三次元弾性加振台の振動と運動の制御*

(第1報, 巨大震動台の多モード振動に対応できる制御手法の提案)

平松秀文^{*1}, 藤大二郎^{*2}
背戸一登^{*3}, 佐藤栄児^{*4}Motion and Vibration Control of Three Dimensional Flexible Shaking Table
(1st Report, Proposal of a New Method for Controlling the Multi Mode
Vibrations in Shaking Table)Hidefumi HIRAMATSU, Daijiro FUJI,
Kazuto SETO^{*5} and Eiji SATO^{*5} Department of Mechanical Engineering, Nihon University,
1-8 Kanda, Surugadai, Chiyoda-ku, Tokyo, 101-8308 Japan

This paper deals with a design procedure of control system for a three-dimensional flexible shaking table. The shaking table should be less weighted so that actuators require less control forces and higher fidelity to control commands. However, as the weight of shaking table is reduced, the natural frequencies of vibration modes of the table appear on operating frequency region. Such vibration modes get into problem that may cause spillover instability. So, the research purpose is to control the such vibration and motion of the shaking table by using the reduced order modeling technique and LQ, LQI control theory. The modeling procedure and the control design are described. Control simulations on the discrete model are carried out to demonstrate the effectiveness of the method. Experimental work is shown to demonstrate a final verification.

Key Words: Flexible Structure, Shaking Table, Motion Control, Vibration Control, Modeling

1. 緒言

我が国は世界有数の地震国であり, 1995年1月17日には阪神・淡路大震災⁽¹⁾⁽²⁾によって多くの建造物が崩壊するなど多大な被害が出たことで, 地震に対する建造物の安全性が問われるようになった. そこで建造物の耐震性などを正確に把握するために実寸大の建造物を加振できる巨大な加振台の建設⁽³⁾⁽⁴⁾が進んでいる. 加振台は地震波や各種入力波を忠実に再現するために, 大きなストロークや速度, 加速性能が要求され, そのためにも加振テーブル自身の軽量化が必要となる. しかし, 軽量化に基づく問題点として, テーブル自体が加振された際の挙動が剛体的なものだけでなく, テーブルの加振周波数範囲に振動モードを有することとなる. つまり加振周波数範囲内に曲げや振りモードが存在し, テーブル表面では加振入力通りに加振波が再現できたとしても, 試験構造物の上方に離れる

につれて正しい加振ができないことが起こるという問題が発生する. 建設中の加振台においても, 加振周波数範囲内に振れのモードが存在し, 問題となっている. この加振周波数範囲に存在する多モードを制御するためにノッチフィルタを用いることが考えられているが, 被加振構造物を載せたときの質量変動に弱く, 被加振構造物が変わるたびにノッチフィルタの設計をやり直すという作業が必要となる. このように, 現状では巨大震動台の多モード振動に対応できる有効な制御手法が見当たらない.

この問題に対応すべく本研究では, 加振テーブルを柔軟な平板構造物と見立て, それに多質点系物理モデルを構築して, 本来テーブルを駆動させるためのアクチュエータを同時に振動制御にも用いることで, 加振周波数範囲内でテーブルの振動を制御しつつ, 入力加振を可能にする制御手法を提案する.

一般に, テーブルのような無限自由度の振動モードを有する柔軟構造物は分布定数系特性を有する. これに現代制御理論を導入し制御するために, 平板構造物の集中定数系低次元化物理モデル⁽⁵⁾を作成し, そのモデルを基に LQ, LQI 制御理論を用いて制御系を設計して⁽⁶⁾⁽⁷⁾振動と運動の同時制御を行い, 良好な成果が得られたので報告する.

* 原稿受付 2002年2月21日.

^{*1} 日立建機(株) (〒112-0004 東京都文京区後楽2-5-1).^{*2} 日本大学大学院 (〒101-8308 東京都千代田区神田駿河台1-8).^{*3} 正員, 日本大学理工学部.^{*4} 正員, 独立法人防災科学技術研究所 (〒305-0006 つくば市天王台3-1).

