

○寺尾道仁, 関根秀久 (神奈川大・工)

1. はじめに 換気口ではその気柱共鳴周波数の付近で大きな遮音欠損を生じる。とくに1次の気柱共鳴透過音(数百 Hz)については、その低減手段として吸音材内張りなどは効果が少ない[1]。そこで Helmholtz 型共鳴器(以下では HR と略記)の導入が考えられるが、そのリアクティブな性質により HR を含む換気口用消音器の開発は試行錯誤の繰り返しになる。その段階の音響性能予測は3次元音場解析に頼りたいところであるが、計算時間の点で一次元音場解析(以下では 1D 解析と略記)に期待せざるを得ない。ここでは、HR を含む換気口用消音器の開発における 1D 解析の有効性について物理実験により調べる。

2. 共鳴器を含む換気口の一次元音場解析法

2.1 単一共鳴器を含むダクトの場合

Fig.1(a)に単一の HR を含むダクトセクションの一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、また、*i*=HRはHRダクト側検査面を表わすものとすれば、以下のような関係式が得られる[2]。すなわち、 p_1^* を入射波の音圧振幅、 S_D をダクトの断面積、また、 ρ を空気の密度、 c を音速、 $Z_c = \rho c / S_D$ として

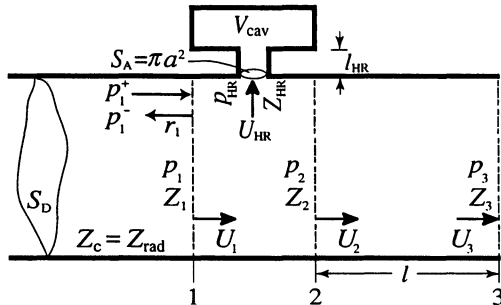
$$2p_1^* = (Z_1 + Z_c)U_1 \quad (2)$$

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

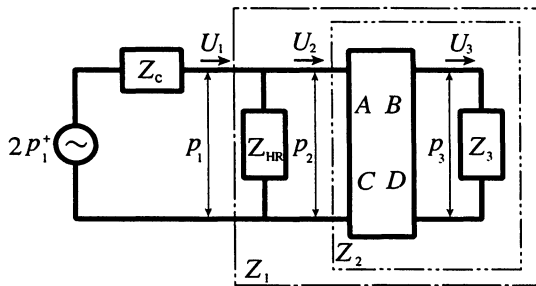
$$Z_2 = (AZ_3 + B)/(CZ_3 + D) \quad (4a)$$

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

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



(a) A 1D sound field model



(b) An equivalent-circuit analog of (a)

Fig. 1 A 1D model of a duct section with a Helmholtz resonator as a side branch

2.2 共鳴器列を含むダクトの場合

単一の HR 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 $Z_3^{(n)}$ を第 $n+1$ セクションの第 1 断面のそれ $Z_1^{(n+1)}$ に置き換えればよい。そのようにして、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

* Effectiveness of one-dimensional sound wave analysis for a ventilation aperture with Helmholtz resonators. By M. Terao and H. Sekine (Kanagawa university).

わち、透過率 $\tau = Z_c R_3^{(N)} |U_3^{(N)} / p_1^+|^2$ は

$$\tau = 4Z_c R_3^{(N)} |U_1^{(1)} / 2p_1^+|^2 \prod_{i=1}^N |U_3^{(i)} / U_1^{(i)}|^2 \quad (5)$$

のように表される。これは式(2)および

$$\frac{U_3^{(n)}}{U_1^{(n)}} = \frac{(Z_{HR}^{(n)} + Z_2^{(n)})(C^{(n)} Z_3^{(n)} + D^{(n)})}{Z_{HR}^{(n)}} \quad (6)$$

