知的複合構造体による遮音の能動制御*
(ロバストフィードバック制御)秋下 貞夫*¹, 井上 泰徳*²Active Noise Transmission Control of Intelligent Compound Structure
(Robust Feed-Back Control Experiment)Sadao AKISHITA*³ and Yasunori INOUE^{*3} Ritsumeikan University, Department of Mechanical Engineering,
1-1-1 Noji-Higashi, Kusatsu-shi, Shiga, 525-8577 Japan

This paper describes an active control of sound transmission in intelligent compound structure. The structure, dimension of which is 160 mm×38 mm, consists of PZT bi-morph piezoelectric plate of 0.6 mm thickness and two sheets of stainless steel plate of 0.1 mm thickness. In the piezoelectric plate, each of three portions of electric pole is formed for functioning as actuator and sensor, respectively. The active control aims reducing bending vibration in the structure for the two natural modes at 210 Hz and 830 Hz, then the Internal Model Control and the robust H-infinity control are constructed. The latter control proved satisfactory control performance to reduce the level of vibration amplitude of the sensor signals by about 15 dB.

Key Words: Intelligent Structure, Active Structural Acoustic Control, Robust Control, Piezoelectric Element

1. はじめに

構造体における遮音の機能を増強するために、柔軟構造物の振動のアクティブコントロールを利用して、構造／音響系の能動制御系を構築することを、Active Structural Acoustic Control (ASAC)⁽¹⁾⁽²⁾と呼び、騒音制御工学分野及び制御工学分野の多くの研究者が多大の関心をここに寄せつつある⁽³⁾。筆者らは、既に遮音構造としてバイモルフ圧電素子のステンレス板による複合板を適用すると同時に、圧電素子材の一部に電極を形成し、その部分をアクチュエータ及びセンサとして利用する「知的複合構造体」を発表してきた⁽⁴⁾⁽⁵⁾。この場合、圧電素子材料の寸法に製造上の制限があり、実際には40mm×160mm程度の板しか得られず、このような平面寸法を持つ複合板の梁としての低次の固有振動モードの制御を狙いとしてきた。

遮音構造としての複合板の効果は既によく知られているように、同じ厚さと密度を持つ単一板よりも共振特性に優れており、その結果、受動的な遮音効果を高めることができる。しかし、一般に複合板と言えども、厚さや面密度の制限が厳しい高速移動機の遮音構造では、低周波数帯域で十分な遮音効果を上げることがで

きない。そこで、低周波数帯域では厚さや面密度の影響をあまり蒙らないアクティブコントロールを採り入れるのが、上に述べたASACの主な狙いである。この場合、受動的な遮音材としても圧電素子板を利用し、これに強度補強を施した複合板とし、低周波数帯域での能動制御と高周波数帯域での高い受動的遮音特性を併用することにより、高い遮音特性を維持するという発想が生まれる。現時点では圧電素子材料としての圧電セラミックスは、鉄鋼材料などの金属材料に比べて格段に高価である。また圧電セラミックスは、ガラス板同様に脆弱な機械材料である。しかし、将来圧電素子材料の大量生産による、このコストの大幅低下も考えられる。また、圧電セラミックス自身はアルミニウム合金板程度の比重と曲げ剛性を持つから、ステンレス板などで補強を施すことにより機械材料としての問題点の解決を図ることができれば、コストパフォーマンスを大幅に高めることができるであろう。圧電セラミックス板は、その両側表面で部分的に電極を形成した部分だけが圧電特性を発揮する⁽⁶⁾。そこで、ステンレス板で補強した圧電素子複合板にセンサ／アクチュエータを形成し、これを知的複合体とし、そこに遮音の能動制御システムを構築することにより、高機能の遮音構造体を創成するのが本研究の狙いである。

本研究では、上に述べた圧電素子板の寸法制限によ

* 原稿受付 2002年4月8日。

^{*1} 正員、立命館大学理工学部(〒525-8577 草津市野路東1-1)。^{*2} 立命館大学大学院理工学研究科(現：富士通テン(株))。
E-mail: akishita@se.ritsumeikan.ac.jp

Fig. 1 Layout of intelligent compound plate and electrodes of sensors and actuators

