Original Paper

Evaluation of Combustion Oscillation using Sound Pressure Amplification from Premixed Flames

Shinichi KAGIYA *¹ and Katsuya NAGATA *²

(Received May 10, 2002)

予混合火炎による圧力変動増幅を考慮した振動燃焼の発生評価 鍵屋慎一*¹, 永田勝也*²

Gas appliances require high performances such as low NO_x and low noise with high intensity combustion. While significant progress has been made in the development of low NO_x combustion by introducing lean premixed combustion techniques, these appliances are more likely to show a tendency to produce combustion oscillations than those with conventional burners. Conventionally, the suppression of combustion oscillation has been achieved through hardware design modifications. In general, it has been made in an attempt to prevent that the heat release fluctuation phase and the pressure fluctuation phase become the same. Rayleigh's criterion is a convenient diagnostic tool for evaluation of combustion oscillation. However, it may not always be applicable to practical combustion appliances having a complex structure. One reason is that it is difficult to model the heat release fluctuation which is strongly influenced by a type of flame, equivalence ratio and combustion intensity. In addition, combustion oscillation is sometimes generated even if the Rayleigh's criterion is positive. This paper represents an evaluation way of combustion oscillation in which amplification of the pressure fluctuation by premixed flames and the attenuation at burner are both focused on. Amplification of pressure fluctuation is measured by a burner system that the fuel-air mixture is forced to excite by a loud speaker. Obtained results are compared with the attenuation of pressure fluctuation at the burner. It is found that combustion oscillation is not observed when the attenuation exceeds the amplification although Rayleigh's criterion shows a conditionally positive. It shows that present work would be a practical way to suppress combustion oscillations in the stage of designing gas appliances.

Key Words

Combustion oscillation, Premixed flame, Burner, Gas appliances

1. 緒言

近年、CO₂排出量削減等、地球環境問題に対する関心が高まり、エネルギーの有効活用が求められている。段階的に強化されてきたNO_x排出規制をクリアするための低NO_x燃焼技術は、さまざまな燃焼器で実用化されている。予混合希薄燃焼は低NO_x燃焼を維持しながら高負荷化を両立できる有効な手段の1つであるが、振動燃焼が問題となることが多く、燃焼器開発において仕様の変更を余儀なくせざるを得ない場合が多い。未だ振動燃焼を防止するためには経験的な技術に頼る場合が多いため、本研究では振動燃焼発生機構を解明し、

ガス機器における実用的かつ汎用的な振動燃焼防止技術を確立することを目的としている。

2. 従来研究

振動燃焼現象については、Rayleighによって提案された発生判定基準をPutnamが定式化¹⁾している。これはRayleighの発振条件として知られており、発熱体近傍の圧力変動に同期して、周囲流体へ熱の移動が行われると振動が発生することを示している。また、振動燃焼は燃焼反応と流れの変動との間に相互作用が存在することによって、熱エネルギーの一部

* 1 Technical Research Institute, Tokyo Gas Co. Ltd.,
1-16-25 Shibaura, Minato-ku, Tokyo 105-0023, Japan

* 2 Science and Engineering, Waseda University
3-4-1 Okubo, Shinjuku-ku, Tokyo 169-0072, Japan

* 1 東京ガス株式会社 技術開発部 技術研究所
〒105-0023 東京都港区芝浦 1-16-25

* 2 早稲田大学 理工学研究科機械工学専攻
〒169-0072 東京都新宿区大久保 3-4-1

が振動のエネルギーに変換される現象であるため、この現象を理解するためには、この相互作用を明らかにしなければならない。竹野^{2,3)}は燃焼反応と流れの相互作用について燃焼反応にあらかじめ変動が存在している場合に、これが流れに与える影響と、流れの変動により引き起こされる燃焼反応への影響の双方を考慮する必要があることを示している。前者においては、連続方程式、運動方程式、エネルギー方程式、状態方程式、各ガス成分の連続方程式の5つの基礎方程式をもとに波動方程式を導き、燃焼による発熱量の変動が存在すれば圧力波が発生することを示した。同様に保存式から波動方程式を Mugridge⁴⁾, Clavin⁵⁾らが導出しており、発熱量変動が音源となるという見解を出している。

