

振動燃焼に関する実験的研究 III

(バッフル型燃焼器における振動特性とモード変化におけるメカニズム)

岸本 健* 中村 悟** 溝口 聡**

A Study on Experiment of Combustion Driving Oscillations

(III Oscillatory Characteristics of Baffle-Type Combustor and Mechanisms of Mode Transitions)

By Ken Kishimoto*, Satoru Nakamura** and Satoshi Mizoguchi**

Synopsis: In this paper, the concept of the mechanism of combustion driving oscillations is described proceeding to two monographs in which the authors had already reported. Experimentally investigating oscillations generated in the baffle-type burner, the inferences that were published in the previous papers may be adequate and explanations of new experimental facts were tried.

Relations of phase lags of feedback mechanism of oscillation is elucidated by using the delay times, delay of response of supplying and geometrical delay. But this explication is not available to transition of 1st to 2nd mode.

In this paper, the reasons why two modes under the same conditions exist are dependence of delay time to amplitude and frequency causing a variation of mixing rate in recirculation zone downstream of the baffle and a variation of reaction rate.

In other words, the nonlinearity by dependence of phase lag is essential to minuter explanation of combustion driving oscillations.

要旨: すでに報告した2報¹⁾²⁾につづいて、燃焼振動のメカニズムについての考え方を示した。

まず、バッフル型燃焼器で発生する燃焼振動を実験的に詳細に調査し、前2報で行なった推論の妥当性を確めた。また実験から発見された新しい現象についての説明を試みた。

前々報において発振のためのフィードバックの位相関係は遅れ時間をいくつか用いることで説明されたが、今回は同一条件下で起る1stモードと2ndモードの振動の共存理由を解明するため、遅れ時間の振幅依存性と周波数依存性を燃焼領域内での混合の速度変動とそれともなう燃焼速度変動により説明する必要があることを述べ同時に発振のより詳細なメカニズムの説明には線形フィードバック現象のみでなく、非線形要素である上記の現象の強いことを見出し、この特性についての議論をも展開した。

1. はじめに

前報(1),(2)に示したように、工業装置で発生する燃焼振動の根本的対策の一般的方法は未だ統一された理論を基にしておらず、発生する振動の振動モードや発生メカニズムについては調査され、研究されていても対策方法には成り得ていない。

本研究についての一連の報告はこの対策方法を統一された理論より作り出すことにある。そこでまず対象とする燃焼器を管形燃焼器とし、発生する振動は供給系へ

フィードバックして自励振動となるメカニズムをもった装置とする。

今回の報告は、変動する圧力に伴う供給量の変動を実測し、前報(2)に示した理論を改良した考え方と対比した。また、供給系系の振動特性が発生する燃焼振動がどう影響するかを調べた。

2. 実験装置

実験装置は前報の燃焼室部分に、図1に示す燃焼器を取りつけ実験を行った。図2に測定装置の系統図を示す。

燃焼器はバッフル型の燃焼器であり、空気室と燃料室が設けられており、各室と燃焼室とは、多孔ノズルで連絡している。空気室のノズルの1つの出口には、5μmのタングステン線を取りつけ、熱線風速計のセンサとし

* 機械工学科 専任講師
Lecturer, Mechanical Engng. Division.

