均質化法と一般化固有値指標を用いた
車室内騒音低減位相最適化解析*小机 わかえ^{*1}, 萩原 一郎^{*1}Topology Optimization Analysis for Reduction of Interior Noise
Using Homogenization Method for Mean Eigenvalue

Wakae KOZUKUE and Ichiro HAGIWARA

Shape and topology optimization analysis using a homogenization method has received much attention because it can treat topological changes of a design domain. However, as far as dynamic problems are concerned, it has not been successfully applied until recently. Here we apply it to the reduction of interior noise in the coupled structural-acoustic system for the first time. We attempt to reduce the mean eigenvalue formulated by Ma et al. and the sound pressure level integral formulated by Kozukue et al. by using a homogenization method, and we demonstrate the validity of these combined methods.

Key Words: Coupled Acoustic-Structural System, Interior Noise Reduction, Sound Pressure Level, Topology Optimization, Microstructure, Homogenization Method, Mean Eigenvalue, Mathematical Programming

1. はじめに

近年、自動車の燃費向上や原価低減が強く要求され材料の変更によらない軽量化技術の重要性が増しつつある。このような状況の中、車室内騒音低減もできるだけ軽量構造で得たいという要望がある。それには最近話題になりつつある均質化法を使った位相最適化解析の活用が考えられる。均質化法を使った最適設計手法はデンマーク工科大学の Bendsoe とミシガン大学の菊池によって開発された⁽¹⁾。この方法は、設計領域内に無数の微小孔が存在すると仮定し、その孔の大きさをコントロールすることにより限られた材料を設計領域内に最適に分配する方法である。他の、構造のサイジングなどを設計変数とする場合と異なり、与えられた初期形状の外形の最適化に加え、内部に新たに穴を開けるなどの位相の変更まで含んだ最適設計が可能である。しかし、この最適設計問題では、よりスムーズな境界をもつ最適構造を得るために、設計領域を極めて細かいメッシュに切って計算するなど、普通の構造最適化問題よりはるかに多くの設計変数を用いる必要がある。このため、文献(1)で使用された最適手法は

より短い時間で検討できる最適性規準法に基づかれていた。また、文献(1)以来、長らくその適用範囲は剛性問題にとどまっていた。その原因は最適性規準法では目的関数の感度係数の符号が変化するなど振動問題には適さないためであるとし、最適化手法として数学的プログラミング手法を用いることによって動的問題も静剛性の問題とならんそんな色なく検討できることを著者の一人は示していた⁽²⁾⁽³⁾。その後、まもなく馬らによって最適性規準法からも、数学的プログラミング手法からも導かれる極めて優れた最適化手法が開発され⁽⁴⁾、均質化法による動的解析もようやく準備が整いつつある状況といえる。したがって、その応用は低次の振動問題にとどまっており、騒音など比較的高次元のモードを扱う必要のある場合の解析例はいまだ見られない。ここでは、内部音場問題に適用し、興味のある周波数範囲内の応答の積分値を下げるための位相最適化解析を試みる。これを実現するための方法として著者らが提案した、積分応答値を直接、目的関数とする方法⁽⁵⁾と、馬らが誘導した一般化固有値指標を目的関数とする方法⁽⁶⁾とが考えられる。後者の場合、興味のある周波数範囲内にある共振モードを範囲外に出したり、考慮するモードの節を加振点に移動させることなどが考えられる。ここでは前者の方法を基本とするが、

* 原稿受付 1994年10月11日。

*1 正員、日産自動車(株) (〒237 横浜市中区新島町1番地)。

その際一般化固有値指標を拘束関数として用いることにより、応答の積分値を低減させるを試みる。

2. 解析方法

今回の解析の流れを図1に示す。ここで利用する解析技術は、構造-音場連成系における固有値感度、一般固有値指標とその感度、音圧レベル積分および均質化法である。これらについて、ここで議論ができる程度に簡単に述べる。

