石炭ガス化中カロリー燃料用ガスタービン燃焼器*

(第1報, 窒素噴射による低 NO_x 燃焼法)長谷川 武治^{*1}, 佐藤 幹夫^{*1}, 久松 暢^{*1}岩井 保憲^{*2}, 小野田 昭博^{*3}, 山田 正彦^{*2}Medium-Btu Fueled Gas Turbine Combustor for Use in IGCC
(1st Report, Low NO_x Combustion Method Using Nitrogen Injection)Takeharu HASEGAWA^{*4}, Mikio SATO, Tohru HISAMATSU,
Yasunori IWAI, Akihiro ONODA and Masahiko YAMADA^{*4} Energy & Mechanical Engineering Department, Central Research Institute of Electric Power Industry,
2-6-1 Nagasaka, Yokosuka-shi, Kanagawa, 240-0196 Japan

The flame temperature of oxygen-blown medium-Btu gasified coal fuel is higher and so NO_x production from nitrogen fixation is expected to increase significantly. We have started to develop low NO_x and stable combustion technology using medium-Btu gasified coal fuel. In this paper, based on the fundamental combustion tests using the small diffusion burner, we have through out the new combustion technique which injects nitrogen directly into the high temperature region in the combustor for low NO_x and stable combustion. A gas turbine combustor with a swirling nitrogen injection function designed with new combustion technique was constructed and the performance of this combustor was evaluated under atmospheric pressure conditions and operational conditions. From the test results, it is confirmed that: (1) This new combustion technique with nitrogen direct injection results in a significant reduction in NO_x production from nitrogen fixation, 8 ppm or less (corrected at 16% O₂) in the gas turbine operational conditions for IGCC; and (2) CO emission concentration decreased to a significant level, as low as 10 ppm, under operational conditions, or combustion efficiency was almost always 100%. From the above results, this combustor has an excellent performance under the operational conditions in IGCC, and bright prospects of low NO_x and stable combustion technology of the medium calorific fuel are obtained.

Key Words: Coal Gasification, Medium-Btu Fuel, Gas Turbine Combustor, Combustion Products, Nitrogen Oxides

1. 緒言

石炭は、世界中に広く分布し、埋蔵量も豊富であり、長期的に安定供給が可能であることから、発電プラントにおける石炭利用の拡大を図る技術開発が国内外で進められている。なかでも、石炭ガス化複合発電(IGCC)は、高効率で環境保全性に優れていることから 21 世紀の石炭利用発電技術として期待され、わが国においては 1986 年から 200t/日規模の空気吹き噴流床石炭ガス化複合発電パイロットプラントによる研究開発が国家プロジェクトとして進められてきた。一方、欧米では空気吹き石炭ガス化複合発電方式に加えて酸素吹き石炭ガス化複合発電が実証機による開発段階にある。

酸素吹き石炭ガス化複合発電では、ガス化炉から生成される中カロリー燃料の火炎温度が高く、サー

マル NO_x が高濃度で排出するため^{(1)~(3)}、現在は、ガス化剤である酸素の製造過程で生成される窒素(プラント余剰 N₂)を燃料に予混合して NO_x 排出濃度を低減するとともにガスタービン出力の増大が図られている。

中カロリー燃料用ガスタービン燃焼器に関する研究としては、燃料と空気の急速混合による低 NO_x 燃焼を目的とした EV バーナを中カロリー燃料に適用する研究⁽⁴⁾やプラント余剰 N₂を燃焼用空气中に噴射する研究⁽⁵⁾がなされている。また、中カロリー燃料の燃焼速度を調べた研究⁽⁶⁾や予混合燃焼に関する基礎研究⁽⁷⁾などがある。

著者らは、プラント余剰 N₂を圧力の高い燃料に注入する代わりに燃焼器に直接供給する方法を提案し、これにより熱効率を約 0.3%(絶対値)向上し、しかも NO_x 排出量を大幅に低減できることを明らかにした^{(8)~(12)}。

