パルスバーナに関する実験的研究*
(パルス燃焼特有の諸特性について)斎藤 俊彦**, 斉藤 和夫**, 久岡 聖**
平沢 房男**, 田中 純夫**, 藤田 義信**An Experimental Study on the Pulse Combustor
(Characteristics of the Pulse Combustion for Designing)by Toshihiko SAITO, Kazuo SAITO, Satoshi HISAOKA,
Fusao HIRASAWA, Sumio TANAKA, and Yoshinobu FUJITA

Pulse combustors have been remarked recently because of high combustion intensity, enhanced heat transfer, low NOx emission and so on. However, the lack of systematic experimental and theoretical data leads to poor designing procedure with trial and error method for developing combustors. In this paper, the characteristics of the pulse combustor for designing are discussed. The following results have been obtained. (1) The effects of decoupler's volume and shape on pulse combustion stability have been cleared. (2) Gas input rate is influenced by burning velocity, air fuel ratio and specific weight of fuel. (3) Operating frequency will increase with increasing burning velocity. (4) Gas input rate and excess air ratio has a linear relationship approximately.

Key Words: Combustion, Pulse Combustor, Operating Frequency, Decoupler, Flapper Valve

1. 緒 言

パルス燃焼器は燃焼室と尾管という単純な構成により、一種の爆発燃焼によって生ずる急激な燃焼室内の圧力上昇・低下を利用して空気および燃料を吸入し、また燃焼ガスを脈動排出するエンジンにも似たものであり、起動時以外は燃焼ファンによる給気を必要としない自律燃焼の特徴をもっている。

このパルス燃焼方式は決して新しい技術ではないが、従来の連続燃焼方式に比較して騒音の問題はあるもののガス側熱伝達率の向上、高負荷燃焼、低 NOx といった種々の利点があるため、ここ数年来省エネルギー指向を反映して米国などで再び研究開発が盛んに行われており、すでにパルス燃焼器を組込んだ温水器や暖房器が米国、カナダ、スイスなどで実用化されて販売、あるいは試行販売されており、我が国でも最近国産の貯湯式給湯器や産業用の液加熱器が発売された。

一方、研究方面についてみると Griffiths ら⁽¹⁾ Hanby⁽²⁾らの熱伝達に注目したもの、Winiarski⁽³⁾, Reader⁽⁴⁾らによるバルブレスパルスバーナの、さらに

Dhar ら⁽⁵⁾によるフラップバルブを有するパルスバーナシステムのコンピュータシミュレーションに関するもの、Ahrens ら⁽⁶⁾の数学モデルによる現象解析に関するもの、Griffiths ら⁽⁷⁾による設計手法確立を目的とした詳細な実験的研究に関するもの、Mosley ら⁽⁸⁾による液体燃料を使用したパルスバーナの性能実験に関するものなど古くから研究は行われているが、同一バーナでの燃料ガス成分の違いによる諸特性、特に燃焼量や発振周波数への影響といったことや、コンパクト化のための構成要素の容積・形状の効果、高負荷燃焼の有効手段、またそれらに伴う騒音の低減化といったことに対してはほとんど研究されていない。また自律燃焼機構、低 NOx 機構などといったパルス燃焼の基本的現象に関しては、Keller ら⁽⁹⁾によりレーザ計測、高速カラーシェリーレンムービーなどで解明され始めたばかりであり、これに続く岡田ら⁽¹⁰⁾の光学的観察を含め、まだ未知な部分も多い。

そこで本研究では、特にガス燃料を用いたパルス燃焼方式の実用化に必要な前述の設計事項に関する諸特性を検討し、バーナに対する燃料ガス成分の違いによる互換性、安定パルス発振に与えるデカップラ（尾管と、それより下流側の構成要素とを音響的に切離す役目をするチャンバ）容積・形状の影響、高負荷燃焼の有

