

## ガスタービンの効率および燃料による サーマル NO<sub>x</sub> 生成特性の比較†

朴 炳植\*・鈴木 胖\*

**ABSTRACT** This paper investigates thermal NO<sub>x</sub> formation characteristics of a gas turbine according to its efficiencies and the kind of fuels used. First, a NO formation density estimation model is constructed by revising a model proposed by W. S. Y. Hung. Next, by taking a gas turbine whose turbine inlet temperature is 1273K and whose fuel is methane gas as a standard case, its NO emission density is estimated. Parametric analyses are done on the parameters which determine the air distributions in the combustor for the standard case, and it is shown that there exists a limit in reducing the NO density by controlling these parameters. The effects of increasing gas turbine efficiency by incorporating a regenerator or by raising turbine inlet temperature on the NO density, are also investigated. It is shown that the NO density of a gas turbine with a high efficiency is estimated to become higher than the value of its environmental quality standard (EQS). Finally, the cases are investigated where refuse recovered low Btu gaseous fuels such as fermentation gas of the sewage sludge and pyrolysis gas of municipal refuse are used. It is shown that the NO densities in these cases are estimated to become much lower than the value of EQS. Further, it is demonstrated that the use of low Btu fuel does not necessarily lead into low NO density, since the NO density is not determined by only the calorific value of the fuel.

### 1. まえがき

本論文では、ガスタービンを対象にとりあげて、その NO<sub>x</sub> 生成の問題に関して論じる。ガスタービンを利用したシステムでは、その経済性の向上のため発電効率の向上が望まれる<sup>1)</sup>。しかし、発電効率向上のためにタービン入口温度を上昇させたり、再生サイクルを利用することは、燃焼器入口空気を高温化し、ガスタービンのサーマル NO<sub>x</sub> 生成濃度を増大させると考えられている<sup>2)</sup>。したがって、灯油や LNG のような従来燃料を使用する高温高効率化ガスタービンでの NO<sub>x</sub> 生成濃度は高くなり、大気環境保全性の点で都市立地適性を欠く恐れがある。

都市で発生され都市で処理する必要のある都市ごみや下水汚泥を処理・再生することにより得られるガスは一般に低カロリーであり（以下、廃棄物再生低カロ

リーガスあるいは単に低カロリーガスという）、低カロリーガスではその燃焼火炎温度が一般に低い。このため、低カロリーガスを高温高効率化ガスタービンの燃料として用いると、サーマル NO<sub>x</sub> 生成特性の点で優れた燃料になると期待される<sup>3)</sup>。

本論文では、ガスタービン燃焼器でのサーマル NO<sub>x</sub> 生成特性を模擬するモデルを構築して、種々の燃料ガスを種々の効率のガスタービンに用いたときのサーマル NO<sub>x</sub> 生成特性について比較・検討した結果について述べる。

### 2. ガスタービンの効率改善法とその使用燃料

ガスタービンの発電効率の改善法としては、タービン入口温度を上げる方法と、タービン排気ガスのエネルギーを回収・利用する再生器を付加する方法とを考えるものとする<sup>4)</sup>。ガスタービンの燃料としては、天然ガスの主成分であるメタンのみから成るガス（低発熱量 8,560 kcal/m<sup>3</sup>）を燃料として用いる場合をまずとりあげ、これを基準とする。次に、廃棄物再生低カロリーガスとして表 1 に示す組成と発熱量を持つとした 3 種のガスを考察の対象とする<sup>5), 6)</sup>。表 1 (a) の下水

Comparison of NO<sub>x</sub> Emission Characteristics of a Gas Turbine According to Its Efficiency and Fuel. By Pyong Sik Pak and Yutaka Suzuki (Faculty of Engineering, Osaka Univ.)

\*大阪大学工学部  
†1987年7月22日受付

表1 廃棄物再生低カロリーガスの組成と低発熱量

ガス組成 (%)	(a) 下水汚泥のメタン発酵ガス	(b) 都市ごみのシャフト炉式熱分解ガス	(c) 都市ごみの2塔循環式熱分解ガス
CO		7	34.7
CO <sub>2</sub>	36	16.5	11.2
H <sub>2</sub>	1	14.5	30.0
CH <sub>4</sub>	60	4.5	15.0
C <sub>2</sub> H <sub>4</sub>		1.5	5.7
N <sub>2</sub>	3	56	3.4
低発熱量 (kcal/m <sup>3</sup> )	5160	1180	3910

汚泥のメタン発酵ガスは廃棄物再生ガスの中では比較的高い発熱量を持つガスである。これに比べ (b) の都市ごみの空気吹込みシャフト炉式熱分解ガスは廃棄物再生ガスの中でも発熱量の低いガスの例となっている。(c) は、比較のため都市ごみの熱分解ガスの中では相対的に発熱量の高いガスの得られる2塔循環式熱分解ガスの例を示している。

