

604 固有ベクトルと減衰寄与率を用いたマフラーのFEM音響解析と吸音性能向上 FEA of acoustic properties for a muffler using eigenvectors and damping contribution to improve sound absorption

正 山口 誉夫 (群馬大学) ○ 津川 純一 (群馬大学院) 岡部 雅哉 (群馬大学)
正 榎本 秀喜 (富士重工業) 正 黒沢 良夫 (富士重工業)

Takao YAMAGUCHI, Gunma University, Tenjintyo1-5-1, Kiryu-si, Gunma
Junichi TSUGAWA, Gunma University, Tenjintyo1-5-1, Kiryu-si, Gunma
Masaya OKABE, Gunma University, Tenjintyo1-5-1, Kiryu-si, Gunma
Hideki ENOMOTO, Fuji Heavy Industries Ltd, Subaru1-1, Ota-si, Gunma
Yoshio KUROSAWA, Fuji Heavy Industries Ltd, Subaru1-1, Ota-si, Gunma

This paper deals with analysis for positioning of sound absorbing materials in a muffler having expansion chamber. Elements of absorber are modeled by 3D finite element, which having complex density and complex volume elasticity. By expanding the solution of complex eigenvalue problem with small parameter, equations of motion are derived using first order of asymptotic components. From the equations, contribution of damping elements on modal damping is derived in consideration of multiple modes. The sound absorber is arranged in muffler according to this contribution. It proposed a positioning method of sound absorbers within the limits of design feasible region and it applied to the expansion type muffler and availability of this method is verified.

Key words : Damping, Finite Element Method, Computer Aided Engineering

A1. 緒言

拡張室形消音器により、空間内に吸音材を充填し音響エネルギーを低減する方法があり、吸音材の閉空間への配置を最適にする設計法が望まれる。山口⁽¹⁾らは、複素実効密度と複素体積弾性率をパラメータとする吸音体の有限要素を定式化し、複素固有値問題の解を漸近展開し、主要な運動方程式を導出した。さらにモード減衰に対する各吸音要素の寄与率を定式化し、吸音要素の空間内への配置法を提案している。本報告では、評価点の固有ベクトルを重み係数として設計可能な領域を限定して多モードを対象にして、吸音材を配置する方法を提案する。

A2. 解析内容

拡張室形消音器内に多孔質材を配置し、音場の減衰特性を三次元有限要素法で解析した。拡大管部と、細管部により構成されている。入口側音圧 P_m と出口側音圧 P_{out} から次式を用いて減音量 ΔP を求める。

$$\Delta P = 20 \text{Log}_{10} |1/\tau|, \quad \tau = P_{out} / P_m \quad (\text{A } 1)$$

多孔体内部空気の三次元音場を有限要素で離散化する。微小振幅で調和励振を受ける非粘性圧縮性完全流体の三次元空間での運動方程式は次式となる。

$$-\text{grad } p = -\rho \omega^2 \{U\}, \quad P = -E \text{div}\{U\} \quad (\text{A } 2)$$

p は圧力、 E は体積弾性率、 ρ は実効密度、 ω は角周波数、 $\{U\}$ は粒子変位である。要素内の音圧 p と節点の音圧 $\{p_e\}$ の関係を、内挿関数を用いて近似し、系のエネルギーを求める。エネルギー最小原理より次式を得る。

$$([K]_e - \omega^2 [M]_e) \{p_e\} = -\omega^2 \{u_e\} \quad (\text{A } 3)$$

$\{u_e\}$ は各要素の節点粒子変位ベクトル、 $[K]_e$ は要素剛性行列、 $[M]_e$ は要素質量行列である。

多孔体内の音場を表すために複素実効密度 ρ^* 、複素体積弾性率 E^* を用いたモデルを用いる。

全要素について重ね合わせ全系離散化方程式を求める。

$$\sum_{e=1}^{e_{max}} ([K_R]_e (1 + j\eta_e) - \omega^2 ([M_R]_e (1 + j\chi_e))) \{p_e\} = -\omega^2 \{u\} \quad (\text{A } 4)$$

式(A5)で ω と節点粒子変位 $\{u\}$ を既知量とし、 $\{p_e\}$ を求める。

微小量を導入し全系離散化方程式の複素固有値問題の解を漸近展開し微小量の1次の項までまとめ、以下のモード損失係数の近似式を得る。

$$\eta_{tot}^{(n)} = \eta_{ke}^{(n)} - \eta_{se}^{(n)} \\ \eta_{ke}^{(n)} = \sum_{e=1}^{e_{max}} (\eta_e S_{ke}^{(n)}), \quad \eta_{se}^{(n)} = \sum_{e=1}^{e_{max}} (\chi_e S_{se}^{(n)}) \quad (\text{A } 5)$$