本論文は、小型拡散バーナおよび実規模バーナによる燃焼実験結果⁽⁸⁾⁽⁹⁾をもとに中カロリー燃料用

* 原稿受付 2002 年 8 月 7 日。

^{*1} 正員, (財)電力中央研究所(〒240-0196 横須賀市長坂 2-6-1)。^{*2} 正員, (株)東芝(〒230-0051 横浜市鶴見区末広町 2-4)。^{*3} (株)東芝。

E-mail: takeharu@criepi.denken.or.jp

300MW, 1573K (1300°C) 級多缶型ガスタービン燃焼器⁽¹⁰⁾および同一設計による高圧試験用 1/2 サイズ燃焼器⁽¹¹⁾⁽¹²⁾を設計, 試作するとともに, 微粉炭の水スラリー搬送による酸素吹き石炭ガス化中カロリー燃料を対象とした模擬燃料を用いた単缶燃焼試験により性能評価を行ったものである。

記号

HHV	: 高位燃料発熱量 MJ/m ³
Ic	: 燃焼負荷率 W/(m ³ ·Pa)
N ₂ /Fuel	: 窒素と燃料の供給量比率 kg/kg
NOx(16%O ₂)	: 燃焼ガス中の酸素濃度を 16%に換算した場合の NOx 排出濃度 ppm
P	: 燃焼器内圧力 MPa
T _{adia}	: 理論断熱火炎温度 K
T _{air}	: 供給空気温度 K
T _{ex}	: 燃焼器出口ガス温度 K
T _{fuel}	: 供給燃料温度 K
T _{N₂}	: 供給窒素温度 K
η	: 排ガス中未燃分から算出する燃焼効率 %
φ	: 混合ガス燃料の平均当量比
φ _{ex}	: 燃焼器出口における平均当量比
φ _p	: 二段燃焼における一次燃焼領域の平均当量比
γ	: 燃料ガス密度 kg/m ³
ΔP/q	: 全圧損失係数(代表断面: 燃焼器ライナ出口) ⁽¹³⁾

2. 石炭ガス化中カロリー燃料用ガスタービン燃焼器

ガス化燃料は, ガス化剤の種類, 石炭やバイオマスなどの原料種およびガス化炉方式により燃料組成や発熱量が異なる。表1に各種酸素吹きガス化中カロリー燃料の代表的な組成例^{(12)(14)~(18)}を示す。ガス化剤に酸素を用いる石炭ガス化燃料は, 一酸化炭素(CO), 水素(H₂)を主要な可燃性成分とし, その他少量のメタン(CH₄)を含み, 燃料組成の70~90%程度を可燃性成分が占める。このため, 燃料発熱量は9~13MJ/m³と, 空気吹き石炭ガス化燃料と比較して2~3倍程度の発熱量となる。また, 石炭の搬送方式

としては, 微粉炭の水によるスラリー搬送と窒素(N₂)による乾式気流搬送があり, 本研究で対象とする水スラリー搬送の場合には水分の蒸発潜熱が必要となり, 乾式気流搬送の場合に比較して発生するガス化燃料の発熱量が低下する傾向を示す。

ガス化燃料では, 発熱量が高いほど火炎温度の上昇によるサーマル NOx 生成量の増大が懸念される。そのため, 酸素吹き石炭ガス化複合発電では, 酸素製造プラントから生成される N₂ を中カロリー燃料に予混合して燃焼器に供給することにより, タービンで動力を回収してプラント熱効率の向上を図るとともに, 火炎温度を低下させて NOx 排出量を低減させることも行われている。図1に, 中カロリー燃料を空気で燃焼させた場合の当量比と理論断熱火炎温度の関係について燃料発熱量をパラメータとして示す⁽¹⁾。計算条件としては, 燃料中の CO/H₂ モル比を2.33とし, 発熱量は N₂ の希釈量により調整している。比較のために, CH₄ の場合についても併せて示した。

石炭ガス化燃料では, 燃料発熱量の上昇に伴い理論断熱火炎温度は大幅に上昇し, 最高火炎温度は,

Fig.1 Relationship between equivalence ratio and adiabatic flame temperature for gasified coal fuels and CH₄

