低次な適応フィルタを用いたアクティブ除振装置への 床振動フィードフォワード制御

非会員 岩 井 功 (キャノン)

非会員 間 山 武 彦 (キャノン)

正 員 涌 井 伸 二 (キャノン)

Floor Vibration Feedforward Control for Active Isolation System Using Low Order Adaptive Filter

Isao Iwai, Nonmember, Takehiko Mayama, Nonmember, Shinji Wakui, Member (Canon Inc.)

キーワード：適応フィルタ，フィードフォワード制御，アクティブ除振装置

1. はじめに

精密機器の高精度化にともない、床から伝搬する振動を積極的に除去するためにフィードフォワード（以下FF）制御系を構成するアクティブな除振装置の実用化が進められている。また床の振動状況や支持機構などの特性が変化した場合にも対応可能な適応フィルタを用いる検討も行われている⁽¹⁾。本レターではエアアクチュエータを備えた除振装置に対し低次な適応フィルタを用いた床振動FF制御を実施し、良好な結果が得られたので報告する。

2. 制御方式

〈2・1〉 床振動FF制御 床の振動は支持機構 G_0 を通り定盤へと伝搬する。この床の振動を加速度センサで検出し、支持機構を通して伝搬してくる振動波形と逆の振動波形をアクチュエータに発生させることで床からの振動を相殺しようとするのが床振動FF制御である。したがってFF補償器 H_{ff} は下式で実現できる。

$$H_{ff} = G_0 \times U^{-1} \dots\dots\dots (1)$$

G_0 ：支持機構特性

U^{-1} ：アクチュエータの逆特性

このFF補償器を同定機構により逐次調整すれば、適応フィルタを用いた床振動FF制御系が構成される。

〈2・2〉 適応フィルタの低次化 適応フィルタを用いる場合フィルタの安定性やモデル化が不要といった面からフィルタ次数は高くなるがFIRフィルタを用いることが多い。しかし同定機構の安定化、演算負荷の軽減といった面からは推定パラメータは少ないことが望ましい。そこでモデルの構造を明確にし、推定パラメータを減らすことにする。

対象である除振装置を剛体とみなし1自由度の振動系としてモデル化を行うと、

$$M\ddot{X} + C(\dot{X} - \dot{X}_0) + k(X - X_0) = 0 \dots\dots\dots (2)$$

ここで、 M ：定盤質量、 C ：支持機構粘性係数、 k ：支持機構ばね定数、 $X, \dot{X}, \ddot{X}$ ：定盤変位、速度、加速度、 $X_0, \dot{X}_0, \ddot{X}_0$ ：床の変位、速度、加速度、である。

床から定盤へ伝わる力 f_0 は

$$f_0 = (Cs + k)X_0 = (Cs + k)\dot{X}_0/s^2 \dots\dots\dots (3)$$

であるから、床の振動から見た支持機構特性 G_0 は

図1 床振動フィードフォワード制御系のブロック図
Fig. 1. Block diagram of feedforward control system.

図 2 床振動伝達率
Fig. 2. Floor vibration transmissibility.

$G_0 = (Cs + k)/s^2 \dots \dots \dots (4)$
となる。またエアアクチュエータの特性は下式で示される。

$$U = g_f A / BV s = K_t / s \dots \dots \dots (5)$$

ここで、 g_f ：流量ゲイン、 A ：受圧面積、 B ：圧縮率、 V ：タンク容量、 $K_t = g_f A / BV$ である。

したがって FF 補償器は下式で表わされる。

$$H_{ff} = \frac{s}{K_t} \frac{(k + Cs)}{s^2} = \frac{C}{K_t} \left(1 + \frac{k}{C} \frac{1}{s} \right) \dots \dots \dots (6)$$

なお制御ループにはノイズと加速度計の性能を考慮し、0.2~100 [Hz] のバンドパスフィルタ (BPF) を用いる。また FF 補償器の積分時間 C/k は約 4 [msec] (約 250 [Hz]) であることがわかっており、実用帯域内では FF 補償器は積分器+ゲインで実現できる。

$$H_{ff} \doteq k / K_t s = k_{ff} / s \dots \dots \dots (7)$$

FF 補償器では可変のパラメータは 1 個であることから、推定パラメータが 1 個という低次元な適応フィルタが構成できる。なお床からの伝搬以外の外乱や適応フィルタでは吸収できない変動なども考慮してフィードバック (以下 FB) ループも付加しロバスト性を確保した。

〈2・3〉 適応アルゴリズム 適応フィルタでは LMS (Least Mean Square) アルゴリズムが演算量の観点から広く用いられる。しかし収束速度や残留誤差の問題なども指摘されている⁽²⁾。推定パラメータの数が少ないので必ずしも適応アルゴリズムを演算量だけで選ぶ必要はない。そこで RLS (Recursive Least Square：逐次型最小 2 乗法) アルゴリズムを用いた。

3. 実験結果

効果を確認するために FB 制御のみと床振動 FF 制御+FB 制御の場合について床振動伝達率の比較を行った。図 2 に結果を示す。床振動 FF 制御を行った場合、FB 制御のみに比べて 2 Hz~20 Hz の範囲で 20 dB 程度低減している。また図 3 には定盤上のスペクトルを示す。同様に 2 Hz~20 Hz の範囲で 10 dB 程度定盤上の振動が低減されている。

4. ま と め

推定パラメータが 1 つという非常にシンプルな適応フィルタを用いた場合でも十分に床から伝搬する振動を抑制し

図 3 定盤上のパワースペクトル
Fig. 3. Power spectrum of isolation table.

ていることが確認できた。適応能力を有し演算負荷が少ないことから実用性の高い制御方法と考える。

(平成 8 年 6 月 5 日受付)

文 献

- (1) 水野ほか：「アクティブ振動制御に関する研究」、日本機械学会講演論文集, No. 900-14, 116 (1990)
- (2) 佐野ほか：「最小 2 乗法に基づく自動車のアクティブ騒音制御に関する研究」、日本機械学会論文集 C 編, 61-581, 78 (1995)

岩 井 功 (非会員) 1967 年 9 月 9 日生。1992 年 3 月東海大学大学院電子工学専攻博士前期課程修了。同年 4 月キャノン(株)入社。現在ステップの研究開発に従事。

間 山 武 彦 (非会員) 1967 年 12 月 19 日生。1992 年 3 月東京工業大学大学院制御工学専攻修士課程修了。同年 4 月キャノン(株)入社。現在ステップの研究開発に従事。

涌 井 伸 二 (正員) 1954 年 12 月 23 日生。1979 年信州大学大学院電子工学専攻修士課程修了。同年第二精工舎入社。1989 年キャノン(株)入社。現在ナノテク 23 研究室室長。ステップの研究開発に従事。工学博士。