この式からモード損失係数 $\eta_{tot}^{(n)}$ は実効密度に関連する材料減衰 η_e と運動エネルギー分担率 $S_{ke}^{(n)}$ との積の全要素にわたる和 $\eta_{ke}^{(n)}$ および体積弾性率に関連する材料減衰 χ_e とひずみエネルギー分担率 $S_{se}^{(n)}$ との積の全要素にわたる和 $\eta_{se}^{(n)}$ から近似計算できる。また、多孔質材の挿入位置のモード損失係数 $\eta_{tot}^{(n)}$ への寄与率 $C_e^{(n)}$ は次式となる。

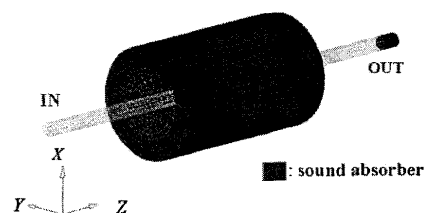
$$C_e^{(n)} = (\eta_e S_{ke}^{(n)} - \chi_e S_{se}^{(n)}) \quad (\text{A } 6)$$

吸音要素 e が複数のモードに対する累積の減衰寄与度 $C_{tot}^{(n)}$ を重み係数 $W^{(n)}$ を用いて次式で定義する。

$$C_{tot}^{(n)} = \sum_{e=1}^{e_{max}} C_e^{(n)} W^{(n)}, \quad |\phi_m^{(n)} \phi_{out}^{(n)}| \equiv W^{(n)} \quad (\text{A } 7)$$

重み係数とはモードの重み付けのための係数である。

マフラーモデルで、多モードを対象とした吸音要素の配置法を検討した。 $C_{tot}^{(n)}$ が大きい要素から順に吸音要素を配置するようにした。その結果、吸音効果が向上した。



1. 緒言

今日の機械製品にはより良い品質の向上が求められている。機械などの騒音については、その低減が求められている。拡張室形消音器により、空間内に吸音材を充填し音響エネルギーを低減する方法がある。この方法を効果的にするため、吸音材の閉空間への配置を最適にする設計法が望まれる。山口⁽¹⁾らは、複素実効密度と複素体積弾性率をパラメータとする吸音体の三次元有限要素を定式化した。さらに定式化された複素固有値問題の解を微小パラメータを用いて漸近展開し、微小量0次、1次の成分から主要な運動方程式を導出した。さらに空間のモード減衰に対する各吸音要素の寄与率を定式化し吸音要素の空間内への配置法を提案している。本論では、評価点の固有ベクトルを重み係数として設計可能な領域を限定して多モードで吸音材を配置する方法を提案し、拡張室形消音器に応用し手法の有用性を明らかにした。

2. 三次元有限要素モデル

拡張室形消音器内に多孔質吸音体を配置し、音場の減衰特性を解析するため、図1に示す三次元有限要素モデルを構築した。要素はソリッド要素である。φ170×272mmの拡大管部と、IN側φ21.5×200mm、OUT側φ21.5×225mmの細管部により構成されている。図1中のIN側の一点を単位粒子速度 V で加振する。

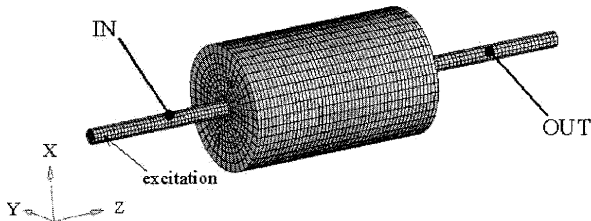


Fig.1 FEM model

そのときの入口側音圧 P_{in} と出口側音圧 P_{out} から次式を用いて減音量 ΔP を求める。

$$\Delta P = 20 \text{Log}_{10} |1/\tau| \quad \dots\dots(1)$$

$$\tau = P_{out} / P_{in}$$

吸音体の材質はグラスウールである。

3. 解析内容

3.1 吸音体を有する三次元閉音場の離散化

吸音体を有する三次元閉空間を有限要素で離散化する。本論の場合、吸音体と気体が混雑する系であるので、均質場に対応する Helmholtz の式を用いることはできず、次に示すアプローチを行う。

