632 人間の聴覚特性を考慮した放射騒音抑制のためのスマート構造最適化

Multidisciplinary optimization of smart structures for radiated sound suppression considering human auditory property

○ 小野 仁章 (東工大) 正 梶原 逸朗 (東工大)

Kimiaki ONO, Tokyo Institute of Technology, 2-12-1 O-okayama, Meguro-ku, Tokyo

Itsuro KAJIWARA, Tokyo Institute of Technology

This paper proposes a multidisciplinary design optimization approach of smart structures for sound suppression. The smart structure consists of panel with one fixed end, two piezoelectric ceramic actuators and control system. The control system is designed according to the H_2 specification with a reduced-order modal model derived from FEM and modal analysis. The sound pressure level of radiated sound from the vibrating panel is calculated by BEM. Derived sound pressure level is converted to loudness level according to ISO 226, and then radiated sound power level is calculated. The design problem for improving the H_2 performance is defined, and then the piezoelectric ceramic actuators and the control system are simultaneously optimized by the presented approach, resulting in an enhanced performance for the sound suppression.

Key Words: Smart Structure, Sound and Vibration, Auditory Property, Genetic Algorithm, Optimization

A 1. はじめに

本論文では片持ち平板をスマート構造の対象構造物とし、振動制御による放射騒音抑制を目的とする。まず、有限要素解析とモード解析に基づき、低次元モデルを作成し、 H_2 仕様により制御系を設計する。その後、境界要素法により放射騒音の音圧を求める。等ラウドネス曲線に基づき人間の聴覚特性を考慮した最適化問題を定義し、圧電アクチュエータの配置と制御系の統合最適化を行う。最適化により得られたアクチュエータの配置および制御系によりシミュレーションを行い、達成される放射騒音抑制効果を評価し、統合最適設計の有効性を検証する。

A 2. 対象構造物のモデル化と制御系設計

本論文で対象とする構造物はアルミニウム製片持ち平板である。平板の片面にはアクチュエータとして2枚の圧電セラミックが貼付されており、裏面にはセンサとして加速度計が設置されている。構造を有限要素法によりモデル化し、モード座標変換による低次元化を行う。モード座標に重み付けを行い、制御系を設計し、制御時における平板表面における変位の周波数応答を求める。得られた周波数応答をもとに境界要素法により平板から放射される騒音の音圧を計算し、その後、ラウドネスレベルに変換し評価する。

A 3. 統合最適設計および結果

目的関数および制約条件を設定し、アクチュエータの配置、重み行列を設計変数として最適化を行う。単位入力の外乱が作用したときに平板から放射される音響パワーレベルを最小化することを目的とする。また、制約条件として

外乱入力 w から制御入力 u までの伝達関数行列の H_2 ノルムに上限を設ける。この最適化問題を遺伝的アルゴリズムにより解く。20～500Hzにおける平板からの放射騒音低減のための最適化結果を示す。得られた圧電アクチュエータの最適配置をFig.A1に示し、最適化により達成される放射騒音抑制効果を示すため、Fig.A2に音響パワーレベルの周波数応答を示す。黒線が非制御時の周波数応答を示し、赤線が制御時の周波数応答を示す。制御を行うことで放射騒音に寄与が大きい5次(243Hz)のピークが低減され、効率的に音響パワーレベルが低減できていることがわかる。

Fig.A1 Optimal location of actuators

Fig.A2 Sound power level of radiated sound

1. 緒言

近年、各種機械の高性能化に伴い、構造物の低振動化、低騒音化が求められているが、構造設計のみで所望の振動特性および放射騒音特性を達成することは非常に困難になってきている。そこで、本論文では構造物をスマート化(知的構造化)¹⁾²⁾することにより所望の放射騒音特性を得ることを目的とする。等ラウドネス曲線に基づき、人間の聴覚特性を考慮した上で、スマート構造の機構と制御を統合的に最適化することによって、より効果的な放射騒音抑制を達成する。