** 機械工学科 学生
Graduate, Mechanical Engng. Division.

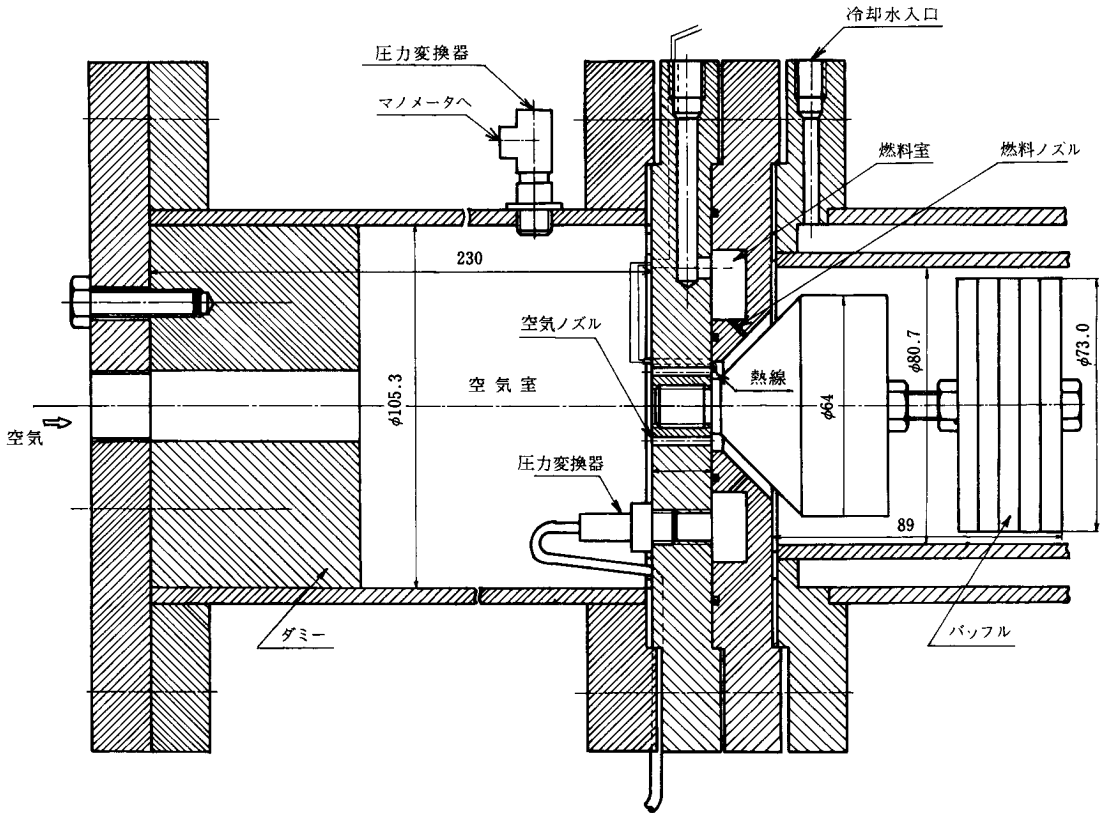


図1 燃焼バーナ詳細図

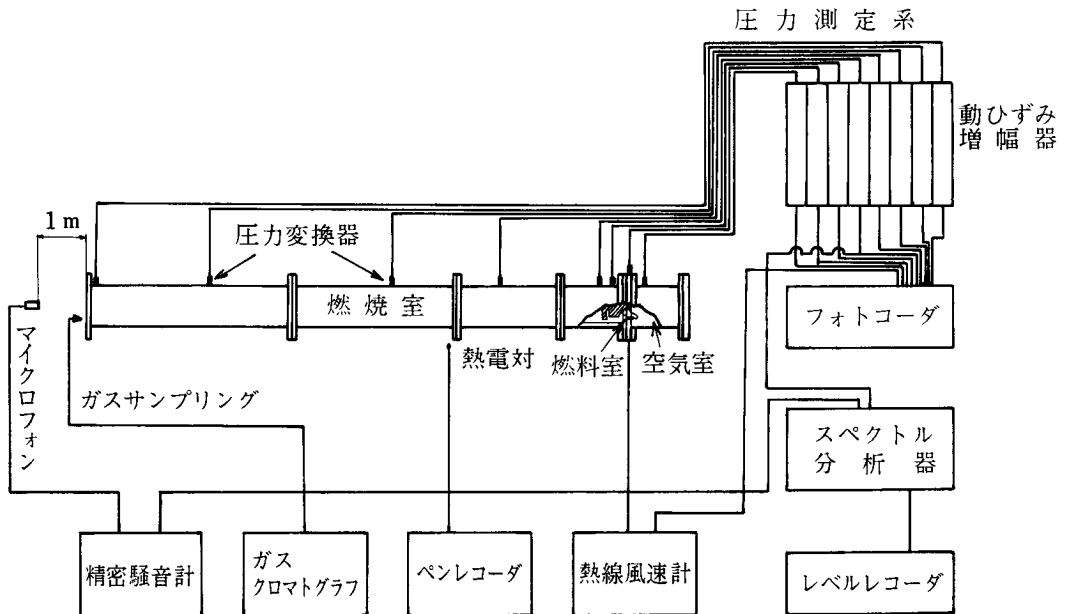


図2 測定装置系

て空気流速の変動が測定できるようになっている。また各室には、ひずみ式圧力変換器を用いて変動圧力を、水柱マノメータにより平均圧力を測定した。

それぞれの出力はひずみ増幅器と熱線風速計アンプを通じ、直記式電磁記録計に記録した。その一例を図3に示す。図3には同一条件での1stモードと2ndモードを示しておく。

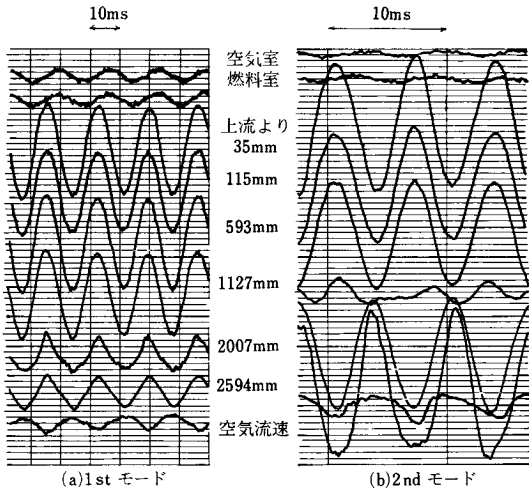


図3 記録例

$l=2600\text{ mm}$ $Q_a=14\text{ Nm}^3/\text{h}$ $Q_f=0.7\text{ Nm}^3/\text{h}$

3. 実験方法

燃焼室の長さを変えると、気柱振動の共振周波数が変化し、燃焼器の周波数応答を調べる事ができる。この目的より、燃焼室は300, 500, 800, 1000 mmの長さの水冷二重構造の管を製作した。各燃焼管には7~8個の測定孔が設けてあり、図4のガス採取器、図5のPt/Pt 13% Rh熱電対にコーティングを施したものを、およびひずみ式圧力変換器を取りつけることができ、ガス濃度、温度、圧力の測定が可能である。

実験は、空気と燃料の流量の組み合わせを何通りか選び、共振するかしないかを調べた。また共振しているところでの燃焼室各部の圧力変動を調べた。また同一の条件で

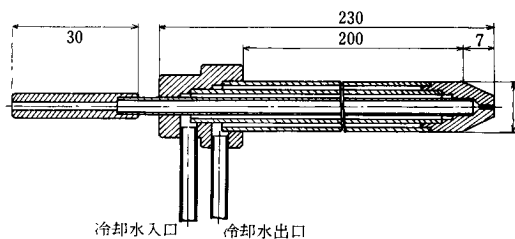


図4 ガス採取器

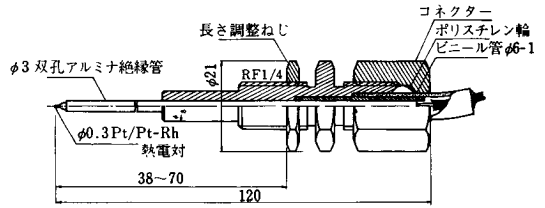


図5 温度センサ

燃焼室内の温度分布も調べた。

次に前報に報告したように着火時に異常な振動することがわかったので、この点についても実験を行い、推論を用いて説明を試みた。

4. 実験結果

4-1 燃焼室の振動特性

管形燃焼室のうち、振動音圧 (S.P.L.) を燃料の量と空気流量を変化させて測定した結果を示したのが図6である。図6においては、燃焼室長を変化させたときの音圧レベル (S.P.L.) の分布を示してある。燃焼室長が長

