

## ■ 技術報告 ■

## パルス燃焼技術

## Pulse Combustion Technology for Heating

坂本 守 義\*

Moriyoshi Sakamoto

## 1. ま え が き

パルス燃焼器は燃焼室内に発生する圧力変動を利用して燃料と空気を吸入し、さらに燃焼ガスを自力で送り出すエンジンに似た装置である。欧米では1960年頃から研究されており、すでにこの燃焼器を組み込んだ温水器や暖房機器等がカナダ、米国、スウェーデンなどで実用化されているといわれている。従来の燃焼器に比べ、高負荷燃焼、高熱交換効率、低NO<sub>x</sub>発生などの利点があるため、ここ数年来省エネルギー技術開発の一環として、米国で再び注目され、研究開発が盛んに行なわれる様になり、1982年にはAtlantaで「第一回パルス燃焼応用シンポジウム」が開催された。筆者の知る限りでは、国内ではパルス燃焼に関する成書や技術報告はまだ見出せないで、我国に於ては研究開発はようやく緒についたばかりではないかと思われる。

本文は、編集子のお求めに応じて、パルス燃焼技術のアウトラインを述べたもので、省エネルギー技術開発に携っている方々のお役に立つことがあらば幸いである。

## 2. 高温ガスの熱交換

燃料を燃焼させて得られた高温ガスで物体を加熱する装置では、燃料消費量を節約するために熱交換器の高温ガス側の熱伝達係数を向上させる試みがなされる事が多い。熱伝達係数の増加は、温度境界層を薄くして伝熱面からはがしとるとか、高温ガスの流れの中に乱れをつくること等によって実現されるので、圧力損失も増加するのが普通である。この伝熱促進に伴う熱伝達係数と圧力損失の増加は、燃焼ガスの流速や伝熱面の形状により決まり、図-1に示すように両者の関係はほぼ次の式で整理できる。

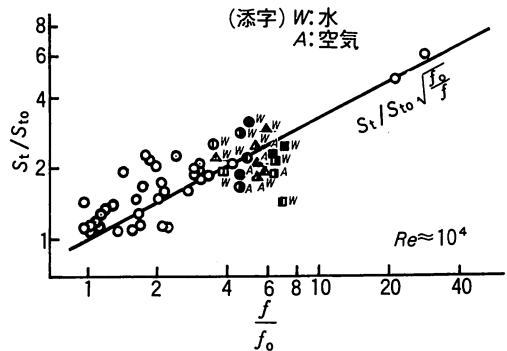


図-1 熱伝達係数と圧力損失

$$\frac{f}{f_0} = \left( \frac{St}{St_0} \right)^n \quad (1)$$

ただし、St<sub>1</sub>: 熱交換器のスタントン数

f: 熱交換器の圧力損失係数

n: 指数 (≤ 2)

添字 o: 熱交換器改良前の値を示す。

(1)式によれば、伝熱性能が2倍に増加すると、圧力損失の増加にもとづく動力消費量が4倍に増加することがわかる。

熱交換装置の効率η<sub>0</sub>が元々十分大きい場合(η<sub>0</sub> ≥ 0.8)は、熱伝達係数が2倍に増加しても効率の増加量Δηは数%にしか過ぎないので、動力消費量ΔWの増加量を差引くと燃料消費量の節約額は期待した程の値にならない。この傾向は高温ガスの移動に送風機などの外部動力を使用する限り変らないが、高温ガス自身のエネルギーを利用できる場合には情事が異なる。

高温ガス自身のエネルギーを熱伝達向上に利用する例として、自然対流(浮力)効果の活用が考えられるが熱交換器が大形化する点に問題がある。この点でパルス燃焼器では、燃焼室内に発生する高温ガスの圧力変動を利用して、高温ガス自身をコンパクトな熱交換器内に高速で送り込むことができるので、非常に高い熱伝達係数が得られるのである。最近、燃焼ガスを利用し

