

各種フィードバック制御則による道路橋交通振動の アクティブ制御

ACTIVE CONTROL OF HIGHWAY BRIDGE VIBRATION UNDER A MOVING VEHICLE BY SEVERAL FEEDBACK CONTROL LAWS

岡林隆敏*, 尾口慎也**, 加賀敏明***

Takatoshi OKABAYASHI, Shinya OGUCHI and Toshiaki KAGA

- * 工博 長崎大学助教授 社会開発工学科 (〒852 長崎市文教町1番14号)
- ** 長崎大学大学院 工学研究科社会開発工学専攻 (〒852 長崎市文教町1番14号)
- *** 長崎大学大学院 海洋生産科学研究科海洋生産開発学専攻 (〒852 長崎市文教町1番14号)

When the bridge vibrates under traffic loads, the dynamic characteristics of the bridge-vehicle system vary with time. In order to control vibration of the bridge by the active control, it is agreeable to use the time variable control law. In this study, the instantaneous optimal control theory is developed to hybrid control of bridge vibration under a moving vehicle. The time variable feedback laws is derived. In numerical simulations, the proposed control algorithm compared with the classical optimal regulator algorithms for the bridge vibration control under a moving vehicle by hybrid control. We have confirmed efficiency of the proposed method for the bridge vibration control.

Key Words : bridge vibration, active control, instantaneous optimal control, hybrid control

1. はじめに

近年、高速道路周辺における交通荷重によって発生する環境振動が深刻な問題となっている。車両が道路橋上を走行するとき、路面凹凸等により車両振動が励起され、その車両の接地力が外力として橋桁に加わるために、橋桁の振動が誘起される。この振動は橋脚から地盤を通じて沿道一帯に伝搬し、建物の共振等により沿道住民に不快感や睡眠妨害等を引き起こす。そのため、道路橋に発生する振動を制御する技術の開発や研究¹⁾が進められてきた。

土木構造物は、地震荷重、風荷重、交通荷重などの作用を受けるために、近年振動制御の視点から振動を軽減する試みがなされている。最近では、振動制御理論の発展と制御装置の開発により、アクティブ制御による振動の抑制が検討されている。土木構造物をアクティブ振動制御する場合、次のような問題が発生する。①一般に土木構造物は規模が大きいため、制御モデルを構成する場合に振動モデルに対して低次元化を行う必要がある。②構造物に作用する荷重は、不規則荷重である場合が多く、外力特性が時間的に変化する非定常性を有する。③交通荷重が作用する道路橋の振動のように、荷重と構造系が

動的に連成する場合がある。

道路橋の振動制御は、道路環境問題において重要な課題であるために、近年、振動制御の視点から多くの実験的あるいは理論的な研究^{2) 3) 4) 5) 6)}が試みられてきた。

このような土木構造物の振動制御において、特に構造物のアクティブ制御を行うためには、通常、状態フィードバック制御が適用される。振動制御の主要な課題は、最適な振動制御効果を得るための制御則を求めることにある。通常の土木構造物と異なり、走行車両による橋梁の振動制御の問題では、車両の走行により、見かけ上橋梁の振動特性が変化する、時変係数系の制御の問題になっている。そこで、本研究では、定常な最適レギュレータ理論、非定常な最適レギュレータ理論と共に、瞬時最適化理論を適用して各制御則を導き、走行車両による道路橋振動制御に対して、これらの制御則の有効性について検討した。

橋梁の制御方法としては、橋梁に直接制御力を作用させるアクティブ制御と、橋梁に動吸振器を設置し、これを最適な制御力で駆動させるハイブリッド制御⁵⁾

(ATMD)について考えた。このような系に対する最適な制御則を検討した。これらの制御則では、状態変数の全情報がフィードバックするものと考えている。すなわち、車両の情報もフィードバックすることになっている。

本論文では、定常および非定常な最適レギュレータ理論による制御則と瞬時最適化理論による制御則の有効性を、数値シミュレーションに基づいて、制御方法、フィードバックの情報などの視点から検討した。制御方法については、直接力を加えるアクティブ制御とハイブリッド制御の効果、フィードバックの情報については、車両の状態量のフィードバックの効果について考察を加えた。

2. 橋梁 - 車両 - 動吸振器系の方程式

(1) 橋梁の振動方程式と状態空間表示

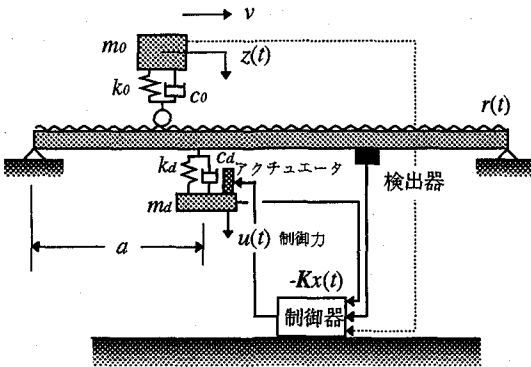


図-1 橋梁-車両-動吸振器系

図-1に示すように、 $x=a$ 点にアクチュエータが設置された橋梁に、ばね質点系でモデル化された単一車両が、一定速度 v で走行する場合を考える。 x 点の橋梁の変位応答は、基準座標 $q_s(t)$ と振動モード $\phi_s(x)$ により

$$y(x,t) = \sum_{s=1} \phi_s(x) q_s(t) \quad (1)$$

で与えられる。橋梁の基準座標と車両および動吸振器の運動方程式は次式で表される。

$$\ddot{q}_s(t) + 2h_s \omega_s \dot{q}_s(t) + \omega_s^2 q_s(t) = -\mu_{sv} \phi_s(vt) \ddot{z}(t) - \mu_{sd} \phi_s(a) \ddot{d}(t) \quad (s=1, \dots, n) \quad (2)$$

$$\ddot{z}(t) + 2h_0 \omega_0 (\ddot{z}(t) - \ddot{y}(x,t) - \ddot{r}(t)) + \omega_0^2 (z(t) - y(x,t) - r(t)) = 0 \quad (3)$$

$$\ddot{d}(t) + 2h_d \omega_d \dot{d}(t) + \omega_d^2 d(t) - \ddot{y}(a,t) + \omega_d^2 (d(t) - y(a,t)) = u(t)/m_d \quad (4)$$

