

■原著論文/ORIGINAL PAPER■

冷却による自己再循環型バーナの NOx 排出値のさらなる低減

Further Reduction in NOx Emission of Self-recirculation Type Burners by Cooling of the Recirculating Gas

篠森 健一^{1*}・下栗 大右²・石塚 悟²SHINOMORI, Kenichi^{1*}, SHIMOKURI, Daisuke², and ISHIZUKA, Satoru²¹ 三浦工業株式会社 〒799-2696 愛媛県松山市堀江町7番地
Miura Co.,Ltd, 7 Horie, Matsuyama, Ehime, 799-2696, Japan² 広島大学大学院工学研究科 〒739-8257 東広島市鏡山1-4-1
Hiroshima University, 1-4-1 Kagamiyama, Higashihiroshima, Hiroshima 739-8257, Japan

2010年10月19日受付; 2011年3月11日受理/Received 19 October, 2010; Accepted 11 March, 2011

Abstract : Among many methods for reducing NOx emission, a self-recirculating type burner has received considerable attention in small boilers because the NOx emission level can be well reduced without great cost and space. In this study, further reduction in the NOx emission has been attempted by cooling the recirculating gas, because the mass flow rate of the recirculating burned gas under cold flow condition is larger than that under burning condition, and hence, it can be expected that the combustion air will be diluted to greater extent with the recirculating burned gas if the recirculating gas is cooled down. Results show that the NOx emission is decreased by the cooling. For example, the NOx level of 22 ppm for a 65 kW burner at air excess ratio 1.4 is decreased to 13 ppm if the recirculating gas of 775°C is cooled down to 575°C. Measurements in the combustion field show that the highest temperature in the reaction zone is decreased to 1122°C and the NOx level is reduced around 10 ppm just downstream the main reaction zone, suggesting that NOx formation is almost ceased and saturated. Additional measurements for various heat output burners of 140, 620, and 1620 kW also show that the NOx emission levels can be successfully decreased by the cooling. Therefore, it is confirmed that cooling of the recirculating gas is very useful to further reduce the NOx emission in the self-recirculation type burner.

Key Words : NOx, Burner, Self-recirculation, Particle Image Velocimetry, Combustion

1. 緒言

産業界において、蒸気は熱源として多方面で利用されており、この蒸気の供給を担うボイラの需要は増加の一途をたどっている。このボイラの形態は、ここ数十年で大きく変化しており、以前は大型の炉筒煙管ボイラや水管ボイラが主力であったのに対し、近年では小型の貫流ボイラを複数台設置する方式に移行している。この背景には、設置の省スペース化やボイラ技師を不要とする運転の簡素化があり、これを支える技術として、小型貫流ボイラにおけるボイラ効率の向上と蒸気量の高出力化がある。したがって、ボイラの性能を左右する燃焼器に対しては、引き続き、小型、且つ、大容量の高負荷燃焼が要求されていくものと思

われる。

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、NOx や微粒子の排出規制は強化される傾向にある。例えば、東京都では、液体燃料の小型ボイラ類の小規模燃焼機器認定基準が 80 ppm から 60 ppm に引き下げされる予定で、これを達成する新たな NOx 低減化技術が求められている。

従来、NOx を低減する方法としては、希薄燃焼や水噴射、排気ガスの再循環、あるいは、濃淡燃焼などがあるが[1-5]、一層の低減を行うため、最近では、過濃燃焼・急速消炎・希薄燃焼の多段燃焼を徹底する方法[6]や、低酸素濃度の高温雰囲気中で燃焼させる“高温空気燃焼”[7-9]などが提案されている。しかし、これらの方法は、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、設置面積やコストの面で大きな問題がある。

一方、燃焼ガスを炉内で循環させる内部再循環、あるいは

* Corresponding author. E-mail: shinomori_kenichi@miuraz.co.jp

は自己再循環とよばれる方法[10-13]は, 燃焼器のコンパクト性を保ちつつ低 NOx 化が図れるため, 小型ボイラ用の燃焼器に適しているといえる。特に, 最近提案された, 燃焼用空気を高速で燃焼器内に吹き出し, そのエジェクタ効果により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) 法”[14]は, 構造が単純なため既存のボイラ缶体に交換設置可能であるばかりでなく, に, NOx の大幅な低減が可能であることから, 大きな注目を集めている。