これらの研究では、発熱量変動による圧力波の生成についてはメカニズムが明らかにされているものの、バーナを圧力波が通過する際の減衰とこれが振動燃焼発生に及ぼす影響については述べられていない。そこで本研究では、火炎による圧力変動の増幅や位相変化とバーナでの減衰効果双方に着目することで振動発生を予測する手法に関して検討した。

3. 振動燃焼の発生機構

振動燃焼の発生経路の概念を Fig. 1 に示す。供給管内における混合気流量のわずかな乱れは火炎を変動させ、これが発熱量変動となる。発熱量の変動は、周囲流体の体積を膨張・収縮させ圧力変動を引き起こす。ここで、発熱量変動が圧力変動と同期するときに熱力学的仕事を周囲流体へ行う。これは Rayleigh の判定式¹⁾として知られている。この仕事は、圧力変動の形で供給系にフィードバックして混合気流量をさらに変動させ、さらに発熱量変動を増幅させる⁶⁾。このように燃焼と供給系の間でサイクルを形成し、振動発生初期におけるわずかな擾乱を増大させていくが、この場合の圧力変動の周期は燃焼器の音響的な固有振動数にほぼ一致する⁷⁾。

すなわち、Fig. 2 に示すように火炎で発生する圧力変動がバーナを通過する際に完全に減衰しないで供給系に伝わるときに、供給系の圧力変動が増幅されると考えた。

このように、Rayleigh の判定式が正となることが振動発生の必要条件となるが、この仕事は圧力変動の形で供給系に伝わるかどうかは、バーナでの圧力変動の減衰との大小で決ま

ると考えられる。したがって燃焼器にバーナ火炎を組み込む前にあらかじめ Rayleigh の判定式による検討に加えて火炎による圧力変動の増幅率とバーナでの圧力変動の減衰率との比較を行うことによって、そのバーナが燃焼器に組み込まれたときに振動燃焼が発生する可能性のある燃焼条件の予測を行えると考えた。そこで、以下に示す実験により、Rayleigh 判定式による評価と火炎による圧力変動の増幅率の実験的な検討を行った。

4. 火炎による圧力変動の周波数特性

4.1 実験装置および方法

Fig. 3 に示すような燃焼器を用いて燃焼時および非燃焼時のバーナ前後の圧力変動と発熱量変動を測定した。バーナ上流に設置したスピーカを用いて燃料ガス・空気混合気へ強制的に流速変動を与え、その加振周波数を変化させた。このとき混合気を加振するスピーカは 150 ~ 1,500Hz までほぼ平坦な周波数特性を持つため、印加電圧を一定にした正弦波信号を与えた。燃料には都市ガス 13A (CH_4 : 88.5 %, C_2H_6 : 4.6 %, C_3H_8 : 5.4 %, C_4H_{10} : 1.5 %) を用いた。燃料ガスと空気はあらかじめベンチュリミキサによって十分に混合され、供給管壁面の小孔 ($\phi 4$) から供給される。本実験で使ったバーナは厚

Fig. 2 Condition for combustion oscillation

Fig. 1 Mechanism of combustion oscillation

Fig. 3 Schematic of experimental set-up

さ3mmのステンレス板に、 $\phi 1$ の炎孔を3mmのピッチで配置した多炎孔バーナである。また保炎のために各炎口にステップを設けてある。

圧力変動の測定にはプローブ型マイクロフォン (B&K 製) を用いて供給管内のバーナから上流2mmの壁面付近と、バーナ下流7mmのバーナ端近傍で行った。マイクロフォンのプローブ長は100mmである。また発熱量および発熱量変動と強い相関を持つOHラジカルの発光強度⁴⁾は中心波長306.4nmのバンドパスフィルタを受光部に設置した光電子増倍管 (Photo-Multiplier) で測定した。また本システムは図中のトリガによりスピーカの駆動開始、圧力変動と発光強度の測定を同期させることができる。出力信号はFFTアナライザ (小野測器製CF-6400) に取り込まれ時間波形の位相差の解析が可能である。