ここに、 $q_s(t)$: s 次基準座標、 $\phi_s(x)$: s 次振動モード、 $z(t)$: 車両の変位、 $d(t)$: 動吸振器の変位、 $\omega_s, \omega_0, \omega_d, h_s, h_0, h_d$: それぞれ橋梁、車両および動吸振器の固有振動数と減衰定数、 μ_{sv} : 橋梁 s 次の有効質量と車両質量比、 μ_{sd} : 橋梁 s 次の有効質量と動吸振器質量比、 m_d : 動吸振器の質量、 $r(t)$: 路面凹凸、 $u(t)$: 制御力である。ここで、次のような状態ベクトルを定義する。

$$\mathbf{x}(t) = [\mathbf{q}^T(t) \quad \dot{\mathbf{q}}^T(t) \quad d(t) \quad \dot{d}(t) \quad z(t) \quad \dot{z}(t)]^T \quad (5)$$

ここに、 $\mathbf{q}(t)$ は橋梁の基準座標から構成される次のような n 次元ベクトルである。

$$\mathbf{q}(t) = [q_1(t) \cdots q_n(t)]^T \quad (6)$$

また、路面凹凸のベクトルを次のように定義する。

$$\mathbf{r}(t) = [r(t) \quad \dot{r}(t)]^T \quad (7)$$

このような変数を用いると、(2)(3)(4)式は、次のように状態空間表示される。

$$\dot{\mathbf{x}}(t) = \mathbf{A}(t)\mathbf{x}(t) + \mathbf{B}(t)u(t) + \mathbf{D}(t)\mathbf{r}(t), \quad \mathbf{x}(t_0) = \mathbf{x}_0 \quad (8)$$

(2) 路面凹凸のモデル化

外力となる路面凹凸は、特定のパワースペクトル密度を有する確率過程としてモデル化することができる。

本研究で外力として用いた路面凹凸パワースペクトル密度を図-2に示した。このパワースペクトル密度に基づいて合成した路面凹凸を図-3に示した。

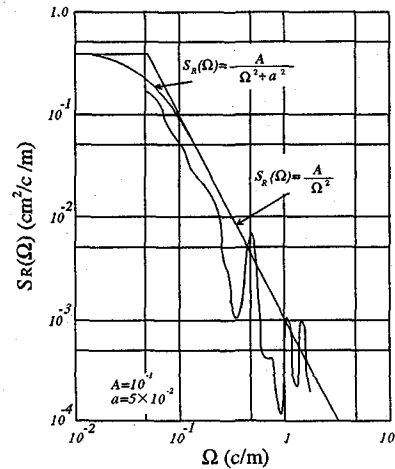


図-2 パワースペクトル密度

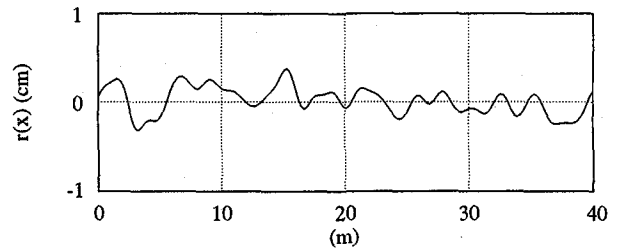


図-3 路面凹凸の波形

(3) 橋梁、車両、動吸振器の諸元

まず、各種振動制御の数値解析に用いる共通のパラメータである橋梁と車両の諸元について述べる。表-1は、橋梁の諸元を示したものである。表-2は、大型車両をばね質点系でモデル化したときの車両の諸元を示している。このような車両を考えると、支間長40.0(m)の橋梁の1次の固有振動数が、車両のものと最も接近するので、橋梁の応答が最も大きくなる。対象とする橋梁は、単純

桁橋を考えているので、計算には橋梁の高次振動を無視して、基本振動のみを考えた。

動吸振器の調整法としては、最適レギュレータ制御の場合は、古典的な方法⁷⁾を用いた。橋梁の振動数を f_1 動吸振器の振動数を f_d とすると、動吸振器の振動数 f_d と減衰定数 h_d は求められる。

$$f_d=\frac{f_1}{1+\mu_{sd}} \tag{9}$$

$$h_d=\sqrt{\frac{3\mu_{sd}}{8(1+\mu_{sd})}} \tag{10}$$

この式に基づいて、動吸振器の振動数と減衰定数を表-3のように決めた。一方、瞬時最適化理論を適用した場合は、橋梁-車両系の固有値に相当する振動数に調整した。この値も表-3に示した。なお、瞬時最適化理論に用いた動吸振器のパラメータは、制御効果が最良になるような値を求め、この値を最適値として使用した。

表-1 橋梁の諸元

支間長 (m)	40.0
総重量 (ton)	106.8
曲げ剛性 (ton・m ²)	24.41×10 ⁵
減衰定数	0.02
固有振動数 (Hz)	2.94

表-2 車両の諸元

重量 (ton)	20
振動数 (Hz)	3.0
減衰定数	0.03

表-3 動吸振器の最適パラメータ

	最適レギュレータ	瞬時最適化
質量比	1/50	1/50
固有振動数 (Hz)	2.83	2.29
減衰定数	0.12	0.12

3. 最適レギュレータ制御

最適レギュレータ制御則では、(8)式に対して、制御性能を表す評価関数として、次式で与えられる応答のエネルギーと制御力のエネルギーの和に相当するものを考える。

$$J=\int_0^{\infty} \left[\boldsymbol{x}(t)^T \boldsymbol{Q} \boldsymbol{x}(t)+u(t)^T \boldsymbol{R} u(t) \right] dt \tag{11}$$

