

騒音に寄与する固有モードの捉え方 —構造-音響連成特性に対する考察—

吉村 卓也*

Understanding of Natural Modes Contributing to Noise: Investigation on Vibro-Acoustic Coupling Properties

Takuya Yoshimura*

Key words: Modal analysis, Vibro-acoustic coupling, Noise and vibration

1. はじめに

機械構造物の低騒音化，静粛化に対する要求は，快適性追求及び環境重視の観点から益々大きくなっている．これに加えて，軽量化，コスト削減や開発期間の短縮化に対する要求があり，これらを両立させるために，要求を満たす構造を見出す効率的な方法が求められている．また，騒音低減を目的として適切な防振対策や構造対策を施すためには，騒音発生メカニズムを良く理解しておく必要がある．例えば車室内騒音では，室内の音響特性と車体の構造特性の連成特性に支配されており，車室内騒音低減のためにはこの連成特性を把握しておく必要がある¹⁾．本稿では，構造-音響の連成特性について考察し，単純構造物を対象に検討した結果を紹介する．

2. 理論説明

2.1 構造-音響連成系の FRF

簡単のため減衰を無視すれば，構造-音響連成系の運動方程式は角振動数 ω に対して以下のように表される²⁾．

$$\begin{bmatrix} K_S - C \\ 0 & K_A \end{bmatrix} - \omega^2 \begin{bmatrix} M_S & 0 \\ C^T & M_A \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \mathbf{x} \\ \mathbf{p} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \mathbf{f}_S \\ \mathbf{f}_A \end{Bmatrix} \quad (1)$$

ここで， $\mathbf{x}$, $\mathbf{p}$, $\mathbf{f}_S$, $\mathbf{f}_A$ は変位ベクトル，音圧ベクトル，構

造系外力，音響系外力をそれぞれ表し， M , K , C は質量行列，剛性行列，連成行列をそれぞれ表す．また添え字 $(\)_S$, $(\)_A$ は構造系および音響系の特性を表す．

ここで，式(1)の第1行，第2行を表すと，

$$[K_S - \omega^2 M_S] \mathbf{x} = C \mathbf{p} + \mathbf{f}_S \quad (2)$$

$$[K_A - \omega^2 M_A] \mathbf{p} = \omega^2 C^T \mathbf{x} + \mathbf{f}_A \quad (3)$$

となる．第1行，第2行は構造系および音響系の運動方程式であり，構造系に対しては音圧が，音響系に対しては境界加速度が，それぞれ外力として作用している．式(2)の右辺を見るとわかるように，連成行列 C は音圧 $\mathbf{p}$ を外力に変換するものであり，節点に対応した要素の面積を与えるものである．また，式(3)の右辺は，構造振動により発生する体積加速度を表しており，音響系に接するパネル面などの振動成分の法線方向の振動成分を抽出する行列となっている．

構造-音響連成系では，このように構造系と音響が相互に影響を与えているので，両者の相互影響を考慮した上で，解かなくてはならない．今，構造のみに加振力が作用するとすれば， $\mathbf{f}_A = \mathbf{0}$ となる．ここで，

$$[H_S] = [K_S - \omega^2 M_S]^{-1} \quad (4)$$

$$[H_A] = \omega^2 [K_A - \omega^2 M_A]^{-1} C^T \quad (5)$$

とおけば，式(3)は，

$$\mathbf{p} = [H_A] \mathbf{x} \quad (6)$$

これを式(2)に代入して整理すれば，

* 首都大学東京 大学院理工学研究科
Department of Mechanical Engineering, Tokyo Metropolitan University

$$\mathbf{x} = [\mathbf{I} - \mathbf{H}_S \mathbf{C} \mathbf{H}_A]^{-1} [\mathbf{H}_S] \mathbf{f}_S \quad (7)$$

ここで、構造系が音響系の影響を受けないとすれば、

$$\mathbf{x} = [\mathbf{H}_S] \mathbf{f}_S \quad (8)$$

であり、式(7)は音響系の影響を考慮した構造系の応答である。式(7)を式(6)に代入すると、連成系の音圧応答 $\mathbf{p}$ を得ることができる。

$$\mathbf{p} = [\mathbf{H}_A] [\mathbf{I} - \mathbf{H}_S \mathbf{C} \mathbf{H}_A]^{-1} [\mathbf{H}_S] \mathbf{f}_S \quad (9)$$

