

■原著論文/ORIGINAL PAPER■

UMGT 用極超小型燃焼器内での高負荷燃焼に対する一考察

Consideration on Burning at High Space Heating Rates in Ultra-micro Combustors for UMGT

湯浅 三郎^{1*}・下鳥 翔子²・本田 拓¹・桜井 毅司¹・十河 桜子³YUASA, Saburo^{1*}, SHIMOTORI, Shoko², HONDA, Taku¹, SAKURAI, Takashi¹, and SOGO, Sakurako³¹ 首都大学東京大学院 航空宇宙システム工学専修 〒191-0065 日野市旭が丘 6-6
Tokyo Metropolitan University, 6-6 Asahigaoka, Hino, Tokyo, 191-0065, Japan² 首都大学東京大学院 航空宇宙システム工学専攻 〒191-0065 日野市旭が丘 6-6
Tokyo Metropolitan University, 6-6 Asahigaoka, Hino, Tokyo, 191-0065, Japan³ 東京ガス株式会社 〒116-0003 荒川区南千住 3-13-1
Tokyo Gas Co., Ltd., 3-13-1 Minamisenu, Arakawa-ku, Tokyo, 116-0003, Japan

2008年10月14日受付; 2009年2月25日受理/Received 14 October, 2008; Accepted 25 February, 2009

Abstract : In order to clarify the functions of the space heating rate (*SHR*) for a combustor of ultra-micro gas turbines (UMGT), the relation between the *SHR*, the residence time in the combustor (τ_b) and the heat loss ratio (*HRL*) were derived. It is deduced that τ_b depends only on the *SHR* without any relation to the scale of the combustor, and is inversely proportional to the *SHR*. This relation was confirmed for many gas turbine combustors of various sizes with a volume of 0.06×10^{-6} - 0.146 m³ using H₂, C₃H₈, and Jet fuel. Experimental results of flat-flame type ultra-micro combustors indicated that the maximum value of the *SHR* corresponds to the chemical limitations on combustion rate for each type of fuel in the combustor, and the minimum permissible value of the *SHR* was limited by heat losses to the surroundings. The *HRL* is also deduced to decrease in approximately inverse proportion to the *SHR*, which was confirmed by heat loss measurements of flat-flame type ultra-micro combustors. The importance of the *SHR* in ultra-micro combustors is discussed.

Key Words : Ultra-micro Combustor, UMGT, Space Heating Rate, Heat Loss Ratio, Residence Time

1. はじめに

MEMS 技術を駆使した、10 セント玉サイズの水素燃料ウルトラマイクロガスタービン (UMGT) が 1995 年に MIT グループから提案された[1]。その仕様は、圧力比：4、空気流量：0.15 g/s、燃焼器出口温度：1600 K、燃料流量：7 g/hr、燃焼器容積：0.070 cm³、回転数：2.4 × 10⁶ rpm、出力：16 W である。UMGT の開発には個別要素に高度な技術革新が求められ、残念ながら未だに一つのシステムとしては完成を見ていない。この中で極超小型燃焼器は、UMGT に限らずパワー MEMS の心臓部とも言えるため、近年盛んに研究されており、いろいろな種類の燃焼器が提案されている[2-5]。特に UMGT は究極の小型分散発電装置であると同時に超小型航空機の推進機関としても期待されているため、その燃焼器には他のパワー MEMS 以上に高負荷軽量化が求められている。

燃焼器を極小化するために考慮すべき熱物理的な課題やマイクロ火炎の特性も明らかになりつつある[3,6]。これに関して、小型化に伴って反応に要する燃焼器内の滞在時間が短くなるという指摘がある[1,3,7]。果たしてこれは普遍的特徴であろうか。また小型化に伴って面積体積比が増大するため燃焼器からの熱損失が大きくなるが、その影響を抑える燃焼方法は全くないのであろうか。特に後者の熱損失や熱移動は、燃焼器の単なる燃焼性能の問題だけではなく、圧縮機とタービンが近接している UMGT においては、燃焼室から発熱量の一部が UMGT の外部に放散されずに圧縮機とタービンに伝わるとそれらの効率の低下を招き、ガスタービンの熱効率が低下して自立運転ができなくなることがわかっている[8]。

筆者らは、燃焼器を超小型化する場合の、特に UMGT の燃焼器での燃焼学的問題点を検討すると共に、水素とプロパンを燃料に、実際に UMGT 用極超小型燃焼器の試作・開発を行ってきた[5,6,9,10]。燃料としてこれらを選んだのは、水素はその優れた燃焼特性から MIT の段階から検討

* Corresponding author. E-mail: syuasa@sd.tmu.ac.jp

されており, またプロパンは水素よりも貯蔵が容易で供給体制が整備されており, かつその蒸気圧が常温で 8 気圧程度あることから燃料ポンプを必要としないためである. この研究過程で, UMG 燃焼器においては燃焼負荷率の視点が前述の疑問に対する解答を与えるばかりでなく, 高負荷燃焼の達成が本質的技術であるとの確信を得た. 本報では, これまでは検討が不十分であった燃焼負荷率と燃焼器内滞在時間及び熱損失率との関係を詳しく吟味し, 厳密な関係に整理した. そしてそれに基づき燃焼負荷率と燃焼器内滞在時間の関係の持つ燃焼学的な意味を再検討し, 試作した UMG 用極超小型燃焼器を用いた燃焼実験より燃焼特性と高負荷燃焼との関係を確かめた. これらを踏まえて UMG 用極超小型燃焼器内燃焼に果たす高負荷燃焼の役割について考察した.

