粘弾性動吸振器要素の動的性質と制振性能*

佐 藤 美 洋^{*1}The Reductive Performance of the Dynamic Absorbers and
Dynamic Properties of the Viscoelastic Absorber Elements

Yoshihiro SATOH

The dynamic vibration absorbers consist of a mass and a viscoelastic element. As the mechanical models of the viscoelastic absorber element, the Voigt model, the Maxwell model and the three-element model are employed. The Voigt model is identical to the viscoelastic element for the conventional dynamic absorbers. Another two models are new types of dynamic absorber elements. Using these models, each dynamic property and the response of primary mass with the dynamic absorber are compared. As the result, it is shown that though the dynamic properties of the Maxwell type are quite different from the Voigt type, they are equivalent in their reductive performance, and three-element type is superior to other two types.

Key Words: Dynamic Absorber, Viscoelasticity, Dynamic Properties, Performance

1. 緒 言

振動吸振器は、その解析モデルにおいて、質量と、ばねとこれに並列につながれた粘性減衰器から構成されているが、実際、簡素化のためには、ばねと粘性減衰器の代わりに粘弾性体を動吸振器の要素として用いることも考えられる。このような場合の実用上の指針を得る上で、粘弾性吸振器要素の動的性質と制振性能との関係を明らかにすることは、重要であると考えられる。

本論文では、粘弾性動吸振器要素の力学的モデルとして、Voigt model, Maxwell model, Three-element model などを取り上げ、これらのモデルのパラメータの最良値を示し、動的性質の特徴と制振性能について検討した。Voigt 形のパラメータの最良値は、すでに求められているので⁽¹⁾⁽²⁾、他の形の場合との比較のために載せられている。Maxwell model を用いた場合についての解析は見られないので、このタイプの動吸振器については解析を行い、最良パラメータの値を求め性能を評価した。Three-element の場合は、第一次

近似を用いた動吸振器の設計法⁽⁴⁾を用いた。

2. 動剛性関係式と応答振幅

1 自由度の主系に振動吸振器を付けた解析モデルを図 1 に示す。ハッチングの施された部分は粘弾性動吸振器要素を表し、 K^* は要素の複素動剛性を表している。一般に複素動剛性 K^* は、振動数 ω の関数として、貯蔵剛性 $K_1(\omega)$ 、損失剛性 $K_2(\omega)$ を用いて次のように表される。

$$K^*(\omega) = K_1(\omega) + jK_2(\omega) \dots\dots\dots (1)$$

粘弾性動吸振器要素の複素動剛性を用いると、この系の動剛性関係式は次のように書くことができる。

$$\begin{bmatrix} k - m\omega^2 + K^* & -K^* \\ -K^* & K^* - m_d\omega^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} X \\ X_d \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} P_0 \\ 0 \end{Bmatrix} \dots\dots\dots (2)$$

図 1 粘弾性体と質量から成る動吸振器を付けた振動系

* 原稿受付 平成 2 年 6 月 27 日。

^{*1} 正員、上智大学理工学部 (〒102 東京都千代田区紀尾井町 7-1)。

ここに X, X_d は x, x_d の振幅である。

主系の固有振動数を ω_0 として、辺々 $m_d\omega_0^2$ で除して無次元化を計り、主系の静的変位 ($x_{st} = P_0/k$) で無次元化した主系および吸振器系の振幅 A, A_d を用いると、動剛性関係式(2)は次のように書き直すことができる。

$$\begin{bmatrix} 1-\lambda^2+Rk^* & -Rk^* \\ -k^* & k^*-\lambda^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} A \\ A_d \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 1 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad \cdots \cdots (3)$$

ここに $\lambda = \omega/\omega_0$

$$k^* = r(\lambda; \bar{u}) + jd(\lambda; \bar{v}) \quad \cdots \cdots (4)$$

$$r(\lambda; \bar{u}) = K_1(\omega; u)/m_d\omega_0^2 \quad \cdots \cdots (5)$$

$$d(\lambda; \bar{v}) = K_2(\omega; v)/m_d\omega_0^2 \quad \cdots \cdots (6)$$

$r(\lambda; \bar{u}), d(\lambda; \bar{v})$ は、それぞれ貯蔵剛性、損失剛性を単に $m_d\omega_0^2$ で無次元化しただけであるが、その動吸振器要素が組込まれた系の尺度で表された貯蔵剛性、損失剛性の振動数特性を表している。以下では、これらをそれぞれ動的ばね特性、減衰特性と呼ぶ。 $\bar{u}, \bar{v}$ は動的性質を支配する無次元パラメータである。