一方、構造系と音響系の相互の影響を無視すれば、式(7)の代わりに、式(8)を式(6)に代入して、

$$\mathbf{p} = [\mathbf{H}_A] [\mathbf{H}_S] \mathbf{f}_S \quad (10)$$

が得られる。一般には式(9)は強連成、式(10)は弱連成とも呼ばれており、式(9)では相互の影響が考慮されているのに対し、式(10)では構造系から音響系への影響のみが考慮されたものとなっている。

例えば構造系に外力が作用する車室内騒音の予測においては、車室内の共鳴が支配的となる固有モードの正確な固有振動数や、騒音レベルの予測のためには、強連成(式(9))による評価が必要になる。

2.2 固有モードを用いた連成評価³⁾

ここで、構造系と音響系の連成を考えるために、それぞれ単体(構造は構造のみ、音響は音響のみ)の系、すなわち非連成系における固有モードを用いて、連成特性を表してみる。簡単のためにまずそれぞれの系の特性を1つの固有モードで表し、連成系の運動方程式を立てる。すなわち、

$$\mathbf{x} = \phi_S \xi_S \quad (11)$$

$$\mathbf{p} = \phi_A \xi_A \quad (12)$$

とおく。ここに、 ϕ_S, ϕ_A は構造系固有モード、音響系固有モードであり、 ξ_S, ξ_A はそれらの寄与率(モード変位)を表す。式(11),(12)を式(2),(3)に代入し、式(2)には ϕ_S^T 、式(3)には ϕ_A^T をそれぞれ左から乗ずれば、

$$(\omega_S^2 - \omega^2) \xi_S = \phi_S^T \mathbf{C} \phi_A \xi_A + \phi_S^T \mathbf{f}_S \quad (13)$$

$$(\omega_A^2 - \omega^2) \xi_A = \omega^2 \phi_A^T \mathbf{C}^T \phi_S \xi_S + \phi_A^T \mathbf{f}_A \quad (14)$$

を得る。ここで、 ω_S, ω_A はそれぞれ単体系における構造系固有角振動数、音響系固有角振動数である。いずれもモード質量が1となるように固有モードを正規化している。

$$\therefore \phi_S^T \mathbf{M}_S \phi_S = \phi_A^T \mathbf{M}_A \phi_A = 1 \quad (15)$$

ここで、式(13),(14)をまとめて表せば、

$$\begin{bmatrix} \omega_S^2 - \omega^2 & -c \\ -\omega^2 c & \omega_A^2 - \omega^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \xi_S \\ \xi_A \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} q_S \\ q_A \end{Bmatrix} \quad (16)$$

ただし、

$$\left. \begin{aligned} c &= \phi_S^T \mathbf{C} \phi_A \\ q_S &= \phi_S^T \mathbf{f}_S \\ q_A &= \phi_A^T \mathbf{f}_A \end{aligned} \right\} \quad (17)$$

であり、 c はモード座標における連成項、 q_S, q_A はそれぞれ構造系、音響系におけるモード外力を表す。すなわち、式(16)はモード特性で表した連成系の運動方程式となっている。

次に、式(16)を ξ_S, ξ_A について解けば、

$$\begin{Bmatrix} \xi_S \\ \xi_A \end{Bmatrix} = \frac{1}{\Delta} \begin{bmatrix} \omega_A^2 - \omega^2 & c \\ \omega^2 c & \omega_S^2 - \omega^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} q_S \\ q_A \end{Bmatrix} \quad (18)$$

ここで

$$\Delta = (\omega_S^2 - \omega^2)(\omega_A^2 - \omega^2) - \omega^2 c^2 \quad (19)$$

さらに、 $\Delta = 0$ となるのは、 ω が連成系の固有角振動数に等しい時だから、連成系の固有角振動数を Ω_S, Ω_A とすれば、

$$\Delta = (\Omega_S^2 - \omega^2)(\Omega_A^2 - \omega^2) \quad (20)$$

なお、連成系の入出力関係は、入力 q_S (力)、 q_A (粒子加速度)、出力 ξ_S (変位)、 ξ_A (音圧)であり、これらの組み合わせによって4通りの周波数応答関数(Frequency Response Function, 以下FRF)が存在する。これらを具体的に表せば、

$$(a) \text{変位/力} \quad G_{SS} = \frac{\xi_S}{q_S} = \frac{\omega_A^2 - \omega^2}{\Delta} \quad (21)$$

