

(5) 交通荷重による道路橋不規則振動のための 動吸振器の最適設計

OPTIMUM DESIGN OF DYNAMIC DAMPERS FOR RANDOM VIBRATION OF HIGHWAY BRIDGES
UNDER A MOVING VEHICLE

岡 林 隆 敏 * 竹 下 渡 **

Takatoshi OKABAYASHI , Wataru TAKESHITA

This paper is concerned with a technique of the optimum design of dynamic dampers for random vibration of highway bridges under a moving vehicle. The optimized parameters such as frequencies and damping ratios of dynamical dampers are determined using by a nonlinear programming method for the random response of the system to minimize the variance of the response. The minimization is carried out by the Davidon-Fletcher-Powell formula and the response variance of the system is obtained from the covariance equation which is solved numerically. As the numerical examples, the proposed method applied to the optimal design of a dynamic damper attached to simple girder bridges and Langer girder bridges under a moving vehicle.

Key Words : Dynamic Damper, Highway Bridge, Optimum Design, Random Vibration

1. はじめに

都市高速道路高架橋の振動に伴う周辺地盤の振動、車両が走行する橋梁における歩行者の振動感覚さらに歩道橋の振動など、橋梁振動に起因する振動障害が発生している。近年、これらの振動を抑制するために振動制御技術が適用されつつある。これらのものには、橋梁の剛性や減衰を高めるもの、動吸振器など付加装置を設置するパッシブな振動制御、さらに積極的に振動を抑制する力を発生して振動を制御するアクティブな方法がある。アクティブな振動制御は、効果的な振動制御の可能性を持っているが、まだ解決の必要な様々な課題を抱えている。これに対して動吸振器による振動制御は様々な分野で活用され、その有効性が実証されてきた。

1 質点系を制振の対象にした動吸振器の設計法^{(1) (2) (3)}はすでに確立しており、この方法で最適調整された動吸振器が効果的であることが知られてる。しかし、動吸振器を設置する構造物には、多自由度系でモデル化されるものも少なくなく、多自由度系のための制振理論^{(4) (5)}が研究されている。土木・建築分野の振動し易い構造物は、弾性ばりでモデル化⁽⁶⁾できるものがある。高橋ら^{(7) (8)}は、動吸振器のある弾性ばりの動的挙動を詳細に検討し、このような構造物制振のための資料を得ている。また、動吸振器の最適設計法に着目したものとして、最適制御の理論^{(9) (10) (11) (12)}を適用した手法や、数値計画法^{(13) (14)}に基づく手法が提案されている。

不規則路面凹凸上を走行する車両による橋梁の振動制御のための動吸振器の設計では、古典的な設計法は

* : 工博 長崎大学助教授 工学部社会開発工学科 (〒852 長崎市文教町1番14号)

** : 工修 (株)横河橋梁製作所 設計部 (〒108 東京都港区芝浦4-3-4田町きよたビル)

厳密には適用できない。この理由は、①振動が不規則であること、②車両が走行することによる過渡振動であること、③橋梁と車両が非定常に連成することなどがあるためである。

本研究は、不規則振動論の理論より、橋梁の応答の標準偏差を最小にする基準より動吸振器を最適設計する手法の確立を目的としている。著者らはすでに、任意のパワースペクトル密度を有する不規則外力が作用する弾性ばりの動吸振器の最適設計の理論を報告⁽¹⁵⁾している。本論文では、この理論を走行車両による他自由度系でモデル化された橋梁の動吸振器の最適設計に拡張したものである。

本論文では、路面凹凸を白色雑音を入力とする形成フィルターの出力でモデル化する。この過程により、橋梁-車両-動吸振器-路面系は伊藤形の確立微分方程式で表すことができる。橋梁の応答の分散は、この方程式より誘導される共分散方程式より求めることができる。次に着目点の分散が最小になるように、設計変数である動吸振器のパラメータ（振動数、減衰定数、設置位置）を非線形最適化手法により最適調整する。本研究では、最適化手法に可変計量法のDavidon-Fletcher-Powell公式を用いた。

この理論の有効性を検討するために、1自由度系でモデル化された単純桁橋⁽¹⁶⁾と4自由度系でモデル化されたランガー桁橋⁽¹⁷⁾動吸振器の最適設計を行った。単純桁橋では、古典的理論に比べて提案した理論により設計された動吸振器が有効であることが確認できた。また、多自由度系でモデル化したランガー桁橋では、最適な動吸振器の設置位置についても検討を行った。

