波動制御による走行懸垂系の振れ止め*

西 郷 宗 玄^{*1}, 臼 井 肇^{*2}
高 村 晃^{*3}, 谷 和 男^{*4}Vibration Control of Travelling Suspended Systems
by Wave ControlMuneharu SAIGO, Hajime USUI,
Akira KOUMURA and Kazuo TANI

This paper describes the vibration control of suspended systems which travel from one position to another using a wave control method. Two types of suspended systems are considered: a multiple pendulum system and a rope-and-weight system. The basic control strategy is similar to the wave control method which has been presented formerly for a non travelling multiple pendulum system. Analysis shows that the formerly presented method can be successfully applied to the travelling suspended systems. In order to confirm the analytical results, experiments have been done both for a multiple pendulum system and a rope-and-weight system. The suspended system is supported by a ball-screw and a nut which is driven by a DC servomotor. The control system has a computer which calculates the vibration control signal based on the signal of the rotary encoder attached to the uppermost pendulum in order to measure its deflection. The travelling command and vibration control signals are combined to form the input to the servomotor driver.

Key Words: Vibration Control, Wave Control, Pendulum System, Crane System

1. は じ め に

著者らは既報⁽¹⁾において、多重懸垂体の振れ止めに波動制御を適用するための新しい制振法を考案し、数値計算によりその有効性を明らかにした。この制振法は、制振対象多重懸垂体が計算機内に構築した任意の多重懸垂系に仮想的に懸垂される状態を支持点運動を制御することにより実現し、制振対象の振動エネルギーがあたかも計算機内の懸垂系(仮想懸垂系)に吸収されるような状態を生成するものである。実際の振動エネルギーは支持点を駆動するアクチュエータによって吸収される。さらに既報⁽²⁾では実験的に本手法の実現可能性を明らかにした。しかしながら、これら既報は剛体懸垂系を対象とし、懸垂系全体の走行移動を考慮しない場合であったため、クレーン等の実用的な懸垂系への適応可能性は明らかになっていなかった。

そこで、本報では、既報で扱った物理振り子より成る多重懸垂系と、より実用的なロープ質量系を対象と

して、非走行時と走行時の制振法を検討し、その制振性能を実験的に検証する。

2. 運 動 方 程 式

図1に本報で対象とする走行懸垂系モデルを示す。同図(a)は n 個の物理振り子から成る多重懸垂系の支持端を現位置から任意位置に移動させる場合である。多重懸垂系を定義するパラメータおよび前提条件は既報⁽¹⁾と同じである。また、同図(b)は最上端の物理振り子に結合したロープと最下端の質量から成る系であ

Fig. 1 Travelling suspended systems

* 原稿受付 1998年7月3日。

^{*1} 正員, 機械技術研究所 (☎ 305-8564 つくば市並木1-2)。^{*2} 新日本製鐵(株) (☎ 100-8071 東京都千代田区2-6-3)。^{*3} (株)日立製作所等戸工場 (☎ 744 0002 下松市東豊井794)。^{*4} 正員, 岐阜大学工学部 (☎ 501-1193 岐阜市柳戸1-1)。

E-mail: saigo@mcl.go.jp

る。以下に示すように、ロープ部を懸垂弦と見なしてその運動方程式に差分法を適用することにより、ロープ部を多重単振子系として扱えることがわかる。

物理振子多重懸垂系の支持端に任意速度 $\dot{y}_0$ を与える場合の運動方程式は既報と同様に以下のように導かれる。式(1)より走行加速度項は陽には最上端の振子の運動方程式にのみ現れ、それ以外の振子の運動方程式は非走行懸垂系と同じであることがわかる。