* 昭和60年6月22日 東北支部郡山地方講演会において講演、原稿受付 昭和59年12月21日。

** 正員、(株)東芝 家電機器技術研究所 (〒416 富士市蓼原336)。

効手段など設計に必要な諸量を明らかにした。

2. 記 号

- A : 断面積 m^2
 A_{th} : 理論空気量 m^3/m^3
 D : 内径 m
 d : 燃料ガス比重 (空気比重 $\equiv 1$)
 f : パルス発振周波数 Hz
 H : 発熱量 kJ/m^3
 h_R : 混合気エンタルピ kJ/m^3
 K : バルブ係数 $\text{Pa}^{1/2}\cdot\text{s}\cdot\text{m}$
 L : 尾管長 m
 l : 長さ m
 P : 圧力 kPa
 Q : 燃焼量 (= 熱入力) kW
 R : ガス定数 $\text{kJ}/\text{kmol}\cdot\text{K}$
 r : 空燃比
 T_a : 混合気温度 K
 U_f : 燃焼速度 m/s
 V : 容積 m^3
 W : ウォッペ指数 ($\equiv H/\sqrt{d}$) kJ/m^3
 α : 係数
 λ : 空気比
 ρ : 密度 kg/m^3
 添 字
 0: 基準
 1: 燃焼室直管部
 2: 燃焼室テーパ部
 3: 空気フラップバルブのバルブチャンバ奥行
 B : 大小関係をみるための比較となる基準
 C : 燃焼室
 D : デカップラ
 g : 燃料ガス
 M : 混合室
 max: 最大値
 m: 平均
 T : 尾管
 V : 空気フラップバルブから混合室までの配管系を含めた空間容積

3. 基本構成

パルスバーナを温水器や暖房器に組込む場合の基本構成を図1に示す。ガスクッションタンクは、他燃焼機器への圧力脈動の影響を防止するためのものである。フラップバルブを経て燃焼室に流入した燃料と空気は、燃焼室と尾管で形成されるヘルムホルツ形共鳴

振動のパルス燃焼を行い、熱交換器、中和器、吐出マフラーを経て排気される。実質的には燃焼室、尾管が主熱交換部であり、デカップラ以降は前者の不足分を補うための熱交換部である。

4. 発 振 特 性⁽¹¹⁾

デカップラはパルス燃焼の発振周波数を規定する重要な構成要素であり、実用上はこの容積・形状が問題となり、最小寸法を見出す必要がある。

そこで発振周波数に対するデカップラ容積の効果を調べるために、Dhar ら⁽⁵⁾の提唱したシミュレーションを利用してデカップラ容積のパラメータ評価を行った。この理論は容器内の気体をバネ、管内の気体を気柱とみなして運動方程式を立て、フラップバルブの運動方程式、フラップバルブを通過する気体流量の関係式などを連立させて解き、燃焼室内の圧力変動をみようとするものである。

図2は燃焼室内圧力変動の計算例を示したものである。メタン燃料、燃焼量5.8kW、空気比1.2の条件で、燃焼室容積 $6.52\times 10^{-4}\text{m}^3$ 、尾管長0.75mの場合のデカップラ容積の影響をみたものである。

このように、計算上はデカップラ容積を小さくしていくと発振しなくなることがわかる。実際にも発振しなくなるか、たとえ発振しても尾管を長くした効果(デカップラや熱交換器などの長さを含めた相当長さ)として、低い発振周波数に移行する現象がみられる。

図3はデカップラと尾管断面積の比に対する発振周波数の関係を実験的にみたものである。○印は52Hzで発振していたものが、 A_D/A_T を小さくすることにより低い発振周波数に移行したものであり、容積だけでなく形状も考慮する必要があることがわかる。 A_D/A_T が30前後の斜線で示した領域は遷移域である。なお図中△印のプロットは、異なる設計発振周波数のシステムにおける実使用例を示したものである。

図1 基本構成

5. 燃 焼 特 性

5.1 供試バーナおよびフラップバルブ 図4および表1に実験に用いたバーナの概要を示す。空気供給管と燃料供給管は、旋回流が生じるように互いに約60°の角度で混合室に配管されている。

図5は空気フラップバルブの概要を示したものである。グラスウールにテフロンコーティングを施したエアフラップ(0.25 mm厚)を、多数の空気孔を有するバルブプレートと圧力伝播孔を有するバックプレートで形成される1 mm程度の間隙に配置したものであり、燃焼室圧力の変動に応じてこの間隙を往復移動する。燃料ガス用のフラップバルブも構成は同じである。なお寸法 l_3 は、燃焼室内圧力を変える手段として100 mmから20 mm程度までを適宜選定した。

