

◎坂下聡康, ☆寺尾道仁, 関根秀久

△小川雄史, △石井孝憲 (神奈川大・工)

1. はじめに

最近の住宅用サッシの遮音性能向上に伴い、外壁換気口からの音漏れが問題化している。そこで換気口へのHelmholtz共鳴器導入の有効性について調べ、約500Hz前後に生じる換気口気柱共鳴透過音に対しては約20dBの低減効果が得られることを明らかにした[1]。一方、換気口で問題になりがちな道路交通騒音については、1,000Hz～2,000Hzの音域も重要であり、従来から吸音材料を用いたキャップが用いられている。しかし、吸音材料は水分を含んだり飛散したりして性能劣化の虞がある。本研究では中高音域についても吸音材に代わる共鳴器列による消音の可能性を調べる。その目標を住宅用サッシの最高遮音等級Ts-40に対応できる消音性能に設定し、1次元音場解析(1D解析と略記)に基づいて設計を進め、境界要素法数値解析(3D-BEMと略記)でチェックを行った上で試作品を作成し、物理実験により性能確認を行う。

2. 換気口用共鳴器列の構造

共鳴器列の開発にあたって、建築構造壁厚100mm、換気口径100mmφを想定した。このとき換気路のクロスモードのカットオン周波数は1,988Hzである。また、換気口の穿孔断面が過大になることを回避するため、着脱可能な外付け型とし、屋外側を低周波数共鳴器列、室内側を高周波数共鳴器列とした。

3. 共鳴器を含む換気口の1次元音場解析法

3.1 単一共鳴器を含むダクトの場合

図1に単一の共鳴器を含むダクトセクションの1次元音場モデルを示す。ある検査面*i*の音響インピーダンス Z_i は、 p_i および U_i をそれぞれその音圧および体積速度(音源側からみて外

向きを正にとる)の複素振幅とすれば、

$$Z_i = p_i / U_i = R_i + jX_i \quad (1)$$

により定義される。ここで R_i および X_i は音響抵抗および音響リアクタンスである。添字*i*=1,2,3はダクトの各断面を表すものとすれば、 p_1^+ を入射波の音圧振幅、 S_0 をダクトの断面積、 ρ を空気密度、 c を空気中の音速、また、 $Z_c = \rho c / S_0$ として

$$2p_1^+ = (Z_1 + Z_c)U_1 \quad (2)$$

$$1/Z_1 = 1/Z_{HR} + 1/Z_2 \quad (3)$$

$$Z_2 = (AZ_3 + B)/(CZ_3 + D) \quad (4a)$$

$$A = D = \cos kl \quad (4b)$$

$$B = jZ_c \sin kl, \quad C = jZ_c^{-1} \sin kl \quad (4c)$$

のような関係式が得られる。また、 $i=HR$ と書き換えて、共鳴器のダクト側検査面を表わすものとすれば、

$$Z_{HR} = p_{HR} / U_{HR} = R_{HR} + jX_{HR} \quad (5)$$

となる。式(5)において $X_{HR}=0$ のとき、体積速度の大きさ $|U_{HR}|$ が最大(音響インピーダンス $|Z_{HR}|$ は最小)になる。この条件を満たす周波数、すなわち、共鳴周波数 f_{res} は、

$$f_{res} = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{S_{HR}}{V_{cav}(l_{HR} + l_M)}} \quad (6)$$

のように表される。ただし、共鳴器の容積を V_{cav} 、開口面積を S_{HR} 、ネック長を l_{HR} とする。

3.2 共鳴器列を含むダクトの場合

共鳴器列、すなわち、単一の共鳴器を含む断面1-3区間と同じ構成のセクションが直列に接続(総数*N*)される場合、その第*n*番目のセクションの体積速度やインピーダンスに上添え字(*n*)をつけて表すものとすれば、その第*n*セクションの第3断面のインピーダンス $Z_3^{(n)}$ は第*n*+1セクションの第1断面のそれ $Z_1^{(n+1)}$ に置き換えられる。その性質を利用すれば、入射音響パワー $P_1^+ = |p_1^+|^2 / 2Z_c$ と透過音響パワー $P_3^{(N)} = R_3^{(N)} |U_3^{(N)}|^2 / 2$ との比、すなわち、透過率

*Development of a resonator array type silencer for ventilation openings.

