

## 第5章 層流予混合火炎の燃焼騒音と振動燃焼の抑制

### 5.1 燃焼騒音と振動燃焼の抑制手法の概要

第3章において燃焼騒音の発生に関する主要因は燃料ガス・空気混合気の流速変動や濃度変動に起因する火炎の発熱量変動であることを述べた。第4章において振動燃焼の発生については発熱量変動の混合気の流速変動に対する位相差とローカルインピーダンスの位相との条件で決定されることを述べた。ここで本章では上記実験および解析結果をもとに燃焼騒音と振動燃焼の実用的な抑制技術について述べる。

#### 5.1.1 燃焼騒音の抑制に対する考え方

騒音レベルの目標値を実機開発時に通常設定することが多く、家庭用ガス給湯器では45 dB(A)から48 dB(A)を目標値とする。第3章から空気比が1に近い場合は燃料ガス・空気混合気の流速変動の影響を受けやすいため濃淡燃焼は予混合希薄燃焼よりも騒音レベルを抑制しやすいと考えられる。

燃料ガス・空気混合気の流速変動を抑制するためにはバーナ炎口噴出流れの整流化を行えば良いことが定性的には理解できる。しかし整流化を行うとバーナの圧力損失は増大し燃焼用空気を供給するためのファン回転数を増大させなければならない。すなわちファン回転数増加による気流音抑制と燃焼騒音抑制はトレードオフの関係にあるといえる。さらに低NO<sub>x</sub>化を進める上で希薄燃焼が必要となるがこの際もファン回転数増加による燃焼用空気流量の増大により気流音が増大してしまう。

このように機器騒音の低減には様々な制約があるため設計時には定量的な騒音レベルの評価が必要となる。

本章では濃淡燃焼や予混合希薄燃焼を用いるガス給湯器を主対象として第3章で行った燃焼騒音レベルに対する混合気の流速変動や濃度変動の影響に関する知見と乱流エネルギー $E_k$ による燃焼騒音レベルの評価手法を炎口形状評価に適用した燃焼騒音レベルの抑制技術について述べる。

#### 5.1.2 振動燃焼の抑制に対する考え方

バーナ炎口全面に均一な空気比や流速の混合気を供給したり、火炎長をそろえて「きれいな火炎」を形成すると振動燃焼は発生しやすい傾向がある。実機燃焼器では振動燃焼を避けるため、経験的に不均一な空気比や流速分布の燃焼を行っている。しかしこの不均一さを定量的に評価することはなされておらず、設計段階での技術指針も不十分であるため試行錯誤的な開発を余儀なくされている。

第4章における振動燃焼発生シミュレーションに関してローカルインピーダンスの分布を変化させることは燃焼器構造の制約上難しい。また実機開発ではバーナ炎口面積あたりの燃焼量や燃焼室体積あたりの燃焼量を目標数値として通常設定するが振動燃焼が発生する燃焼領域を避けるために燃焼量や空気比を変更することは燃焼器の性能を下げることに

なる。したがってバーナ形状の設計変更により良好な燃焼範囲を拡大する対策が行われるため体系的な設計指針が必要となる。

本章では混合気流速変動に対する発熱量変動の位相差を用いることにより燃焼器構造の変更を最小限にする振動燃焼を抑制手法について述べる。

### 5.1 発熱量変動に着目した燃焼騒音の抑制

#### 5.2.1 燃料ガス 空気混合気流の整流化と混合促進による燃焼騒音の抑制

濃淡燃焼を用いたガス給湯器用バーナの淡バーナの低騒音化対策を行った。バーナ炎口はスリットと呼ばれる炎口を分割する板が挿入されている。これは混合気の整流を行うとともにスリット間隔を消炎距離より小さくすることで逆火を防ぐ効果も併せ持っている。炎口深さは図5.1に示す炎口に挿入されるスリットの幅を指す。この炎口深さを大きくするとスリット間で流速変動が減衰し炎口出口での流速変動強度を抑制することができる。ところが炎口深さが大きいほど炎口の圧力損失が増大するためファン回転数を増加させなければならない。図5.2(a)に炎口深さが20mmと30mmのときのバーナ炎口上流速変動強度の分布を示す。圧力損失の増加を最小限に抑えつつ流速変動が抑制されたことにより大幅な燃焼騒音の低減効果が得られた。

一方で希薄燃焼では濃度変動が燃焼騒音に及ぼす影響が低空気比時よりも大きく混合促進により燃焼騒音抑制が可能である。図5.1に示すバーナでは燃料ガスと空気の取り入れ口(ベルマウス)に混合促進のための突起を設けて混合を促進することで燃焼騒音の抑制が行えた。その際の炎口上濃度変動測定結果を図5.2(b)に示す。