### 3. NO 生成濃度推定モデル

#### 3.1 モデル構築にあたっての前提

ガスタービン燃焼器中の NO<sub>x</sub> の生成については、大別すると燃料中に含まれる窒素化合物によるもの (フューエル NO<sub>x</sub>) と、空気中に含まれる窒素ガスによるもの (サーマル NO<sub>x</sub>) の2種類がある。ここでは、簡単のため燃料ガス中の窒素化合物は前処理等によって完全に除去されているものと仮定する。サーマル NO<sub>x</sub> としては NO<sub>2</sub> と NO があるが、1273K 以上の燃焼源からの NO<sub>2</sub> の排出は NO に比べ極めて少ないことが知られている<sup>7)</sup>。また、ガスタービン燃焼器でいったん NO が生成されると、NO の N<sub>2</sub> あるいは O<sub>2</sub> への分解速度は 1700K 以下では無視できるほど遅いため、タービン排気ガス中にそのまま窒素酸化物として排出されることはよく知られている<sup>7)</sup>。したがって、本論文ではガスタービンでのサーマル NO<sub>x</sub> 生成問題をガスタービン燃焼器中の NO 生成問題として論じることができると仮定する。

ガスタービン燃焼器中で生成される NO 濃度を推定する方法として、これまで種々の手法が提案されている<sup>2)</sup>。しかし、ここでとりあげることにした廃棄物再生低カロリーガスを用いた高温再生式のガスタービンは、まだ実用化されていないので実際の実験パラメータを用いて NO 生成特性を推定する手法は利用できない。本研究のためには実験データを必要としない解析的なモデルに頼らざるを得ない。そこで、筆者らは種々の解析的なモデルの中で、実験室データおよびフィールドテストの結果によりその精度の実証された

Hung の解析的モデル<sup>8),9)</sup> を基本的にも利用することにした。

ただし、Hung のモデルでは、燃料の完全燃焼を仮定しているがガスタービン燃焼器では燃料過濃領域での燃焼もあるので、この仮定による計算は単純すぎると考えられる。したがって、本論文で利用するモデルでは、(i) 燃料過濃領域での燃焼ガスの温度を精度よく求めることが可能なように、また (ii) 燃料の高温における燃焼現象において生じる熱解離も考慮できるように、燃焼反応は完全燃焼反応ではなく化学平衡燃焼反応と仮定している。また、Hung のモデルでは NO 生成速度について Zeldovich 機構に基づいた簡略化計算を行っているが、本モデルでは拡大 Zeldovich 機構を適用し<sup>2)</sup>、燃料過濃領域や高温燃焼ガス中での NO の生成濃度推定の精度の向上を図っている。

なお、NO 生成特性は定格負荷の場合と部分負荷の場合では異なるが (一般に部分負荷の場合の NO 生成濃度の方が低い)、本研究では定格負荷の場合についてのみ検討する。

#### 3.2 燃焼器モデル

本節では、NO 生成濃度推定に用いた Hung のモデルを一部改良したガスタービンの燃焼器モデルについて述べる。

図1(a) はガスタービン燃焼器での燃焼の様態を模式的に示した図である。図に示すように、燃焼器内部は大きく分けると1次領域、2次領域および希釈領域の3つの領域に分けられる<sup>2)</sup>。燃焼器における燃焼反応を模擬するモデルの概略を、空気の流れと燃料ガスの流れに分けて以下に説明する。

##### 1) 燃焼器内の空気の流れ

本モデルでは、Hung のモデルと同じく燃焼器内部を図1(b) に示すように大きく5つの領域に分けている。領域 I は保炎のための再循環流が存在する領域である。領域 II、III および IV は燃料の燃焼領域である。領域 V は燃焼ガスを空気で希釈し、ガス温度を所定のタービン入口温度まで低下させる希釈領域である。

燃焼器へ流れ込むトータル空気流量はガスタービンの使用燃料、効率や出力などによって定まり所与であると仮定する。以下では、これを  $G_A$  (kg/h) で表わす。さらに、燃焼器に設けられた空気導入孔より各領域へ流入する空気流量の比率 (これは空気導入孔の有効面積にはほぼ比例して決まる) は既知であり、図1(b) のように表わすものとする。すなわち、図において、領域 II、IV および V に流入する比率をそれぞれ  $r_2$ 、 $r_4$  および  $r_5$  で表わす。また、領域 I と III へ流れていく

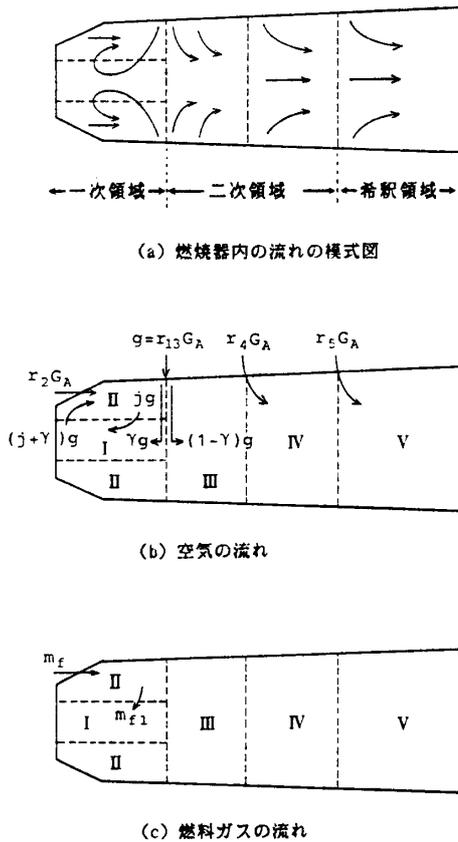


図1 燃焼器内の空気および燃料ガスの流れ

空気流量の比率を  $r_{13}$  で表わすと、

$$g = r_{13}G_A \quad (1)$$

が領域 I と III へ流れる空気流量である。

$g$  の空気流量のうち、再循環領域 I へ流れ込む空気の比率  $\gamma$  は、Roberts らによる次の実験式によって算定される<sup>9)</sup>。