2. 橋梁-車両-動吸振器系の方程式と路面凹凸のモデル化

(1) 橋梁の解析モデル

道路橋の振動は、有限要素法による離散化モデルにより、 n 接点から構成される

$$M\ddot{\mathbf{y}}(t) + C\dot{\mathbf{y}}(t) + K\mathbf{y}(t) = \mathbf{f}(t) \quad (1)$$

のような運動方程式で表される。走行車両による道路橋の振動を考えた場合、橋梁を平面モデルで考えると、振動の垂直成分が支配的であるので、(1)式は縮約した運動方程式と考える。ここに、 M 、 K および C は、それぞれ $(n \times n)$ の質量マトリックス、剛性マトリックスおよび減衰マトリックスである。また、 $\mathbf{y}(t)$ と $\mathbf{f}(t)$ は次の要素から構成される各接点の変位ベクトルと外力ベクトルである。

$$\mathbf{y}(t) = \{y_1(t) \cdots y_n(t)\}^T \quad (2)$$

$$\mathbf{f}(t) = \{f_1(t) \cdots f_n(t)\}^T \quad (3)$$

このような構造モデルの非減衰の固有振動モードマトリックスを $\Phi(n \times n)$ とすると、接点変位 $\mathbf{y}(t)$ は、基準座標 $\mathbf{Q}(t)$ により

$$\mathbf{y}(t) = \Phi \mathbf{Q}(t) \quad (4)$$

のように表わされる。ここに、基準座標は、

$$\ddot{\mathbf{q}}_i(t) + 2h_i\omega_i\dot{\mathbf{q}}_i(t) + \omega_i^2\mathbf{q}_i(t) = \phi_i^T \mathbf{f}(t)/m_i \quad (i=1, \dots, n) \quad (5)$$

により得られる。ここに、 ω_i 、 h_i および m_i はそれぞれ i 次の固有振動数、減衰定数および有効質量である。また、 ϕ_i は、 i 次振動モードである。

(2) 走行車両と動吸振器のモデル

走行車両による橋梁の応答を計算する場合、有限要素法などの離散モデルを考えると、車両が接点を走行するとき荷重を各接点に分配する必要がある。また、動吸振器の最適配置を決定する場合、動吸振器の設定位置における振動モードの微分が必要になる。このような場合、振動モードの離散表示は、取り扱いが煩わ

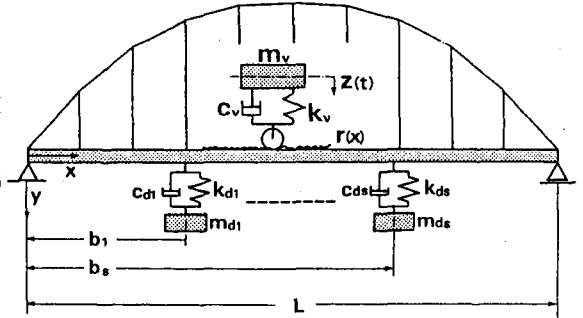


図-1 橋梁-車両-動吸振器系

しいので、本研究では、主桁部分の振動振動モードをフーリエ級数で近似する。

$$\phi_i(x) = \sum_{k=1}^r a_{ik} \sin(k\pi x/L) \quad (6)$$

ここに、 L は橋梁の支間長、 r はフーリエ級数の項数である。

図-1のように、 s 個の動吸振器を設置した橋梁を車両が走行する場合、 x 点の橋梁の変位応答は振動数を n 次まで考慮すると、

$$y(x, t) = \sum_{i=1}^n \phi_i(x) q_i(t) \quad (7)$$

$$\begin{aligned} \ddot{q}_i(t) + 2h_i\omega_i\dot{q}_i(t) + \omega_i^2 q_i(t) \\ = \phi_i(v(t))P_v(t)/m_i + \sum_{j=1}^s \phi_i(b_j)P_{dj}(t)/m_i \quad (i=1, \dots, n) \end{aligned} \quad (8)$$

によって表わされる。ここに、 $P_v(t)$ は走行車両の接地力、また $P_d(t)$ は動吸振器が橋梁に及ぼす力である。

図-1のように、車両の座標 $z(t)$ は走行車両を1自由度系と考え、橋梁が振動していない点を基準にして、その重心位置を考える。この車両の全重量 m_v は重心点に集中するものとする。車両の接地力は、次式で与えられる。

$$P_v(t) = -m_v \ddot{z}(t) \quad (9)$$

路面凹凸 $r(t)$ を有する橋梁上を走行する車両の運動方程式は、

$$\begin{aligned} \ddot{z}(t) + 2h_0\omega_0(\dot{z}(t) - \dot{y}(v(t), t) - \dot{r}(t)) \\ + \omega_0^2(z(t) - y(v(t), t) - r(t)) = 0 \end{aligned} \quad (10)$$

