

圧電素子を用いた生産施設の微振動制御に関する基礎的研究



稲井 慎介*

渡壁 守正*
石岡 拓*
千葉 脩*

概 要

半導体工場などの超微細加工を行う精密機器生産施設では、微細振動レベルの制振技術が要求されている。これまでに、圧電素子を用いてこのような微振動を制御する研究開発が広く行われてきた。本報告では、現状の精密機器の許容振動レベルを調査するとともに、圧電素子を用いて従来型の振動対策技術では対応しきれない微振動の制御を可能とする技術を開発するための基礎的実験を行った。機械振動を対象とした正弦波の振動制御実験では、非制御に比較し応答加速度を約20%に抑えることができた。また、歩行時を想定したインパルス波加振では最大応答値は大きく低減できないものの、減衰を大幅に大きくすることが可能であった。

これらの実験成果から、今後より高度な微振動対策が要求される生産施設などの設計に対し、信頼性の高い微振動制御システムを構築することが可能となった。

Active Microvibration Control of Manufacturing Facilities Using Piezoelectric Actuator.

Shinsuke INAI*
Morimasa WATAKABE*
Taku ISHIOKA*
Osamu CHIBA*

Today, the techniques of micro-vibration control are required in a chip fabrication facility. The research and development that control microvibration using piezoelectric actuator have been performed widely.

In this paper, micro-vibration level investigation of precision equipment and it performed basic experiment of development of vibration control using piezoelectric actuator, which is difficult with a conventional technology.

In examination of sine wave, Acceleration response with control was able to make it decrease 20% from acceleration response without control. Moreover, in examination of impulse wave, maximum acceleration response could not be reduced. However, a damping coefficient could be made to increase when it controlled.

From this result, the reliable system could be built to the facility as which advanced technology of micro-vibration control is required.

* 技術研究所

* Technical Research Institute

圧電素子を用いた生産施設の微振動制御に関する基礎的研究

稲井 慎介*
 渡壁 守正*
 石岡 拓*
 千葉 脩*

1. はじめに

半導体工場などの超微細加工を行う精密機器生産施設では、微細振動レベルの制振技術が要求されている。これまでに、圧電素子を用いて、このような微振動を制御する研究開発が広く行われてきた^{1)~4)}。

本報告では、現状の精密機器の許容振動レベルを調査するとともに、従来型の振動対策技術では対応しきれない微振動の制御を可能とする信頼性の高い微振動制御システムを構築するための基礎的実験を行った。

2. 精密機器の許容振動レベル

米国ニューポート社によると、環境振動対策として、表1、および図1に示すような許容振動レベルが示されている⁶⁾。一例を挙げると、線幅0.3 μ -inの集積回路を製造する半導体などの製造工場においては、図1に示すVC-Bのレベルが要求されている。次世代の半導体においては、さらに微細な線幅の集積回路を製造することが必要となり、これらの集積回路を従来の設備で製造するためには、補完的な微振動制御システムが不可欠となっている。

表1 許容振動レベルの一例⁶⁾

| 微振動レベル | 加速度 ^{※1} (gal) | 速度 ^{※1} (μ m/s) | 変位 ^{※1} (μ m) | 備考 |
|--------|-------------------------|-------------------------------|-----------------------------|--|
| VC-A | 0.70 | 50.0 | 0.35 | ほとんどの場合、400倍以下の光学顕微鏡、微量はかり、光学式はかり、近接および投射アライナーなどには十分 |
| VC-B | 0.35 | 25.0 | 0.17 | 1000倍以下の光学顕微鏡、線幅0.3 μ -inの集積回路用検査及びリソグラフィ装置に適切な基準 |
| VC-C | 0.18 | 12.5 | 0.09 | 詳細寸法1 μ -inのほとんどの検査及びリソグラフィ装置には良好な基準 |
| VC-D | 0.09 | 6.0 | 0.04 | ほとんどの場合、電子顕微鏡(TEMおよびSEM)及び電子ビームシステムを含む最も要求の厳しい装置の能力の限界までの操作に適切 |
| VC-E | 0.04 | 3.0 | 0.02 | ほとんどの場合に達成困難な基準。光路長が長く、小ターゲットのレーザー使用システムその他の最も厳しい要求に十分であると想定される。 |