E-mail: seto@mech.cst.nihon-u.ac.jp

2. 制御対象構造物

実大三次元震動破壊実験施設を想定して作成した制御対象構造物を図1に、また各アクチュエータの配置位置を図2に示す。加振テーブルと想定したこの平板模型構造物は $700 \times 500 \times 3$ [mm] のアルミ板であり、柔軟な構造を有している。その平板構造物に、垂直方向に加振可能にするボイスコイルモータを4カ所、水平方向の加振を可能にするアクチュエータを4カ所、また水平方向の安定のためさらに4カ所にリニアガイドのみを設置してある。また各アクチュエータと加振テーブルはピアノ線で連結されているので、すべての方向への滑らかな加振を実現できる構造になっている。

Fig. 1 Control Object

Fig. 2 Displacement of Actuators

この種の無限自由度の振動モードを有する柔軟構造物は分布定数系特性を有する。そのような分布定数系を有する平板構造物の振動を制御するためには、平板構造物の低次元化物理モデルを作成する必要がある。低次元化物理モデルを作成するには、平板構造物の振動モード形、及び固有振動数を知る必要がある。そこで、実験モード解析を行うことで平板構造物の振動モード形、及び固有振動数を得る。図3に5次モードまでの振動モード形と固有振動数を示す。

Fig. 3 Vibration Mode Shapes

3. 低次元化物理モデル

3.1 低次元化物理モデル作成法 ここでは2質点系の低次元化物理モデル作成法について説明する。モード質量を単位行列にするように正規化した固有モード行列を正規化モード行列 Φ とする。

$$\Phi = \begin{bmatrix} \phi_{11} & \phi_{12} \\ \phi_{21} & \phi_{22} \end{bmatrix} \quad (1)$$

この正規化モード行列を用いれば、物理系の質量行列 M 、剛性行列 K は次のように表せる。

$$M = (\Phi \Phi^T)^{-1} \quad (2)$$

$$K = (\Phi^T)^{-1} \Omega^2 \Phi^{-1} \quad (3)$$

ところが、 Φ は分布定数系の振動モードから任意に抽出された固有モード成分で作られているので、式(2)の右辺は対角行列とならない。

$$\begin{aligned} M^{-1} &= \begin{bmatrix} \phi_{11}^2 + \phi_{12}^2 & \phi_{11}\phi_{21} + \phi_{12}\phi_{22} \\ \phi_{11}\phi_{21} + \phi_{12}\phi_{22} & \phi_{21}^2 + \phi_{22}^2 \end{bmatrix} \\ &= \begin{bmatrix} 1/M_1 & 0 \\ 0 & 1/M_2 \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (4)$$

(4)式を満たすように、質量行列 $\mathbf{M}$ が対角行列になるためには以下の拘束条件を満たす必要がある。

$$\phi_{11}\phi_{21} + \phi_{12}\phi_{22} = 0 \quad (5)$$

そこで、次式のような誤差関数 ε_1 を定義する。

$$\varepsilon_1 = \phi_{11}\phi_{21} + \phi_{12}\phi_{22} \quad (6)$$

この ε_1 を 0 にするような固有モードの修正を行うために、固有モードに対する誤差関数の感度行列を次のようにおく。

$$\left\{ \frac{\partial \varepsilon}{\partial \Phi} \right\} = \left\{ \frac{\partial \varepsilon_1}{\partial \phi_{11}} \quad \frac{\partial \varepsilon_1}{\partial \phi_{21}} \quad \frac{\partial \varepsilon_1}{\partial \phi_{12}} \quad \frac{\partial \varepsilon_1}{\partial \phi_{22}} \right\} \quad (7)$$

この $\phi_{11} \sim \phi_{22}$ の修正量を、それぞれ $\delta\phi_{11} \sim \delta\phi_{22}$ とすると、 $\varepsilon_1 \rightarrow 0$ にするには以下の式を解けば良い。

$$\left\{ \frac{\partial \varepsilon}{\partial \Phi} \right\} \begin{Bmatrix} \delta\phi_{11} \\ \delta\phi_{21} \\ \delta\phi_{12} \\ \delta\phi_{22} \end{Bmatrix} = -\varepsilon_1 \quad (8)$$

これを、最小ノルム解を使った一般化逆行列によって修正量を求めるようにする。

$$\begin{Bmatrix} \delta\phi_{11} \\ \delta\phi_{21} \\ \delta\phi_{12} \\ \delta\phi_{22} \end{Bmatrix} = \left\{ \frac{\partial \varepsilon}{\partial \Phi} \right\}^T \left[\left\{ \frac{\partial \varepsilon}{\partial \Phi} \right\} \left\{ \frac{\partial \varepsilon}{\partial \Phi} \right\}^T \right]^{-1} (-\varepsilon_1) \quad (9)$$

