

ゼロパワー磁気浮上を利用した除振装置の開発*

(第2報, 荷重支持機構の導入)

水野 毅^{*1}, 木下 大輔^{*2}
高崎 正也^{*1}, 石野 裕二^{*3}

Vibration Isolation System Using Zero-Power Magnetic Suspension (2nd Report, Introduction of Weight Support Mechanism)

Takeshi MIZUNO^{*4}, Daisuke KISHITA
Masaya TAKASAKI and Yuji ISHINO

^{*4} Department of Mechanical Engineering, Saitama University,
255 Shimo-Okubo, Sakura-ku, Saitama-shi, Saitama, 338-8570 Japan

Vibration isolation system using zero-power magnetic suspension is modified. A suspension spring is introduced in parallel with a series connection of a zero-power-controlled magnetic suspension and a normal spring that were used in the previous works. It can reduce the load force that the zero-power magnetic suspension has to bear. A basic configuration of the modified vibration isolation system is shown. It is demonstrated both analytically and experimentally that the modified system maintains infinite stiffness against static direct disturbance even if such a spring is added. The characteristics to dynamic direct disturbances are also studied experimentally.

Key Words: Vibration Isolation, Vibration Control, Magnetic Bearing, Electromagnetic Actuator, Precision Instrument, Magnetic Suspension, Zero-Power Control, Negative Stiffness

1. まえがき

先端的半導体製造システムや極微小領域計測システムでは、振動などの外乱を除去する除振装置の重要性がますます増大している。除振装置で除去すべき外乱は、設置床の振動に起因する地動外乱と装置のばね上に入力される直動外乱とに大別でき^①、前者には低剛性、後者には高剛性の支持機構が適している。従来のパッシブな除振装置では、これらの相反する要求を十分に満足することが原理的に困難である。

このような問題を克服するため、アクティブ制御の導入が試みられている。これまでに、2自由度制御^②や

ロバスト制御^③などが適用され、パッシブな除振装置では得られない高い除振性能を実現している。しかしながら、従来のアプローチでは、除振テーブルの振動を検出し、これを抑制するようにアクチュエータを駆動するというフィードバック制御が基本となっているので、振動を低周波まで正確に検出するサーボ形加速度計のような高性能なセンサを用いる必要があった。このことは、アクティブ除振装置の高コスト化の大きな要因となっている。

これに対し、著者らは、ゼロパワー磁気浮上機構が直動外乱に対して負のばね特性を有しているかのように動作することを利用した新しい方式のアクティブ除振装置を提案している^④。その基本コンセプトは、正のばねと負のばねとを直列に接続し、それぞれの剛性は低くすることによって振動絶縁特性を確保し、両者

* 原稿受付 2005年4月28日。

^{*1} 正員, 埼玉大学工学部(☎338-8570 さいたま市桜区下大久保255)。

^{*2} 埼玉大学大学院理工学研究科。

^{*3} 埼玉大学工学部。

E-mail: mizar@mech.saitama-u.ac.jp

の大きさ(絶対値)を一致させることによって直動外乱に対する剛性を無限大とするというものである^①。これまでに、除振テーブルの1自由度の運動について提案する方式で除振する基礎実験装置を試作し、提案する方式の除振装置が直動外乱に対して高い剛性を持つことを実験的に確認している^②。さらに、除振テーブルの垂直方向の3自由度の運動について提案する方式で除振する装置の試作も行っている^③。

これまでの研究で対象としていた除振装置の基本的な構成は、正のばねによって支持された中間台から、ゼロパワー磁気浮上によって除振テーブルを非接触支持するというものである。このような構成では、ゼロパワー磁気浮上機構の永久磁石の吸引力によって、除振テーブルの全重量を支えなければならないので、大型除振装置に適用することは必ずしも容易ではない。また、ゼロパワー磁気浮上のように直流電磁石の吸引力を利用した磁気浮上系では、原理的に浮上対象物に吸引力だけしか作用させられないので、除振テーブルの吸引力が作用する部分を中間台の下側に設ける必要がある。このことは、除振装置の構造を複雑にすると同時に、装置の設計の自由度を狭めている。

本報では、正のばねとゼロパワー磁気浮上機構とを直列に配置した支持機構に加えて、これらと並列に正のばね要素を付加した荷重支持機構を提案し、1自由度モデルを用いて実施した基礎実験について述べる。

2. ゼロパワー磁気浮上を利用した除振装置

2.1 基本構想 最初に、正のばね定数を持つばね(以下、正のばねと呼ぶ)と負のばね定数を持つばね(負のばね)とを直列に結合することによって、ばね定数が無限大のばねを実現できることを、図1を用いて説明する。ばね定数 k_1 、 k_2 を持つ2つのばねを直列に結合して一つのばねを作ると、その合成ばね定数 k_c は次式で求められる。