とする。ここに、 $\boldsymbol{Q}$ 、 $\boldsymbol{R}$ は重み行列で、それぞれ非負定値と正定値で構成された正方対称行列である。この評価関数 J を最小にする最適化問題より、次の制御力 $\boldsymbol{u}(t)$ が得られる。

$$\boldsymbol{u}(t)=-\boldsymbol{K}(t)\boldsymbol{x}(t) \tag{12}$$

系が時変係数系の場合、フィードバックゲイン行列 $\boldsymbol{K}(t)$ は時間に依存したものとなり、次のリカッチ方程式から計算できる。

$$\boldsymbol{K}(T-\tau)=\boldsymbol{R}^{-1}\boldsymbol{B}(T-\tau)^T\boldsymbol{P}(T-\tau) \tag{13}$$

$$\begin{aligned} -\frac{d}{d\tau}\boldsymbol{P}(\tau)=&\boldsymbol{P}(\tau)\boldsymbol{A}(\tau)+\boldsymbol{A}(\tau)^T\boldsymbol{P}(\tau)-\boldsymbol{P}(\tau)\boldsymbol{B}(\tau)\boldsymbol{R}^{-1}\boldsymbol{B}^T(\tau)\boldsymbol{P}(\tau)+\boldsymbol{Q} \\ \boldsymbol{P}(T)=&\boldsymbol{0} \end{aligned} \tag{14}$$

系を時不変系として定常応答を考えた場合、(14)式は、 $\tau\rightarrow\infty$ とすることにより、リカッチ方程式は微分方程式から次の連立方程式になる。

$$\begin{aligned} \boldsymbol{K}=\boldsymbol{R}^{-1}\boldsymbol{B}^T\boldsymbol{P} \\ \boldsymbol{P}\boldsymbol{A}+\boldsymbol{A}^T\boldsymbol{P}-\boldsymbol{P}\boldsymbol{B}\boldsymbol{R}^{-1}\boldsymbol{B}^T\boldsymbol{P}+\boldsymbol{Q}=\boldsymbol{0} \end{aligned} \tag{15}$$

ここに $\boldsymbol{A}$ としては車両が中央に達したときの時間 $\lambda=(L/2)/v$ における $\boldsymbol{A}(\lambda)$ を用いる。

4. 瞬時最適化理論による制御則

(1) 運動方程式の差分表示

最適レギュレータによる最適制御則に対して、J.N.Yang⁸⁾らにより瞬時最適化制御則が提案された。この理論は、 t 時刻におけるエネルギー指標

$$J(t)=\boldsymbol{x}^T(t)\boldsymbol{Q}(t)\boldsymbol{x}(t)+\boldsymbol{u}^T(t)\boldsymbol{R}(t)\boldsymbol{u}(t) \tag{16}$$

を最小にするものであり、誘導される制御則は差分形式で記述されている。従って、時変系の制御に適した制御則になっているために、この制御則を走行車両による道路橋振動制御へ適用した。本研究では、運動方程式の差分表示をPade近似⁹⁾を用いて行い、Pade近似による制御則を誘導した。

状態空間表示した運動方程式を、 $\Delta t=h$ の時間刻みで差分表示する。このとき、 $\boldsymbol{x}(t=t_k)=\boldsymbol{x}_k$ の値は、次式で与えられる。

$$\boldsymbol{x}_k=e^{\boldsymbol{A}_k h}\boldsymbol{x}_{k-1}+\int_{t_{k-1}}^{t_k} e^{\boldsymbol{A}_k(t-\tau)}(\boldsymbol{B}_k(\tau)\boldsymbol{u}(\tau)+\boldsymbol{D}_k(\tau)\boldsymbol{r}(\tau))d\tau \tag{17}$$

ここに、 $e^{\boldsymbol{A}_k h}$ は、次式で定義される状態遷移行列である。

$$e^{\boldsymbol{A}_k h}=\sum_{n=0}^{\infty} \boldsymbol{A}_k^n h^n /n! \tag{18}$$

なお、 $\boldsymbol{A}_k$ 、 $\boldsymbol{B}_k$ および $\boldsymbol{D}_k$ は、それぞれ(8)式における $\boldsymbol{A}(t)$ 、 $\boldsymbol{B}(t)$ および $\boldsymbol{D}(t)$ の $t=t_k$ の値である。

外力と制御力は $t_k\leq\tau<t_{k+1}$ 区間で線形に変化すると仮定する。

$$\boldsymbol{D}(\tau)\boldsymbol{r}(\tau)=\boldsymbol{D}_{k-1}\boldsymbol{r}_{k-1}+\frac{\boldsymbol{D}_k\boldsymbol{r}_k-\boldsymbol{D}_{k-1}\boldsymbol{r}_{k-1}}{h}(\tau-t_{k-1}) \tag{19}$$

$$B(\tau)u(\tau)=B_{k-1}u_{k-1}+\frac{B_k u_k - B_{k-1} u_{k-1}}{h}(\tau-t_{k-1}) \quad (20)$$

ここに、 r_k 、 u_k は $t=t_k$ 時刻における $r(t)$ と $u(t)$ の値である。(19)式と(20)式を(17)式に代入し、積分を実行すると次式を得る。

$$\begin{aligned} x_k = & S_{k1}x_{k-1} + S_{k2}(B_{k-1}u_{k-1} + D_{k-1}r_{k-1}) \\ & + S_{k3}(B_k u_k + D_k r_k) \end{aligned} \quad (21)$$