$$\begin{aligned} & \{q_1 p_1 + J_1 / (r_1 m_1)\} \ddot{\theta}_1 - q_2 p_1 \ddot{\theta}_2 \\ & + (m_1 + r_2 m_2) p_1 (\theta_1 - \theta_2) = 0 \\ & q_{k-1} p_{k-1} \ddot{\theta}_{k-1} \\ & - [q_k p_k + \{J_k + l_k (1 - r_{k-1}) m_{k-1}\} p_{k-1}] \ddot{\theta}_k \\ & + q_{k+1} p_{k+1} \ddot{\theta}_{k+1} + g \left[\left\{ \sum_{j=1}^{k-2} m_j + r_{k-1} m_{k-1} \right\} p_{k-1} \theta_{k-1} \right. \\ & - \left. \left(\sum_{j=1}^{k-1} m_j + r_k m_k \right) (p_k + p_{k-1}) \theta_k \right. \\ & + \left. \left. \left(\sum_{j=1}^k m_j + r_{k+1} m_{k+1} \right) p_k \right\} \theta_{k+1} \right] = 0 \quad (k \neq 1, n) \\ & q_{n-1} p_{n-1} \ddot{\theta}_{n-1} - \{J_n + l_n (1 - r_{n-1}) m_{n-1}\} p_{n-1} \ddot{\theta}_n \\ & + g p_{n-1} \left\{ \left(\sum_{j=1}^{n-2} m_k + r_{n-1} m_{n-1} \right) \theta_{n-1} \right. \\ & - \left. \left(\sum_{j=1}^{n-1} m_j + r_n m_n \right) \theta_n \right\} = \dot{y}_0 \\ & r_k = h_k / l_k, J_k = I_k / l_k, p_k^{-1} \\ & = (1 - r_k) m_k + r_{k+1} m_{k+1}, q_k = J_k - h_k m_k \\ & \dots\dots\dots (1) \end{aligned}$$

ここで、 g は重力加速度、 $(\ddot{})$ は時間に関する二階微分を表す。

次に、ロープ質量系の運動方程式が近似的に式(1)に帰着できることを示す。

ロープの運動が懸垂弦で表されると仮定すると、その運動方程式は次式で表される⁽³⁾。

$$z \frac{\partial^2 y}{\partial z^2} + \frac{\partial y}{\partial z} - \frac{1}{g} \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = 0 \dots\dots\dots (2)$$

ただし、 y はロープの横変位で、 z は下端(自由端)から測ったロープの位置座標である。

式(2)に差分法を適用すると次式が得られる。

$$-\frac{g}{\Delta z} \{(i-1)y_{i-1} - (2i-1)y_i + iy_{i+1}\} = \ddot{y}_i \dots\dots (3)$$

ここで、差分モデルでは質量が格子点中央にあるとしている。さらに、 $\theta_i = (y_{i-1} - y_i) / \Delta z$ と置くと、

$$\ddot{\theta}_i = \frac{g}{\Delta z} \{(i-1)\theta_i - 2i\theta_i + (i+1)\theta_{i+1}\} \dots\dots (4)$$

となる。式(4)は形の上で多重懸垂単振子系と同じであり⁽¹⁾、ロープ部が長さ Δz の単振子系で模擬できることがわかる。それゆえ、シミュレーションでは、図1(b)に示すロープ質量系も自由度の多い不均質な多重振子系として取扱っている。

3. 制 御 則

既報で提案した、非走行懸垂系を対象とする仮想懸垂系を用いた制振制御法を走行懸垂系に適用する場合の問題点を検討する。2章で得られたようにロープ質量系も近似的に多重懸垂体と見なせるので、以下の検討は制御対象が物理振子懸垂系の場合で示す。

3・1 仮想系と初期化法 走行懸垂系で仮想懸垂系を構成する方法として、走行指令値を実懸垂体支持端に与えて仮想系では走行運動を考慮しない場合と、仮想懸垂系支持端に走行指令値を与える場合とが考えられる。前者を静止仮想系 [図2(a)]、後者を走行仮想系 [図2(b)] と呼ぶ。

静止仮想系の場合は走行指令加速度入力を実懸垂系の振子振れ角への単なる外乱と見なせるので、制振制御則は既報の場合と同じでよく、制御則演算方法も非走行の場合と全く同じである。仮想系支持端(原点)は常に走行指令位置にあると考えればよい。一方、走行仮想系の場合にも非走行の場合と同じ制御則が得られ、仮想系の支持端に走行指令値を与えて仮想系を演算すればよい。しかしながら、走行仮想系の場合には仮想系の振子にも走行運動の影響が現れるため、初期化時に仮想系最下端振子に与える変位と速度が大きい。そのため初期化後に波動伝搬運動の不連続性が大きく現れて、制振性が静止仮想系に比べて悪くなる(シミュレーションにより確認)。そこで、これ以後では静止仮想系の場合のみを扱うことにする。

仮想系の初期化方法として基本的には既報の方法を用いることができる。非走行の場合と全く同じアルゴリズムを用いることができ、初期のタイミングとして、 $x_0=0, \dot{x}_0=0, \ddot{x}_0=0$ を用いればよい(それぞれ DI 法, VI 法, AI 法と記述する)。

