

# アクティブノイズコントロールを用いた騒音低減実験

佐野 藤 治   中 村 信 一   浜 田 晴 夫\*  
(\*非常勤研究員)

## 要 旨

東京都における道路交通騒音は、依然として厳しく改善の傾向を見ることができない状況にある。道路交通騒音の改善に関する研究は、一つは交通流、道路構造等の分野で行われてきた。しかし、今までのところ、幹線道路においては、騒音負荷の増加もあり十分な成果が得られていない。

一方、自動車単体の騒音低減対策は、エンジン、タイヤ等において行われているが、トラック、バスといった大型車両においては未だ十分とは言い難い。

筆者らは、一番大きなパワーレベルを持つエンジン騒音を、アクティブノイズコントロールにより低減するための研究を行っている。今回、大型バスのエンジンチャンバーの約1/3の縮尺モデルを用い、Filtered-XLMSアルゴリズムによる制御により、その開口部から放出される騒音の低減を図った結果、主として、次のことが明らかとなった。

- ①開口部から放出される騒音は、約20 dBA低減させることができた。
- ②実験に用いたアルゴリズムは、長時間にわたり安定した低減効果を示した。
- ③吸音材を含むパッシブ材の併用が有効であることを確認できた。

Noise Reduction Results by active Noise Control

Fujiharu Sano, Shinichi Nakamura  
and Hareo Hamada \*

\*Associate Researcher

## Summary

Noise due to road-traffic in Tokyo has remained to be in worse condition, and the tendency for improvement could not be found so far.

The studies of measure against traffic noises have been carried out in versatile fields such as traffic flows and road structures etc.

However, the effectivenesses of such measures has not proved to be successful, especially in the main roads, so far.

On the other hand, noise attenuations from the vehicle itself have been practised in engines and tires etc. But, the results are not adequate enough for large vehicles such as trucks and buses.

An attempt has been made, in this study, to attenuate engine noise levels, that is the most powerful noise source, by ACTIVE NOISE CONTROL (Filtered-X LMS Algorithm).

This paper gives the ANC experimental results in attenuating noises emitting from openings of rectangular enclosure, which is about 1/3rd reduced-scale model of the engine chamber of large bus. The follow-

ing results were obtained.

- ① Noise level emitted from openings could be reduced by 20dBA.
- ② The algorithm keeps stable and good effects in noise attenuation for many hours.
- ③ Effectiveness of co-use with passive materials as glass-wool was found.

### 1 はじめに

東京都における道路交通騒音の現状は、24時間交通量が示す走行車両数の漸増傾向と相俟って、依然として厳しい状況にあり、改善される様相を呈していない。

道路騒音低減化手法の研究は、交通流・道路構造・沿道等の各分野で推進されている。しかし、騒音負荷の増加等により幹線道路等においては十分な成果が得られていない。

また、騒音の発生源である自動車単体からの個別騒音の低減対策は、主騒音源であるエンジン・給排気・冷却系・タイヤ等に対し行われて来た。その結果、今日、各音源の騒音レベルは拮抗するまでに改善されて来てはいるが<sup>2)</sup>、深刻な騒音の現状を改善するまでには至っていない。これは、都内を走行する車両の内、特に大型ディーゼルトラックに代表される大型車両の騒音負荷が依然として大きく寄与していることが一因と思われる。

大型車両の騒音低減化の推進は、騒音対策において不可欠かつ重要であると考えられる。

筆者らは、パワーレベルが特に大きい、大型車両のエンジン騒音低減化に係る基礎研究として、新たに作製したエンジンチャンバー模型での低減化実験をフィードフォワード制御によるアクティブノイズコントロール (Active Noise Control: 以下、「ANC」という) により実施し、良好な結果を得たので報告する。

### 2 実験の概要

大型バスのエンジンチャンバー放熱用開口部から排熱と共に放出される、エンジン騒音のみをトラップし低減する手法として、ANCの適用について検討した。本実験では、エンジンチャンバー模型内で発生させた騒音を開口部で低減させるために必要な諸条件についての基礎データを得ることを目的として、①閉鎖空間の持つ固有音場特性、②吸音材等のパッシブ材使用による効果、③Multiple Error Filtered-X LMS<sup>3)</sup>アルゴリズムの有効性 (多点での誤差信号によるANC制御法)、④ANCオン/オフに伴う開口部での音場の把握、等について行った。