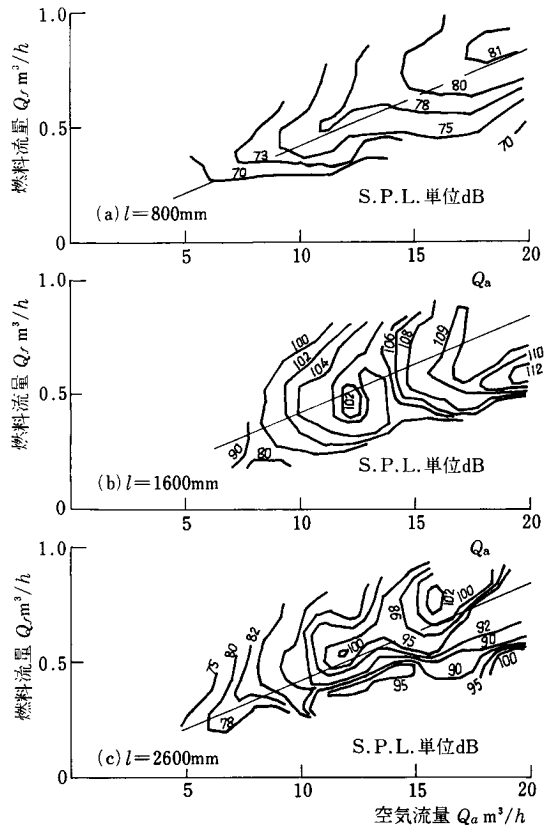


図6 振動特性 (1)

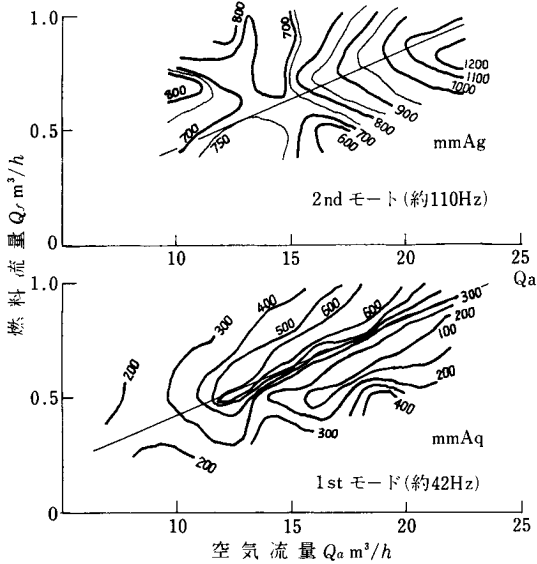


図7 振動特性(2) ($l=2600$ の場合)

いと多様の変化を示している。また、燃焼室長が1,600 mmのときの圧力振幅が他より非常に大きいことがわかる。これらの説明は後章に述べる。

また、図7には、長さ2,600 mmのときの振動特性を示し、1stモードである42 Hzの振動が最も強い時と2ndモードである110 Hzの振動の強いときでの特性である。燃焼室長が短いときには、2ndモードで安定振

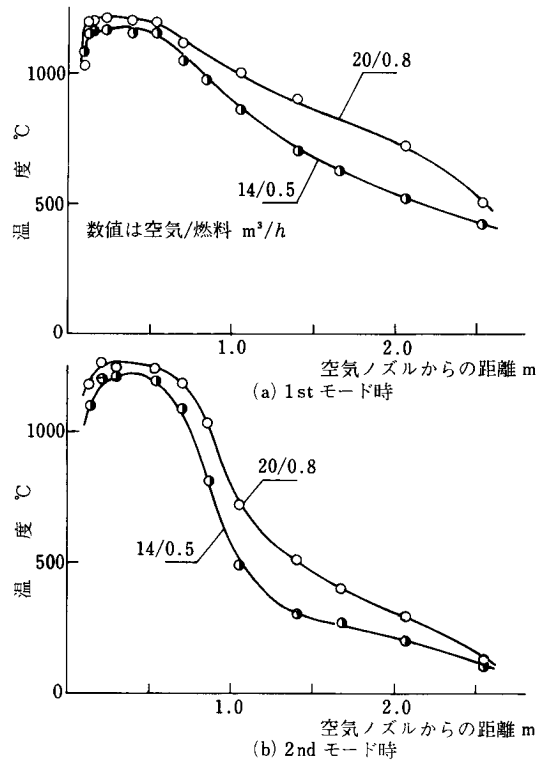
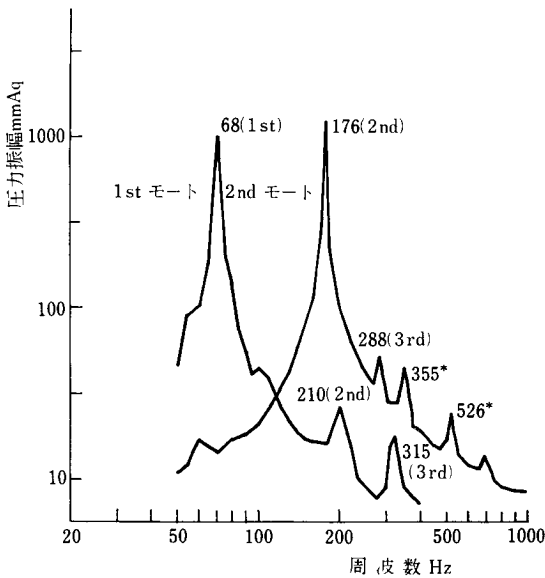
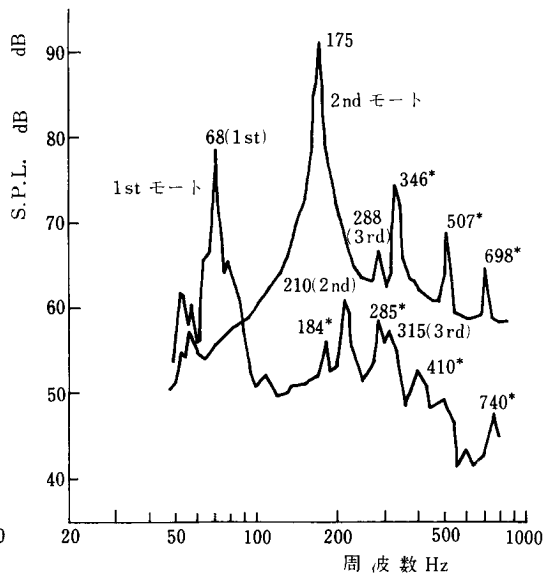


図8 燃焼室内温度分布



(a) ノズル直後の音圧特性



(b) マイクロフォン(出口から1m軸上)

