マイクロガスタービン用二段燃焼方式水素燃焼器に関する研究*

(同軸型インジェクタの燃焼特性)

皆 川 和 大^{*1}, 湯 浅 三 郎^{*2}Study on Hydrogen Combustors with Two-staged Combustion Method
for Micro Gas Turbines

(Combustion Characteristics of Coaxial Type Injectors)

Katsuhiko MINAKAWA and Saburo YUASA^{*3}^{*3} Department of Aerospace Engineering, Tokyo Metropolitan Institute of Technology,
6-6 Asahigaoka, Hino-shi, Tokyo, 191-0065 Japan

For the purpose to develop advanced hydrogen combustors for micro gas turbines with low NO_x emission at high temperatures up to $T_{it}=1700^{\circ}\text{C}$, single coaxial injectors with the two-staged (RQL; rich-quench-lean) combustion method were built based on the excellent combustion features of hydrogen. The injector was consisted of the inner pipe issuing rich premixed gases and the outer concentric annular port injecting secondary air with high velocity. The combustion characteristics of the small test combustors of 30 mm dia. installed the injector concerning NO_x emissions, temperature distributions, combustion efficiencies, total pressure losses and flame stability limits were measured at room temperature and atmospheric pressure. The optimum equivalence ratio of the rich premixed inner flame was confirmed to be about 2.0 in the viewpoint of decreasing NO_x emission and total pressure loss. The NO_x concentrations were reduced with decreasing the area of the coaxial-air port and were in inverse proportion to the ratio of the momentum of the coaxial-air to the premixed gas. For the injector with the smallest area of air-port, having the pressure loss of below 4%, NO_x emission levels were low enough and high combustion efficiencies over 99.95% were attained in the range from 0.3 to 0.6 of overall equivalence ratio since the mixing in the second stage was so rapid. It was confirmed that this type of the injector was suitable for two-staged of RQL combustion.

Key Words: Premixed Combustion, Gas Turbine, Burner, Coaxial Injector, Two-staged Combustion, NO_x Emission, Combustion Efficiency, Flame Stability, Hydrogen Fuel

1. 緒 言

著者らは、水素を燃料としたマイクロガスタービン用燃焼器の開発研究を行っている。これまでの研究で希薄予混合型の燃焼器を開発し^{(1),(2)}、所有のマイクロガスタービン (自動車用ターボチャージャ転用, 空気流量約 50g/s) に実際に搭載しての自立運転を達成している⁽²⁾。水素を燃料とした希薄予混合燃焼器は極めて高負荷かつ超低 NO_x な性能 (燃焼負荷率: $2 \times 10^3 \text{ MW}/(\text{m}^3 \cdot \text{MPa})$, NO_x 実測値: 約 1ppm) を有することが確認された。しかし、予混合気の当量比が約 0.4 で高周波振動燃焼に容易に遷移するため、作動範囲はこれより低い当量比に限られ、より高い熱効率を目指す上での制約になっていた。近年、MGC (Melt-Growth Composite) と呼ばれる酸化物複合材をホットパーツに使用した、高熱効率ガスタービンの研究 (目標タービン入口温度: $T_{it}=1700^{\circ}\text{C}$) が進められている⁽³⁾。将来的に、マイクロガスタービンにおいてもこのレベルに達すると考えた場合、 $T_{it}=1700^{\circ}\text{C}$ に相当

する当量比は、単純サイクルでは約 0.6 にもなり、このような高当量比条件における火炎安定性と低エミッション性とを同時に達成し得る燃焼技術の開発が、今後求められるものと考えられる。

そこで著者らは、高当量比での安定燃焼が可能で、併せて低 NO_x 性能が期待できる二段燃焼法に着目し、これをマイクロガスタービン用の水素燃焼器に適用することを試みた。この燃焼方式は、航空用あるいは発電用ガスタービンで採られてきた、燃焼領域のステージングを図った希薄燃焼方式やパイロット火炎付希薄予混合燃焼方式などの低 NO_x 燃焼法^{(4),(5)}とは異なり、燃料過濃な予混合火炎を燃焼器内に安定化させ (一次燃焼)、二次空気を一気に供給・混合することで燃焼ガス温度を急激に低下させ、NO_x 生成反応の凍結と、余剰燃料の完全希薄燃焼とを同時に達成する方式で、RQL 燃焼 (Rich-Quench-Lean Combustion) と呼ばれるものである。この RQL を適用した燃焼器に関する研究はいくつか行われているが^{(6),(7)}、十分な性能を得ているとは言い難い。しかし水素ガスタービンを開発する立場に立てば、水素の優れた燃焼特性、すなわち燃焼速度が大きい、燃料過濃条件での prompt NO の生成がない、といった特徴を生かした RQL による