この修正量を用いて次のような修正を施す反復計算を繰り返せば誤差関数を零に収束させることができる。

$$\phi_{ij} + \delta\phi_{ij} \rightarrow \phi_{ij} \quad (10)$$

その結果、式(4)を満たす正規化モード行列が得られ、低次元化物理モデルの質量行列、剛性行列が求まる。なお、本論文で作成する 5 自由度系の低次元化物理モデルはこの方法を拡張することによって対応できる。

3.2 5 質点系の低次元化物理モデル 加振テーブルとみなした平板構造物は水平方向においては剛体とみなすことができるので、本論文では鉛直方向に対する柔軟モードのみを制御対象としている。そこで、平板構造物の鉛直方向に対する低次元化物理モデルを

作成することにする。本論文において制御対象とする振動モードは 4 次モードまでとするが、その際、4 次モードでモデル化すると、そのモードに近い 5 次モードがスピルオーバーを起こすことが懸念されるので 5 次モードまでの低次元化物理モデルを作成する。そのモデリング点を図 4 に示す。低次元化物理モデルを作成する際の質点位置は、質点 1 から質点 4 までは鉛直方向のアクチュエータの設置位置、質点 5 がテーブルの中央とした。

Fig. 4 Modeling Points

これらのデータを基に、低次元化物理モデル作成法によって得られる各物理パラメータは次のようになる。

ここで k_{ij} は m_i と m_j の間のバネ定数を表している。

$$m_1 = 0.4419, m_2 = 0.6246, m_3 = 0.6543$$

$$m_4 = 0.5431, m_5 = 1.7611 \text{ [kg]}$$

$$k_{11} = 685, k_{12} = -199, k_{13} = -5, k_{14} = -2668, k_{15} = 6695$$

$$k_{22} = 1738, k_{23} = -3394, k_{24} = -222, k_{25} = -8612$$

$$k_{33} = 1845, k_{34} = -247, k_{35} = 8358, k_{44} = 818, k_{45} = -7980$$

$$k_{55} = 5971 \text{ [N/m]}$$

$$c_1 = c_2 = c_3 = c_4 = 4.5, c_5 = 5.5 \text{ [Ns/m]}$$

作成された低次元化物理モデルにアクチュエータを組み込んだ制御対象構造物の物理モデルを図 5 に示す。

Fig. 5 Reduced Order Model

3.3 5質点系低次元化物理モデルの検証

作成した5質点系の低次元化物理モデルの妥当性を検証する。図6は質点1を加振したときの質点1で観測された周波数応答を、シミュレーションと実機で比較したものである。ここで、図3より2次モードと3次モードの固有振動数が非常に近接しているために縮退として現れている。以上より、1次モードから5次モードまでの共振ピークがよく一致しており、周波数応答もよく対応していることが確認できる。

Fig. 6 Comparison of Simulation and Experimental Frequency Responses

4. 制御系の設計

4.1 制御対象の状態方程式

質点1から質点4に取り付けられたアクチュエータの運動方程式は、

$$e_i = L_i \frac{dI_i}{dt} + R_i I_i + Ka_i \cdot \dot{x}_i \quad (11)$$

となる。ここで、 L_i は各質点に取り付けられている各アクチュエータのコイルのインダクタンス、 e_i は各アクチュエータに与える入力電圧、 R_i は各アクチュエータの抵抗、 I_i は各アクチュエータ内を流れる電流、 $\dot{x}_i$ は各アクチュエータ駆動部の速度、 Ka_i は各アクチュエータの逆起電力係数である。(11)式と低次元化物理モデルから、アクチュエータの特性を組み込んだシステム全体の状態方程式と状態ベクトルは以下のようになる。

$$\dot{\mathbf{X}}_c = \mathbf{A}_c \mathbf{X}_c + \mathbf{B}_c \mathbf{U}_c \quad (12)$$

