UDC 662.95:628.517.2

ラジアントチューブバーナの騒音とその 対策について

奥村 道利* 矢野 純一*

Noise of Radiant Tube Burner and its Control

Michitoshi Okumura and Junichi Yano

Synopsis

Noise of radiant tube burner has been recently regarded as public nuisance. At first, noise nature and cause of noise emission were examined by sound level meter.

As a result, it was found that it is low frequency with 50 to 500 Hz and sound pressure level is 110 to 120 dB at 50 cm apart from exhaust gas outlet, and the cause chiefly came from resonance which occurs along longitudinal direction of tube.

Secondly, experiments were made on silencers to control the noise. As a result, it turned out that multistage expansions type and resonator type silencers are effective and the former can reduce the noise to 90~100 dB by insertion loss of 20 dB and the latter can to 85~95 dB by insertion loss of 25 dB.

1. は し が き

近年とくに公害問題が論議されてきたが工業炉も種の公害源をもっていることから、その中の一つのラジアントチューブバーナの騒音とその対策について調査、実験を行なった。

このバーナはパイプの中で燃焼させているために、バーナだけの騒音は 90dB 程度であるにもかかわらず、ラジアントチューブバーナとしての騒音は120dBにも達している。この原因はまずパイプの中での共鳴が考えられ、本実験ではそれを調べるため管長などを变化させて騒音の周波数分析を行なった。

つぎにその対策として、耐火断熱レンガを用いた消音器や共鳴型消音器などを試作し、その効果を調べた。

2. 騒音に関する基礎知識

音波とは、弾性体を弾性振動が伝わる波動で、その振動数が人間の可聴域にあるものをいうが、その範囲は 20~20,000Hz とされている。つまり音が出ているときの多くの場合は音源となる振動体があって、その振動数が上記の範囲にあるのである。

以下音に関する基礎的なことがらについて説明する。

2.1 音圧レベル (dB)

空気中においては、その場所における大気圧が変化することによって音波として伝わっていく。音圧とはその圧力の交流的な変化分のことである。ただわれわれが聞き得るのは、だいたい $2 \times 10^{-5} \sim 60 \text{ N (ニュートン)}/\text{m}^2$ であるため実用上不便である。そこで対数表示の dB が使われる。これが音圧レベル SPL である。

昭和48年2月3日受付

*大同製鋼㈱高蔵製作所工業炉設計部

Fig. 4. Sound pressure level vs. flow rate of butane at radiant tube burner of straight type.

す。(ただし値は、管長が2.5, 3.0, 3.5, 6.0mの時の平均である。)

これらのグラフからガス量を増加させれば騒音も大きくなっていることがわかる。その割合は、U字管の場合 1.9~2.5 Nm^3/H の増加に対して 8 dB, 2.5 ~ 3.2 Nm^3/H に対して 4 dB であり、直管の場合はそれぞれ 4 dB, 1 dB となっている。

4.2 騒音に及ぼす管径の影響

管径と騒音の関係について、U字管の場合を Fig. 5 に、直管の場合を Fig. 6 に示す。(ただし値は種々

Fig. 5. Sound pressure level vs. diameter of tube at radiant tube burner of U-type.

Fig. 6. Sound pressure level vs. diameter of tube at radiant tube burner of straight type.

の管長の平均である。)

とくに直管の場合には、管径が大きくなると逆に騒音は小さくなっている。このことは、同じ燃焼量でも管径が小さいと火炎面の振動が大きくなること、つまり音のエネルギー密度が大きくなることを示している。

4.3 騒音の周波数特性に及ぼす管長の影響

騒音の 1/3 オクターブ分析値を Fig. 7 に示す。50~500Hz の低周波数騒音であり、比較的鋭いピークを持っている。このピークは Fig. 7 の例にも見られるように一つだけでなく二つ以上存在している場合が多く、管長によってそのピーク周波数が移動していた。そこでその様子を示すのが Fig. 8 および 9 である。Fig. 8 には、U字管について管径、ガス量のおおのの平均を第一ピーク、第二ピーク、第三ピークに分けて表わした。Fig. 9 は直管についての同様なグラフである。計算値については後で述べる。

管長が長くなるとピーク周波数は低周波の方へ移動している。そしてピーク周波数間の比はだいたい一定しており、たとえば直管の第一ピークと第二ピークの周波数の比はほぼ 1:3 である。

この騒音について理論的にはつぎのように考えられる。

Fig. 7. 1/3 Octave analysis of radiant tube burner noise.