既報の非走行の場合では、初期化時に実系支持端の

(a) Stationary system (b) Travelling system

Fig. 2 Imaginary system

変位 x_0 と速度 $\dot{x}_0$ を連続させるため、それらを仮想系最下端振子で吸収できるように $\phi_1 = x_0/l$, $\dot{\phi}_1 = \dot{x}_0/l$ (l は仮想系最下端振子長さ) と置いた。これは実系支持端を制振制御開始位置 (原点) に完全に戻すために必要な条件である。一方、走行移動する場合では目標位置に到達することと振動抑制することを必ずしも同時に実現する必要はないと考えられる。目標位置の近傍に到達するまでは振動抑制に重点を置き、その後に位置の調整を行うことも十分実用的である。振動抑制に重点がある場合、初期化時に仮想系最下端振子変位を $\phi_1 = 0$ と置くことで制振性を向上させることが期待される (DI 法ではこの条件を常に満たしている)。この方法を用いると初期化の度に仮想系の支持端を変更することになるので理論的には移動目標に完全には到達しない。本報では、既報の初期化法を連続初期化法、初期化時に $\phi_1 = 0$ と置く方法を不連続初期化法 (VI 法, AI 法とも記述) と呼ぶ (図 3)。

3.2 制御則 制御則は既報⁽¹⁾ の式 (6) より次式で与えられる。

$$\ddot{x}_0 = \frac{(i^2/l - h)\ddot{\theta} + g(\bar{w} + h/l)\theta - g(1 + \bar{w} + \mu)\phi_1}{1 - h/l + \mu} \quad \dots\dots\dots (5)$$

ここで、 i^2 , l , h は、実系最上端物理振子の支点回りの回転半径の二乗、振子長さ、支点と重心間の距離、 $\bar{w}$, μ は実系最上端振子質量に対する実系懸垂系全質量 (最上端振子を除く) の比および実系最上端振子質量に対する仮想系振子の一つの質量の比、 θ , ϕ_1 は実系最上端振子角度と仮想系最下端振子角度である。

仮想系は演算の簡単化のため多重単振子系で構成することを前提とする。制御則には最上端振子の形状と制御対象振子の全質量は必要であるが、最上端振子以外の制御対象振子の形状を必要としない。それゆえ、図 1 に示すロープ質量系の場合も物理振子で構成して

いる最上端振子を基準として制御則は式 (5) で与えられ、ロープ長や質量形状は制御には必要でない。

単振子仮想系は任意に構成できるが、その自由度、振子長さおよび質量の大きさによって制御対象からのエネルギー吸収状態が変化し制御性に大きな影響を与える。本報では、最上端物理振子形状を基準として、 κ 倍の長さ、 μ 倍の質量をもつ均質な n 自由度単振子系で仮想系を構成した。

図 4 は仮想系自由度に対する制振性を評価したものである。物理振子非走行系で初期条件としてすべての振子に同じ角変位を与えた場合の 100 秒後の実系全体のエネルギーを初期エネルギーに対する比率で比較した結果である。物理振子形状は実験に用いたものと同じである。同図より制御対象振子自由度と各初期化法に対して制振に有効な仮想系自由度には限度があることがわかる。実験では制御用計算機の演算時間をも考慮して仮想系自由度については最大 10 とした。

4. 実験装置と方法

実験装置の概略を図 5 に示す (図はロープ質量系)。装置は基本的に既報⁽²⁾ の場合と同じである。ボールねじに結合した直流サーボモータの回転により回転運動を拘束したナットが懸垂系支持端の水平運動を行う。直流サーボモータは定格容量 350 W で速度発電機出力フィードバック制御形である。物理振子懸垂体は長さ 300 mm、幅 40 mm、厚さ 10 mm のアルミ板 3 個で構成した 3 自由度振子系で、その支持端はボールねじのナット部に連結されている。各振子は隣接振子と固定することにより 2 自由度懸垂系、1 自由度懸垂系とすることができる。ロープ質量系の場合は、長さ

Fig. 3 Continuous and discontinuous initialization: (a) before initialization (b) continuous initialization (c) discontinuous initialization

Fig. 4 Influence of DOF of imaginary system on energy absorption (DOF of real system; ○: 1 DOF, □: 3 DOF, △: 5 DOF, ▽: 10 DOF)

Fig. 5 Experimental apparatus (rope-mass system)

Fig. 6 Experimental results of 3 DOF physical pendulum system: (a) no control (b) control in DI method (c) control in VI' method (d) AI' method ($m=3$, $n=10$, $\mu=3$, $\kappa=1$)

