

# 並進と捩れ振動を行う構造物に設置した 同調系ダンパーの最適動特性値

高西照彦<sup>1</sup>・園田敏矢<sup>2</sup>

<sup>1</sup>正会員 工博 九州工業大学名誉教授 (〒 805-0035 北九州市八幡東区山路 2 丁目 4-8)

<sup>2</sup>正会員 大分工業高等専門学校教授 土木工学科 (〒 870-0152 大分市大字牧 1666 番地)

地震入力を受けて並進及び捩れ振動を行う 2 自由度系構造物に対して、制震を行う目的で、主としてそれぞれ並進及び捩れ振動を低減するために、2 種類の同調系ダンパーを設置する場合に、これらのダンパーに対する最適動特性値（最適振動数比、最適減衰定数、2 種類のダンパーの質量比）を近似的に定めることができる方法について述べた。モード解析法によって構造物振動系をモード分解し、それぞれ 1 次振動については 2 次振動の影響を剛性の形で、2 次振動については 1 次振動を慣性力の形で近似的に評価することによって、同調系ダンパーの最適動特性値を求めることができる理論式を導いた。数値計算を行うことによって、この近似理論の適用限界を明らかにした。

**Key Words :** tuned system damper, vibration control, two degree of freedom system, optimum dynamic parameters

## 1. はじめに

重心と剛心とが一致しないような、いわゆる偏心を有する構造物が、地震や風を受けたときには、並進振動のみならず捩れ振動をも生ずる（外力が風のときには、偏心がない場合でも風力分布の不均一性によって捩れ振動が生ずる可能性がある）。これまでに高層建築物に関して、その並進と捩れの固有振動数の大小関係、建物の偏心等が、当該構造物の動的応答に及ぼす影響については、数多くの研究がなされている<sup>1)~4)</sup>。さらに、いろいろな制震装置を設置した高層建築物が地震や風等の外力を受けたときの動的応答特性についても、既にいくつかの研究がなされている<sup>5)~10)</sup>。

1 自由度系構造物に設置された制震装置に対する最適動特性値の決定方法については、既に良く知られている<sup>11)</sup>が、2 自由度以上の構造物に対するそれを取り扱った論文はあまり多くないようである。背戸<sup>12)</sup>は多自由度系の制震問題にモード解析法を用いて、制震装置に対する最適動特性値を求める方法を示しているが、それは各モードに対する固有振動数が互いに大きく隔たっている場合にのみ有効な方法である。岩浪等<sup>13)</sup>は 3 質点、2 ダンパーからなる振動系に対する制震問題を取り上げているが、この場合、系の振動方程式は 3 元連立の 2 階常微分方程式で表されるので、3 定点理論を用いた解析が可能であり、この理論に従って当該振動系のダンパーに対する最適動特性値を定める方法を示している。Warburton<sup>14)</sup>は 2 質点、1 ダンパーからなる振動系の制震問題に対して、本質的には試行錯誤法

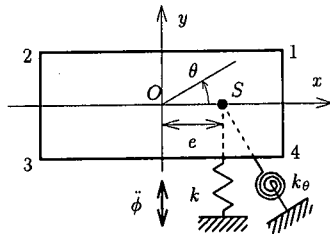
によって、当該振動系の最適動特性値を導いている。

本論は偏心を有する高層建築物を対象にして、これを図-1(a)に示すように並進振動と捩れ振動を行う 2 自由度系にモデル化し、主としてそれぞれ並進及び捩れ振動を低減するために、図-1(b)に示すように 2 種類の同調系ダンパーを設置する場合に、それらのダンパーに対する最適動特性値（最適振動数比、最適減衰定数、2 種類のダンパーの質量比）を合理的に定めるための一方法を提案したものである。

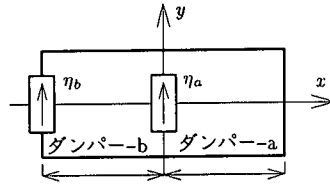
本論では、図-1に示すように、 $x$  方向のみに偏心を有する構造物が  $y$  方向の地震入力を受ける場合に、構造物に設置した 2 種類の同調系ダンパーの質量の総和を一定としたとき、構造物の隅角部（点 1 及び 2）の  $y$  方向の加速度を最小にするという条件の下で、ダンパーの最適動特性値を定める問題を取り扱った。

構造物系の固有円振動数  $\omega_1, \omega_2$  が  $\omega_2/\omega_1 > 2$  のときには、実用的には前述の背戸の方法<sup>12)</sup>に従って、振動系の各モード毎にダンパーの最適動特性値を定めればよいが、 $\omega_2/\omega_1 < 2$  のときには、この方法で求めた値は  $\omega_2/\omega_1$  が 1 に近くなるほど最適動特性値との差が大きくなる。したがって、 $\omega_2/\omega_1 < 2$  の場合に対するダンパーの最適動特性値の決定方法が重要になる。

本論では、モード解析法によって構造物振動系をモード分解し、それぞれ 1 次振動については 2 次振動の影響を剛性の形で、2 次振動については 1 次振動を慣性力の形で近似的に評価することによって、ダンパーの最適動特性値を求めることができる理論式を導いた。得



(a) 構造物 (平面図)



(b) ダンパーの設置

図-1 構造物-ダンパー系

られた理論式を用いて数値計算を行うことにより、この近似理論の適用限界を明らかにした。いま、構造物が並進振動のみを行うときの固有円振動数を  $n_y$ 、振れ振動のみを行うときのそれを  $n_\theta$  としたとき、ここでは  $n_y < n_\theta$  の場合のみを考えた。なお、 $n_y > n_\theta$  の場合についても  $n_y < n_\theta$  のときと全く同様にすればよい。

## 2. 構造物系に関する振動解析

### (1) 振動方程式及び振動モード

高層建築物は図-1(a) に示すように、 $x$  方向にのみ偏心を有し、 $y$  方向の並進と重心  $O$  回りの回転の2自由度をもつ振動系にモデル化できるとする。このときこの振動系の非減衰自由振動の振動方程式は、次のように表される。

$$m\ddot{y} + k(y + e\theta) = 0 \quad (1)$$

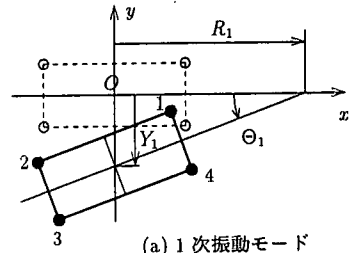
$$J\ddot{\theta} + k_\theta\theta + ke(y + e\theta) = 0 \quad (2)$$

ここに、 $m, J$  は構造物のモード質量、重心回りのモード慣性モーメント、 $k, k_\theta$  はモード並進ばね定数、モード回転ばね定数、 $y, \theta$  は  $y$  方向変位、 $O$  回り回転角、 $e$  は  $x$  方向の偏心距離 (構造物の重心と剛心との間の距離) である。

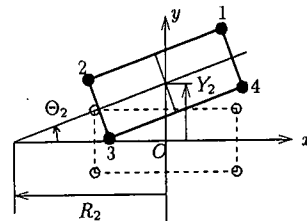
上式において

$$y = Y e^{i\omega t} \quad (3)$$

$$\theta = \Theta e^{i\omega t} \quad (4)$$



(a) 1次振動モード



(b) 2次振動モード

図-2 構造物系の振動モード

とにおいて、時間項を消去すれば

$$\begin{cases} (k - \omega^2 m)Y + ke\Theta = 0 \\ keY + (k_\theta + ke^2 - J\omega^2)\Theta = 0 \end{cases} \quad (5)$$

これより構造物系の固有振動数と振動モードが次式に示すように得られる。

$$\frac{\omega_s}{n_y} = \frac{1}{2} \left\{ \sqrt{(\nu_{y\theta} + 1)^2 + \alpha} \mp \sqrt{(\nu_{y\theta} - 1)^2 + \alpha} \right\} \quad (6)$$

$$\frac{Y_s}{\Theta_s} = \frac{e}{\left(\frac{\omega_s}{n_y}\right)^2 - 1}, \quad (s = 1, 2) \quad (7)$$

ここに、

$$n_y = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (8)$$

$$n_\theta = \sqrt{\frac{k_\theta}{J}} \quad (9)$$

$$\nu_{y\theta} = \frac{n_\theta}{n_y} \quad (10)$$

$$\alpha = \frac{me^2}{J} \quad (11)$$

式(6)より

$$\left(\frac{\omega_s}{n_y}\right)^2 - 1 = \frac{1}{2} \left\{ \nu_{y\theta}^2 + \alpha - 1 \mp \sqrt{(\nu_{y\theta}^2 + \alpha - 1)^2 + 4\alpha} \right\} \quad (12)$$

であるが、上式は  $s = 1$  のときは負、 $s = 2$  のときは正であるから、振動モードについては、式(7)より

$$\left. \begin{aligned} R_1 &= \frac{Y_1}{\Theta_1} < 0 \\ R_2 &= \frac{Y_2}{\Theta_2} > 0 \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

となる。図-2は構造物系の振動モードを示したものである。図より、構造物の  $y$  方向変位は1次振動では点

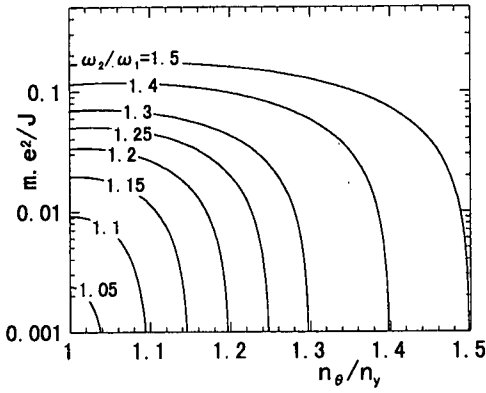


図-3  $\omega_2/\omega_1$  をパラメータとした  $n_\theta/n_y$  と  $me^2/J$  の関係

2,3 で最大値を取り、2次振動では点1,4で最大値を取ることがわかる。

### (2) $\omega_2/\omega_1$ をパラメータとした $\nu_{y\theta}$ と $\alpha$ の関係

式(6)から明らかなように構造物系の固有振動数比  $\omega_2/\omega_1$  は  $\nu_{y\theta}$  と  $\alpha$  が与えられれば定まる。すなわち