式(21)を整理すれば、

$$\therefore G_{SS} = \frac{1}{\Omega_S^2 - \Omega_A^2} \left(\frac{\omega_A^2 - \Omega_S^2}{\omega^2 - \Omega_S^2} + \frac{\omega_A^2 - \Omega_A^2}{\omega^2 - \Omega_A^2} \right) \quad (22)$$

$$(b) \text{音圧/力} \quad G_{AS} = \frac{\xi_A}{q_S} = \frac{\omega^2 c}{\Delta} \quad (23)$$

$$\therefore G_{AS} = \frac{c}{\Omega_S^2 - \Omega_A^2} \left(\frac{\Omega_S^2}{\omega^2 - \Omega_S^2} - \frac{\Omega_A^2}{\omega^2 - \Omega_A^2} \right) \quad (24)$$

$$(c) \text{変位/粒子加速度} \quad G_{SA} = \frac{\xi_S}{q_A} = \frac{c}{\Delta} \quad (25)$$

$$\therefore G_{SA} = \frac{c}{\Omega_S^2 - \Omega_A^2} \left(\frac{1}{\omega^2 - \Omega_S^2} - \frac{1}{\omega^2 - \Omega_A^2} \right) \quad (26)$$

$$(d) \text{音圧/粒子加速度} \quad G_{AA} = \frac{\xi_A}{q_A} = \frac{\omega_S^2 - \omega^2}{\Delta} \quad (27)$$

$$\therefore G_{AA} = \frac{1}{\Omega_S^2 - \Omega_A^2} \left(\frac{\omega_A^2 - \Omega_S^2}{\omega^2 - \Omega_S^2} + \frac{\omega_S^2 - \Omega_A^2}{\omega^2 - \Omega_A^2} \right) \quad (28)$$

式(22),(24),(26),(28)は、それぞれ部分分数に展開した形となっており、連成系の2つの固有モードの重ね合わせで表されている。すなわち、右辺第1項は、構造系が主体となる固有モード、第2項は音響系が主体となる固有モードをそれぞれ表している。なお、各項の分子は留数(レジデュ)であり、それぞれの共振ピークの卓越度合いを表している。

また、 ω_S, ω_A は非連成系の固有角振動数、 Ω_S, Ω_A は連成系の固有角振動数であることから、

$$\begin{aligned} \omega_S &\equiv \Omega_S \\ \omega_A &\equiv \Omega_A \end{aligned} \quad (29)$$

である。一般に、 ω_S, Ω_S と ω_A, Ω_A の差は、上記の差に比べて大きいので、以下のことがわかる。

- G_{SS} の右辺第2項の留数($\omega_A^2 - \Omega_A^2$)は第1項($\omega_A^2 - \Omega_S^2$)に比べて小さい。(式(22))
- G_{AA} の右辺第1項の留数($\omega_S^2 - \Omega_S^2$)は第2項($\omega_S^2 - \Omega_A^2$)に比べて小さい。(式(28))
- G_{AS} と G_{SA} に含まれる2つの留数は同程度の大きさである。(式(24),(26))

このことは、構造系だけのFRF(G_{SS})では、音響系が主体となる固有モードは小さな寄与しか持たず、音響系だけのFRF(G_{AA})では構造系が主体となる固有モードは小さな寄与しか持たない。これに対して構造系と音響系の相互FRF(G_{AS}, G_{SA})においては2つの固有モードが同程度の寄与を持つということを表している。

2.3 相反性

一般の構造系FRFに対しては、FRFの相反性が成立つことが良く知られているが、構造-音響連成系に対しても同様の性質が成立っている。式(1)を見ると分かるように、左辺係数行列(動剛性行列)は非対称行列となっている。ここで、変位 $\mathbf{x}$ を加速度 $\ddot{\mathbf{x}}$ に置き換え、第2行の符号を換えると次式を得る。

$$\begin{bmatrix} -\frac{1}{\omega^2} K_S + M_S & -C \\ -C^T & -K_A + \omega^2 M_A \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{\mathbf{x}} \\ \mathbf{p} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \mathbf{f}_S \\ -\mathbf{f}_A \end{Bmatrix} \quad (30)$$

