

# 工場の防音・換気に関する研究 (その1)

—排気口の通気・遮音設計法について—

真藤利孝 西岡利晃  
縄岡好人

## A Study on Noise and Ventilation Control for Factory Buildings (Part 1)

—Design of Monitor Roof—

Toshitaka Shindo Toshiaki Nishioka  
Yoshihito Nawaoka

### Abstract

In designing a natural ventilation system for a factory building with large heat and noise sources, problems of removing surplus heat from the building and reducing loud noises from the plant must be resolved simultaneously. Inlet and/or outlet openings such as monitors are required to have shapes satisfying the requirements for both a sufficient air flow rate and good sound insulation, although one is often incompatible with the other. In order to achieve ventilation and control noise at the same time, tests for measuring coefficients of drag and attenuations on models of roof monitors were carried out. By means of the results obtained, the authors calculated the ventilation and sound insulation of a two-dimensional model of an industrial building, and prepared a chart for estimating ventilation and sound insulation.

### 概 要

大きな熱源と騒音源をもった工場で自然換気を行なう場合、排熱と防音の二つの機能をもたさねばならず、モニター等の給排気口は通気と遮音という本来矛盾する性能が要求される。自然換気に用いられる給排気口は、遮音特性にすぐれ、流体抵抗の少ない形式のものが必要である。遮音設計と換気設計が同時に行なえるように、防音型排気口(モニター)の流体抵抗係数と遮音特性を模型実験により求めた。排気口の種類は、各部の寸法により三つのタイプを取り上げ、各タイプで曲り部分の重なるの有無を変化させた。流体抵抗に関しては、棟方向長さの変化を与え、音響的には、吸音材の有無を加えた。これらの結果を用いて、工場建家の二次元的なモデルで換気性能と遮音特性を計算し、両特性が同時に評価できるチャートを作成した。

### 1. はじめに

大きな熱源と騒音源をもつ工場では、排熱と防音という互いに矛盾する要求を満たさなければならない。建家内に発生した多量の熱を排除するためには、大きな開口を設け、多量の換気を促す必要がある。一方、騒音が外部へ漏洩するのを防ぐためには、建家はできるだけ気密であることが望ましい。従来、この種の工場では、作業域の温度上昇をできるだけ低くおさえるために、多量の換気が必要であり、自然換気方式が多く採用された。自然換気では、換気の駆動力が大きくないので、給排気開口をできるだけ大きく取り、流体抵抗もできるだけ小さな形式のものをを用いてきた。大きな熱源のある工場では

同時に大きな騒音の発生を伴うことが多く、防音に対する配慮も不可欠である。近年はとくに騒音公害の問題から、騒音対策が優先されるようになり、防音型の給排気口の採用が必須になりつつある。自然換気に用いられる給排気口で、騒音特性と通気特性の両方のデータを完備したものは非常に少なく、最近給気口に関し両特性の測定が行なわれるようになってきた<sup>1)</sup>。排気口(モニター等)に関しては、通気特性が判明している例で騒音特性を測って用いるか、遮音特性を向上させた例で通気特性を、従来のものから類推して与えて用いる場合が多い。後者の場合、抵抗係数を過大に見積り勝ちで、自然換気では排熱と防音が両立しないという結果になることも少なくない。この研究は、防音型給排気口の遮音、通気の



R<sub>0</sub> 数による装置容量の計算結果を表一に示す。  
10<sup>3</sup> < R<sub>0</sub> < 10<sup>5</sup> の広い範囲を満たす送風機が存在しないので大小二つの送風機を用い弁の切り換えによった。流量が小さいわりには必要静圧が大きいタイプが必要であり表二に示すものを選んだ。

	風量 (m <sup>3</sup> /m)	静圧 (mmAq)	電力 (W)	使用電圧 (V)
送風機 小	0.3	280	65	100
送風機 大	0.9	450	330	100

表二 送風機の容量 (定格値)

2.1.3. 流量測定装置と流量の計算 流量測定装置の系統図を図一に示す。ベルヌイの定理と連続則を用いて流量の計算式は式(4)となる。

$$Q = S_1 \sqrt{\frac{2g}{\gamma} \cdot \frac{4P}{(S_1/S_2)^2 - 1}} \quad \dots\dots(4)$$