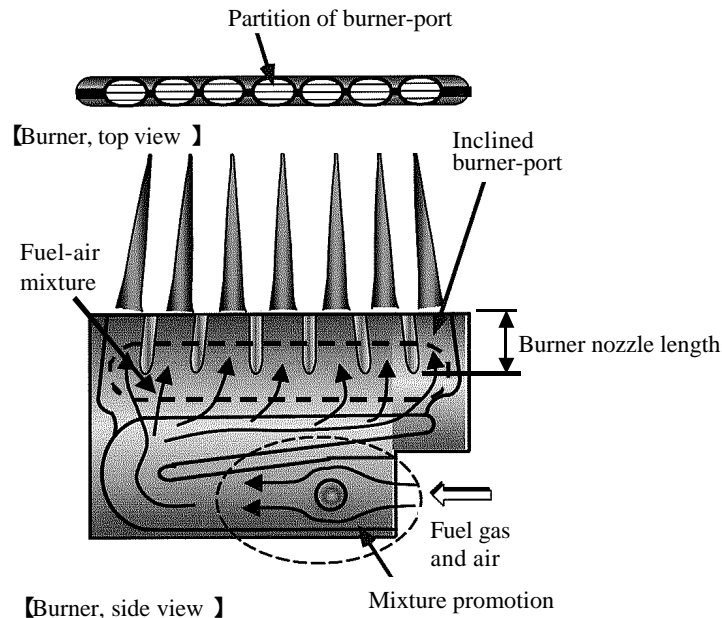


Fig. 5.1 Lean premixed combustion burner of a residential gas water heater

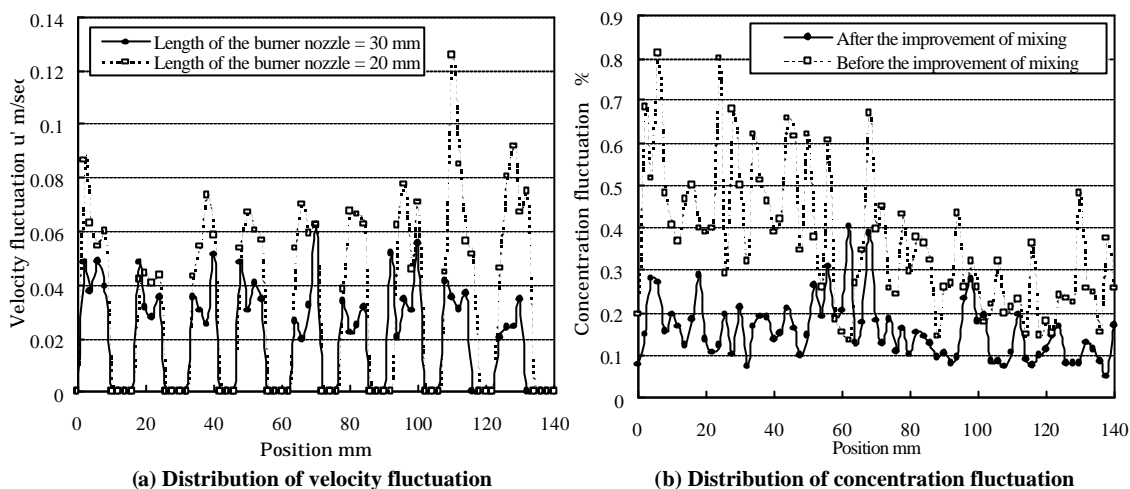


Fig. 5.2 Velocity and concentration fluctuation at the burner-port

5.2.2 炎口形状による燃焼騒音の抑制

炎口形状は通常、実機バーナの最大燃焼量に対応できる炎口面積を確保することを目的として設計され、燃焼騒音の抑制を目的として設計することは少ない。第3章では乱流エネルギー  $E_k$  が燃焼騒音の音圧レベルの評価指標として燃焼量や炎口面積によらずに適用でき、 $E_k$  が小さいほど音圧レベルが小さくなることがわかった。そこでこの評価指標を炎口形状の設計手法に使用することを目的として、炎口形状が異なる場合にも  $E_k$  による評価指標が適用可能かどうかを検討した。

表5.1に示すようにバーナ炎口を模擬して、その面積が等しく縦横比が異なる噴出口を製作し、この炎口上の乱流エネルギー  $E_k$  を測定した。このとき炎口面から高さ2 mmの流速及び流速変動を0.5 mm間隔で熱線風速計にて測定した。3種類の炎口形状(直径9.57 mm、9 mm × 8 mm、14 mm × 5.14 mm)の流速変動の分布を図5.3に示す。その結果、短辺方向の流速変動が大きいことから扁平な炎口よりも円形に近い、すなわち周囲長が短い炎口の流速変動が小さくなる傾向が観測できた。

Table 5.1 Burner-port shape with the same area

length mm	side mm	diameter mm	perimeter mm
9	8.00	-	34.00
11	6.55	-	35.09
12	6.00	-	36.00
13	5.54	-	37.08
14	5.14	-	38.29
-	-	9.57	30.08

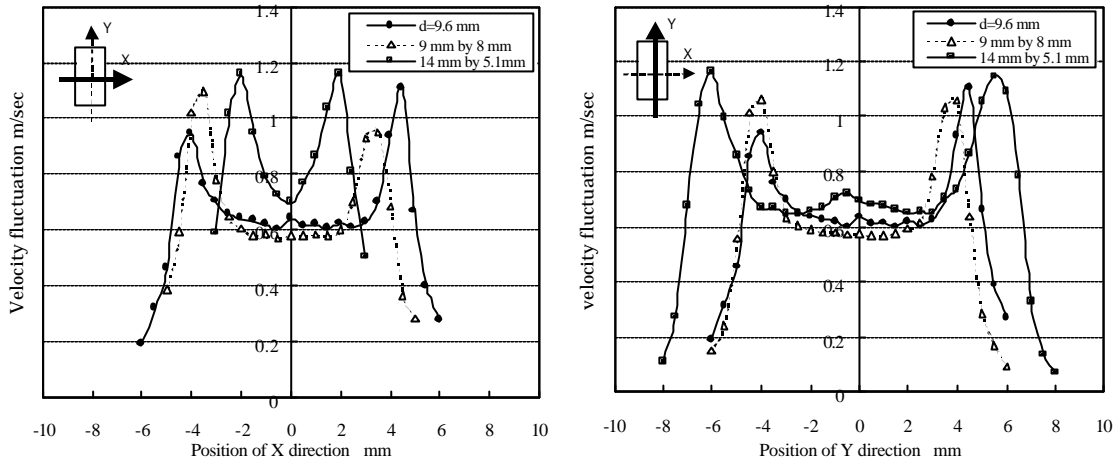
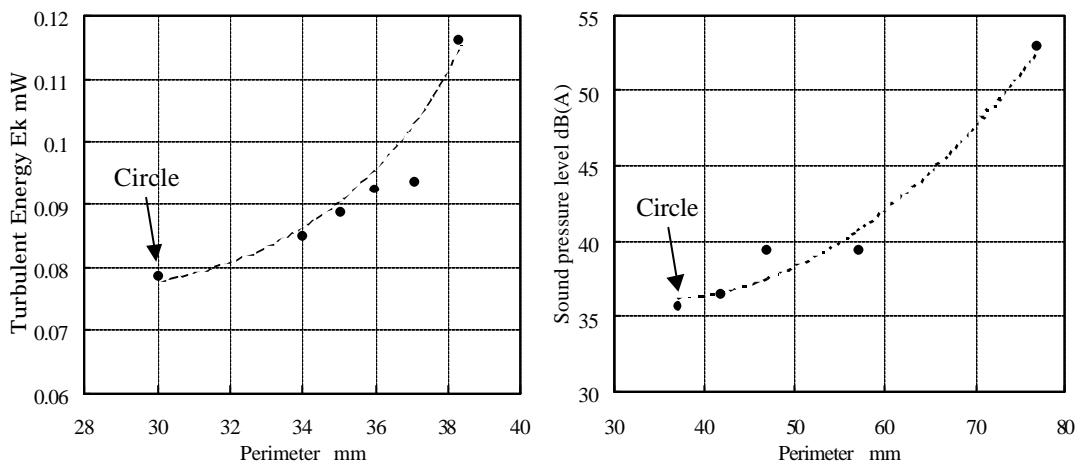


Fig. 5.3 Distribution of velocity fluctuation at burner port with various aspect ratios

周囲長による流速変動の変化を定量的に評価するために第3章で用いた乱流エネルギーでの整理を行った。このとき乱流エネルギーの計算には式(5.1)を用いた。

$$E_k \equiv \frac{1}{2} r_u \cdot A \cdot \sum (U_{(x,y)} \cdot u'_{(x,y)}{}^2) \quad (5.1)$$

周囲長と乱流エネルギー  $E_k$  との関係を図5.4(a)に、そして炎口形状を変化させたときの周囲長と燃焼騒音レベルとの関係を図5.4(b)に示す。炎口面積が同じであってもその形状により大幅に燃焼騒音レベルが変化することがわかる。この結果から炎口形状はできるだけ円形に近づけることが望ましいことがいえる。



(a) Perimeter and the Turbulent energy  $E_k$

(b) Effect of perimeter on sound pressure level

Fig. 5.4 Effect of perimeter of burner-port on the turbulent energy  $E_k$  and the sound pressure level

## 5.2.3 火炎冷却による燃焼騒音の抑制

燃焼騒音への燃焼速度の影響を調べた実験により、メタンに水素を添加すると同じ乱流エネルギー  $E_k$  であっても燃焼騒音が増加することがわかった。またこの実験では火炎の断熱火炎温度はほとんど上昇していないので、第3章の式(3.17)中の体積膨張比  $E$  と層流燃焼速度  $S_u$  がそれぞれ増加することにより燃焼騒音は増大することが推測できる。したがって  $E$  と  $S_u$  を低下させることが燃焼騒音抑制に効果があると考えられるが、火炎の安定燃焼範囲確保や燃焼用空気量の制約等により空気比を変化させることは難しい。そこで火炎を強制的に冷却することによる燃焼騒音の抑制効果を調べた。