#### (1) エンジンチャンバー模型

模型は、大型観光バスのエンジンチャンバーをモデルとし、およそ1/3の大きさと製作した。模型の材質は、透明塩ビ樹脂性とし、また構造の剛性を考え材料厚は3cm (以下、単位はcmとし省略) とした。製作するに当たって、天板を除く5面の各々は接着材で結合すると共に、音の漏洩を防止するため、接合面には更に当て材を用い補強を行った。天板は、箱内で作業を行うために、取り外し可能とした。そのため、合わせ面の相互にはガイドを設け、ゆるぎなく覆さるよう工夫すると共に、当り面にはパッキンを付した。

また、模型内での音圧による天板の吹き上がりを防止するため、天板及び側板に止め金具を配し固定した。

模型は、図1に示すようにW100×D75×H70 (内寸W94×D69×H64) の直方体をしており、相対する側面の1組には、排熱口を意図した開口部 (内径19×19) を設けた。また、内部に設置したスピーカによる筐体への影響を緩和する目的で、底面には厚5のグラスウールを、また背面には厚1のウレタンフォームを貼付した。

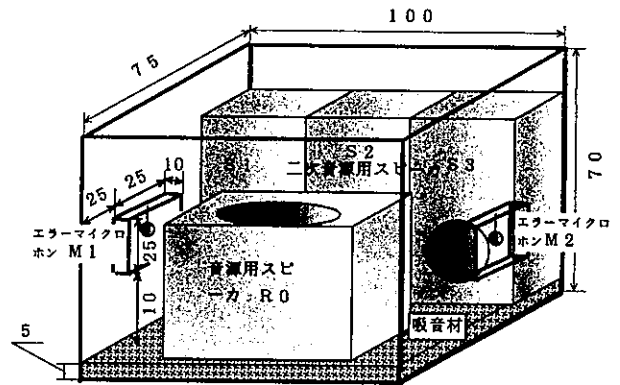


図1 エンジンチャンバー模型の模式図 (単位cm)

#### (2) 音源

模型内には、図1に示すようにエンジンと見立てた音源用スピーカ (W45×D30×H40・ウハの直径20) を中央前方に設置した。ここから、大型トラックのアイドリング音と類似した騒音を1KHzローパスフィルタを通

して発生させた。

また、二次音源用スピーカ (W30×D20×H50・ウーハの直径20) 3台を後面に接して設置した。ここから、音源からの騒音を開口部において減音させるための音 (二次音) を出力させた。

騒音源用スピーカから出力する騒音レベルは、同スピーカのみを駆動した時、図1に示すM1の開口部 (以降、M1と言う) で101dBF(84dBA)となるように調整した。

(3) 制御システム

ANCを駆動するためのハードウェアは、概略、①システムの中核としてのDSP (Digital Signal Processor: 高速畳み込み演算等処理を行う) 及び適応フィルタ、A/D・D/A変換器 (マイクロホン、スピーカとの信号の受け渡しを行う)、ローパスフィルタ (必要以外の信号除去を行う)、②開口部での音圧信号をモニターするためのコンデンサマイクロホン (エラーマイクロホン)、③二次音を出力するための二次音源用スピーカ、④信号増幅器、で構成される。

信号のサンプリング周波数は3KHz、カットオフ周波数は1KHzで行った。Ĉ及び適用フィルタWのタップ長は模型内のインパルス応答の結果等から128とし、また、ステップサイズパラメータは0.005で行った。

(4) ANC

1) 実験の方法

本実験では、音源 (音源用スピーカ) 1、二次音源用スピーカ (適用フィルタ) 3、エラーマイクロホン2によるシステムを前提としたシステムを構築し、図2に実験で用いたANCのブロック図を示す。