ここに、

$$\begin{aligned} S_{k1} = & e^{A_k h} \\ S_{k2} = & [e^{A_k h} - (e^{A_k h} - I)A_k^{-1}/h]A_k^{-1} \\ S_{k3} = & [-I + (e^{A_k h} - I)A_k^{-1}/h]A_k^{-1} \end{aligned} \quad (22)$$

で、 A_k を時変係数と考える。

時変系の制御であるために、状態遷移行列 $e^{A_k h}$ を2次のPade近似で表す。

$$S_{k1} = e^{A_k h} = \frac{I + A_k h/2}{I - A_k h/2} \quad (23-1)$$

$$S_{k2} = S_{k3} = \frac{1}{2} \frac{h}{I - A_k h/2} \quad (23-2)$$

(2) 瞬時最適化制御則Ⅰ

制御則の誘導にラグランジェの未定係数法を用いる。

(16)式を(21)式の制約条件のもとで最小化する。ラグランジェ関数は、次式で構成される。

$$\begin{aligned} L(k) = & x_k^T Q x_k + u_k^T R u_k \\ & + \lambda_k^T [x_k - S_{k3}(B_k u_k + D_k r_k) - T(k-1)] \end{aligned} \quad (24)$$

ただし、 $T(k-1) = S_{k2}(B_{k-1}u_{k-1} + D_{k-1}r_{k-1})$

上式を x_k 、 u_k および λ_k で微分して、次のオイラーの方程式を得る。

$$\frac{\partial L(k)}{\partial x_k} = 2Qx_k + \lambda_k = 0 \quad (25-1)$$

$$\frac{\partial L(k)}{\partial u_k} = 2Ru_k - B_k^T S_{k3}^T \lambda_k = 0 \quad (25-2)$$

$$\frac{\partial L(k)}{\partial \lambda_k} = x_k - T(k-1) - S_{k3}(B_k u_k + D_k r_k) = 0 \quad (25-3)$$

この3式より、次の制御則が得られる。

$$u_k = -R^{-1}B_k^T S_{k3}^T Q x_k \quad (26)$$

(3) 瞬時最適化制御則Ⅱ

制御則に時変系の特性を強く影響させるために、(16)式に対応させて、 $t_{k+1} \leq t \leq t_k$ 区間の応答 x_{k+1} 、 x_k と制御力 u_k から構成される標評関数を考える。

$$\begin{aligned} J(t) = & x^T(t+h)Q_1 x(t+h) + x^T(t+h)Q_2 x(t) \\ & + x^T(t)Q_3 x(t) + u^T(t)Ru(t) \end{aligned} \quad (27)$$

制御則の誘導にラグランジェの未定係数法を用いる。この場合のラグランジェ関数は、次式で与えられる。

$$\begin{aligned} L(k) = & x_{k+1}^T Q_1 x_{k+1} + x_{k+1}^T Q_2 x_k + x_k^T Q_3 x_k + u_k^T R u_k \\ & + \lambda_{k+1}(x_{k+1} - A_{k+1}x_k - S_{k+13}(B_{k+1}u_{k+1} + D_{k+1}r_{k+1}) \\ & - S_{k+12}(B_k u_k + D_k r_k)) \\ & + \lambda_k(x_k - A_k x_{k-1} - S_{k3}(B_k u_k + D_k r_k) \\ & - S_{k2}(B_{k-1}u_{k-1} + D_{k-1}r_{k-1})) \end{aligned} \quad (28)$$

上式を x_{k+1} 、 x_k 、 u_k で微分することにより、次のオイラーの方程式を得る。なお、 λ_{k+1} 、 λ_k で微分した式は、(28)式の λ_{k+1} と λ_k に掛かる x_{k+1} と x_k を表す差分方程式になるために、記述を省略する。

$$\frac{\partial L(k)}{\partial x_{k+1}} = 2Q_1 x_{k+1} + 2Q_2 x_k + \lambda_{k+1} = 0 \quad (29-1)$$

$$\frac{\partial L(k)}{\partial x_k} = 2Q_2 x_{k+1} + 2Q_3 x_k - A_{k+1}^T \lambda_{k+1} + \lambda_k = 0 \quad (29-2)$$

$$\frac{\partial L(k)}{\partial u_k} = 2Ru_k - S_{k+12}^T B_k^T \lambda_{k+1} - S_{k3}^T B_k^T \lambda_k = 0 \quad (29-3)$$

この3式より、次の制御則を得る。

$$\begin{aligned} u_k = & -R^{-1}(S_{k+12}^T B_k^T (Q_1 x_{k+1} + Q_2 x_k) \\ & + S_{k3}^T B_k^T ((Q_2 - A_{k+1} Q_1)x_{k+1} + (Q_3 - A_k Q_2)x_k)) \end{aligned} \quad (30)$$

この制御則では、 x_k の1ステップ先の予測値 x_{k+1} が必要になる。(17)式で示したように、 x_k の予測値の近似値として、

$$x_{k+1} = e^{A_{k+1} h} x_k = S_{k+11} x_k \quad (31)$$

を採用する。この式を(30)式に代入すると、次の制御則が得られる。これが瞬時最適化制御則Ⅱである。

$$\begin{aligned} u_k = & -R^{-1}(S_{k+12}^T B_k^T (Q_1 S_{k+11} + Q_2) \\ & + S_{k3}^T B_k^T ((Q_2 - A_{k+1} Q_1)S_{k+11} + (Q_3 - A_k Q_2))x_k) \end{aligned} \quad (32)$$

