

◎文珠川潔, 寺尾道仁, 関根秀久 (神奈川大)

## 1. はじめに

壁面粘性・熱伝導境界層は多孔質吸音材料が不向きな給排気系および室内音響の低周波数域の音響制御において重要な音響散逸要素である。また, 建築における低周波数域の音響調整で重要なヘルムホルツ共鳴器の吸音力は壁面の空気粘性・熱伝導散逸に依存する。そこで, 空気粘性・熱伝導散逸を考慮した境界要素法の適用を試み, その妥当性について精密な物理実験を行い検討した。

## 2. 供試スリット型共鳴器

対象としたスリット型共鳴器を図1に示す。ダクトと空洞部はPVC (板厚 $t=10$  mm) または鋼板 (板厚 $t=30$  mm) とした。ダクトは幅 $B_D=100$  mm, 深さ $H_D=100$  mm, また, 空洞部は幅 $B_C=50$  mm, 奥行き $D_C=100$  mm, 深さ $H_C=100$  mmである。

ダクトと空洞の間の開口部仕切り板とその材質は表1に示す。開口流路長 (開口板厚)  $\ell_a=10$  mm の場合は, スリット幅 $b_a=2$  mm, 4 mm のPVC仕切り板および真鍮製仕切板, また, 開口流路長 $\ell_a=30$  mm の場合は, スリット幅 $b_a=2$  mm, 4 mm のPVC仕切板, および, スリット幅 $b_a=4$  mm の鋼板製仕切板とした。PVC仕切り板および真鍮製仕切板の場合は共鳴器・ダクトともねじ接合, 鋼板製仕切板のみ共鳴器・ダクトと一体溶接である。

## 3. ヘルムホルツ型共鳴器の特性

### 3.1 共鳴器の音響インピーダンス

ある角周波数 $\omega$ について, 共鳴器開口

前面音圧の複素振幅を $p_F$ , 開口断面内粒子速度の複素振幅を $u_a$ , その比, すなわち, 単位面積音響インピーダンスを $z_{HR}$ , 開口の断面積を $S_a$ とすれば, ヘルムホルツ型共鳴器の音響インピーダンス $z_{HR}/S_a$ は

$$z_{HR}/S_a = p_F/S_a u_a = R_a + jX_{HR} \quad (1)$$

の形で表わされる。ここで $R_a$ は開口の音響レジスタンス,  $X_{HR}$ は共鳴器の音響リアクタンスである。

### 3.2 共鳴器の音響リアクタンス

音響リアクタンス $X_{HR}$ は

$$X_{HR} = \omega M_a - 1/\omega C_c \quad (2)$$

の形で表わされる。ここで $C_c$ は音響コンプライアンスで空洞の容積を $V_c$ として

$$C_c = V_c / (\rho_0 c^2) \quad (3)$$

ただし,  $\rho_0$ は空気の密度,  $c$ は空気中の音速

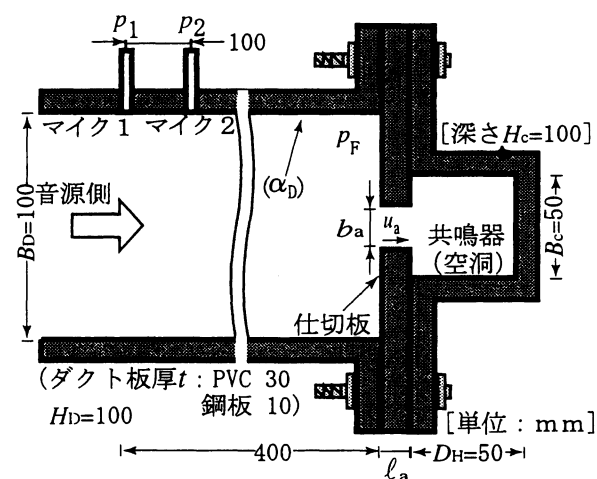


図1 ヘルムホルツ共鳴器と観測ダクト

\*A numerical analysis and high precision experiments of acoustic dissipation by viscothermal boundary-layers of solid surfaces.

