

オーディオシステムと結合した低周波ロードノイズのアクティブ制御システム

Active Control System for Low Frequency Road Noise
Combined with an Audio System

佐野 久*
Hisashi SANO
石原 大*
Dai ISHIHARA

井上 敏郎*
Toshio INOUE
山下 剛*
Tsuayoshi YAMASHITA

高橋 彰*
Akira TAKAHASHI
寺井 賢一**
Kenichi TERAJ

要 旨

自動車車室内に発生する低周波ロードノイズのアクティブ制御とオーディオを組み合わせたシステムを世界で初めて量産化し、ワゴンタイプの乗用車に搭載した。アクティブ騒音制御技術の実用化に成功した大きな理由はシステムの低コスト化であり、本論文では開発したシステムの概要とともに低コスト化に向けて構築した技術について述べる。低コスト化を実現した具体的な手法としては、フィードバック制御の採用、アナログ回路による実装化、オーディオスピーカとの共用などが挙げられる。本システムにより前席の低周波ロードノイズを約 10dB 低減するとともに走行中のオーディオの聞きやすさを向上させた。

ABSTRACT

An active control system for low frequency road noise in automobiles combined with an audio system was developed as a commercial application for the first time in the world. The system was installed in a station wagon. The purpose of this paper is to provide an outline of the system and describe the newly developed cost reduction technology used therein. A major factor in the successful application of active noise control technology to a commercial product is reduced system cost. The methods used to reduce costs include utilization of feedback control, implementation by analogue circuits, and common use of audio system speakers. This system reduces low frequency road noise in the front seat by about 10 dB and improves the audio system listening experience while driving.

1. はじめに

近年、自動車のさらなる低燃費化のため車体の軽量化が求められている。しかしながら従来からのパッシブな騒音対策手法は、重量増加を伴うことが多く車体の軽量化と相反する方向にある。逆位相の音を出して音を低減するアクティブ騒音制御(Active Noise Control: 以下 ANC)技術は、この相反する課題に対する有効な解決策の一つとして研究が広く行われてきた。しかしながら、コスト対性能比が悪いため広く普及する段階には至っていなかった^{(1), (2)}。

われわれは、ANCシステムの低コスト化に重点的に取り組み、低周波ロードノイズ(以下ドラミング)を低減するANCシステムとオーディオシステムを結合した製品を開発し、ワゴンタイプの量産乗用車に採用した。帯域を低周波に限ったとはいえロードノイズを対象にし、かつオーディオシステムと結合したシステムの量産化は世界初である。

* 栃木研究所

** 松下電器産業(株)

低コスト化を実現した具体的な手法としては、フィードバック(Feedback: 以下 FB)制御の採用、アナログ回路による実装化、オーディオスピーカとの共用などが挙げられる。本稿では、自動車における ANC 技術の歴史を概観した後、量産化したシステムの概要、開発した ANC 技術について述べる。

2. 自動車における ANC 技術の歴史と 実用化に向けた課題解決

本章では自動車における ANC 技術の簡単な歴史を研究開発状況および制御方式の視点から振り返るとともに、実用化に向けた課題解決の考え方について述べる。

2.1. 研究開発状況

ANC の研究開発は 1980 年代以降 DSP(Digital Signal

Processor)に代表されるハードウェアの急速な発展に伴い活発化した。特に、自動車を対象にした ANC の研究開発は 1980 年代後半から活発になった⁽³⁾。

周期性に近い騒音を対象にした例では、エンジンに起因して生じる車室内こもり音^{(4), (5)}、排気消音器、吸気ダクトにこの技術を応用した例があげられる^{(6), (7)}。車室内こもり音については、すでに実用化例も報告されている⁽⁸⁾。自動車ではないが周期性の騒音を対象にした ANC の実用化例として、新幹線の座席における乗客耳位置近傍の騒音を低減する ANC システムが新幹線の一部の車両に搭載されている⁽⁹⁾。

一方、ランダム性の騒音の代表例として、走行時の路面入力によって車室内に発生するロードノイズがあげられる。ロードノイズに関する研究も活発に行われてきたが^{(10)~(12)}、コスト対性能比が悪いため実用化に向けては解決すべき課題も未だ多いのが実状である。

2.2. 制御方式

ANCの分野における制御方式としては適応フィードフォワード(Feedforward: 以下 FF)制御が主流である。この方式は適応信号処理のためのエラー信号(誤差信号)と、FF制御のための参照信号(先回り信号)を用いることを特徴とする。エンジンに起因して生じる騒音を対象にした ANC ではイグニッションパルス等を参照信号に選ぶことができるため FF 制御は非常に有効である。しかしながら、ロードノイズのように入力源が多岐に渡る場合、参照信号数が多くなるためセンサの高コストや膨大な適応信号処理をこなすコントローラの高コストという課題がある。また数多くの参照信号センサをどこに配置するべきかというのも課題である。