2.1 構造振動-音場連成系の数理

2.1.1 連成系の固有値感度 簡単のために減衰項を省略すると、扱う有限要素方程式は、以下のようになる⁽⁷⁾。

$$M\ddot{u} + Ku = f \quad \dots\dots\dots (1)$$

ここで、 M 、 K はそれぞれ系の質量行列、剛性行列を表し、

$$M = \begin{bmatrix} M_{ss} & 0 \\ M_{as} & M_{aa} \end{bmatrix}, K = \begin{bmatrix} K_{ss} & K_{sa} \\ 0 & K_{aa} \end{bmatrix}$$

$$u^T = [u_s^T, u_a^T], f^T = [f_s^T, f_a^T]$$

である。 s は構造系、 a は音場系を示す添字で、 $\ddot{}$ は時間による2回微分を表す。 u_s は構造の変位ベクトル、 u_a は音圧ベクトル、 f_s は構造に作用する加振力、 f_a は音場における音源の音圧、 M_{ss} 、 K_{ss} はそれぞれ構造の質量行列と剛性行列、 M_{aa} 、 K_{aa} はそれぞれ音場の質

量行列と剛性行列、 M_{as} 、 K_{sa} は連成マトリックスで $M_{as} = -K_{sa}$ である。

ここで、 M_{ss} 、 K_{ss} は2.2節に示す均質化理論で得る。文献(7)で、左固有ベクトル $\bar{\phi}_i$ と右固有ベクトル ϕ_i の間に式(2)の関係を得ている。

$$\bar{\phi}_i^T = \left\{ \phi_{si}^T, \frac{1}{\lambda_i} \phi_{ai}^T \right\} \quad (\text{for } \lambda_i \neq 0) \quad \dots\dots\dots (2)$$

ここで、 λ_i は連成系の固有値であり、 ϕ_{si} は構造系の固有ベクトル、 ϕ_{ai} は音場系の固有ベクトルを表す。

設計変数 α_k に関する連成系の固有値感度 λ_i は次のように表される⁽⁷⁾。

$$\lambda_i = \bar{\phi}_i^T (K' - \lambda_i M') \phi_i \quad \dots\dots\dots (3)$$

ここに、 K' 、 M' はそれぞれ設計変数 α_k に対する K 、 M の微係数を表す。

2.1.2 音圧レベル積分 構造-音場連成系で周波数応答 u を用いて、変圧レベルをデシベルで表せば、

$$p = 10 \log_{10} \left(\frac{u}{u_0} \right)^2 \quad \dots\dots\dots (4)$$

となる。ここで $u_0 = 2 \times 10^{-5}$ Pa (パスカル)である。 u_0 をしきい値として、 $u \leq u_0$ のとき、上式の音圧レベル p を零とする。

考慮する周波数領域を $[\omega_a, \omega_b]$ とする。ここで、 $\omega_a \leq \omega_b$ である。式(4)の音圧レベル p が dB 表示であるので、周波数領域 $[\omega_a, \omega_b]$ にわたる積分は次のようになる。

$$G_p = 10 \log_{10} \left\{ \int_{\omega_a}^{\omega_b} 10^{p/10} d\omega \right\} \quad \dots\dots\dots (5)$$

ここで、 G_p は $[\omega_a, \omega_b]$ にわたる音圧レベルの全体評価を表す量であり、著者らはこれを音圧レベル積分と呼んでいる⁽⁵⁾。設計変数 x に関する音圧レベルの感度を

$$s_p = \frac{\partial p}{\partial x} \quad \dots\dots\dots (6)$$

とすれば、音圧レベル積分の感度は、

$$G_s = \frac{\int_{\omega_a}^{\omega_b} 10^{p/10} s_p d\omega}{\int_{\omega_a}^{\omega_b} 10^{p/10} d\omega} \quad \dots\dots\dots (7)$$

と表される。ここで、 G_s は $[\omega_a, \omega_b]$ にわたる音圧レベル全体の変化率を表す量であり、 G_s を音圧レベル積分感度と呼ぶ。以上の定式化より明らかに

$$G_s = \frac{\partial G_p}{\partial x} \quad \dots\dots\dots (8)$$

である。

そして周波数応答値 u は馬-萩原のモード合成式⁽⁸⁾を用いて式(9)で表現する。

$$u = \sum_{i=m}^n \frac{\omega^2 - \mu}{\lambda_i - \mu} \frac{\bar{\phi}_i \phi_i^T}{\lambda_i - \omega^2} F + (K - \mu M)^{-1} F \quad \dots\dots\dots (9)$$