## (1) 燃焼騒音抑制の機構

第3章における熱流体の支配方程式から導出した波動方程式<sup>(1), (2)</sup>(3.6)の生成項に関して、燃焼騒音に対して発熱量変動に起因する右辺第1項が支配的であることを述べた。このとき右辺第2項は速度場の乱れによる気流音の生成を示し、燃焼場においては式(3.9)右辺第1項の密度勾配の影響が大きいと考えられる。したがって燃焼による密度勾配を火炎冷却により減少させれば燃焼騒音を低減できると考えられる。さらにこの密度勾配を減少させることによる効果は火炎温度が高いほど大きいと予想できる。

## (2) 燃焼騒音の抑制結果

図5.5に実験装置を示す。第3章で用いた実験用予混合バーナを用いて、熱交換器を模擬した水冷された銅製フィン火炎下流から火炎に接触させていったときの燃焼騒音を測定した。このとき予混合バーナ炎口上流には燃料ガス・空気混合気に乱れを与えるための多孔板を挿入し、燃焼量 1.86 kW(1600 kcal/h)を一定にして空気比のみを変化させ、目視による火炎先端から 10 mm 下流の位置を基準として銅製フィンを火炎に接触させていった。

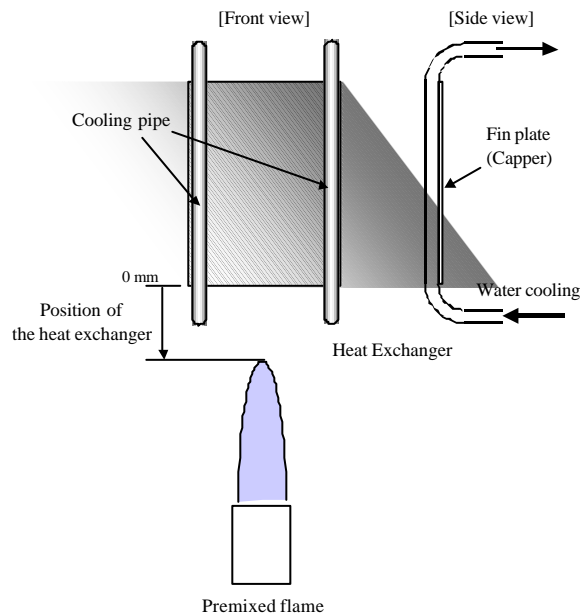


Fig. 5.5 Experimental apparatus

水冷による効果を調べるために銅製フィンでは水冷した場合と、水冷しない場合の音圧レベルの比較を行った。その結果、図5.6に示すように銅製フィンの接触による火炎形状や流れ場の変化だけでなく、明らかに水冷による影響が音圧レベルの変化として現れていることがわかる。

空気比に関する水冷の効果について、燃料希薄側では火炎冷却による効果がほとんどなく、フィンに接触しないときよりも騒音レベルが増加する傾向がある。ところが過濃側では火炎冷却の効果が顕著に現れており、最大 5 dB(A)程度の騒音抑制が可能であることを示している。これは前述した密度勾配の低減効果が火炎温度の高い理論空気比付近において現れていることを示していると考えられる。

理論空気比付近では同じ燃焼量の火炎長が最も小さく、燃焼室容積を小さくできる利点がある一方で、火炎温度が高いため NO<sub>x</sub> 生成量が多いという課題がある。また第3章の結果より、音圧レベルに対する混合気流速変動の影響が大きいため、混合気流れの整流によるバーナ圧力損失の増大を余儀なくされる。ところが火炎冷却による燃焼騒音抑制は、コンパクトな燃焼を実現しながら、火炎温度を低下させることにより低 NO<sub>x</sub> 化も同時に行えることが可能な手法であるといえる。

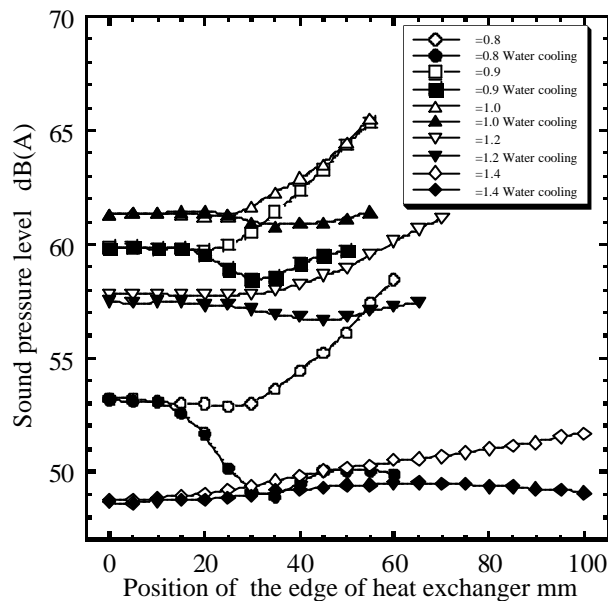


Fig. 5.6 Suppression of combustion noise by flame cooling

### 5.3 異なる火炎の動的特性を用いた振動燃焼の抑制

音響共鳴と振動燃焼が異なる点は第4章の振動燃焼のシミュレーションで述べたように式(4.15)の波動方程式に発熱量変動による生成項が含まれる点である。したがって発熱量の変動振幅を火炎の動特性を利用して抑制することにより振動燃焼を抑制する手法について考察した。

5.3.1 バーナ炎口配置による振動燃焼の抑制

(1) 簡易動的特性モデルを用いたバーナ炎口径の組み合わせ

無次元遅れ時間が  $St$  に比例する領域（遅れ時間が一定）での振動燃焼の抑制方法について述べる。前述したように、流速変動に対してバーナ火炎全体の発熱量変動を抑制するためには、2つの異なるスケールの火炎を組み合わせることで、それぞれの火炎による発熱量変動を相殺させれば良いことが解る。つまり、式(5.2)で表される遅れ時間をコントロールすることで、その位相差を  $\pm 180 \text{ deg.}$  にするような火炎を組み合わせればよい。

$$\begin{aligned} q'_1 &\propto A_1 = a_1 \sin[2\pi f(t-t_1)] \\ q'_2 &\propto A_2 = a_2 \sin[2\pi f(t-t_2)] \end{aligned} \quad (5.2)$$

すなわち、遅れ時間と抑制したい周波数  $f$ （振動燃焼発生時の振動周波数）との関係は式(5.3)のようになる。

$$t_1 - t_2 = \pm 1/2f \quad (5.3)$$

遅れ時間は混合気流速と火炎長で式(5.4)で表すことができるため、2つの火炎の混合気流速が等しいと仮定し、例えば円錐状火炎を考えた場合は炎口直径の組み合わせ  $d_1, d_2$  は式(5.5)で表される。

$$x_i = \frac{t_i}{L_i/U} \quad i=1,2 \quad (\text{constant}) \quad (5.4)$$

$$\frac{d_2}{d_1} = \frac{1}{x_2} \cdot \left[ x_1 \pm \frac{1}{f} \cdot \frac{Su}{d_1} \frac{1}{\sqrt{1 - \left(\frac{Su}{U}\right)^2}} \right] \quad (5.5)$$

式(5.5)における  $x_1, x_2$  は4章における整理ではストローハル数( $=fL/U$ )に対する無次元遅れ時間  $f$ の傾きを示している。単炎口バーナを用いた実験ではほぼ1であるが、多炎口バーナでは約0.4となる。以下の実験では、多炎口バーナを使用し、その炎口径の組み合わせを変化させて振動燃焼の抑制効果を検証した。