となる。ここに、 $y(v(t), t)$ は車両直下の橋梁のたわみであり、 $r(t)$ は車両から観測した路面凹凸である。

また、 ω_0 と h_0 はそれぞれ車両の固有振動数及び減衰定数である。

次に、動吸振器について考える。動吸振器が橋梁に及ぼす力は、

$$P_{dj}(t) = -m_{dj} \ddot{d}_j(t) \quad (j=1, \dots, s) \quad (11)$$

となる。さらに、動吸振器の運動方程式は、

$$\begin{aligned} \ddot{d}_j(t) + 2h_{dj}\omega_{dj}(\dot{d}_j(t) - \dot{y}(b_j, t)) \\ + \omega_{dj}^2(d_j(t) - y(b_j, t)) = 0 \end{aligned} \quad (12)$$

で与えられる。ここに、 ω_{dj} および h_{dj} は、それぞれ j 個目の動吸振器の固有円振動数と減衰定数である。また、 $y(b_j, t)$ は j 個目の動吸振器の設定位置 $x = b_j$ におけるたわみである。

(3) 路面凹凸のモデル化

路面凹凸を図-2のようなパワースペクトル密度を有する正規確率過程でモデル化する。 $r(t)$ のパワースペクトル密度は、

$$S_r(\omega) = S_0 / (\omega^2 + \beta^2) \quad (13)$$

ここに、 $S_0 = 2\pi v A$ 、 $\alpha = 2\pi v \lambda$ 、 $A = 0.001(\text{cm}^2/\text{m})$ 、 $\lambda = 0.05$ である。このような、路面凹凸は、次のような微分方程式の定常解として

$$\dot{r}(t) = -\alpha r(t) + n(t) \quad (14)$$

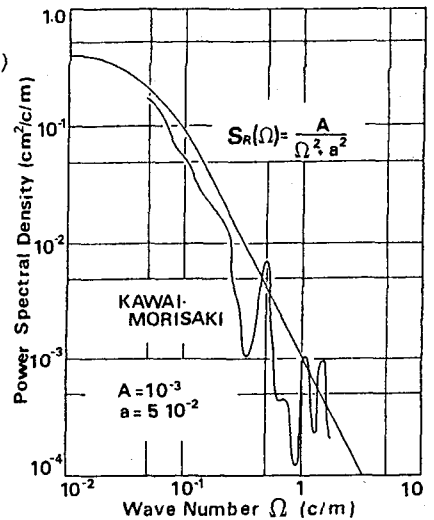


図-2 路面凹凸のパワースペクトル密度

与えられる。ここに、 $n(t)$ は強度 $\sigma^2 = 2\pi S_0$ の白色雑音過程である。

3. 橋梁-動吸振器-荷重系の確率微分方程式と共分散応答

橋梁の振動を n 次振動まで考え、橋梁、動吸振器および荷重系の状態変数を、次のように定義する。

$$Y(t) = \{q_1(t) \cdots q_n(t) \dot{q}_1(t) \cdots \dot{q}_n(t)\}^T \quad (15)$$

$$D(t) = \{d_1(t) \cdots d_s(t) \dot{d}_1(t) \cdots \dot{d}_s(t)\}^T \quad (16)$$

$$Z(t) = \{z(t) \dot{z}(t) r(t)\}^T \quad (17)$$

白色雑音過程はWiener過程と

$$dw(t) = n(t)dt \quad (18)$$

の関係になっている。そこで、(8)(10)(12)式をベクトル表示すると。

$$X(t) = [Y(t)^T D(t)^T Z(t)^T]^T \quad (19)$$

それらは次の伊藤形の確率微分方程式で表わすことができる。

$$dX(t) = A_X(t)X(t)dt + B_X(t)dw(t), \quad X(0) = X_0 \quad (20)$$

着目点 x の橋梁の変位の分散は、

$$E[y(x, t)^2] = \sum_{i=1}^n E[q_i(t)^2] \phi_i^2(x) \quad (21)$$

で与えられる。 $E[q_i(t)^2]$ は、 $X(t)$ の共分散

$$R_X(t) = E[X(t)X(t)^T] \quad (22)$$

の要素として求められる。共分散 $R_X(t)$ の時間的变化は、(20)式に対応する共分散方程式

$$\dot{R}_X(t) = A_X(t)R_X(t) + R_X(t)A_X^T(t) + Q_X(t), \quad R_X(0) = R_{X0} \quad (23)$$