By K.Monjyu,M.Terao,H.Sekine(Kanagawa University).

である。一方,  $M_a$  は開口の音響イナータンスで

$$M_a = \rho_0(\ell_a + \Delta\ell_M)/S_a \quad (4)$$

により表わされる。ここで  $\Delta\ell_M$  は開口の付加質量補正長で, スリットの場合 L.M.A. Smits and C.S.Kosten の式

$$\frac{\Delta\ell_M}{b_a} = \frac{1}{\pi^3} \left( \frac{B_c}{b_a} \right)^2 S_{const.v} \quad (5)$$

$$S_{const.v} = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{n^3} \sin n\pi \frac{b_a}{B_c} \left( 1 + \coth 2\pi n \frac{D_c}{B_c} \right) \quad (6)$$

がある[1]。

### 3.3 開口の音響レジスタンス

円形断面の開口の音響レジスタンス  $R_a$

については U. Ingard の経験式

$$R_a = 2R_v(l_a + \Delta l_R)/(aS_a) \quad (7)$$

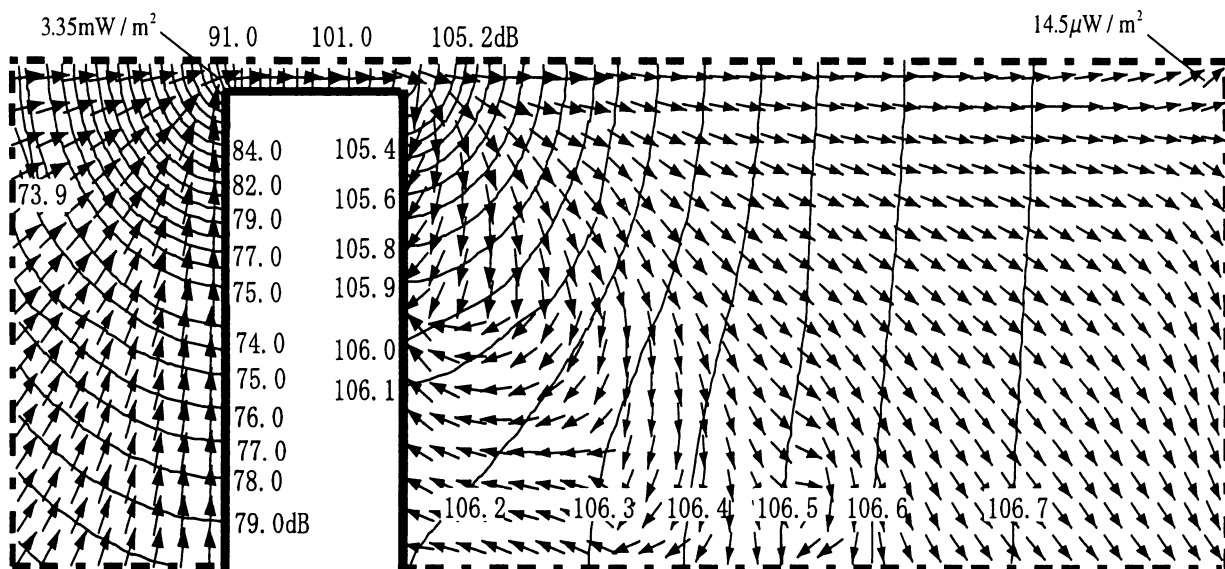
がある[2]。ここで,  $a$  は開口断面の半径,  $\Delta l_R$  は付加抵抗補正長で  $\Delta l_R \cong 2a$  である。 $R_v$  は壁面粘性散逸係数で次項に示す。スリットの等価円断面半径はスリットの幅  $b_a$  であるから, 式(7)の  $a$  に代えて  $b_a$  を用いることにより, ここでのスリットへの適用を試みる。

