エンクロージャ内-外空間が連成した音場のパッシブ制音*

夏 放 鳴^{*1}, 山本 鎮 男^{*2}, 曾 根 彰^{*2}
増 田 新^{*2}, 田 中 章 三^{*3}, 田 中 浩 彦^{*1}Passive Control of Sound System of Coupled together
Inner and Outer Sound Field Separated at EnclosureFang-Ming XIA, Shizuo YAMAMOTO, Akira SONE,
Arata MASUDA, Syozo TANAKA and Hirohiko TANAKA

The sound field coupled with inner and outer space separated at an enclosure has been analyzed by using the boundary element method and reported. It has been available that the most of sound energy more than 80% is flooded from the opening of the enclosure. Then, it is desired that the sound energy shall be decreased while it pass through the neck of opening of enclosure and the passive sound control system, which is consisted of the cave in the neck and the damping attached to the inside wall, is proposed for this object. The sound passing the neck of opening of enclosure is introduced to this sound control system and the most of sound is dissipated by damping material attached to the inside of the system. The effectiveness of this system is proven by computer simulation and experiment.

Key Words: Sound Field, Enclosure, Boundary Element Method, Damping Material, Passive Control

1. 緒 言

著者らは、エンクロージャ内部空間と外部空間が連成する音場を境界要素法で解析する手法を示し、その手法が有効であることを示してきた⁽¹⁾。

このようにして音場の状態を把握できたので、次に、この音場を制御し、エンクロージャ外部空間に伝わる騒音の低減の手法を研究した。音場を制御するにはパッシブとアクティブの手法があるが、ここではパッシブの手法について研究する。

エンクロージャには、音源となるエンジンなど機械の整備や発熱を排気するために開口部が設けられており、その開口部から音が放出される。過去の研究で、その開口部からの放出量は全体の 80% 以上になることを明らかにした⁽²⁾⁽³⁾。したがって、エンクロージャには騒音低減のための遮音性能と、排熱のための通気性能との両立が求められる。

本研究では、まず、エンジンをエンクロージャで囲

んだエンジンルームのような音場を想定し、エンクロージャ内部空間と外部空間が開口部を介して連成する音場を二次元の境界要素法を用いて解析した。

次に、この音場の制音方法として、配管系を流れる気体のエネルギーを減少させる方法として報告されている⁽⁴⁾、抵抗分岐管の原理を応用した。抵抗分岐管とは、コンプレッサなどに連なる配管系の特定の位置に、内部に抵抗体を充てんした分岐管を設置して、配管内の脈動波のエネルギーを消散させる方法である。

本研究ではこの抵抗分岐管の方法を応用し、エンクロージャの開口部の半径方向に吸音材を充てんした空間を設けて、これらをパッシブ制音システムと称することとした。その原理は、開口部を通過する音波の一部を小空間内に導入して、その空間内の吸音材によって音波のエネルギーを散逸させることである。このように開口部の半径方向に空間を設置しても、エンクロージャ内部気体の通気路には抵抗は付加されないで、この制音システムを用いると、通気性能を低下することなくエンクロージャの遮音性能を向上させることができる。

このようなエンジンルームを想定した音場をエンクロージャ内部空間-外部空間の連成系でモデル化し、二次元の境界要素法を用いた数値解析によって、パッ

* 原稿受付 1998 年 3 月 13 日。

^{*1} 京都工芸繊維大学大学院 (〒606-8585 京都市左京区松ヶ崎御所海道町)。

^{*2} 正員、京都工芸繊維大学工学部。

^{*3} 正員、シャープ(株) (〒639-2198 奈良県北葛城郡新庄町ハジカミ 282-1)。

シブ制音システムをもつエンクロージャの有効性を示す。

さらに三次元の実験を行う事によって、実験値と数値解析値の定性的傾向の一致を確認し、エンクロージャの制音効果の有効性を明らかにした。

2. 境界要素法による音場の伝達関数の導出

本章では、境界要素法による二次元多領域連成音場の伝達関数を導出する。

2.1 音場を支配する方程式 音場を支配する方程式は次式のような波動方程式で表せる。

$$\nabla^2 p(\mathbf{x}, t) - \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p(\mathbf{x}, t)}{\partial t^2} = f(\mathbf{x}, t) \quad (1)$$