図1 本解析の流れ

ここで、 $\mathbf{F}$ は加振力ベクトル、 μ はシフト値と呼ばれるパラメータである。

2・1・3 一般化固有値指標 固有振動数最適化問題については次の三つの問題が考えられる。すなわち、(a) 指定された固有振動数を最大にする。(b) 構造の固有振動数と既知の周波数との間の距離を最大にする。(c) 固有振動数と与えられた目標固有振動数との差を最小にする。また、これらの問題の中、単一の固有振動数だけでなく、多数の固有振動数を考える必要があるときもある。そこで、馬らによって、次のような一般化固有値指標が定義された⁽⁶⁾。

$$\lambda^* = \begin{cases} \lambda_0^* + \left(\frac{\sum_{i=1}^m w_i (\lambda_{n_i} - \lambda_{0_i})^n}{\sum_{i=1}^m w_i} \right)^{1/n} & (\text{for } n = \pm 1, \pm 2, \dots, n \neq 0) \\ \lambda_0^* + \exp \left(\frac{\sum_{i=1}^m w_i \ln |\lambda_{n_i} - \lambda_{0_i}|}{\sum_{i=1}^m w_i} \right) & (\text{for } n = 0) \end{cases} \quad \dots\dots\dots (10)$$

ここに、 $\lambda_{n_i} (n_i = n_1, n_2, \dots, n_m)$ は最適化の対象とする固有値である。 m は考慮する固有値の数である。また、 $w_i (i = 1, 2, \dots, m)$ は重みで、 λ_0^* と $\lambda_{0_i} (i = n_1, n_2, \dots, n_m)$ はシフトパラメータである。式(7)の一般化固有値指標を用いれば、 n, λ_0^* と $\lambda_{0_i} (i = n_1, n_2, \dots, n_m)$ の与え方によって、上記(a), (b), (c)の検討が可能となる。また、文献(6)には一般化固有値指標の感度の式が記載されているが、ここでは省略する。

2・2 均質化法によるマイクロ構造の解析 均質化法では与えられた設計領域の中に非均質な材料が分布されていると考え、その材料は図2(b)に示すようにマイクロ構造をもつと仮定する。ここに、空白も特種な材料であり、それは例えば図2(a)のような仮想的なマイクロ構造をもっていると仮定する。ただし、

図2 設計領域におけるマイクロ構造

仮想マイクロ構造の材料密度は零である。上述のマイクロ構造を用いる場合、構造のソリッド部分の弾性係数と質量密度を一定とし、それぞれを E_{ijkl}^0 と ρ_0 とすれば、弱形式は次のようになる。

$$\int_{\Omega} E_{ijkl}^{\varepsilon} \frac{\partial u_i^{\varepsilon}}{\partial x_j} \frac{\partial v_k}{\partial x_l} d\Omega + \int_{\Omega} \rho^{\varepsilon} \frac{\partial^2 u_i^{\varepsilon}}{\partial t^2} v_i d\Omega = \int_{\Omega} f_i^{\varepsilon} v_i d\Omega + \int_{\Gamma} t_i v_i d\Gamma \quad \text{for } \forall v \in V \quad \dots (11)$$

ここに、 Ω は構造の設計領域、 Γ は設計領域の境界、 u_i^{ε} は変位、 γ_k は仮想変位、 f_i^{ε} は体積力、 t_i は境界に作用する外力である。また、

$$E_{ijkl}^{\varepsilon} = \begin{cases} E_{ijkl}^0 & \text{in solid} \\ 0 & \text{in cavity} \end{cases} \quad \rho^{\varepsilon} = \begin{cases} \rho^0 & \text{in solid} \\ 0 & \text{in cavity} \end{cases}$$

であり、 $\mathbf{v} = \{v_1, v_2, v_3\}$ は仮想変位ベクトルで $\{\mathbf{v} \in (H^1(\omega))^3 | \mathbf{v}|_{\Gamma} = 0\}$ は許容変位空間である。均質化法を用いれば、次のような均質化されたマクロ構造に関する弱形式が得られる。

$$\int_{\Omega} E_{ijkl}^h \frac{\partial u_i^0}{\partial x_j} \frac{\partial v_k}{\partial x_l} d\Omega + \int_{\Omega} \rho^h \frac{\partial^2 u_i^0}{\partial t^2} v_i d\Omega = \int_{\Omega} f_i^h v_i d\Omega + \int_{\Gamma} t_i v_i d\Gamma \quad \text{for } \forall v \in V \quad \dots\dots\dots (12)$$