Fig. 8. Change of peak frequency vs. length of tube and calculation curve at U-type tube.

Fig. 9. Change of peak frequency vs. length of tube and calculated curve at straight type tube.

ラジアントチューブバーナは Fig. 10 に示すよう

Fig. 10. Equivalent acoustic tube at radiant tube.

な一つの音響管である。ここで入口での音圧を P_1 、体積速度を U_1 、出口では音圧を P_2 、体積速度を U_2 とするとつぎの式が成り立つ。

$$\begin{bmatrix} P_1 \\ U_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos kl, & j \frac{\rho c}{S} \sin kl \\ j \frac{S}{\rho c} \sin kl, & \cos kl \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P_2 \\ U_2 \end{bmatrix}$$

$$= \begin{bmatrix} A & B \\ C & D \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P_2 \\ U_2 \end{bmatrix} \quad (1)$$

ただし、 k : 波数 = $\frac{2\pi}{\text{波長 } \lambda}$

l : 管の長さ

S : 管の断面積

また体積速度とは粒子速度と管の断面積との積で表されるものである。そして出口が開放であるので $P_2=0$ とすることができる。これを使えば(1)式は、 U_1 が与えられた時となる。

$$U_2 = \frac{U_1}{D} = \frac{U_1}{\cos kl} \quad (2)$$

P_1 が与えられた時、

$$U_2 = \frac{P_1}{B} = \frac{P_1}{j \frac{\rho c}{S} \sin kl} \quad \dots\dots\dots (3)$$

となる。

ここで出口から放射される音のエネルギー W は R を放射抵抗とすると

$$W = |U_2|^2 R \quad \dots\dots\dots (4)$$

である。つまり U_2 が最大になれば音のエネルギーも最大になり、そこで共鳴を起こすことがわかる。

ラジアントチューブバーナの場合は音源付近が閉じられており内部抵抗が高いため、定速度音源つまり U_1 が与えられると考えられる。すなわち(2)式で U_2 が最大になる点で共鳴を起こす。

$\cos kl=0$ から

$$kl = (2m+1) \frac{\pi}{2} \quad (m=0, 1, \dots\dots) \quad \lambda = \frac{4}{(2m+1)} l$$

従って周波数 f は、

$$f = \frac{(2m+1)}{4l} c \quad (\text{Hz}) \quad (5)$$

この時に U_2 は無限大となり共鳴を起こす。Fig. 11 は体積速度の分布状態を示す。要するに管長が長くな

Fig. 11. Distribution of volume velocity at constant velocity source.

れば共鳴の波長も長くなり、したがって周波数は低周波側に移動し、またそのピーク周波数の比は $1:3:5 \dots\dots$ となり、実験結果が説明される。(5)式を用いて各管長におけるピーク周波数を計算した値を Fig. 8 および Fig. 9 の計算値として表わした。

ただし、管長における開口端の補正²⁾ ($4l=0.3 \times$ 管径) は小さいので無視した。また音速 c については、排ガスの温度が 450°C 前後だったことから 600m/sec とした。これを見ると、直管の場合は割合よく合っており、U字管についても曲線のこう配の様子はデータと一致している。つまりラジアントチューブバーナの騒音はこのような管の長手方向に対する共鳴であることがわかる。U字管の場合、ピーク周波数が一致していないのは管長の取り方に問題があると思われる。

