感度解析を用いた構造物の振動放射音低減手法の開発*

萩原 一郎**

矢追 雅光***

Technical Development of Radiated Noise Reduction Using Sensitivity Analysis

Ichiro HAGIWARA and Masamitsu YAOI

As engine block vibration contributes to engine noise, reducing the noise it radiates has become a major theme. Recently, radiated noise has been calculated on the basis of structural vibration data using BEM. Although there have been reports on radiated noise calculations, no literature reporting investigations of structural changes to reduce radiated noise has appeared. In this study, we investigated the basis of BEM to calculate radiated noise. We applied FEM to a rectangular panel model to analyze its vibrations. Using BEM we calculated the radiated noise from this vibration data. Next, in order to find a method for making structural changes, we applied the eigenmode sensitivity analysis method proposed by one of the authors. As a result we were able to reduce the noise pressure level radiating from the rectangular panel.

Key Words: BEM, FEM, Radiated Noise, Sensitivity Analysis, Mode Control, Structural Vibration, Engine Noise, Contribution Factor, Numerical Analysis

1. はじめに

近年、車外騒音規制の強化に伴い、また商品性の向上のためにも、エンジン騒音の低減が強く求められている。エンジン騒音には、シリンダ・ブロック部の振動が大きく影響しており、この放射音の低減が最も重要なテーマのひとつとなっている。

このようなことから、実験であるいはFEM(有限要素法)でシリンダ・ブロックの振動モードや応答を求めて、構造変更により、振動を抑制したり、振動モードを変更することが行われてきた。

しかしながら、このような構造変更により、振動を抑制しても、これが実際の放射音低減に関して、どの程度効果があるのかという問題に対しては、十分な解答が得られていないのが現状である。

そこで振動面からの放射音を予測することが要求される。

放射音の計算は、領域が開いた空間であることからFEMの適用は容易でなく、点音源が表面上に分布しているとして、各点音源の観測点に及ぼす影響をたしあわせて、計算する方法が用いられてきたが、これは形状が複雑になると表面での反射音が考慮されず、正確な音場を得ることはできない。

そのため、BEM音場の適用も行われ始めた。鈴木⁽¹⁾らは平板のモード特性を実験解析法により求め、音圧流速、とも要素内一定とするBEM音場との結合解析により放射音を算出し、妥当な結果を得ている。又、Koopmannらは⁽²⁾やはり、壁面の振動を加振実験で求め、6気筒シリンダ・ブロックの放射音解析をBEMで行っている。

このように、BEMを用いることにより、構造物の振動による放射音が精度よく求まる見通しが得られているが、逆に放射音を低減するための構造変更法を算出することは、容易でない。

本報告では、シリンダ・ブロック等実際のエンジン構造物からの放射音低減を図ることを目的にBEM音

* 昭和61年10月7日 第64期全国大会講演会において講演、原稿受付 昭和61年4月22日。

** 正員、日産自動車(株)開発システム部 (〒237 横須賀市夏島町1)。

*** 日産自動車(株)開発システム部。

場解析の基礎検討を行う。そして、長方形平板の振動解析を FEM で行い、この結果をもとに BEM で放射音を算出し、著者らが先に開発した固有モード感度解析技法⁽³⁾を用いて放射音低減のための感度解析を行う手法について示す。なお、BEM での要素は、要素内で音圧、流速、とも一次関数で内挿する線形要素を用いた。

2. BEM 解析理論

2.1 定式化 外部問題を考える。三次元物体の表面を S とし、その外側の領域を Ω とする。 Ω 内の任意の点における音圧 p は、調和振動を仮定すると、次のヘルムホルツの方程式で支配される。

$$\nabla^2 p + k^2 p = 0, \quad k = 2\pi f / c \quad (1)$$

ここで、 p : 音圧、 k : 波定数、 f : 周波数、 c : 音速、 $\nabla^2 = \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2}$ 境界条件は、 S 上で次のように与えられる。

$$\partial p / \partial n = -\rho \dot{w}_n \quad (2)$$

ここで、 ρ : 空気密度、 $\dot{w}_n$: 表面の法線方向加速度、 n : 外向き法線ベクトル、 $\partial / \partial n$: 外向き方線方向微分。