応答振幅は無次元化された動剛性関係式(3)より次のように求められる。

$$A = \sqrt{\frac{a^2(\lambda; \bar{u}) + d^2(\lambda; \bar{v})}{b^2(\lambda; \bar{u}) + d^2(\lambda; \bar{v}) \cdot c^2(\lambda)}} \quad \cdots \cdots (7)$$

$$A_d = \sqrt{\frac{r^2(\lambda; \bar{u}) + d^2(\lambda; \bar{v})}{b^2(\lambda; \bar{u}) + d^2(\lambda; \bar{v}) \cdot c^2(\lambda)}} \quad \cdots \cdots (8)$$

ここに

$$\left. \begin{aligned} a(\lambda; \bar{u}) &= r(\lambda; \bar{u}) - \lambda^2 \\ b(\lambda; \bar{u}) &= (1-\lambda^2) \cdot a(\lambda; \bar{u}) - R\lambda^2 r(\lambda; \bar{u}) \\ c(\lambda) &= 1 - \lambda^2 - R\lambda^2 \end{aligned} \right\} \quad \cdots \cdots (9)$$

(a) フォークトモデル (b) マックスウェルモデル

三要素モデル

図2 力学的モデル

3. 粘弾性動吸振器要素の動的特性

粘弾性吸振器要素に、力 $f = f_0 e^{j\omega t}$ が作用したときの応答変位 x を $x = x_0^* e^{j\omega t}$ とすれば、系の複素動剛性 $K^*(\omega)$ は次式で与えられる。

$$K^*(\omega) = f_0/x_0^* \quad \cdots \cdots (10)$$

x_0^* は系の粘性による位相遅れのため複素数となる。動的ばね特性 $r(\lambda; \bar{u})$ 、減衰特性 $d(\lambda; \bar{v})$ は $K^*(\omega)$ から実部 $K_1(\omega)$ と虚部 $K_2(\omega)$ を分離し、それぞれ式(5)、(6)のように無次元化することによって得られる。粘弾性体の力学的挙動が、図2に示されるような力学的モデルで表されるならば、複素動剛性は基礎方程式から求められる。

3.1 Voigt 型動吸振器要素 図2(a)は従来の振動吸振器の解析に用いられているモデルと同じ形である。この粘弾性モデルはフォークトモデルと呼ばれている。その動的特性は基礎方程式から求めるまでもなく次式で与えられる。

$$r_v(\lambda; \nu) = \nu^2 \quad \cdots \cdots (11)$$

$$d_v(\lambda; \beta) = \beta\lambda$$

ここに $\nu^2 = k_v/m_d\omega_0^2, \beta = c_v/m_d\omega_0$

3.2 Maxwell 型動吸振器要素 図2(b)の Maxwell model の基礎方程式は、

$$f + \tau_M \dot{f} = k_M \tau_M \dot{x} \quad \cdots \cdots (12)$$

ただし $\tau_M = c_M/k_M$

これより前述の方法に従って動的特性を求めると、次式ようになる。

$$r_M(\lambda; \bar{u}) = \mu^2 \frac{\lambda^2}{\lambda^2 + \theta^2} \quad \cdots \cdots (13)$$

$$d_M(\lambda; \bar{u}) = \mu^2 \frac{\theta\lambda}{\lambda^2 + \theta^2}$$

ここに

$$\bar{u} = (\mu \quad \theta)^T, \quad \mu = \omega_M/\omega_0$$

$$\theta = 1/\tau_M\omega_0, \quad \omega_M^2 = k_M/m_d$$

3.3 3要素型粘弾性動吸振器要素 図2(c)、(d)の3要素モデルは等価であることが知られているので、(c)のモデルを考えれば十分である。このモデルの貯蔵剛性は Maxwell model の貯蔵剛性に並列にばね剛性 k_d を加えたものであり、損失剛性は Voigt model のそれに等しい。したがってこのモデルの動的ばね特性、減衰特性は次のように表される。

$$r_T(\lambda; \bar{u}_T) = \mu^2 \frac{\lambda^2}{\lambda^2 + \theta^2} + \nu_d^2 \quad \cdots \cdots (14)$$

