工業用管内燃焼器から発生する燃焼音の予測*

青木修一^{*1}, 桑 康孝^{*2}, 工藤一彦^{*3}

Numerical Estimation of Noise Emitted by Industrial Tube Burner

Syuichi AOKI^{*4}, Yasutaka KUME and Kazuhiko KUDO^{*1} Fundamental Research Department, Toho Gas Co., Ltd.
507-2 Shinpo-machi, Tokai-shi, Aichi, 476-8501 Japan

To estimate the noise emitted by a industrial tube burners (immersion tube burner and radiant tube burner), simulated and experimental analyses are carried out. Firstly, combustion noise is measured and the overall characteristic of noise is examined. Secondly, one-dimensional noise analysis programmed with a transfer matrix method is used. A lot of efforts have been made to analyze the noise from home use combustion device considering the temperature distribution inside the tube. In this study, the distribution of heat generation rate is taken into account to obtain sufficient accuracy for the noise at the exhaust tube outlet, in addition to the conventional temperature distribution. The distribution of heat generation rate is numerically analyzed considering the heat transfer at the inner and outer surface and the radiation at the outer surface of combustion tube. As a result, the theoretical results show relatively good agreement with the experimental results and the analytical method employed in this study has been confirmed to be practical for noise analysis of industrial tube burners.

Key Words: Noise, Combustion Oscillation, Burner, Transfer Matrix, Heat Generation Ratio

1. 緒 言

管内燃焼器からはしばしば共鳴音による騒音事例が報告され、問題となる場合がある。これは、機器類のコンパクト化、高負荷化への流れの中で、燃焼に伴う騒音、ひいては管内燃焼器の騒音が増加することに起因する。管内燃焼器の中でも比較的小形の家庭用燃焼器や大形の発電ボイラ等においてはこれまでに数多くの研究が報告されているが、中規模の工業用燃焼器については、あまり騒音研究開発事例がない。

しかし、工業等における作業環境の改善への動きから、工業用燃焼器の騒音低減のニーズが高くなってきている。従来では、送風機等のバーナ周辺機器がかなりの騒音を発生していたが、最近ではこれらから発生する騒音の低減が図られたこともあり、管内燃焼器から発生する騒音が問題として挙げられ、対策が求められることが多い。しかしながら、現状では試行錯誤的に

騒音低減の試みがなされる場合がほとんどであり低減対策手法として確立されたものはない。都市ガスを燃料とする実用的な管内燃焼機器としては、浸管バーナ(ITB)、ラジアントチューブバーナ(RTB)があり、間接加熱炉で利用されるものである。各バーナの形態は多様であるため、はん用的に利用できる基礎技術の確立が重要である。さらに燃焼器の騒音が問題となる場合、解析を行うために長期間を要するものでは現実的でなく、機器の開発者の抱える問題、現場で発生した課題の解決に即応できるものであることが要求される。

これまでの研究の中で燃焼器の騒音源となる管内における火炎から発生する騒音の大きさについては、Braggらの報告⁽¹⁾がある。また周波数特性については、Shivashankara⁽²⁾、小竹⁽³⁾らにより燃焼形態に特有の傾向について報告されている。これらを適用することにより入口音の予測が可能となり、燃焼機器内を伝ばする騒音の伝達関数を予測する技術を確認すれば、出口音の予測が可能になる。

本報では、主たる管内燃焼器であるITBとRTBから発生する騒音の予測技術の確立を目的とする。

* 原稿受付 2001年1月29日。

^{*1} 正員、東邦ガス(株)基盤技術研究部(☎476-8501 東海市新宝町507-2)。^{*2} 東邦ガス(株)基盤技術研究部。^{*3} 正員、北海道大学工学部(☎060-8628 札幌市北区北13西-8)。

E-mail: saoki@tohogas.co.jp

2. おもな記号

c : 音速	m/s
f : 周波数	Hz
j : 複素数	
k : 定数	$=2\pi f/c \text{ m}^{-1}$
l : 管長	m
p : 音圧	Pa
Q : 全熱入力量	W
Q_{ic} : 内壁面への対流伝熱量	W
Q_{in} : 流入による熱量	W
Q_{ir} : 内壁面への放射熱量	W
Q_h : 局所発熱量	W
Q_{oc} : 外壁面への対流伝熱量	W
Q_{or} : 外壁面への放射熱量	W
Q_{out} : 流出による熱流	W
Q_{wc} : 壁内の伝導熱量	W
q : 熱発生率	
S : 断面積	m^2
TF : 伝達関数	
u : 粒子速度	m/s
ρ : 密度	kg/m^3
ζ : 減衰率	

