空気ばねと磁気軸受を併用した除振台の微振動制御*

(第2報, H_∞ 制御と外乱相殺制御による除振性能)

崔 衛 民^{*1}, 野 波 健 蔵^{*2}
金 光 陽 一^{*1}, 渡 辺 和 英^{*1}

Active Micro-Vibration Control System Using Both Air Springs and Magnetic Bearings (2nd Report, Isolation Performances Using H_∞ Control and Disturbance Cancellation Control)

Weimin CUI, Kenzo NONAMI,
Yoichi KANEMITSU and Katsuhide WATANABE

In this study, we apply digital control to a micro-vibration isolation system using both air springs and magnetic bearings. We design two isolation control systems: a disturbance cancellation control system consisting of both the feedback and the feedforward control loops, and an H_∞ control system designed by applying the solution of the H_∞ 4 block problem. We first compare the two isolation systems through by means of simulation. The calculated results show that both systems can achieve excellent isolation performance. Also it is known that the disturbance cancellation effect can be accomplished by H_∞ control, and the H_∞ control system is stable against variations of the loading weight on the isolation table. Moreover, experiments using DSP (digital signal processor) are performed on the actual isolation system. The experimental results are almost the same as the simulated ones, and the effectiveness of H_∞ control is confirmed.

Key Words: Micro-Vibration Isolation System, Hybrid Isolation System, Magnetic Bearing, Air Spring, H_∞ Control, Robust Control, Feedback Control, Feedforward Control, Disturbance Cancellation Control, Experiment

1. まえがき

科学技術の飛躍的な進歩にともなう、精密加工、精密計測等の分野において高精度化が進みつつある。半導体製造装置、電子顕微鏡などにとっては微小振動を取り除くことが精度向上の必要条件となっている。従来の防振ゴム、コイルばね及び空気ばね等を使ったパッシブな振動絶縁方法は現在の超精密装置の作業環境としては満足できなくなっている。そのため、最近、アクティブ微振動絶縁に関する研究が盛んに進んでいる。アクティブ除振制御では、除振装置の共振振幅を抑え、全周波数域での除振が可能となるのが特徴で、空気アクチュエータ^{[1][2]}、リニアモータ^[3]、磁気浮上^[4]、ピエゾアクチュエータ^[5]など種々のアクチュエータを用いたアクティブ除振装置の開発が報告されている。しかし、現状ではこれらのアクティブ除振装置は水平方向と鉛直方向の干渉の影響とか、浮上制御と除振制御との干渉の影響、あるいはアクチュエータのストロークの制限等の原因によって、実用上は十分な性能を発揮するまでに至っていないと思われる。そ

こで、著者らは除振テーブルの浮上制御と除振制御の役割分担の考え方から、空気ばねと磁気軸受を併用したアクチュエータを用いて、搭載能力1500kgの精密除振装置を開発した。その除振装置についてアナログ制御によって水平方向と鉛直方向ともに優れた除振効果を得たことを前報^[6]で報告した。

本研究は、アナログコントローラの製作調整及び制御仕様を変更するときの煩雑さの改善、除振装置上の搭載質量の変動による除振性能の影響の抑制等の考え方に基づいて、デジタルコントローラによる除振制御系を実現する。ここでは、まず、著者らの一部が提案したフィードバックと最小次元オブザーバーを有するフィードフォワード型外乱相殺制御系設計法^[7]とロバスト性を有する H_∞ 制御理論^{[8][9]}を用いて、それぞれの除振制御系を構成する。そして、数値計算によって両制御法ともに優れた除振効果を達成可能であることと、 H_∞ 制御系も外乱相殺制御系と同じように外乱相殺の除振特性を有すること、および、 H_∞ 制御系が除振台の搭載質量の変化に対してロバストであることが確かめられた。さらに、DSP(デジタルシグナルプロセッサ)を用いて、 H_∞ コントローラと外乱相殺コントローラをそれぞれ実現し、除振制御の実験を行う。実験の結果から、外乱相殺制御と H_∞ 制御は共にシミュ