ここで、 $\mathbf{x}(x, y)$ は音場空間内の点座標を表すベクトル、 p は音圧、 t は時間、 $f(\mathbf{x}, t)$ は音源を表す。 ∇^2 はラプラス演算子、 c は音速で $c = \sqrt{K/\rho_0}$ (K : 体積弾性率、 ρ_0 : 媒質の密度) である。

音源外力が一定角振動数 ω で調和振動をする時、充分時間が経過した後では媒質の応答は定常振動となり、 $f(\mathbf{x}, t)$ および $p(\mathbf{x}, t)$ は $\bar{f}(\mathbf{x}, \omega)$ 、 $\bar{p}(\mathbf{x}, \omega)$ なる複素振幅を用いて次式により表せる。

$$f(\mathbf{x}, t) = \bar{f}(\mathbf{x}, \omega) e^{i\omega t} \quad (2)$$

$$p(\mathbf{x}, t) = \bar{p}(\mathbf{x}, \omega) e^{i\omega t} \quad (3)$$

ここで、式(2)、(3)を式(1)に代入し整理すると、次の定常振動に関する支配方程式が得られる。

$$\nabla^2 \bar{p}(\mathbf{x}, \omega) + k^2 \bar{p}(\mathbf{x}, \omega) = \bar{f}(\mathbf{x}, \omega) \quad (4)$$

ここで、 $k = \omega/c$ は波数を表す。

境界条件は、次のように与えられるとする。

$$\bar{p}(\mathbf{x}, \omega) = \bar{p}_0(\mathbf{x}, \omega) \quad \mathbf{x} \in \Gamma_1 \quad (5)$$

$$\bar{q}(\mathbf{x}, \omega) = \frac{\partial \bar{p}}{\partial \mathbf{n}}(\mathbf{x}, \omega) = \bar{q}_0(\mathbf{x}, \omega) \quad \mathbf{x} \in \Gamma_2 \quad (6)$$

ただし、 $\mathbf{n}$ は境界上の外向き単位法線ベクトル、 Γ_1, Γ_2 はそれぞれ境界 $\Gamma (= \Gamma_1 + \Gamma_2)$ の一部分を表す。 $\bar{q}$ は境界の外向き法線方向の粒子速度 v と媒質の密度 ρ_0 を用いて、次のように表すことができる⁽⁵⁾。

$$\bar{q} = -j\omega\rho_0 \bar{v} \quad (7)$$

ただし、 $j = \sqrt{-1}$

2.2 境界積分方程式の導出 式(4)に対する境界要素法の定式化には、次式を満足する基本解 $p^*(\mathbf{x}, \mathbf{y}, \omega)$ を用いる。

$$\nabla^2 p^*(\mathbf{x}, \mathbf{y}, \omega) + k^2 p^*(\mathbf{x}, \mathbf{y}, \omega) + \delta(\mathbf{x} - \mathbf{y}) = 0 \quad (8)$$

ただし、 $\mathbf{x}$ と $\mathbf{y}$ はそれぞれ無限媒体において観測点と加力点を表すベクトルであり、 $\delta(\cdot)$ は Dirac のデルタ関数である。式(8)を満足する基本解は次のように与

えられている⁽⁶⁾。

$$p^*(\mathbf{x}, \mathbf{y}, \omega) = -\frac{i}{4} H_0^{(2)}(kr) \quad (9)$$

$$q^*(\mathbf{x}, \mathbf{y}, \omega) = \frac{\partial p^*(\mathbf{x}, \mathbf{y}, \omega)}{\partial \mathbf{n}} = -\frac{ik}{4} H_1^{(2)}(kr) \frac{\partial r}{\partial \mathbf{n}} \quad (10)$$

ただし、 r は観測点 $\mathbf{x}$ と加力点 $\mathbf{y}$ との間の距離を表す。 $H_0^{(2)}$ と $H_1^{(2)}$ は、それぞれ零次、1 次の第2種 Hankel 関数である。式(4)に基本解 $p^*(\mathbf{x}, \mathbf{y}, \omega)$ を乗じて、領域全体にわたって積分すると次式となる。

$$\int_{\Omega} \{\nabla^2 \bar{p}(\mathbf{x}, \omega) + k^2 \bar{p}(\mathbf{x}, \omega)\} p^*(\mathbf{x}, \mathbf{y}, \omega) d\mathbf{x} = \int_{\Omega} \bar{f}(\mathbf{x}, \omega) p^*(\mathbf{x}, \mathbf{y}, \omega) d\Omega(\mathbf{x}) \quad (11)$$