境界条件としては、表面の音圧、または音響インピーダンスも与えることができるが、ここでは、構造物の振動による放射音を解析する目的から、表面の振動加速度を与える場合についてのみ考える。

基本解、 $p^*(x, \xi)$ を (1) 式の両辺にかけ、 Ω 上で積分したものを 0 とおくとグリーンの公式より、次の積分方程式が得られる。

$$\begin{aligned} c(\xi) p(\xi) + \int_S p(x) \frac{\partial p^*}{\partial n}(x, \xi) dS \\ = \int_S \frac{\partial p}{\partial n}(x) p^*(x, \xi) dS \quad (3) \end{aligned}$$

ここで、 x : S 上の点、 ξ : Ω 内の任意点、積分は、 x に関して行う。

基本解としては、(4) 式を用いる。

$$p^*(x, \xi) = e^{-jkr} / 4\pi r \quad (4)$$

ここで、 r : x と ξ の距離、 j : 虚数単位

2.2 離散化 表面 S を N 個の三角形要素 S_i ($i = 1 \sim N$) に分割する。各要素上で音圧 p 、流速 $q (= \frac{\partial p}{\partial n})$ は線形に変化すると仮定する。つまり、要素 i 上で p は、次のように与えられる。

$$\begin{aligned} p^i &= p_1^i t_1 + p_2^i t_2 + p_3^i t_3 \\ q^i &= q_1^i t_1 + q_2^i t_2 + q_3^i t_3 \end{aligned} \quad (5)$$

ここで、 $p_1^i \sim p_3^i$ 、 $q_1^i \sim q_3^i$ は、それぞれ、節点 1 ~ 3 上の p 、 q の値、 $t_1 \sim t_3$ は面積座標である。 ξ を節点 1 において (3) 式を離散化すると、

$$\begin{aligned} c(\xi_1) p(\xi_1) + \sum_{i=1}^N \int_{S_i} q^*(x, \xi_1) p(x) dS \\ = \sum_{i=1}^N \int_{S_i} p^*(x, \xi_1) q(x) dS \quad (6) \end{aligned}$$

ここで、 $c(\xi_1)$ は、滑らかな表面上では、 $1/2$ 、滑らかでない場合は、(ξ_1 の外から見た立体角) / 4π となる。また、 $q^* = \frac{\partial p^*}{\partial n}$ 。

各要素上での積分は、(5) 式を用いて、次のように離散化できる。

$$\begin{aligned} \int_{S_i} q^*(x, \xi_1) p(x) dS \\ = \sum_{j=1}^3 \int_{S_i} q_j^*(x, \xi_1) t_j dS \cdot p_j^i \quad (7) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \int_{S_i} p^*(x, \xi_1) q(x) dS \\ = \sum_{j=1}^3 \int_{S_i} p_j^*(x, \xi_1) t_j dS \cdot q_j^i \quad (8) \end{aligned}$$

以上のことから、 $\{p\}^T = \{p_1, \dots, p_M\}$ 、 $\{q\}^T = \{q_1, \dots, q_M\}$ (M は総節点数) を各節点上での p 、 q の値とすると、次のように離散化される。

$$[H] \{p\} = [G] \{q\} \quad (9)$$

(9) 式を解いて、表面上での $\{p\}$ を求め、次に ξ を観測点 x_0 とすると、 $c(x_0) = 1$ であり、上と同様に離散化すると、次式が得られる。

$$p(x_0) = \{p\}^T \{q\} \cdot \{h\}^T \{p\} \quad (10)$$

これにより、観測点での音圧が求まる。

実際の計算上では、表面上での $c(\xi)$ の値は、物体内部のポテンシャル問題から導かれる $[H]$ の各行の非対角成分の和から求めた。また、かど点での $\partial p / \partial n$ の値は、節点を重ねてとり、かど点を共有している各要素の法線方向の値にとった。

