大振幅低周波用無共振剛体振動絶縁装置*

井 開 重 男^{*1}, 樫 本 弘^{*2}
阿 久 澤 享^{*3}, 長 屋 幸 助^{*1}Rigid Vibration Isolation Device Without Resonance for Large Amplitude
and Low Frequency VibrationsSigeo IKAI, Hiroshi KASHIMOTO,
Tohru AKUZAWA and Kosuke NAGAYA

This paper presents a vibration isolation mechanism without resonance. The mechanism is consisting of a linear sliders, ball screw, servo-motor and a table in which there is no spring element, so the table behaves like a rigid body. In the mechanism, the servo-motor rotates the ball screw with the same displacement as the base displacement in the opposite direction. Hence the disturbance is canceled. A well known relative displacement feedback control method was first discussed, and it was shown that the method was insufficient for isolating vibrations, then a method of disturbance cancellation was presented. To validate the present mechanism and the control method, experimental tests were carried out for a model of the mechanism.

Key Words: Vibration Isolation, Device, Mechanism, Vibration Control, Large Amplitude, Low Frequency, Disturbance Cancellation

1. 緒 言

シリコン基板等の材料となるシリコンウェーハの製造においては、結晶を成長させて引き上げる方法が一般に用いられている。この装置で、引き上げ部が静止していなければ、結晶を正しく成長させることはできない。しかし結晶引き上げに用いられるタワーは風等の外乱により振動するため、タワーが柔軟な場合は引き上げ部が振動し、ウェーハ製造が困難となる。また宇宙空間においても軽量構造物が用いられ、空気抵抗がないことから減衰が小さく、わずかな外乱で振動が発生する。宇宙構造物の固有振動数は数 Hz と小さいことが多く、したがって一般外乱を受けるときの卓越振動数は固有振動数となり、かなりゆっくりとした振動となる。さらに阪神大震災にみられるように地震の卓越振動数も 2~4 Hz 程度である。したがって柔軟な建物内、または構造物に設置される機器は風、地震等の外乱により比較的大振幅でかつ低い振動数(卓越振動数)で加振される。このような機器に対して、ば

ね支持の方法で振動絶縁を図ると、低振動数のため支持ばね定数は極端に小さくなり、振動絶縁はできても剛性低下のため機器自体に直接作用する力により大きく変形し不安定となる。ほかにスカイフックダンパ、動吸振器等を用いる方法もあるが、こうした方法でも、低振動数域の伝達率は 1 より大きくなり、低周波数域での振動絶縁はできない。このような系に対し、ばねを用いない剛体振動絶縁機構を用いることができれば、共振がなく、かつテーブルに直接外乱力が作用したときも変形がないので、通常の作業時に変位のない安定な系を構成できる。しかしこのような見地からの振動絶縁機構は著者らの調べた限り見受けられない。

本報では、これらにかんがみ、上記のような低周波の振動を受ける機器の振動絶縁法として、モータ、ボールねじおよびリニアガイドを用いた並進運動を回転運動に変換し、並進運動に対しばね要素を持たない剛体振動絶縁装置を提案する。さらに本装置を用いて床より外乱変位を受けたときの制振法として、通常の方法と著者らが提案している外乱相殺制御について、実験により両者の比較検討を行い、実用性を考慮し、簡便で効果の高い制振を検討した。

* 原稿受付 1997 年 3 月 28 日。

*¹ 正員, 群馬大学工学部(☎ 376-8515 桐生市天神町 1-5-1)。*² 正員, 群馬工業高等専門学校(☎ 371-0845 前橋市鳥羽町 580)。*³ 群馬大学大学院。

