

開口部の遮音性能予測手法についての基礎的研究

- サッシの隙間の影響を考慮した窓の遮音性能数値予測 -

00082 小坂 慶之

1. はじめに

居室の音環境において重要な要素である外部騒音伝搬を考える上では、外壁回りで最も遮音性能が低下する開口部（窓サッシ部分）に関して、十分な性能が得られるよう配慮する必要がある。しかし、実際の現場で測定された窓の透過損失の値と、理想的な状態で測定された実験室におけるそれは必ずしも一致しないため、要求性能が得られないことがあり、その原因としては、サッシの取り付け調整の程度に起因する隙間等が考えられる。一方で、隙間による音響伝搬に関する研究は行われてはいるものの、その遮音特性は明確に提示されるには至っておらず、数値解析においても隙間の影響を考慮したものは行われていないのが現状である。そこで本研究では、サッシの隙間の単純なモデル化による遮音性能予測手法を提案し、その妥当性を検証しながら隙間のある場合の遮音性能について考察する。

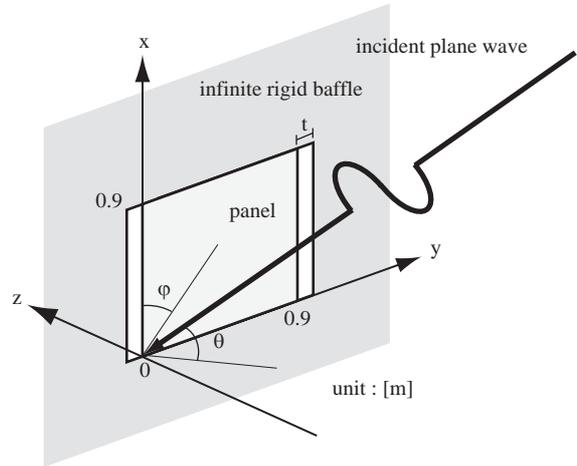


Fig.1 Geometry of a three-dimensional sound transmission model.

2. 解析手法

Fig.1に示すように、無限大剛パフル中の板材に単位振幅平面波が入射する3次元音響透過モデルを想定し、板振動系と音響系を連成させることにより得られるマトリクス方程式を解いて、音場入射時の透過損失を求める。

板振動場に関しては、薄板弾性板の振動方程式に有限要素法を適用することにより次の離散化方程式が得られる。

$$([K] - \omega^2 [M]) \begin{Bmatrix} w_{f_1} \\ \theta_x \\ \theta_y \end{Bmatrix} = [Q] \{\Delta P\} \quad (1)$$

$[K]$, $[M]$, $[Q]$: 剛性、質量、適合マトリクス

$$[K]_e = \iint_e [B]^T [D] [B] dS, [M]_e = \rho h \iint_e [N_p]^T [N_p] dS,$$

$$[Q]_e = \iint_e [N_p]^T [N_a] dS$$

$\{w_{f_1}\}$: 板材表面の粒子変位ベクトル

$\{\theta_x\}$, $\{\theta_y\}$: x, y 方向回転角ベクトル

$\{\Delta P\}$: 板材表面の音圧差ベクトル

$[N_p]$, $[N_a]$: 板変位、音圧差の内挿関数行列

$[B]$: 歪度内挿関数行列、 $[D]$: 弾性マトリクス

音響系には境界要素法を適用し、境界積分方程式を離散化することにより、透過側、入射側の音圧に関してそれぞれ次式が得られる。

$$\begin{Bmatrix} P_t \\ P_r \end{Bmatrix} = -2\omega^2 \rho_0 [G] \begin{Bmatrix} w_{f_1} \\ w_{f_2} \end{Bmatrix} \quad (2)$$

$$\begin{Bmatrix} P_t \\ P_r \end{Bmatrix} = 2 \begin{Bmatrix} P_d \\ P_d \end{Bmatrix} + 2\omega^2 \rho_0 [G] \begin{Bmatrix} w_{f_1} \\ w_{f_2} \end{Bmatrix} \quad (3)$$

$$[G] = \begin{bmatrix} G_{11} & G_{12} \\ G_{21} & G_{22} \end{bmatrix}: \text{影響係数行列、} G_{ij} = \iint_{e_j} \frac{\exp(-jk_0|r_i - r_j|)}{4\pi|r_i - r_j|} dS$$

