アクティブ遮音の研究*

(平板の騒音制御)

猿 渡 克 巳^{*1}, 宮 田 太 陽^{*2}, 背 戸 一 登^{*3}

A Study on Active Vibration Control of Plate Structure for Reducing Noise

Katsumi SAWATARI, Takaharu MIYATA and Kazuto SETO

This paper deals with the vibration control of plate structures from the standpoint of noise control where noise control and vibration control of walls are the common subjects. A lumped parameter system modeling method which is effective for the vibration control of plate structures is first shown. Then, from our simulations and experiments, it is shown that good vibration control of plate structures is achieved by attaching the active device and sensors and carrying out vibration control on the basis of the LQ control theory. Finally, it is demonstrated that if this method is used to improve sound transmittance loss, then the noise radiating from the plate structures can be reduced and noise isolation improved.

Key Words: Vibration Control, Plate Structure, Noise Control, Reduced Order Model, LQ Control Theory

1. は じ め に

近年, 騒音環境等の改善に対しての要求が高まっており, 騒音と逆位相の音をスピーカで発生させて相殺するアクティブノイズコントロールなどの方法も提案され⁽¹⁾ 冷蔵庫や車室等の騒音低減に効果をあげている⁽²⁾⁽³⁾。また, 音の遮へいには, 遮音壁に比重の高い材料を用いるか, 厚い吸音材を用いることで遮音効果を高めてきた。しかしながら, 空間的制約や, 構造的にも軽量化が求められている高層ビル等に適用することは困難である。そこで, 壁にアクティブ減衰を与える方法などの提案が見られるようになってきた⁽⁴⁾⁽⁵⁾。著者らは図1に示すように放射音の伝ぱが中間壁で振動に変換し, 再放射されることをかんがみ, この中間壁を能動的に振動制御し, 遮音することを提案してきた⁽⁶⁾⁽⁷⁾。

本論文では, 平板における放射音のキャンセリングが起こる振動モードの存在を確認し, この結果から音の放射に寄与する振動モードを特定し, このモード

を現代制御理論を応用してアクティブ振動制御を行う。しかしながら, 平板は典型的な分布定数系特性を有しており, 現代制御の応用において要求される制御対象の状態方程式の作成は困難であるばかりか, 特定のモードを抽出して制御することは容易でない。この問題に対し, 著者らは「不可制御・不可観測性を活用した低次元化物理モデル作成法」を提案し, 一般構造物の振動制御において, 低次元化に伴うスパルオーバー防止に有効であることを示してきた。

本研究においては, この手法を平板の振動制御に適用して, 音の放射に寄与する特定の振動モードを制御するための低次元化モデルを作成した。この低次元化

図1 遮音の概念

* 原稿受付 1994年9月21日。

*¹ 正員, (株)小野測器 (〒226 横浜市緑区白山1-16-1)。

*² 学生員, 日本大学大学院 (〒101 東京都千代田区神田駿河台1-8)。

*³ 正員, 日本大学。

モデルを用いて状態方程式を作成し、この平板を振動制御することにより、平板の透過音の抑制効果をシミュレーションおよび実験にて得たので報告する。

2. 平板の低次元化モデル

2.1 モードによる放射音のキャンセル 平板からの音響放射は、振動振幅が同じで逆極性の振動モードでは、近傍では音圧が測定されるが、遠方においては音の吸込みと吐出しのために相互に相殺されると考えられ、減少する傾向がある。本論文ではこのような振動モードを対称モードと定義し、放射音が相殺されないモードを非対称モードと呼ぶことにする。

図2に示すデータは、このことを予備的に調べるために、800 mm×400 mm×2 mmの周辺固定した鉄平板の放射音の音響インテンシティを測定したものであ

図2 放射音のキャンセル

図3 平板の形状および物理モデル化のポイント

る。この一次および二次モードの周波数の音響インテンシティを平板表面からの距離 5 cm, 50 cm, 100 cm で 11×7 点で測定した結果を音圧 [dB] にて表示している。この計測結果から図2(a)の一次モードにおいては、平板表面から離れても音圧は減少しにくい。しかしながら対称モード形を有する図2(b)の二次モードにおいては平板表面近傍では一次モード同様、音圧が計測されるが、表面から離れるに従って音圧は急速に減少することが分かる。また、他の10次までのモードにおいても対称モードの音のキャンセルの傾向を確認した。これによって放射音源から離れた場合の、低周波の放射音の制御は、非対称モードを抑制することが有効であることがわかる。