ここに、 u_i^0 は変位 u_i^{ε} の零次近似で、

$$E_{ijkl}^h = \frac{1}{|Y|} \int_Y \left(E_{ijkl}^{\varepsilon} - E_{ijpq}^{\varepsilon} \frac{\partial \chi_{pq}^{kl}}{\partial y_q} \right) dy \quad \rho^h = \frac{1}{|Y|} \int_Y \rho^{\varepsilon} dy, f_i^h = \frac{1}{|Y|} \int_Y f_i^{\varepsilon} dy$$

はそれぞれ、均質化弾性係数、質量密度および体積力である。また、 χ_{pq}^{kl} はマイクロ構造の特性を表す関数で、次式によって求められる。

$$\int_Y \left[E_{ijkl} - E_{ijpq} \frac{\partial \chi_{pq}^{kl}}{\partial y_q} \right] \frac{\partial v_i}{\partial y_j} dy = 0 \quad \text{for } \forall v \in V_Y \quad \dots\dots\dots (13)$$

ここに、 Y はマイクロ構造の領域、 V_Y はマイクロ構造の許容変位空間である。さらに有限要素を用いれば弱形式は式(1)のように離散化することができる。各構造の要素の剛性マトリックス k_e と質量マトリックス m_e は次式で求められる。

$$k_e = \int_{\Omega} B_e^T D_e B_e d\Omega, m_e = \int_{\Omega} \rho_e N_e^T N_e d\Omega \quad \dots\dots (14)$$

ここに、 B_e はひずみの形状関数、 N_e は変位の形状関数、 $D_e = T_e^T D^h T_e$ は回転された材料常数行列、また、 $\rho_e = \rho^h$ で、

$$D^h = \begin{bmatrix} E_{1111}^h & E_{1122}^h & 0 \\ E_{1122}^h & E_{2222}^h & 0 \\ 0 & 0 & E_{1212}^h \end{bmatrix}$$

$$T_e = \begin{bmatrix} \cos^2 \theta & \sin^2 \theta & \cos \theta \sin \theta \\ \sin^2 \theta & \cos^2 \theta & -\cos \theta \sin \theta \\ -2 \cos \theta \sin \theta & 2 \cos \theta \sin \theta & \cos^2 \theta - \sin^2 \theta \end{bmatrix} \dots\dots\dots (15)$$

である。図3に示したマイクロ構造を用いる場合には要素 e について設計変数を a_e, b_e, θ_e とすれば、要素 e の剛性マトリックス k_e と質量マトリックス m_e は a_e, b_e, θ_e の関数となる。すなわち、 $k_e = k_e(a_e, b_e, \theta_e)$ 、 $m_e = m_e(a_e, b_e, \theta_e)$ である。

3. 最適化方法

最適化の目的関数としては、式(5)で表される音圧レベル積分を用いる。拘束関数は、ここでは一般化固有値指標および重量とする。すなわち、次のような不等号制約条件を用いる。

$$G_1 = \int_V \rho(x) dV - V_0 = \sum_{e=1}^{N_e} \int_{V_e} \rho(x_e) dV - V_0 \leq 0 \dots\dots\dots (16)$$

$$G_2 = \lambda^* - \bar{\lambda}^* \leq 0 \dots\dots\dots (17)$$

ここで、 $\rho(x)$ は設計変数 x_e の関数で、セルの密度を示し、 V_0 は目標とする重量である。 λ^* は一般化固有値指標、 $\bar{\lambda}^*$ は一般化固有値指標の上限値である。このときの拘束関数の感度は、次式に示すようになる。

$$\frac{\partial G_1}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial x} \int_V \rho(x) dV = \int_V \rho dV \dots\dots\dots (18)$$

$$\frac{\partial G_2}{\partial x} = \frac{\partial \lambda^*}{\partial x} \dots\dots\dots (19)$$

