

平板タイプ動吸振システムを用いた 平板の振動制御に関する研究

川添啓示¹・河野巖¹・會田忠義²・麻生稔彦³・磯野宗一⁴

¹正会員 日本鉄塔工業九州橋梁技術部(〒808 福岡県北九州市若松区北浜1-7-1)

²正会員 工博 山口大学教授(〒755 山口県宇部市常盤台2557)

³正会員 博(工) 山口大学講師(〒755 山口県宇部市常盤台2557)

⁴正会員 修(工) 前田建設工業(〒210 川崎市川崎区浮島町)

本研究で提案する平板タイプ動吸振システムは受動的制振装置の一つで、自由境界を持つ動吸振平板とこれを取り付けるための連結ばねおよび連結ダンパーから構成される。この制振装置は連結ばね・ダンパーの装着位置および範囲を工夫することにより複数のモードに対して制振効果を向上させることができる。本論文は平板タイプ動吸振システムの近似調整法を提示するとともに、複数のモードに対する制振効果向上法の基本的な考え方について示し、これを周辺単純支持板に取り付けた場合の適用性についての調査結果を示した。

Key Words :passive control, vibration absorber, vibration, plate

1. まえがき

自動車等から発生する定常加振を受ける簡易駐車場の2階部分や船舶の甲板部分などの振動の抑制のために、これらに従来の吊り下げ形のTMDを用いることをせず、天井材に相当する部材を動吸振材として利用することを想定し、著者らは上記構造の制振手段の一つとして、制振対象の平板（現実の上記構造は直交異方性平板であるが、等方性を想定）と同じ境界条件を持ち、剛性および質量が相似の平板を動吸振材として用いた動吸振システムを提案し、調整方法と制振効果について示してきた¹⁾。この方法では高次の複数の振動モードに対しても十分に制振効果を有することを明らかにしてきた。しかし、上記構造部分の全体に同じ境界条件で動吸振システムを装着しなければならないことが制約条件として課せられるため、全ての対象平板に利用できるとは限らない。そこで、本研究では、動吸振部材としての平板に四辺自由な平板を用い、任意の境界条件を有する対象平板に利用でき、複数の振動モードを抑制可能な受動形制振装置として平板タイプ動吸振システム（Plate-type Dynamic Absorbing System）を提案するものである。この装置は完全な自由境界を持つ平板（動吸振平板）と、これを動的外力を受ける平板（対

象平板）に連結するための連結ばねおよび連結ダンパーにより構成される。はり構造に用いたはりタイプ動吸振システムの制振方法とこれに対する若干の検討はすでになされており²⁾、単純ばかりに取り付けた動吸振システムが複数の振動モードに対して有効であることが報告されている。

これまでの研究によれば、①動吸振システムが取り付けられたはり系のモード方程式は2自由度系の運動方程式と近似的に等しくなり、これはTMDの解析に用いられるものと全く同一である。②はりタイプ動吸振システムはDen Hartogによって導かれた定点理論の応用によって調整され、得られた調整式はTMDのそれと酷似している。③はりタイプ動吸振システムの調整においては、調整理論を導く際に動吸振ばかりの剛性による復元力の影響を削除するため剛性の調整値を得ることができないことが、この妥当性は数値実験によって示されており、対象ばかりと動吸振ばかりの固有振動数が接近して共振する場合以外には、剛性の影響はほとんどないことが示されている。

本論文は、対象部材を平板構造とした場合の平板タイプ動吸振システムの適用性について調査したものである。

平板は振動モードが複雑であり、支持条件やアスペ

クト比によっては固有振動数が近接する場合がある。平板に対してTMDを取り付けた例はいくつかあり³⁾⁻⁵⁾、特に背戸らは平板の複数のモードの抑制のために振動モードの数だけのTMDを取り付ける方法を提案している^{3), 4)}。しかし、それぞれの振動モードに対応するTMDを取り付けることは連結ばねの変動に敏感なTMDの制振安定性から調整が繁雑になり手間がかかる。また、背戸らはTMDが制振対象モード以外に発揮する抑制効果を指摘しており、これをフードダンパー効果と呼んでいる⁶⁾。本論文において平板タイプ動吸振システムの制振対象モード以外の振動モードに対する抑制効果がこのフードダンパー効果によって説明できることを示し、複数のモード抑制の基本的な考え方を示す。これにより制振対象モード以外の振動モードの制振効果のためにはフードダンパー効果を増加させればよいことを明らかにする。動吸振システムの制振効果を数値計算によって示し、連結ダンパーの効果的な装着方法も数値計算により考察し、言及する。

2. 平板タイプ動吸振システムが装着された 平板の運動方程式とモード方程式

(1) 運動方程式

Fig.1に示すように、調和外力を受ける対象平板に平板タイプ動吸振システムが装着された場合を想定する。Fig.1において対象平板の座標系を (x_1, y_1, z_1) 、平板タイプ動吸振システムの座標系を (x_2, y_2, z_2) とする。この座標系を用いると対象平板および動吸振平板の運動方程式はそれぞれ式(1)および(2)で表される。

(対象平板)

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{w}_1(x_1, y_1, t) + K_1 \Delta \Delta_1 w_1(x_1, y_1, t) \\ + \{H(x_1 - \alpha_x) - H(x_1 - \beta_x)\} \{H(y_1 - \alpha_y) - H(y_1 - \beta_y)\} \\ \times c(x_1 - \alpha_x, y_1 - \alpha_y) (\dot{w}_1(x_1, y_1, t) - \dot{w}_2(x_1 - \alpha_x, y_1 - \alpha_y, t)) \\ + \{H(x_1 - \alpha_x) - H(x_1 - \beta_x)\} \{H(y_1 - \alpha_y) - H(y_1 - \beta_y)\} \\ \times k(x_1 - \alpha_x, y_1 - \alpha_y) (w_1(x_1, y_1, t) - w_2(x_1 - \alpha_x, y_1 - \alpha_y, t)) \\ = F \delta(x - r_x) \delta(y - r_y) \cos \omega_0 t \end{aligned} \quad (1)$$

(動吸振平板)

$$\begin{aligned} m_2 \ddot{w}_2(x_2, y_2, t) + K_2 \Delta \Delta_2 w_2(x_2, y_2, t) \\ + c(x_2, y_2) (\dot{w}_2(x_2, y_2, t) - \dot{w}_1(x_2 + \alpha_x, y_2 + \alpha_y, t)) \\ + k(x_2, y_2) (w_2(x_2, y_2, t) - w_1(x_2 + \alpha_x, y_2 + \alpha_y, t)) = 0 \end{aligned} \quad (2)$$

上式中において、

- m_1 : 対象平板の単位面積当たり質量
- m_2 : 動吸振板の単位面積当たり質量
- $w_1(x_1, y_1, t)$: 対象平板の振動変位
- $w_2(x_2, y_2, t)$: 動吸振板の振動変位

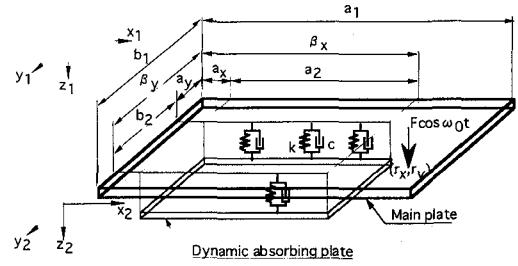


Fig.1 Coordinates of the main plate and plate-type dynamic absorbing system

- $c(x_2, y_2)$: 連結ダンパーの減衰係数 (単位面積当たり)
- $k(x_2, y_2)$: 連結ばねのばね定数 (単位面積当たり)
- K_1, K_2 : 対象平板および動吸振板の板剛度
- (r_x, r_y) : 対象平板に作用する荷重の作用位置
- δ : Dirac の Delta 関数
- H : Heaviside の Step 関数

$$\Delta \Delta_i = \frac{\partial^4}{\partial^4 x_i} + 2 \frac{\partial^4}{\partial^2 x_i \partial^2 y_i} + \frac{\partial^4}{\partial^4 y_i} \quad (i = 1, 2)$$

