圧電素子を用いた構造物の受動/能動混成型制振システムの 設計に関する研究*

(モード空間での制振性能とエネルギー消費の評価式を用いた設計方法)

安達 和彦^{*1}, 栗 蔵 善 文^{*2}, 岩 壺 卓 三^{*1}

Vibration Suppression System based on Passive/Active Hybrid Piezoelectric Damping (Design Method using Vibration Suppression Performance and Active Control Power Requirement in Modal Space)

Kazuhiko ADACHI^{*3}, Yoshifumi AWAKURA and Takuzo IWATSUBO

^{*3} Kobe University, Dept. of Mechanical Engineering, Rokkodai-cho, Nada-ku, Kobe, Hyogo, 657-8501 Japan

A design method of hybrid piezoelectric damping for flexible structures is proposed in order to achieve the equal vibration suppression performance with less active control power requirement. Values of design parameters of hybrid damping: active control gain, number and location of piezo-elements to be used to passive and active dampings, are designed under equal vibration suppression performance condition. Vibration suppression performance is evaluated by using the gain of the accelerance transfer function of the closed loop system in modal space. Availability of the proposed design method is experimentally demonstrated by using a flexible cantilever beam. The experimental results indicate that hybrid damping is effective comparing with purely active damping from the viewpoint of active control power requirement.

Key Words: Vibration Suppression, Hybrid Damping, Piezoelectric Damping, Surface Bonded Piezo-Element, Shunting Electric Circuit, Flexible Structure, Power Requirement

1. 緒 言

柔軟構造物の弾性振動を抑制するためのアクチュエータの一つとして圧電素子が近年注目を集めている。圧電素子に接続する電気回路が、LRの受動素子で構成されているか、制御電源であるか、あるいは両者の組み合わせであるかによって、受動型、能動型、受動/能動混成型の制振システムが構成できる。さらに受動/能動混成型の制振システムは、同一の圧電素子に受動型と能動型の電気回路を直列または並列に接続して構成する場合と、受動型の電気回路を接続した圧電素子と能動型の電気回路を接続した圧電素子から構成する場合の二種類に分けられる。この分野の従来の研究(例えば文献(1), (2)など)は、前者の構成による混成型の制振システムの研究であり、後者の構成による混成型の制振システムの研究はこれまでほとんど行われていない。

著者らは、既報⁽³⁾において後者の構成による混成型の制振システムを設計する際の受動型と能動型の制振システムの組み合わせについて数値シミュレーションに基づく考察を行った。しかし、そこでは受動/能動混成型の制振システムの制振性能や能動型の部分でのエネルギー消費についての理論

的な取り扱いが不十分で、制振システムの設計式を示すに至っていない。また、実験的な検討も行っていない。

本論文では、モード解析の考え方(例えば文献(4))を用いて制振対象とする振動モードでの制振性能と制振によるエネルギー消費に対する評価式を定式化する。この評価式を用いて、能動型単独の制振システムと同等の制振性能を実現するとともに制振によるエネルギー消費を能動型単独の場合よりも低減できる受動/能動混成型の制振システムの設計方法を提案し、片持ちはり形の構造物を用いた制振実験を行い実験的に検証する。

2. 記号表

C	構造物の有限要素モデルの減衰行列
C_p	圧電素子の静電容量の値を対角成分とし、他の要素が零である行列
c_{α}, c_{β}	比例減衰を構成する係数
D	圧電素子の電極での電束密度
E	圧電素子に生じる電界
E_p^D	圧電素子の電極での電束密度が零の場合の圧電材料のヤング率
E_s	構造物のヤング率
f	構造物の有限要素モデルの外乱ベクトル
h	圧電材料の圧電ひずみテンソル
I_n	$n \times n$ の単位行列
K	構造物の有限要素モデルの剛性行列