式(11)に部分積分を2度適用し、式(8)を用いると次の境界積分方程式を得る。

$$c(\mathbf{y}) \bar{p}(\mathbf{y}, \omega) + \int_{\Gamma} q^*(\mathbf{x}, \mathbf{y}, \omega) \bar{p}(\mathbf{x}, \omega) d\Gamma(\mathbf{x}) - \int_{\Gamma} p^*(\mathbf{x}, \mathbf{y}, \omega) \bar{q}(\mathbf{x}, \omega) d\Gamma(\mathbf{x}) = - \int_{\Omega} \bar{f}(\mathbf{x}, \omega) p^*(\mathbf{x}, \mathbf{y}, \omega) d\Omega(\mathbf{x}) \quad (12)$$

ただし、 Γ は境界、 Ω は領域を表し、係数 $c(\mathbf{y})$ は、次のように与えられる。

$$c(\mathbf{y}) = \begin{cases} 1 & \text{加力点 } \mathbf{y} \text{ が領域 } \Omega \text{ 内} \\ 1/2 & \text{加力点 } \mathbf{y} \text{ が滑かな境界 } \Gamma \text{ 上} \\ 0 & \text{加力点 } \mathbf{y} \text{ が領域 } \Omega, \text{ 境界 } \Gamma \text{ 以外} \end{cases} \quad (13)$$

式(7)を用いると、境界積分方程式は次のようになる。

$$c(\mathbf{y}) \bar{p}(\mathbf{y}, \omega) + \int_{\Gamma} q^*(\mathbf{x}, \mathbf{y}, \omega) \bar{p}(\mathbf{x}, \omega) d\Gamma(\mathbf{x}) + \int_{\Gamma} i\omega\rho_0 p^*(\mathbf{x}, \mathbf{y}, \omega) \bar{v}(\mathbf{x}, \omega) d\Gamma(\mathbf{x}) = - \int_{\Omega} \bar{f}(\mathbf{x}, \omega) p^*(\mathbf{x}, \mathbf{y}, \omega) d\Omega(\mathbf{x}) \quad (14)$$

2.3 境界積分方程式の離散化 式(14)について、解析対象の境界 Γ を N 個の境界要素、領域 Ω を L 個領域要素に分割して離散化すると次式を得る。

$$c(\mathbf{y}) \bar{p}(\mathbf{y}, \omega) + \sum_{j=1}^N \int_{\Gamma_j} q^*(\mathbf{x}, \mathbf{y}, \omega) \bar{p}(\mathbf{x}, \omega) d\Gamma(\mathbf{x}) + \sum_{j=1}^N \int_{\Gamma_j} i\omega\rho_0 p^*(\mathbf{x}, \mathbf{y}, \omega) \bar{v}(\mathbf{x}, \omega) d\Gamma(\mathbf{x}) = - \sum_{l=1}^L \int_{\Omega_l} \bar{f}(\mathbf{x}, \omega) p^*(\mathbf{x}, \mathbf{y}, \omega) d\Omega(\mathbf{x}) \quad (15)$$

式(15)に見られるように、音源による外力(物体力)が存在する場合、領域積分が必要となるが、音源が存在する領域要素のみ領域積分が必要であり、その他の領域は零となる。ここで境界要素として、要素内で p, v を線形に近似する線形要素を用いることとし、加力点

y を i 番めの境界節点に、観測点 x を j 番めの境界節点にとると、式(15)を節点値に関してまとめると式(15)は次式のような連立代数方程式で書き表せる。

$$c_i \bar{p}_i + \sum_{j=1}^N H_{ij} \bar{p}_j + \sum_{j=1}^N G_{ij} \bar{v}_j = \sum_{l=1}^L B_{il} \dots\dots\dots (16)$$