一方、制御方式としてはFB制御もあるが、ANCの分野における FB 制御の適用は、スピーカとマイク間の距離が非常に近く設定できるヘッドホンや TCM(Tight Coupled Monopole)方式⁽¹³⁾を用いたダクトANCに限られていた。また、これらの応用例ではコントローラを制御工学に基づいて設計する例は非常に少なく、どのようにコントローラを設計したのかわからないという課題がある。なお、本論文においてコントローラを制御工学に基づいて設計するとは、制御対象をモデル化し、得られたモデルを用い古典制御理論、現代制御理論、ロバスト制御理論に代表されるポスト現代制御理論などの制御理論に基づいてコントローラを設計することを意味する。

自動車ではサンルーフのオープン時などに生じるウィンドスロブ(Wind Throb)と呼ばれる騒音に適応信号処理を用いた FB-ANC の研究例⁽¹³⁾が報告されているだけであろう。もちろん自動車車室内のような3次元音場を制御工学に基づく方法でコントローラを設計して制御する方法は過去に見当たらない。Table 1 に ANC 技術の実用化状況をまとめた。

Table 1 Examples of practical use of ANC

Acoustic condition	Feedforward control	Feedback control
1-dimension	- Headphone - Duct of air-conditioner - Refrigerator	Headphone
3-dimension in closed space	- Engine booming noise in a car - Motor booming noise in a train	Nothing

2.3. 実用化に向けた課題解決の考え方

技術の価値の一つはコスト対性能比で決まる。すなわち ANCの実用化を目指すためには低コスト化を推進するか性能を大幅に向上させればよい。しかしながら、ANCは500Hz以下の騒音低減が得意であることから高周波帯域を含めた静粛性を ANC によって達成することは極めて困難であり、仮に実現してもコストが現実離れしてしまう。したがって、著者らは低コスト化に向け重点的に取り組んだ。

まず、対象騒音をロードノイズの中でもドラミングに絞った。ドラミング低減をパッシブ技術で行うためにはボディ骨格の振動を補強などで制振する必要があり⁽¹⁵⁾、これは重量増加を伴う。そこで、ANC技術により重量を増加させることなくパッシブ対策並のコストで実現することを開発目標に掲げた。次章にシステムの概要と低コスト化に向けた具体的な手法について述べる。

3. 量産化システムの概要と低コスト化のための手法

3.1. システム概要

Fig.1に示す固有値解析による1次モード分布図からわかるように、ワゴンタイプの乗用車の前席ではキャビン形状によって決まる音場に起因して 40Hz 前後のドラミングが発生しやすい。図において黄や赤の部分がモードの腹、青の部分がモードの節を表す。

制御対象の騒音としては、前席における 40Hz 前後のドラミングを考える。開発当初は適応 FF 制御における低コ

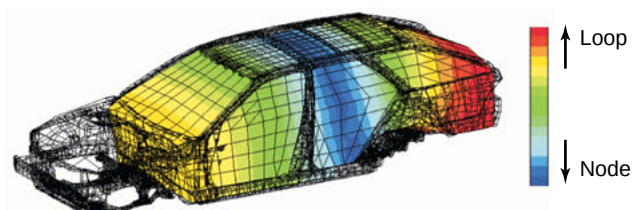


Fig.1 An acoustic mode of a station wagon at 40Hz

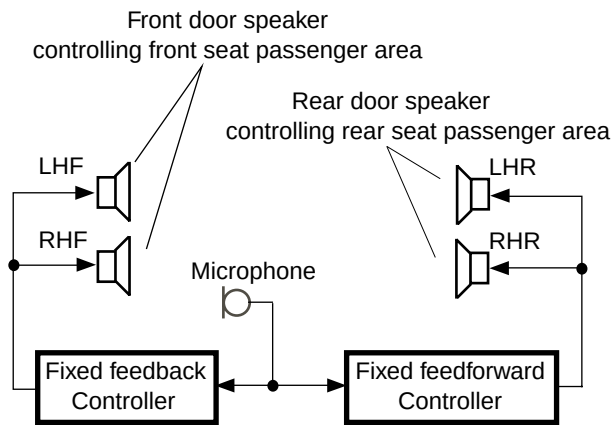


Fig.2 Control strategy in the car

スト化に取り組んだ。しかしながら、対象をドラミングに絞っても適応 FF 制御で実装化すると複数の参照信号センサ、エラーセンサ、DSP を用いたデジタルコントローラが必要になる。さらに 40Hz 前後の騒音を消音するためスピーカとしてウーハの使用を前提にトータルコストを算出すると、パッシブな対策技術に比べ非常に高コストになり実用化は困難であった。

本開発では後述する手法を用いて低コスト化を実現した。最終的に量産で採用したシステムの制御方式を Fig.2 に、実車装着時のシステム構成を Fig.3 に示す。これらの図を用いて制御方式について概説する。なお、開発した制御技術に関する詳細は 4 章で述べる。

コントロールユニット (Electronic Control Unit : 以下 ECU) は運転席シート下に配置した。Fig.1 に示す 40Hz の音場解析の結果、前席のフロアからルーフまでほぼ同位相であることから、マイクロホンを運転席シート下に配置しても前席のドラミング低減が可能であることがわかったため、マイクロホンは ECU の回路基板上に搭載した。そして固定 FB コントローラとフロントドアスピーカを用いて前席のドラミングを低減する。また、このとき生じる後席での増音を抑制するため、固定 FF 制御とリアドアスピーカを用いている。すなわち運転席下に配置されたマイクロホンは、FB 制御ではエラーマイクロホン (誤差検出センサ) として用いられ、FF 制御では参照信号マイクロホン (参照信号センサ) として用いられる。