$$\gamma = 0.5(T_3/t_1)^{1/2} \quad (2)$$

ここで、 $T_3$  は燃焼器へ流入する空気の温度、 $t_1$  は再循環領域 I における燃焼ガスの温度である注1。(1)、(2) 式の関係によって定められる  $\gamma g$  の空気流量が再循環領域の大きさを決定し、領域 I と II の境界を定めることになる。この  $\gamma g$  の空気流量は、領域 II へ流入する空気流量  $r_2G_A$  のうち  $jg$  の空気流量を領域 I へ同伴するものと考えられている。Hung のモデルによれば、 $j=\gamma$  と想定してよいことが知られている。 $g$  の空気流量のうち領域 III へ流入する空気流量は  $(1-$

注1)  $t_1$  は領域 I における空気流量と燃料流量との比、すなわち空燃比によって定まり、これらの流量は  $\gamma$  および  $r_2$  によって定まるので、 $t_1$  および  $\gamma$  の決定には繰り返し計算が必要となる<sup>8),9)</sup>。

$\gamma)g$  である。

なお、パラメータ  $r_5$  は、

$$r_5 = 1 - r_2 - r_{13} - r_4 \quad (3)$$

の関係より求まるが、一定値以上が必要となることはいうまでもない。

### 2) 燃料ガスの流れと燃焼反応

燃料ガスの流量 (所与と仮定し、 $m_f$  (kg/h) で表わす) は図 1(c) に示すようにガス燃料の場合通常すべて領域 II へ噴入される。ただし、領域 II から再循環領域 I へ流入する  $jg$  の空気流量にともなって、 $m_f$  のうち  $m_{f1}$  の燃料ガス流量が領域 II から I へ流入する。 $m_f$  と  $m_{f1}$  の比は領域 II へ流入する空気流量  $r_2G_A$  と領域 II から I へ流入する空気流量  $jg$  との比に等しいと仮定してよい<sup>8),9)</sup>。

領域 I および II では燃料過濃の燃焼反応が生じる。未燃の可燃成分を含んだ燃焼ガスは領域 I から II へ流入し、さらに II から III、III から IV の領域に流入し、通常燃焼反応は領域 IV で終結するように設計される。各領域において、空気および燃料あるいは可燃成分を含む (含まない場合もありうる) 燃焼ガスは瞬間的な攪拌し、可燃成分があれば燃焼して、化学平衡に達するものと仮定する。

ただし、実際の燃焼器内では乱流拡散燃焼を行っているため、空気過剰の領域 IV では、瞬間的な攪拌・燃焼の仮定が成立しにくいと考えられる。この領域では攪拌に対し次のような制限を加えている。すなわち、I ~ III の各領域において完全燃焼を行ったと仮定した時に、まだ燃焼していないと算定される燃料量に対して、攪拌される空気量が理論空気量の 1.25 倍を越えるような場合、理論空気量の 1.25 倍以上の空気量との混合は起こらないと想定する。そして、この条件下で燃焼反応した生成ガスが残りの空気と瞬間的に攪拌されるものと仮定する。これにより、領域 IV は通常の場合領域 IV-1 と IV-2 の 2 つの領域に分けられる。これは、Hung のモデルの特徴の 1 つである<sup>8),9)</sup>。

領域 V では、燃焼ガスが空気による希釈により、定格燃料流量、空気流量のもとでは所定の燃焼器出口ガス温度 (タービン入口温度) に達する。

各領域での燃焼ガスの化学平衡温度および化学平衡組成は質量の保存則およびエンタルピの保存則に基づいて容易に求められる<sup>10)</sup>。

### 3.3 NO の生成濃度の推定法

燃焼器内の各領域における高温ガス中には NO が生成される。高温燃焼ガスにおける NO の生成速度  $dC_{NO}/dt$  は拡大 Zeldovich 機構によると、

$$\frac{dC_{NO}}{dt} = k_1 C_{N_2} C_O + k_2 C_{O_2} C_N + k_3 C_N C_{OH} - k_{-1} C_{NO} C_N - k_{-2} C_{NO} C_O - k_{-3} C_{NO} C_H \quad (4)$$

で与えられる<sup>2)</sup>。ここで、 $C_X$  は、化学種 X ( $X=NO, N_2, O, O_2, N, OH, H$ ) のモル濃度  $[\text{mol}/\text{cm}^3]$  を表わし、 $k_i$  および  $k_{-i}$  ( $i=1, 2, 3$ ) は、それぞれ以下の反応  $i$  の正、逆反応の反応速度定数を表わす。



NO 生成の正方向の反応  $i$  の反応速度定数  $k_i$  ( $i=1, 2$ ) は温度の指数関数的増加関数である。このため、温度の値がわずかに増加すると NO 生成速度が急増することに注意する必要がある。

N および NO の生成反応に比べると燃焼反応は極めて早いため、(4) 式における化学種  $N_2, O, O_2, OH$  および H については化学平衡濃度を用いてよいことが知られている<sup>2)</sup>。N 濃度に対しては、準定常近似を適用して

$$C_N = \frac{k_1 C_{N_2} C_O + k_{-2} C_{NO} C_O + k_{-3} C_{NO} C_H}{k_{-1} C_{NO} + k_2 C_{O_2} + k_3 C_{OH}} \quad (8)$$

