石炭ガス化用 1300°C級ガスタービン燃焼器の開発*

佐藤 幹夫^{*1}, 中田 俊彦^{*1}
芳根 俊行^{*2}, 山田 正彦^{*2}Development of a 1300°C-Class Gas Turbine Combustor Burning
Coal-derived Low-BTU Gaseous FuelsMikio SATO, Toshihiko NAKATA,
Toshiyuki YOSHINE and Masahiko YAMADA

In the coal gasification combined-cycle power generation system, it is necessary to develop a high-temperature gas turbine combustor using coal-derived gaseous fuels, which has high thermal efficiency and low emission of pollutants. Combustion tests were conducted using a full scale combustor for a 150-MW-class gas turbine under atmospheric pressure. Furthermore, high pressure combustion tests were conducted by using a 20-MW-class gas turbine combustor. Main results are as follows: Thermal NO_x emission was very low in a combustion of coal derived low Btu gaseous fuel, and its emission level was 15 ppm under a full load condition at the combustor exit gas temperature of 1300°C. The tested combustors were not designed for low fuel NO_x combustion. Therefore NO_x emission resulting from 1000 ppmv of ammonia accounted for about 95 % of the total NO_x emissions. The ammonia conversion to NO_x decreased slightly with increasing of combustion pressure.

Key Words: Gas Turbine, Combustion, Coal Gasification, Coal-derived Gas, Fuel NO_x

1. ま え が き

発電用石炭新利用技術として、石炭ガス化複合発電システムの研究開発が進められている⁽¹⁾⁽²⁾。わが国においては1986年から200 t/日の噴流床石炭ガス化複合発電パイロットプラントの研究開発⁽³⁾が開始されている。

空気吹き噴流床石炭ガス化炉⁽⁴⁾から生成されるガス化燃料は、発熱量が天然ガスの約1/10程度と低いことや、主要可燃性成分がCOであることなど従来のガスタービン燃料とは非常に異なる性状を有する。さらに、ガス精製が乾式で行われる場合には、石炭ガス化炉内で生成されるNH₃はほとんど除去されずにガスタービン燃焼器に供給される⁽⁵⁾。石炭ガス化燃料中のNH₃はガスタービンの燃焼過程で容易にフェル NO_xに転換することが予想される。

低カロリーガスの燃焼特性やNO_x排出特性を検討した例としては、小形の拡散バーナを用いた研究^{(6)~(12)}やモデル燃焼器を用いた研究⁽¹³⁾⁽¹⁴⁾などがある。また発電用および産業用ガスタービンを対象とし

た燃焼器の開発⁽¹⁵⁾⁽¹⁶⁾なども行われている。しかしながら、これらの研究はC₃H₈, CH₄などをN₂で希釈した燃料を用いたり、酸素吹き石炭ガス化中カロリー燃料を対象としているものであり、本研究が対象とするCOを主要可燃性成分とし、NH₃を含む空気吹き噴流床石炭ガス化低カロリー燃料とは組成が異なるものである。

本研究は、空気吹き噴流床石炭ガス化複合発電用の1300°C級ガスタービン燃焼器の開発を行うために設計、試作した150 MW級ガスタービンに使用されるマルチチャン燃焼器の1缶を用いて常圧燃焼実験を行い、石炭ガス化燃料の組成や発熱量が排気特性や燃焼器壁面温度特性などに及ぼす影響を検討したものである。また、20 MW級燃焼器による高圧燃焼実験を行い、燃焼器内圧力が燃料中NH₃に起因するフェル NO_xの排出特性や燃焼器壁面温度特性に及ぼす影響を検討した。