※加速度、変位は試験体の1次固有振動数である22.7Hzのサイン波の場合

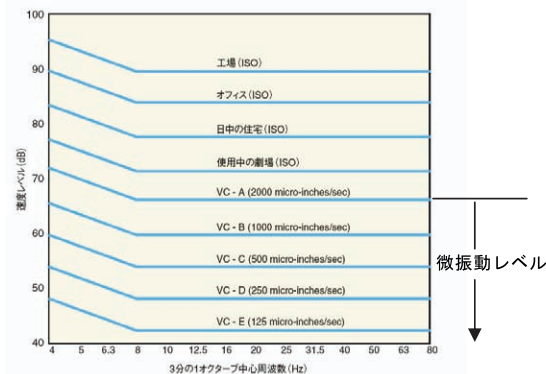
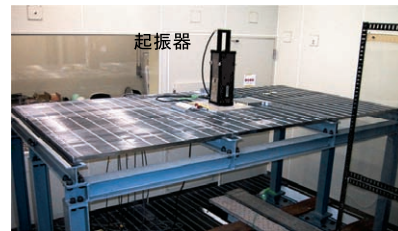


図1 許容振動レベルの一例⁶⁾

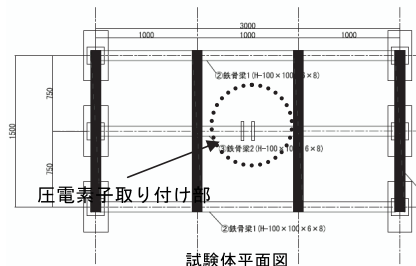
3. 実験概要

3.1 試験体概要

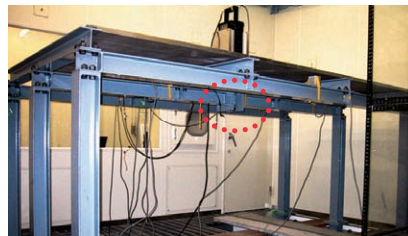
試験体は、生産施設の床(3m × 1.5m)の一部を模擬し、柱梁(小梁も含む)はすべてH100 × 100 × 8 × 6とした(試験体中央の梁の上下振動一次固有振動約22.7Hz)。図2にそれぞれ試験体外観と試験体平面図、圧電素子取り付け部、および取り付け部詳細を示す。フィードバック制御に用いる加速度センサーは、起振器上部、床上、および梁上に設置した。圧電素子は、写真に示すように梁中央部の上下2カ所に取り付けた。



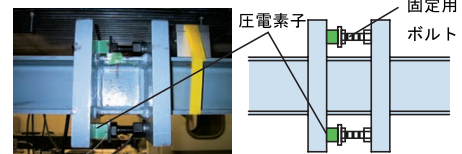
試験体外観



試験体平面図



圧電素子取り付け部



圧電素子取り付け部詳細

図2 試験体概要

3.2 実験方法

実験は、床上の起振器から上下振動を与え、起振器、梁上に設置した加速度センサーの信号をもとに、圧電素子に電圧を印加し圧電素子の伸縮による曲げモーメントにより、梁の上下振動を制御する方法で行った(図3)。

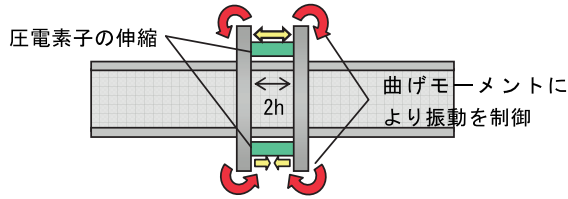


図3 圧電素子による微振動制御

3.3 圧電素子

圧電素子は、セラミック材料を積層したもので、圧電縦効果を利用して電気エネルギーを変位や力に変換する素子である。応答速度が早く、極めて安定した変形分解能と、大きな力を発生する特長を有している。圧電素子の概略構造と本実験で使用した圧電素子の仕様を、それぞれ図4、表2に示す。

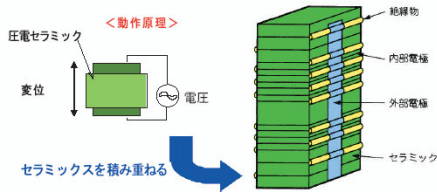


図4 圧電素子の概略構造

表2 圧電素子の仕様

| 形式 | 変位量 (μm) | 発生力 (kN) | 静電容量 (μF) | 全長 (mm) |
|-----------|-------------|-------------|--------------|------------|
| AE2525D15 | 10.1 ± 2.0 | 20 | 30.5 | 20 |