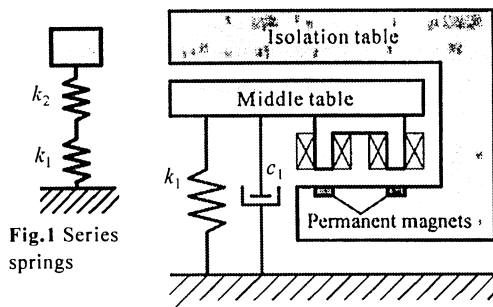
$$k_c = \frac{k_1 k_2}{k_1 + k_2} \dots\dots\dots (1)$$

したがって、通常のばねを直列に結合すると、結合してできたばねのばね定数は、結合前のばねのばね定数より必ず小さくなる。ところが、仮に負のばねが実現できたとすると、

$$k_1 = -k_2 \dots\dots\dots (2)$$

という関係を満たすようにすれば、

$$|k_c| = +\infty \dots\dots\dots (3)$$



となる。これまでの研究では、この原理を除振装置に適用し、負のばねを実現するのにゼロパワー磁気浮上機構を用いてきた^④。

ゼロパワー磁気浮上機構とは、電磁石と永久磁石を組み合わせた複合磁石を用いた吸引形磁気浮上において、電磁石の制御電流を定常的に零に保つ制御を施した浮上機構である。この系では、定常的には浮上対象物の重量を永久磁石の吸引力だけで支持するので、電磁石から引き離す方向に一定の外力が浮上対象物に作用すると、定常的には電磁石と浮上対象物との間のギャップが減少するという特性を持っている。

2.2 基本構造 図2は、これまでに提案している除振装置の基本的な構成を示している。正のばね k_1 および減衰要素 c_1 によって支持された質量 m_1 の中間台には、磁気浮上用の電磁石が固定されている。質量 m_2 の除振テーブルの電磁石に面する箇所には、ゼロパワー磁気浮上用の永久磁石と強磁性体が取り付けられている。以下では、このような構成の除振装置を標準型と呼ぶことにする。

2.3 基本動作 除振テーブルがゼロパワー制御によって安定に磁気浮上されているとすると、この除振装置の直動外乱に対する挙動は、以下のようになる。除振テーブルに下向きの力が加わると、ゼロパワー浮上の特性によって、電磁石とテーブルとのギャップは狭くなっていく。言い換えると、テーブルは上向きに変位しようとする。ところが、ギャップが狭くなって磁石の吸引力が増加すると、この力によってばね k_1 は圧縮されるので、中間台は下向きに変位する。式(2)が成立するように設定されていると、この二つの変位がちょうど相殺することになるので、結果的には除振テーブルは全く変位しないことになる。すなわち、直動外乱に対して無限大の剛性を持つことになる。

2.4 問題点 図2に示されるような構成の装置では、ゼロパワー磁気浮上機構によって、除振テーブルの全重量を支持することになる。したがって、大面積

除振装置のように除振テーブルの質量が大きい場合には、ゼロパワー磁気浮上用の永久磁石が大量に必要となる。このことは、装置の高コスト化の一因となり、実用化を進展させる上で大きな障害となる。

また、ゼロパワー磁気浮上のように直流電磁石の吸引力を利用した磁気浮上系では、原理的に浮上対象物に吸引力だけが作用させられないので、図2に示すように、除振テーブルの吸引力が作用する部分を中間台の下側に設ける必要がある。このことは、除振装置の構造を複雑にすると同時に、装置の設計の自由度を狭めることにもなっている。

3. 荷重支持機構の導入

まず、ばね定数の大きさ(絶対値)が等しい正のばねと負のばねとを直列に結合した支持機構に、さらに並列にばねを接続しても、全体のばね定数が無限大のままであることを図3を用いて説明する。ばね定数 k_1 , k_2 を持つ2つのばねを直列に結合し、さらにこれにばね定数 k_d を持つばねを並列に接続して一つのばねを作ると、その合成ばね定数 \hat{k}_c は次式で求められる。

$$\hat{k}_c = \frac{k_1 k_2}{k_1 + k_2} + k_d \dots\dots\dots (4)$$

したがって、条件(2)が満たされているときには、

$$|\hat{k}_c| = +\infty \dots\dots\dots (5)$$

となることがわかる。

図4は、上記の原理を除振装置に応用したものである。図2に示した構成要素に加えて、除振テーブルは、正のばね要素 k_d と減衰要素 c_d を介してベースに結合されている。並列に挿入したばね要素 k_d を利用することによって、磁気浮上機構で支持する荷重を軽減することが可能となる。ただし、これらの要素は、例えば k_d の値は小さくするなど、地動外乱に対する振動絶縁特性が劣化しないように設定する必要がある。

さらに、ばね要素 k_d を利用して、重力よりも大きな上向きの力が除振テーブルに働くようにすれば、図5に示すような構成の除振装置が可能となる。この場合には、除振テーブルの磁石の吸引力が作用する部分を中間台の下側に設ける必要がなく、ベース-正のばね-中間台-ハイブリッド磁石-除振テーブルと単純に下から積み上げていけば良いので、装置全体の構造が単純化できる。