* 原稿受付 2004 年 6 月 18 日。

^{*1} 東京都立科学技術大学大学院工学研究科工学システム専攻
(〒191-0065 日野市旭が丘 6-6)。^{*2} 正員、東京都立科学技術大学航空宇宙システム工学科。
E-mail: syuasa@cc.tmit.ac.jp

高負荷燃焼を達成できれば、極めて高性能な燃焼器の実現が期待できる。

これまでの研究で化学反応速度計算により最適な一段燃焼の当量比（以下、一次当量比と言う）を見出すとともに、過濃予混合気を巡回噴出するタイプのインジェクタを燃焼器入口中心に具備した試験燃焼器を試作してその燃焼特性を把握した⁽⁸⁾。その結果、NO_x 低減には一次当量比を 2 以上にし、かつ二次燃焼領域で急速攪拌燃焼させることが必要であることを計算により明らかにした。しかし、実際の燃焼実験では、一次当量比が 2 における火炎安定性は良好であるものの、上述のインジェクタでは、燃焼器内に形成された再循環領域内の高温ガスとこれに同軸で供給の二次空気との混合が急速には行われず、結果として NO_x 排出濃度が十分には低下しない問題が明らかになった。これを解決するためには、燃焼器内に大きな再循環領域を形成させないことが必要と考えられた。

ところで、著者らは同軸空気流中における円管バーナリムに付着した過濃水素-空気予混合火炎が極めて安定であることを見出している⁽⁹⁾。この火炎安定化方法では、高温の大きな再循環領域を伴わないため、二次燃焼を急速に行わせることで NO_x の低減が可能と考えられる。

そこで本研究では、円管バーナから過濃予混合気を、その周囲から二次空気を噴出する同軸型の単一インジェクタを用いて、二次空気（以後、同軸空気と呼ぶ）の噴出孔面積や噴出角度を変化させて、これが NO_x 及び未燃水素排出濃度ならびに火炎安定限界に与える影響について明らかにした。

おもな記号

AR : 面積比（同軸空気孔面積／予混合気孔面積）

θ : 同軸空気噴出角度, deg

φ_i : 一次当量比（予混合気当量比）

φ_t : 燃焼器全体当量比

PL : 燃焼器全圧損失率, %

$$PL \equiv \Delta P / P_u$$

($\Delta P = P_u - P_a$, P_u : 燃焼器上流全圧, P_a : 大気圧)

u_j : 予混合気平均噴出流速, m/s

u_a : 同軸空気平均噴出流速, m/s

$\dot{m}_{air}$: 総空気流量, g/s

2. 実験装置及び実験方法

2.1 インジェクタ 二段燃焼法においては、一次当量比 φ_i が一定の条件では燃焼器全体当量比 φ_t が高くなるにつれて予混合気流量に対する二次空気流量は相

対的に小さくなるため、急速な二次燃焼を達成するためには二次空気の効率的な供給方法が重要となる。そこで、燃焼器内に一つの大きな火炎を形成させるのではなく、なるべく小さい過濃予混合火炎を複数個形成させ、二次空気を個々の火炎に直接配分するタイプのインジェクタが有効と考えた。最終的には、これをクラスタ化することで必要流量を確保できる上、ガスタービンの缶型のみならずアニュラ型燃焼器への対応も可能になると考えられる。このコンセプトに基づき試作した単一のインジェクタと、これを組込んだ燃焼器の概略を図 1 に示す。インジェクタは燃焼器入口中央に設置され、予混合気は中心の円管から、空気はこれと同軸配置の環状孔からそれぞれ噴出される。予混合気噴出孔径は 4mm とした。同軸空気孔の面積あるいは噴出角度 θ は変えられるようにしてある。この θ は、同軸噴流に衝突効果の付加を意図したもので、噴流の上流から非常に強い乱れの生成・発達を促し、下流における混合効果の増大を狙ったものである。使用したインジェクタの詳細を表 1 に示す。面積比 AR が 0.62, 1.05, 1.9 の 3 種類と、その各々について θ が 0°, 6°, 12°の計 6 種類を用いた。インジェクタの名称は「面積比-噴出角度」で定義し、この場合の面積比は小さい方から S, M, L と表した（例：S-12）。また、面積比が同一で噴出角度が異なるインジェクタをまとめて指す場合には、例えば「インジェクタ S」のように表した。