* 原稿受付 2000年5月19日。

^{*1} 正員, 神戸大学工学部 (〒657-8501 神戸市灘区六甲台町1-1)。

^{*2} 学生員, 神戸大学大学院。

E-mail: kazuhiko@mech.kobe-u.ac.jp

- L 圧電素子の端子間に接続する電気回路の誘導素子の値を対角成分とし、他の要素が零である行列
 M 構造物の有限要素モデルの質量行列
 N_q 圧電素子の同一電極内で電束密度が一定であると仮定した場合の電極内での電荷分布を与える形状関数
 N_x 構造物の節点変位から任意点でのひずみを計算する内挿関数
 q 圧電素子の電極での電荷
 R 圧電素子の端子間に接続する電気回路の抵抗素子の値を対角成分とし、他の要素が零である行列
 V 体積
 v 圧電素子に印加される制御電圧
 x 構造物の有限要素モデルの節点変位ベクトル
 β^ε ひずみが零の場合の圧電素子の誘電率の逆数
 ε_p 圧電素子に生じるひずみ
 ζ_i 第 i 次の振動モードの減衰係数
 η モード変位ベクトル
 Θ 圧電素子の電気-機械連成行列
 ρ 材料密度
 σ_p 圧電素子に生じる応力
 Φ モード行列
 Ψ_x 構造物の節点変位から任意点での変位を計算する内挿関数
 ω_i 第 i 次の振動モードの固有振動数

- ($\cdot$)_A 能動型の制振システムを示す
 ($\cdot$)_P 受動型の制振システムを示す
 ($\cdot$)_p 圧電素子に関する量であることを示す
 ($\cdot$)_r 低次元化した行列あるいはベクトルを示す
 ($\cdot$)_s 構造物に関する量であることを示す

3. 構造物と圧電素子の連成系の支配方程式⁽³⁾

本論文では、構造物の弾性振動によって生じる構造物と圧電素子の弾性変位が有限要素法などを用いて離散近似されている場合を取り扱う。受動/能動混成型の制振システムを有する構造物の支配方程式は、既報⁽³⁾での表記を用いると以下のように表わされる。

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = f + \Theta q, \quad (1)$$

$$L\ddot{q} + R\dot{q} + C_p^{-1}q = v + \Theta^T x. \quad (2)$$

本論文では片持ちはり形の構造物を制振対象としているので、式(1)は圧電素子を取り付けた片持ちはりの運動方程式に対応する。式(1)と式(2)で、

$$M = \rho_s \int_{V_s} \Psi_x^T \Psi_x dV_s + \rho_p \int_{V_p} \Psi_x^T \Psi_x dV_p, \quad (3)$$

$$C = c_\alpha M + c_\beta K, \quad (4)$$

$$K = \int_{V_s} N_x^T E_s N_x dV_s + \int_{V_p} N_x^T E_p^D N_x dV_p, \quad (5)$$

$$\Theta = \int_{V_p} N_x^T h^T N_q dV_p, \quad (6)$$

$$C_p^{-1} = \int_{V_p} N_q^T \beta^\varepsilon N_q dV_p \quad (7)$$

となる。式(1)と式(2)の導出に際して、圧電素子の変位 u_p とひずみ ε_p が、圧電素子を取り付けている位置での構造物の変位とひずみに等しいものと仮定する。圧電素子の挙動は次の圧電基本式⁽⁵⁾に支配される。

$$\sigma_p = E_p^D \varepsilon_p - h^T D, \quad E = -h \varepsilon_p + \beta^\varepsilon D. \quad (8)$$

本研究では、受動型の制振システムは圧電素子に受動素子(抵抗素子と誘導素子)のみを接続して構成し、能動型の制振システムは圧電素子を電圧源で直接駆動し、それぞれの電気回路が電気的に独立しているものとする。このとき、圧電素子に関する電圧方程式(2)は、

$$L_P \ddot{q}_P + R_P \dot{q}_P + C_{pP}^{-1} q_P = \Theta_P^T x, \quad (9)$$

$$C_{pA}^{-1} q_A = v_A + \Theta_A^T x \quad (10)$$

となる。構造物の運動方程式(1)の連成項 Θq を受動型と能動型の制振システムからの成分に分け、式(10)を代入して整理すると次式が得られる。

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + K_A x = f + \Theta_P q_P + \Theta_A C_{pA} v_A. \quad (11)$$