4P: P<sub>1</sub> - P<sub>2</sub>

Q: 流量 (m<sup>3</sup>/s)

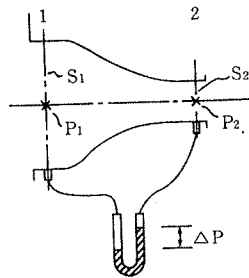
P<sub>1</sub>: 1 の静圧 (mmAq)

P<sub>2</sub>: 2 の静圧 (mmAq)

S<sub>1</sub>: 1 の面積 (m<sup>2</sup>)

S<sub>2</sub>: 2 の面積 (m<sup>2</sup>)

他は前出。



図一 流量測定装置

2.1.4. 実験模型 模型は、遮風板のついた最も一般的な形状の、棟に設置するモニターで、室内側に音の反射板を設けた。各部の寸法により三つのタイプを選び、それぞれのタイプで曲り部の重なりの有無を比較できるようにした。模型の詳細を図三に示す。

2.2. 実験結果

2.2.1. 予備実験：装置の気密テスト 装置全体の気密性を検討するため、模型設置用の開口を密封し、装置内外に圧力差を与えて、その時の流量を測定した。結果を図五に示す。実測結果を最小二乗法で近似して求めた気密性の実験式は式(5)となる。

$$4Q = 0.1974 4P_0^{0.8381} \quad \dots\dots(5)$$

4Q: 装置の漏洩空気量 (m<sup>3</sup>/h)

4P<sub>0</sub>: 装置の内外圧力差 (mmAq)

実験時の最大圧力差は約 4P<sub>0</sub> = 75.1 mmAq, この時系の流量 Q = 351.61 m<sup>3</sup>/h, 洩れ量は式(5)より 4Q = 7.36 m<sup>3</sup>/h 漏洩量は約 2.1% でほとんど無視できる。

2.2.2. 抵抗係数 容量の異なる 2 台の送風機と切り換え弁を用いて R<sub>0</sub> 数が 10<sup>3</sup> ~ 10<sup>5</sup> の範囲に均一に分布するように流量を設定して測定を行なった。

流量 Q と模型前後の圧力差 4P を求め、これらを用いて式(6)より抵抗係数 ζ を求める。

$$\zeta = \frac{4P}{\gamma \cdot \left(\frac{Q}{A}\right)^2} \quad \dots\dots(6)$$

このとき R<sub>0</sub> 数は式(7)となる。

$$R_0 = \frac{V \cdot D}{\nu} = \frac{2Q}{(L+d)\nu} \quad \dots\dots(7)$$

ただし,

$$A = L \times d$$

L, d; 模型の開口の辺の長さ (m)。圧力損失係数の基礎に取る開口で本実験では、表三のごとくなる。

	模型 1, 2	模型 3, 4	模型 5, 6
L: 長 辺 (m)	0.200	0.200	0.200
d: 短 辺 (m)	0.010	0.015	0.013
A: 面 積 (m <sup>2</sup> )	0.0020	0.0030	0.0026
S: 周 長 (m)	0.420	0.423	0.426

表三 模型の開口の寸法

R<sub>0</sub> 数で表わしたときの測定結果を図六に示す。図中の模型に示した矢印の方向を順流とし、逆流の場合も測定した。模型 5, 6 では、棟方向の長さ L を 1/2, 1/4 にした場合も測定し、棟方向の長さを変化した場合の抵抗係数も求めた。

2.3. 考 察

2.3.1. 形状による抵抗係数と圧力損失の比較 実験の R<sub>0</sub> 数の範囲は、模型 1 の実験が最も狭く約 4 × 10<sup>3</sup> ~ 1.5 × 10<sup>4</sup>, 模型 4 が最も広く 1.5 × 10<sup>3</sup> ~ 1.5 × 10<sup>4</sup> であった。抵抗係数は R<sub>0</sub> 数が 9.0 × 10<sup>3</sup> より大きいところで一定になったと見ることが出来る。この一定になった値を抵抗係数として採用する。結果を表四に示す。

