高負荷旋回流燃焼器の噴霧燃焼特性に関する研究*

(第1報, 軽質油の燃焼特性)

平井哲郎**, 永井伸樹**, 小関秀規***

加藤恵二†, 高堂純治††

Study on Spray Combustion Characteristics of a High Intensity Swirl Combustor

(1st Report, Combustion Characteristics of Kerosene Spray)

by Tetsuro HIRAI, Nobuki NAGAI, Hidenori KOSEKI,
Keiji KATO, and Junji TAKADO

The results of an experimental test program to determine the combustion characteristics of high combustion intensity and low pollutant emissions are presented. Fine fuel spray with wide spray angle formed from a twin-fluid atomizer was effectively mixed with high-swirl air near the atomizer in the cylindrical combustion chamber, and could be fired under the conditions of combustion intensity up to 20 MW/m³ to yield stable ignition and good combustion efficiency. NO_x emissions in exhaust gas were affected by combustion states, burnt gas temperatures and O₂ concentrations. They attained to maximum values at the air excess ratio of 1.1~1.2 for each combustion condition and were prominently reduced with increasing or decreasing in air excess ratio.

Key Words: Combustion, Spray Combustion, Swirl Combustor, NO_x Emission, High Combustion Intensity

1. 緒 論

産業用ボイラや工業炉などの噴霧燃焼では排出 NO_x 濃度の低減を目的にした各種燃焼法が提唱され実用に供されているが, 低減対策を講じることによって一般に火炎長が増大し, 燃焼室熱負荷率が低下する傾向がみられる。

一方高負荷燃焼においては, 微細噴霧の生成および空気と燃料の急速混合とによって短時間に燃焼が完了する方法が採られるが, このような短火炎燃焼では燃焼ガス温度の上昇や火炎内の酸素濃度の増加によって排出 NO_x 濃度が増大する可能性が指摘されている。しかし, 噴霧特性を工夫し, これに適当な空気導入方法を組み合わせることで空気と燃料の混合や火炎位置を意図的に制御できれば, 燃焼を悪化させずに排出 NO_x 濃度を低減することが可能と考えられる。

旋回空気流による燃焼方式は, 保炎能力が高く, 空気と燃料の混合が容易で高負荷燃焼が得やすいことか

ら, 従来多くの研究が行われている。著者の一人は強旋回空気流の回転中心付近に生ずる強制うず流を利用した保炎効果の大きい燃焼器の燃焼状態を調べ⁽¹⁾⁽²⁾, さらに燃焼室内に中間絞りを入れて燃焼室を複室にし, 火炎を半径方向に広げる方法によって高負荷燃焼を実現した⁽³⁾。

しかし, これらの研究は気体燃料を使用したものであり, 噴霧燃焼に適用するには噴霧粒子の貫通度や旋回空気流中の挙動も考慮した設計が必要である。

かかる観点から, 本研究は旋回空気流を利用した比較的熱負荷率の高い噴霧燃焼法の実現と, その燃焼特性に基づいて熱負荷率の低下を極力避けながら排出汚染ガス濃度を実用上の許容値まで下げうる燃焼条件をまとめることを目的とし, 本報は強旋回空気流と広噴霧角二流体噴射ノズルを組合わせた燃焼法について, 一号灯油を燃料に用いた場合の燃焼特性や排出ガス特性に及ぼす燃焼室熱負荷率や噴霧粒径の影響について実験した結果をまとめたものである。

2. 燃焼方式と実験装置

円筒形燃焼室の側壁より接線方向に空気を導入すると比較的強い旋回空気流が容易に得られるが⁽⁴⁾, 著者の一人は燃焼室内に中間絞りを入れて燃焼室を複室

* 昭和59年11月21日 第928回講演会において講演, 原稿受付 昭和59年4月23日。

** 正員, 東北大学工学部 (〒980 仙台市荒巻字青葉)。

*** 正員, 三菱電機㈱ (〒661 尼崎市塚口本町 8-1-1)。

† 正員, 三菱重工業㈱ (〒236 横浜市金沢区幸浦 1-8-1)。

†† 正員, 川崎重工業㈱ (〒650-91 神戸市中央区東川崎町 3-1-1)。

にすれば、旋回空気が絞り部で激しい乱れを伴う高速流れとなるため、上流部で供給された気体燃料とすみやかに混合し、二次燃焼室で予混合青色火炎が形成されることを示した⁽³⁾。本噴霧燃焼器は絞り部を通過する高速の強旋回空気流に対して微細な燃料噴霧を衝突させることで燃料と空気の急速混合を得ると同時に、中心軸付近に形成される比較的大きな再循環流により良好な保炎を得ようとするものである。