主な記号

D	: 拡散係数
HL	: 熱損失速度
HLR	: 熱損失割合
h	: 燃焼器外壁面での熱伝達率
Δh	: 燃料の発熱量
ℓ	: 燃焼器代表長さ
\dot{m}_a	: 空気流量
\dot{m}_f	: 燃料流量
P_c	: 燃焼器内圧力
Q	: 発熱速度
R_c	: 燃焼ガスのガス定数
S	: 燃焼器代表断面積
ST	: 燃料/空気理論質量混合比
SHR	: 燃焼負荷率
T_c	: 燃焼器内温度
ΔT	: 燃焼器外壁と周囲との温度差
v	: 燃焼器内平均流速
Vol	: 燃焼器容積
α	: 定数
β	: 定数, $0 \leq \beta < 1$
ρ	: 燃焼器内密度
τ_b	: 燃焼器内滞在時間
φ	: 燃焼器内当量比

2. 燃焼負荷率と燃焼器内滞在時間及び熱損失割合との関係

燃焼器の高負荷特性を評価する指標に燃焼負荷率がある. 一般に燃焼負荷率 SHR は,

$$SHR = \frac{\dot{m}_f \cdot \Delta h}{Vol \cdot P_c} \quad (1)$$

で定義される[11]. 燃焼器内通過質量流量 \dot{m} は

$$\dot{m} = \dot{m}_a + \dot{m}_f \text{ なので,}$$

$$\begin{aligned} \dot{m}_f &= ST \cdot \varphi \cdot \dot{m}_a \\ &= \frac{ST \cdot \varphi \cdot \dot{m}}{1 + \varphi \cdot ST} \end{aligned}$$

となる. ここで

$$\dot{m} \cong \rho \cdot S \cdot v, \quad Vol \cong S \cdot \ell, \quad P_c = \rho \cdot R_c \cdot T_c$$

であるため, 燃焼負荷率は

$$\begin{aligned} SHR &= \frac{ST \cdot \varphi \cdot \dot{m} \cdot \Delta h}{(1 + \varphi \cdot ST) \cdot (Vol \cdot P_c)} \\ &\cong \frac{ST \cdot \varphi \cdot \Delta h \cdot v}{(1 + \varphi \cdot ST) \cdot R_c \cdot T_c \cdot \ell} \\ &\cong \frac{ST \cdot \Delta h \cdot \varphi}{(1 + \varphi \cdot ST) \cdot R_c \cdot T_c} \cdot \frac{1}{\tau_b} \\ &= \frac{B \cdot C}{\tau_b} \end{aligned} \quad (2)$$

となる. ここで τ_b は燃焼器内滞在時間で

$$\tau_b \cong \frac{\ell}{v} \cong \frac{\rho \cdot Vol}{\dot{m}} \quad (3)$$

で代表される. また

$$B = \frac{ST \cdot \Delta h \cdot \varphi}{R_c \cdot T_c}, \quad C = \frac{1}{1 + \varphi \cdot ST}$$

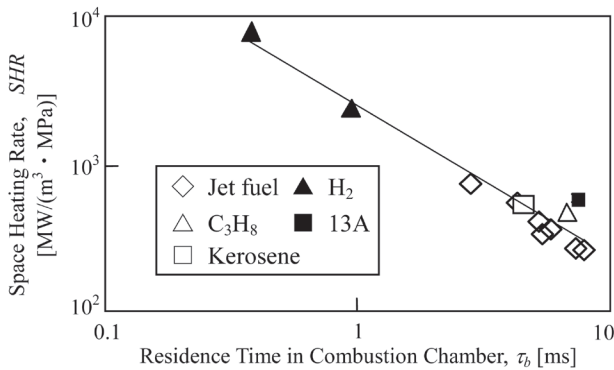
である. このことは, 同一燃料を使用している場合, また異種燃料であっても単位空気質量流量当たり燃焼器内での発生熱量や燃空比が同程度ならば, 燃焼器内の滞在時間は, 極小化とは関係なく主に燃焼負荷率のみに依存していることを示している.