Fig. 1 A schematic of test combustor

Table 1 Details of the injectors

Name	S- θ	M- θ	L- θ
Port Exit Image			
Rim Thickness	0.9mm		
Dia. of Annular Hole, D_a	6.6mm	7.1mm	8.0mm
Area Ratio, AR^*	0.62	1.05	1.9
Coaxial-air Angle, θ	0°, 6°, 12°		

*: $AR \equiv (\text{Co-air Port Area})/(\text{Premixture Port Area})$

2-2 燃焼筒 従来、著者らはガスタービン燃焼器の研究において、試験用燃焼器の燃焼筒あるいは燃焼器壁には内部の火炎観察が容易でかつ耐熱性に優れ、熱伝導率が小さい理由から石英ガラスを用いてきた。しかし、本燃焼器において燃焼筒に石英ガラスを使用した場合、燃焼器出口での燃焼ガス温度が、燃焼器の当量比条件に基づく断熱火炎温度 T_{ad} に比べて、大きく低下することが予備実験の過程で明らかになった。表 2 は、その結果と著者らのこれまでの研究による各種水素燃焼器の寸法および大気圧条件での流量、燃焼負荷率、燃焼器出口平均温度を示したものである。従来燃焼器では、燃焼器出口温度は T_{ad} にほぼ近い値が得られたのに対し、本燃焼器に石英ガラス管を使用した場合は、 T_{ad} の約 78% までしか達していない。この原因として、本燃焼器の燃焼負荷率は従来の各燃焼器に比べてオーダーが 1 桁小さいために、燃焼器壁への熱損失の割合が相対的に大きくなるためと考えられた。このことは、超小型燃焼器の燃焼実験においては、燃焼負荷率をできる限り大きくし、かつ燃焼器壁には断熱性の高い材質を選定しないと、誤った結果を生む可能性があることを示唆している。燃焼器壁への熱損失によって燃焼場の温度が低下すると、NOx などの化学種の生成特性が正しく把握できない。

そこで本実験では、石英ガラス (100℃での熱伝導率: 1.5W/(m・K)) よりも断熱性が高いアルミナファイバ (400℃での熱伝導率: 0.2W/(m・K)) を燃焼筒に用いた。これら二種類の燃焼筒について S-0、M-0、L-0 各インジェクタにおける熱損失を、燃焼筒出口における温度分布 (計測時のふく射損失を補正^{(11),(12)}) と圧力分布とから求めた燃焼ガスのエンタルピと、その ϕ_t 条件での断熱火炎温度に基づくガスのエンタルピとを比較することで調べた。その結果、インジェクタによる違いが大きいと予想される $\phi_t = 0.6$ の高当量比条件で、石英ガラスでの熱損失割合は L-0: 24%、M-0: 30%、S-0: 35% の順に大きく AR によって異なっているのに対し、アルミナファイバのそれは約 14~15% でほぼ一定であった。従って、燃焼ガス中

の NOx/水素濃度測定および燃焼場の温度測定にはアルミナファイバ燃焼筒を用い、火炎形状観察および火炎安定限界測定には内部が目視できるように従来どおり石英ガラス燃焼筒を用いることにした。

2-3 実験および計測方法 NOx 濃度および未燃水素濃度測定において ϕ_t を変化させる場合には、燃焼器の総空気流量 $\dot{m}_{at} = 0.68 \text{ g/s}$ を一定にして、水素流量を変えることで行った。この $\dot{m}_{at}$ は、これまでの著者らの研究による従来燃焼器^{(1),(2),(8)} と同サイズの燃焼器に本インジェクタを組み込むことを想定して設定した。

燃焼ガス濃度は、外径 $\phi 3 \text{ mm}$ 、ガス採取管内径 $\phi 0.7 \text{ mm}$ の水冷プローブを用いて燃焼筒出口面における燃焼ガスを採取し水分を除去した後、NOx は化学発光法による自動計測器 (柳本製作所: ECL-77 型)、水素は熱線型半導体方式/接触燃焼方式の水素濃度計 (理研計器: SP-237H 型) にてそれぞれ測定した。

本実験では ϕ_t を広い範囲で変化させたが、特に高い ϕ_t においては、燃焼ガス中に占める H_2O 成分の割合が大きくなる結果、NOx や水素濃度の実測値は相対的に高くなる。このため、 ϕ_t で比較する上では基準状態が異なり、例えば高い ϕ_t になるにつれて、燃焼効率を低く見積ることになる。このことを極力避ける目的で、NOx および水素各成分の実測濃度は、湿り燃焼ガス中での濃度に簡易的に換算して整理・グラフ化した。これは、燃焼反応が次の総括反応式、

(ϕ : 当量比, SR: 水素-空気反応の理論混合比)