2. モデル化

本論文ではアルミニウム製片持ち平板を対象構造物とし、寸法および物性値を Table 1 に示す。また、FEM により解析したモード形を Fig.1 に示す。ここで、固定端は左手前であり、コンター図は面外の変位を表す。平板の片面にアクチュエータとして、2 枚の圧電セラミックスを貼付し、裏面にはセンサとして加速度計を設置する。

Table 1 Dimension and material properties

Length [mm]	200
Width [mm]	160
Thickness [mm]	1
Young's Modulus [GPa]	70.3
Poisson's ratio	0.345
Density [Kg/m ³]	2.7×10^3
Modal damping ratio	0.01

Fig.1 Mode shapes of the objective structure

n 自由度システムの運動方程式を次式として記述する。

$$M_s \ddot{x} + C_s \dot{x} + K_s x = B_{1s} w + B_{2s} u \quad (1)$$

ここで、 M_s , C_s および K_s はそれぞれ質量行列、減衰行列、および剛性行列であり、 x , w および u はそれぞれ変位、外乱および制御入力ベクトルである。また、行列 B_{2s} は、制御入力 u と圧電アクチュエータにより構造に作用するモーメントの関係により決定できる。

次に、モード座標変換 $x = \Phi \xi$ を用いて低次元システムを作成し、制御系を設計する。ここで採用モード数を r とする。低次元化後の状態方程式は、モード座標 ξ とその時間微分 $\dot{\xi}$ からなるベクトル q を状態量として、

$$\dot{q} = Aq + B_1 w + B_2 u \quad (2)$$

となる。ここで、

$$q = \begin{Bmatrix} \xi \\ \dot{\xi} \end{Bmatrix}, \quad A = \begin{bmatrix} 0 & I_r \\ -\Lambda & -\Phi^T C_s \Phi \end{bmatrix}$$

$$B_1 = \begin{bmatrix} 0 \\ \Phi^T B_{1s} \end{bmatrix}, \quad B_2 = \begin{bmatrix} 0 \\ \Phi^T B_{2s} \end{bmatrix}$$

Λ は系の固有値行列であり、 Φ は質量正規化されたモード行列である。

また、フィードバックのための出力方程式を次式として記述する。

$$y = C_2 + D_{21} w + D_{22} u \quad (3)$$

本論文では式(3)の観測出力として、加速度センサ出力を用いる。加速度センサは、取り付け面の法線方向の加速度が検出される。検出加速度 y_a を $y_a = C_a \ddot{x}$ で表すと、式(3)の係数行列は次のようになる。

$$C_2 = C_a \Phi [-\Lambda \quad -\Phi^T C_s \Phi]$$

$$D_{21} = C_a [0 \quad \Phi] B_1$$

$$D_{22} = C_a [0 \quad \Phi] B_2 \quad (4)$$

3. 制御系設計

制御系は、所望の振動制御性能を達成すべく、 H_2 制御問題に基づいて設計される。制御系のブロック線図を Fig.2 に示す。

Fig. 2 Block diagram of control system

コントローラ $K(s)$ は、外乱 w から制御量 y_1 までの伝達関数行列の H_2 ノルムを最小にする以下の H_2 制御問題に基づい

て設計される．

$$\min \|T_{y_1 w}\|_2 \quad (5)$$

制御量 y_1 を評価応答 z_1 および制御入力 u を用いて，

$$y_1 = \begin{Bmatrix} Q^{1/2} z_1 \\ R^{1/2} u \end{Bmatrix} \quad (6)$$

と表すと，式(5)の制御問題は白色雑音外乱に対する以下の制御問題と等価になる．

$$\min E[z_1^T Q z_1 + u^T R u] \quad (7)$$

ここで，本論文では $Q = q_w I$ ， $R = 100I$ とする．

制御量 y_1 における制御応答としてモード座標を評価するモード制御を考える．つまり， z_1 として，モード座標を直接参照し，モードごとの振動制御を達成するための評価応答を次のように記述する．

$$z_1 = W_{10} q, \quad W_{10} = \text{diag}[w_1 \quad w_2 \quad \dots \quad w_{2r}] \quad (8)$$