Table 1 と Fig.1 に, 燃焼器容積が $6.7 \times 10^{-8} \sim 1.46 \times 10^{-1} \text{ m}^3$ の範囲にある幾つかのガスタービン (UMGT から旅客機用ジェットエンジンまで) の燃焼負荷率と滞在時間 (燃焼器内平均温度を用いて (3) 式より算出) との関係を示す[11-17]. 図中には参考のため, ガスタービン燃焼器とは無関係な家庭用の高負荷燃焼器のデータも併せて示してある[18]. この表と図からわかるように滞在時間は, ガスタービンの大きさとは関係なく燃焼負荷率の低いものほど長くなっている. すなわち時々誤解されていることがあるが, 単に燃焼器を超小型化したために燃焼器滞在時間が短くなるのではなく, 高負荷燃焼を達成している場合に滞在時間が短くなるのである. ただし結果的には, これらの図表の示すように, 概ね大幅に小型化すると確かに滞在時間は短くなっているのも事実である. ではなぜ超小型の燃焼器では高負荷燃焼にする必然性があるのかについては, 後述する.

一方, 熱損失割合 HLR を, 燃焼器内の発熱速度に対する燃焼器外への熱損失速度の割合 [熱損失速度 HL /発熱速度 Q] で定義すると,

Table 1 Residence time τ_b in combustion chambers for various gas turbines and jet engines.

Engine/Combustor	Fuel	Vol [m ³]	\dot{m}_a [kg/s]	SHR [MW/(m ³ ·MPa)]	τ_b [ms]
MIT UMG	H ₂	0.067×10^{-6}	0.150×10^{-3}	7.7×10^3	0.38
TMIT MGT H ₂		1.14×10^{-4}	0.065	2.3×10^3	0.94
TMIT MGT C ₃ H ₈	C ₃ H ₈	2.39×10^{-5}	0.225×10^{-2}	4.6×10^2	6.8
Rinnai RUZ-16WO	City gas (13A)	4.8×10^{-4}	0.010	5.7×10^2	7.4
KHI S5A-01	Kerosene	1.18×10^{-3}	0.204	5.2×10^2	4.5
Allison T63	Jet fuel	3.55×10^{-3}	1.5	5.7×10^2	4.2
F100	Jet fuel	0.03	61	7.6×10^2	2.7
PR TF41	Jet fuel	5.91×10^{-2}	61	4.3×10^2	5.0
IHI J3	Jet fuel	0.09	25.4	3.7×10^2	5.6
GE J79	Jet fuel	9.56×10^{-2}	74	3.5×10^2	5.3
GE TF39	Jet fuel	9.88×10^{-2}	81	2.7×10^2	7.7
PW JT9D	Jet fuel	0.146	110	2.8×10^2	7.1

Fig.1 Relation between space heating rate SHR and residence time τ_b in combustion chambers for various gas turbines.

$$HLR \equiv \frac{HL}{Q} \sim \frac{h \cdot \Delta T}{SHR \cdot \ell \cdot P_c}$$

と表せる。ここで h は一定と見なせ、 P_c を一定にして SHR を変更することは可能なため、 ΔT が SHR の関数として

$$\Delta T = g(SHR) = \alpha \cdot SHR^\beta$$

のようにおけると仮定すると、

$$HLR \sim \frac{h \cdot \alpha \cdot SHR^\beta}{SHR \cdot \ell \cdot P_c} \sim \frac{SHR^{\beta-1}}{\ell} \quad (4)$$

となる。このことは、熱損失割合は、熱伝達率と燃焼器圧力が燃焼器寸法に依らず同程度であれば、燃焼器代表長さ

と燃焼負荷率に逆比例することを表している。すなわち、燃焼器の寸法が小さくなるほど熱損失が相対的に大きくなるけれども、燃焼負荷率を大きくするような燃焼方式であれば、燃焼器での熱損失の影響を低減できることを意味している。

3. Flat-flame 型燃焼器による高負荷燃焼

3.1. Flat-flame 型燃焼方式の考え方

狭い空間で燃料を燃焼させる際には、○消炎距離の相対的な増加、○熱損失の相対的な増加、○拡散特性時間の短縮、○流れの層流化、といった要因が燃焼場全体で同時に重大な影響を及ぼすことになる[5,6]。さらに UMG もガスタービンの一種であるため、ガスタービン用として極超小型燃焼器を開発するには、上記要因に対応するばかりでなく、○低圧力損失、○低熱移動特性、○高負荷燃焼、の要求を満たす必要がある[10]。これらを考慮し結論的に言えば、UMG の極超小型燃焼器を開発するには、逆火の危険性を除去した上で層流中で高負荷燃焼を達成できる予混合燃焼方式を確立することが最重点課題となる。

このような課題や要求を実現できる燃焼方式を考える上で、UMG の構造が重要である。なぜなら UMG の圧縮機・タービンは MEMS 加工技術を利用するため、圧力比を高くすることが原理的に困難な二次元の遠心式ターボ要素にならざるを得ない[19]。これらの要素との結合を考えると、UMG の燃焼器も必然的に円盤形状にならざるを得ない。このような平板状の燃焼器に層流予混合火炎を形成させる 1 つの方法として、Flat-flame バーナー法の使用を考案した[5]。これは、平面状の多孔質保炎器上に平面状層流予混合火炎を形成させる方法であり、この火炎が安定化されるためには、熱損失のない時の燃焼速度が多孔質保炎器上の予混合気噴出速度よりも速くなければならない。そのような混合気において、火炎から多孔質保炎器への熱伝導による熱損失によって火炎の燃焼速度が遅くなると、予混合気噴出流速と釣り合う多孔質保炎器上の位置で火炎は安定化する[20]。もし Flat-flame 型小型燃焼器の高さが火炎帯の厚さと同程度だったら燃焼負荷率は著しく大きく、UMG の燃焼器の要求を達成できることになる。