微小振幅で調和励振を受ける非粘性圧縮性完全流体の三次元空間での運動方程式は次式となる。

$$-\text{grad } p = -\rho\omega^2 \{U\} \quad \dots\dots(2)$$

また、連続の式は次式となる。

$$P = -E \text{Div}\{U\} \quad \dots\dots(3)$$

ここで、 p は圧力、 $\{U\}$ は粒子変位ベクトル、 ω は角周波数、 ρ は実効密度、 E は体積弾性率である。

要素内の音圧 p と節点 $\{p_e\}$ の音圧の関係を、内挿関数

N_i ($i=1,2,3,\dots$) を用いて次のように近似する。

$$p = [N]^T \{p_e\} \quad \dots\dots(4)$$

式(2), (3), (4)より運動エネルギー、歪みエネルギー、ポテンシャルエネルギーを求め、エネルギー最小原理を用いて次式を得る。

$$([K]_e - \omega^2 [M]_e) \{p_e\} = -\omega^2 \{u_e\} \quad \dots\dots(5)$$

$$[K]_e = \frac{1}{\rho} [M']_e, [M]_e = \frac{1}{E} [K']_e \quad \dots\dots(6)$$

上式は線形の圧縮性完全流体の要素の運動方程式となる。なお、 $\{u_e\}$ は各要素の節点粒子変位ベクトル、 $[K]_e$ は要素剛性行列、 $[M]_e$ は要素質量行列である。

多孔質材内部の音場を考える場合、実効密度と体積弾性率を複素数とすればよい事が知られている。⁽¹⁾

$$\rho \Rightarrow \rho^* = \rho_R + j\rho_I \quad \dots\dots(7)$$

$$E \Rightarrow E^* = E_R + jE_I \quad \dots\dots(8)$$

ただし、 ρ^* は複素実効密度、 E^* は複素体積弾性率である。ここで、実効密度の虚部は流れ抵抗に相当するパラメータである。また、体積弾性率の虚部は、圧力と体積ひずみの関係のヒステリシスをあらわす。これより、式は複素パラメータを持ち、多孔質材内部の音場を表す要素では、要素剛性行列 $[K]_e$ と要素質量行列 $[M]_e$ が、共に複素数で表現されることになる。

式(7)を式(6)へ代入すると、要素剛性行列の実部 $[K_R]_e$ と虚部 $[K_I]_e$ は次式となる。

$$[K]_e = [K_R]_e + j[K_I]_e = [K_R]_e (1 + j\eta_e) \quad \dots\dots(9)$$

$$\eta_e = -\rho_I / \rho_R \quad \dots\dots(10)$$

同様に、式(8)を式(6)へ代入すると、要素質量行列の実部 $[M_R]_e$ と虚部 $[M_I]_e$ は次式となる。

$$[M]_e = [M_R]_e + j[M_I]_e = [M_R]_e (1 + j\chi_e) \quad \dots\dots(11)$$

$$\chi_e = -E_I / E_R \quad \dots\dots(12)$$

式(9)～(12)を対象とする場の全要素について重ね合わせ、次の全系の離散化方程式を得る。

$$\sum_{e=1}^{e_{\max}} ([K_R]_e (1 + j\eta_e) - (\omega)^2 [M_R]_e (1 + j\chi_e)) \{p_e\} = -\omega^2 \{u\} \quad \dots\dots(13)$$

$\{u\}$ は節点粒子変位ベクトルである。

3.2 周波数応答

式(13)において周波数と節点粒子変位 $\{u\}$ を与え、節点音圧 $\{p_e\}$ を未知数とした連立一次方程式として解く方法を直接法と呼ぶことにする。周波数応答は直接法で求めた。

3.3 減衰寄与率の計算

本解析では複素固有値の解に、微小パラメータを用いた漸近展開を応用し、微小量1次までの成分から、主要な運動方程式を導出し、モード減衰に関する各吸音要素の寄与率を定式化した。さらにその寄与率を利用した吸音体の空間への配置法を示す。

式(13)の複素固有値問題は、次式で示される。

$$\sum_{e=1}^{e_{\max}} ([K_R]_e (1 + j\eta_e) - (\omega^{(n)})^2 (1 + j\eta_{tot}^{(n)}) [M_R]_e (1 + j\chi_e)) \{p_e^{(n)*}\} = \{0\}$$

……(14)

添字は(n)次音響モードを表す。 $(\omega^{(n)})^2$ は複素固有値の実部で、共振周波数の2乗に対応した量である。 $\{\phi^{(n)}\}$ は複素固有ベクトルである。 $\eta_{tot}^{(n)}$ はモード損失係数である。 e_{max} は要素数である。