2.3 係数マトリクスの作成 係数マトリクスの作成に際し、(7)、(8)式の積分を行うことになる。(8)式の積分において、要素 S_i の節点と節点 l が一致するとき、この積分は特異となる。これには、以下のように対処した。(8)式の積分において、要素 S_i の節点と、節点 l が異なる場合には、面積座標を用いて数値積分し、一致する場合には、極座標を用いて数値積分をする⁽⁴⁾。今、図1のような三角形123上で点1が特異点であるとすると、

要素内の点は、図1のように極座標で表わすと、

$$\begin{aligned} & \int_{\Delta_{123}} p^*(x, \xi) t_i dS \\ &= \int_0^{\theta_1} d\theta \int_0^{r(\theta)} \frac{c^{-jk\tau}}{r} t_i(r, \theta) r dr \\ &= \int_0^{\theta_1} d\theta \int_0^{r(\theta)} c^{-jk\tau} t_i(r, \theta) dr \dots\dots\dots (11) \end{aligned}$$

ここで面積座標 t_i は、要素での局所座標を用いて、次のように表される。

$$\left. \begin{aligned} t_1(r, \theta) &= 1 - \frac{1}{X_2 Y_3} \{ Y_3 \cos \theta - (X_3 - X_2) \sin \theta \} r \\ t_2(r, \theta) &= \frac{1}{X_2 Y_3} (Y_3 \cos \theta - X_3 \sin \theta) r \\ t_3(r, \theta) &= \frac{1}{X_2 Y_3} X_2 \cos \theta \cdot r \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (12)$$

又、 $r(\theta) = X_2 Y_3 / (Y_3 \cos \theta - (X_3 - X_2) \sin \theta)$
 $e^{-jk\tau}$, $re^{-jk\tau}$ は、 r について容易に積分できるので、

図1. 三角形要素の極座標表示

(11)式で、 r について積分し、 θ については、数値積分した。また、(7)式の積分では、積分項を周波数に依存する部分と、しない部分に分け、周波数に依存しない部分は、 r を面積座標 t_1, t_2 で表し、 t_1, t_2 の無理関数を解析的に積分した⁽⁵⁾。周波数に依存する部分は、数値積分を行った。

3. 放射音計算例

解析解がわかっている場合として、球面からの放射音を計算し、検討した。振動形態は、球面が半径方向に一樣に膨んだり、縮んだりする呼吸振動と、剛体球が、ある軸方向に往復運動する往復振動の2通りについて、計算した。

球の半径を a とすると、半径方向振動加速度が $\ddot{w}_a$ である呼吸振動の場合、中心から距離 r の点における音圧の絶対値は、次のように表される。

$$|p| = \frac{\rho a}{\sqrt{1 + k^2 a^2}} \frac{a}{r} |\ddot{w}_a| \dots\dots\dots (13)$$

また、運動軸方向振動加速度が $\ddot{w}_z$ である往復振動の場合、中心からの距離 r 、運動軸からの角度 θ の点における音圧の絶対値は、次のように表される。

$$|p| = \rho a \sqrt{\frac{(\frac{a}{r})^2 + (ka)^2}{4 + (ka)^2}} \frac{a}{r} \cos \theta (\ddot{w}_z)$$

計算に用いたモデルは、図2のような節点数114、要素数224の多面体である。計算に用いた値は、以下の通りである。

$$\begin{aligned} a &= 0.1 \text{ m}, \quad \rho = 1.21 \text{ kg/m}^3, \quad c = 340 \text{ m/s}, \\ \ddot{w}_a &= 1 \text{ m/s}^2, \quad \ddot{w}_z = 1 \text{ m/s}^2 \end{aligned}$$