図1に燃焼器の構造を示す。空気旋回室2に空気流入口4より接線方向に導入された空気は、比較的大きな旋回を伴って燃焼室入口絞り部6を通過し、円筒形空冷燃焼室1内に噴出する。この旋回噴流に対して燃料噴射ノズル3から噴射されるホローコーン状広噴霧角の微細灯油噴霧を衝突させると、燃料と空気はすみやかに混合して着火し、予混合状態の青色火炎となって燃焼室内に広がる。燃焼室中心軸付近には比較的大きな再循環流領域が形成されるため、火炎は広い燃焼範囲にわたって安定に保持される。

燃焼室は灯油噴霧が燃焼室側壁に達するまでに最大噴霧粒が少なくとも $30\text{ }\mu\text{m}$ 以下の微粒まで蒸発するとして計算して直径を 200 mm に設定し、燃焼室熱負荷率が実験範囲内で最高 20 MW/m^3 程度になるように燃焼室長さを 300 mm とする。空気旋回室の直径は燃焼室直径と同じく 200 mm とし、圧力損失を小さくするために2個の空気流入口の直径を 40 mm に設定する。なお空気流入口付近での空気導管内のゲージ圧力は実験範囲内で 6 kPa 以下である。

空気旋回室内に導入された燃焼用空気はその噴出位

置が燃焼室に対して変化できるように設けた内径 100 mm の円筒部を通過し、直径 80 mm の燃焼室入口絞り部から燃焼室内へ噴出する。燃料ノズル先端位置は噴霧が絞り部に付着しない条件から、これと同一平面内に設定する。燃焼室に対する燃焼用空気噴出位置を多少変化させても燃焼状態に顕著な変化はみられないが、噴出位置を燃焼室後壁に近づけると振動燃焼を生じやすくなる。本実験では振動燃焼が比較的弱い位置を選んで、燃焼室入口部を燃焼室後壁から 20 mm 突出した位置に固定する。直径 50 mm の火炎逆流防止板7は火炎が空気旋回室に逆流して燃焼ノズルを包み込むのを防止するために設ける。燃焼室出口絞り部8の直径を $80\sim 150\text{ mm}$ の範囲で変化させても燃焼状態にほとんど差異が認められないので、多くの実験は出口絞りを 120 mm 、絞り比を 0.6 に固定して行う。なお燃焼室内の平均空気流速は $0.5\sim 2\text{ m/s}$ である。

燃焼室側壁には6個の測定孔5を設け、各種プローブを挿入して水平断面内で燃焼中の局所計測を行う。すなわち燃焼中のガス流動を図2に示す線径 0.05 mm の白金線を30本束ねた耐熱ストリーマにより調べ、温度分布計測には酸化マグネシウムで被覆した線径 0.3 mm の白金-白金ロジウム 13% 熱電対を用いる。

火炎中の H_3O^+ などのイオンは燃焼反応域で急速に生成し火炎後流ですみやかに消滅するとされており⁽⁴⁾、局所のイオン量を計測することで火炎の位置と強度を推測できる。図3は試作したラングミュア形イオンプローブで、外被管および燃焼室壁を基準として線径 0.8 mm 、先端突出し 3 mm の探針に 10V の負電圧を印加し、この間に流れる電流値を計測する。図4はイオン電流強度分布の一例であり、比較のため燃焼状態を目視観察した火炎状態を併せて示している。波形はプローブを軸直角方向に移動し、イオン電流値を電圧変換してべ

図1 燃焼器の構造

図2 耐熱ストリーマの構造

図3 イオンプローブの構造

ンレコーダで直接記録した結果である。発生したイオンが消滅するまでに遅れ時間があるため、イオン電流値の大きな領域は実際の火炎よりも多少広がる傾向にあるものの、両者はよく一致しており、以下ではイオン電流値を燃焼反応の強さを表す一つの指標と考えることにする。

燃焼室内の局所ガス組成は内径2 mmのガス流路を有する水冷サンプリングプローブから流速15 m/sで吸引された燃焼ガスを化学発光式 NO_x 濃度計、ジルコニア式酸素濃度計、非分散形赤外線CO, HC分析計で分析して調べる。