$i=1$ は対象平板を、 $i=2$ は動吸振平板を示す。

(2) モード方程式

両平板の振動変位はそれぞれ単独の平板の固有関数と未知の時間関数の積の級数和で表わす。

$$w_1(x_1, y_1, t) = \sum_{i=1}^M \Phi_{1i}(x_1, y_1) \rho_{1i}(t) \quad (3)$$

$$w_2(x_2, y_2, t) = \sum_{j=-2}^N \Phi_{2j}(x_2, y_2) \rho_{2j}(t) \quad (4)$$

ここで、 $\Phi_{1i}(x_1, y_1)$ は対象平板の i 次の固有関数および $\rho_{1i}(t)$ は対象平板の i 次モードに対する未知の時間関数を表し、 $\Phi_{2j}(x_2, y_2)$ 、 $\rho_{2j}(t)$ はそれぞれ動吸振板の j 次の固有関数および未知の時間関数である。自由板の振動モードには 3 つの剛体モードも考慮し、 $j=-2$ は並進運動、 $j=-1$ および $j=0$ はそれぞれ y 軸回りおよび x 軸回りの回転運動を表すとする。

また、動吸振システムの連結ばねと連結ダンパーはそれぞれの特性の分布を表す関数 $\epsilon_c(x_2, y_2)$ および $\epsilon_k(x_2, y_2)$ を用いて下記のように表す。

$$c(x_2, y_2) = c_0 \epsilon_c(x_2, y_2) \quad (5)$$

$$k(x_2, y_2) = k_0 \epsilon_k(x_2, y_2) \quad (6)$$

c_0, k_0 はそれぞれ連結ダンパーおよびばねに対する基準値である。

式(3)および(4)を式(1)および(2)に代入して上の関係と固有関数の直交条件により整理すれば両平板のモード方程式(7)～(9)が得られる。式中で、 ω_{1p} および ω_{2q} はそれぞれ対象平板の p 次および動吸振板の q 次の固有円振動数を表し、 m_{1p} と m_{2q} は対象平板の p 次および動吸振板の q 次の一般化質量を表す。

(対象平板)

$$\begin{aligned} & m_{1p}\ddot{\rho}_{1p}(t) + m_{1p}\omega_{1p}^2\rho_{1p}(t) \\ & + c_0\left(\sum_{i=1}^M D_{cip}\dot{\rho}_{1i}(t) - \sum_{j=-2}^N \tilde{D}_{cpj}\dot{\rho}_{2j}(t)\right) \\ & + k_0\left(\sum_{i=1}^M D_{kpi}\rho_{1i}(t) - \sum_{j=-2}^N \tilde{D}_{kjq}\rho_{2j}(t)\right) = F_p \cos \omega_0 t \\ & \quad (p = 1, 2, \dots, M) \end{aligned} \quad (7)$$

(動吸振平板)

-剛体モード-

$$\begin{aligned} & m_{2q}\ddot{\rho}_{2q}(t) + c_0\left(\sum_{j=-2}^N \hat{D}_{cpj}\dot{\rho}_{2j}(t) - \sum_{i=1}^M \tilde{D}_{cij}\dot{\rho}_{1i}(t)\right) \\ & + k_0\left(\sum_{j=-2}^N \hat{D}_{kjq}\rho_{2j}(t) - \sum_{i=1}^M \tilde{D}_{kij}\rho_{1i}(t)\right) = 0 \\ & \quad (q = -2, -1, 0) \end{aligned} \quad (8)$$

-曲げモード-

$$\begin{aligned} & m_{2q}\ddot{\rho}_{2q}(t) + m_{2q}\omega_{2q}^2\rho_{2q}(t) \\ & + c_0\left(\sum_{j=-2}^N \hat{D}_{cij}\dot{\rho}_{2j}(t) - \sum_{i=1}^M \tilde{D}_{cij}\dot{\rho}_{1i}(t)\right) \\ & + k_0\left(\sum_{j=-2}^N D_{kjq}\rho_{2j}(t) - \sum_{i=1}^M \tilde{D}_{kij}\rho_{1i}(t)\right) = 0 \\ & \quad (q = 1, 2, \dots, N) \end{aligned} \quad (9)$$

上式中の記号は次式の通りである。

$$D_{cip} = \int_{a_y}^{b_y} \int_{a_x}^{b_x} \varepsilon_c \Phi_{1p} \Phi_{1i} dx_i dy_i \quad (p = 1, 2, \dots, M) \quad (i = 1, 2, \dots, M) \quad (10)$$

$$D_{kpi} = \int_{a_y}^{b_y} \int_{a_x}^{b_x} \varepsilon_k \Phi_{1p} \Phi_{1i} dx_i dy_i \quad (p = 1, 2, \dots, M) \quad (i = 1, 2, \dots, M) \quad (11)$$

$$\tilde{D}_{cpj} = \int_{a_y}^{b_y} \int_{a_x}^{b_x} \varepsilon_c \Phi_{1p} \Phi_{2j} dx_i dy_i \quad (p = 1, 2, \dots, M) \quad (j = -2, -1, 0, 1, \dots, N) \quad (12)$$

$$\tilde{D}_{kjq} = \int_{a_y}^{b_y} \int_{a_x}^{b_x} \varepsilon_k \Phi_{1p} \Phi_{2j} dx_i dy_i \quad (p = 1, 2, \dots, M) \quad (j = -2, -1, 0, 1, \dots, N) \quad (13)$$

$$\hat{D}_{cij} = \int_0^{b_2} \int_0^{a_2} \varepsilon_c \Phi_{2q} \Phi_{2j} dx_2 dy_2 \quad (q = -2, -1, 0, 1, \dots, N) \quad (j = -2, -1, 0, 1, \dots, N) \quad (14)$$

$$\hat{D}_{kij} = \int_0^{b_2} \int_0^{a_2} \varepsilon_k \Phi_{2q} \Phi_{2j} dx_2 dy_2 \quad (q = -2, -1, 0, 1, \dots, N) \quad (j = -2, -1, 0, 1, \dots, N) \quad (15)$$

$$F_p = F \Phi_{1p}(r_x, r_y) \quad (p = 1, 2, \dots, M) \quad (16)$$

(3) モード方程式の解法

モード方程式(7)～(9)をマトリクス表示すると次式のようになる。

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{p}} + \mathbf{D}\dot{\mathbf{p}} + \mathbf{S}\mathbf{p} = \mathbf{f} \cos \omega_0 t \quad (17)$$

ここで、

$$\mathbf{p} = \{\rho_{11} \cdots \rho_{1M}, \rho_{2-2} \cdots \rho_{2N}\}^T \quad (18)$$

\mathbf{M} は質量マトリクス, \mathbf{D} は減衰マトリクス, \mathbf{S} は剛性マトリクスを表し, \mathbf{f} は外力ベクトルを表す。

式(17)の強制振動時の定常応答解は次のようにおける。

$$\mathbf{p} = \mathbf{a} \cos \omega_0 t + \mathbf{b} \sin \omega_0 t \quad (19)$$

ここで, \mathbf{a}, \mathbf{b} は係数ベクトルであり, 式(19)を式(17)に代入し調和バランス法を適用することにより \mathbf{a} および \mathbf{b} が得られる。これにより、対象平板の振動変位は求められた時間の未知関数 ρ_{ij} を式(3)に代入して得られる。

