

アクティブ・ノイズ・コントロールの 制御方法に関する研究

—騒音変動に対する追従性能の検討—

A study on Active Noise Control Method

- Evaluation of Performance in Tracking Fluctuating Noise -

金澤朗蘭* 安井健治* 柳沼勝夫* 稲留康一*

要 旨

実用化した重機騒音対策用アクティブ消音システムには、LMS アルゴリズムを組み込むことで、重機の作業状況に応じて卓越周波数変動する騒音の低減を可能とした。周波数変動の追従スピードを決定するステップサイズパラメータ μ は、制御システムの安定性を優先し、実験により数値を決定していた。ここで、騒音の周波数変動のスピードに応じた μ を設定することにより、アクティブ消音システムの性能を向上させ、対象の騒音をより低減できる可能性がある。そこで本報では、ステップサイズパラメータ μ と制御による騒音の低減性能の関係を確認した。その結果、騒音の周波数変動に応じた適正な μ の範囲を確認し、安定性と低減効果を向上できた。

キーワード：能動騒音制御、フィードバック制御、フィードフォワード制御、LMS アルゴリズム

1. まえがき

建設現場では、使用する建設機械、特に重機から、低周波数の音を主成分とする騒音が発生する機会が多い。この騒音には、エンジンの回転数に応じて、他の周波数よりも突出して音圧が高い周波数が存在する（以下、卓越周波数と記す）。また屋内において、建設現場で発生する騒音のうち、中高音域の音圧は窓や壁によって大幅に遮断されるため、遮断されない低音域の音圧は住民に対する影響が大きくなる。さらに、低い周波数の音は防音塀や防音壁を設置しても、回折や透過のため、効果的に音圧を低減するのが難しい¹⁾。

これらの重機から発生する低周波数の騒音の対策方法として、アクティブ・ノイズ・コントロール（Active Noise Control、以下 ANC と記す）がある。ANC とは、対象とする騒音と逆位相の音をスピーカから発生させて干渉により騒音を低減させるものであり、重機騒音対策に適用するケースが近年増加しつつある^{2)~5)}。著者らは、平成 23 年度に重機騒音用の ANC システムを実用化した^{6)~7)}。この ANC システムには、重機騒音の卓越周波数を同定するアルゴリズム（LMS アルゴリズム）を組み込んでいる。このため、重機の作業に応じて重機騒音の卓越周波数変動しても、変動に追従して逆位相

の音を出力する制御が行われる。これまで、クレーン 2 件およびバックホウ 2 件に ANC システムを適用し、9 ~10dB 程度の効果を確認した。

卓越周波数変動する騒音に対して低減効果を得るには、周波数変動に速やかに対応した逆位相の音を発生させることが効果的であると考えられる。ここで、卓越周波数の同定速さは、LMS アルゴリズムにおけるステップサイズパラメータ μ によって決定される。 μ が大きいと同定が速くなるが、卓越周波数を同定する精度が低下し、制御が不安定になる傾向がある。重機騒音用の ANC システムでは、これまで事前に、安定して制御可能な μ を設定し、実際の重機に適用していた。しかし、騒音の変動速さによっては同定精度が不十分な場合があり、 μ の検討によって騒音の低減効果を向上できる可能性がある。

そこで、シミュレーションおよび実験により、騒音の変動速さと μ を変化させたときのシステムの周波数同定速さを確認し、騒音を低減するために適切な μ を検討した。その結果、これまでの実機適用時に設定した μ の妥当性と、効果的な騒音低減の μ の範囲を確認した。

本報告では、まず、提案の制御方法による ANC システムの概要を説明する。続いて、実際に適用した重機の騒音特性、および ANC のシミュレーションを行い、適

* 技術研究所

用効果を示す。次に、その効果を高めるために、 μ の検討を行い、制御効果の向上を確認した。

μ の検討では、実験によりステップサイズパラメータ μ による制御効果の変化を確認し、制御効果が十分に得られる、各ステップサイズパラメータ μ とそれに対応する騒音の変動スピードについて検討した。