り細長板しか形成できないという条件のもとで、振動モードの単純な梁としての振動制御を実施することにより、遮音の能動制御の実現を目指す。この際、遮音の対象となる入射音は広帯域周波数分布を持つ擬似的ランダム音とし、制御システムを構成するのに最もシンプルなフィードバック制御方式を採用する。ここでは、この問題を「外乱排除の最適制御システム」の設計問題と捉える。この問題の解決のために、最初に内部モデル制御システム（以下ではこれを単にIMC制御システムと呼ぶ）⁽⁸⁾を検討する。さらに、2重の意味でロバストなシステムを構成するために、IMC制御システムを内包するコントローラをH無限大制御により設計する。この結果、遮音性能の検証以前の振動制御の検証しか得られていないが、予期したとおりの制御性能が得られた。

以下では、まず「知的複合構造」の構成について述べ、実験装置を簡単に説明する。ついで、IMC制御システムについて、さらにH無限大制御システムの設計と制御実験について、それぞれ述べる。

2. 実験装置

2.1 知的複合構造体 図1に知的複合構造体の構成と電極の配置を示す。その平面寸法は38.0[mm] × 160[mm]であり、その構成は、0.6[mm]厚さのバイモルフ型の圧電セラミックスであるPZT板を、2枚の0.1[mm]厚さのステンレス板でサンドウィッチする方式とした。真ん中のPZT板の両面には3個のアクチュエータ（#1～#3）と3個のセンサ（#4～#6）の電極が形成されている。これらの形状と配置は、中央部の1個の電極が梁としての複合板の第1次の曲げモード固有振動を、両側の2個の電極が第3次の曲げモード固有振動を、それぞれ主として検知し、且つ制御することを狙いとして決定された。

2.2 遮音実験装置 このような知的複合構造体の遮音特性を実験的に再現するための装置の概略図を図2に示す。知的複合構造体はダクトの端部と0.3[mm]程度の隙間を置いて左端に設置する。実験装置のダク

Fig. 2 Experimental setup of sound transmission control for the intelligent compound plate

ト部の右端にはスピーカが内蔵され、広帯域周波数分布を持つ音波が放射される。音波は左方に伝播し、知的構造体に入射する。この時、ダクトの断面積の減少に応じて進行波の強度が増加した状態で知的構造体の曲げ振動を誘起する。このダクト断面の寸法（270[mm] × 310[mm]）とダクト左端の知的複合構造体の寸法から判断されるように、これらの寸法より遙かに大きい波長を持つ周波数領域（ほぼ500[Hz]未満）では、ダクト左端の知的複合板には音波は平面波として入射することになる。このような振動は#4～#6のセンサに電荷を発生し、この変化はチャージアンプによる増幅を経てコンピュータに取り込まれる。制御器でもあるコンピュータで生成された制御信号は、D/A変換器と圧電素子アンプを経てアクチュエータに送られる。

2.3 知的複合構造体における曲げ振動 知的複合構造体のセンサとしての機能を確認するために、スピーカから白色雑音を放射した時に、センサ#5で検出される振動信号のスペクトル解析の結果を図3に示す。これより、梁としての知的複合構造体に励起される曲げ振動の最低次の固有振動数はほぼ210[Hz]に、その次の固有振動数はほぼ830[Hz]に、それぞれあることが分かる。このような振動の固有振動モードを調べるために、アクチュエータ#2に210[Hz]の正弦波を印加する。知的複合構造体に生じる振動の分布を、長手方向の中心線上においてレーザ振動計測器により測定した結果を図4に示す。またアクチュエータ#1と#3に830[Hz]の正弦波を印加した結果を図5に示す。これより、それぞれのアクチュエータの動作が予想通りであると同時に、加振周波数210[Hz]により励起される曲げ振動のモードは、ほぼ最低次のモード形状を持つこと、また加振周波数830[Hz]により励起される曲げ振動は左右対称な第3次のモードであることが、それぞれ確認できた。本来、これら2つの周波数の中間に左右非対称な第2次のモードが励起される筈であるが、この場合入射音波がほぼ平面波であるために非対称モードの振動は目立つほどに励起されな

Fig. 3 Vibration spectrum detected by sensor #5

Fig. 4 Vibration mode shape on the center line excited by actuator #2

Fig. 5 Vibration mode shape on the center line excited by actuator #1 and #3

かったものと推測される。

3. IMC制御システム

本報では、最初に図6に示すようなIMC制御システム⁽⁸⁾を構築する。ここに、 $P(s)$ は制御入力信号 $U(s)$ を受けてセンサ出力 $Y(s)$ を出力するプラントの伝達関数行列を、 $M(s)$ は内部モデルの伝達関数行列を、 $C(s)$ は補償器の伝達関数行列を、それぞれ表す。 $W(s)$ はセンサに生じる外乱信号ベクトルを表すが、これは本来知的構造体に入射する音圧 $P_s(s)$ によって駆動され、 $P_s(s)$ から $W(s)$ への伝達関数行列を $G(s)$ とした。ここでは、点線で囲まれた部分