さらにこの燃焼方式において、排気ガスからの熱循環が燃焼器内で起こるような構造[21]にすれば未燃予混合気や多孔質保炎器が予熱され、微小燃焼器内に一種の超過エンタルピーな Flat-flame が形成される。その結果、火炎の高い安定性と高燃焼効率とが図れる利点も期待された。

3.2. Flat-flame 型極超小型燃焼器の燃焼特性

3.2.1. Flat-flame 型極超小型燃焼器の概要

上述した燃焼器極小化における燃焼上の課題や UMG 燃焼器特有の要求事項を考慮して試作した水素及びプロパン用の Flat-flame 型試験燃焼器を Fig.2 に示す。水素用もプロパン用も基本的な構造は同じで、燃焼室は石英管とセン

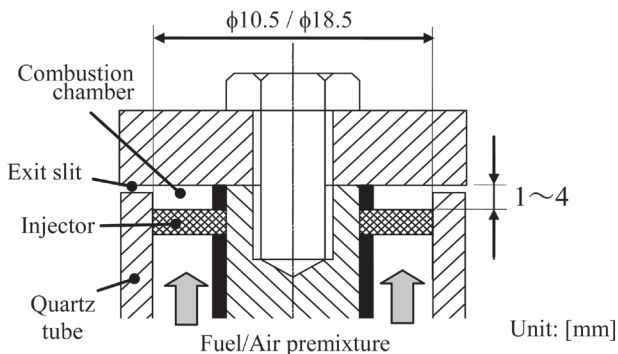


Fig.2 Schematic of the flat-flame combustor.

ターシャフトに囲まれた中空の円盤状の空間である。標準的には、水素は外径 10.5 mm、内径 6 mm、高さ 1 mm (燃焼器容積 0.058 cm³) を、プロパンは外径 18.5 mm、内径 7 mm、高さ 4 mm (燃焼器容積 0.921 cm³) を用いた。これらは以後本文中では φ10h1 や φ20h4 の様に表記してある。燃焼室高さは 1~4 mm の範囲で調整できる。燃焼室上流で予混合された燃料と空気は、多孔質板を通過し、その表面上に Flat-flame を形成し、排気ガスは半径方向外側にスリットから排出される。スリット高さは、水素燃焼器では 0.3 mm とし、プロパン燃焼器では 0.5 か 1 mm とした。実機の UMGТ の場合は排気方向は中心軸方向であるが、試験燃焼器の段階では Flat-flame 型燃焼方式に関わる諸特性の把握が目標であるため、製作や実験の都合上、排気は円周外側方向にした。

ノズルとなる多孔質板上部のふたからの燃焼器外部への熱損失は火炎安定性に大きな影響を与えることがわかっていて [21]。そのため水素及びプロパンとも、耐熱性に優れ熱伝導率が非常に低いシリコンファイバー (熱伝導率: 0.038 W/(m・K) at 600 K) を主に用いた。水素の場合で極度に高負荷燃焼させるために燃焼室内流速が早く機械的特性も要求される場合 (例えば、後述の Fig.7 の実験) は、アルミナファイバー (熱伝導率: 0.33 W/(m・K) at 600 K) を用いた (水素の場合の燃焼負荷率の最大値: 1.55 x 10⁴ MW/(m³・MPa))。多孔質板には、水素、プロパンともにアルミナ多孔質セラミックス板 (厚さ: 1 mm, 平均粒径: 260 μm, 多孔率: 29 %, 有効熱伝導率: 3.45 W/(m・K)。未燃時の φ10h1 燃焼器で空気流量 0.037 g/s のとき圧力損失は 0.11 % であった。) を主に用いた。(多孔質板の熱伝導率や厚さ・材質は、火炎安定性に及ぼす影響は少ない [21]。) プロパンの場合であっても多孔質板やノズルには、今回の実験では触媒は担持していない。実験は大気圧・大気温度の下で行った。その他、燃焼器や実験装置・実験方法の詳細については文献 [5,10,21,23] を参照していただきたい。

3.2.2. Flat-flame 型燃焼器の火炎形状・安定性及び燃焼効率

Fig.2 の燃焼室内に形成された水素及びプロパンの代表

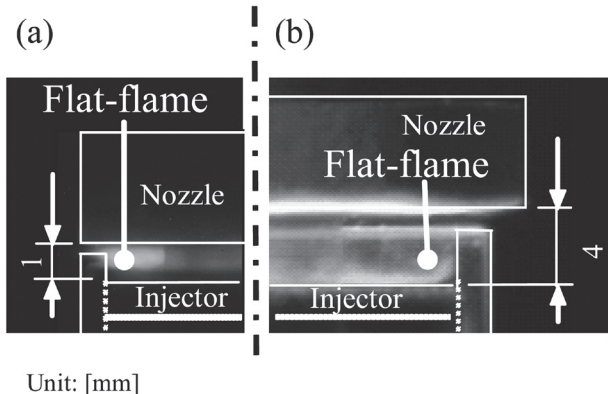


Fig.3 Flame appearances in the flat-flame combustors: (a) H₂/air premixture (image intensifier photograph) (b) C₃H₈/air premixture (direct photograph).