そこで, 我々は, これまでに, 本手法を小型ボイラ用噴霧燃焼装置に取り入れた“自己再循環型低 NOx バーナ”を試作し, 燃焼場の温度分布や炉内燃焼ガスの濃度分布の測定に加えて, PIV によりガスの流動の様子を調べ, エジェクタ効果により有効に燃焼ガスが燃焼用空気に取り込まれること, この自己再循環する燃焼ガスの体積流量は燃焼用空気の 50% にも達すること, 自己再循環量の増加に伴い NOx 値が自己再循環しない場合の 105 ppm から 20 ppm 程度まで低減されること, また, バーナ中心軸付近にもうひとつの循環流が誘起され, この低速の内部循環領域で安定な青炎燃焼が保持されること, などを明らかにした[15-17]。また, これら一連の基礎的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, 再循環する燃焼ガスを何らかの方法で冷却し, 温度を下げれば, 循環ガスの質量流量そのものは増加し, その希釈効果で NOx 排出値がさらに低減できる可能性を指摘した[17]。

そこで, 今回は, 自己再循環ガスの取り込み口に熱交換器として水冷パイプを設置し, その中をボイラで加熱すべき水を通して自己再循環ガスを冷却し, ボイラ効率を大きく損なうことなしに NOx 値をさらに低減させることを試みた。

2. 実験装置および実験方法

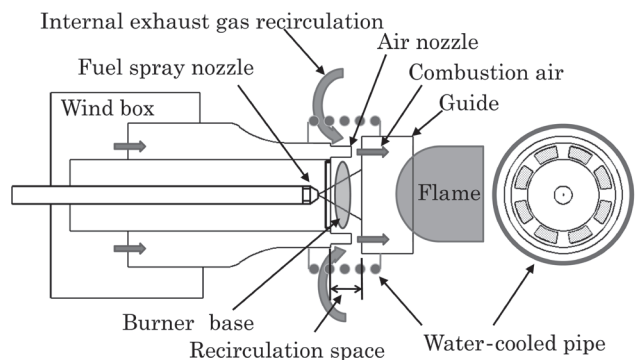
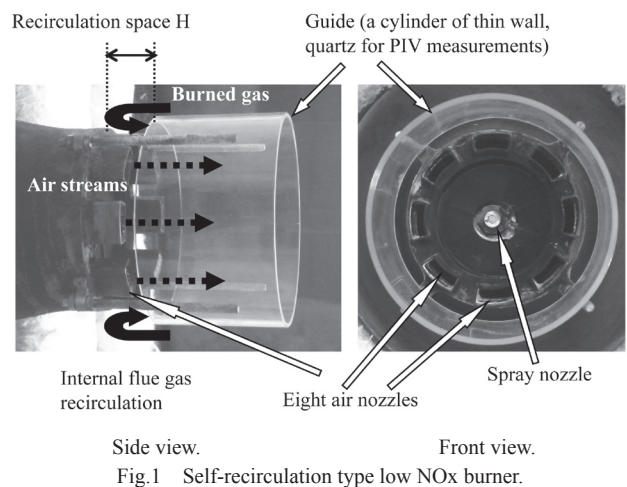
図 1 に, 基本となる自己再循環型低 NOx バーナを示す。本バーナでは, 中心軸上に設置した噴射ノズルから液体燃料を噴霧し, 一方, その周囲に設置された環状流路から燃焼用空気をブローにより強制通気させている。

燃料には市販の灯油を用い, その微粒化には汎用油圧噴霧ノズル (Delavan, type A, hollow cone) を使用した。燃焼用の空気は, 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 20 mm 伸ばして供給する。その下流には, 燃焼ガスを誘導してバーナ基部に自己再循環させるための燃焼筒 (Guide, 内径 110.3 mm) を設置している。

図 2 に, 形成される火炎と自己再循環ガスの引き込まれる様子を模式的に示す。本バーナの特徴は, 燃焼用空気をノズルから噴出したときにできる負圧を利用して, 自己再循環隙間 (Recirculation space) から燃焼ガスを引き込み, 燃焼用空気の酸素濃度を低下させることで低 NOx を図る点

である。また, 同時に, 燃料噴射口近傍での拡散燃焼による高温火炎帯の形成を抑制することで, 燃料油滴の予蒸発を促進し, 火炎を浮き上がらせて予混合的な青炎燃焼をさせ, 局所的な高温場の発生も抑制している点である。

