動吸振器による一般振動系の制振*

(理論解析)

張 維明^{*1}, 松 久 寛^{*1}, 佐 藤 進^{*1}

Dynamic Absorber for the General Multidegree-of-Freedom Vibration System (Theoretical Analysis)

Weiming ZHANG, Hiroshi MATSUHISA, and Susumu SATO

A general multidegree-of-freedom vibration system with mass-spring dynamic absorbers is theoretically analyzed. A general expression of the steady-state response is derived by making use of the eigenfunction expansion and receptance method. A method for the optimal tuning of the natural frequency and damping of an absorber is established. As an example, a numerical calculation for a cantilever is carried out. The results confirm the theoretical analysis and show the effectiveness of the absorber for vibration reduction. An improved method of optimal tuning for a system which has multiple absorbers for suppressing multiple modes of vibration is also derived.

Key Words: Vibration, Dynamic Absorber, Multidegree-of-Freedom System, Eigenfunction Expansion, Receptance Method, Optimal Tuning

1. 緒 言

機械で発生する振動問題の中には、機械自身の減衰の小ささに起因するものが多くある。その対策の一つに動吸振器を用いる方法がある。動吸振器は単位質量あたりの制振効果が大きく、小さな付加質量によって共振をよく抑えることができるという特長を持っている。動吸振器の設計において固有振動数と減衰の決定が重要である。一自由度系を制振対象とした質点ばね系動吸振器の最適設計法は Den Hartog⁽¹⁾, Brock⁽²⁾によって、古くから確立されている。また、はり、板などの分布系を制振対象とした動吸振器の設計法に関する研究も多く行われている^{(3)~(6)}。さらに、最近モード解析法の発展に伴って、モード解析法を利用した多自由度集中系もしくは分布系を制振対象とした動吸振器の設計法に関する研究もなされている⁽⁷⁾⁽⁸⁾。

ところが、これまでの研究では制振対象として集中系と分布系を別々に取扱っており、それぞれの動吸振器の設計法はあたかも違うようにみられる。多自由度集中系と分布系を含めた一般振動系における動吸振器

の最適設計法は整理されているとは言い難い。一方、集中系も分布系も、モード解析の観点からみれば同様に取扱える。したがって、両方に共通な動吸振器の一般的設計法があると考えられる。そこで、本報は一般振動系に取付ける質点ばね系動吸振器の設計法を考える。

まず、動吸振器を付けた系の振動応答を固有関数展開とリセプタンス法を用いて定式化する。そして、各モードを一自由度に近似することによって、動吸振器の最適設計法を導く。また、複数のモードに対応して複数の動吸振器を取付ける場合、他のモードのための動吸振器による影響を考慮すべきであるので、これについても検討し、補正の方法を求める。

2. 理 論 解 析

2.1 単一の動吸振器の付いた振動系の解析

図1に示す主振動系で、点Pに調和外力 $F_p \exp(i\omega t)$ が働いている。点Dに動吸振器が取付けてあり、動吸振器より働く力は $F_d \exp(i\omega t)$ であるとする。この場合、主振動系の任意の観測点Oの定常応答 $W_o \exp(i\omega t)$ はつぎのように表される。以後、添字 o, p, d はそれぞれ主振動系の点O, P, Dを表す。

$$W_o = G_{op}F_p + G_{od}F_d \quad \cdots \cdots (1)$$

* 平成元年11月11日 機械力学講演会において講演、原稿受付 平成元年3月31日。

*1 正員、京都大学工学部 (〒606 京都市左京区吉田本町)。

ここで、 G_{op} と G_{od} は主振動系のリセプタンスであり、モード解析よりつぎのように求められる。

$$G_{op} = \sum \frac{W_{ro} W_{rp}}{(\Omega_r^2 - \omega^2 + 2i\xi_r \Omega_r \omega) \Delta_r} \dots\dots\dots (2)$$

$$G_{od} = \sum \frac{W_{ro} W_{rd}}{(\Omega_r^2 - \omega^2 + 2i\xi_r \Omega_r \omega) \Delta_r} \dots\dots\dots (3)$$

