



# HOKKAIDO UNIVERSITY

|                  |   |
|------------------|---|
| Title            | 予混合火炎の振動燃焼に関する研究  |
| Author(s)        | 伊藤, 正吾; Itoh, Shogo; 塚田, 裕 他  |
| Citation         | 北海道大學工學部研究報告, 57, 87-99   |
| Issue Date       | 1970-10-31  |
| Doc URL          | <a href="https://hdl.handle.net/2115/40997">https://hdl.handle.net/2115/40997</a> |
| Type             | departmental bulletin paper   |
| File Information | 57_87-100.pdf   |



# 予混合火炎の振動燃焼に関する研究

伊藤正吾\* 塚田 裕\*

伊藤 献一\* 深沢正一\*

(昭和45年5月30日受理)

## An Experimental Study on Oscillatory Combustion of Premixed Flames

Shogo ITOH Yutaka TSUKADA  
Kenichi ITOH Shoichi FUKAZAWA

### Abstract

There are two states of oscillatory combustion which occur in a combustion system of Helmholtz resonator type. One is a high-frequency or acoustic resonance oscillatory combustion and the other is a low-frequency oscillatory combustion. The mechanism of the latter combustion has not been clarified as yet.

In this study, propane-air premixed gases were burned in a glass mantle tube burner mounted on a surge tank into which secondary air was fed through.

The oscillation mechanism and the relations between the two states of combustion oscillation have been investigated by means of high speed photography, measurements of the mantle tube pressure loss which characterize the vibratory combustion, the fluctuation of flow velocity, static pressure and flame position.

The low-frequency oscillation evidently begins with momentary blow off as the secondary air is increased, and consists of a repeat cycle, flame existence and the blow off.

Wave patterns on low-frequency oscillation show that acoustic oscillation is observed during flame existence which varies its amplitudes in accordance with the low-frequency oscillation.

### 1. 緒 言

燃焼装置において振動燃焼が発生すると、たんに音がうるさいばかりでなく燃焼性能にも影響し、ときにはひどく激しい振動にまで発達して装置の機械的破壊をもたらすこともある。したがって振動燃焼は多くの場合好ましい現象ではなく、振動燃焼が発生せず定常かつ安定な燃焼が行なわれるように燃焼装置を設計する必要がある。

振動燃焼は燃料の種類、燃焼器の大小を問わず、ほとんどすべての連続流形燃焼装置で発生し、発生した振動の様式や維持機構も種々さまざまなものが存在するものと思われる。振動燃焼のうち高周波振動燃焼または音響共鳴振動燃焼についてはジェットエンジン、ロケットエンジンの発達により多くの研究がなされている。しかしながら低周波振動燃焼についての報告は比較的少なく、振動発生原因についての一貫した説明はなく、種々の原因<sup>1),2),3)</sup>が考えられている。

\* 機械工学科 燃焼工学講座

本研究においては、ガラス管中で気体燃料（プロパン）を燃焼させる実験を行ない、ここで燃焼の特性を燃焼筒内圧力損失を用いて定量的に把握し、またこのとき二次空気流速変動、火炎の変動、および燃焼装置各点の静圧変動を同時記録し、これらを高速度写真と対応させ振動燃焼の発生機構を調べた。

## 2. 実験装置および実験方法

実験装置の概要を図-1に示す。この装置は、プロパンガスと一次空気の子混合気を直立したガラス管内で燃焼させ、さらにサージタンク2を通じ二次空気を流入させる。

燃料はプロパンガス（市販品、純度95%）7を用い、その流量 $Q_f$ をオリフィス9で、また一次空気流量 $Q_{a1}$ をピトー管10で測定し、これらを混合室4で混合したのち、バーナ管3をへて燃焼筒1に噴出する。二次空気を送風機6からサージタンクをへて燃焼筒に供給し、その流量をピトー管11で測定する。またサージタンク内の静圧 $P_0$ 、燃焼筒入口静圧 $P_1$ および燃焼筒出口静圧 $P_2$ をそれぞれマノメータ17, 18, 19で測定する。さらに燃焼筒出口流速 $U_2$ をピトー管38で測定する。燃焼筒出口ガス温度 $T_2$ を熱電対36で、また長手方向の燃焼筒壁温度 $T_w$ を熱電対31~35で測定する。二次空気流速変動を熱線流速計25により、バーナ口上200mmにおける火炎の変動をフォトランジスタ24により、また音響もしくは圧力の変動を圧力ピックアップ21~23でそれぞれ検出し、これらを電磁オシログラフ30に同時記録する。本実験においては燃料流量と一次空気流量の重量混合比 $M$ をパラメータとし、混合気流量 $Q_{f+a1}$ と二次空気流速 $U_1$ （燃焼筒入口における平均流速）を変化させる。

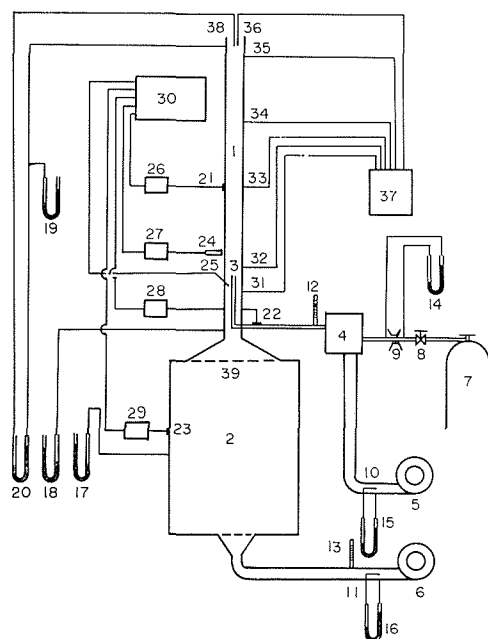


図-1 実験装置概要

1. 燃焼筒（硬質ガラス管、内径  $D=55$  mm、長さ  $L=1.7$  m）
2. サージタンク（容量  $V_0=0.1$  m<sup>3</sup>）
3. バーナ管（鋼管、肉厚  $\delta=2.5$  mm、内径  $d=$

