

I-595

変位加振を受けるはり部材の連結ダンパーのみを有する動吸振りによる振動制御

山口大学大学院 学生員○渋谷俊広 山口大学 正 員 會田忠義
山口大学 正 員 麻生稔彦

1. まえがき 著者らは、これまでに対象ばりに周期外力が作用する場合を想定し、対象ばりの制振のための動吸振りの調整法と、制振効果を明らかにしてきた。¹⁾ 土木、建築構造物では、このようなケースの他に、地震など、変位加振を受けるケースが考えられる。本研究では、対象構造物として骨組構造物中の一つのばりを取り出し、変位加振を受けるばりの制振を試みた。動吸振りは、等しく分布した連結ダンパーのみによって連結される場合(case. 1)と、実構造物に適用するための一つの試みとして、有限個の連結ダンパーによって連結される場合(case. 2)を想定した。

2. 運動方程式とモード方程式 Fig. 1に示す対象ばり(Main Beam, MB)と動吸振り(Dynamic Absorbing Beam, DAB)の運動方程式は次式で表される。特にcase. 2については S 個のダンパー装着時の運動方程式を示す。

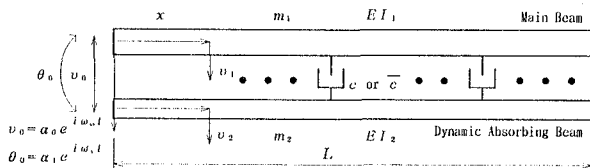


Fig. 1 解析モデル

$$m_1 \ddot{v}_1 + EI_1 v_1'''' + D_u = m_1 \alpha_0 \omega_0^2 e^{i\omega_0 t} + m_1 \alpha_1 \omega_1^2 e^{i\omega_1 t} \quad (1)$$

$$m_2 \ddot{v}_2 + EI_2 v_2'''' - D_u = m_2 \alpha_0 \omega_0^2 e^{i\omega_0 t} + m_2 \alpha_1 \omega_1^2 e^{i\omega_1 t} \quad (2)$$

ここで、 D_u は下記で表される。式中、 b_s は s 番目の連結ダンパー装着位置を表す。

$$\begin{cases} D_u = c (\dot{v}_1 - \dot{v}_2) & \cdots \text{case. 1} \\ D_u = \bar{c} (\dot{v}_1 - \dot{v}_2) \sum_{s=1}^S \delta(x - b_s) & \cdots \text{case. 2} \end{cases} \quad (3)$$

式中、 m_1, m_2 : MB及びDABの単位長さ質量、 EI_1, EI_2 : MB及びDABの曲げ剛性、 L : MB及びDABの材長、 $c, \bar{c}$: case. 1及びcase. 2の連結ダンパーの減衰係数、 v_0 : 支点変位、 θ_0 : 支点回転角、 ω_0, ω_1 : 励振円振動数、 α_0, α_1 : 変位振幅、 δ : Diracの δ 関数である。

MBとDABの単位長さ質量と曲げ剛性が相似で、両はりの境界条件が同じである場合、両はりの固有関数は同じになる。そこで、MB及びDABの i 次の固有関数を $V_i(x)$ とする。今、両はり連結時のそれぞれのばりの振動たわみ $v_1(x, t)$ 及び $v_2(x, t)$ を次式で表わす。

$$v_1(x, t) = \sum_{i=1}^N \rho_{1i}(t) V_i(x), \quad v_2(x, t) = \sum_{i=1}^N \rho_{2i}(t) V_i(x) \quad (4)$$

式(4)を式(1), (2)に代入し、固有関数の直交性を用いて整理すると式(5), (6)のモード方程式となる。

$$m_1 \ddot{\rho}_{1j} + m_1 \omega_{1j}^2 \rho_{1j} + D_m = m_1 \alpha_0 \omega_0^2 \beta_{0j} e^{i\omega_0 t} + m_1 \alpha_1 \omega_1^2 \beta_{1j} e^{i\omega_1 t} \quad (5)$$

$$m_2 \ddot{\rho}_{2j} + m_2 \omega_{2j}^2 \rho_{2j} - D_m = m_2 \alpha_0 \omega_0^2 \beta_{0j} e^{i\omega_0 t} + m_2 \alpha_1 \omega_1^2 \beta_{1j} e^{i\omega_1 t} \quad (6)$$