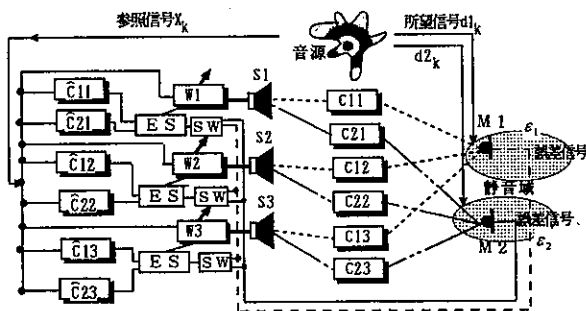


図2 実験システムのブロック図

騒音源用スピーカの近傍にて収集した参照信号と開口部に設置したエラーマイクロホンで検知した騒音 (誤差信号) を用い、開口部から放出される騒音を低減化することを

目的とした。そのため、フィードフォワード制御を基本とし、更に複数の誤差信号を制御できる Multiple Error Filtered-X LMS<sup>3)</sup>を用いた。

また、リアルタイム処理に伴う大量のデータ処理に係るDSPの負荷軽減を図るため、浜田らが<sup>4)</sup>提案するエラースキニング (Error Scanning) 法 (多点でのエラーマイクロホンの誤差信号を逐次スキャンし、適応フィルタを更新する) を導入し、システムの高速度性と安定性を図った。

ここで参照信号とは、開口部での騒音信号と良好な相関性を有する (コヒーレント) 信号である。これにより、音源の騒音が開口部に到るまでの極短時間内に、位相が180度同音と異なる信号を作成・送出させ (二次音源)、開口部で重ね合わせることで、騒音レベルの最小化を行う。最小化を実現するための適応フィルタには、最小2乗法 (Least Mean Square: 以下、「LMS」という。) を用いた。

使用する信号は全てデジタル信号であり、フィルタはFIRフィルタである。

次に、FIRフィードフォワード制御原理<sup>5)</sup>を示す。

2) FIRフィードフォワード制御

制御原理の概略を記する前に、音の性質について若干記す。ここでの対象は、空气中を伝搬する音である。

音は、空気粗密波で伝わり、微弱な圧力変動を伴う。この変動を捕らえ、フーリエ変換 (Z変換) すれば構成周波数の割合を算出することができる。音を伝える空間は、定常状態において線形時不変性・因果性を有している。したがって、空間の音伝搬性状 (インパルス応答・伝達関数) は、その空間に固有であり、印加音の応答は一意に定められる<sup>6,7)</sup>。

簡便のため図3に、エラーマイクロホン1、適応フィルタ1を有するシステムを示す。

図3において、システムへの参照信号はX<sub>k</sub>である。

したがって、適応フィルタの出力信号は、参照信号と適応フィルタ係数とを畳み込み、次式で示される。

$$Y_k = \sum_1 W_i X_{k-1}$$

つぎに、表記の簡単化のため、サンプリングされた参照信号を成分とした列ベクトルで表示する。また、転置することをTと標記すると、エラーマイクロホンで得られる、二次

音  $Y_k$  ( $W^T X$ ) と騒音源から伝搬した減音したい (所望) の信号 ( $d_k$ ) との間の誤差信号は、次式で示される。

$$\epsilon_k = d_k - W^T X_k$$

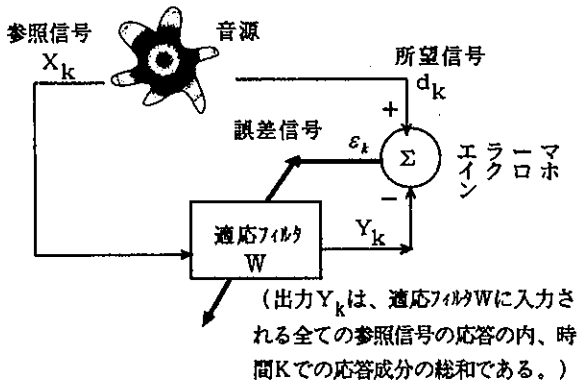


図3 FIRフィードフォワードシステムのブロック図

この瞬時値を 2 乗し、期待値として、MSE (Mean Square Error) を求めると、次のようになる。

$$\begin{aligned} \text{MSE} &= E [\epsilon_k^2] \\ &= E [d_k^2] + W^T E [X_k X_k^T] W - 2 E [d_k X_k^T] W \end{aligned}$$