\*東京芝浦電気(株) 家電機器技術研究所 主幹・工博  
〒210 川崎市川崎区浮島町4-1

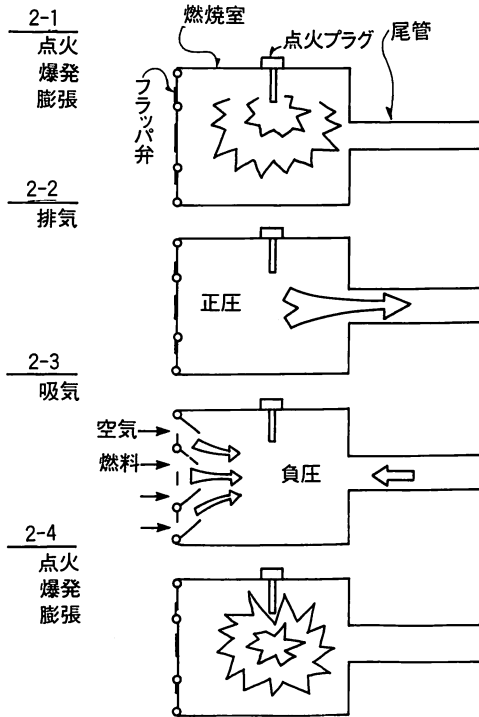


図-2 パルス燃焼器の動作

た加熱装置の燃料節約の手段としてパルス燃焼器技術が見直されている理由は以上の通りである。

### 3. パルス燃焼器の原理と特長

図-2にパルス燃焼器のモデル図を示す。図示するようにパルス燃焼器は、混合気の吸入弁(フラップ弁, リード弁など), 燃焼室, 尾管又は共鳴管の3つの部分から構成されている。この他着火時のみに必要な部品として, 混合気を強制的に送る送風機と点火プラグ等がある。

図-2・1は着火時で, 燃焼室に送られた混合気が点火プラグにより点火されると急速に膨張し, 尾管内のガスを外部へ押し出す。これにともない燃焼室内の圧力が急激に上昇し吸入弁が閉じる。図-2・2排気時を示す。燃焼室内で高圧となった燃焼ガスは吸入弁が閉じているために, 細い尾管内を高速で流出する。この流出ガスの運動量は非常に大きいため燃焼室内の圧力は急激に低下し負圧となり, 図-2・3に示すように混合気の吸気が起る。この時尾管内に残存する燃焼ガスも燃焼室内に吸入され, 混合気と完全に混合する。そしてこの混合気が燃焼室内の高温ガスにより点火されて, サイクルが繰返えされるのである。(図-2・4)

パルス燃焼は以上の様に着火→爆発→膨張→排気→

吸気→着火のサイクルを1秒間に数10~数100回繰返えす非定常燃焼である。その発振周波数は燃焼室と尾管の寸法により決まり, ほぼ次の式で整理できるといわれる。

$$\bar{\omega} \tan \bar{\omega} = \frac{1}{\bar{V}}$$

ただし  $\bar{\omega} = 2\pi f L/C$

$$\bar{V} = V_B / V_T$$

$f$ : 周波数(Hz),  $C$ : 音速(m/s)

$L$ : 尾管の長さ,  $V_B$ : 燃焼室容積(㎡)

$V_T$ : 尾管容積(㎡)

また燃焼室及び尾管内の圧力  $P$  及び流速  $u$  はそれぞれ次の様に表わされる。

$$P = P_0 [\cos \bar{\omega} X - \sin \bar{\omega} X / \tan \bar{\omega}] \cos \bar{\omega} \tau \quad (3)$$

$$u = \left( \frac{P_0}{\rho_0 C} \right) [\cos \bar{\omega} X / \tan \bar{\omega} + \sin \bar{\omega} X] \sin \bar{\omega} \tau \quad (4)$$

ただし,  $P_0$ : 最高圧力,  $X = x/L$ : 尾管の無次元長さ

$\tau = tC/L$ : 無次元時間  $P_0$ : ガス密度

$t$ : 時間,  $x$ : 尾管の長さ

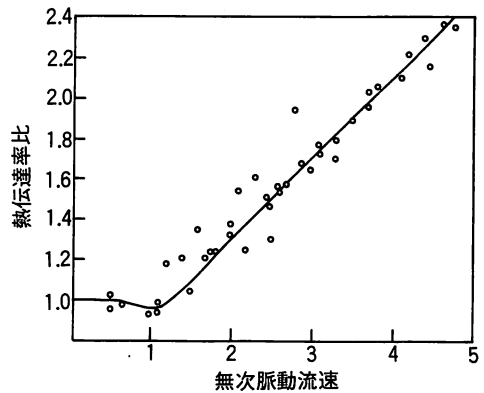


図-3 脈動流の熱伝達

最高圧力は  $P_0 = 1 \sim 3 \text{ kg/cm}^2$  程度である。(3式によると圧力は尾管に沿って次第に減少するが, 尾管内の高温ガスの流速は(4式によると管軸に沿って次第に増加する。最高速度( $P_0/\rho_0 C$ )は,  $P_0 = 1 \text{ kg/cm}^2$  の場合, 約200 m/sに達するので尾管内の熱伝達係数はきわめて大きな値となるものと思われる。