3. 平板タイプ動吸振システムの調整法

(1) 近似 2 自由度系モデル

初めに連結ばねおよび連結ダンパーの分布がそれぞれ等分布の場合 ($\varepsilon_c = \varepsilon_k = 1$) を考える。後で、これらが変分布の場合を考えるが、等分布の場合は変分布を考える場合の基準とする。

今、 p 次モード卓越時に注目し、 p 次モードに近接するモードがない場合を想定する。この場合モード方程式(7)～(9)は次のようになる。

(対象平板)

$$\begin{aligned} & m_{1p}\ddot{\rho}_{1p}(t) + m_{1p}\omega_{1p}^2\rho_{1p}(t) \\ & + c_0(D_{pp}\dot{\rho}_{1p}(t) - \sum_{j=-2}^N \tilde{D}_{pj}\dot{\rho}_{2j}(t)) \\ & + k_0(D_{pp}\rho_{1p}(t) - \sum_{j=-2}^N \tilde{D}_{pj}\rho_{2j}(t)) = F_p \cos \omega_0 t \end{aligned} \quad (20)$$

(動吸振ばり)

-剛体モード-

$$\begin{aligned} & m_{2q}\ddot{\rho}_{2q}(t) + c_0\left(\frac{m_{2q}}{m_2} \dot{\rho}_{2q}(t) - \tilde{D}_{pq}\dot{\rho}_{1p}(t)\right) \\ & + k_0\left(\frac{m_{2q}}{m_2} \rho_{2q}(t) - \tilde{D}_{pq}\rho_{1p}(t)\right) = 0 \end{aligned} \quad (21)$$

$$(q = -2, -1, 0, 1) \quad (21)$$

-曲げモード-

$$\begin{aligned} & m_{2q}\ddot{\rho}_{2q}(t) + m_{2q}\omega_{2q}^2\rho_{2q}(t) + c_0\left(\frac{m_{2q}}{m_2} \dot{\rho}_{2q}(t) - \tilde{D}_{pq}\dot{\rho}_{1p}(t)\right) \\ & + k_0\left(\frac{m_{2q}}{m_2} \rho_{2q}(t) - \tilde{D}_{pq}\rho_{1p}(t)\right) = 0 \end{aligned} \quad (22)$$

$$(q = 1, 2, \dots, N) \quad (22)$$

記号 D_{pp} および \tilde{D}_{pj} は連結ばねおよび連結ダンパーの分布を等分布とした場合のモード関数の積の積分値を示し、式(10)～(15)とこれらとの関係は次の通りである。

$$D_{cpp} = D_{kpp} = D_{pp} \quad (23)$$

$$\tilde{D}_{cpj} = \tilde{D}_{kjq} = \tilde{D}_{pj} \quad (j = -2, -1, 0, 1, 2, \dots, N) \quad (24)$$

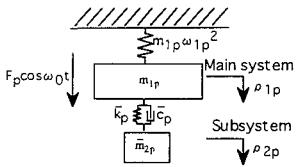


Fig.2 Two-degrees-of-freedom system

$$\hat{D}_{eq} = \hat{D}_{kj} = \begin{cases} \frac{m_{2q}}{m_2} & (q=j) \\ 0 & (q \neq j) \end{cases} \quad (25)$$

(j = -2, -1, 0, 1, 2, ..., N)

式(20)～(22)は文献1)で得られているモード方程式と類似であり、モード座標系でははりに対してもタイブ動吸振システムを用いる場合と同様に取り扱うことができる。ここで運動方程式において動吸振部材の剛性による復元力の対象平板の応答に与える影響が小さいと考えこれを削除し(式(22)において左辺第2項を削除)、式(21)および(22)において各モードの総和をとり、若干の変形を加え整理すると次式が得られる。

(主振動系)

$$m_{1p}\ddot{\rho}_{1p}(t) + m_{1p}\omega_{1p}^2\rho_{1p}(t) + \bar{c}_p(\dot{\rho}_{1p}(t) - \dot{\bar{\rho}}_2(t)) + \bar{k}_p(\rho_{1p}(t) - \bar{\rho}_{2p}(t)) = F_p \cos \omega_0 t \quad (26)$$

(副振動系)

$$\bar{m}_{2p}\ddot{\bar{\rho}}_{2p}(t) + \bar{c}_p(\dot{\bar{\rho}}_{2p}(t) - \dot{\rho}_{1p}(t)) + \bar{k}_p(\bar{\rho}_{2p}(t) - \rho_{1p}(t)) = 0 \quad (27)$$

上式中の記号は次の通りである。

$$\bar{\rho}_{2p} = \frac{\sum_{q=-2}^N \bar{D}_{pq} \rho_{2q}}{D_{pp}}, \quad \bar{m}_{2p} = m_2 D_{pp} \quad (28)$$

$$\bar{c}_p = c_0 D_{pp}, \quad \bar{k}_p = k_0 D_{pp}$$

式(26)および(27)はFig.2に示す2自由度(TMDを有する1自由度系)の運動方程式を表す。

一般にTMDの特性は質量比 $\bar{\mu}$ 、同調比 \bar{f} および減衰定数 \bar{h} により表され、この場合それらは次式で表される。

$$\bar{\mu}_p = \frac{\bar{m}_{2p}}{m_{1p}}, \quad \bar{f} = \frac{\bar{\omega}_{2p}}{\omega_{1p}}, \quad \bar{\omega}_{2p} = \sqrt{\frac{\bar{k}_p}{\bar{m}_{2p}}}, \quad \bar{h}_p = \frac{\bar{c}_p}{2\bar{m}_{2p}\omega_{1p}} \quad (29)$$

(2) Effective mass

動吸振システムの性能を考える指標として、Warburton等が用いているEffective massの概念⁷⁾の拡張を試みる。等しく分布する連結ばねおよび連結ダンパーを有する動吸振システムを考え、動吸振シス

テムの装着範囲にのみに等しく存在する仮想的な質量を想定し、これの単位面積当たりの質量を \bar{m} とする。この仮想質量が対象平板の p 次モードで振動しているときの全体が持つ運動エネルギーと、 p 次モードで振動している対象平板全体の運動エネルギーを等値して、仮想質量の総質量 $\bar{m}_{eff} = \bar{m}A_2$ (A_2 は動吸振システムの装着面積)を動吸振システムが取り付けられた対象平板のEffective massとして定義すれば、次式で表される。

$$\bar{m}_{eff,p} = \frac{m_{1p}A_2}{D_{pp}} \quad (30)$$

式(30)を用いて式(26)および(27)を書き直すと次式となる。

(主振動系)

$$\bar{m}_{eff,p}\ddot{\rho}_{1p}(t) + \bar{m}_{eff,p}\omega_{1p}^2\rho_{1p}(t) + \bar{c}(\dot{\rho}_{1p}(t) - \dot{\bar{\rho}}_{2p}(t)) + \bar{k}(\rho_{1p}(t) - \bar{\rho}_{2p}(t)) = \bar{F}_p \cos \omega_0 t \quad (31)$$

(副振動系)

$$\bar{m}_2\ddot{\bar{\rho}}_{2p}(t) + \bar{c}(\dot{\bar{\rho}}_{2p}(t) - \dot{\rho}_{1p}(t)) + \bar{k}(\bar{\rho}_{2p}(t) - \rho_{1p}(t)) = 0 \quad (32)$$

ここで、

$$\bar{m}_2 = m_2 A_2, \quad \bar{k} = k_0 A_2, \quad \bar{c} = c_0 A_2, \quad \bar{F}_p = \frac{F_p A_2}{D_{pp}} \quad (33)$$