3. 実験装置, 測定装置

3.1 浸管バーナ(ITB) ITBの断面図を図1に示す。右側の太い部分が燃焼筒で、左側の細い部分が浸管部分である。また燃焼筒は、浸管との接合側が円

Fig. 1 Scheme of experimental apparatus

Fig. 2 Scheme of experimental apparatus

すい台状になっている。燃焼筒部分は内径 $\phi 70.6 \text{ mm}$ であり、浸管部分については内径 $\phi 27.6 \text{ mm}$ 、長さ 1, 2, 3 m の 3 種類を使用した。また燃料は都市ガス(13 A : 組成比 $\text{CH}_4 : \text{C}_2\text{H}_6 : \text{C}_3\text{H}_8 : \text{C}_4\text{H}_{10} = 88 : 6 : 4 : 2$)とし、運転条件は熱入力 12.8 kW(13 A 流量 1.0 m^3/h)、空気流量 14.2 m^3/h 、周囲雰囲気は常温とした。

3.2 ラジアントチューブバーナ(RTB) RTB にはさまざまな口径のものがあるが、本研究では広く利用されている“3 in タイプ”のものをを用いた。断面を図2に示す。本燃焼器は、供給された燃焼用エアと都市ガスがノズルから噴出し、内管内にて長炎を形成するものである。燃焼ガスは左端で折り返し、内管と外管のすきまを通り、右端より排気される。内管内径は $\phi 65 \text{ mm}$ 、外径 $\phi 75 \text{ mm}$ 、内管長さ 1.25 m である。一方、外管内径は $\phi 104 \text{ mm}$ 、外管長さ 1.3 m である。燃料は都市ガス(13 A)とし、定格運転条件は熱入力 15.6 kW(13 A 流量は 1.2 m^3/h)、空気流量は 17.1 m^3/h 、周囲雰囲気は常温とした。

3.3 測定方法 ITB, RTB の内管内および RTB の内管と外管のすきまの音圧・温度測定については、管に 100 mm 間隔でサンプリング孔を設け、管の中心軸上でこれらを測定した。音圧の測定には高温耐熱マイクロフォン形式 4182(B & K 社製)を用いた。ガス温度は、R 熱電対(線径 $\phi 0.2 \text{ mm}$)で管内中心を計測してふく射補正した。ガス温度の位置による変化の大きいバーナノズル下流付近においては、測定点を増やして測定した。音圧の測定システムを図3に示す。

燃焼器からの騒音は、排ガス出口端面から軸方向に 10 mm、半径方向 150 mm の地点において指向特性が $I \cos \theta$ のコンデンサマイクロフォン形式 3520(B & K 社製)を用い、無音響室内にて測定した。マイクロフォンの設置位置で燃焼排ガス流による風圧を直接受けることはないため、風切り音による影響はない。また測定した音圧は排ガス出口から三次元的に伝ばするものを測定していることを考慮して測定音圧から排ガ

Fig. 3 Measurement system

Table 1 Specification of anechoic room

Dimension	W4.5×D4.5×H3.5 m
Background noise	under 20 dB(A)
Exhaust equipment	50 m ³ /min

ス出口における音圧を算出した。実験に使用した無音響室の性能表を表1に示す。

4. 理論解析

4.1 伝達マトリックス 四端子定数を用いた伝達マトリックス法⁽⁴⁾により音響解析を行った。入口の音圧、粒子速度を p_1, u_1 同様に出口について、 p_2, u_2 とすると両者の関係は次のように表すことができる。

伝達マトリックス計算の際、音速を 300 m/s としたとき、解析周波数上限を 2 kHz とするため、音響解析の各要素の幅は 25 mm 以下となるように設定した。なお燃料は完全燃焼するものとし、燃焼ガスの諸物性(比熱、密度、熱伝導率、粘度)の温度依存データについては「CHEMKIN」⁽⁵⁾を引用した。

$$\begin{bmatrix} p_2 \\ u_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos kl + j\frac{\zeta}{2}\sin kl \\ -\frac{S}{4\rho c}\zeta\sin^2 kl + j\frac{S}{\rho c}\sin kl \\ \frac{\rho c}{S}\zeta + j\frac{\rho c}{S}\sin kl \\ \cos kl + j\frac{\zeta}{2}\sin kl \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_1 \\ u_1 \end{bmatrix} \quad \dots\dots\dots (1)$$