に基づくものと仮定し、反応後の H_2O 、 O_2 、 N_2 の各化学種のモル分率を用いて行った。NOx と水素は実測濃度において微量であったため、濃度換算の分母に含まれるこれらのモル分率は 0 とした。また、ガスタービンにおいては排出 NOx 濃度を燃焼ガス中の残存 O_2 濃度を用いて 16% O_2 換算 (欧米では 15% O_2 換算) するのが一般的であるが、本研究は各 ϕ_t における NOx 濃度の比較が目的であるため、敢えてこの換算はしなかった。

Table 2 Specifications of the hydrogen micro-combustors in our past researches

Combustor Type	Vol.	ϕ_t	Air flow rate	Heat release rate	Exit temp. ** (T_{ad} ***)	Ref.
	cm ³	-	$\dot{m}_{at}$, g/s	MW/(m ³ ·MPa)	K	
Test combustor with swirling lean premixed combustion (Can)	125	0.32	14.5	1.32×10^3	1196 (1236)	(2)
Test combustor with swirling two-staged combustion (Can)	125	0.30	15.9	1.36×10^3	1270 (1189)	(8)
1/4-sector combustor with swirling diffusion flames (Annular)	30.2	0.30	4.0	1.39×10^3	1143 (1189)	(10)
Present combustor with a quartz tube (Injector: M-0)	56.5	0.40	0.68	1.70×10^2	1120 (1427)	-
Present combustor with an alumina tube (Injector: M-0)	56.5	0.40	0.68	1.70×10^2	1290 (1427)	-

*: At atmospheric pressure ** : Averaged temperature ***: Adiabatic flame temperature

ϕ_i	0.3	0.5				0.7
Injector	S-0	S-0	M-0	M-12	L-0

Schlieren Photo.
u_j [m/s]	12	20				28
u_a [m/s]	60	53	31		17	15

Fig.2 Typical flame configurations and its schlieren images ($\phi_i = 2$, $\dot{m}_{at} = 0.68\text{g/s}$)

代表的な条件については、火炎の直接写真およびシュリーレン写真を撮影するとともに、燃焼筒内温度分布の計測を行った。温度計測には、表面を二酸化珪素で被覆した素線径 $\phi 0.05\text{mm}$ の R 熱電対を使用した。燃焼器に流入する予混合気及び空気の温度は、それぞれ常温であり、実験はすべて大気圧下で行った。

3. 実験結果及び考察

3.1 火炎形状 図2に、 $\phi_i = 2$ の条件における火炎の直接写真と燃焼筒を取外して撮影したインジェクタ出口付近のシュリーレン写真とを示す。どの条件においても、明瞭な内炎とこれを外炎が取り囲む形のいわゆるブンゼン火炎が形成されたが、その外炎は極めて乱れていることがわかる。 $\phi_i = 0.5$ の条件についてみると、内炎は同軸空気条件によらずその形状・長さの変化がほとんど認められないが、外炎は AR が小さくなるにつれてその長さが短くなっていることから、同軸空気平均噴出流速 u_a の大きさが二次燃焼領域での混合速度に大きく寄与していることが伺える。 θ の影響については、 $\theta = 12^\circ$ では 0° に比べて火炎幅が若干細くなっているものの、外炎の長さはほとんど同じになっている。シュリーレン写真でも、両者に大きな違いは見られず、この程度の θ では二次燃焼領域での混合に及ぼす影響は大きくはないことが示唆される。図2に示した火炎は、 ϕ_i 及び $\dot{m}_{at}$ を一定にしてあるため、 ϕ_i が大きいほど水素流量は大きくなっているが、 $\phi_i = 0.7$, $AR = 1.9$ の条件では火炎が燃焼筒外にまで及んでおり、燃焼筒内で反応が完結していないことがわかる。

3.2 NOx 排出濃度

3.2.1 一次当量比の影響 インジェクタ M-0 を使用し、NOx 排出濃度に及ぼす一次当量比 ϕ_i の影響をまず調べた。燃焼器全体当量比は $\phi_i = 0.5$ で一定にして、 ϕ_i と燃焼器に流入する総空気流量 $\dot{m}_{at}$ とを変化させた。結果を図3に示す。これらの濃度は、燃焼筒出口面における中心点での値である。これらの ϕ_i ・流量条件では、燃焼筒出口における NOx 濃度は半径方向にほぼ様な分布を示したことから、出口面中心点の値で代表することにした。NOx 濃度は ϕ_i の増加とともに減少し、 $\phi_i = 2$ 以上ではほぼ一定の値になった。この傾向は、化学反応速度計算による結果⁸⁾と一致しており、試作したインジェクタの形式で二段燃焼が達成可能であることがわかった。同じ ϕ_i に対しては $\dot{m}_{at}$ が大きいほど NOx 濃度は低くなっている。これは、 $\dot{m}_{at}$ の増加に伴って燃焼ガス的高温領域での滞在時間が短くなるためと考えられる。