2. 振動絶縁機構と制御方法

2・1 振動絶縁機構の概要 本報では、図1のような機構を有する振動絶縁装置を提案する。図1でサーボモータ8は床板10に固着されており、その軸がボールねじ(雄ねじ)4に連結されている。テーブル1にはボールナット3が固着されており、ボールナットはボールねじとかみあっている。テーブルの重量はボールねじを介してスラスト軸受7で受けられ、モータには直接作用しないため、大きな重量が支えられるようになっている。またスライダ2がテーブルの側壁に取付けられ、このガイドによりテーブルおよび床板が上下方向に平行に相対運動を行うようになっている。モータの軸にはプーリ5が取付けられ、軸の回転はプーリよりステンレス製のベルトを介してポテンショメータ6で検出される。この系でモータによりボールねじを回転させると、ベースとテーブルの間の距離が変化する。この機構を上下振動台に取付け、床より振動を与え、テーブルの振動を零とする振動絶縁制御を考える。すなわちベースの変位分だけベースのみをスライドするようにボールねじを回転すると、テーブルの動きは零となり、このときテーブルは振動しないので、テーブルの重量がいかに大きくてもテーブルの慣性力は零となり、ボールねじの摩擦力とモータ軸の慣性力のみに打ち勝つだけの力で振動を遮断できる。すなわち理論的には非常に小さな制御エネルギーで振動を遮断できることになる。この点が本制振装置の特徴であるが、以下このような制御が可能かどうかを検討する。

2・2 運動方程式 ベースの変位を u とすると、

1 Table, 2 Slider, 3 Ball nut, 4 Ball screw, 5 Pulley
6 Potention meter, 7 Thrust bearing, 8 Servo-motor
9 Acceleration sensor, 10 Base plate, 11 Belt

Fig. 1 Geometry of the rigid vibration isolation mechanism

ボールねじの回転によるテーブルの変位は

$$w = \theta_m l / (2\pi) \dots\dots\dots (1)$$

ここに l はボールねじのリード, θ_m はボールねじの回転角である。テーブルの質量を m とすると、慣性力は $m(d^2w/dt^2 + d^2u/dt^2)$ であり、これがボールねじに押される力と等価であるので、

$$m \left(\frac{d^2W}{dt^2} \right) = \frac{2\pi\eta}{l} - KF_0\eta \dots\dots\dots (2)$$

ここに $W = u + w$, η はボールねじの効率 (< 1), K はボールねじの予圧トルク係数 ($0.1 \sim 0.2$), F_0 は予圧荷重であり, T はトルクである。一方、モータのロータの慣性能率を J , 回転抵抗による減衰係数を c' とすると

$$-J\ddot{\theta}_m - c'\dot{\theta}_m + T_m = T \dots\dots\dots (3)$$

ここに T_m はモータの駆動トルクであり ($T_m = K_{m1}i$), K_{m1} はトルク定数, I は電気子電流である。ベース変位 u , 速度 $\dot{u}$, 加速度 $\ddot{u}$, テーブルの変位 w と速度 $\dot{w}$ をフィードバックすることを考える。このとき, u は直接加速度センサよりの信号を時間に関して2回積分して求め, w は回転式のポテンショメータにより計測することとすると、テーブルの絶対変位は

$$W = u + w = u + \theta_m l / (2\pi) \dots\dots\dots (4)$$

となる。一方これらのフィードバックを有するモータの電機子の釣合い方程式は

$$Ri + L \frac{di}{dt} + K_{m2} \frac{d\theta_m}{dt} + f_1 u + f_2 \dot{u} + f_3 \ddot{u} + g_1 w + g_2 \dot{w} = 0 \dots\dots\dots (5)$$

ここに K_{m2} は速度起電力定数, L は電子気のインダクタンス, R は電機子抵抗であり, $f_1 \sim f_3$ は外乱量の変位, g_1, g_2 はテーブルの変位および速度のフィードバック係数である。

本系でテーブルを静止させるためには、テーブルの絶対変位を零 ($W=0$), すなわち $u = -\theta_m l / (2\pi)$ とすればよい。したがってもっとも一般的な制御法は床とテーブルの相対変位および床とテーブルの相対速度をフィードバックする方法となる。本制振機構は完全な剛体で構成されているため、ばね要素が存在しない。したがってベースから振動が伝えられたとき、共振はない。速度フィードバックは共振点でのピーク値を減衰させる効果はあるものの、他の振動数域での制御効果は少ない。そこで制御系をなるべく簡単にするため、以下変位のフィードバックのみを考える ($g_2=0$)。