なお、音場解析の結果、左右間の位相差もほとんどないことから、前席制御用の FB コントローラは左右のフロントドアのスピーカを、後席制御用の FF コントローラはリアドアスピーカをそれぞれ同時駆動している。

次に低コスト化のアプローチ手法について説明する。

3.2. 低コスト化のアプローチ手法

コスト低減は制御の主要構成要素であるセンサ、コント

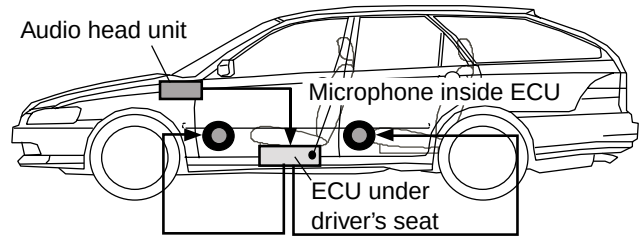


Fig.3 System installation configuration

ローラ、アクチュエータ (スピーカ) それぞれに行われなければならない。本システムで行ったコスト低減の手法を次にまとめる。

(1) センサ・コントローラのコスト低減手法

- ・前席消音用に FB 制御、後席の増音抑制用に FF 制御を適用
- ・適応制御は用いず固定制御を採用
- ・アナログ回路による実装化
- ・センサにマイクロホンを使用し回路基板上に装着

(2) スピーカのコスト低減手法

- ・オーディオ用に標準装着されているスピーカを共用
- ・過大音圧時に出力を抑制するリミッタ回路の挿入

以下にこれらのコスト低減手法について説明する。

3.2.1. センサ・コントローラのコスト低減

われわれは前席の制御方式としてセンサ数の大幅低減のため FB 制御を採用した。当然のことながら FB 制御では参照信号が不要であり、エラーセンサのみで済むためセンサ数を大幅に削減できる。また、音場制御であるため、エラーセンサ (誤差検出用センサ) にはマイクロホンを使用する。マイクロホンのコストは加速度センサや力センサのそれと比べ低廉である。このようなメリットがありながら FB-ANC の研究数は FF-ANC のそれと比較すると非常に少なかった。その理由として、次の 2 つが考えられる。

- (1) スピーカとマイクロホンの距離が離れていることから制御対象が非最小位相系になり広帯域な消音が困難であることに加え、消音帯域よりも高い周波数帯域で増音するというウォーターベッド効果が不可避^{(16), (17)}。
- (2) 車室内のような 3 次元閉空間は残響のある音場のため制御対象 (以下プラント) が複雑であり、プラントのモデリングやコントローラ設計が困難。

このような中、著者ら^{(18)~(22)}や Ohki ら⁽²³⁾は FB-ANC の可能性を調査するための研究を着手してきた。そして、制御帯域を限定すればウォーターベッド効果による増音帯域も最小限に抑えられるため FB-ANC も有効であることがわかり、前席のドラミング低減に FB 制御を採用した⁽²⁴⁾。

また、コントローラは FB、FF 制御ともにすべてアナログ回路で実装化した。現時点ではまだアナログ回路の方がデジタル回路に比べコストメリットは大きい。コストメ

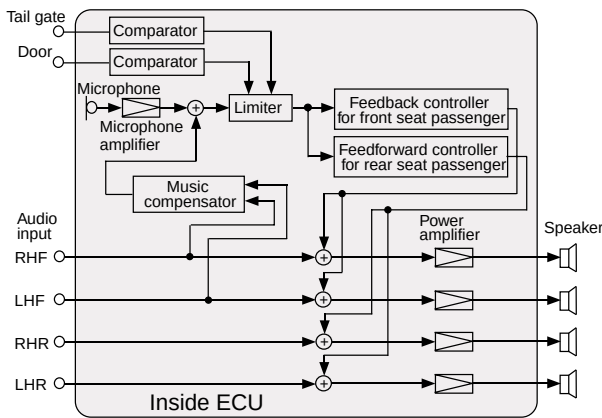


Fig.4 The system configuration in ECU

リットの他にアナログコントローラは連続時間コントローラであり、デジタルコントローラにおけるサンプリング遅延やアンチエイリアジングフィルタやリコンストラクションフィルタのアナログ回路が有する遅延がないため、電子の速さの極めて高速なFB制御が可能であるというメリットも持つ。

一方、マイクロホンの信号は微弱であるため、マイクロホンを単独で配置した場合、ECUまでのケーブルにシールド線を用いる必要がある。しかしながら、シールド線は通常のケーブルに比べ高コストになる。そこで本開発では、Fig.1に示す音場解析を行い、運転席シート下にマイクロホンを配置しても前席のドラミング低減が可能であることを明らかにした。そこで、マイクロホンをECUの基板上に搭載することによりマイクロホン用配線ケーブルを廃止するとともに、このECUを運転席シート下に配置し、配線を含むマイクロホン関係のコスト低減とノイズに対するロバスト性の向上を図った。