図9 周波数分析結果

動範囲が狭いため割愛した。

4-2 温度分布と圧力分布

燃焼室内温度分布は、音速の偏在を意味し気柱振動時の圧力分布のゆがみを意味する。そのため圧力分布のゆがみの度合を知るため、温度分布の測定が必要であり、結果を図8に示す。燃焼室内温度分布は、管が水冷されているため急速に低下する分布を示す。特に周波数の大きい 2nd モードになると管壁に近い部分の燃焼ガスの変動流速と周波数が大きいいため伝熱が促進し温度の低下は著しい。

4-3 周波数分析結果

発生している振動が単一振動数のみをもった単純な振動ならば考え易いが、二つ以上の振動数をもっている場合は、前報で示したフィードバック理論が示す結果からは特殊な条件下しか発生しないことになる。そのため、周波数分析をして条件の設定を考える必要がある。このため、バックル前面の圧力変動の周波数分析を行い、図9にその結果を示す。この結果より単一周波数と見なせる振動であることがわかる。

5. 結果に対する考察

5-1 振動特性

前報と次章で示すように、振動の強さは、減衰力の大きさと加振力の大きさとで決定する。減衰力が管と燃焼ガスの摩擦や管端からの圧力損失で表わされるものであれば振動の強さに比例することになる。

つまり、加振力の大きさと振動の強さはほぼ比例すると考えてよい。そこで加振力の強さを L. Rayleigh の示した形を前報 (1) のように熱力学的仕事と結びつける。

加振力は

$$E = c_1 \oint PdV = c_2 \oint p'q'dt \quad (1)$$

c_1, c_2 は定数

で示される。ここで V は体積、 p', q' は圧力と発熱速度の変動分である。 q' は p' による流量・変動の結果であるので、前述のように $p' \propto q'$ の関係を用いると加振力は発熱速度変動の二乗平均に比例することになる。

この発熱速度変動は、燃焼室の圧力変動が、燃料・空気室の平均圧力に比較して大きいと、発熱速度の時間平均量に比例すると考えてよい。また、燃焼は、バップル後流の環流領域内でほとんど完了すると考えると、

$$\bar{E} \propto \left(\frac{Q_f H_f}{V_r} \right)^2 \quad (2)$$

発熱速度は環流領域の熱発生率と考えてもよく、式 (2) で与えることになる。環流領域の長さは、Zukoski と Marble⁹⁾ の関係を用いて式 (3) とする。ここでは τ は

循環流との接触時間、 u は流速、 v_f は燃焼速度である。

$$l_r = u\tau \propto u/v_f \quad (3)$$

環流領域の長さ l_r は、環流領域の体積に比例する。燃焼速度 v_f は層流のそれ v_{f1} と比較して大きく、乱れの強さがバップルの縁で生成される乱れに支配されるとすると、バップルの側面での速度勾配は乱れの 2 乗に比例

$$\frac{v_f}{v_{f1}} \propto \sqrt{u} \quad (4)$$

するため、燃焼速度 v_f が乱れに比例する領域では式 (4) のように表わされる。すると、式 (3) は式 (3)' のようになる。

$$l_r \propto \sqrt{u}/v_{f1} \quad (3)'$$

この関係を用いて式 (2) を表わすと

$$\bar{E} \propto \left(\frac{Q_f H_f}{l_r} \right)^2 \propto \left(\frac{Q_f H_f}{\sqrt{u}} \cdot v_{f1} \right)^2 \quad (5)$$

とすることができる。この値を示した図10と実験結果である図6を比較すれば、概略として定性的な説明が可能である。

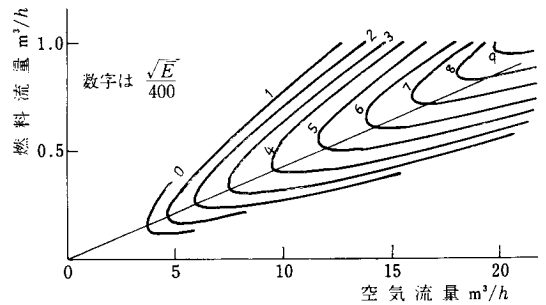


図10 計算された加振力の定性的分布

しかし、図6を細かく見ると、細線で示す理論混合比上でも、単純に流量に比例しているわけではない。これは後章に示す振動方程式において実質の振動質量は流速に依存するため、共振周波数が流速が大きいと減少すると、形状が複雑なためと考えている。また、図6の3枚の図で燃焼室長 $l = 1.600$ mm の時の振動が大きいのは、空気室の共振周波数 (ヘルムホルツ型) である 78 Hz に近い固有振動数をもつためである。

次に同一条件下で周波数の異なる場合は図7に示すように振動特性の分布も全く異なったものになり、図10の示すような分布は概略的へ合っているが実験結果は極大な条件と極小となる条件が存在することを示している。この特徴は本研究で使用した燃焼器のみでの特徴でなく、他の燃焼器においても発生する傾向がある⁴⁾。

ここでは、燃料流量の変動に原因があると考え、同一空気流量における燃料室の圧力振幅について図11にその傾向を示した。流量が増加すると圧力が供給系ヘフィ

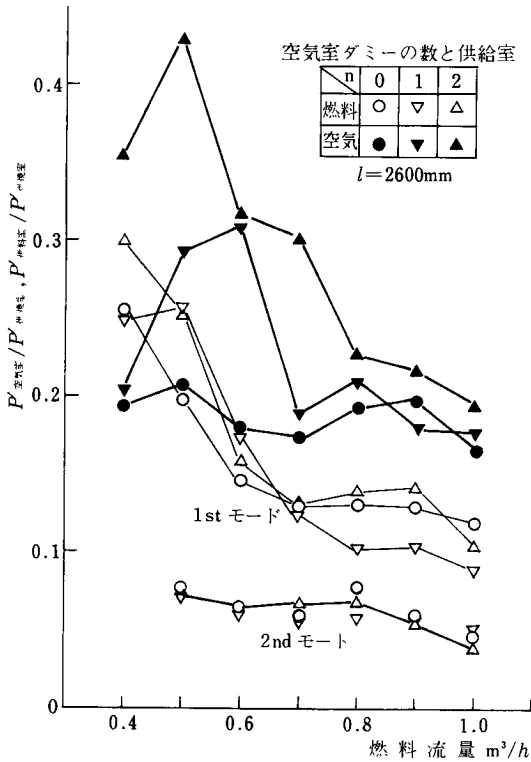


図11 燃焼室圧力変動中に対する供給室圧力変動中の割合

ードバックする割合は小さくなり、周波数が大きくなると同様となる。空気の場合にもほぼ同様の傾向にある。そのため低周波振動をする長い燃焼室の場合には計算された特性である図10の低流量部分に強い振動が出てくる修正をする必要がある。