5. 各種制御則による制御効果についての考察

(1) 動吸振器を付加しない場合の制御効果

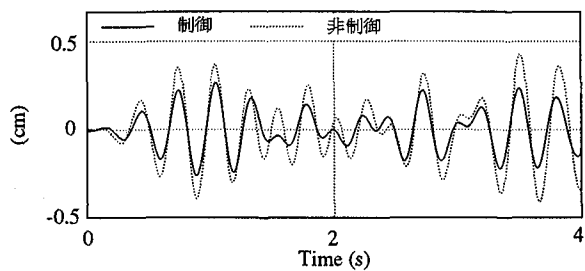
図-4に、定常最適レギュレータ制御理論、非定常最適レギュレータ制御理論および瞬時最適化制御理論による制御を適用した場合の応答を示した。なお、瞬時最適化制御では、制御則Ⅱを用いた。橋梁の支間中点における非制御の変位応答を点線で、制御を行った場合の応答を実線で示した。図-5は対応する制御則による制御力である。制御力は、重み行列 Q 、 R の値によって決定され、一般的に R を小さくするか Q を大きくすれば制御力は増加する傾向にある。このために、異なる制御則に対して、厳密に同一の制御力を発生させることは難しい。本研究において各制御理論による効果を比較するため、 Q については同一の値を固定したもとの、 R を変化させ、試行錯誤することにより誤差3%未満の制御力を求めた。この最大値を一定に規準化した。以下各制御則の比較についても同様な方法で制御力の最大値を規準化した。

数値シミュレーションの結果、図-4のように、3つの制御則とも応答のレベルは低下しており、制御が有効であることが分かる。3種の制御則による制御効果を比較すると、これらの間には大きな差は認められない。

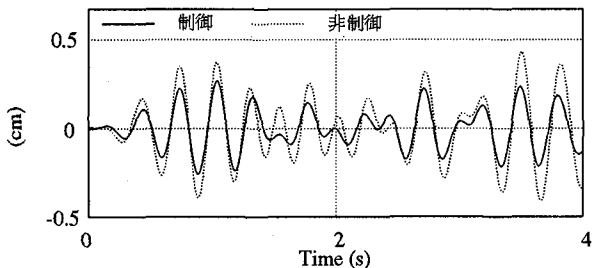
(2) ATMD制御を適用した場合の制御効果

ハイブリッド制御を実施した場合の、制御の有効性について検討した。

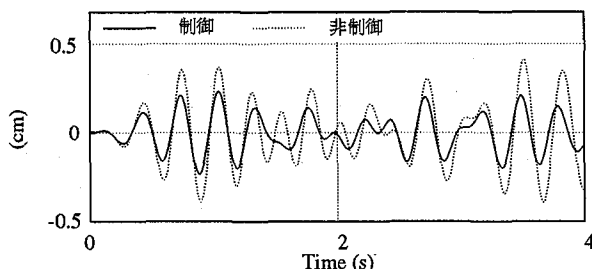
図-6に定常最適レギュレータ制御理論、非定常最適



a) 定常最適レギュレータ制御

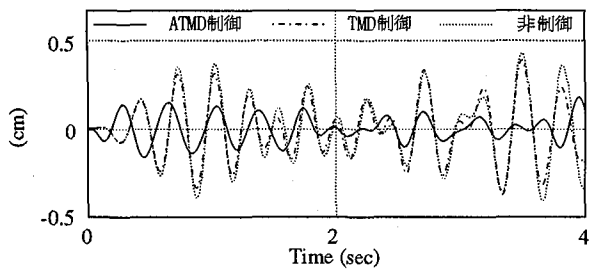


b) 非定常最適レギュレータ制御

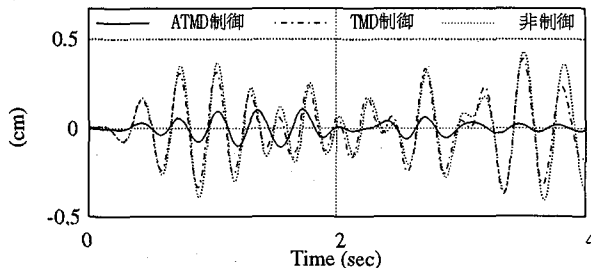


c) 瞬時最適化制御

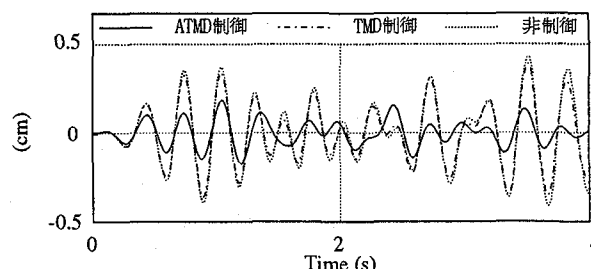
図 - 4 各種制御則による橋梁変位応答



a) 定常最適レギュレータ制御

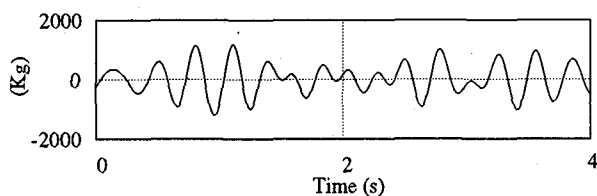


b) 非定常最適レギュレータ制御

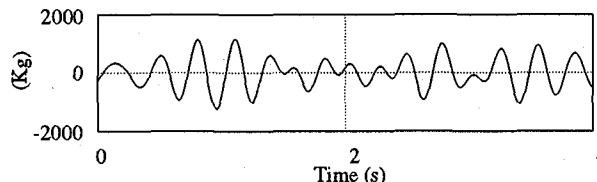


c) 瞬時最適化制御

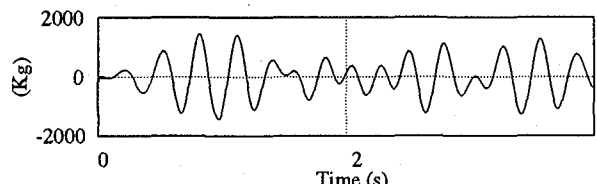
図 - 6 各種制御則による橋梁変位応答 (ATMD)