4.2 伝熱計算 燃焼器内管内における火炎は目視では長炎を形成しており、燃焼に伴う発熱が軸方向に分布しているものと思われる。そこで、内管内ガス温度と内管外壁面の温度を軸方向分布として整理した測定データから式(2)により管壁を通過する熱量 Q_w を求め、式(3)から軸方向に小分割した内管内の各空間における熱発生率 q を算出する。この軸方向の熱発生率分布の算出を行ううえで、内管内を通過する燃焼ガスを軸方向に分割した場合、各空間における熱バランスから次式を得る。なお算出の際、各空間における管内ガス温度は各空間の中心軸上の温度とした。

$$Q_{ic} + Q_{ir} = Q_{wc} = Q_{oc} + Q_{or} \quad \dots\dots\dots (2)$$

$$Q_h = Q_{out} + Q_{in} + Q_{ic} = q \cdot Q \quad \dots\dots\dots (3)$$

4.3 音響解析 管内の騒音解析を行うために、伝達マトリックス法を用いた騒音解析プログラムにより、管内の騒音発生率分布を考慮して伝達関数を算出する。この管内の騒音発生率分布の導出方法について

Fig. 4 Sound pressure level at inlet (ITB)

は以下のとおりである。

小竹⁽⁶⁾によると、燃焼騒音の音圧の変動は燃焼による熱発生率の変動に比例する。さらに小泉⁽⁷⁾は、燃焼に伴う音圧の変動と熱発生率との間に比例関係

$$\frac{\partial}{\partial t} \left[\frac{1}{c^2} \frac{\partial p'}{\partial t} \right] - \nabla^2 p = \frac{\partial}{\partial t} \left[\frac{q}{c_p T} \right] \quad \dots\dots\dots (4)$$

が成り立つ仮定のもとに、音圧の変動は熱発生率に比例するとする式(4)を導出した。このとき、管を軸方向に小分割したそれぞれの空間において騒音が発生し、各空間の振動位相が同一であると仮定した場合、管内軸方向の騒音発生率分布 $[q(x)p_l(f)]$ に比例し、出口における騒音 p_2 には以下の関係がある。

$$p_2(f) = \sum_{x=1}^l TF_x(f)p_x(f) = \sum_{x=1}^l TF_x(f)q(x)p_l(f) \quad \dots\dots\dots (5)$$

式(5)の右項についてはまず、管内 $l=x$ 地点における伝達関数 $p_2/p_x = TF(f)x$ は式(1)から求めるがこのときバーナノズル端面 ($x=0$) における境界条件が開端の場合 $p_1=0$ とし、閉端の場合 $u_2=0$ とする。次に $p_l(f)$ は管内の熱発生率の最も大きい地点における騒音値をその地点の局所熱発生率で除したものである。これらと熱発生率が最も大きい地点での音圧 p_1 と熱発生率分布 $q(x)$ の測定値と算出した伝達関数を用いて、出口音圧 p_2 を算出することができる。

5. 実験および解析結果

5.1 騒音源の周波数特性 ITBの管長さ、1, 2, 3 m の3条件について管内騒音スペクトルの測定結果を図4に示す。なおこのスペクトルは、周囲音の影響を少なくするため熱発生率の最も大きい地点において、高温用マイクロフォンの音圧測定用管をバーナ管内に挿入し測定した。図4より、浸管長によらず騒音レベルはほぼ同一であること、ならびに周波数減衰傾向はほぼ $1/f^3$ であることがわかる。熱発生率の最も

Fig. 5 Sound pressure level at inlet (RTB)

大きい部分における騒音解析が浸管長に依存しないことから、以降の音響解析は浸管長を1 mに固定して行った。

一方、図5はRTBの管内音圧を同様に測定した結果である。周波数減衰特性は測定結果からほぼ $1/f^2$ であった。熱発生率最大位置での500 Hz以上の周波数帯域における拡散火炎の減衰特性としてはこれまでの研究で、Shivashankaraら⁽¹⁾による $1/f^{2.5}$ や小竹⁽³⁾による $1/f^{2.3}$ などが報告されており、管内燃焼騒音についても、図4、5よりほぼ同様の傾向を示しているようすがわかる。

5.2 浸管バーナ(ITB) 伝達関数を算出するために必要な管内の温度分布とこれをもとに式(2)、(3)を用いて算出した管内における熱発生率分布を図6に示す。横軸は燃焼筒端面を起点に排ガス出口方向への位置である。これより、浸管内における熱発生はバーナカップ出口部分で局所的に高くなり、0.2~0.5 m付近にほとんど集中しているようすがわかる。