By Akiyasu Sakashita, Michihito Terao, Hidehisa Sekine, Yushi Ogawa and Takanori Ishii (Kanagawa University)

$$\tau = P_3^{(N)} / P_1^+ = Z_c R_3^{(N)} |U_3^{(N)} / p_1^+|^2 \text{ は}$$

$$\tau = 4Z_c R_3^{(N)} |U_1^{(1)} / 2p_1^+|^2 \prod_{i=1}^N |U_3^{(i)} / U_1^{(i)}|^2 \quad (7)$$

のように表され,

$$\frac{U_3^{(n)}}{U_1^{(n)}} = \frac{(Z_{HR}^{(n)} + Z_2^{(n)})(C^{(n)}Z_3^{(n)} + D^{(n)})}{Z_{HR}^{(n)}} \quad (8)$$

の関係を用いて求めることができる。

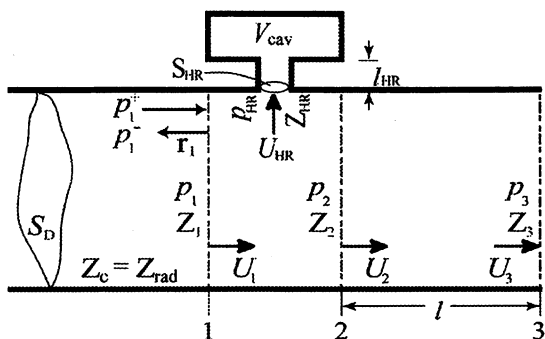


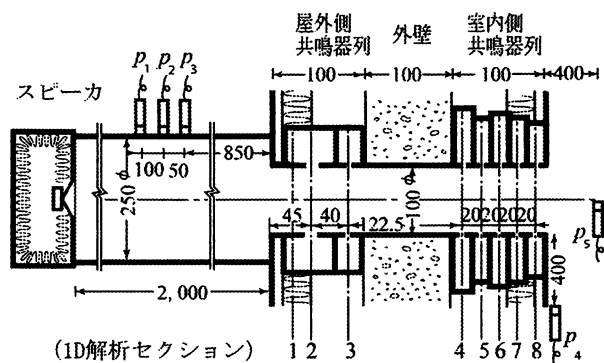
図1 1次元音場モデル

3.3 音源側が半自由空間の換気口の場合

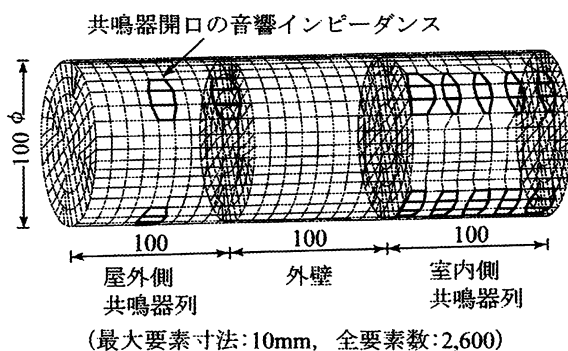
図2に示すような共鳴器セクション7列を含む換気口の挿入損失を求める場合を例として、式(7)の適用方法について以下に述べる。ここで挿入損失は、入射波の音圧（その音響インテンシティ $I_1^+ = |p_1^+|^2 / 2\rho c$ ）と透過音の音響パワーとのレベル差 $D_{IL} = -10\log\tau$ により定義する。屋外側共鳴器列の入口部単管の音響特性を表現するため、式(7)の初段（ $n=1$ ），すなわち、第1セクションの共鳴器開口部を剛壁条件（ $Z_{HR}^{(1)}$ を無限大）とし、 $N=8$ とする。また、入射波側無限長条件による式(7)の Z_c を半自由空間の放射インピーダンス Z_{rad} に置き換える。