体積弾性率に関する材料減衰 χ_e ($e=1, 2, 3, \dots, e_{max}$)、実効密度に関する材料減衰 η_e 、に関して全要素の中で最大のものを η_{max} とし、以下の量を定義し導入する。

$$\beta_{ke} = \eta_e / \eta_{max}, \beta_{ke} \leq 1, \beta_{se} = \chi_e / \eta_{max}, \beta_{se} \leq 1 \quad \dots \dots (15)$$

ここで $\eta_{max} \ll 1$ と仮定し、微小量 $\mu = j\eta_{max}$ を導入し、式(14)の解を漸近展開すると、

$$\{\phi^{(n)*}\} = \{\phi^{(n)}\}_0 + \mu \{\phi^{(n)}\}_1 + \mu^2 \{\phi^{(n)}\}_2 + \dots \quad \dots \dots (16)$$

$$(\omega^{(n)})^2 = (\omega_0^{(n)})^2 + \mu^2 (\omega_2^{(n)})^2 + \mu^4 (\omega_4^{(n)})^2 + \dots \quad \dots \dots (17)$$

$$j\eta_{tot}^{(n)} = \mu \eta_1^{(n)} + \mu^3 \eta_3^{(n)} + \mu^5 \eta_5^{(n)} + \mu^7 \eta_7^{(n)} + \dots \quad \dots \dots (18)$$

ただし、 $\beta_{se} \leq 1$ および $\beta_{ke} \leq 1$ であるのであれば $\eta_{max} \beta_{se} \ll 1$ および $\eta_{max} \beta_{ke} \ll 1$ が成立し、 $\mu \beta_{se}$ および $\mu \beta_{ke}$ も μ と同様に微小量となる。また、 $\{\phi^{(n)}\}_0, \{\phi^{(n)}\}_1, \{\phi^{(n)}\}_2, \dots, (\omega_0^{(n)})^2, (\omega_2^{(n)})^2, (\omega_4^{(n)})^2, \dots$ および、 $\eta_1^{(n)}, \eta_3^{(n)}, \eta_5^{(n)}, \dots$ は実数とする。式(14)に式(15)～(18)に代入し、 μ^0 と μ^1 のオーダーまでをまとめると次式を得る。

μ^0 の量：

$$\sum_{e=1}^{e_{max}} ([K_R]_e - (\omega^{(n)})^2 [M_R]_e) \{\phi^{(n)}\} = \{0\} \quad \dots \dots (19)$$

μ^1 の量：

$$\sum_{e=1}^{e_{max}} (\mu \beta_{ke} [K_R]_e - \mu \eta_1^{(n)} (\omega_0^{(n)})^2 [M_R]_e - \mu \beta_{se} (\omega_0^{(n)})^2 [M_R]_e) \{\phi^{(n)}\}_0 + \sum_{e=1}^{e_{max}} (\mu [K_R]_e - \mu (\omega_0^{(n)})^2 [M_R]_e) \{\phi^{(n)}\}_1 = \{0\} \quad \dots \dots (20)$$

$$\eta_{tot}^{(n)} = \eta_{ke}^{(n)} - \eta_{se}^{(n)} \quad \dots \dots (21)$$

$$\eta_{ke}^{(n)} = \sum_{e=1}^{e_{max}} (\eta_e S_{ke}^{(n)}), \quad \eta_{se}^{(n)} = \sum_{e=1}^{e_{max}} (\chi_e S_{se}^{(n)}),$$

$$S_{ke}^{(n)} = \{\phi^{(n)}\}_0' [K_R]_e \{\phi^{(n)}\}_0 / \sum_{e=1}^{e_{max}} (\{\phi^{(n)}\}_0' [K_R]_e \{\phi^{(n)}\}_0)$$

$$S_{se}^{(n)} = \{\phi^{(n)}\}_0' [M_R]_e \{\phi^{(n)}\}_0 / \sum_{e=1}^{e_{max}} (\{\phi^{(n)}\}_0' [M_R]_e \{\phi^{(n)}\}_0)$$