特に \bar{m}_2 は動吸振部材全体の総質量を表している。

上式から明らかなように主振動系と副振動系の質量比は次式で表され、これは式(29)の第1式と同じである。

$$\bar{\mu}_p = \frac{\bar{m}_2 D_{pp}}{m_{1p}} = \bar{\mu}_p \quad (34)$$

式(31)、(32)および(34)から明らかなように動吸振システムの装着位置によって D_{pp} が変動するので、与えられた副振動系の諸元の総量を全く変化させずに、動吸振システムの設置位置によって系全体の挙動を変化させることができる。すなわち、WarburtonらがEffective massを用いて行った考察がそのまま適用できる。与えられた総質量において、それぞれのモデルに対する制振効果を上げるには、 $\bar{\mu}_p$ を大きくすればよいが、これは式(34)から明らかなように積分 D_{pp} を大きくすることである。したがって、平板タイプ動吸振システムの制振効果は対象平板の固有関数の形状と装着範囲に大きく依存する。

(3) 広周波数領域における振動制御の考え方

固有振動数が互いに離れている対象構造に対して動吸振システムを適用する場合、作用する外力の振動数が幅広い帯域におよぶと予想される時には、複数の振動モードに対してFig.2に示されたモデルを考えればよい。すなわち式(26)および(27)はそれぞれの振動モードごとに成り立ち、それぞれの振動モードごとに近似2

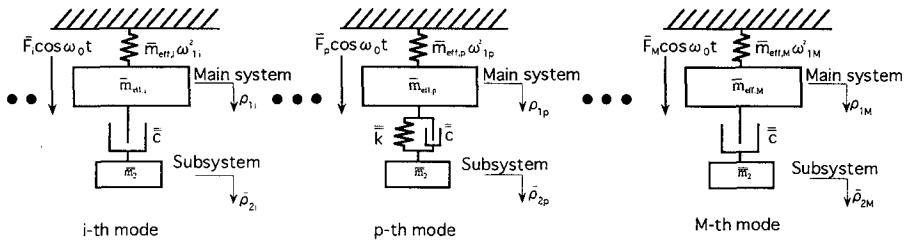


Fig.3 Multiple two-degrees-of-freedom systems

自由度系のモデルが構成される。それらのモデルはそれぞれの副振動系を通して連成しているが、固有振動数が十分に離れている対象構造を考えた場合、連成を無視できると考えられる。

今、ある振動モード(p 次モード)に対して定点理論を適用すると、モデル全体の挙動は確定される。すなわち p 次モードに対する最適同調比 $\bar{f}_{opt,p}$ および最適減衰定数 $\bar{h}_{opt,p}$ は以下の式で与えられる⁸⁾.

$$\bar{f}_{opt,p} = \frac{1}{1 + \bar{\mu}_p} \quad (35)$$

$$\bar{h}_{opt,p} = \sqrt{\frac{3\bar{\mu}_p}{8(1 + \bar{\mu}_p)^3}} \quad (36)$$

ここで p 次モードに対するEffective massを $\bar{m}_{eff,p}$ で表わすと、 $\bar{\mu}_p$ は次のようになる。

$$\bar{\mu}_p = \frac{\bar{m}_2}{\bar{m}_{eff,p}} \quad (37)$$

最適化された主振動系のモード座標における最大振幅 a_{1p} (ρ_{1p} の実振幅)は次の式で与えられる。

$$Max\{Y_{1p}\} = \sqrt{\frac{2 + \bar{\mu}_p}{\bar{\mu}_p}} = Y_{1p,opt} \quad (38)$$

ここで、

$$Y_{1p} = a_{1p} / \bar{w}_{ls} \quad (39)$$

$$\bar{w}_{ls} = \bar{F}_p / \bar{m}_{eff,p} \omega_{1p}^2 \quad (40)$$

式(35)より、 $\bar{\mu}_p$ が小さいときには p 次モードの最適同調比は1よりわずかに小さい値になり、主振動系と副振動系の振動数は非常に接近する。したがって、副振動系は p 次モードの主振動系に顕著な影響をおよぼす。しかし、他の振動モードに対しては固有振動数が十分に離れている場合には、例えば i 次モードに対して、主振動系の固有振動数が ω_{1i} であるのに対して副振動系の固有振動数は一様に $\sqrt{k/\bar{m}_2} = \sqrt{k/m_2}$ であり、この2つの固有振動数が十分に離れているので、副振動系のばねによる挙動は主振動系の応答にはほとんど影響をおよぼさないと考えられる。したがって、制振対象モード以外のモードにはFig.2の連結ばねを無視したモデルを近似的に考えることができる。すなわち、 p 次モードに対して調整された動吸振システムの他のモードに対する応答を調査する場合、Fig.3に示す一連の2自由度系に

よって調査することが可能となる。

質量とダンパーだけから成る制振装置はフードダンパーと呼ばれ、背戸らはTMDが制振対象モード以外にも発揮する制振効果をフードダンパー効果と呼んでいる⁶⁾。フードダンパーに対する最適調整式はBapatらにより与えられている⁹⁾。

本論文では制振対象モード以外の振動モードに対してはフードダンパー効果を向上させることを考える。すなわち複数の振動モードに対して動吸振システムを有効にするためにはFig.3に示すモデル群を想定し、制振対象外のモードに対する2自由度モデル(Fig.3)において D_{ii}/A_2 ($i \neq p$)が大きくなるように連結ダンパーの配置を変えることによって、これらの主振動系を同時に抑制することを試みる。

定点理論では振動数が低い構造ほど、固有振動数の低い動吸振システムが必要であるから、ここでは1次モードを制振対象モードとするのが適当である。この時多くの振動モードに対して動吸振システムの有効性を向上させることができる。また多くの建設構造物の振動問題では1次モードが基本的問題であることからも、1次モードを制振対象モードとすることは妥当であると言える。

本論文では1次モードを制振対象モードとして等分布の連結ばね・連結ダンパーを有する動吸振システムを設計し、しかる後に動吸振システムの他のモードに対する制振効果を大きく向上させるための連結ダンパーの配置方法を提示する。

(4) 部材形動吸振システムの設計

制振対象モードを p 次モードとしたときの等分布連結ばねおよび連結ダンパーを有する動吸振システムの調整方法は次の通りである。

対象平板の注目点 (x_0, y_0) の制限振幅を δ_{max} として、 p 次モード卓越時の応答を制限振幅以下に抑えることを考える。このときの対象平板の振動変位は式(3)より近似的に次式で表される。

$$w_1(x, y, t) \approx \Phi_{1p}(x, y) \rho_{1p}(t) \quad (41)$$

さらに最大応答は近似的に次式で表される。

$$Max\{w_1(x, y, t)\} \approx Y_{1p,opt} \bar{w}_{ls} \Phi_{1p}(x_0, y_0) \leq \delta_{max} \quad (42)$$

Table 1 Structural constants of the main plate

Width and Length (cm)	150 × 100
Mass per unit area (Ns ² /cm ²)	8.01 × 10 ⁻⁶
Flexural rigidity (Ncm)	1.92 × 10 ⁵

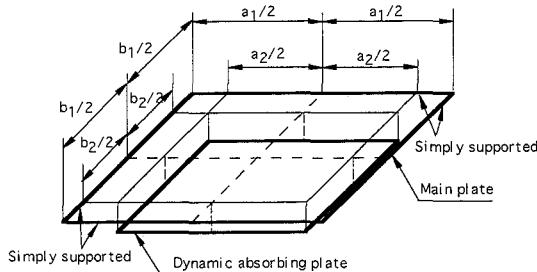


Fig.4 Analytical model of the main plate with plate-type dynamic absorbing system

