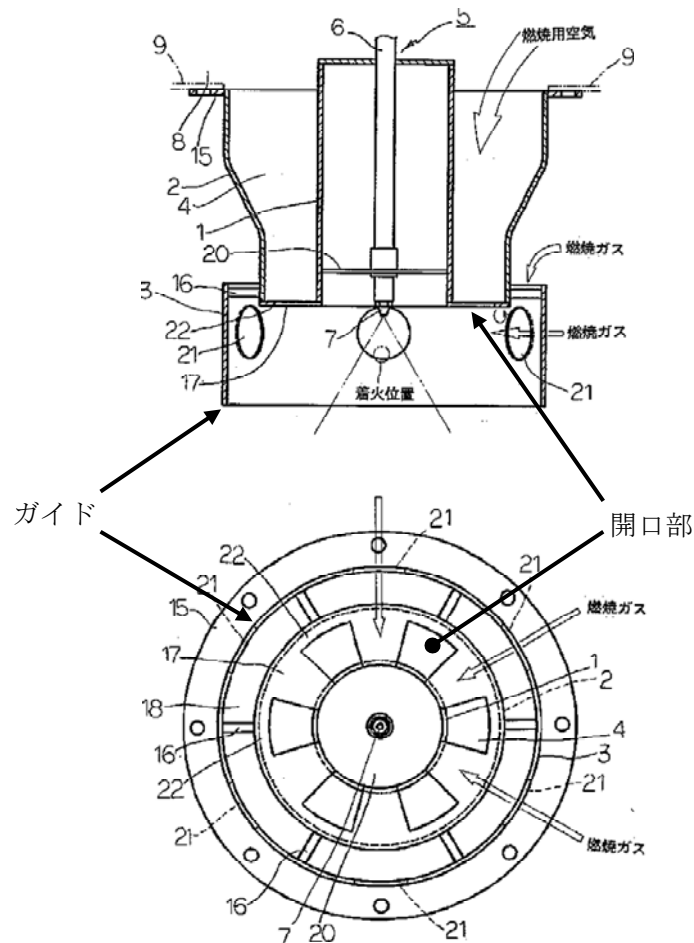


Fig.1-32. Initial type burner.

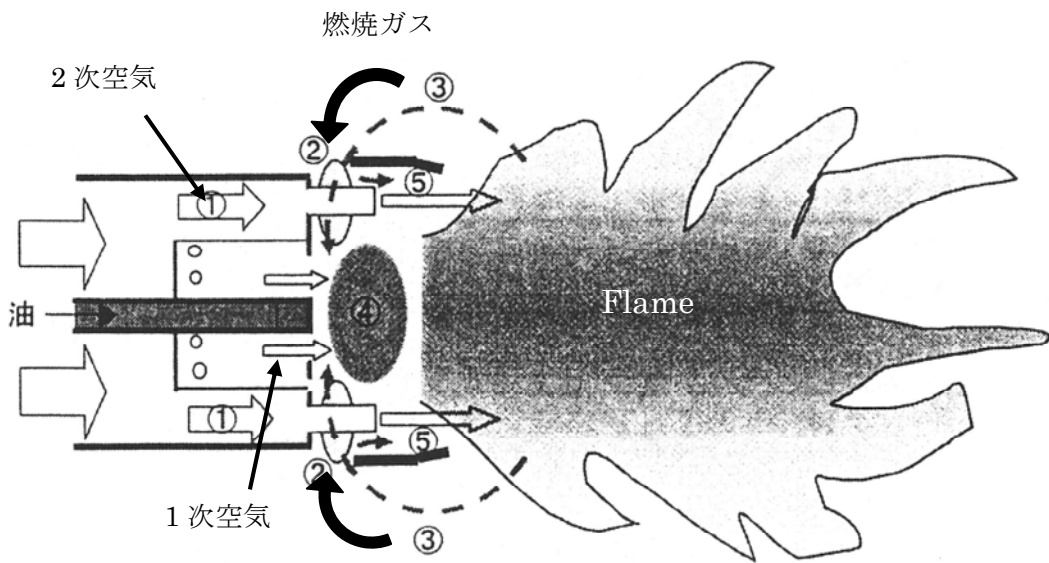


Fig.1-33. PEC burner.

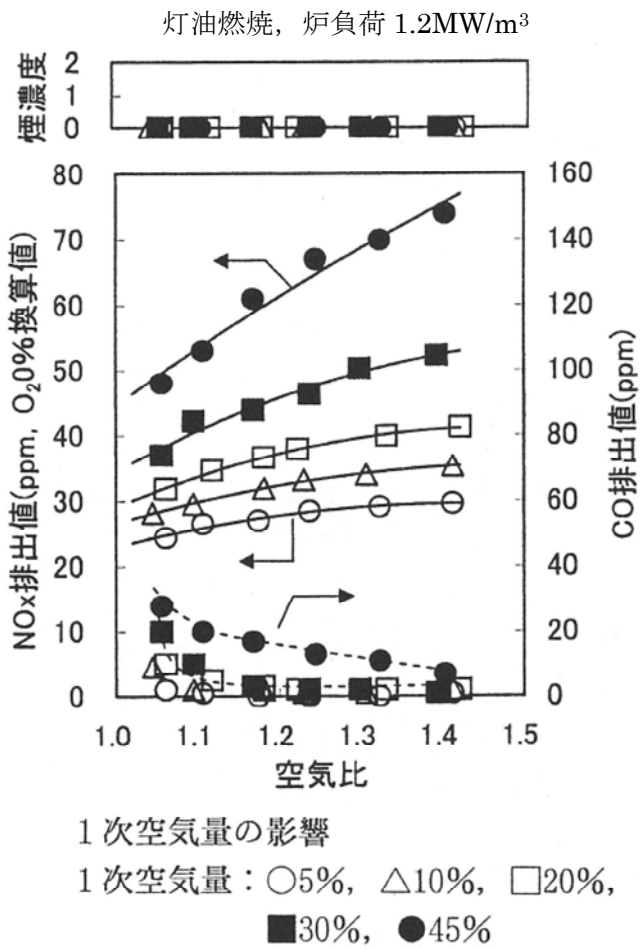


Fig.1-34. NOx Emission Characteristics.

I-5. 本研究の目的

これまで述べたように、小型貫流ボイラにおける NO_x の低減は重要課題であり、かつ既存の設備に安価で導入できる方式が要望されている。そこで、本研究では、近年実用バーナとして大きな期待を担う「自己再循環型低 NO_x バーナ」について、基本となる自己再循環型低 NO_x バーナを対象に、燃焼工学的な立場から NO_x 生成特性を調べ、本バーナの特徴である自己再循環による燃焼用空気の希釈とその NO_x 低減効果を明らかにし、さらなる NO_x 低減を行うことを目的とした。

- (1) 粒子画像速度計測法 (PIV : Particle Image Velocimetry) を用いて、自己再循環ガスの体積流量を計測し、これが燃焼試験炉から排出される NO_x に与える影響を明らかにする。
- (2) 燃焼試験炉内の燃焼ガスや燃焼温度サンプリングを行い。本バーナの NO_x 生成場所の特定や、その NO_x 値を調べる。また、このサンプリングから自己再循環ガスの質量流量を求め、燃焼用空気の酸素濃度を推定する。そして、燃焼用空気の希釈が NO_x 抑制に与える影響を明らかにする。
- (3) 本バーナは噴霧燃焼を行っており、その液滴粒子径が燃焼に与える影響は大きいと考えられる。そこで、位相ドップラー粒子分析計 (PDI : Phase Doppler Interferometer) を用いて、燃焼場における液滴粒子径を計測し、自己再循環ガスが液滴粒子に与える影響を調べる。
- (4) 本バーナは自己再循環による希薄燃焼においても、火炎を安定して燃焼することが可能である。そこで、バーナ近傍の燃焼ガスの流れを PIV にて計測を行い、その安定機構を明らかにする。
- (5) 一連の基礎データを取得する過程で、自己再循環するガスの質量流量は、燃焼時より非燃焼時の方が多き事実をつきとめた。そこで、自己再循環ガスを熱交換器として水冷パイプを設置し、冷却することで更なる NO_x 低減を行い、その効果を明らかにした。

第 II 章. 実験装置と計測装置

II-1. まえがき

本章では、本研究で使用した自己再循環型低 NO_x バーナや燃焼試験炉などの実験装置の構造および寸法、ならびに、温度場、濃度場、速度場の測定に使用した計測装置を説明する。

II-2. 実験装置

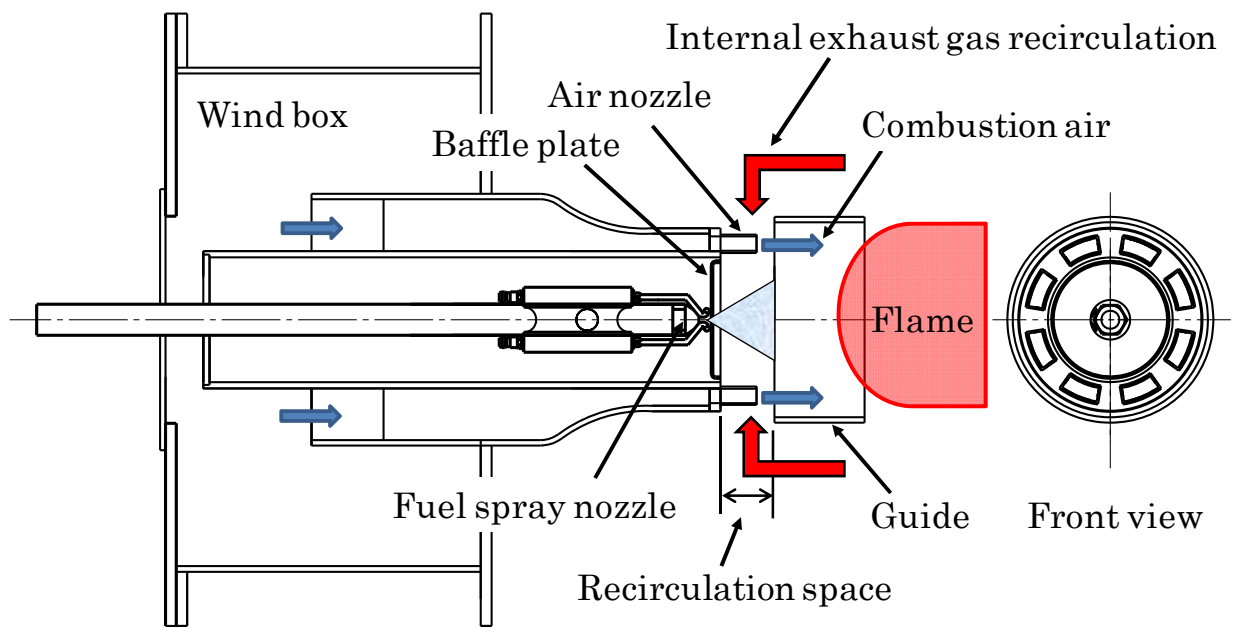
[1] 自己再循環型低 NO_x バーナ

[1-1] 自己再循環型低 NO_x バーナの構造

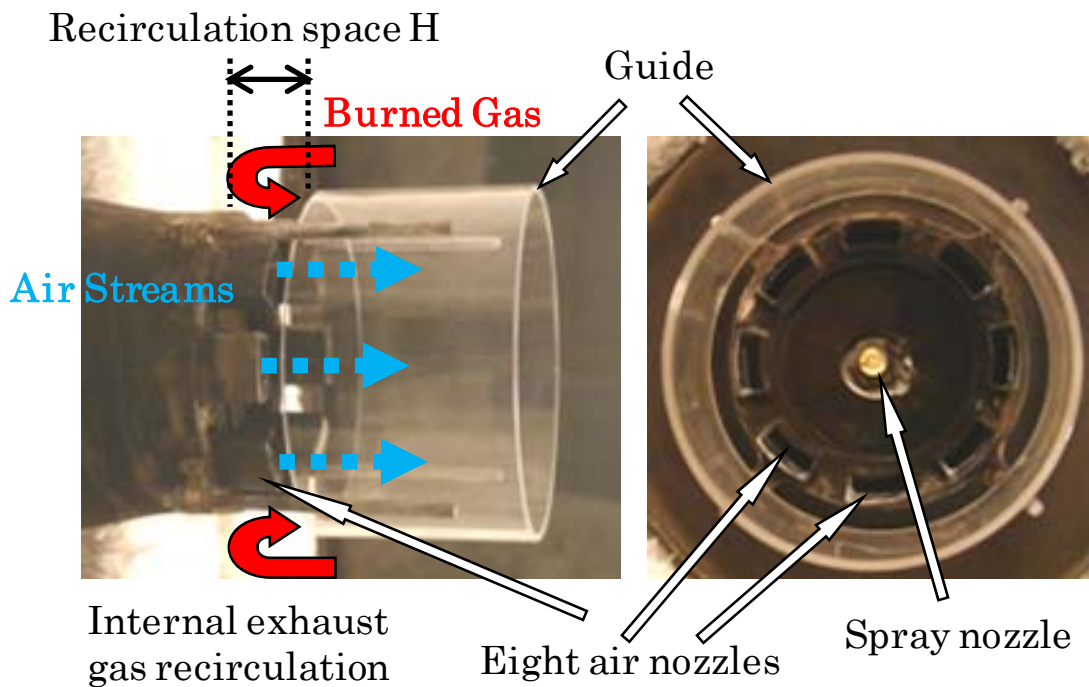
自己再循環型低 NO_x バーナの概略図を Fig.2-1(a)に示す。Fig.2-1(b)、(c)には実物の正面および側面の写真を示す。バーナ中央に設置した噴射ノズルから燃料の噴霧を行い、その周囲の環状流路から強制通気させている。実験には市販の灯油を用い、燃料の微粒化には汎用油圧噴射ノズルを使用した。燃焼用空気は、燃料噴射ノズルの周囲に円周上に等分割した 8 個の空気ノズルを保炎板より下流まで伸ばして供給する。噴射された燃料は燃料噴射口近傍に設置したイグナイタにより、燃料に着火し火炎を形成する。バーナの下流側に、燃焼ガスを自己再循環させるための筒状のガイド (Fig.2-1 中の Guide) を設置しており、燃焼用空気の噴射速度を利用したエジェクタ効果により、バーナ基部 (Fig.2-1 の Baffle plate と Air nozzle 囲まれた領域) に燃焼ガスを引き込む構造となっている。ガイドの中で燃焼ガスと燃焼用空気を混合することにより、酸素濃度を希釈させ NO_x の抑制を図っている。

ここで、空気ノズル基部からガイド入り口までの空間を再循環隙間 (図内: Recirculation space) と定義し、その長さを再循環隙間長さとして定義する。また、この再循環隙間に流入する燃焼ガスの流動を自己再循環流と呼び、その流量を自己再循環量と定義する。なお自己再循環量には引き込み流速から算出した体積流量とそれに温度を考慮して算出した質量流量が存在する。

本バーナには火炎形態が二種類あり、保炎板に張り付いた火炎を付着火炎、保炎板より下流の空間で安定している浮き上がり火炎をリフト火炎と定義する。



(a) Schematic of self-recirculation type burner.



(b) Side view.

(c) Front view.

Fig.2-1. Self-recirculation type burner.

[1-2] 自己再循環型低 NO_x バーナの寸法

Fig.2-2 に自己再循環型低 NO_x バーナの側面図を示す。Fig.2-2 を用いて今回使用した自己再循環型低 NO_x バーナの各部寸法について説明する。ガイドの寸法は内径φ110.3 mm、肉厚 2.5 mm、長さは 50 mm、70 mm、80 mm の 3 通りを使用した。なお、ガイド長さ L が 50 mm のとき再循環隙間長さ H=30 mm、L=70 mm のときは H=10 mm、L=80 mm のとき H=0 mm となる。なお、ガイドは高温の燃焼ガスが流れことと、その内部の状況を観察できるようにするため透明な石英ガラス（耐熱 1300℃）^[1]にて製作している。

次に、空気ノズル（Air Nozzle）はバーナ中心軸から半径方向に約 40 mm 離れた位置に円周方向へ 8 個に等分割したおり、ノズル出口の断面積は 151.9 mm²となっている。これが合計で 8 個あるので総断面積は 1215.2 mm²となる。本バーナは、燃料流量は $Q_f=6.6$ L/h（熱出力 65 kW）で基本設計を行い、この時の空気ノズルから噴出する空気速度は 22 m/s（空気比 $\lambda=1.4$ ）となる。

燃料噴射ノズルはバーナ中心軸上、図内の(X,Y) = (-90,0)の地点に燃料噴射口が位置する。また、燃料噴射ノズル先端から下流側へ 6 mm、半径方向外側 10 mm の位置に点火用のイグナイタ（定格二次側：10 kV/18mA）を設置しており、火炎を形成し安定燃焼に移行した後は放電しないように制御してある（Fig.2-3）。このイグナイタの直ぐ側には、燃料噴射ノズルに火炎が逆流しないように、保炎板を装着してある（Fig.2-4）。

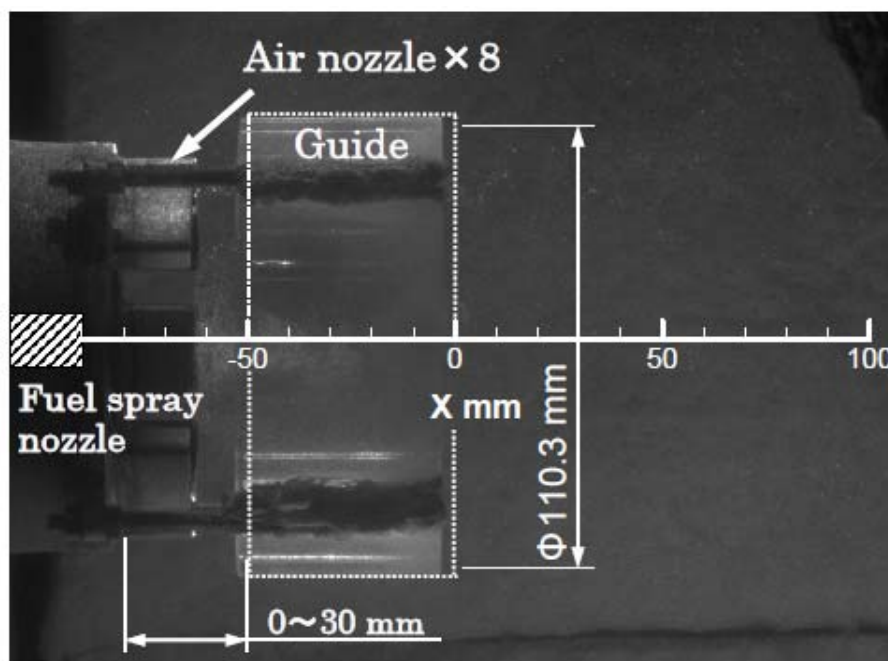


Fig.2-2. Burner scale.

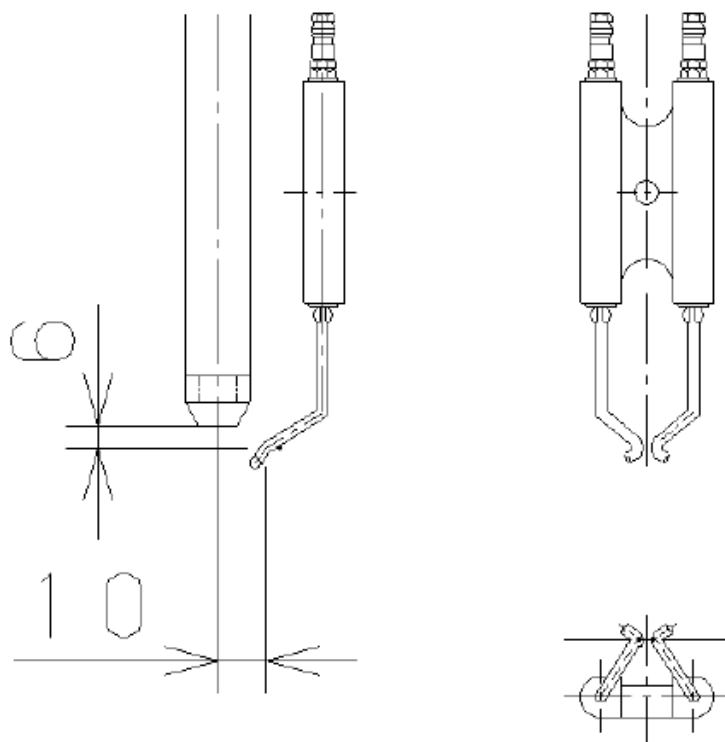


Fig.2-3. Spark plug.

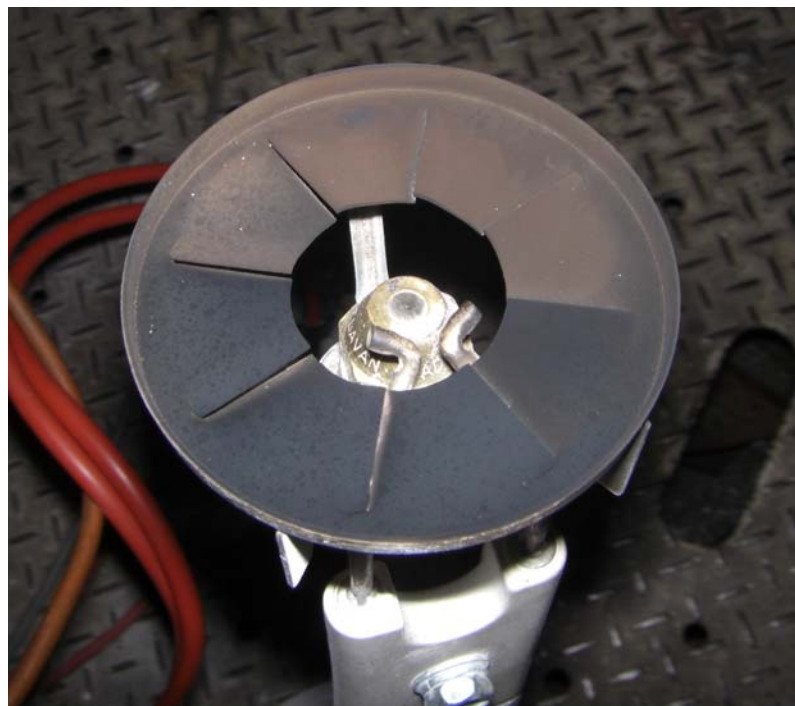


Fig.2-4. Baffle plate.

[2] 燃焼試験炉の寸法および構造

Fig.2-5 に自己再循環型低 NO_x バーナを設置する燃焼試験炉の概略図を示す。Fig.2-6 には実物の写真を示す。燃焼試験炉の寸法は 1000 mm×400 mm×400 mm で、燃料流量は $Q_f=6.6$ L/h (熱出力 65 kW) で燃焼した場合、燃焼室容積負荷は 400 kW/m³ となる。自己再循環型低 NO_x バーナは燃焼試験炉内の側面に設置する。反対側の側面には、排出ガスを排出するために煙突 (φ150 mm) を設置している。燃焼試験炉内にはセラミック断熱材 (耐熱 1600°C) ②を施工しており、燃焼試験炉内で形成された火炎の外観観察、火炎自発光の観測、および、PDI や PIV を用いたレーザー計測を行なうため、燃焼試験炉の側面と天井には耐熱ガラスを設置できるようにしてある。

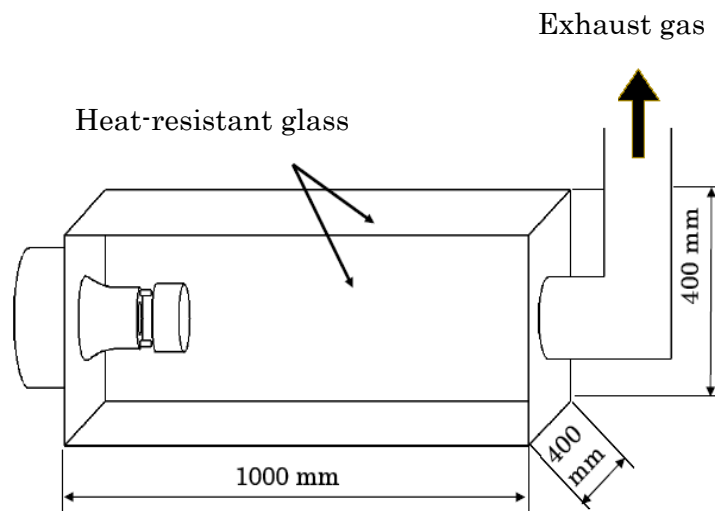


Fig.2-5. Schematic of furnace.

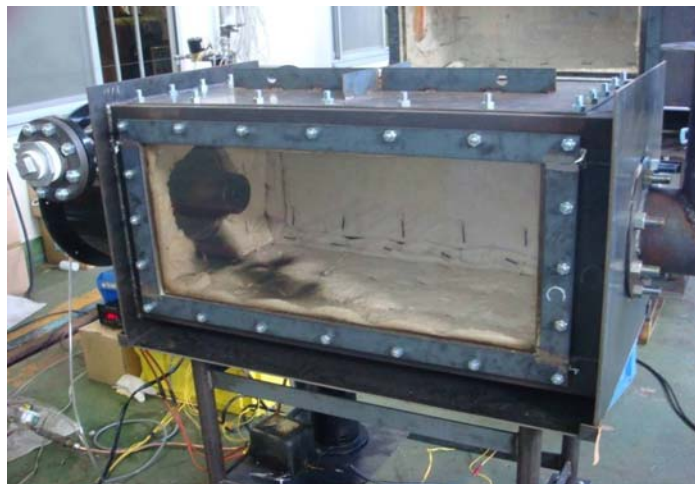


Fig.2-6. Photograph of furnace.

[3] 耐熱ガラスの透過率

本試験で用いた耐熱ガラス（ネオセラム）の透過率を Fig. 2.7 に示す。また、各ラジカルのバンドスペクトルをとる波長の値とその値での耐熱ガラスの透過率を Table.1 に示す。Fig. 2.7 から、今回用いた耐熱ガラスは 350 nm 以下の波長の光はほとんど透過しないことがわかる。従って、火炎から発せられる主な化学発光のうち、バンドヘッド（最も強い放射の波長）が 431.5 nm と 387.2 nm の CH ラジカル、および 473.7、516.5、563.6 nm の C₂ ラジカルからの化学発光は耐熱ガラスを透過するが、281.1nm と 306.4 nm にバンドヘッドを持つ OH ラジカルの化学発光は耐熱ガラスを透過しないため、本研究で使用している耐熱ガラスを用いた場合、OH ラジカルの計測は行えないことがわかる。

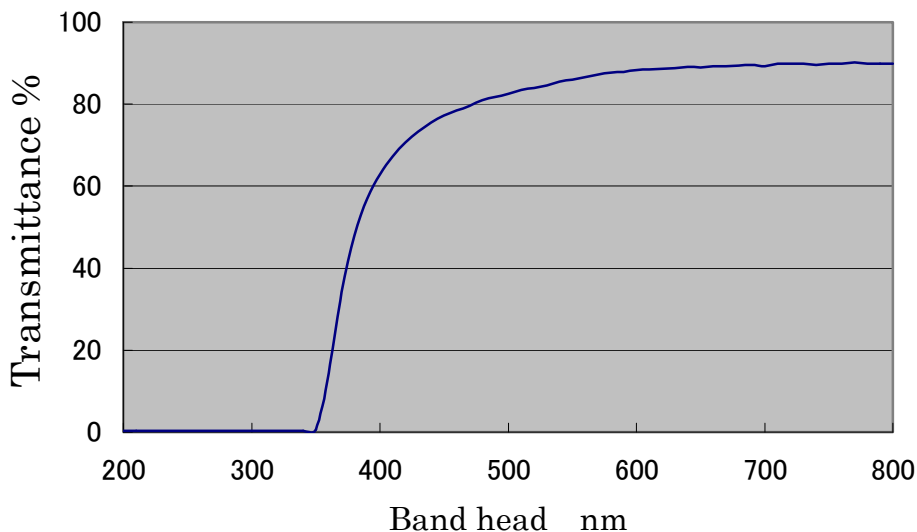


Fig.2-7. Transmittance of heat-resistant glass.

Table 1. Band head.

	Band head	Transmittance of heat-resistant glass
CH	431.5 nm	74%
	387.2 nm	54%
C ₂	563.6 nm	87%
	516.5 nm	84%
	473.7 nm	80%
OH	306.4 nm	0.3%
	281.1 nm	0.3%

[4] 燃料噴射ノズル

自己再循環型低 NO_x バーナは液体燃料を用いた噴霧燃焼装置であることから、燃料を微粒化するための燃料噴射ノズルの選定が重要となる。ここでは、本バーナに適した微粒化方法と、その構造を説明する。

[4-1] 微粒化機構

工業的に用いられる燃料噴射ノズルには液体を微粒化するための微粒化機構が備わっており、この微粒化機構についてはこれまでに様々な研究がなされている。例えば、空気や蒸気を噴霧媒体とする二流体噴射弁やカップの遠心力を利用する回転体噴霧器^[3-4]などは大型のボイラでされている。一方、圧力エネルギーによる微粒化法を取り入れた渦巻き噴射弁^[5-6]は、中程度の圧力で広い流量範囲にわたって良好な噴霧状態を形成でき、空気や蒸気の補助を必要としないため低コストで構成できることから数多くの小型のバーナに使用されている。従って、自己再循環型低NO_xバーナの燃料噴射ノズルにはこの渦巻き噴射弁を用いた。

[4-2] 渦巻き噴射弁の構造

Fig.2-8 (a) に本研究にて使用した渦巻き噴射弁 (Delavan 社製 Type A) の断面図を示す。また、Fig.2-8 (b) には渦巻き噴射弁の概略図を示す。この渦巻き噴射弁は液体を燃料噴射ノズル内にある接線方向のスロットを介して渦室へ流入させることで、液体にかかる圧力のエネルギーを接線方向の速度エネルギーに変換する。液体はオリフィスから環状で薄幕のシートとして流出し、急速に外側に広がり、空気との摩擦により中空の円錐状の噴霧を形成させる仕組みとなっている^[7]。規格は噴霧の角度 60°、1.0 USGallon/Hour を使用した。

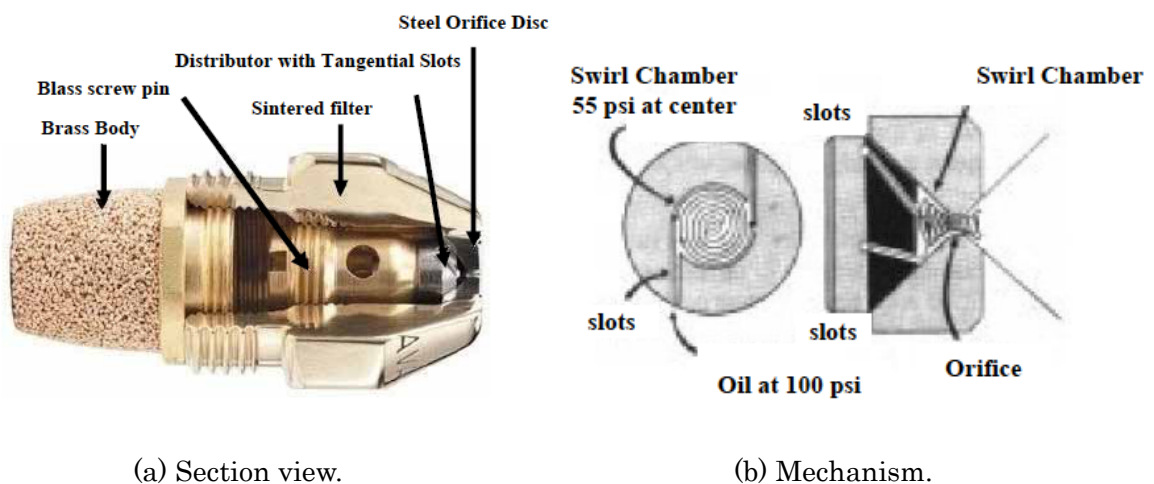


Fig.2-8. Swirl nozzle.

[5] 燃料性状

本研究で使用した燃焼性状について説明する。燃料は市販の灯油を使用し、代表性状を Table.2 に示す。主成分をデカン⁸⁾とし、燃焼式より $C_{10}H_{22}+15.5O_2 \rightarrow 10CO_2+11H_2O$ とし、理論空気量 A_0 を $11.64 \text{ m}^3\text{N/kg}$ 、空気比 $\lambda = 1.4$ の場合の燃焼ガスの密度を $1.262 \text{ kg/m}^3\text{N}$ として計算を行った。

Table 2. Fuel property.

Density (15°C)	g/cm ³	0.7981
Flash point	°C	45.0
Sulphur content	W%	0.0001
Higher heating value	KJ/Kg	46310
Lower heating value	KJ/Kg	43470
Distillation properties		
Initial boiling point	°C	158.0
10% of Boiling point	°C	168.0
50% of Boiling point	°C	183.0
95% of Boiling point	°C	217.5
100% of Boiling point	°C	231.0
Nitrogen content	W%	0.0001

[6] 燃料および燃焼用空気の供給経路

本実験において、燃料の灯油は灯油タンク（80 L）から供給され、0～40 kgf/cm²（0～4 MPa）まで昇圧可能なモータ駆動のトロコイドポンプを使用した。本研究では約 1.0 MPa まで昇圧した灯油を、バーナ中央に設置した渦巻き噴射式の圧力噴射ノズルにより噴射した。燃料噴射の開閉には噴射ノズルの上流に設置した電磁弁を使用した。燃焼用空気はターボブロワ（武藤電気製、MI-12N/6、モータ出力：2.2 kw、定格風量：600 m³/h、最大昇圧：1300 mmAq）から供給され、浮き子式面積流量計で流量を測定後、Wind box を介してバーナ内の 8 個のエアノズルから噴射する。空気流量はインバータを用いて、ブロワーモータの回転数を制御することで調節した。

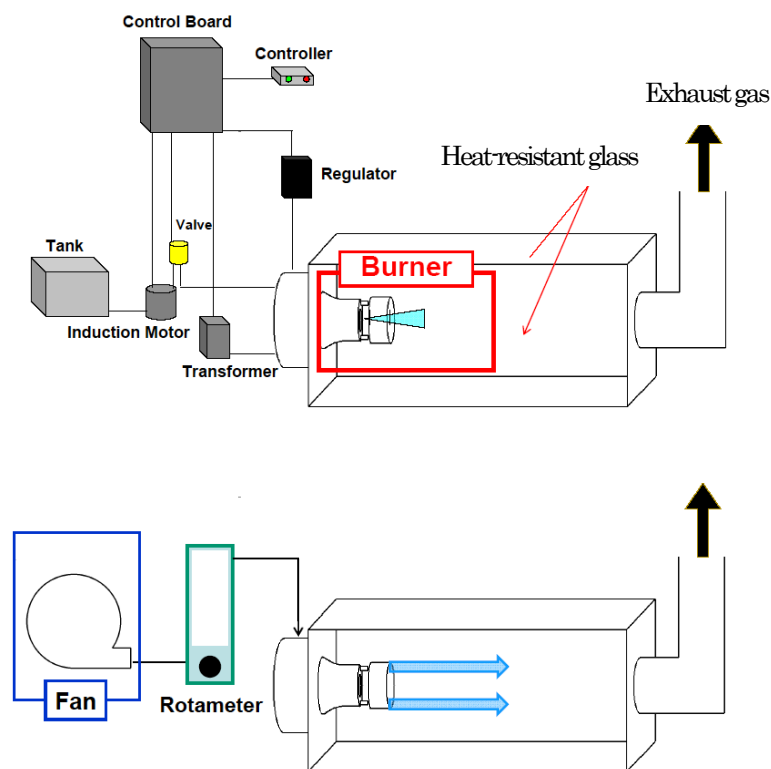


Fig.2-9. Feeding system.

[7] 自己再循環ガス冷却用熱交換器

VI章にて自己再循環ガスの強制冷却を行うために用いた、水冷式の熱交換器（Fig.2-10中のWater-cooled pipe）について説明する。熱交換器の構造は外径 $\phi 6$ mmのステンレス製のパイプを使用し、ピッチ10 mmでコイル状（内径 $\phi 165$ mm）に10回巻きつけてある。そして、自己再循環ガスの流入を妨げないように、ガス流速の遅い再循環隙間から25 mm離れた場所に設置している。冷却水はボイラ給水で使用されているカスケードポンプ（仕様0.3MPa, 300L/h）を使用した。

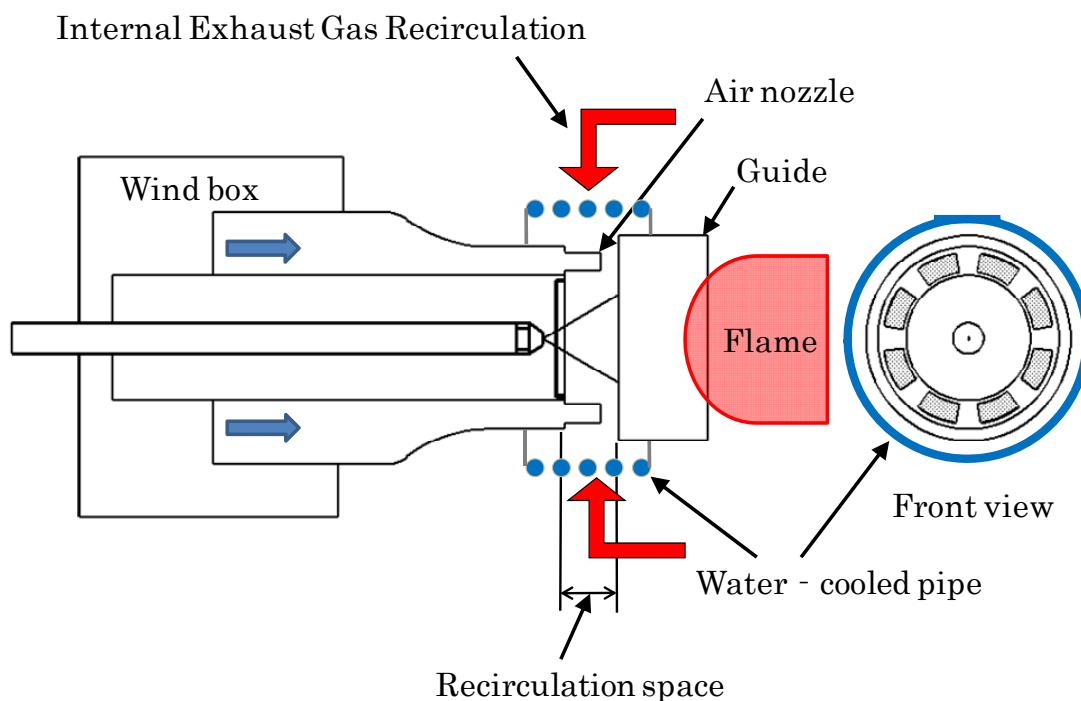


Fig.2-10. Heat exchanger.

II-3. 計測装置

[1] 浮き子式面積流量計

本実験では、燃焼用空気の流量測定装置として、管路中の抵抗体に作用する液体抵抗と重力の釣り合いを利用して流量を検出する、浮き子式面積流量計（昭和機器計装株式会社製、AP-0200）を用いた。流量計に刻まれている目盛りは、20°C、150 mmAq-G のもとで刻まれたものであるため、実際の流量を調べるためには、本実験を行った条件下で補正をしなければならない。

本来ならば、流量計の説明書にある補正式を利用して目盛りの補正を行なうと、実際の流量が得られる。しかし、予備実験の段階で流量計にて設定した流量が供給されていないということが判明した。そこで、正しい流量を測定するため浮き子式面積流量計の流量検定を行い、補正式により得られる補正值に、さらに補正係数 α をかけて、それを実際の流量とした。

なお、本実験に用いた流量計による空気流量の計測は、燃料消費量と煙道における排ガス中の酸素濃度から算出する空気流量とほぼ一致しており妥当であると考えられる。

$$\text{補正式： } Q(\text{Nm}^3/\text{h}) = Q_0 \cdot \sqrt{\frac{\gamma_{NO}}{\gamma_N}} \cdot \sqrt{\frac{PT_0}{P_0T}} \quad \dots (2.1)$$

Q : 実際の体積流量 (0°C, 1atm 状態)

Q_0 : 目盛り指示値

γ : 実際に使用されている気体の標準状態の比重量 (m³/kg)

γ_{NO} : 設計基準の気体の標準状態の比重量 (m³/kg)

T : 実際の気体の絶対温度 (K)

T_0 : 設計基準の絶対温度 (K)

P : 実際の気体の絶対圧力 (mmHg)

P_0 : 設計基準の絶対圧力 (mmHg)

また、今回は実際に使用している気体と、設計基準の気体の標準状態での比重は等しいものと考え、 $\sqrt{\gamma_{NO}/\gamma} = 1$ として、補正を行った。

[2] PIV

従来、流れ場の計測には熱線流速計やLDV（レーザードップラ流速計）といったすでに確立され、また時間分解能が高い（数 kHz～数十 kHz）流体計測手法が用いられているが、これらの手法は流れ場の一点の速度情報しか提供しないため、複数の速度成分を同時計測するためには、複数の熱線／熱幕センサあるいはレーザビームの組み合わせが必要となる。複雑な流れ場の詳細を必要とする最近の流体計測の要求を必ずしも満たせなくなっている。

そこで本実験では PIV システムを用いることで燃焼流中の二次元瞬時速度場の計測を行った。以下に PIV の原理について説明する。

[2-1] PIV の原理

PIV の計測原理を、Fig.2-11 に模式的に示す。流れに微細なトレーサ粒子を混入させ、これをパルスレーザなどの光源で瞬間的にシート状に照明する。照明は流れの面内で少なくとも 2 時刻（時刻 t_0 と時刻 t_1 ）で行われる。トレーサ粒子からの散乱光は、CCD 素子などの撮影装置を介して記録媒体に 2 時刻の瞬間的な粒子画像として記録される。連続する 2 時刻の画像上のトレーサ粒子像からその画像上の移動量 Δx を求め、これと画像入力の時刻間隔 $\Delta t (=t_1 - t_0)$ および画像の変換係数 α とから、流れ空間の局所速度 u を次式のように求める。

$$u = \alpha \frac{\Delta x}{\Delta t}$$

ここに、画像の変換係数は $\alpha = (\alpha' / M)$ で与えられる。M は撮像系の横倍率で、 α' は単位換算係数である。このとき流れ空間のトレーサ粒子は局所の流速で流れとともに移動すると仮定する。これが PIV の速度計測の基本原則⁹⁾である。

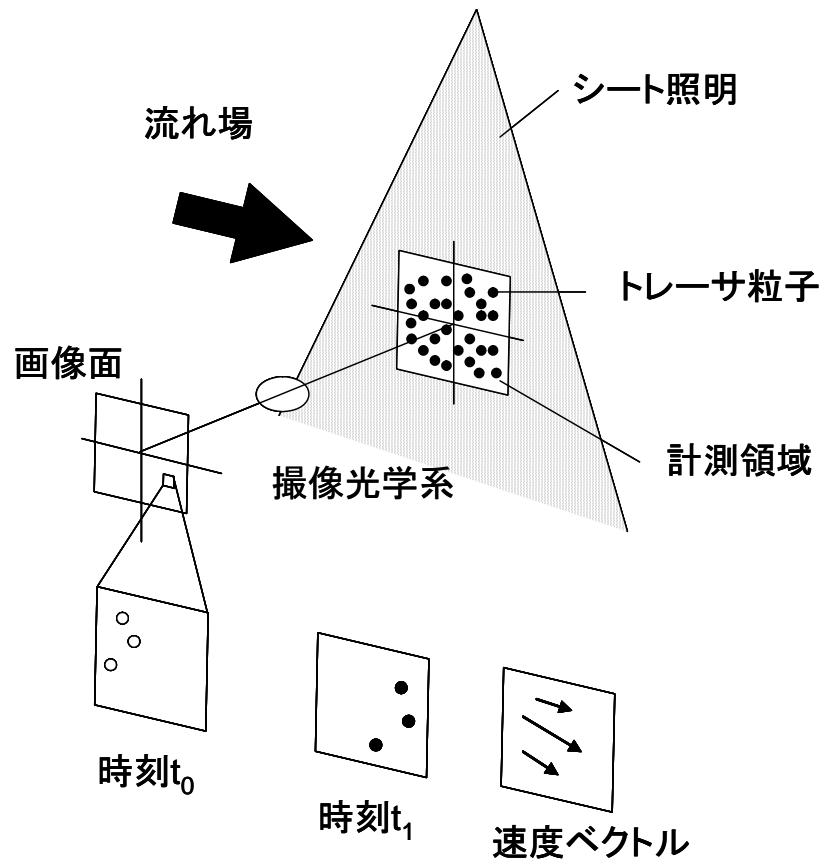


Fig.2-11. The principle of PIV.