* 原稿受付 1994 年 11 月 8 日。

*¹ 正員, (株)荏原総合研究所 (〒251 藤沢市本藤沢 4-2-1)。

*² 正員, 千葉大学工学部 (〒263 千葉市稲毛区弥生町 1-33)。

レーション結果とほぼ一致し、優れた除振効果を有することが明らかとなった。除振台上の搭載物の質量変動及び空気ばねの空気圧変動などがあった場合、 H_∞ 制御系の除振特性は僅かしか変動しないという実験結果を得た。そして、コントローラの実現しやすさなどを考慮すると全体的に H_∞ 制御補償器の方が外乱相殺コントローラより有効であることが明らかとなった。

2. 実験装置とモデリング

図1に精密除振装置の略図を示す。4つの空気ばねと磁気軸受を併用したアクチュエータは除振台の弾性1次モードを励振しないように図示のように固定している。除振台の自重が200kgで、その上に750kgの重りを搭載している。

本除振装置では、まず除振台と床の相対変位のフィードバック制御をした空気ばねによって除振台とその搭載物を安定に浮上させ、除振台の浮上ギャップを約1.5mmにする。さらに、加速度センサによって除振台上の振動信号を検出し、32ビットのDSPに送り込み、DSP内でAD変換された信号からコントローラの出力が計算され、その出力信号をDA変換し、ドライブ回路へ送り込む。磁気軸受がドライブ信号に比例して制御力を発生し、除振台の振動を打ち消す。図2にデジタル除振制御システムの信号流れ図を示す。

本研究では、除振台の各アクチュエータ設置点のセンサ信号をそのアクチュエータのみにフィードバックする立場で除振制御系の設計を行なう。さらに、水平アクチュエータの作用点がテーブルの重心高さと一致していると仮定し、弾性振動及び水平方向と鉛直方向

図1 空気ばねと磁気軸受を併用した除振台の略図

の連成運動などを考慮しなければ、除振系の設計は水平方向と鉛直方向を分けてそれぞれ独立に考えることができる。

除振台が空気ばねによって安定に浮上するときの1/4モデルに対する、すなわち一自由度振動系のローカルな制御系の運動方程式は次のようになる。

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = u + w \quad (1)$$

ここで、 m, c, k はそれぞれ質量、減衰とばね係数で、 x は除振台上の絶対変位で、 u は非接触電磁アクチュエータの発生する制御力、 w は次式のような外乱に相当する量である。

$$w = c\dot{x}_0 + kx_0$$

ここで、 x_0 は床の絶対変位を示す。

式(1)は次のような状態方程式の形で書ける。

$$\dot{x} = Ax + b_u u + b_w w \quad (2)$$

ここで、

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -\frac{k}{m} & -\frac{c}{m} \end{bmatrix} \quad b_u = \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{1}{m} \end{bmatrix} \quad b_w = \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{1}{m} \end{bmatrix}$$

出力信号は除振台上の加速度を用い、出力方程式は次式となる。

$$y = \ddot{x} = c_a x + d_u u + d_w w \quad (3)$$

ここで、

$$c_a = \begin{bmatrix} -\frac{k}{m} & -\frac{c}{m} \end{bmatrix} \quad d_u = \frac{1}{m} \quad d_w = \frac{1}{m}$$

図3に空気ばねにより浮上しているときの除振台と床の加速度常微振動を示す。床の振動に比べると除振台上の振動が約1/3に低減されているが、残留振動の影響がかなり大きいことがわかる。

3. 外乱相殺制御系設計

外乱相殺制御とは、制御対象の運動特性をモード座標系で表わし、外乱に対する制御対象の振動周波数特性を明らかにした上で、一定周波数域内の外乱を打ち

図2 デジタル除振システムの構造

消すようにフィードフォワード制御系を設計し、その周波数域内で外乱の影響を完全になくす制御系設計手法である。外乱信号が一般に直接検出できないため、実際には外乱オブザーバを設計し、観測された信号から外乱を推定し、外乱相殺を行なう。

