

多孔板を含む音場の数値解析法 (第1報：多孔板の音響連成振動を考慮しない場合)

次橋 一樹^{*1}, 田中 俊光^{*2}, 草薙 樹宏^{*3}

Numerical Analysis Technique for Sound Fields Including Perforated Plate
(1st Report, Case in Which Vibration of Perforated Plate is not Considered)

Kazuki TSUGIHASHI^{*1}, Toshimitsu TANAKA^{*2}, Tatsuhiro KUSAKARI^{*3}

ABSTRACT : Numerical analysis technique by boundary element method for three dimensional sound fields including perforated plates is proposed. This technique is effective to design sound absorption structures of perforated plates efficiently. To verify validity of this numerical analysis method, the sound field in the acoustic tube in which perforated plate was installed was computed, and the results were compared with experiments. The predicted sound absorption coefficient and the sound pressure distribution on the perforated plate by this numerical analysis are consistent with the experimentally measured results. In conclusion, the accuracy of the proposed method can be considered high and this method is applicable for designing sound absorption structure using perforated plates.

Keywords : numerical analysis, boundary element method, perforated plate, sound absorption

(Received October 2, 2011)

1. はじめに

多数の孔を設けた板状の部材である多孔板は、背後に空気層を設けることで吸音性を発揮することが知られている。その多孔板の吸音特性については古くから実験的、理論的な研究がなされており、そのメカニズムは、孔内における空気と内壁面との摩擦による粘性減衰および空気が孔から噴出する際に生じる渦による圧力損失減衰によると考えられている⁽¹⁾⁽²⁾。近年、孔加工技術の発展に伴って、孔を微細化して粘性減衰効果を高めることにより、従来から多用されている多孔質吸音材と同等以上の吸音性能を得ることも可能となり、多孔板吸音構造の実用化が進んでいる⁽³⁾。また、金属素材を用いることにより、耐候性、耐久性、あるいは、リサイクル性に優れた吸音構造を実現できることに後押しされて普及も進

展して来た。

多孔板の吸音特性に関する理論研究^{(1),(2),(4)}は、吸音構造の合理的な設計のために非常に有益で、それらを一次元伝達マトリクス法と組み合わせることにより、孔径、開孔率、板厚、および、空気層の厚みを設計パラメータとして、所要の周波数帯域で所要の垂直入射吸音率を実現する吸音構造の設計も可能となった。一方、吸音構造が無限大サイズで周期的な形状であれば、斜めに音波が入射する場合についても、理論解析による吸音特性の予測手法が確立されている⁽⁵⁾。

しかし、吸音構造が実用される騒音環境は複雑な音場形状や音波入射条件を有し、上述のような一次元音場や無限大音場にモデル化できるとは限らず、また、吸音構造の形状も任意の形状であることが一般的である。加えて、多孔板の吸音性能は媒質粒子速度に対する非線形性を有している⁽¹⁾ので、吸音構造を最適に設計し、配置するためには、多孔板を含む任意形状の音場を精度良く予測することが必要不可欠となる。音場の解析に関して、筆者らは境界要素法を用いた数値解析法を開発してきた

*1 : 理工学研究科理工学専攻博士後期課程 / 神戸製鋼所

*2 : 理工学部エレクトロメカニクス学科教授 (tos-tanaka@st.seikei.ac.jp)

*3 : 理工学研究科理工学専攻博士前期課程 (現 (株) セキソー)