今回は, 自己再循環隙間の外周に, 燃焼ガスの引き込みを阻害しないように燃焼筒 (Guide) から 25 mm の隙間を設けて水冷パイプ (図 2 中の Water-cooled pipe, $\phi 6 \text{ mm} \times \text{ピッチ } 10 \text{ mm} \times 10 \text{ 巻}$) をコイル状に巻き付け, 再循環ガスの冷却を行なった。参考に, 水冷パイプを装着したときのバーナ外観を図 3 に示す。



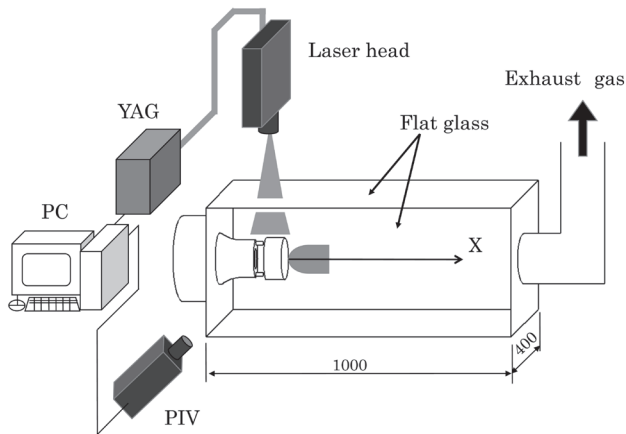


Fig. 4 Experimental apparatus.

図 4 に燃焼試験炉を示す。バーナは、熱出力 65 kW 一定とし、小型ボイラの燃焼室を想定した $400 \times 400 \times 1000$ mm の可視化試験炉 (燃焼室負荷 400 kW/m^3) の一端中央に設置した。炉壁は断熱材で施工し、側面は火炎の状態が観察できるように耐熱ガラスを設置した。

実験は、まず、燃料流量を一定 (65 kW, 6.6 L/h) にして、空気比 $\lambda = 1.4$ (排ガス酸素濃度 $\text{O}_2 = 6\%$)、 $\lambda = 1.5$ ($\text{O}_2 = 7\%$)、 $\lambda = 1.6$ ($\text{O}_2 = 8\%$) となるように空気流量を 3 段階変え、燃焼ガスの自己再循環量の計測を行った。再循環ガスの流速の測定には、PIV システム (TSI Y-120) を用いた。測定では、燃焼試験炉の上方からシート状のレーザー光を照射し、側面に設置した PIV カメラ (TSI-Camera13-8) にて散乱光の撮影を行った。自己再循環量は、このときに得られた断面の速度ベクトルを、流路断面にわたって積分することにより求めた。

自己再循環ガスの温度測定は、自己再循環隙間の中央を円周方向に 4 等分して測定し平均した。自己再循環ガス冷却時には、水冷パイプの内側と外側を 5 mm 離して行った。測定には、Pt/Pt-13%Rh 熱電対 (素線径 $\phi 0.2$ mm) を用い輻射補正を行った [18]。

燃焼ガスの各成分濃度分布の測定には、水冷式のサンプリングプローブ (入口径 $\phi 2$ mm) を使用した。各成分の測定には、 NO_x は化学発光法、 CO_2 、 CO は非分散赤外線吸収法、 O_2 は磁気圧力式分析法を用い、燃焼試験炉内およびボイラの出口で測定した。

なお、測定の結果、自己再循環する燃焼ガスを冷却すると NO_x 排出値が減少することが確かめられたので、熱出力の異なる数種の自己再循環型バーナ (140, 620, 1620 kW) も製作し、本冷却法の有効性を検証した。