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\sqrt{(\nu_{y\theta} + 1)^2 + \alpha} + \sqrt{(\nu_{y\theta} - 1)^2 + \alpha}}{\sqrt{(\nu_{y\theta} + 1)^2 + \alpha} - \sqrt{(\nu_{y\theta} - 1)^2 + \alpha}} \quad (14)$$

上式を  $\alpha$  について解けば

$$\alpha = -\left\{ \nu_{y\theta} - \frac{1}{2} \left( \frac{\omega_2}{\omega_1} + \frac{\omega_1}{\omega_2} \right) \right\}^2 + \frac{1}{4} \left( \frac{\omega_2}{\omega_1} - \frac{\omega_1}{\omega_2} \right)^2 \quad (15)$$

が得られる。 $n_\theta/n_y (= \nu_{y\theta}) > 1$ 、 $me^2/J (= \alpha) > 0$  を満たす領域において、 $\omega_2/\omega_1$  をパラメータとして式(15)を図示すれば、図-3の通りである。図から、 $n_\theta/n_y$  と  $me^2/J$  のいろいろな値に対する  $\omega_2/\omega_1$  の値を求めることができる。

## 3. 同調系ダンパーの最適動特性値の理論

### (1) 構造物-同調系ダンパー系の振動方程式

図-1(a)に示す構造物系に、図-1(b)に示すように2種類のダンパーが設置された構造物-ダンパー系が、 $y$ 方向の加速度入力  $\phi(t)$  をうけた場合の振動方程式は、重心  $O$  の  $y$  方向変位を  $y$ 、 $O$  まわりの回転角を  $\theta$  とし、構造物系の  $s$  次の固有振動数を  $\omega_s$ 、基準座標を  $\xi_s$ 、振動モードを  $Y_s, \Theta_s$  とすれば、次式のように表すことができる。

$$y = \sum_{s=1}^2 \xi_s Y_s \quad (16)$$

$$\theta = \sum_{s=1}^2 \xi_s \Theta_s \quad (17)$$

$$\ddot{\xi}_s + 2h_s \omega_s \dot{\xi}_s + \omega_s^2 \xi_s = \frac{Q_s}{M_s} \quad (18)$$

ここに、 $h_s$  は構造物系の  $s$  次の減衰定数であり、 $M_s$  はモード質量で、

$$M_s = mY_s^2 + J\Theta_s^2 \quad (19)$$

また、 $Q_s$  は  $s$  次の一般力で、次式のように表される。

$$Q_s = -mY_s \ddot{\phi} + m_a(2h_a n_a \dot{\eta}_a + n_a^2 \eta_a) Y_s + m_b(2h_b n_b \dot{\eta}_b + n_b^2 \eta_b)(Y_s - a\Theta_s) \quad (20)$$

ここに、 $m_a, h_a, n_a$ 、及び  $m_b, h_b, n_b$  は、図-1(b)に示すダンパー-a及びbの質量、減衰定数、固有円振動数である。また、 $a$  は図-1(b)に示すように、重心  $O$  とダンパー-bとの間の距離である。さらに、 $\eta_a, \eta_b$  はダンパー-a,bの基準座標であり、それらは次の振動方程式を満たす。

$$\ddot{\eta}_a + 2h_a n_a \dot{\eta}_a + n_a^2 \eta_a = -(\ddot{y} + \ddot{\phi}) \quad (21)$$

$$\ddot{\eta}_b + 2h_b n_b \dot{\eta}_b + n_b^2 \eta_b = -(\ddot{y} - a\ddot{\theta} + \ddot{\phi}) \quad (22)$$

$\ddot{\phi}$  が与えられれば、式(16)~(22)から構造物の動的応答を求めることができる。

さて、制震装置の設置を必要とするような構造物は、一般に減衰が小さいので、ここでは構造物の減衰定数を見捨てた場合について、構造物の調和振動入力に対する定常応答を求めることにする。いま、

$$\phi = \Phi e^{i\omega t} \quad (23)$$

$$\xi_s = \Gamma_s e^{i\omega t}, \quad (s=1,2) \quad (24)$$

$$\eta_t = \Psi_t e^{i\omega t}, \quad (t=a,b) \quad (25)$$

とにおいて、式(18)、(20)~(22)に代入し、 $\Psi_t$ を消去して整理すれば、次式に示すような  $\Gamma_s$  に関する2元連立1次方程式が得られる。

$$\left[ \frac{M_1 D_1(\omega)}{\omega^2} - \left\{ m_a \left( 1 + \frac{\omega^2}{A(\omega)} \right) Y_1^2 + m_b \left( 1 + \frac{\omega^2}{B(\omega)} \right) \bar{Y}_1^2 \right\} \right] \Gamma_1 - \left\{ m_a \left( 1 + \frac{\omega^2}{A(\omega)} \right) Y_1 Y_2 + m_b \left( 1 + \frac{\omega^2}{B(\omega)} \right) \bar{Y}_1 \bar{Y}_2 \right\} \Gamma_2 = \left\{ m Y_1 + m_a \left( 1 + \frac{\omega^2}{A(\omega)} \right) Y_1 + m_b \left( 1 + \frac{\omega^2}{B(\omega)} \right) \bar{Y}_1 \right\} \Phi \quad (26)$$

$$- \left\{ m_a \left( 1 + \frac{\omega^2}{A(\omega)} \right) Y_1 Y_2 + m_b \left( 1 + \frac{\omega^2}{B(\omega)} \right) \bar{Y}_1 \bar{Y}_2 \right\} \Gamma_1 + \left[ \frac{M_2 D_2(\omega)}{\omega^2} - \left\{ m_a \left( 1 + \frac{\omega^2}{A(\omega)} \right) Y_2^2 + m_b \left( 1 + \frac{\omega^2}{B(\omega)} \right) \bar{Y}_2^2 \right\} \right] \Gamma_2 = \left\{ m Y_2 + m_a \left( 1 + \frac{\omega^2}{A(\omega)} \right) Y_2 + m_b \left( 1 + \frac{\omega^2}{B(\omega)} \right) \bar{Y}_2 \right\} \Phi \quad (27)$$

ここに、

$$D_s(\omega) = \omega_s^2 - \omega^2, \quad (s=1,2) \quad (28)$$

$$A(\omega) = n_a^2 - \omega^2 + 2ih_a n_a \omega \quad (29)$$

$$B(\omega) = n_b^2 - \omega^2 + 2ih_b n_b \omega \quad (30)$$

$$\bar{Y}_s = Y_s - a\Theta_s, \quad (s = 1, 2) \quad (31)$$

式(26), (27)の連立方程式を $\Gamma_s$ について解けば, $\omega$ が与えられたとき,式(24), (16), (17)から構造物の定常応答を求めることができる。

## (2) 解析理論の基本的考え方

図-1に示すような制震装置を設置した構造物の調和入力波に対する定常応答曲線は,一般に4つのピークを有する。通常,最初の2つのピークは構造物系の1次の固有振動数の近傍に存在し,あとの2つは2次のその近傍に存在する。 $n_\theta/n_y > 1$ の場合には,1次振動では広い範囲の $me^2/J (= \alpha)$ の値に対して並進の振動成分の方が振れのそれよりも優勢であり,2次振動ではそれと逆になっている。このことを考慮して,本論では構造物系の1次振動に対しては主としてダンパー $-a$ の作用に期待した制震を行い,2次振動に対してはダンパー $-b$ の作用に期待した制震を行うことにする。この場合,既に1.で述べたように,1次振動については2次振動の影響を剛性の形で,2次振動については1次振動の影響を慣性力の形でそれぞれ近似的に考慮することにする。すなわち,1次振動については,後述の式(37)の左辺第2項中の $M_2\omega_2^2$ の項がそれを示している。いま, $K_2$ をモード剛性とし, $M_2\omega_2^2 = K_2\xi_{20}$ を満たす一定の基準座標の値 $\xi_{20}$ を選べば, $M_2\omega_2^2$ はモード剛性による復元力を表わしていると考えてもよいことになる。また,2次振動については,後述の式(40)の左辺第1項中の $M_1$ の項がそれを示しており,これに $\omega^2$ を掛けたものが慣性力を表わすことになる。

このようにすれば,構造物系の振動を1次振動と2次振動とに分離してそれぞれ別々に取り扱うことが可能になると言う利点がある。しかし,このような考え方に従えば, $\omega_1 \doteq \omega_2$ の場合には結果に大きな誤差が生ずることになる。従って,この考え方が実用上有用であるといえる $\omega_2/\omega_1$ の範囲を $\omega_2/\omega_1 \geq 1 + \delta$ としたとき, $n_\theta/n_y$ と $me^2/J$ の値をいろいろ変えた場合について数値計算を行って, $\delta$ の値を定めることが必要である。

さて,同調系ダンパーについては,式(26), (27)において次式の関係

$$\omega_1 \doteq n_a, \quad \omega_2 \doteq n_b \quad (32)$$

が成り立つとしてもよい。

また,上記の $\delta$ の値を定めるのに,ここでは

$$\omega_2 \gg \omega_1 \quad (33)$$

と仮定して議論を進めることにする。

さらに,1次振動については主として構造物系の1次の共振点近傍における構造物-ダンパー系の応答曲線の変化に注目すればよいので,外力の円振動数 $\omega$ とし

ては $\omega_1$ を中心とした狭い範囲内での変化について考えればよいことになる。したがって,

$$\omega \doteq \omega_1 \quad (34)$$

と仮定する。

以上の仮定を用いれば,式(26), (27)において

$$\left. \begin{aligned} 1 + \frac{\omega^2}{B(\omega)} &\doteq 1 \\ \frac{D_2(\omega)}{\omega^2} &\doteq \left(\frac{\omega_2}{\omega}\right)^2 \end{aligned} \right\} \quad (35)$$