で表わすことができる。ただし、 $Q_X(t) = B_X(t)B_X^T(t)\sigma^2$ である。

共分散方程式の初期条件は、次のように考える。橋梁と動吸振器に関係する変数は、荷重が作用するまでは0である。車両は、橋梁に進入するまでに定常状態に達していると考ええる。そのとき、車両-路面系の橋分散 $R_z = E[Z(t)Z(t)^T]$ は、次式の定常解として求められる。

$$A_z R_z + R_z A_z^T + Q_z = 0 \quad (24)$$

さらに、作用する接地力が定常であり、かつ $t \rightarrow \infty$ のときの応答を考えると、共分散応答は定常になる。すなわち、(23)式から、定常応答は、次式より求められる。

$$A_X R_X + R_X A_X^T + Q_X = 0 \quad (25)$$

4. 最適化手法と動吸振器の最適設計

(1)Davidon-Fletcher-Powell公式による可変計量法

目的関数 $F(\alpha)$ が、 $\alpha = \alpha^*(\alpha_1^* \cdots \alpha_{2s}^*)$ で極小値をとるものとする。 α^* の近似値として $\alpha_k + \Delta\alpha_k$ を考え、 $F(\alpha_k + \Delta\alpha_k)$ を $\Delta\alpha_k$ の2次式で近似すると、 $F(\alpha_k + \Delta\alpha_k)$ を最小にする $\Delta\alpha_k$ は、

$$\Delta\alpha_k = -G(\alpha_k)^{-1}g(\alpha_k) \quad (26)$$

で得られる。ここに、

$$g^T(\alpha_k) = \left[\frac{\partial F(\alpha)}{\partial \alpha} \right]_{\alpha=\alpha_k}^T, \quad G(\alpha_k) = \left[\frac{\partial^2 F(\alpha)}{\partial \alpha_i \partial \alpha_j} \right]_{\alpha=\alpha_k} \quad (27)$$

である。可変計量法では、 G^{-1} を直接計算しないで、勾配ベクトル $g(\alpha)$ を用いた更新公式により、これら进行评估する。すなわち、 α_k 点における $\Delta\alpha_k$ の方向ベクトル β_k を

$$\beta_k = -H_k g_k \quad (28)$$

により求める。 $\Delta\alpha$ の大きさについては、

$$\min F(\alpha_k + \delta \beta_k) \quad (29)$$

による δ の一次元探索により(29)式が最小になる $\delta = \delta_k$ を求める。このようにして求めた β_k と δ_k により α_k と H_k をDavidon-Fletcher-Powell公式により更新する。

$$\alpha_{k+1} = \alpha_k + \delta_k \beta_k, \quad H_{k+1} = H_k + \Delta H_k \quad (30)$$

(2) 動吸振器の最適設計の手法

本研究では、着目点 x の変位応答の最大値を最小にする、動吸振器の最適設計の手法を考える。着目点 x 点の変位応答の標準偏差の最大値は、

$$\sigma_y^2 \max = E[y(x, t)^2] \max \quad (31)$$

で与えられる。この値を最小にするように、動吸振器のパラメータ、固有円振動数 ω_{d1} と減衰定数 h_{d1} を決める。ここで、これらのパラメータを

$$\alpha = (\omega_{d1}, h_{d1}, \dots, \omega_{ds}, h_{ds})^T \quad (32)$$

で表すものとする。動吸振器のパラメータが決まると、共分散方程式より(23)式の最大応答が求められる。従って、最大応答は動吸振器のパラメータ α の関数と考えることができる。そこで、動吸振器の最適設計問題は、

$$\sigma_y^2 \max(\alpha, t_m) \rightarrow \min(\alpha - \alpha^*) \quad (33)$$

を満たす α の探索問題として定式化できる。ただし、 t_m は最大応答が発生するまでの時間である。

この問題を解くために、本論文では最適化手法として可変計量法によるDavidon-Fletcher-Powell公式⁽¹⁸⁾・⁽¹⁹⁾を用いた。可変計量法では、最大応答の分散の $\sigma_y^2(\alpha, t)$ の各パラメータに対する感度

$$\partial \sigma_y^2(\alpha, t_m) / \partial \alpha_j \quad (j=1, \dots, 2s) \quad (34)$$

を求める必要がある。この値は共分散方程式、非定常応答のときは(18)式、定常応答のときは(20)式の両辺を α_j で偏微分した方程式より求めることができる。

$$\begin{aligned} \dot{P}_j(t) &= A_x(t)P_j(t) + P_j(t)A_x^T(t) + C_j(t)R_x(t) + R_x(t)C_j^T(t) + D_j(t), \\ P_j(0) &= 0 \quad (j=1, \dots, 2s) \end{aligned} \quad (35)$$

ただし、 $P_j(t) = \partial R_x(t) / \partial \alpha_j$, $C_j(t) = \partial A_x(t) / \partial \alpha_j$, $D_j(t) = \partial Q_x(t) / \partial \alpha_j$ である。