以下では、除振テーブルに作用するハイブリッド磁石の吸引力の方向に着目して、図4及び図5に示した構成の除振装置を、それぞれプルアップ型、プルダウ

ン型と呼ぶことにする。

4. 理論解析

4.1 基本方程式 最初にプルアップ型について解析を行う。解析では、各質量及び床の垂直方向の変位だけを扱う。プルアップ型の運動方程式は、次式のように求められる。

$$m_1 \ddot{x}_1 = -m_1 g + k_1 \Delta x_1 - k_1 (x_1 - x_0) - c_1 (\dot{x}_1 - \dot{x}_0) - f_e$$

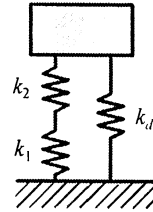


Fig.3 Introduction of a spring in parallel with the series springs

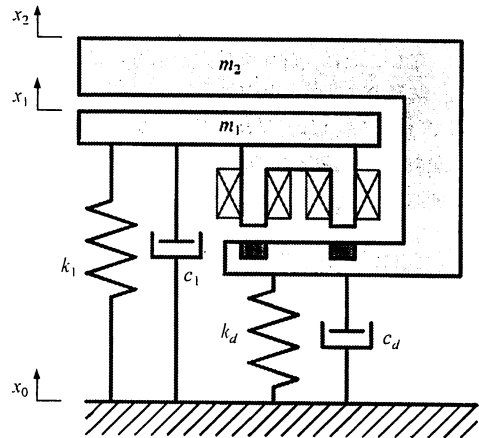


Fig.4 Configuration of vibration isolation system with a weight support mechanism (pull-up type)

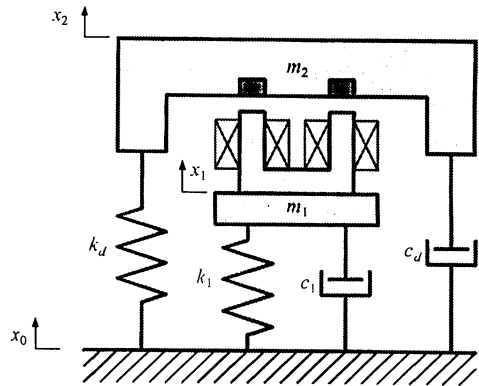


Fig.5 Configuration of vibration isolation system with a weight support mechanism (pull-down type)

$$\dots\dots\dots(6)$$

$$m_2\ddot{x}_2 = -m_2g + k_d\Delta x_2 - k_d(x_2 - x_0) - c_d(\dot{x}_2 - \dot{x}_0) + f_e + f_d \dots\dots\dots(7)$$

ここで、

- x_1 : 中間台の平衡点からの変位、
- Δx_1 : ばね k_1 の平衡状態における縮み量
- x_2 : 除振テーブルの平衡点からの変位、
- Δx_2 : ばね k_d の平衡状態における縮み量
- x_0 : 床の振動変位、
- f_e : 電磁石の吸引力、
- f_d : 除振テーブルに作用する直動外乱。

電磁石の吸引力は、近似的につぎのように表される⁶⁾

$$f_e = \bar{f}_e + k_s(x_2 - x_1) + k_i i \dots\dots\dots(8)$$

ここで、

- \bar{f}_e : 電磁石の平衡状態における吸引力、
- k_s : 電磁石の変位・吸引力係数、
- k_i : 電磁石の電流・吸引力係数、
- i : 制御電流。

直動外乱がない ($f_d = 0$) 場合、平衡状態では、つぎのような関係が成立していることになる。

$$k_1\Delta x_1 - m_1g - \bar{f}_e = 0 \dots\dots\dots(9)$$

$$k_d\Delta x_2 - m_2g + \bar{f}_e = 0 \dots\dots\dots(10)$$

式(10)から、

$$\bar{f}_e = m_2g - k_d\Delta x_2 \dots\dots\dots(11)$$

式(11)から、ばね k_3 の上向きの力を利用することによって、ゼロパワー磁気浮上機構の定常的な吸引力 \bar{f}_e を小さく設定できることがわかる。また、プリアップ型の構成が可能な条件は

$$m_2g > k_d\Delta x_2 \dots\dots\dots(12)$$

で与えられる。

4・2 ゼロパワー制御系 ここでは、中間台と除振テーブルの相対変位から制御入力を構成する。ゼロパワー制御を実現する制御入力は、一般につぎのように表すことができる⁹⁾。

$$I(s) = -c_2(s)s(X_2(s) - X_1(s)) \dots\dots\dots(13)$$

ここで、 $c_2(s)$ は、零を極に持たない強プロパーな伝達関数で、閉ループ系が安定になるように選定する。ゼロパワー磁気浮上機構と除振テーブルとから構成される局所的な系では、2次以上の制御器を用いると任意の極配置が可能となる⁹⁾。