Table 1 Typical compositions derived from oxygen-blown gasifiers

Fuel Gasifier type Coal supply Developer	Coal				Biomass	Heavy residue	Orimulsion TM
	Fixed Dry BGL ⁽¹⁴⁾	Entrained			Entrained	Entrained	Entrained
		Shell ⁽¹⁵⁾	Dry HYCOL ⁽¹⁶⁾	Slurry Texaco ⁽¹²⁾	Tampella ⁽¹⁷⁾	Texaco	CRIEPI ⁽¹⁸⁾
Composition							
CO	56.4%	65.2-69.5%	55.2-59.4%	40.9%	21.9-23.1%	51.7%	43.5%
H ₂	25.6%	28.8-31.0%	31.1-33.7%	29.9%	12.5-22.4%	43.1%	42.2%
CH ₄	6.6%	0.01-0.03%	1.0- 2.0%	0.1%	2.2%	0.2%	0.4%
CO ₂	2.8%	1.0- 2.8%	7.6-10.4%	9.5%	20.7-18.6%	3.2%	11.8%
H ₂ O	-(a)	-(c)	-(a)	12.3%	40.9-31.5%	-(c)	-(c)
NH ₃	-(a)	100- 600ppm	-(a)	-(a)	0-200ppm	-(a)	-(a)
H ₂ S+COS	20ppm	0.14- 1.1%	-(a)	-(a)	0.285-1.132%	1.6%	1.35%
Others(N ₂ etc)	8.6%	-(a)	-(a)	7.3%	1.800-1.048%	0.2%	0.75%
CO/H ₂ mole ratio	2.2	2.1- 2.4	1.6-1.9(b)	1.4	1.0-1.8	1.2	1.0
HHV[MJ/m ³]	13.0	12.2-12.5	12.0(b)	9.0	5.2-6.6	12.1	11.0

(a):No description, (b):Estimated values, (c):Dry Base

Fig.2 Air distribution design of a medium-Btu fueled gas turbine combustor with nitrogen injection

燃料発熱量が 4.2MJ/m^3 の場合 2050K であるのに対し、 12.7MJ/m^3 では 2550K に達する。また、発熱量が 8.4MJ/m^3 以上では、すべての当量比において CH_4 の理論断熱火炎温度を上回ることから、サーマル NO_x の生成を抑制する燃焼技術が重要となる。

図2は石炭ガス化中カロリー燃料用燃焼器において、燃焼器出口ガス温度を 1673K で一定とした場合の燃焼器への N_2 供給量(N_2/Fuel 供給量重量比率)と燃焼器空気配分の関係を示す。図2では、供給空気のうち燃料を完全燃焼させるための空気として量論空気量の1.4倍に相当する空気を燃焼用空気とし、総空気量の約30%を燃焼器壁面を冷却するための冷却用空気とし、残りは燃焼器出口ガス温度を調整するための希釈用空気と想定している。酸素吹き石炭ガス化複合発電システムでは、酸素製造プラントから発生する燃料量の1.15倍($\text{N}_2/\text{Fuel}=1.15\text{kg/kg}$)程度の余剰 N_2 があり、これを燃焼器に供給する 1573K (1300°C)級 ($T_{\text{ex}}=1673\text{K}$) 燃焼器では、総空気量の74%程度が燃焼用空気として使われるため、冷却用および希釈用として使用可能な空気量は、 N_2 を供給しない場合の46%から26%程度に減少する。したがって、プラント余剰 N_2 を燃焼器に供給する場合、燃焼器空気配分の適正化と燃焼器壁面を少ない空気で効率良く冷却する技術が重要となる。

2.1 サーマル NO_x 生成を抑制する燃焼技術

小型拡散バーナ⁽³⁾を用いた燃焼実験結果に基づき、 N_2 の噴射ノズルを有する燃焼器バーナ構造を設定した。図3、図4は、燃焼器出口ガス温度を 1573K で一定となるように燃焼器出口における当量比 ϕ_{ex} を設定し、一次燃焼領域の当量比 ϕ_p を変化させた場合のサーマル NO_x 、 CO 排出濃度に及ぼす N_2 供給方式の影響を示す。図3より、 N_2 を用いない場合に比べて、 N_2 を燃料または空気に予混合して燃焼器に供給す