### 3.3 共鳴器の吸音率

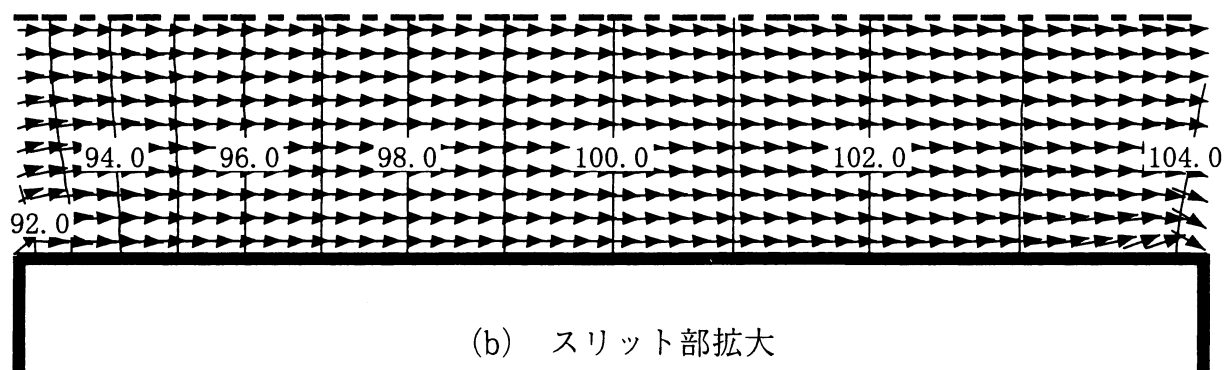
共鳴器の吸音率  $\alpha$  は  $\hat{R} \equiv R_a/(\rho_0 c \sigma)$ ,  $\hat{X} \equiv X_{HR}/(\rho_0 c \sigma)$  とすれば