主 な 記 号

LHV: 燃料の低位発熱量 KJ/(m³・N)CO/H₂: 燃料中のCOとH₂の比率 Vol %/Vol %

φ: 当量比

V_a: 空気流量 m³・N/h

* 原稿受付 平成元年8月28日。

^{*1} 正員、(財)電力中央研究所 (〒240-01 横須賀市長坂2-6-1)。^{*2} (株)東芝 (〒230 横浜市見区末広町2-4)。

V_f : 燃料流量 $\text{m}^3 \cdot \text{N/h}$

C. R.: 燃料中 NH_3 から NO_x への転換率

η : 燃焼効率

t_a : 燃焼器入口空気温度 $^{\circ}\text{C}$

t_f : 燃焼器入口燃料温度 $^{\circ}\text{C}$

t_{ex} : 燃焼器出口ガス温度 $^{\circ}\text{C}$

p_c : 燃焼器内圧力 MPa

2. 石炭ガス化燃料の特徴

ガス化剤に空気を用いる噴流床石炭ガス化炉で生成される石炭ガス化燃料の主要可燃性成分は CO と H_2 であるが、燃料組成の 60 % 以上は N_2 や CO_2 などの不活性成分である。このため、石炭ガス化燃料の発熱量は約 $4\,000 \text{ KJ/m}^3 \cdot \text{N}$ (約 $950 \text{ Kcal}/(\text{m}^3 \cdot \text{N})$) と低く、天然ガスの 1/10 程度である。しかも上記方式の石炭ガス化炉から生成されるガス化燃料は、空気吹き流動床石炭ガス化方式と比較して、 H_2 よりも燃焼速度の遅い CO の組成割合が高い。表 1 は、空気吹き噴流床石炭ガス化燃料の組成例を示す。

石炭ガス化燃料は不活性成分を多く含む低カロリー燃料であるため火炎温度は低い。図 1 は、石炭ガス化燃料と LNG の理論断熱火炎温度を比較したものである。計算は Harker⁽¹⁸⁾ による方法で行った。空気温度、燃料温度が 400°C のときの LNG の最高火炎温度は ϕ が 1.05 のときに約 $2\,100^{\circ}\text{C}$ であり、本研究が対象とする石炭ガス化燃料の場合は ϕ が 1.0 のときに $1\,690^{\circ}\text{C}$ であった。

3. 実験装置および方法

図 2 は実験設備の系統概略を示す。石炭ガス化燃料を想定した低カロリーガス燃料は、燃料改質装置により製造される。 C_3H_8 に CO_2 と水蒸気を混合させた原料燃料は、燃料改質装置内で CO、 H_2 と CO_2 に分解される。燃料中の H_2 濃度を調整するために水素分離膜が用いられ、CO/ H_2 モル比が 1~3 程度の範囲で設定される。 N_2 の希釈により発熱量が調整された供試燃料は、加熱器により 370°C に予熱された後に供試燃焼器に供給される。また、 NH_3 供給装置により所定濃度の NH_3 が燃料中に供給される。供試燃料の基準性状を表 2 に示す。基準性状として発熱量(低位)LHV を $3\,950 \text{ KJ}/(\text{m}^3 \cdot \text{N})$ 、CO/ H_2 モル比を約 3、 NH_3 濃度を $1\,000 \text{ ppmv}$ 、 CH_4 濃度を 2.5 vol % とした。

燃焼器に供給する空気源として四段遠心形圧縮機が用いられる。圧縮機から吐出圧力約 2 MPa、吐出流量 $17\,000 \text{ m}^3 \cdot \text{N/h}$ で送り出された供試空気は、加熱器により 370°C の温度に予熱され流量調整弁と流量計測オ

表 1 空気吹き噴流床石炭ガス化燃料の組成例⁽¹⁷⁾

	Coal A	Coal B	Coal C
Gasifier air ratio	0.40	0.41	0.41
CO vol %	20.0	19.9	20.0
CO_2 vol %	6.2	5.4	6.1
H_2 vol %	7.7	8.0	6.6
H_2O vol %	6.8	5.9	3.6
CH_4 vol %	1.0	0.7	0.2
N_2 vol %	57.6	19.9	62.6
Ar vol %	0.7	0.7	0.7
LHV (wet) $\text{kJ}/\text{m}^3 \cdot \text{N}$	3720	3630	3310
LHV (dry) $\text{kJ}/\text{m}^3 \cdot \text{N}$	3990	3860	3430

図 1 理論断熱火炎温度

図 2 実験設備の系統概略

リフィスを経て燃焼器に供給される。

燃焼実験用テストセクションは 2 系統あり、それぞれ 150 MW 級ガスタービン燃焼器の 1 缶分について常圧燃焼実験、20 MW 級燃焼器の高圧燃焼実験（最大燃焼器内圧 1.6 MPa）を実施することが可能である。常圧燃焼実験テストセクションの断面を図 3 に示す。