とすることができるので,式(26), (27)は次式のように表すことができる。

$$\begin{aligned} &\left\{ \frac{M_1 D_1(\omega)}{\omega^2} - \left\{ m_a \left( 1 + \frac{\omega^2}{A(\omega)} \right) Y_1^2 + m_b \bar{Y}_1^2 \right\} \right\} \Gamma_1 \\ &- \left\{ m_a \left( 1 + \frac{\omega^2}{A(\omega)} \right) Y_1 Y_2 + m_b \bar{Y}_1 \bar{Y}_2 \right\} \Gamma_2 \\ &= \left\{ m Y_1 + m_a \left( 1 + \frac{\omega^2}{A(\omega)} \right) Y_1 + m_b \bar{Y}_1 \right\} \Phi \quad (36) \\ &- \left\{ m_a \left( 1 + \frac{\omega^2}{A(\omega)} \right) Y_1 Y_2 + m_b \bar{Y}_1 \bar{Y}_2 \right\} \Gamma_1 \\ &+ \left\{ \frac{M_2 \omega_2^2}{\omega^2} - \left\{ m_a \left( 1 + \frac{\omega^2}{A(\omega)} \right) Y_2^2 + m_b \bar{Y}_2^2 \right\} \right\} \Gamma_2 \\ &= \left\{ m Y_2 + m_a \left( 1 + \frac{\omega^2}{A(\omega)} \right) Y_2 + m_b \bar{Y}_2 \right\} \Phi \quad (37) \end{aligned}$$

次に,2次振動については,主として構造物系の2次の共振点近傍における応答曲線の変化に注目すればよいので, $\omega$ としては $\omega_2$ を中心とした狭い範囲内での変化について考えればよいことになる。したがって,この場合には,式(32), (33)の条件と共に

$$\omega \doteq \omega_2 \quad (38)$$

を仮定する。

上記の仮定を用いれば,式(26), (27)において

$$\left. \begin{aligned} 1 + \frac{\omega^2}{A(\omega)} &\doteq - \left( \frac{n_a}{\omega} \right)^2 \\ \frac{D_1(\omega)}{\omega^2} &\doteq -1 \end{aligned} \right\} \quad (39)$$

とすることができるので,式(26), (27)は次式のように表すことができる。

$$\begin{aligned} &\left[ -M_1 + \left\{ m_a \left( \frac{n_a}{\omega} \right)^2 Y_1^2 - m_b \left( 1 + \frac{\omega^2}{B(\omega)} \right) \bar{Y}_1^2 \right\} \right] \Gamma_1 \\ &+ \left\{ m_a \left( \frac{n_a}{\omega} \right)^2 Y_1 Y_2 - m_b \left( 1 + \frac{\omega^2}{B(\omega)} \right) \bar{Y}_1 \bar{Y}_2 \right\} \Gamma_2 \\ &= \left\{ m Y_1 - m_a \left( \frac{n_a}{\omega} \right)^2 Y_1 + m_b \left( 1 + \frac{\omega^2}{B(\omega)} \right) \bar{Y}_1 \right\} \Phi \quad (40) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} &\left\{ m_a \left( \frac{n_a}{\omega} \right)^2 Y_1 Y_2 - m_b \left( 1 + \frac{\omega^2}{B(\omega)} \right) \bar{Y}_1 \bar{Y}_2 \right\} \Gamma_1 \\ &+ \left[ \frac{M_2 D_2(\omega)}{\omega^2} + \left\{ m_a \left( \frac{n_a}{\omega} \right)^2 Y_2^2 \right. \right. \end{aligned}$$

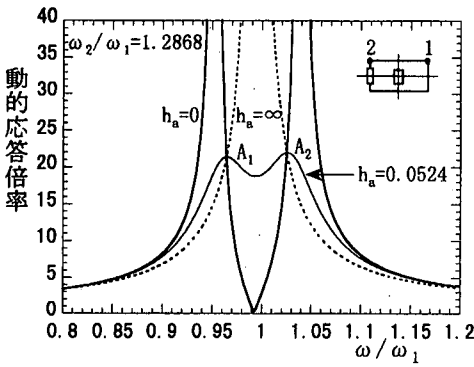


図-4 1次振動における動的応答倍率曲線(点2)

$$\begin{aligned}
 & -m_b \left( 1 + \frac{\omega^2}{B(\omega)} \right) \bar{Y}_2^2 \Big] \Gamma_2 \\
 = & \left\{ mY_2 - m_a \left( \frac{n_a}{\omega} \right)^2 Y_2 + m_b \left( 1 + \frac{\omega^2}{B(\omega)} \right) \bar{Y}_2 \right\} \Phi
 \end{aligned} \quad (41)$$

### (3) 1次振動について

1次振動においては、図-1(a)に示した点2あるいは3に対する応答について考えればよい。点2に対する加速度あるいは絶対変位の動的応答倍率は、式(36)、(37)を解いて $\Gamma_1, \Gamma_2$ を求めれば

$$L_1(\omega) = 1 + \frac{\Gamma_1 \bar{Y}_1 + \Gamma_2 \bar{Y}_2}{\Phi} \quad (42)$$

によって与えられるから

$$\begin{aligned}
 L_1(\zeta) = & \frac{E_1 \zeta^6 + E_2 \zeta^4 + E_3 \zeta^2 + E_4}{G_1 \zeta^6 + G_2 \zeta^4 + G_3 \zeta^2 + G_4} \\
 & + \frac{2ih_a \gamma_a \zeta (F_1 \zeta^4 + F_2 \zeta^2 + F_3)}{+ 2ih_a \gamma_a \zeta (H_1 \zeta^4 + H_2 \zeta^2 + H_3)} \quad (43)
 \end{aligned}$$

と表わされる。ここに、 $\zeta$ の多項式の係数 $E_i, H_i$ 等は付録Iに示す通りである。

上式で

$$\zeta = \frac{\omega}{\omega_1} \quad (44)$$

$$\text{振動数比 } \gamma_a = \frac{n_a}{\omega_1} \quad (45)$$

とおいた。

さて、式(43)の絶対値 $|L_1(\zeta)|$ で表わされる動的応答倍率曲線はその形から判断すれば、適当な振動数比 $\gamma_a$ を選んだとき、図-4に一例を示すように $\zeta (= \omega/\omega_1) = 1$ の近傍において $h_a$ の値の如何にかかわらず2つの定点 $A_1, A_2$ を通ることがわかる。このように、動的応答倍率曲線が定点を通る場合には、1自由度系に設置した制震装置の最適動特性値を求めるために、従来からよく知られた方法<sup>11)</sup>(定点法と略称)を利用することが可能になる。しかし、式(43)は $\omega$ に関してその累乗の次数が $\zeta$ の4次より高い項を含んでいるので、この式

に従来の定点法を直接適用して、最適動特性値に対する解析解を導くことは困難である。したがって、ここでは以下に述べるような近似的な方法を用いてこれを求めることにした。

#### a) 定点の座標値

図-4に示す定点 $A_1, A_2$ の座標値を得るには、式(43)において、それぞれ $h_a = 0$ 及び $h_a = \infty$ としたときの動的応答倍率曲線

$$L_1(\zeta, h_a = 0) = \frac{E_1 \zeta^6 + E_2 \zeta^4 + E_3 \zeta^2 + E_4}{G_1 \zeta^6 + G_2 \zeta^4 + G_3 \zeta^2 + G_4} \quad (46)$$

$$L_1(\zeta, h_a = \infty) = \frac{F_1 \zeta^4 + F_2 \zeta^2 + F_3}{H_1 \zeta^4 + H_2 \zeta^2 + H_3} \quad (47)$$

の交点を求めればよい。両式の交点においてはその縦軸の絶対値は等しく、符号は反対であることを考慮すれば次式が成り立つ。

$$L_1(\zeta, h_a = 0) = -L_1(\zeta, h_a = \infty) \quad (48)$$

上式を整理すると $\zeta^2$ に関する5次の代数方程式が得られる。したがって、この方程式を満たす解 $\zeta^2$ はそれを解析解の形で表示することは一般的にはできない。そのため、ここでは $\zeta^2 = 1$ の近傍の解のみが必要であることを考慮して、この解を近似的に求め、それを解析的に表示することにした。いま、

$$\zeta^2 = 1 + \epsilon \quad (49)$$

とおいて式(48)に代入し、 $\epsilon^3$ 以上の微小項を無視すれば次式に示すように、 $\epsilon$ に関する2次方程式が得られる。

$$U\epsilon^2 + V\epsilon + W = 0 \quad (50)$$

いま、

$$\left. \begin{aligned}
 U &= U_1 + U_2 \gamma_a^2 \\
 V &= V_1 + V_2 \gamma_a^2 \\
 W &= W_1 + W_2 \gamma_a^2
 \end{aligned} \right\} \quad (51)$$

と書けば、 $U_1, U_2$ 等は付録IIに示すように表される。

式(50)の2根を $\epsilon_{A1}, \epsilon_{A2}$  ( $\epsilon_{A1} < \epsilon_{A2}$ )とすれば、

$$\left. \begin{aligned}
 \epsilon_{A1} + \epsilon_{A2} &= -\frac{V}{U} \\
 \epsilon_{A1} \epsilon_{A2} &= \frac{W}{U}
 \end{aligned} \right\} \quad (52)$$

の関係が成り立つ。したがって、定点の横座標値は式(49)より次式によって求められる。

$$\zeta_{A1} = \sqrt{1 + \epsilon_{A1}}, \quad \zeta_{A2} = \sqrt{1 + \epsilon_{A2}} \quad (53)$$

#### b) 最適振動数比

次に、定点 $A_1, A_2$ において動的応答倍率の値を等しくするためには、次の条件式が満たされなければならない。すなわち、位相を考慮して式(47)を用いることによって

$$L_1(\zeta_{A1}, h_a = \infty) = -L_1(\zeta_{A2}, h_a = \infty) \quad (54)$$

上式に、式(53)と式(52)の関係をを用いてこれを整理し、さらに、 $U, V, W$  についてその2次以上の微小量を無視すれば次式を得る。

$$T_1 + \gamma_a^2 T_2 = 0 \quad (55)$$

ここに、

$$\begin{aligned} T_i = & 2U_i(F_1 + F_2 + F_3)(H_1 + H_2 + H_3) \\ & - V_i\{F_1(4H_1 + 3H_2 + 2H_3) \\ & + F_2(3H_1 + 2H_2 + H_3) + F_3(2H_1 + H_2)\} \\ & + 2W_i\{F_1(2H_1 + H_2 - H_3) \\ & + F_2(H_1 + H_2) - F_3H_1\}, \quad (i = 1, 2) \end{aligned} \quad (56)$$

式(55)よりダンパー $-a$ の最適振動数比が得られて

$$\gamma_a^2 = -\frac{T_1}{T_2} \quad (57)$$

構造物のモード質量に対するダンパーの全質量比  $\mu$  (付録I. 式(1.8)参照)を一定とした場合には、ダンパー $-a$ の質量比  $\mu_a$  が与えられれば、 $\gamma_a$  は上式によって求められる。