したがって、上記の関係よりモード座標系における制限振幅 $Y_{1p,opt}$ が求められる。

$$Y_{1p,opt} = \frac{m_{1p}\omega_{1p}^2\delta_{max}}{F\Phi_{1p}(x_0, y_0)\Phi_{1p}(r_x, r_y)} \quad (43)$$

式(34)および(38)により動吸振平板の単位面積当たり質量は次式で計算される。

$$m_2 = \frac{2m_{1p}}{D_{pp}(Y_{1p,opt}^2 - 1)} \quad (44)$$

次に連結ばねの基準のはね定数は式(28),(29)および(35)より

$$k_0 = \frac{m_2\omega_{1p}^2(Y_{1p,opt}^2 - 1)^2}{(Y_{1p,opt}^2 + 1)^2} \quad (45)$$

連結ダンパーの基準の減衰係数は式(28)および(29)により求められる。

$$c_0 = 2m_2\omega_{1p}\bar{h}_p \quad (46)$$

ここで、 \bar{h}_p は式(36)により計算される。

動吸振部材の剛性の調整値は求めることができない。以下に数値計算によって対象平板の応答に与える剛性の影響を考察する。

4. 平板タイプ動吸振システムの適用

(1) 解析モデルの動特性

対象平板として用いる平板の諸元を **Table 1** に示し、動吸振システムの装着方法を **Fig.4** に示す。対象平板はアスペクト比(a_1/b_1)が1.5の単純支持板である。対象平板の固有モードと固有振動数を **Fig.5** に示す。平板タイプ動吸振システムの動吸振部材として用いる自由平板は対象平板と同じアスペクト比を持つものとして、以

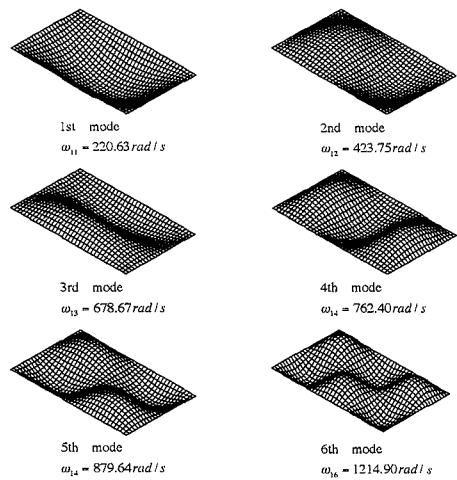


Fig.5 Dynamic characteristics of the simply supported plate

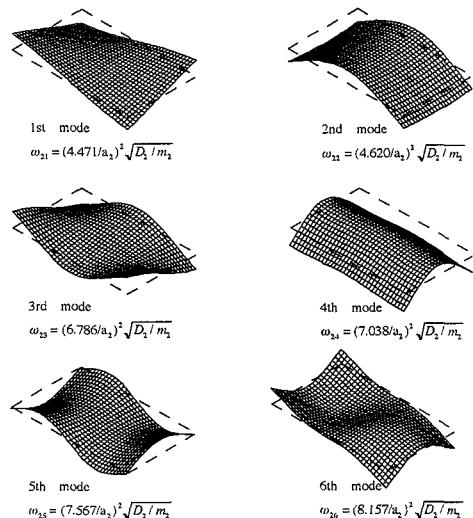


Fig.6 Dynamic characteristics of the free-free plate

下の解析においてはアスペクト比は一定($a_2/b_2 = 1.5$)とした。自由板の固有振動数と固有モードを **Fig.6** に示す。

(2) 等分布連結ばね・ダンパーを有する動吸振システムの制振効果

はじめに、等分布連結ばねおよび連結ダンパーを有する動吸振システムの制振効果を調査し、このシステムの基本的な動特性と制振効果を明らかにする。

a) 周波数特性

制振対象モードを1次モードとして、対象平板の中間に於ける振動振幅の静的たわみに対する制限倍率5.0の条件で代表的な辺長比($a_2/a_1 = b_2/b_1$)を持つ動吸振板を有する動吸振システムの調整値を **Table 2** に示す。辺

Table 2 Tuned values of plate-type dynamic absorbing system

$a_2/a_1 = b_2/b_1$	0.25	0.50	0.75	1.00
Mass per unit area (Ns ² /cm ⁴)	2.15×10^{-6}	7.26×10^{-7}	5.11×10^{-7}	4.86×10^{-7}
Spring constant (Ns/cm ³)	9.31×10^{-2}	3.14×10^{-2}	2.21×10^{-2}	2.10×10^{-2}
Damping coefficient (Ns/cm ⁴)	1.31×10^{-4}	4.42×10^{-5}	3.12×10^{-5}	2.96×10^{-5}
Total mass ratio	1.67%	2.27%	3.59%	6.06%

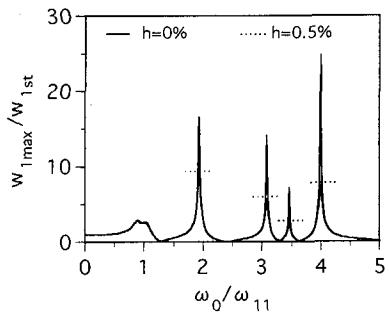


Fig.7 Resonance curves of the main plate with plate-type dynamic absorbing system

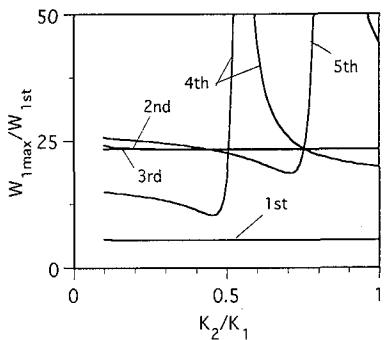


Fig.8 Relationship between maximum responses of the main plate and the flexural rigidity of the dynamic absorbing plate with $a_2/a_1 = b_2/b_1 = 0.5$.

長比が0.75の動吸振システムを装着した場合の対象平板の1/4点($a_1/4, b_1/4$)加振時の同一点における応答 $w_{1\max}$ を同一点の静的たわみ w_{1s} で除した無次元応答を共振曲線としてFig.7に示す。上記の応答は式(17)を満たす式(19)を用いて ρ_{1p} ($p=1, 2, \dots, 10$)および ρ_{2q} ($q=-2, -1, 0, 1, \dots, 20$)を計算した後、式(3)の第1式の10項の級数和として算出した。これらの計算にあたって、剛性比(K_2/K_1)は0.1とした。また、Fig.7には対象平板に0.5%の内部減衰を考慮した場合の最大応答値も併せて示している。

Table 3 Loading and observing points

1st mode	2nd mode	3rd mode	4th mode	5th mode
$(a_1/2, b_1/2)$	$(a_1/4, b_1/2)$	$(a_1/2, b_1/4)$	$(a_1/2, b_1/2)$	$(a_1/4, b_1/4)$

b) 剛性比の影響

辺長比0.75($a_2/a_1 = b_2/b_1$)の動吸振システムを装着し、対象平板と動吸振平板の剛性比を変化させた場合の各振動モードにおける共振振幅の最大値の変化をFig.8に示す。Fig.8の最大共振振幅はそれぞれの振動モードに対して、最大振幅点を加振し同一点の応答より求めたものであり、Fig.8の縦軸はこれらの最大共振振幅 $w_{1\max}$ を加振点の静的たわみ w_{1s} で除した無次元応答である。Table 3に各振動モードに対する加振点と観測点を示す。