[2-2] PIV システム

PIV (TSI Y-120) を使用する際の装置の仕様と配置、レーザーの照射方向について説明する^[10]。Fig.2-12 に PIV 装置の配置の概略図を示す。Fig.2-12 が示すように、軸方向流速分布の測定時には燃焼試験炉上面の耐熱ガラスを介してバーナ管軸上にシート状のダブルパルス Yag レーザー（出力エネルギー：120 mJ/Pulse、発振周波数：532 nm、繰り返し周波数：4 Hz）を照射し、バーナ側面から PIV カメラ（TSI-Camera13-8）で散乱光の撮影を行った。散乱光を得るためのトレーサ粒子には酸化マグネシウム（直径 $2\mu\text{m}$ ）を用いた。トレーサ粒子は燃焼試験炉の外側に設置した容器内に貯蔵してあり、圧力ポンプにより加圧した後、チューブを介して燃焼用空気流中へ混入させる。なお、測定回数は各条件において 500 回行い、測定後に得られた 500 個の流速分布を平均化し、その平均流速分布を実験結果とした。

なお、PIV により計測した、空気比 $\lambda = 1.4$ の場合の空気ノズルから噴出する空気速度は 22m/s であり、これは燃焼用空気量から算出した空気ノズルの断面平均流速と同じ値を示す。このことから、PIV により計測した流速は妥当であると考えられる。

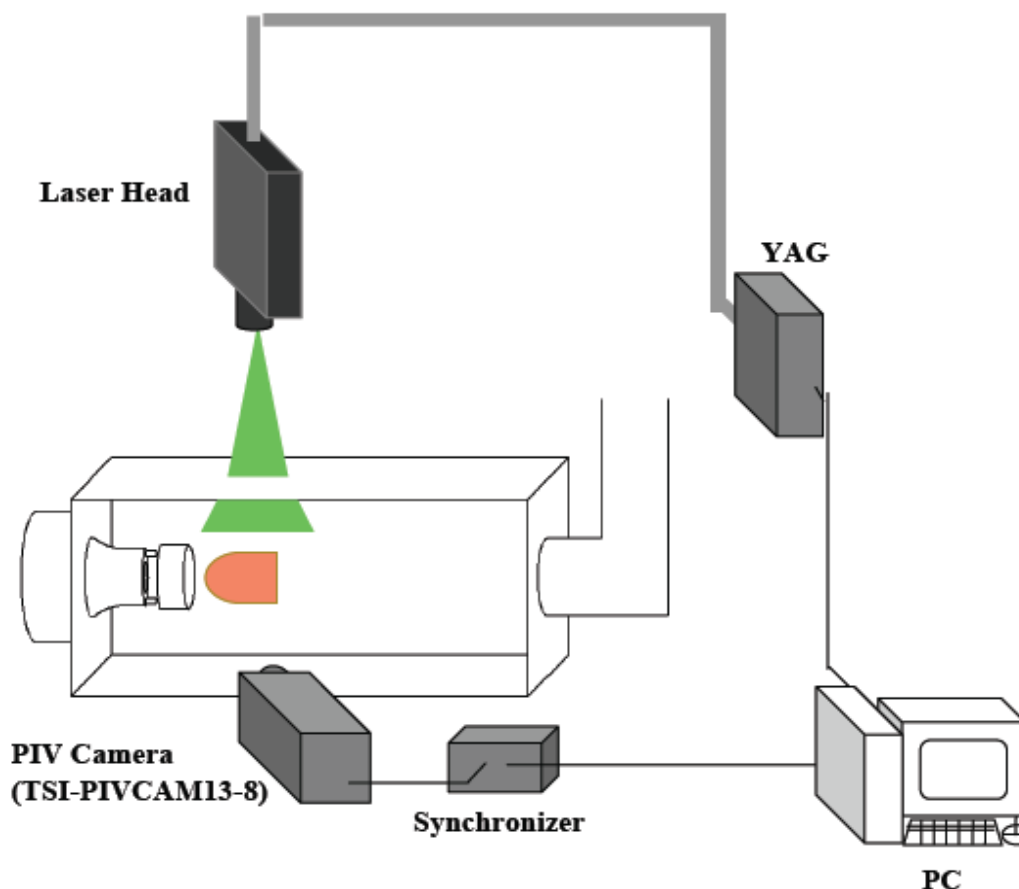


Fig.2-12. PIV system.

[3] 燃焼ガス性状および温度の計測装置

[3-1] 燃焼ガスのサンプリングプローブ

本バーナから排出する NO_x 特性を計測するために、燃焼試験炉内および煙道の燃焼ガスのサンプリングを行った。ここでは、燃焼ガスのサンプリングに使用したプローブおよび排ガス性状の分析方法について説明する。

高温の燃焼ガスを測定するためには、プローブ内で燃焼反応が継続するのを防止するために燃焼ガスを急冷する必要がある。そこで Fig.2-13 に示すように、ステンレス製の水冷式サンプリングプローブ（入口径 $\phi 2$ mm）を用いて吸引採取した後、NO_x は化学発光法・CO は非分散赤外線吸収法（堀場製作所：ポータブルガス分析計 PG-250）を用い、また、酸素濃度は磁気圧力式分析法（堀場製作所：COPA-2000）により計測を行った。プローブから計測器までは、テフロン製のチューブを使用した。また、燃焼ガスの温度測定には、Pt/Pt-13%Rh 熱電対（素線径 $\phi 0.2$ mm）を用いて計測を行った。

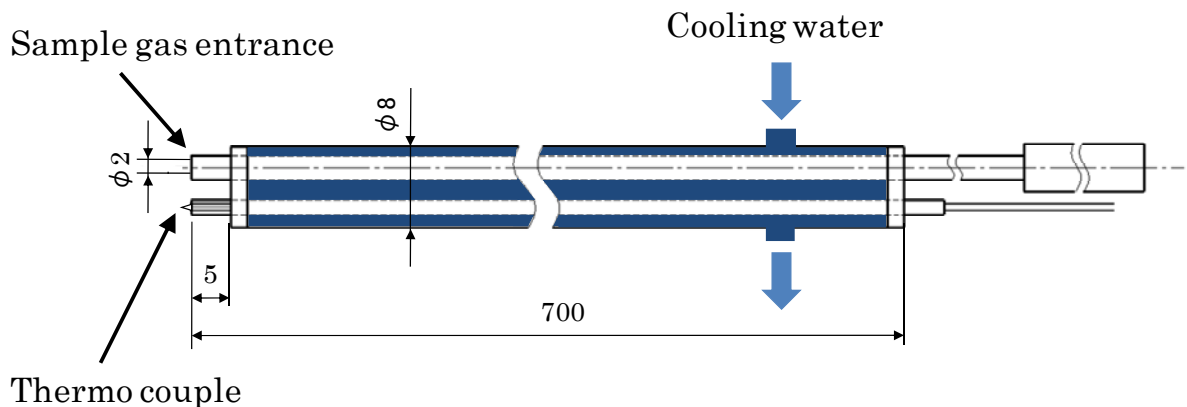
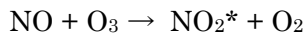


Fig.2-13. Water-cooled sampling probe.

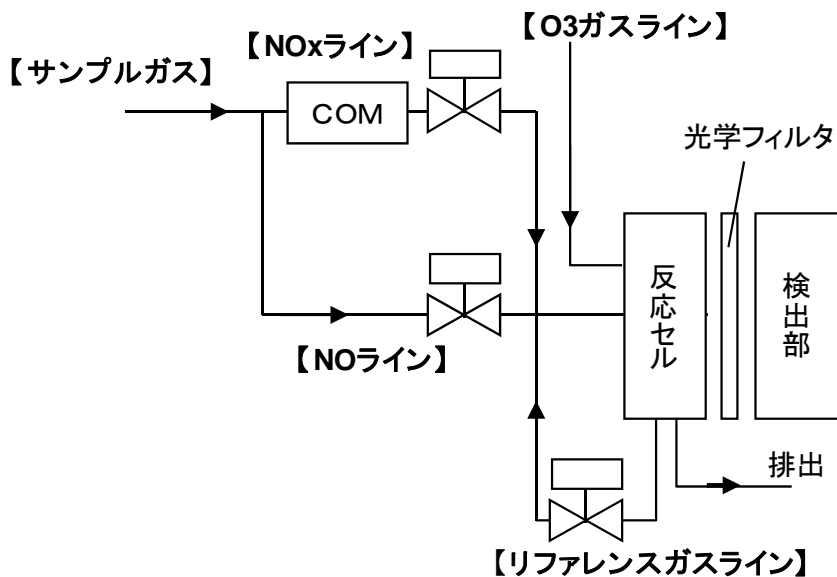
[3-2] NO_x の測定原理（化学発光法）

サンプルガス中の窒素酸化物（NO）にオゾン（O₃）を反応させると、NOの一部が酸化されて二酸化窒素（NO₂）になる。生成したNO₂の一部は励起状態で（NO₂*）になっており、基底状態に移るときに光を放射する。この現象を化学発光（Chemiluminescence）と言う^[11]。



この反応は極めて早く、かつNOのみが関与し、他の共存ガスの影響をほとんど受けない。また、発光光量はNOの濃度に比例するので、この反応を利用してNO濃度を測定できる。

使用した計測器では、サンプルガス中のNO₂をNOに還元することでNO_x濃度の計測を行う。また、化学反応し終えたサンプルガスをリファレンスガスとして用いることで、ゼロ点を常に確認し精度の高い計測を行っている。



【COM (NO_xコンバータ)】 : サンプルガス中のNO₂をNOに還元させる。

【反応セル】 : サンプルガス中のNOとO₃を反応させて光を生じさせる。

【光学フィルタ】 : NOとO₃が反応したときに生じた光以外の光を取り除く。

【NO_xライン】 : COMを用いて、サンプルガス中のNO_x濃度（NO濃度+NO₂濃度）の分析を行う。

【NOライン】 : サンプルガス中のNO濃度の分析を行う。

Fig.2-14. Chemiluminescence.

[3-3] CO の測定原理（非分散赤外線吸収法）

非分散赤外線吸収法は、異なった原子からなる分子が、特定の波長域の赤外線を吸収し、濃度に応じた吸収を示すという特性を利用した分析法である。サンプルガスが導入され、光源から放射された赤外線の吸収が起きると、検出セルに入射する赤外線に光量差が生じる。この赤外線により検出部の内のガスにエネルギーが伝わり、温度上昇が起きるため膨張が起こるが、途中で吸収された圧力差が生じる。これを検知し CO 濃度を分析する^[12]。

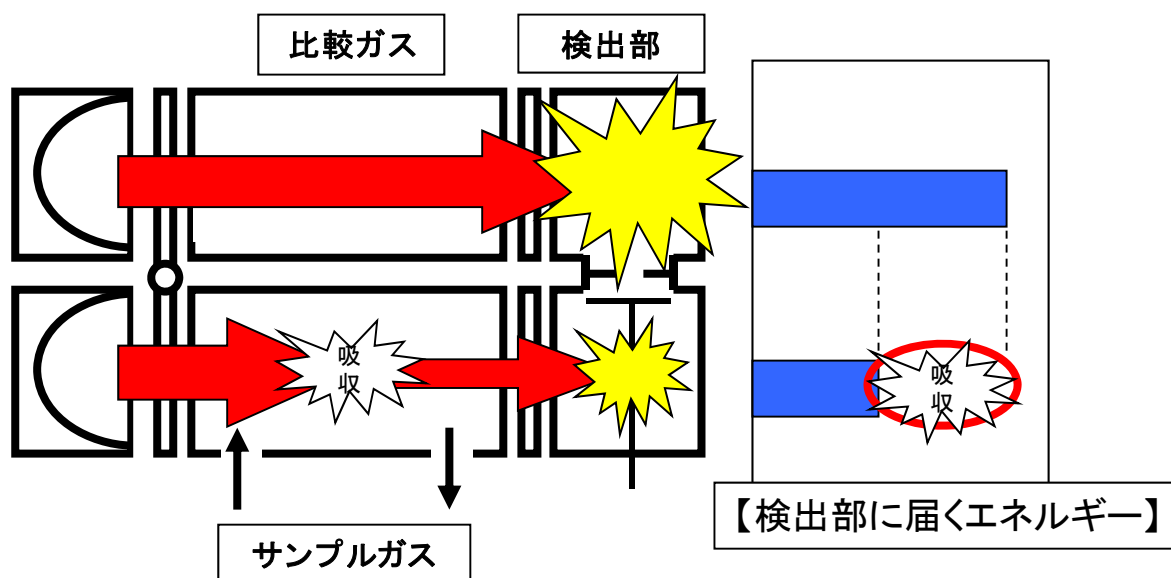


Fig.2-15. Nondispersive infrared analysis.

[3-4] 酸素濃度の測定原理（磁気圧力式分析法）

磁気圧力式分析法は、酸素のもつ極めて強い常磁性を利用した分析法である。不均一な磁界中に酸素が存在すると酸素は磁界の強い方に引き付けられ、酸素濃度が高いほど流れにくくなるため圧力が上昇する。この時の圧力上昇を、非常磁性の気体（窒素）を使って磁界外に圧力上昇を取り出し、この圧力変化を検知して酸素濃度を測定する^[13]。

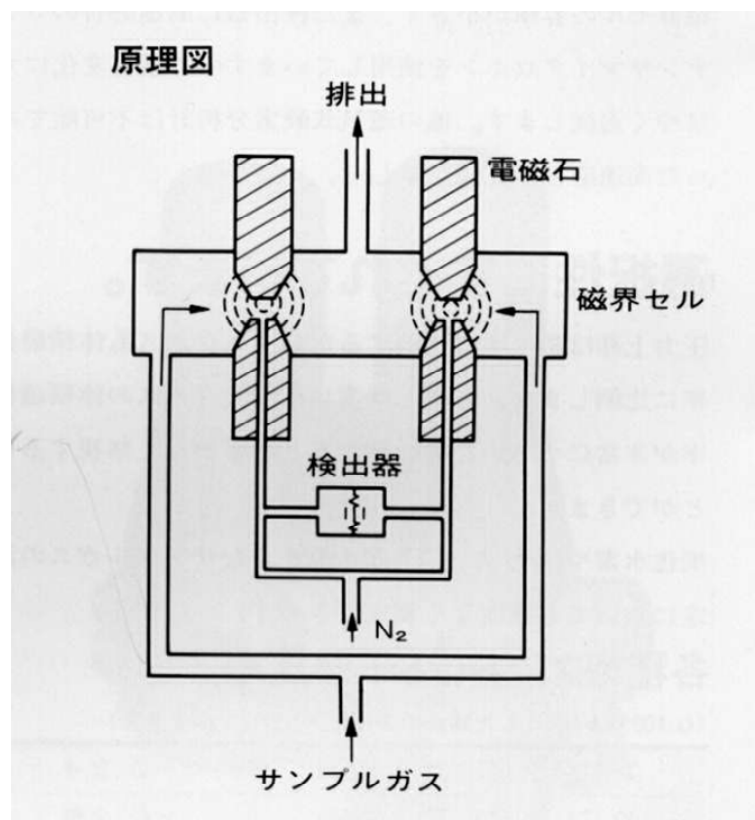


Fig.2-16. Magnetic pressure type analysis.

[4] 火炎外観観測

本バーナでの消炎および燃焼状態を調査するため、1 台のビデオカメラを用いて火炎外観の観察を行なった。Fig.2-17 に火炎外観の撮影位置を示す。火炎外観撮影は、バーナ軸に垂直な方向にビデオを設置し、バーナ基部から燃焼試験炉端まで撮影できるようにした。

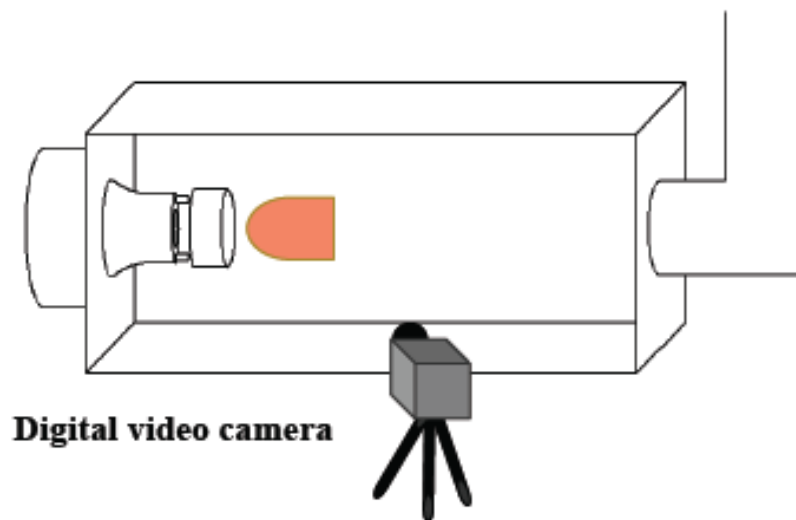


Fig.2-17. Directions of flame observation and appearance of flames observed from heat-resistant glass.

[5] 火炎自発光計測

本研究では、各条件において、詳細な火炎構造を調べるために、ラジカルの自発光強度分布の測定を行った。ここではラジカル発光原理について説明し、次にラジカル自発光強度分布の測定装置の仕様と配置について述べる。

[5-1] 発光原理

火炎は化学発光と呼ばれる近紫外、青色、青緑色の発光を伴う。また、すすの発生があると黄色または黄赤色の明るい輝炎発光を伴う。この化学発光は化学反応によって生成された火炎直後の中間生成物、すなわちラジカルによって発せられる。燃焼現象で発光する主な活性種(ラジカル)はエネルギー状態の高い OH、CH、C₂ ラジカルの三種類である^[14]。

・ OH ラジカルの発光

OH ラジカルは燃焼反応において、酸化物へと導く重要な役割を果たす。OH ラジカルは近紫外の波長 280 nm と 310 nm 付近に強いバンドスペクトルを出す。OH ラジカルは寿命が長く、燃焼ガス中に広く分布するが、炭化水素の火炎では、その発光は



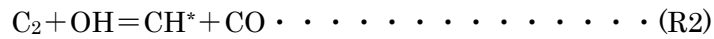
なる反応で生じた励起状態にある OH ラジカル(*は励起状態を表す)が $A_2\Sigma^+ \rightarrow X^2\Pi$ 遷移する際に発する(0,0)、(1,0)、(1,1)バンドの発光が中心である。反応(R1)の生成速度は、CH ラジカルと O₂ 分子の濃度に比例するので OH ラジカルの発光強度は OH ラジカルそれ自身の濃度には関係しないことになる。CH ラジカルは炭化水素の反応過程で少量生成するため、OH 発光は酸素の存在する反応領域、すなわち反応初期の領域もしくは希薄混合気の反応領域に現れる。

・ C₂ ラジカル

C₂ ラジカルは 470、510、560 nm 付近にバンドスペクトルを出す。C₂ ラジカルの発光は励起状態にある C₂ ラジカルが $A^3\Pi_g^+ \rightarrow X^3\Pi_u$ 遷移する際に発する(0,0)バンド光が中心で、CH の発光とほぼ同じ領域に現れる。

・CH ラジカル

CH ラジカルは炭化水素の火炎で発生し、390、430 nm 付近にバンドスペクトルを出す。炭化水素の火炎では、CH 基と C₂基が存在しているため、火炎は、青色に呈する。CH ラジカルの発光は



なる反応で生じた励起状態にある CH ラジカルが $A_2\Sigma^+ \rightarrow X^2II$ 遷移する(0,0)バンド光が中心である。従って、CH ラジカルの発光強度もそれ自身の濃度ではなく、C₂ラジカルと OH ラジカルの濃度の積に比例する。OH ラジカルは反応領域から燃焼ガス領域にかけて広く分布するが、C₂ラジカルは反応領域にしか現れないので CH の発光も反応領域にだけ現れる。そのため、火炎の位置を特定するのに使用できる。

[5-2] 火炎自発光計測装置

本研究では、火炎の位置を特定する方法として、炭化水素の火炎の反応領域に生じる CH ラジカルの自発光強度分布を計測した。Fig.2-18 は火炎自発光測定装置の全体図である。Fig.2-18 で示すように、ICCD カメラ (Andor istar DH734) をバーナ菅軸に垂直方向に設置した。バンドパスフィルターには中心波長 433 nm、波長幅 1.6 nm、透過性 60.5 %のものを用いた。測定は各条件において 50 回測定した、測定後、自発光強度分布を出力する場合には平均化処理を行い。火炎外観を出力する場合には最大フォトカウントが 2×10^4 程度になるように設定して表示した。

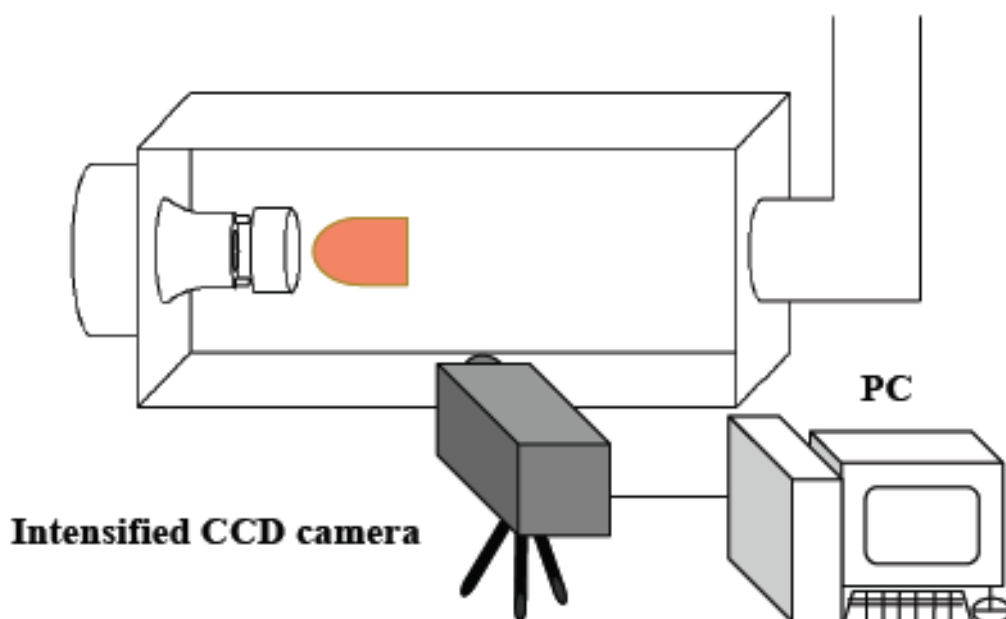


Fig.2-18. Radical luminescence intensity measuring device.

[6] 粒子径計測装置

本バーナは液体燃料（灯油）を用いており、燃料液滴蒸発の促進により、低 NO_x 化が図れていると考えられる。そこで、燃料液滴の粒子径の計測を行った。ここでは粒径を測定する方法について説明する。なお、本研究の粒子径は代表粒子径を表している。

[6-1] 燃料液滴の粒子径の計測法

燃料液滴の粒径の計測法には 2 つに分けて機械的計測法による測定と光学的計測法がある。機械的計測法による測定には受止法、液浸法、痕跡法、固化法、インパクト法などがあるが、これらの方法は燃焼を行なっている状態での測定には不向きであり、なおかつ非常に手間がかかる。一方、光学的計測法は燃焼を行なっている状態での測定が可能であるだけでなく、飛翔中の噴霧液滴を高い時間・空間分解能で計測できるといった利点があることから、本研究では光学的計測法を行なうことにした。

光学的計測法には光散乱法（光散乱強度法、動的光散乱法）、フラウンホーファー回折法、位相ドップラー法（またはドップラー位相干渉法）などがあるが、この中でも位相ドップラー法は高い空間分解能で粒径と速度を実時間計測できることから、本研究ではこの位相ドップラー法を用いて燃料液滴の粒径を測定することにした^[15]。

[6-2] 位相ドップラー法（PDA/PDI）の原理

位相ドップラー法（PDA / PDI）の基礎となるレーザードップラー流速計（LDA / LDV）の原理を、干渉縞モデルで簡単に説明する。Fig.2-19 の左図の入射光の交差部（測定体積）には時間積分すると干渉縞が観察され、ここを粒子 P が通過すると Fig.2-19 の右図の光強度分布に対応したバースト信号（ドップラー信号）が得られる^[16]。バースト信号の周波数から粒子速度が得られる。バースト信号の山の高さ（ミー散乱強度）から粒子径が測定できるが、測定体積の光強度が均一ではないので精度は劣る。またバースト信号のビシビリティーからも粒子径が得られ、 $\alpha < 1$ のときに有効である。ここでの α は $\pi d / \lambda$ を意味している。干渉縞部を通過中の液滴粒子は球形レンズに相当し、Fig.2-20 のように干渉縞を空間に投影させる。

Fig.2-21 のように単一粒子の散乱光を空間の 2 箇所を観察すると、周波数は同じで位相のずれたドップラー信号が検出される。2 つの信号の位相差 Φ と粒径 d との間には次式のような比例関係がある。

$$d = \frac{1}{2b} \left| \frac{\lambda_0}{\pi n_c} \right| \Phi$$

b は次のいずれかを使用する。

$$b_{\text{reflect}} = \sqrt{2} \left\{ (1 + \sin \theta \sin \Psi - \cos \theta \cos \Psi \cos \varphi)^{\frac{1}{2}} - (1 - \sin \theta \sin \Psi - \cos \theta \cos \Psi \cos \varphi)^{\frac{1}{2}} \right\}$$

$$b_{\text{refract}} = 2 \left[\begin{array}{l} \left\{ 1 + n'^2 - \sqrt{2} n' (1 + \sin \theta \sin \Psi + \cos \theta \cos \Psi \cos \varphi)^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{2}} \\ - \left\{ 1 + n'^2 - \sqrt{2} n' (1 - \sin \theta \sin \Psi + \cos \theta \cos \Psi \cos \varphi)^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{2}} \end{array} \right]$$

ここで、 b_{reflect} は粒子表面からの反射光、 b_{refract} は粒子の内部屈折光を検出する場合に相当し、それぞれ、空気中の金属球または液滴の測定に主として使用される。 n_d 、 n_c は液滴、周囲気体の屈折率で n' は n_d / n_c である。また、実際の光学系では 3 ヶ所のドップラー信号から 2 組の信号を比較して精度を上げ、粒径測定範囲を広げている。局所の粒径と流速が非接触で瞬時に得られるものであり、レーザーによってはじめて可能となった計測法である^[17]。

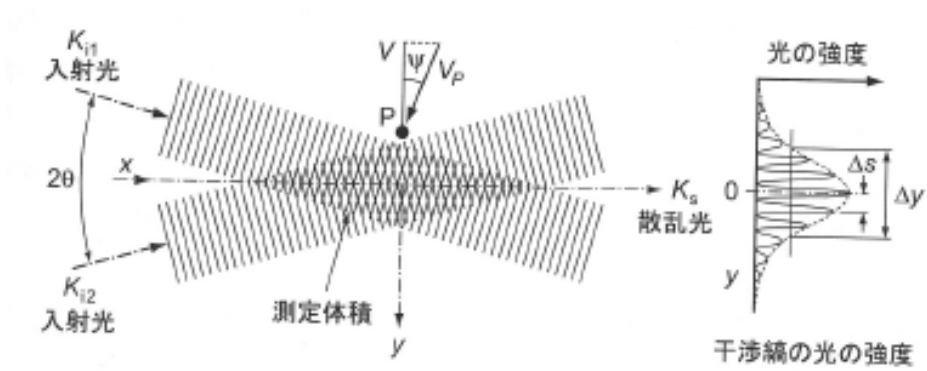


Fig.2-19. 差動型 LDA の原理と干渉縞 (小保方, [18]).

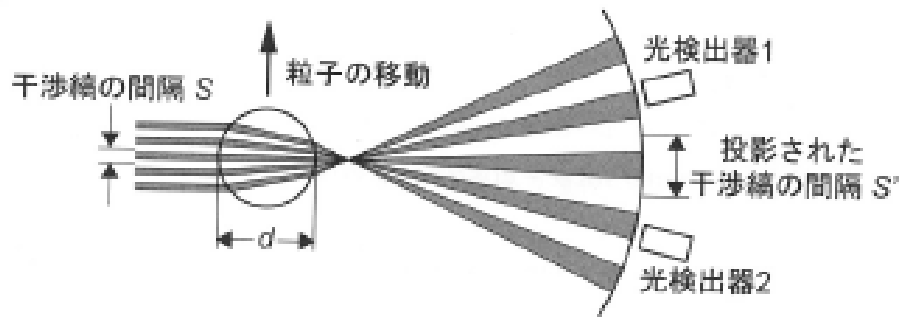


Fig.2-20. 位相ドップラー法の概念図 (小保方, [19]).

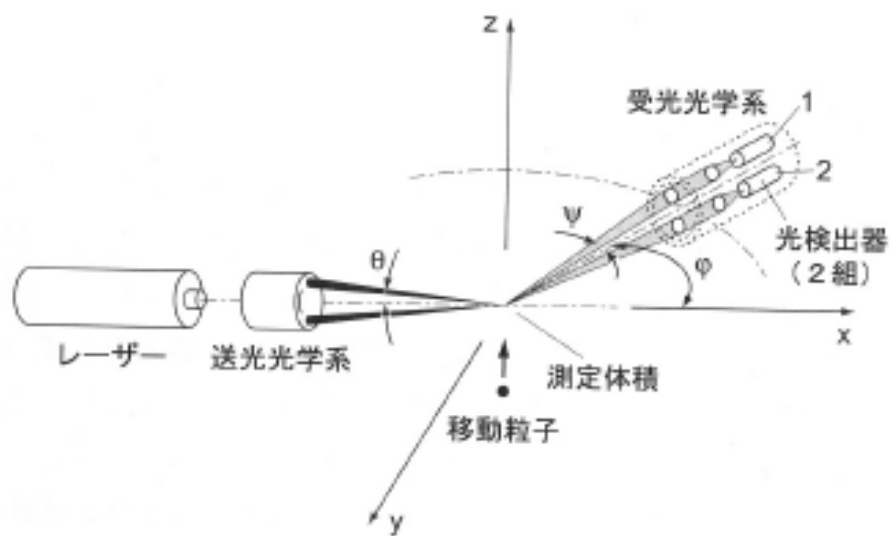


Fig.2-21. 位相ドップラー法の光学系配置.

[6-3] PDI システム

Fig.2-22 に PDI の配置を示す。PDI 計測には AIMS 社製の PDI-200 MD を用いた。PDI は送光系（レーザーヘッド）と受光系（レシーバー）の 2 つの光学系で構成されている。レーザーヘッドは燃焼試験炉側面にバーナ管軸に垂直な方向に設置、レシーバーは燃焼試験炉を挟んでレーザーヘッドの反対側に設置する。このときレシーバーはレーザーの光路に対して 15° の角度をつけて設置する。また、レーザーヘッドとレシーバーは二次元的に平行移動できるレールに固定した。測定では、燃焼試験炉の側面に設置されたレーザーヘッドより、同じ強度の二本の交差するレーザー（532 nm）を側面の耐熱ガラスを介して燃焼試験炉内へ照射し、その交差する領域を通過する粒子からの散乱光を受光部にて検出する。得られたシグナルは解析装置にて解析され、PC にて記録が行われた。各測定点での測定粒子数は 10000 個とした。

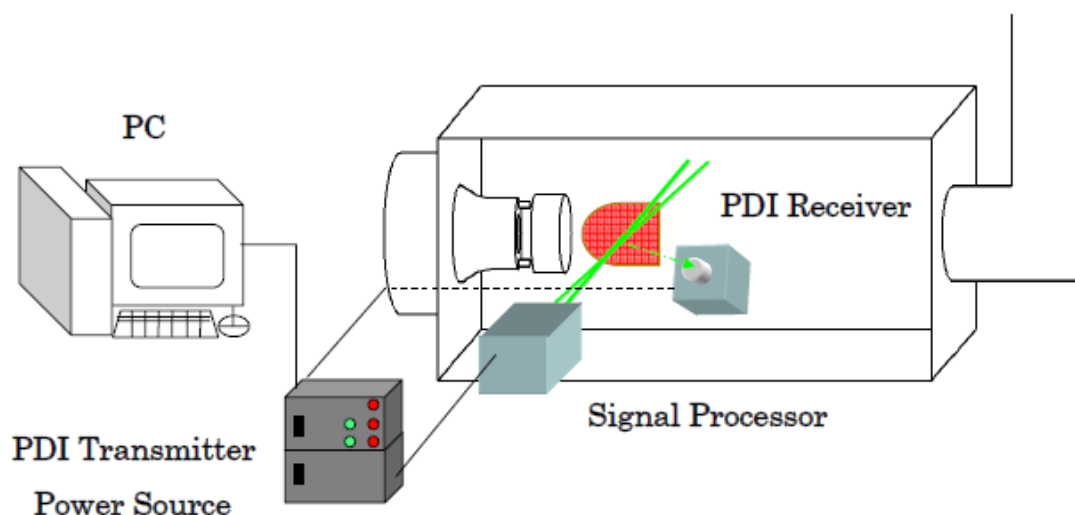


Fig.2-22. PDI system.

第 III 章. NO_x 排出特性と自己再循環量

III-1. まえがき

本章では、本研究で自己再循環型低NO_xバーナのNO_x排出特性とこのバーナの特徴である自己再循環ガスの体積流量の計測について説明する。

実験結果から、エジェクタ効果により再循環隙間から燃焼ガスが引き込まれて燃焼用空気が希釈されることにより、NO_x排出値が再循環無しの場合の103 ppmから21 ppmまで低下すること、再循環する燃焼ガスの体積流量は再循環隙間距離にほぼ比例して増加し燃焼用空気の50%程度に達すること、また、同じ隙間距離では、空気比を増加し燃焼用空気流速を増やすほど、自己再循環ガスの体積流量が増加し、NO_x値がさらに17 ppmまで低下することがわかった。つまり、再循環隙間の拡大や空気比の増加にともなう自己再循環ガスの体積流量の増加が、排出されるNO_xの低減に有効であることを確認した。この自己再循環量の把握は燃料噴射口近傍での酸素濃度に影響を与えるため、NO_x低減のメカニズムを解明する上で重要な要因であると考えられる。

まず、空気比 $\lambda = 1.4$ で固定し、再循環隙間を $H=0, 10, 30$ mm と拡大した場合と再循環隙間を 30 mm に固定し、空気比を $\lambda = 1.4 \sim 1.6$ の変化させた場合の燃焼試験炉出口のNO_xとCO排出特性を調べた。次に、空気比 $\lambda = 1.4$ で固定し、再循環隙間を $H=0, 10, 30$ mm と拡大した場合と再循環隙間を 30 mm に固定し、空気比を $\lambda = 1.4 \sim 1.6$ の範囲で変化させた場合の自己再循環ガスの体積流量をPIVにより計測した。

なお、全ての条件において燃料流量は $Q_f = 6.6$ L/h (熱出力 65 kW) に固定して実験を行った。

III-2. 実験結果

[1] NO_x 値の濃度換算

大気汚染防止法において、排出される NO_x の濃度は次式により、施設ごとに定められた標準酸素濃度に換算して表す。小型貫流ボイラでは標準酸素濃度 O_n を 0% として、排出される NO_x 濃度の評価を行う¹⁾。

$$C = \frac{21 - O_n}{21 - O_s} \times C_s \quad \dots (3.1)$$

C : 窒素酸化物濃度 (0%換算 NO_x) (ppm)

O_n : 施設ごとに定める標準酸素濃度 (=0%)

O_s : 排出ガス中の酸素濃度 (%)

C_s : 窒素酸化物の実測濃度 (ppm)

[2] 燃焼試験炉出口における NO_x、CO の排出特性

[2-1] 再循環隙間長さ H を変更させた場合

Fig.3-1 に燃料流量が $Q_f = 6.6 \text{ L/h}$ 、空気比を $\lambda = 1.4$ の下、再循環隙間長さ $H=0$ 、10、30 mm に変化させたときの、燃焼試験炉出口における NO_x (0%換算 NO_x) および CO の排出特性を示す。再循環隙間長さ $H=0 \text{ mm}$ の場合 (自己再循環を行わない場合) は、NO_x 値は 103 ppm である。 $H=10 \text{ mm}$ の場合は 30 ppm であり、 $H=0 \text{ mm}$ の NO_x 値に対して 71%の低減率となる。 $H=30 \text{ mm}$ では 21 ppm であり、80%の低減率となる。まず、再循環隙間を $H=10 \text{ mm}$ 設け、自己再循環を行うことで大幅な NO_x の減少が見られ、さらに再循環隙間を拡大することで、NO_x の低減が見られる。このことから、本バーナの特徴である、炉内燃焼ガスの自己再循環が NO_x 低減に極めて有効であることがわかる。

一方、燃焼試験炉出口の CO 濃度は再循環隙間長さによらず 0 ppm を示しており、燃焼が試験炉出口までに完結していることがわかる。従って、再循環隙間の拡大による NO_x の低減は燃焼不良によるものではないことがわかる。

ここで、さらに NO_x 低減を図るために再循環隙間の拡大を試みたが、 $H=30 \text{ mm}$ 以上の拡大では火炎が不安定になり消炎した。これは、自己再循環量の増加により希薄な燃焼状態になったことによるものと考えられる。このことから、さらなる NO_x 低減をおこなうためには、火炎の安定燃焼構造を明らかにする必要があると考えられる。この詳細はV章にて説明する。

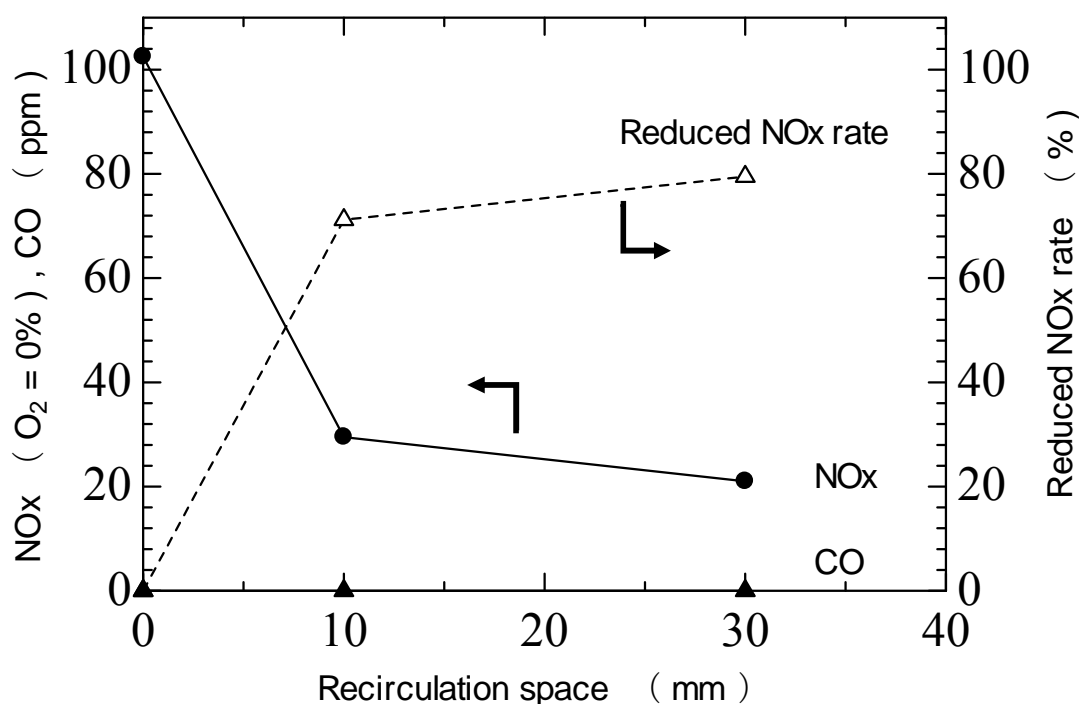


Fig.3-1. Variation of NO_x and CO with the recirculation space.