2・3 テーブルと床の相対変位のフィードバック制御 式(2)で $KF_0\eta$ は摩擦力であり、これは等価減衰に置き変えて考えることができる。そこでまずベースのフィードバック係数を ($f_1=1, f_2=f_3=0$) とおき、

床とテーブルの相対変位(両変位の差)をフィードバックしたときの微分方程式を求めると

$$\begin{aligned}
 Ri + K_{m2} \frac{d\theta_m}{dt} + g_i \left(u + \frac{\theta_m l}{2\pi} \right) &= 0 \\
 \left(\frac{lm}{2\pi} + \frac{2\pi\eta J}{l} \right) \frac{d^2\theta_m}{dt^2} + \frac{2\pi\eta C}{l} \frac{d\theta_m}{dt} \\
 &= \frac{2\pi\eta K_{m1} i}{l} - m \frac{d^2 u}{dt^2} \dots\dots\dots (6)
 \end{aligned}$$

ここに c は系の摩擦力のすべてを等価減衰に置き換えたときの等価減衰係数であり、 g_1 は相対変位のフィードバックゲインである。式(6)にラプラス変換を施し、整理すると

$$s^2 \left(\frac{l}{2\pi} + \frac{2\pi\eta J}{lm} \right) \Theta_m + \frac{2\pi\eta}{lm} \left(c + \frac{K_{m1}K_{m2}}{R} \right) s\Theta_m$$

$$= -g_1 \left(U + \frac{\Theta_m l}{2\pi} \right) - s^2 U \dots\dots\dots (7)$$

ここに

$$g_1 = 2\pi\eta K_{m1} q'_1 / (lRm) \dots\dots\dots (8)$$

上式で左辺と右辺第2項が系の方程式であり，右辺第1項が床の変位とボールねじの回転角によるテーブル変位の偏差のフィードバック量を表す．したがって式(7)に基づき，制御系のブロック線図を描くと，図2で $f_2=f_3=0$ ， $g_3=1$ としたものとなる．

本装置の妥当性を検討するため実験を行った。実験で用いたボールねじのピッチは2 mm、テーブルと付加質量の総重量は約8 Nである。本制御系における実験結果を図3～5に示す。図3～5で図(a)は無制御すなわちベースの加振変位(定常調和加振変位)を表し、図(b)が制御時の結果である。本例のようなテーブル変位のフィードバックを用いた場合は、フィードバックゲインにより制御時のテーブル変位は大きく異なり、ゲインが大きいほど除振効果も大きいが、大きくしすぎると発散する。図3～5はいずれもゲインを調整し、ほぼ最適と思われるフィードバックゲインでの結果を示している。図3～5で外乱周波数が $f=3.67$ Hzのときもとてもよいが、それより振動数が高くなると制御の効果が薄れている。これは外乱の周波

Fig. 2 Block diagram of the control system

数が大となると，モータの回転が外乱の速度に追随しなくなるためである。

2・4 外乱相殺制御 前述の変位のフィードバック制御でフィードバックゲイン g_1 を大とすると、 $\theta_m l / (2\pi)$ は $-u$ に近付き、テーブルの振動は小さくなる。しかし本例のような制御系には実際にはインダクタンスがあり、また雑音も含まれるため、フィードバックゲインを大きくしていくと、理論的には安定領域にあっても実際には発散することが多く、フィードバックゲインをあまり大きくすることはできない。これとは別に外乱力に等価な逆の力を与えると、理論上は完全に振動を相殺することができる。一般にこの種の問題では、あらかじめシステムパラメータと入力条件に対する制御量を計算するので、まず計算機が必要であり、かつ質量等のシステムパラメータと入力に変化する問題には適用できない。このような問題に対し、入力信号を直接センシングしてそれをフィードバックし、そのフィードバックゲインをあらかじめ計算し、簡単なアナログ回路で制御する方法が著者らにより提案されている⁽²⁾⁽³⁾。この外乱相殺法は入力および質量変化等に追従できる簡単な制御法で、本例のような線形系では、外乱相殺によるフィードバックが単に外乱力を消し去る効果を持つだけで他の状態量(テーブル変位、速度)のフィードバックを併用しても制御系同士の干渉が起こらないのが特徴である。したがって以下外乱相殺法について検討する。この場合の系の支配方程式は式(3)~(5)で $g_1 = g_2 = 0$ としたものである。いま $W(=w+u)$ を零とすることを考えると