4・3 基本特性の解析 簡単のため初期条件を零と仮定してラプラス変換すると、式(6)~(10)及び式(13)から、次式が求められる。

$$X_1(s) = \frac{\tilde{k}_1(s)(\tilde{t}_2(s) + \tilde{k}_2(s))}{\tilde{t}_c(s)} X_0(s) + \frac{\tilde{k}_2(s)}{\tilde{t}_c(s)} F_d(s) \dots\dots\dots(14)$$

$$X_2(s) = \frac{\tilde{k}_1(s)\tilde{k}_2(s)}{\tilde{t}_c(s)} X_0(s) + \frac{t_1(s) + \tilde{k}_2(s)}{\tilde{t}_c(s)} F_d(s) \dots\dots\dots(15)$$

ここで、

$$t_1(s) = m_1s^2 + c_1s + k_1, \dots\dots\dots(16)$$

$$\tilde{t}_2(s) = m_2s^2 + c_d s + k_d, \dots\dots\dots(17)$$

$$\tilde{k}_1(s) = c_1s + k_1 \dots\dots\dots(18)$$

$$\tilde{k}_2(s) = k_i c_2(s)s - k_s \dots\dots\dots(19)$$

$$\tilde{t}_c(s) = t_1(s)\tilde{t}_2(s) + \tilde{k}_2(s)(t_1(s) + \tilde{t}_2(s)) \dots\dots\dots(20)$$

ここで、各変数のラプラス変換は、対応する大文字で表している。

直動外乱に対する剛性を評価するために、

$$F_d = \frac{F_0}{s} \quad (F_0 : \text{const}) \dots\dots\dots(21)$$

とする。床の振動の影響を無視すると ($x_0 = 0$)、除振テーブルの定常変位 $x_2(\infty)$ は、つぎのように求められる。

$$\begin{aligned} \frac{x_2(\infty)}{F_0} &= \lim_{s \rightarrow 0} \frac{t_1(s) + \tilde{k}_2(s)}{\tilde{t}_c(s)} \\ &= \frac{1}{k_d + \frac{k_1(-k_s)}{k_1 + (-k_s)}} \dots\dots\dots(22) \end{aligned}$$

したがって、

$$k_1 = k_s \dots\dots\dots(23)$$

を満たすように除振装置が設計されているならば、 k_d の値に依らず

$$\frac{x_2(\infty)}{F_0} = 0 \dots\dots\dots(24)$$

となる。これは、コンプライアンスが零、すなわち剛性が無限大となることを意味する。また、中間台の変位及び電磁石とテーブルとのギャップの変動量も k_d の値に依らず次式のように求められる。

$$\frac{x_1(\infty)}{F_0} = \frac{-k_s}{-k_s k_1} = \frac{1}{k_1} \quad (25)$$

$$\frac{x_1(\infty) - x_2(\infty)}{F_0} = \frac{-k_1}{-k_s k_1} = \frac{1}{k_s} \quad (26)$$

すなわち、除振テーブルに下向きの力 ($F_0 < 0$) が作用すると、ギャップは狭くなり、中間台は下向きに変位する。これは、2・3 節で述べた標準型の除振装置と同じ動作である。

なお、式(4)において、

$$k_2 = -k_s \quad (27)$$

として逆数をとると、式(22)の右辺と一致する。

4・4 プルダウン型の特性 図5に構成を示す系では、式(6), (7)に対応する式は、つぎようになる。

$$m_1 \ddot{x}_1 = -m_1 g + k_1 \Delta x_1 - k_1 (x_1 - x_0) - c_1 (\dot{x}_1 - \dot{x}_0) + f_e \quad (28)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 = -m_2 g + k_d \Delta x_2 - k_d (x_2 - x_0) - c_d (\dot{x}_2 - \dot{x}_0) - f_e + f_d \quad (29)$$

すなわち、 f_e を $-f_e$ に置き換えればよい。また、ギャップの減少分は $(x_1 - x_2)$ で与えられることになるので、式(8), (11)に対応する式はつぎようになる。

$$f_e = \bar{f}_e + k_s (x_1 - x_2) + k_i j \quad (30)$$

$$\bar{f}_e = k_d \Delta x_2 - m_2 g \quad (31)$$

式(31)から、プルダウン型を実現するには、

$$m_2 g < k_d \Delta x_2 \quad (32)$$

という条件を満足することが必要となることがわかる。また、式(13)に対応する制御則は、次式で与えられる。

$$I(s) = -c_2(s)(X_1(s) - X_2(s)) \quad (33)$$

式(28)~(33)の関係を用いると、式(14), (15)と全く同じ形の式を導出することができる。すなわち、プルアップ型とプルダウン型の動特性は、基本的には一致する。ただし、電磁石とテーブルとの間のギャップの変動量という観点から見ると、前者では $(x_1 - x_2)$ 、後者では $(x_2 - x_1)$ となるので、逆の現象が観測される。例えば、4・3 節の最後に述べたように、除振テーブルに下向きの力が作用すると、プルアップ型ではギャップが狭くなるのに対し、プルダウン型では広がる。