[2-2] 空気比 λ を変更させた場合

Fig.3-2 に、燃料流量は $Q_f = 6.6 \text{ L/h}$ 、各再循環隙間長さ $H=0, 10, 30 \text{ mm}$ の下、の空気比を $\lambda = 1.4 \sim 1.6$ をまで変化させたときの、燃焼試験炉出口における NO_x (0%換算 NO_x) および CO の排出特性を示す。再循環隙間長さ $H=0 \text{ mm}$ (自己再循環を行わない場合) で、空気比 $\lambda = 1.4$ の場合は、 NO_x 値は 103 ppm である。 $\lambda = 1.5$ の場合は 88 ppm 、 $\lambda = 1.6$ の場合は 75 ppm となる。同様に $H=10 \text{ mm}$ の場合は、 $\lambda = 1.4$ の場合は 30 ppm 、 $\lambda = 1.5$ の場合は 26 ppm 、 $\lambda = 1.6$ の場合は 24 ppm となり、 $H=30 \text{ mm}$ の場合は、 $\lambda = 1.4$ の場合は 21 ppm 、 $\lambda = 1.5$ の場合は 18 ppm 、 $\lambda = 1.6$ の場合は 17 ppm となる。再循環隙間長さがいずれの場合も、空気比 λ が増加するにつれて NO_x が減少しており、 NO_x 値の大きい $H=0 \text{ mm}$ の場合のほうが、空気比 λ の増加により低減する NO_x の値が大きいことがわかる。これは、空気比の増加に伴い、燃焼用空気流量が増加し、燃焼温度が低下したことによるものと考えられる。

一方、燃焼試験炉出口の CO 濃度は再循環隙間長さにかかわらず 0 ppm を示しており、燃焼が試験炉出口までに完結していることがわかる。従って、再循環隙間の拡大による NO_x の低減は燃焼不良によるものではないことがわかる。

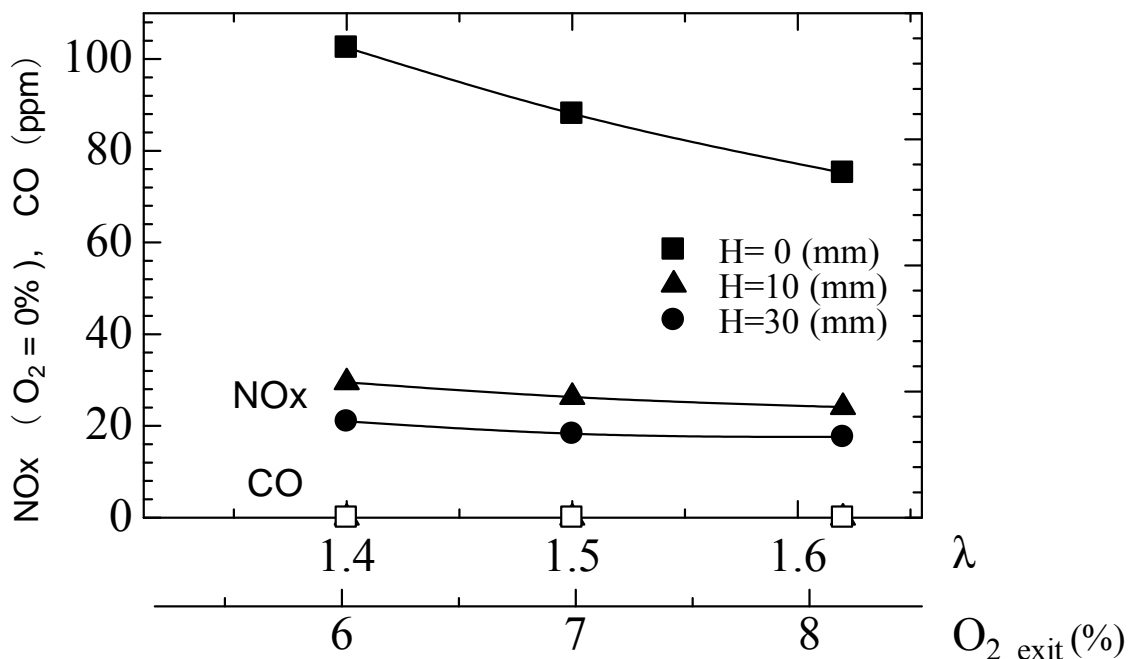


Fig.3-2. Variation of NO_x and CO with the air ratio.

[3] 自己再循環ガスの計測

[3-1] 自己再循環ガスの体積流量の算出

自己再循環量の算出を Fig.3-3 の速度分布から算出する。自己再循環量は、まず、Y 軸方向の流入量について、隙間開始点、つまり燃焼筒端部分 (Fig.3-3 の点 A) から、水平方向に 30 mm 上流側 (Fig.3-3 の点 B) までの鉛直下方の速度成分を軸方向に積分することにより求める。次に、X 軸方向の流入量について、点 B から鉛直下方の空気ノズル基部 (Fig.3-3 の点 C) までの水平方向左側への速度成分を円周方向に積算することにより求める。以上により求められた X および Y 軸方向の流入量の総和を自己再循環量とする。以下に計算式を示す。

Y 方向からの流入量

$$Q_y = \sum_{i=1}^n \pi r (V_{i+1} + V_i) (X_{i+1} - X_i) \quad \dots (3.2)$$

r : 保炎筒の半径 (=55 mm)、V : Y 方向への流入速度

X 方向からの流入量

$$Q_x = \sum_{i=1}^n \frac{\pi (y_i - y_c)^2}{2} (U_{j+1} + U_j) \quad \dots (3.3)$$

y_c : バーナ中心軸の Y 座標、U : X 方向への流入速度

自己再循環流量は

$$Q = Q_x + Q_y$$

となる。

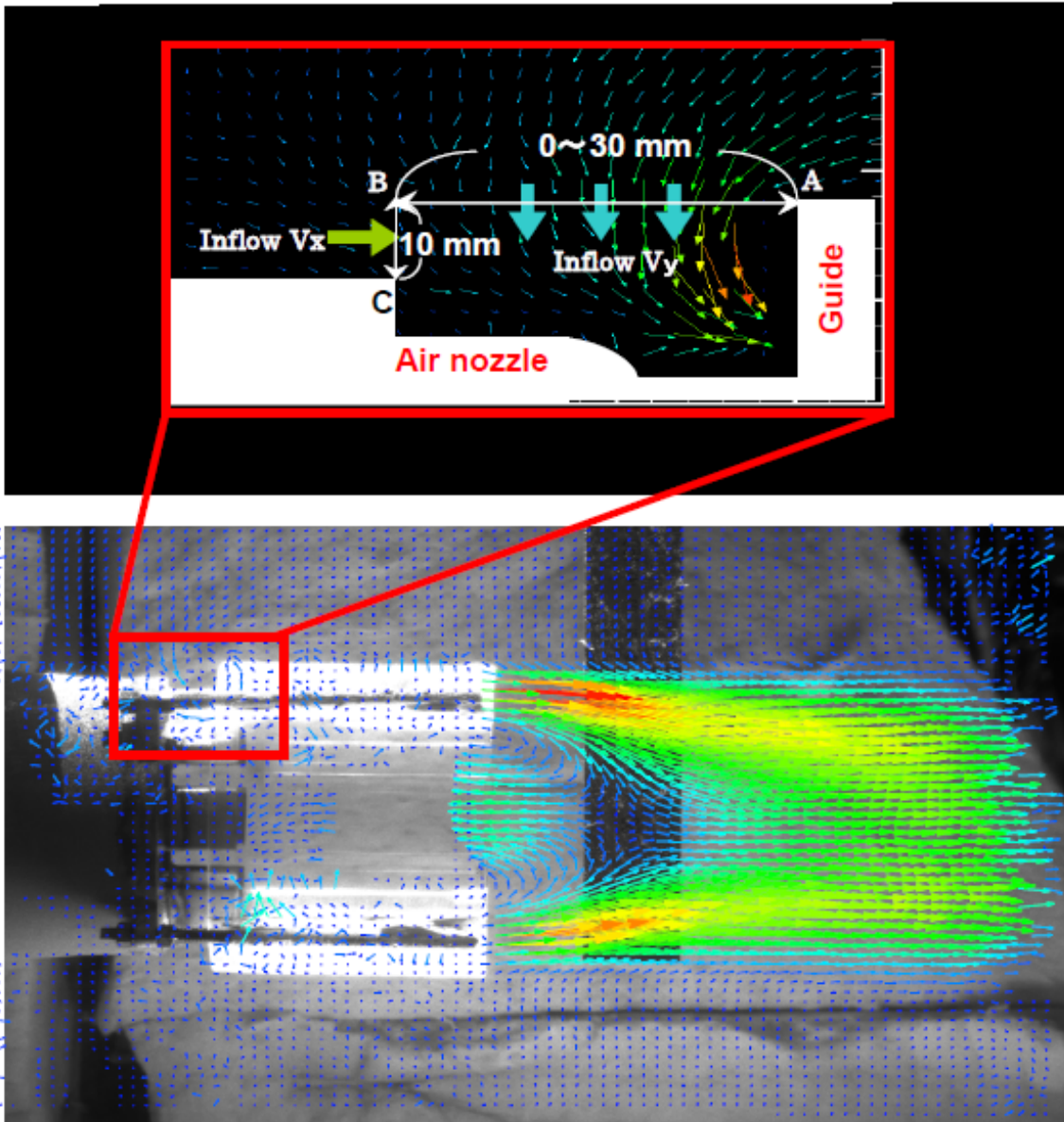


Fig.3-3. Velocity vector profiles by PIV systems. The upper illustration shows how to obtain the recirculation volume flow rate involved through the space.

[3-2] 再循環隙間長さ H を変化させた場合

Fig.3-4 に空気比 $\lambda = 1.4$ (空気ノズルからの噴出流速 22 m/s) の下で、再循環隙間長さ H を変化させた場合の自己再循環ガスの体積流量を示す。横軸は再循環隙間長さ H [mm]、縦軸は自己再循環量 Q_{rev} [m³/min] を表している。Fig.3-4 から再循環長さ H=0 mm の場合、再循環隙間が存在しないので自己再循環量 Q_{rev} は 0 m³/min、である。H=10 mm の場合では、 $Q_{rev} = 0.28$ m³/min となり、H=30 mm の場合では、 $Q_{rev} = 0.82$ m³/min である。以上のことから、再循環隙間を設ける、あるいは再循環隙間長さ H を拡大すると自己再循環量 Q_{rev} は比例的に増加することがわかる。また、この自己再循環量の燃焼用空気流量に対する体積割合は、H=10 mm の場合では 18% である。H=30 mm の場合では 51% である。再循環隙間長さ H=30 mm の場合は、燃焼用空気量の約半分もの量が再循環隙間から引き込まれており、希釈効果が大きいと考えられる。

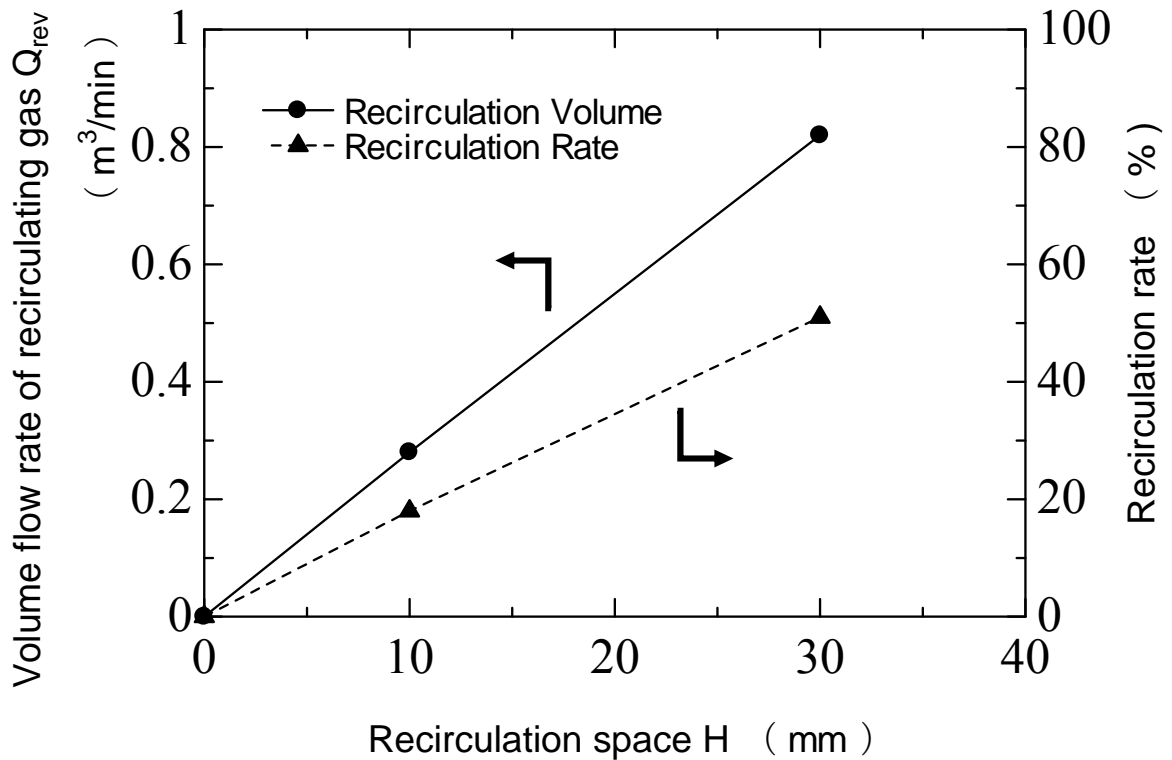


Fig.3-4. Volume flow rate of the recirculating gas (H=0 mm, 10 mm, 30 mm).

[3-3] 空気比 λ を変化させた場合

Fig.3-5 に再循環隙間長さ $H=30$ mm の下で、空気比 λ を変化させた場合の自己再循環ガスの体積流量を示す。横軸は空気比 λ 、燃焼用空気流量 Q_a [m^3/min]と空気ノズルより噴出する燃焼用空気の断面積平均流速 V_{air} [m/s]、縦軸は自己再循環量 Q_{rev} [m^3/min]を表している。Fig.3-5 から空気比 $\lambda=1.4$ の場合では自己再循環量 $Q_{rev}=0.82$ m^3/min 、空気比 $\lambda=1.5$ の場合では $Q_{rev}=0.90$ m^3/min 、空気比 $\lambda=1.6$ の場合では Q_{rev} は 1.28 m^3/min となっている。このことから、空気比 λ の増加に伴い自己再循環量 Q_{rev} が増加しており、燃焼用空気流量の増加だけでなく自己再循環ガスの増加も NO_x 低減に寄与していると考えられる。

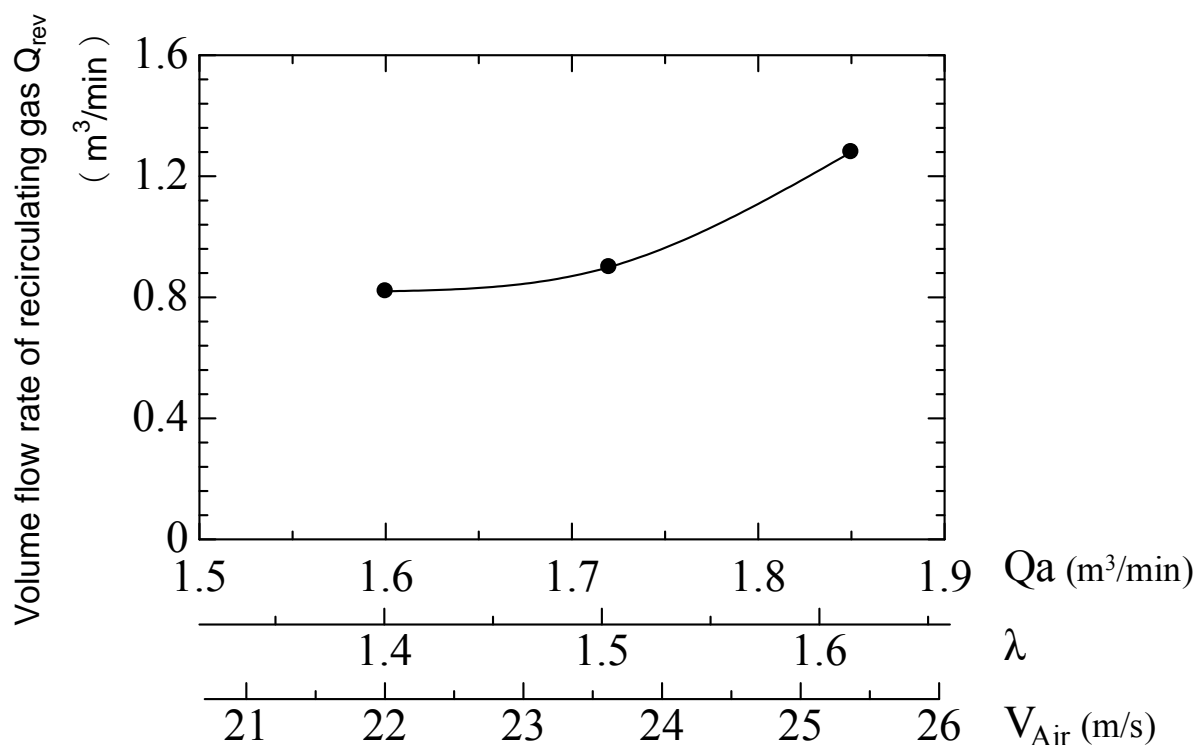


Fig.3-5. Volume flow rate of the recirculating gas ($\lambda=1.4, 1.5, 1.6$).

[3-4] 燃焼／非燃焼時の自己再循環ガスの体積流量

Fig.3-6 に再循環隙間長さ $H=30\text{ mm}$ の下で、燃焼時と非燃焼時の空気比 λ を変化させた場合の自己再循環ガスの体積流量を示す。横軸は空気比 λ 、燃焼用空気流量 Q_a [m^3/min]と空気ノズルより噴出する燃焼用空気の断面積平均流速 V_{air} [m/s]、縦軸は自己再循環量 Q_{rev} [m^3/min]を表している。Fig.3-6 から空気比 $\lambda=1.4$ の場合では、燃焼時は自己再循環量 $Q_{\text{rev}}=0.82\text{ m}^3/\text{min}$ 対して、非燃焼時は $Q_{\text{rev}}=0.42\text{ m}^3/\text{min}$ となる。空気比 $\lambda=1.5$ の場合では、燃焼時は自己再循環量 $Q_{\text{rev}}=0.90\text{ m}^3/\text{min}$ に対して、非燃焼時は $Q_{\text{rev}}=0.49\text{ m}^3/\text{min}$ となる。空気比 $\lambda=1.6$ の場合では、燃焼時は自己再循環量 $Q_{\text{rev}}=1.28\text{ m}^3/\text{min}$ に対して、非燃焼時は $Q_{\text{rev}}=0.67\text{ m}^3/\text{min}$ となる。

非燃焼時の自己再循環量 Q_{rev} も空気比 λ の増加に伴い増加していることがわかる。また、燃焼時は非燃焼時に比べて自己再循環量が増加し、約 2 倍の体積流量になっており、これは空気比 λ が変化した場合もほとんど同じ割合で移行していることがわかる。これは、燃焼により自己再循環ガスの温度が上昇し、密度が低下したためによるものと考えられる。

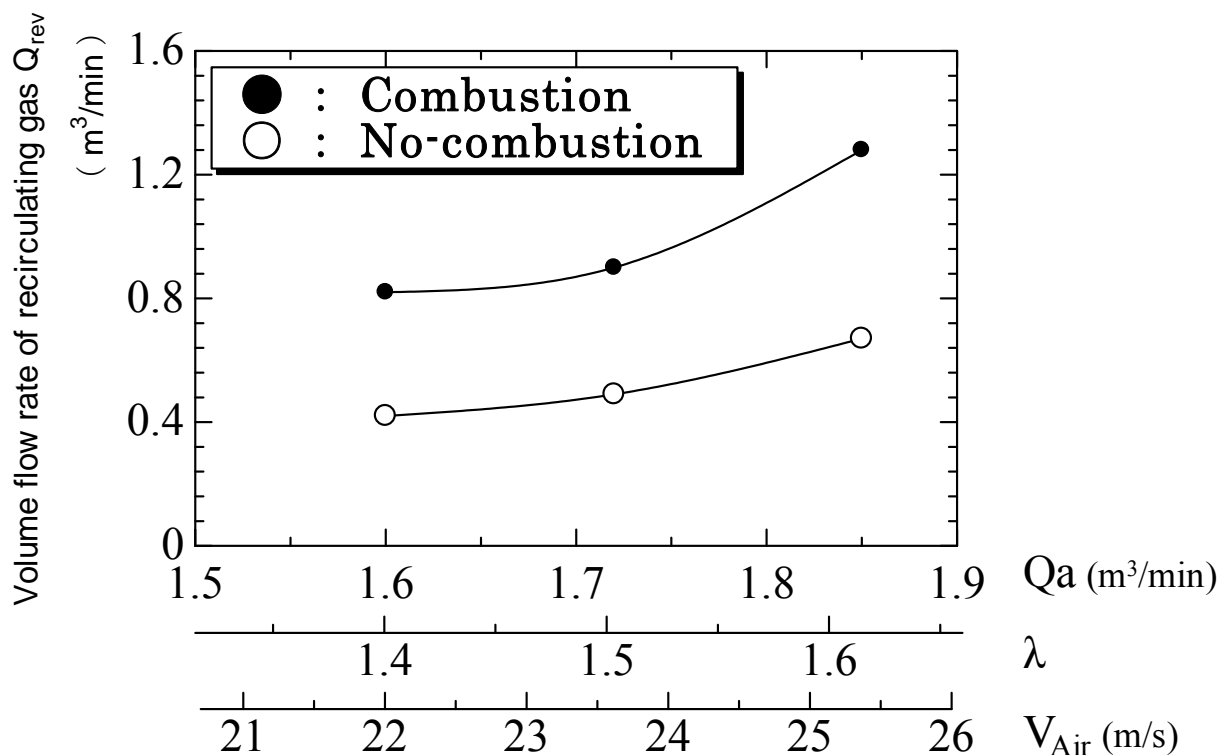


Fig.3-6. Volume flow rate of the recirculating gas (Combustion and No-combustion).

III-3. 考察

まず、本バーナの最も重要な項目であるNO_xの排出特性を調べた。その結果、再循環隙間長さの拡大ともない、NO_x排出値が再循環無しの場合の103 ppmから21 ppmまでNO_xが減少すること、さらに空気比の増加によりNO_x値がさらに17 ppmまで低下することがわかった。そして、PIV計測により再循環隙間からガイド内に燃焼ガスが引き込まれる様子が測定でき、再循環する燃焼ガスの体積流量は再循環隙間距離にほぼ比例して増加し、燃焼用空気の50%程度に達することが明らかになった。本バーナは空気ノズル構造によるエジェクタ効果²⁾を利用しており、燃焼用空気の流速を増加させることで、ガイド内に燃焼試験炉内より低い圧力を発生させる。そして試験炉内の燃焼ガスを引き込み、燃焼用空気の希釈を行うことができると考えられる。計測の結果、再循環隙間長さをH=0 mm、10 mm、30 mmと拡大することによって、比例的に自己再循環の体積流量がすることがわかった。これは、再循環隙間長さがガイドの円周に対して小さいため、H=0～30 mmの範囲の同じ空気流量では、エジェクタ効果により低下したガイド内の圧力と燃焼試験炉内の圧力の差が一定になり、自己再循環ガスの流入する開口面積に比例したものと考えられる。

また、再循環隙間長さをH=30 mmで固定した条件で、空気ノズルから噴出する燃焼用空気量（空気比）を増加させた場合も、自己再循環量が増加することが明らかになった。これは、燃焼用空気の流量が増加することで、空気ノズルにおける吹き出し流速が増加するため、ガイド内部の圧力が低下し、引き込まれる自己再循環ガスの体積流量が増加する。このように引き込まれる自己再循環量が増加することによって、燃焼温度の低下や燃焼用空気の酸素濃度の低下がおりNO_xが低減したものと考えられる。

しかし、本章のPIVによる計測のみでは自己再循環ガスの体積流量しか分からないため、燃焼用空気の希釈量を求めるには、燃焼試験炉内のガス密度や酸素濃度を明らかにする必要がある。そこで、IV章にて燃焼試験炉内の燃焼ガスの濃度および温度分布の計測を行い、自己再循環ガスの質量流量を求め、燃焼用空気の希釈量を求めNO_x低減のメカニズムを調べることにする。

ここで、再循環隙間長さ H=0 mm（自己再循環無し）から H=10 mm に隙間を設け、自己再循環を行った場合に、NO_x 値が 103 ppm から 30 ppm まで大幅な低減が見られる。このときの火炎の状態を Fig.3-7 に示す。これは再循環無し（H=0 mm）の場合では、高温となったすすからの固体放射による輝炎を形成しているが、自己再循環を行うことで青炎のラジカル発光に変化していることがわかる。これは自己再循環により燃料液滴の蒸発が促進され、燃焼状態が予混合火炎に近づき、局所的な高温場が減少したため、大幅な NO_x 低減が行われたと考えられる。そのため燃料液滴の蒸発促進も本バーナでは重要な要因の一つであることがわかる。この燃料液滴の粒子径計測についてはV章において詳細を説明する。

最後に、本実験の範囲では、燃焼時の自己再循環量は非燃焼時に比べて約 2 倍になることが明らかになった。これは、燃焼に伴い燃焼試験炉内の温度も上昇するため、自己再循環ガスの温度が上昇し密度が低下する。そのため、再循環隙間から引き込まれるガス流速が増加したため自己再循環の体積流量が増加したものと考えられる³⁾。この新たに得られた知見は、自己再循環量を支

配する重要な要因であり、さらなる NOx 低減の足がかりと考えられる。

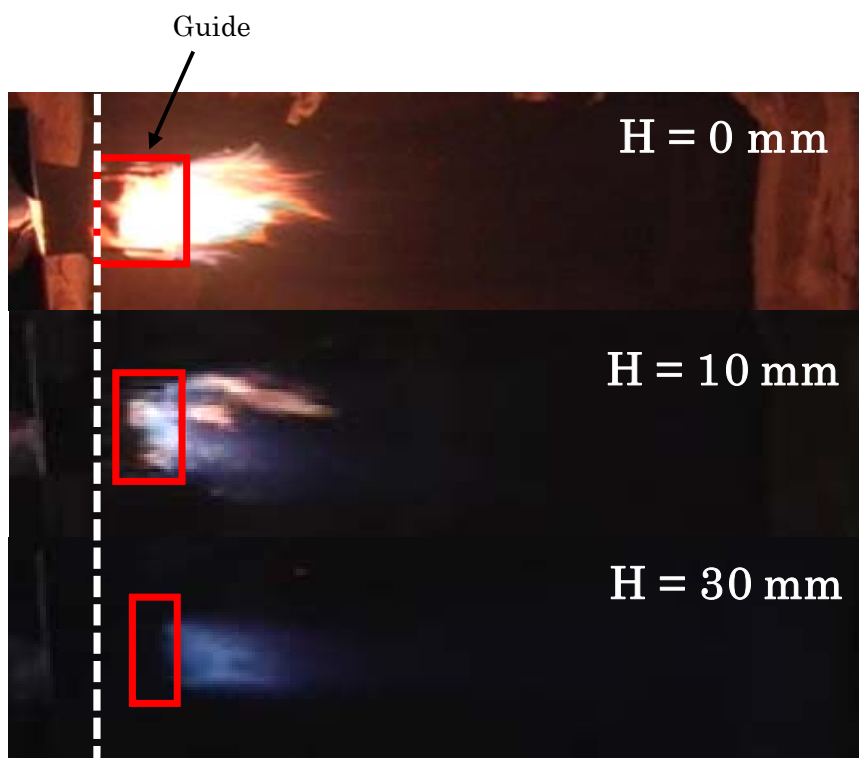


Fig.3-7. Appearance of flames ($\lambda = 1.4$).

III-4. まとめ

本章では、PIVにより自己再循環隙間から流入する燃焼ガスの流速を計測し、自己再循環ガスの体積流量を求めた。また、同時に燃焼試験炉から排出されるNO_x値の計測を行い、その影響を調べ、以下のことが明らかになった。

- (1) 燃焼筒に対して、ある一定の再循環隙間を設けて燃焼用空気をノズルから高速で吹き出すと、隙間を介して炉内の燃焼ガスがエジェクタ効果により引き込まれ自己再循環することがPIVによる速度ベクトルの計測で確認された。
- (2) この時の燃焼ガスの自己再循環ガスの体積流量を速度分布の計測結果から計算して求めると、循環量は再循環隙間長さに比例して増加し、本装置の最大隙間30 mmで燃焼用空気流量の約50%に達することが明らかになった。
- (3) 再循環隙間長さ30 mmの場合の試験炉出口におけるNO_x濃度は、自己再循環を行わない場合（再循環隙間長さ0 mm）の105 ppmに対して、21 ppm（排ガス酸素濃度0%換算）と80%低減されることがわかった。
- (4) 一方で、再循環隙間長さを30 mmを超えて拡大すると、燃焼が不安定化し消炎がみられた。

第 IV 章. 燃焼試験炉内の燃焼ガス性状と NO_x 低減メカニズム

IV-1. まえがき

本章では、NO_xの発生状況やその低減メカニズムを解明するために、炉内における温度、NO_x、O₂、COの空間分布の測定を行った。その結果、本バーナではガイド出口近傍の管軸上に燃焼反応が活発な領域が生じており、燃焼ガスの自己再循環が行われない場合はこの領域が高温かつ高濃度のNO_xを発生していることがわかった。そして、自己再循環によりこの領域の温度が低下し、同時にNO_xも減少することを確認した。さらに、測定結果から自己再循環ガスの質量流量を求め、燃焼用空気の酸素濃度を推定し、本バーナでは主として燃焼温度の低下と酸素濃度の低下により、Thermal NOの生成が抑制されることによってNO_x排出値が減少するというメカニズムを明らかにした。

また、非燃焼時の自己再循環ガスの質量流量が、燃焼時の場合に比べて大きくなることが明らかになった。これにより、自己再循環ガスの温度をコントロールすることで、さらなるNO_x低減への可能性を見出すことができた。

なお、全ての条件において燃料流量は $Q_f = 6.6 \text{ L/h}$ (熱出力 65 kW) に固定して実験を行った。

IV-2. 実験結果

[1] 測定範囲

Fig.4-1 に示すように、燃料噴射ノズルを基点 (X=0, Y=0) バーナの管軸方向を X 軸・円周軸方向を Y 軸として 50 mm 間隔で測定を行った。また、自己再循環ガスの酸素濃度と温度は、X 軸方向は再循環隙間の中間、Y 軸方向はガイドの円周位置を計測した。

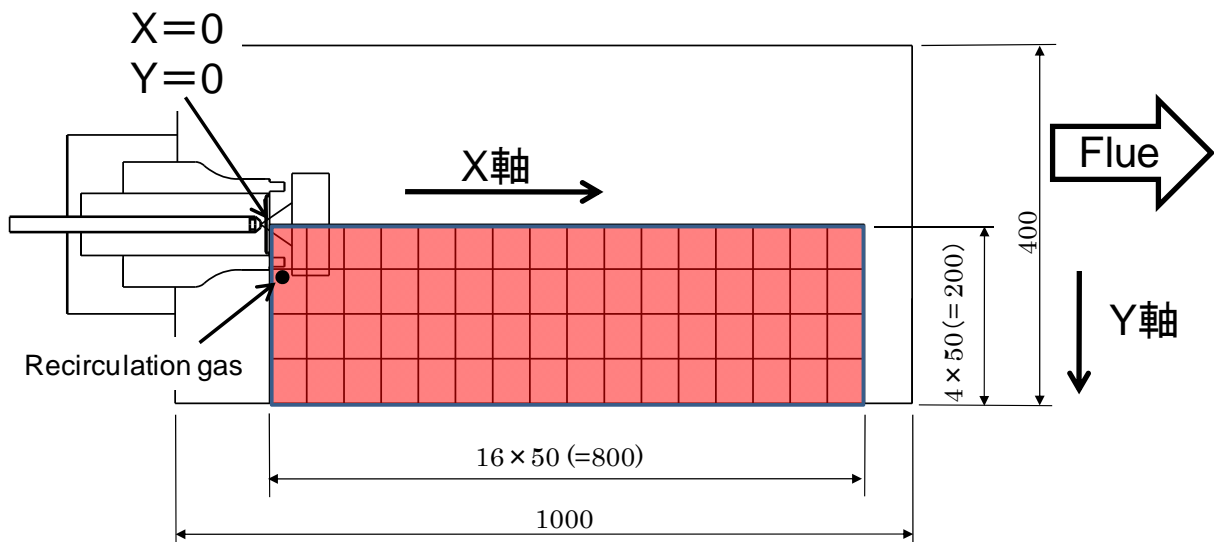


Fig.4-1. Location of measurement in furnace

[2] 温度計測

燃焼ガスの温度測定には、Pt/Pt-13%Rh 熱電対 (素線径 ϕ 0.2 mm) を用いて測定し、次式に示す Kaskan による補正式^[1]により輻射補正を行った温度を示す。ただし、輻射率 ε は被覆された白金熱電対に対する値 0.16^[2]を用い、 σ はステファン・ボルツマン定数で $5.670 \times 10^{-8} \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{k}^4)$ 、 T_w は熱電対の温度、 d は熱電対の素線径、燃焼ガスの物性値は、気体分子運動論で与えられる推定式^[3]を適用して求めた。

$$\Delta T = \frac{1.25\varepsilon\sigma T_w^4 d^{0.75}}{\lambda} \left(\frac{\eta}{\rho v} \right)^{0.25} \quad \dots (4.1)$$

[3] 自己再循環ガスの質量流量の算出

自己再循環ガスの質量流量は、Ⅲ章で計測した自己再循環ガスの体積流量と本章で計測した燃焼ガスの温度から算出する。

$$Q_{reW} = Q_{reV} \times \rho \times \frac{273}{273 + T_{re}} \quad \dots (4.2)$$

Q_{reW} : 自己再循環ガスの質量流量 (kg/min)

Q_{reV} : 自己再循環ガスの体積流量 (m³/min)

ρ : 自己再循環ガスの密度 (1.262kg/m³N)

T_{re} : 自己再循環ガスの温度 (°C)

[4] 燃焼試験炉内のガス濃度および温度分布

[4-1] 再循環隙間長さ $H=0$ mm、空気比 $\lambda = 1.4$ の場合

Fig.4-2 に空気比を $\lambda = 1.4$ 、燃料流量は $Q_f = 6.6$ L/h の下、再循環隙間長さ $H=0$ mm の場合における、燃焼試験炉内の燃焼ガスの NO_x 、CO、酸素濃度および温度分布を測定し、自己再循環量に対する各成分の変化を示す。なお燃焼試験炉内の NO_x 濃度の値は、排ガス酸素濃度 0%換算ではなく実測値を表している。

Fig.4-2 から、本バーナの燃焼はバーナの円周軸方向（Y 軸）方向より、管軸（X 軸）方向に燃焼反応が活発であり、管軸上に最も活性化している領域があることがわかる。

燃焼ガスの温度が最も高い領域は、噴霧ノズルから管軸上に $X=150$ mm、 $Y=0$ mm 離れた位置にあり 1500 °C を示している。この点を境に試験炉出口に近づくにしたがって低下しており、試験炉出口付近では 950 °C 程度になっていることがわかる。円周方向の温度分布は、バーナ近傍では燃焼試験炉の炉壁に近づくにつれ温度が低下しており、炉壁近傍では 650 °C 程度まで低下しているが、試験炉出口に近づくにつれて、温度分布が一様になっていることがわかる。

NO_x 濃度もガス温度と同じ $X=150$ mm、 $Y=0$ mm 位置でピークを示しており 87 ppm となっている。この値は試験炉出口で計測した NO_x の実測値よりも高い値を示している。 $X=400$ mm より下流では、 70 ppm 程度で一様な濃度に安定しており、試験炉出口の濃度 73 ppm とほぼ一致する。

CO 濃度は、 $X=0\sim 300$ mm で 1000 ppm 以上の高い濃度を示しており、バーナ基部より燃焼反応が開始されている。その後急激に減少し、 $X=450$ mm より下流では 100 ppm 以下となり燃焼が完結していることがわかる。

酸素濃度は、 $X=0\sim 200$ mm まで 3%以下の低い値を示している。 350 mm より下流では 6%程度で一様な分布を示しており、試験炉出口の酸素濃度 6%（=空気比 1.4）と同じである。

この燃焼条件下では、 $X=450$ mm より下流の各測定成分の値は、燃焼試験炉出口の値とほぼ同じとなっており燃料が完結していることがわかる。また、ガイドから下流の領域（ $X=200\sim 800$ mm、 $Y=100\sim 200$ mm）ではガス濃度が一様であることから、燃焼ガスは試験炉内を大きく循環していることがわかる。一方、円周方向にずれた位置（ $X=200\sim 500$ 、 $Y=50$ ）では、 NO_x 濃度の低く、酸素濃度の高い位置が見られる。これはこの上流に空気ノズルが設置してあるため、高速の燃焼用空気流（ 22 m/s）が噴出することにより、部分的に酸素濃度の高い領域が生じていると考えられる。

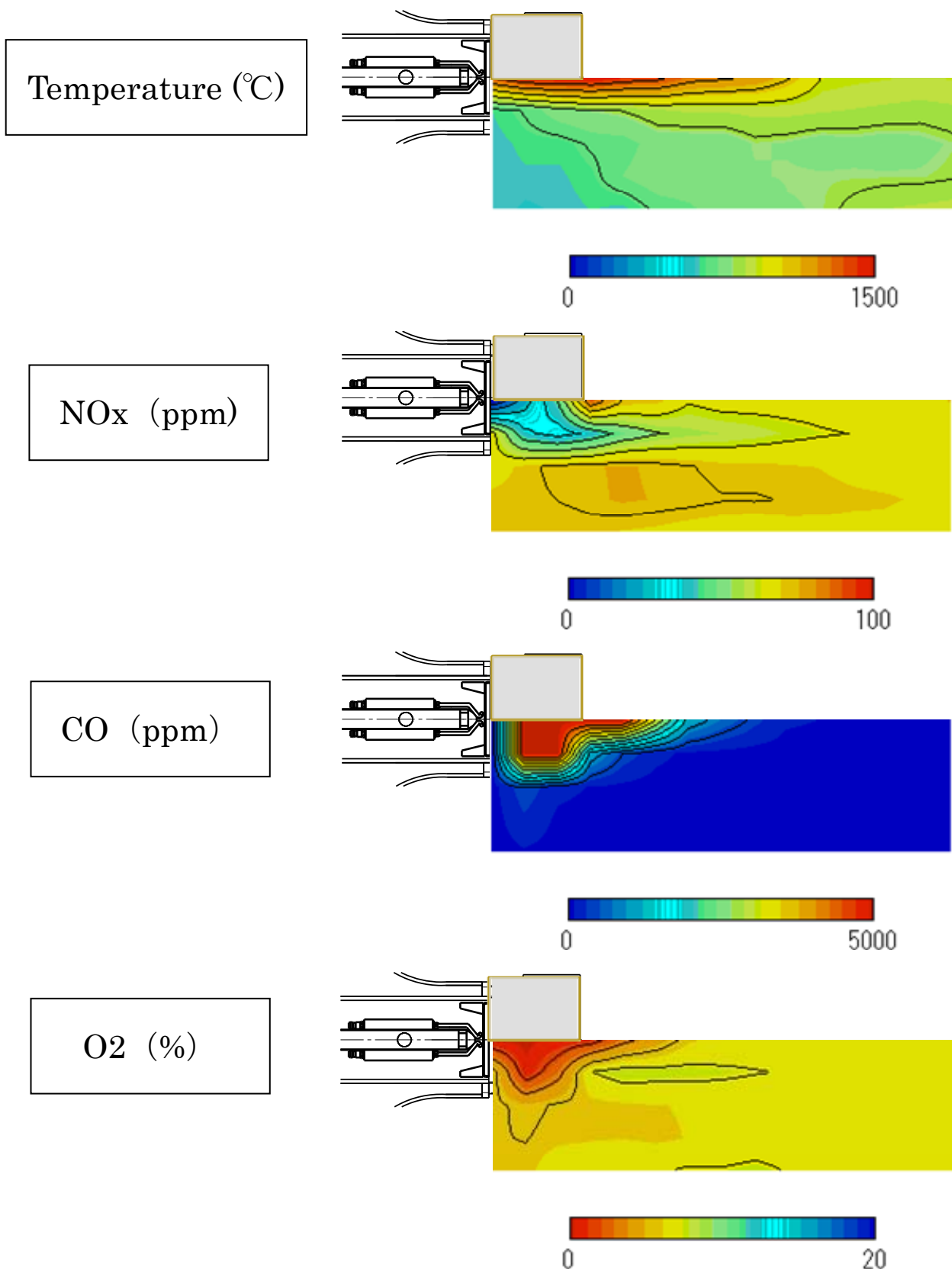


Fig.4-2. Concentration and temperature distributions in the test furnace ($H=0$ mm $\lambda = 1.4$).

[4-2] 再循環隙間長さ $H=10$ mm、空気比 $\lambda=1.4$ の場合

Fig.4-3 に空気比を $\lambda=1.4$ 、燃料流量は $Q_f=6.6$ L/h の下、再循環隙間長さ $H=10$ mm の場合における、燃焼試験炉内の燃焼ガスの NO_x 、CO、酸素濃度および温度分布を測定し、自己再循環量に対する各成分の変化を示す。なお燃焼試験炉内の NO_x 濃度の値は実測値を表している。

Fig.4-3 から、本バーナの燃焼はバーナの円周軸方向（Y 軸）方向より、管軸（X 軸）方向に燃焼反応が活発であり、管軸上に最も活性化している領域があることがわかる。

燃焼ガスの温度が最も高い領域は、噴霧ノズルから管軸上に $X=150$ mm、 $Y=0$ mm の位置にあり 1395 °C を示している。ここを境に下流に行くにつれて低下しており、試験炉出口では 1000 °C 程度である。円周方向には管軸より少し低く 950 °C 程度である。円周方向の温度分布は、バーナ近傍では燃焼試験炉の炉壁に近づくにつれ温度が低下しており、炉壁近傍では 650 °C 程度まで低下しているが、試験炉出口ではほぼ均一な温度になっていることがわかる。また、再循環隙間近傍のガス温度は 710 °C であり、試験炉出口より低い温度を示している。この温度で自己再循環ガスの密度を求めることにする。

NO_x 濃度もガス温度と同じ $X=150$ mm、 $Y=0$ mm の位置でピークを示しており 40 ppm となっている。この値は試験炉出口で計測した NO_x の実測値よりも高い値を示している。 $X=450$ mm より下流では、 20 ppm 程度で一様な濃度に安定しており、試験炉出口の濃度 21 ppm とほぼ一致する。

CO 濃度は、 $X=0\sim 250$ mm で 1000 ppm 以上の高い濃度を示しており、バーナ基部から燃焼反応が開始されている。その後急激に減少し、 $X=400$ mm より下流では 100 ppm 以下となり燃焼が完結していると考えられる。

酸素濃度は、 $X=100\sim 200$ mm の間で 3% 以下の低い値を示している。 400 mm より下流では、 6% 程度で一様な分布を示しており、試験炉出口の酸素濃度 6% （=空気比 1.4 ）と同じである。また、再循環隙間の酸素濃度は 6.5% と試験炉出口より 0.5% 高い値となっている。

燃焼ガスの温度はバーナ側の炉壁に近づくにつれ放熱により低下しているが、ガス濃度は比較的一様な値を示している。このことから、試験炉内で燃焼ガスが循環していると考えられる。そして、この燃焼条件下でも再循環隙間長さ $H=0$ mm の場合と同様に、 $X=450$ mm より下流の各測定成分の値は、燃焼試験炉出口の値とほぼ同じとなっており燃焼が完結していることがわかる。

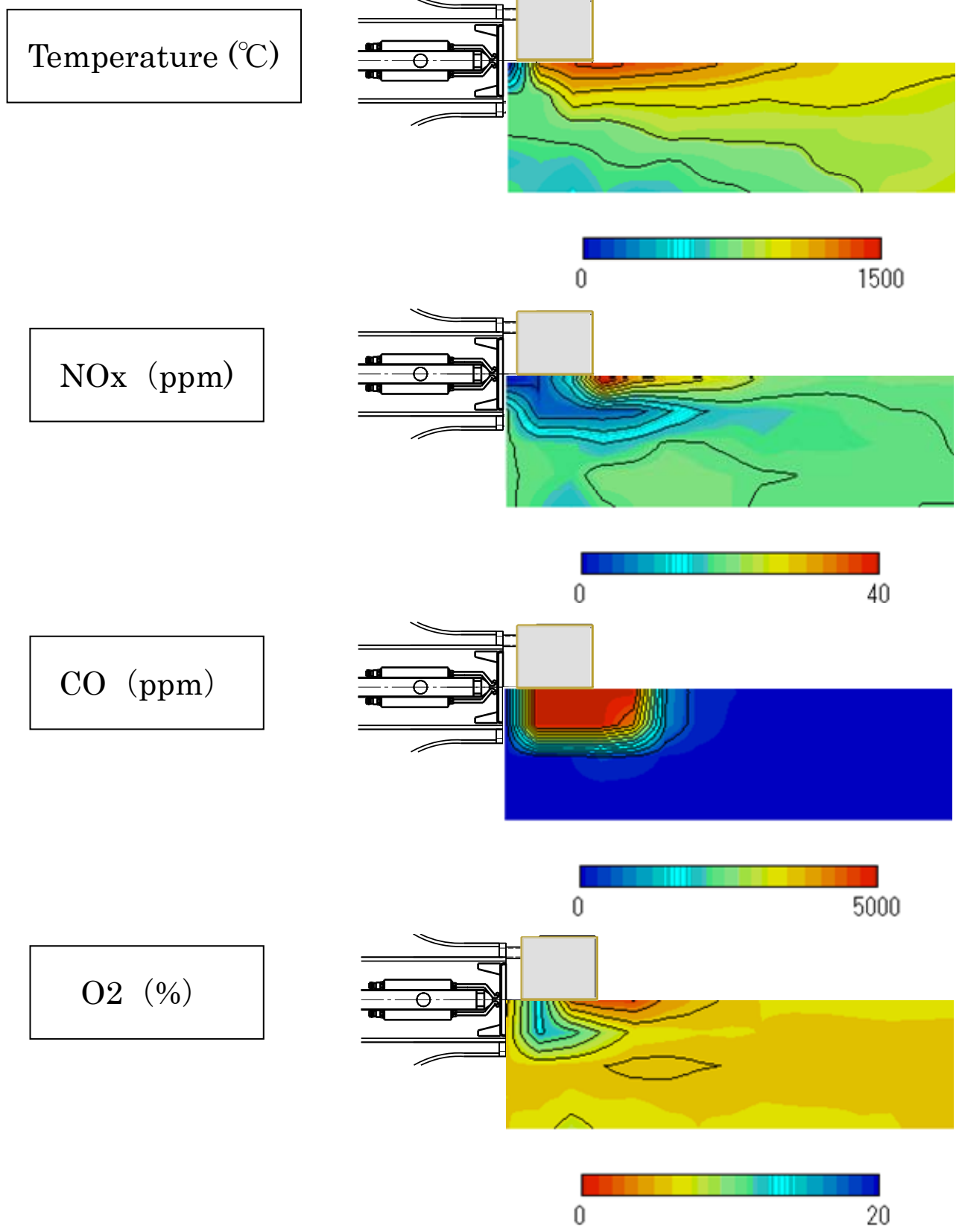


Fig.4-3. Concentration and temperature distributions in the test furnace ($H=10\text{ mm}$ $\lambda = 1.4$).