4. 制御方法

4.1 解析モデル

制御対象となる試験体モデルにおける運動方程式は、既往の文献^{1)~4)}より、(1)式の梁の曲げ振動の基本式⁵⁾から導かれる(両端単純支持梁)。

$$\rho A \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} \left(EI \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} \right)^2 = 0 \quad \text{-----(1)}$$

この解は、(2)式により表される。

$$Y(x) = D_1 \cos \beta x + D_2 \sin \beta x + D_3 \cosh \beta x + D_4 \sinh \beta x \quad \text{-----(2)}$$

境界条件 $Y(0)=Y(l)=0, d^2Y(0)/dx^2=d^2Y(l)/dx^2=0$ から、各積分定数を決定すると、(3)式が導かれる。

$$Y(x) = \sin \frac{n\pi}{l} x \quad \text{-----(3)}$$

また、梁の中央に外力が作用した場合の運動方程式は(4)式により導かれる。

$$\frac{d^2 y}{dt^2} + 2h\omega \frac{dy}{dt} + \omega^2 y = 2 \left(\frac{Y'(l/2-h) - Y'(l/2+h)}{m} \right) M \quad \text{-----(4)}$$

ここで、曲げモーメントが入力電圧 V_p と比例するとし、比例定数 K_p を導入し、また、起振器からの外力を d^2z/dt^2 とし、外力に対する比例定数を K_d とすると、最終的に(5)式が導かれる。右辺第1項は起振器により与える外力を、第2項は圧電素子の制御力を示している。

$$\frac{d^2 y}{dt^2} + 2h\omega \frac{dy}{dt} + \omega^2 y = -K_d \frac{d^2 z}{dt^2} + K_p V_p \quad \text{-----(5)}$$

y, z は梁中央部および起振器の上下変位を、 l は梁のスパン長、 h は図3に示す圧電素子取り付け部の半幅を示している。また、 K_d, K_p は入力加速度、制御電圧に乗ずる比例定数で、同定実験から求める値である。

4.2 制御システム

制御システムを図5に示す。制御手順は、最初に梁上に取り付けられた加速度センサーが感知した信号が、アンプを通して高速演算プロセッサ(以下、DSP)に送られる。DSPには制御用のプログラムがダウンロードしてあり、加速度センサーの信号をもとに、振動を抑制するように、 Piezoドライバを介して圧電素子に適切な電圧を印加する。圧電素子は、入力された電圧により伸縮し、曲げモーメントを発生させて梁の微振動を抑制する。

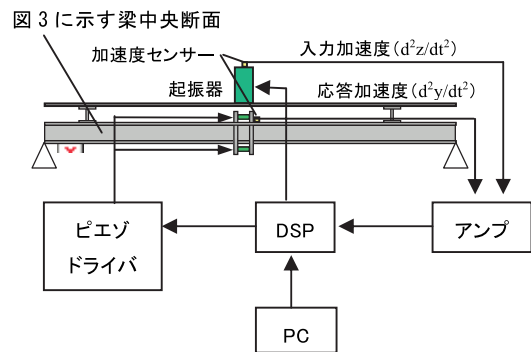


図5 制御システム概念図

4.3 同定実験

制御システムを設計するために、外力が作用する床上から制御対象となる梁中央部まで、および圧電素子制御電圧から梁中央部までの応答加速度の伝達関数を実験より求めた。 P_{dy}, P_{uy} はそれぞれ(5)式をラプラス変換することにより(6)、(7)式のように与えられ、実験結果より K_d, K_p を同定した。同定した伝達関数 P_{dy}, P_{uy} の結果を実験値と合わせて、それぞれ図6、図7に示す。同定実験に用いた入力波は、周波数を5~100Hzまで漸増させるスイープ波とした。