$E [\cdot]$  は期待値を表す。所望信号及び二次音出力信号を定常な推計量と捉えれば、MSE は  $W$  の 2 次関数であり、基本的には正定値 2 次形式で与えられる。ここで、フィルタのタップ長を 2 とすれば、MSE は  $W$  の係数を変数に持つ放物面を形成する。適応フィルタはこの動作曲面 ( $\xi$ ) 上を MSE の最小値に向かって係数を更新する。ゆえに、最小値を与える  $W$  の係数は、MSE を  $W$  で偏微分した時の勾配をゼロとした値で示すことができる。

$$\nabla = \partial \xi / \partial W = 2 RW - 2 P = 0$$

ここで、 $R$  は  $E \{ X_k X_k^T \}$ 、 $P$  は  $E \{ d_k X_k \}$  である。 $R$  は参照信号の自己相関、 $P$  は所望信号と参照信号との相互相関を表す。

この  $\nabla$  が最小値 0 を取るときの最適フィルタ  $W^*$  を算

出すると、次のようになる。

$$W^* = R^{-1} P$$

適応フィルタはフィルタ係数をこの  $W^*$  に漸近するように更新する。

### 3) LMS の導入

最適フィルタ係数を取得するに当たって、定常な音場では、MSE の動作曲面は一定の形状を持つため、係数は一意に定まる。しかし、一般の動作環境では、定常な状態はまれで、状態は常に変化 (非定常・時変性) している。それゆえ、最適値を探索するための試行錯誤 (トラッキング) が必要となる。このための手法として最急降下法を用いる。

動作曲面  $\xi$  上の任意の時間  $k$  での適応フィルタの係数更新は、暗闇の中を手探りで下山する様子に似ており、これを漸化的に表すと、次のようになる。

$$W_{k+1} = W_k + \mu (-\nabla_k)$$

$\nabla_k$  は時間  $k$  における動作曲面上の勾配を示す。 $\mu$  は更新の荒さを表す、ステップサイズパラメータである。

ここで、演算処理の簡便化を図るため、既知量の誤差信号を活用できる、最急降下法の一手法である LMS (最小二乗法: Least Mean Square)<sup>9)</sup> を導入する。

LMS は、曲面  $\xi$  上での勾配 ( $\nabla$ ) の推定値  $\hat{\nabla}$  を瞬時 2 乗誤差から次のように算出する。

$$\begin{aligned} \hat{\nabla}_k &= \partial \epsilon_k^2 / \partial W_k = 2 \cdot \epsilon_k \cdot \partial \epsilon_k / \partial W_k \\ &= -2 \cdot \epsilon_k \cdot X_k \end{aligned}$$

ここで、 $\epsilon_k$  は誤差信号、 $X_k$  は参照信号を表す。

この  $\hat{\nabla}_k$  を  $W_{k+1}$  式に代入すると、次のようになる。

$$W_{k+1} = W_k - \mu \hat{\nabla}_k = W_k + 2 \cdot \mu \epsilon_k X_k$$

この式から分かるように、係数更新に必要な情報は参照信号  $X_k$  と誤差信号  $\epsilon_k$  であり、共に既知である。したがって、ステップサイズパラメータ  $\mu$  を与えることにより、フィルタ係数を最適解に近似させることができる。

#### 4) Filtered-X LMSアルゴリズム

これまで、システムノイズが最適解に与える影響について触れていなかったが、ノイズは、適応フィルタの収束性に大きな影響を与える。このため、影響を除去し収束性を改善するため、Filtered-X LMSアルゴリズム<sup>5)</sup>を導入した。このアルゴリズムは、制御空間の伝搬特性(Cと置く)に、ハードウェア等のノイズを全て含めて、FIRフィルタで近似させ(C-hatと置く)、これと参照信号を畳み込んだ信号を適応フィルタの入力信号とする。

適応フィルタの最適解に至る係数の更新は、前記LMSでの評価と同様に、毎サンプルごとに、次のように行う。

$$W(k) = W(k-1) - \mu R^T \varepsilon(k-1)$$

ここで、RはC-hatに参照信号を畳み込んだ信号を要素としたマトリックスを示す。また、μ、εはステップサイズパラメータ、誤差信号を示す。このアルゴリズムは、複数のエラーマイクロホン、二次音源、入力信号に拡張することができる(Multiple Error Filtered-X LMS<sup>6)</sup>)。しかし、この式が示すように、システムを制御するに当たり、DSPが処理する積和演算量は、参照信号の数、二次音源の数、エラーマイクロホンの数、さらにフィルタのタップ数に依存する。このため、システム構成によっては、相当量の演算をこなすことになり、DSPの処理能力が追いつかずハングアップすることが懸念される。