5. 実験

5・1 実験装置 本論文で提案した荷重支持機構の有効性を実証するため、プルダウン型の1自由度除振

実験装置を試作して実験を行った。その概略および外観を図6, 図7に示す。

この装置では、除振テーブルは、平行板ばねによって垂直方向の並進運動だけをするように拘束されている。さらに、除振テーブルは荷重支持機構として用いられている4本のコイルばねによっても支持されており、これらによって k_d の値が設定される。また、除振テーブルには、ゼロパワー磁気浮上用の永久磁石が取り付けられている。ベースと一体となっている支持台には、 k_d の値の調整や減衰要素 c_d を実現するための電磁石が取り付けられており、その吸引力が作用する強磁性体部も除振テーブルに設けられている。この電磁石は、図6には示されていないが、図7の写真では正面中央のよく見える位置にある(ゼロパワー磁気浮上用ハイブリッド磁石はこの裏側に位置する)。この電磁石は、後述するように、直動外乱を発生するのにも利用されるので、外乱発生用電磁石と呼ぶことにする。

中間台も、除振テーブルと同様に、運動を垂直方向に拘束する平行板ばね及びコイルばねによって支持されており、これらによって k_1 の値が設定される。また、ゼロパワー磁気浮上用の電磁石も取り付けられている。さらに、ベースには、 k_1 の値の調整や減衰要素 c_1 を実現するための補助電磁石が取り付けられており、その吸

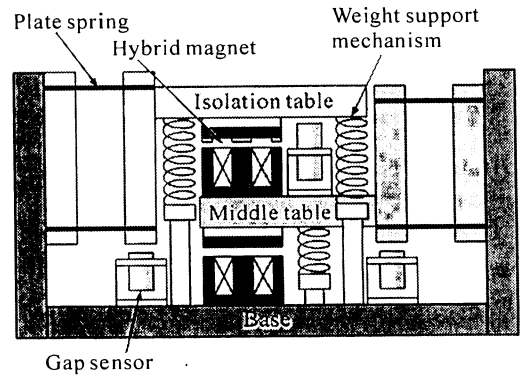


Fig. 6 Experimental apparatus

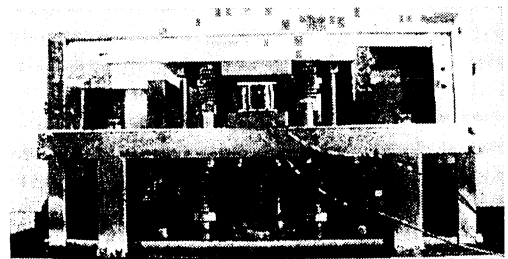


Fig. 7 Photograph of the apparatus

Table 1 Value of parameters

m_1	15.2 kg	k_1	18.4 kN/m
m_2	15.4 kg	k_s	57.3 kN/m
k_d	17.5 kN/m	k_i	16.1 N/A

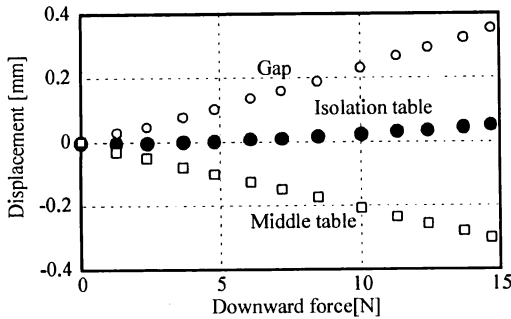


Fig.8 Response to static direct disturbance

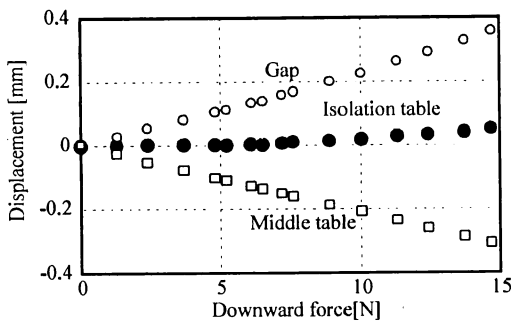


Fig.9 Response to static direct disturbance when a weight of 1.9kg is added to the isolation table.