また、代表的な条件として $\dot{m}_{at} = 0.68\text{g/s}$, $\phi_i = 2$ における NOx 濃度値は、約 6ppm とやや高めであるが、

Fig.3 NOx concentrations versus ϕ_i (Injector: M-0)

これをドライ条件で 15%O₂ 換算した値は約 4ppm であり、法規制濃度¹³⁾は十分満たしている。

図 3 には、 $\dot{m}_{ar} = 0.68 \text{ g/s}$ における燃焼時の燃焼器全圧損失率 PL を併せて示したが、 PL は ϕ_i に対して増加している。これは ϕ_i の増加に伴い、予混合気流量に相対的な同軸空気流量が大きくなることで、同軸空気孔における全圧損失が効いてくるためである。 ϕ_i が 2 以上の条件で NOx 濃度は十分に低くなることが確認されたが、過度の ϕ_i は余計な燃焼器圧力損失を招くだけであるため、以後の実験においては、 ϕ_i はすべて 2 で行うことにした。

3・2・2 面積比及び二次空気噴出角度の影響 図 4 に、 ϕ_i に対する NOx 濃度の変化を示す。どのインジェクタでも ϕ_i の増加に伴って NOx は単調に増加した。同じ ϕ_i では面積比 AR が小さい、すなわち同軸空気孔面積が小さいほど NOx 濃度は低下することがわかった。 θ の影響については、各 AR のインジェクタで、ある ϕ_i 条件では $\theta = 0^\circ$ よりも $\theta = 12^\circ$ の方が NOx 濃度は僅かに低くなっているが、いずれもその効果は小さい。またインジェクタ L では、 ϕ_i が 0.7 以上の条件では ϕ_i に対する NOx 濃度の増加率が減少しているが、この条件では図 2 に示したように火炎が燃焼筒外まで及んでおり、燃焼器内で同軸空気と混合燃焼が十分に進行せずに不完全燃焼ガスになっているためと推測される。

Fig.4 NOx concentrations versus ϕ_i
($\phi_i = 2.0$, $\dot{m}_{ar} = 0.68 \text{ g/s}$)

Fig.5 NOx concentrations and its gradients versus the momentum ratio defined by M_a/M_j

計算結果¹⁴⁾に基づけば、すべての ϕ_i において ϕ_i は 2 で同条件にしてあるため、一次燃焼で生成される NOx 濃度はすべての ϕ_i で十分に低いと考えられるので、 ϕ_i が同じ条件での燃焼器出口における NOx 濃度は、ほとんど一次燃焼ガスと同軸空気との混合の速さのみに依存すると考えられる。図 5 に、図 4 に示した流量条件におけるインジェクタ出口での予混合気噴流の軸方向運動量 ($M_j = \dot{m}_p u_j$; $\dot{m}_p$ は予混合気質量流量) と同じくインジェクタ出口での同軸空気噴流の軸方向運動量 ($M_a = \dot{m}_{as} u_a$; $\dot{m}_{as}$ は同軸空気質量流量) との比 M_a/M_j と NOx 濃度との関係を示した。ここで、 M_a における θ の影響は考慮していない。本実験で測定された NOx 濃度は、 AR の異なるインジェクタすべてについてインジェクタ出口条件での平均的な運動量比で整理できた。この関係式を最小二乗法で求めると、 $C_{nox} = 24 \cdot (M_a/M_j)^{-0.75}$ と表されることがわかった。これより求めた NOx 濃度の運動量比に対する勾配をみると、 M_a/M_j が 1 近くの場合に NOx 濃度の低減効果が大きいことがわかる。過濃予混合火炎を通過した一次燃焼ガスの流線は外側を向くと考えられるが、この条件では一次燃焼ガスと同軸空気とはあたかも衝突噴流のように混合¹⁵⁾していることを示唆している。これよりも M_a/M_j が大きくなると、NOx の低減率は急激に低下した。この条件になると、流速が大きい同軸空気によって形成される後流の影響が支配的になってくると考えられる。