ここで、 $\sum$ は分布系では $r=1 \sim \infty$ の項の和を、自由度が R の集中系では $r=1 \sim R$ の項の和を意味する。 W_{rj} は、分布系では主振動系の r 次モードの点 j での固有関数の値で、集中系では点 j (j は o, p, d などを表す) での固有ベクトルの成分である。 Ω_r と ξ_r はそれぞれ主振動系の r 次モードの固有角振動数とモード減衰率である。 Δ_r は主振動系の r 次のモード質量で、分布系では $\Delta_r = \int_V \rho W_r^2 dV$ (ρ は密度定数、 V は振動系の全体積を表す)、集中系では $\Delta_r = \sum m_j W_{rj}^2$ (m_j は質点 j の質量を表す、 $j=1 \sim R$) である。

式(1)で、変位振幅 W_o を求めるには、まず F_d を求めねばならない。そこで、式(1)を点Dについてたてるとつぎの式が得られる。

$$W_d = G_{dp} F_p + G_{dd} F_d \dots\dots\dots (4)$$

ここで、 G_{dp} と G_{dd} は式(2)と式(3)の W_{ro} を W_{rd} に置き換えたものである。

一方、図2に示す動吸振器についてみると、取付点の変位振幅 W_d と制振力の振幅 F_d の関係は一般的につぎのように表される。

$$W_d = \alpha_d F_d \dots\dots\dots (5)$$

ここで、 α_d は動吸振器のリセプタンスであり、簡単な計算によって、つぎようになる。

$$\alpha_d = \frac{-m_d \omega^2 + k_d + i c_d \omega}{m_d \omega^2 (k_d + i c_d \omega)} \dots\dots\dots (6)$$

ここで m_d , k_d , c_d はそれぞれ動吸振器の質量、ばね係数、減衰係数である。

式(4)と式(5)より、

$$F_d = (\alpha_d - G_{dd})^{-1} G_{dp} F_p \dots\dots\dots (7)$$

が得られる。これを式(1)に代入すると、動吸振器のついた振動系の任意点Oの振動応答はつぎのように求められる。

$$W_o = \{G_{op} + G_{od}(\alpha_d - G_{dd})^{-1} G_{dp}\} F_p \dots\dots\dots (8)$$

図1 一般振動系

2.2 一自由度系による近似 式(8)は一つの動吸振器のついた振動系の振動応答を求める式である。しかし、動吸振器の設計や制振効果の評価などは式(8)を直接用いると非常に複雑になる。

一方、動吸振器による制振においては、ある特定の固有モードの共振点の近傍に注目するので、一般にそのモードだけを考えればよい。いま j 次モードを制振対象とすると、式(2)と式(3)の $r \neq j$ の項は無視できる。このとき、それらを式(1)に代入すると、系の振動応答は次式のようになる。

$$W_o = \frac{W_{jo} W_{jp} F_p}{(\Omega_j^2 - \omega^2) \Delta_j} + \frac{W_{jo} W_{jd} F_d}{(\Omega_j^2 - \omega^2) \Delta_j} \dots\dots\dots (9)$$

ただし、この式ではモード減衰率 ξ_j は十分小さいとして、無視してある。この式で

$$M_{jo} = \Delta_j / W_{jo}^2 \dots\dots\dots (10)$$

$$K_{jo} = \Omega_j^2 \Delta_j / W_{jo}^2 \dots\dots\dots (11)$$

$$F_{jpo} = F_p W_{jp} / W_{jo} \dots\dots\dots (12)$$

$$F_{jdo} = F_d W_{jd} / W_{jo} \dots\dots\dots (13)$$

とおけば、つぎの式が得られる。

$$W_o = \frac{1}{K_{jo} - M_{jo} \omega^2} (F_{jpo} + F_{jdo}) \dots\dots\dots (14)$$