2.2 平板のモード形 本研究で使用した平板の形状は、1200×900×3 mmのベニヤ材である。これを地面に対し垂直に保持し、周辺を固定した。この平板を143個の有限要素に分割し、実験モード解析を行った。この実験に用いた平板の形状および要素分割した図3に示す。この解析結果からこの平板には0 Hz～50 Hz間に次の一次から八次のモードが存在することがわかった。図4に一～八次の各共振周波数とモード形を示す。ここで、対称モードの場合、放射音と吸音の量が互いにキャンセルされるので、ここで問題となるのは非対称モードの一次、五次、六次である。このモードを制御対象とする。ここで、非対称モードの一次

図4 平板のモード形

と五次のモードの制御を重視し、制御器を一次モードの最大振幅点である中央部の点に取付ける。また、この点は、二次、三次、四次モードの節にあたるのでこれらの振動モードを励起しない点である。以上の考察により図3に示した平板上の位置に三つの質点を指定して3質点系モデルを作成する。

2.3 3自由度系物理モデルの作成 ここでは実験モード解析によって求めた分布定数系の平板の振動およびモード形から3質点系モデルを作成する。図5のような質量連成のない3質点系モデルを想定して運動方程式をたてると、次のようになる。ここに、各質点系をつなぐばねのばね定数を k_{ij} (i, j は各質点の番号)、各質点から固定面間のばねのばね定数を k_i ($i=1, 3$) と定義する。ただし、各質点には、各制御力を含む外力 f_i ($i=1, 3$) が作用するものとする。この3質点系モデルの運動方程式は、

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 + (k_1 + k_{12} + k_{13})x_1 - k_{12}x_2 - k_{13}x_3 &= f_1 \\ m_2 \ddot{x}_2 - k_{12}x_1 + (k_{12} + k_2 + k_{23})x_2 - k_{23}x_3 &= f_2 \\ m_3 \ddot{x}_3 - k_{13}x_1 - k_{23}x_2 + (k_{13} + k_3 + k_{23})x_3 &= f_3 \end{aligned} \quad \dots\dots\dots (1)$$

この式を行列表示すると、

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 \\ 0 & 0 & m_3 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \\ \ddot{x}_3 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 + k_{12} + k_{13} & -k_{12} & -k_{13} \\ -k_{12} & k_{12} + k_2 + k_{23} & -k_{23} \\ -k_{13} & -k_{23} & k_{13} + k_3 + k_{23} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f_1 \\ f_2 \\ f_3 \end{Bmatrix} \quad \dots\dots\dots (2)$$

となる。そこで、この式の固有値問題を解いて得られた固有モード行列を以下のようにおく。

$$\Phi = \begin{bmatrix} \phi_{11} & \phi_{12} & \phi_{13} \\ \phi_{21} & \phi_{22} & \phi_{23} \\ \phi_{31} & \phi_{32} & \phi_{33} \end{bmatrix} \quad \dots\dots\dots (3)$$

ただし ϕ_i (i は質点番号, j はモード次数)。

一方、物理座標系の質量行列 M の逆行列と固有モ

図5 3質点系物理モデル

ード行列との関係は、

$$\begin{aligned} M^{-1} &= \Phi \Phi^T \\ &= \begin{bmatrix} \phi_{11}^2 + \phi_{12}^2 + \phi_{13}^2 & A & B \\ A & \phi_{21}^2 + \phi_{22}^2 + \phi_{23}^2 & C \\ B & C & \phi_{31}^2 + \phi_{32}^2 + \phi_{33}^2 \end{bmatrix} \end{aligned} \quad \dots\dots\dots (4)$$

ここに、

$$\begin{aligned} A &= \phi_{11}\phi_{21} + \phi_{12}\phi_{22} + \phi_{13}\phi_{23} \\ B &= \phi_{11}\phi_{31} + \phi_{12}\phi_{32} + \phi_{13}\phi_{33} \\ C &= \phi_{21}\phi_{31} + \phi_{22}\phi_{32} + \phi_{23}\phi_{33} \end{aligned}$$

であり、モードの対称性により次の関係を得る。

$$\phi_{11} = \phi_{31}, \phi_{13} = \phi_{33}, \phi_{12} = -\phi_{32}, \phi_{22} = 0$$

これを用いれば A, B, C は次のようになる。

$$\begin{aligned} A &= C = \phi_{11}\phi_{21} + \phi_{13}\phi_{23} \\ B &= \phi_{11}^2 - \phi_{12}^2 + \phi_{13}^2 \end{aligned}$$