[4-3] 再循環隙間 $H=30\text{ mm}$ 、空気比 $\lambda=1.4$ の場合

Fig.4-4 に空気比を $\lambda=1.4$ 、燃料流量は $Q_f=6.6\text{ L/h}$ の下、再循環隙間長さ $H=30\text{ mm}$ の場合における、燃焼試験炉内の燃焼ガスの NO_x 、 CO 、酸素濃度および温度分布を測定し、自己再循環量に対する各成分の変化を示す。なお燃焼試験炉内の NO_x 濃度の値は実測値を表している。

Fig.4-4 から、本バーナの燃焼はバーナの円周軸方向（ Y 軸）方向より、管軸（ X 軸）方向に燃焼反応が活発であり、管軸上に最も活性化している領域があることがわかる。

燃焼ガスの温度が最も高い領域は、噴霧ノズルから管軸上に $X=150\text{ mm}$ 、 $Y=0\text{ mm}$ の位置にあり $1268\text{ }^\circ\text{C}$ を示している。ここを境に下流に行くにつれて低下しており、試験炉出口では $1000\text{ }^\circ\text{C}$ 程度である。円周方向には管軸より少し低く $950\text{ }^\circ\text{C}$ 程度である。また、再循環隙間近傍のガス温度は $670\text{ }^\circ\text{C}$ であり、試験炉出口より低い温度を示している。この温度で自己再循環ガスの密度を求めることにする。

NO_x 濃度もガス温度と同じ $X=200\text{ mm}$ 、 $Y=0\text{ mm}$ の位置でピークを示しており 20 ppm となっている。この値は試験炉出口で計測した NO_x の実測値よりも高い値を示している。 $X=450\text{ mm}$ より下流では、 15 ppm 程度で一様な濃度に安定しており、試験炉出口の濃度 15 ppm とほぼ一致する。

CO 濃度は、 $X=50\sim 450\text{ mm}$ で 1000 ppm 以上の高い濃度を示しており、バーナ基部から 50 mm 離れた位置から燃焼反応が開始されている。その後急激に減少し、 $X=600\text{ mm}$ より下流では 100 ppm 以下となり燃焼が完結していると考えられる。

酸素濃度は、 $X=150\sim 350\text{ mm}$ まで 3% 以下の低い値を示している。 600 mm より下流では、 6% 程度で一様な分布を示しており、試験炉出口の酸素濃度 6% （空気比 $\lambda=1.4$ ）と同じである。また、再循環隙間の酸素濃度は 6.5% と試験炉出口より 0.5% 高い値となっている。

燃焼ガスの温度はバーナ側の炉壁に近づくにつれ放熱により低下しているが、ガス濃度は比較的一様な値を示している。このことから、試験炉内で燃焼ガスが循環していると考えられる。そして、この燃焼条件下では、 $X=550\text{ mm}$ より下流の各測定成分の値は、燃焼試験炉出口の値とほぼ同じとなっており燃焼が完結していることがわかる。これは、再循環隙間長さ $H=10\text{ mm}$ の場合より燃焼完結するまでの距離が長くなっており、自己再循環量の増加により燃焼が緩慢になったと考えられる。

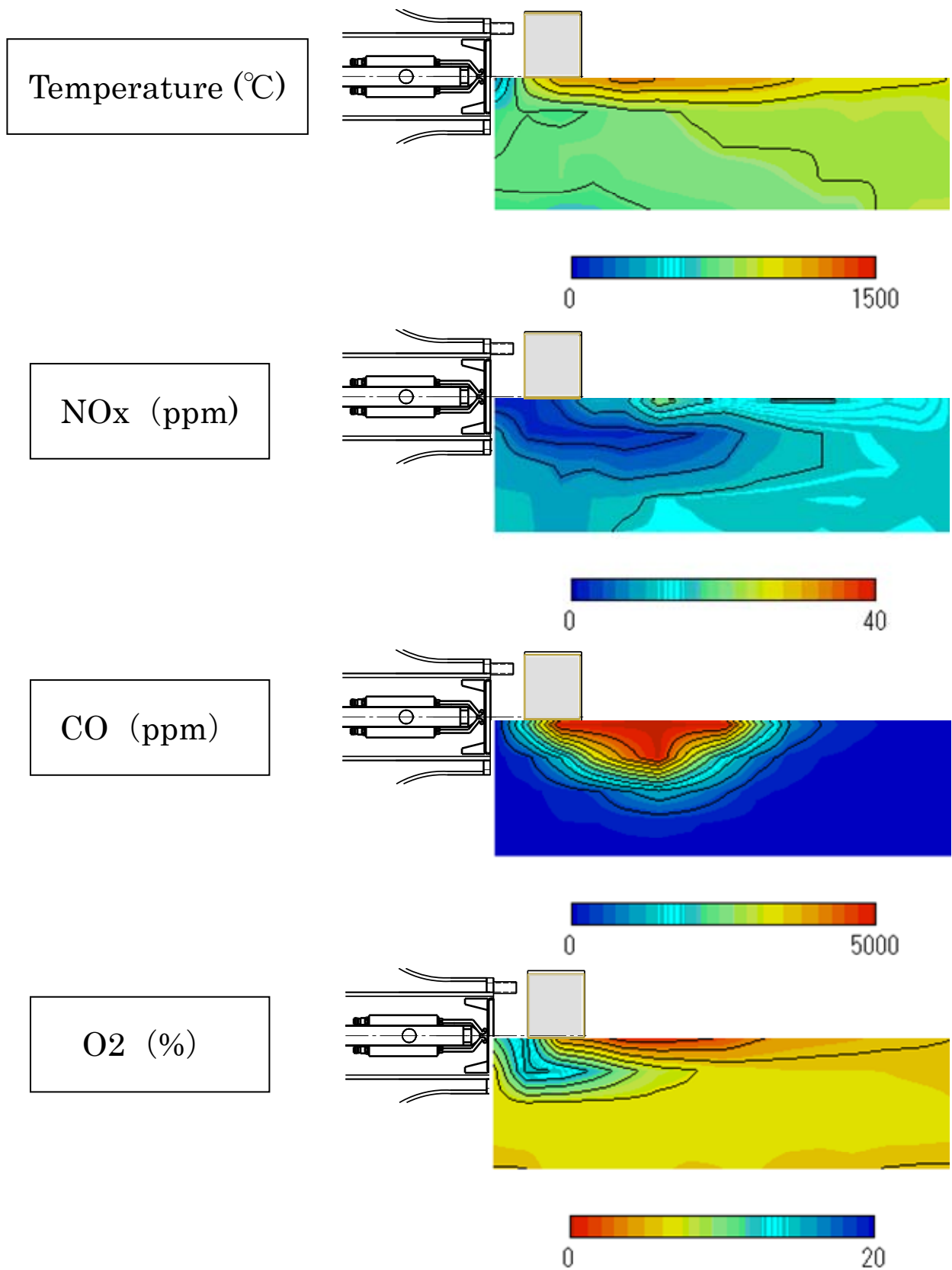


Fig.4-4. Concentration and temperature distributions in the test furnace ($H=30\text{ mm}$ $\lambda=1.4$).

[4-4] 再循環隙間 $H=30\text{ mm}$ 、空気比 $\lambda=1.5$ の場合

Fig.4-5 に再循環隙間長さ $H=30\text{ mm}$ 、燃料流量は $Q_f = 6.6\text{ L/h}$ の下、空気比を $\lambda=1.4$ の場合における、燃焼試験炉内の燃焼ガスの NO_x 、 CO 、酸素濃度および温度分布を測定し、自己再循環量に対する各成分の変化を示す。なお燃焼試験炉内の NO_x 濃度の値は実測値を表している。

Fig.4-5 から、本バーナの燃焼はバーナの円周軸方向（Y 軸）方向より、管軸（X 軸）方向に燃焼反応が活発であり、管軸上に最も活性化している領域があることがわかる。

燃焼ガスの温度が最も高い領域は、噴霧ノズルから管軸上に $X=100\text{ mm}$ 、 $Y=0\text{ mm}$ の位置にあり $1230\text{ }^\circ\text{C}$ を示している。ここを境に下流に行くにつれて低下しており、試験炉出口では $970\text{ }^\circ\text{C}$ 程度である。円周方向には管軸より少し低く $940\text{ }^\circ\text{C}$ 程度である。また、再循環隙間近傍のガス温度は $670\text{ }^\circ\text{C}$ であり、試験炉出口より低い温度を示している。この温度で自己再循環ガスの密度を求めることにする。

NO_x 濃度もガス温度と同じ $X=150\text{ mm}$ 、 $Y=0\text{ mm}$ の位置でピークを示しており 19 ppm となっている。この値は試験炉出口で計測した NO_x の実測値よりも高い値を示している。 $X=450\text{ mm}$ より下流では、 13 ppm 程度で一様な濃度に安定しており、試験炉出口の濃度 12 ppm とほぼ一致する。

CO 濃度は、最も濃度の高い領域は管軸上の $X=50\sim 450\text{ mm}$ であるが、 $X=550\text{ mm}$ より下流は急激に減少している。一方、管軸より少しはなれた $X=450\sim 600\text{ mm}$ 、 $Y=50\text{ mm}$ の領域に濃度の高い領域が見られ、管軸上がくぼみ、円周方向に広がった分布となっている。

酸素濃度は、 $X=100\sim 300\text{ mm}$ まで 3%以下の低い値を示している。 600 mm より下流では、7%程度で一様な分布を示しており、試験炉出口の酸素濃度 7%（=空気比 1.5）と同じである。また、再循環隙間の酸素濃度は 7.2%と試験炉出口より 0.2%高い値となっている。

燃焼ガスの温度はバーナ側の炉壁に近づくにつれ放熱により低下しているが、ガス濃度は比較的一様な値を示している。このことから、試験炉内で燃焼ガスが循環していると考えられる。そして、この燃焼条件下では、 $X=550\text{ mm}$ より下流の各測定成分の値は、燃焼試験炉出口の値とほぼ同じとなっており燃焼が完結していることがわかる。

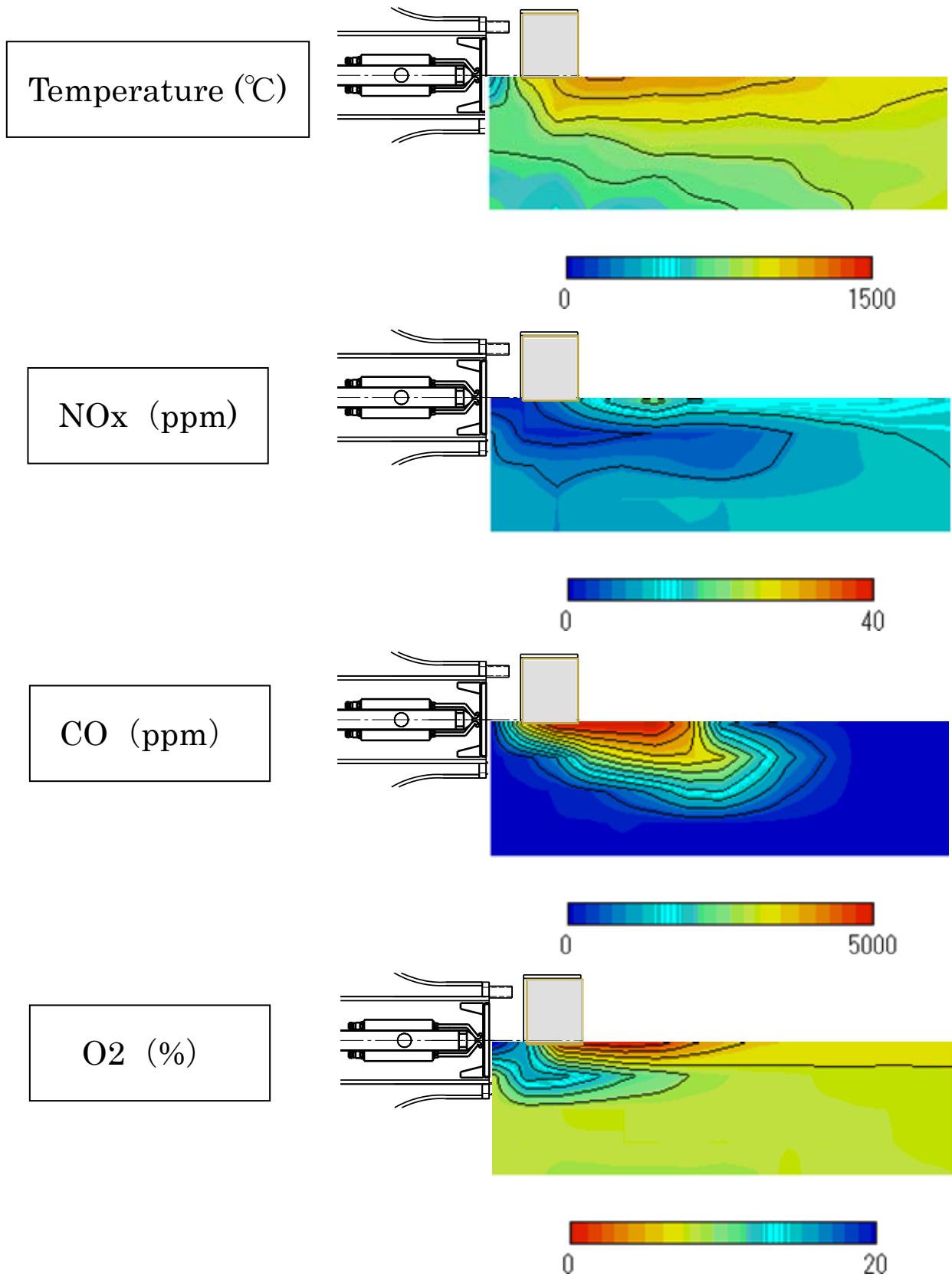


Fig.4-5. Concentration and temperature distributions in the test furnace ($H=30\text{ mm}$ $\lambda = 1.5$).

[4-5] 再循環隙間 $H=30$ mm、空気比 $\lambda = 1.6$ の場合

Fig.4-6 に再循環隙間長さ $H=30$ mm、燃料流量は $Q_f = 6.6$ L/h の下、空気比を $\lambda = 1.6$ の場合における、燃焼試験炉内の燃焼ガスの NO_x 、CO、酸素濃度および温度分布を測定し、自己再循環量に対する各成分の変化を示す。なお燃焼試験炉内の NO_x 濃度の値は実測値を表している。

Fig.4-6 から、本バーナの燃焼はバーナの円周軸方向 (Y 軸) 方向より、管軸 (X 軸) 方向に燃焼反応が活発であり、管軸上に最も活性化している領域があることがわかる。

燃焼ガスの温度が最も高い領域は、噴霧ノズルから管軸上に $X=100$ mm、 $Y=0$ mm の位置であり 1170 °C を示している。ここを境に下流に行くにつれて低下しており、試験炉出口では 970 °C 程度である。円周方向には管軸より少し低く 900 °C 程度である。また、再循環隙間近傍のガス温度は 680 °C であり、試験炉出口より低い温度を示している。この温度で自己再循環ガスの密度を求めることにする。

NO_x 濃度もガス温度と同じ $X=100$ mm、 $Y=0$ mm の位置でピークを示しており 18 ppm となっている。この値は試験炉出口で計測した NO_x の実測値よりも高い値を示している。 $X=450$ mm より下流では、 12 ppm 程度で一様な濃度に安定しており、試験炉出口の濃度 11 ppm とほぼ一致する。

CO 濃度は、最も濃度の高い領域は管軸上の $X=50\sim 400$ mm であるが、 $X=550$ mm より下流は急激に減少している。一方、管軸より少しはなれた $X=400\sim 500$ mm、 $Y=50$ mm の領域に濃度の高い領域が見られ、管軸上がくぼみ、円周方向に広がった分布となっている。

酸素濃度は、 $X=100\sim 250$ mm まで 3% 以下の低い値を示している。 600 mm より下流では、8% 程度で一様な分布を示しており、試験炉出口の酸素濃度 8% (=空気比 1.6) と同じである。また、再循環隙間の酸素濃度は 8.6% と試験炉出口より 0.6% 高い値となっている。

燃焼ガスの温度はバーナ側の炉壁に近づくにつれ放熱により低下しているが、ガス濃度は比較的一様な値を示している。このことから、試験炉内で燃焼ガスが循環していると考えられる。そして、この燃焼条件下では、 $X=600$ mm より下流の各測定成分の値は、燃焼試験炉出口の値とほぼ同じとなっており燃焼が完結していることがわかる。これは、再循環隙間長さ $H=10$ mm の場合より燃焼完結するまでの距離が長くなっており、自己再循環量の増加により燃焼が緩慢になったと考えられる。

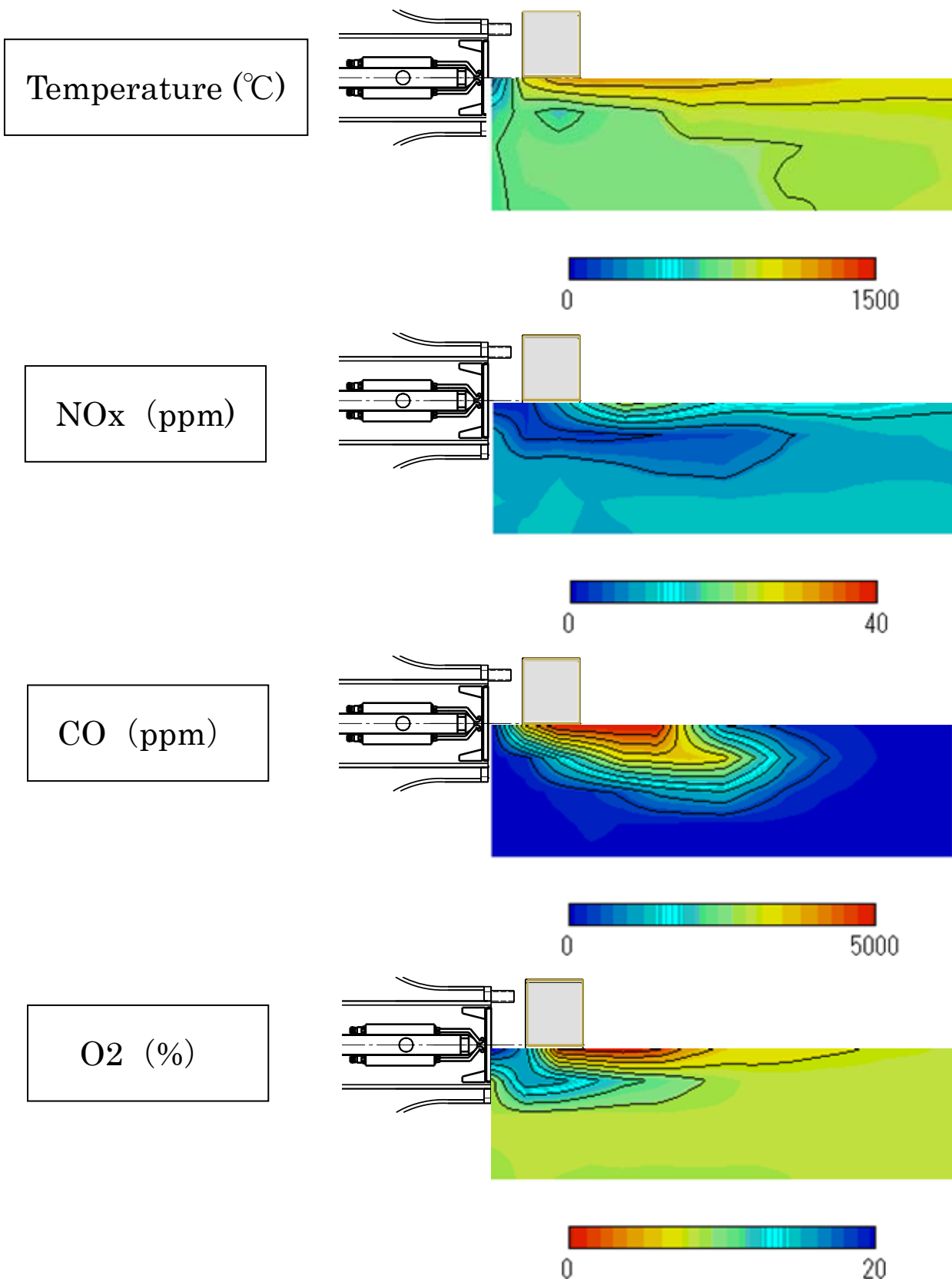


Fig.4-6. Concentration and temperature distributions in the test furnace ($H=30$ mm $\lambda = 1.6$).

[4-6] バーナ管軸上の燃焼温度と NO_x 値の変化

燃焼試験炉内のガス計測結果から、本バーナでは管軸上に燃焼温度や NO_x の高く、燃焼反応が活発に行われている領域が存在することがわかった。そこで、Fig.4-7 に空気比 $\lambda=1.4$ における、バーナ管軸上の燃焼ガスの温度と NO_x の実測値を示す。

再循環隙間長さ $H=0$ mm、10 mm では、バーナから $X=150$ mm の位置で燃焼温度がピークに達し、 $H=30$ mm の場合は $X=200$ mm と 50 mm 下流の位置で最高温度を示す。この時の燃焼温度は、 $H=0$ mm のとき 1500°C、 $H=10$ mm のとき 1395°C、 $H=30$ mm のとき 1268°C と隙間を拡大することで 100~150°C の低減が見られる。また、この時の NO_x の値は $H=0$ mm のときが最も高く 87 ppm であり、 $H=10$ mm では 40 ppm、 $H=30$ mm では 20 ppm と減少している。そして、いずれの場合も燃焼温度がピークとなる領域で NO_x の値もピークを示している。このことから、NO_x の生成場所や生成量は燃焼温度に依存しており、燃焼温度の低下により NO_x 値が減少していることがわかる。

また、この管軸上の温度の変化は、再循環隙間長さ H がいずれの場合も $X=150\sim 200$ mm でピークに達した後、試験炉出口に向けて徐々に減少し出口付近では 950~1000°C となる。NO_x の値もピークを過ぎて $X=400$ mm より下流の 1150°C 以下の領域では安定しており増減は見られない。そして、この値が試験炉出口の NO_x の実測値と一致していることから、NO_x はガイド出口近傍の領域でのみ生成してと考えられる。

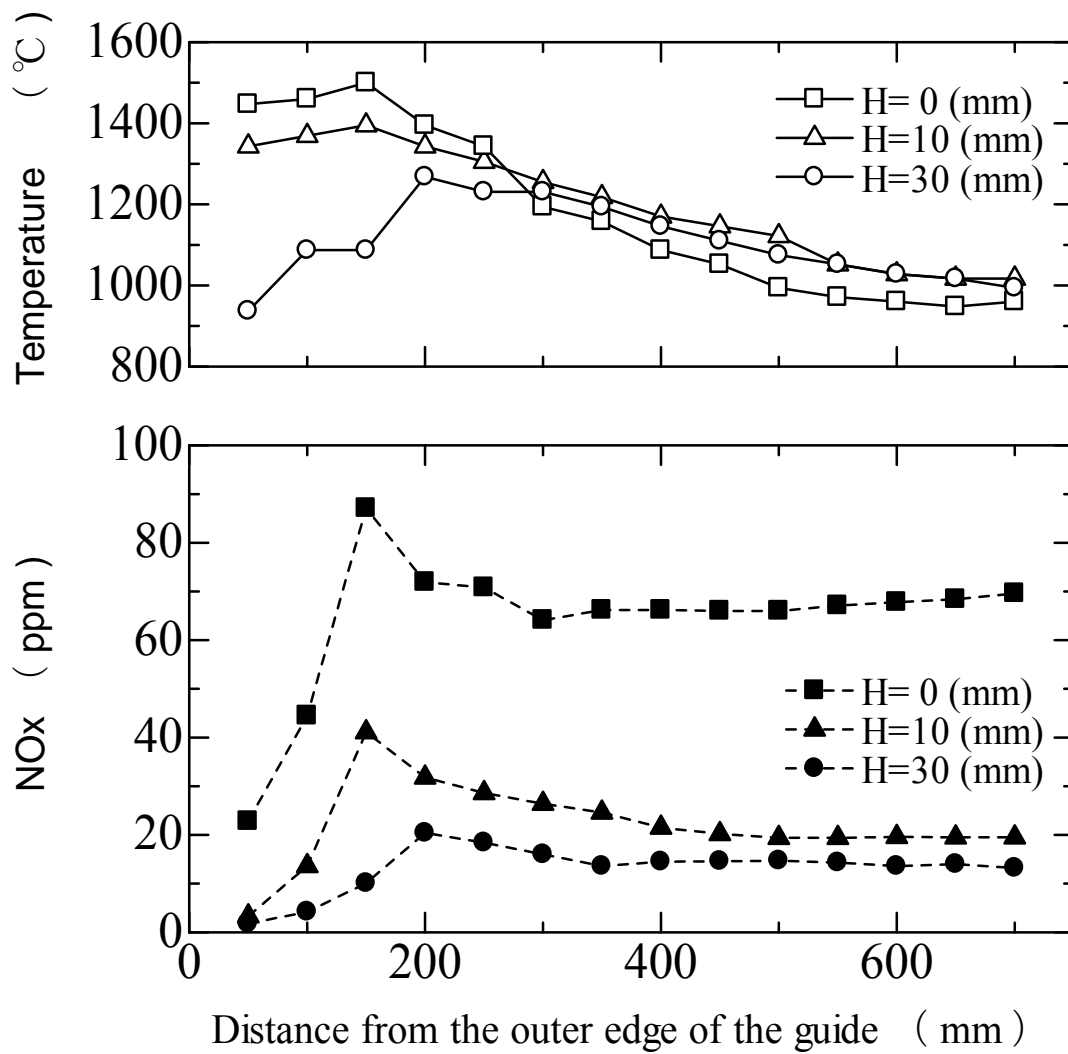


Fig.4-7. Variations of temperature and NOx with the distance from the burner base ($\lambda=1.4$) .

VI-3. 考察

[1] NO_x 低減メカニズム

燃焼反応における NO_x の生成は、空気中の窒素および燃料中の窒素化合物の酸化によって生成される。主な NO_x の生成機構は、窒素源により、Thermal NO、Prompt NO、N₂O 経路による NO、NNH 経路による NO、Fuel NO に分けられる^[4]。簡単な説明を後で行う。

これらのうち、実験結果から NO_x の発生および低減が燃焼温度に依存していること、また、火炎が青炎で燃焼していることから、燃料の蒸発が促進され拡散燃焼から希薄予混合燃焼に近づいていることを考えると、主として Thermal NO が本バーナの NO_x であり、これが抑制されることで NO_x が減少していると推察できる。

この Thermal NO の生成速度は以下の反応により生成する^[5]。

$$\frac{d[\text{NO}]}{dt} = 2k_{\text{if}}[\text{N}_2][\text{O}] \quad \dots (4.3)$$

なお、 $k_{\text{if}} = 1.82 \times 10^{14} \exp[-38370/T]$ となり、この式から Thermal NO の生成は酸素濃度と温度に影響されることがわかる。したがって、再循環隙間を拡大させることによる燃焼用空気の酸素濃度 [O] の低減や、空気比の増大による燃焼温度の低下で $d[\text{NO}]/dt$ の値は小さくなり、Thermal NO の抑制が可能となる。

ここで、本バーナの特徴である自己再循環は、炉内の燃焼ガスをバーナ基部に積極的に引き込み、火炎形成前の領域で燃焼用空気の酸素濃度を低下と燃焼ガスの増加による火炎温度の低下により NO_x を低減させることを目的としている。過去に行われた研究でも、火炎形成時に自然に発生する渦^[6]やスワールを用いた炉内の燃焼ガスの循環^[7]で、燃焼場の酸素濃度の低下により NO_x が低減できることが示されている。ここで、Fig.4-8 に再循環隙間の拡大にともなう燃焼用空気の酸素濃度の変化を示す。燃焼用空気の酸素濃度は、計測した燃焼ガスの温度と酸素濃度、それからⅢ章で計測した自己再循環ガスの体積流量をもとに自己再循環ガスの質量流量を求め、ガイド内で燃焼用空気と完全に混合したと仮定して求めた。その結果、自己再循環ガスの質量流量は、再循環隙間長さ H=10 mm の場合は 0.10 kg/min、H=30 mm の場合は 0.30 kg/min となる。そして、燃焼用空気の酸素濃度は、再循環隙間長さ H=10 mm の場合には 20.2%、H=30 mm の場合には 18.9%まで低減しており、それにともない NO_x も低減していることがわかる。

一方、Fig4-9 に再循環隙間長さが H=30 mm の場合に、空気比を増加させたときの燃焼用空気の酸素濃度の変化を示す。その結果、自己再循環ガスの質量流量は、空気比 $\lambda = 1.4$ の場合は 0.30 kg/min、 $\lambda = 1.5$ の場合は 0.33 kg/min、 $\lambda = 1.6$ の場合は 0.46 kg/min と上昇しているが、燃焼用空気の酸素濃度は空気比にかかわらずほぼ 19%になることがわかる。これは空気比 λ の増加による自己再循環量が増加は、同時に燃焼用空気流量も増加するため酸素濃度への影響が無い

ものと考えられる。この結果から、Fig.3-2における空気比 λ の増加によるNO_xの低減は、燃焼用空気流量の増加による燃焼温度の低減と考えられる。

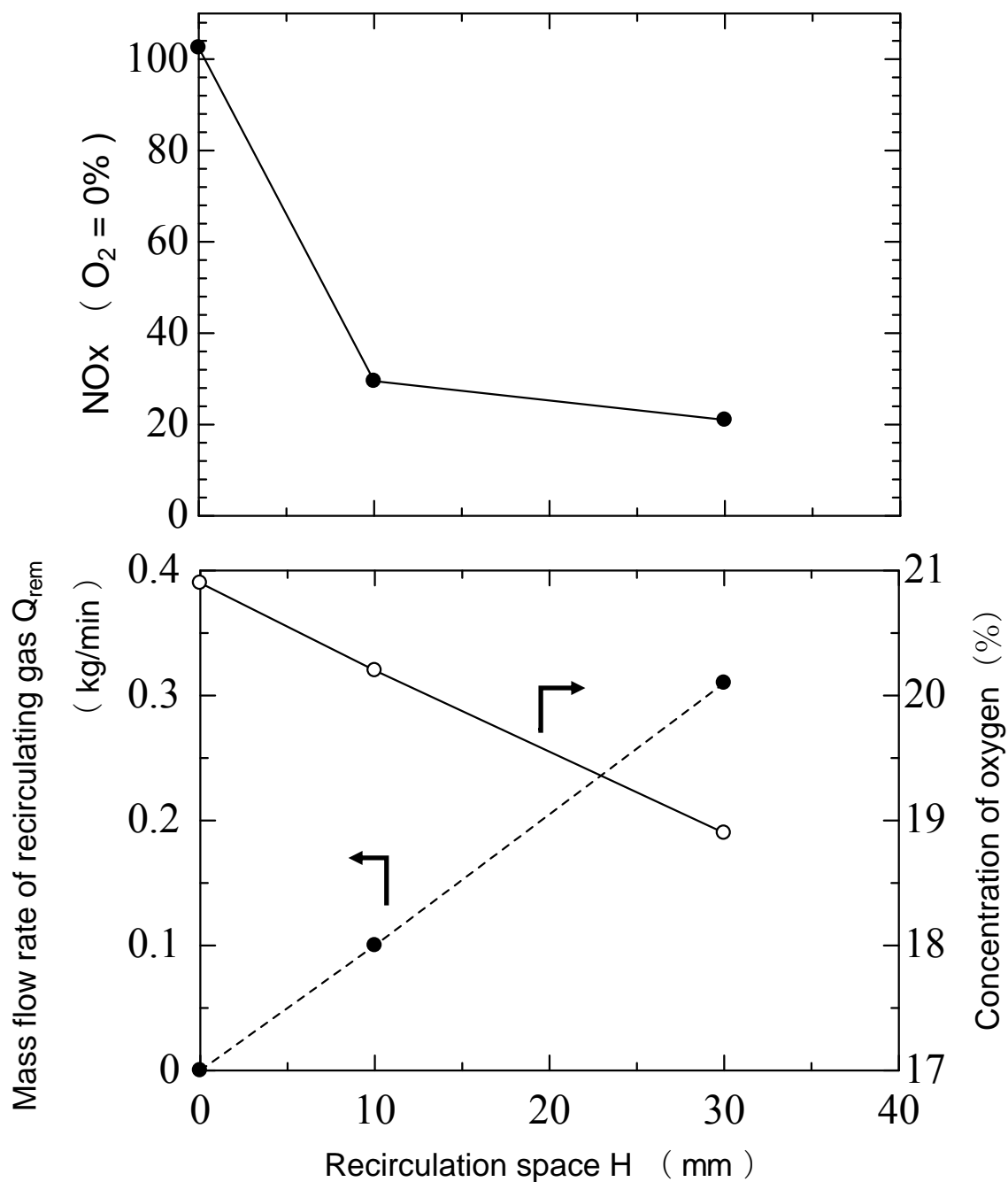


Fig.4-8. Mass flow late of recirculating gas and Oxygen concentration by recirculation space and NO_x ($\lambda=1.4$) .

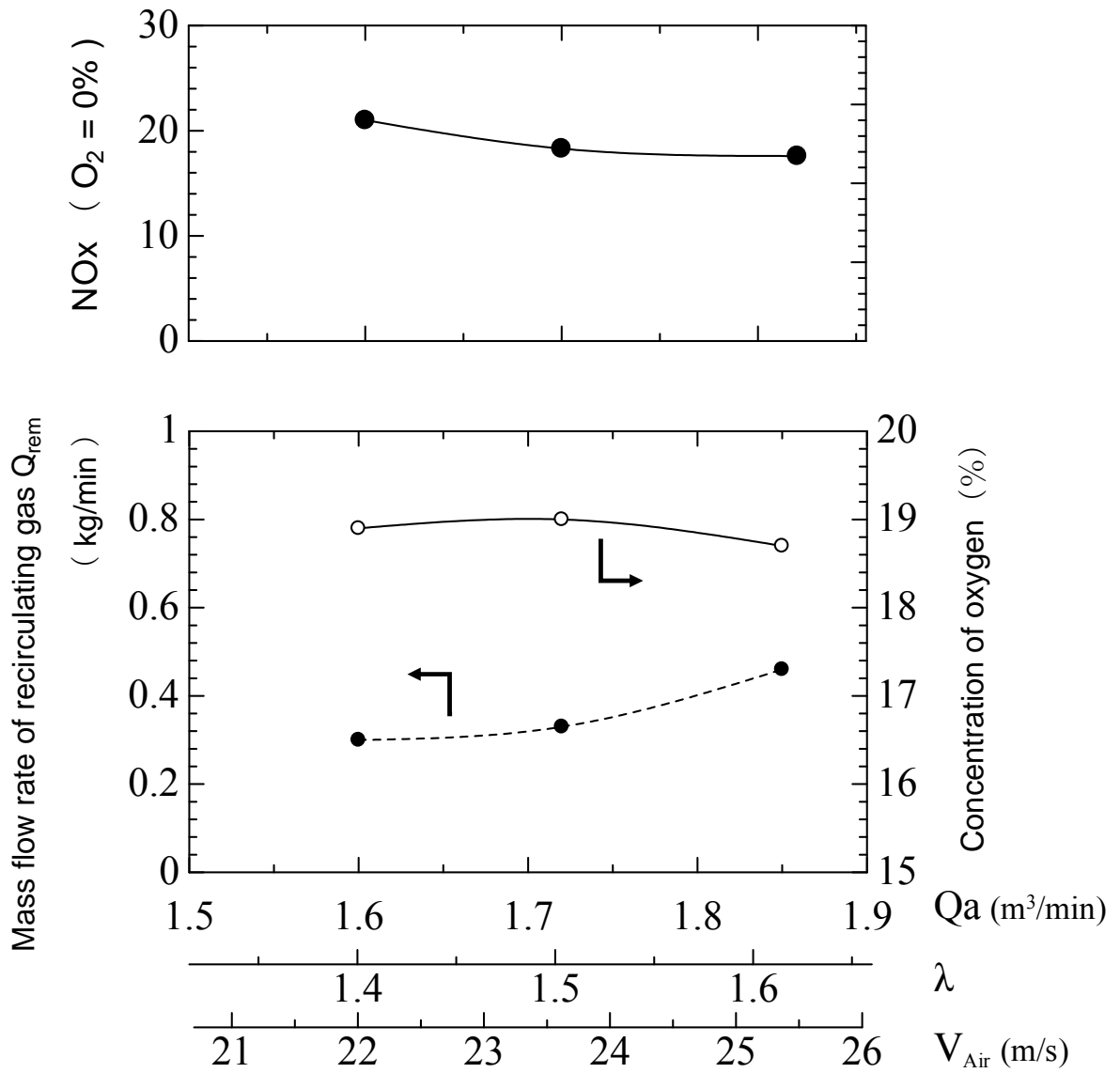


Fig.4-9. Mass flow late of recirculating gas and Oxygen concentration and NOx by air ratio (H=30 mm) .

ここで、燃焼用空気の酸素濃度の低下による NOx 低減と空気流量の増加による燃焼温度低下による NOx 低減の効果の比較を行い、酸素濃度の低下が NOx 低減に与える効果を考察する。再循環隙間長さ H=10 mm の下、空気比 $\lambda = 1.4$ の場合の NOx 値を基準として、H=30 mm の下、空気比 $\lambda = 1.4$ にした場合の NOx 値を、燃焼用空気の酸素濃度の低下と燃焼ガス増加による燃焼温度低下による NOx 低減とする。一方、H=10 mm の下、空気比 $\lambda = 1.5 \sim 1.6$ に変化させた場合の NOx 値を空気流量増大による燃焼温度の低下による NOx 低減と考える。

Fig.4-10 に両者の NOx 値の変化を示す。横軸に、ガイド内における自己再循環ガスと燃焼用空気の混合したガスの質量流量を示す。再循環隙間長さ H=10 mm の場合には、混合ガスの質量流量は 1.98 kg/min である。H=30 mm に拡大した場合のガイド内の混合ガスの質量流量は 2.16 kg/min となる。この時の NOx 値は 30 ppm から 21 ppm に低減しており、この低減率は 30% となる。一方、空気比 λ を $\lambda = 1.4$ から 1.5 に増加させた場合の混合ガスの質量流量は 2.13 kg/min となり、NOx 値は 30 ppm から 26 ppm に低減し低減率は 13% となる。また、空気比 λ を $\lambda = 1.4$ から 1.6 に増加させた場合のガイド内の燃焼ガスの質量流量は 2.29 kg/min となり、NOx 値は 30 ppm から 24 ppm に低減し低減率は 20% となる。両者を比較すると、自己再循環をとまなう NOx の低減率は燃焼用空気流量の増加による低減率の 2 倍の効果を示しており、自己再循環による NOx 低減効果割合は、酸素濃度の低減が 5 割、空気流量の増加による火炎温度低減が 5 割と推察する。

この結果から、本バーナの自己再循環による燃焼用空気の酸素濃度の低下が、NOx の低減にきわめて有効であることが明らかになった。

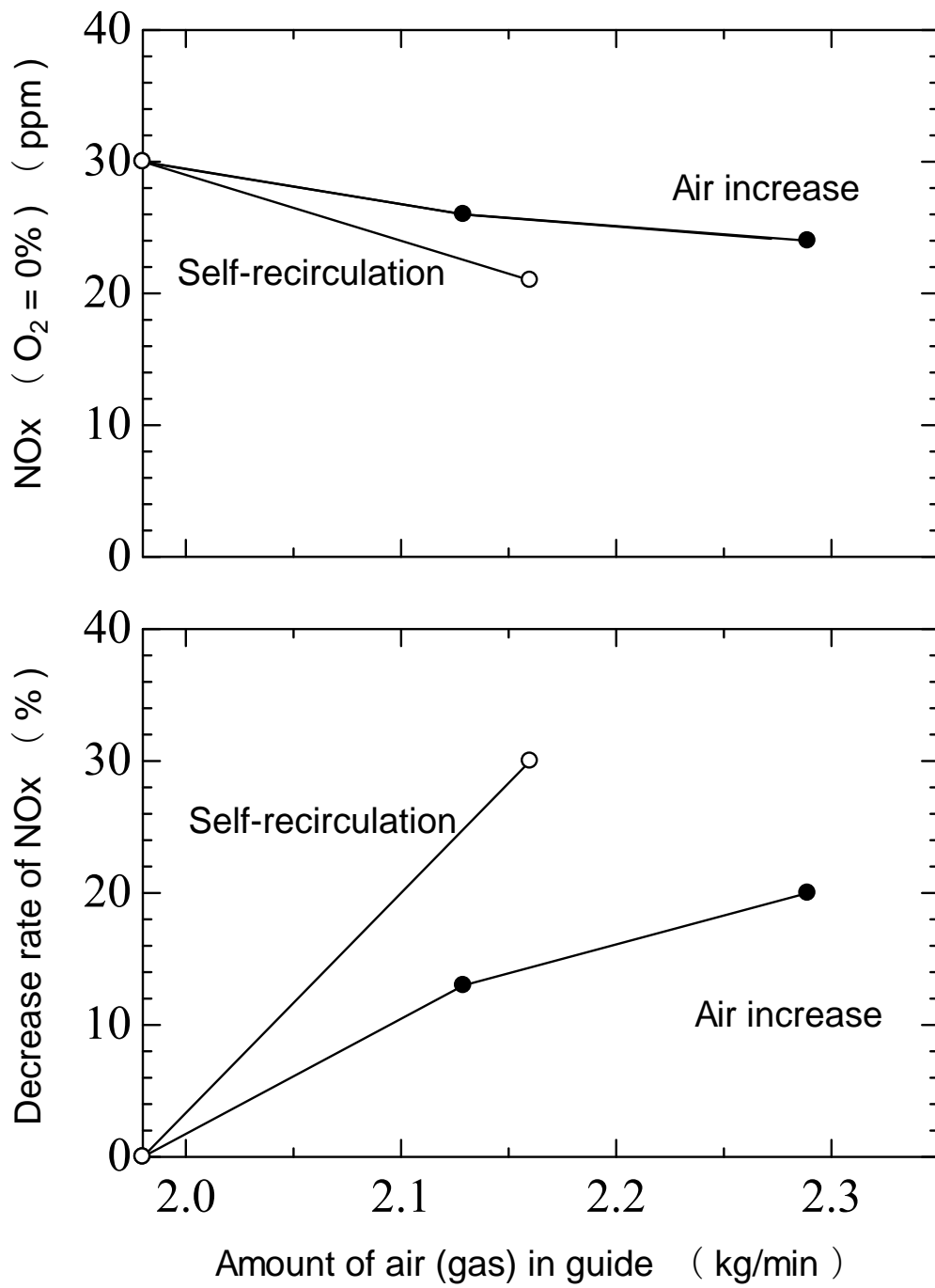
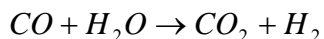
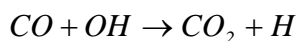


Fig.4-10. Effect of decrease of NOx concentration.