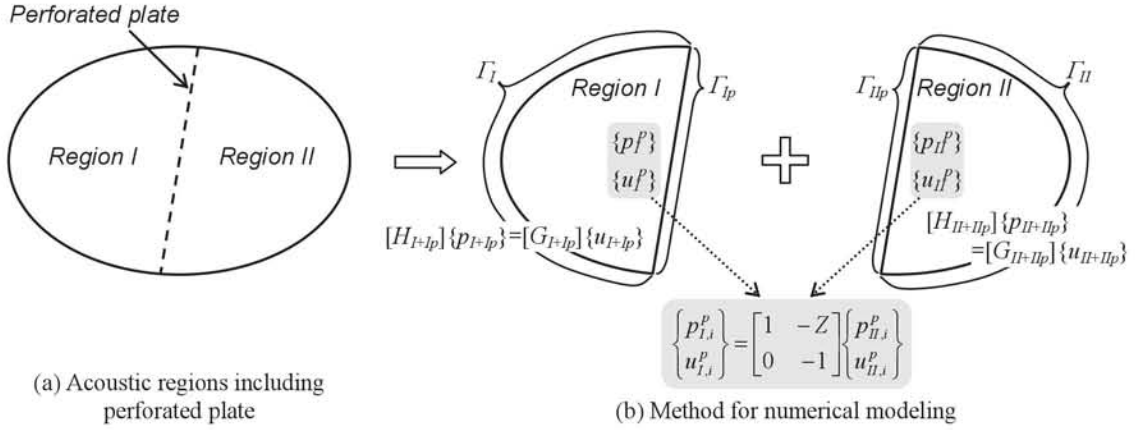


Fig. 1 Numerical modeling for sound field including perforated plate

⁶⁾。また、減衰効果を有さない（孔が大きい）多孔板により複数の領域に分割されている音場に対して、解析領域を多孔板表裏両側の領域に分割し、両領域の界面上要素を伝達マトリクスで接続して連立させる解法を開発し、その有効性を確認している⁷⁾。さらに、宇津野ら⁴⁾による多孔板の粘性減衰および圧力損失減衰を考慮した伝達マトリクスを適用して、減衰効果を有する多孔板を含む3次元音場の境界要素法による数値解析手法を提案し、自動車ドアの高遮音化に向けたドア内の多孔板最適配置設計問題に同法を適用して、その有効性を確認している⁸⁾。また、数値解析モデルとして、1次元音響管を取り上げ、数値解析結果を1次元伝達マトリクス法による計算値と比較することにより、同手法の妥当性を検討し、両者の良好な一致性を確認して来た⁸⁾。しかし、そこでは音波が多孔板に垂直に入射する場合を想定しており、音波の3次元的な入射状況における検証がまだなされていなかった。任意形状の音場を扱うためには、音場と多孔板との接合面における局所作用の仮定の妥当性や、同接合面において一様ではない音圧分布や位相分布が存在する場合の本手法の有効性を明らかにしておくことが必要である。そこで、本稿では、音響管内に多孔板を管軸方向に対して垂直および斜めに設置した音場を対象とした実験値との比較⁹⁾¹⁰⁾を通して、提案する解析方法の予測精度と適用性についてさらに検討を加え、多孔板を含む任意形状音場に対する本数値解析法の有効性と有用性を明らかにすることを目的とする。

2. 解析手法

2.1 多孔板を含む音場のモデル化

多孔板を含む音場の例として図1に示す音場を取り上げ、数値モデル化手法について説明する。この音場は音

圧によって連成振動しない多孔板によって2つの領域（領域ⅠとⅡ）に分割されている。図1(b)に示すように、領域Ⅰ、Ⅱの多孔板に接する境界をそれぞれ Γ_{Ip} 、 Γ_{Iip} とし、それ以外の境界をそれぞれ Γ_I 、 Γ_{II} とする。

まず、領域Ⅰ、Ⅱそれぞれに境界要素法を適用し、各音場についてのマトリクス方程式を作成する。その際、両領域の多孔板に接する境界 Γ_{Ip} 、 Γ_{Iip} は同じ要素分割とする。そして、多孔板を挟んで互いに対面する2つの要素の状態量である音圧と粒子速度を多孔板の吸音モデルで構成される伝達マトリクスで関連付け、両領域Ⅰ、Ⅱの離散マトリクス方程式を連立することにより、多孔板を含んだ全音場の全体マトリクス方程式を導く。なお、本手法で用いる多孔板の吸音モデルは、多孔板の吸音メカニズムを巨視的に（多数の孔の作用を一括して）表現可能なモデルとし、要素における個々の孔位置については考慮しない。

2.2 境界要素法による音場の定式化

まず、多孔板のない閉じた単一の音場（境界を Γ とする）についての離散マトリクス方程式の一般的表記を求める。

音場を支配するヘルムホルツ方程式(1)に重み付き残差法を適用して展開し、グリーン関数の公式によって変形すると、境界 Γ 上の任意点 i に対して積分方程式(2)が得られる⁶⁾。

$$\nabla^2 p + k^2 p = 0 \quad (1)$$

$$p_i = -2 \int_{\Gamma} \left\{ p \frac{\partial \phi_i^*}{\partial n} - j \omega \rho u \phi_i^* \right\} d\Gamma \quad (2)$$

$$\phi_i^* = \frac{\exp(jkr_i)}{4\pi r_i} \quad (3)$$

式(1)において、 p は音圧、 k は波数である。式(2)において、 p および u は境界 Γ 上の音圧と法線方向粒子速度、 n は境界 Γ 上の外向き法線、 ω は角振動数、 ρ は媒質密度である。また、 ϕ_i^* は基本解で、3次元音場の場合には式(3)であり、 r_i は点 i と $d\Gamma$ との距離である。