3・3 水素濃度および燃焼効率 図 6 に、燃焼筒出口面の中心点における水素濃度の変化を示す。燃焼筒出口面半径方向について水素濃度を調べたところ、混合が最も進みにくいと予想される L-0、 $\phi_i = 0.7$ の条件であっても、中央がやや高いがおおよそ一様な分布であった。また、温度分布と総圧分布とから概算した出口面での質量流量分布は、どのインジェクタにおいてもほぼ一様であったため、各燃焼条件における水素濃度は、燃焼筒出口中心点の最大値で評価した。平衡計算より求めた各 ϕ_i 条件における H₂ 成分の平衡濃度も併せて示した。水素濃度が最も低くなる ϕ_i はインジェクタの AR によって若干異なるが、概ね ϕ_i が 0.3 ~ 0.4 の範囲では低く、これよりも ϕ_i が低くあるいは高くなるのに伴って水素濃度は高くなっている。高い ϕ_i 領域では AR が小さいほど水素濃度が低くなっているのに対し、低い ϕ_i 領域では AR が大きいほど水素濃度が低く、その関係が逆転している。また、インジェクタ L の高 ϕ_i 域においては θ による違いが認められるが、それ以外の条件では θ の影響は明確ではない。

Fig. 6 H_2 concentrations at the exit of the test combustors versus ϕ_t ($\phi_t=2.0$, $\dot{m}_{at}=0.68\text{g/s}$)

Fig. 7 Combustion efficiencies versus ϕ_t

平衡状態においては、 ϕ_t の増加に伴って温度が高くなることにより熱分解のために生じた H_2 成分により、その濃度は増加する。 ϕ_t が高い場合、インジェクタ S とインジェクタ M において測定された水素濃度は平衡濃度とおおよそ同じであり、燃焼筒内で二次燃焼がほぼ完結していると考えられる。インジェクタ L では、測定の水素濃度が平衡濃度と比べてかなり高くなっている。この AR 条件では、二次燃焼領域における一次燃焼ガスと同軸空気との乱流混合の進行が遅いと考えられ、燃焼筒中心軸近傍では拡散燃焼となって温度が高くなると共に一部は未燃のまま燃焼筒から排出されると考えられる。一方、 ϕ_t が低い場合は同軸空気流量が相対的に大きくなっているため、 u_a/u_f で流速比を定義すると、例えば $\phi_t=0.2$ における流速比はインジェクタ L, M, S についてそれぞれ 2.5, 4.5, 7.8 で AR の減少に伴って大きくなり、同軸空気と火炎面との境界においては大きな速度勾配に伴う火炎伸張によって局所的な消炎が生じる結果、未燃水素が多く検出されたと考えられる。

図 6 に示した未燃水素濃度を用いて、燃焼筒出口における水素濃度分布および質量流量分布は一樣と仮定して概算した燃焼効率を図 7 に示す。測定された水素濃度に対応して、高い ϕ_t では AR が小さいほど燃焼効

率は高いが、反対に低い ϕ_t では AR が小さいほど燃焼効率は低下することが分かった。実用的な ϕ_t 条件 ($0.3 \leq \phi_t \leq 0.6$) では、どのインジェクタでも燃焼効率は 99.3% 以上で十分に高いことがわかる。さらに、水素濃度にはその条件での最大値を用いているため、実際はこれよりも高くなる。その中でも S-0 のインジェクタは、燃焼効率が 99.95% 以上と極めて高い上に前述の NO_x 排出濃度は最も低く、排出ガ斯特性の面で最も優れているインジェクタとすることができる。

3.4 燃焼筒内温度分布 図 8 に S-0 と S-12 のインジェクタについて、 $\phi_t=0.5$ 条件でのインジェクタ面からの高さ $h=30\text{mm}$ より下流における燃焼筒内温度分布を示す。これより上流側では、高温のために熱電対のコーティングが溶融するため計測しなかった。また、燃焼筒内部での流速分布や比較的高温の燃焼器壁の影響を正確に見積ることが困難な理由から、熱電対による測定時の熱損失の補正はしていない。

燃焼筒内温度は中心軸上で最も高く、半径方向あるいは下流方向に温度が低下しており、軸対称な分布であることがわかる。S-12 では、S-0 に比べて等温線が若干細長くなっているが、両者の温度場に大きな違いは見られない。一次燃焼ガスは、高温のために膨張するとともに、インジェクタ出口での u_f に比べて流速も大きくなっているために同軸空気の運動量では及ばず、インジェクタ下流での混合領域においては実質的な θ の効果はほとんどないものと考えられる。高温領域の体積も、両者でおおよそ同じであり、 NO_x 濃度に違いが見られなかった結果を裏付けている。

図 8 の温度分布からわかるように、本同軸型インジェクタでは一般的な噴流と同様に、二次燃焼領域における温度の均一化の進行が最も遅いのは、その中心軸

Fig. 8 Temperature distributions in the test combustors ($\phi_t = 0.5$, $\phi_t = 2$, $\dot{m}_{at} = 0.68\text{g/s}$)