3.2.2. スピーカのコスト低減

40Hz前後の消音をあらゆる路面で行おうとすると高性能なウーハ特性を有するスピーカが必要になりコスト的に不利になる。一方、標準で装着されているスピーカ(以下標準スピーカ)は、オーディオ品質向上のために高性能になってきており40Hz付近の再生も可能である。このことを考慮して消音実験を行った結果、ベルジアン路や大きな段差乗り越え時など大入力時には消音は困難であるが、ドラミングが気になりやすい路面では標準スピーカでも十分消音可能であることがわかった。そこで本開発では次に述べるリミッタ機能を持つ回路を新たにANC回路に挿入することにより、オーディオ用の標準スピーカとの共用化を可能にした。

ECU内部のシステム構成をFig.4に示す。リミッタ回路はマイクロホン出力の後段に挿入され、あらかじめ決めておいた規定値以上の音圧がマイクロホンに入力すると信号の振幅を大幅に抑制し、ほとんどANCが動作していない

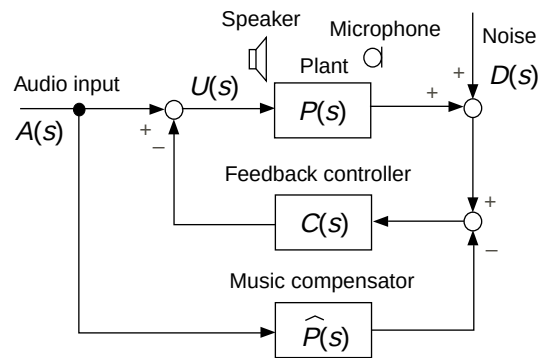


Fig.5 A music compensator

状態に近くなる。この結果リミッタ回路は、非常に荒れた路面を走行したときや、オーディオを大きなボリュームで聞いたときなどマイクロホンに大音圧が入力したとき、スピーカがひずむことを防止するとともに、スピーカの耐久性性能の保証にも貢献している。

3.3. オーディオへのメリット

本システムはFB制御を用いているため、次に説明する音楽補償回路を挿入しないと40Hz前後の騒音だけでなく音楽に含まれる同帯域の成分も消音してしまう。これを防止するためFig.4, 5に示す音楽補償回路を設けた。この回路は、あらかじめスピーカからマイクまでの音響伝達系の伝達特性を求めておき、マイクロホンの出力信号からオーディオヘッドユニットから発生する音楽の成分を差し引くことにより音楽をキャンセルしないように動作する。基本原理は音楽信号を消さないためのフィードフォワード制御であり、制御工学における内部モデル制御(Internal Model Control: 以下IMC)⁽²⁵⁾、通信工学におけるエコーキャンセラと等価である⁽²⁶⁾。

Fig.5において、 $P(s)$ はプラントでありフロントドアスピーカからマイクロホンまでの音響伝達系の伝達特性を表している。今、 $P(s)$ の推定値 $\hat{P}(s)$ をあらかじめ求めておき、 $P(s)=\hat{P}(s)$ であれば、

$$U(s) = A(s) - \frac{C(s)}{1+P(s)C(s)} D(s) \quad (1)$$

となり、オーディオ信号 $A(s)$ はコントローラの特性格性 $C(s)$ の影響を受けないことがわかる。

音楽補償回路とANC効果により、

- ・クリアな低音サウンド
- ・マスキング効果に伴う音楽の聞きやすさ向上

というオーディオシステムへのメリットが生まれ、騒音低減に加えてユーザへの付加価値も大きい。

3.4. オーディオヘッドユニット交換時の対応

本システムが搭載される車両においては、オプションと

してさまざまなオーディオヘッドユニットが用意されているため、これらに交換しても ANC が動作する必要がある。このため Fig.4 に示すように ECU 内部にパワーアンプを設けることにより、ユーザのオーディオヘッドユニット交換を可能にしている。この部分が ANC にとってはコストアップにつながっている。高級車などオーディオヘッドユニットの交換を考えなくてもよい車両に対してはオーディオヘッドユニット内部のパワーアンプを共用することによりコスト低減を図れる。

3.5. ハウリング防止

FB制御を採用しているため、制御系が不安定になるとハウリングが生じる。安定性に影響する大きな因子はプラントの伝達特性である。ここで、プラントはスピーカからマイクロホンまでの伝達特性であるから、プラントの伝達特性は開閉部が開いたときなどに最も強く影響を受ける。安定余裕を確保しているため、開閉部が開いた状態でもハウリングを生じない設定になってはいるが、ハウリング発生のリスクを回避するため、Fig.4 に示すようにドアやテールゲートなどの開閉部が開くとリミッタが動作ようになっていく。

4. 開発した ANC 技術

本章ではドラミング低減のために開発した ANC 技術として、開発当初に取り組んだ適応 FF 制御システム、固定 FB 制御システム、後席における増音抑制のための固定 FF 制御システム、実車性能、FB制御に関する考察について述べる。