$$\text{ここで、} \begin{cases} D_m = c (\dot{\rho}_{1j} - \dot{\rho}_{2j}) & \cdots \text{case. 1} \\ D_m = \bar{c} \sum_{i=1}^N \{ (\dot{\rho}_{1i} - \dot{\rho}_{2i}) \cdot \sum_{s=1}^S V_i(b_s) V_j(b_s) \} & \cdots \text{case. 2} \end{cases} \quad \begin{cases} \beta_{0j} = \int_0^L V_j(x) dx \\ \beta_{1j} = \int_0^L x V_j(x) dx \end{cases} \quad (7)$$

3. モード方程式の簡略化 case. 2は式(7)より明らかのようにモード間に連成があり、Fig. 2に示す2質量2ばね系に置換できない。しかし、減衰係数 $\bar{c}$ を $\bar{c} = c \cdot d$ のようにcase. 1の場合の減衰係数 c とダンパー間の距離 d の積で表せば、 d が小さいとき式(7)のcase. 2の D_m は近似的であるが、case. 1の D_m と等しくなり、モード方程式も同一のものになる。そこで、本研究ではダンパーの間隔 d は小さいものとして近似的に2質量2ばねモデルに置換することにした。

4. 2質量2ばね系における動吸振器の最適化 ここで変位加振 v_0 に注目し、モード方程式の振動変位を

$\rho_{1j} = A_1 e^{i\omega_{st}t}$ 、 $\rho_{2j} = A_2 e^{i\omega_{st}t}$ で表すとき ρ_{1j} の実振幅 A_{r1} は次式になる。

$$\left(\frac{A_{r1}}{x_{st}}\right)^2 = \frac{(f^2 - g^2)^2 + 4f^2 g^2 (c_2/c_c)(1 + \varepsilon)^2}{(1 - g^2)^2 (f^2 - g^2)^2 + 4f^2 g^2 (c_2/c_c)^2 [1 - (1 + \mu)g^2 + \mu f^2]^2} = Y_1^2 \quad (8)$$

ただし、 $P_1 = m_1 \alpha_0 \omega_0^2 \beta_{0j}$ 、 $P_2 = m_2 \alpha_0 \omega_0^2 \beta_{0j}$ 、 $x_{st} = P_1/k_1$ 、 $\varepsilon = P_2/P_1$ 、 $\mu = m_2/m_1$ 、 $k_1/m_1 = \nu_1^2$ 、 $k_3/m_2 = \nu_3^2$ 、 $f = \nu_3/\nu_1$ 、 $g = \omega_0/\nu_1$ 、 $c_c = 2m_2 \nu_3$ 式(8)の ε 、 μ 、 f 、 g 、 c_2/c_c を変化させることによって制振効果を調べる。今、 $\varepsilon = \mu = 0.2$ 、 $f = 0.4$ として c_2/c_c を変化した場合の共振曲線 ($g - Y_1$) を描くと Fig. 3 に示されるように $g = 1$ 付近で Y_1 は最大値をとることが判る。次に共振曲線における最大値 Y_{1max} を f の各値に対して求め、その関係を Fig. 4 に示す。

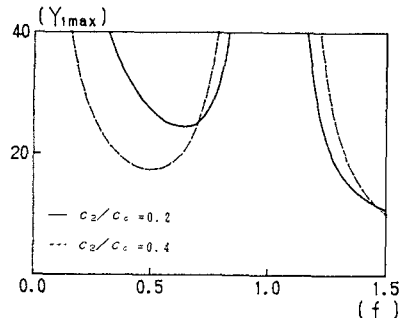
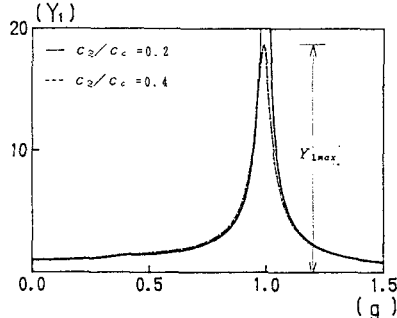
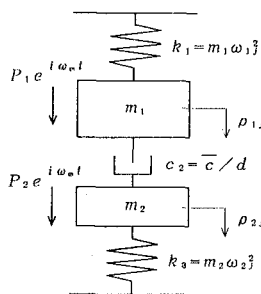


