衝 撃 音 の 能 動 音 響 制 御*

景山 慶太郎^{*1}, 雉 本 信 哉^{*2}, 松 田 浩 一^{*2}
木 庭 洋 介^{*3}, 池 田 生 馬^{*3}

Active Noise Reduction of Impact Noise

Keitaro KAGEYAMA^{*4}, Shinya KIJIMOTO, Koichi MATSUDA,
Yousuke KOBAYASHI and Ikuma IKEDA^{**} Department of Intelligent Machinery and System, Kyushu University,
744 Motooka, Nishi-ku, Fukuoka-shi, Fukuoka, 819-0395 Japan

In this paper, we applied the Direct Adaptive Algorithm (DAA) to active noise control (ANC) of low-frequency impact noise with a dominance at the 63 Hz to 125 Hz. DAA can carry on the adaptive feedforward control without identifying the acoustical property of a secondary path. It can also reduce the noise even if the control position moves. We develop an impact noise generator for the experiment. A control effect is rated with difference of sound exposure level. From the simulations, an enough validity of control is shown after ten times of impact. The possibility of using ANC against the impact noise is shown from both the simulations and experiments.

Key Words: Noise Control, Adaptive Control, Sound and Acoustic, Impact Noise, Direct Adaptive Algorithm, Filtered- x LMS Algorithm

1. 緒 言

現在私達の身の回りには自動車, 航空機, 工事現場, 工場などの数多くの騒音源が存在している。騒音とは「好ましくない音」であり, 人間が直接感知することができるため, その影響は日常生活に関わりが深く, 公害全般の苦情のうち騒音に関する苦情は大きな割合を占めている⁽¹⁾。このような騒音対策として能動的音響制御 (Active Noise Control, ANC) が用いられることがある。これは, 騒音に対して同振幅, 逆位相の制御音を干渉させることにより消音を実現する制御法である。近年, デジタル信号処理技術の発達から能動的音響制御に関する研究が多く行われている。それらの研究の多くは制御対象音として定常音を扱っているものが多い⁽²⁾。しかし, 一般に我々の生活の中で問題となる騒音は, 非定常なものも多く, そのような騒音に対しても能動的音響制御を適用することが必要である。非定常な騒音の例として床衝撃音がある。このような衝撃音は, 集合住宅などの騒音問題の原因になることが多く, 床への落下物の衝突, あるいは子供が飛び跳ねるなどの床への衝撃が階下の室空間への衝撃音

波として侵入することで発生する。衝撃音は, その特徴として一般に低い周波数帯域にピークを持っている。

非定常な騒音である床衝撃音に対して能動的音響制御を適用した研究としてフィードバック制御を用いて低減したもの⁽³⁾やフィードフォワード制御を用いて低減したもの⁽⁴⁾がある。フィードバック制御を用いたものは, 狭い周波数範囲で数 dB 程度の制御効果が確認されている。しかし, 事前の制御系の設計が必要であり, 対象とする音場の特性が変わった場合に制御が難しいという問題がある。フィードフォワード制御を用いたものは, Filtered- x LMS アルゴリズムによって室の広範囲で床衝撃音の低減を達成しているが, 制御音源から制御点までの二次経路特性を事前に必要とするため, 異なった室形の場合や制御対象が移動した場合に適用することが難しいという問題がある。このような問題を解決するために, 能動騒音制御アルゴリズムとして佐野らによって提案された直接法⁽⁵⁾がある。直接法は二次経路特性の事前の同定を必要としないため, 制御中に制御対象の位置が変わったとしても, 移動地点での二次経路特性を制御系内部で同定し, 制御を継続することが可能である。本研究では, 直接法を用いて室内にいる対象者の周辺において床衝撃音のような低い周波数帯域にピークをもつ衝撃性の音を低減することを目的とする。衝撃音を再現するために加振器を作製し, シミュレーションと実験により有効性の検証

* 原稿受付 2008 年 4 月 21 日。

^{*1} 准員, 九州大学大学院工学府 (☎ 819-0395 福岡市西区元岡 744)。^{*2} 正員, 九州大学大学院工学研究院。^{*3} 正員, 九州大学大学院工学府。