そこで、複数のエラーマイクロホンの誤差信号を同時ではなく、順番にスキャンしながらフィルタ係数を更新し、最適解を求めるエラースキャンニング(ES: Error Scanning)法<sup>7)</sup>を導入した。

### 3 実験結果および考察

#### (1) 天板における吸音材貼付の効果

天板内側に吸音効果を有する厚5cmのグラスウールを貼付し、閉鎖空間の音場特性に与える影響を検討した。

効果を確認するため、厚0.3mmの塩ビ反射板でグラスウールの表面を覆ったものをコントロールとして、比較した。図4、5にコントロールとグラスウールのM1での1/3オクターブバンド周波数特性を示す。吸音材を用いることにより、500Hzより高い周波数帯域でレベルの低減効果が現れている。

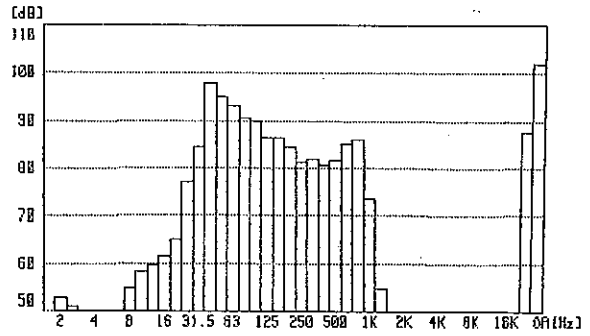


図4 グラスウール表面に塩ビ板を貼付した効果 (M1での1/3オクターブ特性)

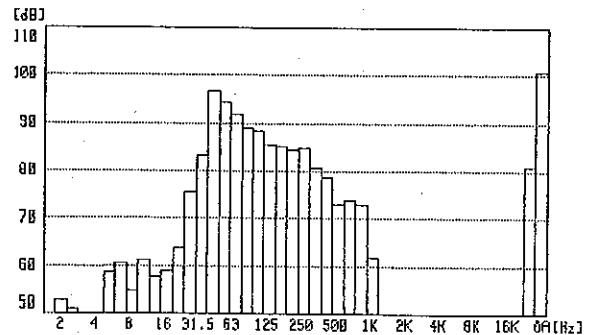


図5 グラスウール貼布による効果

またこの結果は、使用した厚5のグラスウールが示す吸音特性<sup>8)</sup>と一致していた。

以上のことから、高域での減音効果が小さいANCの弱点を補完する上で、吸音材等のパッシブ材を効果的に用いることは、十分有益であると思われる。

実験は、吸音材を貼付した状態でっており、騒音源用スピーカから騒音源の騒音レベルにより出力した騒音の周波数特性は、図5に示した特性を有する。

#### (2) 二次音源用スピーカとエラーマイクロホン間のインパルス応答

二次音源用スピーカ個々からホワイトノイズを順次発生させ、その度ごとに同スピーカと各エラーマイクロホン間のシステムノイズを含むインパルス応答(C-hat)を測定した。いずれのインパルス応答ともフィルタタップ長128で良好な収束を示した。図6に、エラーマイクロホンM1と直近スピーカS1間のインパルス応答を示す。

#### (3) 騒音信号と参照信号とのコヒーレンス

騒音源の騒音レベルにより騒音源用スピーカから騒音を発生させた時、M1で感知された騒音信号と参照信号との類似性をコヒーレンス関数を用いて検討した。

コヒーレンスは、信号の類似性を0から1の数値で評

価する。二つの信号のクロススペクトラム、及びそれぞれのオートパワースペクトラムを、 $G_{ab}$ および $G_{aa}$ 、 $G_{bb}$ とすると、コヒーレンスCOHは、次のようになる。