式(21)からモード損失係数 $\eta_{tot}^{(n)}$ は、実効密度に関連する材料減衰 η_e と運動エネルギー分担率 $S_{ke}^{(n)}$ との積の全要素にわたる和 $\eta_{ke}^{(n)}$ および体積弾性率に関連する材料減衰 $-\chi_e$ とひずみエネルギー分担率 $S_{se}^{(n)}$ との積の全要素にわたる和 $\eta_{se}^{(n)}$ から近似計算できる。式(21)の中の固有モード $\{\phi^{(n)}\}_1$ は実数であり、減衰項をすべて無視して得られる式(19)を通常の固有値として解くことで容易に求めることができる。Yamaguchi⁽⁴⁾らはこの手法をMSKE法 (Model Strain

and Kinetic Energy Method)と呼んでいる。

多孔質材の挿入位置のモード損失係数 $\eta_{tot}^{(n)}$ への寄与率 C_e は式(21)より次式となる。

$$C_e = (\eta_e S_{ke}^{(n)} - \chi_e S_{se}^{(n)}) \quad \dots \dots (22)$$

したがって、実効密度に関する材料減衰 η_e と運動エネルギー分担率 $S_{ke}^{(n)}$ との積が大きい要素が、あるいは体積弾性率に関連する材料減衰 $-\chi_e$ と歪みエネルギー分担率 $S_{se}^{(n)}$ との積が大きい要素が、モード減衰 $\eta_{tot}^{(n)}$ に対する寄与が大きいといえる。この寄与率 C_e が大きい要素の多孔質材を残し、 C_e が小さい要素の多孔質材を除いていけば、音響モードに対する減衰を増大できる。

よって、多孔質材の配置シミュレーションの手順の概要は次のようになる。

最初に、非設計領域を除く空間全体に多孔質材を充填したモデル(充填率100%のモデル)を作成する。着目する空間共鳴のモード減衰 $\eta_{tot}^{(n)}$ への各要素の寄与率 C_e を式(22)により求める。 C_e が大きい要素の多孔質材を残し、 C_e が小さい要素の多孔質材を除いたモデルへと改修する。この際 C_e を大きいものから順に並べることで任意の充填率を持つモデルを作成することができる。最後にモード減衰と周波数応答をそれぞれ式(21)と式(13)から求め、さらに減音量 ΔP を式(1)から求め吸音効果を検証する。

3.4 多モードを対象とした吸音要素の配置法

吸音要素 e が複数のモードに対する累積の減衰寄与度 $C_{tot}^{(n)}$ (以降、全減衰寄与度と呼ぶ)を次式で求める。

$$C_{tot}^{(n)} = \sum_{n=1} C_e^{(n)} W^{(n)} \quad \dots \dots (23)$$

$C_e^{(n)}$ は次モードに対する要素 e の減衰寄与度、 $W^{(n)}$ は重み係数を表す。問題によって、考慮すべきモードと考慮しなくて良いモードがあるので、 $W^{(n)}$ を導入して重み付けを行うものとした。式(23)の全減衰寄与度 $C_{tot}^{(n)}$ が大きくなる順に寄与率の高い要素を残し、低い要素を削り、目的の体積にすることで、吸音要素の最適配置を行った。

マフラーの入口と出口の減音量 ΔP を問題とする本報告では、 $W^{(n)}$ は拡張室形消音器における入り口評価点と出口評価点の両方の固有ベクトル大きい条件(ΔP が小さくなる条件)から定めた。 $\phi_{in}^{(n)}$ は入り口側、 $\phi_{out}^{(n)}$ は出口側の評価点の固有ベクトルの成分である。 n 次モードの重み係数は次式を用いた。

$$\left| \phi_{in}^{(n)} \phi_{out}^{(n)} \right| \equiv W^{(n)} \quad \dots \dots (24)$$

流れなどの他の要因で吸音体を配置できない非設計領域では $\eta_e \rightarrow 0$ 、 $\chi_e \rightarrow 0$ とし非設計領域内の全減衰寄与度

$C_{tot}^{(n)} \rightarrow 0$ とすることで吸音体は配置されない。

後に与える問題において、各モードにおける重み係数の差が大きくなり、一部のモードの影響が大きくなってしまった。そのために、非設計領域を加えたモデルでの n 次モードの重み係数は $W^{(n)}$ のかわりに次式で定義する $W_f^{(n)}$

を用い調整した.

$$W^{(n)'} = 20L \log(W^{(n)})$$

$$W_f^{(n)} = (W^{(n)'} - W_{\min}^{(n)}) + W_0 \quad \dots (25)$$

$W_{\min}^{(n)}$ は対象となるモード中での $W^{(n)'}$ の最小値である.
 W_0 は重み係数の下限を示す定数である.