$$d_T(\lambda; \bar{u}) = \mu^2 \frac{\theta\lambda}{\lambda^2 + \theta^2}$$

ここに

$$\bar{u}_T = (\mu \quad \theta \quad \nu_d), \quad a = (\mu \quad \theta)^T$$

$$\nu_d = \omega_d/\omega_0, \quad \omega_d^2 = k_d/m_d$$

動的ばね特性は $\gamma_T(0; \bar{u}) = \nu_d^2, \lambda \rightarrow \infty$ のとき $\nu_d^2 + \mu^2$ に漸近する単調増加関数である。Maxwell 型の粘弾性動吸振器要素の動的ばね特性は $\nu_d^2 = 0$ の場合に相当する。一方、減衰特性は $\lambda = \theta$ で極大値 $\theta^2/2$ をとる。またこの振動数で、動的ばね特性は変局点となるので、この付近の振動数で依存性が最も強く現れる。

4. Voigt 型動吸振器

Voigt 型の粘弾性体を用いた動吸振器を、Voigt 型動吸振器と呼ぶことにする。このタイプは、従来の動吸振器と全く同じであり、最良パラメータはすでに、以下に示すように求められている。

$$\nu = 1/(1+R) \cdots \cdots (15)$$

$$\beta = \sqrt{3R/2(1+R)^3} \cdots \cdots (16)$$

主系の応答振幅の最大値は次式で近似される。

$$A_{\max} = \sqrt{1+2/R} \cdots \cdots (17)$$

Voigt 型の動吸振器を装着した主系の応答曲線と動特性を図 3 に示す。

5. Maxwell 型動吸振器

Maxwell 型の粘弾性体を用いた動吸振器を Maxwell 型動吸振器と呼ぶことにする。この動吸振器を持つ主系の応答振幅 A, A_d は、それぞれ式 (7), (8) における $r(\lambda; \bar{u}), d(\lambda; \bar{u})$ を式 (13) で表される Maxwell 型の動的特性 $r_M(\lambda; \bar{u}), d_M(\lambda; \bar{u})$ で置き換えて得られる。 $r_M(\lambda; \bar{u}), d_M(\lambda; \bar{u})$ の特性を支配するパラメータが同一あり、Voigt 型を用いた場合のように、減衰特性のみを支配する独立なパラメータが存在しない。したがって、主系の応答曲線上に、減衰特性に依存しない定点は存在しないと考えられるが、 θ をパラメータとして応答曲線を描いてみると、図 4 に示される

ように、2 個の定点 P, Q が現れる。実際、定点が存在するならば、これを利用して最良パラメータを求めることができるので、定点を求めることは重要な問題である。

主系の応答曲線における、パラメータ θ に関する定点とは、主系の応答曲線の θ に関する感度が、任意の θ に関して零となる点と考えられる。したがって、 A の θ に関する導関数が、任意の θ に関して零となる振動数 λ_i が存在することである。

主系の応答振幅 A を

$$A = \sqrt{A_N(\lambda, r_M, d_M)/A_D(\lambda, r_M, d_M)} \cdots \cdots (18)$$

と書き、 θ で微分し、零と置くと、次式を得る。

$$S \frac{\partial r_M}{\partial \theta} + T \frac{\partial d_M}{\partial \theta} = 0 \cdots \cdots (19)$$

ここに

$$S = \frac{\partial A_N}{\partial r_M} A_D - \frac{\partial A_D}{\partial r_M} A_N \cdots \cdots (20)$$

$$T = \frac{\partial A_N}{\partial d_M} A_D - \frac{\partial A_D}{\partial d_M} A_N \cdots \cdots (21)$$

式 (19) は、左辺を実際に計算すると、最終的に次のような λ の二乗に関する 2 次の定点方程式が得られる。

$$2\lambda^4 - (R\mu^2 + 2\mu^2 + 2)\lambda^2 - 2\mu^2 = 0 \cdots \cdots (22)$$

この方程式の解が求める定点の振動数 λ_P, λ_Q である。

2 個の定点が存在することが理論的に明らかになったので、定点の応答振幅が互いに等しくなるようにパラメータ μ を決定し、定点の付近で極大となるようにもう一つのパラメータ θ を決定することによって、最良パラメータの値が決定される。