ここで、

$$K_A = K - \Theta_A C_{pA} \Theta_A^T \quad (12)$$

は、能動型の制振システムに用いる圧電素子を短絡した場合の全体系の剛性行列に等しい。

4. 制振性能と制振によるエネルギー消費の評価

制振性能は、制振対象とする振動モードで構造物に入力される外乱から構造物上の観測点までのアクセラランス伝達関数のゲインの値で評価する。制振によるエネルギー消費は、制振システムの能動型の部分で用いる圧電素子で消費されるエネルギーで評価する。圧電素子に印加される制御電圧の二乗を素子のインピーダンスの絶対値で除したものに素子の誘電損失係数を乗じたものが単位時間当たりのエネルギー消費に相当する。制振に用いる全ての圧電素子の厚さと誘電率が同じである場合を対象とし、素子に印加する制御電圧の二乗に素子の面積と誘電損失係数を乗じて得られる値で制振によるエネルギー消費を評価する。

構造物の運動方程式(11)にモード解析法を適用してモード空間での全次元モデルに対する運動方程式を導出する。続いて、全次元モデルの m 個のモデル化モードの中から低次の n 個の振動モードを取り出して構成した低次元モデルを作成する。低次元モデルの運動方程式は、

$$\begin{aligned} & \Phi_r^T M \Phi_r \ddot{\eta}_r + \Phi_r^T C \Phi_r \dot{\eta}_r + \Phi_r^T K_A \Phi_r \eta_r \\ & = \Phi_r^T f + \Phi_r^T \Theta_P q_P + \Phi_r^T \Theta_A C_{pA} v_A \end{aligned} \quad (13)$$

となる。ここで、

$$\Phi_r^T M \Phi_r = I_n, \quad (14)$$

$$\Phi_r^T C \Phi_r = \text{diag}(2\zeta_1\omega_1, 2\zeta_2\omega_2, \dots, 2\zeta_n\omega_n), \quad (15)$$

$$\Phi_r^T K_A \Phi_r = \text{diag}(\omega_1^2, \omega_2^2, \dots, \omega_n^2) \quad (16)$$

とする。圧電素子に関する電圧方程式 (9) は、

$$\ddot{q}_P + L_P^{-1} R_P \dot{q}_P + L_P^{-1} C_{pP}^{-1} q_P = L_P^{-1} \Theta_P^T \Phi_r \eta_r \quad (17)$$

となる。

第 i 次の振動モード ($i = 1, 2, \dots, n$) に対して受動/能動混成型の制振システムを構成することを考える。第 i 次の振動モードに対する構造物と圧電素子の連成系の支配方程式は、式 (13) と式 (17) より次式となる。

$$\begin{aligned} \ddot{\eta}_i + 2\zeta_i\omega_i\dot{\eta}_i + \omega_i^2\eta_i \\ = \phi_i^T f + \phi_i^T \theta_{Pi} q_{Pi} + \phi_i^T \theta_{Ai} C_{pAi} v_{Ai}, \end{aligned} \quad (18)$$

$$\ddot{q}_{Pi} + R_{Pi} C_{pPi} \omega_{Pi}^2 \dot{q}_{Pi} + \omega_{Pi}^2 q_{Pi} = \frac{1}{L_{Pi}} \theta_{Pi}^T \phi_i \eta_i. \quad (19)$$

ϕ_i , θ_{Ai} と θ_{Pi} は、それぞれ Φ_r , Θ_A と Θ_P の第 i 列成分に等しいベクトルを示す。受動型の制振システムでは、圧電素子の電極に直列に接続した抵抗素子および誘導素子と、圧電素子自身の容量性によって LCR 共振回路が構成できる。式 (19) の R_{Pi} と L_{Pi} の値は、電気回路の共振周波数

$$\omega_{Pi} = \frac{1}{\sqrt{L_{Pi} C_{pPi}}} \quad (20)$$

が圧電素子を取り付けた構造物の第 i 次の共振周波数 ω_i に同調 ($\omega_{Pi} = \omega_i$) し、かつ最適減衰が得られるように、例えば文献 (6) の設計式を用いて決定できる。式 (18) 右辺の制御電圧 v_{Ai} は、次式の数値フィードバックで生成する。