4.1. 適応 FF 制御システム

開発当初は適応 FF 制御を用いてシステム構築を行った。適応信号処理のアルゴリズムとしては FF-ANC で広く用いられている filtered-reference LMS 法を使用した^{(3), (9)}。開発したシステムでは参照信号センサに加速度センサではなくマイクロホンを使用した点が特徴である。従来、ロードノイズの ANC を適応 FF 制御で行う場合、参照信号センサとしてサスペンションなどの振動加速度を検出する加速度センサが使用された^{(6), (10)~(12)}。しかしながら、加速度センサを使用することには次のような課題があった。

- (1) 加速度センサのコストがマイクロホンのそれに比べて非常に高い
- (2) サスペンションへの装着は室内と違って使用環境が厳しく、さらにコストを押し上げる

そこで、これらの課題を解決するため車室内側にマイクロホンを配置し、これを参照信号センサとして使用することを考案した。

参照信号センサにマイクロホンを使用すると、当然のこ

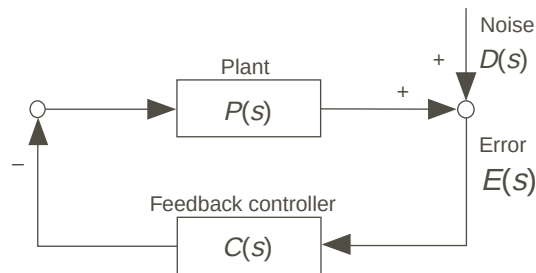


Fig.6 Block diagram of feedback ANC

とながらスピーカからのキャンセル音が参照信号センサに検出されるため音響 FB が生じ、ハウリングが発生しやすくなる。これを防ぐため、開発したシステムではハウリングキャンセラ(前述の IMC と同じ原理)を適用している。

マイクロホンを参照信号センサとして使用することにより加速度センサを使用するときと比べ大幅に低コスト化が図れた。しかしながら、複数のマイクロホン、適応信号処理を行うための DSP を用いたデジタルコントローラが必要なため、パッシブ技術に比べるとまだまだコストが高く、残念ながら量産車への採用には至らなかった。

なお、参照信号マイクロホンとエラーマイクロホンの距離が近くても良好な制御ができており、この結果は次節に述べる FB 制御システムの開発を加速する強い動機付けの一つになった。

4.2.) 固定 FB 制御システム

ANC の分野における FB 制御では制御工学に基づいて制御系を設計する例が少ないため、著者らは従来からモデルに基づく制御系設計を目指してきた。本節では制御対象であるプラントをモデリングし、得られたモデルに対して制御系を設計する方法について説明する。

4.2.1. 制御系の設計仕様

Fig.6 に FB-ANC のブロック線図を示す。FB-ANC を制御工学の立場から見れば外乱抑圧制御に相当することがわかる。このように考えれば制御工学で体系化されたさまざまな理論が容易に適用できる。

制御仕様としてまず最初に重要な点は、閉ループ系の安定化である。すなわち FB によるハウリングが生じない前提で制御性能を確保しなければならない。

次に性能仕様は次のように考えることができる。すなわちプラント $P(s)$ の出力(ここではマイクロホンへの入力)に外乱である騒音 $D(s)$ が加わったとき、FB コントローラ $C(s)$ によってこれを低減することが制御目的である。Fig.6 における $D(s)$ から誤差 $E(s)$ までの伝達関数は感度関数と呼ばれ、これを $S(s)$ とおくと、

$$S(s) = \frac{1}{1 + P(s)C(s)} \quad (2)$$

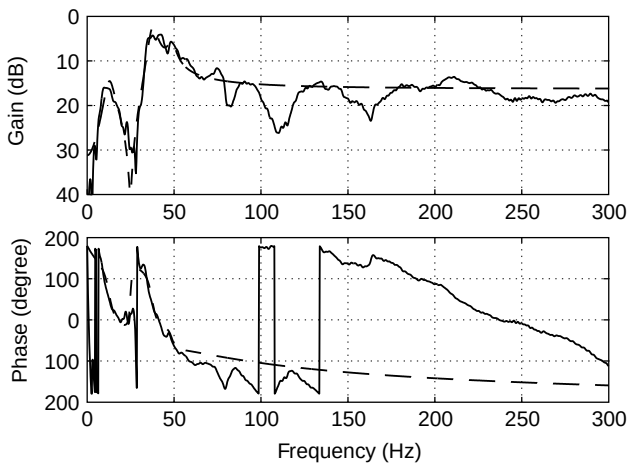


Fig.7 An identified frequency response function of the plant (solid line) and a reduced order model of the plant (dashed line)

として表される。したがって、 $|S(j\omega)|$ を 1 以下にできれば騒音を低減できることになる。 $S(s)$ は $P(s)$ のモデルが得られていれば $C(s)$ の設計後ただちに求めることができるため、実装化前にあらかじめ消音性能を予測することもできる。