$$COH = G_{ab} G_{ab}^* / G_{aa} G_{bb}$$

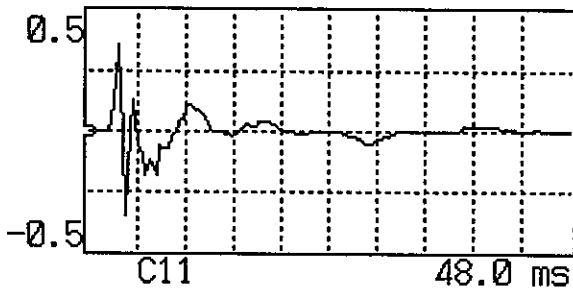


図6 スピーカS1とM1間のインパルスレスポンス

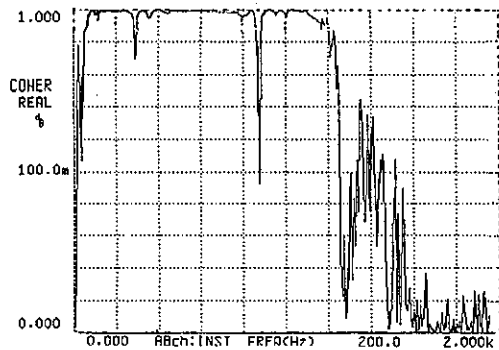


図7 信号間のコヒーレンス

ここで\*は、共役複素数を表す。図7に示すように、一部の周波数を除いて、1KHzのバンド帯の大部分で良好な相関を示した。

(4) 二次音源用スピーカ2台を用いた減音効果

二次音源用スピーカを2台用い（図1に示す二次音源用スピーカ3台の内中間1台を停止）、ハードウェアの設定（2-3）、騒音源の騒音レベル（2-2）に基づき初期設定を行った後、ANCを動作させた。減音が十分に得られた後での、M1の周波数特性を図8に示す。同図と図5の比較から分かるように、160,200,315Hz以外の周波数では、20dB以上減音が認められた。なお、

160,200,315Hzでは、十分な減音を得られていないが、これは、模型内に発生した定在波（模型の構造に起因したモードにより発生する）による影響であることが窺える。

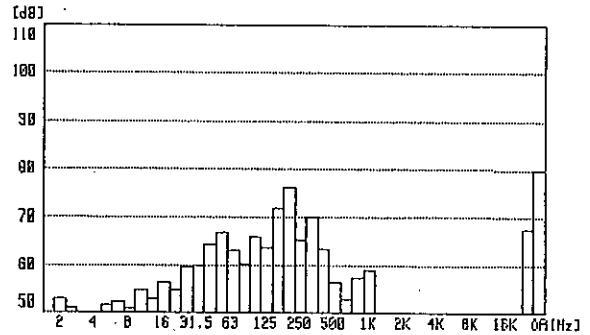


図8 ANCによる減音効果（二次音源用スピーカ2台）

(5) 構造物固有のモードによる定在波の影響

3の(4)により、200Hz近辺の周波数で減音レベルが小さいことが認められた。そこで、模型内での場所の違いによる周波数特性の差異を、①中央と端、②天板と中央と底、で測定した。その結果を160Hzについて見ると、両端が最も低く、逆に中央部で最も高いことが分かった。これにより、中央部に節、両端に腹がある模型の横幅長を半波長とした定在波が発生することが推定できる。

音響的に、閉鎖空間内では、空間に起因したモードが立ち、定在波の発生することが知られている<sup>10)</sup>。この模型内での典型的なモードは、横幅長約96を一波長とする350Hzの定在波である（音速を340mとする）ことが、次式より分かる。

$$f = 340 \div 0.96 \\ \approx 350 \text{ Hz}$$

また、この倍波長のモードでの定在波は約175Hzであり、160Hzの測定結果と概ね一致する。他についても同様である。

そこで、空間内のモードによる残留エネルギーの低減を試みるため、音源直近に二次音源用スピーカを設置した<sup>11,12)</sup>。

(6) 3スピーカによる制御

3の(5)で、模型内にモードの形成が知られ、これによる制御空間内の音響ポテンシャルエネルギーを2スピーカでは十分に低減できていないと考えられることから、さらに二次音源用スピーカを、真ん中に1台置き総数3台で動作

させた。

その結果を図9に示す。この図からわかるように、200Hz近辺の周波数が改善されると共に、低減効果も約5dB(3dBA)改善し、ANCオフより26dB(20dBA)低減した。