ることによりサーマル NO_x 生成量を大幅に低減でき、しかも、一次当量比 ϕ_p を上昇させることによりサーマル NO_x を低減できることがわかる。しかしながら、 CO 排出特性については図4に示すように、 N_2 を空気に予混合して燃焼器に供給する方式が、 N_2 を燃料に予混合する場合に比べて CO 排出濃度は大幅に低い。

これらの結果を基に設計、製作した石炭ガス化中カロリー燃料用 1573K 級燃焼器の特徴を図5に、バーナおよび燃焼器の外観を図6に示す。供試燃焼器は 300MW 多缶型ガスタービン燃焼器一缶に相当し、全長は 931mm 、内径は 356mm である。燃焼器バーナでは燃料ノズルと空気ノズルの間に N_2 噴射ノズルを設け、燃焼器内で燃料と空気がそれぞれ N_2 と混合する構造とした。バーナ近傍の局所的な高温域に N_2 を直接噴射することにより、局所高温域を低減し、サーマル NO_x の生成量を減少させることを期待している。また、 N_2 を 2.3MPa と圧力の高い燃料に予混合して燃焼器に供給する従来の方法に比べて、圧

Fig.3 Effect of nitrogen injection on NO_x emission characteristics in two-staged combustion, using a small diffusion burner

Fig.4 Effect of nitrogen injection on CO emission characteristics in two-staged combustion, using a small diffusion burner

Fig.5 Design Concept of a medium-Btu fueled gas turbine combustor

Fig.6 Tested 1573K-class combustor

力が 1.4MPa となる燃焼器内に直接噴射することにより N_2 を昇圧する動力が低減できるため、プラント熱効率を約 0.3% (絶対値) 向上できる⁽⁸⁾。さらに、部分負荷時における燃焼安定性を考慮して、定格時におけるバーナ近傍の当量比を 4.0、一次燃焼領域の当量比を 1.4 とするとともに、燃料、空気および N_2 噴射ノズルの旋回角を 30° 、内向角を 15° としている。なお、燃焼器の開口部面積はすべて一定としている。

2.2 燃焼器壁面冷却技術

N_2 供給に伴い冷却および希釈に用いることができる空気量が低下するため、供試燃焼器では尾筒壁を二重構造として、尾筒のインピンジメント冷却に用いた冷却用空気を燃焼器壁面の冷却に再利用する構造としている。また、燃焼器ライナが高温になると予想される二次空気孔近傍には、フロースリーブからの空気を衝突噴流で供給する構造を採用し、冷却性能を向上させた。

3. 実験設備および実験方法

ガスタービン燃焼器の試験設備の系統を図 7 に示す。供試燃料は酸素吹き石炭ガス化炉で生成される

燃料とほぼ同組成になるように、原料のプロパン (C_3H_8) を水蒸気改質して、水素分離膜と N_2 添加により成分が調整される。燃焼器に供給する空気は、駆動機の出力が 2.8MW の四段遠心型圧縮機で 2.0MPa まで昇圧された後、所定の圧力まで減圧して用いられる。供試燃料と空気は、それぞれ予熱器により所定の温度まで加熱され、燃焼器に供給される。また、本設備には N_2 を燃焼器に直接供給するための供給ラインが設けられている。

Fig.7 Schematic diagram of experimental facility

Fig.8 Atmospheric pressure combustion test rig

Table 2 Typical compositions of supplied fuel and actual gasified fuel

		supplied fuel	gasified fuel
Composition	CO	31.4%	40.9%
	H ₂	28.6%	29.9%
	CH ₄	3.0%	0.1%
	CO ₂	32.0%	9.5
	H ₂ O	—	12.3%
	N ₂	5.0%	7.3%
HHV		8.8MJ/m ³	9.0MJ/m ³
γ		1.14kg/m ³	0.91kg/m ³

Table 3 Standard test condition

T_{air}	:	603 K (330°C)
T_{fuel}	:	583 K (310°C)
T_{N_2}	:	333 K (60°C)
N_2/Fuel	:	0.40~1.34 kg/kg
T_{ex}	:	1673 K (1400°C)
P	:	1.4 MPa
ϕ_{ex}	:	0.50
I_c	:	$4.9 \times 10^2 \text{ W}/(\text{m}^3 \cdot \text{Pa})$
$\Delta P/q$	:	0.40×10^2