Fig. 6 Block diagram of Internal Model Control system

は全体で制御器とも見なすことができ、実際には計算機がこの機能を担う。ここに上に示したように、アクチュエータとセンサはそれぞれ3個ずつ配置されているので、形式的には3入力3出力のシステムである。しかし、上に述べたようにセンサ#4と#6はつねにほぼ同一な信号を持つので、これを区別する必要がなく、2出力システムと見なせる。同様な理由により、アクチュエータについても2入力システムと見なす。これらの理由により、 $U(s)$ 、 $Y(s)$ 、 $W(s)$ はいずれも2要素を持つベクトル変数である。 $E(s)$ は、 $Y(s)$ と内部モデルからの出力ベクトルとの差を表すベクトル変数である。ここで、この制御システムの目的に係わる $W(s)$ から $Y(s)$ への閉ループの伝達関数行列を $Y(s) \equiv S(s)W(s)$ と定義して $S(s)$ を導くと以下のように表せる。ただし、 P, M, C において s の関数であることを示す記法は省略した。

$$S(s) = P[I + C(P - M)]^{-1}(I - CM)P^{-1} \quad (1)$$

これより、与えられた $W(s)$ のもとに最小の $Y(s)$ を得るには、 $C(s) = M(s)^{-1}$ とすればよいことが分かる。さらに、 $M(s) = P(s)$ の条件も満たされるとき誤差信号においては、 $E(s) = W(s)$ が得られるから、 $C(s)$ を高ゲインとしたときでも、フィードバック不安定の防止につながる事が理解できる⁽⁹⁾。

上述のように、この制御システムでは補償器として精度の良いモデルを用いて、 $C(s) = M(s)^{-1}$ を実装すればよい。簡単のために1入力1出力のシステムを考えてみる。その場合、 $M(s)$ が非最小位相系であれば、 $C(s)$ は不安定となるので、 $M(s)^{-1}$ に含まれる不安定極を相殺するために、インナ/アウト分解を用いて全帯域通過の補償器を挿入する必要がある⁽⁸⁾。図7には、センサ#5とアクチュエータ#2で1入力

Fig. 7 Control experiment result of IMC; sensor #5

1 出力の制御システムを構成したときの実験結果を示す。薄い点線は制御前の、濃い点線は制御後の、それぞれセンサ信号の周波数分布を示す。ここに、同定では MATLAB の toolbox から部分空間法を利用し、12 次のモデルを構築した。また、同定においては遮断周波数 1kHz のローパスフィルターを用い、サンプリング周波数は 10kHz とした。この結果はつぎのように要約できる。即ち、第 1 のピーク周波数 (210Hz) での振動低減レベルは 10dB 以上にも達しているが、一方で低減を実現した周波数範囲が狭く、他の帯域での低減は 500Hz までで約 3dB しかない。さらに、第 2 のピークでは制御後のレベルが制御前より上昇している。これらの現象はウォータベッド効果に由来すると考えられ、2 入力 2 出力のシステムに拡張しても大きな制御効果を期待できず、IMC システムのみによるさらなる検討を断念した。

4. ロバスト制御システム

図 6 の閉ループにおける u と y とは、

$$y = (I + PC)^{-1}PCMu \quad (2)$$

で関係づけられる。これより、 u から y への伝達関数行列の極には、 M の極が含まれることが分かる。ところで、音圧 $p_s(t)$ から外乱 $w(t)$ への伝達関数行列 $G(s)$ には知的複合構造体の動的モデルも含まれる。故に、 $G(s)$ の極が内部モデル $M(s)$ に内蔵されていれば、この外乱排除の制御システムは内部モデル原理を満たすこととなる⁽¹⁰⁾。IMC システムのこのような利点と、ハウリングキャンセラーとしての効果を生かし、さらにその限界を補うために、以下では IMC システムの構造を残す中で、補償器に H_∞ 制御システムを導入することを試みる。