排出ガス組成と濃度測定には燃焼器に直結して排出ガスの混合室を設け、混合室内に設置した水管群によりガス温度を下げて反応を停止させ、煙道の途中に水冷プローブを挿入して排出ガスを採取し分析する。採取位置のガス温度は600℃以下である。

試作燃料噴射ノズルの構造を図5に示す。中心部を流れる燃料はノズル内部で空気と混合し、先端部0.5 mm幅のスリット部で微粒化して広噴霧角の噴霧となる。

実験範囲は燃料流量 $W_f = 0.5 \sim 6 \text{ g/s}$ 、微粒化用空気流量 $W_{aa} = 1.5 \sim 5 \text{ g/s}$ 、燃焼用空気流量 $W_{ac} = 8 \sim 77 \text{ g/s}$ である。

3. 空気流動と噴霧の分散

静止大気中に噴射された噴霧は噴霧角 $2\theta = 155 \sim 180^\circ$ のホローコーン状に広がり、周囲空気の巻き込み

図4 イオン電流強度分布

図5 燃料噴射ノズルの構造

によって急激に減速する。図6は界面活性剤FC129(3M社製)を受止め液に用い、液浸法によって測定した灯油噴霧のザウタ平均粒径 $\bar{d}_s$ に及ぼす微粒化用空気流量 W_{aa} 、燃料流量 W_f の影響を調べた結果である。平均粒径は W_{aa} の増加、 W_f の減少とともにほぼ指数関数的に減少し、本実験範囲では19~100 μm の値を示す。

図7は燃焼室入口近傍における燃焼用空気と噴霧の衝突と混合の様子である。空気的主流は中心軸付近に形成される再循環流領域の外側にあり、半径方向に噴出した噴霧は空気主流と衝突して激しく混合して燃焼室内に広く分散される。噴霧の広がり角は噴霧の貫通度に依存し、噴霧粒が微細で空気流量が増加するほど貫通度は小さくなる。なお燃焼室入口近傍において、ストリーマおよび小形ピトー管で測定した流れ方向、流速および静圧の半径方向分布から算出したスワール数は空気流量によらず約1.3である。

図8は燃焼時と非燃焼時で逆流領域を比較したものである。いずれの場合にも燃焼器の中心部と周辺隅部に逆流領域が生成されるが、中心部の逆流領域は燃焼室断面積の約1/3にまで広がり、非燃焼時には逆流領域は燃焼室出口にまで達するのに対し、燃焼時には燃焼ガスの膨張により燃焼室長さの約2/3で閉じた形状となる。空気比が1以上では逆流領域の大きさに顕著な差はみられないが、低空気比の燃焼では小さくなる

図6 試作ノズルの平均粒径の変化

図7 噴霧と空気の衝突と混合

傾向がある。

4. 燃焼器の燃焼特性

燃料流量 W_f および微粒化用空気流量 W_{aa} を含めた全空気流量 W_a を変えて燃焼特性を求めた結果を図9に示す。図中の曲線1は吹き消え限界、2は火炎が燃焼室外へ伸長し始める限界で、各全空気流量に対する最大負荷条件である。3の領域では振動燃焼が生じ、4は着火限界である。 W_{aa} の多い(a)では火炎は空気比 $\lambda=1$ 付近でも燃焼室内におさまリ、予混合状態

図8 試作燃焼器内の逆流領域

図9 燃焼器の燃焼特性

の青色炎燃焼が行われる。振動燃焼は空気不足の状態で見え、着火限界は実験範囲内で $\lambda \approx 0.55$ とほぼ一定である。 W_{aa} の少ない(b)では噴霧粒径の増大により最大負荷の点が空気過剰側に移動するが、振動燃焼は空気流量の多い場合に限られる。

5. 燃焼室内の燃焼状態

図10は $\lambda = 1.1$ で比較的热負荷が高い場合について燃焼室内部の状態を示したものである。(a)は逆流領域およびイオン電流強度分布、(b)は温度分布、(c)は酸素濃度分布である。燃料噴射ノズルから噴射される噴霧の一部は燃焼用空気中を貫通してノズル近傍の空気流の内側と外側で着火し、続いて激しい予混合燃焼となって燃焼室長さの約1/2下流ではほぼ終わっている。局所温度は燃焼の終了した燃焼室後半部および中心軸付近の逆流領域内では1700 K以上となり、酸素濃度は逆流領域内ではほぼ0%で周辺部ほど高くなっている。このとき NO_x は図11のように、ノズル近傍では火炎の外側から内側へ向って急こう配の分布を示し、燃焼が終了した燃焼室後半部でも生成し続ける。中心軸付近の逆流領域内は燃焼室後半部の燃焼ガスが流入するため、 NO_x 濃度は高くなっている。