本測定において、スピーカで加振したときの圧力振幅は6Pa程度である。振動燃焼が生じたときの燃焼器内圧力振幅はこれの10倍以上あるため、微小な圧力変動に対する火炎の周波数特性を測定していることになる。

4.2 圧力および発光強度の時間波形

スピーカにより混合気に強制的に正弦波の変動を与えたときのバーナ上流、下流の圧力変動 p'_1 、 p'_2 とOHラジカルの発光強度の時間波形をFig. 4に示す。このときのスピーカによる加振周波数は550Hzである。非燃焼時には p'_2 の圧力波形に変化が現れず、 p'_1 とほぼ同位相であったが、燃焼時の p'_2 の波形は、スピーカと火炎から発生する圧力変動が重なることで波形が歪み、また位相に遅れが生じる。圧力変動の振幅はスピーカにより与えた p'_1 がバーナ通過により減衰した結果の圧力変動と火炎変動に伴い発生する圧力変動の和が p'_2 として観測されると考えられる。発光強度変動は光電子増倍管の出力電圧波形を示している。この波形はノイズを多く含むためローパスフィルタ処理を施した後に p'_1 に対する相互相関をとることで位相差を解析した。OHラジカルの発光強度波形は正弦波に近く圧力変動と同様に p'_1 に対して位相に遅れを生じていることがわかる。

本研究ではFig. 5に示すように非燃焼時のバーナ下流の圧

力波 p'_2 と区別するために燃焼時のスピーカによる圧力波と火炎で発生した圧力波との合成波を p'_i と定義した。またこのとき発熱量変動と相関を持つと考えられるOHラジカルの発光強度変動を q' とした。

4.3 火炎による圧力変動の増幅

圧力変動と発熱量変動は周期関数で表せると仮定した。また燃焼による p'_i は p'_1 に対して位相差 ϕ を持つと仮定すると式(1)のように表せる。さらに q' も p'_1 に対して位相差 ψ を持つと仮定して式(2)のように表した。

$$p'_i = A_i \cos(\omega t + \phi) \quad (1)$$

$$q' = A_q \cos(\omega t + \psi) \quad (2)$$

上式にRayleigh判定式を適用すると式(3)のように変形され、 $|\phi - \psi| < 90 \text{ deg.}$ のときに熱力学的仕事が正となる。

$$W = \oint p'_i q' \cdot d(\omega t) \propto \frac{\pi}{\omega} \cos(\phi - \psi) \quad (3)$$

このとき一例としてFig. 6に燃焼量1.74 kW、空気比1.1の火炎近傍の圧力変動 p'_i と発光強度変動 q' の p'_1 に対する位相差を示す。0~800Hzまでの周波数帯では両者の位相差は90deg.以下であり上式(3)の W は正となる。図中にハッチング

Fig. 5 Definition of the sound pressure generated by the flame

Fig. 4 Measured pressure fluctuation and OH radical luminescence

Fig. 6 Phase shift of sound pressure and a heat release

した 800 ~ 1,050Hz の周波数帯で位相差が 90deg. 以上となり、それ以上の周波数帯で再び位相差は 90deg. 以内となった。したがって式(3)の Rayleigh 判定式からは 800 ~ 1,050Hz 以外の周波数帯で熱力学的仕事量 W が正となり振動燃焼が発生する可能性を示している。