模型 No	5				6					
	1	2	3	4	L	L/2	L/4			
順 流	9.0	10.2	13.5	14.5	11.8	9.0	7.3	12.6	9.6	7.5
逆 流	8.6	7.3	11.8	13.3	9.8	-	-	10.8	-	-

表四 抵抗係数 ζ

排気口での圧力損失は、抵抗係数と基準の開口面積とにより決まり、その比は、かぶりのない模型 1, 3, 5 で比較すると式(8)のごとくなる。

$$4P_1 : 4P_3 : 4P_5 = (\zeta_1/A_1^2) : (\zeta_3/A_3^2) : (\zeta_5/A_5^2) \quad \dots\dots(8)$$

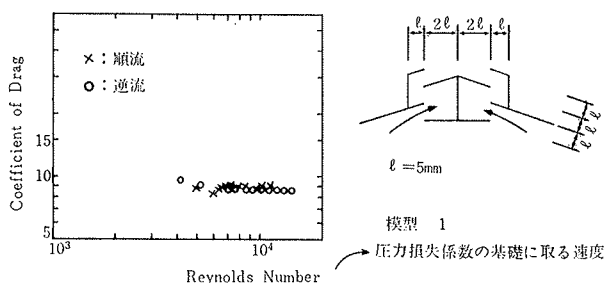


図-6-1 模型1の抵抗係数

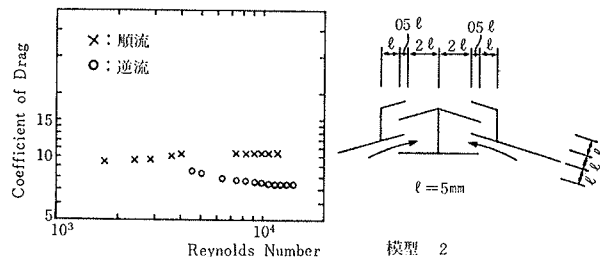


図-6-2 模型2の抵抗係数

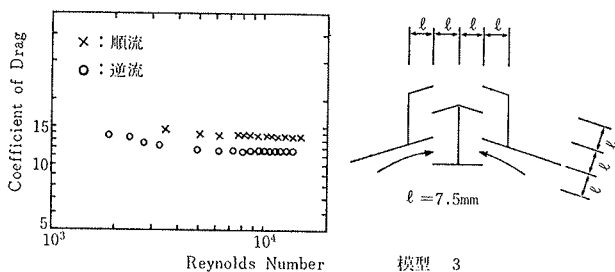


図-6-3 模型3の抵抗係数

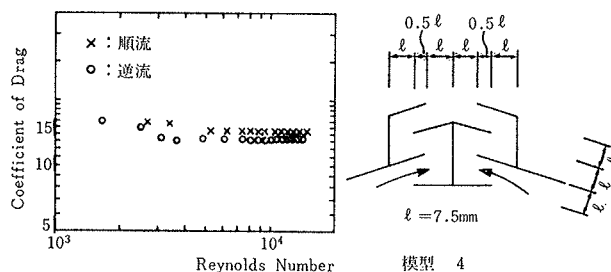


図-6-4 模型4の抵抗係数

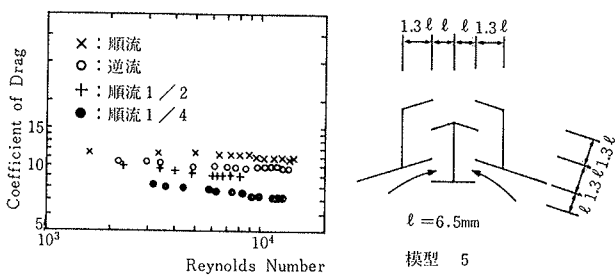


図-6-5 模型5の抵抗係数

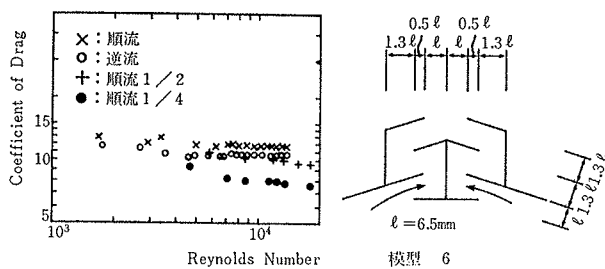


図-6-6 模型6の抵抗係数

$4P$ : 排気口での圧力損失 (mmAq)