$$P_{dy} = \frac{-K_d s^2}{s^2 + 2h\omega s + \omega^2} \quad \text{-----(6)}$$

$$P_{wy} = \frac{K_p s^2}{s^2 + 2h\omega s + \omega^2} \quad \text{---- (7)}$$

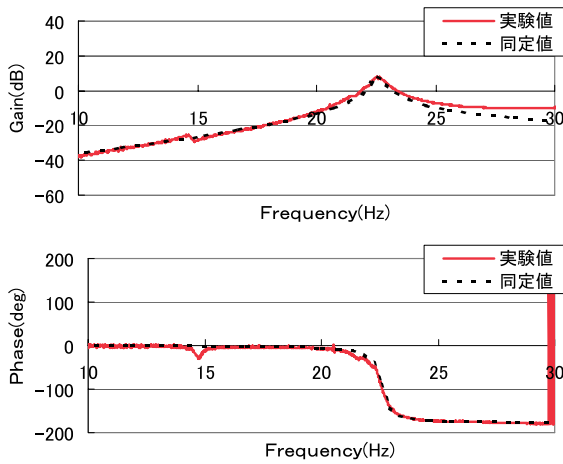


図 6 伝達関数と同定結果 (Pdy)

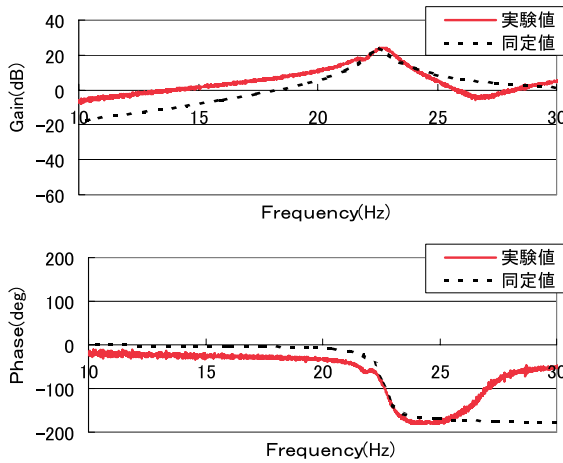


図 7 伝達関数と同定結果 (Puy)

4.4 制御器の設計

H_∞ 制御理論を用いてフィードバック制御器を設計した。一般化プラントを図 8 に示す。図中の W_s , W_t , W_n は感度低減、モデル化誤差、ノイズなどを考慮した重み関数である。P は試験体、C は制御器をそれぞれ示す。重み関数は式 (8) で示され、それぞれ図 9 に示す。

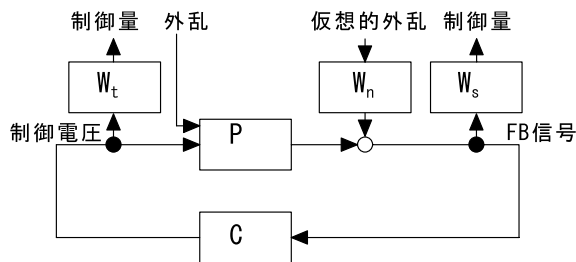


図 8 一般化プラント

前節の同定実験より求めた Pdy の周波数応答を非制御時と併せて図 10 に示す。制御時は非制御に比較して、共振周波数領域で 20dB 程度の低減効果が得られている

ことが確認できる。また、その際の Puy の周波数応答を図 11 に示す。

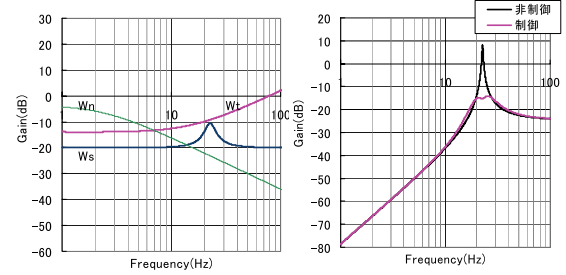


図 9 重み関数の周波数応答 図 10 Pdy の周波数応答

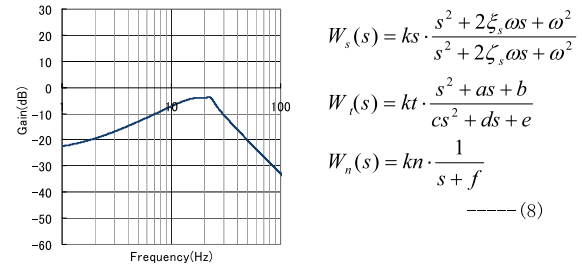


図 11 Puy の周波数応答

5. シミュレーション解析

圧電素子による微振動制御効果を確認するために、予め、設計した制御器を実験モデルに適用してシミュレーション解析を行った。入力波は、正弦波加振 (MAX2gal, 22.7Hz)、ランダム波加振 (5 ~ 50Hz)、およびインパルス波加振 (MAX30gal) とした。