すなわち，モードごとに重み付けを行うことによって，着目するモードに対し重点的に制御を行うことができる．ここで示したモード制御法は，周波数重み関数を用いた場合と異なり，コントローラの次数を増加することなく，周波数の異なるモードごとの制御を可能にしている．

以上をまとめると制御量 y_1 は次式のようにになる．

$$y_1 = C_1 q + D_{12} u$$

$$C_1 = \begin{bmatrix} Q^{1/2} W_{10} \\ 0 \end{bmatrix}, \quad D_{12} = \begin{bmatrix} 0 \\ R^{1/2} I \end{bmatrix} \quad (9)$$

本論文では H_2 制御による閉ループ系を構成するが，式(7)を最小にする最適制御則は

$$u = -Fq \quad (10)$$

となり，フィードバックゲイン F は次式で与えられる．

$$F = -R^{-1} B_2^T P \quad (11)$$

ここで， P は次に示すリカッチ方程式の解である．

$$A^T P + A + W_{10}^T Q W_{10} - P B_2 R^{-1} B_2^T P = 0 \quad (12)$$

また，制御入力の評価関数を $H_u = E[u^T \quad u]$ として定義すると，これは次式として求めることができる．

$$H_u = \text{trace}[F X F^T] \quad (13)$$

ここで， X はリアプノフ方程式の解である．

$$XG^T + GX + B_1 B_1^T = 0$$

$$G = A - B_2 F \quad (14)$$

4. 統合最適設計

4. 1 最適化問題

構造系と制御系の設計変数をそれぞれ η_s ， η_c とにおいて，統合最適化問題を以下のように定義する．

$$\begin{aligned} \text{目的関数: } J(\eta_s, \eta_c) &\rightarrow \text{最小} \\ \text{制約条件: } g_{\min} &\leq g_c \leq g_{\max} \end{aligned} \quad (15)$$

ここで $J(\eta_s, \eta_c)$ は構造変数および制御変数の両者に依存する目的関数である． g_c は構造変数，制御変数，あるいはその両方に依存する制約条件である．

式(11)より得られた最適状態フィードバックゲインによる制御時の構造表面のコンプライアンス周波数応答を閉ループの状態空間モデルより算出し，境界要素法により観測点での音圧の周波数応答を得る．

本論文では音圧観測点をFig.3に示すように半球上に9点設置する．境界要素法により得られた観測点上での音圧をFig.4に示す等ラウドネス曲線³⁾に基づき，ラウドネスレベル（単位:phon）に変換する．それぞれの観測点上でのラウドネスレベルを L_{pi} [phon] ($i=1,2,\dots,9$)とおくと，平板から放射される音響パワーレベル L_w [phon]は以下のように算出できる．

$$L_w = L_p + 10 \log_{10} S$$

$$L_p = 10 \log_{10} \left(\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N 10^{0.1 L_{pi}} \right) \quad (16)$$

ここで， L_p は音源を取り囲む面上の平均ラウドネスレベル [phon]， S は測定面の面積[m²]， N は観測点数を表す．

Fig.3 Observed outputs of sound pressure

Fig.4 Equal-loudness-level contour

本論文では抑制対象周波数を 20～500Hz とし、目的関数を以下のように定義する。

$$H_s = \sum_{\omega=\omega_L}^{\omega_H} L_w(\omega)\Delta\omega \quad (17)$$

ここで、 ω [Hz]は周波数、 ω_L [Hz]および ω_H [Hz]はそれぞれ抑制対象とする下限周波数および上限周波数を示す。 $\Delta\omega$ [Hz]は周波数応答解析周波数間隔を示し、 $\Delta\omega=1$ Hzとした。目的関数をこのように定義することで、ISO226B⁴⁾⁵⁾のラウドネスレベル測定手法に準拠しつつ、計算負荷を抑えることができる。スペクトルマスキング⁴⁾⁶⁾については考慮していないが、対象周波数内に卓越したピークが存在しないため問題ないと考えられる。また音の大きさについての臨界帯域幅⁴⁾⁷⁾はTable 2 に示すように、500Hz以下では100Hzでほぼ一定であるため、これについても考慮する必要はないと考えられる。