$$\mathbf{Y}_c = \mathbf{C}_c \mathbf{X}_c \quad (13)$$

$$\mathbf{X}_c = \{\dot{x}_1, \dot{x}_2, \dot{x}_3, \dot{x}_4, \dot{x}_5, x_1, x_2, x_3, x_4, x_5, I_1, I_2, I_3, I_4\}^T$$

$$\mathbf{U}_c = \{e_1, e_2, e_3, e_4\}^T$$

各マトリクス $\mathbf{A}_c$, $\mathbf{B}_c$, $\mathbf{C}_c$ を以下に示す。

$$\mathbf{A}_c = \begin{bmatrix} \mathbf{A}_{11} & \mathbf{A}_{12} & \mathbf{A}_{13} \\ \mathbf{A}_{21} & \mathbf{A}_{22} & \mathbf{A}_{23} \\ \mathbf{A}_{31} & \mathbf{A}_{32} & \mathbf{A}_{33} \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{A}_{11} = \text{diag} \left[-\frac{c_1}{m_1}, -\frac{c_2}{m_2}, -\frac{c_3}{m_3}, -\frac{c_4}{m_4}, -\frac{c_5}{m_5} \right]$$

$$\mathbf{A}_{21} = \mathbf{I}_{5 \times 5}$$

$$\mathbf{A}_{31} = \left[\text{diag} \left[-\frac{Ka_1}{L_1}, -\frac{Ka_2}{L_2}, -\frac{Ka_3}{L_3}, -\frac{Ka_4}{L_4} \right] \quad \mathbf{0}_{4 \times 1} \right]$$

$$\mathbf{A}_{12} = -\mathbf{M}^{-1} \mathbf{K}$$

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_3 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_4 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & m_5 \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{K} = \begin{bmatrix} A & -k_{12} & -k_{13} & -k_{14} & -k_{15} \\ -k_{12} & B & -k_{23} & -k_{24} & -k_{25} \\ -k_{13} & -k_{23} & C & -k_{34} & -k_{35} \\ -k_{14} & -k_{24} & -k_{34} & D & -k_{45} \\ -k_{15} & -k_{25} & -k_{35} & -k_{45} & E \end{bmatrix}$$

$$A = k_{11} + k_{12} + k_{13} + k_{14} + k_{15}$$

$$B = k_{12} + k_{22} + k_{23} + k_{24} + k_{25}$$

$$\therefore C = k_{13} + k_{23} + k_{33} + k_{34} + k_{35}$$

$$D = k_{14} + k_{24} + k_{34} + k_{44} + k_{45}$$

$$E = k_{15} + k_{25} + k_{35} + k_{45} + k_{55}$$

$$\mathbf{A}_{22} = \mathbf{0}_{5 \times 5}, \mathbf{A}_{23} = \mathbf{0}_{5 \times 4}$$

$$\mathbf{A}_{13} = \begin{bmatrix} \text{diag} [Kc_1/m_1, Kc_2/m_2, Kc_3/m_3, Kc_4/m_4] \\ \mathbf{0}_{1 \times 4} \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{A}_{23} = \mathbf{0}_{5 \times 4}$$

$$\mathbf{A}_{33} = \begin{bmatrix} -\frac{R_1 + R_a}{L_1} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{R_2 + R_a}{L_2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -\frac{R_3 + R_a}{L_3} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -\frac{R_4 + R_a}{L_4} \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{B}_c = \left[\mathbf{0}_{10 \times 4} \quad \text{diag} \left[\frac{1}{L_1}, \frac{1}{L_2}, \frac{1}{L_3}, \frac{1}{L_4} \right] \right]^T$$

$$\mathbf{C}_c = [\mathbf{0}_{5 \times 5} \quad \mathbf{I}_{5 \times 5}]$$

$\mathbf{A}_{33}$ はアクチュエータの特性を表しており、 $\mathbf{A}_{31}$ と $\mathbf{A}_{13}$ は各アクチュエータと物理モデルの相互関係を表している。各物理パラメータは以下に示す。