図12は空気不足 ($\lambda = 0.8$) の場合であるが、図10と比較して逆流領域は断面積、長さともに小さくなり、活発な燃焼領域は中心寄りに移動して燃焼室後半部には黄色炎が充満する。不完全燃焼のため温度は低く、酸素濃度はノズル近傍を除いてほぼ0%であるため、局所 NO_x 濃度は低い値を示す。

空気比が大きいときは過剰空気により逆流領域内にも酸素が存在するようになるが、燃焼ガス温度が低下するため NO_x 濃度は低い。

図13は燃料流量を少なくして熱負荷率を減少させたときの燃焼室内部の状態である。図10と比較するとより短火炎燃焼となり、燃焼室壁面からの放熱によ

図10 高負荷燃焼状態

$W_f = 4 \text{ g/s}$, $W_{aa} = 4 \text{ g/s}$, $\lambda = 1.1$
 $q_c = 19.4 \text{ MW/m}^3$, $\bar{d}_s = 33 \mu\text{m}$

図 11 高負荷燃焼時の局所 NO_x 濃度

(a) 逆流領域およびイオン電流強度

(b) 局所 NO_x 濃度

$W_f = 4 \text{ g/s}$, $W_{aa} = 4 \text{ g/s}$, $\lambda = 0.8$, $q_c = 19.4 \text{ MW/m}^3$, $\bar{d}_s = 33 \mu\text{m}$

図 12 低空気比における燃焼状態

(a) 逆流領域およびイオン電流強度

(b) 局所 NO_x 濃度

$W_f = 2 \text{ g/s}$, $W_{aa} = 4 \text{ g/s}$, $\lambda = 1.1$, $q_c = 9.7 \text{ MW/m}^3$, $\bar{d}_s = 25 \mu\text{m}$

図 13 低負荷燃焼状態

$W_f = 2 \text{ g/s}$, $W_{aa} = 5 \text{ g/s}$, $\lambda = 1.1$

$q_c = 9.7 \text{ MW/m}^3$, $\bar{d}_s = 19 \mu\text{m}$

図 14 微細噴霧の燃焼状態

てガス温度は低下する。局所 NO_x 濃度は図 11 と比較すると上流部で高い値となるが、燃焼室後半部ではあまり増大していない。

図 14 は比較的 low 負荷において噴霧粒径を小さくした場合である。図 13 と比べるとさらに短火炎燃焼となり、側壁上流部の温度上昇に伴って放熱量が増すため燃焼ガス温度が低下し、局所 NO_x 濃度は燃焼室後半部で多少低い値となる。しかし高負荷の場合は噴霧粒径による顕著な差はみられない。

6. 排出ガス中の NO_x 濃度

図 15 は空気比 λ に対する排出ガス中の NO_x 濃度 (4% O_2 換算値) および酸素濃度の変化を各燃料流量 W_f をパラメータとして示したものである。いずれも NO_x 濃度は $\lambda = 1.1 \sim 1.2$ で最大となり、 λ が大きい場合には過剰空気による燃焼ガス温度の低下により、また λ が小さい場合にはおもに酸素濃度の低下により、ともに NO_x 濃度は低下してくる。

図 16 は W_f を変えて燃焼室熱負荷率 q_c を変化させたときの排出 NO_x 濃度の影響を調べたものである。 q_c の増大とともに燃焼ガス温度も高くなって NO_x 値は急激に増大するが、 q_c が 12 MW/m^3 以上で

図 15 空気比と排出 NO_x 濃度の関係 図 16 燃焼室熱負荷率と排出 NO_x 濃度の関係

図 17 噴霧粒径と排出 NO_x 濃度の関係

は火炎のしめる体積はほぼ一定となり、 NO_x 値の変化もゆるやかになっている。

W_{aa} を変えて噴霧粒径を変化させたときの排出 NO_x 濃度の変化を図 17 に示す。 $W_f = 2 \text{ g/s}$ ($q_c = 9.7 \text{ MW/m}^3$) の低負荷では NO_x 値に対する噴霧粒径の影響は比較的顕著であるが、燃料の多いときは本実験の粒径範囲では噴霧粒径による明確な差異は認められない。また図 9 に対応させると、 $W_{aa} < 2 \text{ g/s}$ では燃焼室内は輝炎で充満してその一部が器外へ伸長するが、燃焼悪化に伴う NO_x 濃度の減少は小さい。