外乱相殺制御系の制御力はフィードバック制御力 u_{fb} とフィードフォワード制御力 u_{ff} の和 $u = u_{fb} + u_{ff}$ である。フィードバック制御は最適制御によって、フィードバックゲイン k_{fb} を求め、次式のような最適制御系が構成される。

$$\begin{aligned} \dot{x} &= A_{fb} x + b_w w \\ y &= c_{fb} x + d_w w \end{aligned} \quad (4)$$

ここで、

$$A_{fb} = A - b_u k_{fb} \quad c_{fb} = c_a - d_u k_{fb}$$

外乱相殺のためのフィードフォワード制御力は次式のようにすることである。

$$b_u u_{ff} = -b_w w \Rightarrow u_{ff} = -w \quad (5)$$

打ち消したい外乱周波数 ω に関する状態方程式は次式となる。

$$\dot{w}_f = A_w w_f \quad (6)$$

ここで、

$$w_f = \begin{bmatrix} w_f \\ \dot{w}_f \end{bmatrix} \quad A_w = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -\omega^2 & -2\zeta\omega \end{bmatrix}$$

ここで、 ω は打ち消したい外乱の周波数である。減衰係数 ζ は外乱相殺制御系のノッチダウン特性を左右するパラメータである。一般に、 ζ を小さくすればシャープなノッチダウン特性を得ることができ、逆に ζ を大きくするとノッチダウン領域を広げることができ、

図3 空気ばねによる浮上時の常微振動

この結果外乱相殺の周波数領域を広くすることができる。ただし、 ζ が小さい場合に比べて外乱相殺効果が弱くなる。

外乱を推定するための最小次元オブザーバーは次のようになる。

$$\dot{\hat{z}} = \hat{A} \hat{z} + \hat{H} x + \hat{b} u_{ff} \quad (7)$$

ここで、

$$\begin{aligned} \hat{z} &= \begin{bmatrix} \hat{z}_1 \\ \hat{z}_2 \end{bmatrix}^T \\ \hat{A} &= A_w - L D \\ \hat{H} &= \hat{A} L + D - L A_{fb} \quad \hat{b} = -L b_{ff} \\ D &= \begin{bmatrix} b_w & 0_{2 \times 1} \end{bmatrix} \end{aligned}$$

また、 L は設計パラメータ行列であり、 $\hat{A}$ 行列に対して極指定によって求められ、フィードフォワードゲインが $\hat{A}$ 行列の極の実部と虚部の比によって調整することができる。

外乱の推定量は次式で与えられる。

$$\hat{w} = \hat{z} + L x \quad (8)$$

フィードフォワード制御力は次式となる。

$$u_{ff} = -\hat{w} = -[1 \ 0](\hat{z} + L x) \quad (9)$$

図4に外乱相殺制御のブロック線図を示す。設計パラメータ行列 L と外乱の状態行列 A_w の値を変化させることによって色々な外乱相殺効果を得ることができる。

4. H_∞ 制御系設計

H_∞ 制御とは周波数領域で定義された周波数評価関数を最小またはある値以下にする制御手法である。 H_∞ 制御系設計理論については前述の文献を参照されたいが、ここでは H_∞ 制御の混合感度問題による設計法によって制御器 $H(s)$ を設計する。

図5に除振装置の H_∞ 制御系設計のブロック線図を示

図4 外乱相殺制御系のブロック線図

す. w_1, w_2 は外乱であり, z_1, z_2 は制御量である. ここでは周波数重み関数 $W_1(s)$ と $W_2(s)$ を次のように選ぶ.

$$W_1(s) = \frac{h_{w1}cs + k}{ms^2 + h_{w1}cs + k} \quad (10)$$

$$W_2(s) = \frac{0.0004(s + 2\pi \times 5)(s + 2\pi \times 1)}{(s + 2\pi \times 100)(s + 2\pi \times 300)} \quad (11)$$

ここで, h_{w1} はノッチ効果を得るための設計パラメータである. h_{w1} が大きく(小さく)なると周波数重み $W_1(s)$ のピークゲインが小さく(大きく)滑らか(高く(急)になり, 設計された制御系のノッチダウン効果が小さい(大きい). また, 重み係数 ρ_1 と ρ_2 は制御量 z_1, z_2 のゲイン調整パラメータである.