燃焼器からの燃焼ガスは、燃焼器尾筒を通過した後、計測ダクトに導入され、燃焼ガス成分の分析と燃焼ガス温度の測定が行われる。計測ダクトの中心部に水冷式ステンレス製燃焼ガス採取管が設置されている。燃焼ガス採取管出口から分析計入口までのラインは電気ヒータにより加熱され、配管内を露点温度以上に保っている。ガス採取管により吸引された燃焼ガスは自動連続分析計により分析される。燃焼ガス中の CO と CO₂ は赤外線吸収式により、NO と NO₂ は化学発光式により、O₂ は磁気式により、炭化水素は F. I. D. によりそれぞれ濃度が分析される。燃焼器入口における供試燃料の組成は、CO、CO₂、H₂、CH₄、H₂O、N₂ について高速自動ガスクロマトグラフにより分析が行われ

表 2 供試燃料の基準性状

H ₂	: 6.9 vol %
CO	: 18.3 vol %
N ₂	: 56.3 vol %
CO ₂	: 12.9 vol %
CH ₄	: 2.5 vol %
H ₂ O	: 3.0 vol %
NH ₃	: 1000 ppm-v
HHV	: 4190 kJ/m ³ N
LHV	: 3950 kJ/m ³ N

図 3 常圧燃焼実験テストセクション

る。

燃焼器出口ガス温度は、計測ダクトに挿入された 5 本の R 形シース熱電対をトラバース装置で移動することにより測定される。また、燃焼器の外壁面上の円周方向と軸方向に合計 45 点の K 形シース熱電対（外径 1.6 mm）がスポット溶接され、燃焼器壁面温度が計測される。

常圧燃焼実験用の供試燃焼器の概略を図 4 に示す。燃焼器の内径は 360 mm であり、長さは 930 mm である。燃焼器の内表面にはセラミックコーティングが施されている。壁面の冷却構造はフィルム冷却方式である。燃焼器出口ガス温度を 1300°C とする定格負荷時における燃焼負荷率は 280 W/(m³·Pa) である。

燃料と空気は軸方向流に旋回角度 45° の案内羽根を用いたスワラにより燃焼器に供給される。供試スワラの概要を図 5 に示す。図 5 に示すように、燃料と空気は案内羽根によって区切られた隣接したブロックから交互に噴出する。定格負荷時の空気噴出流速は 100 m/s、燃料噴出流速は 260 m/s となるよう設計されている。

高圧燃焼実験用供試燃焼器の概略を図 6 に示す。本供試燃焼器は、図 4 に示される常圧燃焼実験用燃焼器を基に寸法を約 1/2 に縮小したものであり、内径が 200 mm、長さが 505 mm である。また、壁面冷却構造、

図 4 常圧燃焼実験用供試燃焼器

図 5 供試スワラ

燃焼負荷率, スワラ構造, 空気および燃料噴出速度, 燃焼器の空気配分(当量比分布)が常圧燃焼実験用燃焼器とほぼ等しくなるよう設計されている。

4. 実験結果および検討

4.1 150 MW 級燃焼器による常圧燃焼実験

4.1.1 燃焼特性 燃料発熱量(低位) LHV が 3950 KJ/(m³·N) 用として設計された供試燃焼器を用いて LHV の低下に対する燃焼特性を検討した。図 7 は LHV と CO 排出濃度, 燃焼効率の関係を示す。図 7 においては, 燃焼器に供給される空気流量 V_a を LHV が 3950 KJ/(m³·N) のときの定格流量(4000 m³·N/h 一定)とし, 燃焼器出口ガス温度 t_{ex} が 1300°C となるように燃料流量を設定した。LHV が 4000 KJ/(m³·N) から 3300 KJ/(m³·N) まで低下しても CO 排出濃度はほとんど増加しないが, それ以下になると急激に CO 濃度は増加し LHV が 2600 KJ/(m³·N) まで低下すると 700 ppm 以上になった。燃焼効率は, LHV が 3300 KJ/(m³·N) 以下になると低下する傾向であったが, 2600 KJ/(m³·N) のときでも 99.5% を確保することが可能であった。また, 吹消え限界の発熱量を確認するために LHV を 2200 KJ/(m³·N) まで低下させたが吹消えには至らなかった。それ以下の LHV については希釈用 N₂ の供給限界を超えたため, 検討することができなかった。