ここで、 $\partial \lambda^* / \partial x$ は一般化固有値指標の感度である。

なお、最適化法としてはADSソフト⁽⁹⁾の可能方向法を利用した。

4. 応用例

解析に用いた箱モデルを図4に示す。箱を構成するパネルは鋼板であり、板厚は0.10 cmで一様である。構造モデルは、441個の節点と360個の四辺形要素(CQUAD 4)⁽¹⁰⁾から成る。音場モデルは、605個の節点と400個のソリッド要素(CHEXA)⁽¹⁰⁾から成る。ここでは、例えば車室のルーフ構造の設計変更を行うこと

を想定して頂部パネルを設計対象とする。ルーフには図3に示すマイクロ構造が存在するとして、設計変数として頂部パネルを構成する100個のシェル要素のマイクロ構造の大きさを示すパラメータを選ぶ。ここで特にねじりが支配的でなければ図3のマイクロ構造で $a=b$ として、 θ を拘束してよいとされている⁽²⁾ので設計変数としては各要素の密度を示す a のみとする。この箱モデルは、文献(5)で用いたモデルと同じ寸法で同じ要素分割を基本とするが、均質化法を適用するためにその検討対象とする頂部パネルおよびそれに向する底部パネルのみ要素分割を細かくしている。

周波数応答の入力点を底部パネルの点(16.0, 180.0, 0.0)に設定し、音場の観測点は、入力点から37.5 cm上の面上の点(32.0, 20.0, 37.5)とした。この解析モデルに対して、構造系で74個、音場系で25個、合計して連成系で99個の固有値と固有ベクトルのペアを求め、連成系の全体を99の自由度に縮約した。

図5に、20 Hzから30 Hzの間の音圧レベルの周波数応答を示す。文献(5)では対象とする周波数範囲に構造系のピークが一つだけ含まれるとき、音圧レベル積分の低減が得られることを示した。ここでは、複数の構造系のピークを含む問題に対して、音圧レベル積分の低減を図る。図5に示すように、20 Hzから30 Hzにわたる音圧レベルの周波数応答には、多くのピークが重なり合って存在している。ここではピーク間の間隔が比較的広く、ピーク相互の分離が明確な周波数域を対象とすることを考える。そこで、図5に示すように、周波数範囲として、25.0~27.0 Hzを対象とする。この範囲では、25.2 Hz, 26.1 Hz, 26.9 Hzに構造系の大きな共振ピークが含まれる。これらの共振ビ

図3 マイクロ構造

図4 解析に用いた箱モデル

ークはそれぞれ連成系の第 61 番め, 第 63 番め, 第 64 番めの構造系固有振動数 ω_{61} , ω_{63} , ω_{64} に起因している。

ここではまず, 拘束関数として重量だけを用い, 音圧レベル積分を目的関数とし, 最適化ルーチン ADS⁽⁹⁾ の可能方向法によりその最小化を試みた。ここで, 重量は現構造の 80% 以下となるように設定した。最適化の結果, 重量は初期値の 72.4% に低減された。一方, 音圧レベル積分は初期値の 150.9 dB から 149.7 dB になり, 約 1 dB は低減されたが, 図 6 に示すように, ピークを生じる共振周波数が対象周波数範囲内にとどまっており, 音圧レベル積分の大幅な低減は得られなかった。

そこで, 音圧レベル積分の低減を得るのに, 2 章で述べた一般化固有値指標の援用を図る。すなわち, 対象周波数範囲内の三つの固有振動数を, ある程度対象区間から離れた周波数域に移すことを考える。そのため, 重量に加えて一般化固有値指標を拘束関数として用い, 音圧レベル積分を目的関数としてその最小化を行う。重量については現構造の重量の 80% 以下となるようにした。ここで一般化固有値指標を定義するため, $\omega_{61}=25.2$ Hz の目標値を対象範囲の下限周波数である 25.0 Hz より小さい 24.0 Hz, $\omega_{63}=26.1$ Hz の目標値を同様に 24.5 Hz, $\omega_{64}=26.9$ Hz の目標値を上限周波数である 27.0 Hz より大きい 27.5 Hz とした。また, 一般化固有値指標の拘束条件としては, 式(10)において, ω_{61} と ω_{63} については対象範囲の下限周波数の値 25.0 Hz を, ω_{64} については上限周波数の値 27.0 Hz をそれぞれの λ_{ni} の値とする。すなわち, $\lambda_{61}=\lambda_{63}=25.0$ Hz, $\lambda_{64}=27.0$ Hz, $\lambda_{0\ 61}=24.0$ Hz, $\lambda_{0\ 63}=24.5$ Hz, $\lambda_{0\ 64}=27.5$ Hz とし, 式(10)から得られる値 1 099.2 を上限値として, 一般化固有値指標がこれ以