式(30)は左辺係数行列が対称行列になっている。これより、

$$\begin{Bmatrix} \ddot{\mathbf{x}} \\ \mathbf{p} \end{Bmatrix} = [H] \begin{Bmatrix} \mathbf{f}_S \\ -\mathbf{f}_A \end{Bmatrix} \quad (31)$$

$$[H] = \begin{bmatrix} -\frac{1}{\omega^2} K_S + M_S & -C \\ -C^T & -K_A + \omega^2 M_A \end{bmatrix}^{-1} \quad (32)$$

とおけば、FRF行列 $[H]$ は対称行列であり、次式が得

られる。

$$H_{i,j} = H_{j,i} \Leftrightarrow \frac{p_i}{f_{Sj}} = -\frac{\ddot{x}_j}{f_{Ai}} \quad (33)$$

これは、構造系の点 j と音響系の点 i の間に、FRFの相反性が成立つことを示している。すなわち、力加振(f_{Sj})による音圧応答(p_i)と、音響加振(f_{Ai})による加速度応答($\ddot{x}_j$)は逆符号の関係にある⁴⁾。

2.4 連成系のモード特性^{2,5)}

2.2節においては、それぞれの単体系における固有モードを連成させて系全体の動特性を表現した。本節では、連成系のモード特性を導き、モードの重ね合わせで連成系の動特性(FRF)を表現する。

式(1)の連成系の運動方程式において、(右辺)=0とおいて固有値問題を表すと、

$$\left[\begin{bmatrix} K_S & -C \\ 0 & K_A \end{bmatrix} - \lambda \begin{bmatrix} M_S & 0 \\ C^T & M_A \end{bmatrix} \right] \begin{Bmatrix} \phi_S^R \\ \phi_A^R \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (34)$$

ここで、 $\lambda, \{\phi^R\}$ はそれぞれ固有値と右固有ベクトルとして、右固有ベクトル $\{\phi^R\}$ のうち、構造系に対応する成分が $\{\phi_S^R\}$ 、音響系に対応する成分が $\{\phi_A^R\}$ である。固有値 λ においては、左辺係数行列が特異となっており、右から乗じてゼロとなる右固有ベクトルと左から乗じてゼロになる左固有ベクトル $\{\phi^L\}$ が存在する。

式(1)の固有値問題を左固有ベクトルについて表すと、係数行列の転置をとることにより、

$$\left[\begin{bmatrix} K_S & 0 \\ -C^T & K_A \end{bmatrix} - \lambda \begin{bmatrix} M_S & C \\ 0 & M_A \end{bmatrix} \right] \begin{Bmatrix} \phi_S^L \\ \phi_A^L \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (35)$$

が得られる。

式(34)より

$$\begin{aligned} (K_S - \lambda M_S) \phi_S^R - C \phi_A^R &= 0 \\ -\lambda C^T \phi_S^R + (K_A - \lambda M_A) \phi_A^R &= 0 \end{aligned} \quad (36)$$

式(35)より

$$\begin{aligned} (K_S - \lambda M_S) \phi_S^L - \lambda C \phi_A^L &= 0 \\ -C^T \phi_S^L + (K_A - \lambda M_A) \phi_A^L &= 0 \end{aligned} \quad (37)$$

ここで式(36)と式(37)の比較より $\{\phi_S^L\} = \{\phi_S^R\}$ とすれば $\lambda \{\phi_A^L\} = \{\phi_A^R\}$ 、すなわち

$$\begin{Bmatrix} \phi_S^L \\ \phi_A^L \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \phi_S^R \\ \frac{1}{\lambda} \phi_A^R \end{Bmatrix} \quad (38)$$

また、式(1)をまとめて次のように表し、

$$[K - \omega^2 M] \{\mathbf{x}\} = \{\mathbf{f}\} \quad (39)$$

r 次の固有値を λ_r 、右固有ベクトルを $\{\phi_{(r)}^R\}$ 、左固有

ベクトルを $\{\phi_{(r)}^L\}$ とすれば、次式が成立する.