式(14)は図3に示す一自由度系の振動応答を表している。したがって、図1の主振動系の j 次モード近傍の振動は点Oにおける一自由度系の振動に置き換えられた。この系の質量は M_{jo} 、ばね定数は K_{jo} で、系に働く力は外部からの加振力 F_{jpo} と動吸振器による制振力 F_{jdo} の和である。ここで、 M_{jo} , K_{jo} , F_{jpo} と F_{jdo} をそれぞれ j 次モードにおける点Oでの等価質量、等価ばね定数、等価加振力と等価制振力と定義する。

2.3 動吸振器の最適設計 系の振動を j 次モードに近似しているのでつぎの関係が成り立つ。

$$W_o = \frac{W_{jo}}{W_{jd}} W_d \dots\dots\dots (15)$$

式(5)と式(6)を式(14)に代入し、式(15)を利用するとつぎの式が得られる。

$$W_o = W_{ost} \times \frac{(f^2 - g^2) + 2i\eta_d f g}{\{(1 - g^2)(f^2 - g^2) - \mu g^2 f^2\} + 2i\eta_d f g(1 - g^2 - \mu g^2)} \dots\dots\dots (16)$$

図2 質点ばね系動吸振器

ここで,

$$\begin{aligned} g: \text{強制振動数比} &= \omega/\Omega_j \\ f: \text{固有振動数比} &= \omega_d/\Omega_j \\ \omega_d: \text{動吸振器の固有振動数} &= \sqrt{k_d/m_d} \\ \eta_d: \text{動吸振器の減衰率} &= c_d/2m_d\omega_d \\ W_{ost}: \text{点Oの見掛けの静変位} &= F_{jpo}/K_{jo} \\ \mu: \text{動吸振器と主系の等価質量比} &= m_d/M_{jd} \\ M_{jd}: \text{点Dでの等価質量} &= \Delta_j/W_{id}^2 \end{aligned} \quad \dots\dots\dots (17)$$

式(16)は図1に示す系の Ω_j 近傍における点Oの変位振幅の近似値を与えるが、図3に示す一自由度主系に動吸振器を付けて得られた二自由度系における質点 M_{jo} の変位振幅と同じ式になる。

したがって、図1に示す一般振動系の j 次モードに対応する動吸振器の最適設計を行うには、式(16)を用いればよい。一自由度の動吸振器理論⁽¹⁾⁽²⁾によって、式(16)を満足する最適固有振動数と最適減衰率はつぎの式で与えられる。

$$\omega_{dj} = \frac{\Omega_j}{1+\mu} \quad \dots\dots\dots (18)$$

$$\eta_{dj} = \sqrt{\frac{3\mu}{8(1+\mu)}} \quad \dots\dots\dots (19)$$

また、動吸振器のパラメータが最適条件式の(18)と式(19)を満足するときの最大振幅はつぎのようになる。

$$W_{omax} = \sqrt{1+2/\mu} W_{ost} \quad \dots\dots\dots (20)$$

したがって、等価質量比 μ が求まれば、最適設計は式(18)と式(19)で簡単にできる。また、式(17)の $\mu = m_d/M_{jd}$ によって、等価質量比 μ は観測点と無関係で動吸振器の質量と主系の取付点Dの等価質量で定まる。ところで式(20)に示されるように μ が大きいくほど、最大振幅は小さくなる。 m_d が一定のとき、大きな μ を得るためには小さな等価質量 M_{jd} が望ましい。 M_{jd} が式(10)からわかるように固有モードの振幅の二乗に反比例するので、動吸振器の取付点としては振幅の大きな点を選ぶべきである。

2・4 複数個の動吸振器の付いた振動系 2・1節の式(8)は一つの動吸振器を付けたときの主系の振動応答を与えている。つぎに、複数個のモードに対応する

る複数個の動吸振器を付ける場合について考える。ここで N 個の動吸振器を各モードに対して一つずつ付けるとし、動吸振器の取付点を $D_n(n=1, 2, \dots, N)$ とする。この場合、主系の振動応答は式(8)を拡張することによって、つぎのようになる。

$$W_o = \{G_{op} + G_{od}(a_d - G_{dd})^{-1}G_{dp}\}F_p \quad \dots\dots\dots (21)$$