図 12 ~ 14 にシミュレーション結果の梁上応答加速度時刻歴の比較を、表 3 に最大値、RMS 値の比較をそれぞれ示す。

どの入力波に対しても制御時は非制御時より小さな応答加速度となっていることが確認できる。特に、正弦波加振においては、非制御時の約 1/10 となっており、大きな制振効果が期待できる。ランダム波については、制御対象が共振周波数領域のみとなっているため、正弦波ほど制震効果は大きくないものの、応答は RMS 値で約 50% 低減している。

また、インパルス波加振においても、制御時は、初期応答加速度はさほど低減できないものの、後続波の揺れは低減されており、大きな減衰効果が発揮されていることが確認できる。

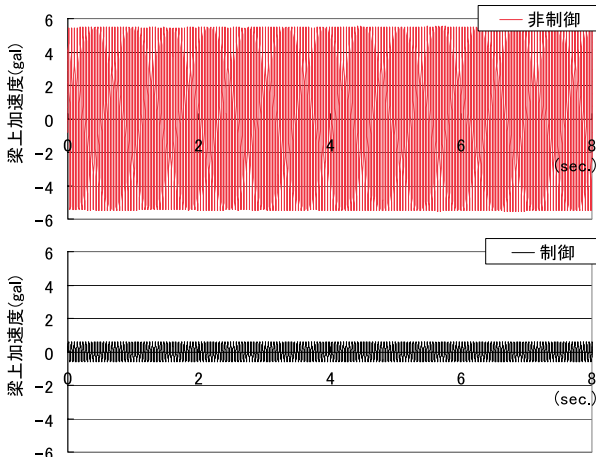


図12 応答加速度時刻歴（正弦波）

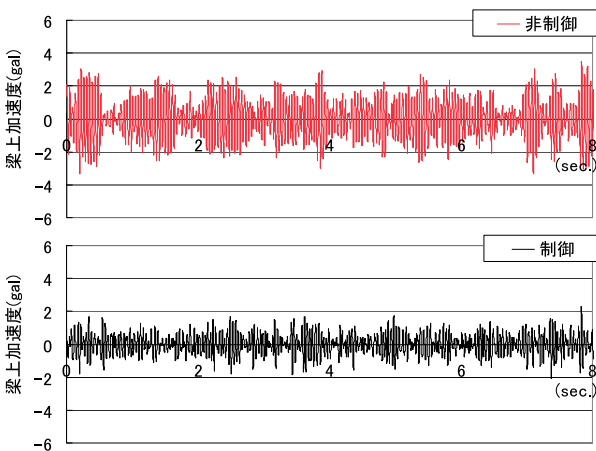


図13 応答加速度時刻歴（ランダム波）

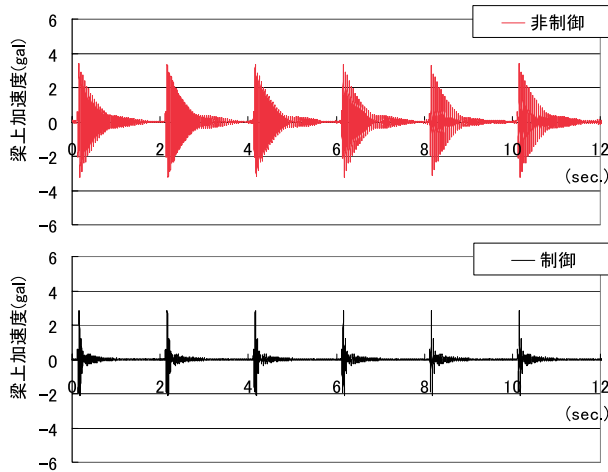


図14 応答加速度時刻歴（インパルス波）

表3 最大応答値の比較（シミュレーション）

| | | 最大値(gal) | | 制御 ／非制御 |
|--------|-----------|----------|------|------------|
| | | 非制御 | 制御 | |
| 正弦波 | 最大値(gal) | 5.53 | 0.59 | 0.11 |
| | RMS値(gal) | 1.16 | 0.62 | 0.53 |
| ランダム波 | 最大値(gal) | 3.56 | 1.82 | 0.51 |
| | RMS値(gal) | 1.16 | 0.62 | 0.53 |
| インパルス波 | 最大値(gal) | 3.41 | 2.85 | 0.84 |
| | RMS値(gal) | 0.77 | 0.38 | 0.49 |