3. 実験結果および考察

3.1. 燃焼流と非燃焼流における自己再循環量の比較

図 5 に、空気比 $\lambda = 1.4$ (排気ガス酸素濃度 6%, 空気ノズル断面における平均流速 22 m/s) における燃焼時の自己

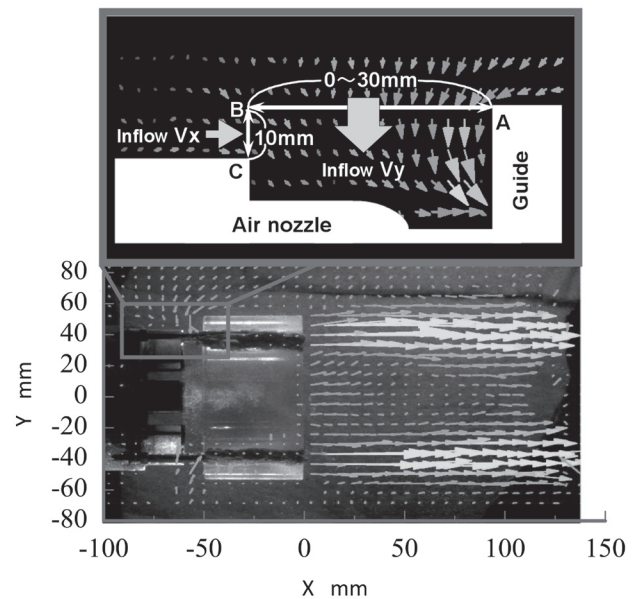


Fig. 5 Velocity vector profile obtained by PIV system.

再循環隙間近傍の流れの様子を示す。空気ノズルより噴出した燃焼用空気の負圧により、自己再循環隙間から、燃焼ガスがバーナ基部に引き込まれる様子が確認できる。

自己再循環量の算出にあたっては、まず、Y 軸 (垂直) 方向の流入量について、隙間開始点、つまり燃焼筒端部分 (図 5 点 A) から水平方向に隙間距離 30 mm 上流側 (図 5 点 B) までの鉛直下方の速度成分を該当する円筒外周流路断面上で面積分することにより求め、次に、X 軸 (水平) 方向の流入量について、図 5 点 B から鉛直下方の空気ノズル壁 (図 5 点 C) までの水平方向右側への速度成分を該当する環状流路断面にわたって面積分することにより求め、両者を合算することでその体積流量を算出した。次に、温度測定と濃度測定の結果に基づいて自己再循環する燃焼ガスの密度を算出し、これに先に求めた体積流量にかけることで循環ガスの質量流量を求めた。

図 6 には、自己再循環隙間を 30 mm に固定し、空気比を $\lambda = 1.4$ (排ガス酸素濃度 $\text{O}_2 = 6\%$)、 $\lambda = 1.5$ ($\text{O}_2 = 7\%$)、 $\lambda = 1.6$ ($\text{O}_2 = 8\%$) と変化させたときの、燃焼状態と非燃焼状態の自己再循環ガスの質量流量の変化を示す。いずれの場合も、空気比を大きくして燃焼用空気の流量を増加させ、空気流速を増やすと、そのエジェクタ効果により循環ガスの引き込み量が增大することが分かる。

また、非常に重要なことであるが、燃焼時の循環ガスの質量流量が、非燃焼時のそれよりも常に少なくなるということである。PIV 計測の結果では、燃焼時における再循環隙間からの燃焼ガスの流入速度は、非燃焼時のそれと比べ約 2 倍 [15] となる。これは、燃焼時には自己再循環ガスの温度が 800°C 近くになるため、循環ガスの密度が小さく、再循環隙間の入口抵抗が小さくなるため、その分流入量が増加したと考えられる [19]。しかし、自己再循環ガスの体

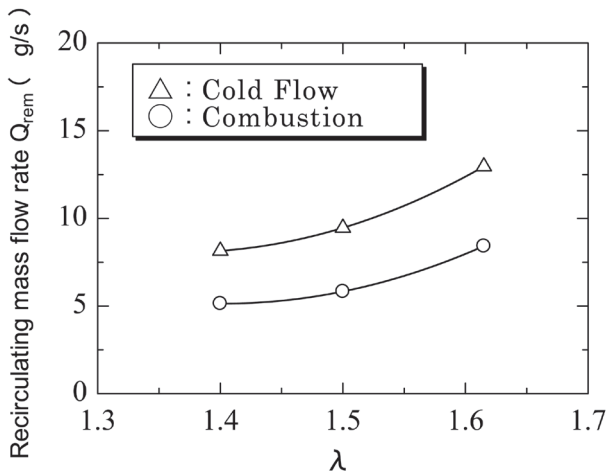


Fig.6 Mass flow rates of the recirculating gas under cold and burning flow conditions.