$$\alpha = 4\hat{R}/\{(1+\hat{R})^2 + \hat{X}^2\} \quad (8)$$

のように表わされる。ただし,  $\sigma$  は開口のポロシティでダクト断面積を  $S_D$  とすれば



(a) スリット幅 4 mm



(b) スリット部拡大

図2 音圧, インテンシティ分布

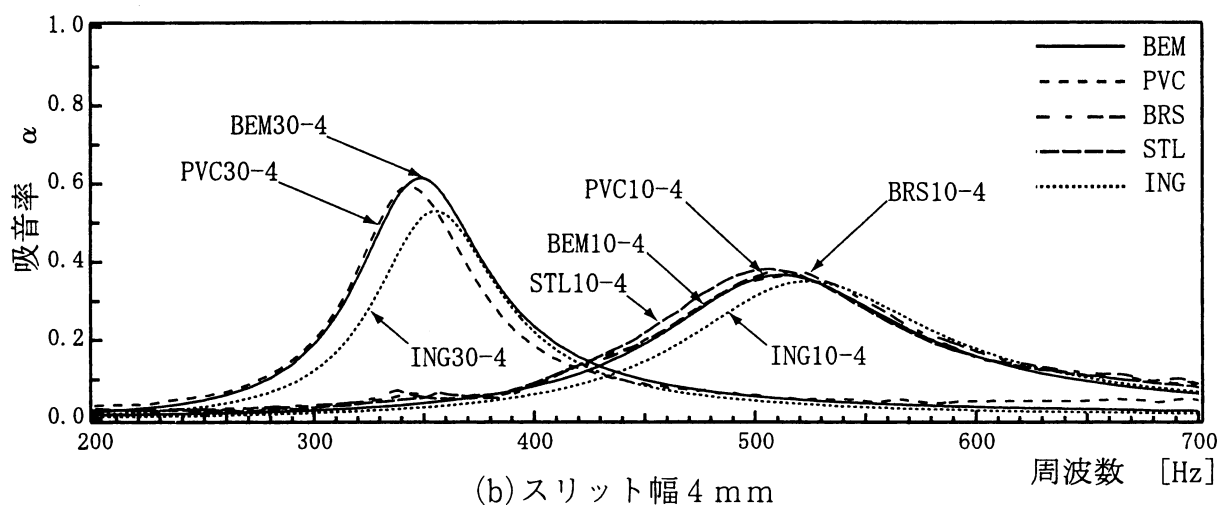
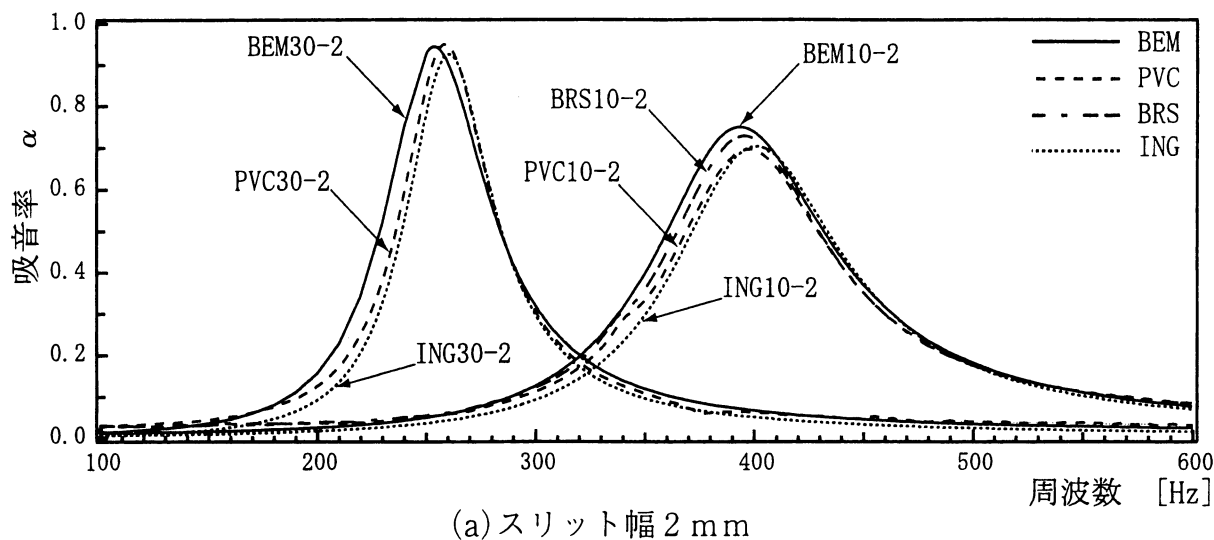


図3 測定値と数値解析

$\sigma = S_a / S_D$  で表わされる。

#### 4. 音響境界層連成数値解法

数値解析は音響（疎密波）モード場の Helmholtz-Kirchhoff 積分定理に基づく 2 次元部分領域型境界要素法[3]により，開口部壁面では寸法 0.1mm，その他の壁面では 1mm の一定要素で離散化している。その境界条件，すなわち，壁面における疎密波モードの音圧  $p$  とその外向き法線方向の勾配  $q$  との関係は疎密波，粘性および熱伝導モードの合成速度と壁面速度の整合条件から，

$$\frac{q}{-j\omega\rho} = \left[ \frac{1}{z_w} + (1+j) \left\{ -\frac{R_h}{\rho^2 c^2} - \frac{R_v \nabla_{\tan}^2}{\rho^2 \omega^2} \right\} \right] p$$

(9)

表1 流路  $\ell_a$  およびスリット幅  $b_a$

仕切板	$\ell_a$ [mm]	$b_a$ [mm]	記号
BEM数値計算 (音響境界層連成法)	10	2	BEM10-2
		4	BEM10-4
	30	2	BEM30-2
		4	BEM30-4
Ingard経験式	10	2	ING10-2
		4	ING10-4
	30	2	ING30-2
		4	ING30-4
エンビ板	10	2	PVC10-2
		4	PVC10-4
	30	2	PVC30-2
		4	PVC30-4
真鍮板	10	2	BRS10-2
		4	BRS10-4
鋼板	10	4	STL10-4