引力が作用する強磁性体部も中間台に設けられている。

装置の諸元を表1に示す。ゼロパワー制御用電磁石に係わるパラメータ k_s , k_i の値は、ギャップが 6mm のときのものである。表からわかるように、 k_1 と k_s の値は一致していない。これを一致させるためには、 k_1 または k_s の値を調整する必要がある。前者には、

- (1.a) コイルばねを変える
- (1.b) 補助電磁石を利用する。

という方法があり、後者には、

- (2.a) テーブルの重量を変える⁽⁹⁾
- (2.b) 荷重支持用ばねの初期縮み量 Δx_2 を変える。

という方法がある。本報では、まず、方法(1.b)を用いて等価的な k_1 の値 (これを \hat{k}_1 と表す) が k_s と一致するようにした。具体的には、ベースに対する中間台の相対変位を検出し、電磁石によってこれに比例した力を中間台に作用させた。方法(2.b)については後述する。

除振テーブルと中間台のベースに対する変位及び除振テーブルの中間台に対する相対変位は、渦電流形非接触変位センサによって検出した。制御則の実装には、DSP を核とするデジタルコントローラを用いている。

5・2 ゼロパワー制御系の設計

実験では、実装及び磁気浮上を達成することが容易なことから、ゼロパワーコントローラとして、次式で表されるように、PD 制御と制御電流の積分フィードバックとを組合わせたものを用いた。

$$I(s) = -(p_d + p_v \frac{q}{s+q})s(X_2(s) - X_1(s)) - \frac{p_i}{s}I(s) \dots\dots\dots(34)$$

ただし、微分には、高周波領域でノイズを増幅することを避けるために、近似微分を用いている。式(34)を変形すると、次式が得られ、式(13)のように表されることが確認できる。

$$I(s) = -\frac{(p_d + p_v q)s + p_d q}{s^2 + (p_i + q)s + p_i q} s(X_2(s) - X_1(s)) \dots\dots\dots(35)$$

本実験では、コントローラのパラメータ p_d , p_v , p_i , q は、ゼロパワー磁気浮上機構と除振テーブルとから構成される局所的な系を考え、これに極配置法を適用することによって定めることにした。すなわち、局所的な系の特性多項式は、

$$t_c(s) = s^4 + g_1 s^3 + (-a_0 + g_0 + b_0(p_d + p_v q))s^2 + (-a_0 g_1 + b_0 p_d q)s - a_0 g_0 \dots\dots\dots(36)$$

$$a_0 = \frac{k_s}{m_2}, \quad b_0 = \frac{k_i}{m_2}, \quad g_1 = p_i + q, \quad g_0 = p_i q.$$

となる⁽⁹⁾ので、配置したい極から決まる特性多項式

$$t_d(s) = (s^2 + 2\zeta_1 \omega_1 s + \omega_1^2)(s^2 + 2\zeta_2 \omega_2 s + \omega_2^2) \dots\dots\dots(37)$$

を与え、式(36)と式(37)とが一致するようにコントローラのパラメータを定める。

5・3 実験結果

最初に、中間台を固定した状態で、ゼロパワー制御系を実装する。つぎに、中間台を k_1 によってばね支持した状態とし、さらに前述したように補助電磁石を利用して、式(27)が成立するように調整する。この状態で、除振テーブルに重りを載せて、下向きの静的な直動外乱を加えていく。このときの

- ① 中間台のベースに対する変位 $x_1 - x_0$, (図中では Middle table と表記)
- ② 除振テーブルの中間台に対する相対変位 $x_2 - x_1$, (図中では Gap と表記)
- ③ 除振テーブルのベースに対する変位 $x_2 - x_0$,

(図中では Isolation table と表記)

を測定した結果を図 8 に示す。図で、横軸は、重りに作用する重力による下向きの直動外乱 (力) を表している。図から、中間台の下向きの変位量とギャップの拡大量が相殺されて、除振テーブルの変位がこれらの 1/10 以下になっていることが確認できる。特に、直動外乱の大きさが 0~9N の範囲では、変位はほとんどない。これに対し、直動外乱が 10N 以上になると、除振テーブルの上向きの変位がグラフからでも読み取れるようになる。これは、下向きの力が大きくなると、電磁石とテーブル間のギャップが大きくなり、電磁石の変位・吸引力係数 k_s の値が小さくなるためである。

5.1 節で述べたように、この変位・吸引力係数 k_s の大きさは、荷重支持用ばねの初期縮み量 Δx_2 によって調整できる (方法(2.b))。例えば、 Δx_2 を大きく設定すると、平衡状態を保つには電磁石の吸引力 \bar{f}_e を大きくする必要がある (式(31)参照)。このため、永久磁石による起磁力は一定なので、定常的なギャップを縮めることによって \bar{f}_e を大きくする。 k_s は、ギャップの 3 乗にほぼ反比例する⁶⁾ので、ギャップが小さくなると大きくなる。図 9 は、除振テーブルに質量 1.9kg の重りを積載した状態でこのような調整を行い、同様な実験を行った結果を示している。この図で横軸は、最初の重りに追加して載せた重りによる直動外乱を表している。最初に載せた重りによって定常的に下向きに 18N の力が作用しているにもかかわらず、直動外乱の大きさが 0~9N の範囲では、変位がほとんど零となっている。このような機械的な調整は、除振テーブルに取付けられる装置の質量が予めわかっているときに有効である。