E-mail: te207348@s.kyushu-u.ac.jp

を行った。また、比較のためにシミュレーションでは Filtered-x LMS アルゴリズムでの制御結果と比較した。

2. 能動的音響制御

2.1 Filtered-x LMS 図1に Filtered-x LMS の基本的な構成を示す。図1において、騒音源から誤差マイクまでの音響特性を W 、騒音源から参照マイクまでの音響特性を W_{ref} 、制御音源から誤差マイクまでの音響特性を G で表している。図2に本アルゴリズムのブロック線図を示す。一般に用いられることが多い能動制御システムである Filtered-x LMS アルゴリズムは、LMS アルゴリズムへの入力信号 r_k に制御音源から制御点までの二次経路の伝達特性 G の推定値 $\hat{G}$ を通したものをを用いて更新をおこなう。こうすることで、LMS アルゴリズムは、期待どおり動作することができる。以下に Filtered-x LMS の更新式を示す。

$$C_{k+1} = C_k - 2\mu r_k e_k \quad (1)$$

ここで、 μ は収束速度に影響を与えるステップサイズパラメータである。

Filtered-x LMS アルゴリズムは、あらかじめ同定しておいた二次経路特性の推定値 $\hat{G}$ を用いて制御をおこなうため、制御点が移動した場合に実際の二次経路特性と制御系内部の二次経路特性との誤差が大きくなると、制御ができなくなるという問題がある。

2.2 直接法 基本構成は図1と同様であり、本アルゴリズムのブロック線図を図3に示す。制御系のなかで仮想的な誤差信号 e_{1k} , e_{2k} を導入しており、フィ

ルタ D とフィルタ K が、それぞれ W/W_{ref} 及び G のモデルに対応している。ここで、それぞれの入出力信号を図3に示すように置き、フィルタ係数ベクトルを C , D , K とすると、各信号は、

$$e_k = d_k + y_k$$

$$e_{1k} = e_k - K^T u_k + D^T r_k \quad (2)$$

$$e_{2k} = C^T s_k - D^T r_k$$

と表わされる。また、制御音 u_k と補助信号 s_k は、

$$u_k = C^T r_k$$

$$s_k = K^T r_k \quad (3)$$

と表わされる。ここで、式(2), (3)より、

$$e_{1k} + e_{2k} = e_k - K^T u_k + C^T s_k$$

$$= e_k - K * C * r_k + C * K * r_k \quad (4)$$

(*: 畳み込み演算子) が成り立つ。式(4)より e_{1k} , e_{2k} が0に収束し、かつ、 D と K のフィルタ係数がある一定値に収束すれば、 $e_k = 0$ となり、実際の誤差信号を0にできる。本論文では、文献(5)に従って本アルゴリズムの簡略化した更新式を用いる。以下にその更新式を示す。

$$D_{k+1} = D_k - \gamma_D r_k e_{1k}$$

$$K_{k+1} = K_k + \gamma_K u_k e_{1k} \quad (5)$$

$$C_{k+1} = C_k - \gamma_C s_k e_{2k}$$

ここに、

$$\gamma_D = \frac{\mu_D}{1 + \mu_D r_k^T r_k + \mu_K u_k^T u_k}$$

$$\gamma_K = \frac{\mu_K}{1 + \mu_D r_k^T r_k + \mu_K u_k^T u_k} \quad (6)$$

$$\gamma_C = \frac{\mu_C}{1 + \mu_C s_k^T s_k}$$

Fig. 1 Schematic diagram of fundamental ANC

Fig. 2 Block diagram of Filtered-x LMS

Fig. 3 Block diagram of Direct Adaptive Algorithm

であり、 μ_D , μ_K , μ_C は事前に与えるステップサイズパラメータであり、 γ_D , γ_K , γ_C は、それぞれ C , D , K のフィルタ係数の収束を左右する正規化ステップサイズパラメータに相当する。

直接法は二次経路の伝達特性を制御系内部で同定しながら制御するため、制御中に制御点が移動したとしても能動制御が可能となる。

3. 騒音源および評価指標

3.1 加振器 実際の衝撃音を再現するために加振器を作製した。図4に加振器の外観を示す。糸でつるした硬質ゴム製のボールを一定の高さから落下させ垂直に立てた板を加振することで、衝撃音を発生させる。硬質ゴム製のボールを用いているため、板を直接加振すると、高い周波数の音も入ってしまう。そのため、加振点にはウレタンシートを貼り付けている。図5に加振器によって発生させた音の時系列の特性と周波数特性を示す。図5より、床衝撃音のような衝撃性の音の特徴である低周波数帯域の音を再現していることが確認できる。