図5 H_∞ 制御系のブロック線図

図5に基づいて, H_∞ 制御系設計の一般化プラントを作成し, 制御系設計のソフトMATLABを使って Glover&Doyleの解法を用いて H_∞ コントローラ $H(s)$ を求める.

5. シミュレーション結果

図6に外乱相殺制御を行なった閉ループ系の振動伝達率のシミュレーション結果を示す. 太線は無制御時の振動伝達率であり, 破線はフィードバック制御時の振動伝達率である. 細線FF1, FF2はそれぞれ A_w の ζ を0, 0.3にしたとき設計された外乱相殺制御系の振動伝達率を示す. さらにフィードフォワードゲインを増大すると細線FF3のような振動伝達率になる. 図7に図6に対応するコントローラの周波数特性を示す. A_w に減衰を与えないと振動伝達率FF1にノッチダウンの除振効果を得ることができる. ただし, それに対応するコントローラの高いピークゲインの実現が問題である. A_w に減衰を与える場合, フィードフォワードゲインの高いFF3が良い除振効果を得ているが, この場合コントローラのゲインが高く, しかも低周波数域(約1.7Hz)に不安定に近い極を持っている. 除振効果と実機に対して実現可能なコントローラゲインなどを総合的に考えるとFF2の設計が適当と思われる.

図6 外乱相殺制御時の振動伝達率 (計算値)

図8 H_∞ 制御時の振動伝達率 (計算値)

図7 外乱相殺コントローラの周波数特性 (計算値)

図9 H_∞ コントローラの周波数特性 (計算値)

図8に H_∞ 制御による閉ループ系の振動伝達率を示す。太線は無制御時の振動伝達率を示す。細線H1はノッチ効果係数 $h_{w1}=1$, 制御力の重み係数 $\rho_1=0.0004$, $\rho_2=0.0003$ 時の振動伝達率である。外乱相殺制御と同じように H_∞ 制御でもノッチダウン効果を得ることができる。細線H2はノッチ効果係数 $h_{w1}=5$, 重み係数 ρ_2 が不変, ρ_1 が0.0001にした場合の振動伝達率である。H1と比べると急激なノッチダウンがなくなり, 除振効果がほぼ同じである。細線H3とH4はノッチ効果係数 $h_{w1}=10$, 制御力重み係数 ρ_1 がそれぞれ0.0004と0.004にした場合の振動伝達率である。図9

図10 H_∞ 制御と外乱相殺制御のコントローラの周波数特性 (実験値)

図11 外乱相殺制御時の除振台上の常微振動 (実験値)

図12 外乱相殺制御時の振動伝達率 (実験値)

に図8に対応する制御器のゲインを示す。H4とH3が良い特性を有しかつ実現も容易と思われる。

6. 実験結果

図10にDSPで実測された双1次変換後の外乱相殺制御と H_∞ 制御のコントローラの周波数特性を示す。

外乱相殺制御の場合は, コントローラはFF2を用い, 外乱オブザーバーの次数は2次で, 入力信号は除振台上の変位と速度で, サンプリングタイムは1msecである。図11と図12に除振台の鉛直方向の外乱相殺制御時の実験結果を示す。図11は除振台上の加速度常微振動を示している。図3の床の約1gal-pの常微振動に対して, 除振台上では外乱相殺によって約1/10以下の0.09gal-pとなっている。図12は除振台と床の振動伝達率を示す。浮上時の固有振動数3.25Hzの近傍では外乱相殺制御によって振動伝達率が非常に低いことが分かる。

H_∞ 制御の場合は, コントローラはHH4を用い, コントローラへの入力信号は除振台上の加速度信号のみで, サンプリングタイムは外乱相殺の場合と同じ1msecである。図13と図14に H_∞ 制御を行ったときの鉛直方向の除振実験結果を示す。図13は床と除振台上の加速度常微振動を示す。 H_∞ 制御の実験結果は外乱相

図13 H_∞ 制御時の除振台上の常微振動 (実験値)

図14 H_∞ 制御時の振動伝達率 (実験値)