またスピーカにより与えた圧力変動 p_1' に対して非燃焼時にバーナ通過による圧力振幅の増幅(減衰)率と火炎による圧力振幅の増幅率をそれぞれ式(3)と式(4)のように定義した。このとき非燃焼時の増幅率は加振周波数 50 ~ 2,000Hz の範囲で約 -8dB と一定であった。燃焼時におけるバーナの圧力損失は燃焼ガスの粘度や温度上昇により非燃焼時よりも増加するが、バーナ炎口を圧力変動が通過する際の振幅の減衰は音響インピーダンス $Z (= \rho c)$ に依存すると考えた。このとき燃焼によるバーナ温度の上昇により密度 ρ が減少、音速 c は増加するため音響インピーダンス Z は非燃焼時との変化が小さいと考えられる。

$$\text{gain (dB)} = 20 \log \left(\frac{p_2'}{p_1'} \right) = -8 \text{ (dB)} \quad (4)$$

$$\text{gain (dB)} = 20 \log \left(\frac{p_t'}{p_1'} \right) \quad (5)$$

式(5)を用いた圧力変動の増幅率の周波数特性を Fig. 7 に示す。燃焼条件は Fig. 6 と同じく燃焼量 1.74 kW, 空気比 1.1 である。ハッチングされた 800 ~ 1,050Hz 以外の周波数帯で Rayleigh 判定式による熱力学的仕事量 W は正となり 400 ~ 750Hz の周波数帯では増幅率が 0 dB 以上となっていることがわかる。しかし空気比 1.1 では上記周波数帯で Rayleigh 判定式による W が正となっているものの、バーナでの減衰率が 8dB であることからバーナ上流へ火炎により発生した圧力変動が伝播する際に減衰され振動燃焼が抑制され则认为される。また同時に Fig. 7 に示す空気比 1.0 での特性は空気比 1.1 と異なり 100Hz と 500Hz 付近で増幅率が 0 dB 以上となっている。しかし増幅率が低いいため、この燃焼条件においても Rayleigh 判定式が正であったとしても振動燃焼は発生しないと考えられる。

前述した検討を Table 1 に示す燃焼条件と加振周波数で圧力変動の増幅率と位相差の測定を行った。

Fig. 7 Gains of sound pressure amplification at various air excess ratios

5. 振動発生領域の測定

以上の検討により、バーナ火炎の圧力変動に対する周波数特性を用いて、他の燃焼器にこのバーナを設置したときの振動燃焼の発生を予測、検証するための実験を行った。

Fig. 8(a) に示す軸対称燃焼器は前述の火炎の周波数特性を測定する燃焼器とは、供給管長さ、および形状が異なり、バーナプレートのみ同じものを使用している。供給管長さは 460, 560, 660mm であり燃焼室として 40mm の円筒を設置している。燃料には都市ガス 13A を使用し、燃料ガスと空気の混合気は供給管壁面の小孔 ($\phi 4$) から供給される。さらに供給管壁面および燃焼室壁面には圧力測定用の小孔を約 30mm 間隔に設けており、燃焼器内部の圧力変動分布を測定できるようになっている。振動発生領域の測定は燃焼量を固定して空気流量を連続的に変化させて行った。供給管長さ 460mm のときの上記燃焼器を用いて測定した振動領域の一例を Fig. 8(b) に示す。550Hz と 900Hz 付近の 2 つのモードの振動燃焼が観測され、さらに両モードが重なる領域がある。これは例えば 2.91 kW において高空気比側から徐々に空気流量を絞っていくと空気比 1.1 まで 550Hz のモードで振動が持続し、その後 900Hz のモードに瞬時に移る現象を示している。また低空気比側から流量を上げると 1.3 まで 900Hz の振動が持続する。

このとき Fig. 9 に示すように 2 つの周波数での振動燃焼はバーナ下流が開端、供給管下端が閉端となっている音響モードが励起された 550Hz が 2 次、900Hz が 3 次モードであることが圧力変動分布よりわかる。また空気比 1.0 付近で高周波の振動燃焼が観測され希薄側と過濃側で低周波となっている。この理由として式(3)における圧力変動と発熱量変動の位相差 $|\phi - \psi|$ の大きさが異なることによる熱力学的仕事の大きさが異なることと、空気比変化による若干のルイス数変化が火炎面の発熱量変動強度に影響を及ぼしていると考えられる。しかしこのルイス数効果による発熱量変動の周波数特性への

Table 1 Experimental conditions

Air excess ratio	0.8 ~ 1.7
Combustion rate kW (kcal/h)	0.93 ~ 2.67 (800 ~ 2,300)
Excitation frequency Hz	50 ~ 2,000