$$[K - \lambda_r M] \{\phi_{(r)}^R\} = \{0\} \quad (40)$$

同様に、 m 次の固有値を λ_m 、左固有ベクトルを $\{\phi_{(m)}^L\}$ とすれば、

$$\{\phi_{(m)}^L\}^T [K - \lambda_m M] = \{0\}^T \quad (41)$$

式(40)の左から $\{\phi_{(m)}^L\}^T$ を乗ずれば、

$$\{\phi_{(m)}^L\}^T [K] \{\phi_{(r)}^R\} - \lambda_r \{\phi_{(m)}^L\}^T [M] \{\phi_{(r)}^R\} = 0 \quad (42)$$

また、式(41)の右から $\{\phi_{(r)}^R\}$ を乗ずると、

$$\{\phi_{(m)}^L\}^T [K] \{\phi_{(r)}^R\} - \lambda_m \{\phi_{(m)}^L\}^T [M] \{\phi_{(r)}^R\} = 0 \quad (43)$$

式(42)から式(43)を引けば、

$$(\lambda_r - \lambda_m) \{\phi_{(m)}^L\}^T [M] \{\phi_{(r)}^R\} = 0 \quad (44)$$

これより、 $\lambda_r \neq \lambda_m$ ならば

$$\{\phi_{(m)}^L\}^T [M] \{\phi_{(r)}^R\} = 0 \quad (45)$$

従って

$$\{\phi_{(m)}^L\}^T [K] \{\phi_{(r)}^R\} = 0 \quad (46)$$

式(45),(46)は連成系の非対称である特性行列 $[M]$, $[K]$ に対しては左固有ベクトルと右固有ベクトルの間で直交性が成り立つことを示している.

従って、連成系の FRF は次のように表すことができる.

$$[G] = \sum_{r=1}^N \frac{1/k^{(r)}}{1 - (\omega/\Omega_r)^2} \{\phi_{(r)}^R\} \{\phi_{(r)}^L\}^T \quad (47)$$

モード質量が 1 となるように固有モードを正規化すれば、

$$[G] = \sum_{r=1}^N \frac{1}{\Omega_r^2 - \omega^2} \{\phi_{(r)}^R\} \{\phi_{(r)}^L\}^T \quad (48)$$

ここで式(38)の関係を考慮すれば、右固有ベクトルのみを用いて FRF を記述することができる. すなわち右固有ベクトルを改めて

$$\{\phi^{(r)}\} = \begin{Bmatrix} \phi_S^{(r)} \\ \phi_A^{(r)} \end{Bmatrix} \quad (49)$$

と表せば、

$$G_{SiSj} = \sum_{r=1}^N \frac{1}{\Omega_r^2 - \omega^2} \phi_{Si}^{(r)} \phi_{Sj}^{(r)} \quad (50)$$

$$G_{AiSj} = \sum_{r=1}^N \frac{1}{\Omega_r^2 - \omega^2} \phi_{Ai}^{(r)} \phi_{Sj}^{(r)} \quad (51)$$

$$G_{SiAj} = \sum_{r=1}^N \frac{1}{\Omega_r^2 - \omega^2} \frac{1}{\Omega_r^2} \phi_{Si}^{(r)} \phi_{Aj}^{(r)} \quad (52)$$

$$G_{AiAj} = \sum_{r=1}^N \frac{1}{\Omega_r^2 - \omega^2} \frac{1}{\Omega_r^2} \phi_{Ai}^{(r)} \phi_{Aj}^{(r)} \quad (53)$$

以上、構造系と音響系に関する FRF がモード特性によって表されている.