次に、音場境界 Γ を N 個に要素分割し、各要素内で音圧 p と法線方向粒子速度 u は一定であるとして、それぞれの要素 ($i=1, \dots, N$) について式(2)を求めると、 p_i, u_i ($i=1, \dots, N$) についての式(4)の形の離散マトリクス方程式が得られる⁽⁶⁾。

$$[H]\{p\} = [G]\{u\} \quad (4)$$

ここで、 $\{p\}$ 、 $\{u\}$ はそれぞれの要素における音圧 p_i と法線方向粒子速度 u_i で構成される N 行の音圧ベクトルおよび粒子速度ベクトルであり、 $[H]$ 、 $[G]$ は音場の形状、座標と境界条件、媒質、解析周波数により決定される N 行 N 列の係数マトリクスである。

次いで、図 1(b)の2つの音場(領域 I、II)それぞれの離散マトリクス方程式を求める。

領域 I、II の多孔板に接する境界 Γ_{Ip} 、 Γ_{IIP} の音圧ベクトルと粒子速度ベクトルをそれぞれ $\{p_I^p\}$ 、 $\{p_{II}^p\}$ 、 $\{u_I^p\}$ 、 $\{u_{II}^p\}$ とし、それ以外の境界 Γ_I 、 Γ_{II} に関して $\{p_I\}$ 、 $\{p_{II}\}$ 、 $\{u_I\}$ 、 $\{u_{II}\}$ とすると、領域 I、II それぞれに対する式(4)は、

$$\begin{bmatrix} H_{II} & H_{Ip} \\ H_{Ip} & H_{Ip} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} p_I \\ p_I^p \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} G_{II} & G_{Ip} \\ G_{Ip} & G_{Ip} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_I \\ u_I^p \end{Bmatrix} \quad (5)$$

$$\begin{bmatrix} H_{II} & H_{IIP} \\ H_{IIP} & H_{IIP} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} p_{II} \\ p_{II}^p \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} G_{II} & G_{IIP} \\ G_{IIP} & G_{IIP} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_{II} \\ u_{II}^p \end{Bmatrix} \quad (6)$$

となる。ここで、 H_{XY} 、 G_{XY} ($X, Y=I, II, Ip, IIP$) は、それぞれ係数マトリクス $[H]$ 、 $[G]$ の部分マトリクスである。

式(5)、(6)において、多孔板に接しない境界 Γ_I 、 Γ_{II} のうち、粒子速度が既知の要素(境界条件として、剛壁条件あるいは音場に対する加振として任意の速度値が与えられる要素)では音圧のみが未知数となり、音響インピーダンスが既知の要素(境界条件として、吸音特性が与えられる要素)では音圧と粒子速度が未知数となる。一方、多孔板に接する境界 Γ_{Ip} 、 Γ_{IIP} では、音圧と粒子速度がともに未知数となり、多孔板を挟んで互いに対面する2つの要素の未知数の関係を後述の伝達マトリクスで規定することになる。

2.3 多孔板の吸音モデル

多孔板を挟んで互いに対面する2つの要素の音圧 p と粒子速度 u の関係について説明する。

まず、多孔板の板厚が音波波長より十分小さい場合への適用を前提として、孔内の媒質は一体となって運動すると仮定し、対面する領域 I、II の音場要素 i の粒子速度 $u_{I,i}^p$ 、 $u_{II,i}^p$ は等しいとする。すなわち、

$$u_{I,i}^p + u_{II,i}^p = 0 \quad (7)$$

となる。

次に、多孔板によって多孔板表裏に生じる音圧差は、

$$p_{I,i}^p - p_{II,i}^p = -Z u_{II,i}^p \quad (8)$$

となり、 Z については、宇津野ら⁽⁴⁾の提案により、下式のように記述できる。

$$\begin{aligned} \text{Re}[Z] = \text{Re} \left[\frac{j}{1 - \frac{2J_1(k_s a)}{k_s a J_0(k_s a)}} \right] \frac{\omega \rho (t + d)}{R_p} \\ + \zeta \left(\frac{1}{R_p} \right)^2 \frac{\rho}{2} \frac{8}{3\pi} |u_{II,i}^p| \end{aligned} \quad (9)$$

$$\text{Im}[Z] = \left\{ \text{Im} \left[\frac{j}{1 - \frac{2J_1(k_s a)}{k_s a J_0(k_s a)}} \right] t + \frac{8d}{3\pi} \right\} \frac{\omega \rho}{R_p} \quad (10)$$