### c) 最適減衰定数

最適減衰定数  $h_a$  については、定点  $A_1, A_2$  において動的応答倍率曲線が極大値をとるという条件を用いることによってこれを定める。すなわち、式(43)から

$$\frac{d}{d\zeta} \left\{ |L_1(\zeta)| \right\}_{\zeta=\zeta_{A1}, \zeta_{A2}} = 0 \quad (58)$$

いま、上式の関係は

$$\frac{d}{d\zeta^2} \left\{ |L_1(\zeta)|^2 \right\}_{\zeta=\zeta_{A1}, \zeta_{A2}} = 0 \quad (59)$$

に等価であること、及び定点においては式(48)は次式の関係

$$L_1(\zeta_{Ai}, h_a = 0) = -L_1(\zeta_{Ai}, h_a = \infty), \quad (i = 1, 2) \quad (60)$$

を満たすことを考慮すれば、 $\zeta = \zeta_{A1}$  及び  $\zeta = \zeta_{A2}$  においてそれぞれ

$$\begin{aligned} h_a^2(\zeta_{Ai}) = & \frac{(E_2G_1 - E_1G_2)\zeta_{Ai}^8 + 2(E_3G_1 - E_1G_3)\zeta_{Ai}^6}{4\gamma_a^2\zeta_{Ai}^2\{(F_2H_1 - F_1H_2)\zeta_{Ai}^4} \\ & + \{3(E_4G_1 - E_1G_4) + (E_3G_2 - E_2G_3)\}\zeta_{Ai}^4} \\ & + 2(F_3H_1 - F_1H_3)\zeta_{Ai}^2 + (F_3H_2 - F_2H_3)\} \\ & + 2(E_4G_2 - E_2G_4)\zeta_{Ai}^2 + (E_4G_3 - E_3G_4)}, \end{aligned} \quad (61)$$

と表わされる2つの減衰定数  $h_a^2(\zeta_{A1}), h_a^2(\zeta_{A2})$  が得られる。これら2つの値は一般には一致せず、両者の間には多少の差がある。そこで最適減衰定数として次式に示すように両者の平均値を採用する。

$$h_a = \sqrt{\frac{1}{2}\{h_a^2(\zeta_{A1}) + h_a^2(\zeta_{A2})\}} \quad (62)$$

上式は  $\gamma_a, \zeta_{A1}, \zeta_{A2}$  を含む式であるが、 $\mu_a$  が与えられれば  $\gamma_a$  は式(57)から、 $\zeta_{A1}, \zeta_{A2}$  は式(51)~(53)か

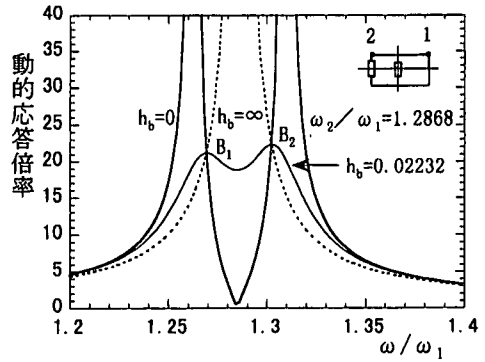


図-5 2次振動における動的応答倍率曲線(点1)

らそれぞれ算出することができるので、結局  $h_a$  は  $\mu_a$  によってその値が定められることになる。

### (4) 2次振動について

2次振動においては、図-1(a)に示した点1あるいは4に対する応答について考えればよい。点1に対する加速度あるいは絶対変位の動的応答倍率は、式(40)、(41)を解いて  $\Gamma_1, \Gamma_2$  を求めれば

$$L_2(\omega) = 1 + \frac{\Gamma_1 \tilde{Y}_1 + \Gamma_2 \tilde{Y}_2}{\Phi} \quad (63)$$

によって与えられるから

$$\begin{aligned} L_2(\bar{\zeta}) = & \frac{\tilde{E}_2\bar{\zeta}^4 + \tilde{E}_3\bar{\zeta}^2 + \tilde{E}_4}{\tilde{G}_1\bar{\zeta}^6 + \tilde{G}_2\bar{\zeta}^4 + \tilde{G}_3\bar{\zeta}^2 + \tilde{G}_4} \\ & + \frac{2ih_b\gamma_b\bar{\zeta}(\tilde{F}_2\bar{\zeta}^2 + \tilde{F}_3)}{2ih_b\gamma_b\bar{\zeta}(\tilde{H}_1\bar{\zeta}^4 + \tilde{H}_2\bar{\zeta}^2 + \tilde{H}_3)} \end{aligned} \quad (64)$$

と表わされる。ここに、 $\bar{\zeta}$ の多項式の係数  $\tilde{F}_i, \tilde{H}_i$  等は付録IIIに示す通りである。

さて、2次振動の場合についても、(3)で述べた1次振動の場合と全く同じように考えて必要な関係式を導いた。ここでは主な結果だけについて述べることにする。参考のため、2次振動に対する動的応答倍率を表す曲線を図-5に示す。同図において  $B_1, B_2$  が定点である。

#### a) 定点の座標値

式(64)においてそれぞれ  $h_b = 0$  及び  $h_b = \infty$  としたときの動的応答倍率曲線は次式で与えられる。

$$L_2(\bar{\zeta}, h_b = 0) = \frac{\tilde{E}_2\bar{\zeta}^4 + \tilde{E}_3\bar{\zeta}^2 + \tilde{E}_4}{\tilde{G}_1\bar{\zeta}^6 + \tilde{G}_2\bar{\zeta}^4 + \tilde{G}_3\bar{\zeta}^2 + \tilde{G}_4} \quad (65)$$

$$L_2(\bar{\zeta}, h_b = \infty) = \frac{\tilde{F}_2\bar{\zeta}^2 + \tilde{F}_3}{\tilde{H}_1\bar{\zeta}^4 + \tilde{H}_2\bar{\zeta}^2 + \tilde{H}_3} \quad (66)$$

定点  $B_1, B_2$  の横座標値を定める式は

$$L_2(\bar{\zeta}, h_b = 0) = -L_2(\bar{\zeta}, h_b = \infty) \quad (67)$$

上式より

$$\bar{\zeta}^2 = 1 + \bar{\epsilon} \quad (68)$$

とおけば

$$\tilde{U}\bar{\epsilon}^2 + \tilde{V}\bar{\epsilon} + \tilde{W} = 0 \quad (69)$$

を得る。いま

$$\left. \begin{aligned} \tilde{U} &= \tilde{U}_1 + \tilde{U}_2\gamma_b^2 \\ \tilde{V} &= \tilde{V}_1 + \tilde{V}_2\gamma_b^2 \\ \tilde{W} &= \tilde{W}_1 + \tilde{W}_2\gamma_b^2 \end{aligned} \right\} \quad (70)$$

と書けば、 $\tilde{U}_1, \tilde{U}_2$  等は付録 IV に示すように表される。

式(69)の2根  $\bar{\epsilon}_{B1}, \bar{\epsilon}_{B2}$  ( $\bar{\epsilon}_{B1} < \bar{\epsilon}_{B2}$ ) は

$$\left. \begin{aligned} \bar{\epsilon}_{B1} + \bar{\epsilon}_{B2} &= -\frac{\tilde{V}}{\tilde{U}} \\ \bar{\epsilon}_{B1}\bar{\epsilon}_{B2} &= \frac{\tilde{W}}{\tilde{U}} \end{aligned} \right\} \quad (71)$$

を満足する。したがって、定点の横座標値は式(68)より

$$\bar{\zeta}_{B1} = \sqrt{1 + \bar{\epsilon}_{B1}}, \quad \bar{\zeta}_{B2} = \sqrt{1 + \bar{\epsilon}_{B2}} \quad (72)$$

### b) 最適振動数比

次に、定点  $B_1, B_2$  における動的応答倍率の値を等しくするための条件式は

$$L_2(\bar{\zeta}_{B1}, h_b = \infty) = -L_2(\bar{\zeta}_{B2}, h_b = \infty) \quad (73)$$

上式を整理すれば、ダンパー-a の最適振動数比  $\gamma_b$  は次式によって求められる。

$$\gamma_b^2 = -\frac{\tilde{T}_1}{\tilde{T}_2} \quad (74)$$

ここに、

$$\begin{aligned} \tilde{T}_i &= 2\tilde{U}_i(\tilde{F}_2 + \tilde{F}_3)(\tilde{H}_1 + \tilde{H}_2 + \tilde{H}_3) \\ &\quad - \tilde{V}_i\{\tilde{F}_2(3\tilde{H}_1 + 2\tilde{H}_2 + \tilde{H}_3) + \tilde{F}_3(2\tilde{H}_1 + \tilde{H}_2)\} \\ &\quad + 2\tilde{W}_i\{\tilde{F}_2(\tilde{H}_1 + \tilde{H}_2) - \tilde{F}_3\tilde{H}_1\}, \quad (i = 1, 2) \end{aligned} \quad (75)$$

$\mu$  が既知であれば、 $\mu_a$  が与えられたとき  $\gamma_a$  は式(57)を用いて得られるから、 $\gamma_b$  は式(74)によって求められる。

### c) 最適減衰定数

最適減衰定数  $h_b$  については、定点  $B_1, B_2$  において式(64)で表わされる動的応答倍率曲線が極大値をとる条件

$$\frac{d}{d\zeta} \{ |L_2(\zeta)| \}_{\bar{\zeta} = \bar{\zeta}_{B1}, \bar{\zeta}_{B2}} = 0 \quad (76)$$

を用いた。

結果は  $\bar{\zeta} = \bar{\zeta}_{B1}$  及び  $\bar{\zeta} = \bar{\zeta}_{B2}$  においてそれぞれ

$$\begin{aligned} h_b^2(\zeta_{Bi}) &= \frac{\tilde{E}_2\tilde{G}_1\tilde{\zeta}_{Bi}^8 + 2\tilde{E}_3\tilde{G}_1\tilde{\zeta}_{Bi}^6}{4\gamma_b^2\tilde{\zeta}_{Bi}^2(\tilde{F}_2\tilde{H}_1\tilde{\zeta}_{Bi}^4 + 2\tilde{F}_3\tilde{H}_1\tilde{\zeta}_{Bi}^2)} \\ &\quad + \frac{(3\tilde{E}_4\tilde{G}_1 + \tilde{E}_3\tilde{G}_2 - \tilde{E}_2\tilde{G}_3)\tilde{\zeta}_{Bi}^4}{+ \tilde{F}_3\tilde{H}_2 - \tilde{F}_2\tilde{H}_3} \\ &\quad + \frac{2(\tilde{E}_4\tilde{G}_2 - \tilde{E}_2\tilde{G}_4)\tilde{\zeta}_{Bi}^2 + \tilde{E}_4\tilde{G}_3 - \tilde{E}_3\tilde{G}_4}{}, \end{aligned} \quad (77)$$