下となるように設定した。なお式(10)の一般化固有値指標において指数 n は 2 とした。また重みは, すべて 1.0 とした。このような条件のもとで, ADS⁽⁹⁾ の可能方向法を用いて最適化計算を行った。その結果 ω_{61} と ω_{63} は目標値に近づいた。一方, ω_{64} は現行値より大きい 27.5 Hz を目標としたが, 逆に現行より小さいほうに移動した。そのため, 一般化固有値指標は, 初期値 2 346.4 から 2 701.5 となって拘束条件を満足せず, 20 回の繰返し後も, 収束解は得られなかった。なお, ここで重量は拘束条件を満たしたが, 音圧レベル積分は初期値 150.9 dB から 154.9 dB となり, その低減は得られなかった。このように, 一般化固有値指標を拘束条件に加えると, かえって収束しにくくなるという結果が得られた。これは以下の理由によるものと考えられる。一般化固有値指標の感度は, ここでは省略したが, その符号は文献(6)で示されているように, 各固有値の目標値との差と各固有値感度の積で決まる。今回の収束過程では, ω_{61} , ω_{63} , ω_{64} の固有値感度は同一符号であり, ω_{64} に関する項のみ目標値との差の項が他の二つの項とは符号が異なるため, 一般化固有値指標の感度の絶対値が低減し, それにより一般化固有値指標の低減を妨げる結果となったためである。そこで, ω_{64} に関しては, 他の二つの固有振動数と同様に, 固有値が減少する方向となるように, 目標値を設定し直す。このように, 固有値感度や一般化固有値指標を計算することにより, 収束性のある程度予測することが可能である。

ここで, ω_{61} と ω_{63} の目標値は同じであるが, ω_{64} の目標値も下限周波数より低い 24.8 Hz とし, 固有振動数の目標値を三つとも現構造の値より低くなる方向に

図 5 現構造の音圧レベルの周波数応答

図 6 最適化構造の音圧レベルの周波数応答(1)

設定した。一般化固有値指標の拘束条件としては、式(10)において ω_{61} , ω_{63} , ω_{64} について対象範囲の下限周波数の値 25.0 Hz を λ_{n_i} の値とする。すなわち、 $\lambda_{61} = \lambda_{63} = \lambda_{64} = 25.0$ Hz, $\lambda_{0\ 61} = 24.0$ Hz, $\lambda_{0\ 63} = 24.5$ Hz, $\lambda_{0\ 64} = 24.8$ Hz として式(10)から得られる値 824.7 を上限値として、一般化固有値指標がこれ以下となるように設定した。また重みは、 ω_{61} に関しては 0.1, ω_{63} に関しては 0.8, ω_{64} に関しては 1.0 とした。このように設定したのは最初重みをすべて 1.0 としたが、そのとき、 ω_{61} が比較的容易に目標値に到達し、 ω_{63} と ω_{64} が到達しにくい傾向があったため、その傾向は ω_{63} より ω_{64} で著しかったので、 ω_{64} の重みのほうを大きくとった。また、目標重量は今までと同一とした。このような条件のもとで、これまでと同様に、ADS⁽⁹⁾ の可能方向法を用いて最適化計算を行った。その結果、16 回の繰返しで収束解が得られ、音圧レベル積分は初期値の 150.9 dB から 138.8 dB へと大幅に低減された。具体的に図 7 の斜線部に示すように周波数 25 Hz から 27 Hz の応答がかなり低減されている。ここで、設計変更領域であるルーフの重量は初期値の 72.7% に低減され、箱モデル全体で約 7% の重量低減が得られた。