以上の結果から, 空気吹き噴流床石炭ガス化燃料は発熱量が CH₄ の 1/10 程度の低カロリー燃料ではあるが, 基準発熱量を 3950 KJ/(m³·N) とする 1300°C 級燃焼器において, LHV が 3300 KJ/(m³·N) 程度まで低下しても適用可能であると判断された。

図 8 は, 燃焼器出口における当量比 ϕ_t と CO 排出濃度の関係を LHV をパラメータとして示す。燃焼器出口ガス温度 t_{ex} を 1300°C とする定格条件時における ϕ_t は 0.49 となる。CO 排出濃度は, いずれの LHV に対しても ϕ_t が 0.25~0.4 の範囲で最小値を示した。 ϕ_t が 0.4 以上で CO 排出濃度が増加したのは ϕ_t の増加に伴い一次燃焼域の当量比がより燃料過濃条件

図 6 高圧燃焼実験用供試燃焼器

となったためと考えられる。また, ϕ_t が 0.25 以下で CO 排出濃度が増加しているのは, ϕ_t の低下に伴って火炎温度が低下することによって考えられる。発熱量の相違に対しては, LHV が低いほど全体的な CO 排出濃度レベルは高かった。これは, LHV が低下するほど燃料が希薄となるため, 火炎温度が低下することによって考えられる。

石炭ガス化燃料中の主要可燃性成分は CO と H₂ であるが, 石炭ガス化方式により CO と H₂ の含有濃度は変化する。図 9 は ϕ_t と CO 排出濃度の関係を燃料組成(CO/H₂ モル比)をパラメータとして示す。LHV はいずれの場合も 3950 KJ/(m³·N) 一定である。CO/H₂ モル比の小さい燃料を用いた場合, 燃料中の CO 濃度が低くなるため, CO 排出濃度が低下したためと考えられる。

4.1.2 NO_x 排出特性 石炭ガス化低カロリー燃料の火炎温度は, 図 1 に示したように高カロリー燃料である CH₄ などを比較するとかなり低い。拡散火炎におけるサーマル NO_x の生成に及ぼす火炎温度の影響は, 燃料種や火炎形状により異なる⁽¹⁹⁾とされている。

図 7 燃料発熱量と CO 排出濃度および燃焼効率の関係

図 8 当量比と CO 排出濃度の関係(1)

が、火炎温度の低いカロリーガス燃焼時のサーマル NO_x 濃度は低いと予想される。図 10 は ϕ_t とサーマル NO_x 濃度の関係を LHV をパラメータとして示す。本実験においては、燃料中に NH₃ を供給しなければ、そのときに測定される NO_x はすべて空気中の N₂ に起因するサーマル NO_x である。LHV が 3 950 KJ/(m³·N) の場合、 t_{ex} を 1300°C とする ϕ_t が 0.49 の定格条件時におけるサーマル NO_x 濃度は 15 ppm であった。LHV が 4 740 KJ/(m³·N) の場合のサーマル NO_x 濃度レベルは 3 950 KJ/(m³·N) の場合よりも増加した。これは、LHV が高くなると同一の ϕ_t に対する火炎温度が高くなるためと考えられる。いずれにしても、LHV が 3 950 KJ/(m³·N) 程度の石炭ガス化低カロリー燃料の場合、ガスタービン全負荷帯にわたってのサーマル NO_x 濃度は、高カロリー燃料を用いる場合と比較して極めて低いレベルであった。

次に、NH₃ を含む低カロリーガス燃料燃焼時の NO_x 排出特性を図 11 に示す。図 11 は燃料中の NH₃ 濃度が 1 000 ppmv の場合の ϕ_t と NO_x 排出濃度および NH₃ から NO_x への転換率の関係を LHV をパラメータとして示す。NH₃ から NO_x への転換率は、設定された ϕ_t において燃料中の NH₃ がすべて NO となると仮定したときの NO 濃度に対する実測 NO_x 濃度から計算した。 t_{ex} を 1300°C とする定格条件時における燃料中 NH₃ から NO_x への転換率は約 70 % であり、そのときの実測 NO_x 濃度は約 300 ppm であった。図 10 におけるサーマル NO_x 濃度から判断すると、本条件下において燃焼器から排出される NO_x のうち燃料中の NH₃ に起因するフュエル NO_x の占める割合は約 95 % であった。 ϕ_t の変化に対しては、いずれの LHV の場合も燃料希薄条件となる低負荷側において、NH₃ から NO_x への転換率は増加する傾向であった。燃料発熱量変化がフュエル NO_x 生成特性に及