定常応答を仮定した場合は、 $(\partial R_x(t) / \partial \alpha_j)$ の時間的変化は0となるので、(35)式は連立方程式となる。定常応答解析では、(25)式の共分散方程式と(35)式の感度方程式は、連立方程式を解くことにより求められる。

5. 数値解析と考察

(1) 単純桁橋に設置する動吸振器

まず、数値解析例として単純桁橋を考える。構造が比較的単純な場合、単純桁橋は、はりモデルと考えることができる。道路橋の諸元を表-1に示した。表には1次振動も表わしてある。解析例としては、支間長 $L=40$ (m)のものをを用いた。なお橋梁の減衰定数は $h_1=0.02$ であるとする。走行車両の諸元を表-2に示した。ここでは、支間中点の変位応答の標準偏差が最小になるような動吸振器の振動数 f_d と減衰定数 h_d を決める。質量比 μ は動吸振器の設計において重要なパラメータであるが、これは与えるものとする。

表-1 単純桁橋の諸元

支間長 L (m)	総重量 W ($\times 10^4$ kg)	曲げ剛性 EI ($\times 10^{12}$ kg $\cdot$ cm 2)	固有振動数 f_1 (Hz)
20	4.84	6.21	6.23
30	7.46	12.42	3.79
40	10.68	24.41	2.94
50	13.60	42.20	2.45
60	15.52	65.78	2.11
70	19.44	80.15	1.70

図-3は、変位応答の標準偏差の最大値を最小にするように動吸振器を最適設計させた場合の、動吸振器の振動数と減衰定数および最大応答の収束

表-2 車両の諸元

総重量	20 (ton)
固有振動数	3.0 (Hz)
減衰定数	0.03

状況を示したものである。収束状況を分かり易くするために重量比 $\mu = 1/10$ とした。横軸は収束回数であり、縦軸の f_d^* 、および h_d^* は、橋梁の振動数 f_1 と減衰定数 h_1 に対する動吸振器のそれぞれの値の比である。また σ^* は、動吸振器の無い変位応答の標準偏差に対する、動吸振器を設置した橋梁の応答の比である。繰り返し回数が増加すると応答比 σ^* は、収束している。 σ^* の収束状況は滑らかではない。これは、動吸振器の条件により、応答曲線が変化し、最大応答の発生する応答曲線の位置が変化するためだと考えられる。 σ^* の変化に対応して、 f_d^* および h_d^* も大きく変動するが、繰り返し回数が大きくなると、最適値に収束している。

古典理論で設計された、動吸振器のパラメータは

$$f_d = \frac{1}{1 + \mu} f_1 \tag{36}$$

$$h_d = \frac{3 \mu}{8 (1 + \mu)} \tag{37}$$

で与えられる⁽¹⁾⁽²⁾。ここに、 μ は動吸振器の重量比である。

各種の評価関数で設計された動吸振器を設置した、橋梁の応答を比較する。図-4は、同じ条件で $\mu = 1/50$ の場合の、支間中心の変位応答の標準偏差の時間的応答を示したものである。横軸は、車両が橋梁を通過する時間で規準化した時間である

定常応答仮定した動吸振器は、応答が定常になる部分の応答を小さくする効果はあるが、最大応答は効果的に減少しない。この場合は、むしろ古典理論による動吸振器が、最大応答は減少して

いる。最大応答を評価関数とした、非定常理論による動吸振器は、いずれの場合よりも最大応答が小さくなっている。最大応答に着目する限り、本論文で提案した手法の有効性が検証できた。

図-5は、質量比 $\mu = 1/10$ とした場合の、各種の動吸振器を設置した場合の応答である。それぞれの動吸振器を取りつけた応答の傾向は、図-4の場合と同じである。この場合、非定常応答による動吸振器は、他のものと比べて、最大応答を減少させるのに効果的なものとなっている。