Fig.9 Temperature distributions on the center axis of the test combustors ($\phi_i = 2$, $\dot{m}_{at} = 0.68\text{g/s}$)

である。したがって、各インジェクタにおける中心軸上の温度分布のみから、燃焼筒内の高温領域の大きさ、及び一次燃焼ガスと同軸空気との混合の進み具合をおおよそ把握できる。図 9 に、燃焼筒中心軸上の温度分布（実測値）を示す。上図は $\phi_i = 0.5$ でインジェクタによる違いを示したものであるが、 AR が小さいほど、同一の ϕ_i 条件でも燃焼筒内に形成される高温領域は小さいことを示している。また、下図のインジェクタ M-0 で ϕ_i を変化させた場合では、 ϕ_i が大きいほど燃焼筒内の高温領域の大きさは大きいことがわかる。

水素－空気燃焼における NO_x は全て thermal NO に由来することを考えれば、図 4 に示した NO_x 濃度の AR による違いは、燃焼筒内高温領域の大きさの違いで説明できる。また、S-0 と S-12 とで燃焼筒内部に形成される温度場の形状が若干異なっていたのに対し、図 9 に示されているように、インジェクタ M、インジェクタ L では中心軸温度分布は θ の影響を受けていないことから、これらの AR においては、二次燃焼領域での混合燃焼場に及ぼす θ の影響は、きわめて小さいことを示唆している。

3・5 全圧損失率 低 NO_x や高燃焼効率の点で本実験において最も優れているインジェクタ S について、燃焼時における燃焼器全圧損失率 PL を調べた結果を図 10 に示す。本実験では、予混合気用空気、同軸空気にそれぞれ別の圧力源を用いているため、予混合気孔と同軸空気孔とで個別の全圧損失が測定されるが、予混合気孔における全圧損失率はいずれの ϕ_i でも 1% 未満で無視できる程度であり、この場合の PL は同軸空気孔で生じる全圧損失によると考えて差し支えない。従って図示した PL は同軸空気孔での値である。

図 10 の上に示した $\dot{m}_{at} = 0.68\text{g/s}$ 一定の場合、 ϕ_i の

増加に伴って、 PL は減少している。これは ϕ_i が一定の条件では、 $\dot{m}_{at}$ は一定であっても ϕ_i によって予混合気用空気と同軸空気との配分量が異なるためである。また、 θ による違いはほとんどない。図 10 の下は、S-0 について $\dot{m}_{at}$ を増加させた場合であるが、 PL は $\dot{m}_{at}$ の二乗に比例して増加する様子がわかる。このインジェクタ S を実機に採用することを考えた場合、本実験設定した $\dot{m}_{at} = 0.68\text{g/s}$ においては、 $\phi_i = 0.6$ で 3% 程度、 $\phi_i = 0.4$ でも 4% 未満であり、実用上問題ないと言える。また、 $\dot{m}_{at}$ の増加に対して、 PL は急激に増加するため、本実験で設定の $\dot{m}_{at}$ が、本インジェクタにおける適切な流量と判断される。

Fig.10 Variations of total pressure loss ratios of the test combustors with combustion ($\phi_i = 2$)

3・6 火炎安定限界 NO_x ・燃焼効率性能の優れたインジェクタ S について火炎安定限界を調べた。結果を図 11 に示す。これらの測定点は、 $\phi_i = 2$ の予混合気を所定の u_j で噴出して安定な過濃予混合火炎を形成させた後、 u_a を徐々に増加して求めたものである。また、等 ϕ_i 線および等 $\dot{m}_{at}$ 線を併せて示した。

いずれの θ の場合も、 u_a を大きくしていくと燃焼筒の気柱振動との自励振動、すなわち音響学的高周波振動燃焼へ遷移した。この遷移限界の u_a は、 u_j の増加に伴って単調に増加したが、 $\theta = 0^\circ$ の場合は $u_j = 40\text{m/s}$ 以上ではほぼ一定になった。 $\theta = 6^\circ$ と 12° の場合は、 u_j が 30m/s より大きい場合には火炎の吹き飛びが生じた。低流速域では、 θ が大きいほど振動燃焼へ遷移する u_a は小さい傾向が見られるが、高流速域での吹き飛び限界に及ぼす θ の影響は明確ではない。結局、 $\theta = 0^\circ$ のインジェクタが最も広い火炎安定範囲を有していることがわかった。