$\{P_d\}$: 入射波音圧ベクトル

$$P_d = \exp(-jk_0(x \sin \theta \cos \varphi + y_i \sin \theta \sin \varphi))$$

$\{P_t\}$: 透過側音圧ベクトル

$\{P_r\}$: 入射側音圧ベクトル

(添字 1 は板材、2 は隙間部分を表す。)

$\{w_{f_1}\}$: 隙間部の粒子変位ベクトル

$$\{\Delta P\} = \{P_t\} - \{P_r\}, \{P_t\} - \{P_r\} = 0 \text{ より、これらと (1), (2)}$$

(3) より最終的に以下のマトリクス方程式が得られる。

$$([K] - \omega^2 [M] - 4\omega^2 \rho_0 [Q] [A \ 0 \ 0]) \begin{Bmatrix} w_{f_1} \\ \theta_x \\ \theta_y \end{Bmatrix} = 2[Q] \left(\begin{Bmatrix} P_d \\ P_d \end{Bmatrix} - [G_{12}][G_{22}]^{-1} \begin{Bmatrix} P_d \\ P_d \end{Bmatrix} \right)$$

$$[A] = [G_{11}] - [G_{12}][G_{22}]^{-1}[G_{21}] \quad (4)$$

これを解くことにより透過側の粒子変位と音圧が求められ、そこから音場入射透過損失を算出する。

3. 解析

(1) 計算条件

解析対象は 0.9 × 0.9m の単層板ガラスを想定した。各物性値は、ヤング率 $E = 7.5 \times 10^{10} [\text{N/m}^2]$ 、損失係数 $\eta = 0.002$ 、ガラス厚 $h = 0.01 [\text{m}]$ 、板密度 $\rho = 2500 [\text{kg/m}^3]$ 、ポアソン比 $\nu = 0.22$ 、とした。

(2) 計算結果と考察

音場入射、固定支持条件における透過損失の周波数特性を無限大弾性板の理論値と併せて Fig.2 に示す。

() 周波数特性における考察

まず、全体的にグラフが右上がりになっており、概ね質量則に従う傾向が見てとれる。また、共振部の位置もおよそその板の共振周波数の理論値と一致している。これらは、単純支持条件の解析においても同様であった。

(a) 隙間幅による影響

全体的な傾向として、隙間幅 $t=10$ [mm] では透過損失は若干小さな値となっているが、 $t=1, 0.1$ では値に大きな差はなく、それ以下になるとほとんどグラフが重なるという結果になった。しかし、周波数が高くなるにつれてわずかではあるが、 $t=10, 1, 0.1$ の時のそれぞれの透過損失の値の差が大きくなっていくのがわかる。

(b) 隙間の有無による影響

$t=0$ とそれ以外を比較すると、板の共振周波数付近以外では、周波数によらず 20dB 程度の差が見受けられる。つまり、ほんのわずかな隙間でも大きな影響があることがわかる。Fig.3 はそれぞれ $t=0, 0.1$ [mm] の 600Hz (Fig.2 からわかるように共振部ではない周波数) における相対音圧レベル分布 (入射波の音圧レベルにより基準化) である。 $t=0$ では透過側のレベルは板近傍で特に低くなっている他はそれほど差はなく、一様に低い値を示しているが、 $t=0.1$ [mm] では全体的なレベルの増加の他、透過側に隙間部からの放射波による干渉縞が見られる。このことから、わずかな隙間の音圧分布に与える影響の大きさが伺える。

() 共振部における考察

(a) 隙間幅による影響

共振部の値を比較してみると、低域ではほとんど値に差は見られないが、高域に行くに従って隙間の大きい方がより低い値を示す傾向が見られる。

(b) 隙間の有無による影響

$t=0$ とそれ以外を比較してみると、(a) と同様に、低域ではほとんど差がないが、高域では隙間のないときに比べてあるときの方が明らかに低い値を示している。

(a) (b) より、隙間の影響は高周波数域においてより明確に現れるといえる。

また、112Hz においては他とは異なり、隙間の大きいほうが透過損失の値が若干大きく、隙間なしの 때가一番値が小さい、という結果になっているが、これは隙間からの透過音による音響負荷の影響だろうと考えられる。Fig.4 に、112Hz における垂直入射時、 $t=0, 10$ [mm] の場合の板振動の変位分布を示す。これを見ると、明らかに $t=0$ の方が激しく振動しており、隙間の影響によって振動が抑制されているのが確認できる。