5.2 燃焼量の変化について 燃焼量の変化は、燃料ガス成分の違いによって燃焼室内爆発圧力、およびそれに伴う負圧の程度が異なることによる燃料吸引量の違いに起因している。

ところで Ahrens ら⁽⁶⁾はこの燃焼室内最大圧力(爆

表 1 バーナ寸法

Dimension (mm)	Burner		
	A	B	C
D_M	6.7	91.8	
D_C	76.6	129.6	
l_M	7.3	90	
l_1	93	243	250
l_2	125	150	
$D_T \times L$	28 × 1730	—

図 3 A_D/A_T と f との関係 (a) $V_D = 5V_C$ (b) $V_D = 3V_C$

図 2 燃焼室内圧力変動の計算例

図 4 バーナ廻り概要

図 5 フラップバルブ概要

発圧力) を次式で表している。

$$P_{\max} = \left(\frac{K_g h_R R T_a}{2 H A_c U_f} \right)^2 (1+r)^4 \quad \dots\dots\dots (1)$$

式(1)は一次元流れを想定したエネルギー式と連続の式を、完全ガス、準定常を仮定したオリフィス流れ、層流燃焼速度などを適用して解析したものであり、空燃比 20 前後のメタン燃料では実験値と比較的合っていることが示されている。

さてここで燃焼量は、図 6 を参照して以下のように表される。

$$Q = K_g \sqrt{P_{\max} - P_m + P_g} W \quad \dots\dots\dots (2)$$

連続燃焼形態の従来のガス機器では、燃焼量は P_g だけで決まるが、パルス燃焼の場合には $P_{\max} - P_m$ の項が入り、しかも燃料によって $P_{\max}$ も変化するので P_g が一定でも、連続燃焼のように単純にウォッベ指数 W の比較だけで同一バーナに対する燃料の互換性の判定はできない。ウォッベ指数が同程度の場合には式(2)の圧力項の比較のみとなるが、異種燃料との比較も含めると実際には K_g の変動程度も異なるのでかなり複雑になる。

そこでここでは、 K_g はガス種の違いによる変化割合を同程度として影響を相殺する形にすれば式(1)、(2)より、ある基準ガスに対する比の形で燃焼量変化を表示し得る。

検討を簡略化するために $P_m - P_g \equiv \alpha P_{\max}$ と置くと式(3)のようになる。

$$\frac{Q}{Q_B} = \frac{U_{fB}}{U_f} \frac{(1+r)^2}{(1+r)_B^2} \sqrt{\frac{1-\alpha}{(1-\alpha)_B} \frac{d_B}{d}} \quad \dots\dots\dots (3)$$

さらに同一バーナでは P_g を基準とした正圧と負圧の比はほぼ一定であり、 P_g も $P_{\max}$, P_m に比較してたかだか数%であることから、 α もほぼ一定とみなせば $(1-\alpha)$ の項は消去される。

また大略 $1+r \approx \lambda A_{th} d_{air}/d$ として、同一空気比で比較すれば式(3)は最終的に次式となる。

図 6 圧力波形

$$\frac{Q}{Q_B} = \frac{U_{fB}}{U_f} \left(\frac{A_{th}}{A_{thB}} \right)^2 \left(\frac{d_B}{d} \right)^{2.5} \quad \dots\dots\dots (4)$$

なお比較計算に際しては、本質的にパルス燃焼が低空気比で行われることを考慮して $U_f \equiv U_{f\max}$ として扱っている。

計算に用いた各燃料ガスの諸量を表 2 に示す。

表 2 の値を用いて、式(4)により 13 A-1 ガスを基準に計算した結果を表 3 に示す。ただし 6 B と 6 C の 2, 3 ガスについては、それぞれの系列の 1 ガスを基準にして計算してある。なお計算の便宜上かなり簡略化した検討結果であるから、表中の数値は相対的な大小関係の比較程度に留める。

表 3 の結果からわかることは、メタン系のガス種においては 3, 1, 2 ガス、水素系は 1, 3, 2 ガスの順に燃焼量が低下することであり、しかも 13 A, (12 A-0) > 6 B > 6 C の傾向にあるということである。