ただし、式中のマトリックスとベクトルはつぎの式で与えられる。

$$a_d = \begin{bmatrix} \alpha_1 & & 0 \\ & \alpha_2 & \\ & & \ddots \\ 0 & & & \alpha_N \end{bmatrix} \quad \dots\dots\dots (22)$$

$$G_{dd} = \begin{bmatrix} G_{11} & G_{12} & \cdots & G_{1N} \\ G_{21} & G_{22} & \cdots & G_{2N} \\ \vdots & \vdots & \cdots & \vdots \\ G_{N1} & G_{N2} & \cdots & G_{NN} \end{bmatrix} \quad \dots\dots\dots (23)$$

$$G_{od} = \{G_{o1} \ G_{o2} \ \cdots \ G_{oN}\} \quad \dots\dots\dots (24)$$

$$G_{dp} = \{G_{1p} \ G_{2p} \ \cdots \ G_{Np}\}^T \quad \dots\dots\dots (25)$$

ここで、添字 $1 \sim N$ は動吸振器の取付点 $D_1 \sim D_N$ を表す。

なお、動吸振器の最適設計については、動吸振器の等価質量比 μ が十分小さいとすれば、他のモードに対する影響が無視できるので、各制振モードに対して式(18)、(19)を直接利用できる。しかし、 μ が大きくなると、その影響を無視できなくなり、これについては3章の考察でその補正法を検討する。

3. 数値計算例と考察

以上の理論解析に基づき、片持ばりを主振動系として数値計算を行い、動吸振器設計の方法を説明する。はりとは鋼製とし、その諸元はつぎのとおりである。

$$\begin{aligned} \text{長さ } l &= 0.60 \text{ m,} \\ \text{断面積 } A &= 4.5 \times 10^{-4} \text{ m}^2, \\ \text{質量 } M &= 2.122 \text{ kg,} \\ \text{断面二次モーメント } I &= 0.3 \times 10^{-8} \text{ m}^4, \\ \text{減衰率 } \xi_r &= 0.001, \\ \text{密度 } \rho &= 7.86 \times 10^3 \text{ kg/m}^3, \\ \text{ヤング率 } E &= 2.1 \times 10^{11} \text{ N/m}^2 \end{aligned}$$

3・1 片持ばりの固有振動数と固有関数 片持ばりの振動数方程式はつぎのように表される。

$$\begin{aligned} \cos \beta_r l \cosh \beta_r l + 1 &= 0 \\ (\quad r=1, 2, \dots) \end{aligned} \quad \dots\dots\dots (26)$$

ここで、

図3 点Oでの一自由度系

$$\beta_r^4 = \frac{\rho A}{EI} \Omega_r^2 \dots \dots \dots (27)$$

固有関数は次式で表される。

$$W_r(x) = (\sin \beta_r l - \sinh \beta_r l)(\sin \beta_r x - \sinh \beta_r x) \\ + (\cos \beta_r l + \cosh \beta_r l)(\cos \beta_r x - \cosh \beta_r x) \dots \dots \dots (28)$$

ここで、 x は固定端を0,自由端を l とするはりの座標である。

また、片持ばりのモード質量は次式によって簡単に求められる。

$$\Delta_r = \int_0^l \rho W_r(x)^2 A dx \\ = \rho A l W_r(l)^2 / 4 \dots \dots \dots (29)$$

表1に、このはりの固有振動数を五次まで示す。

式(28)を用いて求めた一次から三次までの振動モードを図4に示す。ただし、固有関数は最大値を1として正規化されている。この図4から各モードの最大振幅点がわかり、動吸振器の最適取付点が求められる。また、各モードのはり上の各点における等価質量 M_r を図5に示す。