次に伝達関数を算出する。伝達関数算出のための入口側の境界位置はバーナノズル端とし、境界条件は局所音圧分布の測定結果から開端条件 $p=0$ とした。

また、バーナノズル端面までが音響解析の範囲としたのは、バーナノズルの部分において、本研究で音響解析を行った領域とその上流部分に位置する供給系との音響的特性が絶たれ⁽⁸⁾ているためと考えられるからである。

図4の発熱量分布最大位置における音圧スペクトルの測定結果から求めた $p_l(f)$ と伝達関数を式(5)に代入して出口における騒音を算出した結果を図7に示す。

これより、騒音解析結果の騒音値は、共振周波数以外については実験値と比較的一致するものの、高周波数領域、ならびに共振周波数の先鋭部分では実験値より大きくなった。一方、共振周波数については、ほぼ

Fig. 6 Profile of gas temperature, Q_h

Fig. 7 Calculated S. P. L. (ITB)

Fig. 8 Sound pressure level at outlet (exp.)

実験値と一致し、共振周波数の精度誤差については最大5%であった。以上の図7の結果から、ITBから発生する騒音は、管内における気柱共鳴現象が支配的であることが確認された。

5.3 ラジアントチューブバーナ(RTB) RTBから発生する騒音を測定し、騒音のメカニズムを調査した。はじめに出口付近において測定した騒音レベルの周波数解析結果を図8に示す。バーナの周辺補機が原因と思われる約1.2 kHzを除くと、五つの周波数

ピークが確認できる。これらはおおむね定数倍となっていることから、RTB 内で気柱共鳴が発生していると考えられる。発生源を調査するためピーク周波数のうち、低周波側から 318.2, 786.8, 1056.2 Hz(それぞれ $n=1, 2, 3$ とする)の 3 周波数に注目し、内管軸方向における周波数成分の局所音圧分布を調査した。測定結果を図 9 に示す。なお、図 9 の横軸に関し内管の下端は、0.05 m、バーナノズル端面は、1.15 m である。

内管下端ならびにバーナノズル端における局所音圧は、いずれの周波数においても高いことがわかる。また、図 9 において、318.2 Hz では管内における局所音圧が極小となる地点が 1 箇所であるのに対し、786.8 Hz では 2 箇所、1056.2 Hz では 3 箇所となっている。一方、図 8 に示すピーク以外の周波数領域や、内管と外管のすきまにおけるピーク周波数における局所音圧分布を調査したが、このような特徴的な現象は確認できなかった。以上の結果から、内管内においては、気柱共鳴現象が生じていると考えられる。内管内の局所音圧分布のようすから、内管の両端を閉端条件とした場合の燃焼器から発生する騒音を式(5)を用いて算出することとし、測定結果と比較することとした。

ここで、図 9 のとおり内管の両端における音圧が高くなり、閉端条件となった原因を考察する。まず内管

Fig. 9 Local S. P. L. in inner tube

Fig. 10 Profile of gas temperature, Q_h

の下端(図 9 の左端)については、局所音圧分布の音圧極大の位置から外管内壁面が定在波の閉端の位置になっているものと考えられる。一方、内管上端においては、ノズルが局所音圧分布から閉端の位置にある。先の ITB ではノズルの境界条件は開端であった。ここで両者のノズルの形状を比較すると、RTB はノズルの流入口が小さいため、閉端の特性を示したものと考えられる。局所音圧分布の測定結果から RTB より発生する燃焼騒音は、内管の気柱共鳴現象が原因であることがわかった。また、内管以降の内管と外管のすきま等のバーナ構造は、発生する気柱共鳴のピーク周波数を決定する主たる要因となっていない。

図 10 は、測定した温度データをもとに式(2)、(3)から燃焼器内管内の発熱量分布を算出した結果を示したものである。ITB では、バーナカップ内で約 9 割の発熱量割合があるのに対し、バーナカップがない RTB では、ノズルから下流 0.2 m までの間で約 7 割の燃料が燃焼している。また、わずかな値ではあるが発熱量が内管内の広域に分布しているようすも確認できる。

図 5 の燃焼器内の熱発生率最大位置での音圧 $p_1(f)$ 、図 10 の発熱量分布 $q(x)$ 、内管形状と温度分布を代入し算出した式(1)の伝達関数 TF を式(5)に代入してバーナからの出口音 p_2 を算出した。測定結果との比較を図 11 に示す。ピーク周波数に着目すると、 $n=2$ の 786.8 Hz では、実験と解析結果に約 50 Hz(約 6%)の差が生じているが、その他の $n=1, 3, 4, 5$ においては比較的よく一致している。以上の図 9, 11 の結果から、RTB から発生する騒音は、内管内における気柱共鳴現象が支配的であることが確認された。