a) 定常最適レギュレータ制御

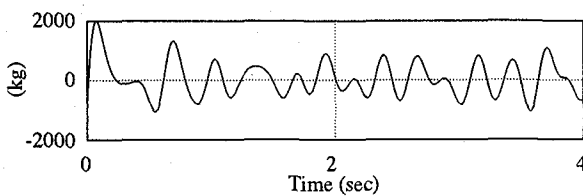


b) 非定常最適レギュレータ制御

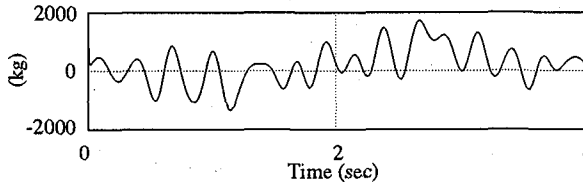


c) 瞬時最適化制御

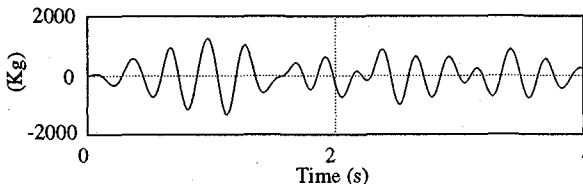
図 - 5 各種制御則による制御力



a) 定常最適レギュレータ制御

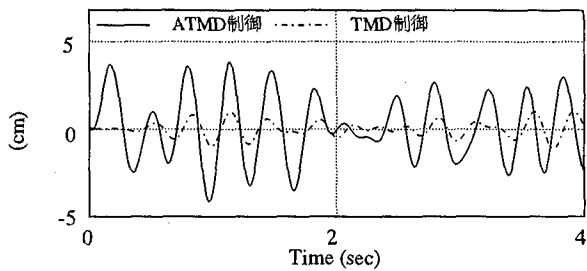


b) 非定常最適レギュレータ制御

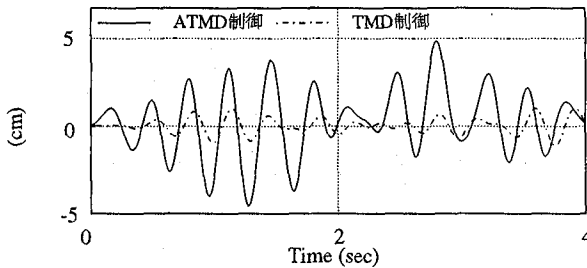


c) 瞬時最適化制御

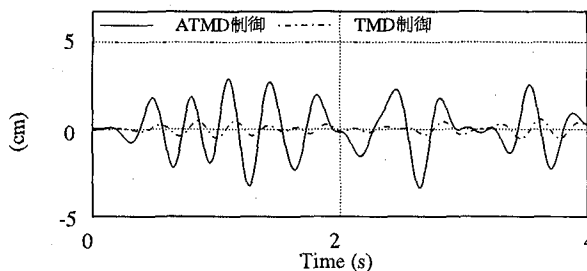
図 - 7 各種制御則によるTMDに加える制御力 (ATMD)



a) 定常最適レギュレータ制御

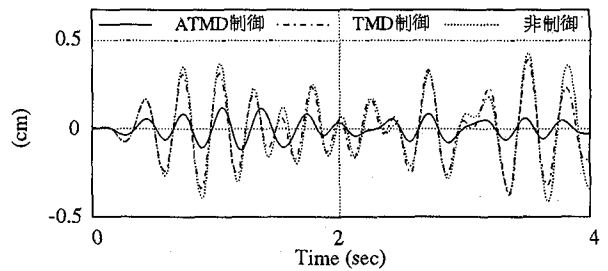


b) 非定常最適レギュレータ制御

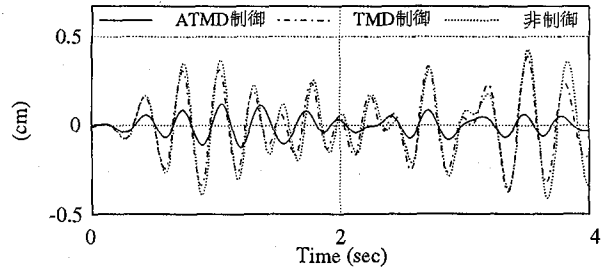


c) 瞬時最適化制御

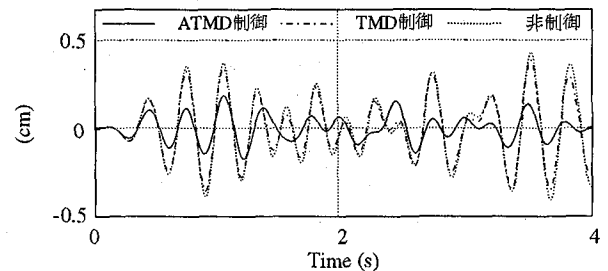
図 - 8 各種制御則によるTMDの動き (ATMD)



a) 定常最適レギュレータ制御



b) 非定常最適レギュレータ制御



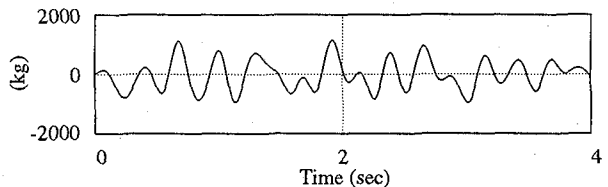
c) 瞬時最適化制御

図 - 9 車両の状態フィードバックを無視した各種制御則による橋梁変位応答 (ATMD)