4. まとめ

以上、隙間をモデル化した数値計算プログラムにより、隙間が存在する場合の遮音性能について考察を行った。

隙間の存在により音圧分布や板の振動状態に変化が生じること、ほんのわずかな隙間でも、それがなくなると比べると明らかに透過損失の減少が見られること、隙間の有無、あるいは大きさによる影響は高周波数域においてより現れるということが確認できた。

今後の課題としては、理論解との比較だけでなく、実測データとの対応を見ることがあげられる。さらには、パフルの厚みやサッシの複雑な形状、板材の支持条件等、様々なパラメータを含んだより高精度の数値予測への展開が望まれる。

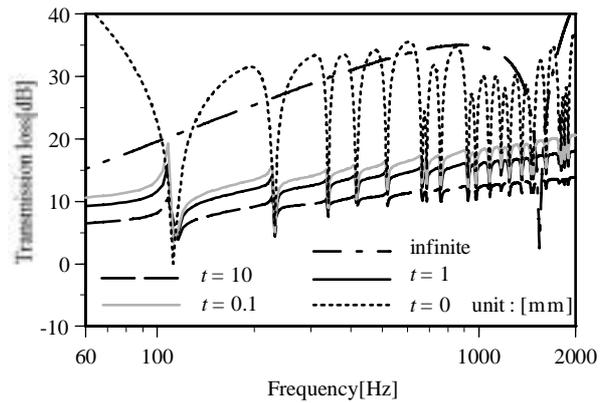


Fig.2 Field incidence transmission loss of the glass plate.

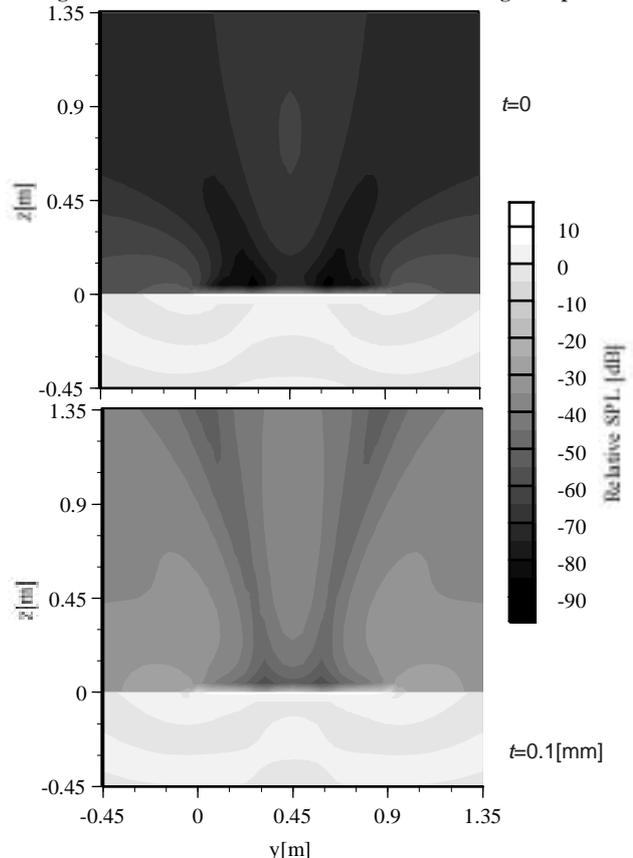


Fig.3 Distributions of sound pressure level. ($f=600$ Hz) (normalized by the SPL of incident plane wave.)

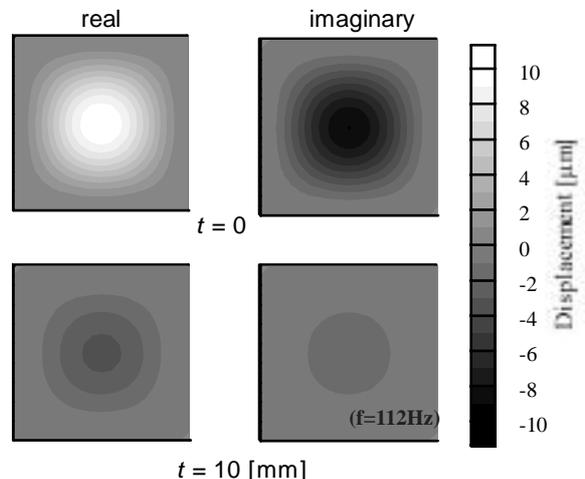


Fig.4 Vibration displacement distributions of the glass plate.