$$Kc_1 = 9.7, Kc_2 = 10.0, Kc_3 = 9.7, Kc_4 = 9.8 [N/I]$$

$$Ka_1 = Ka_2 = Ka_3 = Ka_4 = 3.5 [V \cdot s/m]$$

$$L_1 = L_2 = L_3 = L_4 = 1.9e^{-3} [H]$$

$$R_1 = R_2 = R_3 = R_4 = 4.3 [\Omega], R_a = 7.0 [\Omega]$$

4.2 ローパスフィルタ 本論文では5次モードまでを制御対象として物理モデルを作成したが、無視した6次モード以降の高次のモードがスピルオーバを起こす可能性がある。そこで本研究ではそのような高次のモードのスピルオーバを回避するために二次系のローパスフィルタを用いることにする。ローパスフィルタはカットオフ周波数 $f_n = 35 [Hz]$ 、減衰率は $\zeta = 0.6 [-]$ とした。ローパスフィルタの状態方程式及び状態ベクトルは以下のようになる。

$$\dot{X}_f = A_f X_f + B_f U_f \quad (14)$$

$$Y_f = C_f X_f \quad (15)$$

$$X_f = \{\dot{x}_{f1} \ \dot{x}_{f2} \ \dot{x}_{f3} \ \dot{x}_{f4} \ x_{f1} \ x_{f2} \ x_{f3} \ x_{f4}\}^T$$

マトリクス A_f , B_f , C_f は以下のように表せる。

$$A_f = \begin{bmatrix} A_{f1} & A_{f2} \\ I_{4 \times 4} & 0_{4 \times 4} \end{bmatrix}$$

$$A_{f1} = \text{diag}[-2\zeta\omega_n \ -2\zeta\omega_n \ -2\zeta\omega_n \ -2\zeta\omega_n]$$

$$A_{f2} = \text{diag}[-\omega_n^2 \ -\omega_n^2 \ -\omega_n^2 \ -\omega_n^2]$$

$$B_f = \begin{bmatrix} \text{diag}[\omega_n^2 \ \omega_n^2 \ \omega_n^2 \ \omega_n^2] \\ 0_{4 \times 4} \end{bmatrix}$$

$$C_f = [0_{4 \times 4} \ I_{4 \times 4}]$$

4.3 フィルタ包含 LQ 制御理論 本論文では、制御対象にローパスフィルタを組み込んだフィルタ包含 LQ 制御理論を用いる。図 7 に拡張システムのブロック線図を示す。フィードバックゲイン K_c , K_f は LQ 制御理論を用いて求める。

Fig. 7 Block Diagram of Augmented System

このときの状態方程式と状態ベクトル、各マトリクスは以下のようになる。

$$\dot{X} = AX + Bu \quad (16)$$

$$Y = CX \quad (17)$$

$$X = \begin{bmatrix} X_f \\ X_c \end{bmatrix}$$

$$A = \begin{bmatrix} A_f & 0 \\ B_c C_f & A_c \end{bmatrix}, B = [B_f \ 0]^T, C = \begin{bmatrix} C_f & 0 \\ 0 & C_c \end{bmatrix}$$

4.4 LQI 制御理論 LQ 制御理論は多モードの振動制御に有効な制御手法であるが、テーブルの運動制御には位置誤差を伴う。本論文ではそれを解決するために LQ 制御系に積分補償を加えた LQI 制御理論を用いて対応する。図 8 に LQI 制御理論のブロック線図を示す。

Fig. 8 Block Diagram of LQI Control System

図 8 のブロック線図から状態方程式及び状態ベクトルは以下のようになる。

$$\dot{X}_{cc} = A_{cc} X_{cc} + B_{cc} U_{cc} \quad (18)$$

$$Y_{cc} = C_{cc} X_{cc} \quad (19)$$

$$U_{cc} = -[K \ K_i] \begin{bmatrix} X \\ X_e \end{bmatrix} = -K_a X_{cc}, \quad A_{cc} = \begin{bmatrix} A & 0 \\ -C & 0 \end{bmatrix},$$

$$B_{cc} = [B \ 0]^T, C_{cc} = [0_{4 \times 13} \ I_{4 \times 4} \ 0_{4 \times 5}], X_{cc} = \{X \ X_e\}^T$$