また、式(33)に示した構造系と音響系の相反性は、

$$G_{AiSj} = \omega^2 G_{SiAi} \quad (54)$$

として同様に成立している. ここで、連成系の FRF を式(31),(32)のように加速度応答と音圧応答で表せば、

$$\begin{aligned} [H] &= \sum_{r=1}^N \frac{-\Omega_r^2}{\Omega_r^2 - \omega^2} \begin{Bmatrix} \phi_S^{(r)} \\ -\frac{1}{\Omega_r^2} \phi_A^{(r)} \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} \phi_S^{(r)T} & -\frac{1}{\Omega_r^2} \phi_A^{(r)T} \end{Bmatrix} \\ &= \sum_{r=1}^N \frac{-\Omega_r^2}{\Omega_r^2 - \omega^2} \begin{bmatrix} \{\phi_S^{(r)}\} \{\phi_S^{(r)}\}^T & -\frac{1}{\Omega_r^2} \{\phi_S^{(r)}\} \{\phi_A^{(r)}\}^T \\ -\frac{1}{\Omega_r^2} \{\phi_A^{(r)}\} \{\phi_S^{(r)}\}^T & \frac{1}{\Omega_r^4} \{\phi_A^{(r)}\} \{\phi_A^{(r)}\}^T \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (55)$$

すなわち、行列 $[H]$ が対称であることが確認できる.

3. シミュレーションによる検討

3.1 連成系の基本モード

本章では、図 1 に示す単純な構造音響連成モデルを用いて連成系の動特性を検討する. これは、一面のみ弾性パネルを有する直方体構造であり、他の 5 面は剛体壁で囲まれている. 構造パネル上に点 S、音響系に点 A を設けてある. なお、パネル中央には補剛用のはりを取り付けてある.

本モデルの基本的な 2 つの連成モード特性を図 2 および図 3 に示す. これらは構造系のパネル共振が主体となる固有モード ($f_s = 73.4\text{Hz}$) と音響系の共鳴が主体となる固有モード ($f_a = 85.8\text{Hz}$) の 2 つについて、それ

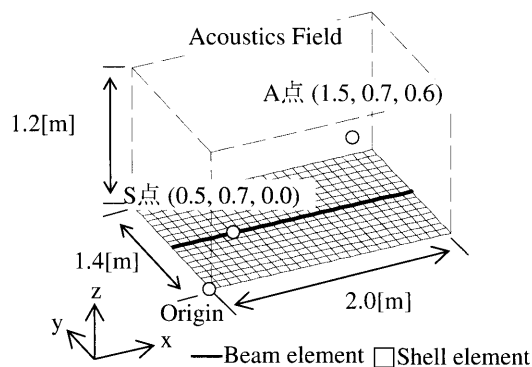
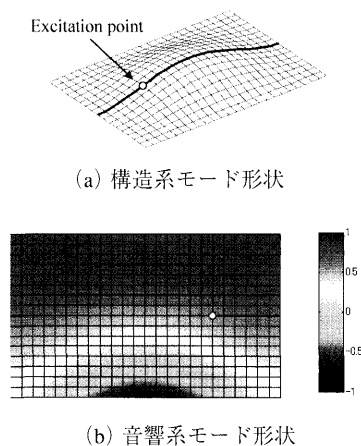
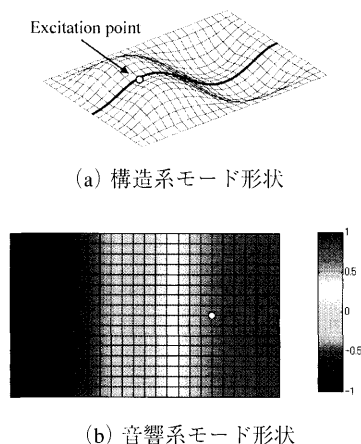


図 1 構造音響連成系の単純モデル

図2 連成系固有モード ($f_s = 73.4\text{Hz}$)図3 連成系固有モード ($f_A = 85.8\text{Hz}$)

ぞれ構造系のモード形状(変形)と音響系のモード形状(音圧分布)を示している。

図2を見ると、構造系パネルの1次共振モードに対して、音響系はパネルによる放射音圧分布を示すモード形状となっている。また図3を見ると、音響系の1次共鳴モードに対して、構造系は構造系2次モードに近い形状が励起されており、音響系の音圧分布と相関の高い振動モードが励起されている。

3.2 連成系の FRF

構造系の点S及び音響系の点Aそれぞれを加振した場合のFRFを算出する。図4は、構造系(点S)を加振した時の点Sの応答(G_{SS})及び音響系の点Aの応答(G_{SA})を表すFRFである(単位はそれぞれ変位/力および音圧/力)。ここで G_{SS} を見ると、構造系共振のピーク(f_s)は顕著であるが、音響系共振のピーク(f_A)は観察できない。一方 G_{AS} を見ると、構造系共振(f_s)および音響