の関係を用いて求めることができる[2]。

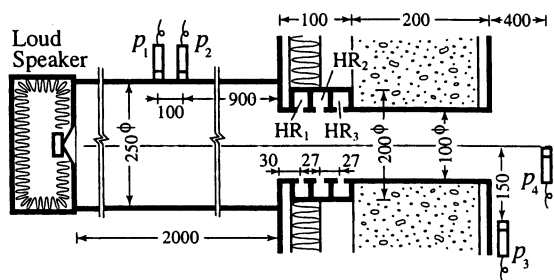


Fig. 2 A resonator array attachment examined and its experimental set up

2.3 音源側が半自由空間の換気口の場合

Fig.2 に示すような共鳴器 3 列を含む換気口の場合、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（基準化透過損失[3]に対応）を $R_s = -10 \log \tau$ と書けば、その τ の計算は式(5)において、 $N=4$ 、また、その初段 ($n=1$) の $Z_{HR}^{(1)}$ を無限大と置き、さらに入射側の Z_c を放射インピーダンス Z_{rad} に置き換えればよい。

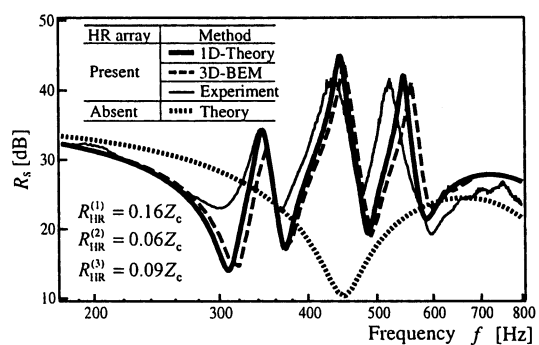
3. HR 列による気柱共鳴透過音の低減

Fig.2 に示した HR3 個からなる消音器の気柱共鳴透過音低減性能に関して最適な設計パラメータ（HR の数、間隔、首長 $l_{HR}^{(n)}$ 、首半径 $a^{(n)}$ 、容積 $V_{cav}^{(n)}$ ）について 1D 解析（式(5)）を適用して探索した。その例として $a^{(1)} = 8\text{mm}$ 、 $a^{(2)} = 14\text{mm}$ 、 $a^{(3)} = 11\text{mm}$ 、 $l_{HR}^{(1)} = l_{HR}^{(2)} = l_{HR}^{(3)} = 5\text{mm}$ 、 $V_{cav}^{(1)} = V_{cav}^{(2)} = V_{cav}^{(3)} = 300\text{ml}$ の場合を Fig.3 に示す。

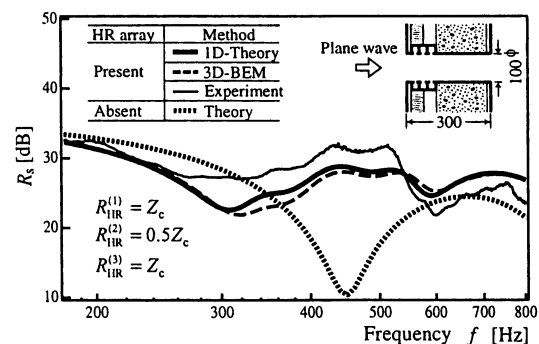
3.1 1D 解析と 3D 解析の比較 1D 解析と 3D-BEM 音場解析とは良好な一致を示している。3D-BEM は HR 外側のオリフィス付加質量補正長の推定や一次元音場の仮定を必要としないが計算負荷が過大である。この解析におい

て 1D 解析は瞬時に達成されるが 3D-BEM 解析における計算時間は約 1 週間を要した。

3.2 1D 解析値と実験値との比較 実験は無響室内で Fig.2 に示したような 250mmφ 測定用ダクト（その(0,1)モード cut-on 周波数 810Hz）からの入射条件で行った。測定用ダクト接続条件の実験と半自由空間条件の数値解析の両者における Z_{rad} の相違、また、音速について数値解析では 340m/s、実験では約 350m/s であったことなどを考慮すれば 1D 解析と実験結果とは概ねよい対応を示していると言えよう。



(a) No treatment for aperture resistance



(b) Resistance materials added

Fig. 3 Effectiveness of 1D theory for a ventilation aperture with Helmholtz resonators

4. 終わりに 換気口の気柱共鳴透過音低減用 Helmholtz 型共鳴器列の開発における 1D 音場解析の有効性について 3D-BEM および実験値との比較により確認した。

参考文献

- [1]大川真平ほか，日本音響学会講論集，2001年3月。
- [2]寺尾ほか，日本騒音制御工学会講論集，2002年。
- [3]村石，大川，橘，子安，騒音制御，Vol.9，1985。