図 7 に A タイプバーナによる燃焼実験結果の一例を示す。なお燃料供給孔は、発熱量に反比例させた形で穴径を変えて燃焼量を合わせるように設定されている。

この図からはいずれのガス種もほぼ 1 > 3 > 2 ガスの

表 2 燃料ガスの諸量

Fuel	Composition %	$U_{f\max}$ (m/s)	d	A_{th}
13A-1	CH ₄ :85, C ₃ H ₈ :15	0.411	0.704	11.67
13A-2	H ₂ :30, CH ₄ :55 C ₃ H ₈ :15	0.74	0.559	9.52
13A-3	CH ₄ :98, N ₂ :2	0.392	0.563	9.14
12A-0	CH ₄ :100	0.37	0.555	9.52
6B-1	H ₂ :49, C ₃ H ₈ :16.5 N ₂ :34.5	0.746	0.623	5.09
6B-2	H ₂ :54, C ₂ H ₄ :4 C ₃ H ₈ :9.5, N ₂ :32.5	0.851	0.538	4.12
6B-3	H ₂ :30, CH ₄ :13 C ₃ H ₈ :12, N ₂ :45	0.484	0.714	4.81
6C-1	H ₂ :57.5, C ₃ H ₈ :12.5 N ₂ :30	0.902	0.524	4.35
6C-2	H ₂ :64.5, CH ₄ :8.5 N ₂ :27	1.055	0.438	3.56
6C-3	H ₂ :37.5, CH ₄ :15 C ₃ H ₈ :8.5, N ₂ :39	0.596	0.618	4.34

Note: $d_{Air} = 1$

表 3 計算結果

Fuel	Q/Q_B	Fuel	Q/Q_B
13A-2	0.658	6B-3*	0.979
13A-3	1.125	6C-1	0.132
12A-0	1.340	6C-2**	0.896
6B-1	0.142	6C-3**	0.997
6B-2	0.829		

Q_B -----13A-1
 $Q_B(*)$ -----6B-1
 $Q_B(**)$ -----6C-1

傾向を示しており、他の実験でも同様である。

5・3 発振周波数の変化について パルス燃焼の発振周波数は Ahrens ら⁽⁶⁾の式、あるいは単純にヘルムホルツ共鳴形振動の式で表示できるが、実際にはガス種によって若干変化する。

図8は B タイプバーナによる 13A-1, 12A-0, 6C-2 ガスの場合の、空気比と発振周波数の関係を示したものである。いずれの場合も、空気比の変化による燃焼ガス温度変化の形で音速の影響の出ていることがわかる。図中●印のプロットは、燃焼室内と尾管出口部の燃焼ガス平均温度を代表温度として算出した音速を用いて、ヘルムホルツ共鳴形振動の式より得られた計算値であり、メタン系のガス種の実験値によく合っている。ただしこの図で 6C-2 ガスはかけ離れて高めにあり、ガス種の違いによる影響が顕著である。水素系燃料の場合には、メタン系燃料に比較して混合室上流側の壁面温度が高めになり、混合室端板に覗き窓を設けて観察すると両者では火炎位置の異なっていることがわかる。水素系燃料では燃焼速度が早いために、結果的に混合気流入途中の少ない量で上流側にて燃焼してしまい、パルス発振の周期が早まるものと考えられる。また上記現象により燃焼室内圧力もメタン系燃料に比較して低く、負圧も小さいために燃焼量も低下するものと考えられる。

図9は、図8の結果を最大燃焼速度と発振周波数の関係で書き直したものである。図中△印のプロットは、設計発振周波数の異なる他バーナにより得られた実験結果であり、同様な傾向を示している。

5・4 高負荷燃焼の有効手段について 高負荷燃焼を得るには

- (1) 爆発圧力を高くして負圧を大きく取ること

図7 Q と P_g との関係 (A タイプバーナ)

- (2) 吸排気側の流動抵抗を小さくすること
- (3) 尾管からの逆流流量を少なくすることである。

(1)については、空気フラップバルブから混合室に至る配管系を短くして空間容積を減少させることが必要であり、これは(2)の吸気側の流動抵抗を低減させることにもつながる。(3)については燃焼室と尾管の接続形状の問題であるが、NOx 排出量にも影響を及ぼすことがわかっているため、総合的に考える必要がある。