$$k_s^2 = -\frac{j\omega\rho}{\mu} \quad (11)$$

ここで、 t は多孔板の板厚、 a 、 d はそれぞれ孔の半径、直径、 R_p は開口率 [(孔の面積) / (多孔板の面積)]、 ρ は孔内媒質の密度、 μ は孔内媒質の粘性係数、 ζ は孔の圧力損失係数、 J_0 、 J_1 はそれぞれ0次、1次のBessel関数である。式(9)および(10)の右辺第1項は、孔内における媒質と内壁面との粘性摩擦による圧力減衰を表し、式(9)の右辺第2項は、媒質が孔から噴出する際に生じる渦による圧力減衰を表す。多孔板上の粒子速度が小さい場合には第1項が支配的になり、粒子速度が大きい場合には第2項が支配的になる。なお、一般に、多孔板の孔にはあらゆる方向から音波が入射することになるが、本手法では、音場と多孔板との接合面において局所作用を仮定し、多孔板法線方向の粒子速度のみによって吸音効果が発現す

るとしている。

多孔板に接する境界 Γ_{lp} 、 Γ_{lp} 上の互いに対面する全要素組み合わせについて式(7)、(8)を作成すると、式(12)の伝達マトリクス方程式が得られる。

$$\begin{Bmatrix} p_I^p \\ u_I^p \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{1} & -\mathbf{Z} \\ \mathbf{0} & -\mathbf{1} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} p_{II}^p \\ u_{II}^p \end{Bmatrix} \quad (12)$$

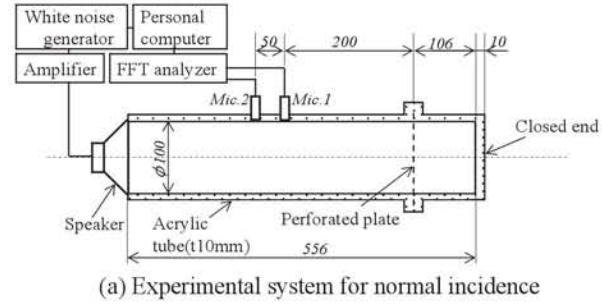
ここで、 $-\mathbf{Z}$ は式(9)、(10)から求める各要素組み合わせに対する係数 Z の逆符号値を対角に持つ対角マトリクス、 $\mathbf{1}$ と $-\mathbf{1}$ は正および負の単位マトリクス、 $\mathbf{0}$ は零マトリクスである。

以上で導出した3つのマトリクス方程式(5)、(6)、(12)を連立することにより、多孔板を含んだ全音場に対する全体マトリクス方程式が式(13)のように導出される。

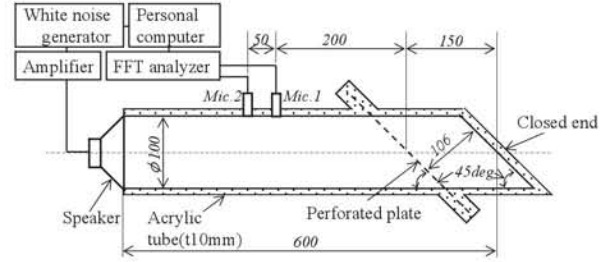
$$\begin{bmatrix} H_{II} & H_{IIp} & 0 & 0 \\ H_{lpI} & H_{lpIp} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & H_{II} & H_{IIp} \\ 0 & 0 & H_{lpII} & H_{lpIp} \\ 0 & 1 & 0 & -1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} p_I \\ p_I^p \\ p_{II} \\ p_{II}^p \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} G_{II} & G_{IIp} & 0 & 0 \\ G_{lpI} & G_{lpIp} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & G_{II} & G_{IIp} \\ 0 & 0 & G_{lpII} & G_{lpIp} \\ 0 & 1 & 0 & -Z \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_I \\ u_I^p \\ u_{II} \\ u_{II}^p \end{Bmatrix} \quad (13)$$

式(13)の連立方程式を解くことで、多孔板を含む全音場を求めることができる。すべての要素において音圧 p が未知数であり、多孔板に接する境界 Γ_{lp} 、 Γ_{lp} 上の要素、および、吸音境界など音響インピーダンスが規定されている要素では粒子速度 u も未知数となる。なお、式(9)の右辺第2項に粒子速度 u が含まれており、式(13)は非線形方程式になるので、反復解法を用いて計算する。ただし、式(9)の第2項が十分に小さい場合(多孔板上の粒子速度が小さく、開口率が大きく、多孔板孔内の粒子速度が小さいとき)には、第2項を無視して、式(13)を線形方程式にすることで、計算を高速化することが可能である。

なお、ここでは1枚の多孔板と2つの音場領域で構成される場合について説明したが、より多くの多孔板、音場領域が存在する場合に対しても、同様の取り扱いにより解析可能である。