7. 考 察

本燃焼方式では、広噴霧角の微細な灯油噴霧を強旋回空気流に衝突させ、空気と燃料の混合を促進させることにより、空気比 1 近傍でも良好な燃焼が行われ、最高 25 MW/m^3 程度の高い熱負荷率が得られる。燃焼室中心部には大きな再循環流領域が形成されるために、火炎は広い燃焼範囲にわたって安定に保持される。

軽質油を用いた噴霧燃焼では、多くはサーマル NO_x 生成機構によって NO_x が生成され、火炎中および火炎後の燃焼ガス温度と酸素濃度が生成量に影響するおもな因子とみてよいであろう。前述した NO_x 濃度の測定結果はこの二つの因子の局所状態を考慮することによって説明が可能である。

本実験のように高負荷燃焼条件を維持した場合、図 16 で示したように比較的熱負荷の高い状態では排出 NO_x 濃度に対する燃料流量の影響は小さいが、熱負荷の多少低い所では、火炎体積の減少に伴う燃焼ガス温度の低下によって排出 NO_x 濃度の低減が顕著に現われてくる。噴霧粒径による NO_x 濃度の変化も同様に、

図 17 のように熱負荷を低下させたときに顕著になるので、このような高負荷燃焼条件では熱負荷のわずかな変化によっても排出 NO_x 濃度の制御が可能である。

一方、噴霧角を小さくしたり空気旋回度を低下させたりして空気と燃料の激しい混合を緩和する方法や、噴霧粒径を大きくして噴霧粒の滞留時間を長くする方法など、高負荷燃焼条件と相容れない方法によって熱負荷の低減をはかっても排出 NO_x 低減が可能であるが、これらの場合には、いずれも火炎長の著しい増大をまねく恐れがあるので望ましい方法とはいえない。

図 15 によれば、空気比を大きくした場合にも排出 NO_x 濃度は減少するが、酸素濃度は高くなるので実用的とはいえない。しかし空気比 $\lambda < 1$ にすると同様に排出 NO_x 濃度は急激に減少する傾向からみて、高負荷燃焼条件を維持しながら NO_x 低減を実現するには、二分割空気による二段燃焼方式が一つの有効な方法と考えられる。

8. 結 論

強旋回空気流と広噴霧角二流体燃料噴射ノズルを組合せた灯油の噴霧燃焼について、燃焼特性と排出ガス特性を調べた結果、以下の結論を得た。

(1) 強旋回空気流動と微細噴霧生成によって、空気比 1 近傍でも排出酸素濃度の小さい高負荷燃焼が可能である。

(2) 高負荷燃焼では排出 NO_x 濃度に対する空気比の影響が顕著である。

(3) 微細噴霧燃焼では熱負荷に対する排出 NO_x 濃度の変化が大きい。

終りに、本研究は文部省科学研究費(一般研究(C))の補助を得て行われ、研究の遂行にあたっては梅原正彦前東北大学助教授並びに千葉雅夫技官、学生風間俊男、小林啓信、佐野文基、小野寺誠の諸氏の協力があったことを記して感謝の意を表す。

文 献

- (1) 棚沢・ほか 4 名, 機論, 36-281 (昭 45), 74.
- (2) 棚沢・ほか 4 名, 機論, No. 700-9 (昭 45-7), 67.
- (3) 永井・梅原, 機論, 39-318 (昭 48), 713.
- (4) 例えば, Calcote, H.F., 8th Symp. on Combustion, (1962), 184.

討 論

〔質問〕 佐藤 豪〔慶応義塾大学理工学部〕

(1) 燃焼室熱負荷率が、純粹の燃焼室のみで考えられているが、空気旋回室も加えて考えるべきではないか。

(2) 燃料噴射ノズルの構造(図5)で、燃料流路が明確でないで、微粒化機構が考えられない。燃料流路を明確に示し、空気流も旋回があるかどうかと言及されたい。

(3) ノズル先端と燃焼室入口部とが、同一平面上にあるのに、図7の写真で噴霧が広い範囲から流出している理由を説明されたい。

(4) 噴霧の平均粒径だけでなく粒径分布のデータをお示しいただきたい(これにより燃焼室壁面に液滴が到達するかどうかの判断の資料が得られる)。

(5) 振動燃焼は、低周波のものか。

(6) 空気旋回室と燃焼室と2分割されているのに二段燃焼を採用されなかった理由は何か。

(7) このような燃焼器を実用化するときには10:1位のターングダウン比を要求されることが多いが、それに対応できるか。

〔回答〕 (1) 本実験は単一燃焼室内における噴霧燃焼を扱ったものである。空気旋回室は旋回空気流を発生させるための風箱と考えており、旋回室内で燃焼を行う設計とはなっていない。したがって、燃焼室熱負荷率の計算には空気旋回室の容積を含めなくて、燃焼室のみの容積を用いている。