周波数 1000 Hz ($ka = 1.848$) と 2000 Hz ($ka = 3.696$) における、球の中心から 1 m の周上の点の音圧分布を計算した結果を図3に示す。呼吸振動の場合、平均誤差は、 1000 Hz で 3.0% 、 2000 Hz で 8.2% 、往復振動の場合、平均誤差は、 1000 Hz で 4.5% 、 2000 Hz で 5.2% であった。 2000 Hz では、波長に比べ分割数が少くなるため、誤差がより大きい、理論解とよく対応しているといえる。なお、 2000 Hz における計算では内点を追加し、解の特異性(周波数 1700 Hz ($ka = \pi$))で解の一意性がくずれる。)を除去した。

図2 球面要素分割

図3 球面周りの音圧分布（呼吸振動の場合）

図4 球面周りの音圧分布（往復振動の場合）

4. 放射音に対する感度解析

次に、効果的に放射音低減を行うために放射音に対する構造諸元を設計変数とする感度解析を行うことを考える。

(9)式により、 $\{p\} = [H]^{-1} [G] \{q\}$

これを(10)式に代入すると、

$$p(x_0) = \{ \{g\}^T - \{h\}^T [H]^{-1} [G] \} \{q\} \quad \dots \dots \dots (15)$$

$\{q\} = \left\{ \frac{\partial P}{\partial n} \right\} = -\rho \{\ddot{w}_n\}$ であるから、

$$\{a\}^T = -\rho \{ \{g\}^T - \{h\}^T [H]^{-1} [G] \} \quad \dots \dots \dots (16)$$

とおくと、

$$p(x_0) = \{a\}^T \{\ddot{w}_n\} = \sum_{i=1}^M a_i \ddot{w}_n^i \quad \dots \dots \dots (17)$$

各点の振動加速度 $\ddot{w}_n^i$ を $\ddot{w}_n^i = |\ddot{w}_n^i| e^{j\theta_i}$ と振幅 $|\ddot{w}_n^i|$ と位相 θ_i を用いて表し、 $a_i e^{j\theta_i}$ を、実部 r_i 、虚部 s_i で表すと、

$$p(x_0) = \sum_{i=1}^M r_i |\ddot{w}_n^i| + j \sum_{i=1}^M s_i |\ddot{w}_n^i| \quad \dots \dots \dots (18)$$

観測点での音圧は、次のように表される。

$$|p(x_0)| = \left\{ \left(\sum_{i=1}^M r_i |\ddot{w}_n^i| \right)^2 + \left(\sum_{i=1}^M s_i |\ddot{w}_n^i| \right)^2 \right\}^{\frac{1}{2}} \quad \dots \dots \dots (19)$$

観測点音圧に対する設計変数 D_i の感度は、

$$\frac{\partial |p|}{\partial D_i} = \sum_{k=1}^M \frac{\partial |p|}{\partial |\ddot{w}_n^k|} \cdot \frac{\partial |\ddot{w}_n^k|}{\partial D_i} \quad \dots \dots \dots (20)$$

で得られる。

ここで、振動振幅の変化による音圧の変化だけを用いて、振動位相の変化による音圧の変化は考慮に入れていない。これは、設計変更量が小さい場合、位相の変化が起こるのは、振動の節に近い点であり、振幅が小さく、影響は少いと考えたためである。

$\frac{\partial |p|}{\partial |\ddot{w}_n^k|}$ は、(19)式から、

$$\begin{aligned} \frac{\partial |p|}{\partial |\ddot{w}_n^k|} &= \left\{ \left(\sum_{i=1}^M r_i |\ddot{w}_n^i| \right)^2 + \left(\sum_{i=1}^M s_i |\ddot{w}_n^i| \right)^2 \right\}^{-\frac{1}{2}} \\ &\quad \cdot \left\{ \left(\sum_{i=1}^M r_i |\ddot{w}_n^i| r_k \right) + \left(\sum_{i=1}^M s_i |\ddot{w}_n^i| s_k \right) \right\} \\ &= \frac{Re(p \cdot a_k \ddot{w}_n^k)}{|p| \cdot |\ddot{w}_n^k|} \quad \dots \dots \dots (21) \end{aligned}$$