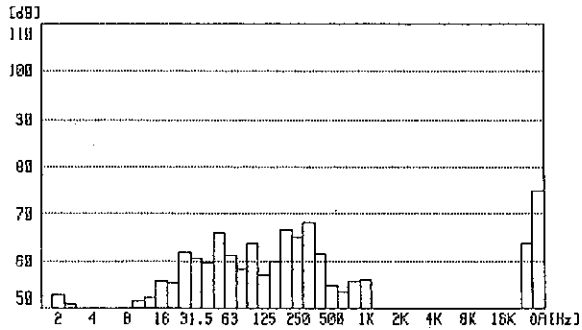


図9 ANCによる減音効果(二次音源用スピーカ3台)

次に、ANCをオン/オフした時のM1における騒音低減効果の差異を図10に示す。コヒーレンスが良好でない320Hzで低減効果が十分でないことを除くと、800Hz以下の周波数帯域では良好な低減効果を示した。しかし、800Hz以上では低減効果がほとんど見られていない。これは、演算の処理速度の問題よりも波長の短い高い周波数領域でのスピーカ特性上の問題と考えられる。

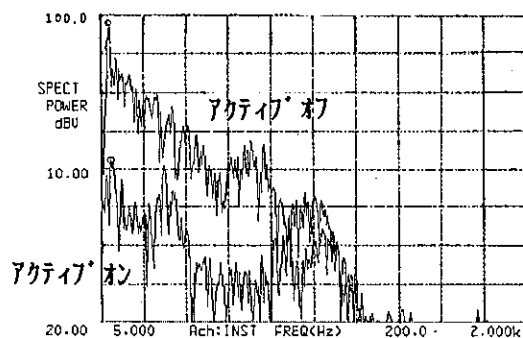


図10 ANC制御による効果

図11に、ANCを動作した時の周波数の挙動の経時的推移を示す。

(7) 開口部から放出される騒音の放射性状

開口部から放出される騒音の放射性状について、ANCのオンとオフの状態、音響インテンシティ法(SI法)により検討を行った。SIは、FFTによるクロススペクトル法を用いて行い、サンプリング周波数は2600Hz、カットオフ周波

数1KHzで行った。また、測定で使用したプローブのベアマイクロホン(測定対象周波数域から、50mmのスペーサを介して対向させた)。また、測定面は、M1の開口部分に設定し、図12に示すように縦5・横6の格子点25か所でX・Y・Z方向で測定した。測定面は開口部端から7cm離れている。可視化した結果を図13、14に示す。