図 11 の解析結果では、ピーク周波数は測定結果とほぼ一致するものの、音圧レベルについては大きな違いが生じており予測精度が不十分である。そこで、出口音の算出において燃焼騒音が音源から騒音測定点に到達するまでに減衰する音圧エネルギーを考慮するた

Fig. 11 Calculated S. P. L. (RTB)

Fig. 12 Calculated S. P. L. (RTB)

Fig. 13 Attenuation of Sound Pressure level

Fig. 14 Calculated S. P. L. with Decrement

め式(1)中における減衰率 ζ を図11における解析と測定結果から算定することとした。図12は、RTBから発生する騒音算出の際考慮する減衰率を変化させたものである。減衰率 ζ の増加とともに特に共振周波数付近における騒音値の減少傾向が著しい。

算定した減衰率を図13に示す。この減衰率の値については、これまでに0.01~0.02⁽⁹⁾などが報告されており、1.2 kHzまでの低周波においては、ほぼ妥当な値である。しかし1.2 kHz以上では一次関数的に減衰率が上昇する結果となった。

図14は、減衰率の算定に用いた解析結果と実験との比較である。減衰率を考慮する方法を用いることにより、音圧レベルの差は60 dB(A)以上から4 dB(A)

程度と小さくすることができる。

以上実験を行わずにCFDにより燃焼器内の熱・流体場の予測解析を実施し、その結果求められた管内ガス温度分布を本研究の手法に適用することにより共振周波数については求めることが可能であることが示された。本研究の目的は、低減策を迅速に施すために騒音を予測することであり、低減策を施すためには共振周波数を把握することが最も重要である。例えば、燃焼器の製作前に共振周波数を予測することで、発生が予想される騒音に有効な低減対策を燃焼器製作の早い段階から講じることができる。本手法は、本研究で取り上げたバーナの共振周波数を算出し、迅速な低減策を施すツールとして有用である。

一方で燃焼騒音が音源から騒音測定点に到達するまでの減衰率の算定には、空間と構造体のおおのの伝ば経路について燃焼器固有の減衰特性を把握していく必要があり、今後の課題である。

6. 結 言

工業用管内燃焼器において、温度場の測定結果から熱発生率分布を予測し、伝達関数を算出した。この伝達関数と入口音を用いて出口音を算出し、出口音の実験結果と比較した。その結果、

(1) 管内で発生する入口音(燃焼音)は、500 Hz以上の周波数においてITBではほぼ $1/f^3$ を、またRTBでは、 $1/f^2$ の周波数減衰特性を示した。これはこれまでに報告されている燃焼騒音の測定結果の文献値と比較しても妥当な結果である。

(2) ITBのバーナカップ内における噴出孔からのエアおよびガスの流入により流れが非常に複雑となるため、音響解析部分の音響特性はバーナカップを境に、供給管と音響特性が断たれてしまった状態にあることが実験と計算の結果から確認された。

(3) RTBから発生する燃焼騒音は、内管の気柱共鳴現象が原因であり、内管以降のバーナ構造は、発生する気柱共鳴のピーク周波数を決定する主たる要因となっていない。

(4) RTBの気柱共鳴現象では、内管の両端の境界条件が閉端となっていることが明らかとなった。下端においては、内管下部の外管内壁面が閉端位置となった。バーナノズル付近の気流の乱れと気柱共鳴の境界条件の関係を定量的に判断できる基準作成が今後の課題である。

(5) 本手法により、ITB、RTBの共振周波数が予測が可能であり、騒音発生点から出口まで騒音が伝ばする際の減衰率を仮定すると出口音圧スペクトルが

測定値とほぼ一致する。

文 献

- (1) Bragg, S., *J. Inst. Fuel*, **36** (1963), 12.
- (2) Shivashankara, ほか 3 名, *Acta Astronaut.* (1974), 985 992.
- (3) 小竹進, 械論, **30** 216, B(1964), 995 1001.
- (4) 五十嵐壽一, *Rep. Aeronaut. Inst.*, No. 339 (1958).
- (5) Kee, R. J., ほか 4 名, *Sandia Rep.*, SAND 89 8009 B (1991).
- (6) 小竹進, 高圧ガス, **16** (1979), 499 506.
- (7) 小泉睦男; *Waseda Univ. Rep.*, (1978), 7 21, 41 52, 75 84.
- (8) 竹野忠夫, 燃料協会誌, **50** (1971), 785 790.
- (9) 藤川猛, *Jpn. Burner Inst. Rep.*, (1997), 1 6.