$$v_{Ai} = -F_{Ai} \dot{\eta}_i. \quad (21)$$

受動/能動混成型の制振システムにおいて、第 i 次の振動モードに対するアクセラランス伝達関数 $G(s)_A$ のゲインの値は、第 i 次以外の振動モードの影響がないものと仮定して、

$$\begin{aligned} |G(s)_A|_{s=j\omega_i} \\ = \frac{R_{Pi} \omega_i^3}{2R_{Pi} \zeta_i \omega_i^3 + R_{Pi} C_{pAi} \omega_i^2 \phi_i^T \theta_{Ai} F_{Ai} + \phi_i^T \theta_{Pi} \theta_{Pi}^T \phi_i} \end{aligned} \quad (22)$$

となる。同様に、能動型単独の制振システムでのアクセラランス伝達関数 $G(s)$ のゲインの値は、

$$|G(s)|_{s=j\omega_i} = \frac{\omega_i}{2\zeta_i \omega_i + C_{pi} \phi_i^T \theta_i F_i} \quad (23)$$

となる。各振動モードでの制振システムの制振性能は、式 (22) あるいは式 (23) で評価する。

受動/能動混成型の制振システムにおいて、第 i 次の振動

モードでの外乱から制御電圧までの伝達関数 $H(s)_A$ のゲインの値は、

$$\begin{aligned} |H(s)_A|_{s=j\omega_i} \\ = \frac{R_{Pi} F_{Ai} \omega_i^2}{2R_{Pi} \zeta_i \omega_i^3 + R_{Pi} C_{pAi} \omega_i^2 \phi_i^T \theta_{Ai} F_{Ai} + \phi_i^T \theta_{Pi} \theta_{Pi}^T \phi_i} \end{aligned} \quad (24)$$

となるので、能動型の部分で消費するエネルギーは、

$$E_{Ai} = \left(|H(s)_A|_{s=j\omega_i} \right)^2 \times S_A \times \tan \delta \quad (25)$$

で評価する。 S_A は能動型で用いる圧電素子の面積を示す。 $\tan \delta$ は圧電素子の誘電損失係数を示す。同様に、能動型単独の制振システムでの外乱から制御電圧までの伝達関数 $H(s)$ のゲインの値は、

$$|H(s)|_{s=j\omega_i} = \frac{F_i}{2\zeta_i \omega_i + C_{pi} \phi_i^T \theta_i F_i} \quad (26)$$

となり、エネルギー消費は、

$$E_i = \left(|H(s)|_{s=j\omega_i} \right)^2 \times S \times \tan \delta \quad (27)$$

で評価する。 F_i は能動型単独の制振システムのフィードバックゲインを示し、 S は圧電素子の面積を示す。

5. 受動/能動混成型の制振システムの設計

第 i 次の振動モードにおいて、受動/能動混成型の制振システムの制振性能が能動型単独の制振システムの制振性能とほぼ等しくなるようにするために、式 (22) の値が式 (23) の値に等しくなる条件を導入する。この条件から第 i 次の振動モードに対する受動/能動混成型の制振システムでの能動型の圧電素子に印加する制御電圧を決めるフィードバックゲイン F_{Ai} の値は、次式によって決定できる。

$$F_{Ai} = \frac{C_{pi} \phi_i^T \theta_i}{C_{pAi} \phi_i^T \theta_{Ai}} F_i - \frac{\phi_i^T \theta_{Pi} \theta_{Pi}^T \phi_i}{R_{Pi} C_{pAi} \omega_i^2 \phi_i^T \theta_{Ai}}. \quad (28)$$

ただし、制御電圧 v_{Ai} が圧電素子の耐電圧よりも小さくなくてはならず、この範囲でのみ受動/能動混成型の制振システムの制振性能が能動型単独の制振システムの制振性能とほぼ等しくできる。

受動/能動混成型の制振システムは、以下の手順で設計する。『制振性能に対する制約条件 (式 (28)) および圧電素子の耐電圧に対する制約条件のもとで、受動/能動混成型の制振システムで用いる圧電素子の面積と配置は、評価指標が、

$$\frac{E_{Ai}}{E_i} \rightarrow \min \quad \text{and} \quad \frac{E_{Ai}}{E_i} < 1 \quad (i = 1, 2, \dots, n) \quad (29)$$

