

境界要素法による吸排気口の消音性能の予測に関する研究

藤澤 康仁 平野 滋

Prediction of Acoustic Performance of Ventilator by Boundary Element Method

Yasuhito Fujisawa Shigeru Hirano

Abstract

For the noise control of a factory or power station, the ventilator is the most problematic part of the building, because it is an opening. Many methods for predicting acoustic performance have been suggested, however, they are applicable only to a simple model because of many assumptions, so it is not easy to examine the relationship between the acoustic performance and the shape of ventilator. This report describes a simulation method using a boundary element method to predict acoustic performance. Good agreement was obtained between the simulation and measured results, in case of a simple shape silencer. The acoustic impedance data of some absorbing materials were collected to boundary conditions of this method. Furthermore, the simulated acoustic performance of a complicated shape outlet for a factory agreed well with the measurements, and the relationship between its acoustic performance and shape was examined.

概 要

工場や発電所などの騒音対策を考える際、吸排気口は開口であるために遮音が最も弱い部位となる。吸排気口の消音性能についてはこれまでに多くの予測手法が提案されてきたが、単純なモデルについてのみしか適用できないため、形状の変更による検討などが容易に行えなかった。

本研究では消音性能の予測に境界要素法を用いたシミュレーションを適用する方法を述べた。シミュレーションの精度を確認するため、簡易な形状をもつ消音器について計算値と実測値との比較を行ったところ、両者は良好に一致した。境界条件として必要である、吸音材の音響インピーダンスのデータ収集も行った。また工場などの排気口としてよく用いられる排気モニターを対象として、本手法により形状と消音性能についての検討も行った。その結果複雑な形状をしたモデルに対しても、消音性能の概略を知ることが可能であることがわかった。

1. はじめに

工場や発電所などの騒音は、一般に幅広い周波数特性を持つ。吸排気口は開口であるために遮音が最も弱い部位であり、広帯域の騒音に対して消音性能を大きくするためには形状が複雑となる。

吸排気口や消音器の消音性能については、従来に多くの予測手法が提案されてきた。しかしこれらは1次元音場である低周波数域か、もしくは拡散状態となる中・高周波数域でしか適用できない。またそれぞれが単純な形状のモデルを対象としているため、工場などで用いられる吸排気口への適用は困難である。したがって実際に設計する際には、類似した形状の消音器に対する予測式や、模型実験により予測していたため、形状の変更などによる検討が困難であった。

本研究では消音性能の予測に境界要素法(BEM)を用いたシミュレーションを適用した。BEMは波動性を考慮する必要のある低周波数域から、拡散状態となる中・高周

波数域まで適用できる。また複雑な形状への対応も可能である。同様のシミュレーション手法としてFEMがあるが、音響問題では開空間への放射を扱うことが多いため、BEMの方が有効である。ここでは数種類の消音器・排気口を対象として、BEMによる消音性能のシミュレーションを行った結果について述べる。

2. 計算方法

2.1 基礎理論

閉曲面Sの内部領域に点音源と境界上の点qを考えたとき、領域内の点Pにおける速度ポテンシャル ϕ は、次の積分方程式で表される¹⁾。

$$\alpha\phi(P) = \phi_D(P) + \iint_S \left\{ \phi(q) \frac{\partial G(P,q)}{\partial n} - \frac{\partial \phi(q)}{\partial n} G(P,q) \right\} dS \cdots \cdots (1)$$

ただし、

- 直接音からの寄与 φ_D
- 法線ベクトル n
- $G(P, q) = e^{-ikr} / 4\pi r$ (基本解)
- 波数 k (rad/m)
- $P-q$ 間の距離 r (m)

である。また α は点 P が空間中にある場合は1, 境界面上にある場合は1/2となる。

上式から得られる速度ポテンシャルの時間微分 $\partial\varphi/\partial t$ と, 方向ベクトルの微分 $\partial\varphi/\partial x$ から, それぞれ音圧・粒子速度が求まる。