$A$ : 排気口の基準開口の面積 ( $m^2$ )

$\zeta$ : 排気口の抵抗係数, 添字は模型の番号

開口面積が等しい場合, 圧力損失の比は抵抗係数で決まり, 表-4より模型1が最も小さく, 模型3が最も大きい。この場合, 排気口(モニター)全体の大きさは模型1が最も大きく, 模型3が最も小さくなる。排気口全体の大きさが等しい場合, 開口面積の比は以下のごとくなる。即ち  $A_1 : A_3 : A_5 = 1/3 : 1/2 : 1/2.5$ 。これより式(8)は  $4P_1 : 4P_3 : 4P_5 = 90 : 54 : 62$  となり模型3のタイプの圧力損失が最小になる。

曲り部分の重なりによる抵抗係数の増大は 1.2~0.8 でせいぜい10数%の増加である。

流れが逆の場合, 抵抗係数は順流より小さくなる。順流の場合, 出口で左右の流れがほぼ正面衝突し, エネルギーが消費されるためであると思われる。左右の出口が

はなれているほど両者の差が小さいことからこのことは確かめられる。ただし模型2の差は大きすぎる。その原因は不明である。

2.3.2. 棟方向長さと抵抗係数 棟方向の長さが変化した場合, 抵抗係数も変

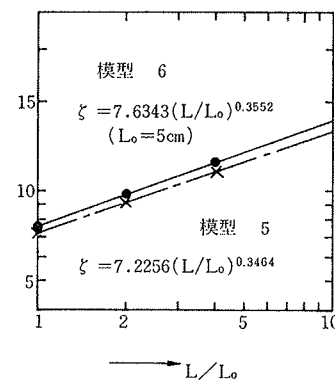


図-7 棟長さと抵抗係数

化する。その都度実験的に求めるのは, 不便であるので, 予測の可能性を検討した。棟方向長さで無次元化した結果を図-7に示す。測定例がそれほど多くないが, 図に示した実験式で予測が可能であると考えられる。

### 3. 音響特性に関する実験

#### 3.1. 実験方法

通気特性を測定した排気口（図-6 参照）について、遮音特性と指向特性も測定した。図-6 の模型は 6 種類であるが、各模型は遮音板の有無，吸音材の内貼範囲によってさらに 6 タイプに分かれる。これを図-8 に示す。排気口の模型は、外壁を 24 mm ベニヤ合板，遮音板を 6 mm のベニヤと鉛のサンドイッチ板で作製し，表面はペンキ仕上げとした。模型の大きさは，排気口の開口部が実物で 1~10 m の範囲を満足するように選んだ。模型用の吸音材は，実物に 25 mm のグラスウールを貼った場合を想定し，12 mm グラスウールボード，5 mm ウレタンフォームから選んだ。

実験の測定系統ブロック図を図-9 に示す。音源室に設置したスピーカーからバンドノイズを放射し，拡散音が排気口に入射するようにした。バンドノイズは中心周波数が 630 Hz, 800 Hz, 1 kHz, ……，16 kHz である各 1/3 オクターブバンドノイズを用いた。

排気口の遮音特性は相対音圧レベル差から求めた。その時の基準レベルは遮音板が全く無い状態の開口面の音圧レベルとした。開口面の音圧レベルは，開口面上に受音点を数十点とり，それらの平均音圧レベルで代表させた。排気口から放射される音の指向特性は，開口面中央を中心とする半径 50 cm の円周上に，開口面軸上を 0° とし ±30°, ±60°, ±90°, ±120° の各点の音圧レベルを測定し求めた。

#### 3.2. 実験結果

模型実験の結果は実物に換算して整理した。断面の寸法比が模型 1, 2 に等しく，排気開口部が 4 m である排気口についてまとめた結果を図-10, 11 に示す。図-10 は遮音特性を示すが，これより次のことが分かる。