定点 P, Q で応答振幅を互いに等しくするような、最も簡単な条件は、 θ を無限大、すなわち図 2(b) において $c=0$ としたときの応答曲線の式を用いて、次のように表される。

$$1/(1-\lambda_P^2) = -1/(1-\lambda_Q^2) \cdots \cdots (23)$$

図 3 最良フオークト型動吸振器要素の動的性質と主系の周波数応答

図 4 マックスウェル型動吸振器を持つ主系の周波数応答

この条件を満足する μ は、容易に求められる。

$$\mu^2 = 2/(2+R) \quad \dots\dots\dots (24)$$

このとき λ_p, λ_q および振幅 $A_{p,q}$ はそれぞれ

$$\lambda_{p,q}^2 = 1 \mp \sqrt{R/(2+R)} \quad \dots\dots\dots (25)$$

$$A_{p,q} = \sqrt{1+2/R} \quad \dots\dots\dots (26)$$

となる。調整が施された Maxwell 型の吸振器を持つ主系の定点の振幅は式(26)で表されるように、従来の Voigt 型の場合と全く同じ結果が導かれた。Maxwell 型の場合もこの定点の付近で極大となるような θ が存在するならば、Voigt 型の場合と同様に定点の応答振幅 $A_{p,q}$ が近似的に最大値となる。

そこで、定点の方程式(19)、および定点の振幅の式(26)を考慮して

$$\left. \frac{\partial A}{\partial \lambda} \right|_{\lambda=\lambda_{p,q}} = 0$$

を求めると、

$$\left[R \frac{\partial A_N}{\partial r_M} - (2+R) \frac{\partial A_D}{\partial r_M} \right]_{\lambda=\lambda_{p,q}} = 0 \quad \dots\dots\dots (27)$$

この方程式は、 μ と R の関数を係数に持つ θ の二乗に関する 2 次方程式となる。この方程式を、式(24)を考慮して解くと次式のようになる。

$$\theta^2 = \frac{R\{3(2+R) \pm \sqrt{R(2+R)}\}}{(2+R)^2} \quad \dots\dots\dots (28)$$

式(28)の複号は、正をとると $\lambda=\lambda_p$ で、また負符号をとると $\lambda=\lambda_q$ で応答曲線が極大となる。 θ の最良値としては、二乗平均値 θ_m を用いる。

$$\theta_m = \sqrt{3R/(2+R)} \quad \dots\dots\dots (29)$$

主系の質量に、パラメータの最良化が計られた Maxwell 型の動吸振器を付加したときの周波数応答曲線を図 5 に示す。動的ばね特性は、応答曲線の二つの極大値の付近で、正のわずかなこう配を持ち直線的である。また、減衰特性はこの付近の振動数で、直線的

図 5 最良マックスウェル型動吸振器要素の動的性質と主系の周波数応答

に減少する傾向を示している。このように図 3 に示された Voigt 型の場合と比較すると、動的特性が著しく異なっているにもかかわらず、主系の質量の応答曲線は、その二つのピークの位置が、わずかにシフトしている点を除けば、ほとんど一致している。

異なる質量比に対して、最良パラメータを持つ Maxwell 型粘弾性動吸振器要素の動的性質を、図 6 に示す。質量比が大きくなるにつれて、動的ばね特性は、全体的に低くなるが、応答曲線の二つの極大の付近の振動数領域における傾きが大きくなる傾向を示している。一方、減衰特性は対応する振動数の領域における負の傾きは、質量比の増加に伴って、緩やかになる傾向がある。通常、動吸振器においては、減衰特性は振動数に比例して増加すると仮定されるが、Maxwell 型の場合は、このように減少する部分が利用されているのが特徴的である。

6. 一般化動吸振器

一般には、力学的モデルが決定されていないような粘弾性体を動吸振器要素として用いる場合も考えられるが、その動的特性は、3 要素モデルで表されるような特性を示すものと考えられる。したがって動的特性は、振動数に対して区分的に線形近似が可能であると考えられる。そこで、動的特性を次のように近似する。

$$r_1(\lambda; \bar{u}) = \nu^2 + x\lambda \quad \dots\dots\dots (30)$$

$$d_1(\lambda; \bar{v}) = \alpha + \beta\lambda \quad \dots\dots\dots (31)$$

ここに

$$\bar{u} = (\nu \ x)^T, \quad x \geq 0$$

図 6 R に対する最良マックスウェル型動吸振器要素の動的性質

$$\bar{v} = (\alpha \quad \beta)^T \quad \dots\dots\dots (32)$$

$$\beta \geq 0 \quad \dots\dots\dots (33)$$

この場合応答曲線は、式(7)における $r(\lambda; \bar{u})$, $d(\lambda; \bar{v})$ を式(30), (31)で置き換えて得られる。