[2] CO の抑制メカニズム

次に、本バーナの燃焼試験において、燃焼試験炉出口における CO 濃度はすべての場合で 0 ppm であった。これは、CO の酸化反応は、水素や水蒸気などの水素源が共存すると促進され下記のような反応を行い CO₂ に酸化される。反応速度は 1200~1400°C で最大となり、800°C 付近まで反応が行われる^[8]。



燃焼試験炉内の温度分布から、試験炉出口での燃焼ガスの温度は 1000°C であり、火炎位置からも距離がある。従って、本試験条件では、CO が酸化されるのに十分な温度と滞留時間が確保できているため CO 濃度が 0 ppm になったと考えられる。

[3] 燃焼／非燃焼時の自己再循環ガスの体積流量

最後に、再循環隙間長さ $H=30\text{mm}$ の下、空気比 $\lambda=1.4\sim 1.6$ に変化させた場合の燃焼時と非燃焼時の自己再循環量について考察する。Fig.4-11 に燃焼時および非燃焼時の自己再循環ガスの質量流量を示す。空気比 $\lambda=1.4$ の場合、燃焼時 0.30 kg/min に対して非燃焼時は 0.49 kg/min、空気比 $\lambda=1.5$ の場合、燃焼時 0.33 kg/min に対して非燃焼時は 0.57 kg/min、空気比 $\lambda=1.6$ の場合、燃焼時 0.46 kg/min に対して非燃焼時は 0.78 kg/min となり、燃焼時は非燃焼時に対して約 6 割程度となる。これは自己再循環ガス温度が、燃焼時は 670~680°C と非燃焼時の 30°C に比べて高温のため密度が 1/3 に減少することに起因する。この結果は非常に興味深い現象であり、従来ならば燃焼用空気流速を増加するなどの方法で自己再循環ガスの体積流量（質量流量）を増加し、酸素濃度を希釈して低 NO_x 化を図っていたが、この発見により、酸素濃度を低減する方法の一つとして、自己再循環ガスの温度を低下させることにより、自己再循環ガスの質量流量を増加させる方法が考えられる。この方法による NO_x 低減を VI 章にて試みる。

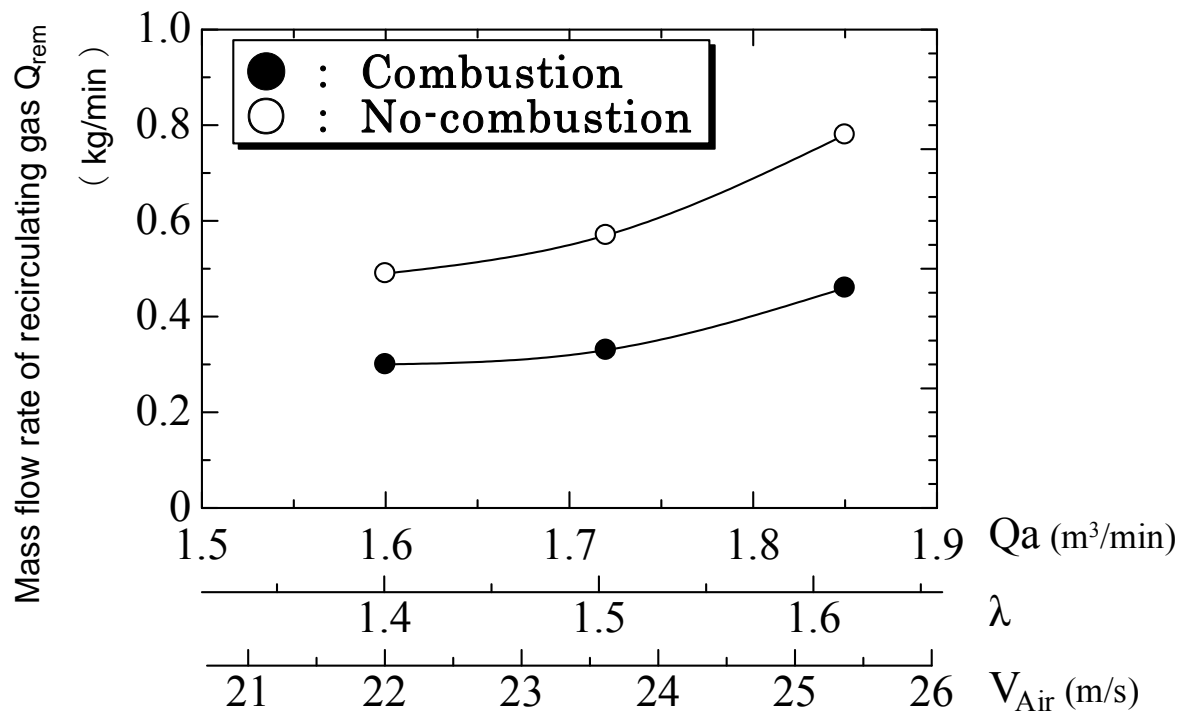


Fig.4-11. Mass flow rate of the recirculating gas (Combustion and No-combustion).

VI-4. まとめ

本章では、燃焼試験炉内の燃焼ガスや燃焼温度サンプリングを行い、本バーナの NO_x 生成場所の特定や、NO_x 値の計測を行った。その結果、以下のことが明らかになった。

- (1) 本バーナの主な NO_x 生成場所は、バーナ管軸上のガイド出口の 150～200 mm 付近の最も燃焼温度の高い領域であることが確認できた。
- (2) この高温領域と NO_x の高濃度領域が対応していること、さらに、再循環隙間を拡大し自己再循環ガスの質量流量を増加すると燃焼温度が低下し、それに呼応して NO_x 値も減少することから、生成される NO_x は主として Zeldovich 機構による Thermal NO と考えられる。
- (3) サンプリングした燃焼ガスの性状から、自己再循環ガスの質量流量を求め、燃焼用空気の酸素濃度を推定した結果、本バーナの NO_x 低減に対する、酸素濃度の低減の寄与率は総 NO_x 低減値の 50% もあり、その NO_x 低減効果が高いことが明らかになった。

第 V 章. 火炎の安定機構と燃料油の蒸発促進

V-1. まえがき

III章において、自己再循環を行うと燃料液滴の蒸発が促進され、燃焼形態が輝炎をともなう火炎から、予混合火炎に近い青炎に変化し大幅な NO_x 低減が行われることがわかった。また、さらに NO_x 低減を図るために自己再循環隙間を拡大し、隙間距離を $H=30$ mm 以上にすると火炎が不安定になり消炎が見られた。そのため、火炎の安定範囲が NO_x の下限値を律することとなっている。従って、さらなる NO_x 低減のためには本バーナの安定機構を解明し、火炎の安定性を高める必要がある。そこで、本バーナの低 NO_x 燃焼の特徴を把握すべく、燃料液滴の粒子径分布および速度ベクトル分布や CH ラジカルの化学発光強度分布を求めた結果を説明する。

その結果、自己再循環を行わない場合は噴霧燃焼特有の輝炎燃焼が行われるのに対し、自己再循環を行うと青炎燃焼が可能となること、また、その青炎燃焼の領域は空気流量～燃料流量線図上で再循環隙間距離の増加とともに拡大するが、同時に、火炎が不安定になる領域も拡大し、これが再循環隙間距離の上限、ひいては NO_x 排出値の下限値を律することになることを明らかにした。さらに、バーナ近傍の流れ場計測の結果、ガイド出口の管軸上に内部再循環領域が形成され、この前方淀み点付近で火炎が安定化されると同時に、噴霧の蒸発が促進され、青炎燃焼が促進されるという本バーナの低 NO_x 燃焼の構造を明らかにした。これらの知見は本バーナのさらなる NO_x 低減を検討する上で有効である。

まず、再循環隙間長さを固定し、燃料流量と空気流量を変更して形成される火炎の可燃範囲を求め、それと同時に火炎の外観を撮影する。次に、空気流量を固定して燃料流量と再循環隙間長さを変更し、同様の計測を行い比較した。本バーナには火炎形態が二種類あり、保炎板に張り付いた火炎を付着火炎、保炎板より下流の空間で安定している浮き上がり火炎をリフト火炎と定義する。

次に、ガイド出口における燃料液滴の粒子径分布を計測し、再循環隙間長さや空気比が燃料液滴の粒子径に与える影響を調べた。

最後に、空気比を固定して再循環隙間長さを変化させた場合のバーナ近傍の流れ場の様相と管軸上の速度成分、また、CH 自発光画像と発光強度により火炎位置を計測した。そして、同様に再循環隙間長さを固定して空気比を変化させた場合についても計測を行い、火炎の安定機構を考察した。

V-2. 実験結果

[1] 火炎の外観観測

再循環隙間長さを固定し、燃料流量と空気流量を変更して形成される火炎の可燃範囲を求め、それと同時に火炎の外観を撮影する。次に、空気流量を固定して、燃料流量と再循環隙間長さを変更し、同様の計測を行い比較した。実験の測定範囲は、燃料流量 4.9~9.0 L/h (熱出力 50~90 kW)、燃焼用空気流量 50~300 m³N/h とした。

火炎状態の判別は目視で行い。下記の 4 種類に分類・定義した。

- ① Yellow flame (輝炎) : 火炎が赤や黄色の輝きの強い安定した状態
- ② Blue flame (青炎) : 火炎が青色で安定した状態
- ③ Combustion oscillation (振動燃焼) : 火炎がバーナ近傍の空間で振動燃焼する状態
- ④ Unstable flame (不安定火炎) : 火炎がバーナ近傍より離れ炉内に充満した不安定な状態
- ⑤ Extinction (消炎) : 失火して火炎が維持できない状態

[1-1] 再循環隙間長さ H=0 mm の場合

Fig.5-1に再循環隙間長さ H=0 mm の安定燃焼限界範囲と各条件における燃焼状態を調べた結果について示す。Fig5-1 から空気流量が 300 m³N/h でも消炎および火炎の吹き飛びは確認されなかった。このように、自己再循環がおこなわれない場合には、火炎は全ての条件において輝炎となることがわかった。

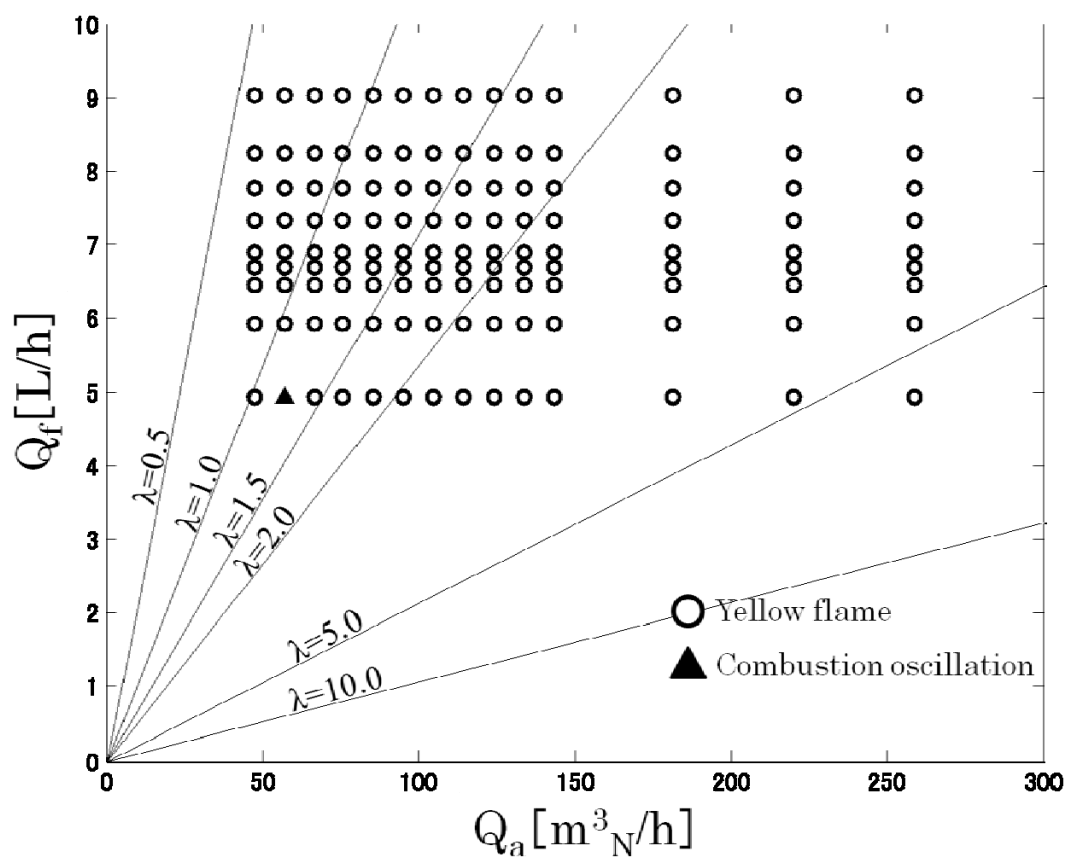


Fig.5-1. Mapping of various combustion mode (H=0 mm).

次に、Fig.5-2 に再循環隙間長さ H が 0 mm の場合の火炎外観を示す。上段から燃料流量 6.6L/h 一定の下で、燃焼用空気流量を $80 \text{ m}^3\text{N/h}$ 、 $100 \text{ m}^3\text{N/h}$ (空気比 $\lambda=1.4$)、 $110 \text{ m}^3\text{N/h}$ ($\lambda=1.5$)、 $120 \text{ m}^3\text{N/h}$ ($\lambda=1.6$)、 $160 \text{ m}^3\text{N/h}$ と変化させたときにおける火炎外観を示す。Fig.5-2 から、再循環隙間を設けない場合、燃焼用空気流量を増加させるのにもない火炎の長さが短くなり、燃焼用空気流量を増加させると火炎の長さは長くなっている。また、このときの火炎は全て保炎板に付着しており、付着火炎を形成していることが確認された。

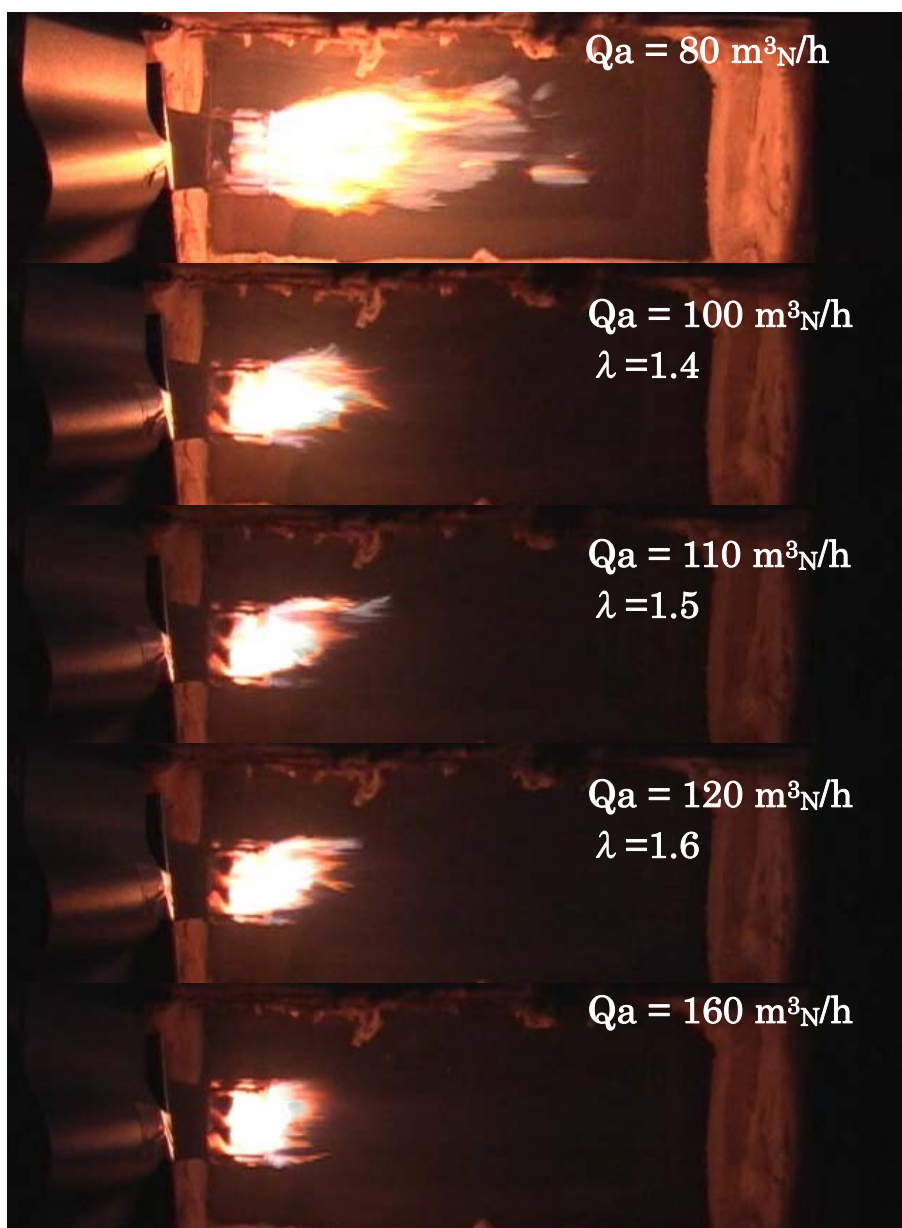


Fig.5-2. Appearance of flames ($H=0 \text{ mm}$).

[1-2] 再循環隙間長さ H=10 mm の場合

Fig.5-3 に再循環隙間長さが H=10 mm の場合の、安定燃焼限界範囲と各条件における燃焼状態を調べた結果について示す。Fig.5-3 から燃焼用空気流量を増加させても火炎の消炎および吹き飛びは確認されなかった。しかし、空気比 $\lambda=0.7$ 付近にまで燃焼用空気量を減少させると火炎の吹き飛びが確認された。本来、旋回流を与えない噴流拡散火炎は燃焼用空気流量の増加（空気流速の増加）に伴い火炎基部が吹き消え、火炎は浮き上がり、最後には吹き飛ばすことから、本バーナにおける火炎の吹き飛びの条件は従来の旋回流を与えない噴流拡散火炎の吹き飛びの条件とは逆になっている。

また、再循環隙間長さが H=10 mm における燃焼状態は再循環隙間を設けない場合では確認されなかった青炎が発生しており。青炎は空気比 $\lambda=1.5$ を中心にした範囲内で確認された。さらに、火炎が吹き飛ばす条件付近において振動燃焼が確認された。

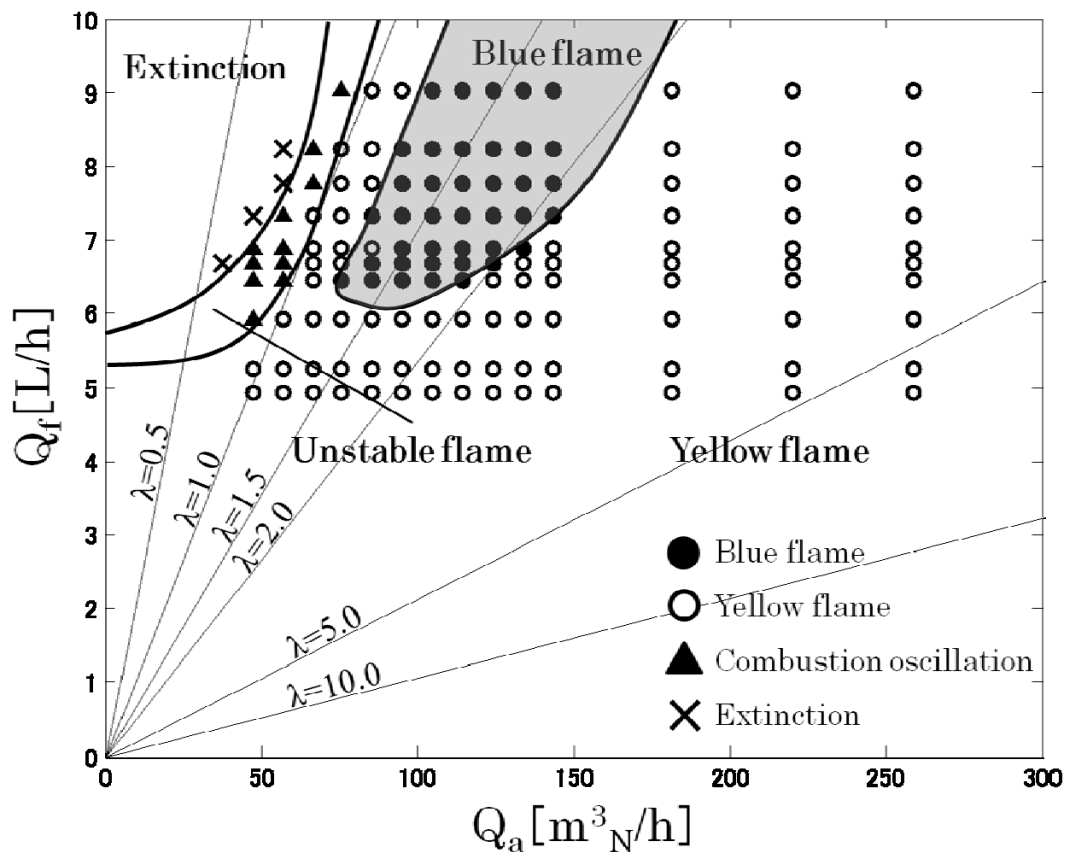


Fig.5-3. Mapping of various combustion mode (H=10 mm).

次に、Fig.5-4 に再循環隙間長さ $H=10$ mm の場合の火炎外観を示す。条件は先程の再循環隙間長さ $H=0$ mm の場合と同様である。Fig.5-4 から、再循環隙間長さが $H=10$ mm 場合も再循環隙間を設けない場合と同様に燃焼用空気流量を増加させると火炎の長さは短くなり、燃焼用空気流量を減少させると火炎の長さは長くなっている。また、燃焼用空気流量が 160 $\text{m}^3\text{N/h}$ よりも少ない条件では、火炎の基部は吹き消えリフト火炎（浮き上がり火炎）を形成し、火炎は青炎と輝炎が混じったものとなる。一方、燃焼用空気流量が 160 $\text{m}^3\text{N/h}$ の条件では、火炎は保炎板に付着し付着火炎を形成している。このときの火炎は輝炎となっている。

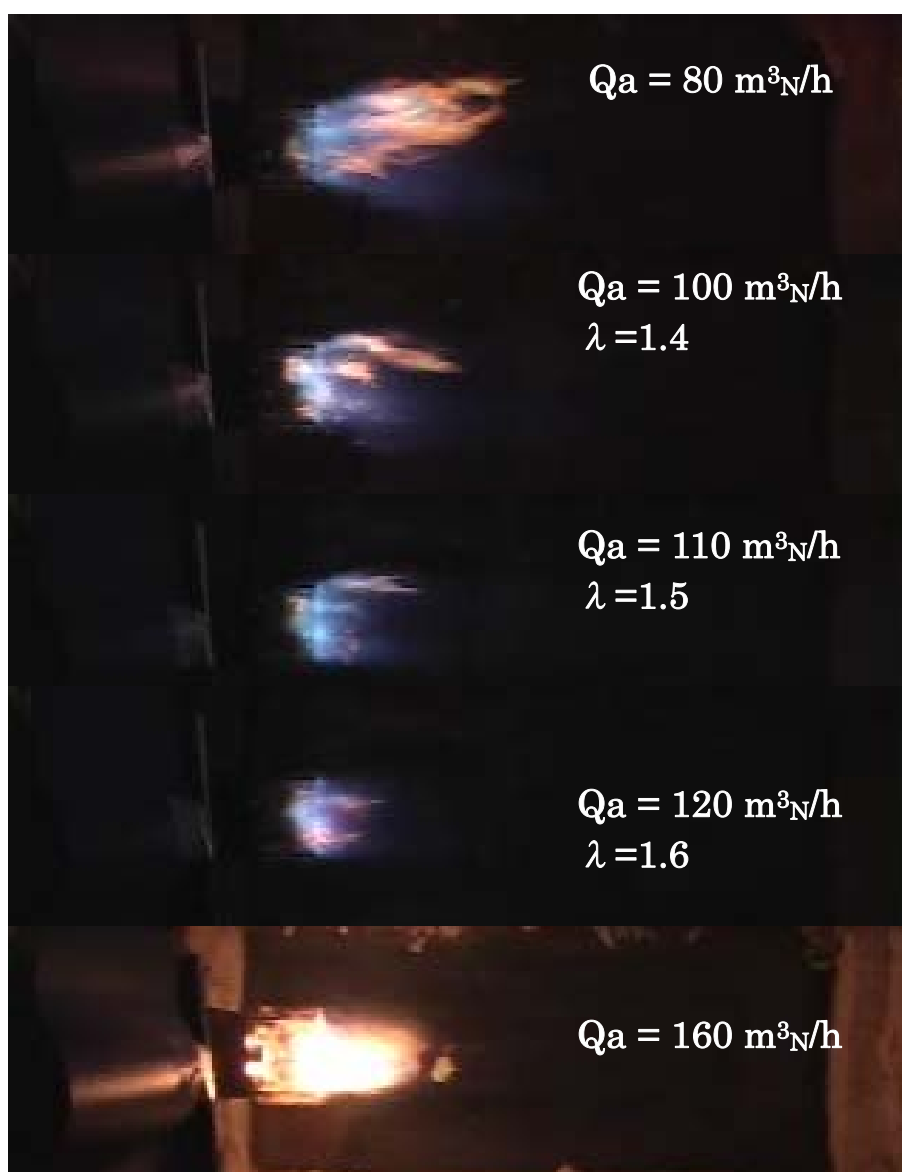


Fig.5-4. Appearance of flames ($H=10$ mm).

[1-3] 再循環隙間長さ H=30 mm の場合

Fig.5-5 に再循環隙間長さが H=30 mm の場合の、安定燃焼限界範囲と各条件における燃焼状態を調べた結果について示す。Fig.5-5 から燃焼用空気流量を増加させても火炎の消炎および吹き飛びは確認されなかった。しかし、再循環隙間長さが H=10 mm の場合と同様に、燃焼用空気流量を減少させると火炎は吹き飛ぶことが確認された。吹き飛びは燃焼用空気流量を空気比 $\lambda=1.3$ 付近相当にまで減少させたときに発生する。燃焼状態については、青炎の形成される範囲が再循環隙間長さ H=10 mm の場合よりも広い範囲で確認された。

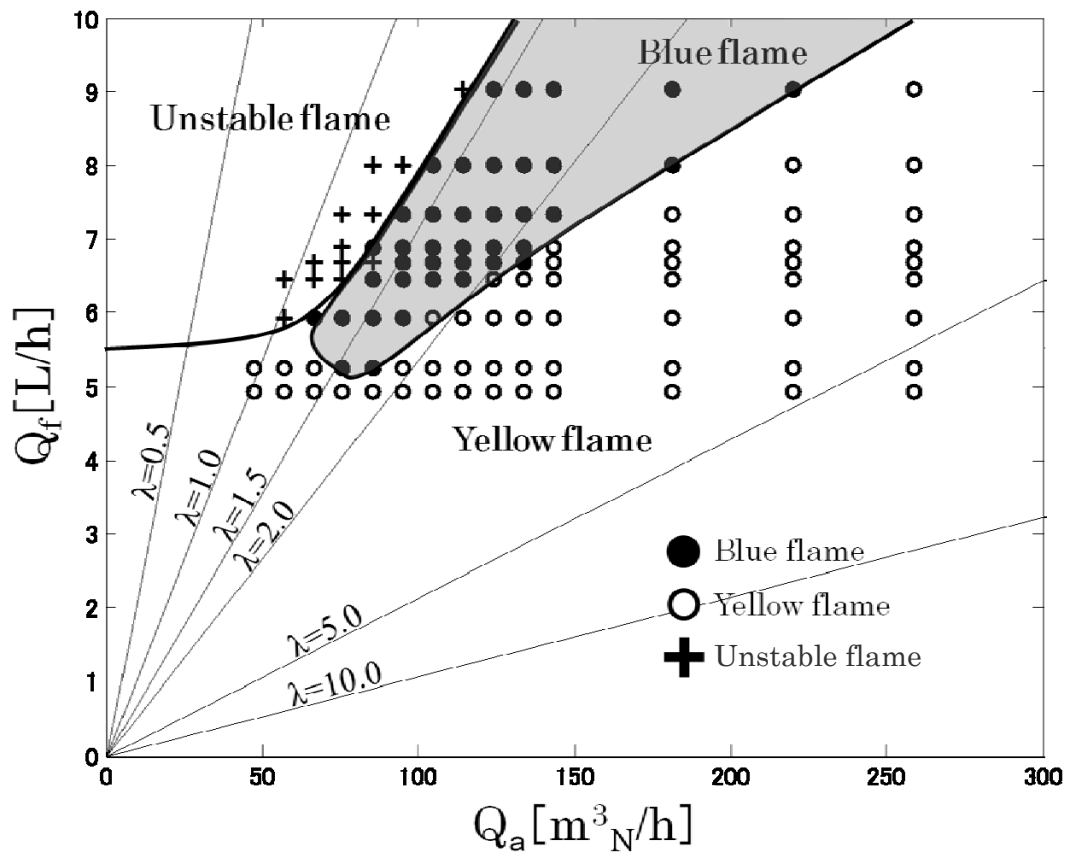


Fig.5-5. Mapping of various combustion mode (H=30 mm).

次に、Fig.5-6 に再循環隙間長さが $H=30\text{ mm}$ の場合の火炎外観を示す。条件は先程の再循環隙間長さ $H=0\text{ mm}$ 、 10 mm の場合と同様である。Fig.3-7 から、燃焼用空気流量を増加させると火炎の長さは短くなり、燃焼用空気流量を減少させると火炎長は長くなっていることがわかる。また、燃焼用空気流量が $160\text{ m}^3\text{N/h}$ より少ない条件では、火炎の基部は吹き消えリフト火炎（浮き上がり火炎）を形成する。このときの火炎はほぼ全体が青炎となっている。一方、燃焼用空気流量が $160\text{ m}^3\text{N/h}$ より多い条件では、火炎は保炎板に付着し、付着火炎へと遷移する。このときも火炎はほぼ全体が輝炎となる。

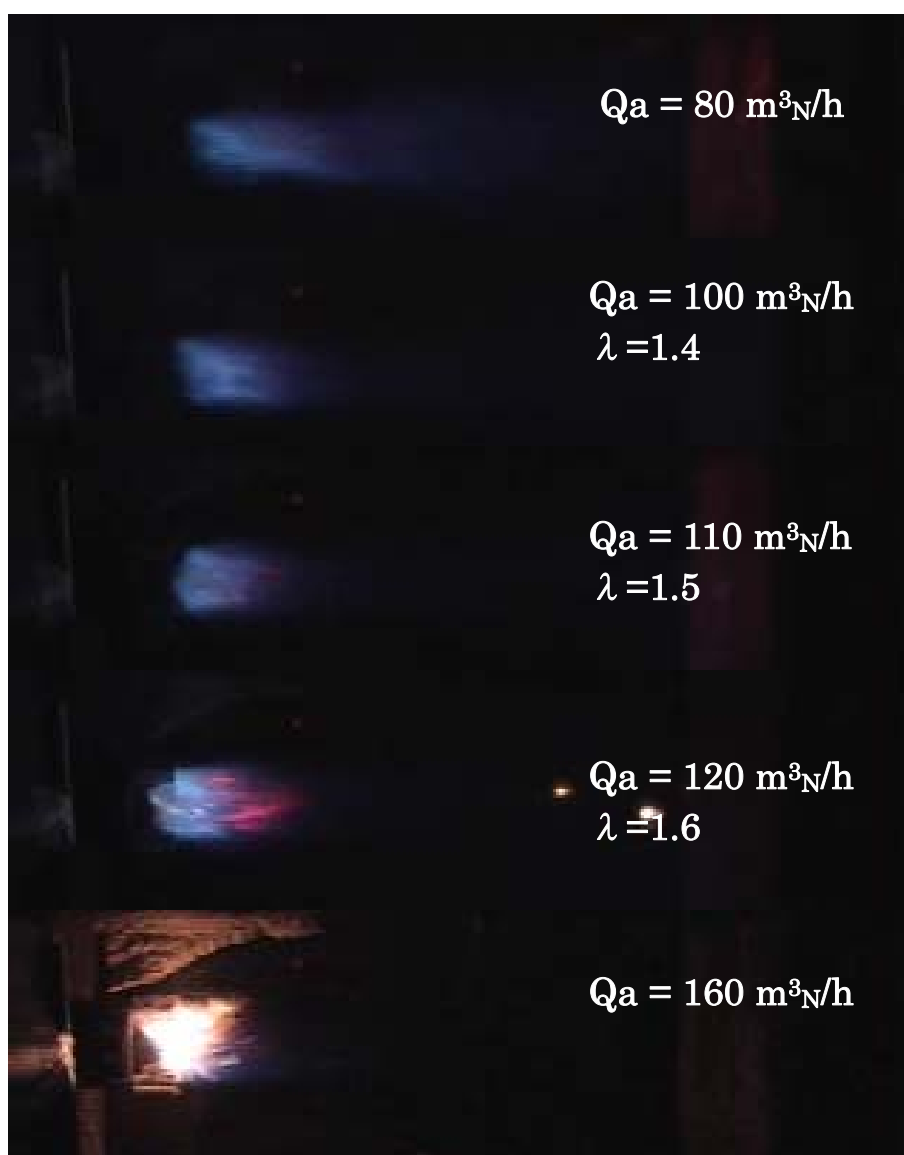


Fig.5-6. Appearance of flames ($H=30\text{ mm}$).

[1-4] 火炎の外観観測のまとめ

まず、空気流量（空気比）が火炎外観および燃焼範囲に与える影響について考察する。本バーナにおいて、空気流量を増加させるほど火炎長さが短くなる。このことから空気比の増加は、空気ノズルから噴出する空気の流量および流速の増加により、燃料と酸化剤である空気の混合が促進されたため燃焼反応を促進する効果があることがわかる^[1-2]。そして、本バーナの特徴であるリフト火炎形成時には、空気流量の増加にともない、火炎がバーナ基部に近づく傾向を示した。これは空気流量が増加することで、バーナ近傍の火炎を保持する流れ場にバーナ基部に向かう流れが生じているものと考えられる^[3]。さらに空気流量を増加させ、160 m³N/h より多い条件では輝炎が発生している。空気流量の増加に伴いバーナ基部（保炎板）まで引き寄せられた火炎は付着火炎に移行する。これは、燃料液滴の予蒸発区間がなくなるため、燃料が十分に蒸発する前に火炎が発生し輝炎を形成したものと考えられる^[4]。一方、空気流量が少なくなると、リフト火炎形成時には火炎が不安定になる様子が見られた。火炎がバーナ管軸上に振動する燃焼、さらには火炎が下流側に吹き飛ばされ火炎形成が維持できなくなる様子が見られた。空気流量増加時とは逆にバーナ基部に向かう流れが弱まったことによるものと考えられる。

次に、再循環隙間長さの影響について考察する。Fig.5-7 に燃料流量 6.6 L/h、空気流量 $Q_a \doteq 100$ m³N/h（空気比 $\lambda = 1.4$ ）における再循環隙間長さ $H = 0$ mm、10 mm、30 mm の火炎外観を示す。Fig.5-7 から同じ空気流量、燃料流量の下で再循環隙間長さのみを変化させた場合、再循環隙間長さを広げるのに伴い、火炎の浮き上がり高さが増加していることがわかった。これは、火炎基部の酸素濃度を低下することにより、バーナ基部の吹き消えを引き起こし、火炎が浮き上がったものと考えられる^[5]。

また、再循環隙間長さを広げると、火炎内の輝炎の割合が少なくなっていることがわかる。このことから、再循環隙間を拡大することにより、燃料液滴の予蒸発が促進され予混合燃焼に近くなるものと考えられる。過去の研究で、空気比 $\lambda = 1.25$ 以上の領域では、燃料と酸化剤の混合を促進することで NO_x が低減できることがわかっている^[6]。そのため、本バーナにおいても再循環隙間の拡大により自己再循環量が増加し、燃料蒸発が促進されることにより予混合燃焼に近づき、NO_x 低減が図られていると考えられる。

一方、再循環隙間の拡大により、不安定燃焼領域が実用燃焼範囲である空気比 $\lambda = 1.5$ 付近まで拡大していることが明らかになった。ここで、さらなる NO_x 低減を図るために再循環隙間の拡大を図ったが、 $H = 30$ mm 以上の拡大では火炎が不安定になり消炎した。そして、これが NO_x の下限値を律することになる。そのため、さらなる NO_x 低減をおこなうためには、火炎の安定構造を明らかにする必要があると考えられる。

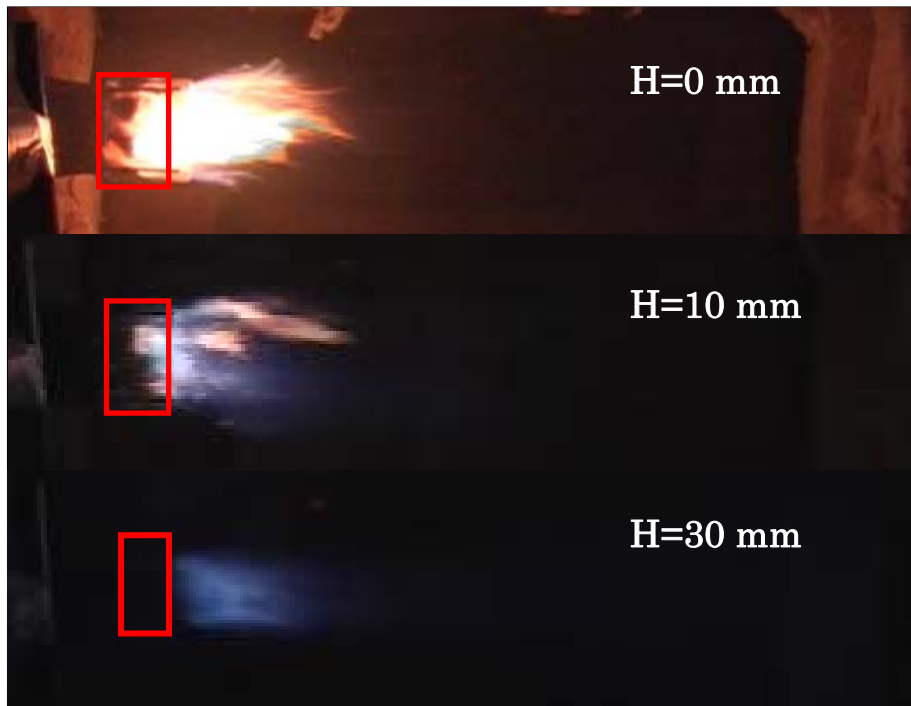


Fig.5-7. Appearance of flames ($\lambda = 1.4$).

[2] 燃料液滴の粒子径計測

まず、本バーナの燃焼において、自己再循環により輝炎をともなう火炎から予混合火炎に近い青炎に変化し、大幅な NO_x 低減が行われている。これは、燃料液滴の蒸発促進が低 NO_x 燃焼を促進していると考えられることから、燃焼場における噴霧液滴径の計測を行った。初めに、燃料液滴の軌跡から燃料濃度の高い領域を調べ、その領域の粒子径が再循環隙間長さや空気比の変化によって受ける影響を調べた。

なお、燃料流量は $Q_f = 6.6 \text{ L/h}$ (熱出力 65 kW) に固定して実験を行った。

[2-1] 測定範囲

Fig.5-8 に PDI による測定を行なった測定範囲と測定点を示す。バーナの管軸上の燃焼筒出口を原点 ($X=0 \text{ mm}$, $Y=0 \text{ mm}$) として、バーナ下流側に X 軸を、管軸に対して半径方向に Y 軸をとっている。測定は $X=10 \text{ mm} \sim 80 \text{ mm}$ 、 $Y=0 \text{ mm} \sim 40 \text{ mm}$ の範囲に測定点を決めて行なった。また、Fig.5-8 内の Spray cone は噴霧のシース部分を表しており、この点線付近では燃料液滴密度が濃いことを表している。

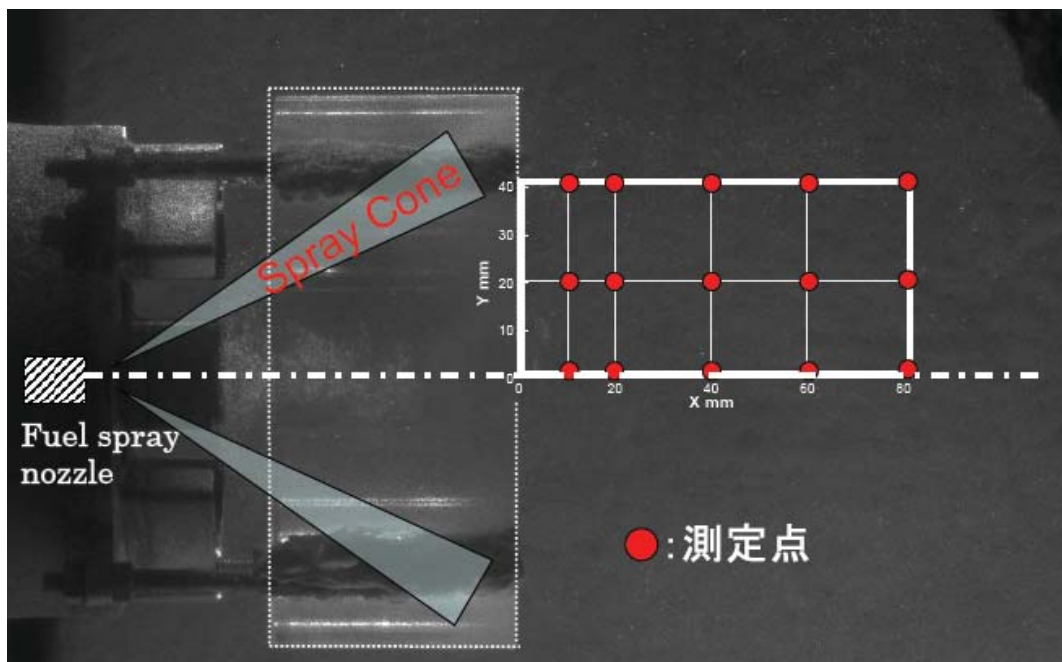


Fig.5-8. Field of measurement.