4.1 制御システムの設計 図 8 に示すように点

線で囲むシステムで拡大プラントを構成する。いま、 $P(s)$ の状態変数を x_P 、 $M(s)$ のそれを x_M 、とそれぞれ置き、これらの状態変数モデルをつぎのように表す。

$$\dot{x}_P = A_P x_P + B_P u, \quad y_P = C_P x_P \quad (3)$$

$$\dot{x}_M = A_M x_M + B_M u, \quad y_M = C_M x_M \quad (4)$$

$$e = y_P + w - y_M \quad (5)$$

同様に、 $W_a(s)$ の状態モデルについては状態変数 x_a を、 $W_s(s)$ のそれについては x_s を、それぞれ用いてつぎのように表す。

$$\dot{x}_a = A_a x_a + B_a u, \quad z_1 = C_a x_a + D_a u \quad (6)$$

$$\dot{x}_s = A_s x_s + B_s (y_P + w), \quad z_2 = C_s x_s + D_s (y_P + w) \quad (7)$$

拡大系の状態変数を $x_E \equiv [x_P^T, x_M^T, x_a^T, x_s^T]^T$ と定義し、拡大系の状態モデルをつぎのように表す。

$$\dot{x}_E = A_E x_E + B_E [u^T, w^T]^T \quad (8)$$

$$[z_1^T, z_2^T, e^T]^T = C_E x_E + D_E [u^T, w^T]^T \quad (9)$$

これより係数行列 A_E, B_E, C_E, D_E はつぎの通り。

$$\begin{bmatrix} A_E & B_E \\ C_E & D_E \end{bmatrix} \equiv \begin{bmatrix} A_P & O & O & O & \vdots & B_P & O \\ O & A_M & O & O & \vdots & B_M & O \\ O & O & A_a & O & \vdots & B_a & O \\ B_s C_P & O & O & A_s & \vdots & O & B_s \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \vdots & \dots & \dots \\ O & O & O & C_a & \vdots & D_a & O \\ D_s C_P & O & C_s & O & \vdots & O & D_s \\ C_P & -C_M & O & O & \vdots & O & I \end{bmatrix} \quad (10)$$

設計に際しては例えば $P(s)$ に関しては、上に述べた部分空間法を用いて、2 入力 2 出力のプラントを 20 次の厳密にプロパーなモデルで同定する。つぎに実際の制御プログラムでの計算量を考慮して、これを MATLAB の toolbox のコマンド 'modred' により 8 次のモデルに低次元化する。このようにして得られたアクチュエータ #2 からセンサ #5 への伝達関数 (滑らかな曲線) を、同じ伝達関数の計測結果 (変化の激しい曲線) と比較して、図 9 に示す。これより、同定結果は 1000Hz までの周波数帯域において、2 つのピークの位置とそのレベルに関して計測結果と良く一致している、ことが分かる。ところで、H 無限大制御システ

Fig. 8 Extended plant model containing internal model control system

Fig. 9 Identification result for transfer function from actuator #2 to sensor #5

ムの有効性は2つの重み付け関数行列の選択に強く依存する。そこで、 W_a の選択においては加算的な誤差を考慮し、内部モデルの伝達関数と、2つのアクチュエータから2つのセンサへの伝達関数の計測結果との差の絶対値を基に試行錯誤的に定めた。この伝達関数行列は対角要素のみを持つとして、それぞれの伝達関数を図10に示した。アクチュエータ#2への入力の重み付け伝達関数（実線の曲線）を $w_{a1}(s)$ 、同じく#1,3へのそれ（鎖線の曲線）を $w_{a2}(s)$ とすれば、これらは次の式により表される。

$$w_{a1}(s) = 10^{-1} \times \frac{s^2 + 1.4\omega_1 s + \omega_1^2}{\sqrt{0.1s^2 + 1500s + \omega_1^2}}, \quad (11)$$

$$w_{a2}(s) = 10^{-1.25} \times \frac{s^2 + 1.4\omega_2 s + \omega_2^2}{0.1s^2 + 500s + \omega_2^2} \quad (12)$$

ここに、 $\omega_1 = 2\pi \times 500$, $\omega_2 = 2\pi \times 220$ とした。

4.2 制御実験 H 無限大制御システムによる制御性能は、重み関数数行列 $W_s(j\omega)$ の選択に依存する。ここでは、センサ#5には曲げ振動の1次モード