領域内に吸音材のような異なる媒質がある場合, 空気と吸音材内部の二つの領域を考え連成させる手法と, 局所作用を仮定して吸音材表面の境界条件を与える手法がある。連成させる手法では二つの領域を扱うため要素数が増大するので, 本研究ではより実用的である局所作用を仮定する手法を取り入れた。

境界面において局所作用を仮定した場合, 境界条件は次式によって表される。

$$\partial\varphi/\partial n = ik\varphi \cdot \rho c / z \quad \dots \dots \dots (2)$$

ただし ρc と z は空気と吸音材の特性インピーダンス ($\text{kg/m}^2\text{s}$) である。

2.2 計算モデル

計算モデルはFig. 1のように, 対象とする吸排気口の両側にダクトを接続したものを設定した。音源は入射側ダクトの端部を, 粒子速度が一定で同位相で振動する面音源と想定した。放射側のダクト端部は, 端部からの反射音が影響しない完全吸音の条件とした。また吸排気口に吸音材がある場合には, その境界面上で前述の局所作用を仮定した。境界条件を一覧にしてTable 1に示す。

計算モデルは1/2または1/4対称モデルとした。また境界面は, 辺長が波長の1/6以下となるような矩形もしくは3角形要素に分割した。

2.3 透過損失の算出

消音性能は吸排気口に入射するパワーと透過するパワーのレベル差から求まる透過損失で評価する。

$$\text{透過損失 } TL = PWL_{in} - PWL_{out} \text{ (dB)} \quad \dots \dots \dots (3)$$

PWL_{in}, PWL_{out} 入射, 透過パワーレベル

それぞれのパワーレベルを得るには, まず各接続ダクトの断面で複素音圧反射係数により, 音響インテンシティの進行成分と反射成分とを分離する²⁾。

$$I_m = I / (1 - |\gamma|^2) \quad \dots \dots \dots (4)$$

I, I_m 音響インテンシティ, 同進行方向成分 (W/m^2)
 γ 複素音圧反射係数

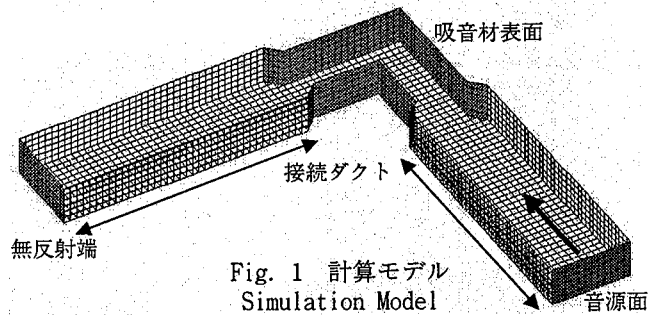


Table 1 各部位の境界条件 Boundary Conditions

部位	条件	数式
ダクト音源面	粒子速度一定	$\partial\varphi/\partial n = 1$
ダクト吸音面	完全吸音	$\partial\varphi/\partial n = ik\varphi$
吸音材表面	局所作用	$\partial\varphi/\partial n = ik\varphi \cdot \rho c / z$
反射面	完全反射(剛)	$\partial\varphi/\partial n = 0$

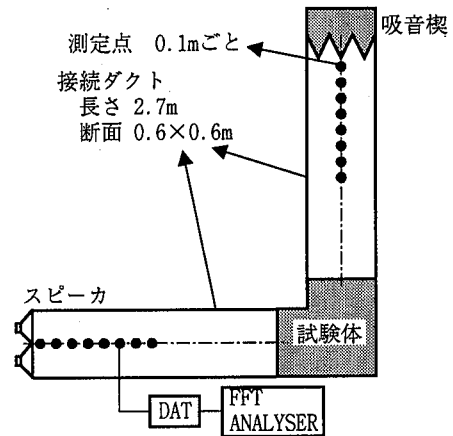


Fig. 2 透過損失測定図 Measurement of Transmission Loss

インテンシティの進行成分に各接続ダクトの断面積を乗じると吸排気口に入射するパワーおよび放射されるパワーとなり, 両者のレベル差より透過損失が求まる。

3. 実験方法

3.1 透過損失の測定³⁾

透過損失はFig. 2に示すように試験体の両側にダクト(断面600×600mm)を接続して行うダクト内法を採用した。この測定方法では, 試験体に入射するパワーレベルと透過するパワーレベルは, 各ダクト内の中心軸方向音圧の平均値と断面積を乗じて求める。2. 3 節の定義から, 両パワーのレベル差が透過損失となる。