$$\theta_m = -2\pi u/l \dots\dots\dots (9)$$

となる。この関係を式(3)～(5)に代入し、摩擦トルクを減衰トルクに近似的に置き換え、 $T = KF_0 l / (2\pi) \cong c'' \dot{\theta}_m$ とおくと、次の微分方程式が得られる。

$$Ri + K_{m2}\dot{\theta}_m + f'_1u + f'_2\dot{u} + f_3\ddot{u} = 0$$

$$J\ddot{\theta}_m + c\dot{\theta}_m = K_{m1}i \quad \dots\dots\dots (10)$$

ここに $c=c'+c''$ である. 式(9)を式(10)に代入すると,

$$\begin{aligned} & \frac{2\pi J}{l} \ddot{u} + \left(\frac{2\pi c}{l} + \frac{2\pi K_{m1} K_{m2}}{Rl} \right) \dot{u} \\ &= \frac{K_{m1} f_1}{R} u + \frac{K_{m1} f_2}{R} \dot{u} + \frac{K_{m1} f_3}{R} \ddot{u} \dots\dots\dots (11) \end{aligned}$$

上式で右辺と左辺の係数を比較し、 $f_1 \sim f_3$ を求めると式(9)を満足する外乱のフィードバック係数 $f_1 \sim f_3$ が求められる。すなわち、

$$f_1=0, f_2=\frac{2\pi Rc}{lK_{m1}}+\frac{2\pi K_{m2}}{l}, f_3=\frac{R}{K_{m1}}\frac{2\pi J}{l}$$

.....(12)

外乱をフィードバックし、式(12)で表されるフィードバックゲインを用いると、外乱を完全に遮断することができる。とくにテーブル変位のフィードバックでは、式(8)に示されるように g_1 のなかに振動体の質量が含まれているため、フィードバックゲイン g_1 を一定としたとき、テーブル質量の変化により制御性能が大きく異なる欠点がある。しかし外乱相殺法では、式(12)に示されるように使用中に不変な軸の慣性率を含むのみで、また摩擦係数(減衰係数)はテーブル質量の変化とともに変化するものの、ボールねじ等を用いた場合の摩擦係数変化は相当に小さい。したがって上記のフィードバック係数のもとでテーブル質量が変化したとしても制御性能に大きな差がないものと思われる。加速度を計測して制御する場合のブロック線図は図2で、 $g_3=0$ としたものとなる。このブロック線図に従い、制御系を構成し、予備実験を行ったところ、まず外乱速度のフィードバックについては、効果が薄く、ゲイン調整を間違えると、ときには発散してしまうなどの不安定な現象が見られた。したがって本実験では $f_2=0$ とした。また本系では制御機構の共振をなくすため、ばね要素を用いていない完全剛体のため、外乱相殺法のみを用いた場合はテーブルが一定の位置に戻らなくなることがあり、外乱相殺だけでは、振動絶縁はできるもののテーブルの安定的な位置確保が困難であることがわかった。そこで図2において $(u + l\theta_m/2\pi)$ の u の足し合わせをなくし($u=0$)、外乱相殺信号にテーブルの位置確保のためのボールねじの回転角 θ_m のフィードバック信号を加えることとした。すなわちアクチュエータの入力が $f_3\ddot{u} - (g_1 l/2\pi)\theta_m$ となるような制御を行った(ただし g_1 はテーブルが原点に復起できる程度の小さな値とする)。すなわち図2のブロック線図で $f_2=g_3=0$ とした。その結果を図3(c)～図5(c)に示す。図3(c)～図5(c)からこの場合も高い振動数領域では制振効果は薄れるが振幅は9.33 Hzでも約半分程度になっており、また低い振動数(4 Hz以下)では約1/5以下に振幅を抑えられることがわかる。しかし加速度信号にはどうしてもノイズが含まれるため、制御後の波形は加振変位である正弦曲線からかなりくずれたものとなることわかる。