半波長が通気口の長さよりも長い周波数帯域(125 Hz)では，A~F の全タイプの減音量は小さく 5~7 dB 程度である。半波長が通気口の長さよりも短い周波数帯域(250 Hz 以上)では吸音材の効果が大きく吸音率の差が大きく減音量に影響する。特に，250 Hz(吸音率 0.3) と 500 Hz(吸音率 0.6) で減音量が大きく増える。吸音材の内貼範囲による差では C タイプのときの減音量の増加が著しく A タイプと比べると 500 Hz 以上の帯域では 15~20 dB 減音量が増加する。遮音板の設置による効果は，縦の遮音板の効果 (C, D の差) が小さく 3 dB 以下である。水平の遮音板の効果 (D, E の差) は 500 Hz 以上の帯域では 4~7 dB である。遮音板のかぶりの効果は，吸音材の内貼面積が少ないタイプ (A, B タイプ) ではほとんどない。また，C~F タイプでも，吸音材の吸音率が小さい

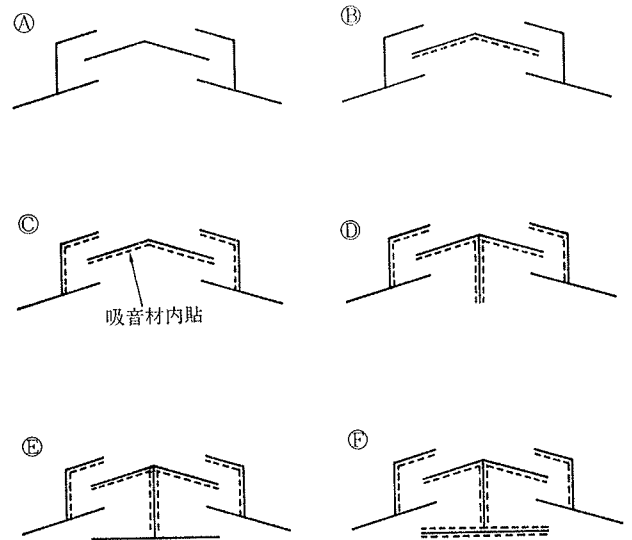


図-8 実験した排気口のタイプ

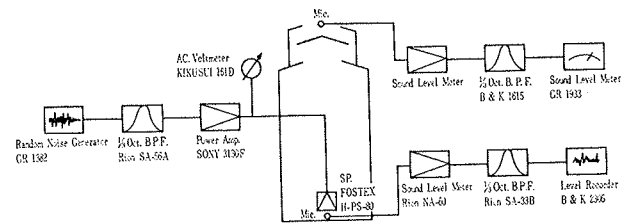


図-9 測定系統ブロック図

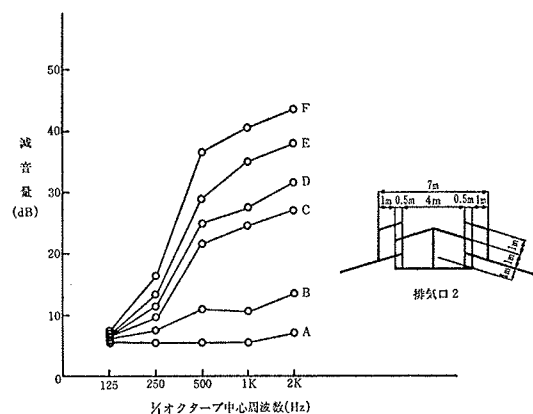
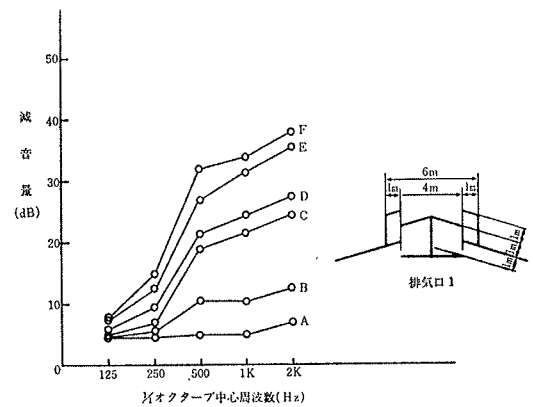


図-10 排気口の遮音特性

周波数帯域（125 Hz, 250 Hz）では 1~2 dB 程度の効果しかない。しかし、500 Hz 以上の周波数帯域では C~E タイプで 3, 4 dB, F タイプで 5 dB 程度の効果がある。