Table 2 Critical bandwidth

Number	Center Frequency [Hz]	Cut-off Frequency [Hz]	Bandwidth [Hz]
1		20	
2	50	100	80
3	150	200	100
4	250	300	100
5	350	400	100
6	450	510	110
7	570	630	120

制約条件としてアクチュエータ長さ l と制御コスト H_u に上限を設定し、最適化問題は以下のように定義される。

目的関数： $H_s \rightarrow \text{最小}$

制約条件： $H_u \leq H_{u \max}$

$l \leq l_{\max}$

(18)

実システムにおいては、一般に状態フィードバック制御を行うことは出来ないで、以下の2ステップ最適化アルゴリズムを用いることにより、出力フィードバック制御系を設計する。

(Step1) 状態フィードバック $u = -Fq$ を仮定し、統合的最適化を実行することにより、圧電アクチュエータの最適配置、最適なモード重み行列および最適状態フィードバックゲインを求める。

(Step2) 線形行列不等式 (LMI) のアプローチに基づいて出力フィードバックの動的補償器 $K(s)$ を再構築する。LMI の定式化により、効率的なアルゴリズム (LMI ソルバ) を用いてコントローラが設計される。動的補償器による出力フィードバック $u = K(s)y_2$ は、次式により表される。

$$\begin{aligned} \dot{q}_c &= A_c q_c + B_c y_2 \\ u &= C_c q_c + D_c y_2 \end{aligned} \quad (19)$$

ここで、 $\dot{q}_c$ はコントローラの内部の状態量であり、 $K(s) = C_c(sI - A_c)^{-1}B_c + D_c$ となる。

4. 2 設計変数

2 枚の圧電アクチュエータ配置を構造系設計変数、 q_w と W_{10} を制御系設計変数とし、両者を同時に最適化する。アクチュエータ配置は 320 要素に分割した FEM モデルの 357 点の節点番号を用いて表され、制御入力はアクチュエータの両端にモーメントとして作用すると考える。

本論文では、最適化問題(18)を解くための手法として、遺伝的アルゴリズムを用いる。構造系設計変数である節点番号は離散値をとるので、この最適化問題を解く手法として遺伝的アルゴリズムは適していると考えられる。

設計変数をコード化し、次のような $2np + m + l$ ビットの染色体を定義する。

$$\underbrace{\gamma_1 \cdots \gamma_p}_{i_x} \underbrace{\gamma_{p+1} \cdots \gamma_{2p}}_{j_x} \cdots \underbrace{\gamma_{2np+1} \cdots \gamma_{2np+m}}_{q_w} \underbrace{\gamma_{2np+m+1} \cdots \gamma_{2np+m+l}}_{W_{10}}$$

ここで、 $\gamma_k (k=1, \dots, 2np+m+l)$ は 0 もしくは 1 をとる遺伝子を表し、 n は貼り付ける圧電アクチュエータの枚数、 i_x 、 j_x は x 枚目の圧電アクチュエータの両端に対応する節点番号を表し、圧電アクチュエータは交差しないものとする。また、 p 、 m 、 l はそれぞれ節点番号、 q_w および W_{10} を表現するために必要なビット数である。これらの設計変数の最適値を選択・交叉・突然変異といった遺伝的操作に基づく遺伝的アルゴリズムにより探索する。