となるように決定する』。制約条件を満足し、式 (29) を実現する圧電素子の面積と配置は、数値最適化手法を用いて決定できる。

本章では、受動型と能動型で用いる圧電素子の配置と面積の比があらかじめ与えられている場合に、フィードバックゲイン F_{Ai} の値を式 (28) で決定して制振実験を行う。得られた複数の受動/能動混成型の制振システムについてエネルギー消費に関する評価指標 E_{Ai}/E_i の値を実験と数値シミュレーションで別個に求め、上記の設計方法の実現可能性について考察する。

Fig.1 Flexible cantilever beam with four pairs of surface bonded piezoelectric ceramic tiles

6. 制振実験

6.1 実験方法 制振対象の構造物には、図1に示す長さ0.3(m)、幅0.02(m)、厚さ0.001(m)の鋼板製の片持ちはりを用いる。はりの両面のNo.1～No.4の位置にチタン酸ジルコン酸鉛(PZT)系の圧電素子(富士セラミックス製: C-6材, 0.03(m)×0.02(m)×0.0003(m))をエポキシ樹脂系接着剤で取り付ける。図2に片持ちはりの弾性一次と二次の曲げ振動モードに対するはり表面でのひずみ分布の計算値を示す。図2の縦軸は、はり表面のひずみをはりの固定端でのひずみで除した値を示す。横軸は、はりの固定端からの位置をはりの全長で除して無次元化した値を示す。本研究の制振実験では、片持ちはりの弾性一次と二次の曲げ振動モードを制振対象の振動モードとする。図2およびシミュレーション計算により、No.1とNo.2の圧電素子が主として一次の曲げ振動モードに、No.3とNo.4の圧電素子が主として二次の曲げ振動モードに対して効果的であるように取り付け位置を決定した。上記以外のはりと圧電素子の諸元を表1に示す。表1の圧電素子の物性値は、カタログ値(h 形式)を記載している。

圧電素子は、はりの両面の二枚で一組とし、受動型あるいは能動型の電気回路を接続することによって制振システムを構成する。No.1～No.4の二枚一組の圧電素子の静電容量と誘電損失係数の実測値はそれぞれ約 $13.8 \times 10^{-3}(\mu\text{F})$ と約1.4(%)となる。能動型の制振システムでは、図1に示す位置に取り付けた二組の歪みゲージの出力信号を基にDSP上で式(21)と式(28)によって制御電圧指令を生成し、電圧素子駆動アンプ(エコー電子製: ENP-4014B)で圧電素子を駆動する。受動型の制振システムでは、インダクタンスの値が $10^4(\text{H})$ のオーダーであるような誘導素子が必要となるので、

Fig.2 Distribution of nondimensional bending strain

Table 1 Specification of cantilever beam and piezo-element

Cantilever beam	
Density ρ_s	$7.86 \times 10^3(\text{kg/m}^3)$
Young's modulus E_s	$2.06 \times 10^{11}(\text{N/m}^2)$
Piezoelectric ceramic tile	
Density ρ_p	$7.82 \times 10^3(\text{kg/m}^3)$
Young's modulus E_{p11}^D	$1.39 \times 10^{11}(\text{N/m}^2)$
Piezoelectric constant h_{31}	$-1.20 \times 10^9(\text{V/m})$
Impermittivity β_3^e	$1.47 \times 10^8(\text{m/F})$
Allowable voltage	$4.50 \times 10^2(\text{V/mm})$

オペアンプを用いたLCシミュレーション型のアクティブフィルタ(例えば文献(7))で電気的に誘導素子を実現する。

はりを固定している治具を動電式振動発生機で加振してはりを振動させる。加振力は、振動発生機とはりを固定している治具の間に装着したロードセル(PCB製: 208B02)で検出する。はりの振動応答は、はりの自由端に取り付けた加速

Table 2 Vibration suppression system for 1st bending mode

	Number of piezo-element				ε_{pP1}
	1	2	3	4	
Case 1	A	A	—	—	0.0000
Case 2	P	A	—	—	0.5439
Case 3	A	P	—	—	0.4561