5. 消音器実験の結果と考察

ラジアントチューブバーナの騒音防止の方法としては、騒音が高温排気ガスを伴っているため特殊な消音器の開発がとくに必要と考えられる。一般に消音器の構造としては大きく分けて、吸音型、膨脹型、共鳴型があるが、この中で吸音材を用いる吸音型は、吸音材の吸音特性より低周波騒音には適当ではないことが知られているため³⁾、膨脹型と共鳴型の消音器について、試作実験を行なった。

5.1 耐火物サイレンサ

膨脹型消音器は管路の途中に拡大室を作るものであるが、これだと実用上大きくなりすぎ、また実際の消音量も 10dB 程度で少なかった。そこで Fig. 12 のような耐火断熱レンガを用いて、ラジアントチューブの管内に拡大、縮小室を作った。この効果を各種のラジアントチューブに対して調べた。

Fig. 12. Silencers made of insulating fire brick.

Fig. 13 はU字管, 径140mm, 管長2.6m

Fig. 14 は直管, 径140mm, 管長2.5m

Fig. 15 はU字管, 径178mm, 管長3.0m

の場合での結果である。

(1) 消音量は最大 20dB 程度を示しており, 縮小拡大の室を増やし, 多段になるにつれて効果は大きくなっている。ただ圧力損失などの問題から実際には5段階程度が限度である。

(2) 140φ のU字管, 直管ともに, サイレンサを管端に取り付けた方が大きい消音量を示し, ピーク周波数は低周波数の方へ移動している。ところが, 178φ のU字管ではサイレンサを管内の中央部付近に押し込む

Fig. 13. Change of noise by silencer treatment at U-type burner: diameter 140mm, length 2.6m.

Fig. 14. Change of noise by silencer treatment at straight type burner: diameter 140mm, length 2.5m.

Fig. 15. Change of noise by silencer treatment at U-type burner: diameter 178mm, length 3m.

Fig. 16. Calculation by insertion loss theory at equivalent tube the length of which is 1.5m.

方が大きい消音量を示している。

膨脹型消音器の効果について理論的にはつぎのように考えられる。

各音響管の長さを l_i 、断面積を S_i とすると、入口、出口での音圧、体積速度は(1)式からつぎのように表わされる。

$$\begin{bmatrix} P_1 \\ U_1 \end{bmatrix} = \left\{ \prod_{i=1}^n \begin{bmatrix} \cos kl_i & j \frac{\rho c}{S} \sin kl_i \\ j \frac{S}{\rho c} \sin kl_i & \cos kl_i \end{bmatrix} \right\} \begin{bmatrix} P_2 \\ U_2 \end{bmatrix}$$

$$= \begin{bmatrix} A & B \\ C & D \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P_2 \\ U_2 \end{bmatrix} \quad (6)$$

ここで消音器取り付け前を

$$\begin{bmatrix} P_1 \\ U_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A' & B' \\ C' & D' \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P'_2 \\ U'_2 \end{bmatrix}$$

とすれば、消音器取り付け前の出口での体積速度 U'_2 は

Fig. 17. Calculation by insertion loss theory at equivalent tube the length of which is 2.37m.

Fig. 18. Calculation by insertion loss theory at equivalent tube the length of which is 1.9m.

$$U'_2 = \frac{U_1}{D'}$$

となる。すると消音効果 L は(4)式から

$$L = 20 \log_{10} \left| \frac{D}{D'} \right| \quad (7)$$

つまり(7)式を計算すればよい。

140φ U字管 2.6m の場合、ピーク周波数が100Hz なので等価管長を(5)式から1.5mとして計算した。ただし音速は 600m/sec とした。140φ 直管, 178φ U字管は、同様に等価管長を 2.37m, 1.9m とし て計算した。これらをそれぞれ Fig. 16, 17, 18 に示す。

計算値はエネルギーの損失などを無視しているの
で、共鳴周波数では音圧レベルが無限大になっ
ている。このため定量的な実験結果との比較は
できないが、耐火物サイレンサを管端に取り付
ければピーク周波数が低周波の方へ移動する
傾向は、140φ 管の場合の実験とよく一致し、
多段にすれば音圧レベルが下がることも計算
結果から導かれる。