以下の計算では加振点のはりの自由端にあるとする。

3・2 動吸振器の付いていないときの振動応答

参考のために動吸振器の付いていないときのはりの振動応答を図6に示しておく。縦軸の W_{rms} は変位 W のはりの長さに関する rms 値で、はり全体の振動を評価する指数となる。 W_{rms} は次式で与えられる。

$$W_{rms} = \sqrt{\frac{\int_0^l |W(x)|^2 dx}{l}} \dots \dots \dots (30)$$

図6でわかるようにはりの減衰が小さいため各モードの固有振動数で大きな共振が起きている。各モードの共振ピークの高さは $\xi_r \Omega_r^2$ に反比例するが、モード減衰率 ξ_r を一定としているので、高次モードほど共振ピークは低くなっている。

3・3 単一モードの制振

ここで、一次から三次までの各モードに対して制振を行う。まず動吸振器の取付点を決める。図4と図5からわかるように三つのモードはともに自由端 $x=l$ で振幅が最大となるので、動吸振器の取付点は全部自由端にするべきである。しかし、構造上の制限から動吸振器を $x=l$ 近傍に付けられない場合は、できるだけモードの振幅の大きな点を選ばばよい。たとえば二次モードでは極値をとる点A ($x=0.47l$)、三次モードでは極値をとる点B ($x=0.29l$)、C($x=0.69l$) などである。いま、構造上の制限を考えずに取付点を全部 $x=l$ にする。つぎに動吸振器の質量を決める。ここでは動吸振器の質量をはりの

質量の0.02倍(0.042 kg)とする。各モードの動吸振器の取付点における等価質量、動吸振器の等価質量比と最適固有振動数、減衰率は式(10)、(17)、(18)と式(19)より表2のようにになる。

単一モードに対して一つだけ動吸振器を付けたときのはりの振動応答を図7に示す。各固有振動数近傍に注目しているので、その部分をみやすくするために、図7の横軸は加振振動数と各モードの固有振動数の比を取っている。図7を見ると、動吸振器によって各モードの共振がよく抑えられていることがわかる。また共振曲線は制振対象となったモードの近傍で平滑になっており、動吸振器が最適設計されたことがわかる。

3・4 複数モードの同時制振

図8は上の三つの

表1 はりの固有振動数

mode	1	2	3	4	5
f_r (Hz)	20.7	129.5	362.6	710.6	1174.6

図4 片持ばりのモード

図5 各モードの等価質量

図6 片持ばりの応答曲線

動吸振器を付けて一次から三次までのモードを同時に制振するときの各モードの振動応答を示すものである。図8と図7を対比してみるとわかるように三つのモードの動吸振器が同時に付けてあるとき、三次モードの制振状況はほとんど変わらないが、一次モードと二次モードのほうは悪くなっている。これは図8からわかるように一、二次モードのほうは高次モード用動吸振器の影響を受けて固有振動数が低くなっているためである。そこで、これらの影響を考察し、動吸振器設計の補正方法を考えてみる。2・3節で動吸振器が付けてあるときの主振動系の Ω_j 近傍の振動応答は式(16)で表されている。ここでこの式を利用して、 i 次モード用の動吸振器が点 D_i に付けてあるとき、 $j(j \neq i)$ 次モードの振動特性の変化を調べる。式(16)において、動吸振器の減衰率を零とおくと、つぎの振動数方程式が得られる。なお、以下においては添字 i, j はそれぞれ i, j 次モードを、添字 d_i, d_j はそれぞれ点 D_i, D_j を意味する。