6. 加振実験

上述した試験体と制御器を用いて加振実験を行った。加振ケースは、シミュレーション解析と同様に正弦波、ランダム波、インパルス波加振とした。

図15に正弦波を入力した際の梁上の加速度応答時刻歴を、制御した場合と非制御の場合を比較して示す。制御時は非制御時の約20%の応答加速度となっており、十分な振動制御効果が確認できた。

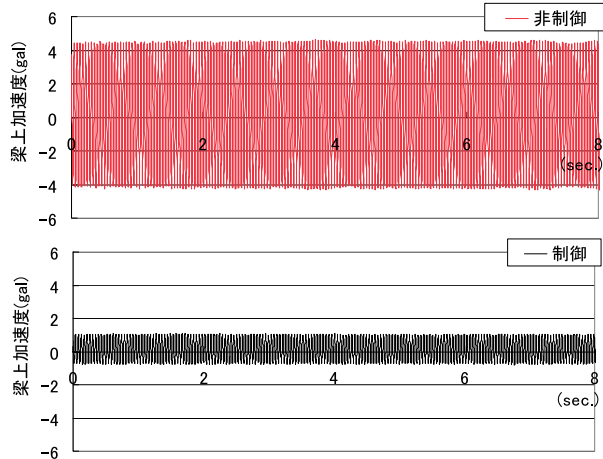


図15 応答加速度時刻歴（正弦波）

同様に、図16にランダム波を入力した際の梁上の加速度応答時刻歴の比較を示す。ランダム波では、制御時は非制御時に比較して約20%応答加速度が低減した。正弦波入力に比べ低減効果が小さくなっているが、これは、前節のシミュレーション解析結果で述べたように、制御対象とする周波数帯域が22Hz付近となっているためである。

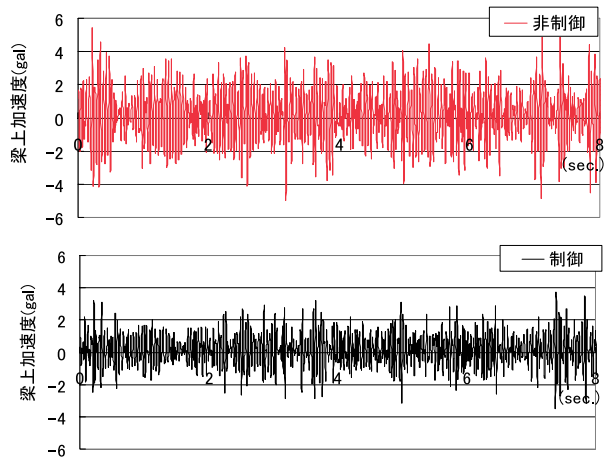


図16 梁上の加速度応答時刻歴（ランダム波）

図17にインパルス波加振による応答加速度時刻歴の比較を示す。最大応答加速度は、制御時で約25%低減し、正弦波入力時より低減効果は小さいものの、制御時は減衰が大きく、振動が早期におさまり高い減衰効果を発揮していることが確認できる。