2. 実用化したアクティブ消音システム

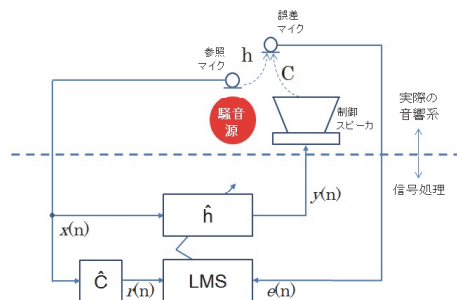
2.1 従来の制御方法との比較

一般的な ANC の制御方法として、図-1 (a) に示すようなフィードフォワード型(以下、FF 型と記す)と、図-1 (b) に示すようなフィードバック型(以下、FB 型と記す)がある。FF 型は、参照マイクで騒音を観測し、騒音と逆位相の音波を騒音源近傍で干渉させる制御方法である。また、FB 型は、誤差マイクの位置で、騒音と制御スピーカからの音波とが逆位相となるよう制御を行う方法である。図-1 中の h 、 C は、実際の音響系の伝達特性を示す。また \hat{h} 、 \hat{C} はそれぞれの伝達特性を表すフィルタ係数である。

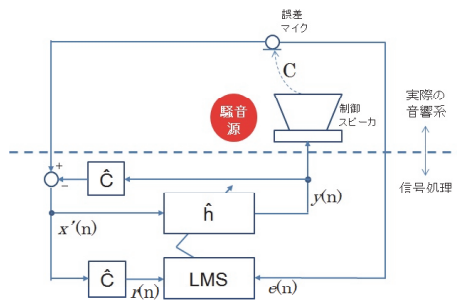
FF 型の制御では、参照信号と誤差信号を観測し、誤差信号が最小となるよう、 \hat{h} フィルタの係数を更新する。フィルタ係数の更新方法として、ANC では一般的な Filtered-X-LMS⁸⁾ の適応アルゴリズムを用いることが多い。FB 型も同様に Filtered-X-LMS アルゴリズムを用いるが、参照信号を観測しないため、誤差信号から制御音を差し引いたものを参照信号としている。

図-1 の制御方法には、二次音源である制御スピーカから、音圧の低減位置である誤差マイクまでの伝達関数 C を、制御に取り入れるためにモデル化した \hat{C} が含まれている。アナログの伝達関数 C をデジタルフィルタ \hat{C} にするため、量子化誤差等によるモデル化誤差が生じる。 \hat{C} のモデル化誤差によってシステムが不安定になる可能性があるため、 \hat{C} をもたない ANC システムとして、参照信号用と誤差信号用の2本のセンサを用いたシステム⁹⁾ や、誤差信号のみを用いるアルゴリズム¹⁰⁾ など、様々なアルゴリズムが提案されている。

そこで、制御性能の向上を目的として参照信号のみを用いる、 \hat{C} を持たない FF 型の制御方式による ANC システムを提案した。図-2 に、提案する制御方法のブロックダイヤグラムを示す。提案する制御方法は、FF 型の制御方法を基本としている。制御による効果を向上させるため、参照マイクで観測した信号にバンドパスフィルタ(図-2 中の BPF)を適用し、卓越周波数以外は制御対象から外している。さらに、バンドパスフィルタの下限周波数から上限周波数の範囲内において、重機騒音の変動に応じた卓越周波数を、LMS アルゴリズムを用いて同定し、卓越周波数の信号に対し逆位相の信号を生成する。なおバンドパスフィルタは、事前測定し