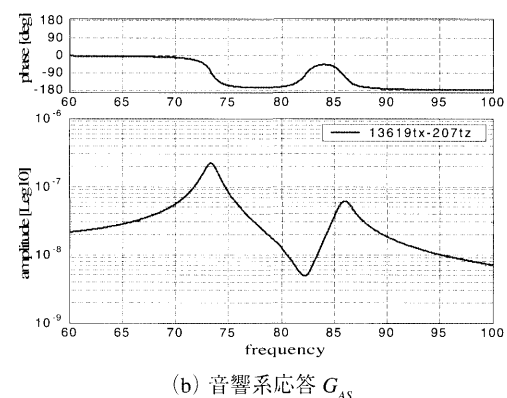
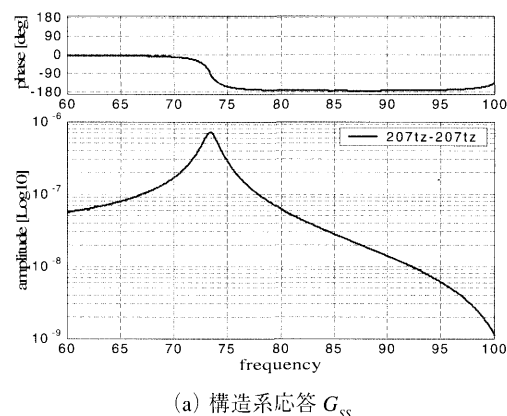


図4 構造系加振によるFRF

系共振(f_A)のいずれのピークも明瞭に表れている。

次に、音響系(点A)を加振したときのFRFを同様に算出した(図5, 単位はそれぞれ変位/体積加速度, 音圧/体積加速度)。まず音響系応答(G_{AA})を見ると、音響系のピーク(f_A)のみが表れており、構造系のピーク(f_s)は観察されない。さらに、構造系応答(G_{SA})を見ると、 G_{AS} と同様にいずれのピークも明瞭に表れていることが分かる。これらは2.2節で述べた特性と一致しており、構造系と音響系の相互関係を示すFRFを用いることで、連成特性が正しく観察されることが確認できた。

3.3 連成系固有モードと強制加振応答の比較

次に、連成系の固有モードと強制加振時の系の応答を比較する。図6および図7は、構造系(点S)を強制加振したときの、構造系および音響系の振動応答を示している。図6を見ると、構造系共振(f_s)における応答では構造系、音響系共にほぼ連成系の固有モードに等しい応答を示していることが確認できる。

また、図7の音響系共振(f_A)における加振応答では、音響系応答は連成系固有モードにほぼ等しい分布を示しているが、構造系応答は本来の連成モードとは異なり、1次の固有モードを示している。このことは、連成

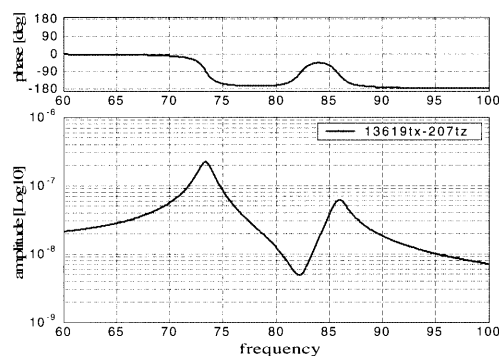
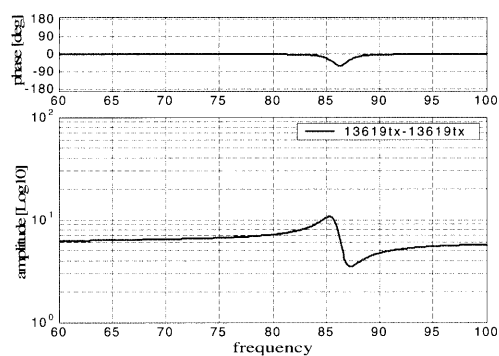
(a) 構造系応答 G_{SA} (b) 音響系応答 G_{AA}

図5 音響系加振による FRF

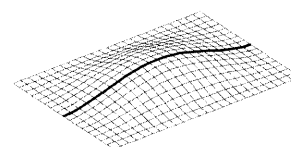
系応答の寄与が小さい応答においては、本来のモード特性と異なる応答を示す可能性があることを示唆している。