の関係式により精度よく求められることが知られている<sup>2)</sup>。したがって、各領域において生成される NO の濃度は、(8) 式を利用して各領域における燃焼ガスの平均滞留時間の間、(4) 式を積分することにより得られる。領域  $i$  における平均滞留時間を  $\tau_i$  で表わすと、 $\tau_i$  は

$$\tau_i = P_i V_i / (R_i t_i m_i) \quad (9)$$

で求められる<sup>11)</sup>。ここで、 $V_i$  は領域  $i$  の占める容積であり、 $P_i, t_i, m_i$  および  $R_i$  はそれぞれ領域  $i$  における燃焼ガスの圧力、温度、流量およびガス定数である。

モデルにより求められる NO 濃度の表示法としては、燃料ガスの単位体積当りのキログラム排出量 (排出係数)、基準  $O_2$  濃度を定めて表示する換算 NO 濃度など種々の方法がある<sup>7)</sup>。以下では、燃焼ガス中の NO 体積濃度 (ppm)、および環境規制で良く用いられている排ガス中の基準残存酸素濃度を 5% (乾き排ガスベース) とした換算濃度 (ppm) を用いて表示する。

### 3.4 外生変数と外生パラメータ

燃焼器における NO 生成特性は、使用燃料ガスの組成のほか燃焼器入口の空気および燃料ガスの温度、流量、圧力などに大きく依存する。これらの値は、ガスタービンの使用燃料種とその組成、タービン入口温

度、ガスタービン要素機器の効率や大気温度など種々の要因によって定まるので、これらの特性値については、筆者らが別途開発したガスタービン・コージェネレーション・システム (CGS) のシミュレーション・モデルを用いて推定される値を利用することにした<sup>4)</sup>。

燃焼器の各領域の容積  $V_i$  および空気導入孔の面積 (すなわち、空気流量配分比率  $r_2, r_{13}$  および  $r_4$ ) は燃焼器の設計値であり、これらの値が NO 生成濃度に影響を与えることはいうまでもない。

以下では、 $t_1$  および  $\gamma$  決定の際に必要な繰り返し計算を避ける便宜上、 $r_2$  の代わりに再循環領域 I における空気過剰率  $\alpha_1$  を用いることにする。領域 I における温度  $t_1$  は  $\alpha_1$  を定めると定まるので、(2) 式により  $\gamma$  が定まる。したがって、領域 I における空気流量  $2\gamma g$  が定まり、燃料流量  $m_{f1}$  が、使用燃料ガスの理論空気量 (kg/kg) を  $A_0$  で表わすと

$$m_{f1} = 2\gamma g / (\alpha_1 A_0) \quad (10)$$

と求められる。よって、 $r_2$  と  $\alpha_1$  との間には  $m_f : m_{f1} = r_2 G_A : \gamma g$  の仮定より

$$r_2 = \gamma r_{13} m_f / m_{f1} = \alpha_1 A_0 m_f / (2G_A) \quad (11)$$

の関係が成立する。以上より、 $r_2$  の代わりに  $\alpha_1$  を用いることにより、繰り返し計算を行うことなく  $\gamma$  および領域 I における燃焼条件 (空気流量、燃料流量および燃焼ガス流量) を唯一に定めることができることがわかる。

## 4. 基準ケースのシミュレーション

各種燃料ガスを種々の発電効率を持つガスタービンに使用したときの NO 生成濃度を比較・検討するにあたって、高カロリーガスを用いるケースを基準にとる。基準ケースとしては、メタンガスを燃料として使用する出力 10 MW、タービン入口温度  $T_1=1273\text{K}$ 、再生器温度効率  $\eta_R=0.0$  (再生器のない場合) のガスタービンを想定した。

### 4.1 基準ケースの NO 生成濃度

ガスタービン CGS のシミュレーション・モデルより、基準ケースにおける燃焼器入口の空気および燃料ガスの温度はそれぞれ 689.4K, 564.4K, 流量はそれぞれ 183.00 (t/h), 2.700 (t/h) と求められる。燃焼器内の圧力は、燃焼器における圧力損失がわずかなので<sup>4)</sup> 以下では燃焼器内において一様で、燃焼器入口の空気圧力と等しいものと仮定する。

燃焼器の各領域の容積  $V_i$  については、燃焼器の各領域を簡単のため長さ  $l_i$  cm, 平均直径  $d_i$  cm を持つ円筒形で近似して表現し、 $l_1=l_2=20.0, l_3=5.0, l_{4-1}$

表 2 燃焼器内空気量配分比率変化の NO 生成濃度に与える影響

ケース	燃焼器内各領域における燃焼ガス温度(K)						燃焼器出口 NO 濃度 <sup>2)</sup> (ppm)
	t <sub>1</sub>	t <sub>2</sub>	t <sub>3</sub>	t <sub>4-1</sub>	t <sub>4-2</sub>	t <sub>5</sub>	
基準ケース( $\alpha_1=0.8$ , $r_{13}=0.01, r_4=0.7$ )	2348	1558	1648	2319	1391	1273	71(231)
$\alpha_1$ 大 ( $\alpha_1=0.9$ )	2451*	1709*	1787*	2327	1381	1273	88(284)
$\alpha_1$ 小 ( $\alpha_1=0.7$ )	2209*	1378*	1484*	2312	1401	1273	67(218)
$r_{13}$ 小 ( $r_{13}=0.005$ )	2348	1540*	1586*	2311	1395	1273	67(217)
$r_{13}$ 大 ( $r_{13}=0.02$ )	2348	1592*	1759*	2335	1383	1273	89(288)
$r_4$ 大 ( $r_4=0.8$ )	2348	1558	1648	2319	1322*	1273	71(231)
$r_4$ 小 ( $r_4=0.5$ )	2348	1558	1648	2319	1587*	1273	71(231)