9.0 mm および  $\delta=2.9$  mm、 $d=9.0$  mm の二種類）

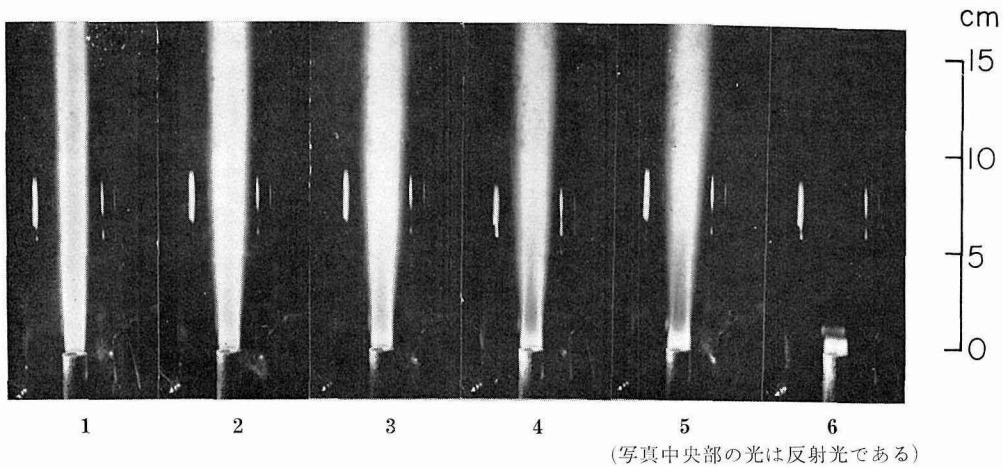
4. 予混合室
5. 一次空気用送風機（500 W）
6. 二次空気用送風機（950 W×2）
7. プロパンガスボンベ
8. 燃料流量調整用ニードル弁
9. オリフィス
10. 一次空気流量測定用全圧管
11. 二次空気流量測定用全圧管
12. 混合気温度測定用温度計
13. 二次空気温度測定用温度計
14. 燃料流量測定用マノメータ
15. 一次空気流量測定用マノメータ
16. 二次空気流量測定用マノメータ
17. サージタンク内静圧測定用マノメータ
18. 燃焼筒入口静圧測定用マノメータ
19. 燃焼筒出口静圧測定用マノメータ
20. 燃焼筒出口流速測定用マノメータ
21. 燃焼筒内圧力ピックアップ
22. 燃料供給管内圧力ピックアップ
23. サージタンク内圧力ピックアップ
24. フォトランジスタ（東芝 OS 14）
25. 熱線流速計（DISA 55 A 01）
- 26~29. 増幅器
30. 電磁オシログラフ（YEW, EMO-61 SA）
- 31~36. クロメルアルメル熱電対（0.3 mm  $\phi$ ）
37. 自動平衡型自記記録計
38. 燃焼筒出口流速測定用全圧管
39. 整流網

### 3. 実験結果

#### 3.1 二次空気流速の影響

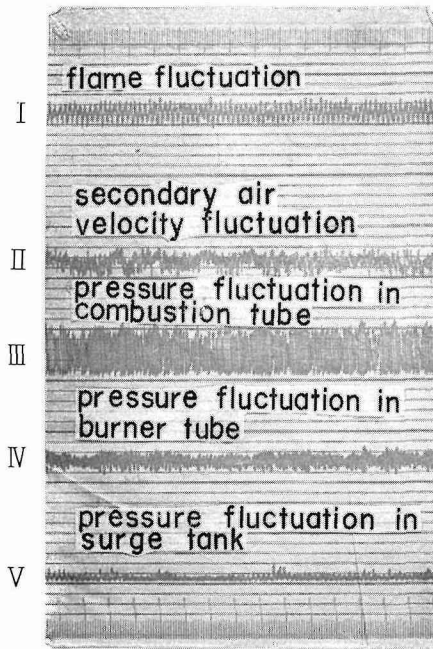
図-2は、二次空気流速を増加させていったときの燃焼状態で、それぞれの状態を下表に説明した。

二次空気流速をしだいに増加させていったときの火炎の変動、二次空気流速変動、燃焼筒内、バーナ管内およびサージタンク内の圧力変動を同時記録させたオシログラムを図-3(a)~(g)に示す。(a)図は定常燃焼状態である。(b)図程度に変動が大きくなると可聴レベルの音響共鳴振動燃焼となる。(c)図は音響共鳴燃焼から低周波振動燃焼への過渡期で、図の矢印の部分で火炎の吹切れ (flame necking) が生じている。さらに (d), (e) 図は低周波振動燃焼状態で、周期的な変動が生じている様子がよくわかる。ここで、火炎の着火と同時にそれぞれの圧力が上昇し、二次空気流速も大きくなり、これらの位相差はほとんどなくほぼ同時に行なわれている。さらに二次空気流速を増加させていくと、(f)図のように火炎の吹切れが激しくなり、火炎の消滅時間は長くなる。また、さらに二次空気流速を増加させるとしまいにはバーナ口上火炎となり (g) 図のよう