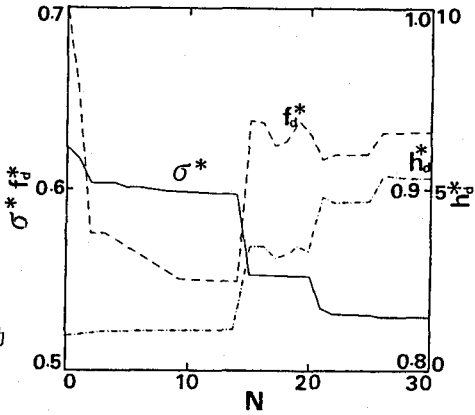


図-3 収束状況

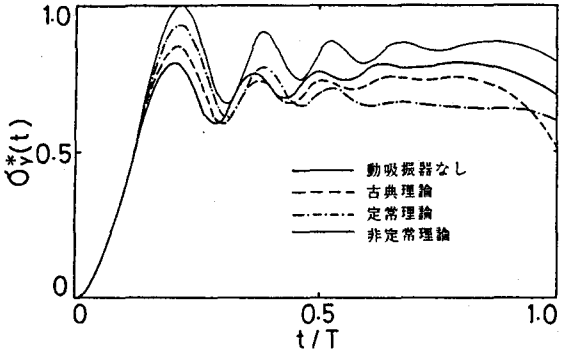


図-4 各種動吸振器の効果; $\mu = 1/50$

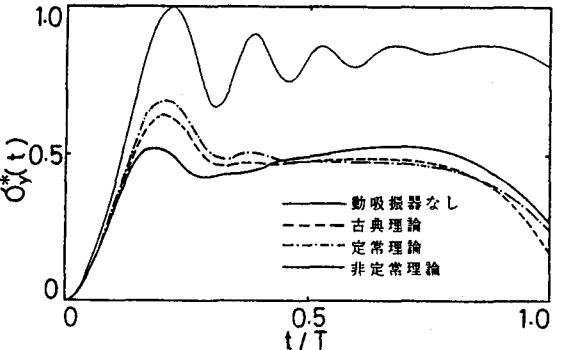


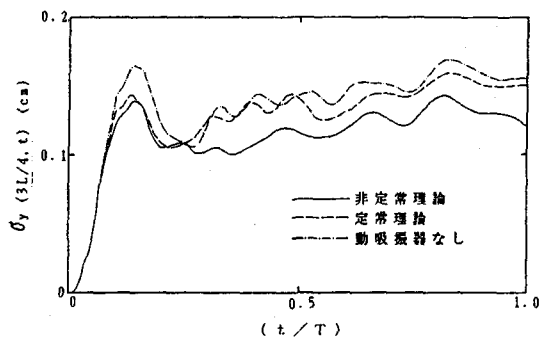
図-5 各種動吸振器の効果; $\mu = 1/10$

表-3 ランガー桁橋の諸元

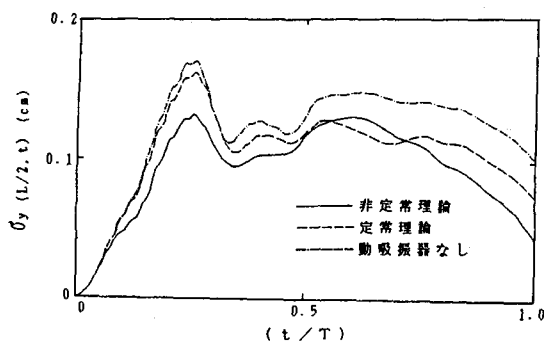
支間 L (m)	57.20
ライズ f (m)	9.00
桁全質量 ρL (Kg·sec ² /cm)	186.08
格間数	10

表-4 ランガー桁橋の振動特性

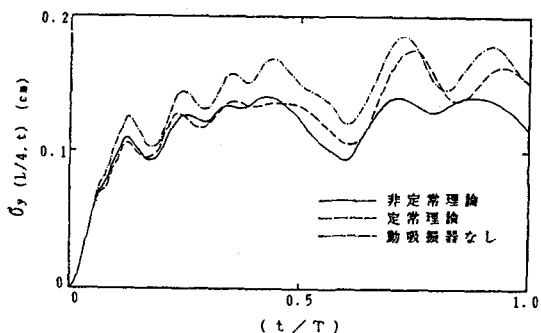
	1次	2次	3次	4次
固有振動数 f (Hz)	2.063	2.789	4.676	7.921



(a) 着目点 $x=L/4$

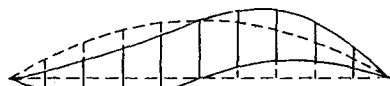


(b) 着目点 $x=L/2$

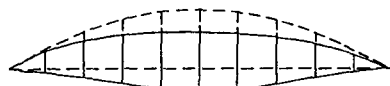


(c) 着目点 $x=3L/4$

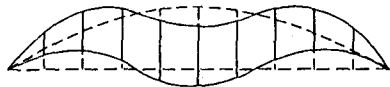
図-8 各種動吸振器の効果; $\mu=1/50$



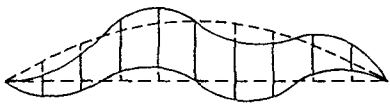
1次振動 $f=2.063$ (Hz)



2次振動 $f=2.789$ (Hz)



3次振動 $f=4.676$ (Hz)



4次振動 $f=7.921$ (Hz)