\* : カッコ内は基準残存酸素濃度を5%としたときの換算濃度

=10.0,  $l_{4-2}=15.0$ ,  $l_5=30.0$ ,  $d_1=9.4$ ,  $d_2=21.4$ ,  $d_3=25.6$ ,  $d_{4-1}=29.4$ ,  $d_{4-2}=30.3$ ,  $d_5=27.6$  となる燃焼器を想定した。また、パラメータ  $\alpha_1$ ,  $r_{13}$  および  $r_4$  の値としては、最近の低 NO<sub>x</sub> 燃焼器の開発研究成果を参考にして<sup>12)</sup>,  $\alpha_1=0.8$ ,  $r_{13}=0.01$ ,  $r_4=0.7$  と想定した。

モデルにより、各領域の燃焼ガスの流量、温度を求め、平均滞留時間  $\tau_i$  を求めると、 $\tau_1$  は領域 I において 10 ms, 領域 II において 4 ms, 領域 III, IV-1 および IV-2 においてそれぞれ 1 ms, 領域 V において 1.5 ms となる。表 2 は、基準ケースにおける燃焼器出口 NO 濃度 (以下、単に NO 濃度という) の推定結果を燃焼器内各領域  $i$  の燃焼ガス温度  $t_i$  の推定結果とともに示した表である。表から、基準ケースの出口濃度は 71 ppm (換算濃度では 231 ppm) と推定されていることがわかる。

#### 4.2 NO 生成特性の感度分析結果

NO 濃度の低下のためには、各領域における NO の生成速度の小さいこと、すなわち燃焼ガスの温度が低いこと、および高温領域における平均滞留時間  $\tau_i$  ができるだけ短いことが望まれる。 $\tau_i$  を短くするには燃焼器の断面積を小さくしたり、長さを短くしたりすることに対する制限があるなどの理由のため、ある程度以上短くすることは困難である。しかし、燃焼器内の空気流量配分をある程度変化させることは容易であり、この場合燃焼条件の変化により各領域における燃焼ガスの温度  $t_i$  が変化する。また、空気流量を変えると燃焼ガス流量  $m_i$  が変化し、 $t_i$  および  $m_i$  の変化により  $\tau_i$  も変化する。したがって、NO 濃度はかなり変化すると予想される。以下では、上で仮定した容積  $V_i$  は一定として、空気流量配分のパラメータ  $\alpha_1$ ,  $r_{13}$  および  $r_4$  の値を変化させたときの NO 濃度の変化について分析する。この場合、 $\tau_i$  の変化による NO 濃度の変化は比例的であるのに対し、 $t_i$  の

変化は NO 濃度に指数関数的な影響を与える。したがって、以下では簡単のため  $t_i$  の変化に注目して説明することにする。

表 2 には、基準ケースにおいて  $\alpha_1$ ,  $r_{13}$  および  $r_4$  の値をそれぞれその自由度を考慮して変化させたときの結果も示してある。表において、“+”のつけられた値は各パラメータを変化させたことにより直接影響を受けた値であることを示している。各パラメータを変化させた時の特性について簡単に説明すると以下のとおりである。

$\alpha_1 \rightarrow$ 大 (0.8 $\rightarrow$ 0.9) とすると、 $t_1 \rightarrow$ 大となり<sup>注2)</sup>,  $\gamma \rightarrow$ 小となり、領域 III への空気流量  $(1-\gamma)g$  が大となる。また、領域 II の空燃比は燃焼器モデルの仮定および (1), (10), (11) 式より  $\alpha_1 A_0/2$  と求められるので、 $\alpha_1 \rightarrow$ 大は領域 II への空気流量比率を大とする。領域 II および III では燃料過濃燃焼のため  $\alpha_1 \rightarrow$ 大はしたがって  $t_2 \rightarrow$ 大,  $t_3 \rightarrow$ 大とすることになる。燃焼ガス温度が上昇すると NO 生成速度が増加し、その結果、表 2 に示すように NO 濃度は 71 ppm から 88 ppm へと増加すると推定されていることがわかる。

逆に、 $\alpha_1 \rightarrow$ 小 (0.8 $\rightarrow$ 0.7) とすると燃焼ガス温度が低くなり、NO 濃度は 67 ppm に減少すると推定されている。 $\alpha_1 \rightarrow$ 小とすることは NO 濃度の点からは望ましいが、 $\alpha_1$  をあまり小さくすると再循環領域 I における燃焼性 (保炎性) が悪くなるため  $\alpha_1 \rightarrow$ 小とするには限界がある。