( $i = 1, 2$ )

と表わされるから、求める最適減衰定数  $h_b$  として

$$h_b = \sqrt{\frac{1}{2} \{ h_a^2(\bar{\zeta}_{B1}) + h_b^2(\bar{\zeta}_{B2}) \}} \quad (78)$$

を採用する。

上式は  $\gamma_a, \gamma_b, \bar{\zeta}_{B1}, \bar{\zeta}_{B2}$  を含んでいるが、これらの値はすべて  $\mu_a$  が与えられれば算出することができるので、結局  $h_b$  は  $\mu_a$  が既知であれば、その値が定められることになる。

### (5) 最適質量比 $\mu_a$

これまでの議論から、質量比  $\mu$  が与えられた場合には、ダンパー-a に対する最適質量比  $\mu_a$  の値さえ得られれば、その他の最適動特性値  $\gamma_a, \gamma_b, h_a, h_b$  はすべてこれを求めることができることが示された。 $\mu_a$  については以下のようにしてこれを求める式を導いた。

$\gamma_a, h_a$  及び  $\gamma_b, h_b$  の値は、それぞれ1次及び2次振動に対する定点  $A_1, A_2$  及び  $B_1, B_2$  における動的応答倍率が等しく、しかもこれらの点でこの応答倍率曲線が極大値をもつという条件の下に定められたものである。しかし、 $h_a$  及び  $h_b$  の定め方 ( $h_a$  と  $h_b$  は式(62)及び(78)に示すように、それぞれの場合の平均値として定めた) から判るように、厳密に言えばこれらの定点において応答倍率曲線は極大にはなっていないのであるが、そのずれは極くわずかであるから、実際上はこれらの定点上で極大値をとると考えてもよいであろう。このことから、 $\mu_a$  を合理的に定めるにはこれらの4つの定点における動的応答倍率を等しくするという条件を課せばよいことになる。

点  $A_1, A_2$  及び点  $B_1, B_2$  においては、既にそれぞれその応答倍率は等しくとられているので、いまの場合、例えば点  $A_1$  と  $B_1$  あるいは点  $A_1$  と  $B_2$  等4つある組み合わせのうちの一つをとって、その応答倍率を等しくすればよい。しかし、いま、これら4つの定点において応答倍率曲線は厳密には極大値をとらないことを考慮すれば、上記の4つの組み合わせについてそれぞれ  $\mu_a$  を算出し、その平均値を求めてこれを最適質量比と定めるのが一番よい方法のように考えられるが、それはいたずらに繁雑な上に、試算の結果、精度の向上もほとんど望めないで、本論では点  $A_2$  と  $B_2$  の組み合わせを採用することにした。このときの条件式は式(47)と式(66)を用いて

$$L_1(\zeta_{A2}, h_a = \infty) = L_2(\bar{\zeta}_{B2}, h_b = \infty) \quad (79)$$

と表される。この式を  $\mu_a, \mu_b$  について整理すれば次式が得られる。

$$S_0 + S_1\mu_a + S_2\mu_b = 0 \quad (80)$$

ここに、

$$S_0 = \bar{M}_1^2 \bar{M}_2 Y_2 \zeta_{A2}^2 \zeta_{B2}^2 (\zeta_{A2}^2 + \tau^2 - 1) (\bar{\zeta}_{B2}^2 - 1)$$

$$\begin{aligned}
& + \overline{M}_1 \overline{M}_2 \tau^2 \overline{\zeta}_{B2}^2 (\overline{M}_1 Y_2 \overline{Y}_2 \overline{\zeta}_{A2}^2 \\
& - \overline{M}_1 \overline{M}_2 \overline{\zeta}_{B2}^2 + \overline{M}_2 Y_1 \overline{Y}_1) \quad (81)
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
S_1 = & - \overline{M}_1^2 \overline{M}_2 Y_2 (Y_2 - \overline{Y}_2) \overline{\zeta}_{A2}^2 \overline{\zeta}_{B2}^2 (\overline{\zeta}_{A2}^2 - 1) (\overline{\zeta}_{B2}^2 - 1) \\
& - \left( \frac{\gamma_a}{\tau} \right)^2 \overline{M}_1 Y_2 \overline{Y}_2 (\overline{M}_1 Y_2^2 + \overline{M}_2 Y_1^2) (\overline{\zeta}_{A2}^2 + \tau^2 - 1) \\
& \cdot \overline{\zeta}_{A2}^2 \overline{\zeta}_{B2}^2 + \overline{M}_1 Y_2 \overline{Y}_2 (\overline{M}_1 Y_2^2 + \overline{M}_2 \tau^2 Y_1^2) \overline{\zeta}_{A2}^2 \overline{\zeta}_{B2}^2 \\
& + \overline{M}_1 \overline{M}_2^2 \tau^2 Y_1 (Y_1 - \overline{Y}_1) \overline{\zeta}_{A2}^2 \overline{\zeta}_{B2}^2 (\overline{\zeta}_{B2}^2 - 1) \\
& + \overline{M}_1 \overline{M}_2^2 \gamma_a^2 Y_1 (Y_1 - \overline{Y}_1) \overline{\zeta}_{A2}^2 (\overline{\zeta}_{B2}^2 - 1) \\
& - \overline{M}_1^2 Y_2 \overline{\zeta}_{A2}^2 \overline{\zeta}_{B2}^2 \{ Y_2^2 \overline{Y}_2 \overline{\zeta}_{A2}^2 - \overline{M}_2 \gamma_a^2 (Y_2 - \overline{Y}_2) \} \\
& + \left( \frac{\gamma_a}{\tau} \right)^2 \overline{M}_1 \overline{M}_2 Y_1^2 Y_2 \overline{Y}_2 \overline{\zeta}_{A2}^2 (\overline{\zeta}_{A2}^2 + \tau^2 - 1) \\
& + \gamma_a^2 \overline{M}_1 \overline{M}_2^2 (\overline{M}_1 \overline{\zeta}_{B2}^2 - Y_1 \overline{Y}_1) \quad (82)
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
S_2 = & \overline{M}_1 (\overline{M}_1 \overline{Y}_2^2 + \overline{M}_2 \overline{Y}_1^2) \{ Y_2 \overline{Y}_2 \overline{\zeta}_{A2}^2 \\
& \cdot (\overline{\zeta}_{A2}^2 + \tau^2 - 1) - \overline{M}_2 \tau^2 \} \overline{\zeta}_{B2}^2 \\
& - \overline{M}_1^2 Y_2 \overline{Y}_2 \overline{Y}_2 \overline{\zeta}_{A2}^2 \overline{\zeta}_{B2}^2 (\overline{\zeta}_{A2}^2 - 1) \\
& - \overline{M}_1 \overline{M}_2 \overline{Y}_1^2 Y_2 \overline{Y}_2 \overline{\zeta}_{A2}^2 \overline{\zeta}_{B2}^2 (\overline{\zeta}_{A2}^2 + \tau^2 - 1) \\
& + \overline{M}_1 \overline{M}_2 \tau^2 \overline{Y}_1^2 (\overline{M}_2 + Y_2 \overline{Y}_2) \overline{\zeta}_{A2}^2 \overline{\zeta}_{B2}^2 \\
& - \overline{M}_1 \overline{M}_2^2 \tau^2 \overline{Y}_1 \overline{Y}_1 \overline{\zeta}_{B2}^2 (\overline{\zeta}_{A2}^2 - 1) \quad (83)
\end{aligned}$$

付録 I, 式 (I.8) を用いれば, 式 (80) から  $\mu_a$  は次式によって求めることができる。

$$\mu_a = \frac{S_0 + S_2 \mu}{S_2 - S_1} \quad (84)$$

上式の  $S_0, S_1, S_2$  には  $\gamma_a, \zeta_{A2}, \overline{\zeta}_{B2}$  が含まれており, これらは  $\mu_a$  が既知でなければその値を定めることができない。上式から  $\gamma_a, \zeta_{A2}, \overline{\zeta}_{B2}$  を消去することによって,  $\mu_a$  を既知な物理量の陽な関数で表わすことは, 近似的な方法を用いれば不可能ではないが, それは非常に繁雑である。また, 式 (84) は  $\mu_a$  に関する非線形方程式であるから, それをニュートン法あるいは線形化した後に繰返し計算法で求めようとするとき, (a) そのための定式化が繁雑であること, (b)  $\mu_a$  の初期値として正解に近い値を選ぶ必要があること, もし, そうでなければ, 収束した  $\mu_a$  の値は正解とは異なる値であったり, 場合によっては発散を生じたりするという問題がある。これらのことを考慮すれば, 本論の場合, 以下に述べるようなプリミティブな解法である 2 分法の考え方に従って  $\mu_a$  を求めるのがよいようである。

$\mu$  が与えられたとき,  $\mu_a$  は 0 と  $\mu$  との間の値をもつことに注意して, 以下の手順に従って  $\mu_a$  の最適値を定めればよい。

- (a) 区間  $0 \sim \mu$  を  $n$  等分してその分割点の値を  $\mu_{ai}$  ( $i = 1, 2, \dots, n$ ) とする。
- (b)  $\mu_a = \mu_{a1}$  と仮定して  $\gamma_a, \zeta_{A2}, \overline{\zeta}_{B2}$  を算出し, これらの値を用いて式 (84) から  $\mu_{a1}^{(1)}$  を求める。
- (c)  $\mu_a = \mu_{ai}$  ( $i = 2, 3, \dots, n$ ) と仮定し, 同様にして  $\mu_{ai}^{(i)}$  を求める。

(d)  $\mu_{ai+1}^{(i+1)} - \mu_{ai+1}$  の符号と  $\mu_{ai}^{(i)} - \mu_{ai}$  の符号とを比べて, それが逆符号になるまで (c) の計算を  $i = 2, 3, \dots$  と進める。

