

I-455

両端自由の動吸振りによるはり部材の振動制御について

(株)フジタ 正員 野口浩二郎
山口大学 正員 會田忠義

1. まえがき 対象ばりと同じ境界条件をもつ動吸振りによる制振法は調整法は簡単であるものの、1次モードを対象に調整した動吸振りを用いる場合、対象ばりが非減衰系であるとき2次モードに制振効果が薄いケースがあることが明らかにされている。本研究は、この点を改良する目的に、動吸振りの境界条件を両端自由に変更し、より効果的な動吸振りの開発調査したものである。Fig. 1に示すように任意の境界条件をもつはり(Main Beam, MB)に両端自由ばり(Dynamic Absorbing Beam, DAB)を等しく分布した連結ばね・ダンパーで装着した場合を想定する。まず、運動方程式を求め、対象ばりの強制振動変位を最小にする連結ばね・ダンパーの係数並びにDABの曲げ剛性及び質量の関係を明らかにし、その調整法を示すとともに制振効果を明らかにした。

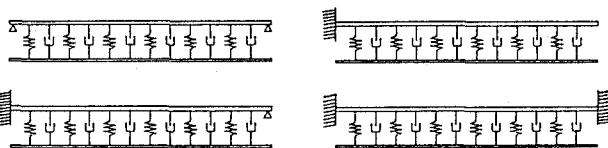


Fig. 1 両端自由動吸振りをもつはり

2. 運動方程式 Fig. 2に示す座標系における対象ばり及び動吸振りの運動方程式は式(1)及び(2)で表される。

$$m_1 \ddot{v}_1 + EI_1 v_1'''' + c(\dot{v}_1 - \dot{v}_2) + k(v_1 - v_2) = P \sin \omega_0 t \cdot \delta(x-a) \quad (1)$$

$$m_2 \ddot{v}_2 + EI_2 v_2'''' + c(\dot{v}_2 - \dot{v}_1) + k(v_2 - v_1) = 0 \quad (2)$$

ここで、 m_1, m_2 : MBとDABの単位長さ質量、 EI_1, EI_2 : MBとDABの曲げ剛性、 c, k : 連結ばね及び

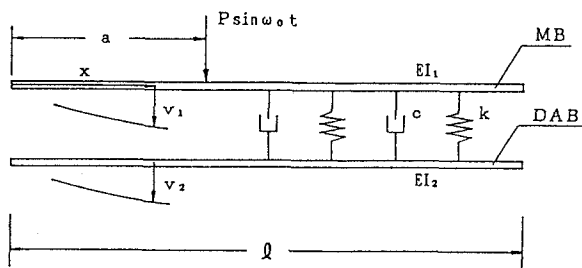


Fig. 2 振動解析モデル

ダンパーの係数、 v_1, v_2 : MBとDABの振動変位。今、振動変位を式(3)及び(4)で表す。 $\rho_{1j}(t)$ 及び $\rho_{2j}(t)$ は時間に関する未知関数、 $\phi_{1j}(x)$ は対象ばりの固有関数、 $\phi_{2j}(x)$ は両端自由ばりの固有関数である。式(3)及び(4)を運動方程式に代入し整理すると、次式で表される。

$$\ddot{\rho}_{1i} + \omega_1^2 \lambda_{1i}^4 \rho_{1i} + \Delta_1 (\dot{\rho}_{1i} - \sum_{j=1}^{\infty} \dot{\rho}_{2j} D_{ji}) + \Omega_1^2 (\rho_{1i} - \sum_{j=1}^{\infty} \rho_{2j} D_{ji}) = F \phi_{1i}(a) \cdot \sin \omega_0 t \quad (i=1, 2, \dots) \quad (5)$$

$$\ddot{\rho}_{2i} + \Delta_2 (\dot{\rho}_{2i} - \sum_{j=1}^{\infty} \dot{\rho}_{1j} D_{ij}) + \Omega_2^2 (\rho_{2i} - \sum_{j=1}^{\infty} \rho_{1j} D_{ij}) = 0 \quad (i=-1, 0) \quad (6)$$

$$\ddot{\rho}_{2i} + \omega_2^2 \lambda_{2i}^4 \rho_{2i} + \Delta_2 (\dot{\rho}_{2i} - \sum_{j=1}^{\infty} \dot{\rho}_{1j} D_{ij}) + \Omega_2^2 (\rho_{2i} - \sum_{j=1}^{\infty} \rho_{1j} D_{ij}) = 0 \quad (i=1, 2, \dots) \quad (7)$$

ここで、 $\omega_1^2 = EI_1/m_1$, $\omega_2^2 = EI_2/m_2$, $\Delta_1 = c/m_1$, $\Delta_2 = c/m_2$, $\Omega_1^2 = k/m_1$, $\Omega_2^2 = k/m_2$, $F = P/m_1$
 λ_{1i} : MBの固有値、 λ_{2i} : DABの固有値であり、 $D_{ij} = \int_0^l \phi_{1i} \phi_{2j} dx$ 。

3. 動吸振りの数値計算と調整法 数値計算に当って、MBの1次モードを制振することを目指すことから、MBは1次モードのみ(式(3)において $j=1$)を、DABは剛体振動と1次の曲げ振動のみ(式(4)において $j=-1, 0, 1$)を採用し、 $\rho_{11}, \rho_{2-1}, \rho_{20}, \rho_{21}$ を式(5)~(7)により算出し、MB及びDABの応答変位を計算した。数値計算は質量比 $\mu (=m_2/m_1)$ が0.02, 0.05, 0.1及び0.2のケースについて、与えられた EI_1/EI_2 に対する最適動吸振りを与えるばね係数 k ・減衰係数 c を求めた。