Fig.8より明らかなように、対象平板の4次モードと5次モードにおいて、最大応答が著しく増大する剛性比が存在する。数値計算によれば4次モードは $K_2/K_1 = 0.545$ 、5次モードは $K_2/K_1 = 0.825$ 付近でピークとなる。これらのピーク時の対象平板および動吸振平板のそれぞれの固有振動数は下記の通りである。

$$K_2/K_1 = 0.545 : \omega_{14} = 762.4 \text{ rad/s}, \omega_{22} = 763.2 \text{ rad/s}$$

$$K_2/K_1 = 0.825 : \omega_{15} = 879.6 \text{ rad/s}, \omega_{21} = 879.3 \text{ rad/s}$$

さらに、Fig.5およびFig.6より明らかなように、 $K_2/K_1 = 0.545$ のときの動吸振平板の2次モードの形状と対象平板の4次モードの動吸振平板取り付け部分の形状が類似になっており、 $K_2/K_1 = 0.825$ のときの動吸振平板の1次モードの形状と対象平板の5次モードの動吸振平板取り付け部分の振動形状が類似の形状となっている。したがって、このように対象平板と動吸振平板の固有振動数が接近しており、かつ、モード形状が類似である場合は最大応答が増大し制振効果が急速に減少する。このような条件を避けるとき、動吸振平板の板剛度の影響を無視して既述の近似調整法を用いることにより、平板タイプ動吸振システムを調整することが可能といえる。

c) 辺長比の影響

対象平板と動吸振平板の剛性比を0.1とし、制限振幅 δ_{\max} を静的たわみの5.0倍に設定した状態で、動吸振システムの辺長比($a_2/a_1 = b_2/b_1$)を変化させたときの各モードの共振振幅の最大値の変化をFig.9に示す。Fig.9の無次元最大応答は、Fig.8と同様、Table 3に示した最大振幅点を加振し、同一点の最大応答を同一点の静的たわみで除し、無次元化したものである。

Fig.9より対象平板の2次、3次および5次モードについて動吸振平板の辺長が対象平板の75%付近で極小値をとり、また4次モードについては $a_2/a_1 = b_2/b_1 = 0.435$ 付近で最大応答が急増していることがわかる。

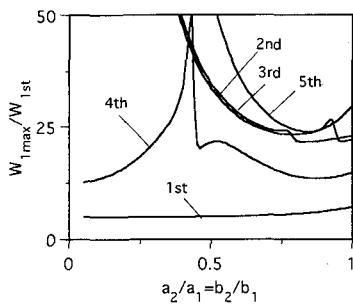


Fig.9 Relationship between maximum responses of the main plate and the width and length of the dynamic absorbing plate with $K_2/K_1=0.1$.

この辺長比が0.435の場合、数値計算によれば対象平板の4次と動吸振平板の2次の固有振動数は下記の通りで、固有振動数が接近していることがわかる。

$$\omega_{14} = 762.4 \text{ rad/s}, \omega_{22} = 776.0 \text{ rad/s}$$

さらに、Fig.5およびFig.6より、これらの振動数に対するモードが類似していることも明らかである。したがって、前項(b)で述べたように、両平板の固有振動数が接近し振動モードが類似している場合に最大応答は急増するので、この状態を避けて動吸振システムを設計することが重要である。

(3) 連結ばねおよび連結ダンパーの局所配置による制振効果の向上

先に述べたように制振対象モード以外の振動モードに対して制振効果を与える手段として連結ダンパーによるフードダンパー効果による方法がある。本論文で提案する動吸振システムの全体的な制振効果の向上を図る観点から、連結ばねは等分布の状態を保ち連結ダンパーの配置を変更する場合について考察する。一般にTMDの同調比に対する制振安定性が不良であり、それに比較して減衰に対する制振安定性は優れていることは良く知られている。このことにより連結ダンパーの配置を変更しても制振対象モードの応答に対する制振効果は期待される。

連結ダンパーの効果的配置は、フードダンパー効果を高める目的から振動モードの腹の位置に連結ダンパーを局所的に装着するような配置パターンである。したがって、配置パターンは対象平板の固有振動モードに強く依存する。ここでは、必ずしも一般性のあるものではないがFig.10に示す3つの配置パターンを想定した。Fig.10の薄墨の部分が連結ダンパーを局所配置する領域である。

a) パターン A

パターンAは動吸振板の端部から内部に向かって

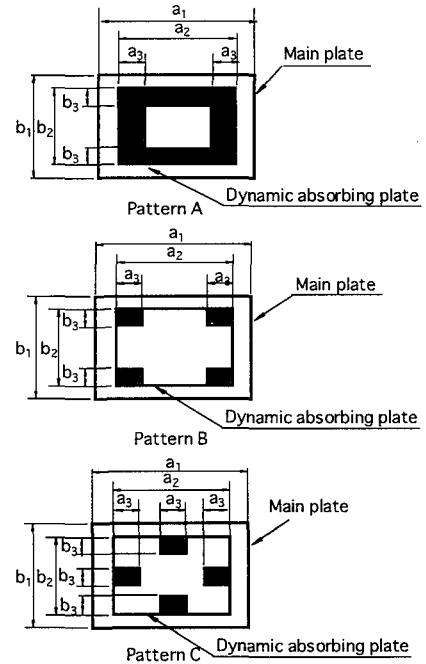


Fig.10 Patterns of arrangements of connecting dampers

Table 4 Model cases of Pattern A, B and C

	$a_2/a_1 = b_2/b_1$	$a_3/a_2 = b_3/b_2$
case A	0.75	0.25
case B	0.50	0.25

ドーナツ状に連結ダンパーを配置しており、高次モードの最大振幅点を平均的に覆うことができる。解析はTable 4に示す2つのケースについて考える。case Aは対象平板の辺長に対する動吸振平板の辺長が0.75で、case Bは0.50の場合である。いずれのケースも連結ダンパー装着幅を動吸振平板の辺長の0.25倍について考えた。なお、解析では動吸振平板の剛性の影響を無視するため、剛性比を0.1とした。

それぞれのケースについて、等分布連結ばねおよび連結ダンパーを有する平板タイプ動吸振システムの減衰係数の調整値を基準値(c_{opt})として減衰係数を増加させた場合の増加率と対象平板の各振動モードの最大応答の関係をFig.11に示す。図の縦軸は、Fig.8のそれと同一で、それぞれの振動モードに対してTable 3に示した最大振幅点の最大応答を同一点の静的たわみで除した無次元最大応答であり、横軸は減衰係数の増加率(c/c_{opt})である。同図には比較のため基準値 c_{opt} を有する等分布連結ダンパーの場合の応答値も示しており、点線が1次モード、破線が2次モード、1点鎖線が3次

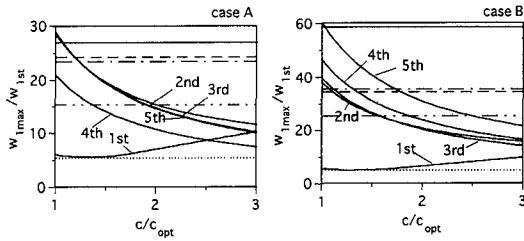


Fig.11 Relationships between maximum response of the main plate with plate-type dynamic absorbing system with pattern A and increment of damping coefficient of connecting dampers

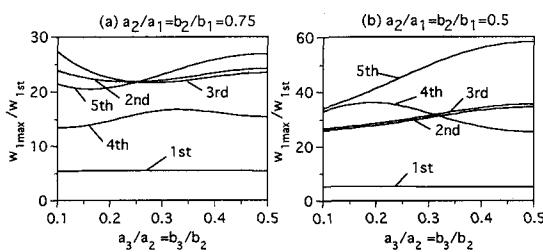


Fig.12 Relationships between maximum response of the main plate with plate-type dynamic absorbing system with pattern A and partially distributing width of connecting dampers