つぎに、外乱発生用電磁石を利用して除振テーブルに動的な直動外乱を作用させたときの応答を測定した。

初期状態においてテーブルに下向きの 4N の力が作用させておき、それを瞬時に 0N としたときのステップ応答を図 10 に示す。この実験では、ゼロパワー制御系を設計するときの極の配置を以下のようにしている。

$$\omega_1 = \omega_2 = 2\pi \times 6.0 \text{ [1/s]}, \quad \zeta_1 = \zeta_2 = 0.2,$$

また、正の剛性を持つ支持機構に関しては、

$$\omega_a = \sqrt{\frac{\hat{k}_1}{m_1}} = 2\pi \times 10 \text{ [1/s]}, \quad \zeta_a = \frac{c_1}{2m_1\omega_a} = 0.53$$

と設定している。図から、除振テーブルは、まず外力と同じ方向へ変位して最初のピークに達した後、初期状態の位置より逆方向へ変位し、最終的には初期状態と同じ位置に戻っていることがわかる。

つぎに、比較として、減衰に係わるパラメータを変

更したときのテーブルのステップ応答を図 11 に示す。このときの外乱は、0N、4N の 2 値をとる周期 8 秒の矩形波で与えている。また、各パラメータはつぎのように選定している。

$$(a) \zeta_1 = \zeta_2 = 0.6, \quad \zeta_a = 0.18$$

$$(b) \zeta_1 = \zeta_2 = 0.2, \quad \zeta_a = 0.53$$

$$(c) \zeta_1 = \zeta_2 = 0.6, \quad \zeta_a = 0.53$$

ここで、(b) は図 10 に示した場合と同じ設定となっているのに対し、(a)、(c) では、ゼロパワー制御系の設定パラメータ ζ_1 、 ζ_2 を 3 倍にしている。さらに、(a) では、正の剛性を持つ支持機構の減衰係数 ζ_a を 1/3 にしている。図から、 ζ_1 、 ζ_2 を大きく設定した場合、逆方

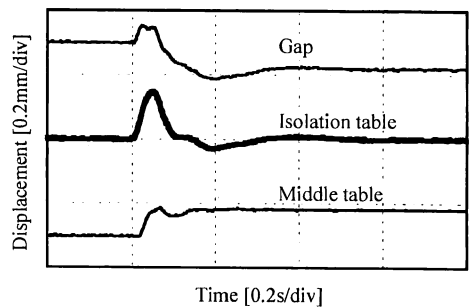


Fig.10 Response to a stepwise direct disturbance

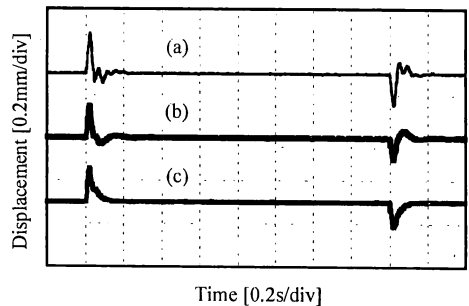


Fig.11 Comparison of step responses

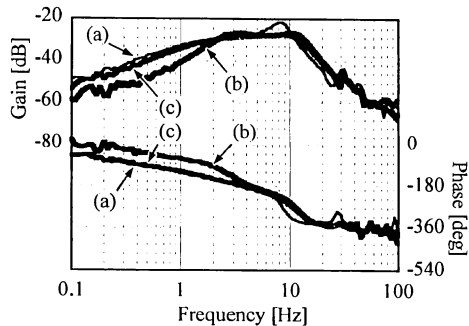


Fig.12 Comparison of frequency responses

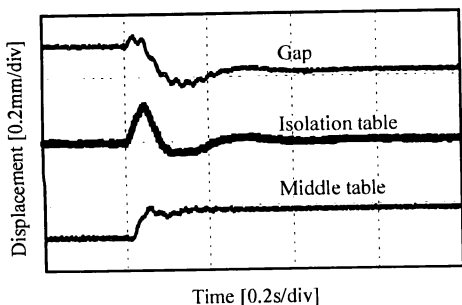


Fig.13 Response to a stepwise direct disturbance

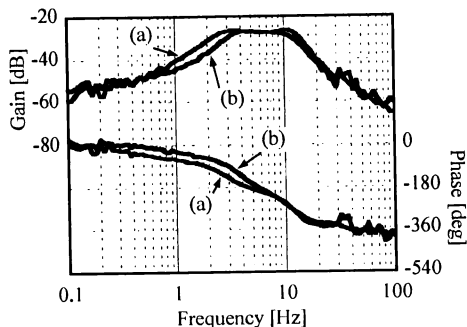


Fig.14 Comparison of frequency response

(a) $\omega_1 = \omega_2 = 2\pi \times 6.0$ [1/s], (b) $\omega_1 = \omega_2 = 2\pi \times 8.0$ [1/s]