的な火炎の様子を Fig.3(a) と (b) に示す。目視する限りでは、どちらの火炎も多孔質板上に様に広がり安定であった。特に水素の場合は、燃焼室内全体に広がる火炎であり、当初の予想通り極めて高負荷な燃焼が達成されることがわかった。プロパンに対しては Fig.3(b) の半分の容積 0.461 cm³ まで安定な火炎を形成できることを確認している。空気流量を一定に保ち当量比を下げると、安定限界付近で多孔質板上に局所的な消炎が起こり、最終的には全体の吹き消えが生じた。

水素用 φ10h1 燃焼器とプロパン用 φ20h4 燃焼器の火炎安定限界を Fig.4 に併せて示す。いずれの場合も広い範囲で火炎が安定に形成されることがわかる。どちらの燃焼器とも空気流量が少なくなると急激に安定限界が高当量比に移行している。これは、空気流量が低下するにつれて燃焼器の発熱量に対する周囲への熱損失量が相対的に急増するためである [5,9]。空気流量がある程度多い場合には、その安定性は空気流量には大きくは依存していない。

また設計体積流量におけるこれらの燃焼器の燃焼効率を

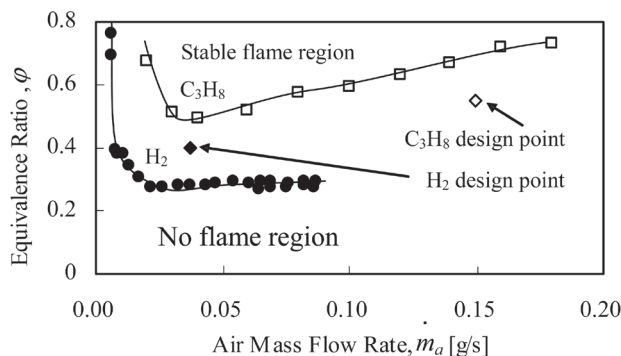


Fig.4 Flame stability limits of the φ10h1 ultra-micro combustor for H₂/air premixture and the φ20h4 flat-flame ultra-micro combustor for C₃H₈/air premixture.

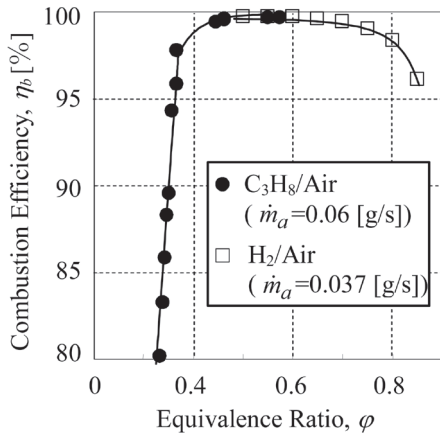


Fig.5 Combustion efficiencies of the $\phi 10h1$ flat-flame ultra-micro combustors for H₂/air premixture at $\dot{m}_a=0.037$ g/s and the $\phi 20h4$ flat-flame ultra-micro combustor for C₃H₈/air premixture at $\dot{m}_a=0.06$ g/s.

Fig.5 に示す. いずれも実用的な当量比条件下 (水素の場合 [5]: $\phi > 0.4$, プロパンの場合: $0.75 > \phi > 0.5$) で 99.2% を越す高い値が得られている. プロパンの場合に当量比が高くなるにつれて燃焼効率が若干低下しているのは, プロパン燃焼器としては極めて高い燃焼負荷率 ($\phi = 0.7$ の時, 1460 MW/(m³·MPa)) のため, 当量比が上昇するにつれて急激に濃度が増加する中間生成物の CO ($\dot{m}_a = 0.06$ g/s, $\phi = 0.7$ の時, 燃焼器出口実測濃度 1500 ppm) が反応を完了できなくなるためと考えられる. しかしそうであっても, この燃焼方式が, 層流中で高負荷燃焼が要求される UMG 用燃焼器に適した方法であることに変わりはない.