図-11は指向特性を示す。125 Hz, 250 Hz の指向性は、排気口の消音構造の変化、遮音板のかぶりの有無に対して変化せず一定である。125 Hz では、60° 方向の指向性が -5 dB, 90° 方向の指向性は -10 dB である。250 Hz では 60° まで無指向性であり、90° で -5 dB の指向特性である。500 Hz 以上の周波数帯域では半波長が遮音板のかぶりの長さよりも短くなるので、指向特性にかぶりの影響が現れてくる。この影響は吸音材を内貼した方が強くなる。かぶりの有無による差は 60° 方向の指向性に対して特に顕著である。1 kHz では、遮音板にかぶりを設けると、30°, 60° 方向の指向性が鋭くなり、かぶりによる遮音量の増加分よりも指向特性によるレベル上昇の方が大きくなってしまい、かぶりを設けることが騒音対策上不利となる場合もある。

#### 4. 排気口の設計チャートの検討

換気設計と騒音対策を検討する工場のモデルを図-12に示す。このモデルは、建家の形状、開口の位置、個数などのあまり変更のない要素を固定して考えたものである。この工場の排気口を設計する際に排気口の通気性能と遮音性能が同時に得られる図表について検討した。通気性能と遮音性能の共通パラメータは開口面積とした。換気が必要開口面積は次式を用いて計算した。

$$A_e = \frac{w \cdot V}{60^2} \sqrt{\frac{(r/2g) \cdot \{\zeta_e + (r_0/r_R)(\zeta_0/4a^2)\} \cdot m^3}{C_p^2 \cdot r_R^3 \cdot \beta_0 \cdot H \cdot \{1 - (1-m)h/H\} \cdot \Delta\theta^3}} \dots(9)$$

- A<sub>e</sub>: 必要開口面積 (m<sup>2</sup>)
- w: 発熱強度 (kcal/h・m<sup>3</sup>)
- V: 建家容積 (m<sup>3</sup>)
- r<sub>R</sub>: 排気比重量 (kg/m<sup>3</sup>)
- r<sub>0</sub>: 外気比重量 (kg/m<sup>3</sup>)
- ζ<sub>e</sub>: 排気開口の抵抗係数
- ζ<sub>0</sub>: 給気開口の抵抗係数
- a: 給排気開口面積比 (=1/2)
- β<sub>0</sub>: 空気の体膨張係数 (1/°C)
- C<sub>p</sub>: 空気定圧比熱 (kcal/kg・°C)
- H: 建家の高さ (m)
- h: 作業域高さ (m), h=H/4
- m: 温度差比, m=0.55

図表の例として、工場建家が妻側スパン長 L=40 m, 高さ 20 m である場合について述べる。排気口の設計を行なうには給気口の設計も同時に行なわねばならないが、今回は給気口の抵抗係数は排気口の抵抗係数に等しく、給排気口の開口面積比は 0.5 で設計するものとした。断