Table 3 Vibration suppression system for 2nd bending mode

	Number of piezo-element				ε_{pP2}
	1	2	3	4	
Case 4	A	A	A	A	0.0000
Case 5	A	P	A	A	0.0515
Case 6	A	A	A	P	0.3454
Case 7	P	P	A	A	0.3103
Case 8	P	A	P	A	0.6031
Case 9	A	—	A	A	0.0000
Case 10	P	—	A	A	0.2729
Case 11	A	—	A	P	0.3641
Case 12	P	—	P	A	0.6358

Table 4 Eigenvalues of cantilever beam

without piezo-element		
	Natural frequency	Damping ratio
1st bending mode	8.170 (Hz)	0.01438
2nd bending mode	49.896 (Hz)	0.00553
with piezo-element		
	Natural frequency	Damping ratio
1st bending mode	9.278 (Hz)	0.01200
2nd bending mode	51.947 (Hz)	0.01728

度ピックアップ (PCB 製: A353B15) で検出する。加振力波形には, FFT アナライザ (小野測器製: CF-350Z) に付属する信号発生器 (CF-0383) で生成した白色ノイズ (帯域 DC~40(kHz)), および片持ちはりの弾性一次と二次の曲げ共振周波数に近い周波数 (9.2(Hz) と 53(Hz)) の正弦波を使用する。

6.2 制振実験 片持ちはりの制振実験は, 表 2 と表 3 に示す設計例に対して行う。表中の記号 “A” は圧電素子を能動型の制振システムで用いることを, 記号 “P” は圧電素子を受動型の制振システムで用いることをそれぞれ示す。また記号 “—” は, 圧電素子を片持ちはりに取り付けられているが端子を開放状態にしていることを示す。

表 2 の Case 1 ~ Case 3 では, No.1 と No.2 の二組の圧電素子を用いて片持ちはりの弾性一次の曲げ振動モードに対する制振システムを設計する。一方, 表 3 の Case 4 ~ Case 8 と Case 9 ~ Case 12 はいずれも片持ちはりの弾性二次の曲げ振動モードに対する制振システムを設計する。前者の Case 4 ~ Case 8 では No.1 ~ No.4 の四組すべての圧電素子を用い, 後者の Case 9 ~ Case 12 では No.1, No.3 と No.4 の三

Fig.3 Accelerance transfer function for Case 1

Fig.4 Time response of beam tip acceleration for Case 1

組の圧電素子を用いて制振システムを設計する。Case1, Case4 と Case9 は能動型単独の制振システムの設計例で, 他は受動/能動混成型の制振システムの設計例とする。

表 2 と表 3 中の ε_{pPi} ($i = 1, 2$) は, 受動型の制振システムで用いる圧電素子の第 i 次の振動モードに対する無次元ひずみを示す。Case 2 と Case 3 の ε_{pP1} は, 二組の圧電素子のひずみの総和に対する受動型の制振システムで用いる圧電素子のひずみの割合を示す。Case 5 ~ Case 8 の ε_{pP2} では, 四組の圧電素子のひずみの総和に対する受動型の制振システムで用いる圧電素子のひずみの割合を示す。同様に, Case 10 ~ Case 12 の ε_{pP2} では, 三組の圧電素子のひずみの総和に対する受動型の制振システムで用いる圧電素子のひずみの割合を示す。表 4 に四組の圧電素子を取り付ける前後の片持ちはりの弾性一次と二次の曲げ振動モードの固有振動数の実測値とモード減衰比の推定値を示す。

6.3 結果と考察

6.3.1 弾性一次の曲げ振動モードに対する制振システム

図 3 と図 4 に Case 1 に対する制振実験の結果を示す。図 3 より, 一次モードの共振周波数付近での $G(s)$ のゲインの計算値は, 実験値とほぼ一致している。一次モードの共振周波数において能動型単独の制振システムを動作させることで $|G(s)|_{s=j\omega_1}$ の値が非制御の場合と比べて約 20(dB) 程度減少する。図 4 は, 片持ちはりの弾性一次の曲げ共振周波数に近い 9.2(Hz) の正弦波で定常加振したときの片持ちはり先端の加速度応答波形 ($1(V)=9.552(m/s^2)$) を示す。約 4(sec) の時