(e) 符号が反転したら  $i$  点と  $i+1$  点の区間を改めて  $n$  等分して (c), (d), (e) の手順を繰返し,  $|\mu_{ai}^{(i)} - \mu_{ai}|$  が十分小さくなったとき  $\mu_{ai}$  は収束したとして, このときの  $\mu_{ai}$  の値を  $\mu_a$  として採用する。

#### 4. 数値解析及び結果の考察

##### (1) 数値計算例

数値計算例として, 池袋に建設された A オフィスビルを取り上げた。これは高さ 226m, 長辺 71.2m, 短辺 43.6m の高層建築物である。この建築物に同調系ダンパーを設置した場合を考えて, それを図-1 に示すように, 構造物-ダンパー系としてモデル化した。この振動モデルは, 偏心を有する高層建築物が水平方向の入力地震波を受けて並進及び捩れ振動を生ずるとき, その隅角部における短辺方向の応答加速度を低減するために, 構造物の上部に 2 種類の同調系ダンパーを取り付けた場合を表している。

当該構造物の振動数特性を求めることによって, 水平振動 1 次に対するモード質量  $m = 2.0276 \times 10^4 t$ , モード並進ばね定数  $k = 8.6376 \times 10^4 kN/m$ , 捩れ 1 次振動に対するモード慣性モーメント  $J = 1.3142 \times 10^7 t \cdot m^2$ , モード回転ばね定数  $k_\theta = 1.1784 \times 10^9 kN \cdot m/rad$ , が得られた。

数値解析については, 解析例 (a) として上記の構造特性値を持つ場合を, 解析例 (b) としてモード回転ばね定数だけを上記の約 1/2 の  $k_\theta = 7.987 \times 10^7 kN \cdot m/rad$  とした場合を取り上げた。偏心距離は何れの場合も構造物の長辺方向に  $e = 5m$ , 構造物のモード質量に対するダンパーの総質量比は  $\mu = 0.01$ , 構造物の重心  $O$  とダンパー - b 間の距離は  $a = 35m$  とした。

##### a) 解析例 (a)

この場合のダンパーの最適質量比  $\mu_a$  としては  $\mu_a = 0.00971$  が得られた。これよりダンパーに関するその他の最適動特性値として  $\gamma_a = 0.9905$ ,  $\gamma_b = 0.9992$ ,  $h_a = 0.0592$ ,  $h_b = 0.0124$  が得られる。したがって,  $m_b/m_a = 0.0298$  となる。このとき,  $\omega_2/\omega_1 = 1.5$  ( $< 2$ ) である。

計算によって得られた構造物の隅角部における動的応答倍率曲線を図-6 に示す。図はダンパーが最適値を取る場合について示したものである。太実線と細実線がそれぞれ式 (26), (27) を用いて算出した点 2 及び点 1 における動的応答倍率曲線を表している。太点線は式 (43) を用いて算出した 1 次振動の点 2 における応答曲線を, 細点線は式 (64) を用いて算出した 2 次振動の点 1 におけるそれを表したものである。図-6 からわかる



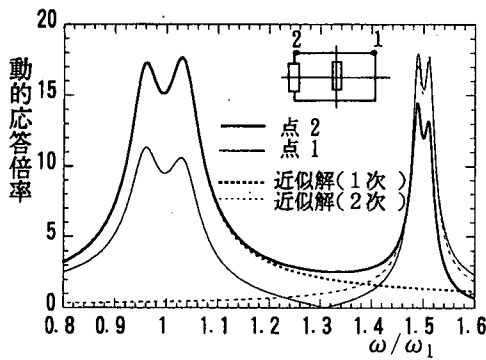


図-6 構造物の隅角部における動的応答倍率曲線  
( $\omega_2/\omega_1=1.5$ )

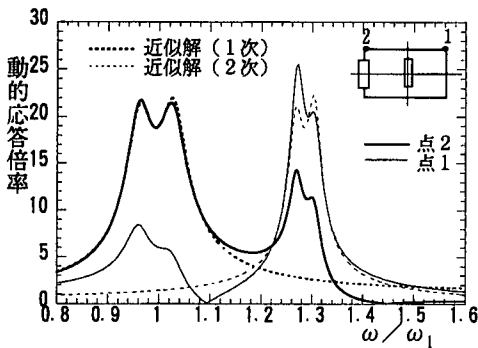


図-7 構造物の隅角部における動的応答倍率曲線  
( $\omega_2/\omega_1=1.2868$ )

ように、点2の曲線は $\omega = \omega_1$ 付近に2つの顕著なピークをもち、点1の曲線は $\omega = \omega_2$ 付近に顕著な2つのピークを持っているが、この場合、これら合計4つのピークのピーク値は殆ど等しいといっても良いであろう。このことは、最適特性値を有するダンパーが設置された構造物が短辺水平方向の地震入力を受けた場合に、その隅角部の最大応答値は、1次振動と2次振動の何れに対しても等しくなるように制御されていることを示すものである。

#### b) 解析例 (b)

この場合のダンパーの最適質量比  $\mu_a$  としては  $\mu_a=0.00852$  が得られた。これよりダンパーに関するその他の最適動特性値として  $\gamma_a=0.9912$ ,  $\gamma_b=0.9967$ ,  $h_a=0.0527$ ,  $h_b=0.0223$  が得られる。したがって、 $m_b/m_a=0.0174$  となる。このとき、 $\omega_2/\omega_1=1.2868$  であるから、それは $\omega_2/\omega_1$  が1に近い値の場合である。計算によって得られた構造物の隅角部における動的応答倍率曲線を図-7に示す。図からわかるように、構造物

の1次振動付近において点2の曲線が有する2つのピークのピーク値については、その差は小さいが、2次振動付近において点1の曲線が有する2つのピーク値についてはその差が大きくなっている。このときこれら合計4つのピーク値の平均値に対する各ピーク値の偏差をとってみると、最大で10%弱の違いがある。一方、点線で示した点2の1次振動及び点1の2次振動に対する応答曲線については、それぞれの曲線が有する2つのピークのピーク値の間にはそれほど大きな差はないといえるが、詳細に見ると、点1の曲線における右側のピーク値は左側のそれより大きくなっていることがわかる。これは、2次振動においては、1次振動の影響が慣性力の形で大きめに補正されたために生じた現象を示すものである。

#### (2) 理論の適用限界について

理論の適用限界を知るために、 $me^2/J(=\alpha)$  と  $n_\theta/n_y(=v_{y\theta})$  の値をいろいろ変えた場合について式(26),(27)を用いて数値計算を行って、構造物の隅角部(点2及び1)における動的応答倍率曲線上の顕著な合計4つの極大値(点2については $\omega = \omega_1$ 付近の2つのピーク値、点1については $\omega = \omega_2$ 付近の2つのピーク値)を求めた。 $n_\theta/n_y$  については  $n_\theta/n_y > 1$  の範囲を考えた。それぞれの場合について、これら4つのピーク値の平均をとり、この平均値と各ピーク値との偏差を算出して、その絶対値の最大値の平均値に対する割合を求めた。このようにして得られた値がそれぞれ10,15,20%になる点を図-3と同じ図の上にプロットしたものが図-8及び図-9である。図-8は偏心距離が $e=5m$ の場合を、図-9は $e=2.5m$ の場合を示したものである。

これらの図から、理論値が同じ精度を示す限界点を連ねた折線は、それぞれほぼ $\omega_2/\omega_1=$ 一定の曲線に沿って展開していることがわかる。

ここで、上記の4つのピーク値について、その平均値が10%以下になるような精度を、解析上の実用的な適用限界とすれば、図-8から $e=5m$ のときは、構造物の1次と2次の振動数比が $\omega_2/\omega_1 \geq 1.3$ の場合、また、図-9から $e=2.5m$ のときは $\omega_2/\omega_1 \geq 1.24$ の場合であるといってもよいであろう。本論で取り上げた構造物の場合、現実には偏心距離 $e$ が5mを越えるようなことはないと考えてよい。 $e$ が小さくなれば、ピーク値の偏差が10%となる振動数比 $\omega_2/\omega_1$ は小さくなることを考慮すれば、本理論の適用限界は、本論で取り上げたような規模の構造物に対しては実用上その振動数比が $\omega_2/\omega_1 \geq 1.3$ であるといってもよいであろう。

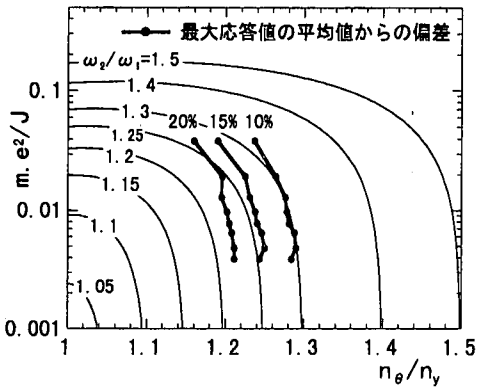


図-8 理論式の適用限界 ( $e/a=1/7$ )

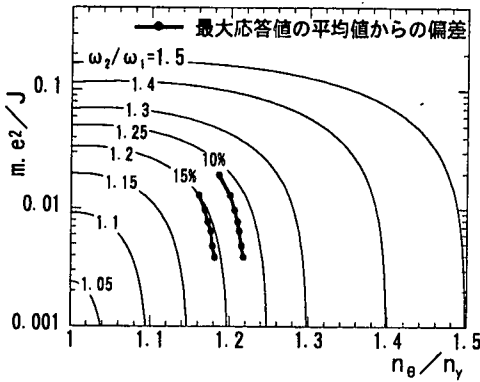


図-9 理論式の適用限界 ( $e/a=1/14$ )