図8は300MW級ガスタービン燃焼器一缶の大気圧燃焼試験スタンドの断面を示す。燃焼器試験では、高温の燃焼ガスは尾筒を通過した後、計測ダクトにてガス成分とガス温度が計測される。燃焼ガス成分は自動ガス分析計によって、NO、NO₂、CO、CO₂、O₂およびTHCの各成分が連続分析される。燃焼器出口ガス温度分布は、計測ダクトに挿入した5本のR型シース熱電対をトラバースすることにより計測される。さらに、燃焼器の外壁面には約100本のシース外径1mmのK型熱電対がSUS304製の箔により固定され、燃焼器壁面温度が計測される。また、燃焼器性能に及ぼす燃焼器内圧力の影響について検討するために、実規模燃焼器と同一設計で、寸法を約1/2に縮小した燃焼器を試作し、高圧燃焼試験を

実施した。この場合、燃焼器壁面温度は約40本の熱電対により計測される。

表2、3は、それぞれ供試燃料と本論文で対象とする水スラリー搬送方式を採用する石炭ガス化中カロリー燃料の組成の比較、および1573K(1300°C)級燃焼器の定格相当での試験条件を示す。供試燃料は、実際のプラントのガス化燃料に比較して、CH₄とCO₂を多く含み、また、N₂の供給温度が定格条件で300K程度低いことから、火炎温度が低下すると考えられる。また、N₂供給量が変化することも予想される。燃焼器の燃焼特性は、バーナ近傍の火炎温度に大きく影響されることから、本試験では、N₂/Fuel供給量比率(実プラントは約1.15kg/kg)を0.40~1.34kg/kgの範囲で燃焼器性能を評価した。

4. 試験結果および考察

プラント余剰N₂をバーナから直接噴射する低NO_x燃焼法を採用する中カロリー燃料用300MW級ガスタービン燃焼器を設計、試作し、大気圧条件下での燃焼試験により壁面冷却特性および燃焼特性を確認するとともに、同一設計に基づき高圧試験用に1/2サイズに縮小した燃焼器を試作し、燃焼器性能に及ぼす圧力の影響を明らかにした。

4.1 燃焼器壁面温度特性

図9は燃焼器出口ガス温度を変化させた場合の燃焼器壁面温度分布を示す。試験では供給空気量を1.69kg/s、N₂/Fuel供給量比率を1.15kg/kg、燃焼器内圧力を0.1MPaで一定とし、燃料流量を変化させることにより燃焼器出口ガス温度 T_{ex} を変化させた。燃焼器出口ガス温度の上昇に伴い、壁面温度はバーナ近傍を除いてほぼ均等に上昇するが、出口ガス温度が1682Kと定格相当条件以上にまで上昇しても、壁面温度は概ね材料の耐熱許容温度の約1100K以下

Fig.9 Combustor wall temperature distribution using the average gas temperature of combustor exit as a parameter

であり、十分な燃焼器壁面冷却性能が得られていることがわかる。また、いずれの燃焼器出口ガス温度の場合にもバーナ近傍の壁面温度はほとんど変化せず、バーナ出口に安定した火炎が形成されていることが推察される。このことから、無負荷相当条件 ($T_{ex}=996K$) から定格相当条件までのガスタービン運用相当条件で燃焼安定性が確保されていると考えられる。

プラント余剰 N_2 の供給量は、石炭の搬送方式、石炭種、ガス化剤中酸素濃度等のガス化複合発電プラントシステムおよび運用条件によって変化する。例えば、石炭をガス化炉へ水スラリー搬送する場合には、 N_2 により微粉炭を搬送する場合と比較して燃焼器に直接供給する N_2 量が増加する。図 10 に、燃焼器出口ガス温度を定格相当の $1673K$ 、供給空気を $1.69kg/s$ 、燃焼器内圧力を $0.1MPa$ で一定とする条件下で、燃焼器へ噴射する N_2 供給量 ($N_2/Fuel$ 供給量比率) を変化させた場合の燃焼器壁面温度分布を示す。バーナから供給する N_2 量の増加に伴い、一次燃焼領域の壁面温度が低下することがわかる。すなわち、

Fig.10 Effect of the nitrogen injection flow rate from the burner on the combustor wall temperature distribution