図-3にパルス燃焼器モデルの尾管内の熱伝達係数と流速の関係(実測値)を示す。この図から脈動の流速が増加するに伴い熱伝達係数が増加すること, 従ってパルス燃焼器を用いると大きな熱伝達係数が得られることがよくわかる。図中の直線は次式で表わされる。

$$\bar{h}/h_0 = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} (1+B\cos\omega t)^{0.8} dt \quad (5)$$

ただし、 $\bar{h}$  : 1周期間の平均熱伝達係数  
 $h_0$  : 定常流の平均熱伝達係数

$$B = \frac{\omega A}{V_m} : \text{無次元脈動速度}$$

A : 脈動振中,  $\omega$  : 角振動数  
 $V_m$  : 定常流の流速

4. パルス燃焼の応用技術

前節で述べた様にパルス燃焼器では、ある程度の圧力上昇(式(2))、と高速度(式(3))が得られるので、この特性を利用した噴霧器、小型エンジン、暖房用温水器などが1960年頃は製造されていた。当時は燃料のコストが安かったため普及しなかったが、1970年後半、ガスの値段が高騰してから Hydro-Pulse, Lennox, Turbo-Pulse などのメーカーにより、各種の家庭用給湯器に応用され販売される様になった。

産業部門での応用例としては、乾燥装置の熱源、中小形ボイラ用バーナとして実用化されているほか、木材伐採用鋸用エンジンとして極地の森林地帯で使用されているともいわれる。

表1 パルスバーナと連続燃焼バーナの比較

No	項目	パルスバーナ	連続燃焼バーナ
1	燃焼室負荷	10 <sup>6</sup> ~10 <sup>7</sup> kcal/mh	10 <sup>5</sup> ~10 <sup>6</sup> kcal/mh
2	燃焼時送風機	不要	必要
3	排ガス中のCO濃度 NOx濃度	10 <sup>-2</sup> %程度 数10 PPM	10 <sup>-3</sup> %程度 数100 PPM
4	騒音	高	一般に低い
5	消音器	必要	場合により必要
6	ガス側熱伝達率	大	小
7	排気筒径	小	大
8	熱効率	90%以上	80%程度

表1にパルス燃焼器の特長を一般の連続燃焼器と比較して示す。この表からわかるようにパルス燃焼器はほとんどすべての面で従来のバーナよりすぐれた性質を有するが、騒音の大きい点が、欠点である。しかし適切な消音器を使用すれば、実用上殆んど問題とならないレベル(たとえば45 dB)以下に低減できる見通しである。

従来のバーナに比べNOx排出量が低い点は、大きな長所の1つであるが、パルス燃焼器のNOx発生機構については不明な点が多く、この点今後の研究開発の

課題であろう。

初期のパルス燃焼器の燃料はガスであったが、最近では、灯油あるいは微粉炭、低カロリーガスを燃料とする燃焼器の研究も行われる様になり、応用の途はますます広がるものと思われる。

5. 試作燃焼器の性能

家庭用温水器の熱源として使用するパルス燃焼器の設計資料を得ることを目的として試作したパルス燃焼器と実験装置を図-4に示す。供試燃焼器の燃焼室及び尾管はいずれもステンレス製で、表2にその寸法を示す。図-4に示す様に燃焼室には点火プラグ、圧力ピックアップが、ベースプレートにはガス孔、空気孔、フラップ弁及び弁押え等が取り付けられている。

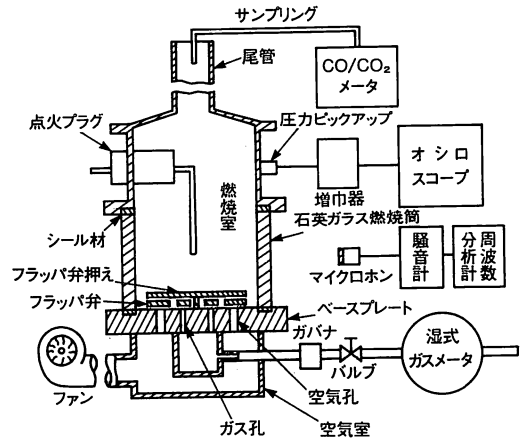


図-4 供試燃焼器と実験装置

表2 パルスバーナ各部寸法(単位mm)及び使用ガス

燃焼室容積	尾管長さ	孔径及び孔数		使用ガス
		ガス	空気	
1.3 × 10 <sup>5</sup> (mm)	600 (mm)	4個—2.7mm	8個—2.7mm	6C
1.57 × 10 <sup>5</sup>	}	}	}	
1.96 × 10 <sup>5</sup>				
6.18 × 10 <sup>5</sup>				
6.51 × 10 <sup>5</sup>				
	2000	4個—3.8mm	8個—6mm	13A

