工業用低 NO_x バーナーの開発

—1976年7月15日受理—

日本ファーンズ工業(株) 広瀬 靖夫, 神成 照雄

はじめに

ここ数年来, 大きな問題となっている窒素酸化物(NO_x)の抑制対策として, 排煙脱硝法・燃料の転換・低 NO_x 燃焼法などがあるが, この中でも燃焼方法の改善によって NO_x 排出量を低減する方法は他の方法(排煙脱硝法および燃料の転換)に比較して, 経済的にも実用的にも有力な手段であり, その効果が期待されている。

また燃焼方法の改善についても単に NO_x の抑制だけでなく, ばいじん量の抑制・プロセスにおける熱効率の改善・低公害燃焼法のために特別のエネルギー増がないなどの事柄を総合的に考え, 低公害性と省エネルギーを同時に解決することが求められている。

ここに発表するバーナーは先に発表¹⁾したように, 最初自然通風バーナーとして著者らによって開発されたものである。Fig. 1 に示すように, バーナーノズルの周囲に円筒状のバーナータイルをもった構造であり, 燃焼用空気は基本的にはバーナーノズルの周囲から供給されるのではなく, バーナータイル外周を通過していった燃焼用空気が, バーナーノズルより噴出される燃料の高速噴流による運動量によってバーナータイル内へ逆流され, バーナータイル内で燃料と燃焼用空

気の一部分が非常に良く混合される。またこの時バーナータイルの出口付近で燃焼した高温ガスの一部も逆流してくるので, このバーナータイル内では次の式に代表されるガス化燃焼が行なわれる。

発生炉ガス反応

水性ガス反応

そしてこのようなガス化反応によって生成した H₂, CO リッチのガス化ガスはバーナータイルを出て再び残りの燃焼用空気と混合して, 完全燃焼する。

そこでこのバーナーを SRG (自己逆流ガス化) バーナーまたは逆流バーナーと呼ぶ。これはまた NO_x の抑制とともに, ガス化反応によるすすの減少も期待できる。

ここでは従来の通常バーナーとの比較をしながらこの逆流バーナーの特徴を述べる。最初にモデル燃焼器において, つづいて高温炉で熱風使用の工業規模の強制通風バーナーについて述べる。

1. NO_x 抑制の考え方と制約 jet 系概念

NO 発生の機構として

Fig. 1 Principle of Self Recirculating Burner

①Zeldovich 機構にもとづく Thermal NO

②最初 Fenimore によって発表された CH ラジカルなどが関与して生成する prompt NO

③燃料中の有機窒素から生成する Fuel NO

の三つの経路が考えられる。①の Thermal NO を抑制するにはその生成機構から火炎温度・酸素濃度分布・反応時間を操作してやればよく、工業用の燃焼方法においても二段燃焼法や排ガス再循環法など、この NO の抑制対策はかなり進んでいる。しかし②、③の prompt NO と Fuel NO は火炎温度の低いところでも生成され、その抑制はいまだ十分とはいえない。prompt NO は CH ラジカルが関与することから、 H_2 CO ガスのみの燃焼では発生しない。したがって炭化水素燃料をガス化分解して H_2 および CO ガスにしてやることによって prompt NO を抑制できるという見解も存在している²⁾。Fuel NO はその生成機構がまだ明らかになっていないこともあって、有機窒素の少ない燃料を使用することがその抑制対策の確実な方法であるが、火炎中の O_2 濃度分布を低く抑えることによってその転換率を低減することも可能である³⁾。

またここで述べる逆流バーナーを考える場合、制約 jet 系における逆流現象について考察しておく必要がある。Fig. 2 に示すように jet の周りが円筒（またはダクト）で囲われた系において、jet 周囲より円筒内に流入する周囲流が jet の同伴量に対して十分でない場合を考える。この場合、周囲流が jet に同伴されつくすと N 点より再循環領域が形成され、jet が円筒にぶつかる点で再循環領域が終る。そして N 点と P 点の中間に逆流量最大の点 C が存在する。この制約 jet 系において、Thring-Newby は jet による同伴が制約条件によって影響されないという簡単な仮

定のもとに理論を展開し、次の式によるような簡単な入力条件によって決まる Thring-Newby パラメーター θ を使用し、逆流開始点 N、終点 P および最大逆流点 C の位置を求めている。これは非燃焼系だけでなく、燃焼系についても試みられ、Ijmuden の国際火炎研究所 (IFRF) で実験によって確かめられている⁴⁾。