Fig.5 Accelerance transfer function for Case 1 ~ Case 3

Fig.6 Transfer function from $\phi_1^T f$ to v_{A1} for Case 1 ~ Case 3

Table 5 Performance of vibration suppression system for 1st bending mode

	Power requirement E_{A1}/E_1		ε_{pP1}
	Experiment	Simulation	
Case 1 (AA—)	1.0000	1.0000	0.0000
Case 2 (PA—)	1.1329	0.9962	0.5439
Case 3 (AP—)	0.8879	0.8316	0.4561

刻から能動型単独の制振システムを動作させている。図3に示すアクセランス伝達関数の共振ピークの低下量から推定される定常振動振幅の減少量は、図4から計算した定常振動振幅の減少量とほぼ一致する。Case 2とCase 3の受動/能動混成型の制振システムでは、Case 1での制振性能を維持できるように式(28)を用いて制振システムを設計した。

Case 1~Case 3に対するアクセランス伝達関数のゲイン $|G(s)_A|_{s=j\omega}$ および外乱から制御電圧までの伝達関数のゲイン $|H(s)_A|_{s=j\omega}$ の実測値をそれぞれ図5と図6に示す。図5から、能動型単独の制振システムの制振性能とほぼ同等の制振性能を受動/能動混成型の制振システムで実現できることが実験的に確認できた。

表5は、Case 1~Case 3に対する E_{A1}/E_1 について、式(25)と式(27)から理論的に求めた値と実験から得られた値を示す。また、理論的に求めた ε_{pP1} の値を示す。Case 2とCase 1を比較すると、制振によるエネルギー消費の評価値は、数値計算では僅かに減少するが実験では約13%増加する。一方

Fig.7 Accelerance transfer function for Case 4

Case 3では、制振によるエネルギー消費の評価値はCase 1に比べて実験と数値計算のいずれにおいても値が約12~17%減少する。Case 2とCase 3では、能動型の制振システムで用いる圧電素子と受動型の制振システムで用いる圧電素子の面積が等しい。 ε_{pP1} の値はCase 2よりもCase 3の方が小さい。

以上から、受動型の制振システムで用いる圧電素子の面積が同一であるならば、 ε_{pP1} の値が小さい方が制振によるエネルギー消費が少ないという考察が得られる。受動/能動混成型の制振システムが、能動型単独の制振システムとほぼ同等の制振性能を維持したままで制振によるエネルギー消費を減少できることを実験的に確認した。これらの結果は、片持ち梁の弾性一次の曲げ振動モードを制振対象とした既報⁽³⁾での数値シミュレーション結果と整合する。

6.3.2 弾性二次の曲げ振動モードに対する制振システム

図7にCase 4に対する制振実験の結果を示す。Case 1と同様の結果が得られる。Case 5~Case 8の受動/能動混成型の制振システムでは、Case 4での制振性能を維持できるように式(28)を用いて制振システムを設計した。

Case 4~Case 8に対するアクセランス伝達関数のゲイン $|G(s)_A|_{s=j\omega}$ および外乱から制御電圧までの伝達関数のゲイン $|H(s)_A|_{s=j\omega}$ の実測値をそれぞれ図8と図9に示す。弾性二次の曲げ振動モードに対して、6.3.1と同様の結果が得られる。また、Case 9~Case 12についても、Case 4~Case 8の場合と同様の結果が得られる。

表6は、Case 4~Case 12に対する E_{A2}/E_2 について、式(25)と式(27)から理論的に求めた値と実験から得られた値を示す。また、理論的に求めた ε_{pP2} の値を示す。表5から得られる考察と同様の考察が表6から得られる。Case 5~Case 8では、能動型の制振システムで用いる圧電素子と受動型の制振システムで用いる圧電素子の面積の比が、Case 5とCase 6では3:1、Case 7とCase 8では1:1となっている。能動型の制振システムで用いる圧電素子と受動型の制振システムで用いる圧電素子の面積の比が同一であれば、 ε_{pP2} の値が小さい方が制振によるエネルギー消費が少ない。これらの面積比が異なる場合でも、 ε_{pP2} の値が小さい方が制振によるエネルギー消費が少ない。また、Case 10~Case 12については、Case 5