2.5 外乱相殺とテーブルの相対変位のフィードバック組合せ制御 2.4節では外乱相殺にテーブルの位置確保のための θ_m のフィードバックを行ったが、外乱相殺に相対変位 $(U + \theta_m l/2\pi)$ のフィードバックを組合せると、概念的にはテーブルの位置確保ができ、かつより大きな免振効果が期待できるように思われ

る。この制御のときの方程式は

$$Ri + K_{m2} \frac{d\theta_m}{dt} + g_1 \left(u + \frac{\theta_m l}{2\pi} \right) + f_2 \dot{u} + f_3 \ddot{u} = 0$$

$$\left(\frac{lm}{2\pi} + \frac{2\pi\eta l}{l} \right) \ddot{\theta}_m + \frac{2\pi\eta c}{l} \dot{\theta}_m = \frac{2\pi\eta K_{m1}}{l} \dot{u} - m\ddot{u}$$

……………(13)

であり、 f_2, f_3 は式(12)と同様である。式(12)に基づくブロック線図は図2で、 $g_3=1$ としたものとなる。図2に基づき実験を行ってみたところ、やはりこの場合も f_2 を入れた制御では不安定となる場合があることがわかった。したがって $f_2=0$ とし、実験を行った結果を図3(d)～図5(d)に示す。この場合も g_1 については、かなり調整しており、ほぼ最適と思われる値での結果が図に示されているが、前述の外乱相殺に比べ制御効果は悪く、相対変位のフィードバック制御の結果とほとんど変わらないことがわかる。この理由は相対変位のフィードバックを入れたため、外乱相殺の効果をかえって小さくしてしまったためと思われる。

3. 従来の装置と本装置との 実用面からの比較

従来の振動絶縁技術では、ばねを用いて外乱の振動数と制振台(免震・除振台)の固有振動数の比をなるべく大として、伝達率を小とする方法が一般に用いられてきた。この系で振動数の低い低周波数の外乱を遮断しようとする、系の固有振動数を極端に低下させる必要があり、極端に小さなばね定数のばねを用いるかまたはテーブル質量を相当に大とする必要がある。ばね定数を小さくすると、系の剛性が低下するため不安定となり、また質量を大とすると、テーブルが大形化する。このほかに動吸振器、スカイフックダンパ等を用いる方法もあるが、いずれにしても制振系にばね要素を用いているため、共振が存在し、ダンパの減衰係数の調整等によりそのピークを減少させるものであるが、伝達率は $\omega=0$ の近傍で1となる。すなわち低振動数域の振動絶縁効果は非常に少ない。またばね要素を用いるため、振動体そのものに外力が作用した場合に変位が生じ、安定した作業をテーブル上で行えない欠点が存在する。

一方藤田らは⁽¹⁾ 圧電アクチュエータによる微振動除振を検討し、剛性の高い系を用いたアクティブ除振を提案しており良好な結果を得ている。しかしこの系も数 Hz 程度の低振動数域での除振には向いていないようで、また除振できる振幅も 20 μm と小さいため、本研究で述べたような比較的大きな振幅でかつ低振動

数の除振には適用できないようである。一方比較的大きな振動を絶縁するアクティブ制御のアクチュエータとしては、電磁力を用いることができる。しかしこの場合も剛体に近い支持ばねを用いると、制御力が大となり、極端に大きな電磁石と大きな制御エネルギーを必要とする。またテーブル重量も含めて支持ばねに頼らず電磁力で制御する場合は、支持ばねを用いない代わりに機器重量を支持するための大形の電磁石と大きなエネルギーを必要とする。すなわちアクティブ制御により理論的には相当に優れた制御が可能と思われるが、実用的に用いることのできるアクチュエータには限界があるように見受けられる。