(a) フィードフォワード型



(b) フィードバック型

図-1 ANC の制御方法

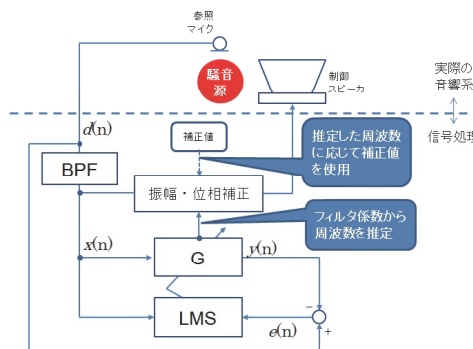


図-2 提案する制御方法

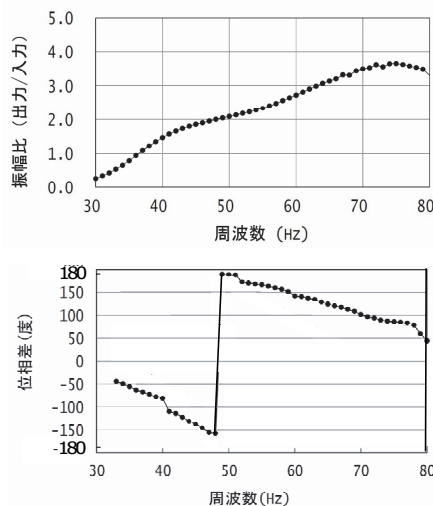


図-3 システム全体の振幅比・位相差の例

た重機騒音の各作業時における卓越周波数が、フィルタの範囲内となるよう下限周波数と上限周波数を決定した。

ANC では、バンドパスフィルタの特性によってシステムの入力/出力の間に振幅および位相の差が生じるが、

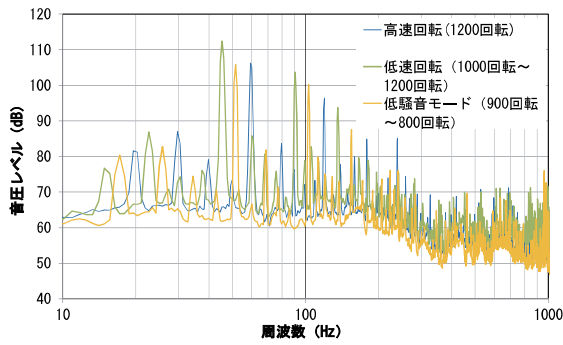


図-4 ANCを適用したラフテレーンクレーン騒音の周波数特性

これらの差は周波数特性をもつ。そこで、まずシステムの振幅比と位相差を測定し、これらの差を解消するための補正値を周波数ごとに算出する。算出した各周波数に対応する補正値のデータはシステムに組み込まれ(図-2中の振幅・位相補正)、LMSによる卓越周波数の同定結果に応じて補正値を取り出して、出力信号に加え、振幅と位相の誤差を解消する。

2.2 振幅比および位相差の補正

まず、バンドパスフィルタ挿入前のシステムにバンドパスフィルタの振幅比と位相差を付加(振幅比:乗算、位相差:加算)することで、システム全体の振幅比と位相差を求める。これをもとに、システムの振幅比が1、位相差がゼロとなる補正値を算出し、補正値としてシステムに組み込む。

図-3にシステム全体の振幅比と位相差の例を示す。例では、48Hzにおいて振幅比2、位相差が -160° であるため、振幅の補正値は1/2、位相の補正値は 160° となる。

3. 重機騒音の特性と適用による効果

ANCシステムの適用状況を写真-1に示す。また、重機騒音の特性を図-4および図-5に示す。図-4は適用した重機であるラフテレーンクレーンの排気筒近傍での測定結果例、図-5は適用した重機であるバックホウの排気筒近傍での測定結果例である。2つの重機騒音はともに状況(作業)によって卓越周波数が変動していた。ラフテレーンクレーンでは、エンジンの回転数に応じて卓越周波数が変動し、約40~70Hzにおける音圧レベルが大きい。バックホウではアイドルからエンジンをふかすと、卓越周波数の音圧レベルが大きくなり、約30~60Hzの間に卓越周波数が存在した。ラフテレーンクレーンおよびバックホウの、各作業時における騒音とスピーカから放射された逆位相音の音圧振幅を図-6に示す。スピーカからは騒音の逆位相音が放射されており、干渉によって卓越周波数の音圧を十分に低減できる状態であることを確認した。