Thring-Newby パラメーターをここでは次のように定義する。

$$\theta = \frac{m_j + m_a}{m_j} \left(\frac{d}{D} \right) \left(\frac{\rho_j}{\rho_a} \right)^{1/2}$$

m_j : jet の流量 D : 円筒の内径
 m_a : 周囲流量 ρ_j : jet の流体密度
 d : jet のノズル内径 ρ_a : 周囲流体密度

Fig. 5 に計算⁴⁾によって求めた再循環領域の各点を θ に対して示してあるが、 θ が大きくなるにしたがって逆流開始点 N が下流に移動している。それと同時に最大逆流点 C も移動するが、jet が壁にぶつかる位置として仮定した逆流終点 P は一定である。

2. モデル燃焼器による実験

気体燃料が静止大気中へ噴出される場合に生ずる拡散火炎において、ノズルからの燃料噴出速度が増加するにともない層流火炎から乱流火炎への遷移がみられる。そして乱流火炎領域のある流速範囲で、バーナーノズルに付着していた火炎は浮き上り火炎となり、ある限界値を越えれば吹き消え現象が起きる。しかしバーナーノズル径よりも大きな径をもった一端を閉じた円筒中に噴出すると円筒の有効長さ X との関係で火炎は安定する⁵⁾ (Fig. 3)。この円筒長さ X がある長さ以上になると、燃料 jet の噴出する空間が制約されてくるため火炎自身（燃焼した高温ガス）が円筒内へ逆流してくる。この火炎自身による逆流を特徴とする、いわゆる逆流バーナーのできる条件とその燃焼特性を通常バーナーとの比較において実験研究した。

2-1 実験装置および方法

実験装置は火炎の観察を容易にするため、バーナータイルに相当する部分に内径 130φ, 90φ, 52φ の耐熱ガラス製円筒を使用した。さらにバーナーノズルは耐熱ガラス円筒の中心に置かれ、そのノズルは 5 種類の異なった内径をもったものを使用した。また燃料には工業用純プロパン (C_3H_8 98% 以上) を使い、流量はオリフィスで計測した。実験した燃料ノズルにおけるレイノルズ数は $6 \times 10^3 \sim 6 \times 10^4$ である。

実験方法は、①燃料流出速度を一定にしておき、バーナーノズルをゆっくり円筒内つまり上流側へ引き入

Fig. 2 Flow pattern of confined jet system

Fig. 3 Model combustor

れ、火炎形状の変化を目視観察し、逆流火炎に移行したときの距離 X を求めた。次に②円筒により安定させられた通常火炎について火炎長さ L を目視観察し、同じく③両火炎について温度分布および NO と O_2 濃度分布について測定比較した。

ここに温度分布は $0.5\text{mm}\phi$ の Pt-PtRh 13% 熱電対温度計を用いて測定したが、両火炎の比較を目的としたため温度補正はしていない。濃度測定には石英のマイクロプローブを用い、測定器として NO は化学発光法 (東芝ベックマン)、 O_2 は磁気式 (ティラサーボモックス) を使用した。

2.2 実験結果および考察

燃料 jet の流速を一定にしてバーナーノズルを耐熱ガラス円筒内へゆっくりと引き入れてゆくと、Fig. 4 に示すように 4 種類の特徴的な火炎が現われる。

通常火炎は円筒によって安定させられた一般の火炎であり、遷移火炎は円筒出口部分でわずかに火炎自身 (高温燃焼ガス) の逆流が始まっており、さらにノズルを引き入れると完全に火炎自身が逆流する逆流火炎となる。空気不足火炎は前に述べた円筒の長さが逆流終点 P より長い場合、燃焼用空気の円筒内への逆流は起らず、したがって円筒内では火炎は消滅してしまい、円筒自身が新たなノズルとなって静止大気中に火炎をつくる (この場合、Fig. 2 の周囲流は流していない)。

これら 4 つの特徴的な火炎を Thring-Newby の相似パラメーターを使って整理すると Fig. 5 に示すようになる。この図より明らかになったことは、遷移火炎