で得られる。

これは、振動加速度振幅の観測点音圧に対する寄与を表すものである。図5のように、複素平面上で考えると、音圧 P は、各点の振動加速度による成分 $a_i \ddot{w}_n^k$ のベクトル和で表されるが、 $\frac{\partial |P|}{\partial |\ddot{w}_n^k|}$ は、ベクトル $a_k \ddot{w}_n^k$ の P 方向成分を $|\ddot{w}_n^k|$ で正規化したものを表す。

図5の $a_k \ddot{w}_n^k$ に関しては、 $\frac{\partial |P|}{\partial |\ddot{w}_n^k|}$ の値は、正となり、振幅を下げることで、音圧は下がる、また $a_k' \ddot{w}_n^k$ に関しては、逆に振幅を上げることで音圧は下がることになる。

次に、 $\frac{\partial |\ddot{w}_n^k|}{\partial D_i}$ を求めるには、固有モード感度解析手法を用いる。強制振動時の周波数応答振動加速度は、比例減衰を仮定すれば、モーダル座標を用いて、次のように表される。

$$\{\ddot{w}_n\} = \sum_{i=1}^L \zeta_i \{\phi_i\} \quad (L: \text{モード数}) \cdots (22)$$

ここで、 $\{\phi_i\}$ は、 i 番目固有モードを各節点での法線方向成分に変換したものとす。また、 ζ_i は、次のように表される。

$$\zeta_i = \frac{-\omega^2 \{\phi_i\}^T \{F\}}{\omega_i^2 - \omega^2 + 2j\beta\omega\omega_i} \cdots (23)$$

但し、モードは、質量で正規化されているとする。

ここで、 ω ：加振角振動数、 ω_i ：固有角振動数、

β ：モーダル減衰比、 $\{F\}$ ：加振力ベクトル

外部問題を考えているので、放射音圧がピークをもつのは加振振動数が構造物の固有振動数と一致しているときである。ここで音圧低減の対象とする角振動数域を ω_m 近傍とすると $\{\ddot{w}_n\}$ の中で、 ω_m に対する $\zeta_m \{\phi_m\}$ 成分が支配的になるので、この $\zeta_m \{\phi_m\}$ 成分による、 $\omega = \omega_m$ のときの放射音圧の低減を図ることとする。

図5. 音圧の複素数表示

つまり、(22), (23) より、 $\{\ddot{w}_n\} = \zeta_m \{\phi_m\} = \frac{\{\phi_m\}^T \{F\}}{2j\beta} \{\phi_m\}$ とする。

$$\ddot{w}_n^k = \frac{\{\phi_m\}^T \{F\}}{2j\beta} \phi_m^k \quad \text{より} \quad |\ddot{w}_n^k| = \frac{|\{\phi_m\}^T \{F\}| |\phi_m^k|}{2\beta}$$

$$\frac{\partial |\ddot{w}_n^k|}{\partial D_i} = \frac{\partial}{\partial D_i} \left(\frac{|\{\phi_m\}^T \{F\}| |\phi_m^k|}{2\beta} \right)$$

$$= \frac{1}{2\beta} \frac{\partial}{\partial D_i} (|\{\phi_m\}^T \{F\}|) |\phi_m^k| + |\{\phi_m\}^T \{F\}| \frac{\partial |\phi_m^k|}{\partial D_i}$$

..... (24)

$$\frac{\partial |\{\phi_m\}^T \{F\}|}{\partial D_i} = \text{sgn}(|\{\phi_m\}^T \{F\}|) \cdot \frac{\partial \{\phi_m\}^T \{F\}}{\partial D_i}$$

..... (25)

ここで、 $\frac{\partial \{\phi_m\}}{\partial D_i}$, $\frac{\partial |\phi_m^k|}{\partial D_i}$ は、固有モード感度解析より得られる。