図-7に、各重機におけるANCの適用効果を示す。

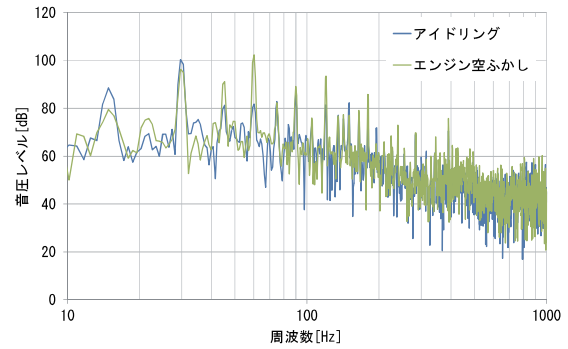


図-5 ANCを適用したバックホウ騒音の周波数特性



左:ラフテレーンクレーン、右:バックホウ
写真-1 機器の設置状況

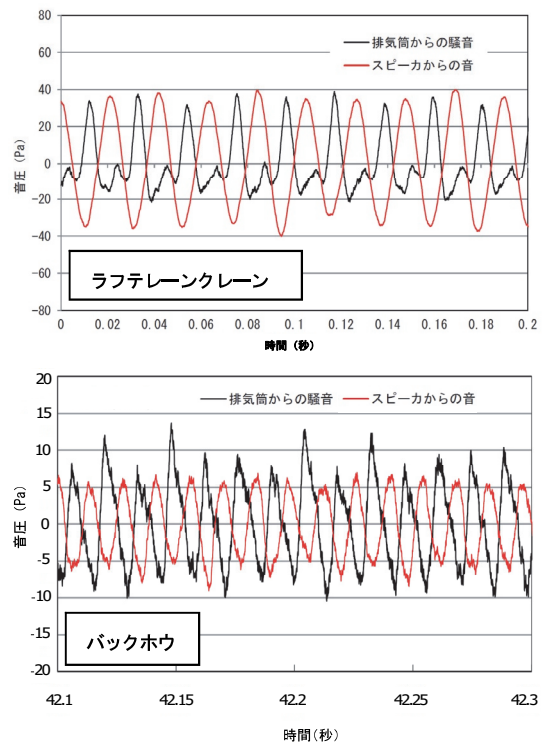


図-6 騒音とスピーカからの音(逆位相音)の音圧振幅

なお、同図は、各重機の後方5m地点で測定した30秒間の平均音圧レベルである。またこのとき、各重機は同じ作業を続けていた。図-7より、ANCの適用によって卓越周波数の音圧が9~10dB低減したことがわかる。

ただし、図-4および図-5に示したように、作業によって卓越周波数が変動するため、制御による騒音の低減効果を得るには、騒音の変動スピードに制御スピードを対応させる必要がある。なお、2つの適用例において、

表一 制御型と同定時間

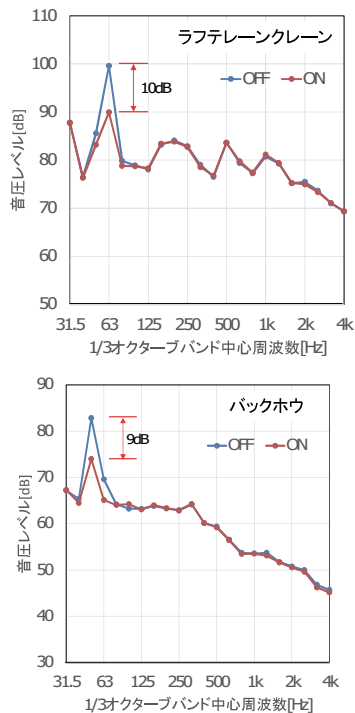
| 音源 | 同定時間[sec] | | | |
|-----|-----------|-------|-------|-------|
| | FF型 | FB型 | 提案型 | |
| 正弦波 | 50Hz | 0.044 | 0.781 | 0.992 |
| | 60Hz | 0.044 | 0.820 | 0.780 |
| | 70Hz | 0.039 | 1.231 | 0.640 |
| | 80Hz | 0.035 | 1.641 | 0.223 |
| | 90Hz | 0.031 | 1.680 | 0.200 |
| | 100Hz | 0.028 | 1.758 | 0.111 |
| 変動 | 40-50Hz | 0.023 | 1.035 | 0.650 |
| | 40-60Hz | 0.029 | 1.133 | 0.620 |
| | 40-70Hz | 0.027 | 1.172 | 0.560 |
| | 40-80Hz | 0.027 | 1.348 | 0.205 |
| | 40-90Hz | 0.023 | 1.680 | 0.195 |
| | 40-100 | 0.029 | 1.758 | 0.125 |