測定は実大の試験体で行い, 試験体・ダクトは共に亜鉛鉄板で製作した。音源として入射側ダクト端部にスピーカを設置し, ホワイトノイズを発生させた。また放射側ダクト端部には吸音楔を設置し無反射端の条件とした。音圧レベルは, 各ダクトの中心軸上で10cmごとに測定し, FFTにより周波数分析を行った。

3.2 音響インピーダンスの測定

BEMを用いた音場計算では、吸音材の境界条件を与える際に、音響インピーダンスのデータが必要となる。しかし音響インピーダンスの実測データはまだ少なく、吸音率のように公に整理されてはいない。このため、今回は試験体に用いたグラスウールについて、音響管を用いた2マイクロホン法⁴⁾により実測を行った。厚さが50mmと100mm（密度32kg/m³）の測定結果と、これより垂直入射吸音率を算出した結果をFig. 3に示す。なお図中の数字は音響インピーダンス比（空気特性インピーダンス ρc との比）であり、実部と虚部に分けて表している。またFig. 4は、次式により音響インピーダンスから垂直入射吸音率を算出した結果である。

$$\text{吸音率 } \alpha = 1 - \left| \frac{z/\rho c - 1}{z/\rho c + 1} \right|^2 \dots \dots (5)$$

4. シミュレーション結果

4.1 直角エルボ

反射性壁面からのみ成る直角エルボ(Fig. 5-a)の透過損失をBEMにより予測した結果と実測値をFig. 6に示す。既往の予測式（1次元音場を仮定）による計算値も併せて示す。なお計算は5Hzピッチで行った。

600×600mmの断面をもつダクトの場合、平面波のみが存在する1次元音場は、1/2波長がダクト長辺と等しくなる283Hz以下の周波数で成立する。この周波数域では計算値とシミュレーション結果は実測値とほぼ一致しており、283Hz付近で共鳴による透過損失のピークが現れている。しかし周波数が高くなると共鳴によるピークディップが多数現れ、既往の計算値は実測値との誤差が大きくなり、この周波数域では適用できないことがわかる。これに対しBEMによる予測値は、広い周波数域で実測値と良好に一致している。なお100Hz以下の周波数域で実測値が大きくなっているのは、ダクト壁が実際には剛壁ではなく振動していることによるものと思われる。またそのために実測値では、計算値ほどピークディップが顕著に現れていないと考えられる。

4.2 吸音材を内貼りした直角エルボ

直角エルボに厚さ100mmのグラスウールを内貼りした消音器(Fig. 5-b)の透過損失についての、BEMによる計算値と実測値をFig. 7に示す。実務的には1/3または1/1オクターブバンドでの数値が必要となるため、計算値と実測値共に1/3オクターブバンドに変換した結果を示す。

このような吸音エルボについては、透過損失の簡易な予測グラフ⁵⁾などがあるが、吸音材の材質や厚さの変更などの細かい検討を行うには不十分である。Fig. 7では計算値に500Hz帯域にピークがあり、またスペクトルでも570Hz付近にピークがあった。これは波長とダクト幅が等しくなる周波数であることより、ダクト断面内のモードの影響と思われる。500Hz帯域で計算値と実測値に5~6dBの差がみられるが、音響インピーダンスの誤差が原因と思われる。