### (3) 近似化に対する誤差評価

#### a) 最適減衰定数 $h_a, h_b$ に対する誤差評価

$h_a^2, h_b^2$  としては、それぞれ式 (62) と (78) で表されているように、 $h_a^2(\zeta_{A1})$  と  $h_a^2(\zeta_{A2})$  及び  $h_b^2(\zeta_{B1})$  と  $h_b^2(\zeta_{B2})$  の平均値を採用している。これらの値の間に生ずる差は、図-6,7を参照すれば明らかなように、点2と点1の曲線のそれぞれ  $\omega = \omega_1$  付近及び  $\omega = \omega_2$  付近に現れる顕著な2つづつの合計4つのピークについて、それらのピーク値の平均値に対する各ピーク値の偏差が大きくなるにしたがって大きくなることになる。いまその偏差の最大値が10%の場合についてみると、 $h_a(\zeta_{A1})$  と  $h_a(\zeta_{A2})$  に対する  $h_a$  の差は  $\pm 1.6 \sim 2.0\%$ 、 $h_b(\zeta_{B1})$  と  $h_b(\zeta_{B2})$  に対する  $h_b$  の差は  $\pm 1.5 \sim 1.9\%$  の範囲内にあるといえる。

#### b) 本論の近似式に対する誤差評価

本論で導いた近似式に対する誤差を評価するためには、振動数比  $\gamma_a, \gamma_b$  に対する誤差を評価すればよいであろう。 $\gamma_a, \gamma_b$  に対する誤差は、点2と点1の曲線に現れるそれぞれ顕著な2つづつの合計4つのピークについ

て、それらのピーク値の平均値に対する各ピーク値の偏差が大きくなればそれだけその誤差は大きくなることになる。いま、その偏差の最大値が10%の場合について考える。図-7を参照すれば明らかなように、点2の曲線における  $\omega = \omega_1$  付近の顕著な2つのピーク値は殆ど等しい（このことは、 $me^2/J$  と  $n_\theta/n_y$  をいろいろ変えた場合についても成り立つ）ことから、 $\gamma_a$  は厳密解に非常に近いといえる。一方、点1の曲線における  $\omega = \omega_2$  付近の顕著な2つのピーク値の間には差が認められる（ピーク値の偏差の最大値は、常にこちらにおいて生ずる）。したがって、いま、 $\gamma_a, \mu_a$  等の値についてはピーク値の偏差が10%になるときの値に固定し、 $\gamma_b$  の値のみをいろいろ変えて、点2と点1の曲線に現れるそれぞれ顕著なこれら合計4つのピークのピーク値が等しくなるようにしたときの  $\gamma_b$  の値を求めてこれを厳密解として採用することにする。このとき本論の方法によって求めた  $\gamma_b$  の値と厳密解との差は、いろいろの  $me^2/J$  と  $n_\theta/n_y$  に対して高々0.3%であった。

上記のことから、本論の方法によって求めたダンパーの最適動特性値の誤差は、本論で取上げた構造物の場合、最適振動数比について、高々0.3%であるといってもよい。

## 5. おわりに

本論では、地震入力を受けて並進及び捩れ振動を行う2自由度系構造物に対して、制震を行う目的で、主としてそれぞれ並進及び捩れ振動を低減するために、2種類の同調系ダンパーを設置する場合に、これらのダンパーに対する最適動特性値（最適振動数比、最適減衰定数、2種類のダンパーの質量比）を近似的に定める解析方法を提案した。

解析の基本的な考え方は、モード解析によって構造物振動系をモード分解し、それぞれ1次振動については2次振動の影響を剛性の形で、2次振動については1次振動を慣性力の形で近似的に評価することによって1自由度振動系に置換した後、2種類のダンパーの最適動特性値を求めるといったものである。

理論では、構造物系に関する諸定数及び構造物のモード質量に対するダンパーの質量の比  $\mu$  が与えられたとき、定めるべきダンパーの最適動特性値のうち、ダンパー-a,bに対する振動数比  $\gamma_a, \gamma_b$ 、減衰定数  $h_a, h_b$  はダンパー-aに対する質量比  $\mu_a$  の陽な関数として表されるが、 $\mu_a$  自身を求める式中には  $\gamma_a$  等が含まれている。そこで、 $\mu_a$  については、それが取りうる値の範囲内  $0 < \mu_a < \mu$  で、組織的な方法、本論の場合では2分法的な考え方に従ってこれを求めれば、 $\mu_a$  の値は容易に定めることができることがわかった。

解析理論の適用限界を知るために、構造物系の諸常数值をいろいろ変えた場合について数值計算を行った結果、構造物の隅角部の動的応答倍率曲線の1次振動数と2次振動数付近において現れる2つづつの合計4つの顕著な極大値について、その平均値に対する各極大値の偏差の絶対値の最大値の割合が、実用上許されると考えてもよいであろう10%以下に収まるようにするためには、構造物系の振動数比が $\omega_2/\omega_1 \geq 1.3$ の範囲になければならないことが判った。従って、この解析理論は、構造物系の振動数比が $\omega_2/\omega_1 \geq 1.3$ であるような構造物-同調系ダンパー系に対するダンパーの最適動特性値を求める場合に用いて便利であるといえる。

なお、本論では入力として定常な場合だけについて考察したが、入力が不規則な場合に対する同調系ダンパーの最適動特性値を定めようとするときにも、本論の考え方はそのまま適用できる。

これら2種類の入力に対するダンパーの最適値は当然互いに異なったものになるが、よく知られているように、1自由度系の制振の場合について、質量比 $\mu$ が小さい場合( $\mu=0.01$ 程度)には、定常入力と不規則入力に対するダンパーの最適動特性値の間には大きな差がないことを考慮すれば、本論の場合にもそれと同様なことがいえると考えてもよいであろう。

謝辞： 査読者から貴重な御指摘をいただきました。記して感謝の意を表します。

### 付録 I 式(43)の $\zeta$ の多項式に対する係数

$$\left. \begin{aligned} F_1 &= -\bar{M}_1 \{Y_2 \bar{Y}_2 - \mu_a Y_2 (Y_2 - \bar{Y}_2)\} \\ F_2 &= -\bar{M}_1 (\tau^2 - 1) Y_2 \bar{Y}_2 - \mu_a \{ \bar{M}_1 Y_2 \\ &\quad \cdot (Y_2 - \bar{Y}_2) + \bar{M}_2 \tau^2 Y_1 (Y_1 - \bar{Y}_1) \} \\ F_3 &= \bar{M}_1 \bar{M}_2 \tau^2 \end{aligned} \right\} \quad (I.1)$$

$$\left. \begin{aligned} H_1 &= \bar{M}_1 (\mu_a Y_2^2 + \mu_b \bar{Y}_2^2) \\ H_2 &= -\bar{M}_1 \bar{M}_2 \tau^2 - \mu_a (\bar{M}_1 Y_2^2 + \tau^2 \bar{M}_2 Y_1^2) \\ &\quad - \mu_b (\bar{M}_1 \bar{Y}_2^2 + \tau^2 \bar{M}_2 \bar{Y}_1^2) \\ H_3 &= F_3 \end{aligned} \right\} \quad (I.2)$$

$$\left. \begin{aligned} E_1 &= \bar{M}_1 Y_2 \bar{Y}_2 \\ E_2 &= \bar{E}_2 + F_1 \gamma_a^2 \\ E_3 &= \bar{E}_3 + F_2 \gamma_a^2 \\ E_4 &= F_3 \gamma_a^2 \end{aligned} \right\} \quad (I.3)$$

$$\left. \begin{aligned} G_1 &= -\mu_b \bar{M}_1 \bar{Y}_2^2 \\ G_2 &= \bar{G}_2 + H_1 \gamma_a^2 \\ G_3 &= \bar{G}_3 + H_2 \gamma_a^2 \\ G_4 &= H_3 \gamma_a^2 \end{aligned} \right\} \quad (I.4)$$

$$\left. \begin{aligned} \bar{E}_2 &= \bar{M}_1 (\tau^2 - 1) Y_2 \bar{Y}_2 \\ \bar{E}_3 &= -\bar{M}_1 \bar{M}_2 \tau^2 \end{aligned} \right\} \quad (I.5)$$

$$\left. \begin{aligned} \bar{G}_2 &= \bar{M}_1 \bar{M}_2 \tau^2 + \mu_2 (\bar{M}_1 \bar{Y}_2^2 + \bar{M}_2 \tau^2 \bar{Y}_1^2) \\ \bar{G}_3 &= -\bar{M}_1 \bar{M}_2 \tau^2 \end{aligned} \right\} \quad (I.6)$$

上式で

$$\tau = \frac{\omega_2}{\omega_1} \quad (I.7)$$

$$\text{質量比 } \mu_a = \frac{m_a}{m}, \mu_b = \frac{m_b}{m}, \mu = \mu_a + \mu_b \quad (I.8)$$

$$\bar{M}_s = \frac{M_s}{m} = Y_s^2 + \frac{J}{m} \Theta_s^2, (s=1, 2) \quad (I.9)$$

とおいた。また、質量比の積 $\mu_a^2, \mu_a \mu_b, \mu_b^2$ を含む項は小さいとして省略した。さらに、振動モードの直交性から導かれる関係

$$M_1 M_2 - m(M_1 Y_2 \bar{Y}_2 + M_2 Y_1 \bar{Y}_1) = 0 \quad (I.10)$$

を用いた。

### 付録 II 式(51)の定数

$$\left. \begin{aligned} U_1 &= E_1 (10H_1 + 6H_2 + 3H_3) \\ &\quad + \bar{E}_2 (6H_1 + 3H_2 + H_3) + \bar{E}_3 (3H_1 + H_2) \\ &\quad + G_1 (10F_1 + 6F_2 + 3F_3) \\ &\quad + \bar{G}_2 (6F_1 + 3F_2 + F_3) + \bar{G}_3 (3F_1 + F_2) \\ U_2 &= 2\{F_1 (6H_1 + 3H_2 + H_3) \\ &\quad + F_2 (3H_1 + H_2) + F_3 H_1\} \\ V_1 &= E_1 (5H_1 + 4H_2 + 3H_3) + \bar{E}_2 (4H_1 + 3H_2 \\ &\quad + 2H_3) + \bar{E}_3 (3H_1 + 2H_2 + H_3) \\ &\quad + G_1 (5F_1 + 4F_2 + 3F_3) + \bar{G}_2 (4F_1 + 3F_2 \\ &\quad + 2F_3) + \bar{G}_3 (3F_1 + 2F_2 + F_3) \\ V_2 &= 2\{F_1 (4H_1 + 3H_2 + 2H_3) \\ &\quad + F_2 (3H_1 + 2H_2 + H_3) + F_3 (2H_1 + H_2)\} \\ W_1 &= (E_1 + \bar{E}_2 + \bar{E}_3)(H_1 + H_2 + H_3) \\ &\quad + (G_1 + \bar{G}_2 + \bar{G}_3)(F_1 + F_2 + F_3) \\ W_2 &= 2(F_1 + F_2 + F_3)(H_1 + H_2 + H_3) \end{aligned} \right\} \quad (II.1)$$