(a) Experimental system for normal incidence



(b) Experimental system for oblique incidence

Fig.2 Sound field models for experiment and numerical calculation

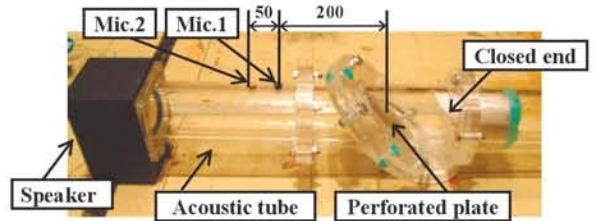
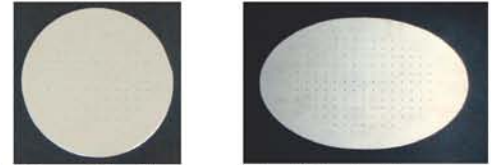


Photo.1 Experimental apparatus for 45deg. incidence



(a) Normal incidence (b) 45deg incidence
Photo.2 Perforated plates

3. 多孔板を含む音場の数値解析と実験

提案した3次元数値解析手法の有効性と有用性を検証するため、音圧による連成振動を無視し得る厚みをもつ多孔板を音響管の中にそれぞれ図2(a)、(b)に示すように垂直および斜めに配置し、音波が垂直に入射する場合と斜めから入射する場合との吸音率の測定値と、本数値解析から得られる音圧値から求めた吸音率とを比較した。また、多孔板を斜めに設置した場合については、多孔板表面の音圧と位相の3次元的な分布の実測値と数値解析値とを比較し、その一致性について検討を加えた。

3. 1 解析対象音場と実験装置

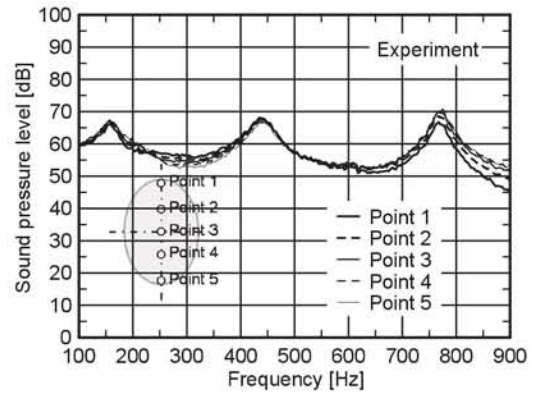
解析対象の多孔板を含む音響管実験装置を写真1に示す。全長は556mmと600mmで、内径100mmの円形断面の音響管の一端に音源のスピーカを設置し、多孔板背後の空気層の端面は多孔板と平行とし、背後空気層厚さが管断面全域で均一となるようにした。図2(a)に示す垂直配置の場合には背後空気層の厚みは106mmである。また図2(b)に示す傾斜配置の場合、楕円形多孔板を、板中心が端面から150mmに位置するように管軸方向に対して45degの角度で配置し、背後空気層の厚みは図2(a)の場合と同様とした。なお実験装置は、管側面、端面とも厚さ10mmの亚克力樹脂製である。多孔板の固定は、多孔板前後の管外部にフランジを設けて、管内径より大きな多孔板を挟み込み、ボルトで4箇所を結合した。多孔板は板厚3mmのアルミ製で、孔径1mm、開口率1%である。本多孔板の周辺単純支持における理論1次固有振動数は垂直配置の円形板で約1500Hz、傾斜配置の楕円板で1150Hzであるが、傾斜配置の場合には今回の実験での固定条件において音圧による連成振動を無視できた900Hz以下を評価周波数範囲とした。垂直配置の場合は1000Hz以下を評価周波数範囲とした。また、多孔板の非線形な吸音特性の再現性を検証するために、スピーカ出力を大小2水準設定して計測を実施した。小さな出力(a)は吸音特性の非線形性が現れない程度の出力とし、大きな出力(b)は出力(a)より35dB大きな出力とした。スピーカへの入力信号はホワイトノイズである。

なお、吸音率は、実測および数値解析から得られる多孔板中心から200mm (Mic.1) と250mm (Mic.2) 断面上の音圧値を用いて2点マイクロホン法により算出し、両者を比較している。