60 mm, 幅 40 mm, 厚さ 15 mm の物理振子を介して直径 1 mm のワイヤロープに重りをつるしている。実験はロープ長さ 0.3, 0.5, 0.9 m, 重り質量 1.25 kg, 3.25 kg の各場合で行った。

最上端振子には制御用回転角検出のためのロータリエンコーダ(インクリメント形, 1000 パルス/回転, 4 通倍で使用)を装着してある。エンコーダを含む最上端振子の回転半径と重心位置は自由振動周期の測定から計算で求めている⁽²⁾。制御には用いないが水平方向変位もボールねじ軸端に取り付けたロータリエンコーダにより計測している。

制御系は, 物理振子系では DSP 装置(CPU: TMS 320 C 30)と PC 98 BA 3 で構成し, ロープ質量系ではパーソナルコンピュータ PC 9821 Xv 20 で構成している。いずれの場合もカウンターボードと DA 変換ボードを内蔵したものである。サンプリング周期は DSP で 0.1 ms, PC 9821 Xv 20 で 2 ms である。

5. 実験結果

本実験で用いた走行パターンは, 0~0.352 s 間一定

Fig. 7 Experimental results of 1 DOF physical pendulum system: (a) control in DI method (b) control in VI' method ($m=1$, $n=10$, $\mu=1$, $\kappa=1$) Fig. 8 Experimental results of 2 DOF non-homogeneous physical pendulum system: (a) control in DI method (b) control in VI' method ($m=2$, $n=10$, $\mu=3$, $\kappa=1$)

加速度 4.26 m/s^2 , 0.035 2~8 s 間一定減速度 -1.883 m/s^2 である。8 秒間で 0.6 m 移動するが, サンプリング周期が 2 ms では, 演算誤差が累積して実際の指令移動距離は 0.62 m 程度となる。以下に示す実験結果は, 仮想系自由度 $n=10$ で, 仮想系振子長さ比 κ は, 物理振子系では 1, ロープ質量系では 10 の場合である。

5.1 物理振子系の場合

図 6 に走行 3 自由度懸垂系に対する各初期化法の制振性能の差を示す(仮想系質量比 $\mu=3$)。各図で右上りの曲線が支持端位置(y_0+x_0)を示し, 振動波形は最上端振子角度(θ_3)を示す。同図より本制御法が走行する懸垂物理振子系でも十分制振性能を有することが確認できる。振子角度が小さいため初期化法の違いによる制振性の差異は顕著でないが, DI 法, VI' 法, AI' 法の順で制振性が優れていることが確認できる。この傾向は図 4(DI 法, VI 法, AI 法の順に制振性がよい)に類似している。図 7 に 1 自由度物理振子の場合を示す。制振性が非常によく, 図 4 で得られた初期化法の傾向(VI 法の制振性が極めてよい)が確認される。図 8 に不均質 2 自由度物理振子系(最下端と中央の振子を結合した系)の場合を示す。最上端振子は 3 自由度物理振子系と同じであるので制御パラメータはその場合と全く同じである。3 自由度系に比べ若干制振性が劣るが, 不均質な懸垂系にも制振効果が十分あることが確認される。

Fig. 9 Experimental results of rope-mass system : (a) no control (b) control in DI method (c) control in VI method (d) control in AI method ($l=0.5$ m, $w=1.25$ kg, $n=10$, $\mu=3$, $\kappa=10$)

5.2 ロープ質量系の場合 図9に走行ロープ質量系に対する各初期化法の制振性の差を示す。制御対象ロープ質量系はロープ長さ $l=0.5$ m, 質量 $w=1.25$ kg で, 仮想系質量比 $\mu=3$ の場合である。図9中, 振動波形はロープ取付物理振子の角度, 曲線は支持端の走行軌跡である。いずれの初期化法の場合でも制振効果があることがわかる。なかでもVI法 [図9(c)] が極めて制振性がよい。DI法 [図9(b)] は原理的に目標位置に完全に到達できる初期化法である利点を有するがロープ質量系での制振性は最も悪い。図は省略するが, 他の連続初期化法(VI法, AI法)でも制振性はよくない。図9(c)の振動波形は図7の1自由度物理振り子走行系に類似しており, 本走行実験ではロープ質量系が1自由度に近い挙動をしていると考えられる。図10は制御対象のパラメータであるロープ長 l と質量 w の違いに対する制振性をVI法について示したものである。前述のように制御則はロープ長を含まないのでロープ長の変化に対して本制御法が十分制振性を有していることが確認できる。また, 質量の違いに対しても十分対応している。同図は仮想系質量比 $\mu=1$ の場合であるが, 図9(c)の $\mu=3$ の場合より制振性がよいことも確認できる。