以上のことより FB-ANC の設計仕様をまとめると、

- (1) 閉ループ系の安定化
- (2) 制御対象の周波数帯域における感度関数の低減化となる。

4.2.2. 古典制御理論に基づく固定 FB コントローラ設計

この設計法のポイントは、制御対象の周波数帯域において一巡伝達関数 $L(j\omega) = P(j\omega)C(j\omega)$ のゲインを 1 よりも大きくし、位相がゼロになるようにコントローラを設計することである。この考え方は古典制御理論におけるボード線図を用いたループ整形による設計法に近い。例えば、制御対象周波数 ω_1 で $|L(j\omega_1)| = 1$, $\angle L(j\omega_1) = 0^\circ$ のとき感度関数は

$$|S(j\omega_1)| = \left| \frac{1}{1 + L(j\omega_1)} \right| = \frac{1}{2} \quad (3)$$

となり、騒音を 6dB 低減できることになる。

この設計法を適用するための準備として、まず正弦波掃引によってプラントのノンパラメトリックモデルである周波数応答関数 (Frequency Response Function: 以下 FRF) ⁽²⁷⁾ を求めボード線図を得る。この結果を Fig.7 に示す。

加振信号に正弦波を用いた理由は、スピーカの低域特性を考慮し SN 比を確保するためである。

次に制御対象の周波数帯域においてゲインを 1 よりも大きく位相差をゼロにする一方、高域をロールオフさせるように、コントローラのパラメータを調整することによって一巡伝達関数を整形していく。この設計法はパラメータの設定に試行錯誤を伴うものの、ドラミングのような狭帯域

の制御ならば非常に有効である。またコントローラが低次ですむためコストの点で有利であることに加え、アナログ回路で実装化したときの現場での調整が容易であることも大きなメリットである。なお、消音性能については 4.4 節で述べる。

次項で述べる H_∞ 制御による固定 FB コントローラの設計法および設計結果と比較すると、この方法が有するメリットの方が優れていることから、今回の量産化に際してはこの設計法を利用した。

4.2.3. H_∞ 制御による固定 FB コントローラ設計

FB-ANC に H_∞ 制御⁽²⁸⁾を適用するメリットは、感度関数により消音性能を周波数領域で規定できることとプラントの不確かさに対するロバスト性を考慮できることである。

まずプラントのパラメトリックモデルを求める必要がある。いかに低次元のモデルを得るかがコントローラの設計を容易にするだけでなくコントローラの低次元化による低コスト化のためにも重要である。前項で求めた FRF を利用し、以下の手順でモデリングを行った。

- (1) FRF を元に制御対象の周波数帯域をよく近似するパラメトリックモデルを求める^{(29), (30)}。
- (2) (1)で得られたパラメトリックモデルを制御系設計用のノミナルプラント $P(s)$ とし、(1)の周波数応答とノミナルプラントのそれとの差をプラントの不確かさとして用いる。

(1)は FRF から伝達関数を最小 2 乗法に基づいて合成する方法として知られている。(1)の方法により低次元のパラメトリックモデルが得られた。(1)によって得られたパラメトリックモデルの FRF を Fig.7 に示す。図からノミナルプラントは制御対象の周波数帯域でプラントを良く近似していることがわかる。

FB-ANC のノミナル性能に関する設計仕様は次のように表現できる。

$$\|W_s(s)S(s)\|_\infty < 1 \quad (4)$$

ここで、 $W_s(s)$ は制御性能に関する重み関数である。一方、プラントの不確かさに対するロバスト安定条件は次式で表される。

$$\|W_r(s)T(s)\|_\infty < 1 \quad (5)$$

ここで、 $W_r(s)$ はプラントの不確かさをおおう重み関数であり、 $T(s)$ は相補感度関数と呼ばれ次式で表される。

$$T(s) = \frac{P(s)C(s)}{1 + P(s)C(s)} \quad (6)$$

そして、混合感度問題^{(28), (31)}を解くことによって $C(s)$ を求めた。

Fig.8 に $1/W_s(s)$ を示す。Fig.8 に示すように 40Hz 付近のみを消音するように重み関数を規定した。また、得られた

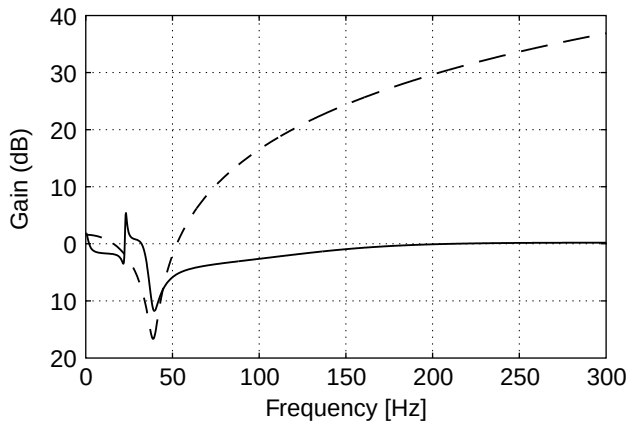


Fig.8 Sensitivity function (solid line) and $1/W_s(s)$ (dashed line)