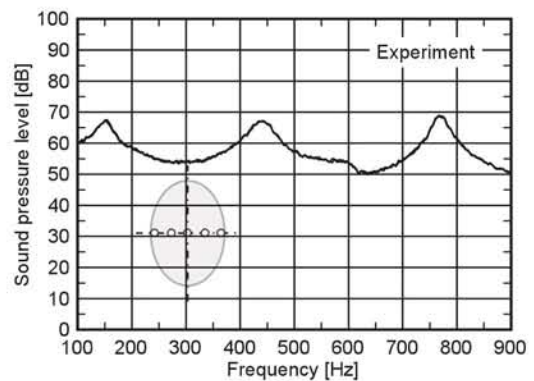
また、多孔板上の音圧分布および位相分布の計測は、多孔板のスピーカ側表面近傍(約5mmの距離)にプローブマイクロホンを挿入することにより、鉛直方向および水平方向の直径をそれぞれ4等分する位置について行った。

3. 2 本音響管音場の実験的検討

スピーカ出力(a)において、実測した傾斜多孔板上の音圧レベルの分布を図3に示す。高周波数帯域において、鉛直方向の音圧に差異がみられる。一方、水平方向については全周波数域で同一の音圧値である。これは本装置の対称性によるものである。また、位相は、吸音率のピーク周波数付近の帯域において、鉛直方向に差異[板中心(図3(a)中のPoint3)を基準として、Point1:25deg~Point5:-18deg]が見られた。水平方向は、音圧と同様に対称性から、全計測点、全周波数域で位相差に差異は見られなかった。



(a) Vertical direction



(b) Horizontal direction

Fig.3 Spatial distribution of sound pressure

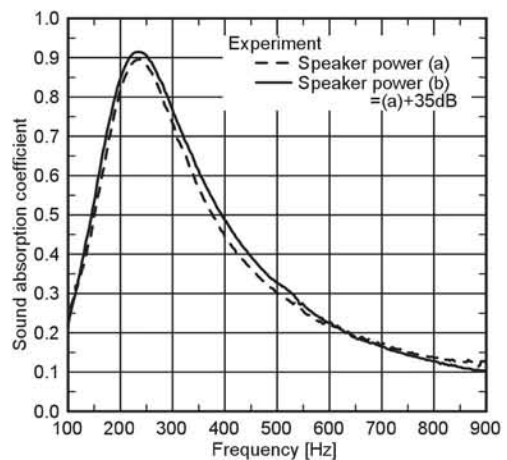
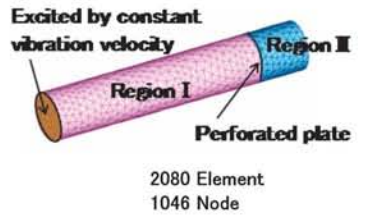


Fig.4 Measured sound absorption coefficients

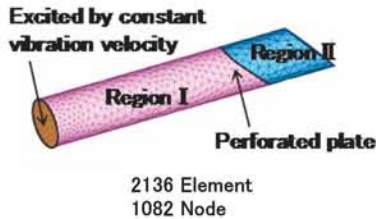
図4に多孔板を斜めに設置した図2(b)の場合の実測により得られた吸音率を示す。同図中、破線がスピーカ出力(a)の場合、実線がスピーカ出力(b)の場合における吸音率で、音圧増大により吸音率が若干向上していることが分かる。

3. 3 数値解析モデル

図2に示す音響管の数値計算モデルを図5に示す。本モデルでは、多孔板の表側と裏側に位置する2つの音場、すなわち、スピーカ加振面と多孔板の間の領域Iと背後



(a) Model a for normal incidence



(b) Model b for oblique incidence

Fig. 5 Numerical models

空気層の領域Ⅱとからなっている（スピーカコーンの形状は忠実なモデル化ではなく、平らなピストン状音源とし、体積加振音源である）。音場の要素分割は、最大辺長が27mmの三角形要素で行い、音場Ⅰ、Ⅱの多孔板の表裏に位置する境界面は、互いに同じ形状・サイズの要素で分割した。加振境界条件としては、上述のように実験におけるスピーカの形状を忠実にモデル化しておらず、円形平面全体が同相・同振幅で振動するピストン体積加振とした。駆動振幅は、吸音特性の非線形性が生じないスピーカ出力(a)に対しては、図2に示すMic.2における音圧レベル値が実験と一致するように周波数ごとに決定した。スピーカ出力(b)は、出力(a)に対して決定した振動振幅を35dB増大させた。また、領域Ⅰ、Ⅱの円筒内側面および領域Ⅱの端面は剛壁（粒子速度0m/s）とした。なお、計算は10Hz間隔で実施している。総要素数は、モデルaで2080個、モデルbで2136個である。