4. 解析結果

4.1 解析精度の検証

まず, 吸音体を挿入した拡張室型消音器の減音量 ΔP を計算し, 実験値との比較を行った. 図 2 に示すように, このモデル(以降, initial model と呼ぶ)では拡大管部 $\phi 120 \text{ mm}$ の外側と出口側, 細管部出口側の管端に厚さ 25mm の吸音体を充填してある. 充填した吸音体の量はマフラーの全体積の 53.6% である. なお, 管両端部は実験に合わせ, 閉管となっている.

減音量 ΔP の実験値⁽²⁾, 計算値を図 3 に示す. 減音量 ΔP の実験値, 計算値はほぼ一致している. 吸音体の有無による減音量 ΔP の計算結果を図 4 に示す. 吸音材の挿入による吸音効果の向上も確認できる.

4.2 減衰寄与率を用いた最適化

吸音体がない条件のマフラーモデルに現れた 20 のモードについての減衰寄与度 C_e を使用して, 多モードを対象とした吸音要素の配置の検討を行った. 減衰寄与度 C_e にもとづいたモデル(以下 53.6%-improved model と呼ぶ)を図 5 に示す. initial model と 53.6%-improved model の計算値を比較したものを図 6 に示す. この二つを比較すると, 減音量 ΔP が全体的に大きくなり, 吸音効果は改善された.

4.3 非設計領域がある場合の三次元有限要素モデル

拡張室形消音器内の細管部は, 気体の流路となることが多い. 吸音体が, 流路に配置できない場合も想定される. これを考慮するために, 図 7 の三次元有限要素モデル内に非設計領域を加えたモデルを使用する. 拡大管部と細管部の中心に $\phi 11.5 \times 697 \text{ mm}$ の細長い円柱状の流路を確保し, 吸音体を配置させないようにする.

まず, 非設計領域を加えた三次元有限要素モデルの初期状態における減音量を計算した. 図 7 のモデルと同じ IN 側の一点を励振点とする. 図 8 に示すように, このモデル(以降, 50.7%-initial hollow model と呼ぶ)では, 初期状態では拡大管部の $\phi 11.5 \text{ mm}$ の外側と入口側, 出口側の細管部の $\phi 120 \text{ mm}$ の外側に吸音体を充填してある. 充填した吸音体の量はマフラーの全体積の 50.7% である. 吸音体の有無による減音量の計算結果を図 9 に示す. これにより, 初期状態でも吸音体の効果は, ある程度現れた.

4.4 非設計領域がある場合の多モードを対象とした配置

非設計可能領域を加えた三次元有限要素モデルに現れた 20 のモードについて減衰寄与度を式(13)で計算し, 多モードを対象とした吸音体の配置を行った. 減衰寄与度 C_e にもとづいたモデル(以下 50.7%-improved hollow model と呼ぶ)を図 10 に示す. この 50.7%-improved hollow model と先の初期状態のモデル 50.7%-initial hollow model の計算値を比較したものを図 11 に示す. しかし, この条件では

減音量に大きな変化がなかった. 両者ともに吸音体の量(体積比率 50.7%)が多すぎて, 減衰寄与率があまり大きくない領域にまで吸音体が配置されており, 差が出難かったためと考えられる.

そこで, 吸音体の体積率を 1.0% に減らし検討した. 対応するモデル(以下 1.0%-improved hollow model と呼ぶ)を図 12 に示す. さらに重み係数 $W_f^{(n)}$ を減衰寄与度 C_e にかけて配置したモデル(以下 1.0%-weight coefficient hollow model と呼ぶ)を図 13 に示す. なお, 式(25)では $W_0 = 1$ を用いた. 1.0%-improved hollow model と 1.0%-weight coefficient hollow model の計算値を比較した結果を図 14 に示す. 図より, 重み係数を用いることにより, 非設計領域を加えた三次元有限要素モデルにおいても吸音効果を向上させることができた.

50.7%-initial hollow model と 1.0%-weight coefficient hollow model の計算値を比較したものを図 15 に示す. このように大幅に吸音体を削減しても吸音効果を相当程度に維持できている.

5. 結 言

吸音体の配置可能領域が制限された拡張室形消音器において, 評価点の固有ベクトルを重み係数に用いた全減衰寄与率により, 多モードを対象として配置する方法は有効である.