ここで、2つのフィードバックゲイン K と K_i は評価関数

$$J = \int_0^\infty \{X_{cc}^T Q X_{cc} + U_{cc}^T R U_{cc}\} \quad (20)$$

を最小にさせるレギュレータ問題として求めることができ、フィードバックゲイン K , K_i は

$$K_a = [K \ K_i] = R^{-1} B_{cc}^T P$$

となる。ここで、 P はリカッチ方程式である。

5. シミュレーション

5.1 LQ 制御理論 LQ 制御理論を適用し、数値解析ソフト MATLAB を用いてシミュレーションを行った。質点1を加振したときの質点1の周波数応答と時間応答をそれぞれ図9と図10に示す。重み行列は以下のように決定した。ここで、重み行列Qのフィルタ及びアクチュエータにかかる項は、極移動を極力抑えるために0としている。

$$Q = \text{diag}[0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 1 \ 1 \ 1 \ 1 \ 50 \ 100 \ 110 \ 400 \ 1000 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0]$$

$$R = \text{diag}[0.015 \ 0.015 \ 0.015 \ 0.015]$$

Fig. 9 Frequency Responses (simulation)

Fig. 10 Time Responses (simulation)

以上のシミュレーション結果より、周波数応答においては1次モードから5次モードまでの全ての共振ピークが抑えられていることが確認できる。また、時間応答においては速やかに振動が収束していることが確認できる。このことから、作成した制御系が振動制御に有効であることが示された。

5.2 LQI 制御理論 LQI 制御理論を用いて振動と運動の制御のシミュレーションを行った。レギュレータとトラッキングの重みを調整することで、振動を制御しつつ、テーブルの入力変位に対する出力変位の伝達関数が 0[dB]の領域を広げることを行った。加振テーブルをスイープ加振させたときの質点1における伝

達関数を図11に示す。重み行列Q, Rは、次の通り設定した。

$$Q = \text{diag}[0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 1 \ 1 \ 1 \ 1 \ 50 \ 100 \ 110 \ 400 \ 1000 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0]$$

$$R = \text{diag}[0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 2 \times 10^8 \ 2 \times 10^8 \ 2 \times 10^8 \ 2 \times 10^8]$$

$$R = 1$$

Fig. 11 Transfer Function (simulation)

上図の伝達関数において、共振ピークが抑えられていることが確認できる。又、0[dB]の領域が約10[Hz]前後まで広がっていることが確認できる。このことから、LQI 制御理論を適用した制御系が加振テーブルの振動と運動の制御に有効であることが確認できる。

6. 制御実験

6.1 実験装置 シミュレーションで得られた結果を実験によって検証する。本研究で用いた実験装置を図12に示す。各質点の変位をレーザーセンサーによって読み取りA/Dボードを介してコントローラーに入れる。コントローラー内で各質点の変位を数値微分することにより各質点の速度を求めそれらの状態量にフィードバックゲインを掛け制御力を算出する。

コントローラー内ではローパスフィルタがソフトウェアで組み込まれているので、フィルタからの状態フィードバックはコントローラー内で行われる。

ローパスフィルタを通した制御力は、D/Aボード、アンプを介しアクチュエータへの入力信号となる。

Fig. 12 Experimental Setup

6.2 LQ 制御理論を用いた実験結果 図 12 に示される実験装置を用い、シミュレーションで得られた結果を実験によって検証する。ここで、フィードバックゲインはシミュレーションより得られた値を用いている。シミュレーションと同様に質点 1 をインパルス加振したときの質点 1 の周波数応答と時間応答をそれぞれ図 13 と図 14 に示す。

$$Q = \text{diag}[0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 1 \ 1 \ 1 \ 1 \ 1 \ 50 \ 100 \ 110 \ 400 \ 1000 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0]$$

$$R = \text{diag}[0.015 \ 0.015 \ 0.015 \ 0.015]$$

Fig. 13 Frequency Responses (experiment)

Fig. 14 Time Responses (experiment)

実験結果より、周波数応答及び時間応答においてシミュレーションと同様に、6次モード以上の振動モードがスピルオーバーを起こすことなく1次から5次モードまでの振動が制御されていることが確認できる。

6.3 LQI 制御理論を用いた実験結果 図 12 に示される実験装置を用い、シミュレーションで得られた結果を実験によって検証する。ここで、フィードバックゲインはシミュレーションより得られた値を用いている。シミュレーションと同様に加振テーブルをスイープ加振したときの質点 1 における伝達関数を図 15 に示す。

$$Q = \text{diag}[0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 1 \ 1 \ 1 \ 1 \ 1 \ 50 \ 100 \ 110 \ 400 \ 1000 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0]$$

$$0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 2 \times 10^8 \ 2 \times 10^8 \ 2 \times 10^8 \ 2 \times 10^8]$$

$$R = 1$$

Fig. 15 Transfer Function (experiment)