3.2.3. Flat-flame 型燃焼器の火炎形成及び熱損失と燃焼負荷率との関係

(a) 火炎形成条件

2. で述べたように燃焼負荷率 SHR は, $SHR \equiv \dot{m}_f \cdot \Delta h / (Vol \cdot P_c) \equiv B \cdot C / \tau_b$ で表すことができる. その単位は [1/s] である. このことは, ある体積の燃焼器において, ある圧力条件下で火炎が安定に形成され燃焼効率が 100% と仮定すれば, 燃料流量及び空気流量 (これで圧力も決まる) に対応して燃焼器内滞在時間が決まるため, SHR はこの条件下で費やされる化学反応時間の逆数を表していることになる. すなわち燃焼負荷率の最大値は, この条件において許容できる化学反応特性時間ともいえる.

ガスタービンの代表的な燃料である水素・メタン・プロパン・JP4 に対して求めた係数 B と C の値を, 当量比に対して Table 2 に示す. これより, これらの係数は当量比が同じならば燃料によって殆ど違いがなく, またいずれの燃料でもガスタービンが実用的に使われる当量比範囲 (0.3 から 0.7) では, $B \cdot C$ の値は 30 パーセント程度変化するのみであることがわかる. これに対して SHR そのものは, 燃料流量や空気流量を変えることによって一桁以上変化させることが可能である. このことは, 安定した火炎が形成され燃焼器内で反応が完了している燃焼器では, 燃料の種類や当量比に依らず, 燃焼時の SHR と滞在時間とを対数目盛で表すとほぼ同一直線上に乗ることを示唆している. このことを確認するために, 筆者らがこれまでに試作したサイズと燃料の異なる幾つかの Flat-flame 型燃焼器[10,22]の, 火炎安定限界や設計点における燃焼負荷率と燃焼器内滞在時間との関係 ((1) 式と (3) 式から算出) を, Fig.1 で示したジェットエンジンの例と共に Fig.6 に示す. さらに同図中には, Fig.2 の装置による実験で安定な火炎が形成されて

Table 2 Values of B and C for various fuels.

Equivalence ratio ϕ [-]	H ₂ : $\Delta h=119900$ [kJ/kg]					CH ₄ : $\Delta h=50020$ [kJ/kg]				
	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7
Adiabatic flame temperature T [K]	1189	1427	1643	1838	2013	1066	1281	1480	1666	1839
B [-]	0.991	0.988	0.986	0.983	0.980	0.983	0.977	0.972	0.966	0.961
C [-]	2.92	3.19	3.40	3.59	3.77	2.81	3.10	3.34	3.54	3.73
B×C [-]	2.89	3.15	3.36	3.53	3.69	2.76	3.03	3.25	3.43	3.58

Equivalence ratio ϕ [-]	C ₃ H ₈ : $\Delta h=46340$ [kJ/kg]					JP4: CH _{2.02} : $\Delta h=43490$ [kJ/kg]				
	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7
Adiabatic flame temperature T [K]	1083	1303	1509	1701	1879	1084	1306	1513	1707	1888
B [-]	0.981	0.975	0.969	0.963	0.957	0.980	0.974	0.967	0.961	0.955
C [-]	2.84	3.14	3.38	3.59	3.78	2.85	3.16	3.41	3.62	3.82
B×C [-]	2.78	3.06	3.27	3.46	3.62	2.79	3.07	3.29	3.48	3.65

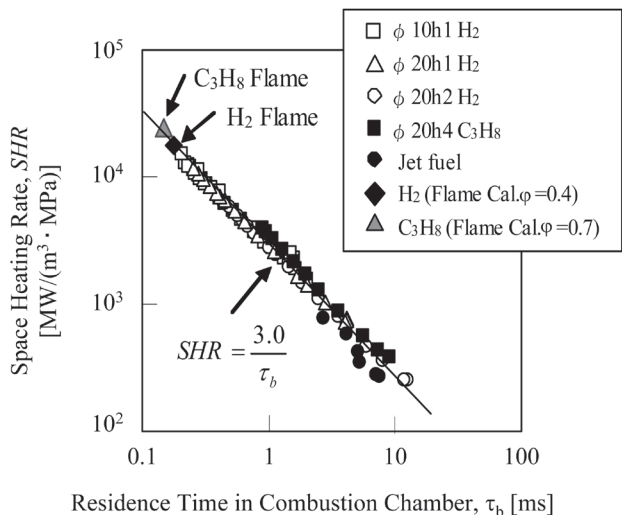


Fig.6 Relation between space heating rate SHR and residence time τ_b in various flat-flame combustors for H_2 and C_3H_8 when developing stable flames.