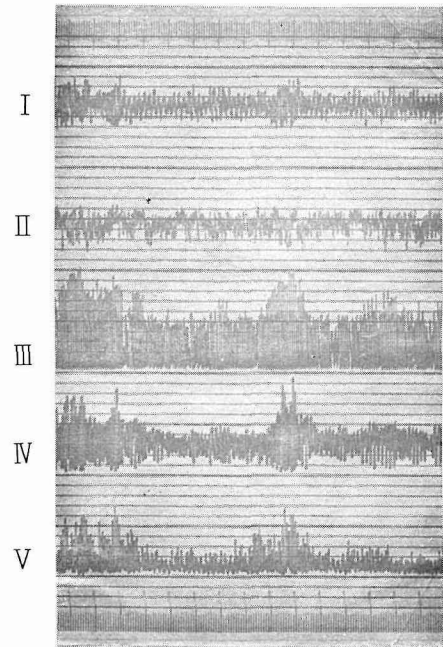


| 写真番号 | 二次空気流速<br>$U_1$ m/s | 燃 焼 状 態              | 火 炎 の 特 徴                          |
|------|---------------------|----------------------|------------------------------------|
| 1    | 10.2                | 定 常 燃 焼              | 火炎の上部は黄赤色を呈し、バーナ上約1 mm ぐらい暗部がある。   |
| 2    | 14.3                | 音響共鳴振動燃焼             | 火炎全体が青色を呈し、共鳴音を発して燃焼する。            |
| 3    | 17.5                | 音響共鳴振動燃焼<br>~低周波振動燃焼 | 激しい音響共鳴を発して燃焼し一時的な火炎の吹切れを生ずる。      |
| 4    | 19.5                | 低周波振動燃焼              | バーナ管端より20 mm ぐらいのところに、火炎の収縮部がみられる。 |
| 5    | 20.8                | 低周波振動燃焼              | 火炎の収縮部が明らかにみられる。                   |
| 6    | 24.4                | バーナ口上火炎              | 共鳴音はまったくなくなり、バーナ口上火炎だけとなる。         |

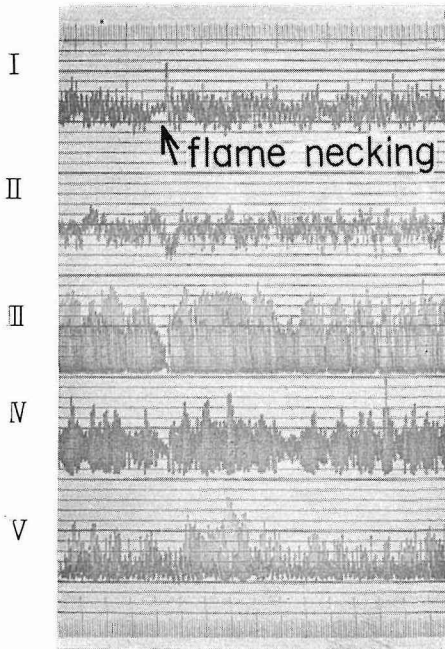
図-2 二次空気流速による燃焼状態変化 ( $Q_f=6.1$   $\ell/\text{min}$ ,  
 $Q_{a1}=56.4$   $\ell/\text{min}$ ,  $M=6$ ,  $\delta/d=0.322$ )



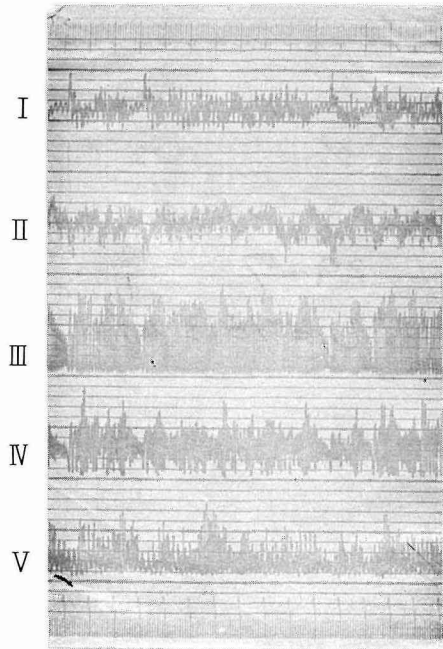
(a)  $U_1 = 7.2$  m/s (定常燃焼)



(b)  $U_1 = 13.5$  m/s (音響振動燃焼)



(c)  $U_1 = 17.3$  m/s (音響から低周波振動燃焼への過渡期)



(d)  $U_1 = 19.1$  m/s (低周波振動燃焼)

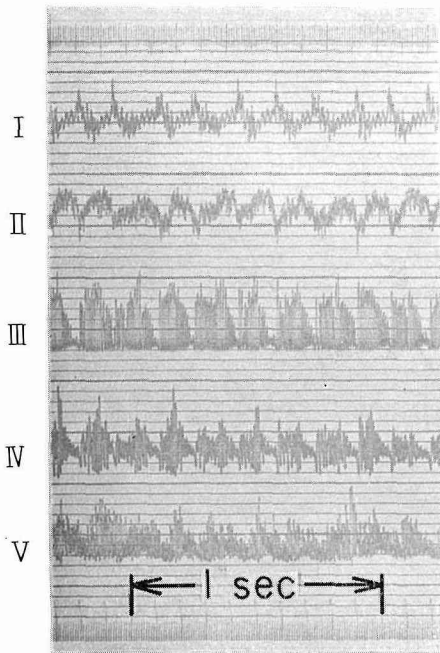
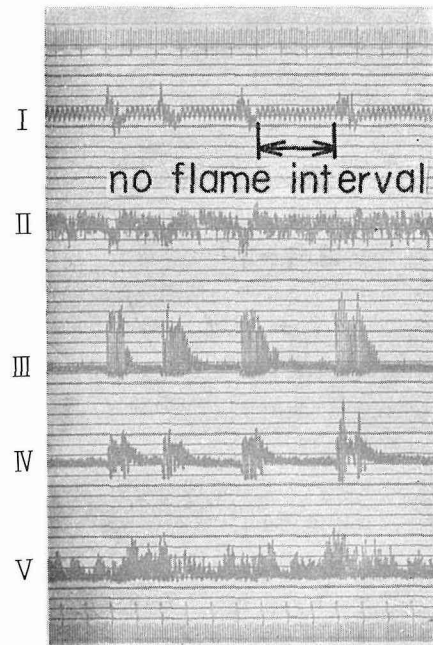
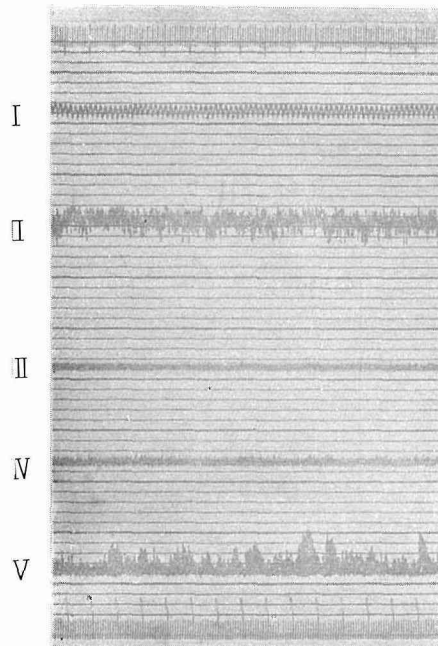
(e)  $U_1 = 20.2 \text{ m/s}$  (低周波振動燃焼)(f)  $U_1 = 21.6 \text{ m/s}$  (低周波振動燃焼)(g)  $U_1 = 24.6 \text{ m/s}$  (バーナ口上火炎)