Fig. 3 Comparison among time response curves in various control methods (exciting frequency $f=2.27$ Hz, amplitude of base displacement $u_0=1.4$ mm, (a) without control, (b) relative displacement feedback control, (c) combination control of disturbance cancellation and rotation of the motor)

Fig. 4 Comparison among time response curves in various control methods (exciting frequency $f=3.67$ Hz, amplitude of base displacement $u_0=1.05$ mm, (a) without control, (b) relative displacement feedback control, (c) combination control of disturbance cancellation and rotation of the motor)

本研究で示した振動絶縁装置は、ボールねじを用いて回転運動を並進運動に変換しているため、ばね要素が存在せず、上下方向の運動に対しては剛体である。したがって本機構に共振は存在しない(厳密な意味では、系は弾性体で造られるので、非常に高い振動数のところに共振は存在するがテーブルの振動に対する影響は無視できる)。またテーブルに直接振動荷重が作用した場合もテーブルの振動はほとんど発生しない。とくにテーブルを静止させ、ベースの変位分だけベースをボールねじにより動かすため、テーブルの重量が大きくなっても理論上は制御力を増大させる必要がなく、小さい制御エネルギーで振動絶縁を行うことができる。また機器を極端にコンパクトにでき、制御系も簡単なアナログフィードバックを用いて構成でき、実用上の利点が大きいいえる。制御性能については、外乱相殺とテーブルの位置保持のフィードバックを組合せた系では4 Hz以下で振幅が1/5以下に制振でき、また外乱相殺のフィードバック係数はテーブル質量に依存しないので、系の変化に対するロバスト性も有する。さらに比較的大きな振幅でも制振できるなどの長所がある。

一方短所としては、高振動数ではモータの追従が悪く、制振はあくまで数 Hz 程度の低振動数域に限られ、制振できる変位もある程度大きなものとなる。本研究では、比較的小さい振幅に対する除振を試みているが、図に示す程度の除振が限界であった。もちろんボールねじのピッチの選択である程度まで小さな除振も可能であるが、モータを用いている以上自ずと限界がある。すなわちマイクロメータオーダの微振動除振はで

Fig. 5 Comparison among time response curves in various control methods (exciting frequency $f=9.33$ Hz, amplitude of base displacement $u_0=0.55$ mm, (a) without control, (b) relative displacement feedback control, (c) combination control of disturbance cancellation and rotation of the motor)

きない欠点がある。したがって緒言で述べたように、柔軟構造物に取付けられる機器の構造物からの振動遮断、あるいは地震時の機器の振動遮断等精密な除振を必要としない特定の用途に適しているといえる。

4. 結 言

本報では、モータ、ボールねじおよびリニアガイド等の組合せによる剛体振動絶縁装置を示し、それによる振動制御を検討したものである。その内容を要約すると、

(1) (a) テーブルの相対変位のフィードバック制御, (b) テーブルの位置確保のフィードバックと外乱相殺の組合せ制御および (c) テーブルの相対変位のフィードバックと外乱相殺の組合せ制御の三つについて、その制振性能を実験的に比較検討した。その結果、(b) の外乱相殺制御法が最も効果があることがわかった。

(2) 本制振機構は数 Hz 程度でかつ比較的大振幅の制振には相当の効果を発揮することが明らかにされた。

(3) 剛体制振機構を用いたため、テーブル上での作業等による振動は発生せず、床からの振動も外乱相殺により絶縁できるので、テーブル上で安定した作業が可能である。

(4) 本装置はセンサにセンサ固定壁を必要としない完全搭載形の加速度ピックアップと回転式ポテンシオメータを用いているので、地震時あるいは振動する建物内での機器の制振に使用できる利点がある。

文 献

- (1) 藤田隆史・ほか 5 名, 機論, **60**-571, C(1994), 811-817.
- (2) Nagaya, K. and Kanai, H., *J. Sound Vib.*, **180**-4 (1995), 645-655.
- (3) Nagaya, K. and Ishikawa M., *IEEE Trans. Magnetics*, **31**-1(1995), 885-896.