さらに、音響系(点 A)を加振したときの、音響系固有モード(f_A)における強制加振応答を図8に示す。これを見ると図7とは異なり、構造系応答が本来の連成特性にほぼ等しい振動応答を示している。このように、音響系との連成特性を抽出するためには音響加振が有用であることが分かる。

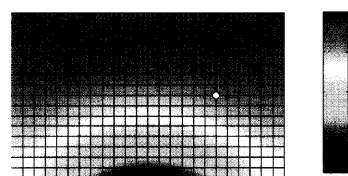
4. まとめ

本稿では、構造音響連成系における騒音低減を達成するためには連成系の動特性を把握する必要性があることから、連成系の持つ動特性について検討した。単純構造物を対象とした検討結果から以下の結論を得た。

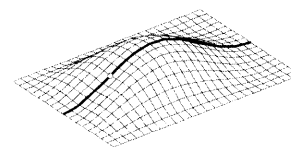
1. 連成固有モードは、基本的には構造系または音響系のいずれかが支配的となる固有モードによって構成されている。
2. 連成系の固有振動数を得るためには、構造系と音響系相互の FRF(G_{AS} または G_{SA}) を用いることが有用である。



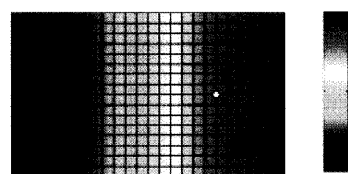
(a) 構造系応答形状



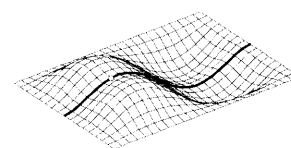
(b) 音響系応答形状

図6 構造系加振による強制加振応答 ($f_s = 73.4\text{Hz}$)

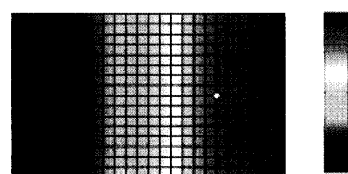
(a) 構造系応答形状



(b) 音響系応答形状

図7 構造系加振による強制加振応答 ($f_A = 85.8\text{Hz}$)

(a) 構造系応答形状



(b) 音響系応答形状

図8 音響系加振による強制加振応答 ($f_A = 85.8\text{Hz}$)

3. 連成系における強制加振応答では, 連成系固有モードとは大きく異なる応答を示す場合がある. 例えば, 音響系共鳴が支配的となる固有モードにおいて, 構造加振では連成系の構造モードとは異なる応答を示すことがある.
4. 上記3に関連し, 連成特性である構造系の固有モードを抽出するためには, 音響加振が有用である. なお構造音響系においても相反性が成立するため, 音響加振の代わりに構造加振, 音響応答のFRFを用いて構造加振点を移動させてFRFを測定することによっても同様の検討が可能である.

謝 辞

本研究の基礎検討においては, 日産自動車(株)丸山新一氏から多くの示唆をいただいた. また本稿の一部は日産自動車(株)との共同研究内容を含んでいる. こ

こに厚く謝意を表す.

参 考 文 献

- 1) 古屋耕平, 吉村卓也, 須藤晶, 成國星哉: 振動音響連成系の音圧最小化問題に対する最適性の考察とそれに基づく構造最適化, 日本機械学会論文集, C編, **72**-724, 3767/3774 (2006)
- 2) 長松昭男編: 音と振動のモード解析と制御, コロナ社 (1996)
- 3) 丸山新一, 他: 構造・音響連成モードの実験法および計算との比較, 自動車技術会秋季大会前刷集 No.9506, **63**-2006564, 1/6 (2006)
- 4) 山口俊昭, 吉村卓也, 玉置元: 音響加振を活用した振動音響連成系の特性把握, 日本機械学会 機械力学・計測制御講演論文集, No.09-23, CD-ROM論文集, No.351 (2009)
- 5) Katrien Wyckaert, Fülöp Augusztinovicz and Paul Sas: Vibro-acoustical modal analysis: Reciprocity, model symmetry, and model validity, J. Acoust. Soc. Am., **100**-5 (1996)