H_{ij} と G_{ij} は次式のように、隣接する要素に関する係数を重ね合せたもので

$$H_{ij} = h_{ij-1}^2 + h_{ij}^1, \quad G_{ij} = g_{ij-1}^2 + g_{ij}^1$$

となる。ただし

$$h_{ij}^1 = \int_{r_j} q^* \phi^1 d\Gamma, \quad h_{ij}^2 = \int_{r_j} q^* \phi^2 d\Gamma$$

$$g_{ij}^1 = \int_{r_j} p^* \phi^1 d\Gamma, \quad g_{ij}^2 = \int_{r_j} p^* \phi^2 d\Gamma$$

であり、 $\phi^1(\eta)$ 、 $\phi^2(\eta)$ は無次元座標 η による内挿関数で

$$\phi^1(\eta) = \frac{1-\eta}{2}, \quad \phi^2(\eta) = \frac{1+\eta}{2}$$

である。また、右辺の B_{il} は次式である。

$$B_{il} = - \int_{\Omega_l} \bar{f}(x_l, \omega) p^*(x_l, y_i, \omega) d\Omega \dots\dots\dots (17)$$

点 y を境界節点ごとにとると N 個の方程式が得られる。

連成境界となる開口部で次式に示す連続条件を与えることによって、エンクロージャの内部-外部空間の連成解析を行うことができる。

$$\begin{aligned} \{\bar{p}\}_{\text{内}} &= \{\bar{p}\}_{\text{外}} \dots\dots\dots (18) \\ \{\bar{v}\}_{\text{内}} &= -\{\bar{v}\}_{\text{外}} \end{aligned}$$

ここで、 $\{\cdot\}_{\text{内}}$ と $\{\cdot\}_{\text{外}}$ はそれぞれエンクロージャ内部空間と外部空間領域に属する諸元を示している。

2・4 音場の伝達関数 式(16)から未知な境界値を求めることができる。さらに、得られた境界上の諸量を用いて領域内部の任意点における音圧を求めることができる。領域に点 $s(x, y)$ に音源が存在するとした場合、音場空間における任意点 $a(x, y)$ の音圧に関する伝達関数 G を次のように表す。

$$G_a(\omega) = \bar{p}(a, \omega) / \bar{p}_s(s, \omega)$$

ただし、 $\bar{p}(a, \omega)$ ；任意点 a における音圧、 $\bar{p}_s(s, \omega)$ ；音源の入力音圧である。

3. パッシブ制音システムをもつ エンクロージャ内-外連成音場の 数値解析的検討

3・1 解析モデル エンクロージャで騒音源が囲まれた音場の解析モデルを図1、2に示す。

図1は、制音システムをもたないエンクロージャの解析モデルを示している。図1に示すように、エンクロージャ内部の幅、高さはそれぞれ、350 mm、250

Fig. 1 Analytical model of sound field around enclosure without sound control system by 2D-BEM

Fig. 2 Analytical model of sound field around enclosure with sound control system by 2D-BEM

mm、開口部の幅 A 、厚み T はそれぞれ、 $A=30$ mm、 $T=80$ mm である。

図2は、制音システムをもつエンクロージャの解析モデルを示している。図2に示すように、エンクロージャ内部の幅、高さはそれぞれ、350 mm、250 mm、開口部の幅 A 、空間の幅 B 、厚み C および減衰の強さ $D(=\lambda_0)$ を変えて、制音効果を検討した。

ここでは、エンクロージャ開口部から漏洩する騒音を制音するのが目的であるので、エンクロージャ壁を透過する騒音については考慮しないこととして、エンクロージャ壁を剛体壁として扱った。したがって、解析対象の音場は、エンクロージャ内部空間と外部空間が開口部を介して連成した連成音場である。

図2のエンクロージャには、抵抗分岐管の原理を応用した制音システムとして、開口部の半径方向に空間を設けた。

すなわち、首の部分に新たに高さ C 、幅 $(B-A)/2$ の溝を設けて、この溝の内壁に減衰材料が貼り付けられているモデルである。この溝の入口の C にわたって、幅 A の首部と音圧が一致する条件をおいているので両者は連成している。したがって、本解析では内部空間、外部空間、幅 A の首部に相当する空間、高さ C の溝の空間の四つの空間が連成していることにな