(2) 付図1に燃料噴射ノズル内の燃料および微粒化用空気の流れ方向を示す。燃料は中心部を流れて0.1mm幅のスリット部からノズル内部の混合室へ噴出する。微粒化用空気は空気と燃料の混合促進を意図して設けられたら旋溝を通過した後、薄膜状に広げられた燃料と衝突して内部混合し、さらにノズル先端部の幅0.5mmのスリット部で微粒化して、広噴霧角の噴霧となる。ただし、噴射後の噴霧には旋回運動はほとんどみられない。

付図1 試作燃料噴射ノズル内の流動

(3) 付図2に示した写真は静止大気中に噴射された噴霧の様子例であるが、本文中にも記載したように、噴霧は広噴霧角でホローコーン状に分散する。このノズルを燃焼器の中心部にセットした場合には、ノズル付近の構造上、噴霧は付図3に示すように燃焼用空気主流部まで達し、ここで空気と混合して50~150度の広がり角をもって分散する。本文図7の写真はこの場合の様子を示したものである。

(4) 付図4に噴霧の平均粒径が比較的大きい場合と小さい場合を例に、噴霧の粒度分布を示す。なお、実験範囲内で噴霧のザウタ平均粒径に対する最大粒径の比はほぼ2~2.6の値を示す。

噴霧油滴の半径方向到達距離は、油滴の蒸発に関する二乗法則が成立すると仮定し、滴の平均霧囲気温度から推定される蒸発速度係数および半径方向速度成分の平均値を推定して求めている。燃焼室の半径は最大噴霧粒の到達距離を計算し、この値を参考にして決めてあるが、設計では噴霧の最大直径は200 μm と仮定した。

(5) 振動燃焼は本研究の対象外なので、振動機構や周波数についての測定は行っていないが、比較的低周波の振動が生じている。本文図9に示したように、振動燃焼は主に空気比が1以下の条件で生じているこ

付図2 試作ノズルの噴霧状態

付図3 燃焼室入口近傍の噴霧と空気の流動

付図 4 噴霧の粒度分布

とからみて、燃焼室と空気供給系を含む系振動が生じているものと思われる。

(6) 回答(1)のとおり、空気旋回室は燃焼空間とはみなしておらず、実験では燃焼室を2分割する二段燃焼は考えていない。高負荷燃焼を考える場合には、むしろ単一燃焼室における二段燃焼が有効と考えており、これについては次報で報告する予定である。

(7) 本実験は燃焼方式の研究を目的にしたものであり、ターンダウン比は特に考慮していないが、実験に使用した固定寸法の燃料噴射ノズルでも、ターンダウン比は7程度にまで達している。したがって噴霧特性を制御する二流体アトマイザを使用すれば、ターンダウン比は10程度まで達するのではないかとと思われる。

付図 5 排出 NO_x 濃度の実測値と換算値の差異

〔質問〕 江波戸 智〔三井造船(株)〕

NO_x 濃度と空燃比の関係を整理した図 15 に対しておたずねしたい。

同図縦軸は、4% O_2 換算で表示されているが、空気比 λ が1以下の場合(残留 O_2 濃度が0%)には、どのようにデータを処理されたのか。

また、換算前の NO_x 排出特性は、図 15 のものと同じ形状(特性)になっているのか。

〔回答〕 空気比 λ が1以下の4% O_2 換算 NO_x 濃度は、 $\lambda > 1$ の範囲で他の燃焼装置と比較のために行った換算を、そのまま単純に拡張して求めたもので、 $\lambda < 1$ における換算値そのものにはあまり意味がないと思う。

付図 5 は実測値 $[\text{NO}_x]_{ex}$ と4% O_2 換算値 $[\text{NO}_x]_{4\%O_2}$ を比較した一例であるが、実測値の λ に対する変化は、 NO_x 値が最大となる点が多少異なることを除いて、本文中で記述した換算値の変化と同様な傾向を示している。