3.3 数値解析結果および実験値との比較

数値解析により得られた音圧値から算出した吸音率を図6、図7に示す。図6は、図2(a)に示すように垂直に多孔板がとりつけられた場合で、数値計算値と実験値の一致性は非常に良好であった。図7は、図2(b)に示す多孔板が傾斜配置された場合である。図7において、□がスピーカ出力(a)、■がスピーカ出力(b)に対する数値解析による吸音率である。数値解析と実測（図4）による吸音周波数特性のピーク周波数と最大吸音率はよく一致しており、また、スピーカ出力を増大した場合の非線形性による吸音率の向上も再現できている。ピーク周波数付近以外の帯域で一致度が若干悪くなっているが、全体と

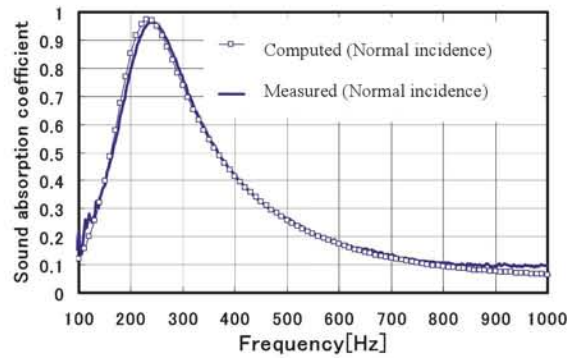


Fig. 6 Sound absorption coefficients computed and measured

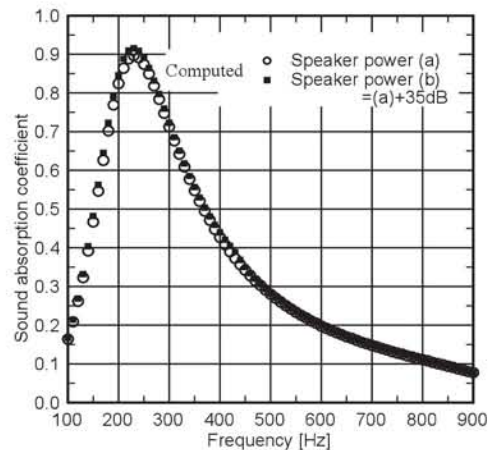
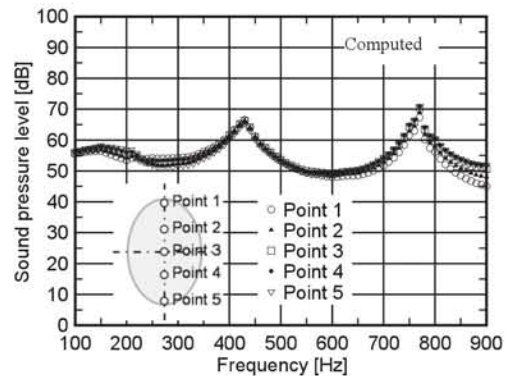
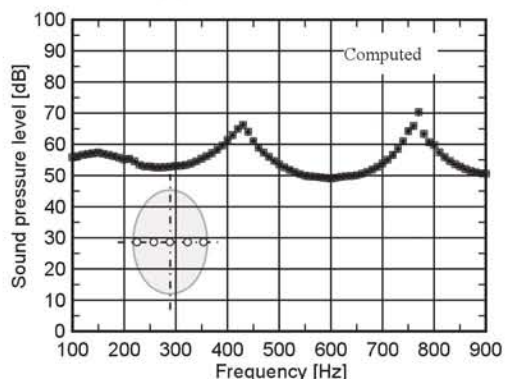


Fig. 7 Computed sound absorption coefficients



(a) Vertical direction



(b) Horizontal direction

Fig. 8 Sound pressure level distribution on the perforated plate. The consistency is good.

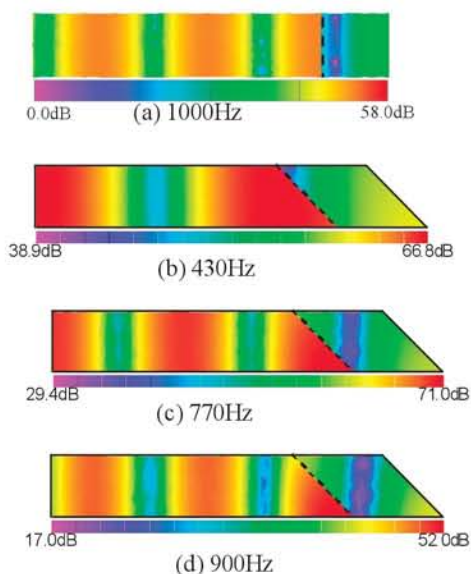


Fig. 9 Sound pressure level distribution on the inner surfaces in the acoustic tube by the present method