Fig.11 Effect of the pressure on the combustor wall temperature distribution

$N_2/Fuel$ 供給量比率を $0.40kg/kg$ から $1.34kg/kg$ に上昇させると、バーナ近傍および一次燃焼領域の壁面温度は $150K$ 程度低下する。これは、 N_2 供給量の増加に伴い、燃焼器出口ガス温度を一定とする当量比が上昇して、一次燃焼領域がより一層の燃料過濃条件となるとともに、 N_2 供給によりバーナ近傍の燃焼ガスが希釈され、火炎温度が低下したことによると考えられる。また、いずれの $N_2/Fuel$ 供給量比率においてもバーナ近傍を除いてほぼ一定の壁面温度分布であり、良好な保炎性能を示している。

燃焼器内圧力は、燃焼状態に影響を及ぼすことから、同一設計による $1/2$ サイズ燃焼器により圧力の影響について検討した。図 11 に、壁面温度が最も厳しくなる燃焼器出口ガス温度 $1673K$ 、 $N_2/Fuel$ 供給量比率 $0.7kg/kg$ で一定とする条件下で、燃焼器内圧力を変化させた場合の燃焼器壁面温度分布を示す。試験では、いずれの圧力条件の場合も、燃料、空気、 N_2 の各噴出流速および燃焼ガスの燃焼器内滞留時間を一定とした。火炎が揮炎となる炭化水素燃料では、燃焼器内圧力の上昇に伴い、燃焼ガスの輻射率が上昇して、壁面温度が上昇することが知られているが、供試燃焼器では圧力の影響は顕著ではなく、いずれの燃焼器内圧力においても、燃焼器壁面温度は概ね $1100K$ 以下であり、十分な冷却性能を示した。

4.2 燃焼特性

サーマル NO_x 、 CO 排出特性は燃焼温度に大きく影響を受けるため、燃焼特性に及ぼす燃焼器出口ガス温度の影響について検討した。図 12 に、供給空気を $1.69kg/s$ 、 $N_2/Fuel$ 供給量比率を $1.15kg/kg$ 、燃焼器内圧力を $0.1MPa$ で一定とする条件下で、燃焼器出口ガス温度を変化させた場合の NO_x 、 CO 排出特

Fig.12 Effect of the combustor exit gas temperature on combustion emission characteristics.

性を示す。出口ガス温度の上昇に伴い実測 NOx 濃度は増加し、換算 NOx (16%O₂) 濃度は、燃焼器出口ガス中の O₂ 濃度が低下するため、わずかに減少する傾向を示した。また、いずれの燃焼器出口ガス温度においても NOx 排出濃度は 8ppm (O₂ 濃度 16%換算値で 3ppm) 以下と低い値を示した。これは、N₂ をバーナから供給することにより、一次燃焼領域における局所高温ガス領域を効果的に減少させ、NOx 生成を抑制できたものと推察される。一方、CO 排出濃度については、燃焼器出口ガス温度が 1500K を越えると急激に生成し、定格相当条件 (T_{ex}=1673K) では、大気圧下で 3000ppm 程度であった。これは、燃焼器出口ガス温度の上昇に伴い出口当量比および一次燃焼領域の当量比は上昇し、燃焼器出口ガス温度が 1500K を越えると、一次燃焼領域が量論混合比以上となるとともに、燃焼器内滞留時間が相対的に短くなるため、燃焼器出口ガス温度が高いにもかかわらず CO 排出濃度は増加したと考えられる。すなわち、供試燃焼器では、一次燃焼領域における当量比が CO 排出特性に大きく影響することがわかる。

次に、N₂ 供給量が燃焼特性に及ぼす影響について検討した結果を図 13 に示す。試験では、図 10 と同様に、燃焼器出口ガス温度を 1673K、供給空気量を 1.69kg/s、燃焼器内圧力を 0.1MPa で一定とし、N₂/Fuel 供給量比率を変化させている。N₂/Fuel 供給量比率の上昇に伴い NOx 排出濃度は低下し、N₂ 供給量が増加するほど NOx 排出量の低減に効果的であることがわかる。しかしながら、CO 排出濃度は N₂/Fuel 供給量比率の上昇に伴い増加する傾向を示した。これは、N₂ 供給量の増加に伴い燃焼器出口ガス温度を 1673K で一定とする当量比が上昇して、一次燃焼領域がより一層の燃料過濃条件となるとともに、N₂ 供給によりバーナ近傍の火炎温度が低下し、高温領域