のように与えられる[4]。ここで、 $z_w$ ：壁面のインピーダンス、また、粘性および熱伝導境界層厚をそれぞれ  $d_v = \sqrt{2\mu/\omega\rho}$  および  $d_h = \sqrt{2\kappa/\omega\rho c_p}$  として、

$$R_h/\rho c \equiv \omega(\gamma-1)d_h/2c \approx 0.96\sqrt{f} \times 10^{-5}$$

$$R_v/\rho c \equiv \omega d_v/2c \approx 2.0\sqrt{f} \times 10^{-5} \quad (10)$$

ただし、 $\mu$  および  $\kappa$ ：それぞれ空気の粘性係数および熱伝導率、 $c_p$ ：定圧比熱、 $\gamma$ ：比熱比、 $f$ ：周波数である。

$\nabla_{\tan}^2$  は壁面の接線方向に関するラプラシアンで、固体境界面を滑らかな境界面素に分割し、それぞれの面素の  $\nabla_{\tan}^2 p$  はこれと隣接する面素との差分表現に変換し、端部面素にたいしては音圧がこれに一致し面積 0 の仮想面素を端部面素に付加して処理している。

## 5. 吸音率の観測法

まず、ダクト内の 2 点音圧  $p_1$  と  $p_2$  の観測により式(1)の開口前面音圧  $p_F$  および開口断面内粒子速度  $u_a$  を求め、次に式(8)により吸音率  $\alpha$  を求める。ここでダクト壁面の散逸  $\alpha_D$  は共鳴器の散逸に含めている。

## 6. 共鳴器スリット近傍の音場

図 2 に最大共鳴周波数における共鳴器スリット近傍の音圧およびインテンシティ分布を示す。スリット幅 2 mm と 4 mm の場合とでは、その様子に差がみられないため、ここでは 4 mm の場合を示した。図 2(a) はスリットの出入り口周辺の音場を示す。ダクト側には球面状の音圧ノード域が存在し、ここから開口流路を通じて空洞内まで、次第に音圧は上昇し、空洞内音圧はダクト内音圧に比べて 30 dB 程度大きくなっている。図 2(b) はスリット内の音場を詳細にみたものである。流路中央部では平面波に近い状態であるが、

出入り口付近ではそれが崩れている。

一方、音響インテンシティは全体的にスリット部分に向かっており、スリット部およびその近傍壁面での音響エネルギー散逸が大きいものと考えられる。

## 7. 吸音率の測定および解析結果

図 3 に各開口条件に対するスリット共鳴器の吸音率を示す。開口仕切り板材質について、PVC 板は金属板に比べ音響散逸が僅かながら小さい。これは熱伝導散逸の違いにあると考えられる。Ingard の経験式はいずれのスリット幅、スリット流路長についても良好な一致を示しており、簡単な陽的計算であるにも関わらず有効であることがわかる。また、共鳴周波数付近から離れた周波数では、数値計算に比べ実験による吸音率が高い。ただし、鋼板溶接の場合にはさほどでない。これは剛壁条件による数値計算に対し、実験ではダクト自体の振動が存在したものとみられ、本数値解析法については、その有効性が検証できたものと考えられる。

## 8. まとめ

スリット型共鳴器の周辺の音場や吸音率の予測における壁面空気粘性および熱伝導散逸を含む数値解析手法の有効性、また、Ingard の円形断面開口音響レジスタンス経験式のスリット開口に対する適用性などを明らかにした。

## 参考文献

- [1] J.M.A. Smits and C.W. Costen : Sound absorption by slit resonators, *Acoustica*, vol.1, p114-122, 1951.
- [2] U. Ingard : On the theory and design of acoustic resonators, *JASA*, (25), NOV, 1953.
- [3] 寺尾ほか：境界要素法研究会論文集第 4 巻, 1987.
- [4] P. Morse and U. Ingard, *Theoretical Acoustics*, P290, 1968.