向への変位がほとんどなくなっていることがわかる。また、(a)の場合のように ζ_0 を小さくすると、ばねによる振動が残留するようになる。

つぎに、これらの制御系の直動外乱に対する周波数応答を測定した結果を図 12 に示す。入力力は力[N]、出力はテーブル変位[mm]としている。図から、(a)の $\zeta_0 = 0.18$ の場合には、ステップ応答の残留振動に対応する共振ピークが 8Hz 付近に現れていることがわかる。この共振は、(b)、(c)のように ζ_0 を大きくすることによって抑制できることがわかる。また、(b) $\zeta_1 = \zeta_2 = 0.2$ の場合には 3Hz 付近に小さな共振ピークが現れているが、(c) $\zeta_1 = \zeta_2 = 0.6$ とした場合にはこのピークが見られなくなっている。これは、図 11(c)で示したステップ応答において逆方向への変位がなくなっていることに対応していると考えられる。一方、2Hz 以下の低周波域においては、(b)のように ζ_1, ζ_2 を小さいほうが外乱抑制性能がよくなっている。このことから、一概に減衰を大きくすればよいということではなく、各周波数領域での効果を考慮して最適化を行うことが重要であると考えられる。

図 13 は、ゼロパワー制御系を設計するとき、

$$\omega_1 = \omega_2 = 2\pi \times 8.0 \text{ [1/s]}$$

と設定した場合のステップ応答を示す。その他の条件は図 10 の場合と同じである。図 10 と比較すると、最初のピークが小さくなり、定常状態に収束する時間も短くなっていることがわかる。図 14 では、周波数応答を比較している。 ω_1, ω_2 を大きく設定した(b)の場合の方が 1~4Hz 及び 10Hz 付近でゲインが下がっており、直動外乱に対する性能が向上していることがわかる。

6. 結 言

本論文では、まず、ゼロパワー磁気浮上を利用した除振装置において、正のばねとゼロパワー磁気浮上機構とを直列に配置した従来の支持機構と並列に、荷重支持機構を導入することを提案した。そして、支持機構によって、除振テーブルに作用する重力より大きな上向きの力を発生するようにすれば、プルダウン型の構成、すなわち、ベース-正のばね-中間台-ハイブリッド磁石-除振テーブルと単純に下から積み上げていく構成が可能となることを示した。つぎに、試作したプルダウン型実験装置を用いて、提案する方式の除振装置が静的な直動外乱に対して高い剛性を持つことを実験的に確認した。さらに、直動外乱に対するステップ応答及び周波数応答を測定し、ゼロパワー制御系の極配置や正の剛性を持つ支持機構の減衰の大きさによって、外乱抑制特性を調整できることを示した。

本報では、直動外乱に対する応答について解析及び実験的な検討を行ったが、今後、提案する方式の除振装置の実用化を進めていくためには、地動外乱に対する特性を考慮した制御系設計法を確立する必要がある。また、中間台の質量や支持部の諸特性及び除振テーブルの質量などの構造的なパラメータの最適化についても検討を進めていく予定である。

なお、本研究では、負のばね特性を持つ支持機構を実現するのにゼロパワー磁気浮上を利用したが、このような機構は、ボイスコイルモータ⁷⁾などを用いても実現することができる。

謝 辞

本研究の一部には、スズキ財団の科学研究助成、文部科学省科学研究費補助金基盤研究(B)(2)を用いました。記して感謝いたします。

文 献

- (1) 安田, 池田: ダブルアクティブ制御による除振装置の性能向上 (制御の 2 自由度化), 機論, 59-562, C(1993), 1694-1701.
- (2) 崔, 野波, 金光, 渡辺: 空気ばねと磁気軸受を併

- 用した除振台の微振動制御, 機論, 61-587, C(1995), 2812-2818.
- (3) 水野, 吉富: ゼロパワー磁気浮上を利用した除振装置の開発 (第1報: 基本原理と基礎実験), 機論, 68-673, C(2002), 2599-2604.
- (4) Mizuno, T., Takasaki, M., Suzuki, H. and Ishino, Y., Development of a Three-Axis Active Vibration Isolation System Using Zero-Power Magnetic Suspension, *Proceedings of the 42nd IEEE Conference on Decision and Control*, (2003), 4493-4498.
- (5) 水野, 竹森: 伝達関数を用いたゼロパワー磁気浮上制御系の解析と設計, 電気学会論文誌D, 121-9, (2001), 933-940.
- (6) 電気学会磁気浮上応用技術調査専門委員会(編), 磁気浮上と磁気軸受, (1993), 19-37, コロナ社.
- (7) Mizuno, T., Toumiya, T. and Takasaki, M., Vibration Isolation System Using Negative Stiffness, *JSME International Journal*, 46-3, C(2003), 807-812.
-