る。

空間の内部には、音波のエネルギーを熱に変換する粘性減衰が付与されているとする。

騒音源としては、調和振動する微小半径をもつ呼吸球をエンクロージャ内部に近似的に点音源として設置した。音源より発した音波はエンクロージャ内部の壁体に乱反射して、最後に開口部より外部空間に放出される。図3からわかるように、音源より発した音波は開口部を通して直線的に外部空間に放出される量は少なく、大部分の音波は開口部の首の部分を通過するときに乱反射を行う。したがって、図2のように開口部の径半方向に空間を付けると、乱反射した音波の大部分がこの中に流入する。さらに、この空間の中に音波を熱に変換できるような減衰物質を充てんすると、抵抗分岐管と同じように、波動エネルギーが熱に変わり、制音効果のあるエンクロージャが得られる。

3・2 粘性減衰の付与 ここでは、エンクロージャ開口部の空間内に付与する粘性減衰を考慮するために近似解析手法を採用した。音源が正弦波であるときは、媒質内の任意点の振幅は次式で与えられることが知られている⁽⁹⁾。

$$a(r) = a_0 r^{-n} e^{-\lambda_0 r} \dots\dots\dots (19)$$

ここで、 r ：音源からの距離、 a_0 ：音源の振幅、 λ_0 ：粘性定数に比例する係数、 $n=1$ (実体波)、 $n=0.5$ (表面波)、 $n=0$ (平面波)である。

式(19)で r^{-n} の項は、幾何学的に三次元方向に音波が拡散することを示しており、境界要素法における基本解におり込み済みである。ここでは $e^{-\lambda_0 r}$ の項にのみ注目し、

$$a^*(r) = a_0 e^{-\lambda_0 r} \dots\dots\dots (20)$$

とおく。

式(20)を $a_0=1$ として、境界要素法における基本解にこれに乗じることにより、見かけ上、粘性減衰を付与した効果を与えた。この際 r は基本解で定義されている加力点 P および観測点 Q 間の距離とする。

本手法は空間内に減衰を付与するための便法である

Fig. 3 Diffusion of sound wave in enclosure

が、著者らは文献(3)にて、実験値と本手法を用いたシミュレーション結果を比較検討した。その結果、粘性定数 λ_0 の試行錯誤して適切に選べば、本手法が実験値をよく近似することを明らかとした。解析したモデルもよく似ているし、使用した減衰要素である不織布は全く同じであることから本論文では本解析手法を踏襲使用した。

3・3 シミュレーション 図1, 2に示すモデルに対し、線形要素を用いて境界要素分割を行った。ただし、境界要素にある節点が角点に当たる場合にはその節点を内側にずらしたいわゆる非適合要素を用いた⁽⁷⁾。数値積分は線形境界要素にGaussの四点数値積分を用いた。また、式(9)、(10)で定義された基本解の加力点と観測点が近接して積分が特異積分に近づく際には、境界要素をサブ要素に細分化して数値積分精度の向上を図った。

ここでは、図2で示した制音システムをもつエンクロージャと、図1のような制音システムをもたないエンクロージャを比較し、本制音システムの有効性を示す。また、開口部のサイズ、空間のサイズおよび減衰の強さが制音効果とどのような関係があるのかを調べるために、開口部の幅 A (30, 50 mm)、空間の幅 B (80, 126, 175 mm)、厚み C (40, 60 mm)、減衰 D (0, 10, 20)をそれぞれ変化させて、観測点'O'における音圧のゲインについて解析した。周波数は5 Hz 間隔で2 000 Hz まで変化させる。

まず、 $A=30$ mm、 $B=126$ mm、 $C=60$ mm を固定し、空間の内部に充てんする吸音材として近似的に用いる粘性減衰の強さ D を $D=0, 10, 20$ と変化させて解析した結果を図4に示す。

図4より、減衰を付与することによって制音の効果があることがわかる。これは、空間の内部に流入した音波のエネルギーが減衰によって熱に変換されたため

Fig. 4 Sound pressure analyzed by 2D-BEM of observing point 'O' according to the magnitude of damping 'D' of Passive control system ($A=30$, $B=126$, $C=60$)