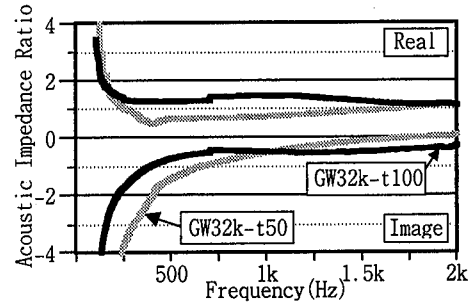


Fig. 3 音響インピーダンス比
Acoustic Impedance Ratio

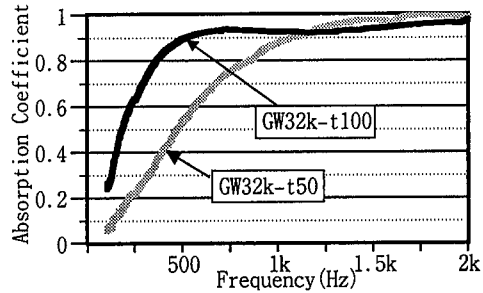


Fig. 4 垂直入射吸音率
Normal Absorption Coefficient

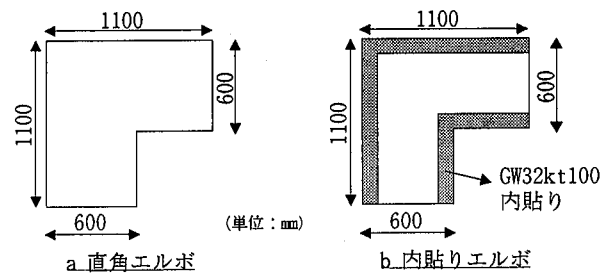


Fig. 5 シミュレーション対象とした消音器
Simulation Models of Silencer

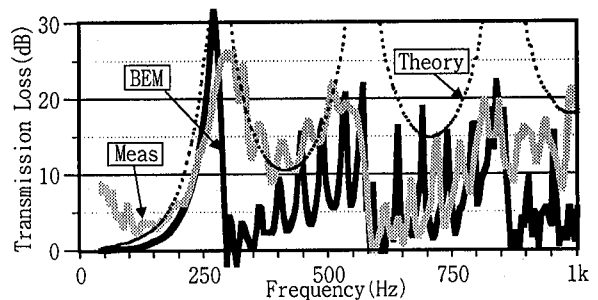


Fig. 6 計算値と実測値の比較（直角エルボ）
Comparison of Calculated and Measured
Transmission Loss (Right Angled Bend)

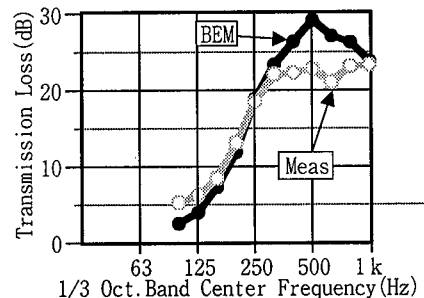


Fig. 7 計算値と実測値の比較（内貼りエルボ）
Comparison of Calculated and Measured
Transmission Loss (Lined Bend)

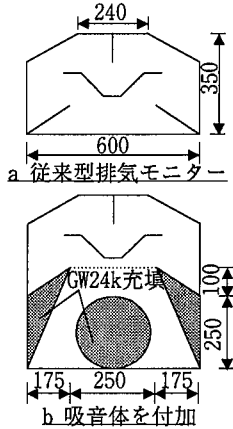


Fig. 8 排気モニターモデル Comparison of Models of Monitor Measured TL(Conventional Monitor)

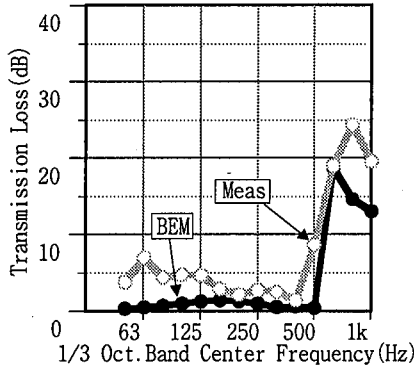


Fig. 9 計算値と実測値の比較 (従来型排気モニター)