図-3 二次空気流速による燃焼状態変化 ( $Q_f = 6.1 \text{ l/min}$ ,  
 $Q_{a1} = 56.4 \text{ l/min}$ ,  $M = 6$ ,  $\delta/d = 0.322$ )

なオンシログラムとなり、二次空気源よりくる変動以外の変動はまったくなく、定常燃焼時のオンシログラムとほとんど同じになる。また、図-4は火炎の変動、二次空気流速変動および圧力変動のオンシログラムをモデル化した図である。

図-5は低周波振動燃焼をしているときのオンシログラム(図-3(e)のオンシログラムより送り速度を速くしたもの)で、この波形は低周波振動の一サイクルに相当するものである。このオンシログラムより、低周波振動のサイクル中に音響振動をしていることがわかる。つまりこのことより、低周波振動数は音響振動の振幅の変動によるものであるといえよう。

図-6(a)は低周波振動燃焼時の火炎の一サイクルを示す高速度写真(147コマ/sec)である。この写真より、振動燃焼における火炎の吹切れる様子が明らかに観察される。また、高速度写真をモデル化して図-6(b)に示し、高速度写真と火炎変動のオンシログラムとの対比を図-6(c)に示す。写真番号1~2はバーナ口上火炎で、3でバーナ口上火炎が伸び、4~6で主燃焼火炎に着火してこれが生長し、7~8ではついに火炎の吹切れはなくなる。つぎに9でバーナ口上約20mmのところでは火炎が吹切れ、10~12ではバーナ口上火炎のみを残して主燃焼火炎が消滅していき、13ではふたたびバーナ口上火炎だけとなる。

オンシログラムより、低周波振動に入る二次空気流速と混合気流速(バーナ出口における平均流速)との関係を求めた一例を図-7に示す。この低周波振動の下限界は、空燃比、混合気流速および二次空気流速により定まるが、バーナ管の肉厚を変えると著しく異なる<sup>4)</sup>。

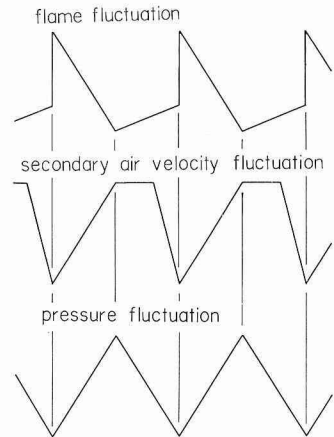


図-4 オンシログラムのモデル化

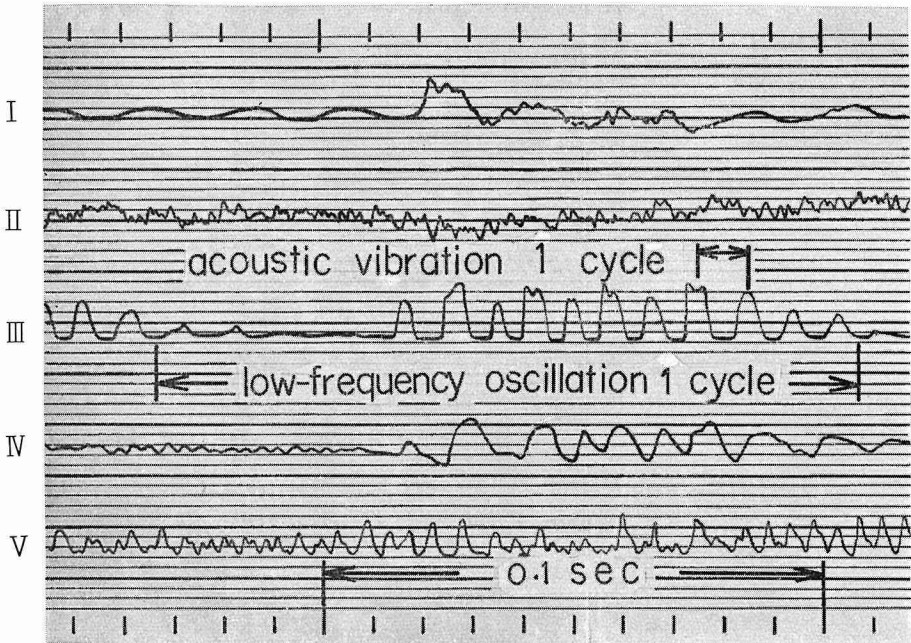
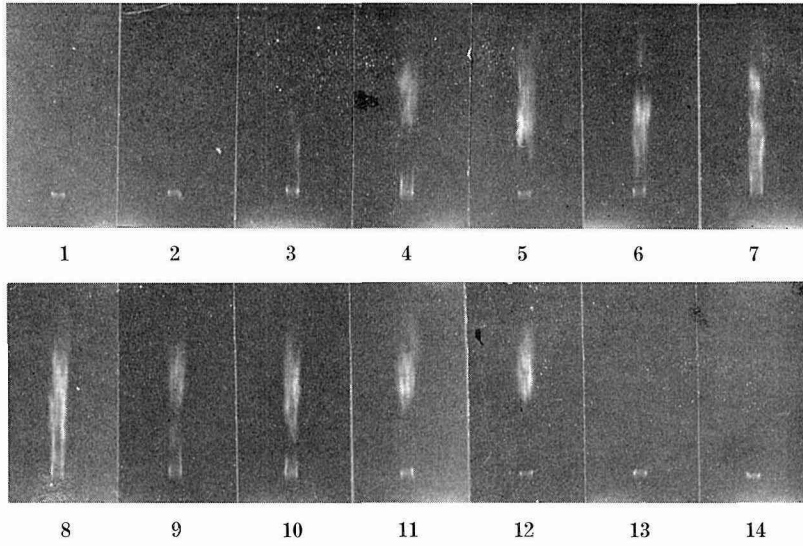