4. 共鳴器列の試行錯誤による最適化

図3に共鳴器列の改善過程を示す。まず、440Hzの気柱共鳴透過音の低減のため、その周波数付近に共鳴周波数をもつ3列の共鳴器列を屋外側に取付けた[1]。その結果、Ts-30水準のサッシに対応する挿入損失が達成された。次の段階として室内側に共鳴器10個（その共鳴周波数 f_{res} は、650Hz～1,900Hzの範囲で1/6オクターブ刻み、 $R_{HR} = Z_c$ ）からなる共鳴器セクション（1列）を追加した。その結果を共鳴器列（4列）として太い実線により示す。



(a) 共鳴器列および実験装置



(b) 共鳴器列の境界要素モデル換気路

図2 換気口用共鳴器列および実験装置

約 500Hz 以上の音域で遮音性能が向上している。さらに 1,000Hz 以上の音域の消音性能向上のため、1,400Hz～1,900Hz に f_{res} をもつ共鳴器 3 個についてその共鳴器開口部面積 S_{HR} を 3 倍に増加させた。その結果を共鳴器列（4 列、 S_{HR} 3 倍化）として太い破線により示す。挿入損失 D_{IL} は約 1,000Hz 以上の音域で増加する一方、300Hz 前後の音域では低下する傾向がある。後者は、共鳴器容積の増加と関係しているものと考えられる。

以上により得られた知見から図2に示した7列 28 個からなる共鳴器列を構成し試作した。各共鳴器セクションの共鳴器パラメータは図6に併記する。各共鳴器の共鳴周波数 f_{res} は 290Hz～2,000Hz の範囲で、また、抵抗値 R_{HR} は $0.3Z_c \sim 2.0Z_c$ の範囲で 1D 解析により試行錯誤を進めた。その際の最適化は、Ts-40 と比較して挿入損失が小さい周波数を探し、それがあ

れば、その周波数に最も近い共鳴周波数をもつ共鳴器のパラメータ（共鳴周波数、共鳴器抵抗、共鳴器開口面積）の更新により行う。その結果を図4に破線で示す。1D解析の段階では、共鳴器列により遮音等級Ts-40のサッシに対応する遮音性能がほぼ達成されている。以上の1D解析による検討は、換気路断面内の音圧分布が一樣であることを前提としており、サイドブランチ型共鳴器に対しては非現実的な理想化になっている虞なしとしない。それに伴う予測誤差を調べるため、以下において物理実験および3D解析を行う。

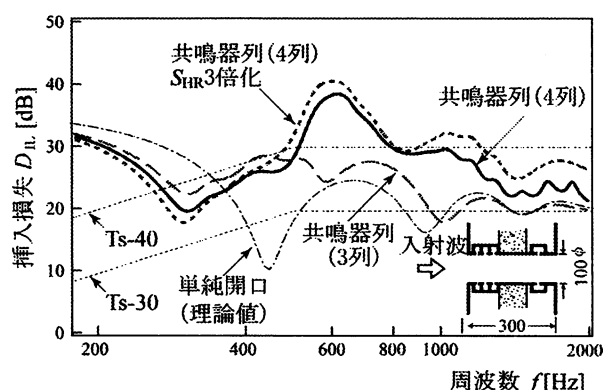


図3 共鳴器列最適化の過程

5. 物理実験

図2(a)に実験装置を示す。無反響室内において垂直入射の場合のみを対象とし、音源側に250mmφ測定用ダクトを接続して実験を行った。この測定用ダクト内入射波の音響パワー P_1 は、マイクロホン p_1 および p_2 （低中音域用、 p_1 p_2 間距離 100mm）、 p_2 および p_3 （高音域用、 p_2 p_3 間距離 50mm）を用いて測定する。一方、透過波の音響パワー P_t は、マイクロホン p_4 および p_5 の測定（換気開口部中心から距離400mmの点の音圧レベルは透過波 P_t のパワーレベルに一致）により求めた。