Fig. 4 Impact noise generator

Fig. 5 Properties of generated impact noise

3.2 評価指標 制御効果を評価する指標として、加振器により発生させた衝撃音1秒分のデータから単発騒音暴露レベルを求め、制御前後の単発騒音暴露レベルの差 ΔL_E を用いる。ここで、単発騒音暴露レベル L_E とは、単発的に発生する騒音の1回の発生ごとのエネルギーと等しいエネルギーを持つ継続時間1秒の定常音の騒音レベルであり次式で表わされる。

$$L_E = 10 \log_{10} \frac{1}{T_0} \int_{t_1}^{t_2} \frac{P^2(t)}{P_0^2} dt \quad (7)$$

ここに、

L_E : 単発騒音暴露レベル [dB]

T_0 : 基準化時間 (1[s])

$t_1 \sim t_2$: 単発的に発生する騒音の継続時間を含む時間

$P(t)$: 瞬時音圧実効値 [Pa]

P_0 : 基準音圧 (20[μPa])

制御前後の単発騒音暴露レベルの差 ΔL_E は次式で表わされる。

$$\Delta L_E = L_{Eon} - L_{Eoff} \quad (8)$$

ここに、

L_{Eon} : 制御後の単発騒音暴露レベル

L_{Eoff} : 制御前の単発騒音暴露レベル

今回作成した加振器は、人の手によって加振器を動かすことにより衝撃音を発生させるため、衝撃音を発生させる時間間隔と衝撃音の大きさを一定にすることが難しい。そのため、実験ごとに制御結果が変わってくるのが予想される。この問題を解決するため、時間間隔に関しては、制御効果が時間と加振回数どちらに依存性があるかを検証した。直接法で制御し、約2秒ごと、約4秒ごと、約6秒ごとに衝撃音を発生させた場合の衝撃音の発生回数と制御効果の関係を図6に示す。制御効果は加振回数ごとの制御前と後の単発騒音暴露レベルの差である。図6からどの時間間隔で衝撃音を発生させた場合も加振回数ごとの制御効果はほぼ同じ程度であり、衝撃音に対する制御効果が制御時間ではなく、発生回数に依存することがわかる。これは、衝撃音は継続時間の短い音であり、発生していない場合は参照信号、誤差信号ともに小さくなるので、式(5)の右辺第2項に示す $\gamma_D r_k e_{1k}$, $\gamma_K u_k e_{1k}$, $\gamma_C s_k e_{2k}$ も小さくなり、適応フィルタがほとんど更新されないためであると考えられる。また、衝撃音の大きさに関しては、衝撃音の制御実験を複数回行い、制御効果が加振回数に依存することから、複数回実験したデータの各加振回数ごとの衝撃音の単発騒音暴露レベルの制

制御前と後の差を行った実験回数だけ平均して用いることで解決した。

4. シミュレーション

シミュレーションは、制御点が制御途中で移動しない場合と移動する場合の二通り行った。

4.1 解析音場 本シミュレーションでは実際の衝撃音を再現するために加振器により発生させた衝撃音を用いている。参照信号を得るためのセンサとして加速度計を用いる。加速度計は板加振部分の裏側に設置している。対象とする音場における加速度計、誤差マイク、騒音源、および制御音源の配置を図7に示す。制御点（誤差マイク位置）が制御途中で移動しない場合は、誤差マイクは制御音源から0.1mの位置（図7中のA点）にある。一方、移動する場合、最初、誤差マイクは制御音源から0.1mの位置（A点）にあるが制御途中で制御音源から1mの位置（B点）に移動する。音場における各音響特性は事前に実測する必要があるが、騒音源が加振器のため図1に示す W_{ref} と W を実測できない。そのため、参照信号を得るために用いる加速度計と誤差マイク間の音響伝達特性 W/W_{ref} を適応同定により測定した。適応同定は、50回加振した場合の両出力信号を用いて行った。また、二次経路特性 G も制御音源の入力信号と誤差マイクの出力信号から適応同定を用いて測定した。各音響特性測定の際に、加速度計の出力信号にカットオフ周波数200Hzのローパスフィルタを、また誤差マイクの出力信号にカットオフ周波数200Hzのローパスフィルタとカットオフ周波数30Hzのハイパスフィルタを通してている。