Fig.13 Effect of the nitrogen injection flow rate from the burner on combustion emission characteristics

が減少したことが主要要因と考えられる。特に、NOx 生成濃度については 1873K 以上の領域における N₂ 分圧と O₂ 分圧の積に比例することが知られており、N₂/Fuel 供給量比率が 0.4 から 1.15kg/kg に上昇した場合、燃料、空気および N₂ 供給全量を考慮する N₂ と O₂ の分圧の積は約 11%減少する。このことも NOx 排出濃度が低下した要因の一つと推察される。

図 14 は燃焼器出口ガス温度を 1673K、N₂/Fuel 供給量比率を 1.15kg/kg で一定とする条件下で、燃焼器の燃焼負荷率を変化させた場合の燃焼特性を示す。燃焼負荷率が定格相当条件 $4.9 \times 10^2 \text{ W}/(\text{m}^3 \cdot \text{Pa})$ の 0.8 ~ 1.2 倍の範囲で、NOx および CO 排出濃度は変化せず、ほぼ一定の値を示し、燃焼負荷率が $3.4 \times 10^2 \text{ W}/(\text{m}^3 \cdot \text{Pa})$ と定格相当条件の 70%程度まで低下した場合に、CO 排出濃度が増加する傾向を示した。一般には、燃焼負荷率の上昇に伴い、燃焼ガスの滞留時間が減少するために NOx 排出濃度は低下し、CO 排出濃度は上昇する傾向を示すとされているが、供試燃焼器では燃焼負荷率の影響は顕著では無く、しかも CO 排出量は低燃焼負荷率で逆に増加する傾向を示した。これは、燃焼負荷率の上昇に伴い燃料、空気および N₂ の噴出流速が上昇し、一次燃焼領域での混合、燃焼反応が促進されたためと推察される。このため、一定の燃焼負荷率の範囲で、燃焼器内の燃焼ガス滞留時間が減少するにも関わらず NOx および CO 排出濃度はほぼ一定の値を示したと考えられる。

図 15 は、燃焼器出口ガス温度を 1673K で一定とする条件下で、燃焼器内圧力と NOx、CO 排出特性の関係を N₂/Fuel 供給量比率をパラメータとして示す。試験では、300MW 級燃焼器と同一設計による 1/2 サイズ燃焼器を用い、燃焼ガスの燃焼器内滞留時間を一定とする条件下で、燃焼器内圧力を 0.4~

Fig.14 Effect of the combustion intensity in the combustor on combustion emission characteristics

Fig.15 Effect of the pressure in the combustor on combustion emission characteristics

Fig.16 Combustion emission characteristics in gas turbine operation

1.4MPa の範囲で変化させている。いずれの N_2/Fuel 供給量比率においても、 NO_x 排出濃度は燃焼器内圧力の上昇に伴い増加する傾向を示す。すなわち、供試燃焼器では石炭ガス化低カロリー燃料用燃焼器の場合⁽¹⁹⁾と同様に、 NO_x 排出濃度は圧力の約 0.2 乗に比例して増加した。一方、 CO 排出濃度は、図 12 に示すように大気圧条件下で最高で 3000ppm 程度と高い濃度を示すものの、燃焼器内圧力の影響を強く受け、0.4MPa 以上の圧力条件では 15ppm 以下にまで低下することがわかる。これは、圧力の上昇に伴い CO の酸化反応が促進されるためであり、部分負荷を含む実プラント運用条件である 1.0~1.4MPa の範囲では CO 排出濃度は 10ppm 以下にまで低減できることがわかる。

図 16 は N_2/Fuel 供給量比率を 0.7kg/kg で一定とする条件下で、ガスタービン運用相当条件における燃焼特性を示す。石炭ガス化燃料の専焼となるガスタービン負荷約 25% 以上では、 NO_x 排出濃度はガスタービン負荷の上昇に伴い緩やかに増加する傾向を示すものの、いずれの負荷においても 8ppm (O_2 濃度