いる場合に得られた条件下での、水素 (当量比 = 0.4, 予混合気温度 = 550 K) とプロパン (当量比 = 0.7, 予混合気温度 = 473 K) の火炎帯の燃焼負荷率と滞在時間との関係も示す。ここで火炎の燃焼負荷率は、火炎の厚みを CHEMKIN III PREMIX [24] によって求めた一次元予混合気火炎の発熱領域 (水素: 約 0.7 mm, プロパン: 約 0.4 mm) と仮定して、(1) 式より算出した。滞在時間は (2) 式より求めた。図からわかるように、すべての点がほぼ同一直線上に乗っている。

上述のように SHR は、燃焼器内の総括化学反応の時間の逆数という意味をもっているため、この直線上で滞在時間が短い方、すなわち燃料流量あるいは空気流量を増やしていった場合、その燃焼器内から火炎がはみ出すあるいは吹き飛んだときの時の SHR が、その反応の総括的な化学反応の特性時間に対応することになる。従って図中に示した火炎そのものの値は、対応する当量比の時に燃焼器が取りうる燃焼負荷率の上限値と見なされる。水素燃焼器の場合は上限値に近い値を得ている。しかしプロパン燃焼器の場合は火炎帯の燃焼負荷率よりは非常に小さく、高負荷燃焼の観点からは、燃焼器としてまだ改良の余地が十分に残っている。なお水素火炎よりもプロパン火炎の方が燃焼負荷率が大きいのは、後者の方が当量比が大きいためである。

また逆に滞在時間が長くなると、すなわち空気流量を下げていったとき、Fig.6 ではある燃焼負荷率以下には下がらず、さらに空気流量を下げていくとこの直線上を再び上昇することになる。これは熱損失が大きくなるため (当量比 ϕ に対応した火炎温度 T_c よりも燃焼器内温度が低くなっている)、当量比を増して熱損失分の熱量を補おうとすることの現れである。具体的には、これらの点は、Fig.4 の空気流量が著しく少なく、熱損失の影響が顕著な場合に対応している。一方燃料流量を下げていったときには、当量比が下がる結果、火炎が保炎・安定化出来なくなる限界

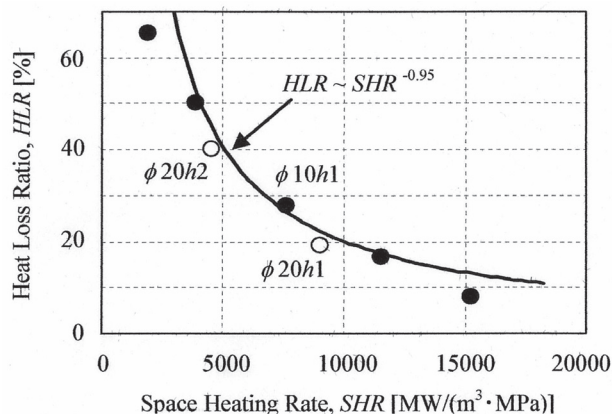


Fig.7 Relation between heat loss ratio HLR and space heating rate SHR ($\phi=0.4$, $\phi 10h1$ combustor: $\dot{m}_a=0.0093\sim 0.074$ g/s, $\phi 20h1,2$ combustors: $\dot{m}_a=0.15$ g/s)

の燃焼負荷率、すなわち火炎安定限界以下には滞在時間は長くできない。しかし燃焼器の燃焼負荷率の下限値は、単独に火炎が存在しているときの火炎そのものの限界値ではなく、火炎を含む燃焼器全体の容積で評価するため、火炎の値よりも低い値になっていると考えられる。いずれにせよ滞在時間は無制限に長くすることは出来ない。

(b) 燃焼器熱損失率

(4) 式は、燃焼負荷率を高めることで熱損失割合を低減できることを示している。このことを確かめるために、同一燃焼器を用いて空気流量を変化させた場合と、同一空気流量で燃焼器の大きさを変えることによって、燃焼負荷率を変えたときの熱損失割合と燃焼負荷率との関係を調べた。Fig.7 に、その結果を示す。このときの熱損失割合は、以下の (5) 式を用いて排気ガス温度の測定結果より算出した[22]。

$$HLR = \frac{H_{in} - H_{ex}}{Q} \cong 1 - \frac{(\dot{m}_a + \dot{m}_f) \cdot C_p \cdot (T_{ex} - T_{in})}{Q} \quad (5)$$

ここで H_{in} と H_{ex} は燃焼器流入と流出のエンタルピー、 T_{in} と T_{ex} は燃焼器入口と出口温度、 C_p は平均定圧比熱である。この結果より同じ Flat-flame 型燃焼器の場合は、燃焼負荷率の増加に伴って熱損失割合は燃焼負荷率にほぼ逆比例して減少することがわかった。また同一燃焼負荷率においては、燃焼器のサイズの大きいほうが熱損失割合が低くなることが確かめられた。さらに Flat-flame 型燃焼器で当量比と空気流量が同じならば、サイズよりも燃焼負荷率の方が熱損失割合低減への影響が大きいこともわかった。これらの結果は、同一の燃焼器において燃料の種類および当量比が等しい場合には、高負荷燃焼を達成することによって熱損失割合を低減できることを示している。

この熱損失割合と燃焼負荷率との関係は、筆者らの他の燃焼器の Swirling-flame 型極超小型燃焼器でも同様な傾向が得られることを確認しており[10], (4) 式の意味することは、燃焼方式に依らない一般的な特性と考えられる。