ファンにより燃焼用空気を供給し、点火プラグを動作させた後、燃料バルブを開いてガスを供給し、安定したパルス発振が持続したことを確認してから計測を行った。

図-5は、38Hzで発振している場合の圧力波形を示したもので、最高圧力は約0.3kg/cm<sup>2</sup>程度に達していることがわかる。図-6は尾管の長さと同振周波数及び燃

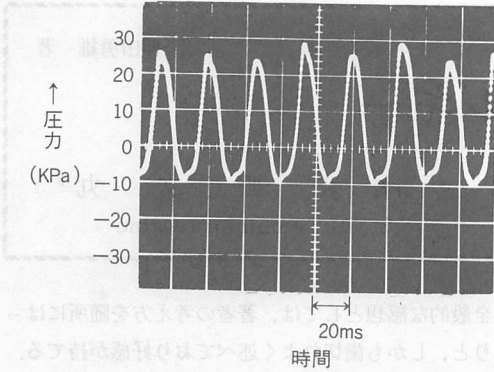


図-5 燃焼内の圧力変動

燃焼室容積  $1.96 \times 10^5 \text{mm}^3$   
 尾管容積 ○印  $4.7 \times 10^4 \sim 1.4 \times 10^5 \text{mm}^3$   
 △印  $2.54 \times 10^5 \sim 4.99 \times 10^5 \text{mm}^3$

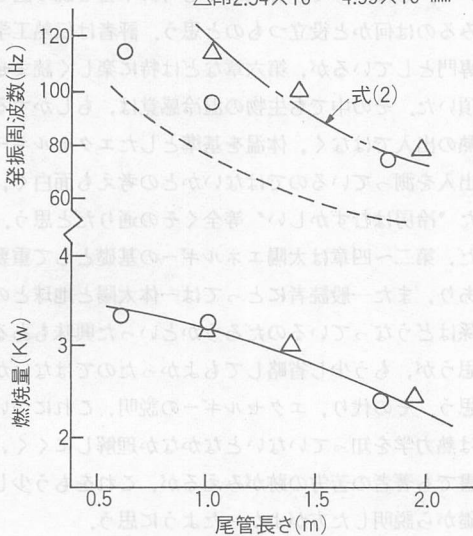


図-6 試作燃焼器の性能

燃焼量の関係を示したもので、発振周波数の実験値(図中○印, △印)は、式(2)で示される理論値とよく一致していることがわかる。

この他、試作燃焼器を試験した結果、次の様な事柄が明らかになった。

- (i) 燃焼量は燃焼室の長さにより変化し、燃焼室長さ/燃焼室径=1.4~1.6で燃焼量は最大となる。
- (ii) 燃焼量の調節範囲は従来の連続燃焼式バーナに比べ狭い。また排気ガス中のCO濃度もかなり高い
- (iii) 燃焼に伴う騒音はかなり大きい。騒音のピーク周波数は発振周波数のほぼ整数倍である。

以上の予備的研究をベースにして開発した家庭用ガス給湯器の外観を図-7に示す。これは容量210ℓの貯

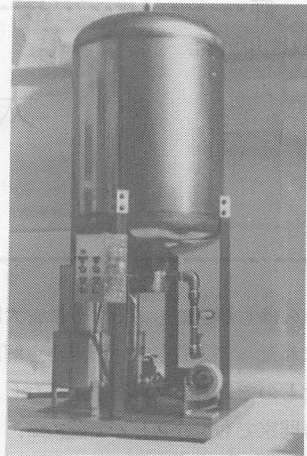


図-7 家庭用給湯器 外観

湯タンクに温水を溜めておき、必要な時に温水を消費するタイプの給湯器である。使用したパルス燃焼器の出力は約6.7kwで、尾管を貯湯タンク内の温水に浸して加熱したため、熱効率は約92%に達した。ユニット全体の騒音も45dB(A)で、一般家庭用製品として十分使用に耐えるという見通しを得た。

6. まとめ

高負荷燃焼、高熱交換効率、低NO<sub>x</sub>発生、送風機不要などの利点を有する反面騒音が高いという欠点も有するパルス燃焼器の特長、応用などについて述べた。

主題が温水器への応用にやや偏りすぎたが、応用の途は限りなく広く、米国では基礎研究、多方面にわたる応用研究・開発が盛んに行われている。今後は信頼性、耐久性が向上するに伴い、産業部門、民生部門を問わず、熱源、小形動力源として実用化されていくものと思われる。

参考文献

- 1) V. I. HANBY; Convective Heat Transfer in a Gas-Fred Pulsating Combustor; Trans, ASME Ser. E, Jan. (1969), 48~52
- 2) F. W. Ahrens et al.; Pulse Combustion Technology for Heating Applications; Argonne National Lab. Report, ANL/EES-TM-12 (1978)