4.2 制御点が移動しない場合 直接法とFiltered-x LMS アルゴリズムの2通りの制御方法で行った。制御点は、図7中のA点にあるものとする。入力信号として作成した加振器を用いて衝撃音を40回発生させた場合の加速度計の出力信号を用い、サンプリング周

波数を2000Hz、各音響経路のFIRフィルタのフィルタ長を1024、適応フィルタのフィルタ長を1024、ステップサイズパラメータ μ_C, μ_K, μ_D, μ を0.001とした。表1にシミュレーション条件をまとめている。シミュレーション結果の評価は、式(8)で示される評価指標を用いている。図8に制御結果を示す。

Filtered-x LMS アルゴリズムを用いた場合、加振回数1回目から制御効果が表れているのがわかる。また、制御効果が悪化することなく加振回が増すごとに制御効果は良くなっており、加振回数10回程度で制御効果の変化が緩やかになっている。一方、直接法を用いた場合、加振回数が6回目までは制御効果が悪くなっているが、7回以降は加振回数が増えるごとに制御効果が良くなり、10回程度で制御効果が緩やかになっているのがわかる。ここで、加振回数40回目におけるFiltered-x LMSと直接法の制御前と制御後の誤差信号の周波数特性を図9に示す。図9から40Hzから50Hzおよび100Hzから120Hzの主要な周波数成分において制御効果が表れていることがわかる。

2つの制御方法を比較すると、Filtered-x LMS アルゴリズムを用いたほうが制御効果が表れるのが早い。これは、直接法では内部に3つの適応フィルタを持っており、制御系の適応フィルタが収束するまでに時間がかかるためと考えられる。しかし、15から20回の加振回数の後には両制御方法の制御効果はほぼ同程度になることがわかる。

この結果から、制御効果が表れるまでに時間を要するが、直接法によって低い周波数帯域にピークをもつ衝撃音が制御可能であることがわかった。

Fig. 7 Location of control element

Fig. 6 Change of control effect

Table 1 Condition of simulation

Sampling Frequency	2000[Hz]
Acoustical Property	1024
Adaptive Filter C, K, D	1024
Step Size Parameter μ_C, μ_K, μ_D, μ	0.001
Cutoff Frequency of LPF	200[Hz]
Cutoff Frequency of HPF	30[Hz]

4.3 制御点が移動する場合 直接法と Filtered-x LMS アルゴリズムの2通りの制御方法で行った。制御点は、衝撃音が40回発生するまで図7中のA点位置にあり、41回目から図7中のB点位置に移動するものとする。シミュレーション条件は、制御点が移動しない場合と同様で、表1に示す通りである。

図10に制御点が制御途中で移動した場合の制御結果を示す。図10から制御点が移動した場合、Filtered-x LMS アルゴリズムの場合は、移動後から制御効果が極端に劣化し、全く制御ができていないことがわかる。これは、Filtered-x LMS アルゴリズムがあらかじめ測定しておいた二次経路特性の推定値を用いて制御しているために、移動によって二次経路特性の推定値と実際の二次経路特性との誤差が大きくなったためと考えられる。一方、直接法の場合、移動直後は制御効果が劣化するものの、加振回数が増加するに従って、制御効果が表れていることがわかる。これは、直接法が衝撃音の場合でも二次経路特性を同定しつつ適応フィードフォワード制御ができているからと考えられる。ここで、図10において移動直後に、制御効果がほぼ0になっている。これは、移動前は制御音源と制御点間距離が近いため(0.1m)、小さい制御音で効果が得られているのに対し、移動直後に移動前の制御パラメータで制御音を出力すると、1mの距離に対しては制御音が小さすぎるため、効果がほとんど得られないことが原因であると考えられる。