Fig. 4 Four characteristic flames

は制約 jet 系の最大逆流点の少し下流の円筒長さ X/D の位置で生じ、それよりも円筒が短かければ通常火炎となり、長ければ逆流火炎となる。そして逆流終点まで円筒が伸びれば円筒の外部から内部への燃焼用空気の流入はなくなるので、周囲流 (空気) を流さなければ円筒の中で火炎は消えてしまう。

次に逆流火炎の代表として、円筒内径 90ϕ 、 $\theta = 0.022$ 、 $X/D \approx 2.3$ の条件のものを取り、通常火炎 $X/D=1.0$ と火炎の長さの比較を行なった。さらにノ

Fig. 5 Thring-Newby parameter vs effective cylinder length, with varying cylinder diameter.

Fig. 6 Comparison of flame length

ズル径 2ϕ のものを使用して温度、NO および O_2 分布の比較を行ない両火炎の特徴について検討を加えた。

Fig. 6 に燃料噴出速度と火炎の長さの関係を示してある。通常火炎は比較的火炎が安定しておりゆれは少ないが、逆流火炎では円筒と噴流火炎との間で不規則的な円筒壁への附着現象(コアンダ効果)を起しており、したがってこの逆流火炎は通常火炎より一定しておらず、この結果下流方向の火炎が少しゆれ、火炎長さの測定値にばらつきが生じる原因となった。また通常火炎において、燃料噴出速度を増してゆくと火炎長さは $L/d=350$ に近づいてゆくが、従来のプロパンのデータ⁶⁾ $L/d=296$ より若干長めである。これは円筒によって安定化されているので、円筒なしのときと比較して燃焼用空気の混合が悪くなり、火炎長さが伸びているものと思われる。一方逆流火炎における火炎の長さは $L/d=400$ に漸近し、通常火炎よりさらに長く(約 15% 増)になっている。

Fig. 7 に火炎内の温度分布を示してある。(a) の通常火炎では火炎下流方向に順次高温部が存在し、しかも横軸方向の温度勾配が急激であるのと比較して、(b) の逆流火炎では、温度勾配は全体的になだらかであり、また円筒内に火炎自身の逆流混合を示す特徴ある温度分布の存在が認められる。温度補正を行っていないので全体的に温度は低い、最高火炎温度帯は通常火炎と逆流火炎ではほぼ同じ位置に存在しており、その温度は百数十℃以上も通常火炎の方が高い。

Fig. 8 に NO 濃度分布を示す。(a) の通常火炎にお

いて、NO 濃度分布はほぼ火炎温度分布と対応して発生しており、最高火炎温度のやや下流位置に NO の最高濃度分布が認められる。また(b)の逆流火炎の NO 濃度分布は通常火炎のそれと比較して非常に低く、し

(a) Conv. flame (b) Recir. flame

Fig. 7 Temperature distribution in flame

(a) Conv. flame (b) Recir. flame

Fig. 8 NO concentration distribution in flame

かもその濃度勾配はなだらかである。 NO の最高濃度帯は、通常火炎が最高温度帯のすぐ下流に 50ppm として存在しているのに対して、逆流火炎の NO 最高濃度帯は最高火炎帯に存在せず、円筒内に 35ppm として存在している。これは Fig. 9 (b)の逆流火炎の O_2 濃度分布ゼロパーセント帯の位置と一致していることから prompt NO による NO の発生であろうと思われる。

以上Fig. 7, 8, 9の温度分布・ NO 濃度分布・ O_2 濃度分布に共通していることは、逆流火炎は通常火炎に比べて非常に均一でなだらかな分布を示しており、しかも温度・ NO および O_2 の値はいずれも逆流火炎の方が低いことを特徴としている。これは円筒が、燃料と空気のきわめて良好な混合器⁷⁾となっており、 NO 抑制に悪い影響を与える局部加熱・不均一燃焼を防止できることを示している。

2.3 モデル燃焼実験のまとめ

通常火炎と逆流火炎の種々の実験および測定を通じて次の事柄が明らかとなった。

(1) 通常火炎から逆流火炎への遷移は制約 jet系の最大逆流点より少し下流の位置まで円筒を長くすることによってつくり出される。また逆流バーナーは

(a) Conv. flame (b) Recir. flame

Fig. 9 O_2 concentration distribution in flame

Thring-Newby パラメーターを使用して簡単に設計可能である。

(2) 逆流火炎は通常火炎に比較して火炎の長さは約 15% 長く、最高火炎温度は百数十 $^{\circ}\text{C}$ 以上も低い。また温度・ NO ・ O_2 の各分布はなだらかである。