μ は 0.001 としたが、騒音の変動直後に干渉の不具合で騒音が増幅するようなことはなく、概ね騒音変動に追従していたことを聴感により確認した。

4. 提案の制御方法の有用性

図一 2 に示した、提案の制御方法（以下、提案型と記す）について、制御対象である卓越周波数の同定に必要な時間（以下、同定時間と記す）を確認した。なお比較のため、一般的な FF 型の制御方法および FB 型の制御方法についても同様に出力信号 $y(n)$ の同定時間を確認した。音源は正弦波とし、周波数が変動せず一定の場合、周波数が変動する場合について、同定時間をシミュレーションした。表一 1 に、シミュレーションを行った音源の一覧と同定時間を示す。なお、それぞれの制御型のシミュレーション方法は、図一 1 および図一 2 に示すブロックダイアグラムのものとした。ブロックダイアグラム中の伝達特性 \hat{h} 、 \hat{C} はそれぞれ実測により求めた h 、 C と同じ特性とし、特性を十分に反映できる次数とした。サンプリング周波数は、音波の 1 波長を 64 分割以上（位相差 5.6 度以下）でモデル化することを仮定し、400Hz までの音に適用するために 25,600Hz とした。 μ は制御が発散しない最大の値をシミュレーションにより求め、FF 型： $\mu=0.001$ 、FB 型： $\mu=0.001$ 、提案型： $\mu=0.01$ を用いた。同定時間は、制御の開始時刻から出力信号の周波数が収束するまでのデータ数を、サンプリング周波数で除した値を同定時刻とした。また、周波数が変動する音源の場合、変動直後の時点制御の開始時点として収束時間を算出した。

表一 1 より、FF 型は他の制御型に比べて同定時間が短くなった。これは、FF 型は他の制御型と異なり、LMS に入力する信号がともに観測信号であり（図一 1 (a) 中、 $x(n)$ と $e(n)$ ）、システム内で信号を作成する必要がないためと考えられる。また、 μ の値が異なるため同定時間の単純比較はできないが、より大きな μ を使用しても安定して制御できたことから、FB 型よりも提案型の方が安定性は高いといえる。この理由として、提案型の制御では音響系のフィードバックを使用していないため、周波数同定後に位相差を間違えない限り、制



図一 7 ANC の適用効果

御は発散しない。これに対して、一般的な FB 型の制御では、フィードバックの過程で騒音と制御音の位相が 90° ずれると誤差信号 $e(n)=0$ となり制御が発散する。

音源が正弦波の場合、FF 型と提案型では周波数が高くなるほど同定時間が短くなり、FB 型では周波数が高くなるほど同定時間が長くなった。周波数が高くなるほど波長が短くなるため、サンプリング周波数が一定の場合、ANC では周波数が高くなるほど騒音と制御音の位相差の影響が大きくなり、制御効果に影響する。

図一 2 に示した FB 型の制御では、フィルタ係数への入力信号を、ひとつ前のフィルタの出力信号から算出するため、わずかな誤差が生じる。このため、誤差を解消するための収束計算に時間を要したものと考えられる。提案型は FF 型の制御方法を用いているため、誤差は予め補正済みであり、波長が短く（＝周波数が高く）なるにつれ同定時間が短くなったと考えられる。