Fig. 2 2質量2ばね系

Fig. 3 $f = 0.4$ の場合の共振曲線Fig. 4 $f - Y_{1max}$ 曲線

Fig. 4)において $f > 1$ に対しては Y_1 は減少するが、動吸振器は一般に主振動系より小規模であるので、 $f < 1$ の場合が動吸振器の調整に関する領域である。そこで、 $f < 1$ の範囲について Fig. 4 に示す極小値を求めた。この最適解を求める方法としてニュートン・ラフソン法を適用した。 $\varepsilon = \mu = 0.2$ の場合の計算結果を Table 1 に示す。

5. 動吸振ばりの設計 変位加振時の励振振動数が対象ばりの j 次の固有振動数に近くと、対象ばりの振動変位は j 次モードが卓越するので、この j 次モードを制振対象とした設計条件式とその順序を示す。①励振荷重振幅比 ε 、質量比 μ 及び対象ばりの制限振幅を決める。②Table 1 を用いて固有振動数比 f 、減衰比 c_2/c_c を求める。③連結ダンパーの減衰係数及び動吸振ばりの曲げ剛性を式(9)から求める。

6. 計算例 Table 2 の諸元を持つ両端単純支持ばりを想定し、回転振動は考慮に入れず、制振対象モードを1次、励振荷重振幅比と質量比 $\varepsilon = \mu = 0.2$ 、減衰比 $c_2/c_c = 0.8$ として連結ダンパーを等分布に装着した場合と、5個集中装着した場合について、スパン中央点の共振曲線を Fig. 5 に示す。実線は内部減衰0%、破線は5%である。また、このときの動吸振ばりの諸元を Table 3 に示す。

Table 1 固有振動数比の値 ($\varepsilon = \mu = 0.2$)

減衰比 (c_2/c_c)	固有振動数比 (f)	無次元振幅 (Y_1)
0.05	0.83450	65.72
0.10	0.75215	38.46
0.20	0.64082	24.46
0.40	0.50338	17.39
0.60	0.41607	15.91
0.80	0.35412	14.03

$$m_2 = \mu m_1, \quad EI_2 = \mu f^2 EI_1$$

$$\begin{cases} c = 2\mu m_1 (c_2/c_c) f \omega_{1j} & \cdots \text{case. 1} \\ \bar{c} = 2\mu m_1 (c_2/c_c) f \omega_{1j} \cdot d & \cdots \text{case. 2} \end{cases} \quad (9)$$

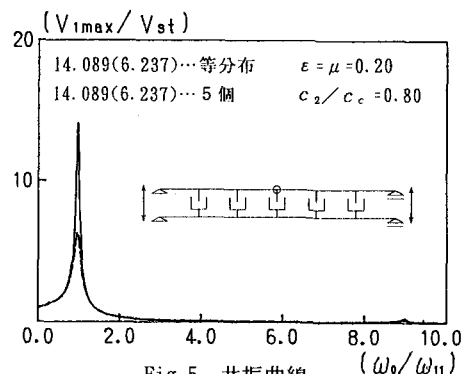


Fig. 5 共振曲線

Table 2 対象ばりの諸元

$L = 30.5(\text{m})$, $m_1 = 2.07 \times 10^3 (\text{Ns}^2/\text{m}^2)$
$EI_1 = 3.44 \times 10^8 (\text{N} \cdot \text{m}^2)$

Table 3 動吸振ばりの諸元

$m_2 = 4.14 \times 10^2 (\text{Ns}^2/\text{m}^2)$, $EI_2 = 8.63 \times 10^6 (\text{N} \cdot \text{m}^2)$
$c = 1.01 \times 10^3 (\text{Ns}/\text{m}^2)$, $\bar{c} = 5.16 \times 10^3 (\text{Ns}/\text{m})$

【参考文献】 1) 河原・會田：ダンパーのみを有する動吸振ばりによるはり構造物の振動制御、土木学会第46回年次学術講演会講演概要集第1部、pp946~947, (1991.9)