(2) 火炎の可視化による発熱量変動の抑制効果の検証

異なる炎口径すなわち火炎長の異なる2つの火炎を並置したときに発熱量変動の抑制が行えるかどうかを火炎の直接撮影法による可視化にて検証した。可視化手法は第2章で述べたシステムを用いて図5.7に示す炎口直径  $d=12 \text{ mm}$  と  $d=8.5 \text{ mm}$  の炎口が並置されているバーナを用いた。またバーナ上流に設置したスピーカにより燃料ガス・空気混合気（燃焼量  $1.163 \text{ kW}$ 、空気比  $1.2$ ）に強制的に流量変動を与えた。加振周波数  $100 \text{ Hz}$  と  $200 \text{ Hz}$  のときの火炎の瞬間画像と画像解析にて得られた火炎面面積の時系列データを図5.8に示す。加振周波数  $100 \text{ Hz}$  では2つの火炎面面積変動波形の位相差が約  $180 \text{ deg.}$  となり2つの火炎面面積を合計した時間波形の変動幅はそれぞれの火炎面面積の変動幅より小さくなった。

ていることが解る。一方 200 Hz で加振した場合の位相差は約 22 deg.であり合計面積の変動幅はそれぞれの火炎面面積の変動幅より大きくなっていることが解る。

変動波形はきれいな正弦波でないため 2 つの火炎により変動を相殺することができなかつたが合計した発熱量変動波形が歪むことによる振動燃焼の抑制効果もあると考えられる。

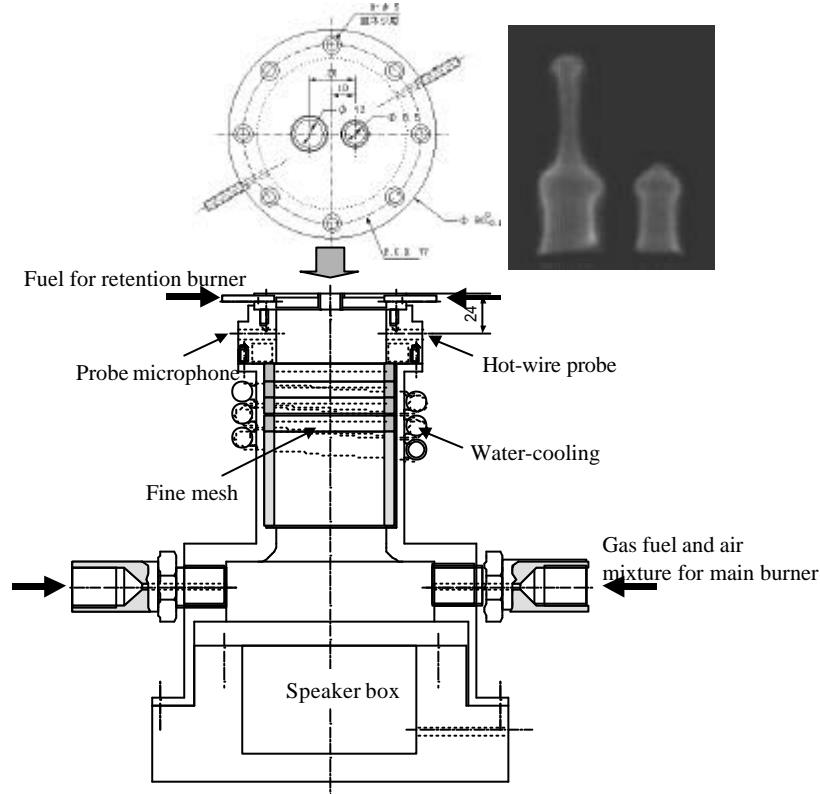


Fig. 5.7 Experimental burner

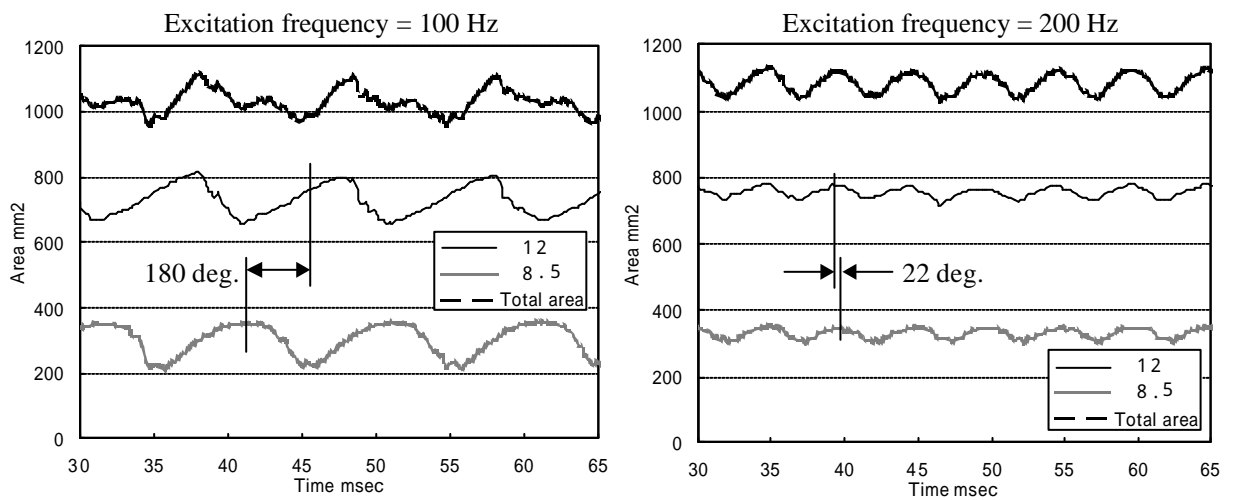


Fig. 5.8 Flame surface area fluctuation



(3) 振動燃焼の抑制効果に対するバーナ炎口形状と配置の影響

上記実験結果を受けて燃焼室を持たないミキシングチャンバのみの燃焼器を用いた振動燃焼の抑制効果を検証した。図5.9に示すように、ミキシングチャンバ長は100~500 mmの間で可変可能である。燃料には都市ガス13Aを使用し、空気とあらかじめベンチュリミキサにより十分に混合して、圧力変動が上流に伝播しないよう小孔(直径4 mm)から供給した。この燃焼器は音響的には一端閉一端開の音響管と考えることができ、発生周波数は音響的理論により予測できる。図5.9に様々な炎孔径の組み合わせの多炎口バーナを使用したときに振動燃焼が発生したミキシングチャンバ長とその周波数を示す。破線は一端閉一端開の音響管として計算した長さとも鳴周波数(1~3次モード)との関係を示している。実験値とほぼ一致することがわかった。