図18にインパルス波加振後の自由振動と振幅変化を示す曲線を合わせて示す。図の曲線より求めた減衰定数は、非制御時で約2.5%、制御時で約6%となる。

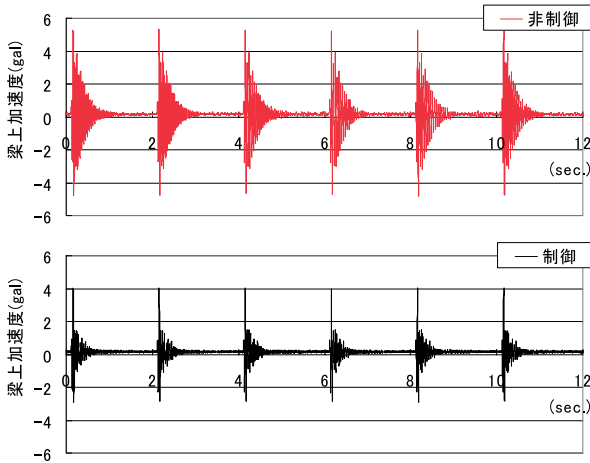


図 17 梁上の加速度応答時刻歴（インパルス波）

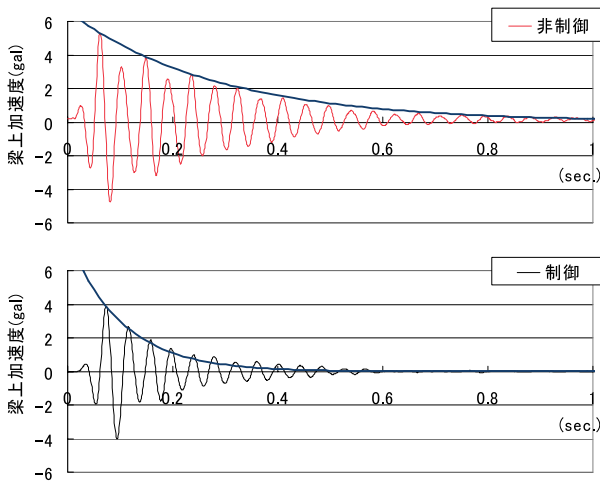


図 18 インパルス波加振後の自由振動

表 4 に実験値の非制御時と制御時の加速度応答の最大値と RMS 値の比較を示す。上述したシミュレーション解析結果より制御時の制振効果は小さいものの、いずれのケースにおいても良好な制振効果が得られていることがわかる。

シミュレーション結果と実験結果を比較（表 2 と表 4）するとすべてのケースにおいて実験結果のほうが、制振効果が小さくなっているが、おおむね良好な対応をしていると言える。

表 4 最大応答値の比較（実験）

| | | 最大値(gal) | | 制御 ／非制御 |
|--------|------------|----------|------|------------|
| | | 非制御 | 制御 | |
| 正弦波 | 最大値(gal) | 4.59 | 0.82 | 0.18 |
| | RMS 値(gal) | 1.51 | 1.01 | 0.67 |
| ランダム波 | 最大値(gal) | 4.27 | 3.44 | 0.81 |
| | RMS 値(gal) | 1.51 | 1.01 | 0.67 |
| インパルス波 | 最大値(gal) | 5.23 | 4.03 | 0.77 |
| | RMS 値(gal) | 0.90 | 0.53 | 0.59 |

7. まとめ

従来型の振動対策技術では対応しきれなかった微振動制御技術を開発するための基礎的実験を行い、信頼性の

高い微振動制御システムを構築した。

生産施設の機械振動を対象とした正弦波加振実験では、非制御に比較し、応答加速度を約 20% に抑えることができた。また、インパルス波加振では、初期応答はさほど低減できないものの、減衰を大幅に大きくすることが可能であった。

今後は、施工方法を簡略化するためのシステムのユニット化、本システムを実際に適用するための指標となる性能評価ツールの作成を図っていく予定である。

謝辞

本実験を行うにあたり、東京農工大、鎌田崇義助教授のご協力をいただきました。ここに厚く感謝の意を表します。

【参考文献】

- 1) 鎌田崇義他：ピエゾアクチュエータを用いたスマート構造による骨組構造物のアクティブ制振に関する研究（第 1 報、柱の曲げモーメント制御による場合）、1996.7 日本機械学会論文集（C 編）62 巻 599 号、
- 2) 鎌田崇義他：ピエゾアクチュエータを用いたスマート構造による骨組構造物のアクティブ制振に関する研究（第 2 報、柱の曲げモーメント制御と軸力制御の併用による場合）、1997 日本機械学会論文集（C 編）63 巻 615 号
- 3) 藤田隆史他：積層型ピエゾアクチュエータを用いたスマート構造による梁のアクティブ制振に関する研究、1995 日本機械学会論文集（C 編）61 巻 584 号
- 4) 藤田隆史他：積層型ピエゾアクチュエータを用いたスマート構造による梁のアクティブ制振に関する研究、1999 日本機械学会論文集（C 編）65 巻 630 号
- 5) 鈴木浩平編著：ポイントを学ぶ振動工学、丸善株式会社
- 6) 米国ニューポート社 HP（www.newport-japan.co.jp）、伯東株式会社