$r_{13} \rightarrow$ 小 (0.01 $\rightarrow$ 0.005) とすると、 $g \rightarrow$ 小となり、このため  $(1-\gamma)g \rightarrow$ 小となり、 $t_3 \rightarrow$ 小となる。また、領域 II の空燃比は  $\alpha_1 A_0/2$  であり、 $r_{13}$  の値には無関係であるが、領域 I からの高温燃焼ガスの流入流量が  $r_{13}$  の値に比例して減少するため、 $t_2 \rightarrow$ 小となる。したがって、NO 濃度は低くなる。ただし、 $r_{13} \rightarrow$ 小とすると、 $2\gamma g \rightarrow$ 小、(10) 式より  $m_{f1} \rightarrow$ 小となり、保炎のため一定量以上の  $m_{f1}$  が必要とされるので  $r_{13} \rightarrow$ 小とするには限度がある。 $r_{13} \rightarrow$ 大 (0.01 $\rightarrow$ 0.02) とすると逆のことが起こり、NO 濃度は高くなる。

$r_4 \rightarrow$ 大 (0.7 $\rightarrow$ 0.8) とすると、領域 IV-1 での空気過剰率  $\alpha_4$  の値が 1.25 以下に制限されているため、領域 IV-2 へ回って行く空気流量が増加し、燃焼ガスの空気による希釈が増加し、 $t_{4-2}$  が低下する。逆に  $r_4 \rightarrow$

注 2) 燃焼ガスの温度は空気過剰率が 1 のときほぼ最高となる<sup>3)</sup>。このため、燃焼ガス温度は流入空気流量が増加すると燃料過濃の領域 I, II および III では高くなり、空気過剰の領域 IV および V では逆に低くなるという特性を持つ。

小 ( $0.7 \rightarrow 0.5$ ) とすると,  $t_{4-2}$  が上昇する. しかし, 領域IV-2では燃焼反応はほとんど終結しており,  $t_{4-2}$  も 1600K 以下となっているため, NO 生成速度は無視できるほど小さくなっており, したがって NO 濃度には変化がないと推定されていることがわかる (ただし, 極端に  $r_4 \rightarrow$  小とすると, 領域IV-2が存在しなくなり, 領域IV-1において  $1 < \alpha_4 < 1.25$  の燃焼が起こり,  $t_{4-1} \rightarrow$  大となり, NO 濃度は増大することになる).

以上の分析結果から, NO 濃度が低くなるように  $\alpha_1$ ,  $r_{13}$  および  $r_4$  の値をある程度変化させることは可能であるが, それには限度があることがわかる.

## 5. 高効率化および使用燃料ガス種の NO 生成特性に与える影響分析

本章では, まず基準ケースにおいてタービン入口温度の高温化および再生器温度効率の向上によりガスタービンの発電効率を高めたときの NO 生成特性について分析する. 高温ガスタービンの入口温度としては 1473K, 再生器温度効率としては 0.75 および 0.85 の場合を例としてとりあげた<sup>13), 14)</sup>. ついで, 種々の廃棄物再生低カロリーガスを燃料として使用したときの NO 生成特性についても分析する.

モデルの外生パラメータとなる燃焼器各領域の容積  $V_i$  および  $\alpha_i$ ,  $r_{13}$ ,  $r_4$  については個々のケースについて燃焼器の最適設計を行い, その結果求められる値を用いるべきであろう. しかし, 以下では相互の比較の簡単化のため,  $\alpha_i$ ,  $r_{13}$ ,  $r_4$  の値は基準ケースで用いた値と同じとし, 容積  $V_i$  も  $r_i$  が各領域で基準ケースの場合と同じ値となるような燃焼器 (基準ケースの場合に比べ  $P_i$  が大きいとき  $V_i$  を小さく,  $m_i$  および  $t_i$  が大きいとき  $V_i$  を大きくした燃焼器) をとりあげ, NO 濃度を推定し, その結果について比較・検討する.

### 5.1 高効率化の NO 生成特性に与える影響分析

本節では, 基準ケースにおいてガスタービンの高効

率化を図った場合の NO 生成特性に与える影響を分析する.

表3は CGS のシミュレーション・モデルを用いて求めたガスタービンの発電効率および燃焼器入口の諸特性を示す. 表より, 再生器の温度効率  $\eta_R$  を増加させたり, タービン入口温度  $T_4$  を 1273K から 1473K へ高温化したりすると, 発電効率が何%向上するかわかる. 表3には, NO 生成濃度推定モデルを用いて推定した燃焼器出口の NO 濃度および換算濃度も示してある.

#### (1) 再生器付加の影響

表3より,  $T_4=1273K$ ,  $\eta_R=0.0$  の基準ケースの 71 ppm に比べ,  $T_4=1273K$  で再生器を付加し  $\eta_R=0.75$  とした場合, 燃焼器入口空気温度は高くなるものの, NO の濃度は 65 ppm とむしろ低くなることと推定されていることがわかる. これは, ガスタービンの NO 濃度が一般に燃焼器圧力の  $1/2$  乗に比例する特性を持っており<sup>2)</sup>,  $\eta_R=0.75$  の再生器を付加すると燃焼器圧力が基準ケースの  $16.7 \text{ kg/cm}^2$  から  $6.23 \text{ kg/cm}^2$  に大きく減少しているためと考えられる. 再生器の温度効率  $\eta_R$  を 0.75 から 0.85 へ上昇させた場合, 燃焼器圧力の低下の割合は小さく, これに対し燃焼器入口空気温度は高くなるなどのため, NO 濃度は 74 ppm と少し増加すると推定されている.

しかし, 換算濃度で比較すると,  $\eta_R=0.75$  の場合でも基準ケースの 231 ppm に比べ 262 ppm と高くなっており,  $\eta_R=0.85$  の場合は 347 ppm とかなり高くなると推定されている. これは発電効率の向上により, 同じ発電出力を得るのに燃料流量は減少し, 空気流量は相対的に増大し<sup>3)</sup>, このため空気による希釈効果が発電効率の高いときに大きく現われるからである.