参考文献

- (1) 山口, 黒沢, 松村, 機論 C 編 第 68 巻, 665 号(2002).
- (2) Kagawa, Y., Yamabuchi, T. and Mori, A., *J. Sound Vib.*, 53-3 (1977), 357-37
- (3) Utsuno, H., Wu, T. W., Seybert, A. F. and Tanaka, T., Prediction of sound fields in cavities with sound absorbing materials, (1990), pp. 1870-1875

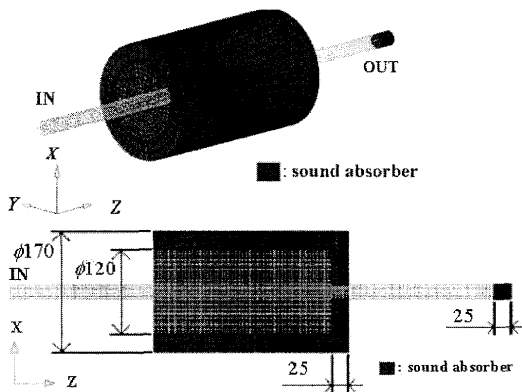


Fig.2 initial model

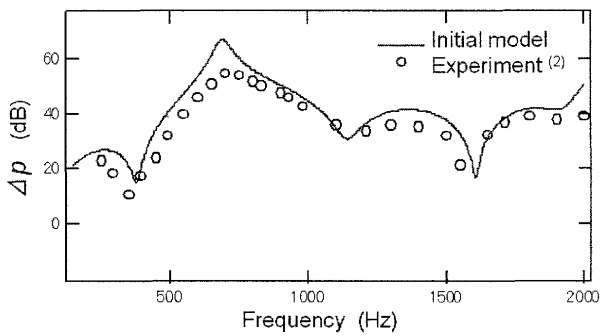


Fig.3 Comparison between experimental results and calculated results

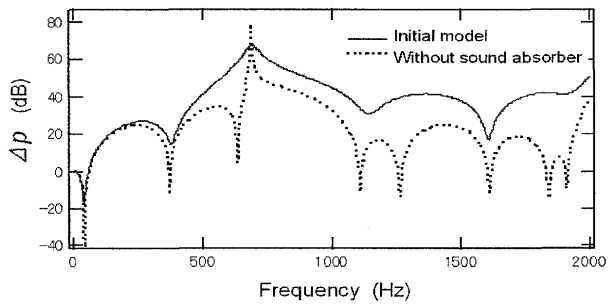


Fig.4 Effect of sound absorber

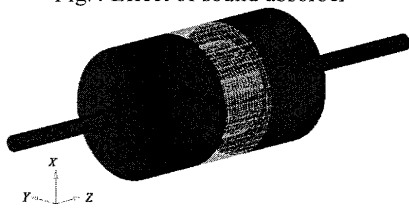


Fig.5 53.6%-improved model

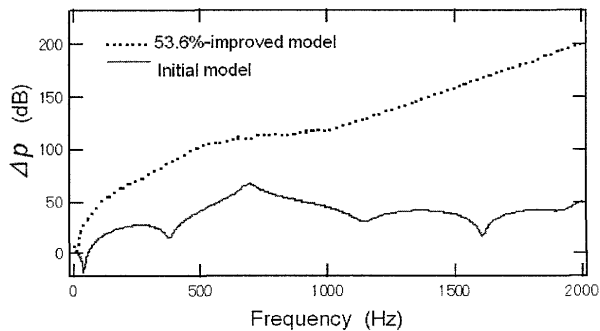


Fig.6 Effect of positioning of sound absorber

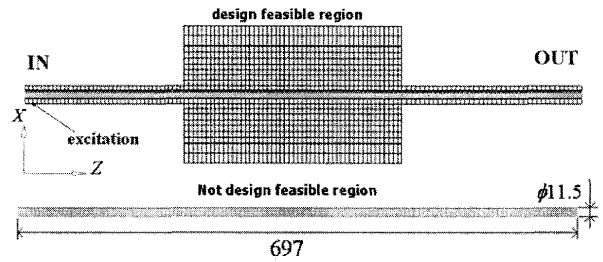