Fig. 5 Sound pressure analyzed by 2D-BEM of observing point 'O' according to the magnitude of the width 'A' of enclosure ($B=126$, $C=60$, $D=20$)

Fig. 6 Sound pressure analyzed by 2D-BEM of observing point 'O' according to the magnitude of the width 'B' of sound control system ($A=30$, $C=60$, $D=20$)

である。また、減衰の大きさは、1 000 Hz までの比較的低い周波数帯に効果があることがわかる。

次に、 $B=126$ mm, $C=60$ mm, $D=20$ を固定し、開口部の幅 A を $A=30$ mm, 50 mm と変化させて解析した結果を図 5 に示す。

図 5 より、開口部の幅が大きいほうが音圧のゲインのレベルが大きくなることがわかる。これは、開口部を大きくするとそこから音波がエンクロージャ外部へ流出しやすくなるためである。

次に、 $A=30$ mm, $C=60$ mm, $D=20$ を固定し、空間の幅 B を $B=80$ mm, 126 mm, 175 mm と変化させて解析した結果を図 6 に示す。

図 6 より、 $B=80$ mm のとき、つまり空間の幅があまり小さくなりすぎると、制音効果が低くなることがわかる。しかし、 $B=126$ mm と $B=175$ mm のときは、ほぼ同じレベルで制音効果が十分に発揮されていることがわかる。これは、空間の幅が小さすぎるとそこへ音波が流入しにくくなり、また、音波を減衰させるのに十分な減衰を付与する事ができれば、空間の幅はそれ以上大きくとる必要がないことを示している。

Fig. 7 Sound pressure analyzed by 2D-BEM of observing point 'O' according to the magnitude of the width 'C' of sound control system ($A=30$, $B=126$, $D=20$)

次に、 $A=30$ mm, $B=126$ mm, $D=20$ を固定し、空間の厚み C を $C=40$ mm, 60 mm と変化させて解析した結果を図 7 に示す。

図 7 より、空間の厚みが大きいほうが音圧のゲインのレベルを下げられることがわかる。これは、厚みが大きくなると空間の内部へ音波が流入しやすくなり、音波のエネルギーが減衰によって熱に変換されやすいためである。

これらの解析結果を総合的に見ると、エンクロージャの開口部の幅 A はより小さく、制音システムの空間の幅 B は開口部の幅の約 4 倍程度、空間の厚み C はより大きいほうが制音効果が高くなることがわかる。しかし、エンクロージャの開口部は内部の熱を排気するための通気性確保を目的としているので、制音の目的のみから限りなく小さくすることはできない。また、実用面を考えると空間の厚み C も薄いほうがよりコンパクトなエンクロージャを設計できる。したがって、本解析によって定性的な傾向を把握できたので、音源のエネルギーや発熱を考慮しつつ適切なエンクロージャを設計すれば、排気と制音の両機能を満足したエンクロージャが設計可能である。

4. パッシブ制音システムをもつ エンクロージャ内-外連成音場の 実験的検討

4・1 実験モデル 図 8 は、制音システムをもたないエンクロージャの実験モデルを示している。図 8 に示すように、エンクロージャ内部の長さ、幅、高さはそれぞれ、350 mm, 350 mm, 250 mm、開口部の幅、厚みはそれぞれ、30 mm, 60 mm である。

図 9 は、制音システムをもつエンクロージャの実験モデルを示している。図 9 に示すように、エンクロージャ内部の長さ、幅、高さはそれぞれ、350 mm, 350

(a) Plane

(b) a-a' Section

Fig. 8 Experimental model of enclosure without sound control system

mm, 250 mm, 開口部の幅 A は $A=30$ mm, 制音システムの溝の厚み C は $C=60$ mm とし, 幅 B に関しては $B=126$ mm と $B=175$ mm の 2 種類のサイズを用意した。

エンクロージャは剛体とみなせるように十分な厚み (4.5 mm) をもつ鉄板により作製した。エンクロージャの上面中央に開口部を設け, 開口部中央部にマイクロホンを設置した。エンクロージャの底面には 1 個の音源スピーカを設置した。スピーカへの入力信号としてはホワイトノイズを与えた。制音システムの溝の内部に充てんする吸音材としては不織布 (20 mm 厚, 0.65 kg/m^3) を用い, 取外し可能とした。