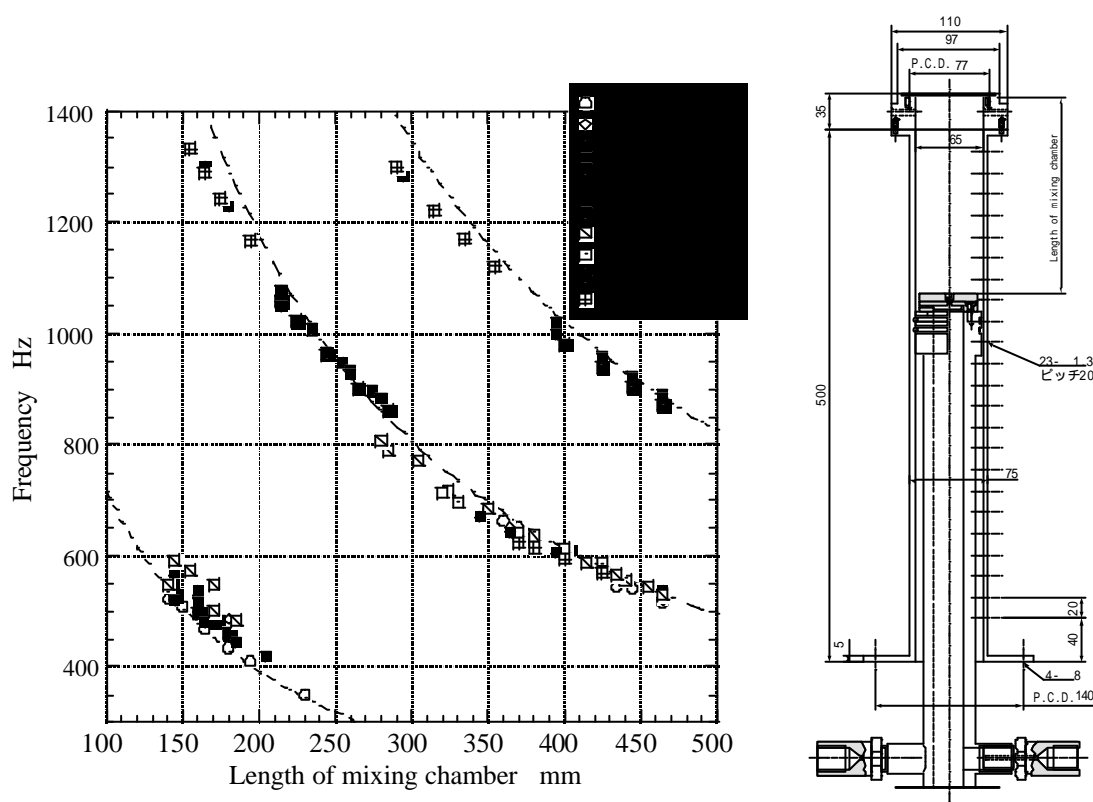


Fig. 5.9 Measured frequencies of combustion oscillation with the experimental combustor

上記検討を検証するために表5.2にしめす炎口の組み合わせのバーナを用いて振動燃焼領域の測定を行った。炎口は直交配置し、炎口群  $d_1$  と炎口群  $d_2$  の炎口数は同じである。また炎口群  $d_1$  と  $d_2$  は交互に配置した。このとき第2章の多炎口バーナによる結果から  $\alpha_1 = \alpha_2 = 0.4$  とした。したがって式(5.5)で計算された振動燃焼を抑制する周波数は表5.2のようになる。実験では燃焼量を 4.07 kW(3500 kcal/h)、空気比 1.2 に固定した。このバーナを用いた振動燃焼の発生領域の実験結果を図5.10に示す。計算した目標周波数を太い破線、振動燃焼領域は矢印で示した範囲である。 $d_1 = d_2 = 2.0$  mm の炎口と比較して振動燃焼

が発生する周波数領域が異なることがわかる。図5.11に示すように本解析による抑制手法は全ての炎口の組み合わせで検証できたとはいえないが、炎口群の合計面積がほぼ等しい2つのバーナで振動燃焼の発生周波数領域が異なることは実機開発においてバーナ炎口の改造のみで燃焼量や空気比を変更する必要がない利点があると考えられる。

Table 5.2 Experimental burner plate

Burner port $d_1$ mm	Burner port $d_2$ mm	Calculated frequency Hz
2.0	2.0	-
2.0	1.0	795
2.0	0.9	720
2.0	0.7	610