図-5 低周波振動と音響振動の関係 ( $Q_f=6.1 \ell/\text{min}$ ,  $Q_{a1}=56.4 \ell/\text{min}$ ,  $M=6$ ,  $\delta/d=0.322$ )



|               |   |     |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |     |       |
|---------------|---|-----|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|-----|-------|
| 写真番号          | 1 | 2   | 3    | 4    | 5    | 6    | 7    | 8    | 9    | 10   | 11   | 12   | 13   | 14   | ... | 1     |
| 経過時間<br>m sec | 0 | 6.8 | 13.6 | 20.4 | 27.1 | 33.9 | 40.7 | 47.5 | 54.3 | 61.1 | 67.8 | 74.6 | 81.4 | 88.2 | ... | 128.9 |

図-6 (a) 低周波振動燃焼時の火炎の高速度写真 ( $Q_f=6.1 \ell/\text{min}$ ,  $Q_{a1}=56.4 \ell/\text{min}$ ,  $M=6$ ,  $\delta/d=0.322$ )

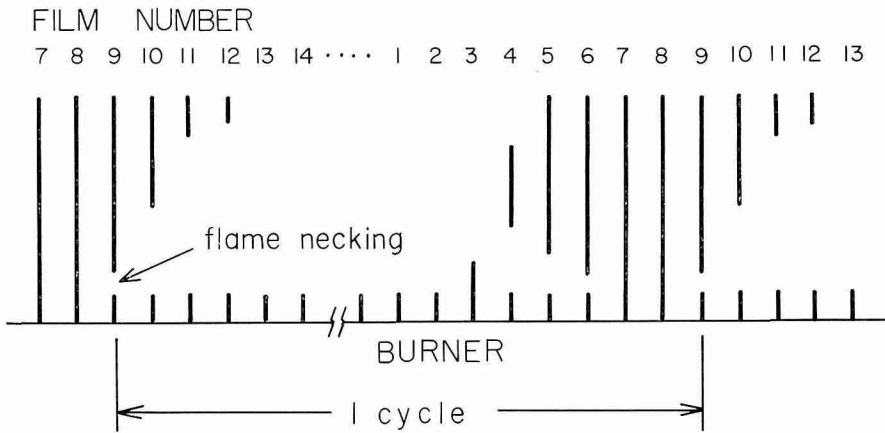


図-6 (b) 低周波振動燃焼時の火炎の模型化

また、火炎の変動のオシログラムより、二次空気流速と火炎の消滅時間率との関係を示したものが図-8である。この図より、混合気流量が大きいほど小さな二次空気流速で火炎の吹切れがおこり低周波振動燃焼状態になることがわかる。

3.2 空燃比、混合気流量および二次空気流速の影響

装置内の全圧力損失は定常状態において次の様に表わされる<sup>3)</sup>。

$$P_0 - P_2 = \lambda \frac{L(\bar{\gamma}_1 U_1)^2}{2gD} \frac{1}{\bar{\gamma}_m} + \frac{1}{2g} (\bar{\gamma}_2 U_2^2 - \bar{\gamma}_1 U_1^2) + [\bar{\gamma}_m L] + f \frac{\bar{\gamma}_1 U_1^2}{2g}$$

また、燃焼筒内圧力損失は次の様に表わされる。

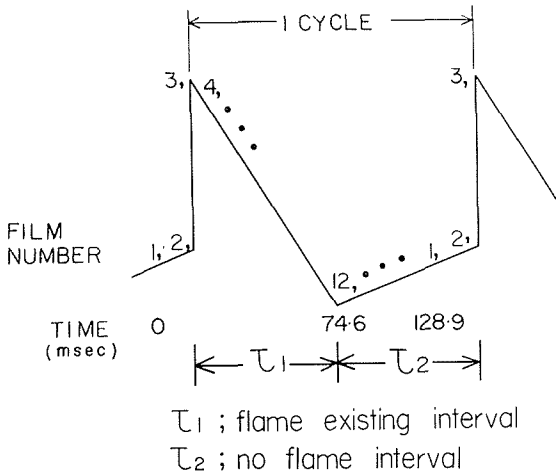


図-6 (c) 高速度写真とオシログラムとの対比 (バーナ口上 200 mm における火炎強度の変動)

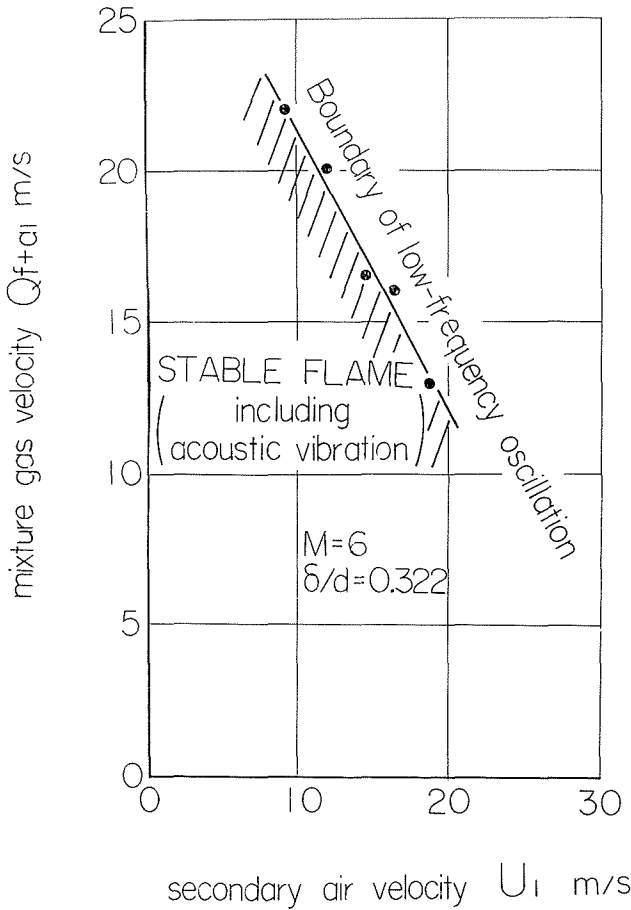


図-7 低周波振動燃焼下限界線図

$$P_1 - P_2 = \lambda \frac{L(\bar{r}_1 U_1)^2}{2gD} \frac{1}{\bar{r}_m} + \frac{1}{2g} (\bar{r}_2 U_2^2 - \bar{r}_1 U_1^2) + [\bar{r}_m L] = [\Delta P_s] + [\Delta P_a] + [\bar{r}_m L]$$