積流量が約 2 倍に増加しても、密度は常温の 3 割程度と激減するため、燃焼時の燃焼ガスの質量流量での循環量は、非燃焼時の 6 割程度に留まっている。NOx 排出値は、単純に、燃焼ガスの循環量の増加とともに低下するから[15]、何らかの方法で、非燃焼時のそれに近づければさらなる NOx 排出値の低減が期待できる。

3.2. 自己再循環ガス冷却が NOx 値に及ぼす影響

そこで、水冷パイプを設置し、燃焼ガスの冷却を行った。測定は、燃焼時の自己再循環ガスを通水して冷却したときと通水を止めて冷却を行わなかったときとを対比させて行った。図 7 に、空気比 λ=1.4~1.6 (排ガス酸素濃度 6~8%) の条件に対して測定された燃焼炉出口での NOx 値を、排ガス酸素濃度 O₂=0% に換算した値で示す。いずれの酸素濃度においても、自己再循環ガスを冷却することによって NOx 値が減少していることが分かる。

図 8 には、自己循環ガスを冷却した時の温度変化と試験炉出口の NOx 値の変化を示す。空気比 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、NOx 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、NOx 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。

図 9 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 NOx 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領域で燃焼反応が活発に行われるが[17]、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 NOx 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

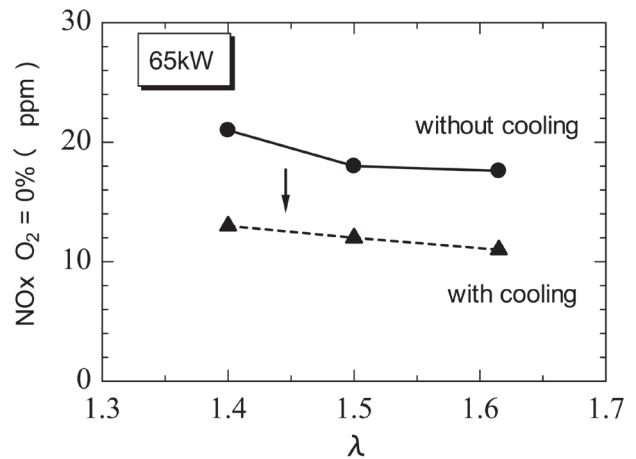


Fig.7 NOx concentrations at the exit of the furnace with and without cooling (65kW).

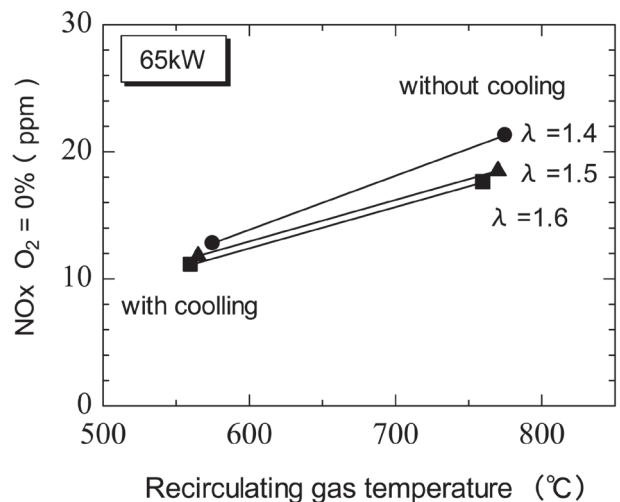


Fig.8 Recirculation gas cooling and NOx reduction (65kW).

°C から 1122 °C と約 150 °C 低下し、NOx 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、NOx 値はバーナ基部から 400 mm 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% 換算を行うと図 7 で示されている燃焼炉出口の NOx 値 13 ppm とほぼ同じ値となっている。

一般的に、1500 °C 以下ではサーマル NO の生成はほとんど進行しないが、図 9 の結果をみると、燃焼温度を 1268 °C から 1122 °C に低下することで、さらに NOx 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、この局所的な高温域で生成される NOx が、水冷によるガス温度低下で抑制され、これがさらなる NOx 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