次に、スピーカ出力(a)における多孔板上の各位置における音圧レベル計算値を図8に示す。200Hz以上において実測値(図3)とよく一致している。なお、200Hz以下のピークの卓越性に差異が見られるが、これは数値解析で仮定した体積加振境界とスピーカ加振境界との差異および実験におけるマイクロホンプローブ系の共鳴特性によるものと考えられる。なお、多孔板上の位相分布についても、実測とよく一致していることを確認している。

図9には、代表的な周波数における音響管内壁面上の音圧分布を示す。図9(a)は直管の場合であり、図9(b)430Hzおよび図9(c)770Hzは、図の2つのピークに対応する本音響系の共鳴周波数であり、加振面-多孔板間でそれぞれ、半波長、1波長の音圧分布が形成されている。図9(d)900Hzは、図9(b)から分かるように、多孔板背面の音圧分布差異が顕著に表れている周波数である。

以上より、任意の3次元音場の例として、音波が多孔板に対して斜めに入射する場合と、垂直に入射する音場を取り上げ、提案した解析法による音場予測の有効性を確認してきた。なお、図9に示すように音圧分布を可視化できることは、任意形状の音場を対象とした多孔吸音構造の最適構成の設計において有用である。

4. 結 言

音圧による連成振動を無視できる多孔板を含んだ3次元任意形状音場の予測を目的として、3次元境界要素法を用いた数値解析手法を提案した。

本手法の有効性と有用性を検証するため、多孔板を音響管の中に垂直および斜めに配置し、音波が垂直、および斜めに入射して多孔板表面の音圧と位相が分布を持つ問題を対象に、実測値と数値解析結果とを比較した。多孔板の吸音特性および多孔板表面の音圧・位相分布を比較評価した結果、本解析法は高い精度を有し、音場の予測に対して有効であることが分かり、多孔吸音構造の最適設計にとって有用であると期待される。

参考文献

- (1) Melling, T.H., The Acoustic Impedance of Perforates at Medium and High Sound Pressure Levels, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 29, No. 1 (1973), pp. 1-65.
- (2) Maa, D. -Y., Microperforated-panel Wideband Absorbers, *Noise Control Engineering Journal*, Vol. 29, No.3 (1987), pp.77-84.
- (3) Yamada, T., Tanaka, T., Yamagiwa, I., Horio, M. and Matsuda, H., Development of the Sound Absorber Panel Composed of Micro Perforated Aluminum Plate and Foil, *Proceedings of the 17th Environmental Engineering Symposium 2007*, No. 07-12 (2007-7), 105.
- (4) Utsuno, H., Sakatani, T. and Yamaguchi, Z., Experimental Study on Sound Absorbing Characteristics of Perforated Panel by Transfer Matrix Method, *The Journal of the Acoustical Society of Japan*, Vol. 59, No. 6 (2003), pp. 301-308.
- (5) Sakagami, K., Morimoto, M. and Yairi, M., Recent Developments in Applications of Microperforated Panel Absorbers, *Proceedings of the 14th International Congress on Sound and Vibration*, (2007-7).
- (6) Tanaka, T., Utsuno, H., Masuda, T. and Kanzaki, N., Analysis of a Three Dimensional Sound Field by Using the Boundary Element Method (3rd Report, An Analysis Method Based on the Transfer Matrix Theory and Its Application to Sound Field Analysis of a Large Silencer for Eliminating Pulsation), *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol. 53, No. 491 (1987), pp. 1443-1449.
- (7) Sugimoto, R., Kinoshita, S. and Tanaka, T., Boundary Element Analysis of Sound Absorption of Porous Material with Perforated Facings and Membrane, *Proceedings of the 1998 Spring Meeting of the Acoustical Society of Japan*, (1998-3), pp. 767-768.

- (8) Tsugihashi, K., Tanaka, T. and Ueda, H., Development of a Technique to Improve the Sound Insulation of Double-Leaf Walls with Air-Space using Microperforated Sound Absorbing Plate, *INTER-NOISE 2006 Proceedings on CD-ROM*, (2006-12), 457.
- (9) Kusakari, T., Tanaka, T., Tsugihashi, K., The Measuring Method of Oblique Incidence Absorption Coefficient by Using an Acoustic Tube, *Proceedings of the 20th Environmental Engineering Symposium 2010*, No. 10-15 (2010-6), pp.76-81.
- (10) Tsugihashi, K., Tanaka, T., Kusakari, T., Research on Numerical Analysis Technique for Sound Fields Including Perforated Plate(1st report Case in Which Vibration of Perforated Plate is Negible), *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol. 76, No. 772 (2010-12), pp. 3398-3404.