モード、2点鎖線が4次モード、実線が5次モードをそれぞれ示している。

Fig.11 から case A および case B では 1.3 付近で 1 次モードがほぼ極小となることがわかる。このように 1 次モードが極小値を取る時の横軸の値は、基準値 c_{opt} を有する平板タイプ動吸振システムの連結ダンパーの総量 ($c_{opt} \cdot A_2 : A_2$: A_2 は動吸振板の面積をあらわす) が薄墨部分に集中的に局所配置された場合の減衰係数に相当する。このことから 1 次モードが極小となる場合の単位面積当たりの減衰係数 c と基準値 c_{opt} には次の関係が成り立つ。

$$c \cdot A_3 \approx c_{opt} \cdot A_2 \quad (47)$$

ここで、 A_3 はパターン A の連結ダンパーの分布している部分（薄墨部分）の面積の総和を表す。

Fig.11 に示した等分布連結ダンパー場合の応答値と比較すると以下のことが明らかである。① 1 次モードが極小値をとる近傍の他の最大応答は case B に比べて case A の方が等分布連結ばね・連結ダンパーを有する場合の応答より低く抑えられ制振効果が大きい。これは、case A の方が 2 次モードの腹の位置に連結ダンパーが配置されるが、case B では腹の位置よりやや中央よりに配置されることに起因すると考えられる。② さらに高次モードに対する制振効果向上のためには減衰係数を増加させればよい。この場合、1 次モードの応

答は若干増加することに注意すべきである。

次に、辺長比が一定で連結ダンパー配置幅 $a_3/a_2 = b_3/b_2$ を変動させたときの対象平板の各モードの最大応答の変化を Fig.12 に示す。図の縦軸は Fig.11 のそれと同じようにして求められた各モードの最大振幅点の無次元振幅の最大値であり、横軸は $a_3/a_2 = b_3/b_2$ である。これらの応答計算に当たって減衰係数は式(47)で求めた値を有するものとした。Fig.12 の(a)は辺長比が 0.75 の場合であり、(b)は辺長比が 0.5 の場合である。この配置パターンの場合、横軸の 0.5 が等分布連結ダンパーの場合に相当し、この場合の値は連結ダンパーの動吸振平板の周辺への集中化に対する制振効果有無の判断の目安になる。2 次モードや 3 次モードの応答は辺長比 0.75 の場合では横軸が 0.2 ~ 0.3 付近で極小値を取っており、辺長比が 0.5 の場合は横軸が小さいほど応答は抑えられている。これらは振動モードの最大振幅点付近に集中的に配置した場合に制振効果が高くなることを示している。

b) パターン B

この配置パターンは対象平板の 5 次モード（逆対称モード）を抑制するためのパターンであり、5 次モードの腹の位置付近に連結ダンパーを集中的に配置したものである。Table 4 に示すモデルケースを考え、解析に用いる剛性比はパターン A と同じく 0.1 である。

Table 4 に示したそれぞれのケースについて等分布連結ばね・連結ダンパーを有する動吸振システムの減衰係数の調整値を基準値 (c_{opt}) として、減衰係数を増加させた場合の減衰係数の増加率と対象平板の各振動モードの最大応答の関係を Fig.13 に示す。図の縦軸は、Fig.8 のそれと同一で、それぞれの振動モードに対して Table 3 に示した最大振幅点の最大応答を同一点の静的たわみで除した無次元最大応答である。また横軸は連結ダンパーの減衰係数の増加率 (c/c_{opt}) であり、等分布連結ダンパーを有する場合の応答値も Fig.11 と同じ線種で示している。パターン B について式(47)を適用して求めた減衰係数の増加率は case A および case B で $c/c_{opt} = 4.0$ である。いずれのケースでもほぼこれらの値の時に極小値をとっていることがわかる。case A の 5 次モードは、ほぼモードの腹の位置に連結ダンパーを局所配置することになるため極めて制振効果は大きく、case B はモードの腹と節の間に配置することになり効果はやや小さくなる。しかし、パターン A に比べて大きいことがわかる。また、減衰係数を大きくすることにより、高次モードに対する制振効果は大きくなることが明らかである。

$a_2/a_1 = b_2/b_1$ が一定の条件で、配置領域 ($a_3/a_2 = b_3/b_2$) を変動させた場合の各振動モードの最大応答の変動を Fig.14 に示す。この図で縦軸は Fig.13 のそれと同じよう

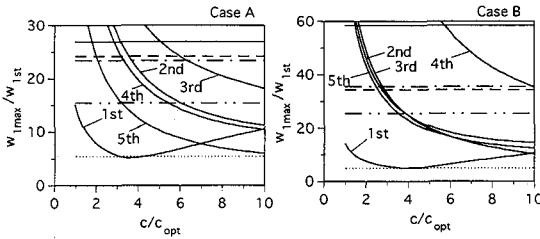


Fig.13 Relationships between maximum response of the main plate with plate-type dynamic absorbing system with pattern B and increment of damping coefficient of connecting dampers

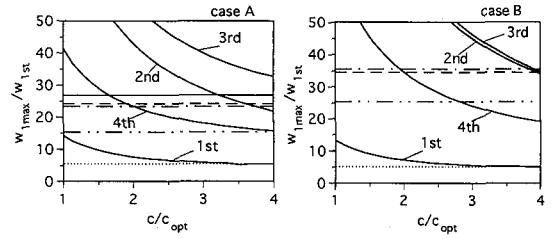


Fig.15 Relationships between maximum response of the main plate with plate-type dynamic absorbing system with pattern C and increment of damping coefficient of connecting dampers

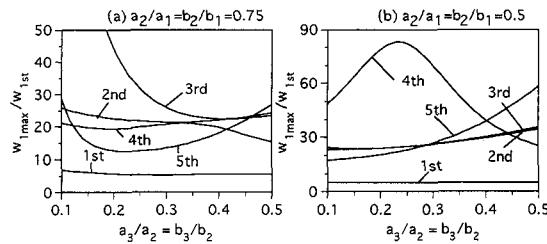


Fig.14 Relationships between maximum response of the main plate with plate-type dynamic absorbing system with pattern B and partially distributing width of connecting dampers

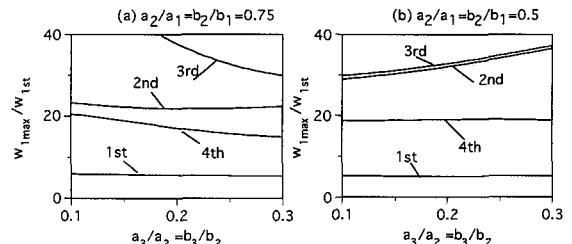


Fig.16 Relationships between maximum response of the main plate with plate-type dynamic absorbing system with pattern C and partially distributing width of connecting dampers

に求められた各振動モードの最大振幅点の無次元振幅の最大値であり、横軸は $a_3/a_2=b_3/b_2$ である。これらの応答計算にあたり、減衰係数は式(47)により求めた値を有するものとした。Fig.14(a)は辺長比が0.75の場合であり、(b)は辺長比が0.5の場合である。この配置パターンの場合も横軸の0.5は等分布連結ダンパーの場合に相当し、連結ダンパーの動吸振板の四隅への集中化に対する制振効果有無の判断の目安になる。5次モードに注目すると、辺長比が0.75の場合には0.2の近傍で最小となり、辺長比が0.5の場合には横軸が小さいほど応答が小さくなる。これらは5次モードの腹の位置に連結ダンパーを局所配置すれば応答が最小となることを示している。1次モードの応答はやや増加するものの、減衰係数を大きくすることにより高次モードに対する制振効果は大きく向上する。

c) パターンC

この配置パターンは対象平板の2次、3次モード(逆対称モード)および4次モードを抑制するためのパターンである。ここで想定した連結ダンパーの分布幅はTable 4に示す通りである。