ただし

$[\Delta P_s]$ ; 摩擦損失

$[\Delta P_a]$ ; 加速損失

$[\bar{r}_m L]$ ; 気柱損失

$f \frac{\bar{r}_1 U_1^2}{2g}$ ; 燃焼筒入口絞りおよび整流網による損失

$f$ ; 損失係数

$\lambda$ ; 燃焼筒内管摩擦係数

$\bar{r}_1, \bar{r}_2, \bar{r}_m$ ; 燃焼筒入口, 出口および筒内平均比重量

である。

燃焼筒内圧力損失, およびサージタンクを含めた全圧力損失を図-9, 図-10に示す。図-9は, 二次空気流速を増加させても低周波振動燃焼の起こらなかった場合であり, 図-10は, 低周波振動燃焼の起こった場合である。

図-10 (a) において, A 領域は定常燃焼であり, やがて B 領域の音響共振振動燃焼となり, つぎに火炎の吹切れがおこって C 領域の低周波振動燃焼となり, しまいにはバーナ口上に小さな火炎を残す D 領域となる。圧力損失は, 二次空気流速の増加につれて摩擦損失, 加速損失がともに増加するが, 低周波振動燃焼になると火炎の吹切れのために摩擦損失の増加は小さくなり, 加速損失は激減するため圧力損失曲線は降下する。さらに二次空気流速を増加していくとバーナ口上火炎になるため加速損失は減少するが, 二次空気流速増加による摩擦損失が増加するため圧力損失曲線はふたたび上昇する。ここに,  $P_1 - P_2$  は実験値,  $[P_1 - P_2]$  は計算値および  $(P_1 - P_2)$  は未燃焼

状態における燃焼筒内圧力損失である。また、 $P_0 - P_2$  は全圧力損失実験結果、 $[P_0 - P_2]$  は全圧力損失計算結果および  $P_0 - P_1$  はサージタンク圧力損失実験結果である。さらに (a) には燃焼筒出口ガス温度  $T_2$  を示し、(b) には燃焼筒壁温度  $T_w$  (31~35 は測定位置を示す；図-1 参照) および燃焼筒出口ガス温度を示した。

空燃比一定で混合気流量をパラメータとしたときの圧力損失を図-11 に示す。これより、混合気流量が大きくなるにしたがって小さな二次空気流速で低周波振動燃焼になることが、圧力損失特性の極大値よりわかる。また低周波振動に入るまえの曲線が上昇していく過程において、同一の二次空気流速に着目すると、混合気流量が大きいときの方が加速損失が大きいので燃焼筒内

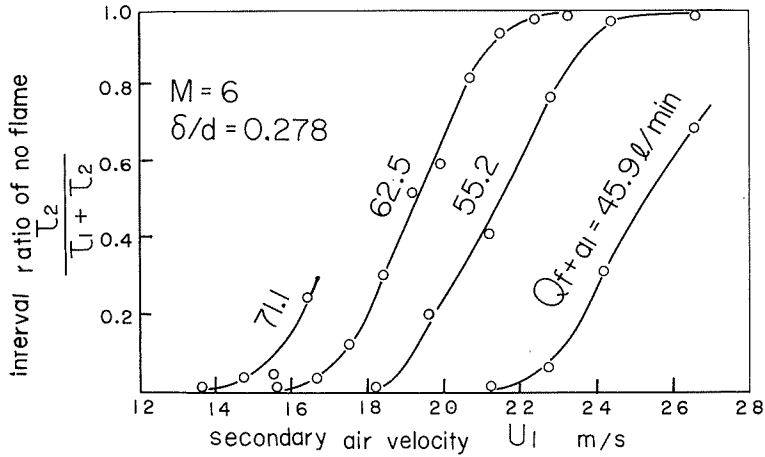
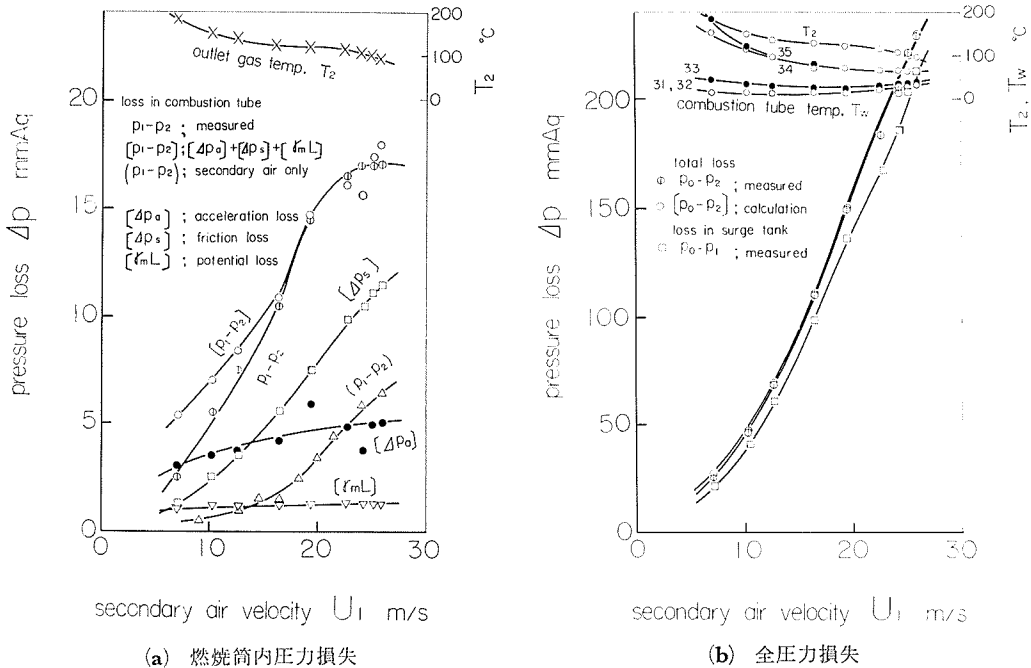