### 付録 III 式(64)の $\bar{\zeta}$ の多項式に対する係数

$$\left. \begin{aligned} \bar{F}_2 &= \bar{M}_1 Y_2 \bar{Y}_2 + \mu_a \left(\frac{\gamma_a}{\tau}\right)^2 \{ \bar{M}_1 Y_2 (Y_2 - \bar{Y}_2) \\ &\quad + \bar{M}_2 Y_1 (Y_1 - \bar{Y}_1) \} + \mu_b \bar{M}_2 \bar{Y}_1 (\bar{Y}_1 - \bar{Y}_1) \\ \bar{F}_3 &= -\mu_a \left(\frac{\gamma_a}{\tau}\right)^2 \bar{M}_2 Y_1 (Y_1 - \bar{Y}_1) \end{aligned} \right\} \quad (III.1)$$

付録 IV 式 (70) の定数

$$\left. \begin{aligned} \tilde{H}_1 &= -\overline{M}_1\overline{M}_2 - \mu_b(\overline{M}_1\overline{Y}_2^2 + \overline{M}_2\overline{Y}_1^2) \\ \tilde{H}_2 &= \overline{M}_1\overline{M}_2 + \mu_a\left(\frac{\gamma_a}{\tau}\right)^2(\overline{M}_1Y_2^2 + \overline{M}_2Y_1^2) \\ &\quad + \mu_b\overline{M}_2\overline{Y}_1^2 \\ \tilde{H}_3 &= -\mu_a\left(\frac{\gamma_a}{\tau}\right)^2\overline{M}_2Y_1^2 \end{aligned} \right\} \quad (III.2)$$

$$\left. \begin{aligned} \tilde{E}_2 &= -\tilde{F}_2 + \mu_b\overline{M}_2\overline{Y}_1(\overline{Y}_1 - \tilde{Y}_1) \\ \tilde{E}_3 &= \tilde{E}_3 + \tilde{F}_2\gamma_b^2 \\ \tilde{E}_4 &= \tilde{F}_3\gamma_b^2 \end{aligned} \right\} \quad (III.3)$$

$$\left. \begin{aligned} \tilde{G}_1 &= \overline{M}_1\overline{M}_2 \\ \tilde{G}_2 &= \tilde{G}_2 + \tilde{H}_1\gamma_b^2 \\ \tilde{G}_3 &= \tilde{G}_3 + \tilde{H}_2\gamma_b^2 \\ \tilde{G}_4 &= \tilde{H}_3\gamma_b^2 \end{aligned} \right\} \quad (III.4)$$

$$\tilde{E}_3 = \mu_a\left(\frac{\gamma_a}{\tau}\right)^2\overline{M}_2Y_1(Y_1 - \tilde{Y}_1) \quad (III.5)$$

$$\left. \begin{aligned} \tilde{G}_2 &= -\overline{M}_1\overline{M}_2 - \mu_a\left(\frac{\gamma_a}{\tau}\right)^2(\overline{M}_1Y_2^2 + \overline{M}_2Y_1^2) \\ \tilde{G}_3 &= \mu_a\left(\frac{\gamma_a}{\tau}\right)^2\overline{M}_2Y_1^2 \end{aligned} \right\} \quad (III.6)$$

上式で

$$\zeta = \frac{\omega}{\omega_2} \quad (III.7)$$

$$\text{振動数比 } \gamma_b = \frac{n_b}{\omega_2} \quad (III.8)$$

$$\tilde{Y}_s = Y_s + a\theta_s, \quad (s = 1, 2) \quad (III.9)$$

とおいた。また、質量比の積を含む項は小さいとして無視した。さらに、振動モードの直交性から導かれる関係

$$\overline{M}_1\overline{M}_2 - \overline{M}_1Y_2\tilde{Y}_2 - \overline{M}_2Y_1\tilde{Y}_1 = 0 \quad (III.10)$$

及び

$$\begin{aligned} \overline{M}_1\overline{Y}_2(\overline{Y}_2 - \tilde{Y}_2) + \overline{M}_2\overline{Y}_1(\overline{Y}_1 - \tilde{Y}_1) \\ + (Y_1\overline{Y}_2 - \overline{Y}_1Y_2)(\overline{Y}_1\tilde{Y}_2 - \tilde{Y}_1\overline{Y}_2) = 0 \end{aligned} \quad (III.11)$$

を用いた。

$$\left. \begin{aligned} \tilde{U}_1 &= \tilde{E}_2(6\tilde{H}_1 + 3\tilde{H}_2 + \tilde{H}_3) + \tilde{E}_3(3\tilde{H}_1 + \tilde{H}_2) \\ &\quad + 3\tilde{G}_1(2\tilde{F}_2 + \tilde{F}_3) + \tilde{G}_2(3\tilde{F}_2 + \tilde{F}_3) + \tilde{G}_3\tilde{F}_2 \\ \tilde{U}_2 &= 2\{\tilde{F}_2(3\tilde{H}_1 + \tilde{H}_2) + \tilde{F}_3\tilde{H}_1\} \\ \tilde{V}_1 &= \tilde{E}_2(4\tilde{H}_1 + 3\tilde{H}_2 + 2\tilde{H}_3) \\ &\quad + \tilde{E}_3(3\tilde{H}_1 + 2\tilde{H}_2 + \tilde{H}_3) + \tilde{G}_1(4\tilde{F}_2 + 3\tilde{F}_3) \\ &\quad + \tilde{G}_2(3\tilde{F}_2 + 2\tilde{F}_3) + \tilde{G}_3(2\tilde{F}_2 + \tilde{F}_3) \\ \tilde{V}_2 &= 2\{\tilde{F}_2(3\tilde{H}_1 + 2\tilde{H}_2 + \tilde{H}_3) + \tilde{F}_3(2\tilde{H}_1 + \tilde{H}_2)\} \\ \tilde{W}_1 &= (\tilde{E} + \tilde{E}_3)(\tilde{H}_1 + \tilde{H}_2 + \tilde{H}_3) \\ &\quad + (\tilde{G}_1 + \tilde{G}_2 + \tilde{G}_3)(\tilde{F}_2 + \tilde{F}_3) \\ \tilde{W}_2 &= 2(\tilde{F}_2 + \tilde{F}_3)(\tilde{H}_1 + \tilde{H}_2 + \tilde{H}_3) \end{aligned} \right\} \quad (IV.1)$$

参考文献

- 1) 嶋田健司, 田村幸雄, 藤井邦雄, 若原敏裕, 佐武直紀: 高層建築物の風によるねじれ振動, 構造工学論文集, Vol. 37A, 1991.3.
- 2) Satake, N. and Yokota, H.: Evaluation of vibration properties of high-rise-buildings using data of vibration tests and earthquake observations, IWEF Meeting on Structural Damping, 1995.9.
- 3) 高橋元美, 磯崎浩, 萩原一: 偏心を有する高層 RC 造立体骨組の 2 方向入力による弾塑性地震応答解析, 日本建築学会構造系論文集, 第 499 号, 1997.7.
- 4) Li, Y. and Mau, S.T.: Learning from recorded earthquake motion of buildings, Journal of Structural Engineering, Vol.123, No.1, 1997.1.
- 5) 田村和夫, 柴慶治, 岡田敬一, 和田章: 能動型同調質量ダンパーを設置した高層建物の強風に対する制振特性評価, 日本建築学会構造系論文集, 第 465 号, 1994.11.
- 6) 鈴木芳隆, 小堀鐸二, 山田俊一, 竹中康雄, 黒川泰嗣, 大類哲: V 字型ハイブリッドマスダンパーを設置した超高層ビルの地震強風観測, 日本建築学会大会学術講演概要集, 1995.8.
- 7) Izumi, M., Teramoto, T., Kitamura, H., and Shirasawa, Y.: Buildings with response control systems in Japan, Structural Engineering in Natural Hazard Mitigation, Proceedings of papers presented at the Structural Congress '93, Vol.1, 1993.4.
- 8) 吉田英敏, 立見栄司, 野路利幸, 小坂英之: スロッシングを利用した制振装置の研究 (その 6, 7), 日本建築学会大会学術講演概要集, 1988.10.
- 9) 寺村彰, 吉田治, 岡田宏, 安井謙, 清水敬三, 藤田一誠: 凹型水槽式制振装置の開発研究 (その 9), 日本建築学会大会学術講演概要集, 1995.8.
- 10) 辰巳正明, 森邦久, 森健作: 明石海峡大橋の主塔制振対策, 本四技報, Vol.17, No.68, 1993.10.
- 11) デン・デンハルトック (谷口・藤井共訳): 機械振動論, コロナ社, 1971.
- 12) 背戸一登: 動吸振器による多自由度系の制振 (第 1, 2 報), 日本機械学会論文集 (C 編), 50 巻 458 号, 昭 59.10.
- 13) 岩浪孝一, 鈴木浩平, 背戸一登: 並列構造物の制振法に関する研究, 日本機械学会論文集 (C 編), 52 巻 484 号, 昭 61.12.
- 14) Warburton, G.B.: Optimum absorber parameters for minimizing vibration response, Earthq. Eng. and Str. Dyn., vol.9(1981).

(1999. 5. 7 受付)

OPTIMUM DYNAMIC PARAMETERS OF TUNED SYSTEM DAMPER  
INSTALLED ON HIGH-RISE-BUILDING  
WITH SWAYING AND TWISTING VIBRATION

Teruhiko TAKANISHI and Toshiya SONODA

In order to control vibrations on a structure having two degrees of freedom system of swaying and twisting vibrations during earthquake, two kinds of Tuned system damper are installed on the structure. In this paper, one method is proposed to determine approximate optimum dynamic parameters of these two damper's (optimum frequency ratio, optimum damping constant, mass ratio of two kinds of damper). The vibration modes of structure are obtained by the method of modal analysis. As for the first vibration, the influence by the second vibration is approximately taken into consideration as rigidity and, as to the second vibration, the first one is approximately taken into consideration as inertia force. And a theoretical method to obtain the values of optimum dynamic parameters of damper's is shown. Also, the applicable limitations of this theory are made clear by numerical calculation.