5-2 温度分布と圧力振幅分布

燃焼室内の圧力振幅分布を測定すると図12に示すようになった。これらは明らかに気性振動の1st, 2ndモードを示している。しかし、正確に正弦波とはなっていない。この原因は、燃焼室内に温度分布が存在するため、音速の違いによる。そのため音速の平均化補正をする。図8に示すような温度分布の存在するとき、局所の音速は式(6)で表わされるので、管内を音波が伝播するの

$$a = \sqrt{\gamma RT} \tag{6}$$

に必要な時間は式(7)となる。管内が一様の温度分布

$$\theta = \int_0^l \frac{dx}{\sqrt{\gamma RT}} \tag{7}$$

をしていると仮定したときの無次元距離は無次元時間に一致するので式(8)となる。

$$x^* = t^* = \frac{t}{\tau} = \int_0^x \frac{dx}{\sqrt{\gamma RT}} / \int_0^l \frac{dx}{\sqrt{\gamma RT}} \tag{8}$$

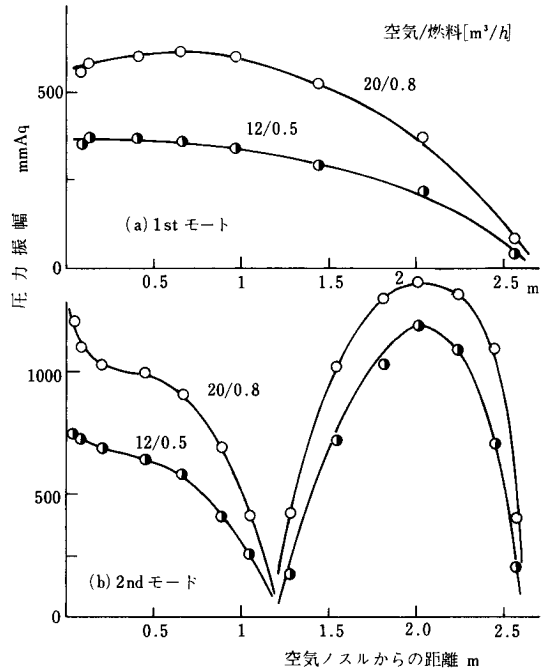


図12 燃焼室内圧力振動幅分布 (圧力モード $l=2600\text{mm}$)

この式で図12を補正すると図13となり、正弦波に一致する。図13で閉端側、開端側とも完全な音波の反射条件を満足してはいない。特に閉端側では、バッフル前面が音の反射体であるが、側面は流動体であり音の反射のモードが異なり、反射に伴うエネルギーロスがある。また開端側でも同様の事がある。この詳細な検討は今後の報告とする。

5-3 周波数特性

図9(a)に空気流量 $22\text{m}^3/\text{h}$ 、L.P.G. 流量 $1.0\text{m}^3/\text{h}$ 時のバッフル直後の音圧の周波数特性を示す。1stモードである 68Hz の振動をしているときは、2nd, 3rdモードの振動は存在するがその振幅は小さい。また、主周波数が 176Hz の2ndモードの振動の時は、 176Hz の整数倍の周波数が増加する。これらの周波数は主周波数の波形をゆがませる成分である。そして、これらの周波数は共振周波数でないので、管端での反射条件、共鳴条件からはずれておりエネルギー損失は、共鳴周波数に対して大である。この効果は燃焼室の出口から 1m 離れたところに設置したマイクロフォンによる周波数分析結果と比較すれば明瞭となる。また別に、図3の実波形を観察すると管長の76%までの上流側での波形はほぼ正弦波で近似し得るが、管出口付近の波形はくずれてくる。このことは管端が開端の場合は圧力変動に伴って発生する流速

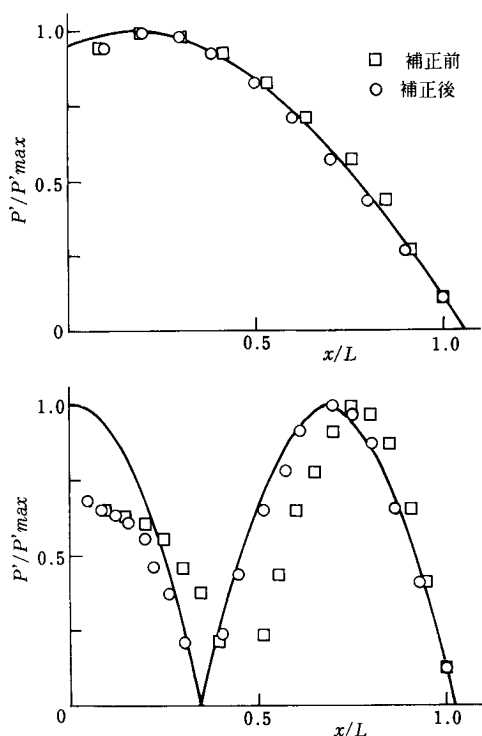


図13 補正した圧力モード

変動が方向によって異なることを意味し、吐出の方向と吸込の方向では運動量の保存式から容易に異なる結果を導き出せることから判断し得る。

この傾向は管長が短くなった場合も同様であるが、管長の長いときよりも高調波成分は大きい。

5-4 モードの移行

管長が 2,600 mm のときに同一条件で主周波数が 1st モードのものと 2nd モードのものが両方とも安定して発振している。一方、著者の 1 人が以前に行った実験によると図 14 に示す特徴となっている。つまり 1st モードと 2nd モードは共存して安定している領域はなかった。この点が以前の実験と異なっている。

以前の実験での周波数が 1st モードで 120~150 Hz であったことを考えれば、パッフル型燃焼器においては高周波数の燃焼振動をするために、かなり高周波数まで追従する供給系の振動特性をもつ場合か、十分な高負荷燃焼となっており、わずかの混合比変動や供給量変動でも大きな発熱速度変動となる場合と考えられる。この現象は本実験装置が旧装置と相似であること、および負荷は半分になっていること、流速が 1/2 であることなどのため燃焼領域の位置変動が大きく、発熱速度の変動が条件変化に追従し得、また周波数が大きくなって混合が促進