図15 質量を1.25倍に増加した時の外乱相殺制御系の振動伝達率（計算値）

図16 質量を2倍に増加した時の H_∞ 制御系の振動伝達率（計算値）

図17 質量を1.5倍に増加した時の外乱相殺制御系の振動伝達率（実験値）

図18 質量を1.5倍に増加した時の H_∞ 制御系の振動伝達率（実験値）

殺制御の結果とはほぼ同じで、除振効果は外乱相殺と同様の効果が得られることが実験的に実証された。

7. パラメータ変動時の実験結果

除振台は多目的に設計されているため、搭載される装置の重量、形状およびその装置を運転する時発生するダイナミックな変動に対する除振効果が劣化しない制御系を設計する必要がある。ここでは、除振台の搭載質量が増加した（よって、空気ばねのばね定数も大きくなった）場合について、外乱相殺制御と H_∞ 制御の除振効果の変動を数値計算と実験によって確かめた。

図15と図16は除振台の搭載質量 m とばね定数に変動があったときの外乱相殺制御と H_∞ 制御の振動伝達率の数値計算結果を示す。外乱相殺制御の場合は、フィードフォワードゲインが強くなるとロバスト性が弱くなり、閉ループ系の安定性が劣化しやすい。特にFF1のように鋭いノッチ効果を有する場合は質量とばね定数が1.25倍変動したとき安定限界となった。 H_∞ 制御の場合は、質量とばね定数をそれぞれ2倍に変動しても、閉ループ系は強い安定性を保つことができた。

図17と図18に搭載質量が1.5倍に変動したときの鉛直方向の外乱相殺制御と H_∞ 制御の実験結果を示す。ここでは、外乱相殺はFF2、 H_∞ 制御はHH4を用いて制御系を実現している。この場合、両制御法ともに除振効果の変動が僅かであるが、変動の度合いから見れば H_∞ 制御の方がよりロバストであることが分かる。

8. 結論

空気ばねと磁気軸受を併用した精密除振台に外乱相殺制御と H_∞ 制御を適用して、除振制御系を設計し、シミュレーションと実機での実験を行った。結論は次のように要約される。

- 1) 外乱相殺除振制御系と H_∞ 除振制御系ともに優れた除振効果を得ることがシミュレーションと実機での実験によって明らかになった。
- 2) 周波数重み関数 $W_1(s)$ のピークゲイン高くすることによって、 H_∞ 制御系でも外乱相殺の特性を得ることができる。
- 3) 除振台の搭載質量などの変動に対して、 H_∞ 除振制御系が強いロバスト性を有することがシミュレーションと実験によって実証され、 H_∞ 制御法が外乱相

殺制御法より、より有効であることが明らかとなった。

参考文献

- (1) 安田・大坂・池田, フィードフォワード制御を併用したアクティブ除振装置の研究, 機講論, No.910-39, IIIA (1991-7), 163.
 - (2) 岩田・ほか5名, 精密除振装置のアクティブコントロール, 機論, 57-534, C(1991), 521.
 - (3) 藤田・ほか4名, リニアモータを用いたアクティブ微振動制御装置の研究, 機論, 56-523, C (1989), 628.
 - (4) 渡辺・金光・箭野・水野, 磁気浮上除振装置の研究(第2報, 3次元除振装置の除振性能), 機講論, No.930-39 (1993-7), 42.
 - (5) 藤田・ほか6名, ピエゾアクチュエータを用いたアクティブ微振動制御装置の研究(6自由度微振動制御装置の開発), 機講論, No.920-55 (1992-7), 409.
 - (6) 崔・金光・野波・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(第1報: 絶対速度フィードバック時の制御性能), 機論, 60-575, C(1994), 2227.
 - (7) 野波・西村・崔, 多自由度振動系の外乱相殺制御 (固定面を利用する制振器及びアクティブ動吸振器を用いる場合), 機論, 58-545, C(1992), 68.
 - (8) 木村, LQGから H_∞ へ, 計測と制御, 29-2(1990), 1.
 - (9) 美多, H_∞ 制御, 昭見堂, 1994.
-