固有モード感度解析手法の代表的なものに3方法があるが、ここでは精度の保証が十分になされている著者らの開発した手法(付録参照)を用いた。

5. 感度解析計算例

無限大バップル板に周辺単純支で取り付けられた長方形平板からの放射音に対し、設計変数を板厚とした時の感度解析例を示す。

図6のような長方形板の中心を加振力1Nで正弦波加振した場合の振動解析をFEMで行い、各節点での振動加速度を求め、それをBEMの入力として、板中心から1m真上の点での音圧を計算した(図7)。

周波数応答解析結果を図8に示す。

ここで最初のピーク(計算値443.0Hz, 理論値445.2Hz)を低減させることを考える。対応する(1, 3)次固有モードを図9に示す。周波数443Hzにおける寄与率計算結果を図10に示す。ここで円の半径の大きさが円の中心の節点加速度の寄与の大きさを表している。実線は、正の寄与率(振動を下げると音圧が下がる)破線は負の寄与率(振動を上げると音圧が下がる)を表している。観測点Aでの各部振動の寄与は、ほぼ固有モードに対応しているが、観測点位置により、観測点からの距離と振動位相が関係しあい、違った様相となる。(図10-b)各部振動の寄与の情報により、例えば寄与の大きい部分の振動応答値に対して感度の大きい設計変数を変更する等、放射音低減の問題に置換することができる。

観測点Aの音圧に対する板厚の感度を図11に示す。

ここで、円の半径の大きさが感度の大きさを表す。

負の感度(板厚を上げることにより、音圧が下がる)

図 6. 平板の要素分割及び諸元

図 7. 観測点位置

図 8. 平板の放射音周波数応答性 (観測点 A)

図 9. 平板の固有モード (固有振動数 443.0 Hz)

の大きい要素 (図 11 の) の板厚を 1.5 mm 上げ、値は小さいが、正の感度 (板厚を下げることにより、音圧が下がる) の要素 (図 11 の) の板厚を 1.5 mm 下げて再計算した結果、5 % の重量増で、共振時の音圧が約 23 % (2.3 dB) 下がる結果が得られた (図 12)。

(a) 観測点 A に対する各部振動の寄与

(b) 観測点 B に対する各部振動の寄与

図 10. 放射音に対する各節点加速度の寄与計算結果 (実線: 正の寄与, 破線: 負の寄与)

図 11. 放射音に対する各要素の板厚の感度計算結果 (円は、負の感度を表す。) 部は、正の感度を表す)。

図 12. 固有振動数付近での放射音圧の変化 (——: 板厚変更前, ----: 板厚変更後)

6 ま と め

車外騒音の主要因である構造物の振動・放射音を低減するために B E M 音場の定式化を行った。観測点騒音に対する構造設計諸元の感度係数を算出する際、各部振動の観測点騒音への寄与となる新しい概念を誘導した。その物理的意味を示すとともに、放射音低減の問題を構造振動の問題に置き換える手順を示した。本研

究により得られた成果は、以下のとおりである。

- 1) 構造物からの放射音を計算するために、音圧、流速とも要素内で線形に変化すると仮定する三角形要素のBEM音場解析法を提示した。
- 2) BEM音場の精度の検証のため、球面からの放射音を計算した。境界条件として、呼吸振動、往復運動の2種類について計算し、理論解との良好な一致をみた。
- 3) 構造物の各点での振動加速度の観測点音圧に対する寄与を計算する方法を導いた。さらに、固有モード感度解析技法と結び付け、音圧の設計変数に関する感度を求める手法を開発した。
- 4) 放射音の感度解析手法をパッフル付き平板の放射音解析に適用し、感度解析結果をもとに板厚の変更を行い、放射音の低減を見た。
- 5) 本技法を更に最適化法と結合することにより、放射音低減が定量的に可能となる。又、放射音を低減する周波数域が広い場合、更には、音響出力を低減する技法も今回の技法の延長線上にある。今後、今回開発した技法のシリンダ・ブロック等実機への適用とともに、これら関連技術の開発も行ってゆく。