5. 最適化結果

$H_{u\max} = 0.01, l_{\max} = 130\text{mm}$ として得られた最適化結果を示す。最適化により得られた圧電アクチュエータ配置を Fig.5 に示す。また、アクチュエータ長さ l_1, l_2 および、制御系設計変数 q_w, W_{10} は以下のように得られ、非制御時の目的関数 $H_{s_without} = 27290$ である。

$$l_1 = 120\text{mm}$$

$$l_2 = 120\text{mm}$$

$$q_w = 6.2 \times 10^4$$

$$W_{10} = [0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 21 \ 0 \ 0 \ 0]$$

$$H_u = H_{u\max}$$

$$H_s = 26632$$

Fig.5 Optimal location of actuators

次に、最適化により得られたアクチュエータ配置および制御系設計変数を用いて、加振点の自己アクセラランス周波数応答、平板から放射されるラウドネスレベルおよび音響パワーレベルをそれぞれ Fig.6, Fig.7 および Fig.8 に示す。ここで、黒線は非制御時、赤線は制御時の応答を示す。

Fig.6 Accelerance at disturbance input point

Fig.7 Loudness level at observed output points

Fig.8 Frequency response of sound power level

最適化結果および周波数応答より、音響パワーレベルに対して寄与の大きい5次共振モードを低減することで、効率的に放射騒音を低減できていることがわかる。制御入力にはアクチュエータの両端でモーメントとして作用するため、たわみ角の差が大きい2点を結ぶようにアクチュエータを配置すると効率的であるが、最適化により得られたアクチュエータ配置は5次のモード形においてたわみ角が大きくなる2点を結ぶように配置されており、理にかなっているといえる。

また、アクチュエータに入力される制御入力の周波数応答を Fig.9 に示す。青線と緑線はそれぞれアクチュエータ1とアクチュエータ2の制御入力のグラフを示す。アクチュエータ配置が隣り合っているため、制御入力の特性に大きな違いは見受けられないが、制御入力を見ても5次の共振を低減するように制御エネルギーを消費していることがわかる。

Fig.9 Frequency response of control inputs

6. 結言

1. スマート構造の最適化を行うことにより、構造から放射される音響パワーレベルを抑制する方法について検討を行った。
2. 効率的な騒音の抑制を達成すべく、圧電アクチュエータの配置およびモード重み行列を含めた構造系と制御系の複合領域最適化手法を提案した。
3. 最適化の目的関数として、人間の聴覚特性を考慮することによって、騒音抑制に対して、より効果的なスマート構造最適化を実現した。
4. 提案手法をアルミニウム製片持ち平板に適用し、シミュレーションにより本手法の有効性を確認した。

参考文献

- 1) 梶原逸朗, 上原学, 大森隆広, 大橋史武, スマート構造における圧電アクチュエータ形状／配置と制御系の同時最適設計, 日本機械学会論文集 (C 編), 68 巻, 674 号, 2002, pp2925-2932.
- 2) 梶原逸朗, 上原学, スマート構造における圧電アクチュエータ形状と制御系の同時最適設計 (複数の圧電アクチュエータを有する多入力系における検討), 日本機械学会論文集 (C 編), 69 巻, 684 号, 2003, pp2093-2100.
- 3) 鈴木陽一, 2次元ラウドネス曲線の全聴野精密決定, NEDO 国際共同研究助成事業 (NEDO グラント) 成果報告, IS-01, 2003.
- 4) 時田保夫, 音の環境と制御技術 第 I 巻 基礎技術, フジ・テクノシステム, 2000.
- 5) International Organization for Standardization, Acoustics:ISO standards handbook, 1995.
- 6) 境久雄, 中山剛, 聴覚と音響心理, コロナ社, 1978.
- 7) E. Zwicker, Subdivision of the Audible Frequency Range into Critical Bands (Frequenzgruppen), The journal of the acoustical society of America, volume 33, number 2, 1961, pp248.