Fig.7 FEM model with design feasible region

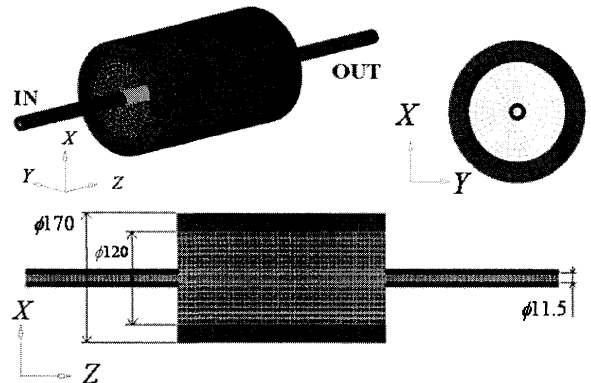


Fig.8 50.7%-initial hollow mode 1

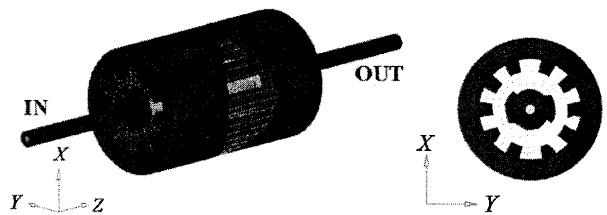


Fig.9 50.7%-improved hollow model

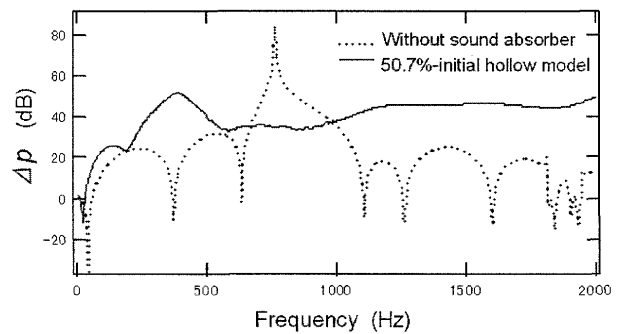


Fig.10 Effect of sound absorber

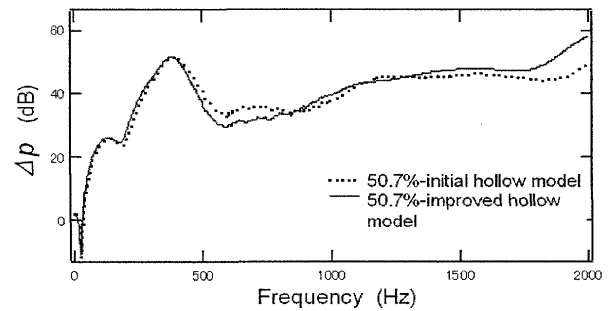


Fig.11 Effect of positioning of sound absorber

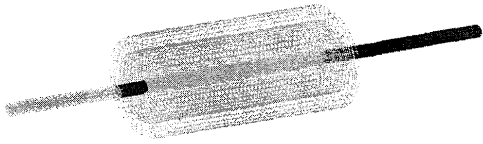


Fig.12 1.0%-improved hollow model

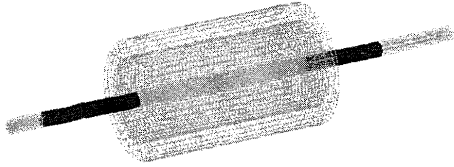


Fig.13 1.0%-weight coefficient hollow model]

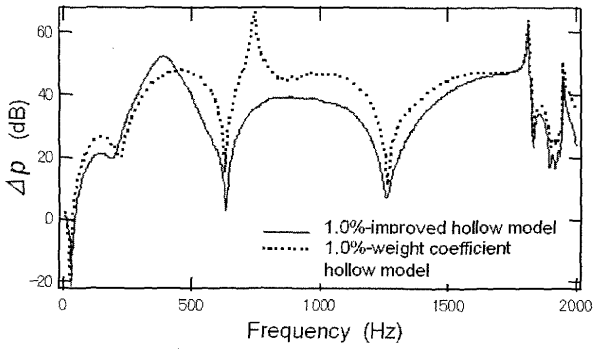


Fig.14 Effect of positioning of sound absorber

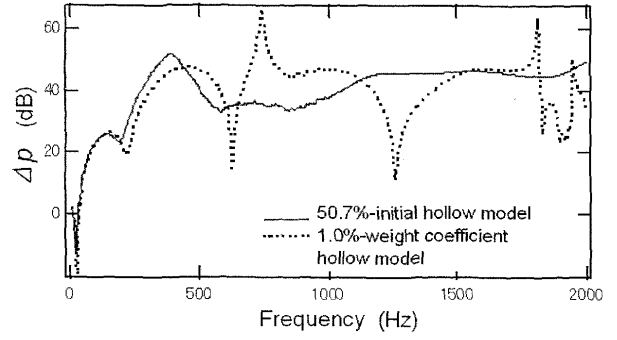


Fig.15 Effect of weight coefficient for sound absorber