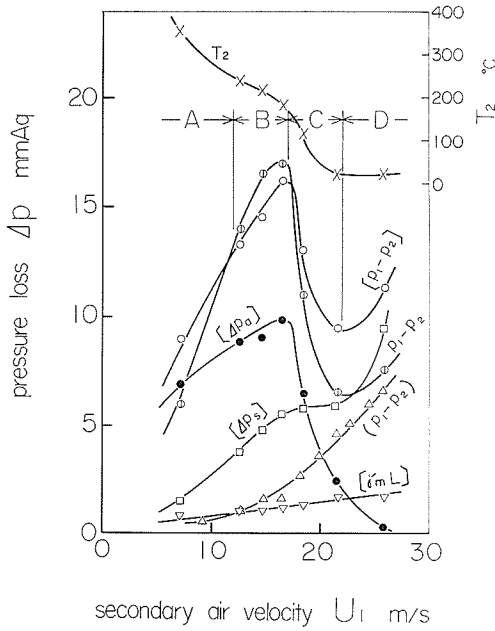
図-8 火炎消滅時間率 (バーナ口上 200 mm)



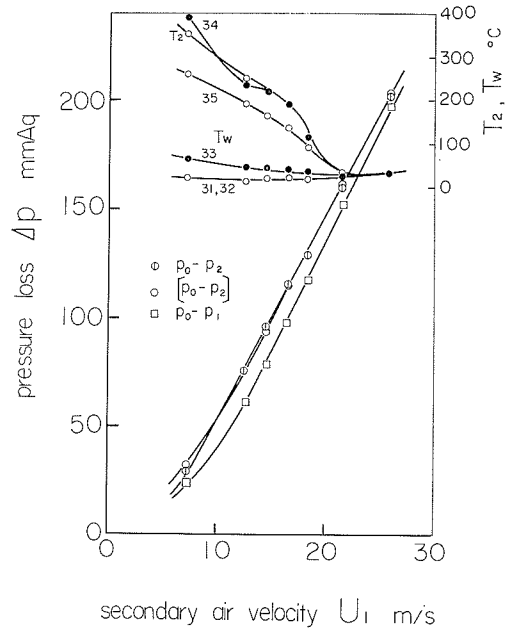
(a) 燃焼筒内圧力損失

(b) 全圧力損失

図-9 圧力損失特性曲線 ( $Q_f = 4.5 \text{ l/min}$ ,  $Q_{a1} = 41.4 \text{ l/min}$ ,  $M = 6$ ,  $\delta/d = 0.278$ )



(a) 燃焼筒内圧力損失



(b) 全圧力損失

図-10 圧力損失特性曲線 ( $Q_f=6.1 \ell/\text{min}$ ,  $Q_{a1}=56.4 \ell/\text{min}$ ,  $M=6$ ,  $\delta/d=0.278$ )

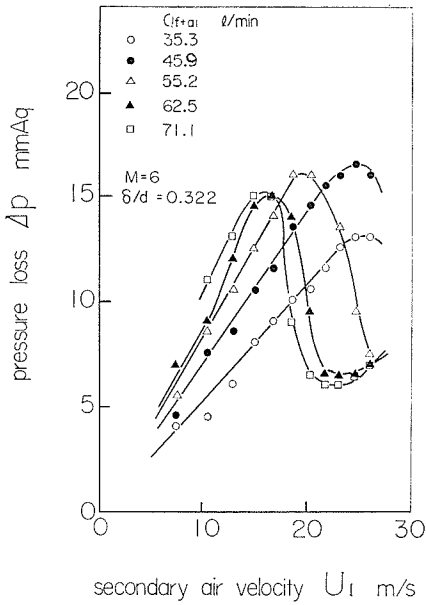


図-11 混合気流量変化による燃焼筒内圧力損失特性

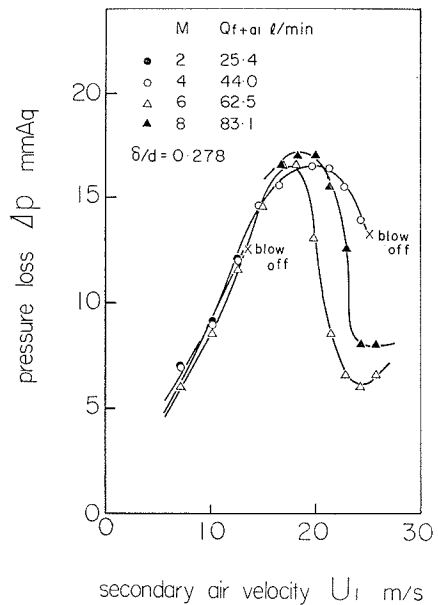


図-12 空燃比変化による燃焼筒内圧力損失特性

圧力損失  $\Delta P$  は大きい。低周波振動に入ってから逆には、図-8 で示したように混合気流量が大きい方が火炎消滅時間率が大きくなり、温度が低下するため、加速損失が小さくなり同一の二次空気流速に対して燃焼筒内圧力損失  $\Delta P$  は小さくなる。

また、同一の燃料流量に対して空燃比を変化させたときの燃焼筒内圧力損失は図-12 に示される。空燃比  $M=4, 6, 8$  のときは低周波振動燃焼になるが  $M=2$  のときは音響振動に入る前に吹消えにいたる。

3.3 振動数について

図-13 は二次空気流速に対する音響振動数および音響振動波長を示したものである。この振動数はオンログラムより求めたものであるが、平均波長は  $3.36\text{ m}$  となって燃焼筒長さ  $L=1.7\text{ m}$  の約2倍となり、両端開管の場合の基本振動数とよく一致している。