振動燃焼中の火炎基部付近では火炎面の輪郭が不明瞭で強く乱れていることから、火炎基部がなんらかの

原因で不安定になることにより、高周波振動燃焼に遷移すると考えられる。本インジェクタでは、予混合火炎を形成させる円管バーナはいずれも 0.9mm のリム厚を有するため、予混合火炎の安定性はリムの後流に存在する火炎基部の挙動、すなわち、リム後流における混合気の当量比と流れ場とに基本的には依存すると考えられる。同じ u_j でみた場合には、 θ が大きいほどリム後流に形成される再循環領域は小さくなると予測される。その結果、リム後流で火炎基部が形成される場、すなわち適切な局所混合気当量比が形成される場の局所流速は大きくなり、火炎基部が安定化できる領域が狭くなって、振動燃焼に遷移し易くなっていることが考えられるが、その詳細は今後の課題である。

ただしインジェクタ S においては、どの θ であっても、その安定燃焼領域は本実験での流量条件 ($\phi_i \geq 0.4$, $\dot{m}_{air} = 0.68 \text{ g/s}$) を十分に広くカバーしており、本インジェクタの形式は、極めて火炎安定性に優れていることが確認された。

Fig.11 Flame stability limits of the test combustors (Injector: $AR = 0.62$, $\phi_i = 2.0$)

4. 結 論

中心の過濃水素-空気予混合火炎に対してその周囲から二次空気を高速噴出して、一次燃焼ガスを急速に冷却し、 NO_x 生成反応の凍結と余剰燃料の完全希薄燃焼とを同時に達成する二段燃焼方式 (Rich-Quench-Lean Combustion) のコンセプトに基づいて試作した、水素燃料用同軸型単一インジェクタの燃焼実験を行った結果、次の結論を得た。

- ・一次当量比 ϕ_i が 2 以上になると二段燃焼後の NO_x 濃度は十分に低くなった。燃焼器全体当量比 ϕ_i の増加に伴って NO_x 濃度は増加するが、同じ ϕ_i では面積比 AR が小さいほど同軸空気流速 u_c が大きくなり二次燃焼領域での混合が速くなって NO_x 濃度は低下する。
- ・ ϕ_i を一定にした本二段燃焼器出口での NO_x 濃度は、予混合気・同軸空気各噴流の運動量比によって支配され、運動量比の -0.75 乗に比例した。
- ・未燃水素濃度は ϕ_i が 0.3~0.4 の範囲では極めて低く、これより ϕ_i が高いあるいは低い条件では増加した。水素濃度より求めた燃焼効率は何のインジェクタでも十分に高く、 $0.3 \leq \phi_i \leq 0.6$ の範囲では 99.3% 以上であった。
- ・本実験の範囲内では、同軸空気の噴出角 θ が燃焼筒内燃焼場に及ぼす影響は小さい。
- ・本実験範囲では S-0 のインジェクタが火炎安定性能、排ガス性能ともに最も優れており、 $\phi_i = 0.6$ において、 NO_x 排出濃度約 7ppm、燃焼効率 99.95%、圧力損失率約 3% であった。

最後に、本研究を遂行するにあたり、2004 年度東京都立の大学における傾斜的配分研究費の補助の一部を受けた。ここに記して謝意を表します。

文 献

- (1) 湯浅三郎・ほか 3 名, 機論, 61-588, B(1995), 3075-3081.
- (2) Minakawa K. et al., XIV ISABE, IS-7010(1999).
- (3) K. Kobayashi, et al., IGTC2003Tokyo, TS-125(2003).
- (4) 遠崎良樹・久山利之, 日本ガスタービン学会誌, 23-89(1995), 31-38.
- (5) 前田福夫・山田正彦, 日本ガスタービン学会誌, 25-97(1997), 24-28.
- (6) A. S. Feitelberg, M. A. Lacey, Trans. ASME, J. Eng. for Gas Turbine and Power, 120(1998), 502-508.
- (7) O. Diers et al., Trans. ASME, J. Eng. for Gas Turbine and Power, 124(2002), 784-791.
- (8) 皆川和大・湯浅三郎, 日本ガスタービン学会誌, 31-4(2003), 264-271.
- (9) 皆川和大・ほか 2 名, 第 38 回燃焼シンポジウム講演論文集(2000-11), 9-10.
- (10) YUASA Saburo, et al., IGTC2003Tokyo, OS-108(2003).
- (11) 田丸卓, 航空宇宙技術研究所資料, NAL TM-676(1995), 98-99.
- (12) 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抑制法, (1980), 202-205.
- (13) Chin, G. et al., California Air Resources Board, (1999).
- (14) 皆川和大・ほか 3 名, 第 28 回ガスタービン定期講演会講演論文集(2000.6), 87-92.
- (15) 木村隆郎, ロケット工学, (1993), 340, 養賢堂