一方、音源に周波数が変動する正弦波を使用した場合、FF 型では周波数の変動幅によって同定時間に大きな変化がみられなかった。これは、周波数が変動しない場合はフィルタ係数の初期値がゼロなのに対し、入力の変動する場合はすでに同定されたフィルタの係数を初期値として同定を始めるため、同定時間が短く、周波数による違いがほとんどなかったと考えられる。また、FB 型および提案型では、音源の周波数が変動する場合でも、変動しない場合と同じ同定時間の傾向を示した。

以上より、提案型の制御方法はその他の制御方法よりも、安定性が高く速い制御が可能ながシミュレーションにより確認できた。

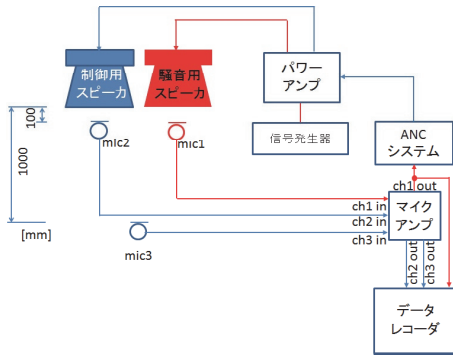


図-8 実験ブロックダイアグラム

表-2 実験で用いた騒音源

| 音源 | |
|-----|------------------------------|
| 正弦波 | 50Hz |
| | 60Hz |
| | 70Hz |
| | 80Hz |
| | 90Hz |
| | 100Hz |
| 実音 | ラフテレーンクレーン(低速回転) 中心周波数: 50Hz |
| | バックホウ 中心周波数: 80Hz |

5. ステップサイズパラメータ μ が制御効果に与える影響

5.1 実験条件

提案した制御方法による ANC システムにより、実際にスピーカおよびマイクを使用し、ステップサイズパラメータ μ の変化が、制御効果に及ぼす影響を実験室で確認した。併せて、実適用時における $\mu=0.001$ の妥当性を確認した。実験ブロックダイアグラムを図-8に示す。騒音用スピーカ、制御音を出力する制御用スピーカ、参照信号を観測するマイク：mic1、制御信号を観測するマイク：mic2、効果を確認するマイク：mic3 を図-8のように構成した。また、各マイクへの入力音はデータレコーダに収録した。

サンプリング周波数は 25,600Hz である。 μ は 0.0001 ~ 0.1 とした。騒音として用いた音源の一覧を表-2に示す。音源にはシミュレーションの場合と同様に、正弦波および実際に重機の排気筒近傍で収録した実音を用いた。

5.2 実験結果

a. 正弦波

一例として、音源が 90Hz 正弦波の場合の mic3 で観測された音圧レベルの変化を図-9に示す。なお、同図中の結果は、 μ を変化させた場合の測定結果について、制御開始の時点を描いたものである。シミュレーションでは PC の内部処理だけで済んでいたが、実際のシステムでは ANC システムから AD-DA 変換などの処理が加わるため、同定時間は約 1~2.5 秒とシミュレーションに比べて大幅に長くなった。なお、音源に他の周波数の正弦波を用いた場合も、同様の傾向を示した。