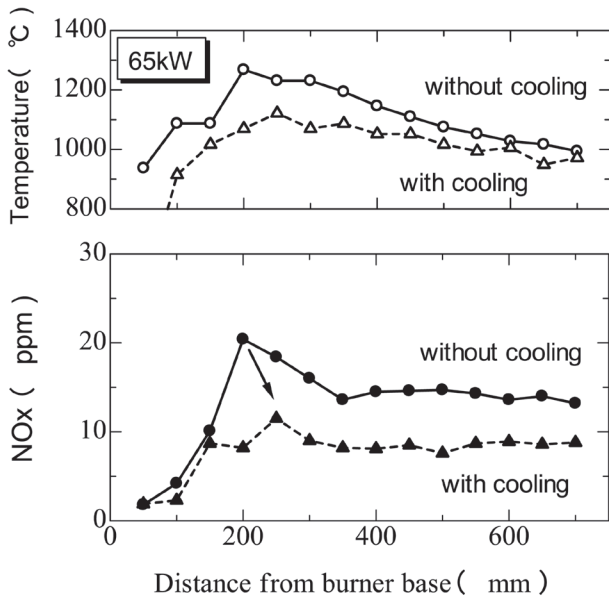


Fig.9 Variations of temperature and NOx along the center axis with the distance from the outer edge of the guide under a condition of $\lambda = 1.4$ (O_2 6%, 65kW).

CO の発生も起きるのが普通であるが、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[17]、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。

3.3. 熱出力の異なるバーナにおける冷却効果

最後に、NOx 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、1620 kW (灯油 :165 L/h) のバーナについて、非冷却の場合と冷却した場合の NOx 値を比較して図 10 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 NOx 値は増加する傾向があるが[20]、この 1620 kW の場合も、火炉負荷が 5500 kW/m³ と 65 kW の時に比べ 14 倍も大きくなっているのに、NOx 値が全体として 65 kW に比べ大きくなっていない。

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 NOx 値は 2 割程度減少することが確認できる。

図 11 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 NOx 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 NOx 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 NOx 低減が、65~1620 kW の範囲で有効であることが確認できた。

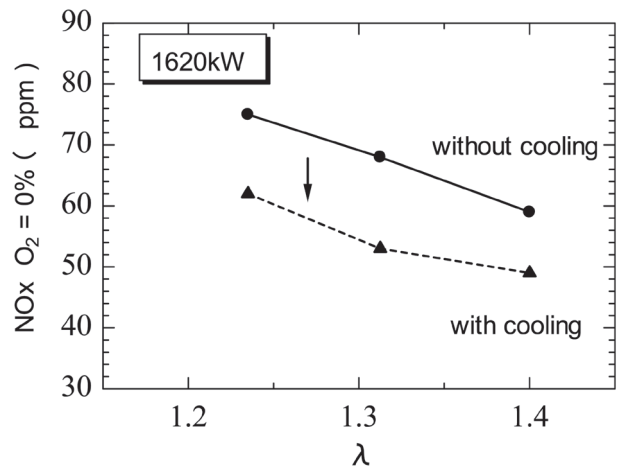


Fig.10 NOx concentrations at the exit of the furnace with and without cooling (1620 kW).

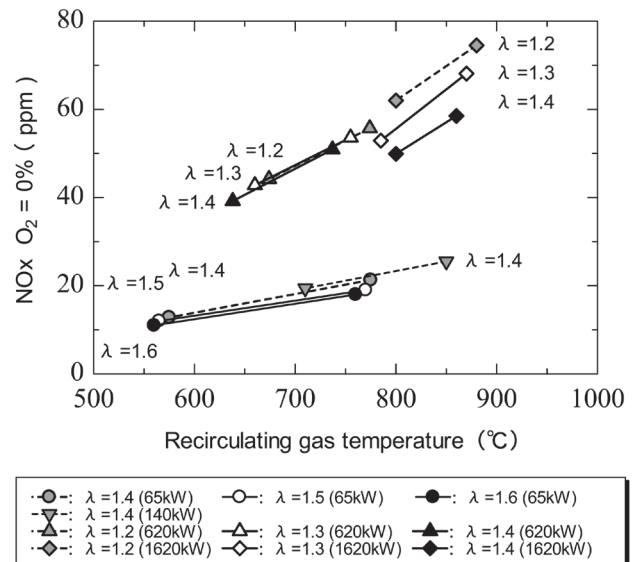


Fig.11 Relation between the NOx emission at the exit of the burner and the recirculating gas temperature for various heat output self-recirculation type burners.