付 録

固有振動モード感度解析で対象とする問題は次のとおり。現構造の固有値方程式(26)式に対し、剛性マトリクス $[K]$ が $[K] + [\Delta K]$ に、質量マトリクス $[M]$ が $[M] + [\Delta M]$ に変化した時の方程式(27)式の固有ベアを求めるものである。

なお、ここで簡単のため減衰項は省略する。

$$[K] \{X_i\} = \lambda_i [M] \{X_i\} \quad (26)$$

$$([K] + [\Delta K]) (\{X_i\} + \{\Delta X_i\}) = (\lambda_i + \Delta \lambda_i)$$

$$([M] + [\Delta M]) (\{X_i\} + \{\Delta X_i\}) \quad (27)$$

著者らが開発した固有モード感度解析法は、同時反復法を利用するものである。すなわち、同時反復法では、 $([Z] + [\Delta Z])^{-1}$ を計算するが、それを、現構造の $[Z]^{-1}$ を用いて(28)式で得る。

$$([Z] + [\Delta Z])^{-1} = ([I] + [B] + \dots + [B]^m + ([I] - [B])^{-1} [B]^{m+1}) [Z]^{-1} \quad (28)$$

ここで、 $[Z] = [K] - \mu [M]$,

$$[\Delta Z] = [\Delta K] - \mu [\Delta M], [B] = -[Z]^{-1} [\Delta Z]$$

μ : シフト値。そして(29)式の $\bar{R}$ 値が 10^{-2} 以下になるまで、(28)式の m を増加させる。

$$\bar{R} = RS / (\min |\lambda_i - \mu|) \quad (29)$$

但し、 RS は、 $[Z]^m$ の非零項の最大値。

文 献

- (1) 鈴木, 今井, 石山, 機論, 52-473, C (昭61), 310
- (2) Koopman, G.H., et al., Engine Noise, (1982), 313, Plenum Press.
- (3) 萩原, 藤原, 永渕, 論文講演前例, 秋田地方講演会 (昭61-6) 論文No.85-1341A
- (4) 小泉: 日本音響学会誌, 40-1 (昭59), 18
- (5) 松本, 近藤, 市橋, 第9回構造工学における数値解析法シンポジウム論文集, (昭60), 43

討 論

〔質問〕 寺井俊夫〔京都大学工学部〕

(1) 板厚を変えて放射音の低減を計る方法と結果については、前例も少なく、有用であると思うが、2章の一般論の部分は、これまで多くの研究があり、まとめの(1), (2)で述べるほどの結果ではないように思うがどうか。

(2) 式(8)の下に、節点の数に等しい個数の p および q をとっているが、 q は本来りょうや隅角上では定義できないので、三角要素の頂点の数だけ考えるべきではないか。 q を与える例題でも、呼吸球に対する多面体も各要素の形が異なり一点に集まる三角形頂点

に対しても値が異なるはずがどうか。

(3) 解の一意性が成り立たない1700 Hzや、その近く2000 HzではSchenckの方法を用いたと解せるがどうか。この場合1700 Hzではどうであったか、内点の数と位置はどうしたか補足してほしい。

〔回答〕 (1) おっしゃるとおり、本論文の主題は、後半の放射音に対する感度解析にある。前半のBEMの部分は、感度解析と組合せる放射音計算手法の提示と、その精度の確認のために述べている。

(2) 2・1節の最後に述べてあるように、かど点では、節点を重ねてとって、かど点を共有している各要

素の法線方向の値を q として用いている。式(8)下の総節点数は、これらを重ねて数えた総数である。球面からの放射音計算例においても当然、一点に集まる三角形頂点では、 q の値は、要素ごとに異なるとしてある。

(3) Schenck の方法を用いている。内点は、球の中心に1点追加した。1700 Hz では、呼吸振動の場合、平均誤差 5.2% であり、内点の数を増やしても、精度的に変化は、なかった。