178φ 管の実験結果に対してはむしろ逆の傾
向を示している。この原因の一つには、178φ
の管では、縮小比、拡大比が大きいため、各
室がそれぞれ独立した音響管として作用して
いることが考えられるが、140φ の場合の
拡大面積比 = 6.4, 178φ の場合の拡大

面積比 = 10.5 とそれほどの差がないため、
このことは今後の問題として残っている。

5.2 共鳴型サイレンサ

ラジアントチューブバーナの騒音の原因は、
おもに共鳴によるものであるため、その消音
も Fig. 19 の

Fig. 19. Silencer of resonator type.

Fig. 20. Change of noise by resonator type silencer treatment at U-type burner: diameter 140mm, length 2.6m.

Fig. 21. Change of noise by resonator type silencer at straight burner: diameter 140mm, length 2.5m.

Fig. 22. Sound reduction by silencer treatment and calculated curve.

ような共鳴型サイレンサで行なえば効果的な減音特性が得られる。この型の透過損失 TL はつぎの式で与えられている⁴⁾。

$$TL = 10 \log_{10} \left[1 + \left\{ \frac{1}{2S} \sqrt{\frac{Vn\pi a^2}{(l+1.6a)}} \right\}^2 \right] \quad (8)$$

ただし、 f : 周波数 (Hz)

$$f_r = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{n\pi a^2}{V(l+1.6a)}} \quad (Hz)$$

c : 音速 (m/sec)

n : 穴の数

a : 穴の半径 (m)

l : 穴の長さ (m)

S : 管路の断面積 (m^2)

そこで共鳴器を二つ持った二段式共鳴型消音器を試作し、その効果を調べた。おのおの共鳴周波数は 90Hz と 270Hz になるように設計した。Fig. 20 に U 字管 140φ, 2.6m の結果を Fig. 21 に直管 140φ, 2.5m の結果を示す。また、Fig. 22 に消音量と(8)式からの計算値を示す。だいたい消音器の共鳴周波数付近で消音量が大きくなっている。

このように共鳴型を用いると 25dB 程度の消音量が得られた。

6. あとがき

消音器実験の結果、ラジアントチューブバーナ騒音は、耐火物サイレンサを使用した場合は 90~100dB 程度、共鳴型サイレンサを使用した場合は 85~95dB 程度に下げることが可能となった。またこの値は排気口から 50cm の位置で、しかも騒音計の C 特性で

測定されたということを考えれば、実際上の騒音レベルとしては、もっと低くなっていく。

まず、距離減衰についてはつぎのような式がある。

$$SPL = SPL_0 - 20 \log_{10} \frac{r}{r_0} \quad (dB)$$

ただし $\left\{ \begin{array}{l} SPL_0 : \text{音源から } r_0 \text{ 離れた点での音} \\ \text{圧レベル} \\ SPL : \text{音源から } r \text{ 離れた点での音} \\ \text{圧レベル} \end{array} \right.$

これはたとえば 3m に離れれば約 15dB 下がることを示している。

つぎに一般的な騒音の評価や、法規関係は A 特性で測定するのが通例である。そしてラジアントチューブバーナ騒音のピーク周波数である 50~200Hz は C 特性との差が 10dB 以上ある。つまり、A 特性で測定すれば実験結果より 10dB 以上低くなるということである。

以上のことから、実際面ではだいたい 15+10=25 dB を差し引いて考えてよいことがわかる。すなわち、消音器を取り付けた場合、ラジアントチューブバーナ騒音は、数 m 離れると消音器が耐火物の場合は、75ホン(A)、共鳴型の場合は、70ホン(A)以下になり、両者とも一応騒音問題は解決できることになる。

(文 献)

- 1) 福田, 奥田: 騒音対策と消音設計, (1967), 149
- 2) 小橋: 音と音波, (1969), 104
- 3) 日本音響材料協会: 騒音対策ハンドブック, (1966), 399
- 4) 福田, 奥田: 騒音対策と消音設計, (1967), 205