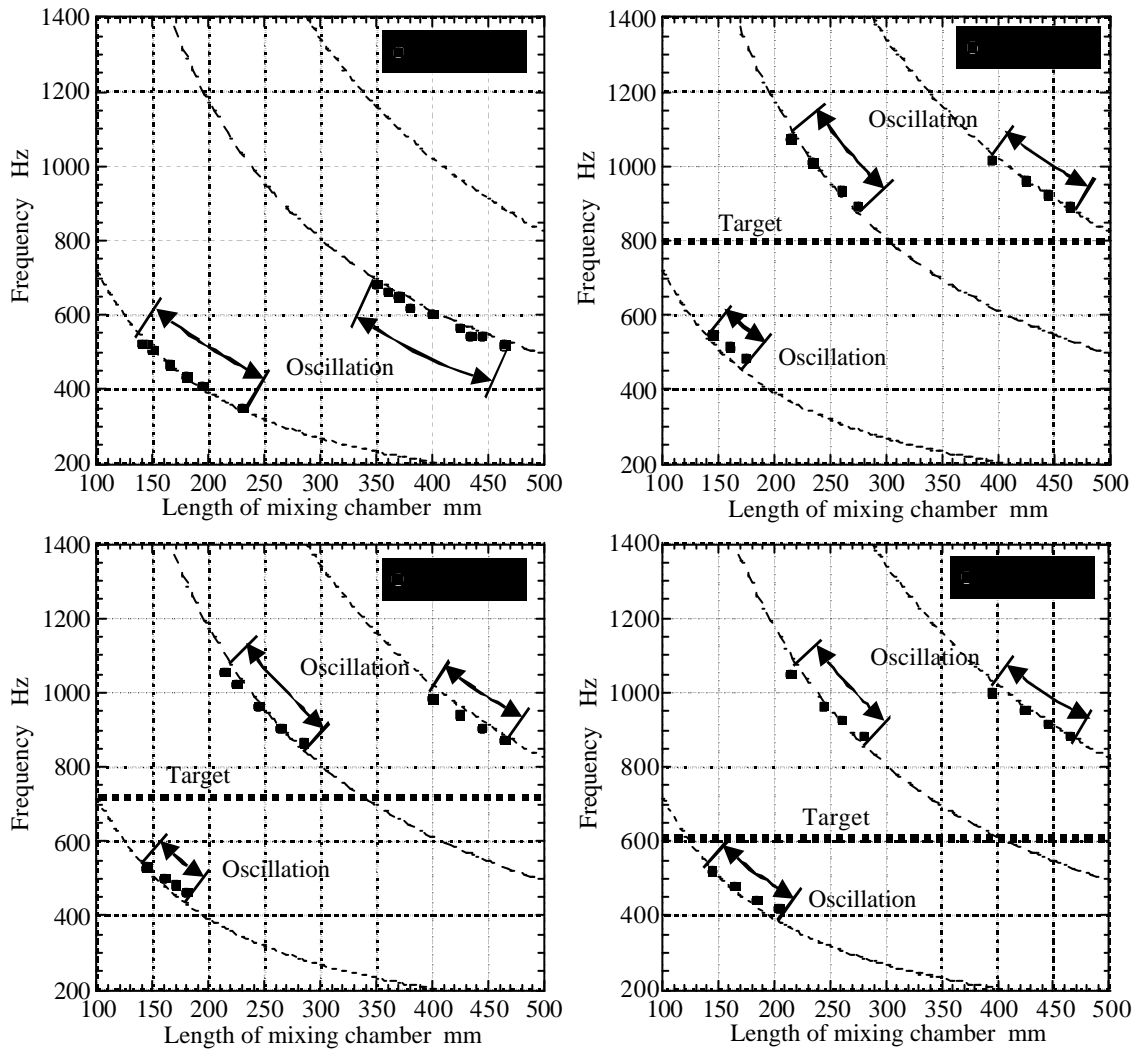


Fig. 5.10 Effect of burner port arrangement on combustion oscillation

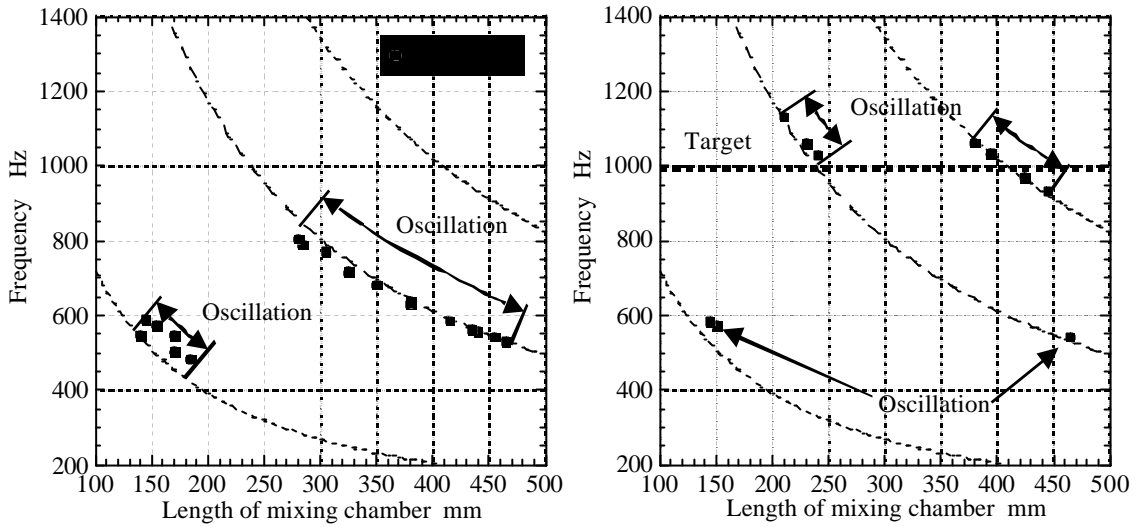


Fig. 5.11 Effect of burner port arrangement with the same total burner port area

上記実験では大小炎口を交互に配置したときの振動燃焼抑制効果を調べたがバーナ全体の発熱量変動を相殺する際の炎口の配置の影響についても検討した。図5.12に示す3種類の炎口配置を持つ多炎口バーナを用いて振動燃焼が発生する領域の比較を行った。このとき  $d_1$  と  $d_2$  それぞれの炎口群の合計面積は等しく、また3種類のバーナ炎口の合計面積も等しい。この結果、図5.13に示すように振動燃焼の発生領域は交互に炎口を配置したときが最も小さいことがわかる。この理由については明らかではないが、火炎同士の干渉の影響があらわれていると考えられる。

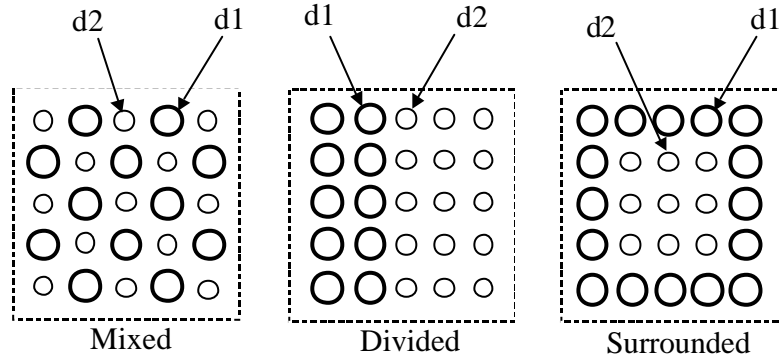


Fig. 5.12 Various burner port arrangements

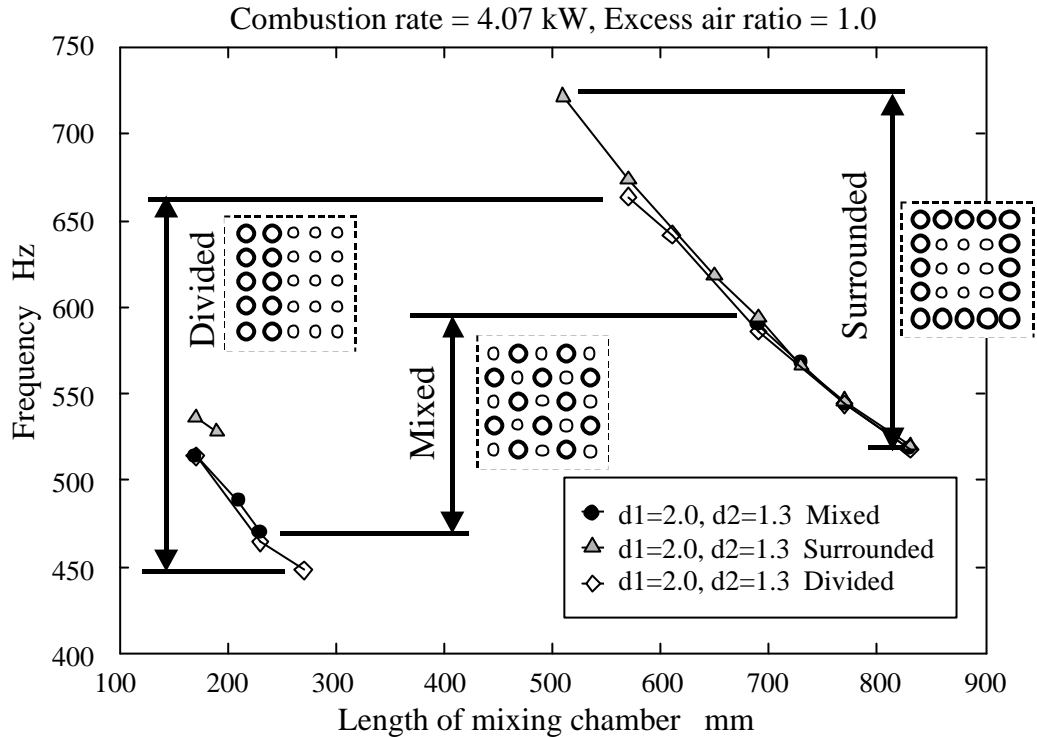


Fig. 5.13 Effect of burner port arrangement on combustion oscillation

### 5.3.2 バーナ面上の空気比分布に着目した振動燃焼の抑制

実機開発において使用するバーナを共用化して多様な燃焼器に採用することで製造コストの削減を図っている。その際振動燃焼が発生することがあるためバーナ形状を変更することなく振動燃焼を抑制する方法について検討した。

#### (1) 振動燃焼の発生に対する空気比の影響

これまでの検討により火炎による流速変動に対する発熱量変動の遅れ時間は火炎長に影響することがわかっている。火炎長は炎口形、流速とともに空気比にも依存するため、空気比分布をバーナ面でもたせることにより振動燃焼を抑制できると考えた。

実験装置を図5.14に示す。バーナは市販多炎口セラミックバーナを用いてバーナ上流のミキシングチャンバーにより燃料ガス（都市ガス 13A）と空気を混合する。その際にガスノズルを調整することによりバーナ面に供給される混合気の空気比分布を変化させることができる。