図10は、C タイプバーナによるバルブチャンバ奥行寸法 l_b を変化させて得た実験結果である。 V_v/V_c が小さくなるにつれて高負荷になっていることがわかる。また図中△印のプロットは、100 kW クラスの他バーナの結果であるが、 A_r/A_c の大きいほう、すなわち流動抵抗の小さいほうが高負荷になっていることがわかる。

また V_v を固定して、尾管径をパラメータにした場

図8 λ と f との関係 (B タイプバーナ)

図9 U_{fmax} と f との関係 (B タイプバーナ)

図 10 Q/V_c と V_v/V_c との関係 (C タイプバーナ)

合の空気比に対する C タイプバーナによる燃焼量変化を図 11 に示す。これは排気系の流動抵抗を変化させることに対応しているが、同一尾管径の場合には空気比と燃焼量が直線関係にあり、燃焼量の減少が流入空気量の増加につながっているというパルス特有の性質を示したものと見える。

6. 結 言

燃焼器設計の観点から、パルス燃焼に特有な諸特性として燃料ガス成分の違いによる燃焼量、発振周波数の変化や、高負荷燃焼特性などに注目し、以下のことが明らかになった。

- (1) パルス燃焼の発振周波数を規定するデカップラ容積・形状の効果を定量的に把握できた。
- (2) ガス種の違いにより、燃焼量は同一供給ガス圧でも燃焼速度、空燃比、比重に依存して変化する。
- (3) 同一バーナでは $13A, (12A-0) > 6B > 6C$ ガスの順に燃焼量の変化する傾向にある。
- (4) 同一バーナによる計算予測では、メタン系と水素系とで 1 ガスと 3 ガスが逆転した傾向にあるが、実燃焼においては同系列のガス種内にて $1 > 3 > 2$ ガスの順に燃焼量の変化する傾向を示した。
- (5) ガス種の違いにより、発振周波数は燃焼速度の増加につれて上昇し、水素系燃料は高めになる。
- (6) 空気フラップバルブから混合室までの配管系を含めた空間容積と、燃焼室容積との割合 V_v/V_c を

図 11 Q と λ との関係 (C タイプバーナ)

小さくすることにより、燃焼室内爆発圧力を高めて効果的な高負荷燃焼を得ることができる。

(7) V_v/V_c を一定にした場合、尾管断面積と燃焼室断面積との比 A_T/A_C を大きくすることにより、燃焼量を増加させることができる。

(8) 燃焼量の可変は、適正燃焼範囲内で空気比との直線関係で対応づけできる。

本研究を進めるにあたり、パルス燃焼研究の機会を与えていただいた当社家電機器技術研究所の坂本守義主幹、本研究の強力な推進と多大の援助・助言をいただいた当社富士工場（当時家電機器技術研究所・空調燃焼担当）の松坂孝課長に甚大なる謝意を表する。

文 献

- (1) Griffiths, J. C., ほか 2 名, *Amer. Gas Ass. Res. Bull.*, 96 (1963-8).
- (2) Hanby, V. I., *Trans. ASME, J. Eng. Power*, (1969), 48.
- (3) Winiarski, D. L., *Proc. 1st Int. Symp. on Pulsating Combust.*, (1971-9), 20.
- (4) Reader, G. T., *Proc. 13th Intersoc. energ. conversion engng. confe.*, (1978-8), 20.
- (5) Dhar, B., ほか 2 名, *Proc. Symp. on Pulse Combust. Applications*, (1982), 4-1.
- (6) Ahrens, F. W., ほか 2 名, *ASHRAE Trans.* 84 (Part 1), (1978), 487.
- (7) Griffiths, J. C., and Weber, E. J., *Amer. Gas Ass. Res. Bull.*, 107 (1969).
- (8) Moseley, P. E., and Porter, J. W., *J. Acoust. Soc. Am.*, 46-1 (1969).
- (9) Keller, J. O., ほか 2 名, *Fall Meeting of the WSS/CI*, 84-56 (1984).
- (10) 岡田・ほか 4 名, 第 22 回燃焼シンポジウム前刷集, (昭 59-11), 193.
- (11) 松坂・ほか 2 名, *燃焼研究*, 63 (昭 58), 14.