[2-2] 燃料液滴の軌跡

再循環隙間長さ $H=30\text{ mm}$ において空気比 λ を $\lambda=1.4, 1.5, 1.6$ と変化させた場合の燃焼場における燃料液滴の軌跡について計測した。Fig. 5-9 に全液滴個数に対する、各測定点で観測された各液滴グループ ($D<10\text{ }\mu\text{ m}$ 、 $30\text{ }\mu\text{ m}<D$) の個数の割合を二次元分布に表す。

Fig.5-9 は上段から、再循環隙間長さ $H=30\text{ mm}$ で空気比 λ を $\lambda=1.4, 1.5, 1.6$ と変化させたときの二次元分布を表している。また、左列から、 $D<10\text{ }\mu\text{ m}$ 、 $D>30\text{ }\mu\text{ m}$ の液滴の割合を示した二次元分布となっている。ここで、二次元分布の横軸は管軸方向距離、縦軸はバーナ管軸に対する半径方向距離を表している。Fig.5-10 には各粒径グループごとの燃料液滴の軌跡について簡単な概略図にまとめたものを示す。

一般的に Hollow Cone の噴霧粒子径の分布はシース領域に存在し、噴霧の中心軸付近にはほとんど存在見られない、また、噴霧の中心軸から半径方向に離れるほど粒子径が大きくなる傾向をとることがわかっている^[7-8]。本バーナでも、Fig.5-9 に示すように $D<10\text{ }\mu\text{ m}$ の液滴はバーナ管軸近傍に、 $D>30\text{ }\mu\text{ m}$ の液滴は円周方向 ($Y=30\sim 40\text{ mm}$) に多数見られるが、バーナ管軸近傍の領域でも噴霧が多数計測されている。これは、燃焼場における粒子径計測を行ったため、燃料液滴が燃焼用空気や自己再循環ガスの流れにより、管軸上に引き込まれたと考えられる。そして、空気比が高くなるほど管軸上の粒子が増加し、さらに、燃料液滴がバーナ下流まで存在していることがわかる。これは、空気比の増加にともない燃焼用空気の流速が速くなるため、燃料液滴がより管軸上に引き込まれ、また、燃焼場の温度が低下することにより燃料液滴の蒸発に時間がかかっていると考えられる。そこで、バーナ管軸近傍の粒子径分布を詳細に計測し、燃料液滴の蒸発促進に与える影響を調べた。

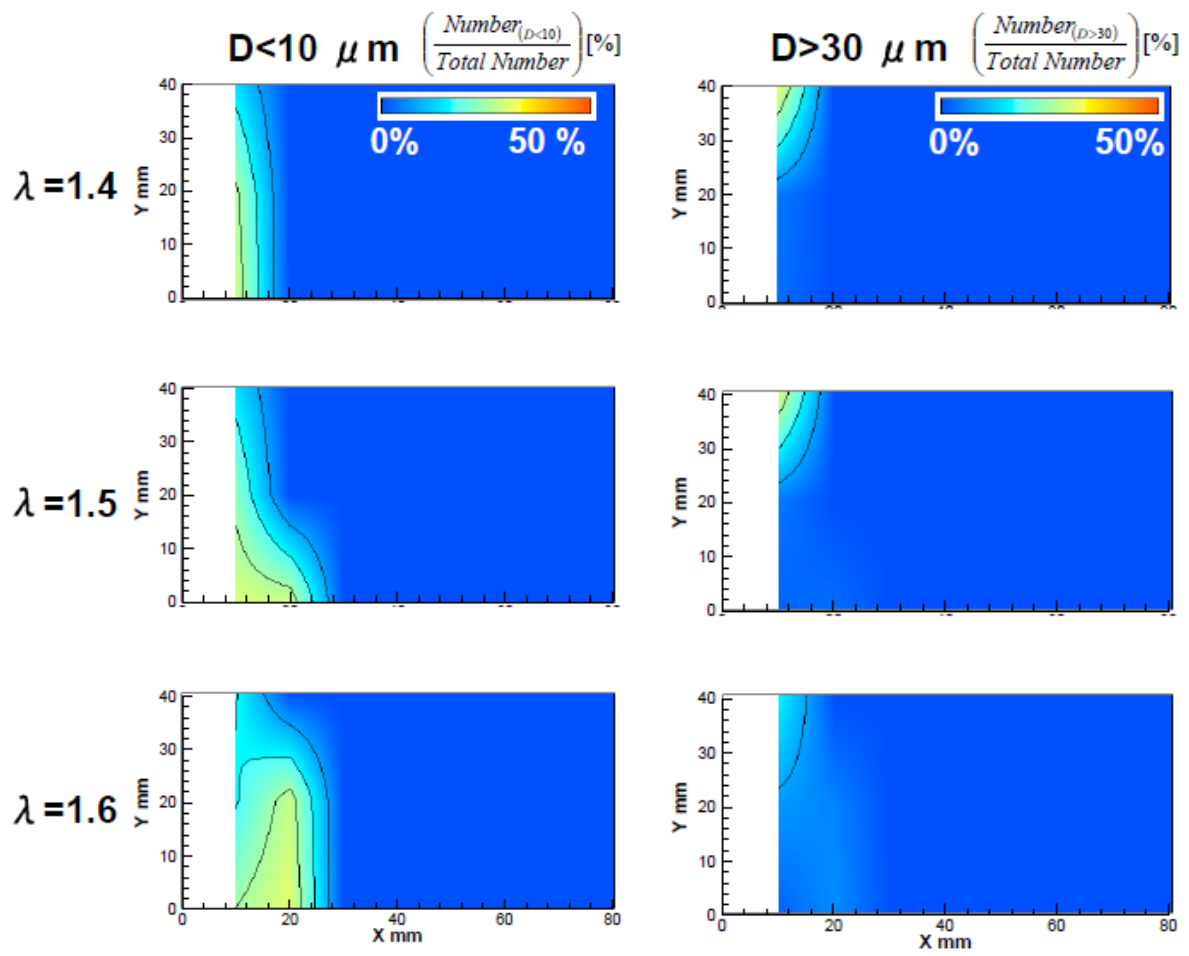


Fig.5-9. Distribution of number fraction of droplet.

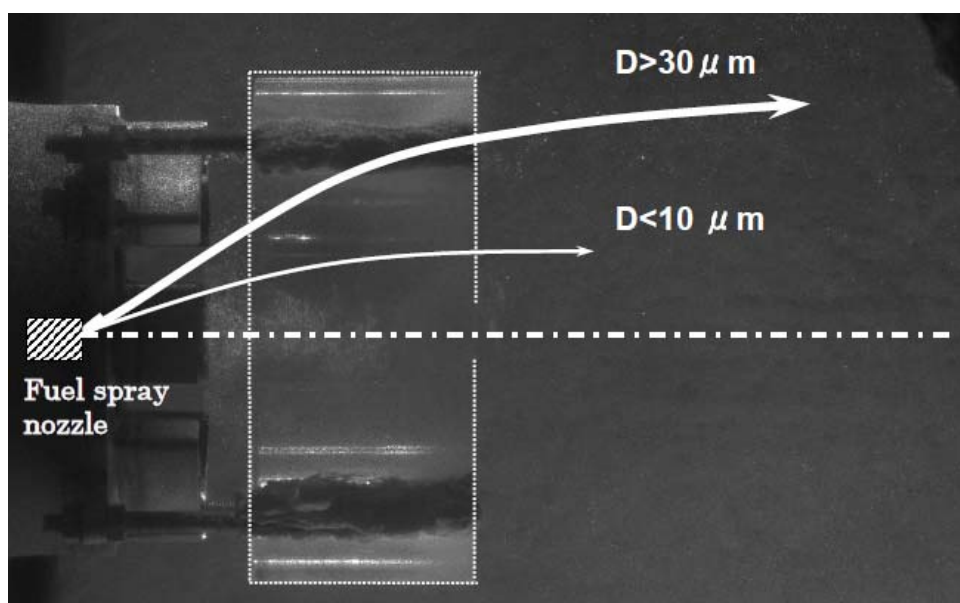


Fig.5-10. Trajectories of droplets.

[2-3] 燃料液滴の粒径分布

次に、再循環隙間長さと空気比を変化させたときの燃料液滴の粒径分布を調べた結果について述べる。燃焼場で噴霧計測していることから、自己再循環ガスや燃焼用空気の流れによりバーナ管軸付近の燃料濃度が高くなっているため、測定位置は $(X,Y) = (10,0)$ 、 $(10,20)$ とした。

[2-3-1] 再循環隙間長さ H を変化させた場合

Fig.5-11 は左列から $(X,Y) = (10,0)$ 、 $(10,20)$ における粒径分布を表している。条件は空気比 $\lambda = 1.4$ に固定のもと、再循環隙間長さ $H=10$ mm、 30 mm とした。横軸は粒径 D [μ m]、縦軸は各粒径の粒子数を全粒子数の割合として示す。まず、 $(X,Y) = (10,0)$ において、 $H=10$ mm のモード径 D_{peak} は 25μ m、 $H=30$ mm の D_{peak} は 13μ m となっており、また、 $D=21 \mu$ m を境に、 $H=10$ mm の方が $H=30$ mm の場合と比べて大きい粒子を多く含む。

次に、 $(X,Y) = (10,20)$ において、 $H=10$ mm のモード径 D_{peak} は 25μ m、 $H=30$ mm の D_{peak} は 13μ m となっており、 $(X,Y) = (10,0)$ の場合と同じ値をとる。また、 $D=19 \mu$ m を境に、 $H=10$ mm の方が $H=30$ mm の場合と比べて大きい粒子を多く含む。

この結果から、空気比一定の下で再循環隙間長さを広げると、モード径 D_{peak} は小さくなり、小さい液滴が多く存在するようになるため、蒸発が促進されていることがわかる。

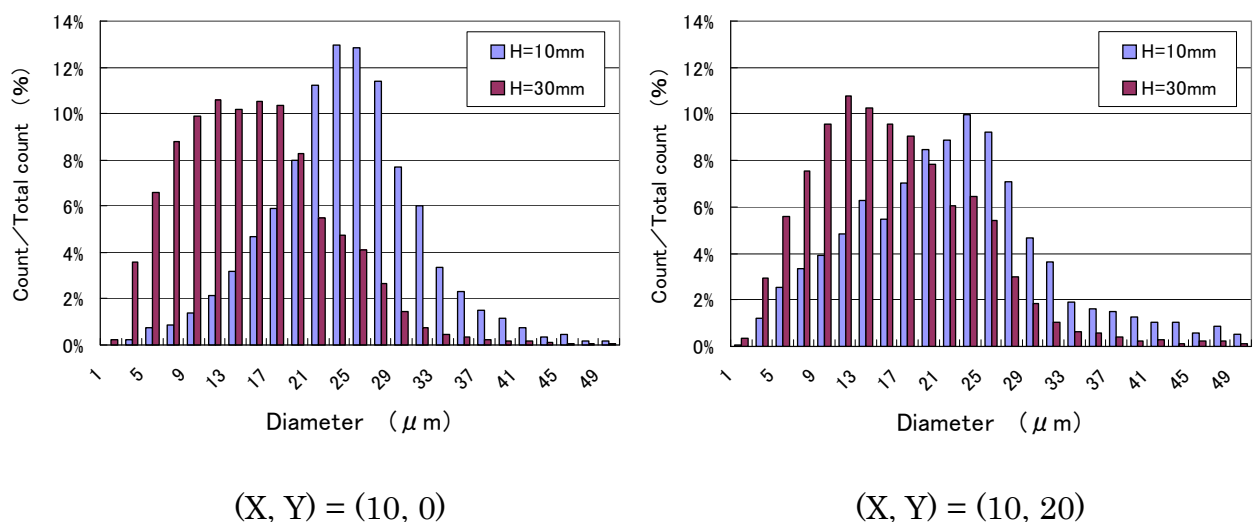


Fig.5-11. Particle size distribution ($\lambda = 1.4$).

[2-3-2] 空気比 λ を変化させた場合

Fig.5-12 は左列から $(X,Y) = (10,0)$ 、 $(10,20)$ における粒径分布を表している。条件は再循環隙間長さ $H=30\text{ mm}$ に固定のもと、再循空気比 $\lambda=1.4$ 、 1.6 とした。横軸は粒径 $D [\mu\text{ m}]$ 、縦軸は各粒径の粒子数を全粒子数の割合として示す。まず、 $(X,Y) = (10,0)$ において、 $\lambda=1.4$ のモード径 D_{peak} は $13\mu\text{ m}$ 、 $\lambda=1.6$ の D_{peak} は $17\mu\text{ m}$ となっており、また、 $D=15\mu\text{ m}$ を境に、 $\lambda=1.6$ の方が $\lambda=1.4$ の場合と比べて大きい粒子を多く含む。次に、 $(X,Y) = (10,20)$ 、において、 $\lambda=1.4$ のモード径 D_{peak} は $13\mu\text{ m}$ 、 $\lambda=1.6$ の D_{peak} は $19\mu\text{ m}$ となっている。また、 $D=15\mu\text{ m}$ を境に、 $\lambda=1.6$ の方が $\lambda=1.4$ の場合と比べて大きい粒子を多く含む。

この結果から、再循環隙間長さ一定の下で空気比を増加させると、モード径 D_{peak} は大きくなり、大きい液滴が多く存在するようになり、蒸発が遅れていることがわかる。

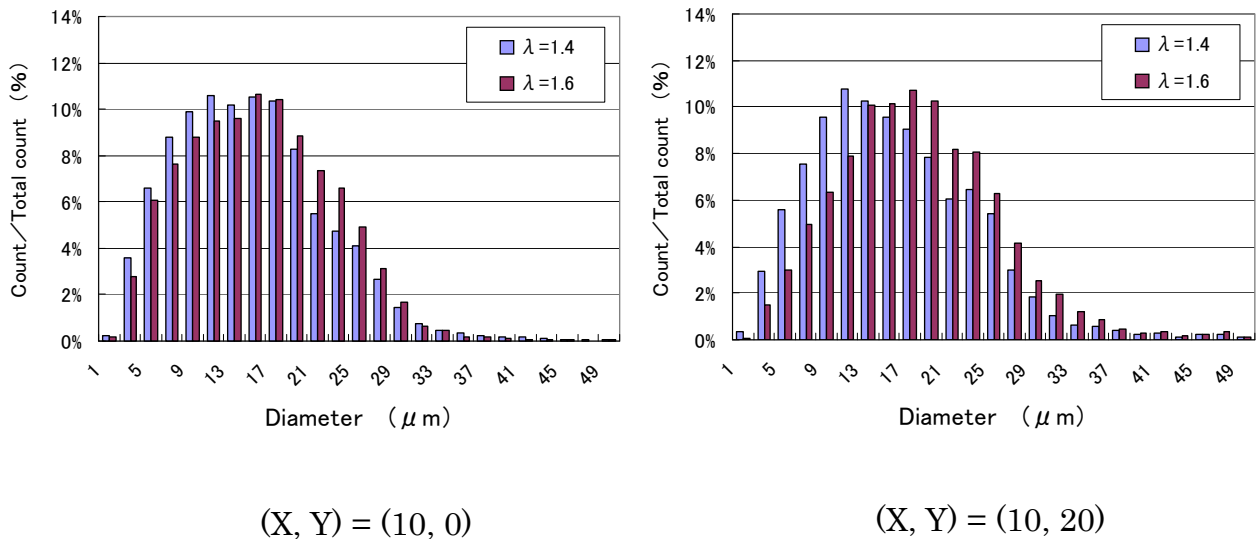


Fig.5-12. Particle size distribution ($H=30\text{mm}$).

[2-4] 燃料液滴の粒子径計測のまとめ

噴霧液滴の蒸発について再循環隙間長さおよび空気比を変化の影響を考察する。まず、空気比一定の下で再循環隙間長さを変化させた場合、Fig.5-11 の粒径分布から隙間を拡大することで蒸発が促進されることが明らかになった。これは、高温の自己再循環量が増加したため、燃料液滴の蒸発が促進されたと考えられる。また、[1]節の火炎の外観計測において、空気比一定の下で再循環隙間長さを拡大した場合、火炎の浮き上がり高さが高くなることが明らかになっている。従って、燃料液滴の予蒸発を行なうための予蒸発領域が広がるため、燃料液滴が火炎に流入する前に気化し、青炎の予混合火炎を形成しやすくなると考えられる。逆に、空気比一定の下で再循環隙間長さを狭めると、自己再循環量が低下し燃料液滴の蒸発は遅くなる。さらに、火炎の浮き上がり高さは短くなるため、予蒸発領域は狭まることになる。そのため、燃料液滴の蒸発が十分に行なわれず、液滴の粒子径が大きいまゝの状態では火炎内へ流入するため酸化剤との混合が不十分となり、輝炎を形成すると考えられる。

一方、再循環隙間長さ一定の下で空気比を変化させた場合は、Fig.5-12 の粒径分布から空気比が低下すると蒸発が促進されることが明らかになっている。これは、空気比を低下させることで、燃焼用空気流量が減少するため、燃焼温度が高くなることが原因と考えられる。また、[1]節の火炎の外観計測において、再循環隙間長さ一定の下で空気比を下げた場合、火炎の浮き上がり高さが高くなることが明らかになっている。従って、空気比一定の下で再循環隙間長さを広げると、燃料液滴の予蒸発を行なうための予蒸発領域が広がるため、青炎の予混合火炎を形成しやすくなると考えられる。逆に、再循環隙間長さ一定の下で空気比を上げると、燃料液滴の蒸発は遅くなり、火炎の浮き上がり高さは短くなるため予蒸発領域は狭まることになり、輝炎を形成すると考えられる。つまり、噴霧ノズルから火炎位置までの領域は燃料の予蒸発領域になっていると考えられ⁹⁾、燃料液滴の蒸発は、自己再循環の増加によりガイドの内部に高温領域が形成されることと、予蒸発領域が広がることで促進され、予混合燃焼に近づき青炎の燃焼形態を形成する。そして、この予混合化により NOx 低減が行われると考えられる。

しかし、ここで注意しなければならないのは、再循環隙間長さ $H=10\text{ mm}$ において空気比を低下させる ($Q_a=80\text{m}^3/\text{h}$) と輝炎の割合が突然増えている。これは、空気比の低下とともに、空気ノズルから噴出する燃焼用空気流速も同時に低下する。そのため、燃料液滴と酸化剤の混合状態が不均一になったことによるものと考えられる。特に再循環隙間長さ $H=10\text{ mm}$ の場合は、自己再循環量が少ないことから火炎の浮き上がり高さが $H=30\text{ mm}$ と比べてかなり低くなっており、予蒸発領域が狭いため、液滴の蒸発が不十分なまま、火炎に突入し輝炎が形成されたと考えられる。

[3] 火炎の安定機構

火炎の外観計測結果から、再循環隙間の拡大により、不安定燃焼領域が実用燃焼範囲である空気比 $\lambda=1.5$ 付近まで拡大していることが明らかになった。ここで、さらなる NO_x 低減を図るために再循環隙間の拡大を図ったが、 $H=30\text{ mm}$ 以上の拡大では火炎が不安定になり消炎した。そして、これが NO_x の下限値を律することになる。そのため、火炎の安定構造を明らかにすべくバーナ近傍の流れ場と火炎の安定位置を計測した。

まず、空気比を固定して再循環隙間長さを変化させた場合のバーナ近傍の流れ場の様相と管軸上の速度成分、また、CH自発光画像と発光強度により火炎位置を計測した。そして、同様に再循環隙間長さを固定して空気比を変化させた場合についても計測を行い、火炎の安定機構を考察した。

なお、燃料流量は $Q_f=6.6\text{ L/h}$ （熱出力 65 kW ）に固定して実験を行った。

[3-1] 測定範囲

Fig.5-13 は測定範囲を表している。計測範囲は図内の赤枠内で、バーナ管軸上のガイド出口端を原点とし、X 座標は $-80\sim 150$ mm、Y 座標は $0\sim 80$ mm の範囲とする。このとき、燃料噴射ノズル先端は $(X,Y) = (-90,0)$ 、エアノズル基部は $X=-80$ mm に位置する。また、再循環隙間長さが 10 mm の場合、ガイドの存在する範囲は $X=-70\sim 0$ mm、 $Y=0\sim 55$ mm であり、再循環隙間長さが 30 mm の場合、ガイドの存在する範囲は $X=-50\sim 0$ mm、 $Y=0\sim 55$ mm となる。

Fig.5-14 に火炎の CH 自発光のサンプル画像 ($H=30$ mm、 $\lambda=1.6$) を示す。

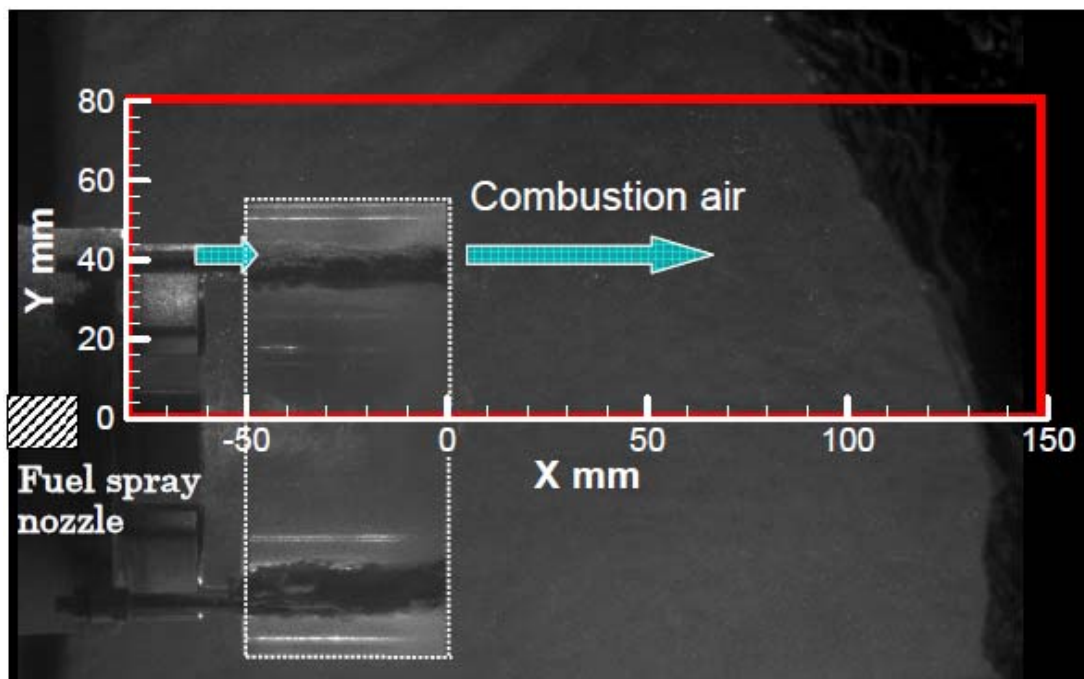


Fig.5-13. Measurement range.

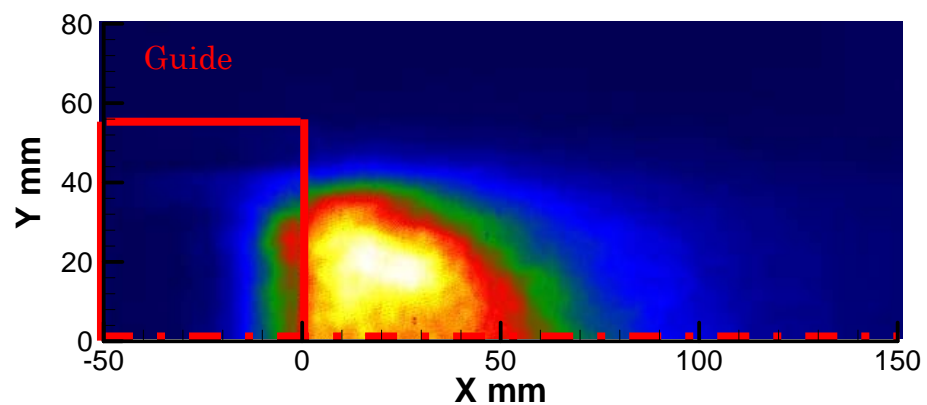


Fig.5-14. Flame chemiluminescent.

[3-2] バーナ近傍の流速分布と火炎の CH 自発光画像

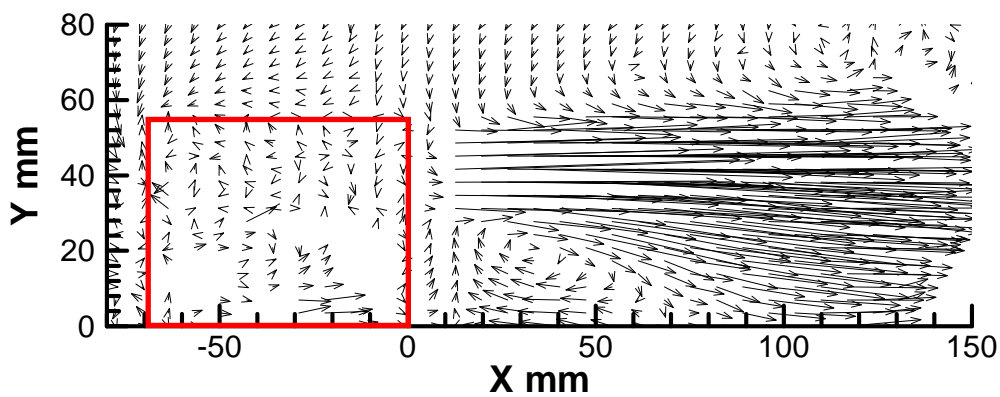
[3-2-1] 再循環隙間長さ H を変化させた場合

Fig.5-15 に空気比 $\lambda = 1.4$ で固定のもと、上段から再循環隙間長さ $H=10\text{ mm}$ と $H=30\text{ mm}$ の流速分布を示している。横軸はバーナ管軸方向の距離、縦軸はバーナ管軸からの半径方向距離を表している。Fig.5-15 から主な空気流れは 4 種類存在することがわかる。1 つ目は、空気ノズルから噴出される燃焼用空気によるもので、この流れ場で最も速い流れである。これは、再循環隙間に関わらず、ガイド出口の領域 ($X=10\text{ mm}$ 、 $Y=36\sim 48\text{ mm}$) から下流側へと向かっている。2 つ目は、再循環隙間近傍における自己再循環流で、 $H=10\text{ mm}$ の場合は、($X=-80\sim -70\text{ mm}$ 、 $Y=60\sim 80\text{ mm}$) の領域、 $H=30\text{ mm}$ 場合は、($X=-80\sim -50\text{ mm}$ 、 $Y=60\sim 80\text{ mm}$) の領域に存在し、バーナ基部に引き込まれている。3 つ目はバーナの外側の領域 ($X=0\sim 150\text{ mm}$ 、 $Y=60\sim 80\text{ mm}$) で、炉壁付近を逆流する流れが燃焼用空気流に引き込まれる様子が見られる。4 つ目は、バーナ管軸付近の流れで、 $H=10\text{ mm}$ の場合、(X, Y) = ($35, 20$) の地点を中心にして渦が発生しており、この渦によりバーナ管軸上に逆流域が生じていることが確認できる。また、 $H=30\text{ mm}$ の場合も (X, Y) = ($60, 4$) の地点を中心して渦が発生しており、 $H=10\text{ mm}$ の場合と同様にバーナ管軸上に逆流域が生じていることが確認できた。ここで、Fig.5-16 に管軸上の流速分布を示す。さきほどの渦により管軸上に内部再循環領域 (IRZ : Internal Recirculation Zone) が形成されており、バーナ管軸上で、X 軸方向の流れが停滞する領域が存在することが明らかになった。

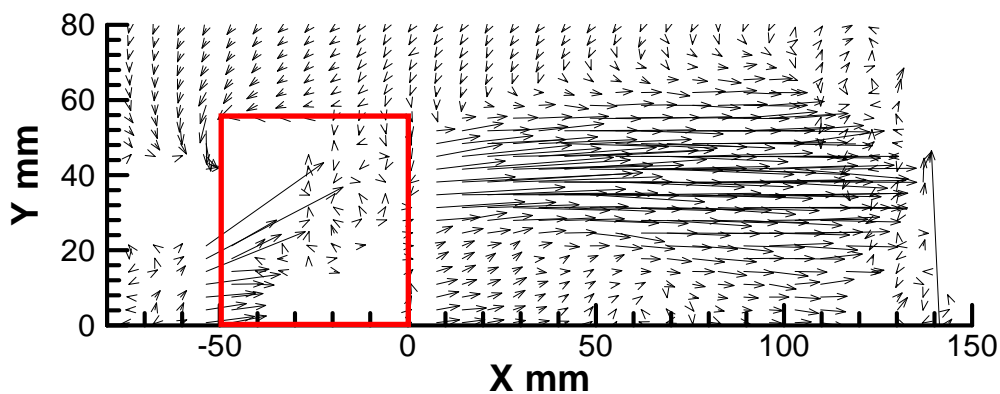
まず、再循環隙間長さ $H=10\text{ mm}$ の場合には、 $X=10\sim 70\text{ mm}$ の範囲で逆流が発生し、内部再循環領域 (IRZ) が形成されていることがわかる。逆流速度は最大で -3 m/s となっている。また、内部再循環領域の前方淀み点の位置 (Fig.5-16 中の Forward stagnation point) は $X=10\text{ mm}$ の地点に存在する。同様に、再循環隙間長さ $H=30\text{ mm}$ の場合は、 $X=55\sim 70\text{ mm}$ の範囲で逆流が発生し、内部再循環領域 (IRZ) が形成されていることがわかる。逆流速度は最大で -0.2 m/s となっており、このときの内部再循環領域の前方淀み点の位置は $X=55\text{ mm}$ の地点となる。このように、この逆流を引き起こしている渦の中心位置は、再循環隙間長さの拡大にともない下流側へと移動しており、内部再循環領域が狭くなることが明らかになった。これは、再循環隙間を拡大することにより自己再循環量が増加し、バーナ管軸付近にも自己再循環流が流れ込む、そして、隙間距離 $H=30\text{ mm}$ の場合には、燃焼用空気の体積流量の約 50% にもなるため、逆流領域下流に押し流すことが考えられる。

次に、この時の火炎の自発光を計測した結果と自発光強度分布を示す。Fig.5-17 から、再循環隙間長さ $H=10\text{ mm}$ の場合、CH 自発光強度の比較的強い部分がガイド内部にまで存在していることが確認できる。一方、 $H=30\text{ mm}$ の場合、CH 自発光強度の比較的強い部分はガイド出口端よりも下流側に位置している。このことから、再循環隙間長さを上げると火炎の位置はバーナ下流側へと移動することがわかった。これは[1]節において火炎の外観観察を行ったときと同じ傾向を

示す。Fig.5-18 は、横軸にバーナ管軸方向距離 (X 座標)、縦軸に自発光の相対強度であるフォトカウント値 (P.C.) を表しており、この数値が高いほど活発な燃焼反応が生じていることを示している。Fig. 5-18 から再循環隙間長さ $H=10\text{ mm}$ の場合は、 $X=25\text{ mm}$ 付近においてフォトカウント値はピークに達しており、その後ゆるやかに減少している。次に、再循環隙間長さ $H=30\text{ mm}$ の場合は、 $X=50\text{ mm}$ 付近においてフォトカウント値はピークに達している。この CH の自発光画像および強度分布の結果からも、自己再循環隙間の拡大によって火炎の保持される位置が下流側に移行していることがわかる。そして、X 軸上の内部再循環領域の前方淀み点の位置とフォトカウント値のピーク位置が、ほぼ同じ位置を示しており、この領域で火炎が安定していることが明らかになった。



(a) $H = 10\text{ mm}$



(b) $H = 30\text{ mm}$

Fig.5-15. Velocity vector ($\lambda = 1.4$).

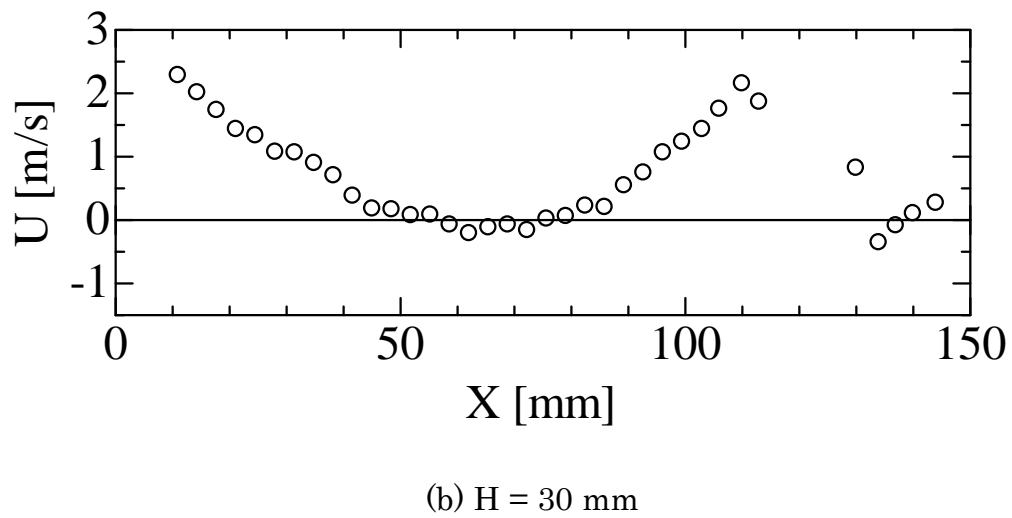
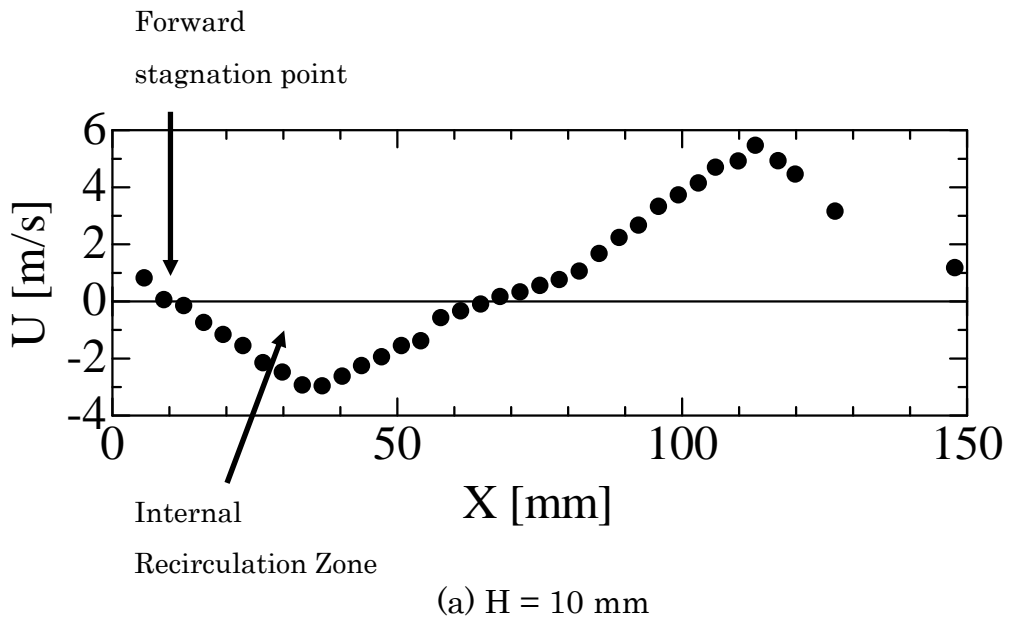
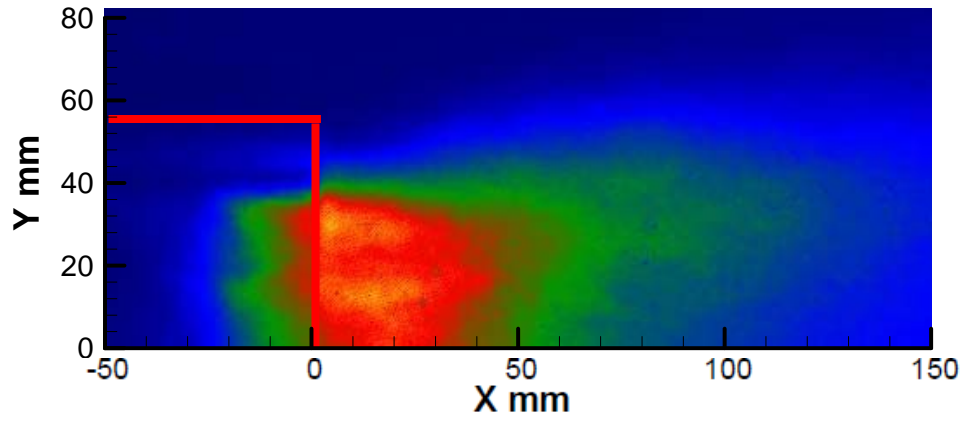
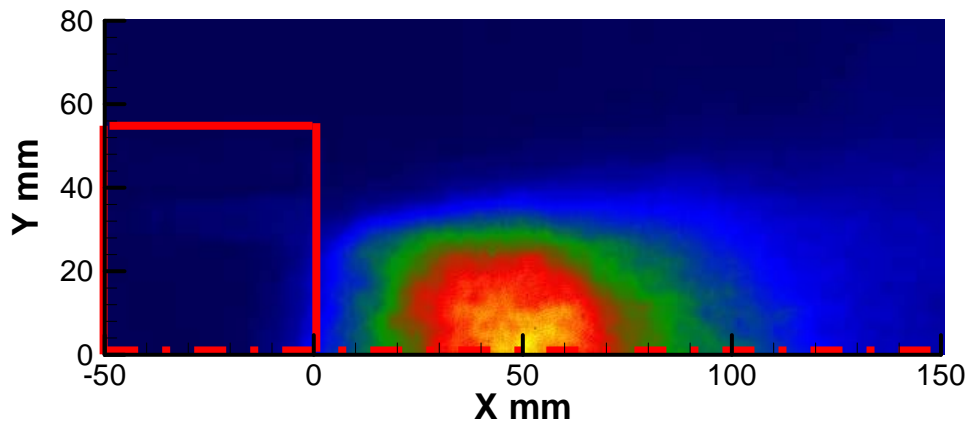


Fig.5-16. Axial velocity ($\lambda = 1.4$).

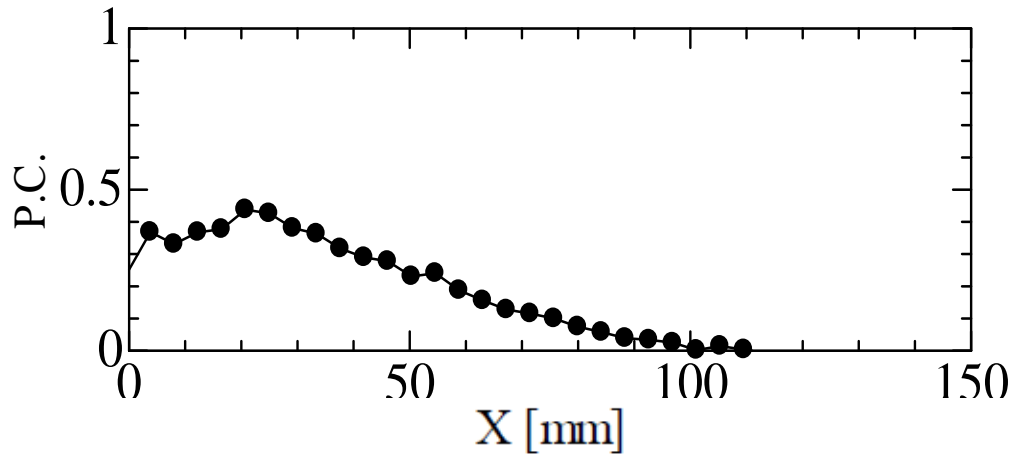


(a) H = 10 mm

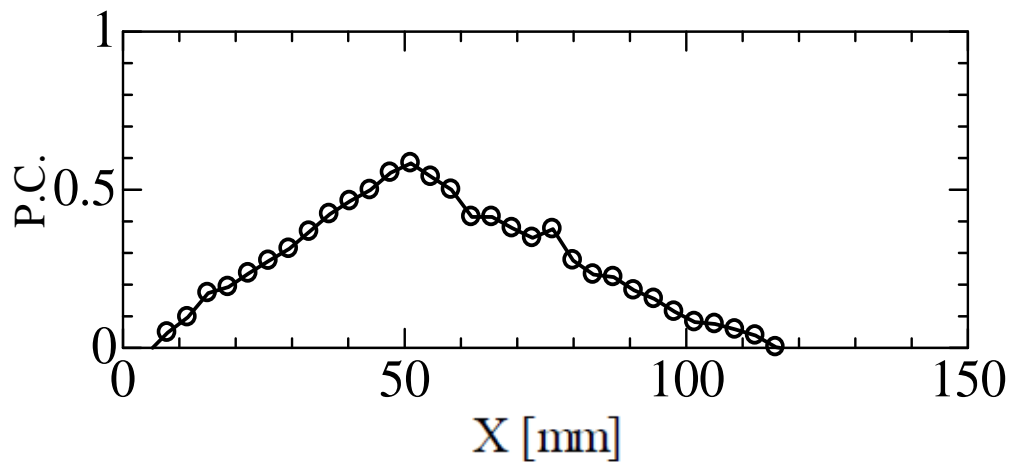


(b) H = 30 mm

Fig.5-17. Flame chemiluminescent ($\lambda = 1.4$).



(a) $H = 10$ mm



(b) $H = 30$ mm

Fig.5-18. The intensity of flame chemiluminescence along the center axis ($\lambda = 1.4$).