$$(1-g^2)(f^2-g^2)-\mu g^2 f^2=0 \quad (31)$$

ただし、

$$f=\omega_{di}/\Omega_j,$$

$$g=\omega/\Omega_j$$

$$\mu=m_{di}/M_{jdi}$$

式(31)を $g=\omega/\Omega_j$ について解けば、動吸振器が付けてあるときの j 次モードの固有振動数 Ω_j' が求められる。

(1) $\omega_{di} > \Omega_j$ で、 $f^2 \gg g^2$ とみなせるとき、解はつぎのようになる。

$$\Omega_j'^2 = \frac{\Omega_j^2}{1+\mu} \quad (32)$$

i 次モード用動吸振器がついているときの j 次モードにおける点 D_j の等価質量 M_{jdi}' 、等価ばね定数 K_{jdi}' は、 $\Omega_j^2 = K_{jdi}/M_{jdi}$ と $\Omega_j'^2 = K_{jdi}'/M_{jdi}'$ の比較よりつぎのようになる。

$$\left. \begin{aligned} M_{jdi}' &= M_{jdi} + \lambda m_{di} \\ K_{jdi}' &= K_{jdi} \end{aligned} \right\} \quad (33)$$

$$\lambda = W_{jdi}^2 / W_{jdi}^2$$

したがって、点 D_i にある高次モード用の動吸振器は低次モードに対しては付加質量 λm_{di} を加えたのと同

じことになる。したがって低次モードの固有振動数は付加質量 λm_{di} の分だけ減少する。

(2) $\omega_{di} < \Omega_j$ で、 $f^2 \ll g^2$ とみなせるとき、解はつ

(a) モード1の制振

(b) モード2の制振

(c) モード3の制振

図7 単一モードの制振

図8 複数モードの制振

表2 各モードの動吸振器設計値

mode	M_{jdi} (kg)	μ	f (Hz)	η
1	0.531	0.08	19.1	0.17
2	0.531	0.08	119.9	0.17
3	0.531	0.08	335.8	0.17

ぎのようになる。

$$\Omega_j'^2 = (1 + \chi) \Omega_j^2 \quad \dots\dots\dots (34)$$

$$\chi = k_{di}/K_{jdi}$$

ここで、 χ は等価ばね比で、 $k_{di} = m_{di}\omega_{di}^2$ 、 $K_{jdi} = M_{jdi}\Omega_j^2$ である。このときの j 次モードにおける点 D_j の等価質量と等価ばね定数はつぎのようになる。

$$\left. \begin{aligned} M_{jdi}' &= M_{jdi} \\ K_{jdi}' &= K_{jdi} + \lambda k_{di} \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots\dots (35)$$

この式でわかるように低次モード用の動吸振器は高次モードに対して付加ばね λk_{di} を加え、それによって高次モードの固有振動数は付加ばね λk_{di} の分だけ増加する。しかし、 $f^2 \ll g^2$ のとき、 $k_{di} \ll K_{jdi}$ であるので、その増加の分はわずかで、高次モードにほとんど影響しない。

上の(1)と(2)では、一つの動吸振器の場合を考えたが、複数の動吸振器がある場合には、各動吸振器の影響を足し合えればよい。

以上より、他のモード用の動吸振器の影響を考慮して j 次モードの動吸振器を設計するとき、つぎの二つの方法が考えられる。

(1) λ と m_{di} を小さく選ぶことによって、他のモード用の動吸振器の j 次モードへの影響を小さくする。 λ を小さくするのは i 次モード用の動吸振器を j 次モードの振幅の小さい点に付けることを意味する。

(2) 他のモード用の動吸振器の影響を考慮して、最適設計の式(18)と式(19)をつぎのように補正する。

$$\omega_{dj}' = \frac{\Omega_j'}{1 + \mu'} \quad \dots\dots\dots (36)$$

$$\eta_{dj}' = \sqrt{\frac{3\mu'}{8(1+\mu')}} \quad \dots\dots\dots (37)$$

ここで、 $\Omega_j'^2 = K_{jdi}'/M_{jdi}'$ 、 $\mu' = m_{dj}/M_{jdi}'$ で、 j 次モードの動吸振器の取付点を D_j としている。