Fig. 8 Premixed burner for evaluation of combustion oscillation

Fig. 9 Sound pressure distribution in the supply tube at each standing mode

Fig. 10 Evaluation of occurrence of combustion oscillations using sound pressure amplifications (Supply tube length = 460mm, 550Hz mode)

影響は未検討である。

6. 振動発生領域の評価

スピーカによる加振実験による測定値を式(5)で整理した 550Hz の振動数における圧力変動の増幅率を Fig. 10 に示す。このとき Rayleigh の判定式(3)が正となる空気比および燃焼量におけるデータを用いている。この結果をバーナを通過する圧力変動の増幅(減衰)率である 8dB 以上の領域で区切ると 2つの領域があらわれることがわかる。これは振動燃焼の発生領域の測定結果と定性的に一致する。また Fig. 11 に示すもう 1つのモードである 900Hz でも同様の処理を行うと振動燃焼が増幅率の高い領域で発生していることがわかる。

同様に供給管長さを 560mm (Fig. 12, Fig. 13), 660mm

Fig. 11 Evaluation of occurrence of combustion oscillations using sound pressure amplifications (Supply tube length = 460mm, 900Hz mode)

Fig. 12 Evaluation of occurrence of combustion oscillations using sound pressure amplifications (Supply tube length = 560mm, 450Hz mode)

Fig. 13 Evaluation of occurrence of combustion oscillations using sound pressure amplifications (Supply tube length = 560mm, 750Hz mode)

(Fig. 14, Fig. 15) としたときの振動燃焼の測定を行った。両者とも 2つの振動モードが観測され、増幅率による評価により振動燃焼の発生領域の予測が可能になることがわかる。

以上の実験的な検証によって Rayleigh の判定式が正となる場合でも火炎による圧力変動増幅率がバーナによる減衰量を上回らないと振動燃焼が発生しないことを定性的に示した。このことは実機においてバーナの圧損が高いと振動が発生しにくくなる現象を説明できると考えられる。

7. 結 言

供給系が共鳴器となる燃焼器での振動燃焼発生機構を示し、これをもとに振動発生領域の予測を試みた。Rayleigh の発振条件が正となることが、振動燃焼発生の必要条件となるが、さらに火炎での圧力変動の増幅率とバーナでの圧力変動の減

Fig. 14 Evaluation of occurrence of combustion oscillations using sound pressure amplifications (Supply tube length = 660mm, 385Hz mode)

Fig. 15 Evaluation of occurrence of combustion oscillations using sound pressure amplifications (Supply tube length = 660mm, 635Hz mode)

衰率を比較することで、振動発生領域の予測を行った。その結果、つぎのような知見が得られた。

(1)燃料ガス混合気に変動的に変動を与えたときに、火炎が存在する場合、圧力変動が増幅する周波数帯が存在する。

(2)Rayleigh 発振条件が正であっても必ずしも振動燃焼が発生するとは限らず、火炎による圧力変動の増幅率がバーナでの減衰を上回るような燃焼条件で振動燃焼は発生することを実験的に確認した。

文 献 : References

- 1) Putnum, A. A., Combustion Driven Oscillations in Industry

(Elsevier)(1971)

- 2) Takeno, T., Inst. Space and Aero. Sci., Univ. of Tokyo Report, 430, 309 (1968)
- 3) Takeno, T., *J. JSME*, 72 (610), 22 (1969)
- 4) Mugridge, B. D., *J. Sound and Vibration*, 70 (3), 437 (1980)
- 5) Clavin, P., Kim, J. S., and Williams, F. A., *Combust. Sci. and Tech.*, 96, 61 (1994)
- 6) 岸本 健, 燃焼研究, 101, 15 (1995); Kishimoto, K., *Nensho Kenkyu*, 101, 15 (1995)
- 7) 竹野忠夫, 燃協誌, 50 (534), 785 (1971); Takeno, T., *Nemryo Kyokaishi*, 50 (534), 785 (1971)