質量連成のない質量行列の性質より、式(4)の両辺は対角行列であるので、 A, B, C は零でなければならない。しかしながら、図5のモデルではこの固有モード行列は特定されているわけではないので、この A, B, C は零とはならない。そこで次のように誤差関数を ε を定義し、これを零に近づけることを考える。

$$\begin{Bmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \phi_{11}\phi_{21} + \phi_{13}\phi_{23} \\ \phi_{11}^2 - \phi_{12}^2 + \phi_{13}^2 \end{Bmatrix} \quad \dots\dots\dots (5)$$

この式に含まれる五つの変数 $\phi_{11}, \phi_{21}, \phi_{12}, \phi_{13}, \phi_{23}$ の感度行列を式(6)のように定義し、

$$\begin{bmatrix} \frac{\partial \varepsilon_1}{\partial \phi} \\ \frac{\partial \varepsilon_2}{\partial \phi} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \phi_{21} & \phi_{12} & 0 & \phi_{23} & \phi_{13} \\ 2\phi_{11} & 0 & -2\phi_{12} & 2\phi_{13} & 0 \end{bmatrix} \quad \dots\dots (6)$$

さらに補正ベクトル $\{\delta\phi\}$ を定義すれば式(7)によって誤差関数を零に近づけることができる。

$$\begin{bmatrix} \frac{\partial \varepsilon_1}{\partial \phi} \\ \frac{\partial \varepsilon_2}{\partial \phi} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \delta\phi_{11} \\ \delta\phi_{21} \\ \delta\phi_{12} \\ \delta\phi_{13} \\ \delta\phi_{23} \end{Bmatrix} = - \begin{Bmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \end{Bmatrix} \quad \dots\dots\dots (7)$$

上式に最小ノルム解を使った一般化逆行列を適用すると補正ベクトルは次式によって求めることができる。

$$\begin{Bmatrix} \delta\phi_{11} \\ \delta\phi_{21} \\ \delta\phi_{12} \\ \delta\phi_{13} \\ \delta\phi_{23} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\partial \varepsilon_1}{\partial \phi} \\ \frac{\partial \varepsilon_2}{\partial \phi} \end{bmatrix}^T \left(\begin{bmatrix} \frac{\partial \varepsilon_1}{\partial \phi} \\ \frac{\partial \varepsilon_2}{\partial \phi} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \frac{\partial \varepsilon_1}{\partial \phi} \\ \frac{\partial \varepsilon_2}{\partial \phi} \end{bmatrix}^T \right)^{-1} \begin{Bmatrix} -\varepsilon_1 \\ -\varepsilon_2 \end{Bmatrix} \quad \dots\dots\dots (8)$$

2.4 物理定数の決定 式(8)によって式(4)を対角化する固有モード行列を求め、質量行列を計算す

図6 モード解析のモード形および修正したモード形

ると次のように求まる。

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 \\ 0 & 0 & m_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0.3075 & 0 & 0 \\ 0 & 0.5876 & 0 \\ 0 & 0 & 0.3075 \end{bmatrix} \quad \dots\dots\dots (9)$$

さらに、剛性行列を計算すると、

$$\begin{bmatrix} k_1 + k_{12} + k_{13} & -k_{12} & -k_{13} \\ -k_{12} & k_{12} + k_2 + k_{23} & -k_{23} \\ -k_{13} & -k_{23} & k_{13} + k_{23} + k_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0.69 \times 10^4 & -0.72 \times 10^4 & 0.30 \times 10^4 \\ -0.72 \times 10^4 & 1.22 \times 10^4 & -0.72 \times 10^4 \\ 0.30 \times 10^4 & -0.72 \times 10^4 & 0.69 \times 10^4 \end{bmatrix} \quad \dots\dots\dots (10)$$

これらより、図5の各物理定数は以下になる。

$$\begin{aligned} m_1 &= 0.3075 [\text{kg}], m_2 = 0.5876 [\text{kg}] \\ m_3 &= 0.3075 [\text{kg}] \\ k_1 &= 0.28 \times 10^4 [\text{N/m}], k_2 = -0.21 \times 10^4 [\text{N/m}] \\ k_3 &= 0.28 \times 10^4 [\text{N/m}], k_{12} = 0.72 \times 10^4 [\text{N/m}] \end{aligned}$$

図7 アクチュエータ取付け時の物理モデル

$$k_{23} = 0.72 \times 10^4 [\text{N/m}], k_{13} = -0.30 \times 10^4 [\text{N/m}]$$

ここで、実際の実験モード解析で得られたモード形と本モデル化手法で得られたモード形の比較を図6に示す。細線が実験モード解析により求められたモード形、太線が本モデル化で得られたモード形である。三つの質点でモードがよく一致している。