Fig. 10 $W_a(j\omega)$ for actuator #1,3 and #2

が強調されて表れることを考慮し、1次モードの周波数に最大の重さを置く伝達関数を設定する。同様にセンサ#4,6には曲げ振動の3次モードが比較的強調されて表れることを考慮し、3次のモードの周波数に最大の重みを置く伝達関数を設定する。このような2つの重み関数の周波数分布は図11に示すとおりである。また、センサ#5において1次モードを強調して重み付けする伝達関数（実線の曲線）を $w_{s1}(s)$ とし、センサ#4,6において3次モードを強調して重み付けするそれ（鎖線の曲線）を $w_{s2}(s)$ とするとき、これらは次式で表される。

$$w_{s1}(s) = \frac{s^2 + 0.3\omega_1 s + \omega_1^2}{s^2 + 4000s + \omega_1^2}, \quad (13)$$

$$w_{s2}(s) = \frac{s^2 + 0.08\omega_3 s + \omega_3^2}{0.1s^2 + 500s + \omega_3^2} \quad (14)$$

ここに、 ω_1 は上に示した通りであり、また $\omega_3 = 2\pi \times 820$ とした。このようにして定めた拡大系の状態方程式の A_E は 24×24 の行列であり、補償器 C は MATLAB の toolbox により設計した。

こうして得られた補償器及び内部モデルは実際にはパソコンに実装し、サンプリング速度 20KHz で制御実験を行った。この結果得られた振動の周波数分布として中央のセンサ#5で検出されたものを、制御の前後で比較して図12に示す。これより、能動制御の効果として、2つのピーク周波数において約 15dB 以上の振幅の低減が得られたことが分かる。この時、両端のセンサ#4,6で検出された振動の周波数分布を図13に示す。これより、このセンサでは3次モードの周波数において約 20dB もの振幅の低減が得られる一方で、1次モードの周波数においては若干の振幅の増加が見られることが分かる。この増加は制御スビルオーバーによると考えられるが、増加後のレベルはセンサ#5での制御後のレベルを下回っており、実質的な音への寄与は非常に僅かであると考えて、この結果を受容し

Fig. 11 $W_s(j\omega)$ for sensor#4,6 and sensor #5 Fig. 12 Control result by H_∞ control; sensor #5 Fig. 13 Control result by H_∞ control; sensor #4,6

た。この時の、制御前後でのセンサ#5における信号の時間的な変化の様子を図14に示す。これによっても制御の効果を確認できる。

5. お わ り に

バイモルフ圧電素子材料を遮音のための構造体としてと同時にセンサ及びアクチュエータとして用いる知的複合構造体を試作し、遮音のための能動制御システ

Fig. 14 Time history at control experiment with H_∞ control; sensor #5

ムを構築した。知的複合構造体のセンサ及びアクチュエータとしての機能を確認した後に、フィードバック制御システムとして、内部モデル制御システム、及びそれを内包しその補償器にH無限大制御器を構築する制御システムを設計した。後者の制御性能は、前者の内部モデル単独の制御システムによる制御性能を遙かに上回った。即ち、H無限大制御制御器の導入により、周波数重み付けの機能が十分に発揮されたと考えられる。本研究は平成10～12年度の文部省科学研究費補助金基盤研究(C)の助成を受けたことを明記し、助成に対し深甚なる謝意を表する。

References

- (1) Fuller, C.R., Elliot, S.J. and Nelson, P.A.; *Active Control of Vibration*, Academic Press, (1996), Chapter 8
- (2) Elliot, S.J. and Gardonio, P.; *Active Control of Sound Transmission*, Inter-noise 2001, Proceedings, Volume 2 (2001), pp.671-680
- (3) 秋下; 壁面の騒音透過の能動制御, 精密工学会誌, Vol.64, No.5, 1998, pp.674-678
- (4) 井上, 秋下, 三谷; 機構論, [No.01-6] (2001), pp.221-224
- (5) Akishita, S., Inoue, Y., and Mitani, Y.; *Sound Transmission Control with Intelligent Compound Plate by Using Robust Control*, Inter-noise 2001, Proceedings, Volume 2 (2001), pp.791-794
- (6) Lee, C.-K. and Moon, F.C.; *Laminated Piezoelectric Plates for Torsion and Bending Sensors and Actuators*, J. of Acoust. Soc. Am., Vol. 85 (1989), pp.2432-2439
- (7) Datta, A.; *Adaptive Internal Control*, Springer, (1998), Chapter 3
- (8) 佐野, 宮本, 足立; 機論, 63-608, C(1997), 1208
- (9) 西村, 新井; フィードバックコントロールによる音場の適応制御, 日本音響学会講演論文集, (1992.3), 499
- (10) 中野, 美多; 制御基礎理論 [古典から現代まで], 昭晃堂, (昭和 57 年), 11 章