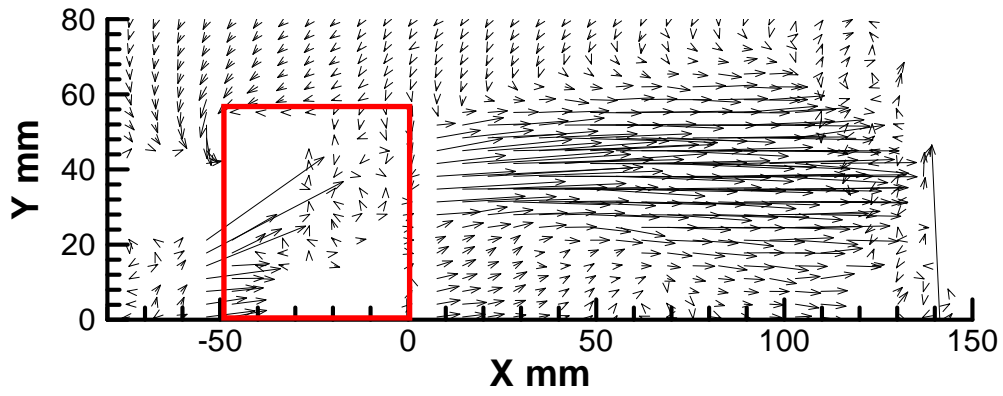
[3-2-2] 空気比 λ を変化させた場合

Fig.5-19 に再循環隙間長さ $H=30$ mm で固定のもと、空気比 $\lambda=1.4$ 、 1.5 、 1.6 におけるバーナ近傍の流速分布を示している。横軸はバーナ管軸方向の距離、縦軸はバーナ管軸からの半径方向距離を表している。Fig.5-19 から主な空気流れは、前節と同様に 4 種類存在することがわかる。1 つ目は、空気ノズルから噴出される燃焼用空気によるもので、この流れ場で最も速い流れである。これは、再循環隙間に関わらず、ガイド出口の領域 ($X=10$ mm、 $Y=36\sim 48$ mm) に下流側へと向かっている。2 つ目は、再循環隙間近傍における自己再循環流で、($X=-80\sim -50$ mm、 $Y=60\sim 80$ mm) の領域に存在しバーナ基部に引き込まれる様子が確認できる。3 つ目はバーナの外側の領域 ($X=0\sim 150$ mm、 $Y=60\sim 80$ mm) で、炉壁近傍を逆流する流れが燃焼用空気流に引き込まれる様子が見られる。4 つ目は、バーナ管軸付近の流れで、空気比 $\lambda=1.4$ の場合、($X=60$ 、 $Y=4$) の地点を中心にして渦が発生しており、この渦によりバーナ中心軸付近に逆流が生じていることが確認できる。同様に、 $\lambda=1.5$ の場合は ($X=48$ 、 $Y=12$)、 $\lambda=1.6$ の場合は ($X=48$ 、 $Y=12$) となっている。ここで、Fig.5-20 に管軸上の流速分布を示す。さきほどの渦により管軸上に内部再循環領域 (IRZ : Internal Recirculation Zone) が形成されており、バーナ管軸上で、X 軸方向の流れが停滞する領域が存在することが明らかになった。

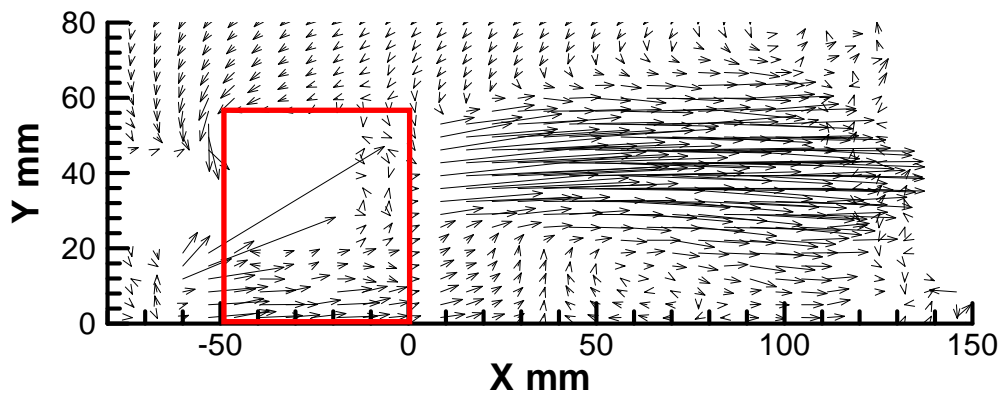
まず、空気比 $\lambda=1.4$ の場合には、 $X=55\sim 70$ mm の範囲で逆流が発生し、内部再循環領域が形成されていることがわかる。逆流速度は最大で -0.2 m/s となっている。このときの内部再循環領域の前方淀み点の位置は $X=55$ mm の地点である。 $\lambda=1.5$ の場合は、 $X=40\sim 85$ mm の範囲で逆流が発生し、空気比 $\lambda=1.4$ の場合と同様に内部再循環領域が形成されていることがわかる。逆流速度は最大で -1.3 m/s となっている。前方淀み点の位置は $X=40$ mm の地点である。 $\lambda=1.6$ の場合、 $X=34\sim 86$ mm の範囲で逆流が発生し、内部再循環領域が形成されていることがわかる。逆流速度は最大で -1.2 m/s となっている。前方淀み点の位置は $X=34$ mm の地点である。このように、この逆流を引き起こしている渦の中心位置は空気比 λ の増加にともない、わずかに上流側に移動しており、さらに、内部再循環領域が拡大していることが明らかになった。

次に、この時の火炎の自発光を計測した結果と自発光強度分布を示す。Fig.5-21 から、空気比 $\lambda=1.4$ の場合、CH 自発光強度の比較的強い部分はガイド出口端よりも下流側に位置しているが、 $\lambda=1.6$ の場合はガイド内にまで存在している。このことから、空気比を増加させると火炎の位置はバーナ上流側へと移動することがわかった。これは、これは[1]節において火炎の外観観察を行ったときと同じ傾向を示す。Fig.5-22 は、横軸にバーナ管軸方向の距離 (X 座標)、縦軸に自発光の相対強度であるフォトカウント値 (P.C.) を表しており、この数値が高いほど活発な燃焼反応が生じていることを示している。Fig.5-22 から、空気比 $\lambda=1.4$ の場合は $X=50$ mm 付近、 $\lambda=1.5$ の場合は $X=35$ mm 付近、 $\lambda=1.6$ の場合は $X=20$ mm 付近においてフォトカウント値はピークに達している。この CH の自発光画像および強度分布の結果からも、自己再循環隙間の拡大によって火炎の保持される位置が下流側に移行していることがわかる。そして、X 軸上の内部再循環領域の前方淀み点の位置とフォトカウント値のピーク位置が、ほぼ同じ位置を示しており、この領

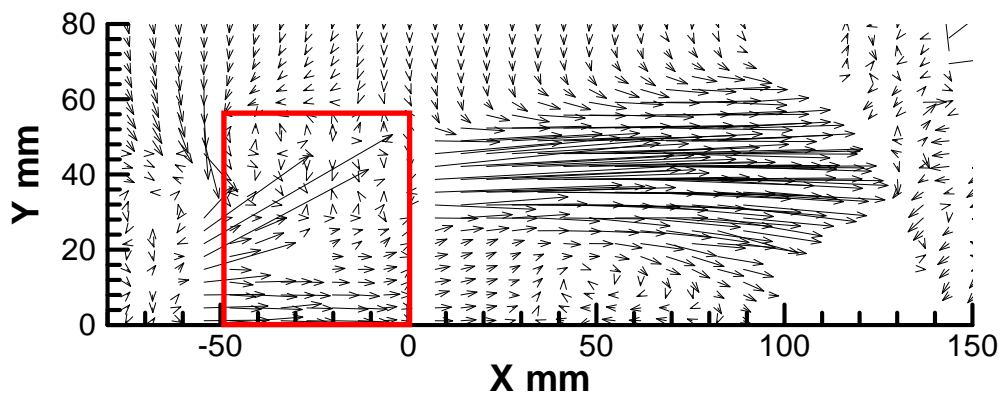
域で火炎が安定していることが明らかになった。この結果から空気比の増加にともなう空気速度の増速により火炎がバーナに引き寄せられ安定化していることがわかる。



(a) $\lambda = 1.4$

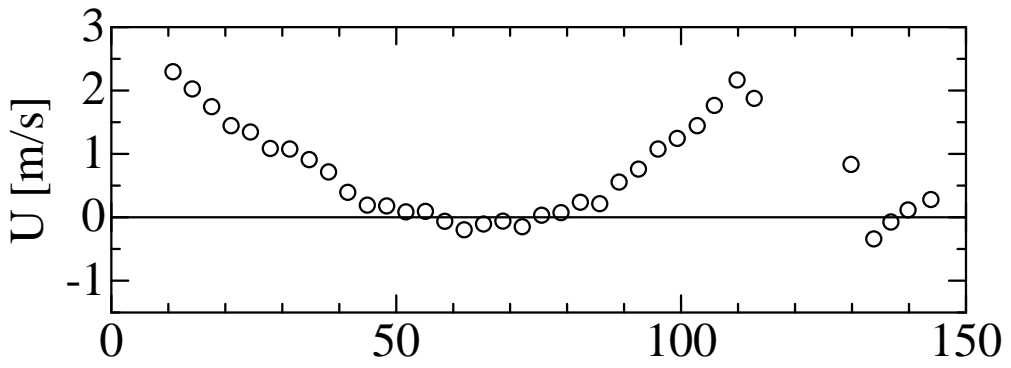


(b) $\lambda = 1.5$

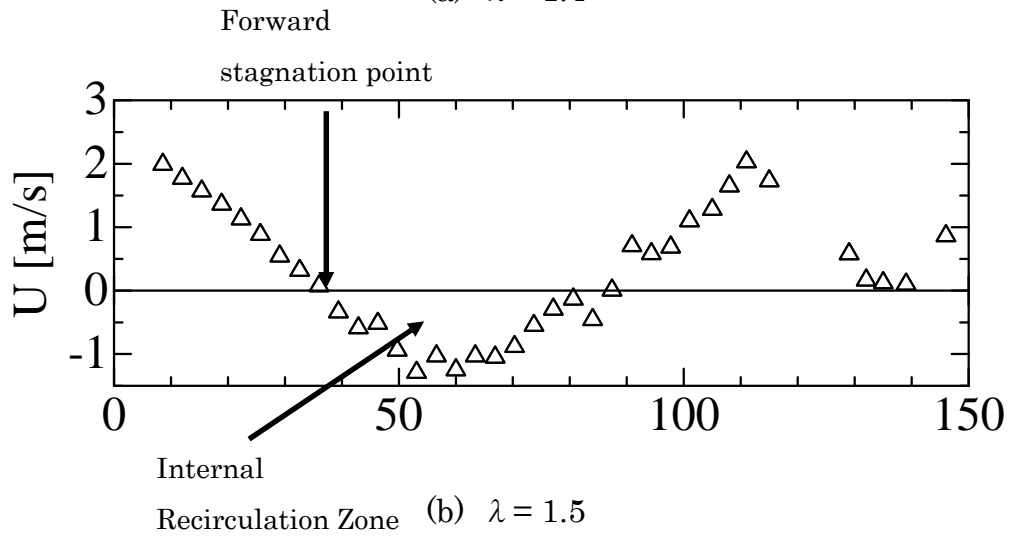


(c) $\lambda = 1.6$

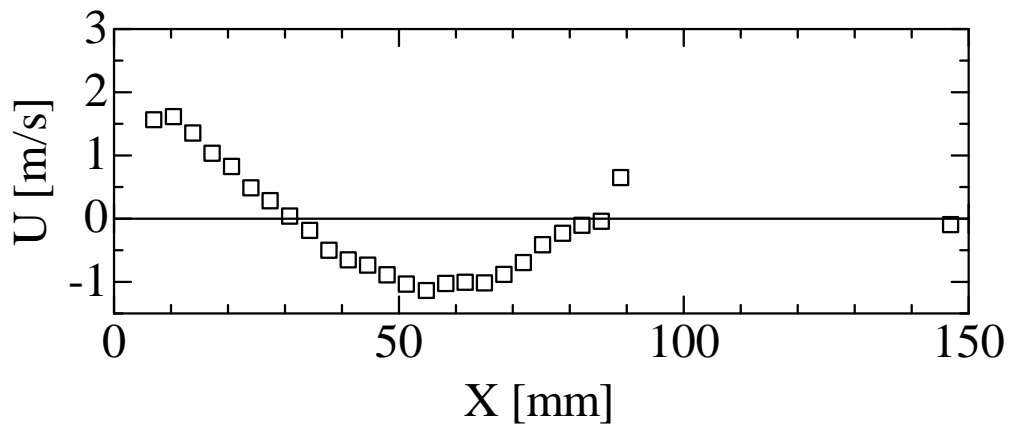
Fig.5-19. Velocity vector (H = 30 mm).



(a) $\lambda = 1.4$

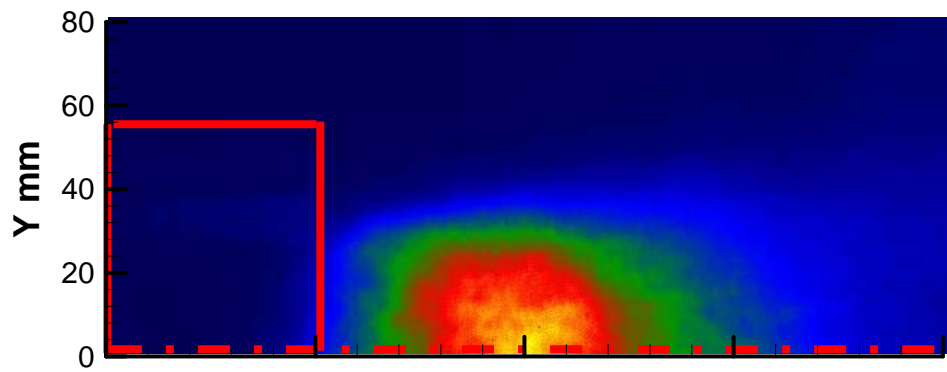


(b) $\lambda = 1.5$

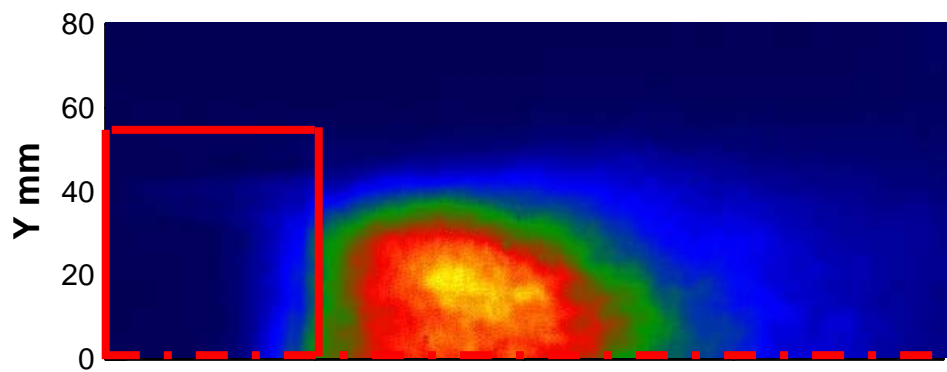


(c) $\lambda = 1.6$

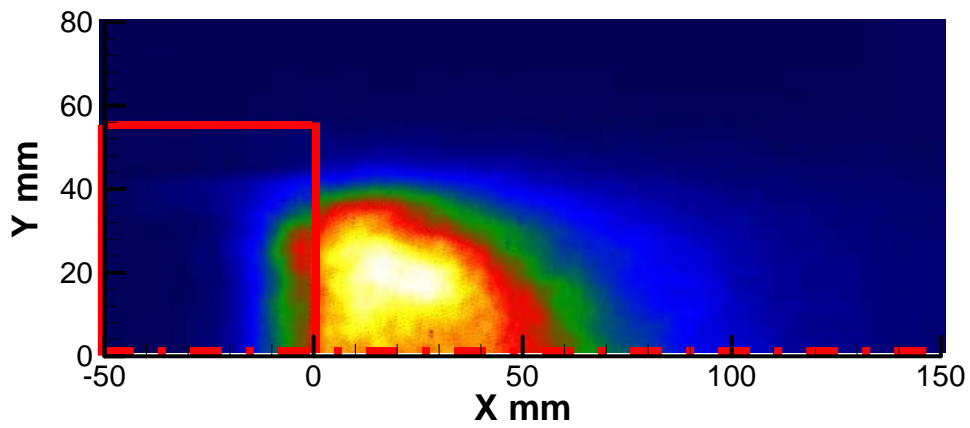
Fig.5-20. Axial velocity ($H = 30$ mm).



(a) $\lambda = 1.4$

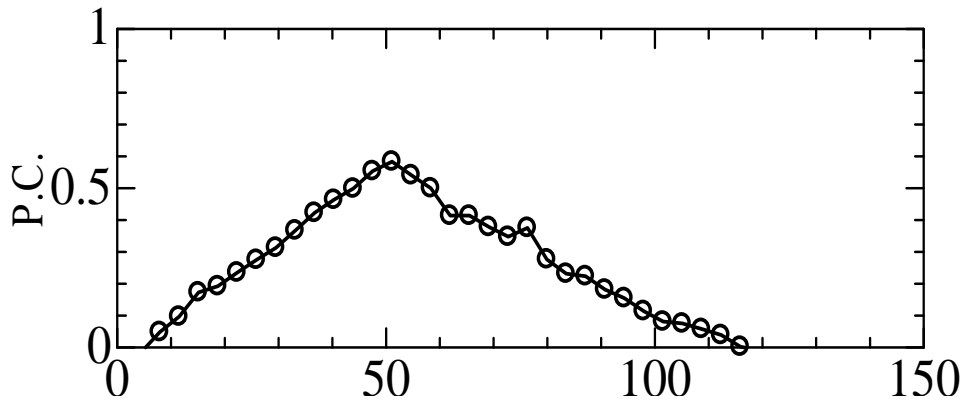


(b) $\lambda = 1.5$

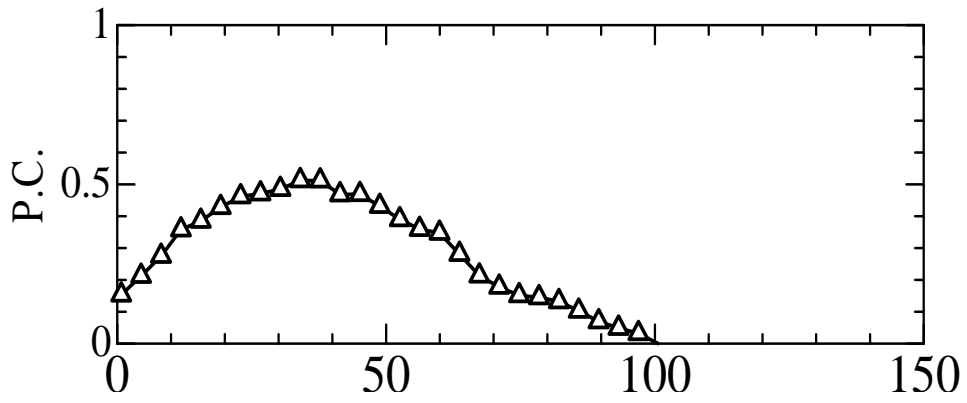


(c) $\lambda = 1.6$

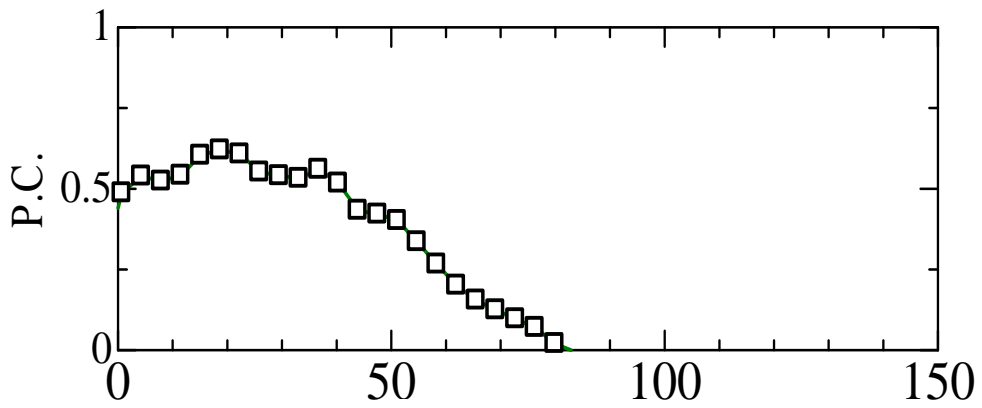
Fig.5-21. Flame chemiluminescent (H = 30 mm).



(a) $\lambda = 1.4$



(b) $\lambda = 1.5$



(c) $\lambda = 1.6$

Fig.5-22. The intensity of flame chemiluminescence along the center axis ($H = 30$ mm).

[3-3] 火炎の安定機構のまとめ

実験により明らかになった内部再循環領域の存在をもとに、本バーナの火炎の安定化機構について考察する。本来、噴流拡散火炎は燃焼速度が燃焼用空気流速を下回るとき、火炎はバーナリムから浮き上がった後にバーナ下流側へ吹き飛ばされて消失する^[10]。しかし、本バーナの場合、燃料噴き出し速度一定の下で周囲空気の流速を増加（空気比 λ を増加）させても吹き飛びは発生せず、逆に火炎の位置はバーナ上流側へと逆流し、火炎長さは短くなり、安定性が増しているに見える。一方、周囲空気の流速を低下（空気比 λ を低下）させると、火炎はバーナ下流側へと押し流され、ある一定の流速にまで流速を低下させると吹き飛び、火炎は消失する。このことから、本バーナの吹き飛びの条件は通常の噴流拡散火炎の吹き飛び条件とは異なっており、火炎の安定化のメカニズムもまた異なっていると考えられる。

実験結果から、本バーナは旋回流を用いていないにも関わらず、管軸上に旋回流燃焼器によく形成される内部再循環領域が存在していることが明らかになった。過去の旋回流燃焼器を用いた研究からこの内部再循環領域は火炎の安定化に大きな影響を与えていることがわかっている^[11]。従って、本バーナにおける火炎の安定化のメカニズムはこの内部再循環領域の存在が大きく関わっていると考えられる。そこで、本バーナにおける火炎の安定化のメカニズムについて、実験によって得られた燃焼試験炉内の流れ場と CH 自発光強度分布を組み合わせ考察することにした。

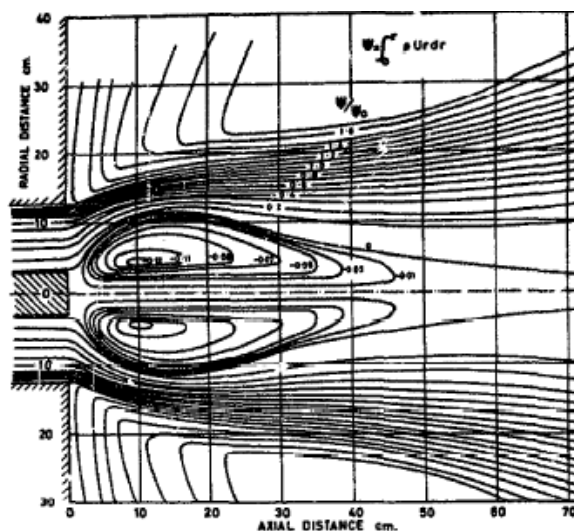


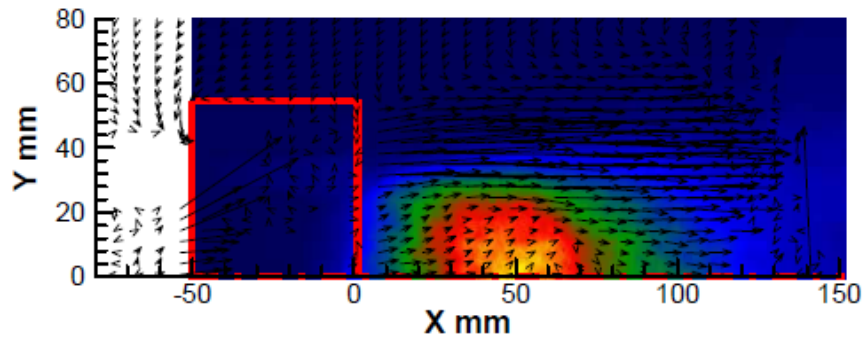
Fig.5-23. Spatial distribution of streamlines formed by swirling jets [10].

始めに吹き飛びの発生しない安定燃焼範囲内での条件に注目する。Fig.5-24 に再循環隙間長さ $H=30\text{ mm}$ で固定の下、上段から空気比 $\lambda=1.4$ 、 1.6 の場合の燃焼試験炉内の流速分布と CH 自発光画像を重ね合わせた画像を示す。Fig.5-24 から、空気比 λ を増加させた場合（空気流速を上げた場合）、内部再循環領域はバーナ上流側へ逆流する。同様に燃焼反応が活発な領域もまたバーナ上流側へと逆流する。また、Fig. 5-25 のバーナ中心軸における軸方向速度分布と CH 自発光強度分布から、CH 自発光強度のフォトカウント値のピークは内部再循環領域の前方淀み点の位置とほぼ一致していることがわかる。これらのことから、安定燃焼範囲内では、火炎は内部再循環領域の前方淀み点付近に安定化されていると考えられる。Fig.5-26 に本バーナの火炎安定性のメカニズムを概略図として示す。

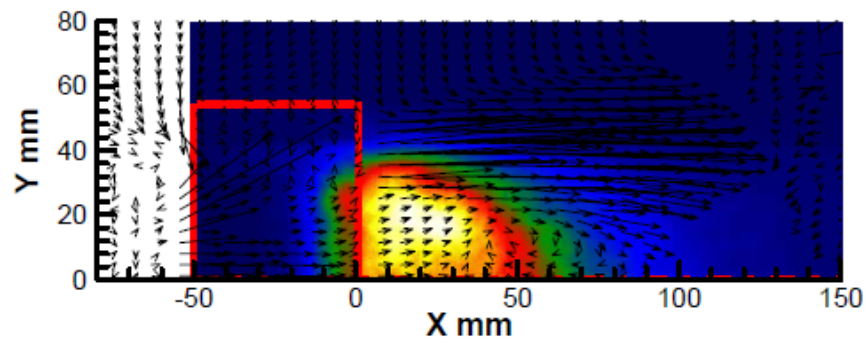
ここで、過去に旋回流燃焼器を用いて行なわれた研究から、内部再循環領域による火炎安定化に与える影響について以下に説明する。

- ① 内部再循環領域では高温の燃焼ガスが大きなスケールで循環しており、これが未燃ガスに対する熱および活性化学種の供給源となって、火炎の安定化に大きな役割を果たしている^[12]。
- ② 内部再循環領域内の逆流領域に近接して形成されるかくはん領域で、未燃ガスと燃焼直後の燃焼ガスが緊密に接触・混合し、熱および化学種の局所的な再循環が生じることによって安定化される^[13]。
- ③ 内部再循環領域は火炎の保持に必要な低速領域を提供している^[14]。
- ④ 内部再循環領域がブラフボディーの役割をする^[15]。

本バーナにおいても上述の内部再循環領域の効果が働くことにより、火炎の安定化が実現されていると考えられる。

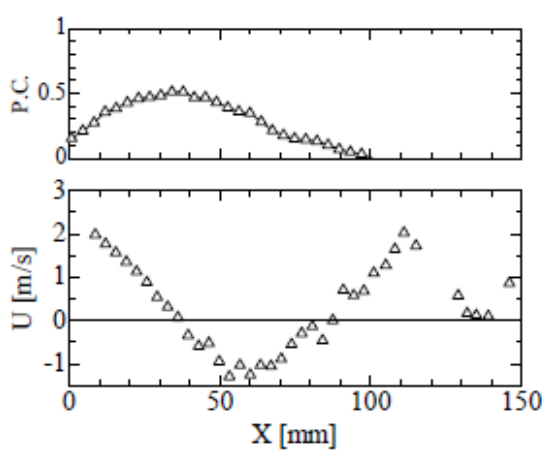


(a) $\lambda = 1.4$

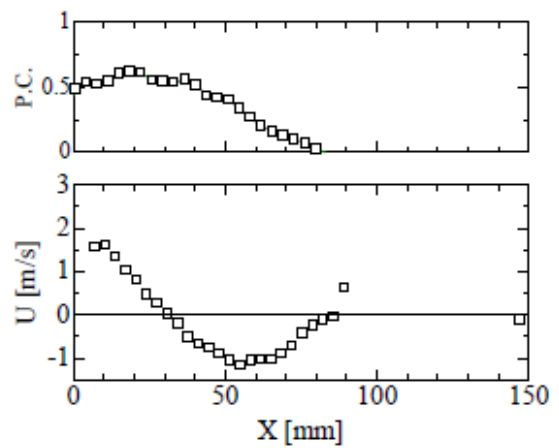


(b) $\lambda = 1.6$

Fig.5-24. Velocity vector and flame chemiluminescent (H=30 mm).



(a) $\lambda = 1.4$



(b) $\lambda = 1.6$

Fig.5-25. Axial velocity and flame chemiluminescent (H=30 mm).

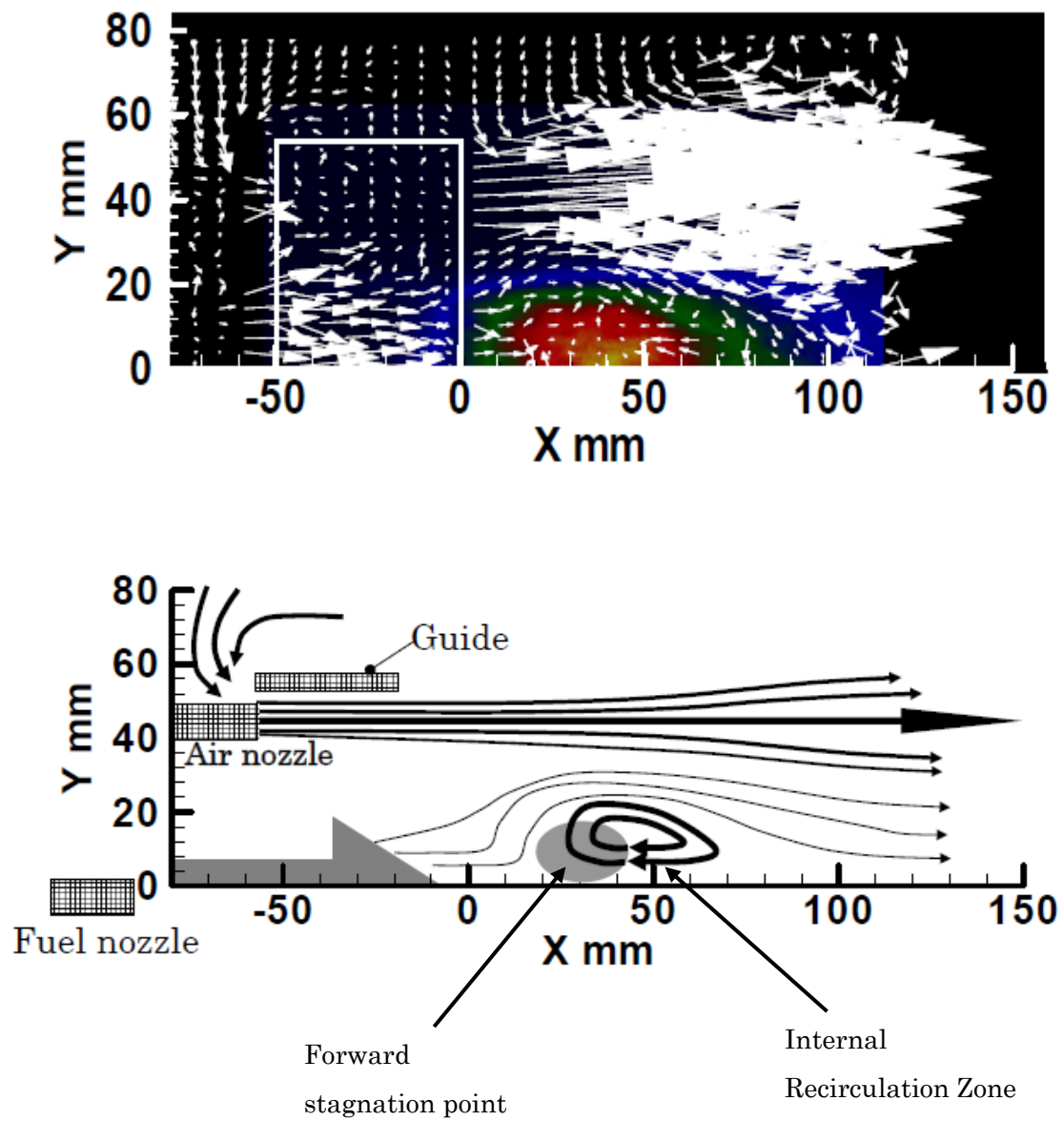


Fig.5-26. Aerodynamic structure of the self-recirculation burner in the vicinal of the guide.

次に、本バーナにおける火炎の吹き飛びのメカニズムについて考察する。吹き飛びのメカニズムもまた火炎の安定化メカニズムと同様に内部再循環領域が関わっていると考えられる。Fig.5-27 に、安定燃焼範囲の計測から最も吹き飛びが起りやすい、燃焼用空気流速が遅く、かつ自己再循環量が多い条件（再循環隙間長さ $H=30\text{ mm}$ 、空気比 $\lambda=1.2$ ）の燃焼試験炉内の流速分布と CH 自発光画像を重ね合わせた画像を示す。バーナ中心軸における速度分布と CH 自発光強度分布に注目すると、吹き消え間際の内部再循環領域の逆流速度は小さく、その範囲は狭い。また、CH 自発光強度のフォトカウント値がピークをとる位置は内部再循環領域の後方淀み点付近であることが確認できる。このことから、空気比の低下（空気流速の低下）により、内部再循環領域の規模は小さくなり火炎安定化の効果が弱まる。さらに、自己再循環量の増加により燃焼温度が低下し、それにともない燃焼の反応速度も低下する。そのため、燃焼反応が活発な領域（フォトカウント値のピーク）が内部再循環領域より下流の順流領域に移行する。その結果、内部再循環領域に火炎形成できなくなり吹き飛びが発生すると考えられる。

また、自己再循環流が内部再循環流に与える影響について考えると、再循環隙間を拡大することにより、バーナ管軸付近にも自己再循環流が流れ込む。これは隙間距離 $H=30\text{ mm}$ の場合には、燃焼用空気の体積流量の 50% 近くにもなるため、内部再循環領域を下流に押し流し火炎が吹き飛び要因になると考えられる。

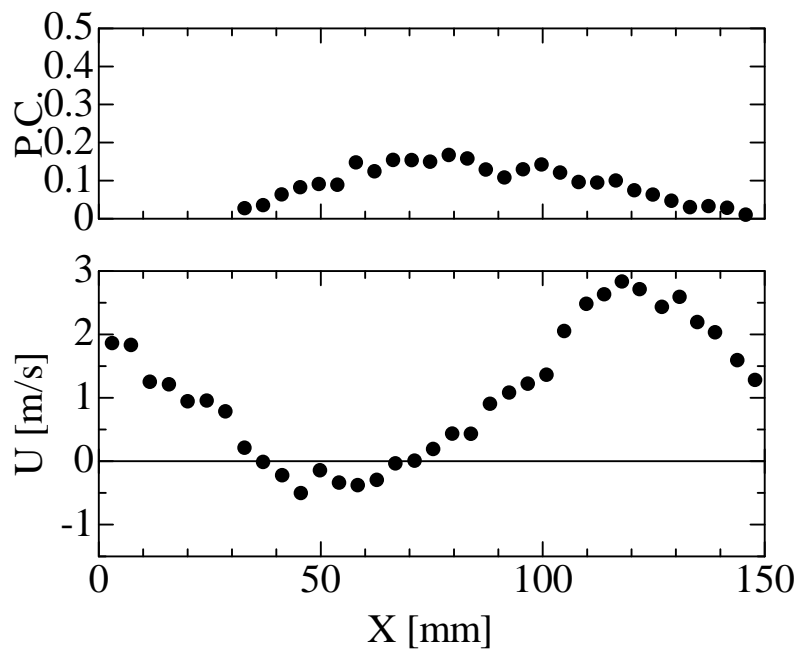
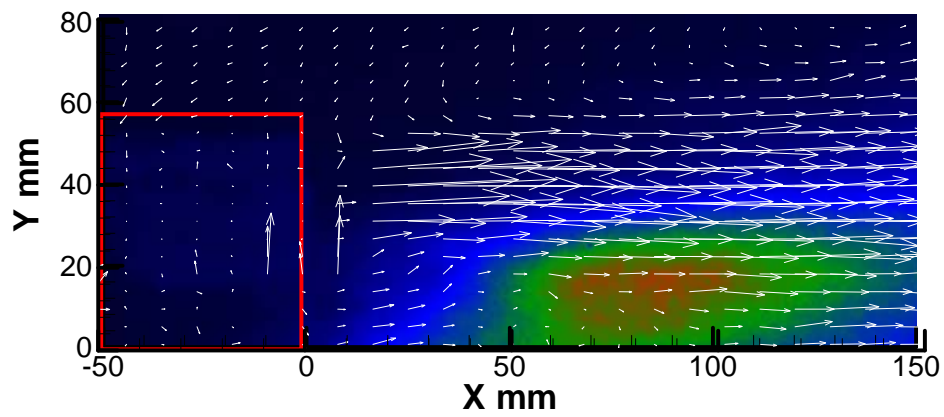


Fig.5-27. Axial velocity and flame chemiluminescent (H=30 mm, $\lambda = 1.2$).

V-3. 考察

本章では、さらなる NO_x 低減のため、火炎の安定機構と燃料液滴の蒸発について調べた。まず、本バーナの火炎形態には、バッフル板に張り付く付着火炎とリフト火炎の2つの形態があり、付着火炎は再循環隙間長さを 0 mm として自己再循環を行わない場合と空気比を増加させたときに現れ、リフト火炎（浮き上がり火炎）は再循環隙間を拡大し、自己再循環を行った場合に空気比を低下させたときに現れる。従って、火炎形態の変化には自己再循環量と空気比の二つの因子が考えられる。本バーナの場合、空気比 $\lambda=1.4$ （空気流量 100 m³N/h）における再循環隙長さ H=10 mm と H=30 mm の火炎外観を比較すると、空気流速（空気比）が同じであるにもかかわらず、H=30 mm のほうが火炎の浮き上がりが高くなることが明らかである。これは、再循環隙間長さを拡大することにより自己再循環ガス流量が増加することにより、バーナ基部の酸素濃度が低下したことと、内部再循環領域が下流に押し流されたことによるものと考えられる。

また、空気比の変更による内部再循環領域の挙動に注目すると、内部再循環領域は再循環隙間長さ H 固定の下で空気比を低下させたとき、内部再循環領域内の逆流速度は低下し、内部再循環領域の前方淀み点とそこに保持される火炎はバーナ下流側へと移動していることが明らかになった。火炎画像では、H=30 mm 固定の下、空気比を $\lambda=2.3$ （空気流量 160 m³N/h）から $\lambda=1.6$ （空気流量 120 m³N/h）に低下させたとき、火炎の形態は付着火炎からリフト火炎へと移行していることから、本バーナの火炎形態がリフト火炎か付着火炎かを定める要因として内部再循環領域の前方淀み点位置による影響が考えられる。つまり、安定燃焼の状態におけるリフト火炎の浮き上がり高さは内部再循環領域の前方淀み点の位置によって決まると考えられる。

このように、本バーナには内部再循環領域がバーナ管軸近傍に存在し、火炎がこの領域で保炎することが明らかになった。そして、この領域は自己再循環量の増加により管軸上を下流に移行するため、噴霧ノズルから火炎位置までの距離（燃料液滴の予蒸発領域）が拡大し、さらに、この領域の温度が上昇する。その結果、燃料の蒸発が促進され予混合燃焼に近づき、火炎は青炎となり NO_x 低減が行われる。しかし、同時に内部再循環領域は縮小し、安定性が弱められるため火炎の吹き消えが生じる。そして、これが NO_x の下限値を律している。この内部再循環領域は空気比（空気流速）の増加により強められることが明らかになった。従って、空気ノズルの断面積を絞ることで空気流速を増加させることが出来れば、自己再循環量が増加しても安定燃焼を行うことが出来ると考えられる。この内部再循環領域を含む空気力学構造の知見は、本バーナのさらなる低 NO_x 燃焼を検討するうえで有効である。

V-4. まとめ

本章では、さらに本バーナの低 NO_x 燃焼の特徴を把握すべく、速度ベクトル分布や CH ラジカルの化学発光強度分布、噴霧粒径分布を求めた。その結果、以下のことが明らかになった。

- (1) 本バーナの燃焼構造は、まず燃焼ガスの自己再循環によりバーナ基部の酸素濃度が低減することで火炎がリフトする。このリフトした領域（燃料噴射弁～火炎位置）が燃料の予蒸発領域となり、燃料液滴の蒸発が促進され青炎燃焼が可能となる火炎構造が明らかとなった。
- (2) この予蒸発領域により予混合燃焼化が促進され NO_x が低減したものと考えられる。しかし、同時に火炎が不安定になる領域も拡大し、これが NO_x の下限値を律するものとなることがわかった。
- (3) 本バーナの火炎は、バーナ管軸付近に内部再循環領域が形成されることにより安定する。そして、空気比の増加に伴う燃焼用空気の増速によりこの領域が拡大し、火炎の安定性が強化されることが明らかになった。

第VI章. 自己再循環ガス冷却による
NO_xの低減

VI-1. まえがき

V章において、低 NO_x 燃焼を維持させるためには火炎の安定化が必要であり、これは内部再循環領域の形成によってなされていることが明らかになった。そして、この内部再循環領域を強めることによって、さらなる低 NO_x 燃焼の可能性を示した。しかし、内部再循環領域を強めるには燃焼用空気速度の増速が必要であり、これは送風機の動力が上がることを意味している。そして、今日の省エネルギー（CO₂の削減）には相反する方法である。

一方、IV章における実験結果により、非燃焼時における自己再循環量が、燃焼時の自己再循環量に比べて多いことから、燃焼用空気の希釈効果を上げる手法の一つに、自己再循環ガスを冷却しガス密度を上げる方法を提案した。本章では、再循環隙間に熱交換器を設置し、自己再循環ガスを強制的に冷却することにより、NO_x を低減できることを説明する。

まず、本バーナの再循環隙間近傍に熱交換器を設置し、自己再循環ガスを冷却したときの燃焼試験炉出口の NO_x 値の変化を計測した。同時に最も燃焼反応が活発な管軸上の燃焼温度と NO_x も行った。次に、実際の小型貫流ボイラを用いて熱出力を変化させ、同様に自己再循環ガスを冷却したときの燃焼試験炉出口の NO_x 値の変化を計測した。

これらの結果から、ボイラ給水の一部を利用することで追加設備を必要とせず、自己再循環ガスを冷却し、その質量流量が増加させ、燃焼用空気を希釈して低 NO_x 燃焼が可能なことを明らかにした。

VI-2. 実験結果

[1] NO_x の排出特性

Fig.6-1 に再循環隙間長さ $H=30$ mm、燃料流量は $Q_f=6.6$ L/h の下、空気比を $\lambda=1.4\sim 1.6$ まで変化させたときの、燃焼試験炉出口における NO_x (0%換算 NO_x) の排出特性を示す。図中の without-cooling は冷却水を止めて自己再循環ガスを非冷却したときの NO_x 値、with-cooling は冷却水を流したときの NO_x を示す。空気比 $\lambda=1.4$ の場合、非冷却は 22 ppm であるが冷却を行うと 13 ppm に NO_x が減少する。同様に $\lambda=1.5$ の場合は、非冷却時は 19 ppm、冷却時は 12 ppm となり、 $\lambda=1.6$ の場合は、非冷却時は 18 ppm、冷却時は 11 ppm となる。

また、Fig.6-2 には、自己再循環ガスを冷却した時の温度変化と試験炉出口の NO_x 値の変化を示す。空気比 $\lambda=1.4$ の場合、自己再循環ガスを非冷却時の 775°C から 575°C まで冷却することにより、NO_x 値が非冷却時の 22 ppm から 13 ppm まで減少していることがわかる。同様に、空気比 1.5, 1.6 では、自己再循環ガスをそれぞれ、非冷却時の 770°C、760°C から 565°C、560°C まで冷却することにより、NO_x 値がそれぞれ非冷却時の 19, 18 ppm から 12, 11 ppm に減少していることがわかる。

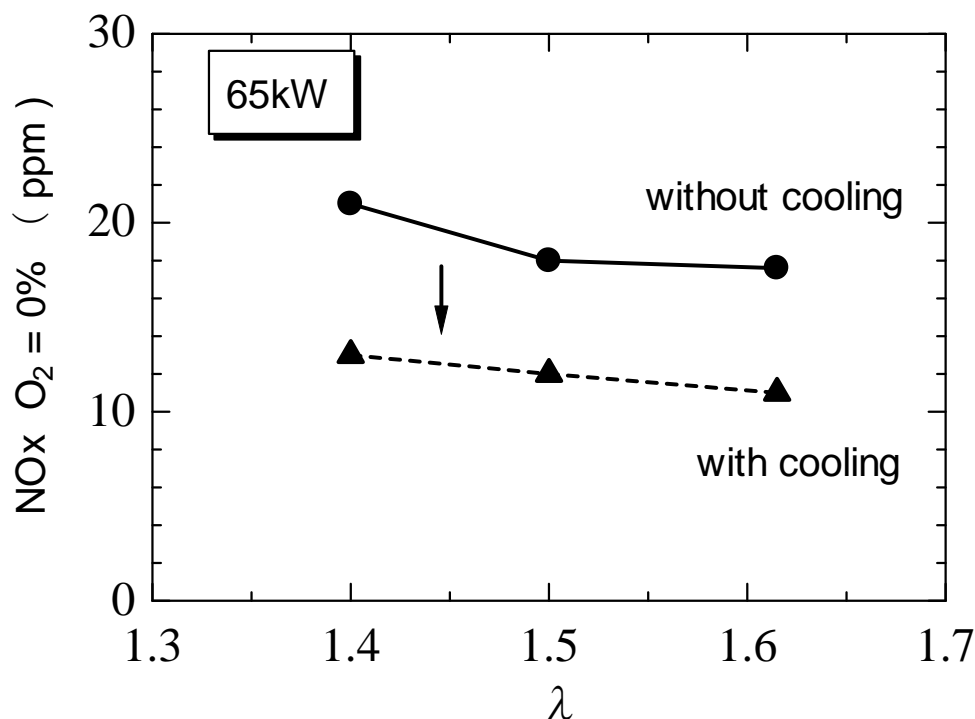


Fig.6-1. NO_x concentrations at the exit of the furnace with and without cooling (65kW).