(3) NO は明らかに低減しており、これは主に火炎温度の低下と O_2 濃度分布の均一化による Thermal NO の抑制効果によるものと思われる。また prompt NO らしきものの生成がみられるが、この抑制は今後の課題である。

3. 工業規模のバーナーによる実験

以上のモデル燃焼器の実験的研究を基礎として、工業規模のバーナーによる実験を行なった。実験は通常の燃焼方式をとる通常バーナーと逆流燃焼方式をとる逆流バーナーの2つを使用し、その性能について比較検討を加えながら実施した。燃料は C 重油 ($\text{N} = 0.26\%$) と都市ガスを使用し、燃焼量はいずれも 200 万 kcal/hr である。

3.1 バーナーの構造

Fig.10に通常バーナーについての略図を示してある。この場合、バーナーノズル先端と数個の燃焼用空気噴出口はほぼ同一平面にある。

Fig. 10 Conventional Burner

Fig. 11 Recirculating Burner

一方, Fig.11 に逆流バーナー (SRG バーナー) の略図を示してある。バーナーノズルを囲むバーナータイルの長さとの比は $L/d \approx 2.2$ とした。さらに Thring-Newby パラメーターは一次空気(周囲流)量の調節によって変化するが, $\theta = 0.03 \sim 0.1$ の範囲で実験した。ほとんどの燃焼用空気はバーナータイルの外周を通して, 通常バーナーと同じように数個の空気噴出口より供給される。

3.2 装置および方法

実験に使用した炉は内径 $1.68\text{m}\phi$, 長さ約 6.0m の円筒模型の全耐火レンガ炉である。炉内の温度(炉壁より 70mm 入った位置)は Pt-PtRh 熱電対により測定され, 火炎内の温度はサクションパイロメーターで測定された。

炉内温度の変化に対して NO_x がどのように変化するのか通常バーナーと逆流バーナーについて比較した。次に炉内温度を 1350°C にしたとき, 燃焼用空気温度を常温から, 250°C , 400°C と上げていったとき, 通常バーナーと逆流バーナーについて NO_x の比較を行った。

3.3 実験結果および考察

Fig.12 は 400°C の予熱空気を使用して, 炉内温度を変えたときの NO_x はどのように変化するかをみたものである。C 重油燃焼においては, 通常バーナーおよび逆流バーナーとも炉内温度 1300°C 付近まで NO_x の変化はみられないが, これを超えると急に

Fig. 12 NO_x vs furnace temperature (C-oil and city gas flames)

NO_x は上昇する。この上昇傾向は通常バーナーの方が逆流バーナーより大きい。

都市ガス燃焼は, 炉内温度 1100°C 付近から両バーナーとも, 炉内温度の上昇とともに NO_x が上昇しており, 特に通常バーナーの方が上昇カーブは急である。したがって重油・ガス燃焼とも, 炉内温度が高いほど通常バーナーに対する逆流バーナーの NO_x 低減率は大きくなる。

Fig.13 は都市ガスを燃焼させたときの空気温度による NO_x の変化を示したものである。空気温度を 35°C ・ 250°C ・ 400°C と上げてゆくと, 通常バーナーにお

Fig. 13 Influence of preheat air temperature

Fig. 14 Temperature distribution along the furnace centerline.

いては空気温度の上昇とともに NO_x が明確に上昇を示すが、逆流バーナーでは大きな上昇が起こらない。

このように逆流バーナーが燃焼用空気温度の上昇によってほとんど NO_x の上昇を示さないのは、空気温度の上昇によってバーナータイル内へ逆流してくる熱量が増加し、したがってバーナータイル内の温度上昇による部分燃焼がより進行する、また同時に式(1)、(2)の吸熱ガス化反応が右の方向に進み H_2 、 CO が増加する。このような反応が起きるため、バーナー近くの温度が上昇し、火炎温度分布・ O_2 濃度分布などが常温空気使用のときよりさらに均一になり、最高火炎温度が抑えられるために NO_x の上昇はあまりみられないものと思われる。