解析と条件を合わせるために実験は無反射壁で囲われた空間に吊下げて行った。

4.2 実験結果 実験は, 音源の入力を 10 kHz まで変化させ, エンクロージャ開口部に設置したマイクロホンで音圧レベル測定することにより行った。

エンクロージャの開口部の幅 A , 厚み T はそれぞれ $A=30$ mm, $T=80$ mm, 制音システムの空間の幅 B , 厚み C はそれぞれ $B=126$ mm, $C=60$ mm と固定し, 制音システムの有無による観測点での音圧を比

(a) Plane

(b) a-a' Section

Fig. 9 Experimental model of enclosure with sound control system

Fig. 10 Experimental results of sound pressure at observing point with and without sound control system having no damping ($A=30$, $T=80$, $B=126$, $C=60$, having no damping)

較したのが図 10, 11 である。図 10 は制音システムに吸音材がないとき, 図 11 は制音システムに吸音材を充てんしたものである。

まず, 図 10 を見ると 1.9 kHz で, 大幅な制音効果が認められる。制音システムの空間内の共振周波数がこの辺りにあるため, 制音システムの空間内に入らず開口部を直通する音波と, 制音システム内にいったん入って, その後に放出される音波とは 180° の位相差

Fig. 11 Experimental results of sound pressure at observing point with and without sound control system having damping ($A=30$, $T=80$, $B=126$, $C=60$, having damping)

があるために、互いに打ち消し合って、見かけ上の制音の効果があるものと思われる。また、制音システムの空間内の高次の共振周波数ごとに、周波数軸に沿って断続的に制音効果が現れているのが認められる。

一方、図 11 で示す。制音システム内に不織布を付与して減衰の効果を持ったものでは、2.0 kHz 以下の低周波域では若干の制音機能の低下が見られるが、制音システムの高次の共振周波数帯では、制音効果が明らかに見られる。

このように不織布を付与して減衰を得る方法では、波長の長いものは効果が小さく、波長の短い高周波の音波に有効に作用することがわかる。

これらの実験結果と照合する解析結果は、図 5 の $B=126$ mm の場合であり、定性的に、本制音システムが、このような開口部のあるエンクロージャの音場をパッシブ制御するのに効果的であることを示している。

5. 結 言

二次元境界要素法のシミュレーションより、次のことが明らかとなった。

- (1) エンクロージャ開口部の幅 A は、せまい方がよい。
- (2) 制音システムの幅 B は、音波を十分に減衰させるための吸音材を付与するスペースがあれば、それ以上大きくする必要はない。
- (3) 制音システムの空間の厚み C は、大きいほうが音波が流入しやすくなるので、制音効果を上げることができる。

実験により、次のことが明らかとなった。

- (1) 減衰を付与しなくても、制音システムの空間を設けるのみで、空間の固有振動数に相当する所で位

Table 1 Natural frequencies by simulation and by theory of closed space

Peak number	Natural frequencies by simulation	Natural frequencies by theory of closed space	
		Number of modes	Natural frequencies [Hz]
No.2	685	0, 1	682
No.3	970	2, 0	974
No.4	1165	2, 1	1189
No.5	1350	0, 2	1364
No.6	unclear	2, 2	1676
No.7	1960	4, 0	1949

Fig. 12 Side-branch pipes with large resistance

相が 180° ずれるので、周波数軸に沿って断続的に制音効果が現れる。

(2) 減衰を付与すると、制音システムの空間の高次の固有周波数帯で制音効果が高くなる。

(3) 減衰のない場合には、周波数軸に沿って断続的な制音効果であったが、減衰を付与すると、連続的な制音効果を与えることが認められた。

解析結果と実験結果の比較によって、次のことが明らかとなった。

図 4, 10, 11, を比較すると、解析は二次元、実験は三次元であるので定量的な比較はできないが、両者の制音効果は、定性的には同じ傾向を示している。

以上をまとめて、ここで提案した制音システムは有効であることが確認され、廃熱のための機能を考慮すれば実施に移すことが可能である。また、この制音システムはエンクロージャ開口部に設置したので、メンテナンスが容易であることも、実施利用にあたって有利な条件である。