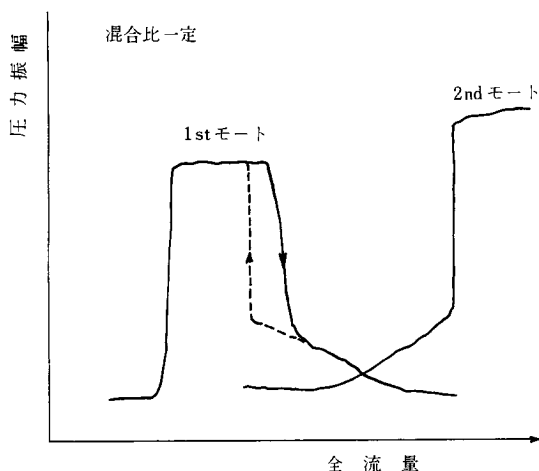


図14 振動モードの出方

され、供給遅れ時間が短くなるため高周波数にまで追従し得るものと考えられる。

本実験では 2nd モードの発振状態から 1st モードへ移行させることができた。図 15 (a) では、管中央の測定孔を開放にすることにより移行したもので、(b) の図は点火時の火炎の移動により 2nd→1st→2nd という移行をしたものである。モードの移行により平均圧力もわずかに変化する。この移行の容易なことは 2nd モードの発振が 1st モードの発振よりも安定性が悪いことを意味する。これは、2nd モードでは燃料室（空気室）への圧力のフィードバックが起りにくいいため、圧力フィードバックがおこったときより差圧の位相差は進み、供給量変動と圧力変動は同位相に近づくが、管中央を開放にしたり、出口を絞ると振幅は減少し、差圧はさらに位相を進めるために、1st モードに移行すると考えてよい。

また、点火時には火炎の移動により、振幅の腹の位置で発熱する場合には最も強い燃焼振動を発することにより、火炎が管中央付近に存在する時は 2nd モードが支配的であり、中央から閉端側に移行する時は 1st モードが支配的になる。そのため図 15 (b) に示すように一時的に 1st モードとなるが火炎がパッフル端面に付着するとき、環流領域で急激に火炎が伝播しその圧力上昇速度がきわめて大である。この圧力上昇速度の大なることと、燃料室（空気室）の圧力に対する反応が遅れることから振幅が大きくなってゆくにつれて 2nd モードへ再度移行すると考える。

本実験において長さ 2,600 mm の燃焼管を用いた場合に点火の状態で、圧力振動が 1st のときと 2nd のときの 2 つの状態を作り出せたのはこの理由によると思われる。この点火時における各部の変化する量を図 15 (c)

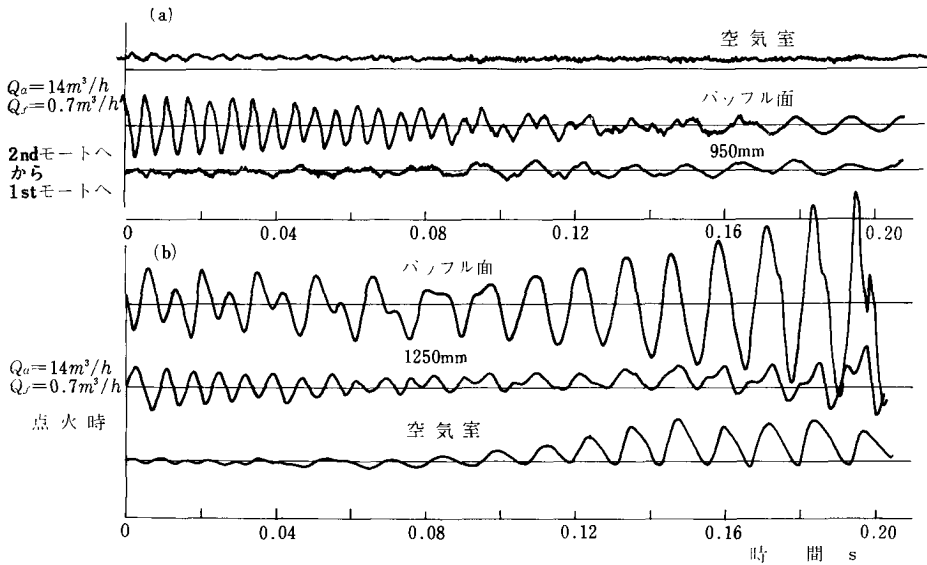


図 15 モードの移行 (記録例)

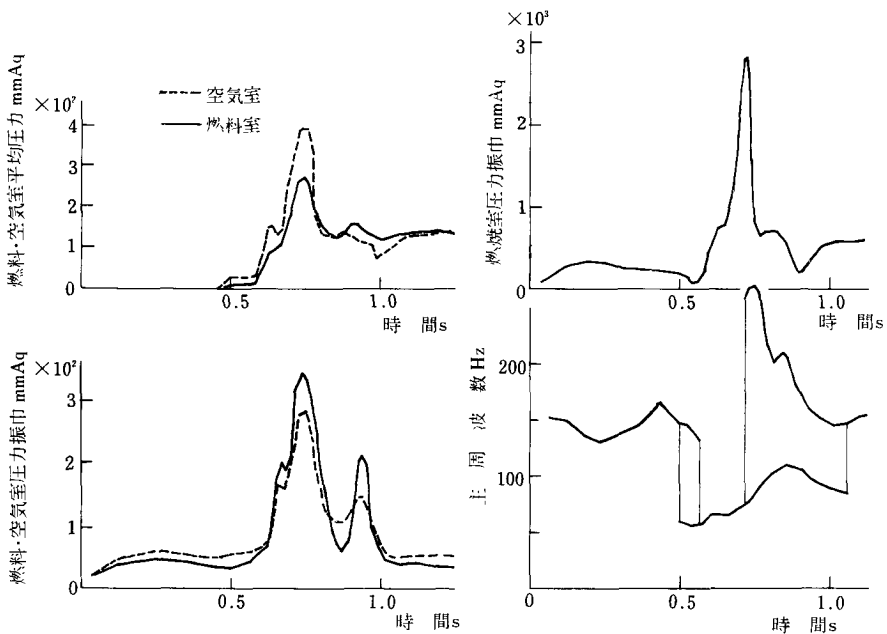


図 15 (c) 点火時の変化 ($l=2600$ mm $Q_a=14$ $Q_f=0.6$)