ここで、連結ばね係数 k は対象ばりを単純ばりとしたとき、スパン中央の静的たわみから計算されるばね係数 $k_0=48EI_1/\ell^3$ の N 分の1をもつものとし、減衰係数 c は同じく対象ばりの1次のモード減衰定数が1.0のときの減衰係数 $c_0=2.0 \cdot m_1 \cdot \nu_1$

($\nu_1=(\pi/\ell)^2 \sqrt{EI_1/m_1}$)の H 倍であるとした。

$$k=k_0/N, \quad c=c_0 \cdot H \quad (8)$$

Table.1に $\mu=0.05$ の場合の両端単純支持ばりに対する最適動吸振ばりの各値と、対象ばりの最大応答値及び最大応答発生時の励振振動数を示す。ここで、各 μ 値に対して計算した結果から、最大応答値 V/V_{st} と質量比 μ の関係及び最大応答値と剛性比 EI_1/EI_2 の関係を図示するとFig.3及び4となる。図より質量比 μ が大きいくほど最大応答値は小さくなり、最大応答値は EI_1/EI_2 に無関係であることがわかる。さらに、質量比 μ と連結ばねのばね係数 k 及び連結ダンパーの減衰係数 c の関係をFig.5及び6に示す。図よりばね係数と減衰係数は質量比に近似的であるが比例することがわかる。以上の結果より、最大応答変位を規定するとき、Fig.3の関係より質量比 μ が求められ、この μ 値に対してFig.5及び6の関係より連結ばね・ダンパーの係数が求められる。このとき動吸振ばりの EI_2 は任意でよい。制振効果についてはここでは省略し、当日発表する。

Table.1 単純支持ばりの最適値
($\mu=0.05$ の場合)

EI_1/EI_2	N	H	ω_0/ν_1	V/V_{st}
10	323	0.006	0.915	6.8765
			1.050	6.8591
20	323	0.006	0.915	6.9111
			1.050	6.8638
50	324	0.006	0.915	6.9379
			1.050	6.9346
100	325	0.006	0.915	6.9988
			1.045	6.9489
200	329	0.006	0.910	6.8790
			1.035	6.8776
500	338	0.006	0.905	6.3914
			1.040	6.3806

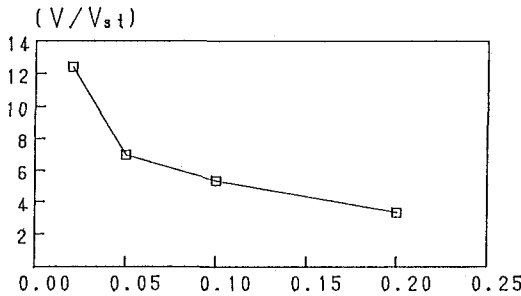


Fig. 3 単純支持ばりの最大応答(V/V_{st}) (μ) と質量比 μ の関係

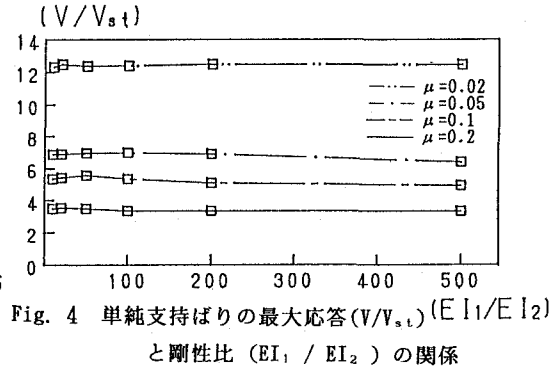


Fig. 4 単純支持ばりの最大応答(V/V_{st}) (EI_1/EI_2) と剛性比 (EI_1/EI_2) の関係

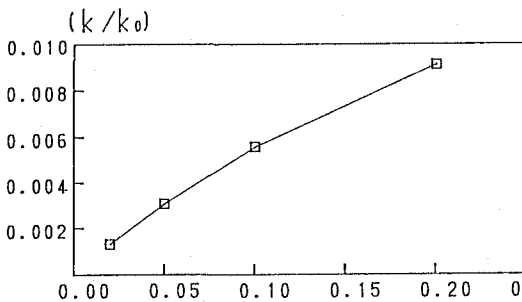


Fig. 5 単純支持ばりの連結ばね係数(k/k_0) (μ) と質量比 μ の関係

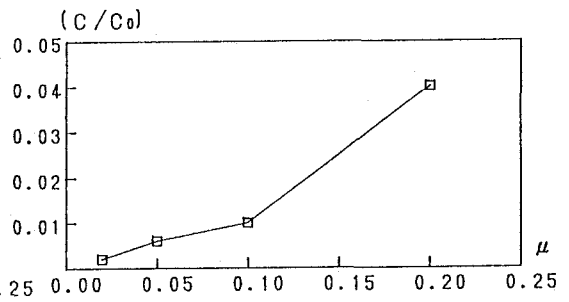


Fig. 6 単純支持ばりの連結ダンパー係数(c/c_0) (μ) と質量比 μ の関係