実験結果は、図4に細線で示した。実験値が、測定用ダクト（250mmφ）のクロスモード・カットオン周波数は795Hzであり、それ以上の周波数では厳密には参考値に過ぎないこと、実験では共鳴器抵抗値設定が困難であ

ること、などを考慮すれば、1D解析値は実験値とよく対応しており、1D解析の信頼性は高いものと判断される。

6. 境界要素法数値解析

図2(b)に、図2(a)の音場に対する3D-BEMモデルのうちの換気路部を示す。共鳴器の領域は、換気路とのインターフェース面における単純な表面インピーダンスに置き換えた。その際、各共鳴器について開口面積に合わせて座標値の入力を行い、また、開口面積が大きいときには複数の面素に振り分けた。音源は、開口から十分遠方（距離 $r=1,000$ m）に点音源（点音源振幅 $S_s=100/4\pi$ ）を配置した。

図4に3D-BEMによる挿入損失を太線により示す。1D解析と3D-BEMとは良好な一致を示している。

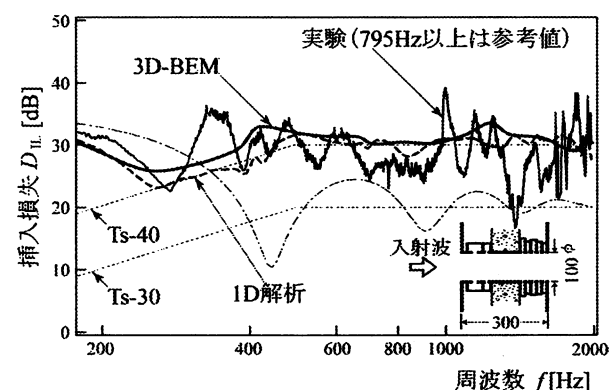
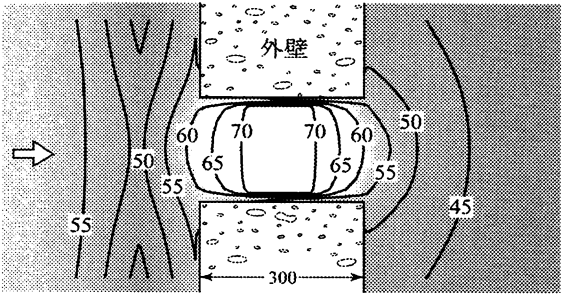


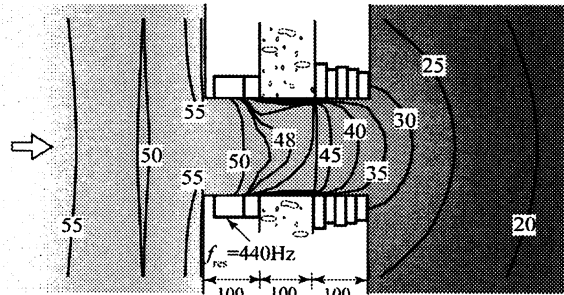
図4 1D解析、3D-BEMおよび実験値の比較

図5及び図6は、1次元解析の前提となる平面波条件の成立状況を見るため、図2の共鳴器列付の換気路（共鳴器パラメータは図4の場合）について、音圧分布を調べた結果である。図5に換気路軸方向、図6に換気路断面方向の音圧分布を示す。図5(a)と(b)は、単純開口の気柱共鳴周波数に一致する440Hzの場合で、(a)は単純開口、(b)は共鳴器列を取付けた場合である。図5(b)の場合、共鳴器列のセクション2において、共鳴周波数440Hzの共鳴器が軸非対称に含まれており（図6参照）、音圧分布も軸非対称になっている。図6は、共鳴器列各セクションの音圧分布を励起周波数 f_{drive} と共