また低周波振動数は、この系のヘルムホルツの振動数で次式によって表わされる。

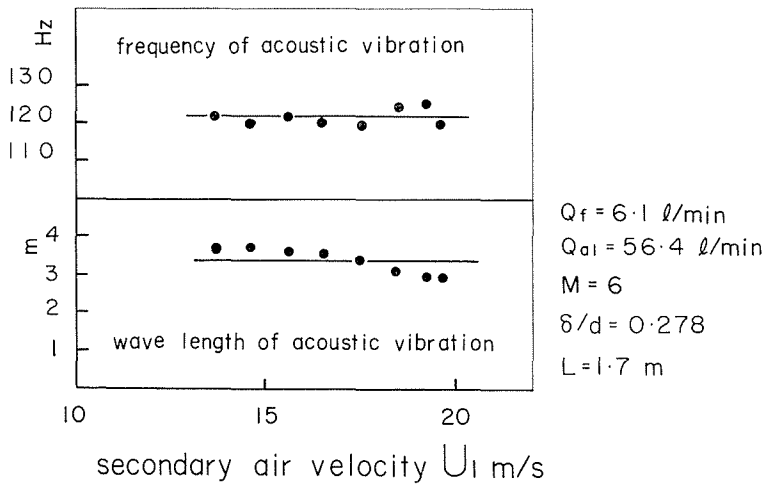


図-13 音響振動数およびその波長

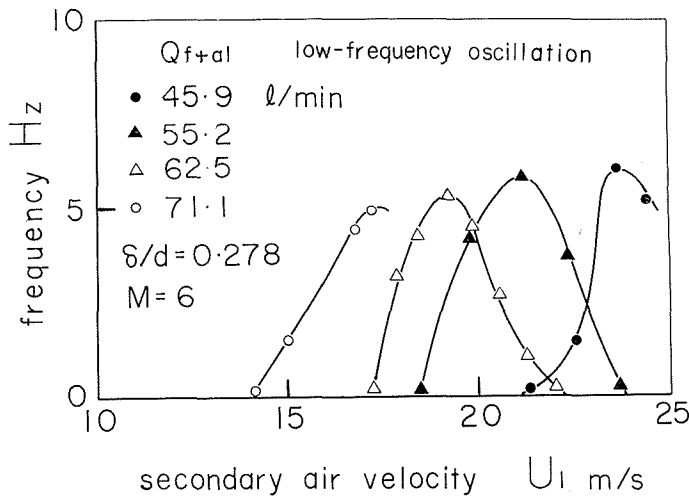


図-14 低周波振動数

$$\nu = \frac{u}{2\pi} \sqrt{\frac{\rho_0}{\rho_m} \frac{A}{LV_0}}$$

ただし

$\nu$ ; ヘルムホルツ振動数

$u$ ; 大気温度での音速

$\rho_0, \rho_m$ ; サージタンク内および燃焼筒内平均密度

$A$ ; 燃焼筒断面積

$V_0$ ; サージタンク容積

ここで近似的に  $\rho_m = \rho_0$  として計算すると  $\nu = 6.4 H_z$  となり、図-14 に示すオシログラムより求めた値とよく一致する。

#### 4. 振動燃焼の機構に対する考察

二次空気流速を増加させるにしたがってバーナ口上のある距離において、図-6 (b) の模型図で示したように火炎の吹切れを生じ、つぎに吹切れによる暗部が増加し、しまいにはバーナ口上火炎だけとなる。つまり低周波振動燃焼は、火炎の吹切れをきっかけとして発生するものと考えられる。

バーナ口上火炎となると、燃焼による気体の体積膨脹が少ないため燃焼筒内圧力は減少し、同時にバーナ管内圧力、サージタンク内圧力および二次空気流速が減少する。ついでバーナ口上火炎が着火源となり主燃焼火炎が伸びる。この燃焼によって気体の体積膨脹がおこり燃焼筒内圧力、バーナ管内圧力、サージタンク内圧力および二次空気流速が増加する。このようにして振動燃焼が維持されるものと考えられる。

以上のことより、低周波振動燃焼の主因は、二次空気流速増加による火炎の吹切れに伴う、二次空気流速変動および圧力変動によるものと思われる。

#### 5. 結 言

予混合火炎の振動燃焼、とくに低周波振動燃焼に対する基礎的研究を行ない、その結果はつぎのように要約される。

1) 二次空気流速をすだいに増加させていくと音響共鳴振動につづいて火炎の吹き切れが起こり、それと同時に低周波振動燃焼状態に入る。ただし、音響共鳴振動の開始点や、低周波振動が生ずるか否かは、混合比、バーナ管径および肉厚などにより異なる。

2) 低周波振動燃焼発生の主原因は火炎の吹切れに伴う二次空気流速変動および圧力変動によるものと考えられる。また、それが維持される機構はバーナ口上火炎を着火源とする未燃混合気への着火と吹切れとの繰り返しサイクルの形成にある。

3) 低周波振動燃焼時の振動波形(サイクル数)は音響共鳴振動の振幅が変動していることを示し、低周波振動は音響振動の振幅変調現象であるともいえる。このときの音響周波数は音響振動燃焼時のそれに一致している。

4) 低周波振動数の最大値は系のヘルムホルツ振動数とよく一致し、音響振動数は両端開管の場合の基本振動数に一致する。

5) 今後の問題として、本実験において測定された変動現象の定量化をはかるとともに、低周波振動燃焼の発生条件である火炎の吹切れの機構とそれに対する空燃比、燃料流量、バーナ管端形状寸法の影響を明らかにする必要がある。

なお、本研究を行なうにあたり、実験において学部学生新谷研二君の協力を得、図面の作製には当講座山根技官の助力を得たことに謝意を表する。

#### 参 考 文 献

- 1) 斎藤： 機械学会論文集, 31-221 (昭 40-1), p. 143.
- 2) A. G. Gaydon and H. G. Wolfhard: *Flames*, 2nd, ed. (1960), p. 161, Chapman and Hall
- 3) 松本： 機械学会論文集, 34-263 (昭 43-7), p. 1265.
- 4) 本研究室における未発表資料.