に示した。

6. 振動発生メカニズム

図 1 に示すような燃焼器において発生する振動のメカニズムは前々報 (1) に示した。ここでは前々報で議論されなかった発熱領域での発熱変動をもたらされる因子について述べる。発熱変動は、次の因子によって起る。

1. 流量変動
2. 混合比変動
3. 燃焼領域の変動

この3つが主なる因子である。

6-1 流量変動

流量変動は燃料室の圧力と燃料室・空気室の圧力とに変動する差があるために生じる。図 1 に示すように空気

(燃料) 室と燃焼室は細い絞りによってつながっている。すると絞りを通って流れる流量 g はバネ-質量-ダッシュポット系の運動方程式となる。この式で M は絞り内の

$$M \frac{dg'}{dt} + R_P g^2 + k \int g' dt = A_T^2 p_{comb} \quad (10)$$

ガスの質量 $\rho l_T A_T$: R_P は絞り内のマサツ係数で $p_c^2 A_T l_T / d_T$, および k は空気 (燃料) 室の断熱バネ定数である。また p_{comb} は燃料室の圧力, ζ は断面積と内面積の比と流体抵抗係数, 単位換算係数を含む定数とみなす。(本来 R_P はレイノルズ数に依存するが, 振動時の抵抗係数と定常流との抵抗係数とは異なるため定数と置く。) 断熱バネ定数 k は, 可逆断熱変化の式 $P\rho^{-\gamma} = \text{一定}$ と, 室内の圧力と体積の関係より

$$k = \frac{\gamma \bar{P}_T A_T^2}{V_T} \quad (11)$$

とおける。今, 式 (10) の両辺を $\rho l_T A_T$ を除すと, 式 (12) となる。

$$\frac{d^2 g'}{dt^2} + \zeta \frac{dg'}{dt} + \frac{\gamma \bar{P}_T A_T}{\rho l_T V_T} g' = \frac{A_T}{\rho l_T} \frac{dp_{comb}}{dt} \quad (12)$$

となる。一方容器内の圧力は, ガスの状態式より

$$\frac{1}{\rho} \frac{dP_T}{dt} = -\gamma \bar{P}_T \frac{A_T}{\rho V_T} g' \quad (13)$$

とできる。この2つの式が, 流量変動量を定める。一方平均流量は, 各室に送りこまれる流量 g_{in} に等しく

$$\bar{g} = g_{in} \quad (14)$$

とできる。この流量変動が直接発熱速度の変動の第1の主要因子であるが, 発熱速度は燃料と空気の混合比によって定まる燃焼反応速度に依存する。この発熱速度は他にも既燃の高温ガスとの混合による温度上昇の速さと反応中間生成物濃度にもよるがここでは混合比により決まるものと考えた。

6-2 混合比の変動

燃料の流量を g_f , 空気の流量を g_a とすると, バックル頭部における混合比は, 各流体が絞りにより噴出してバッフル側面を時間 τ_1 前の時噴出した濃度に一致する。バッフル側面の流路面積を A_3 とすると, 図16中の3

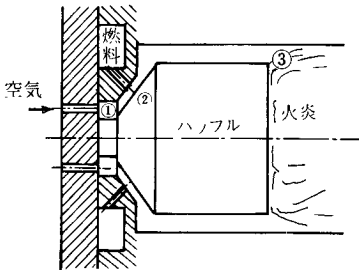


図16 燃焼領域とバッフル

の点での流量は, 1 から3 が剛体的に流れると仮定すると噴出流量と一致する。

$$\dot{m}(t) = \rho_f g_f(t) + \rho_a g_a(t) \quad (15)$$

となるが, 燃料の量は, 3 の点での濃度が

$$c(t) = \frac{\rho_f g_f(t - \tau_1)}{\dot{m}(t - \tau_1)} \quad (16)$$

とノズルが噴出したときの質量を保ったまま流れると考えてもさしつかえない。(この部分の混合は無視する。)

この濃度の混合気が燃料領域に到達して, 着火して発熱するまでの時間を τ_2 とする。 τ_2 は前述のように濃度 C に依存し, 燃料が C_3H_8 のときは, 理論混合比である約4% 付近の燃焼速度が最も速いため短くなる。そこで, 噴出した燃料はバッフル後で混合し瞬間的に燃焼するとして発熱速度は

$$\dot{g} = dh/dt = \dot{m}(t) C_{in}(t - \tau_2) \quad (17)$$

この式中, 右辺の C_{in} には供給遅れ時間 τ_1 に依存し, τ_2 は C_{in} に依存するため非線形となり解くのは困難となる。 τ_2 はバッフル後流での燃焼遅れ時間であるが, τ_2 は図16の③の点に到達してから燃焼領域に到達するための時間と燃焼領域内で既燃ガスと混合し燃焼するまでの時間の和であり, 前者は流量に後者は C に依存する。

燃焼速度は最大でも数 m/s であり, 最小ではほぼ0となる。混合比が理論混合比から離れ燃焼速度がきわめて小さくなる時には, 燃焼領域は下流に流されて, 再び混合比が理論混合比に近い混合気が3の点から流れ出てきても, 燃焼領域まで流れが到達するための時間は長くなる。つまり τ_2 の2つの性質はともに濃度の影響をうける。ここで τ_2 を表わす式を求めよう。

バッフル後流に形成されている還流領域の温度を一定とすると, 還流領域内の燃料濃度 C_r を用いて

$$\rho_r V_r \frac{dc_r}{dt} = -\rho_r V_r k_r C_r + \dot{m}(C_{in} - C_{out}) \quad (18)$$

となる。この領域内で燃焼が完了するとすれば, $C_{out} = 0$ である。上式で \dot{m} は還流領域に出入する質量速度である。また k_r は質量反応速度である。上式で V_r は上述のように濃度 C_r に依存する。上式での反応の遅れ時間は ρ_r/k_r となる。式 (17) は反応速度を加味していないので式 (18) を用いて

$$q = \frac{dH}{dt} = \rho_r V_r \frac{dc_r}{dt} \cdot H_f \quad (19)$$

と表わされることになる。

ここで図17, 図18に実験より求めた各場所の圧力変動と, 流量変化および燃料濃度変化による燃焼速度を示す。この燃焼速度は Williams の実測ものを Shchelkin の方法で外挿して示したものである⁵⁾。これは, 前々報に示した計算結果に一致する。この場合の発熱速度は燃焼速度と燃料量の積に供給遅れ τ_1 と燃焼遅れ τ_2 を加