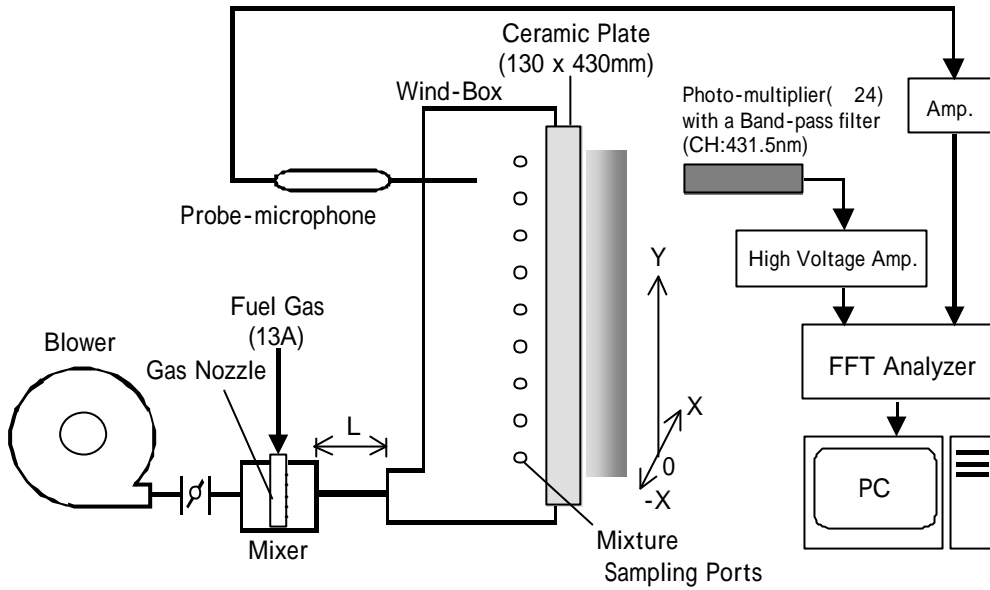


Fig. 5.14 Experimental set-up with commercial ceramic burner

本実験装置を用いて振動燃焼の発生領域の測定を行った。これを図5.15に示す。左図は騒音レベルを示しており燃焼量が 58 kW から 155 kW において低空気比側で振動燃焼が発生している。右図の騒音のスペクトルから燃焼量により多数の周波数ピークが存在し前述のバーナ炎口の組み合わせによる振動燃焼抑制は困難であることが予想される。そこで図5.16に示すように燃料ガスノズルを調整することによりバーナ面での空気比分布を変化させた。図5.16(a)はバーナ面全体の空気比が 1.166 でその標準偏差が 0.04 の空気比分布をもっていることを示している。同様に図5.16(b)は空気比分布の標準偏差が 0.06 である。

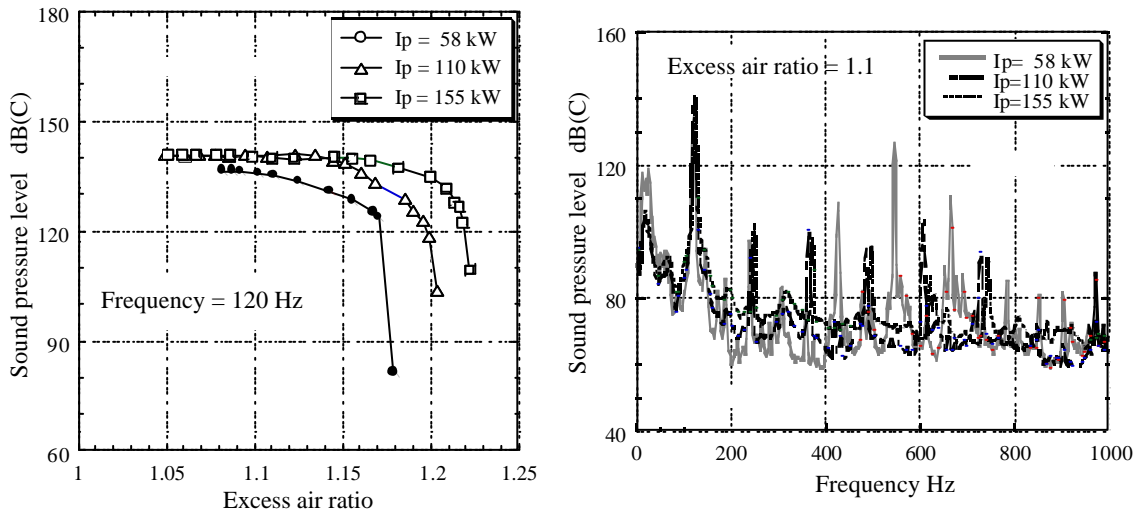


Fig. 5.15 Combustion oscillation with experimental combustor

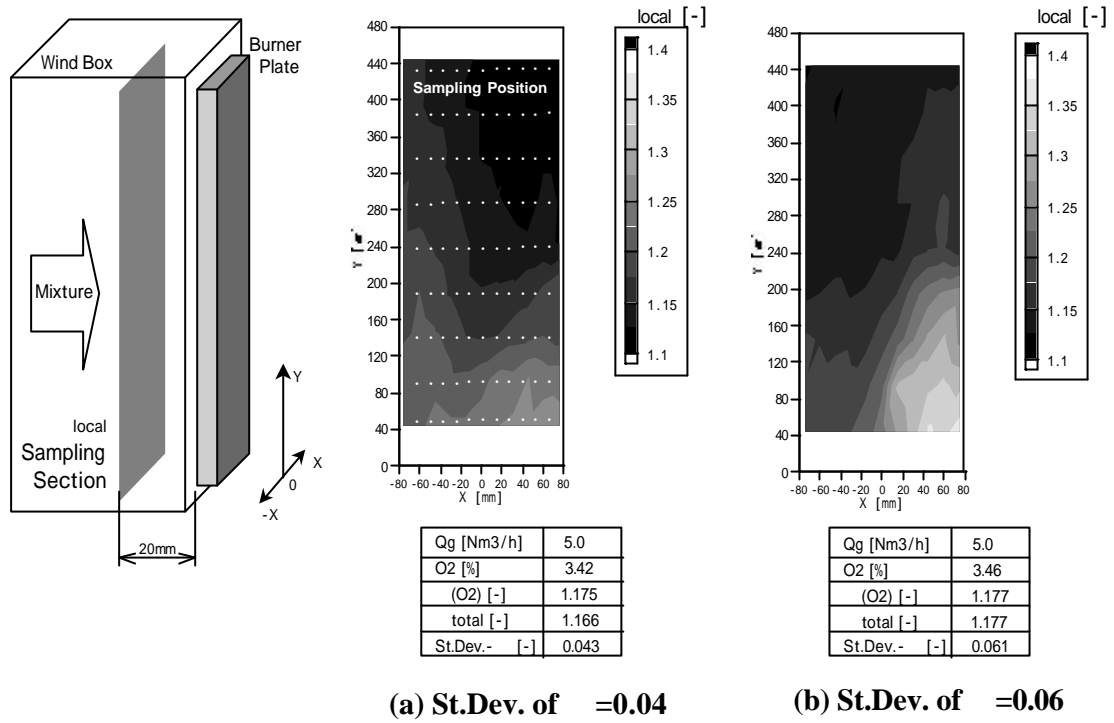


Fig. 5.16 Distribution of local air excess air ratio

局所の空気比分布を変化させたときの振動燃焼の発生領域を図 5.17 に示す。空気比分布の空間標準偏差が 0.06 の場合は分布が存在しないときと比べて大幅に振動燃焼が抑制される領域が低空気比側に広がったことがわかる。このとき分布を持たせることによる燃焼性への影響 (CO および NO<sub>x</sub>) は無いことを確認している。