3. 平板の振動制御

上記で実現した低次元化モデルに対し、中央の質量 m_2 に制御器を取付けシミュレーションを行う。アクチュエータはスピーカを改良したものを用いた。アクチュエータはムービングコイルおよびリング状磁石から構成されているので、これを弱いばねおよび減衰要素で支持する構造に置き換え、図7のようなモデルで表す。ここに k_s , C_s は支持部のばね定数および減衰係数である。

ここで、 m_2 にアクチュエータの取付けたときの運動方程式を状態方程式で表すと以下になる。

$$\dot{X} = AX + bu \quad \dots\dots\dots (11)$$

ここで、

$$X = [\dot{x}_1 \quad \dot{x}_2 \quad \dot{x}_3 \quad x_1 \quad x_2 \quad x_3]^T \quad \dots\dots\dots (12)$$

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & -\frac{k_1 + k_{12} + k_{13}}{m_1} & \frac{k_{12}}{m_1} & \frac{k_{13}}{m_1} \\ 0 & \frac{C_s}{m_2} & 0 & \frac{k_{12}}{m_2} & -\frac{k_{12} + k_2 + k_{23} + k_s}{m_2} & \frac{k_{23}}{m_2} \\ 0 & 0 & 0 & \frac{k_{13}}{m_{13}} & \frac{k_{23}}{m_3} & -\frac{k_{13} + k_{23} + k_3}{m_3} \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad \dots\dots\dots (13)$$

$$b = K_f \begin{bmatrix} 0 & \frac{1}{m_2} & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad \dots\dots\dots (14)$$

ここに、 K_f は制御力 f_c と制御量 u の変換係数である。

このように状態方程式で表されたならば LQ 制御理論が適用できる。LQ 制御理論では、次のような状態フィードバックによって制御量を決定する。

$$u = -r^{-1} b^T P X = -K X \quad \dots\dots\dots (15)$$

ここに、 P はリカッチ方程式の解であり、次のフィードバックゲインベクトル K は式(15)によって定まる。

$$K = [K_1 \ K_2 \ K_3 \ K_4 \ K_5 \ K_6] \dots\dots\dots (16)$$

この K は以下の評価関数 J を最小とするゲインである。

$$J = \int_0^\infty (X^T Q X + r u^2) dt \dots\dots\dots (17)$$

ここで r は制御量に掛かる重み係数、 Q は状態ベクトルに掛かる重み行列であり、次のように定義する。

$$Q = \text{diag}[q_1 \ q_2 \ q_3 \ q_4 \ q_5 \ q_6] \dots\dots\dots (18)$$

これらの重みを設計パラメータに用いて平板の振動制御のシミュレーションを行った。その周波数応答の結果を図8に示す。(a)は平板の中央の点における周波数応答を示し、(b)は平板上部に取付けたセンサの点での応答を示す。能動的制御を加えた場合、一次および五次の振動のピークが低減し、有効な制振効果が期待できる。また(b)においては制御器の位置から二次モードは不可制御になるが、本シミュレーションから二次のピークに影響を与えず、一次および五次のモードのピークを低減できることがわかる。

次に図9にこの周波数応答に対応した時間応答を示す。平板中央の点での時間応答(a)は振動制御により急速に収束している。また平板上部の点(b)では周波数応答にみられるように二次のピークが残留するが一、五次のモードは収束している。

(a) 中央部

(b) 上部

(In case of $Q = \text{diag}[1 \ 1 \ 1 \ 0 \ 0 \ 0]$, $r = 1 \times 10^{-2}$)

図8 周波数応答(シミュレーション)

4. 実験

4.1 実験装置概要 図10は振動制御の対象とした平板の支持方法としてのスピーカの設置状況およびセンサの取付状態を示す。センサは非接触変位計を用いて、これが平板中央と五次モードの二つの腹(上部および下部)に平板の垂線に取付けられ、それぞれの変位データを測定する。スピーカは平板の中央に取付けられている。平板からの変位信号はサンプリング周波数1 kHzで、A/Dコンバータを通してコンピュータに入力される。コンピュータ内部では、この変位信号の微分から速度信号を算出し、各状態量を得る。

これらの状態量に最適制御理論を用いて決定したフィードバックゲインを乗算することにより制御量を算出する。これをD/Aコンバータによりアナログを作り、制御器のアンプを駆動する。この制御器により、平板の振動を抑制する。