鳴器の共鳴周波数 f_{res} との関係で調べたものである。なお、図 6 において、各共鳴器を構成する二重管の外管の直径は、実際よりも縮小して示した。断面内音圧差はしばしば 5dB を超えている。しかし、それに関わらず、挿入損失計算については、実用的に 1D 解析と 3D-BEM 解析とは結果に大差がなく（図 4 参照）、共鳴器列の設計において 1D 解析は十分有効である。



(a) 単純開口 (440Hz)



(b) 共鳴器列設置 (440Hz)

図 5 共鳴器列挿入による
音圧分布の比較 (3D-BEM) [dB]

7. まとめ

換気口の気柱共鳴透過音及び中高音域透過音の低減を目標とする共鳴器列の開発を行い、遮音性能が最高水準の住宅用サッシの場合にも対応できる遮音性能が得られた。また、境界要素法数値解析および実験値との比較により、1次元音場解析は共鳴器が近接密集した共鳴器列においても実用的に有効であることが確認された。

参考文献

- [1] 寺尾, 関根, 日本音響学会講論集, pp. 707-708, 2004 年 3 月。

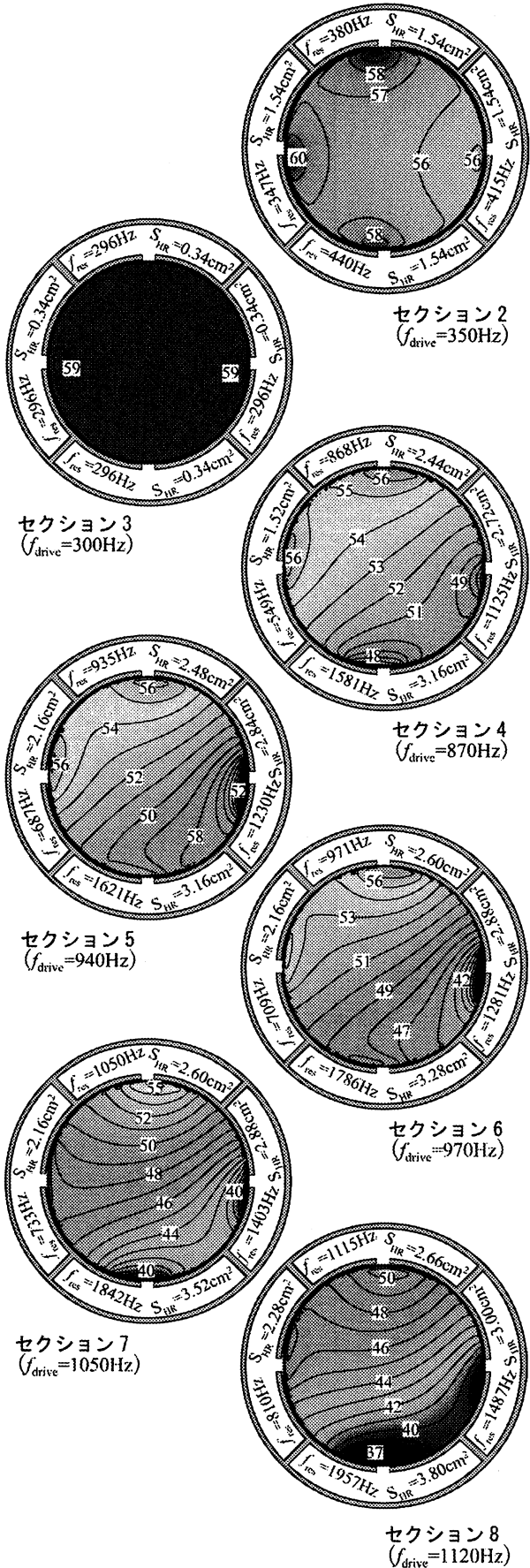


図 6 共鳴器各セクションの断面音圧分布 [dB]