#### (2) タービン入口温度の高温化の影響

$T_4=1473K$  に上昇させた場合, 基準ケースの 71 ppm に対し,  $\eta_R=0.0$  で 137 ppm となり,  $\eta_R=0.75$

表3 ガスタービンの高温高効率化の NO 生成濃度に与える影響 (燃料: メタンガス)

ガスタービンの特性								燃焼器
タービン入口温度 (K)	再生器温度効率	発電効率 (%)	燃焼器入口空気温度 (K)	燃焼器入口燃料ガス温度 (K)	燃焼器圧力 ( $\text{kg/cm}^2$ )	燃料流量 (t/h)	空気流量 (t/h)	出口 NO 濃度 <sup>3)</sup> (ppm)
1273	0.0	28.7	889.4	564.4	18.73	2.700	183.00	71 (231)
	0.75	32.9	808.4	464.5	6.226	2.185	182.78	65 (262)
	0.85	36.2	879.4	440.4	4.861	1.991	195.13	74 (347)
1473	0.0	30.4	728.3	584.8	20.35	2.368	121.09	137 (332)
	0.75	36.9	894.9	489.9	8.140	1.950	126.03	172 (525)
	0.85	40.1	979.7	461.3	6.092	1.793	134.70	197 (703)

\* カッコ内は基準残存酸素濃度を 5% としたときの換算濃度

注3)  $\eta_R=0.75$  のとき  $\eta_R=0.0$  のときに比べ燃料流量のみならず空気流量も減少すると推定されているのは, この場合空気圧縮機出口圧力 (燃焼器入口圧力とはほぼ等しい) が低く, 空気圧縮動力が少なくなるため, 同一出力 (10 MW) を出すのに必要なタービン出力, すなわち作動流体 (燃焼ガス) 流量が少なくてすむからである.

の再生器を付加した場合で 172 ppm に増大すると推定されている。特に、換算濃度で見た場合の増大が著しい。ガスタービンによる NO<sub>x</sub> の排出濃度に対する規制は大型ボイラに対する場合と同様と考えられているので<sup>23,27</sup>、たとえば大阪府では換算濃度で 100 ppm 以下とすることが環境基準の目標値となる（規制値は 250 ppm）。したがって、メタン 100% のような高カロリーガスを燃料として使用する高温高効率化ガスタービンを利用した場合の NO 排出濃度のレベルは、想定した条件下では環境基準の目標値はおろか規制値も上回ると推定されており、このため排気ガスの NO を除去する脱硝装置が必要となることがわかる。

## 5.2 各種廃棄物再生ガスを用いたときの NO 生成特性の比較

本節では、種々の廃棄物再生低カロリーガスを高温高効率化ガスタービンの燃料として用いた場合の NO 生成特性の相異について比較する。高温高効率ガスタービンの条件としては、タービン入口温度  $T_4=1473\text{K}$ 、再生器温度効率  $\eta_R=0.75$  とした場合をとりあげる。

表 4 は、CGS のシミュレーション・モデルを利用して、表 1 に示す 3 種の廃棄物再生低カロリーガスを燃料として使用したときのガスタービンの発電効率の推定結果、ならびに NO 生成濃度推定モデルを用いて求めた燃焼器内各領域の温度および NO 濃度の推定結果を示した表である。表には、比較のため高カロリーガスのメタンを使用した場合の結果についても示してある。表 1 および表 4 より、低発熱量の高いガスほど高い発電効率を得られると推定されていることがわかる。これが、従来できるだけ高カロリーの再生ガスを得る手法が望まれていた理由の 1 つである。

表 4 より、高カロリーガスのメタンを用いる場合の NO 濃度 525 ppm（換算濃度、以下同じ）に比べ、メタン醗酵ガスおよびシャフト炉式熱分解ガスの廃棄物再生低カロリーガスを用いる場合の NO 濃度を比較すると、それぞれ 138 ppm、1.5 ppm と基準ケースの場

合よりも大幅に低くなると推定されていることがわかる。このように、発熱量の低い上記 2 種のガスを使用する場合の NO 濃度が低くなると推定されているのは、表 4 に示すように燃焼器内各領域の燃焼ガス温度が低く、NO 生成速度が小さくなるためである。

しかし、燃料ガスの発熱量が低いからといって、NO 濃度が低くなるとは限らないことに注意する必要がある。たとえば、メタンの低発熱量 8560 kcal/m<sup>3</sup> に比べ、2 塔循環方式熱分解ガスの低発熱量は 3910 kcal/m<sup>3</sup> と低いにもかかわらず、後者を使用する場合の NO 濃度は 830 ppm で前者の 525 ppm に比べ高くなると推定されている。これは表 1(c) に示すように燃焼ガスの火炎温度の高くなる CO や H<sub>2</sub> の含有率が高く、このため表 4 に示すように燃焼器内各領域における燃焼ガス温度がメタンガスを使用する場合よりも高くなると推定されているためである。したがって、NO 生成特性は燃料ガスの発熱量だけではなく、その組成についても依存して決められることがよくわかる。