4.2 振動・騒音制御の結果 平板上部をインパルス加振し、FFT解析器で得られた周波数応答の比較

(a) 中央部

(b) 上部

(In case of $Q = \text{diag}[1 \ 1 \ 1 \ 0 \ 0 \ 0]$, $r = 1 \times 10^{-2}$)

図9 時間応答(シミュレーション)

図10 実験装置概要

を図 11 に示す。細線が非制御時、太線が制御時の応答である。(a) は平板の中心部の応答であり、(b) は上部に取付けた点における周波数応答を示す。双方とも非制御時は一次、五次の周波数のピークが観測される。この平板に制御をかけると、一次、五次のピーク値は大きく低下しており、振動が有効に制御されていることがわかる。また、図 11(b) においては平板上部の

(a) 中央部

(b) 上部

(In case of $Q = \text{diag}[1 \ 1 \ 1 \ 0 \ 0 \ 0]$, $r = 1 \times 10^{-2}$)

図 11 周波数応答(インパルス加振)

(a) 中央部

(b) 上部

(In case of $Q = \text{diag}[1 \ 1 \ 1 \ 0 \ 0 \ 0]$, $r = 1 \times 10^{-2}$)

図 12 時間応答(インパルス加振)

点では、制御器を中央に取付けたために二次モード成分が不可制御となったために二次のモードの振動が抑制されず観測される。これは先ほど示したシミュレーションと非常に良く一致しており、これにより 3 質点系モデルの有効性がわかる。また、同時にさらに高次のモード六次および七次のモードについても同様にスピルオーバーを発生させずに振動を抑制できることがわかる。また、図 12 に時間応答を示す。周波数応答と対応し制御を行うことによって収束する時間が短くなっている。

次に、実際の遮音効果を調べるために平板の裏側に設置されたスピーカを 0 Hz~50 Hz でスイープ加振し、透過してくる音を精密騒音計を用いて測定した。測定は、平板上部および中央部の点で約 1 cm 離れたところで行った。そのときの周波数応答を図 13 に示す。このデータは、平板近傍で測定したために対称モードのピークが存在しているが、(a) は平板中央部のもので非制御時に比べて制御を行うと一次で約 10 dB、五次では 15 dB 音圧の低下が見られる。上部の点では、一次、五次ともに約 10 dB 低下しているのがわかり、制御の効果が透過音の低減に及んでいることが伺える。

5. 結 論

平板を透過、放射される騒音をアクティブに遮音することを目的として、平板の制御法について考察し、

(a) 中央部

(b) 上部

(In case of $Q = \text{diag}[1 \ 1 \ 1 \ 0 \ 0 \ 0]$, $r = 1 \times 10^{-2}$)

図 13 透過音のパワースペクトル

以下の知見を得た。

(1) 多自由度系の構造物であるベニヤ平板を音の放射に寄与する振動の非対称モード形に着目し、一、五次モードを感度解析の手法を用いて平板の3質点系としてモデル化を行い、この物理モデルを用いて制御系を設計し、振動および音響に対し理論解析および実験から本手法の有効性・妥当性を確認した。

(2) このモデルを元にシステムを作成し、制御対象としたこのモードの平板の透過音を、スピーカを改良したアクチュエータによる能動制御を行うことによって、放射音を抑制する手法の有効性を確認した。

文 献

- (1) Onoda, S. and Kido, K., Automatic Control of Stationary Noise by means of Directivity Synthesis, *Proceedings of the 6th International Congress on Acoustics*, (1968), 151-162.
- (2) 鈴木・ほか4名, 能動制御による消音, 機論, 57-534, C (1991), 431-436.
- (3) 中路・木下, 車室内音場特性に着目したこもり音アクティブ制御技術の研究, 機論, 59-565, C (1993), 2726-2732.
- (4) Fuller, C. R., Active Control of Sound Transmission/Radiation from Elastic Plates by Vibration Inputs, *J. Sound Vib.*, 136 (1990), 1-15.
- (5) Jones, J. D. and Fuller, C. R. Reduction of Interior Sound Fields in Flexible Cylinders by Active Vibration Control, *Proceedings of the 6th IMAC Conference*, (1988), 350-521.
- (6) Seto, K. and Sawatari, K., Vibration Control of a Plate Structure by an Active Control Device, *JSME Int. J.*, 33-3 (1990), 453-459.
- (7) 猿渡・背戸, アクティブ遮音のための平板の振動制御法, 機論, 60-579, C (1994), 3769-3775.
- (8) 背戸・光田, 不可制御・不可観測性の活用による弾性構造物の低次元化物理モデル作成法と振動制御法, 機論, 57-542, C (1991), 3393-3399.