付録 1 抵抗分岐管による管内脈動の防止の原理

コンプレッサなどに連なる配管内の気体には、圧力および流量の変動(管内脈動)が発生し、配管内を脈動波として伝播する。もしも配管内の固有振動数とコンプレッサによって与えられる加振周波数が近い

とき、共振となって管内脈動が極めて大きくなる。管内脈動が大きいと、配管やコンプレッサ弁の破損、エネルギー効率の低下などのトラブルが発生する。これらのトラブルを防止するためには、管内脈動を小さくする必要があるが、その効果的な方法の一つが配管系に抵抗分岐管を設置する方法である⁽³⁾。

図 12 に示したようにコンプレッサを含む配管系の一点に先端が閉じた分岐管を設置し、その分岐管に抵抗体を充てんする。コンプレッサから発生した脈動波の一部は抵抗分岐管に流入し、抵抗体によってそのエネルギーを消費される。

抵抗分岐管としてはできるだけ脈動波のエネルギーを受け入れ、受け入れたエネルギーはすべて消費し、再び主配管系に戻らないような構造が望ましく、極めて太い分岐管で、無限に長い無反射管が理想的である。しかしながら、現実の分岐管は太さ、長さとも制限されるので、抵抗分岐管の抵抗は適当なものを選ばなければならない。すなわちあまり大きな抵抗値の場合は、抵抗分岐管が詰まった状態となり脈動波を受け入れず、またあまり小さな抵抗値の場合には、脈動波が減衰されずに抵抗分岐管の先端で反射して、再び主配管系に伝ばされる。したがって、抵抗分岐管の抵抗としては最適な値を選ぶ必要がある。

抵抗分岐管を設置しても、配管系の主流路には抵抗体は付加されないで、平均流に対する抵抗増加なしに脈動波のエネルギーを消費し、管内脈動を防止することができる。

付録 2 図 4 解析モデルの 共振モードの物理的解釈

本論文で提案した解析モデルは主系と制音系で構成され、主系はエンクロージャの内部空間である。図 4 の左から見て第 1 のピークは、エンクロージャ内部の気体を主系とし、開口部部分を首としたヘルムホルツ

共鳴器の共鳴周波数である⁽²⁾。表 1 に図 4 から読み取った主系(without sound control system)の第 2 ピーク以降の共振周波数と閉空間(開口部なし)の共振周波数を比較している。ここで解析したエンクロージャの解析モデルの開口部は比較的小さいため、その主系の共振周波数は閉空間共振周波数に近いことが表 1 からわかる。

制音系の幅 (B) 方向の最低理論周波数(2 700 Hz)は本解析の周波数範囲(2 000 Hz)をはるかに超えているので、この方向の共振モードが主系の共振モードに影響を与えることはない。しかし、 $D=0$ の場合、制音系の左右両小空間はそれぞれヘルムホルツ共鳴器を形成しており、その共鳴周波数は主系の第 2 のピーク周波数に近く両者の音波は逆位相なのでヘルムホルツ共鳴器の原理に従って二つの小さいピークに分かれる。減衰値が大きくなると、ヘルムホルツ共鳴器の共振効果である動吸振器の効果は薄れて、制音溝に流入した音波が減衰材によって熱に変換され、結果として、制音されているようすが見られる。その他のピークの制音の効果はこの原理に基づくものである。

文 献

- (1) 田中章三・ほか 3 名, 機論, **59**-568, C(1993), 3852-3859.
- (2) 田中章三・ほか 3 名, 機論, **60**-576, C(1994), 2797-2804.
- (3) 田中章三・ほか 3 名, 機論, **60**-578, C(1994), 3364-3371.
- (4) 神田哲郎, 機論, **55**-512, C(1989), 910-917.
- (5) 田中正隆・松本敏郎・中村正行共著, 境界要素法, (1991), 116, 培風館.
- (6) 田中正隆・松本敏郎・中村正行共著, 境界要素法, (1991), 113, 培風館.
- (7) Patterson, C. and Sheikh, A. (Brebbia, C. A. 編), *Inter-element continuity in the boundary element method/Topics in Boundary Element Research*, Vol. 1(1984), 135, Springer-Verlag.
- (8) 日本音響材料協会編, 騒音・振動対策ハンドブック, (1982), 426, 技報堂.