図9からわかるように, 走行ロープ質量系では連続初期化法ではなく不連続初期化法を用いるのが望ましいが, この場合は目標位置の修正が必要となる。目標位置の修正ルーチンを含む結果を図11に示す。図11はVI法で走行後, 目標値に達した時点で走行指令値を強制的に零として非走行制振系としてVI法で制振を行った場合 [図11(a)] と, 走行指令が終了した時

Fig. 10 Experimental results of rope-mass system in VI method : (a) $l=0.3$ m, $w=1.25$ kg (b) $l=0.9$ m, $w=1.25$ kg (c) $l=0.3$ m, $w=3.25$ kg (d) $l=0.9$ m, $w=3.25$ kg ($n=10$, $\mu=1$, $\kappa=10$)

Fig. 11 Experimental results of rope-mass system for adjusting final position (a) $l=0.3$ m, $w=1.25$ kg (b) $l=0.3$ m, $w=3.25$ kg ($n=10$, $\mu=10$, $\kappa=10$)

Fig. 12 Experimental results of non-travelling rope-mass system (a) $l=0.3$ m, $w=1.25$ kg (b) $l=0.9$ m, $w=1.25$ kg ($n=10$, $\mu=10$, $\kappa=10$)

点(走行開始後8 s)で目標値(0.6 m)とのずれ量を連続初期化法(VI法)によって移動修正した場合 [図11(b)] である。ずれ量は初期化の度に仮想系の移動量を計算機内に格納することから算出している。いずれの方法によっても容易に目標位置を修正できることが確認される。

次に, 比較的大きい初期振幅に対する制振性を確認するために行った非走行制振実験を図12に示す。走行系で発生する振幅より大きい 10° 程度の初期振幅を与えているが, 本制御法はこのような場合にも十分対

応可能であることがわかる。図 12(a) はロープ長 $l=0.3$, (b) は $l=0.9$ の場合で、ロープ長の変化に十分対応していることもわかる。初期化には 0~6 s まで DI 法それ以後は VI 法としたハイブリッド法を使っている。このハイブリッドは、DI 法が比較的大きな振幅を吸収するのが速く、VI 法が小さな振動を吸収するのが速いことに着目して組合せたものである。このように本手法では初期化のタイミングは任意に組合せることもできる。

6. 考 察

5 章の実験結果により本制御法が走行懸垂系および走行ロープ質量系で実際に実現できることが確認された。本章ではシミュレーションとの比較により実験で得られた傾向を考察する。

図 6 に示す走行物理振子の実験結果に対応するシミュレーション結果を図 13 に示す。図 13 ではわずかな乾性摩擦(無次元摩擦係数 $\nu=0.001$)を各振子軸受部に同一の摩擦力を仮定して導入している。これらの摩擦は完全には実験系を現していないので、非制御、DI 法制御の場合とも実験とシミュレーション間に差は残っているが、両者の間には十分な傾向の一致が見られる。図 14 には 1 自由度系のシミュレーション結果を示す。細かい振動波形も実験結果と十分一致しており、ほぼ理論どおりの制御系が構築されていることが確認できる。1 自由度系では初期加速の影響による振動が吸収された後は一定減速度によるわずかな正の傾きをもって走行してほとんど振動しない。

次にロープ質量系のシミュレーション結果を示す。

Fig. 13 Numerical results of 3 DOF physical pendulum system (a) no control (b) control in DI method ($m=3$, $n=10$, $\mu=10$, $\kappa=10$)

Fig. 14 Numerical results of 1 DOF physical pendulum system (a) control in DI method (b) control in VI method ($m=1$, $n=10$, $\mu=10$, $\kappa=10$)