応答振幅 A の減衰特性 $d_i(\lambda; \bar{v})$ に関する感度を零と置くと、減衰特性に独立な定点の方程式

$$b^2(\lambda; \bar{u}) - c^2(\lambda) a^2(\lambda; \bar{u}) = 0 \quad \dots\dots\dots (34)$$

が得られる。 $r_1(\lambda; \bar{u})$ について書き直すと、

$$r_1(\lambda; \bar{u}) = \frac{2\lambda^2 - (2+R)\lambda^4}{2[1 - (1+R)\lambda^2]} \quad \dots\dots\dots (35)$$

式(35)の右辺を $g(\lambda)$ とすると、方程式(35)の解は、2曲線 $y = r_1(\lambda; \bar{u})$ と $y = g(\lambda)$ の交点の λ 座標として与えられる。 $g(\lambda)$ は図7に示されるように、 $\lambda > 0$ で、単調増加関数であり、 $\lambda = 1/\sqrt{1+R}$ で発散する。一方、動的ばね特性は一次式で近似されているので、2曲線 r_1, g は2個の交点を持つことが容易にわかる。これに対応する定点の軌跡は、減衰特性を無限大とした場合の応答曲線になる。

定点と動的特性の関係を、図7に示す。 P_D, Q_D はVoigt型の動吸振器要素に、また P_S, Q_S は振動数に直接比例型の動的ばね特性を持つ動吸振器要素に、最良調整が計られた場合の定点を示している。これらの場合以外にも、二つの定点の応答振幅を互いに等しくするような調整が可能であることが図からわかる。

6・1 最良調整・減衰 最良調整は、方程式(35)の左辺に式(30)を代入し整理して得られる λ に関する4次方程式の正の2解 λ_P, λ_Q が、最良調整の条件

$$\lambda_P^2 + \lambda_Q^2 = 2/(1+R) \quad \dots\dots\dots (36)$$

を満足するように、動的ばね特性のパラメータを決定することによって得られる。解と係数の関係を利用し、冗長な計算の結果、パラメータの最良調整値 $\bar{u}_0 = (\nu_0 \quad x_0)^T$ が、次のように解析的に求められる。

$$0 \leq \nu_0 \leq 1/(1+R) \quad \dots\dots\dots (37)$$

$$x_0 = \frac{\{1 - (1+R)^2 \nu_0^2\}}{(1+R)^2 \varphi} \quad \dots\dots\dots (38)$$

ただし

図7 定点と動的ばね特性

$$\chi = \sqrt{1 + 2(1+R)^3 \nu_0^2 + (1+R)^4 \nu_0^4} \quad \dots\dots\dots (39)$$

$$\varphi = \sqrt{\frac{3+R - (1+R)^2 \nu_0^2 + \chi}{2(1+R)(2+R)}} \quad \dots\dots\dots (40)$$

$$\psi = \sqrt{\frac{1+R + (1+R)^2 \nu_0^2 - \chi}{2(1+R)(2+R)}} \quad \dots\dots\dots (41)$$

x_0 に対する λ_P, λ_Q は

$$\lambda_{P,Q} = \varphi \mp \psi \quad \dots\dots\dots (42)$$

このとき、定点の応答振幅 $A_{P,Q}$ は次式で与えられる。

$$A_{P,Q} = \frac{1}{2\varphi\psi(1+R)} \quad \dots\dots\dots (43)$$

最良調整された定点の振幅 $A_{P,Q}$ を、図8に示す。

一方、最良減衰は応答曲線の定点が極大(最大)となるように減衰特性のパラメータを決定することが望ましい。 $\lambda = \lambda_P, \lambda_Q$ における A の λ に関する偏微分を零と置き、 λ_P, λ_Q が定点の方程式(34)を満足することを考慮すると、減衰特性が定点に置いて満足すべき条件が得られる。

$$d_i(\lambda_i; \bar{v}) = D_i, \quad (i = P, Q) \quad \dots\dots\dots (44)$$

ただし

$$D_i^2 = \frac{r_{1i} - \lambda_i^2}{(1+R)\lambda_i} [(1+R)\lambda_i r_{1i} - \{1 - (1+R)\lambda_i^2\} x_0 + 2\lambda_i - (3+R)\lambda_i^3] \quad (i = P, Q) \quad \dots\dots\dots (45)$$

$$r_{1i} = \nu_0^2 + x_0 \lambda_i, \quad (i = P, Q) \quad \dots\dots\dots (46)$$