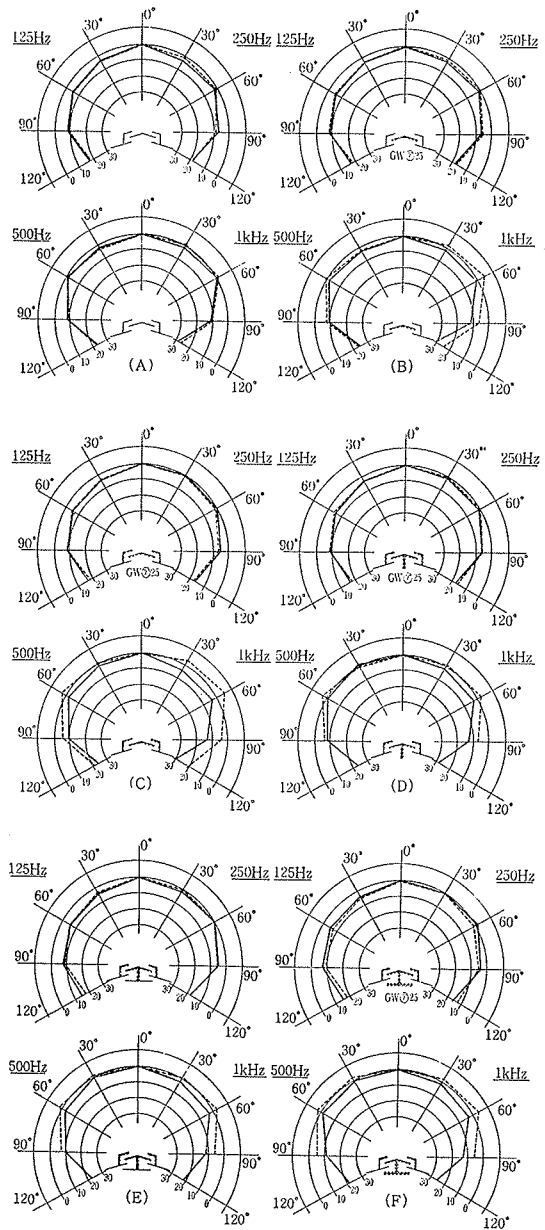


図-11 排気口の指向特性  
 — 排気口射 (かぶり無)  
 ..... 排気口2 (かぶり有)

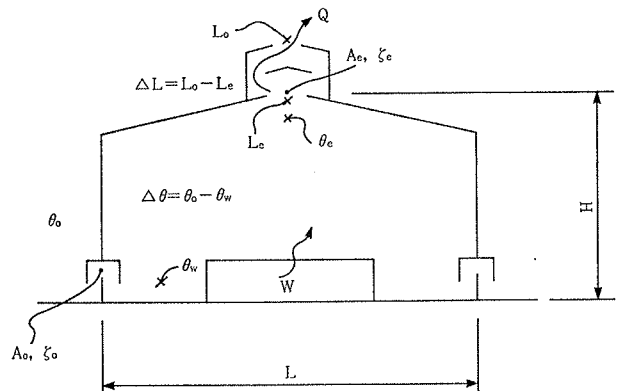


図-12 工場のモデル

面寸法比が模型 3~6 の比に等しい排気口の 125 Hz, 500 Hz についてまとめた結果を図-13に示す。図中の斜線は作業域の温度上昇を示し、曲線は排気口の遮音特性を示す。曲線の記号は排気口のタイプ(図-8参照)を表わす。作業域温度上昇と遮音特性で、実線は実線に、破線は破線に対応している。排気口 3~6 では作業域の温度上昇にそれ程の差はないが、遮音特性はかぶりの効果によって排気口 3, 5 が良い。125 Hz では、吸音材の吸音率が小さい(0.1)ので遮音特性は形状による減音で決っており、通気口が半波長に等しくなるときの減音が大きい。500 Hz では吸音材の効果が大きく、内貼の範囲を増す程減音量が大きくなる。今、工場の設計条件として作業域温度上昇 5°C, 発熱強度 50 kcal/h・m<sup>3</sup>, 排気口の必要減音量 30 dB (500 Hz) が与えられ、排気口 6 のタイプで設計すると、図より必要開口面積 4.6 m<sup>2</sup>, 5.4 m<sup>2</sup> が得られ、必要減音量を満足するのは D, E, F の 3 タイプであることがわかる。

5. まとめ

高温工場の換気設計と遮音設計が同時に行なえるように防音型の排気口(モニター)の通気特性と遮音特性を実験的に求め、これらを用いて両特性が同時に評価できる図表を示した。実験した排気口は、①流路が一定、②途中と出口で拡がる、③入口と出口が狭まるの3タイプで、曲り部分のかぶりの有無も比較した。更に通気特性では、棟方向長さが増える場合の抵抗係数の変化も求め、実験式を得た。遮音特性では、吸音材の内貼範囲及び遮音板の有無による減音量と指向性の変化も検討した。基準とする面積が等しい場合は②、排気口全体の大きさが等しい場合は③のタイプが抵抗係数が最小となり、通気特性が最も良い。かぶりのある排気口は、遮音量が3~5 dB 増加するのに対し、抵抗係数は10数%の増加ですみ通気特性があまり変わらないので有利である。ただし、受音点によっては、かぶりにより指向性が鋭くなり必ずしも有利ではない場合もある。排気口の総合的な設計方法を確立するためには、有風時(外部風のある場合)の通気特性、排気口の指向特性、給気口の特長についての検討が今後の課題である。