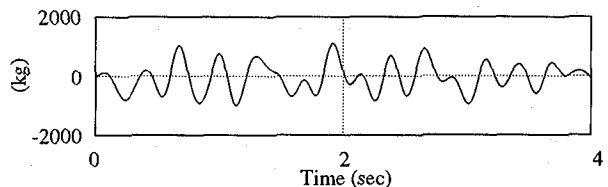
レギュレータ制御理論および瞬時最適化制御理論をハイブリッド制御に適用した場合の橋梁の支間中点における変位応答を示した。非制御の場合を点線、動吸振器のみのパッシブ制御の場合を破線で、ハイブリッド制御の場合が実線である。図 - 7 にはそれぞれの制御則に対応する制御力を示した。各制御理論を比較できるようにするため、制御力の最大値を一定に規準化した。図 - 8 に、ハイブリッド制御および動吸振器のみのパッシブ制御時における動吸振器の動きを、それぞれ実線と破線で示した。なお、瞬時最適化制御理論では、制御則Ⅱを用いた。

数値シミュレーションの結果、次のような結果が得られた。非定常最適レギュレータ制御理論を適用した場合が、制御効果が最も良くなっている。また、定常最適レギュレータ制御理論と瞬時最適化制御理論を適用した制御則では、同程度の応答のレベルの低下が認められた。

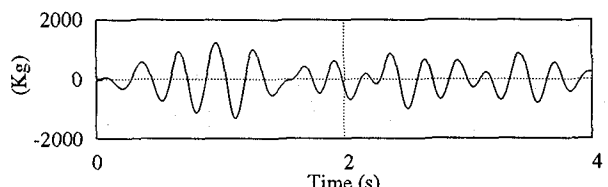
非定常最適レギュレータ理論は、橋梁 - 車両 - 動吸振器系を厳密に時変係数系として、最適制御力を求めたものである。したがって、最もよい制御効果を示すことになる。しかし、非定常なリカッチ方程式を終端条件より解く必要があるために、実際制御には適用できない。定常制御理論による制御則では、リカッチ方程式を解くこ



a) 定常最適レギュレータ制御



b) 非定常最適レギュレータ制御



c) 瞬時最適化制御

図 - 10 車両の状態フィードバックを無視した各種制御則によるTMDに加える制御力 (ATMD)

とにより制御則が得られる。しかし、瞬時最適化理論では、このような処理が必要でない。このような点では、瞬時最適化理論が有利である。

直接アクティブ制御を行った場合とハイブリッド制御を行った場合の制御効果を制御力を同じ程度にして比較した。図 - 4 と図 - 6 の比較から分かるように、この結果、ハイブリッド制御の方が有効であることが確認できた。

6. 状態フィードバックの状態変数に関する考察

最適レギュレータ理論では、全状態量をフィードバックさせることにより、最適制御則を求めることになっている。しかし、走行車両による道路橋振動では、橋梁と車両が連成振動をしているので、状態量として車両の状態量も考え、これもフィードバックさせる必要がある。

しかし、現実的な問題として、制御器に直接的に車両の状態量をフィードバックさせることはできない。このような視点から、車両の状態量のフィードバックが、振動制御に及ぼす影響について検討した。

定常最適レギュレータ制御則、非定常最適レギュレータ制御則および瞬時最適制御則において、車両の状態フィードバックが制御効果に及ぼす影響について調べた。図 - 9 に各種制御則において、車両の状態量をフィードバック制御させなかった場合のハイブリッド制御による制御効果を示した。非制御の場合の橋梁支間中点の変位応答を点線で、動吸振器のみのパッシブ制御の場合を破線で、ハイブリッド制御の場合を実線で示した。図 - 10 は、それぞれ対応する制御力である。これらと、橋梁と車両と動吸振器の全状態量をフィードバック制御させた場合のハイブリッド制御を比較するため、制御力の最大値を同じレベルに規準化した。

数値シミュレーションの結果、非定常最適レギュレータ制御則においては、全状態量をフィードバック制御させた場合が制御効果が良い結果となった。瞬時最適制御則においては、特に差異が認められなかった。この原因として、車両と動吸振器の状態量もフィードバック制御させた場合のフィードバックゲイン行列 $K(t)$ の車両に掛かる項が極めて 0 に近い値であったためである。定常最適レギュレータ制御則においては、車両の状態量をフィードバックしない場合が、逆にわずかによい結果となっている。この原因は、非定常な系を定常な系と考えるために、すなわち、車両の接地位置を固定させるために、最適な結果となっていないことが考えられる。本解析では、定常最適レギュレータ制御の場合、車両位置として、 $x=L/2$ としている。