シミュレーションと同様に良好な制御結果が得られることが確認できる。理論上ではトラッキングの重みをより大きくすることで、0[dB]の領域をより広げることができるのだが、実験においてはモデル誤差やノイズの影響から重みをこれ以上大きくすることは困難である。モデル誤差やノイズによる影響を低減することでより良い制御結果を得ることができる。

6.4 ロバスト性の検証 加振台は被加振構造物を設置するために、質量変動に対するロバスト性は重要な問題である。そこで、ロバスト性の検証のために加振台に被加振構造物を取り付けて実験を行った。

被加振構造物を想定した試験体は、質量 1000[g]、直径 30[mm]、高さ 167.7[mm]の剛体円柱であり、加振テーブル中央に設置して実験を行った。加振テーブルの総質量は 2835[g]であり、加振テーブル質量に対する負荷質量比は約 35%である。また、状態変数、重み行列、ローパスフィルタの減衰率及びカットオフ周波数は、無負荷時と同一条件のパラメータを用いている。

まず、LQ 制御理論を用いた制御実験において、質点 1 を加振したときの質点 1 の周波数応答と時間応答をそれぞれ図 16 と図 17 に示す。

Fig. 16 Frequency Responses (experiment)

Fig. 17 Time Responses (experiment)

付加した試験体の影響が5次モードの固有振動数に影響しているが、1次モードから5次モードまでの全ての共振ピークが、試験体無負荷時と同様に抑えられ、システムは安定であることが確認できる。

次に、LQI制御理論において制御系のロバスト性を検証する。同様に、各パラメータは同一条件のもと、実験を行った。加振テーブルをスイープ加振させたときの質点1における伝達関数を図18に示す。

Fig. 18 Transfer Function (experiment)

質量無負荷時の図15と比較すると、両者の間には10Hzまでの平坦な周波数領域ではほとんど差異は見られない。30Hzにあった5次モードのピークが24Hzに低下しているが、システムの安定性は損なわれていないことが確認できる。

7. 結論

本論文では、巨大震動台の多モード振動制御に加えて運動制御を行うための有効な制御系設計法を提案し、次の知見を得た。

- (1) 著者らが用いている多モード振動制御のためのモデリング手法が、本研究にも有効なことが理論と実験にて確認された。

- (2) フィルタ包含LQ制御理論において、無視した6次以上のモードがスピルオーバーを起こすことなく、5次モード以下の振動を制御することができた。
- (3) LQI制御理論を用いることで、加振テーブルの多モード振動を制御しつつ、テーブルの入力変位に対する出力変位の伝達関数が0[dB]の領域を広げることができた。
- (4) 質量1000[g]負荷時の実証実験において、システムはロバストであることが確認できた。

この知見を得て、テーブルの加振周波数範囲に曲げや振りの振動モードが存在しても、制御手法によって高剛性を持った加振台を構築することができるとの結論を得た。

引用文献

- (1) 熊谷良雄, 宮野道雄, 糸井川栄一, 阪神・淡路大震災での人的被害データとその分析, 第1回構造物の破壊過程解明に基づく地震防災性向上に関するシンポジウム論文集, b-10 (2000), 75-80.
- (2) 日本機械学会編, 阪神・淡路大震災調査報告—機械編: 機械設備の被害—, 丸善, (1998).
- (3) 柴田碧他, 技術検討の概要, 大型三次元実験施設技術検討報告書, (1998), 1-30.
- (4) 佐藤栄児, 小川信行, 清水信行, 実大三次元震動破壊実験装置の加振機構開発, 第1回構造物の破壊過程解明に基づく地震防災性向上に関するシンポジウム論文集 b-3 (2000), 41-46.
- (5) 背戸一登, 光田慎治, 不可制御・不可観測性の活用による弾性構造物の低次元物理モデルの作成法と振動制御法, 機論, 57-542C (1991), 3393-3399.
- (6) 背戸一登, 松本幸人, パソコンで解く振動の制御, 丸善, (1999), 57-59.
- (7) 大島明男・背戸一登・他2名, 長大橋主塔模型構造物の多モード振動制御, 機論, 64-627C (1998), 4224-4230.