図-6 ランガー桁橋の振動モード

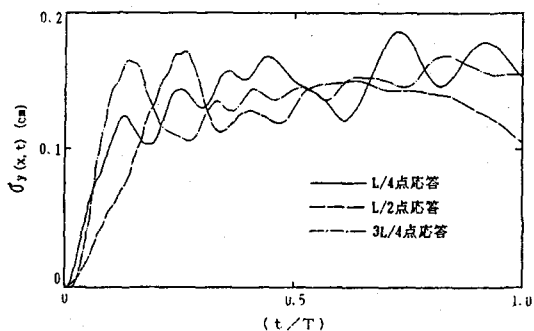


図-7 動吸振器がない場合の応答

このように、動吸振器は、評価関数に対して、最適なものを選ぶことができる。最大応答を抑え込むのか、応答全体のレベルを低下させるかによって、それぞれに適した動吸振器の設計が可能である。

(2) ランガー橋に設置する動吸振器

ランガー桁橋に設置する動吸振器を考える。ここでは、表-3のような諸元のランガー桁橋を対象とする。有限要素法を適用した振動解析の結果、振動数は表-4のようになった。また、4次までの振動モードを、図-6に示した。なお、応答解析の減衰定数は、各振動数とも $h_1=0.02$ とし、走行車両の特性は、単純桁橋と同じ表-2を用いた。この場合、(6)式で説明したように、桁の部分の振動モードをフーリエ級数で内挿している。

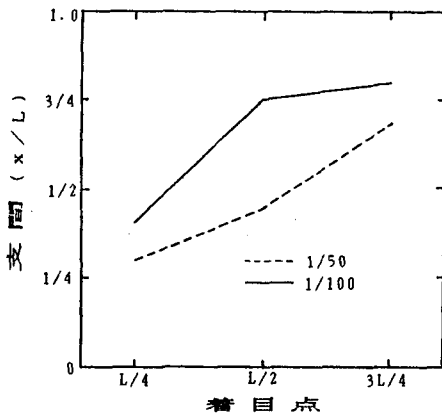


図-9 動吸振器の最適配置

ランガー桁橋の応答解析では、4次振動まで考慮した解析を行なっている。図-7は、動吸振器を設置していない場合の、 $L/4$ 点、 $L/2$ 点および $3L/4$ 点の応答を示したものである。多自由度系では、図のように各点異なった応答形状を示す。この場合、 $3L/4$ 点の応答が最も大きくなっていることが分かる。

図-8 a) b) c) は、定常理論及び非定常理論により設計された最適動吸振器の効果を、変位応答の標準偏差により評価したものである。a) b) c) はそれぞれ $L/2$ 点、 $L/4$ 点および $3L/4$ 点の応答を示したものである。設置した動吸振器は、着目点の変位応答の標準偏差を最小にするように設計した。図の縦軸は変位応答の標準偏差であり、横軸は車両が橋梁を通過する時間 T で基準化したものである。

図-8 a)の $L/2$ 点の応答を見ると、非定常理論で設計した動吸振器を設置した場合の最大応答が、定常理論によるものより

り効果が表われている。応答が比較的定常となる $t/T=0.7$ 付近の応答を見ると、定常理論により設計した動吸振器の方が効果が表われている。 $L/4$ 点および $3L/4$ 点を着目点にした場合は、非定常理論による動吸振器の効果がある。このように、応答の最大応答を低下させる動吸振器の設計が可能である。

次に、着目点の応答を最小にする動吸振器を設計した場合、その最適配置を図-9に示した。横軸が着目点であり、縦軸が最適設計の結果決定された動吸振器の位置である。実線が $\mu=1/100$ 、破線が $\mu=1/50$ の場合である。 $\mu=1/100$ の場合の着目点 $3L/4$ 点あるいは $\mu=1/50$ の場合の着目点 $L/4$ 点では、動吸振器は着目点付近が最適位置になる。しかし、 $\mu=1/100$ として、着目点 $L/2$ では、動吸振器を $3L/4$ 点に設置した場合が最適位置になることが分かる。ランガー橋のように、振動形状が複雑な場合、応答が最大になる点は単純に決められない。動吸振器を設置すると、最大応答の発生場所が変化する。したがって、振動を評価する方法が重要になる。1つの考え方として、橋梁全体の平均的な振動を評価関数とすることも考えられる。

6. おわりに

本論文では、不規則振動論の観点から、道路橋振動を制御するための動吸振器の最適設計法を提案した。動吸振器の設計は、現在でも古典理論による方法が、設計の分野では使われている。比較的周期的な荷重が作用する機械構造物に対して、土木構造物では不規則な荷重を受ける場合が多い。さらに、車両が走行する道路橋では、対象とする系がかなり複雑な系となる。本論文で提案した手法は、計算機による繰返し計算が必要であるが、路面凹凸のパワースペクトル密度、荷重と構造系の連成さらに多自由度系などが容易に組み込める汎用性のある設計法であると考えられる。