本論文で考察した内容は、極小燃焼器の場合は、熱損失の影響を相対的に抑えるためには高負荷燃焼をせざるを得ず、その結果として滞在時間が短くなることを示唆している。このことから推論すると、あたかも自明の事実のごとく特段の条件も示さずに幾つもの論文で言われている、燃焼器を極小化すると燃焼器内滞在時間が短くなるという見解は、微小燃焼器で安定な火炎を形成させると高負荷燃焼になるという事実から生じた誤解と言えらる。

4. まとめ

燃焼器極超小型化や UMG 燃焼器開発における燃焼負荷率と燃焼器内滞在時間及び熱損失率との関係を整理し、燃焼負荷率と燃焼器内滞在時間の関係の持つ燃焼学的な意味や UMG 用極超小型燃焼器内燃焼に果たす高負荷燃焼の役割について考察した。その結果以下の結論を得た。

- 燃焼器内滞在時間は、燃焼器を単に超小型化するから短くなるのではなく、高負荷燃焼する場合に短くなる。
- 燃焼器からの熱損失割合は、高負荷燃焼させることによって低減できる。
- 燃焼負荷率と燃焼器内滞在時間との関係は、燃料の種類や燃焼器のタイプ、当量比の範囲に依らず、ほぼ同一曲線上に表示することが出来る。
- 燃焼負荷率の上限値は、燃焼器内の条件における総合的な燃焼反応の特性時間に対応する。逆に燃焼負荷率の最小値は、熱損失の増大あるいは当量比低下のため燃焼器内火炎が保炎・安定化出来なくなる限界によって決まる。

謝辞

なお本研究は、科研費基盤研究 (B) (No.19360383), 科学技術振興機構 (平成 19 年度「シーズ発掘試験 No.04-069」) および首都大学東京の平成 19 年度傾斜的研究費 (特定) の助成を受けた。ここに記して謝意を表す。

References

1. Waitz, I. A., Gauba, G., Tzeng, Y. S., *J. Fluids Eng.* 120:109-117 (1998).
2. Sitzki, L., Borer, K., Schuster, E., Ronney, P. D., Wussow, S., *Proc. 3rd Asia-Pacific Confer. Combust.*: 473-476 (2001)
3. Pello, A., C., F., *Proc. Combust. Inst.* 29: 883-899 (2002).
4. Sirignano, W. A., Pham, T. K., D-Rankin, D., *Proc. Combust. Inst.* 29: 925-931 (2002)
5. Yuasa, S., Oshimi, K., *38th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propul. Confer. & Exhibi.:* AIAA 2002-3771 (2002).
6. Yuasa, S., *J. GTSJ* (in Japanese) 29: 247-254 (2001).
7. Wu, M-h., Wang, Y., Yang, V., Yetter R. A., *Proc. Combust. Inst.* 31: 3235-3242 (2007).
8. Oshimi, K., Yuasa, S., *J. GTSJ* (in Japanese) 31: 52-57 (2003).
9. Yuasa, S., Oshimi, K., Nose, H., Tennichi, Y., *Proc. Combust. Inst.* 30: 2455-2462 (2004).
10. Yuasa, S., Oshimi, K., Wong, S. F., *Proc. 18th ISABE:* 2005-1272 (2005).
11. Mattingly, J.D., Heiser, W.H., Daley, D.H., (Przemieniecki, J. S. ed.), *Aircraft Engine Design*, AIAA Education Series, 319, AIAA (1987).
12. Henderson, R. E., Blazowski, W. S., (Oates, G.C. ed.), *Aircraft Propulsion Systems Technology and Design*, AIAA Education Series, 119, AIAA (1989).
13. Treager, I. E., *Aircraft Gas Turbine Engine Technology*, 2nd ed., 40-62, McGraw-Hill (1979).
14. Yuasa, S., et al., *J. GTSJ* (in Japanese) 15: 122-128 (1987).
15. Yuasa, S., Awano, R. Sakurai, T., *Proc. IGTC2007:* TS-144 (2007).
16. IHI, J3 Instruction Manual (1972) (in Japanese).
17. KHI, S5A-01 Instruction Manual (1988) (in Japanese).
18. Tokumoto, T., *Nensho Kenkyu* (in Japanese) 78: 1-16 (1988).
19. Nagashima, T., *J. GTSJ* (in Japanese) 29: 242-246 (2001).
20. Fristrom, R.M., Wstenberg, A., *Flame Structure*, 104-106, McGraw-Hill (1965).
21. Oshimi, K., Yuasa, S., *J. GTSJ* (in Japanese) 33: 221-229 (2005).
22. Yuasa, S., Sakurai, T., Shimotori, S., Wong, S. F., *Proc. 19th ISABE:* 2007-1167 (2007).
23. Honda, T., Sakurai, T., Yuasa, S., *Proc. 35th Annual Meeting of GTSJ* (in Japanese): 45-49 (2007).
24. Kee, R.J., Grear, J.F., Smooke, M.D., Miller, J.A., Meeks, E., *A Fortran Program for Modeling Steady Laminar One-Dimensional Premixed Flames*, Report No. SAD85-8240, Sandia National Laboratories, (1985).