4. 考察

上記結果より、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、NOx 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、また自己再循環ガスの質量流量は、燃焼用空気流量に対して少なく、燃焼場における燃焼用空気と自己再循環

ガスの混合気は、酸素濃度を 19 % まで希釈する程度である。従って、自己再循環ガスを 200 °C 低下させても混合気は 10 °C 程度の低下となる。一方、図 9 の結果をみると、自己再循環ガスの冷却により燃焼温度は 150 °C 低下していることがわかる。これらのことから、NOx 低減には酸素濃度の低減による燃焼温度の低下が大きく寄与しており、自己再循環ガスの冷却による温度低下の影響は小さいものと考えられる。そこで、自己再循環ガスの冷却が、燃焼場および火炎を直接冷却し、燃焼場や NOx 値に大きな影響を及ぼすことは少ないとして、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できると思われる。

$$Q_{rem} = \rho_{re} \times V_{re} \times A \quad (1)$$

但し、ここで

- 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)

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。よって、

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

が成り立つ。ここで、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、同様に、

$$\frac{1}{2} \rho_{air} V_{air}^2 = P_{blower} - P_{air} \quad (3)$$

なる関係が成り立つ。したがって、(2)(3)式より、

$$\frac{1}{2} \rho_{re} V_{re}^2 = P_{re} - P_{blower} + \frac{1}{2} \rho_{air} V_{air}^2 \quad (4)$$

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 P_{blower} の差は、非燃焼時も燃焼時もほぼ等しいと仮定すると、

$$\frac{1}{2} \rho_{re} V_{re}^2 (\text{燃焼時}) \cong \frac{1}{2} \rho_{re} V_{re}^2 (\text{非燃焼時}) \quad (5)$$

となり、すなわち、次式の関係が成り立つ、

$$\rho_{reC} V_{reC}^2 = \rho_{reH} V_{reH}^2 \quad (6)$$

但し、ここで、

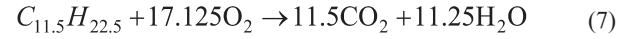
- ρ_{reC} : 非燃焼時の自己再循環ガスの密度 (kg/m³)

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)

ところで、灯油の分子式は平均的には C_{11.5}H_{22.5} で表される [21] ので、完全燃焼式は、



となり、これが空気比 $\lambda = 1.4$ (排ガス酸素濃度 6 %) で燃焼する場合、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。また、燃焼はほぼ等圧下で行われるので圧力は一定とみなせる。したがって、関与するガスが理想気体に従うとすれば、(5)式から次の関係が導かれる。

$$\left(\frac{V_{reC}}{V_{reH}} \right)^2 = \frac{\rho_{reH}}{\rho_{reC}} \frac{T_{reC}}{T_{reH}} \quad (8)$$

但し、 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)

したがって、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、

$$\gamma \equiv \frac{Q_{remH}}{Q_{remC}} = \frac{\rho_{reH} V_{reH} A}{\rho_{reC} V_{reC} A} = \frac{T_{reC}}{T_{reH}} \sqrt{\frac{T_{reH}}{T_{reC}}} = \sqrt{\frac{T_{reC}}{T_{reH}}} \quad (9)$$

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) をとって示すと図 12 の実線となる。一方、測定で得られた、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黒丸 (●) となる。測定点は、約 15 % 以内の誤差で (9) 式の実線上に位置し、これから、循環ガスの質量流量はほぼ (9) 式で予測できることがわかる。

残念ながら、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、(9)式から概算して、空気比 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、循環ガスの質量流量は非冷却時に比べ約 11 % 増加したものと推定される。

ところで、(9)式の循環量をもとに、空気比 $\lambda = 1.4$ (排ガス酸素濃度 6 %) 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た。その結果を破線で示す。

非冷却時の 775 °C の場合の酸素濃度は 18.9 % となった (▲印)。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、NOx 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。したがって、わずか 0.2 % の酸素濃度の低下により大きな NOx 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 NOx 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 NOx 生成ルー

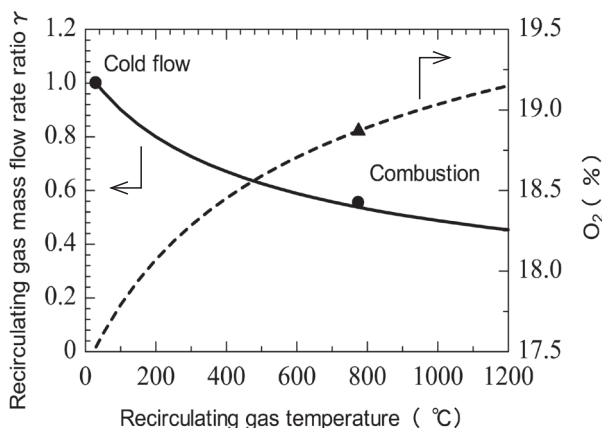


Fig.12 Variations of the mass flow rate ratio and the estimated oxygen concentration of the diluted combustion air with the recirculating gas temperature.