〔質問〕 中 桐 滋〔東京大学生産技術研究所〕

貴論文は放射音の音圧低減を目的とする構造変更を感度解析に基づいて行う手法を提案されているので、感度解析に用いる設計変数の個数の定め方について質問する。目的関数の変更に対する寄与の大きい設計変数を変えろという考え方が最も自然と思われるが、このとき要素分割数と設計変数の個数は何によって決めればよいのかの疑問が筆者の念頭に常に去来する。粗い要素分割と少数の設計変数で構造変更を行った結果からはじめて、順次要素分割数と設計変数の個数を増加させて構造変更を行うとき、少変数から多変数へと得られた構造変更は単調に収束していくのであろうか。この点につきご経験があればご教示いただきたい。

〔回答〕 著者らも本来なら最適分割をしたあと、このような感度解析をすべきだと考えている。しかし、本報告の場合、対象とする振動モードに対し、計算した共振周波数は、厳密解に非常に近いこと、また音場に対してもメッシュ分割幅は、波長の 1/15 程度であることから、精度のよい振動・放射音解析ができているものと考えている。したがって、感度係数の分布は、これ以上、分割を細かくしても本質的な変化はないものと考えている。次に設計変数の数と構造変更の関係だが、本報告のように、音に対する負の感度係数(板厚を増加すれば、音が下がる)の大きい箇所の板厚を上げれば、考えている共振周波数の近傍で音を下げることができるという明確な目的値が与えられていない解析をする場合には、設計変数の増加とともに答は、多少異なってくる可能性があると考えている。しかし、たとえば、重量増加最小、共振周波数不変で、共振点の音圧を 3 dB 下げることなど、より明確な目的関数、拘束関数の与えられた解析をする場合には、メッシュ細分割に伴って、設計変数が増加した場合、解は収束してゆくものと考えている。

〔質問〕 長 安 克 芳〔株式会社総合研究所〕

(1) 貴論文では設計変更量が小さいとして音圧の振動加速度に関する感度を式(21)のように変分の一次項のみを用いている。しかし、負の寄与率を示すことがあることからわかるようにほかの部分からの音との干渉などの影響があり、このため非線形性が強く一次近似ができる範囲はかなり狭いと考えられるが、適用範囲についてはどのように考えておられるのか。

また、示された感度解析計算例は適用範囲に十分入っているものなのかを教えてください。

(2) 振動位相の変化が音圧に与える影響は小さいとして無視しているが、高次モードでは振動位相が大きく影響すると思われる。これも適用範囲といったものがあるのなら教えてください。

〔回答〕 (1) 観測点での音圧は、式(19)のように振動加速度振幅を用いて表される。この式は、確かに非線形ではあるがほかの問題に比べて特に非線形性が強いとは考えられない。したがって、振動振幅の変化による音圧の変化をみるのに、適用範囲が狭いとは思われない。また、感度解析には、設計変更後の特性が定量的に予測できるという面とどの設計変数を変更するのが効果的かといった定性的な面の二つがある。本論文の計算例では、72 の全要素のうち 28 の要素の板厚を一度に 30% 変更するという問題を扱っており、一次近似で変更量を予測するという面では、精度的によくはないが、感度分布により、設計変更の目安が得られるという定性的な面では、十分に有効であると考えている。

(2) 本論文の計算例では、低次のモードを扱っており、位相の変化を考慮に入れなくても妥当な結果が得られると考えたが、確かに高次モードでは、位相の変化の影響は大きいと思われる。位相の変化を考慮に入れるには、式(20)に $\sum_{k=1}^M \frac{\partial P_i}{\partial \theta_k} \frac{\partial Q_k}{\partial D_i}$ という項をつけ加えることになるが、振幅は、連続的に変化すると考えられるのに対し、位相は、振動の節近くで逆転することが考えられる。したがって、位相の設計変数での微分が可能か疑問である。そこで、式(19)のように音圧を振動加速度の振幅を用いて表すかわりに、実部、虚部の形で表して、設計変数で微分することを検討中であり、今後、引き続き研究を行ってゆきたい。