ぼす影響については、H₂ あるいは CH₄ を不活性ガスで希釈するほど燃料中 N 分から NO_x への転換率は増大するとの報告例⁽²⁰⁾もあるが、本実験における発熱量変化範囲ではその影響は顕著ではなかった。

石炭ガス化燃料中の NH₃ 濃度はガス化する石炭種やガス化条件により変化するため、NH₃ 濃度の変化が NO_x 排出特性に及ぼす影響を検討した。図 12 は t_{ex} を 1300°C とする定格条件下での燃料中 NH₃ 濃度と NH₃ から NO_x への転換率および実測 NO_x 濃度の関係を示したものである。一般的に燃料中の N 分含有率の増加に伴い、NO_x への転換率は低下することが知られており⁽²¹⁾⁽²²⁾、本結果においても NO_x への転換率は、NH₃ 濃度が 500 ppmv では 85 %、1 000 ppmv では 70 %、3 000 ppmv では 50 % と NH₃ 濃度の増加に伴い減少した。

図 13 は燃料中の NH₃ 濃度が 1 000 ppmv と 2 000 ppmv の場合の ϕ_t に対する NO_x 排出特性を示したものである。NH₃ から NO_x への転換率レベルは、NH₃ 濃度が低いほうが高いが、 ϕ_t に対して転換率が変化する傾向はほとんど同じであった。

次に、燃料中 NH₃ から NO_x への生成特性に及ぼす

図 10 サーマル NO_x 排出特性

図 9 当量比と CO 排出濃度の関係(2)

図 11 当量比と NO_x 排出特性の関係(1)

燃料中 CO/H_2 モル比の影響を示す。図 14 は CO/H_2 モル比が 1 と 3 の場合の ϕ_i に対する NH_3 から NO_x への転換率を示す。 CO , H_2 のような非炭化水素系燃料に CH_4 のような炭化水素系燃料が混合している場合とそうでない場合とでは、燃料中 NH_3 から NO_x への生成特性が大幅に変化することが知られている⁽¹¹⁾⁽²³⁾。著者らの検討によれば⁽²⁴⁾⁽²⁵⁾、石炭ガス化燃料中に CH_4 が含まれない場合は、一次燃焼域の当量比 ϕ_p が 1 以下の燃料希薄条件では、 CO/H_2 モル比の高いほうが NH_3 から NO_x への転換率が高くなる傾向であった。しかしながら、燃料中に CH_4 が含まれる場合は同一 CH_4 濃度に対しては、 CO/H_2 モル比が NH_3 から NO_x への転換率に及ぼす影響はみられなかった。本実験結果においても、供試燃料中に CH_4 が含まれるため、 NH_3 から NO_x への転換率に及ぼす CO/H_2 モル比の影響がなかったものと思われる。

4.1.3 燃焼器壁面温度特性 石炭ガス化低カロリー燃料を用いる 1300°C 級ガスタービン燃焼器においては、希釈用空気を含む燃焼器壁面冷却空気量は天然ガスを燃料とする場合の約 80% 程度となる。そのため、壁面冷却技術の高性能化が必要であると考えられる。しかしながら、すでに述べたように石炭ガス化

低カロリー燃料の火炎温度は低いので、必要とされる冷却性能を実験的に評価することが必要である。

図 15 は壁内面にセラミックコーティングが施されたフィルム冷却構造を有する供試燃焼器において、燃焼器出口ガス温度を 1300°C とする定格条件時の燃焼器壁面温度を LHV をパラメータとして示す。いずれの条件下においても壁面温度の最高値は 800°C 以下であり、供試燃焼器の壁面冷却性能は耐熱許容温度を満足するものであった。 CO と H_2 を主要可燃性成分とする石炭ガス化燃料の火炎は不輝炎と考えられ、しかも火炎温度が低いことから、高カロリー燃料と比較して壁面冷却空気量が減少しているにもかかわらず、従来のフィルム冷却方式でも壁面温度が 800°C 以下になったものと思われる。

4.2 20 MW 級燃焼器による高圧燃焼実験 燃焼器内圧力が、 NO_x 排出特性と燃焼器壁面温度特性に及ぼす影響を検討するために、図 6 に示した 20 MW 級燃焼器による高圧燃焼実験を実施した。燃焼器