式(44)は α, β を未知数とする2元の連立方程式となるが、条件式(33)を考慮すると、 α をパラメータとして、 β の最適値を求める方が良いと考えられる。最小二乗法を用いると、 β の最適値 β_0 は次のように求められる。

$$\beta_0 = (1+R)(D_P \lambda_P + D_Q \lambda_Q - 2\alpha \varphi)/2 \quad \dots\dots\dots (47)$$

最大振幅は定点の振幅で近似的に評価される。

6・2 3要素型動吸振器への適用 動的吸振器の粘弾性要素が、図3に示されるような3要素モデルで

図8 定点の振幅

表される場合には、 $\lambda=1$ における第一次近似式より、 ν, x, α, β を求め、それらが最良調整条件式(37)、(38)および最良減衰条件式(47)を満足するように、 ν_d, μ, θ を決定すればよい⁽⁴⁾。

条件式(47)は不等式であるから、最良パラメータは一意的には決定されないが、 ν が小さいほど応答は低く抑えられている様子が図8から伺われるので、 ν を最小とするように定める。図9に結果を示す。

この最良パラメータを持つ粘弾性要素の動的性質、および主系の応答曲線の一例を図10に示す。良好な制振効果が認められる。実線が正確な動的性質とそれによる応答曲線を、また破線は動的性質の第一次近似式とそのときの応答曲線を表している。正確な動的性質による応答曲線と第一次近似を用いた応答曲線とは広い振動数範囲において、良い一致が認められる。これは、動的性質の応答曲線への影響が顕著に現れる共振振動数の付近で、図10に示されるように、第一次近似式がその動的性質を良く近似していることに起因すると考えられる。

粘弾性要素の動的性質の質量比 R に対する、変化の様子は図9から理論的には次のように理解される。静的剛性部 ν_d は R の増加とともに減少する。また動的剛性部分の大きさ μ は、 $R < 0.2$ で急激に増加する

図9 最良値

図10 最良三要素型動吸振器要素の動的性質と主系の周波数応答 ($R=0.1$)

が、その後はなだらかに減少する。動的ばね特性の傾きが最大となる振動数と、減衰特性が極大となる振動数 θ は、 R の増加とともに直線的に増加する。

以上の結果は、異なる質量比 R に対する最良動吸振器要素の動的性質の振動数特性を示した図11より視覚的に理解することができる。

7. 動吸振器の性能

非減衰系に対する動吸振器の制振性能の測度を、動吸振器が付加された系の応答振幅の最大値の逆数として定義する。各タイプの動吸振器の、この定義に基づく制振性能を図12に示す。質量比 R を大きくすれば各タイプの動吸振器の性能は向上させられるが、小さい質量比で大きな制振効果を期待するには Three-element 型の動吸振器のほうが有利であることがわかる。

図11 R に対する最良三要素型動吸振器要素の動的性質

図12 各型の最良動吸振器の制振性能

8. 結 言

従来の動吸振器のばねとこれに並列につながれた粘性減衰器を、粘弾性動吸振器要素で置き換え、その力学的モデルとして(1)Voigt model, (2)Maxwell model, (3)Three-element modelを仮定した。Voigt modelは従来の動吸振器要素である。Maxwell-modelのパラメータの最良値は、定点法を応用して求めた。その結果、動的性質が全くVoigt型と異なっているにもかかわらず、最良動吸振器の性能は両者ともほとんど一致していることがわかった。Three-element型の場合は、主系の固有振動数の近傍における

第一次近似式を用いて動的性質を表し、一般化粘弾性のパラメータの最良値の設計式を応用して動的性質を求めた。その結果、二つの極大値は従来の動吸振器の場合と比較して低く抑えられていることがわかった。動吸振器の制振性能の測度を定義し、各タイプの動吸振器の性能の評価を行った。

文 献

- (1) Den Hartog, J. P., *Mechanical Vibrations*, (1956), 100, McGraw-Hill Book Co., New York.
- (2) Brock, J. E., *J. Appl. Mech.*, **13** (1946), A-284.
- (3) Snowdon, J. C., *J. Acoust. Soc. Am.*, **31** (1959), 1096.
- (4) 佐藤, 機講論, No.900-14 (1990-3), 171.