図-9より、ステップサイズパラメータ μ の大きさに

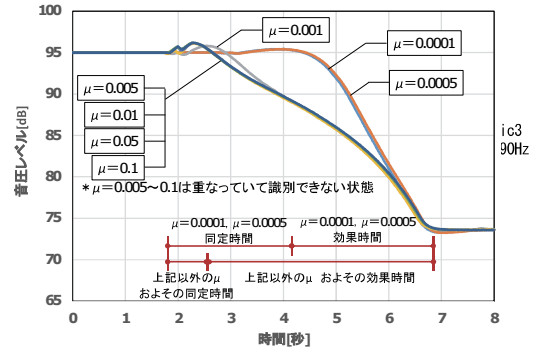


図-9 μ による制御効果の時間変化の一例

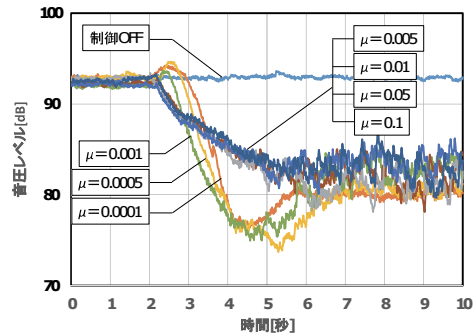


図-10 μ による制御効果の時間変化

関わらず、制御によって 20dB 程度の効果が得られた。同様に、 μ の大きさによる収束時間の違いは 0.2 秒程度と、実用上大きな差はなかった。ただし、 μ によって同定時間（システムへの入力音の周波数を同定する時間）と効果時間（周波数の同定から制御効果が一定となるまでの時間）の割合に違いがあった。ここで、収束時間 = 同定時間 + 効果時間とした。 $\mu=0.0001$ および $\mu=0.0005$ の場合には、同定時間と効果時間がほぼ同程度であったのに対し、 $\mu=0.001$ 以上の場合では、同定時間よりも効果時間の方が長くなった。一般的に、 μ が小さいほど周波数の同定精度が高い。このため、本実験においても $\mu=0.0001$ および $\mu=0.0005$ の場合には、その他の μ の場合と比較して同定精度が高く、周波数の同定後は短い時間で制御効果が得られたと考えられる。

b. ラフテレーンクレーン

音源として、収録したラフテレーンクレーン排気筒近傍の騒音を用いた場合の結果を図-10に示す。ここで使用した騒音は図-4に示されているように、低速回転時の周波数特性が現れている。なお、用いたラフテレーンクレーン騒音は、制御 OFF において一定の音圧レベルであり卓越周波数についても大きな変動はみられなかった。図-10より、 $\mu=0.0001 \sim 0.001$ の場合は約 12dB、 $\mu=0.005 \sim 0.1$ の場合には約 10dB 程度の制御効果が確認できた。また、音源が正弦波の場合と同様、 μ によって収束時間に大きな違いは見られず、また周波数の同定精度が高い $\mu=0.0001 \sim 0.001$ では効果時間が短くなった。しかし、 μ が 0.005 よりも大きくなると、 $\mu=0.001$ 以下の場合と比較して効果時間が長く、さらに制

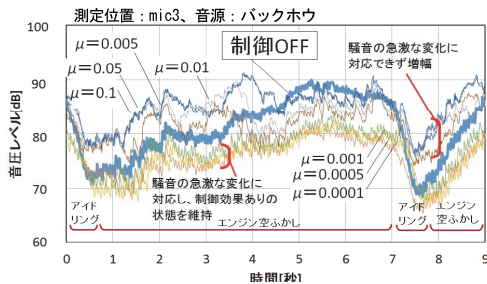


図-11 μによる制御効果の時間変化

御効果についても小さくなった。これは、 μ が大きくなるにつれて周波数の同定精度が低下すること、また音源が正弦波の場合と異なり、卓越周波数に多少の変動が生じる実際の騒音では周波数の同定精度が低下したためと考えられる。