$C(s)$ から $S(s)$ を計算しFig.8に併記した。この結果から40Hz付近の騒音を約 10dB できることが予想され、実際にデジタル回路による実装化の結果ほぼ同等の性能が得られることを確認している。しかしながらコントローラの次数が高いこととアナログ回路で実装化したときの現場調整が困難な点が弱点である。

H_∞ 制御においても重み関数の設定に試行錯誤が残るものの、低次元化の手法も開発されており⁽³²⁾、デジタル回路の低コストでの実装化が可能になれば現場での調整も容易になると考えられ今後も継続的に検討していく予定である。

4.3. 固定 FF 制御系の設計

さて、4.2. 節と 4.3. 節において固定 FB コントローラの設計について述べたが、どちらの手法を用いても前席の40Hz前後のドラミングを消音すると後席で同帯域の騒音が約 3dB 増加するという問題が発生したためこれを解決しておく必要がある。そこで、FB制御用のマイクロホンを参照信号として使用し FF 制御によって後席の増音を抑制する方法を考案した。Fig.9 に示すように、前席の FB 制御を行っている状態で前席中央と後席中央の乗員位置付近にそれぞれエラーマイクロホンを配置し適応 FF 制御によって前席に悪影響を及ぼさないように後席の増音を抑制する。適応 FF 制御はデジタル制御により行った。Fig.9 において、 $Q_1(z)$ と $Q_2(z)$ は前席の FB 制御をかけた状態におけるそれぞれリヤドアスピーカから後席のエラーマイクロホン、リヤドアスピーカから前席のエラーマイクロホンまでの伝達特性を表し、 $\hat{Q}_1(z)$ と $\hat{Q}_2(z)$ はその推定値を表す。適応信号処理のアルゴリズムとしては filtered-reference LMS 法を用いた。そして適応コントローラが収束した値を固定 FF コントローラとして使用した。これにより後席のマイクロホンは不要になる。

- Dashed line parts are only used in development stage.
- The filtered-reference LMS algorithm is utilized.
- After the adaptation, a feedforward controller is fixed.

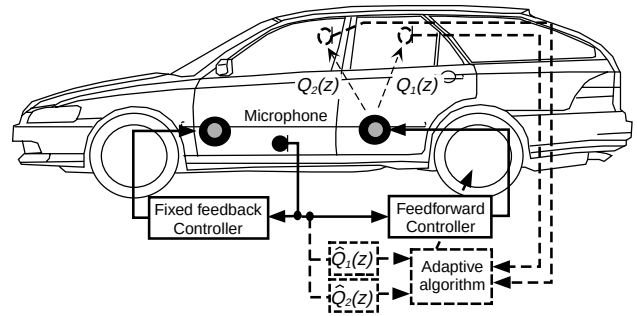


Fig.9 Rear seat control for suppressing amplification

なお、適応 FF 制御によって求められた離散時間コントローラは 40Hz のバンドパスフィルタの特性を持つため、この特性を近似するアナログフィルタを設計し実装化している。

ここで、後席の増音抑制も FB 制御で行う方法も考えられるが、多入力多出力 (Multiple Input Multiple Output : 以下MIMO) 系のコントローラ設計は困難であった。一方、適応 FF 制御は MIMO 系への適用が非常に容易であり上述の方法で後席の増音問題を解決することができた。

4.4. 実車での消音性能

以上述べてきた前席消音用と後席増音抑制用にそれぞれ求められたコントローラをアナログ回路で実装化した。実際にドラミングが発生する路面を 50 km/h で走行したときの前席と後席の消音性能をそれぞれFig.10, 11に示す。図から前席のドラミングが約 10dB 低減されており、また後席の増音も制御をしないときのレベルまで抑制されていることがわかる。

4.5. FB 制御に関する考察

従来、スピーカとマイクロホン間の距離が離れるとFB制御を用いた ANC は難しいと考えられてきた。距離遅延により伝達関数の位相が遅れれば安定性の観点から FB 制御が難しくなると考えるのは当然である。しかしながら、次の 3 点を考慮したことにより今回の FB-ANC の成功に結びつけることができた。

- (1) スピーカがハイパスフィルタの特性を有しているためスピーカの共振周波数以下では位相が進んでいること。
- (2) 40Hz 前後の騒音であれば 1m の距離遅延があっても位相遅れは約 42° と小さいこと。
- (3) 制御帯域を限定すること。