## 6. おわりに

本論文では、ガスタービン燃焼器において生成されるサーマル NO 濃度がガスタービンの効率および燃料種によってどのように影響されるかについて検討した。まず、高温効率化されたガスタービン燃焼器でのサーマル NO 生成特性を模擬するため Hung によるモデルを 2, 3 改良して構築した NO 生成濃度推定モデルについて述べた。次に、比較の基準となる例として、タービン入口温度 1273K、燃料としてメタン 100% の高カロリーガスを用いる場合をとりあげ、その NO 生成濃度を推定した。また、モデルにおいてガスタービン効率および燃料種以外に NO 生成濃度に大きな影響を与えられとされる燃焼器の 3 種のパラメータ ( $\alpha_1$ ,  $r_{13}$  および  $r_4$ ) についての感度分析を行い、NO 生成濃度をある程度減少させることは可能であっても、それには限度があることを示した。

本論文では、さらに基準ケースにおける場合と他の条件は同じであるとして再生器を付加したり、タービン入口温度を上昇させたりしてガスタービン効率を向上させると、NO 生成濃度が環境規制値 (250 ppm) 以上に高くなると推定されることを述べた。しかし、下水汚泥のメタン醗酵ガスや都市ごみのシャフト炉式熱分解などにより得られる低カロリーガスを燃料として用いる場合、NO 生成濃

表 4 各種燃料ガスを使用したときのガスタービンの発電効率と NO 生成濃度

(タービン入口(燃焼器出口)温度:  $t_6=1473\text{K}$ 、再生器温度効率:  $\eta_R=0.75$ )

燃料	発電効率 (%)	燃焼器内各領域における燃焼ガス温度 (K)					燃焼器出口 NO 濃度* (ppm)
		$t_1$	$t_2$	$t_3$	$t_{4-1}$	$t_{4-2}$	
メタンガス	36.9	2457	1659	1744	2419	1584	172 (525)
メタン醗酵ガス	36.2	2294	1471	1547	2308	1577	50 (138)
シャフト炉式熱分解ガス	33.2	1904	1325	1364	2001	1556	0.8 (1.5)
2 塔循環式熱分解ガス	36.0	2537	1912	1986	2465	1590	260 (830)

\*: カッコ内は基準残存酸素濃度を 5% としたときの換算濃度

度は規制値以下になると推定されることを示した。特に、発熱量が低くその火炎温度も低くなるシャフト炉式熱分解ガスを用いる場合、NO濃度は環境目標値(100 ppm)に比べても大幅に低くなると推定されることを示した。なお、低カロリーガスであるからといって、かならずしもNO濃度が低くなるとはかぎらず、燃料ガスの組成に注意する必要があることも明らかにした。

廃棄物再生の低カロリーガスを燃料として用いる高効率ガスタービンシステムは、(i) 廃棄物をエネルギー資源として高効率の利用ができる。(ii) 経済性が成立する可能性が高い<sup>13)</sup>のみならず、大気環境保全性に優れているという利点があり、将来性の高いシステムとして期待される。

#### 参 考 文 献

- 1) 朴, 鈴木: コージェネレーション・システムの簡易経済性評価法の導出とその応用, エネルギー・資源, 8-2, 145/151 (1987)
- 2) 日本機械学会: 技術資料—燃焼に伴う環境汚染物質の生成機構と制御法, 第2部・5章および第1部・3章 (1980)
- 3) 朴, 鈴木: 廃棄物再生低カロリーガス利用高効率ガスタービン CGS とその低 NO<sub>x</sub> 燃焼性, エネルギー・資源, 8-1, 92/98 (1987)
- 4) 朴, 鈴木: 廃棄物再生低カロリーガス利用高効率ガスタービン CGS のシミュレーション, 第29回自動制御連合講演会前刷, 539/542 (1986)
- 5) (財)大阪科学技術センター: 都市トータルエネルギーシステム, 4, 廃棄物処理システム, 22/32 (1981)
- 6) (財)大阪科学技術センター: 21世紀都市のトータルユーティリティシステム関連技術資料集, 126/129 (1984)
- 7) 日本化学会編: 窒素酸化物, 5, 351/522, 丸善 (1977)
- 8) W. S. Y. Hung: An Experimentally Verified NO<sub>x</sub> Emission Model for Gas Turbine Combustors, ASME Paper No. 75-GT-71
- 9) W. S. Y. Hung: A Diffusion Limited Model That Accurately Predicts the NO<sub>x</sub> Emissions from Gas Turbine Combustors Including the Use of Nitrogen Containing Fuels, Transactions of ASME, Journal of Engineering for Power, 320/326 (1976)
- 10) 水谷: 燃焼工学, 61/67, 森北出版 (1977)
- 11) G. L. Touchton: An Experimentally Verified NO<sub>x</sub> Prediction Algorithm Incorporating the Effects of Steam Injection, Journal of Engineering for Power, Transactions of the ASME, 833/840 (1984)
- 12) K. Takeya, T. Nakahara, S. Mandai and N. Sato: Reduction of Pollutant Emissions from Gas Turbine Combustor by Improving Its Air Distribution, 12th CIMAC, C-22 (1977)
- 13) 朴, 鈴木: 都市廃棄物再生ガス利用高効率ガスタービン熱併給発電システムの特性と経済性, 電気学会論文誌 D, 107-7, 875/882 (1987)
- 14) 朴, 鈴木: 廃棄物再生ガス利用ガスタービン CGS の各種高効率化手法の評価, エネルギー・資源研究会, 第6回研究発表会講演論文集, 13/18 (1987)