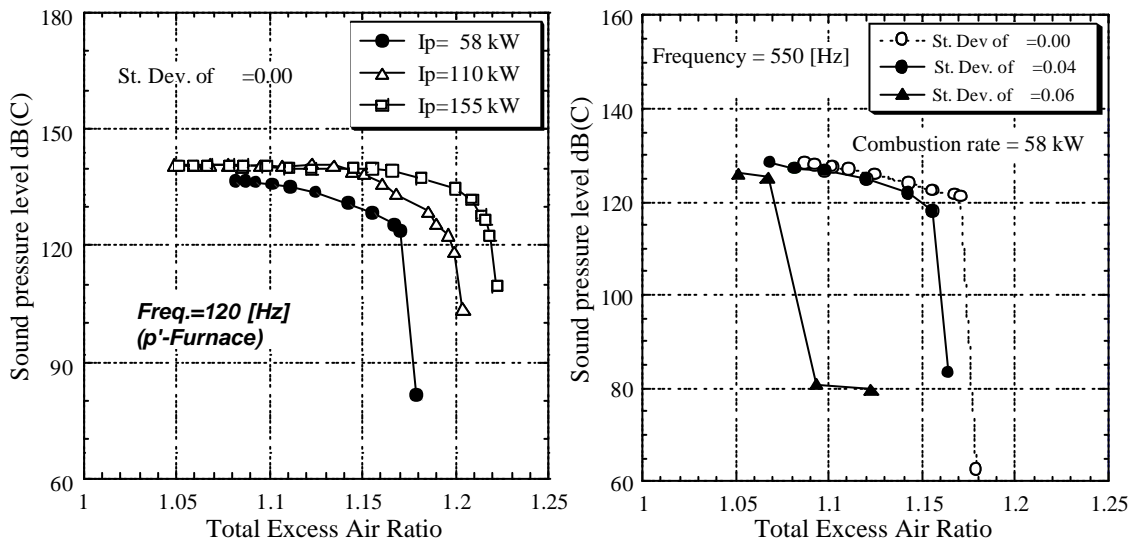


Fig. 5.17 Effect of excess air ratio distribution on combustion oscillation

(2) 空気比分布と振動燃焼の抑制に関する考察

上記のような抑制効果に関して発熱量変動と圧力変動の位相差に着目した考察を行った。開放燃焼状態で図5.14に示す光電子増倍管にて火炎の発光強度変動とミキシングチャンパー内の圧力変動を測定しFFTアナライザにて位相差を解析した。その結果を図5.18に示す。Rayleighの判定式(式(4.10))ではこの位相差が $-90\text{deg.} < \phi < 90\text{deg.}$ であるときに振動燃焼が発生する。本実験結果では図5.18(a)は空気比分布が存在しないときの位相差とRayleigh判定式を示している。空気比1.17以上で判定式が負となり振動燃焼が発生しなくなる。また図5.18(b)に示すように空気比分布が存在するときには局所空気比1.1を境に位相差の絶対値が90deg.以上である火炎が分布していることがわかる。

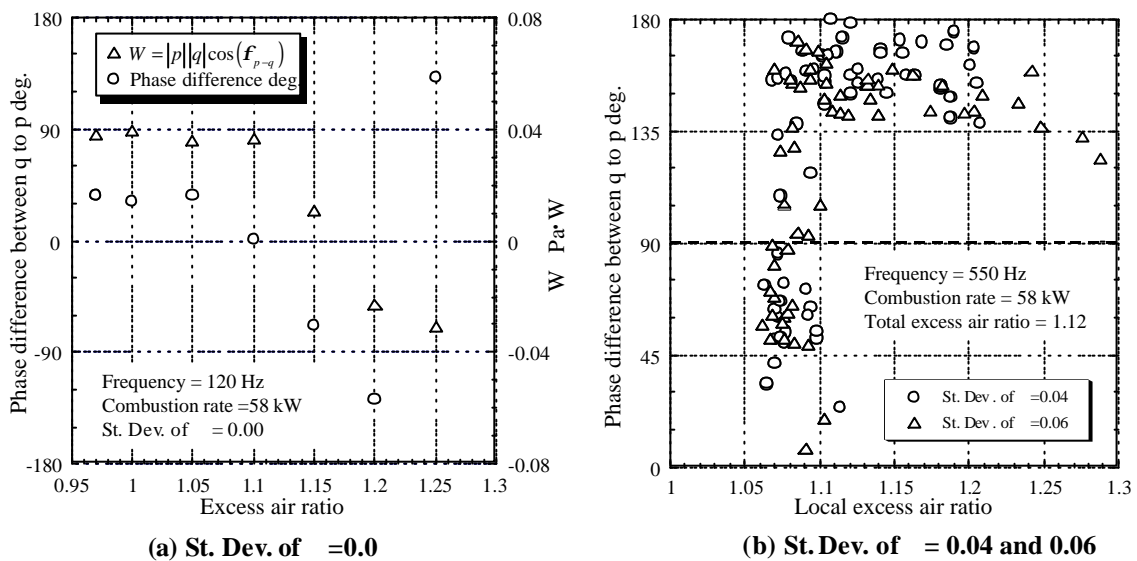


Fig. 5.18 Distribution of phase difference of the heat release to sound pressure

5.4 まとめ

小型ガス機器開発を行う際の実用的な燃焼騒音と振動燃焼の抑制対策手法を第2章から第4章までの検討結果を用いて提示した。燃焼騒音に関して音圧レベルの定量評価手法をバーナ炎口設計に適用するために炎口形状に着目した抑制手法を提示した。また異なる動的特性を持つ火炎の並置により発熱量変動を相殺させて振動燃焼抑制するための設計式の提示を行った。この異なる動特性は多炎口バーナ面に空気比分布を設定することによっても実現できることを確認した。以下にその抑制技術を示す。

- (1) 乱流エネルギー  $E_k$  はバーナ炎口面積が一定のとき、その周囲長が短いほど小さいことがわかった。したがって周囲長を考慮したバーナ炎口の設計を行うことで燃焼騒音を抑制できる。
- (2) 火炎冷却による燃焼騒音の音圧レベル抑制は過濃混合気にて効果がある。これは理論空気比付近での燃焼による燃焼室のコンパクト化を実現しながら、低  $\text{NO}_x$  化と

燃焼騒音の低減を両立することができると考えられる。

- (3) 発熱量変動を相殺させ抑制するためのバーナ炎口径の組み合わせに関する設計式を提示し、モデル燃焼器によりその効果を確認した。燃焼器構造や燃焼条件を変更することなくバーナ炎口配置を適切に設計することで振動燃焼を抑制できることを示した。
- (4) バーナ構造も変更できない場合はバーナ面に空気比分布を設定することで異なる動的特性を持つ火炎を並置した場合と同じ効果が得られ、振動燃焼を抑制できることを示した。

#### 5.5 参考文献

- (1) W. C. Strahle, J. Fluid Mech., vol. 49, p.399-414, 1971
- (2) H. A. Hassan, J. Fluid Mech., vol. 66, p.445-453, 1974