7. 瞬時最適化制御則の制御効果についての考察

瞬時最適化制御則において、従来の方法Ⅰと改良した方法Ⅱとの制御効果の比較を行った。

図 - 11 に、従来の制御則（瞬時最適化制御則Ⅰ）と、従来の制御則において時変系の特性を強く影響させた制

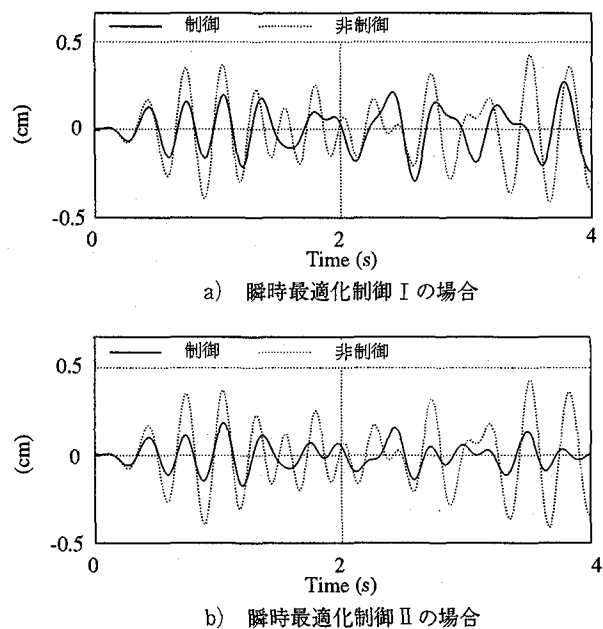


図 - 11 瞬時最適化制御則による制御効果

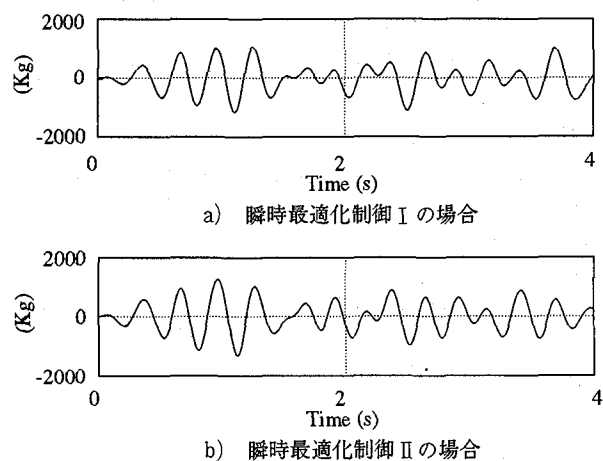


図 - 12 瞬時最適化制御則による制御力

御則（瞬時最適化制御則Ⅱ）を用いた応答を示した。橋梁の支間中点における非制御の場合の変位応答を点線で、制御の場合の応答を実線で示した。制御はハイブリッド制御で、全状態量をフィードバックしたものである。

図 - 12 に、対応する制御力を示した。各制御理論を比較できるようにするため、制御力の最大値を一定のレベルに規準化した。

数値シミュレーションの結果、時変系の特性を強く影響させた制御則である瞬時最適化制御則Ⅱを適用したものが、瞬時最適化制御則Ⅰより応答のレベルは低下しており、良い制御効果が得られることが確認できた。

8. まとめ

本論文では、定常最適レギュレータ制御則理論、非定常最適レギュレータ制御則理論および瞬時最適化制御則

理論による制御則を示し、道路橋交通振動に対してハイブリッド制御を行った場合、これらの制御則の有効性について検討した。得られた結果を要約すると以下のようになる。

(1) 橋梁上を走行する単一車両による道路橋振動を制御するために、定常および非定常の場合の最適レギュレータ制御則および瞬時最適化制御則を定式化し、それらを適用した。

(2) 定常最適レギュレータ制御則理論、非定常最適レギュレータ制御則理論および瞬時最適化制御則理論を橋梁振動のハイブリッド制御に適用した。シミュレーションによれば、各制御則による応答は、直接フィードバック制御よりハイブリッド制御の方がレベルが低下していることから、ハイブリッド制御の方が効果的であることが確認できた。

(3) 車両の状態量のフィードバックの影響を、各制御則を用いた場合について検討した。非定常最適レギュレータ制御則理論の制御則では、車両の状態量のフィードバックの影響はあったが、定常最適レギュレータ制御則理論および瞬時最適化制御則理論の場合は、その影響は少ないことが確認できた。

(4) 瞬時最適化制御則において、従来の制御則（瞬時最適化制御則Ⅰ）と時変系の特性を強く影響させたもの（瞬時最適化制御則Ⅱ）の応答計算を行うことにより、両制御効果を比較した。瞬時最適化制御則Ⅱの方が、良い制御効果が認められた。

(5) 各制御則の比較を行うと、非定常最適レギュレータ理論による制御が最も効果的であった。定常最適レギュレータ理論と瞬時最適化理論Ⅱによる制御則では、ほぼ同程度の制御効果であった。

参考文献

- 1) 梶川康男・沖野真、他：動吸振器による高架橋の振動軽減対策，構造工学論文集，No.365/I - 3, pp.435 - 444, 1985.4.
- 2) 矢作枢・吉田和彦：高架橋における交通振動のアク

ティブコントロール，土木学会論文集，No.365/I - 3, pp.435 - 444, 1985.4.

- 3) 川谷充郎・西山誠治・森淳彦：道路橋の振動制御に対する制振装置の開発，土木学会振動制御コロキウム講演論文集 PARTB, pp.197 - 204, 1991.7.
- 4) 岡林隆敏：交通振動制御の可能性 - II.道路橋に設置する動吸振器の効果について - , 第2回土木学会振動制御コロキウム講演論文集 PARTA, 1993.8.
- 5) 藤野陽三・ビノドK.バルティア・笠原覚：高架橋の交通振動に対するアクティブ制御，構造工学論文集，Vol 41 A, 1995.3.
- 6) 藤野陽三・比江島慎二：桁端ダンパーによる橋梁の交通振動の軽減，土木学会論文集，No.465/I - 23, pp.107-116, 1993.4.
- 7) 松平精：基礎振動学，現代工学社，昭和48年10月
- 8) J.N.Yang, A.AkbarpourandP.Ghaemmagham：New Optimal Control Algorithms for Structural Control, ASCE, Vol.113, No.9, pp.1369-1386, Sept. 1987.
- 9) D.MTrujillo：The Direct Numerical Integration of Linear Matrix Differential Equations using Pade Approximations,International Journal of Numerical Methods in Engineering,Vol.9,pp.259-270,1975.
- 10) 岡林隆敏：単一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，No.286, pp.15 - 27, 1979.6.
- 11) 榎木義一・添田喬・中溝高好：確率システム制御の基礎，日新出版，1975年5月.
- 12) 小堀鐸二：制震構造，鹿島出版会，1993年9月.

(1994年9月18日受付)