Fig.8 Accelerance transfer function for Case 4 ~ Case 8

 Fig.9 Transfer function from $\phi_2^T f$ to v_{A2} for Case 4 ~ Case 8

~Case 8 と同様に ε_{pP2} の値が小さい方が制振によるエネルギー消費が少ない。能動型と受動型の制振システムは制振対象の構造物を介して連成しているので、能動型の制振システムから入力するエネルギーの一部が受動型の制振システムで消散すると考えられる。従って、 ε_{pPi} ($i=1,2$) の値が小さいほど、能動型の制振システムから入力したエネルギーの内受動型の制振システムで消散される分が少なくなると考えられる。

受動/能動混成型の制振システムが、能動型単独の制振システムとほぼ同等の制振性能を維持したままで制振によるエネルギー消費を減少できることを弾性二次の曲げ振動モードに対しても実験的に確認した。

7. 結 言

本論文では、制振対象とする振動モードでの制振性能と制振によるエネルギー消費に対する評価式を定式化した。この評価式を用いて、圧電素子の耐電圧に対する制約条件のもとで、能動型単独の制振システムの制振性能と同等の制振性能を実現するとともに制振によるエネルギー消費を能動型単独の場合よりも低減できる受動/能動混成型の制振システムの設計方法を提案した。片持ちはり形の構造物を用いた制振実験を行い、数値計算結果と比較することにより以下の結論が得られ、提案する設計方法の有効性が示された。

- (1) 実験とシミュレーションの結果が良好に一致していることを確認した。

Table 6 Performance of vibration suppression system for 2nd bending mode

	Power requirement E_{A2}/E_2		ε_{pP2}
	Experiment	Simulation	
Case 4 (AAAA)	1.0000	1.0000	0.0000
Case 5 (APAA)	0.7852	0.7845	0.0515
Case 6 (AAP)	1.2632	1.1182	0.3454
Case 7 (PPAA)	0.8041	0.7062	0.3103
Case 8 (PAPA)	1.5728	1.3650	0.6031
Case 9 (A-AA)	1.0000	1.0000	0.0000
Case 10 (P-AA)	0.9206	0.8839	0.2729
Case 11 (A-AP)	1.0968	1.0106	0.3641
Case 12 (P-PA)	1.1819	0.9903	0.6358

- (2) 受動/能動混成型の制振システムが、能動型単独の制振システムとほぼ同等の制振性能を実現するとともに制振によるエネルギー消費を能動型単独の場合よりも低減できることを実験とシミュレーションで確認した。
- (3) 受動/能動混成型の制振システムでは、受動型の制振システムで用いる圧電素子の無次元ひずみの値が小さいほど制振によるエネルギー消費が少なくなる。
- (4) 制振性能と制振によるエネルギー消費に対する評価式を一般的な構造物に対して定式化しているので、以上の結果は片持ちはり形の構造物以外の構造物に対しても適用が可能と考えられる。

本研究の一部は、平成10年度文部省科学研究費補助金(奨励研究(A) 課題番号 09750261)の援助を受けた。

文 献

- (1) G.S.Agnes, *Proc. of SPIE*, Vol.2193, (1994), 24-34.
- (2) K.W.Wang and S.P.Kahn, *Proc. of SDVNC '95*, Hong Kong, December 5-7 (1995), 1059-1064.
- (3) 安達・ほか2名, 機論, **65**-636 C, (1999-8), 3102-3107.
- (4) 長松, モード解析, (1985), 53-98, 培風館.
- (5) IEEE Standard on Piezoelectricity, ANSI/IEEE Std., 176-1987.
- (6) N.W.Hagood and A.von Flotow, *J. Sound Vib.*, **146**-2, (1991), 243-268.
- (7) 池田・ほか15名, トランジスタ技術 SPECIAL No.44, (1994), 90-104, CQ 出版.