16%換算) 以下に抑制できることがわかる。一方、 CO 排出濃度については、いずれの負荷においても 10ppm 以下と低く、燃焼効率で 99.9% 以上を達成できた。また、ここには示さなかったが、 N_2/Fuel 供給量比率が 1.15kg/kg にまで上昇しても燃焼効率は 99.9% 以上を確保できた。

以上のことから、酸素吹き石炭ガス化中カロリー燃料用ガスタービンにおいて、燃料ノズルと空気ノズルの間から N_2 を噴射する燃焼方式により、所内動力を低減してプラント熱効率を向上するとともに、 NO_x 排出濃度の低減を図ることが可能であることが明らかとなった。

5. 結 言

小型拡散バーナを用いた燃焼実験結果に基づき、 N_2 をバーナから一次燃焼領域に直接噴射する方式を提案するとともに、石炭ガス化中カロリー燃料用 1573K (1300°C) 級ガスタービン燃焼器を設計、製作し、模擬ガスを用いた燃焼試験により燃焼器性能を確認した。その結果、 N_2 を一次燃焼領域に噴射する本方式により、局所的な高温領域を低減し、石炭ガス化燃料の専焼条件となるガスタービン負荷約 25% 以上でサーマル NO_x の生成量を 8ppm (O_2 濃度 16%換算) 以下に抑制できた。一方、 CO 排出濃度は N_2 の噴射により増加する傾向を示すが、燃焼器内圧力の上昇に伴い低下し、10ppm 以下 (燃焼効率で 99.9% 以上) に低減できた。しかも、本方式は、 N_2 を燃料に予混合する従来方式に比べてプラント熱効率を約 0.3% (絶対値) 向上できる。

謝 辞

研究の実施に際し、(財)電力中央研究所 川島氏、香坂氏、(株)テクノサービス 馬場氏、根岸氏、福井氏のご協力を得た。ここに記して、感謝の意を表す。

文 献

- (1) 長谷川武治・佐藤幹夫, 機論, 63-613, B(1997), pp. 3123-3130.
- (2) 長谷川武治・他 3 名, 第 34 回燃焼シンポジウム前刷集, (1996), pp.597-599.
- (3) Hasegawa, T., et al., 1999, ASME Paper, No.99-GT-398.
- (4) Döbbling, K., et al., 1994, ASME Paper No.94-GT-394.
- (5) Cook, C.S., et al., 1994, ASME Paper, 94-GT-366.
- (6) 林明典・他 7 名, 第 13 回ガスタービン秋季講演会講演論文集, (1998), pp.125-130.
- (7) Döbbling, K., et al., 1996, ASME Paper, No.96-GT-126.

- (8) 長谷川武治・他6名, 第26回ガスタービン定期講演会講演論文集, (1998), pp.13-18.
 - (9) Hasegawa, T., et al., 1998, ASME Paper, No.98-GT-331.
 - (10) 長谷川武治・他6名, 第13回ガスタービン秋季講演会講演論文集, (1998), pp.119-124.
 - (11) 長谷川武治・他6名, 第14回ガスタービン秋季講演会講演論文集, (1999), pp.119-124.
 - (12) Hasegawa, T., et al., Proc. Int. Gas Turbine Congress 1999 Kobe, (1999), pp.783-791.
 - (13) 田丸, 航空宇宙技術研究所資料 NAL TM-676 (1995).
 - (14) MPS Review, 1993, "Clean Coal 5 eyes BGL Gasification at Camden," Modern Power Systems, August 1993, pp.21-24.
 - (15) Bush, W.V., et al., 1991, EPRI Interim Report No. GS-7397, Project 2695-1.
 - (16) 長谷川武治, 他5名, (社)日本機械学会関西支部第257回講演会講演論文集, (1999-11), pp.9:25-26.
 - (17) Consonni, S., et al., 1997, ASME Paper, No.97-GT-273.
 - (18) Ashizawa, M., et al., 1996, Power Gen '96 Int. Vol.8, pp.235-243.
 - (19) 長谷川武治・他2名, 機論, 64-621, B(1998), pp.1524-1530.
-