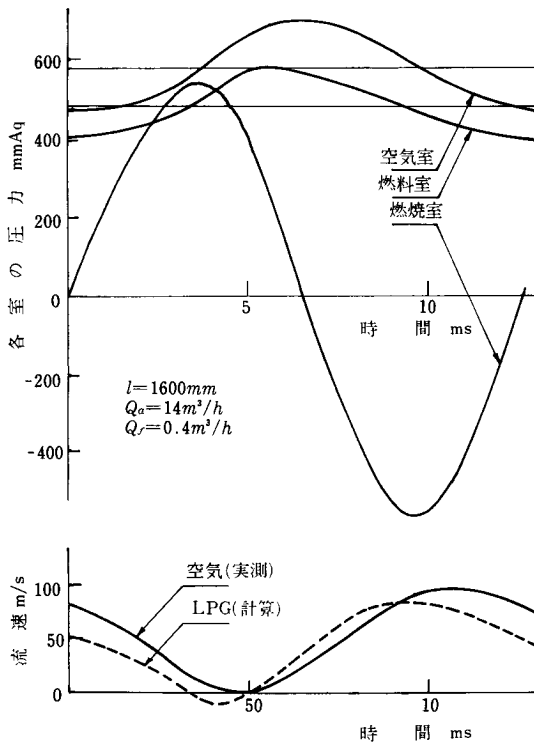


図17 圧力変動と流速変動

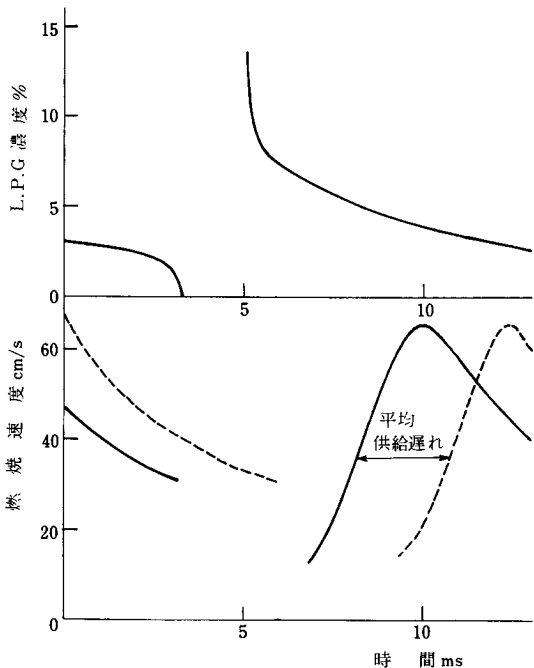


図18 噴出混合気の濃度と燃焼速度の変化

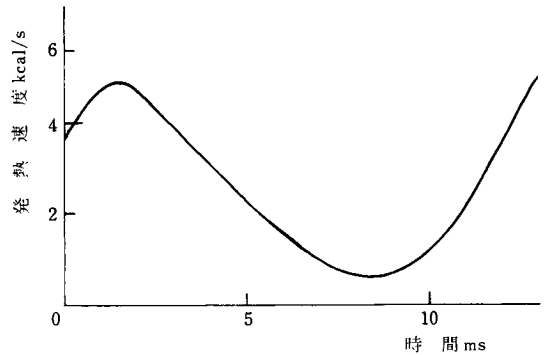


図19 実験から算出した発熱速度変動

味したものと考えられる。同様の実験装置³⁾で求められた発熱速度を図19に示す。図18と上述の発熱速度は波形が類似しており定性的な説明となっている。

7. 結 論

以上述べたうちで、実験から得られた結論は次の通りである。

1) ノズル前後の差圧変動から算出される供給量変動を熱線風速計をノズル出口に取り付けることにより実測し得た。この結果、定常近似は位相遅れで大きな誤差をもつことがわかった。

2) 供給系のヘルムホルツ共振点に近い燃焼振動は激しい発熱変動を伴うため、大きな発振となる。

3) 燃焼室内の圧力モードは温度を補正することにより正弦波で近似することができ、ほぼ完全な気柱振動モードとなっていることがわかった。

4) 振動エネルギーの損失は開端だけでなく、本実験装置のような不完全な閉端においても著るしい。

また、次のものは本研究で見い出され、説明することができたが定量的な把握が十分でないものである。

5) 1stモードと2ndモードの移行は圧力上昇速度と供給系のフィードバック特性によって決まる。

6) 閉・開端における損失エネルギーは周波数と振幅の依存性をもつ。

次に理論解析で提示された事は次のとおりである。

7) 発熱速度変動が圧力変動をおこす仕事となる際には、混合比の変動とそれに伴う燃焼速度の変動、および、燃焼領域の移動を伴う。

8) 7項の結論からは、供給遅れ時間が、ノズルから平均火災位置までのものと、火災位置の移動による変動する供給遅れ時間の2つに分けられ、さらに着火おくれ時間が加わって全遅れ時間となる。

8. おわりに

本研究は昭和53年度の卒業研究をもとにしたものである。また理論解析には本大学電子計算機センターのFACOM 230-38を利用した。

本研究を遂行するに当たり、迷惑をおかけした機械工学科主任大八木教授をはじめ、教員・技術職員の方々、センター職員の方に感謝の意味を申し上げます。

(原稿受付 昭和54年10月5日)

参考文献

- 1) 岸本, 他 国士館大学紀要 **11** (昭和53-3), 12.
- 2) 岸本, 他 国士館大学紀要 **12** (昭和54-3), 39.
- 3) 梶田・小泉・岸本 機論 **45**-398 (昭54-10), 1557.
- 4) RC-SC 40 振動・騒音に関する分科会 (昭54-7) 日本機械学会.
- 5) Lewis, B. and von Elbe, G., *Combustion Flames and Explosions of Gases* 2nd Edition (1968), 381 Academic Press.
- 6) Zukoski, E. E. and Marble, F. E., *Proc. Gas Dynamic Symp.* (1955), 205 Northern Univ.