本論文では、構造系を多自由度系に拡張し、動吸振器の振動数や減衰定数だけではなく、最適配置を決定することも可能であることを示した。構造物が多自由度系になると、空間的にどの場所の振動レベルを抑制すれば良いのかを決める評価関数、あるいは、それに対応して動吸振器の接地位置の決定などが問題になる。また、複数個の動吸振器を設置する場合、さらに詳細な検討が必要である。

なお、本研究は、平成3年度文部省科学研究費総合研究A（代表藤野陽三）の援助を受けたことを付記する。

〔参考文献〕

(1) Harris, C. M. and C. E. Cred edited: Shock and Vibration, McGraw-Hill, 1961, Vol. 1, Chap. 6; F. E. Reed:

Dynamic Vibration Absorbers and Auxicialy Mass Dampers.

- (2) Snowdon, J. C. : Vibration and Shock in Damped Mechanical Systems, John Wiley & Sons, 1968.
- (3) 松平 精 : 基礎振動学, 1973. 10, 現代工学社, pp145-161.
- (4) 背戸一登, 岩浪孝一, 滝田好宏 : 動吸振器による多自由度系の制振 (第1報, 動吸振器の設計理論), 日本機械学会論文集 (C編) 50巻, 458号, 1974. 10, pp1962-1969.
- (5) 背戸一登 : 動吸振器による多自由度系の制振 (第2報, 伝達マトリックス法による動吸振器の最適設計), 日本機械学会論文集 (C編) 50巻, 458号, 1974. 10, pp1970-1977.
- (6) 大亦網一郎 : はり状機械台の振動防止に関する研究, 日本機械学会論文集, 43巻, 306号, 1977. 1, pp140-150.
- (7) Kuranisi, S. and T. Takahashi : Vibrational Characteristics of Bridges with Damping Devices, Proceeding of U.S.-Japan Seminar on Earthquake Engineering Reserch with Emphasis on Lifeline Systems, 1976, pp. 119-139.
- (8) 高橋龍夫, 倉西茂 : 動吸振器による可撓性構造物の振動制御について, 土木学会論文報告集, 第308号, 1981. 4, pp. 350-358.
- (9) Van de Vegte, J. : Design of Optimal Passive Beam Vibrations Contorols by Optimal Control Techniques, Trans. ASME, Ser. G. Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, Vol. 95, No. 4, 1973, pp. 427-434.
- (10) Van de Vegte, J. and Y. L. Wu: Optimal Linear Dampers for Flexible Plates, Trans. ASME, Ser B, Journal of Engineering for Industry, Vol. 97, No. 3, 1975, pp. 887-892.
- (11) 吉田和夫, 下郷太郎, 松本寿彰 : 弾性ばりに対する複数制振器の最適設計, 日本機械学会論文集 (C編), 50巻, 449号, 1984. 1, pp. 53-62.
- (12) 吉田和夫, 下郷太郎, 阿部正樹 : 弾性ばりに対する制振器の最適設計, 日本機械学会論文集 (C編), 49巻, 446号, 1983. 10, pp. 1689-1697.
- (13) C. W. de Silva : An Algorithm for the Optimal Design of Passive Controllers for Flexible Systems, Journal of Sound and Vibration, 1981, Vol. 74, No. 4, pp. 495-502.
- (14) Van de Vegte, J. and C. W. de Silva: Design of Passive Vibration Controls for Internally damped Beams by Modal Controls Techniques, Journal of Sound and Vibration, 1976, Vol. 43, No. 3, 417-425.
- (15) 岡林隆敏, 竹下渡 : 走行車両による道路橋振動制御のための動吸振器の最適設計, 土木学会, 振動制御コロキウムPART. 3, 講演論文集, 1991. 7, pp. 97-104.
- (16) 岡林隆敏 : 単一走行車両による道路橋の二乗平均応答解析, 土木学会論文報告集, 第286号, 1979. 9, pp15-27.
- (17) 岡林隆敏, 中井一彦, 滝修道 : 高次振動を考慮した道路橋の単一走行車両による非定常 r. m. s. 応答, 土木学会論文報告集, 第296号, 1980. 4, pp. 13-24.
- (18) 町田東一, 小島紀夫男 : FORTRAN応用数値計算, 東海大出版会, 1989. 6.
- (19) 土木学会構造工学委員会 : 構造システムの最適化, 土木学会, 1988. 9.