図 12 燃料中のアンモニア濃度と NO_x 排出特性の関係

図 13 当量比と NO_x 排出特性の関係(2)

図 14 当量比と NO_x 排出特性の関係(3)

図 15 燃焼器壁面温度特性

内圧力を変化させるときは、燃料と空気の総流量から計算される燃焼器内平均断面流速が一定となるようにした。

図 16 は、燃焼器内圧力と燃料中の NH_3 から NO_x への転換率および NO_x 排出濃度の関係を示す。サーマル NO_x の生成に及ぼす圧力の影響としては、Zeldovich NO が圧力の 1.5 乗にほぼ比例する生成速度 $[\text{mol}/(\text{cm}^3 \cdot \text{s})]$ を示す⁽²⁶⁾ことや、ガスタービン燃焼器における排出濃度が圧力の 0.5 乗に比例する⁽²⁷⁾⁽²⁸⁾ことなどが知られているが、ガスタービン燃焼器におけるフュエル NO_x の生成に及ぼす圧力の影響については十分な検討はなされていない。図 16 によれば、石炭ガス化用ガスタービン燃焼器における燃料中 NH_3 から NO_x への転換率は、燃焼器内圧力が大気圧から約 0.2 MPa まで増加すると 68 % から 60 % へと低下した。それ以上の圧力上昇に対しては転換率の減少はゆるやかであった。すなわち、本実験結果においては燃焼器内圧力が大気圧から 1.5 MPa まで増加すると、燃料中 NH_3 から NO_x への転換率は 68 % から 55 % へと 13 % 低下した。

火炎が輝炎の場合、圧力は火炎の放射率に影響を及ぼすことが知られており、圧力が増大するに伴って放射率は増大する⁽²⁹⁾⁽³⁰⁾。また、不輝炎の放射率に及ぼす圧力の影響は輝炎と比較して小さいとされる⁽³¹⁾。しかしながら、ガスタービン燃焼器において器内圧力が燃焼器壁面温度に及ぼす影響は明らかでない。図 17 は燃焼器内平均断面流速を一定とし、 t_{ex} を 1300°C 一定とする条件下において、燃焼器内圧力が燃焼器壁面温度に及ぼす影響を示したものである。燃焼器壁面温度に及ぼす圧力の影響は顕著ではなかったと判断される。

図 17 と同条件における燃焼器壁での熱バランスを検討した著者らの計算結果⁽³²⁾によれば、石炭ガス化燃料の火炎温度が低いことや火炎が不輝炎であることか

ら、器内圧力の上昇による燃焼ガスからの放射熱量の増分と燃焼器内壁面の冷却膜からの対流伝熱量の増分の総和が、燃焼器外壁面の対流による冷却伝熱量の増分とほぼ釣り合うために、器内圧力の増加が燃焼器壁面温度に及ぼす影響が顕著ではなかったものと思われる。

5. ま と め

石炭ガス化低カロリーガス用 1300°C 級ガスタービン燃焼器を開発するために、150 MW 級燃焼器 1 缶分について常圧燃焼実験を、また 20 MW 級燃焼器 1 缶分について高圧燃焼実験を行い、燃焼特性、排気特性などを検討した。その結果以下のことが明らかになった。

(1) 燃料発熱量が 3950 KJ/($\text{m}^3 \cdot \text{N}$) として設計された供試燃焼器において、燃焼器出口ガス温度を 1300°C とする定格条件下で、発熱量が約 2600 KJ/($\text{m}^3 \cdot \text{N}$) に低下しても燃焼効率を 99.5 % 以上確保することが可能であった。さらに発熱量を 2200 KJ/($\text{m}^3 \cdot \text{N}$) 程度まで低下したとき燃焼効率の低下はみられたが吹消えには至らなかった。

(2) 石炭ガス化燃料燃焼時のサーマル NO_x 生成濃度は低く、発熱量が約 4000 KJ/($\text{m}^3 \cdot \text{N}$) の場合、燃焼器出口ガス温度を 1300°C とする定格条件時で 15 ppm であった。