Table 4に示したそれぞれの辺長比に対応する等分布連結バネ・連結ダンパーを有する動吸振システムの減衰係数の調整値を基準値(c_{opt})として、減衰係数を増加させた場合の増加率と対象平板の各振動モードの最大

応答の関係をFig.15に示す。図の縦軸は、Fig.8のそれと同様、それぞれの振動モードに対してTable 3に示した最大振幅点の最大応答を同一点の静的たわみで除した無次元最大応答である。また横軸は増加率(c/c_{opt})であり、基準値を持つ等分布連結ダンパーの場合の応答値をFig.11と同じ線種で示した。パターンCに式(47)を適用した求めた減衰係数の増加率は、case Aおよびcase Bで $c/c_{opt} = 4.0$ であり、1次モードの応答はほぼこの値で極小であることがわかる。このパターンは2次および3次モードの抑制を目標としたが、パターンAおよびBに比べてこれらのモードに対する抑制効果は小さい。これは、このパターンの4つの連結ダンパー局所配置箇所のうち2つが各モードの節の位置にあるため、連結ダンパーが完全に有効に働いていないことによるものと考えられる。4次モードは、特にcase Aについては、ほぼモードの腹の近傍に連結ダンパーが局所配置されることになるため、制振効果が大きいことがわかる。また、これらの図よりパターンAおよびBと同様に減衰係数を大きくすることにより高次モードを抑制できることがわかる。

次に、辺長比が0.75および0.5の場合について、連結ダンパーの配置領域($a_3/a_2=b_3/b_2$)の変動にともなう各振動モードの最大応答値の変化をFig.16に示す。図の縦軸は、Fig.15のそれと同様、各モードの最大振幅点の無次元最大応答である。これらの図より、辺長比が

0.75の場合、連結ダンパーを動吸振平板の周辺に集中させると、対象平板の2, 3および4次モードの腹の位置より離れた位置に集中されることになり、制振効果は悪くなる。一方、辺長比が0.5の場合は2次および3次モードの腹の位置に集中させることになるため、制振効果が若干向上することは明らかである。

5. 結論

平板振動を受動的に抑制する装置として、平板タイプ動吸振システムを提案した。この動吸振システムの近似調整法を提示するとともに、数値計算により本システムの特性と制振効果の向上法を明らかにした。本研究で得られた結果をまとめると以下の通りである。

①対象平板の固有振動数が互いに離れている場合、動吸振平板の曲げによる復元力を無視すると、対象平板と平板タイプ動吸振システムからなる系は、制振対象モードに対してはモード座標系では2自由度系となる。したがって従来のTMDの調整法を適用することにより、平板タイプ動吸振システムを調整することができる。

②制振対象モード外の振動モードに対して、対象平板と平板タイプ動吸振システムからなる系はEffective massを用いてモード座標系でモデル表示すると、連結ばねの影響がごく小さくなり、フードダンパーを有する2自由度系にモデル化される。したがって、平板タイプ動吸振システムの制振対象外の振動モードに対する制振効果はフードダンパー効果によるものと考えることができる。

③等分布の連結ばね・連結ダンパーを有する平板タイプ動吸振システムの動吸振平板の曲げ剛性が制振効果におよぼす影響は、対象平板の固有振動数と動吸振平板の固有振動数が接近し、かつ、モードが相似形に近い場合を除いてほとんどない。したがって、動吸振平板の曲げ剛性は上記の条件をはずすものであれば、実用的な剛性を有するものでよいといえる。

④上記システムの動吸振平板の辺の長さが制振効果におよぼす影響は、2, 3および5次モードに対しては動吸振平板の辺の長さが対象平板の辺の長さの50~80%であるとき、ある程度の制振効果を有する。4次モードに対しては、既述のように対象平板の固有振動数と動吸振平板の固有振動数が接近し、かつ、振動モードが相似形に近い場合を除いて、制振対象の1次モードほどではないが、2, 3および5次モードより大きい制振効果を有する。

⑤1次モードを制振対象として近似調整された平板タイプ動吸振システムの1次モードに対する制振効果

を保持しつつ高次の振動モードを抑制するためには、連結ばねは等分布の状態で、ばね定数の大きさも調整値のまま保持して、連結ダンパーはフードダンパー効果の向上を目的に、減衰係数の調整値の総量を一定にして、振動抑制を試みるモードの腹の位置に局所的に配置するとよい。また、1次モードに対する制振効果をある程度犠牲にできる場合、上記の局所配置された連結ダンパーの減衰係数を大きくすることにより、さらに高次モードに対する制振効果を向上させることができる。連結ばねのばね定数の大きさおよび分布状態に対しては制振効果は極めて鋭敏であるため、これらを変えることは望ましくない。

本論文で提示した装置は平板を用いているが、平板に換算できる格子構造タイプの動吸振システムも可能であり、また、対象構造を平板として考察を進めたが、格子構造の受動的制振にも適用可能である。

参考文献

- 1) Aida, T., Kawazoe, K. and Toda, S. : Vibration Control of Plates by Plate-Type Dynamic Absorbers, *ASME Journal of Vibration and Acoustics*, Vol. 117, pp.332-338, 1995.
- 2) 川添啓示, 磯野宗一, 麻生稔彦, 會田忠義:動吸振部材によるはりおよび平板の振動制御, 第36回構造強度に関する講演会講演集(日本航空宇宙学会), pp.125-128, 1994.
- 3) 大熊政明, 背戸一登, 山下繁生, 長松昭男:動吸振器による構造物の振動制御(第1報 理論的方法), 日本機械学会論文集, c編, 第52巻, 484号, pp.3184-3189, 1986.
- 4) 山下繁生, 背戸一登, 大熊政明, 長松昭男:動吸振器による構造物の振動制御(第2報 実験的方法), 日本機械学会論文集, c編, 第52巻, 484号, pp.3191-3197, 1986.
- 5) Warburton, G.B. and Ayorinde, E.O. : Optimum absorber parameters for simple systems, *Earthquake engineering and structural dynamics*, Vol.8, pp.197-217, 1980.
- 6) 松本進, 背戸一登, 土井文夫, 任明章, :動吸振器による平板構造物の振動制御と放射音低減, 第4回「運動と振動の制御」シンポジウム講演論文集, pp.333-336, 1995.
- 7) Warburton, G.B. : Optimum absorber parameters for various combinations of response and excitation parameter, *Earthquake engineering and structural dynamics*, vol.10, pp.381-401, 1982.
- 8) Den Hartog, J.P. : *Mechanical Vibrations*, 4th ed., McGraw-Hill, New York, 1956.
- 9) Bapat, V.A. and Kumaraswamy, H.V. : Effect of primary system damping on the optimum design of an untuned viscous dynamic vibration absorber, *Journal of sound and vibration*, Vol.63, No.4, pp.469-474, 1979.

(1997.2.4受付)

STUDY ON THE VIBRATION CONTROL OF THE PLATE USING PLATE-TYPE DYNAMIC ABSORBING SYSTEM

Keiji KAWAZOE,Iwao KONO,Tadayoshi AIDA, Toshihiko ASO and Soichi ISONO

A plate-type dynamic absorbing system having a suppressing effect on several vibration modes of plate was presented as a dynamic absorber in this paper. It consists of a plate with free boundary condition and connecting springs and dampers distributed. An approximate tuning method of the plate-type dynamic absorbing system in which application was made of the tuning method of TMD was presented and the improvement procedure of the suppressing effect of the system was proposed, in which the connecting damper distributed uniformly was concentrated on the points near the loops of higher modes of main plate. Numerical investigations have shown the approximate tuning method to be useful and have demonstrated the effectiveness of the plate-type dynamic absorbing system.