参考文献

- 1) 川戸敏雄, 他: 防音換気口の通気特性について, 日本建築学会大会学術講演梗概集(計画系), (昭和55.9), pp. 278~288

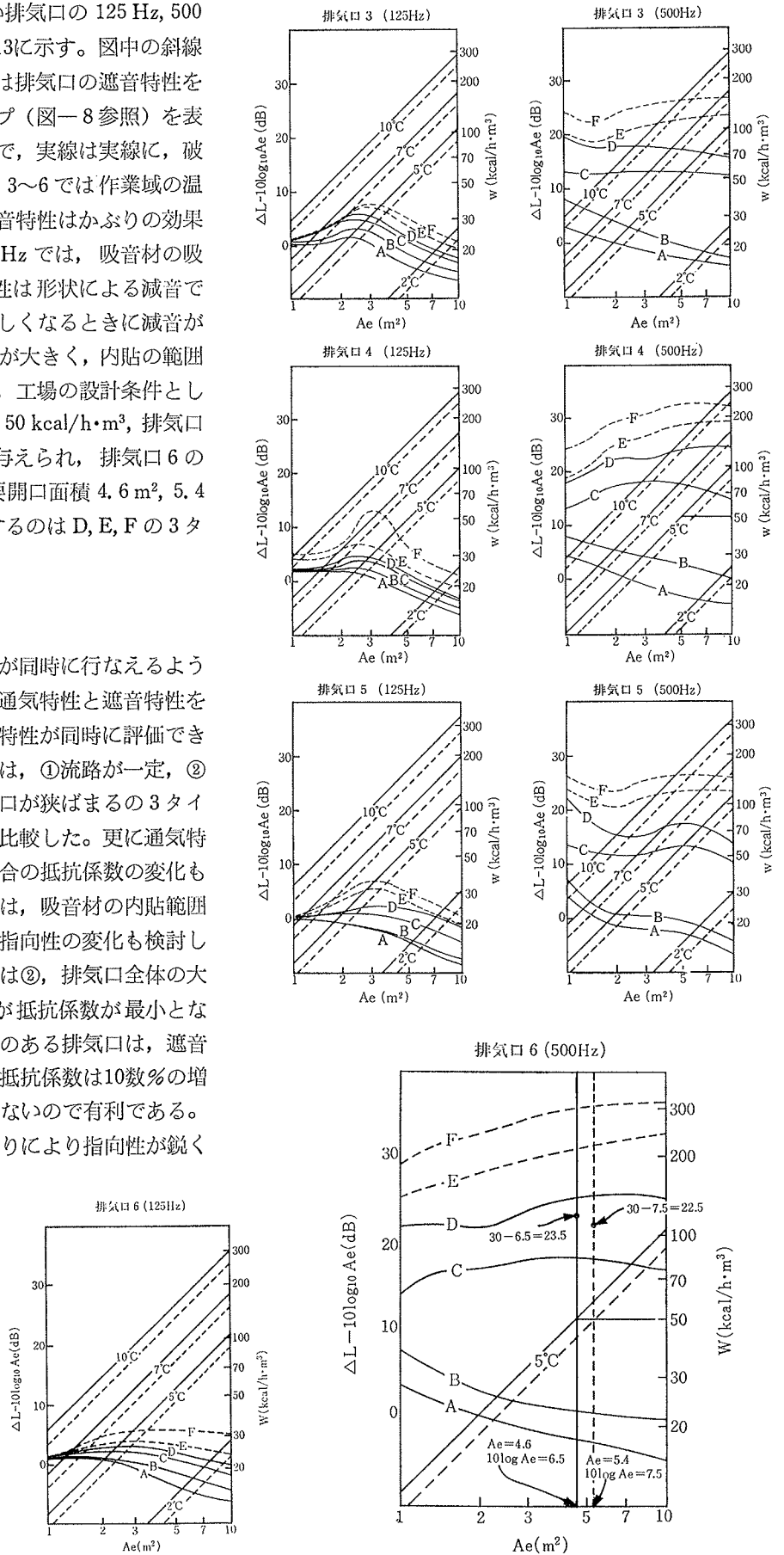


図-13 排気口の遮音特性と通気特性