トに関して詳細な吟味が必要と思われるが、以上、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、その希釈効果で NO_x の生成を抑制するという本手法の妥当性が裏付けられた。

5. 結言

本研究では、小型ボイラ用燃焼器の NO_x 低減に極めて有効である自己再循環バーナに関して、その自己再循環ガスを熱交換器により冷却することにより更なる NO_x 低減を試みた。その結果、以下のことが明らかになった。

- (1) 自己再循環ガスの質量流量は、非燃焼時に対して燃焼時は減少し、6割程度になる。
- (2) 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 °C から 575 °C 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、空気比 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。
- (3) 温度場、濃度場を調べた結果、冷却によりバーナ管轄上の温度 1100 °C 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。
- (4) 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、65～1620 kW 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。

References

1. Mizutani, Y., *Combustion Engineering*, (in Japanese), 3rd ed., Morikita, Tokyo, Chap.9, (2002).
2. Turns, S. R., *An Introduction to Combustion*, 2nd ed., McGraw Hill, Boston, Chap.15, (2000).
3. Basu, P., Kefa, C., Jestin, L., *Boilers and Burners*, Springer-Verlag, New York, pp. 258-266. (2000).
4. Warnatz, J., Mass, U., Dibble, R. W., *Combustion*, 3rd ed., Springer-Verlag, Berlin, pp. 237-256, (2001).
5. Baukal Jr, C. E., *Industrial Combustion Pollution and Control*, Marcel Dekker, New York, pp. 247-325, (2004).
6. Straub, D. L., Casleton, K. H., Lewis, R. E., Sidwell, T. G., Maloney, D. J., Richard, G. A., *Trans. ASME*. 127: 36-41 (2005).
7. Tsuji, H., Morita, M., Gupta, A. K., Katsuki, K., Kishimoto, K., Hasegawa, T., *High Temperature Air Combustion*, Boca Raton, (2003).
8. Katsuki, M., Hasegawa, T., *Proc. Combust. Inst* 27: 3135-3146 (1998).
9. Szego, G. G., Dally, B. B., Nathan, G. J., *Combust. Flame* 154: 281-295 (2008).
10. Chen, R-H., Driscoll, J. F., *Proc. Combust. Inst.*, 23:281-288 (1990).
11. Nakano, K., Onuma, Y., Noda, S., Inohae, J., *JSME Trans. B.* (in Japanese) 71-701: 303-309 (2005).
12. Nada, Y., Parwatha, I-Gede, Fukushima, S., Noda, S., *JSME Trans. B.* (in Japanese) 74-739: 707-714 (2008).
13. Amano, S., Arai, M., *JSME Trans. B.* (in Japanese) 72-718: 619-626 (2006).
14. Murakawa, T., *Petrotech*, (in Japanese) 28-12: 915-919 (2005).
15. Shinomori, K., Katou, K., Hou, K., Shimokuri, D., Ishizuka, S., *Proceedings of the 7th Asia-Pacific 15. Conference on Combustion*, ID10080 (2009).
16. Shinomori, K., Katou, K., Peng, H., Shimokuri, D., Ishizuka, S., *JSME Trans. B.* (in Japanese) 76-767: 1102-1109 (2010).
17. Shinomori, K., Katou, K., Shimokuri, D., Ishizuka, S., *Proc. Combust. Inst.* 33:xx-xx (2011) in print.
18. Ishizuka, S., Hagiwara, R., Suzuki, M., Nakamura, A., Hamaguchi, O., *JSME Trans. B.*, (in Japanese) 65-639: 3845-3852 (1999).
19. Senoo, Y., *Dynamics of Internal Flow*, (in Japanese) Youkendo, Tokyo, pp.97-118 (1995).
20. Yoshida, K., editor, *Oil Combustion, Theory and Practice*, (in Japanese) the Energy Conservation Center, Tokyo, p.129, (1992).
21. Kabayama, K., Kono, M., Shimomura, M., Tokumoto, T., and Hirano, T., *Hinohyakajiten*, (in Japanese) Maruzen, Tokyo, p. 411, (1999).