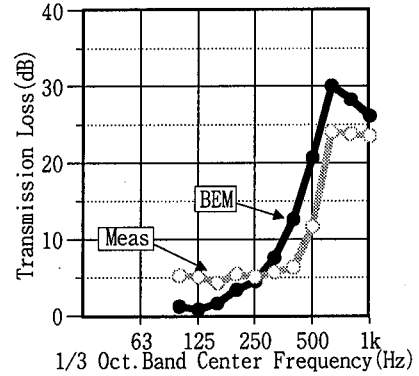


Fig. 10 計算値と実測値の比較 (従来型排気モニター+吸音体)

Comparison of Calculated and Measured TL(Monitor+Absorbing Material)

5. 排気モニターへの適用

工場などの屋根部には、Fig. 8のaに示すような断面形状の排気モニターがよく用いられる。排気モニターは自然換気を行うため空気抵抗が少ない形状をしているが、消音を目的とはしていないため騒音が外部に漏れやすい。そこで従来型の排気モニターに、Fig. 8のbに示すような吸音体を付加することによって消音性能を上げることを試みた。従来型と吸音体を付加したモニターについて、Fig. 9, 10に透過損失の計算値と実測値を1/3オクターブバンドで示す。両タイプとも、計算結果は全体的な傾向は捉えている。

従来型モニターは、500Hz以下の周波数域では消音効果は最大でも2dB程度である。吸音体を付加したタイプは、250Hz以下の低周波数域では透過損失は5dB以下であり、消音効果の改善は見られない。しかし250Hz以上では、透過損失の増加が計算値と実測値に顕著に見られ、中・高周波数域においては吸音体は効果的であることがわかる。

次に低周波数域での透過損失の改善を目的として、モニターの寸法や形状を変化させてシミュレーションを行った。その結果Fig. 11に示すように透過損失は波長が横幅と同程度になる周波数以上で増大する傾向が見られた。また高さを変化させた場合は、特性の変化はあまり見られなかった。よって排気モニターを大型化することによって低周波数域、吸音体を用いることで中・高周波数域の消音性能を上げることが可能であると言える。

6. まとめ

吸排気口の消音性能の予測に、BEMを用いたシミュレーションを適用した。簡易な形状の直角エルボに対しては、従来の予測手法では対応できないような広い周波数帯域にわたり、精度良く予測できることを確認した。

また排気モニターのような複雑な形状をしたモデルに対しても、実用上必要な精度を持つことがわかった。

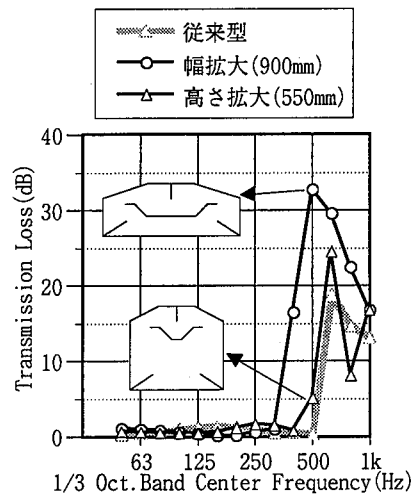


Fig. 11 形状を変更した場合の透過損失計算値

Calculated TL of Various Shape Monitors

これにより、従来までは吸排気口などの形状検討の際は、模型実験値や現場測定結果を参考にして透過損失を推定していたが、シミュレーションによる検討が可能となった。

参考文献

- 1) 寺井：積分方程式による建築の音場計算に関する研究，学位論文，(1979)
- 2) 古賀他：迷路型消音器の減音特性，日本音響学会講演論文集，p.653~654，(1990.3)
- 3) 板本他：送風機・ダクト系のパワーレベル測定方法，音響技術，Vol.11, No.1, p.27~30，(1987)
- 4) A. F. Seybert, D. F. Ross : Experimental Determination of Acoustic Properties Using a Two Microphone Random Excitation Technique, J.A.S.A., Vol.61, No.5, p.28~37, (1977)
- 5) 実務的騒音対策指針応用編，p.135~136