(3) 石炭ガス化用ガスタービン燃焼器から排出される NO_x のうち、燃料中 NH_3 に起因するフュエル

図 16 フュエル NO_x 生成に及ぼす圧力の影響

図 17 燃焼器壁面温度分布に及ぼす圧力の影響

NO_x の占める割合は高く、供試燃焼器の場合、NH₃ 濃度が 1 000 ppmv のときその割合は 95 % であった。

(4) 燃焼器内圧力の増加により、燃料中 NH₃ から NO_x への転換率は減少する傾向であった。すなわち、器内圧力が大気圧から 1.5 MPa まで増加すると、NH₃ から NO_x への転換率は 68 % から 55 % まで低下した。

(5) 燃焼器内圧力の変化が燃焼器壁面温度に及ぼす影響は顕著ではなかった。

本研究の遂行にあたり(財)電力中央研究所の石川浩氏、阿部俊夫氏、深沢衛氏、二宮徹氏、山内浩二氏および(株)東芝の長谷川宏氏、檜佐彰一氏の協力を得たことを付記し、謝意を表する。

文 献

- (1) Rroc. 16th Ann EPRI Contract' Conf Cool Gasificat. EPRI REP., AP-5343-SR(1987).
- (2) 石川, 燃料協会誌, 66-2(1987).
- (3) 加藤・矢部, エネルギー(1989).
- (4) 浜松・ほか 8 名, 火力原子力発電, 38-6(1987).
- (5) Robson, F. L., ほか 2 名, Proc. Symp., Environ. Aspects Fuel Convers. Technol., II, EPA -6001, 2-76-149(1976), 359.
- (6) 石橋・ほか 2 名, 第 6 回ガスタービン定期講演会講演論文集, (1978).
- (7) 萬代・ほか 2 名, 第 21 回燃焼シンポジウム前刷集, (1983), 43.
- (8) 稲田・ほか 2 名, 第 21 回燃焼シンポジウム前刷集, (1983), 46.
- (9) 二宮・ほか 2 名, 機構論, No. 871-2(1987), 43.
- (10) 佐藤・ほか 名, 機構論, No. 871-2(1987), 45.
- (11) Folsom, B. A., ほか 2 名, Trans. ASME, J. Eng. Power, (1980), 459.
- (12) Drake, M. C., ほか 2 名, Proc. 20th Symp. (Int.) Combust., (1984), 1983, The Comb. Inst.
- (13) Pillsburg, P. W., ほか 2 名, Trans. ASME, J. Eng. Power, (1976).
- (14) Clark, W. D., ほか 3 名, Trans. ASME, J. Eng. Power, (1982), 120.
- (15) Battista, R. A., Farrell, R. A., ASME Paper, 79-GT-172(1979).
- (16) Beebe, K. W., ほか 2 名, DOE/NASA/13111-11, NASA TM, 82985(1982).
- (17) 大丸・ほか 8 名, 電力中央研究所報告, 研究報告: W 88019(1989).
- (18) Harker, J. H., J. Inst. Fuel, 40-316(1967), 206.
- (19) Takagi, T., ほか 3 名 Proc. 16th Symp. (Int.) Combust., (1976), 1051, The Comb. Inst.
- (20) Fenimore, C. P., Proc 16th Symp. (Int.) Combust., (1976), 1065, The Comb. Inst.
- (21) 高城・ほか 3 名, 機論, 43-368(1977), 1426.
- (22) 加藤・ほか 3 名, 機論, 42-354(1976), 582.
- (23) Heap, M. P., ほか 6 名 Proc. 16th Symp. (Int.) Combust., (1976), 535, The Comb. Inst.
- (24) 佐藤・ほか 2 名, 第 17 回ガスタービン定期講演会講演論文集, (1989), 151.
- (25) 山内・ほか 2 名, 電力中央研究所報告, 研究報告: W 88028(1989).
- (26) 技術資料燃焼に伴う環境汚染物質の生成機構と抑制法, (1980), 日本機械学会.
- (27) Mularz, E. J., ほか 2 名, NASA TM, x-3046(1974).
- (28) Sullivan, D. A., ASME Paper, No. 76-GT-5(1976).
- (29) Marsland, J., ほか 2 名 Proc. 12th Symp. (Int.) Combust., (1969), 1265, The Comb. Inst.
- (30) Lefebvre, A. H. and Norster, E. R., ASME Paper, 72-WA/HT-26(1972).
- (31) 鈴木, 機械技術研究所報告, 第 110 号, (1981).
- (32) 山内・ほか 2 名, ガスタービン松山地区講演会講演論文集 (1988), 167.