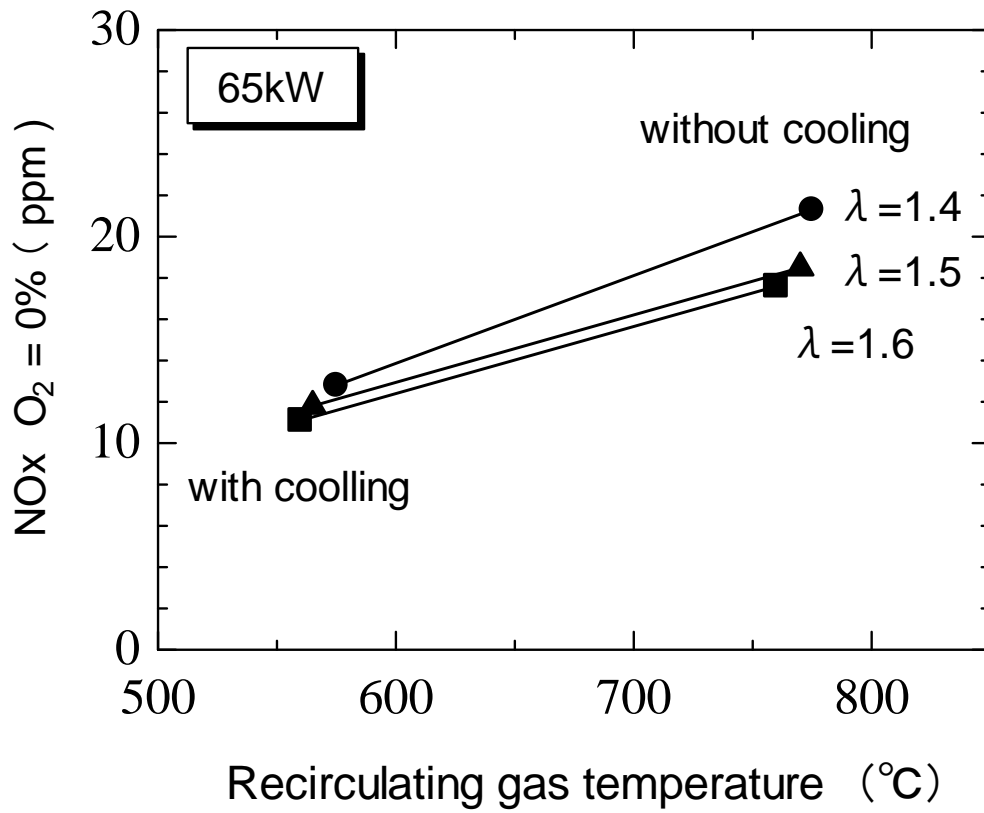


Fig.6-2. Recirculation gas cooling and NOx decrease (65kW) .

[2] 管軸上の燃焼ガス温度と NO_x 濃度

Fig.6-3には、一例として、空気比1.4（排ガス酸素濃度6%）の場合のバーナ管軸上の燃焼温度とNO_x値の変化を示す。本バーナでは、火炎がリフトし、空気ノズル内側の管軸近傍下流にできる内部循環流領域で燃焼反応が活発に行われるが、本条件では、この内部循環流の領域はバーナ基部から200 mm程度下流に位置し、ここで燃焼温度とNO_x値がピークとなっている。

自己再循環ガスを冷却すると、燃焼温度のピークは1268℃から1122℃と約150℃低下し、NO_xの実測でのピーク値は22 ppmから12 ppmと10 ppm低減する。また、NO_x値はバーナ基部から400mm下流付近でほぼ横ばいとなり、この値は、排ガス酸素濃度O₂=0%換算を行うとFig.6-1で示されている燃焼炉出口のNO_x値は13 ppmとほぼ同じ値となっている。

一般的に、1500℃以下ではサーマルNOの生成はほとんど進行しないが、Fig.6-3の結果をみると、燃焼温度を1268℃から1122℃に低下することで、さらにNO_xの低減が見られる。これは、本バーナでは自己再循環ガスによる燃料油の予蒸発を促進し予混合的燃焼形態を図っているものの、基部付近は依然噴霧燃焼特有の拡散燃焼の形態であるため、局部的に高温領域が存在し、この局所的高温域で生成されるNO_xが、水冷によるガス温度低下で抑制され、これがさらなるNO_xの低下につながったと考えられる。

なお、通常のバーナでは冷却すると保炎性能が劣化しCOの発生も起きるのが風通であるが、本バーナは内部に誘起される再循環領域による保炎特性が優れており、自己再循環ガスの冷却により燃焼温度が低下しても安定燃焼が可能である。そのため、本方法は、サーマルNOの生成を絶つ上で、きわめて有効な方法であると考えられる。

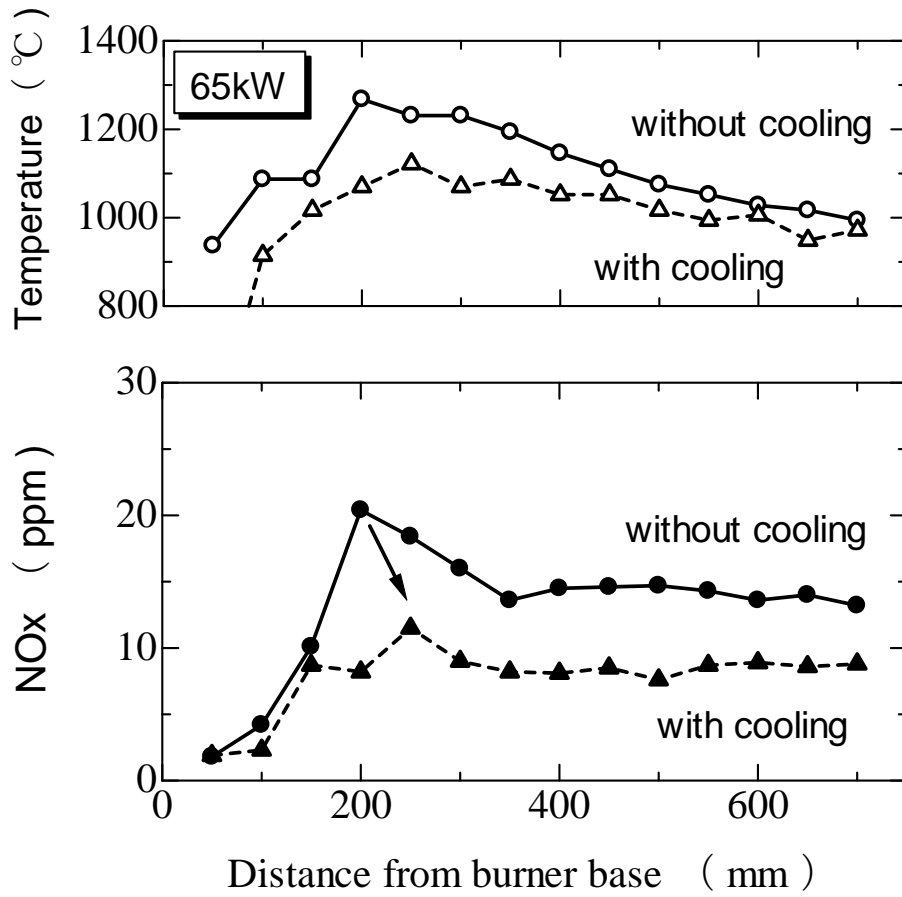


Fig.6-3. Variations of temperature and NOx along the center axis with the distance from the outer edge of the guide under a condition of $\lambda = 1.4$ (O_2 6%, 65kW).

[3] 各熱出力の NO_x 値変化

NO_x値に及ぼす冷却効果の有効性を調べるため、熱出力が異なる自己再循環型バーナ(140, 620, 1620 kW)について実験した。一例として、1620kW (灯油:165L/h) のバーナについて、非冷却の場合と冷却した場合のNO_x値を比較してFig.6-4に示す。

一般に、火炉負荷 (燃焼室単位体積当たりの熱出力, kW/m³) が増えるとNO_x値は増加する傾向があるが^[1]、この1620kWの場合も、火炉負荷が5500kW/m³と65kWの時に比べ14倍も大きくなっているため、NO_x値が全体として65kWに比べ大きくなっている。

しかし、いずれの空気比の条件においても、自己再循環ガスの冷却を行うとNO_x値は2割程度減少することが確認できる。

Fig.6-5は、実際の小型貫流ボイラを用いて、本試験と同様に水冷パイプを用いて自己再循環ガスを冷却し、その温度と排出されるNO_x値との関係を調べた結果である。

ここで、同じ熱出力で複数測定点のあるものは排ガスの空気比を変化させて測定した結果である。すべての条件において、自己再循環ガスの冷却により排出されるNO_x値が減少していることがわかる。したがって、本手法によるNO_x低減が、65～1620kWの範囲で有効であることが確認できた。

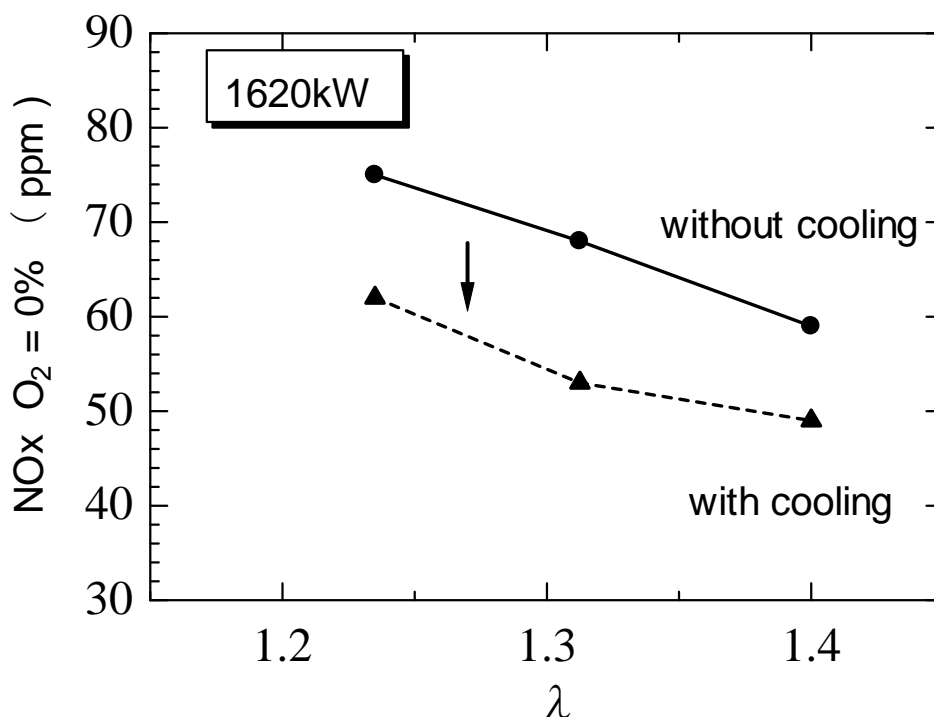


Fig.6-4. NO_x concentrations at the exit of the furnace with and without cooling (1620kW).

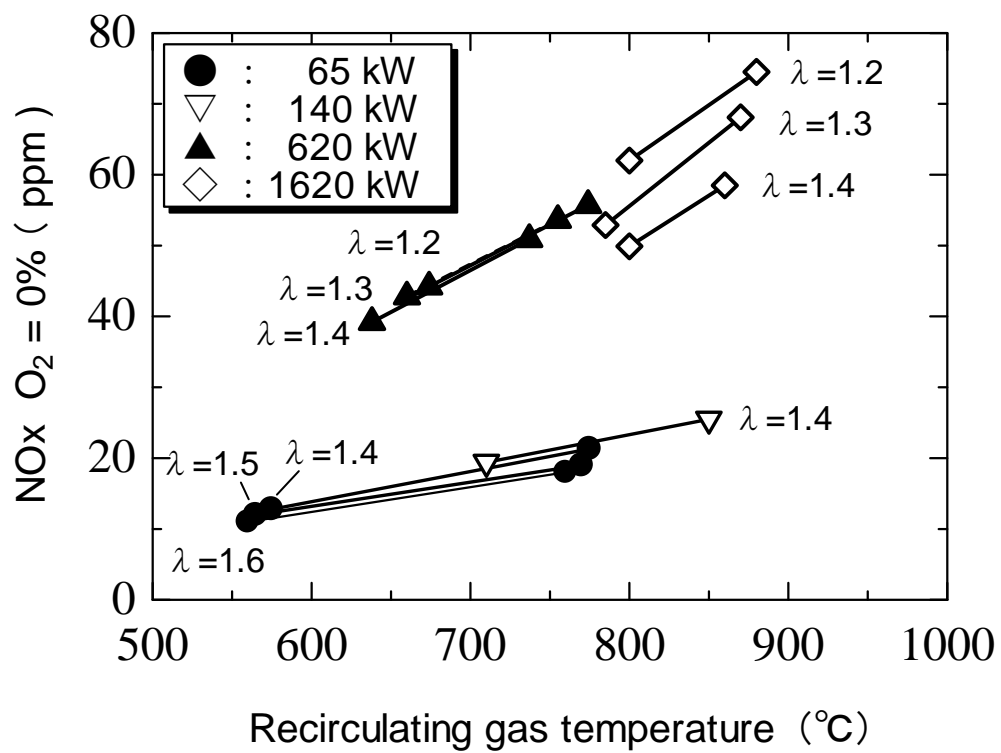


Fig.6-5. Variation of NOx with the recirculating gas temperature.

VI-3. 考察

本章では、自己再循環ガスを冷却することで燃焼ガスの密度を高め、自己再循環ガスの質量流量を増加し、燃焼用空気の希釈効果を高めてNO_xを低減させる方法を提案した。その結果、自己再循環ガスを冷却することによりその密度、ひいては質量流量を増加させ、燃焼場の温度と酸素濃度を低下せしめて、NO_xの排出値をさらに低減するという本手法の妥当性が確実となった。

このシナリオでは、自己再循環ガスを冷却するとその質量流量が増加するということが非常に重要である。そこで、自己再循環ガスの質量流量の温度依存性について考察することにする。

火炎を観察すると、水冷パイプは直接火炎に接触しないことから、これが燃焼場および火炎を直接冷却し、燃焼場やNO_x値に大きな影響を及ぼすことは少ないと考えられる。そこで、単純に、燃焼用空気の吹き出し口近傍のみに着目して考察する。

さて、自己再循環ガスの質量流量は次式で概ね求めることが出来ると考えられる。

$$Q_{rem} = \rho_{re} \times V_{re} \times A \quad \dots (6.1)$$

Q_{rem} : 自己再循環の質量流量 (kg/s)、 ρ_{re} : 自己再循環ガスの密度 (kg/m³)

V_{re} : 自己再循環ガスの引き込み流速 (m/s)、 A : 再循環隙間の開口面積 (m²)

さて、自己再循環ガスの静圧を P_{re} 、燃焼用空気噴流の開口部における静圧を P_{air} とすれば、この圧力差 $P_{re} - P_{air}$ が自己再循環ガスの引き込みの駆動力となる。すなわち、

$$\frac{1}{2} \rho_{re} V_{re}^2 = P_{re} - P_{air} \quad \dots (6.2)$$

ここで、 P_{air} はブロワーの吐出圧を P_{blower} 、空気噴流の代表速度を V_{air} とすれば、

$$\frac{1}{2} \rho_{air} V_{air}^2 = P_{blower} - P_{air} \quad \dots (6.3)$$

なる関係が成り立つ。したがって、(6.2) (6.3) 式より

$$\frac{1}{2} \rho_{re} V_{re}^2 = P_{re} - P_{air} = P_{re} - P_{blower} + \frac{1}{2} \rho_{air} V_{air}^2 \quad \dots (6.4)$$

となる。ここで、同じ空気比（空気流速）では、自己再循環ガスの静圧 P_{re} とブロワーの吐出圧を P_{blower} の差圧は、非燃焼時も燃焼時もほぼ等しいと仮定すると、

$$\frac{1}{2} \rho_{re} V_{re}^2 = const. \quad \dots (6.5)$$

がなりたつ。すなわち、次式の関係が成り立つ

$$\rho_{reC} V_{reC}^2 = \rho_{reH} V_{reH}^2 \quad \dots (6.6)$$

ρ_{reC} : 非燃焼時の自己再循環ガスの密度 (kg/m³)

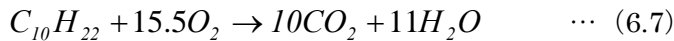
ρ_{reH} : 燃焼時の自己再循環ガスの密度 (kg/m³)

V_{reC} : 非燃焼時の自己再循環ガスの引き込み流速 (m/s)

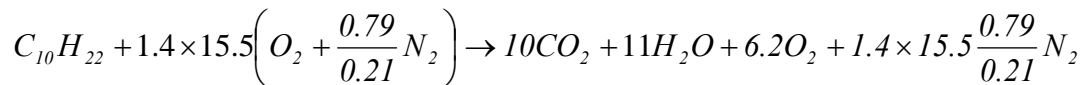
V_{reH} : 燃焼時の自己再循環ガスの引き込み流速 (m/s)

従って、燃焼により自己再循環ガスの密度が 1/3 に減少すると、引き込み流速（自己再循環の体積流量）は $\sqrt{3}$ 倍になる。しかし、PIV による実測では 1.9 倍となっており、さらに 1 割程度増加している。これは燃焼による熱膨張で、ガイド出口の燃焼ガスの噴出し流速が増速したためと考えられる。

ところで、灯油の主成分を、便宜的に $C_{10}H_{22}$ とすると、完全燃焼式は



である。これが空気比 $\lambda=1.4$ で燃焼する場合、



となり、未燃ガスと燃焼ガスの生成モル数の変化は 5% 以内である。したがって、このモル数の変化は少ないとし、さらに、燃焼はほぼ等圧下で行われるから圧力一定として、理想気体に従うとすれば、次式の関係が成り立つ²⁾。

$$\left(\frac{V_{reC}}{V_{reH}} \right)^2 = \frac{\rho_{reH}}{\rho_{reC}} \frac{T_{reC}}{T_{reH}} \quad \dots (6.8)$$

T_{reC} : 非燃焼時の自己再循環ガスの温度 (K)

T_{reH} : 燃焼時の自己再循環ガスの温度 (K)

従って、燃焼時の自己再循環ガスの質量流量 Q_{remH} と非燃焼時の自己再循環ガスの質量流量 Q_{remC} の比を γ と置けば、

$$\gamma \equiv \frac{Q_{remH}}{Q_{remC}} = \frac{\rho_{reH} V_{reH} A}{\rho_{reC} V_{reC} A} = \frac{T_{reC}}{T_{reH}} \sqrt{\frac{T_{reH}}{T_{reC}}} = \sqrt{\frac{T_{reC}}{T_{reH}}} \quad \dots (6.9)$$

となる関係が得られる。この関係を、横軸に再循環ガスの温度(°C)をとって示すと Fig.6-6 の実線となる。一方、計測で得られた空気比 $\lambda = 1.4$ (排ガス酸素濃度 6%) の場合の燃焼時/非燃焼時の自己再循環ガスの質量流量比をプロットすると(●)となる。計測点は(6.9)式の実線上に位置し、これから、自己再循環ガスの質量流量はほぼ(6.9)式で予測できることがわかる。

水冷パイプがあるため冷却時の自己再循環量は求められなかったが、(6.9)式から概算して、空気比 $\lambda = 1.4$ のとき、自己再循環ガスを非冷却時の 775°C から 575°C まで冷却すると、自己再循環ガスの質量流量は非礼客時に比べて約 11% 増加したものと推定される。

ところで、(6.9)式をもとに、空気比 $\lambda = 1.4$ の場合について、バーナ基部における燃焼用空気と自己再循環ガスの混合気の酸素濃度を計算で求め、その結果 Fig.6-6 中の破線で示す。

非冷却時(775°C)の酸素濃度は 18.9% となった(▲)。また、これを 575°C まで冷却した場合の酸素濃度の値は 18.7% であった。一方、NO_x 排出値は、非冷却時の 22 ppm からほぼ半減して 13 ppm に減少する。従って、わずか 0.2% の酸素濃度の低減により大きな NO_x 値の減少が得られていることがわかる。

このわずかな酸素濃度の低下で NO_x 値が減少することに関しては、高温空気燃焼を含めてさらに NO_x 生成ルートに関して詳細な吟味が必要と思われるが、自己再循環ガスを冷却することで、その質量流量を増加させ、希釈効果で NO_x 生成を抑制するという本手法の妥当性が裏付けられた。

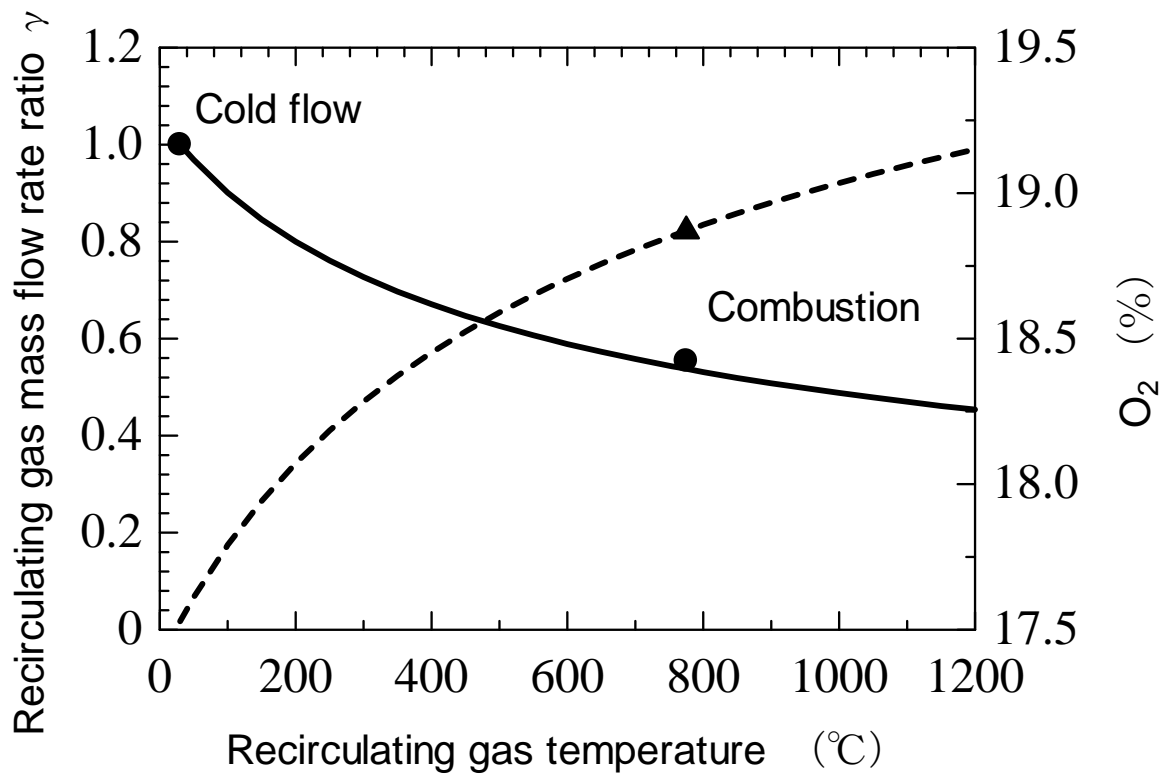


Fig.6-6. Variations of the mass flow rate ratio and the estimated oxygen concentration of the diluted combustion air with the recirculating gas temperature.

VI-4. まとめ

本章では、自己再循環ガスを熱交換器により冷却することで燃焼ガスの密度を高め、自己再循環ガスの質量流量を増加し、燃焼用空気の希釈効果を高めて更なる NO_x の低減を試みた。その結果、以下のことが明らかとなった。

- (1) 自己再循環ガスを冷却すると、燃焼炉出口におけるNO_x排出値は減少する。65 kWバーナの場合、空気比1.4では自己再循環ガスを非冷却時の775℃から575℃まで冷却すると、NO_x 排出値は非冷却時の22 ppmから13 ppmまで低下した。同様に、空気1.5, 1.6では、NO_x 排出値は非冷却時の19,18 ppmから12,11 ppmにそれぞれ減少した。
- (2) 温度場、濃度場を調べた結果、冷却によりバーナ管軸上の温度1100℃程度に低下し、これに呼応してNO_x値が減少して、主反応帯下流で既に出口での排出値程度まで低下していた。したがって、自己再循環ガスの冷却は、NO_xの生成を絶つ上で極めて有効な方法であると思われる。
- (3) なお、熱出力の大きなバーナを試作して本手法の有効性を確かめたところ、65～1620kWの範囲でNO_xが低減することが確認できた。

以上、自己再循環ガスを冷却する本手法は、自己再循環型バーナの更なる低NO_x化を図る上で極めて有効であることが確実なものとなった。

第VII章. 総括

近年、産業界におけるボイラの主力を担う小型貫流ボイラは、高効率に加え高負荷燃焼が要求されるようになった。一方、環境汚染物質の排出は、大きな社会問題となっており、特に NO_x の排出規制は強化される傾向にある。数多くある NO_x の低減方法の中で、燃焼ガスを炉内で循環させる自己再循環は燃焼器のコンパクト性を保ちつつ、低コストで NO_x を低減できるため、小型バーナへの適応が大いに期待されている。そこで、本論文では、この「自己再循環型低 NO_x バーナ」を燃焼工学の立場から基礎的に研究し、さらなる NO_x 低減を試みた。

第 I 章では、近年の産業界におけるボイラ形状の変遷や NO_x 規制値の動向を調査するとともに、従来行われている様々な低 NO_x 燃焼法を精査し、自己再循環型低 NO_x バーナを燃焼工学的に研究することの意義・重要性について述べている。

第 II 章では、本研究を遂行するにあたり製作した自己再循環型低 NO_x バーナや燃焼試験炉などの実験装置、ならびに、速度場、温度場、濃度場などの測定に用いた計測装置について詳述した。

第 III 章では、本バーナの基本特性である NO_x 排出値と自己再循環量に関して実験を行い、再循環隙間から効果的に燃焼ガスが引き込まれて燃焼用空気が希釈され、NO_x 排出値が再循環無しの場合の 103 ppm から 21 ppm まで低下すること、再循環する燃焼ガスの体積流量は再循環隙間距離にほぼ比例して増加し燃焼用空気の 50% 程度に達すること、また、同じ隙間距離では、空気比を上げて燃焼用空気流速を増やす程自己再循環体積流量が増加し、NO_x 値がさらに 17 ppm まで低下することを明らかにした。このことから、本バーナの特徴である炉内燃焼ガスの自己再循環が NO_x 低減に極めて有効であることがわかった。

第 IV 章では、NO の発生状況やその低減メカニズムを解明すべく、炉内における温度、NO_x、O₂、CO の空間分布の測定を行うとともに、NO_x の生成機構を考察し、燃焼ガスの自己再循環が無い場合は管軸近傍の高温領域を中心に高濃度の NO が生成されるのに対し、燃焼ガスを再循環させることで燃焼温度が低下し NO_x が低減すること、また、質量ベースでの燃焼ガスの自己再循環量を求めることで燃焼に関与する酸化剤の酸素濃度を推定し、酸素濃度の低下により NO_x が低減することから総合的に検討して、本手法では、主としてサーマル NO_x の生成が抑制されることによって NO_x 排出値が減少するというメカニズムを明らかにした。さらに、燃焼温度の低下だけでなく、燃焼用空気の酸素濃度の低下が NO_x 低減に有効であることも明らかにした。

第 V 章では、さらに本バーナの低 NO_x 燃焼の特徴を把握すべく、速度ベクトル分布や CH ラジカルの化学発光強度分布、噴霧粒径分布を求めた。その結果、自己再循環を行わない場合は噴霧燃焼特有の輝炎燃焼が行われるのに対し、自己再循環を行うと青炎燃焼が可能となること、青炎燃焼の領域は空気流量～燃料流量線図上で再循環隙間距離の増加とともに拡大するが、同時に、火炎が不安定になる領域も拡大し、これが再循環隙間距離の上限、ひいては NO_x 排出値の下限値を律することになることを明らかにした。また、自己再循環流れのさらに内側に別な循環領域（内部再循環領域）が形成され、この前方淀み点付近で燃焼が安定化されると同時に、噴霧の蒸発が促進され、青炎燃焼が促進されるという本バーナの低 NO_x 燃焼の構造を明らかにした。これらの知見は、自己再循環を行うことで不安定になる火炎の安定性を強め、さらなる低 NO_x 燃焼を実現するうえで有用である。

第VI章では、上記実験結果を精査し、再循環する質量流量が燃焼時より非燃焼時の方が多いことに着目、NO_xをさらに低減させる新たな方法として、再循環する燃焼ガスを冷却する方法を提案し試みたところ、NO_x排出値をさらに半減して11 ppmまで低下させることに成功した。また、65～1620kWの範囲の異なる熱出力のバーナでも有効であることを確認した。本方法により、ボイラ給水の一部を利用することで追加設備を必要とせず、自己再循環ガスを冷却し、その質量流量が増加させ、燃焼用空気を希釈して低NO_x燃焼が可能なことを明らかにした。

以上、本研究を行うことにより、「自己再循環型低NO_xバーナ」に関する多くの燃焼工学的知見が得られ、自己再循環量の実体やNO_x低減のメカニズム、低NO_x燃焼構造の詳細が明らかになったばかりでなく、さらなる低NO_x化を実現するため再循環する燃焼ガスを冷却する方法を提案し、半減させることに成功した。したがって、本方法は大気環境汚染の改善に大きく貢献できるものと期待される。

参考文献

第 I 章

1. (社) 空気調和・衛生工学会., 空気調和・衛生工学便覧 2, 汎用機器・空調機器篇, 第 12 版, (1995), 242.
2. (社) 空気調和・衛生工学会., 空気調和・衛生工学便覧 2, 汎用機器・空調機器篇, 第 12 版, (1995), 244.
3. C. T. Bowman., *Progress in Energy and Combustion Science*, 1, (1975), 33-45.
4. R. W. Jones., *Progress in Energy and Combustion Science*, 4, (1978), 73-113.
5. H. S. Rosenberg., L. M. Curran., A. V. Slack., J. Ando., J. H. Oxley., *Progress in Energy and Combustion Science*, 6, (1980), 287-302.
6. J. A. Miller., C. T. Bowman., *Progress in Energy and Combustion Science*, 15, (1989), 287-338.
7. S. R. Turns., *Progress in Energy and Combustion Science*, 21 (1995) 361-385.
8. 新岡崇., 河野通方., 佐藤順一., 燃焼現象の基礎, (2008), 259-277.
9. S. R. Turns., *An Introduction to Combustion*, 2nd ed, (2000), 130, 131.
10. 新井紀男., 燃焼生成物の発生と抑制技術, (1997), 64-78.
11. 技術資料., 燃焼に伴う環境汚染物質の生成機構と抑制法, 日本機化学会, (1980), 45-143
12. S. R. Turns., *An Introduction to Combustion*, 2thed, McGraw Hill, Boston, (2000), Chap.15.
13. 水谷幸夫., 燃焼工学, (2002), 220-222.
14. Valerie. J. Lyons., *Aiaa Journal.*, Vol. 20, No. 5, 660-665.
15. Straub, D. L., Casleton, K.H., Lewis, R. E., Sidwell, T. G., Maloney, D. J., Richard, G. A., *transaction of ASME*, Vol.127, (2005), 36-41.
16. C. E. Baukal, Jr., *Industrial Combustion Pollution and Control*, (2004), 247-325.
17. A. F. Sarofim., R. C. Flagan., *Progress in Energy and Combustion Science* 2, (1976), 1-25.
18. Tsuji. H., Morita. M., Gupta. A. K., Katsuki. K., Kishimoto. K., Hasegawa. T., *High Temperature Air Combustion*, CRC Press, Boca Raton, (2003).
19. Katsuki. M., Hasegawa, T., *Proceedings of the Combustion Institute*, Vol.27, (1998), 3135-3146.
20. Szego, G. G., Dally, B. B., Nathan, G. J., *Combustion and Flame*, Vol.154, (2008), 281-295.
21. S. Hayashi., H. Yamada., M. Makida., *Proc. Combust. Inst.* 28, (2000), 1273-1280.
22. D. L. Straub., K. H. Casleton., R. E. Lewis., T. G. Sidwell., D. J. Maloney., G. A. Richard., *Transaction of ASME*, 127, (2005), 36-41.
23. L. L. Smith., H. Karim., M. J. Castaldi., S. Etemad., W.C. Pfefferle., V. Khanna., K. O. Smith., *Transaction of ASME*, 127, (2005), 27-35.

24. P. Basu., C. Kefa., L. Jestin., *Boilers and Burners*, (2000), 258-266.
25. 吉田邦夫., 油燃焼の理論と実際, (財) 省エネルギーセンター, (1992), 113-115.
26. Chen. R. H., Driscoll. J. F., *Proceedings of the Combustion Institute*, Vol.23, (1990), 281-288.
27. K. Yotoriyama., S. Amano., H. Fujiwara., T. Furuwata., M. Arai., *Transaction of the Japan Society of Mechanical Engineering, Series B*, Vol. 72, No. 719, (2006), 1818-1825.
28. Claypole. T. C., Syred. N., *Proceedings of the Combustion Institute*, Vol.18, (1981), 81-89.
29. T. Li., H. Izumi., T. Shudo., H. Ogawa., *Transaction of the Japan Society of Mechanical Engineering, Series B*, Vol. 73, No. 728, (2007), 1129-1134.
30. P. Gopalakrishnan., M. K. Bobba., J. M. Seizman., *Proceedings of the Combustion Institute*, Vol.31 (2007) 3401-3408.
31. Muraki. H., Shinjoh. H., Fujitani. Y., *Ind. Eng. Chem, Prod, Dev*, Vol.25, (1986), 414-419.
32. 原真治., 自動車技術, 60 卷 9 号, (2006), 77-81.
33. K. Nakano., Y. Onuma., S. Noda., J. Inohae., *Transaction of the Japan Society of Mechanical Engineering, Series B*, Vol.71, No.71, (2005), 303-309.
34. Y. Nada., I. G. Parwatha., S. Fukushige., S. Noda., *Transaction of the Japan Society of Mechanical Engineering, Series B*, Vol. 74, No. 739, (2008) 707-714.
35. Ruey-hung. C., James. F. D., *Twenty-Third symposium on Combustion Institute*, (1990), 281-288.
36. S. Amano., M. Arai., *Transaction of the Japan Society of Mechanical Engineering, Series B*, Vol. 72, No. 718, (2006) 1619-1626.
- 37 T. Murakawa., *Petrotech*, 28, (12), (2005), 915-919.

第II章

1. (社) 日本化学会., 化学便覧 基礎編 ・日本化学会篇 改訂 4 版, (1993), 571.
2. (社) 日本化学会., 化学便覧 基礎編 ・日本化学会篇 改訂 4 版, (1993), 570.
3. 架谷昌信., 木村淳一., 燃焼の基礎と応用, (1986), 172-175.
4. R. P. Fraser., N. Dombrowski., J.H. Routley., *Chemical engineering Science*, 18, (1963), 323-337.
5. Arthur H. Lefebvre., *Atomization and sprays*, (1989), 112-118.
6. L. Bayvel., Z. Orzechowski., *Liquid atomization*, (1993), 252-266.
7. Arthur H. Lefebvre., *ガスタービンの燃焼工学*, (1994), 462-482.
8. 吉田邦夫., 油燃焼の理論と実際, (1992), 33-37.
9. (社) 可視化情報学会., *PIV ハンドブック*, (2002), 4.

10. (社) 可視化情報学会., PIV ハンドブック, (2002), 5.
11. 新岡崇., 河野通方., 佐藤順一., 燃焼現象の基礎, (2008), 180-184.
12. 新井紀男., 燃焼生成物の発生と抑制技術, (1997), 27-28.
13. 公害防止の技術と法規編集委員会., 新・公害防止の技術と法規 2009[大気編]分冊 II, (2009), 54-56.
14. 水谷幸夫., 燃焼工学, (2002), 78-95,114-127.
15. 日本液体微粒化学会, 日本エネルギー学会., 液体微粒化の基礎と計測技術, (2006), 18-22.
16. 大澤,小保方:レーザ計測(1994).
17. アトマイゼーション・テクノロジー,(2001)52-54,日本液体微粒化学会

第三章

1. 公害防止の技術と法規編集委員会., 新・公害防止の技術と法規 2009[大気編]分冊 I, (2009), 226.
2. 深野徹., わかりたい人の流体力学 (I), (1994), 160-161.
3. 妹尾泰利., 内部流れの力学, (1995), 104.

第四章

1. Kaskan, W. E., Proc. 6th Symp.(Int.) Combust, (1957), 134-143.
2. Ishizuka, S., Hagiwara, R., Suzuki, M., Nakamura, A., Hamaguchi, O., JSME Trans. Ser.B, 65, (1999), 3845-3852.
3. Hirschfelder, J.O., Curtiss, C.F., Bird, R.B., Molecular theory of gases and Liquids, (1954), 514-610.
4. 新岡崇., 河野通方., 佐藤順一., 燃焼現象の基礎, (2008), 259-272.
5. S. R. Turns., An Introduction to Combustion, 2nd ed, (2000), 130, 131.
6. Y. Nada., I. G. Parwatha., S. Fukushige., S. Noda., Transaction of the Japan Society of Mechanical Engineering, Series B., Vol. 74, No. 739, (2008) 707-714.
7. S. Amano., M. Arai., Transaction of the Japan Society of Mechanical Engineering, Series B., Vol. 72, No. 718, (2006) 1619-1626.
8. 新井紀男., 燃焼生成物の発生と抑制技術, (1997), 205.

第五章

1. 森北肇., 噴流工学—基礎と応用—, (2004), 118-122.
2. H. Oshima., K. Yamamoto., N. Hayashi., H. Yamashita., G. Okuyama., Transaction of the

- Japan Society of Mechanical Engineering, Series B., Vol. 74, No. 748, (2008) 2731-2737.
3. 生井武文., 井上雅弘., 粘性流体の力学, (1992), 219-220.
 4. 吉田邦夫., 油燃焼の理論と実際, (1992), 59-63.
 5. 新岡崇., 河野通方., 佐藤順一., 燃焼現象の基礎, (2008), 110-113.
 6. Valerie. J. Lyons., Aiaa Journal., Vol. 20, No. 5, 660-665.
 7. 油バーナ研究会., 油バーナ研究会会報 , 第1巻, 2号, (1968), 22-70.
 8. F. R. Zhang., H. Terashima., N. Tokuoka., JSME Trans. Ser.B , 60, (1994), 3185-3191.
 9. 水谷幸夫., 燃焼工学, (2002), 27-28.
 10. 新岡崇., 河野通方., 佐藤順一., 燃焼現象の基礎, (2008), 32-34.
 11. N. Syred., J. M. Beer., Combustion and flame, 23, (1974), 143-201.
 12. J. M. Beer., N. A. Chiger., Combustion Aerodynamics, (1972), 122.
 13. C. L. Beyler., F. C. Gouldin., Proc, 18th Symp, (Int) Combust, (1981), 1011.
 14. T. C. Claypole., N. Syred., J. inst. Energy, 55, 422, (1982), 14.
 15. D. Feikema., R. H. Chen., J. F. Driscoll., Comb, Flame, 80, (1990), 183-195.

第VI章

1. 吉田邦夫., 油燃焼の理論と実際, (1992), 128, 129.
2. 妹尾泰利., 内部流れの力学, (1995), 7.

謝辞

本研究は 2007 年度から 2010 年度までの 3 年間にわたって、広島大学大学院工学研究科機械システム工学専攻燃焼工学研究室および三浦工業株式会社において行った研究の成果をまとめたものである。

本研究を行うにあたり、ご指導・ご教授賜りました広島大学大学院工学研究科機械システム工学専攻 石塚悟教授に心より感謝いたします。また、本研究の実施に際しては、広島大学大学院工学研究科機械システム工学専攻 下栗大右助教はじめ共同研究者である広島大学卒業生 加藤孝輔さん、矢原俊さん、他研究室の皆様にも心より感謝いたします。また、論文をまとめるにあたり、親切なご指導とご助言を賜った広島大学大学院工学研究科機械システム工学専攻 西田恵哉准教授に心より感謝いたします。

また、本研究のテーマとした自己再循環型低 NO_x バーナを紹介いただいた、財団法人石油産業活性化センターの村川氏に心より感謝いたします。

最後に本研究を行うにあたり、絶大なるご支援とご理解を頂いた三浦工業株式会社 吉成佑治顧問に心よりお礼申し上げますとともに、ご援助・ご協力を頂きました三浦工業のすべての方々に深く感謝いたします。

2010 年 9 月

篠森 健一