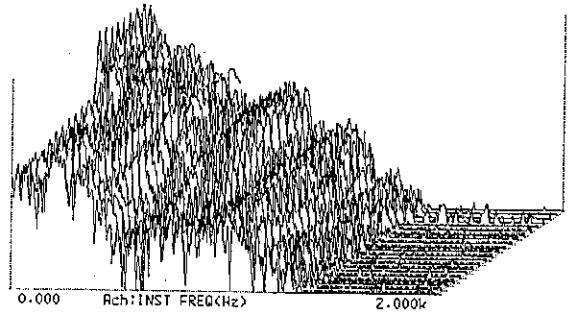


図11 ANCによる低減効果の経時変化

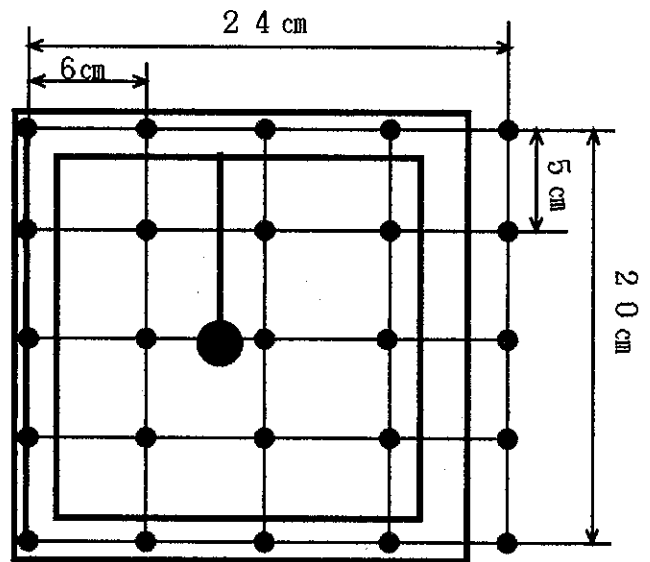


図12 SI測定面

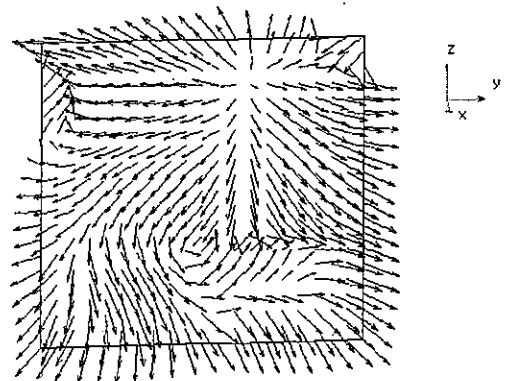


図13 ANC制御オフでの放射性状

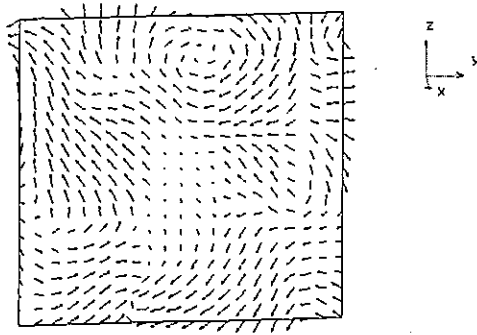


図14 ANC制御オンでの放射性状

ANCオフの時、音源の騒音は開口部から吹き出されるように放出している。しかし、オンにすると性状は一転し、吹き出されるものはほとんど見られず、逆に一部では吸い込まれる挙動を示している。

4 まとめ

ANCにより、開口部から放出される騒音を26dB(20dBA)低減させることができた。また、二次音源用スピーカの設置および数の選択に当たっては、内部のモードの存在を考慮した上で検討を行うことの必要性を示した。

ANCでは、吸音材を含むパッシブ材の使用が高域での低減改善に有効であることから、初めから併用することを前提とした対応が必要と考える。

本実験で用いたアルゴリズムは、リアルタイムでの運用が不可欠なANCにおいて、長時間にわたり安定した低減効果を示した。

また、最適フィルター係数の取得に当たっては、ステップサイズパラメータを音場に考慮し設定することにより、急峻な低減を得ることが可能であることが分かった。

おわりに

本報で報告したアクティブコントロールは、音源の騒音と良好なコヒーレンスを持つ参照信号を、基礎情報とすることが不可欠である。そのため、この参照信号が得られないような複雑な音場・伝搬性状が激しく変化するような場では、効果的な減音を得られないと思われる。今後は、参照信号に依存しない、また演算速度の高速化を図れる適応予測型のアルゴリズムの開発・検討を行っていききたい。

参考文献

- 1) 東京都環境保全局：道路交通騒音振動調査報告書、平成6年8月。
- 2) 富田尚隆：自動車騒音の発生源と低減対策、騒音制御 vol19, No3, p12, 1995.
- 3) S.J.Elliot, I.M.Stothers and P.A.Nelson：A multi- ple error LMS algorithm and its application to the active control of sound and vibration, IEEE Trans. Acoust. Speech Signal Process. Assp-35, p1423~1434, (1987).
- 4) 浜田ら：エコーキャンセリング適応制御アルゴリズムの応用、信学技法、EA90-2, (1990).
- 5) B.Widrow, S.D.Sterns, Adaptive Signal Processing, Prentice Hall, Englewood Cliffs, N.J., (1985).
- 6) 中村尚五：デジタルフーリエ変換、東京電気大学出版局、(1989).
- 7) 尾知博：デジタルフィルタ設計入門、CQ出版、(1989).
- 8) B.Widrow et al.： Adaptive Signal Cancelling, IEEE, Vol63, No12, p1692~1716, (1975).
- 9) 産業公害防止協会：多孔質材料の吸音率：公害防止の技術と法規、P138, (1993).
- 10) 富山小太郎訳、R.P.Feynman et al.：ファイマン物理学II、p320~329, (1972).
- 11) S.T.Elliot, P.A.Nelson, Noise/News International Vol.2 No.2, P81~82, (1994).
- 12) 浜田晴夫：騒音の能動制御、騒音制御, VOL1.15, No. 15, P 7, (1991)..