図9には1の方法で設計し直した動吸振器を用いたときの各モードの振動応答を示す。このとき一次から三次までのモード用の動吸振器の取付点はそれぞれ $x = l, 0.47l$ (点A), $0.29l$ (点B) で、質量はそれぞれはりの質量の0.02, 0.01, 0.005である。各モードの動吸振器の取付点における等価質量、動吸振器の等価質量比と最適固有振動数、最適減衰率は式(10)、(17)、(18)と式(19)によって表3のように変わる。図9をみるとわかるように、一次から三次までの各モードの共振ピークは全部ほぼ平滑になっている。二、三次モード用の動吸振器の等価質量比が小さくなったため、それらの制振効果も当然ながら小さくなった。

図10には方法2の式(36)、(37)で設計した動吸振器を用いたときの各モードの振動応答を示す。このとき、各モード用の動吸振器の質量と取付点は3・3節と同じで、各モードの動吸振器の取付点における等価質量、等価質量比と最適固有振動数、最適減衰率は表4のようになる。図10をみると一次から三次までのモードの共振ピークは全部ほぼ平滑になっており、1の方法と比べると動吸振器の等価質量比が大きいため、大きな制振効果が得られていることがわかる。

しかし、実際に動吸振器を設計するときに複数の動吸振器を同じ点に取付けるのが構造的に困難である場合、あるいは、制振対象となるモードの固有振動数が近接する場合は、1の方法を取ったほうがよい。な

表3 各モードの動吸振器設計値(補正法I)

mode	M_{jdi} (kg)	μ	f (Hz)	η
1	0.531	0.08	19.1	0.17
2	1.024	0.021	126.9	0.09
3	0.924	0.011	358.5	0.07

表4 各モードの動吸振器設計値(補正法II)

mode	M_{jdi}' (kg)	μ'	f' (Hz)	η'
1	0.616	0.069	17.9	0.16
2	0.574	0.074	116.1	0.17
3	0.531	0.08	337.5	0.17

図9 複数モードの制振(補正法I)

図10 複数モードの制振(補正法II)

お、1と2の方法を合せて使えばより正確で、効果的な設計ができると考えられる。

4. 結 言

動吸振器を付加した一般振動系の振動解析を行い、その振動応答の計算法を定式化した。動吸振器の設計において振動系の各モードを一自由度系に近似することによって従来の動吸振器の設計法が利用できるようになった。また、複数モードを制振するとき他のモード用の動吸振器の影響を検討し、補正方法を導いた。そして、片持ばりを数値計算例に用いて本研究の制振理論を説明した。

文 献

- (1) Ormondroyd, J. and Den Hartog, J. P., *Trans. ASME, J. Appl. Mech.*, **50**-7(1928), 9.
- (2) Brock, J. E., *Trans. ASME, J. Appl. Mech.*, **13**(1946), A 284.
- (3) Snowdon, J. C., *Vibration and Shock in Damping Mechanical System*, (1968), 298, John Wiley & Sons, New York.
- (4) Snowdon, J. C., *J. Acoust. Soc. Am.*, **57**-3(1975), 646.
- (5) Jacquot, R. G., *J. Sound Vib.*, **64**-4(1978), 535.
- (6) Kitis, L., ほか2名, *J. Sound Vib.*, **89**-4(1983), 559.
- (7) 背戸・ほか2名, *機論*, **50**-458, C(1984), 1962.
- (8) 背戸, *機論*, **50**-458, C(1984), 1970.

討 論

〔質問〕 長 松 昭 男〔東京工業大学工学部〕

貴論文において提案されている一自由度系による近似方法はすでに下記の論文(付1)で提案されている方法と同一ではないかと考えられるが、いかがか。

〔回答〕 ご指摘のように一自由度系による近似方法は背戸氏らによって提案されている。その方法では振

動系が離散値系に限られているように思う。しかし、本報では基本は同じだが振動系が離散系にも分布系にも一般的に使えるように拡張している。

-
- (付1) 背戸・ほか3名, 多自由度系の等価質量同定法, *機論*, **53**-485, C(1987), 52.