図 15 は実験結果の図 9 に対応するシミュレーション結果である。振動波形は懸垂質量の最上端振子支持端から見た角度である。同図の場合も最上端物理振子支持軸受部に乾性摩擦(無次元摩擦係数 $\nu=0.0005$)を導入している。ロープ部は 50 個の単振子(質量比 $\mu=0.0001$)で模擬し、ロープ部単振子にも乾性摩擦(摩擦係数 $\nu_r=50\nu$)を導入している。これらの摩擦力の値は厳密ではなく、非制御走行の場合の振動波形が実験とシミュレーションでほぼ一致するように決めたもので、とくに、ロープ部の乾性摩擦は後述するように実験結果を説明するために導入したものである。図 15 と図 9 はほぼ完全に一致しており、実験結果に誤差がほとんどないことがわかる。本制御法では VI' 法の制振性能が最もよいことが改めて確認された。本報で用いた走行パターンでは VI' 法によってロープ質量系が 1 自由度物理振子に近い挙動を示し、無振動の状態で走行していると考えられる。AI' 法についても、図は省略するが、 $\mu=1$ の場合には VI' 法に近い制振効果が得られる。一方、連続初期化法(DI 法)は制振による支持点移動と走行移動の干渉が大きく制振効果が小さい。VI 法と AI 法も同様な傾向を示し、質量比 μ が小さいほど走行軌跡が大きくずれて制振性が悪い。それゆえ連続初期化法を使うには μ を適当に大きくして制振作用を押さえながら走行させるほうが振幅の減少が速いといえる。

仮想系設計のパラメータは質量比 μ と長さ比 κ である。 μ は 1 に近いほど応答が速いことは理解しやすい。また、 κ は制振対象を単振子と見なしたときの固有振動数に近い仮想系を構成したほうが制振性がよい

Fig. 15 Numerical results of rope-mass system (a) no control (b) control in DI method (c) control in VI' method (d) control in AI' method ($l=0.5$ m, $w=1.25$ kg, $n=10$, $\mu=3$, $\kappa=10$)

Fig. 16 Influence of κ on energy absorption in VI' method (a), (b) $\nu=0$ (c), (d) $\nu=0.0005$ ($l=0.5$ m, $w=1.25$ kg, $n=10$, $\mu=1$)

と考えられる。図 16(a), (b) に非減衰制振対象系で κ を変えた場合の VI' 法による最上端振子角度(質量の最上端振子支持端から見た角度ではない)を示す。非減衰系であるのでロープ部の振動が激しく発生している。図 16(a) の $\kappa=1$ の場合は最上端振子の固有振動数に近い仮想系であるため最上端振子の振動は速く吸収されているが、ロープ系全体の制振性は若干低下している。一方図 16(b) の $\kappa=10$ の場合は最上端振子角度はほとんど吸収されていない。しかし最上端振子角度のほぼ平均値として得られる懸垂質量の角度は急速に吸収され、図 15(c) に示したようにほとんど振動しない。これは $\kappa=10$ が懸垂質量系を 1 自由度系と見たときの振子長さにほぼ対応しているためと考えられる。図 16(a'), (b') は摩擦を考慮した場合の最上端振子角度であるが、初期振動を除いて最上端振子の角度が質量の最上端振子支持端から見た角度を現しており、実験系ではこれに近い状態にあると考えられ

る。 κ の値により最適に吸収する振動周期が存在するようであるが、図 10 に示したように制振対象のロープ長が数倍から数分の一倍に変化しても制振効果は十分有しているため、実用的には制振対象に κ を正確に合せる必要はないことは明らかである。

以上のように、ロープ質量走行系では不連続初期化法である VI' 法か AI' 法が適していることがわかった。

7. ま と め

本報では走行懸垂物理振子系と走行ロープ質量系を対象に仮想振動系を用いた波動制御法による制振制御を実験的に試みた。その結果以下のことが明らかとなった。

- (1) 既報⁽¹⁾⁽²⁾で提案した波動制御に基づく懸垂系の制振法が、不連続初期化法(VI' 法と AI' 法)を用いることにより極めて効果的に走行懸垂系に適用できる。
- (2) 本制御法をロープ質量系に適用する場合、ロープ長にかかわらず、ある平均的な一定の仮想系パラメータで制振可能である。
- (3) 不連続初期化法を用いた場合の目標位置への修正移動は容易に行える。
- (4) 連続初期化法を用いる場合には、比較的大きい質量比 μ を用いて制振の応答性をおさえたほうが速く制振する。
- (5) 懸垂ロープは摩擦を導入した単振子系で近似できる。

文 献

- (1) 西郷宗玄・ほか 2 名, 機論, **61**-581, C(1995), 35-42.
- (2) Saigo, M., ほか 2 名, *J. Vib. Acoustics*, Vol. 120(1998), 524-533.
- (3) 入江敏博・小西一良, 機論, **21**-103(1955), 206-211.