c. バックホウ

バックホウ排気筒からの騒音を音源に用いた場合の結果の一部を図-11 に示す。掘削時にはアイドリング状態とエンジンをふかした状態が交互に現れる。このため、その状況を再現しバックホウ排気筒からの騒音を収録した。なお、騒音は図-5 に示す周波数特性をもつ。図-11 より、バックホウ騒音の音圧レベルは、アイドリング状態からエンジンの空ふかしまでで 20dB 程度変化した。騒音の変動が大きいと、正弦波やラフテレーンクレーン騒音のように明確な収束時間はわからないが、ラフテレーンクレーン騒音の場合と同様、 $\mu=0.0001\sim 0.001$ の場合では周波数の同定精度が高いために、約 10dB の制御効果が得られたと考えられる。しかし、 $\mu=0.0001\sim 0.001$ の場合よりも周波数の同定精度が悪い $\mu=0.005\sim 0.1$ の場合では、制御の開始から数秒間は、制御 OFF の時よりも音圧レベルが増幅した。その後、徐々に周波数が正しく同定され、 $\mu=0.01\sim 0.005$ では 5dB 程度、 $\mu=0.05\sim 0.1$ では 3dB 程度の制御効果が得られる時間帯も存在したが、多くの時間帯で制御 OFF の場合と同程度の音圧レベルか、それ以上となっていた。また、エンジンの空ふかし後、アイドリング→エンジン空ふかしという、約 0.3 秒での急激な騒音の変化に対し、 $\mu=0.005\sim 0.1$ では再び制御 OFF よりも音圧レベルが増幅したが、 $\mu=0.0001\sim 0.001$ では制御効果を維持していた。

6. あとがき

ANC システムの卓越周波数の同定アルゴリズム (LMS) に適用するステップサイズパラメータ μ の大きさが、制御による騒音の低減効果に大きく影響することを、シミュレーションおよび実験により明らかにした。結論は以下の通りである。

- i. 提案した制御方法と、一般的な FF 型制御方法および FB 型制御方法を使用した場合の安定性と同定時間を比較したところ、提案型は一般的な FF 型制御方法および FB 型制御方法よりも大きな μ

を採用でき、速く安定に制御できることを確認した

- ii. 提案した制御方法を適用した ANC について、ステップサイズパラメータ μ による収束時間と制御効果を実験室で確認したところ、正弦波および今回用いたラフテレーンクレーン騒音のように音源の変動が少ない騒音の場合には、収束時間および制御効果に違いは見られなかった。しかしバックホウのような変動騒音では、制御によって騒音の低減効果を得るために、 μ を少なくとも 0.001～0.0001 とする必要がある

今後は、より多くの建設機械へ適用し実績件数を増やしたい。

【参考文献】

- 1) 環境省「よくわかる低周波音」5 低周波音を防止するには、<<http://www.env.go.jp/air/teishuha/yokuwakaru/05.pdf>> (参照 2016.1.30)
- 2) 山田、藤橋、サイドブランチ型消音器による建設機械騒音の低減 その 3、バックホウへの適用範囲拡大、日本建築学会大会学術講演梗概集、pp193～194、2015.9
- 3) 松岡、小林、半田、鈴木、ANC を用いた建設機械騒音に関する実験的検討、日本建築学会大会学術講演梗概集、pp.227～228、2008.9
- 4) 漆戸、阿部、建設重機が発生する低周波音のアクティブコントロールによる制御、フジタ技術報告第 49 号、2013
- 5) 内野、宮崎、井上、重機等の排気低周波音低減用アクティブ消音器の開発、佐藤工業技術研究所報第 39 号、pp.75～78、2014.12
- 6) 金澤、稲留、アクティブ・ノイズ・コントロールの制御方法に関する研究、奥村組技術研究所報第 38 号、pp.98～103、2012.9
- 7) 柳沼、安井、金澤、アクティブ・ノイズ・コントロールの制御方法に関する研究—アクティブ消音システムの実工事への適用—、奥村組技術研究所報第 40 号、pp.103～108、2014.9
- 8) たとえば、西村、宇佐川、伊勢、アクティブノイズコントロール、日本音響学会編、コロナ社、pp75、図 3.3、2006
- 9) 大沼、小沼、杉村、西村、波形同期法によるディーゼルエンジンの排気音のアクティブコントロール、日本船舶機関学会誌第 27 巻第 4 号、pp.337～342、1992.4
- 10) 梶川、野村、2 次経路モデルを必要としないアクティブノイズコントロールシステム、電子情報通信学会論文 A、基礎・境界 J82-A(2)、pp.209～217、1999.2