このようにして得られた構造に対して、式(10)の一般化固有値指標で対象とした三つの固有振動数は、 ω_{61} が 25.2 Hz から 23.1 Hz に、 ω_{63} が 26.1 Hz から 24.1 Hz に、 ω_{64} が 26.9 Hz から 24.6 Hz となった。三つの固有振動数とも目標値よりも改善されており、対象周波数範囲外に移動している。ちなみに一般化固有値指標は、初期値の 3 772.2 から上限値 824.7 よりはるかに小さな 338.2 に低減されている。また、この解析で得られた頂部パネルを構成する各要素の密度の

分布を図 8 に示す。必要な補強は同図中に斜線で示す、中央の部分と上下の端の部分であり、黒い部分は穴を設ける部分である。また、白い部分と薄黒の部分はそれらの中間の部分である。

5. まとめおよび今後の課題

均質化法による位相最適化解析を、構造-音場連成系の箱モデルを対象とする内部騒音問題に適用し、興味のある周波数範囲内の応答の積分値を下げることを試みた。そのために、まず、目的関数として音圧レベル積分を、拘束関数として重量を用いた。この場合、対象範囲内のピーク周波数は対象区間内にとどまり、音圧レベル積分の大幅な低減は得られなかった。そこで、一般化固有値指標も拘束関数として用いることにした。その際、対象周波数範囲内にある三つの固有振動数について一般化固有値指標を定義した。そして、一般化固有値指標を低減させて、共振周波数を対象周波数範囲から外の周波数域に移動させることにより、音圧レベル積分の低減を図った。ここで、一般化固有値指標における固有振動数の目標値の設定が、最適化計算の収束状況に影響することを示した。そして、固有値の目標値と重みを適切に設定することにより、音圧レベル積分の大幅な低減を得ることができた。

ここでは、共振ピーク間が比較的広く、ピークがよく分離されている周波数範囲である 25.0 Hz から 27.0 Hz を対象とした。今後の課題としては、重なり合った多数のピークを含む、より広い周波数範囲を対象とし、一般化固有値指標における固有値の目標値と重みを適切に選ぶことにより、音圧レベル積分を効率的に低減する検討が必要となる。

図 7 最適化構造の音圧レベルの周波数応答 (2)

図 8 最適化構造の密度の分布

文 献

- (1) Bendsoe, M. P. and Kikuchi, N., Generating Optimal Topologies in Structural Design Using a Homogenization Method, *Comput. Methods Appl. Mech. Eng.*, **71** (1988), 197-224.
- (2) Tenek, L. H. and Hagiwara, I., Static and Vibrational Shape and Topology Optimization Using Homogenization and Mathematical Programming, *Comput. Methods Appl. Mech. Eng.*, **109** (1993), 143-154.
- (3) Tenek, L. H. and Hagiwara, I., Optimization of Material Distribution within Isotropic and Anisotropic Plates Using Homogenization, *Comput. Methods Appl. Mech. Eng.*, **109** (1993), 155-167.
- (4) 馬・菊池・萩原・鳥垣, 振動低減のための構造最適化手法の開発(第2報, 新しい最適化アルゴリズム), *機論*, **60**-577, C (1994), 3018-3024.
- (5) 小机・萩原, 音圧レベル積分感度を用いた車室内騒音低減解析, *機論*, **59**-568, C (1993), 3845-3851.
- (6) 馬・菊池・鄭・萩原, 振動低減のための構造最適化手法の開発(第1報, ホモジネ化方法を用いた構造最適化理論), *機論*, **59**-562, C (1993), 1730-1736.
- (7) 萩原・馬・荒井・永淵, 構造-音場連成系の固有モード感度解析手法の開発, *機論*, **56**-527, C (1990), 1704-1711.
- (8) 馬・萩原, 高次と低次のモードの省略可能な新しいモード合成技術の開発(第1報, ダンピング系のモーダル周波数応答解析), *機論*, **57**-536, C (1991), 1148-1155.
- (9) Vanderplaats, G. N., ADS-A fortran program for automated design synthesis, *NASA CR*, 172460 (1984).
- (10) *MSC/NASTRAN Application Manual*, (1986), The MacNeel-Schwendler Corporation.