この結果から、直接法は低い周波数帯域にピークをもつ衝撃音の場合でも制御点が移動した場合に制御効果があることがわかった。

5. 衝撃音の制御実験

衝撃音の直接法による制御の有効性を確認するために、直接法による衝撃音の制御実験を行う。

Fig. 8 Result of simulation (without movement of controlled point)

5.1 実験方法 実験配置は図7において誤差マイクが制御音源から0.1mの位置にある場合と同様であり、実験構成を図11に示す。また、実験条件は表2にまとめている。本実験では、直接法で制御し、40回加振する実験を10回行い、各加振回数ごとの10回分のデータを平均して用いている。また、誤差マイクの移動はない。

5.2 実験結果 実験結果を図12に示している。図12からシミュレーションと同じように、加振回数が4回までは制御効果が悪くなっているが、5回以降は加振回数が増えるごとに制御効果が良くなり、10回程度で制御効果が一定になっていることがわかる。また、加振回数40回目での制御前と後の誤差信号の周波数特性を図13に示す。周波数特性もシミュレーションでの結果とほぼ同様に、40Hzから50Hzおよび100Hzから120Hzの主要な周波数成分において制御効果が表れている。よって、実験においても複数回の様な衝撃音を制御するにつれて制御効果がよくなることがわかった。

Fig. 9 Frequency property of control result

Fig. 10 Result of simulation (with movement of controlled point)

6. 結 言

本論文では、以下のことが明らかになった。

1. 衝撃音の制御効果は、制御時間より衝撃音の発生回数に依存する。
2. シミュレーションにより、直接法は制御対象が移動した場合にも、制御効果があることを確認した。
3. シミュレーションにより、直接法は制御効果が表れるまでに時間を要するが、ある程度の加振回数があれば制御効果は Filtered-x LMS アルゴリズムと同程度であることが確認できた。
4. 実験とシミュレーションのどちらにおいても、直接法による衝撃音の低減が確認できた。
5. 実験とシミュレーションのどちらにおいても、制御を行った場合の誤差信号の周波数特性から主要な低周波数帯域の低減が確認された。

以上の結果から、直接法を用いた能動的音響制御によって、室内の制御対象点での衝撃音の低減の可能性が確認できた。一般に床衝撃音のような衝撃音は特性が類似しているため、衝撃音が複数回発生する場合には直接法による能動的音響制御による衝撃音低減が可能だと考えられる。今後は、制御点が制御中に移動した場合の制御効果を実験によって確認する予定である。

文 献

- (1) Editorial Committee of Pollution Control technique and law., *Pollution Control technique and law : Sound*, (2007), Japan Environmental Management Association for Industry.
- (2) Yoshinori, Y., Shiro, I., Hiroo, Y., Hideki, T., Eiichi, O., Masayosi, A., Application of Active Noise Control technique to air ventilation facilities : scale model experiment, *Summaries of technical papers of Annual Meeting Architectural Institute of Japan*, D, *Environmental engineering*, Vol.1994, pp. 1567-1568
- (3) Sadao, A., Atsushi, M., Hiroyuki, T., Active Control System for Reducing Floor Impact Noise(Utilization of Electro-Magnetic Actuators) *Proceedings of the spring meeting, the Institute of Noise Control Engineering of Japan*, Vol.2004, pp. 89-92
- (4) Yasuhiro, T., Masanao, O., Takefumi, Z., Teruo, Y., THE REDUCTION OF HEAVY WEIGHT FLOOR IMPACT SOUND BY APPLYING THE METHOD OF A. N. C., *journal of architecture and building science*, No.3(19961220), pp. 182-187
- (5) Toshikazu, K., yuhsuke, O., Akira, S., Adaptive Active Noise Control Algorithm without Explicit Identification of Secondary Path Dynamics, *The Transactions of the Institute of Electronics, Information and Communication Engineers, Series A*, Vol.J86, No.1(2003), pp. 9-18

Fig. 11 Experimental setup

Table 2 Condition of experiment

Sampling Frequency	2000[Hz]
Length of Adaptive filter C, K, D	1024
Step Size Parameter μ_C, μ_K, μ_D, μ	0.001
Cutoff Frequency of LPF	200[Hz]
Cutoff Frequency of HPF	30[Hz]

Fig. 12 Result of experiment

Fig. 13 Frequency Property of control result