これを実証するために、Fig.14に火炎長さ方向に対する火炉中心温度分布を示した。これはサクションパイロメーターで測定されたものである。通常バーナーでは急な山形をしているが、逆流バーナーはなだらかである。この逆流バーナーに 400°C の熱風を使用すると、図の点線のようにバーナー近くと火炎先端部の温

度は上昇するが、最高温度は常温空気使用のときと比べてほとんど上昇しない。これが NO_x のあまり上昇しない主な原因である。

ばいじんについてもバックラックスモークメーターで測定比較したが、炉内温度が $1300\sim 1350^\circ\text{C}$ の範囲では両火炎ともスモークナンバー1以下であり、通常バーナーと逆流バーナーではほとんど変化がみられなかった。

Fig.15に火炉内の温度分布を測定した結果を示す。これによって通常バーナーと逆流バーナーについての温度分布の傾向はモデル燃焼器と同じであることがわかった。つまり逆流バーナーの方が温度分布がなだらかであり、最高火炎温度も 150°C 低い。

3.4 工業用バーナーについてのまとめ

①通常バーナーと逆流バーナーの両方とも炉内温度の影響を受けるが、特に重油燃焼においては 1300°C 、ガス燃焼においては 1100°C より急に NO_x の上昇を示す。

②燃焼用空気温度に対する NO_x の影響は通常バーナーでは大きな作用を示すが、逆流バーナーではほとんど影響しない。これをまとめると、炉内温度 1350°C のとき、都市ガス燃焼における通常バーナーに対する NO_x の低減率は、常温空気

250°C	〃	70%	〃
400°C	〃	75%	〃

となる。

③Thring-Newby パラメーターは設計基準として十分使用できる。つまり逆流バーナーを得るためには最大逆流点より少し後流の長さをもつバーナータイルを選べば良い。

以上のモデル燃焼器、工業規模のバーナーの実験を通して、この逆流バーナーは通常バーナーに比較し 50% 以上の NO_x 低減率を示し、しかも熱回収によ

Fig. 15 Temperature distribution in the furnace

る熱風使用に対しほとんど NO_x の上昇を示さないこと (常温から 400°C の空気温度上昇で 10ppm 上昇) から、低 NO_x と省エネルギーを同時に解決する有効な手段であることが分った。また他の要素であるばいじんの発生もほとんどなく (昨年12月に I.F.R.F. で行なわれた油燃焼の実験で $\lambda=1.1$ で $20\text{mg}/\text{Nm}^3$ 以下)、火炎長さ方向の温度分布も極めてなだらかである。

文 献

- 1) 広瀬, 神成, 燃協誌, **52**, (558), 791 (1971)
- 2) 山岸, 燃協誌, **55**, (585), 812 (1976)
- 3) 星沢, 日米シンポジウムテキスト (1974-6-28,

29)

- 4) Combustion Aerodynamics Beér & Chigier (1974)
- 5) 川口, 佐藤, 下田, 第11回燃焼シンポジウム前刷集, 41 (1972)
- 6) W. A. Hawthorne, D. S. Weddell, and H. C. Hottel, "Mixing and Combustion in Turbulent Gas Jet" 3rd Symposium Intl. on Combustion, 266 (1949)
- 7) 広瀬, 神成, 長谷川, 第13回燃焼シンポジウム前刷集, 41 (1975)

Development of Industrial Low NO_x Burner

by Yasuo Hirose and Teruo Kannari

(Nippon Furnace Kogyo Kaisha, Ltd. Yokohama, Japan)

SYNOPSIS:—During the recent years, much attention has been focussed on the problem of NO_x (oxides of nitrogen) emission from combustion systems. Since "Oil crisis" in 1973, both low pollution levels and high energy saving should be attained.

The burner described herein which is called "Self-Recirculating Gasification (SRG) Burner" and some preliminary results were reported in volume 52 (1973) of Journal of the Fuel Society of Japan.

Preheated air into the burner had a large effect on NO_x emission levels from the conventional burner than on the SRG burner. The reduction of NO_x emission from the SRG burner compared to the conventional burner at a furnace temperature of 1350°C is summarised as follows:

60% for the air at room temperature, 70% for the preheated air at 250°C , and 75% for the preheated air at 400°C .

It can therefore be concluded that the SRG burner is one of the most effective means which can allow the energy saving and the air pollution control.