(1) はプラントを物理モデリングしたときに認識しなおした点である^{(20), (21)}。Fig.7 に示すように、(1)と(2)によ

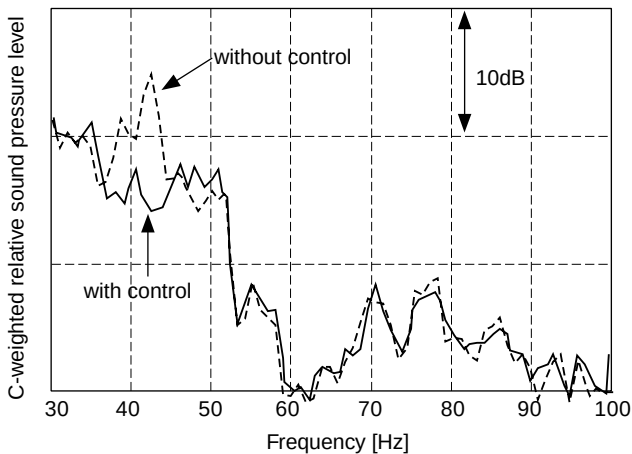


Fig.10 Sound pressure level at front passenger

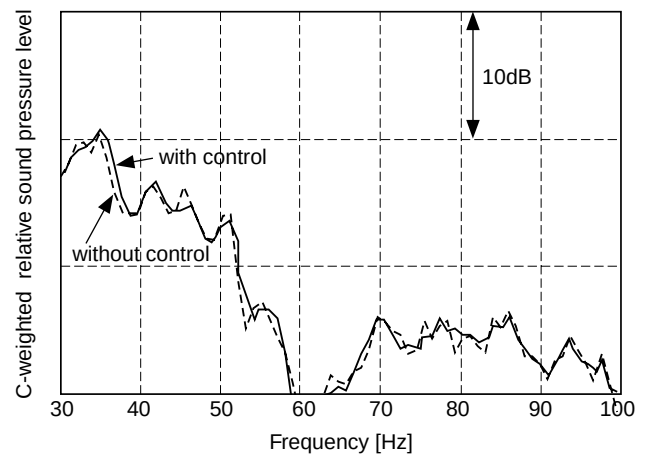


Fig.11 Sound pressure level at rear passenger

り距離遅延があるにもかかわらずプラントの位相遅れが小さいことがわかる。位相遅れの小ささはコントローラ設計に有利である。

また、制御帯域をできる限り広くとることに固執すると、コントローラ設計が難しくなるだけでなく、ウォーターベッド効果により消音帯域分の増音帯域が発生してしまう。一方、実車開発では共振・共鳴による狭帯域の騒音が問題になることが多い。そこで(3)のように制御帯域を限定した事象に取り組むことを考えた。これによりコントローラ設計が容易になるだけでなく、ウォーターベッド効果による増音帯域も最小限に抑えることができた。

5. まとめ

ドラミングを低減する ANC システムとオーディオシステムを結合した製品を開発し、ワゴンタイプの量産乗用車に採用した。低周波ロードノイズを対象にし、かつオーディオシステムと結合したシステムの量産化は世界初である。量産化はシステムの低コスト化によって実現した。低コスト化に向け新たに開発した技術を以下にまとめる。

- (1)自動車車室内という閉空間の音場に対する FB-ANC
- (2)アナログ回路による実装化
- (3)ひずみ防止のリミッタ回路導入によるオーディオスピーカとの共用実現
- (4)音楽の消音を防ぐ音楽補償回路
- (5)制御工学に基づく固定 FB コントローラの設計および適応 FF 制御を用いた固定 FF コントローラ設計

今回の開発に際してはデジタル化時代にあってアナログ回路の良さをあらためて認識することができた。今後は、アナログとデジタルの双方の良さを常に比較しながら次の開発を進めて行きたい。

おわりに約 10 年間取り組んできた ANC の技術開発を

振り返ってみると、ANCという技術はどんな騒音でもキャンセルできる画期的な騒音低減手法として誤解されがちであった。したがって得られる低減効果の割にコストが高いため自動車の分野では実用化段階で足踏み状態が長年続いていたと思われる。今後、自動車のさらなる軽量化を推進する必要があることを考えれば、対策技術としての ANC はますます重要になって行くであろう。今回の実用化が自動車の分野のみならず音響工学に関連する他分野でのANC技術の実用化に拍車がかかるきっかけになることを期待したい。

謝 辞

本開発を進めるにあたり、松下電子部品(株)の中村由男氏、HONDA R&D Europe の中村光勇氏、宇都宮大学工学部の足立修一先生をはじめ栃木研究所、松下電器産業(株)、松下電子部品(株)の多くの方々に多大なご協力をいただきました。ここにお礼申し上げます。

文 献

- (1) Erriksson L, J.: A brief social history of active sound control, *Sound and Vibration*, p.14-17, (July, 1999)
- (2) 西村 正治: ANC 実用化の課題と展望, 騒音制御, Vol.20, No.6, p.3-6 (1996)
- (3) 足立・佐野: 能動騒音制御におけるシステム同定の役割, システム/制御/情報, Vol.41, No.2, p.18-26 (1997)
- (4) Elliott, S. J. and Nelson, P. A.: Multichannel active sound control using adaptive filtering, *ICASSP 88*, p.2590-2593 (1988)
- (5) Eatwell, G., Burke, M. J., Eghtesadi, K. and Gossman, W. E.: The application of active cancellation to vehicle

- noise and vibration, *IMechE*, C420/022, p.191-196 (1990)
- (6) McDonald, A. M., Elliott, S. J. and Stokes, M. A.: Active noise and vibration control within the automobile, *Proc. 1991 Acoust. Soc. Jpn. Int. Symp. Active Control of Sound and Vibration*, p.147-156 (1991)
- (7) 田中・加茂・西尾・亀田・大原・加藤：吸気系システムの騒音低減技術について，自動車技術会，学術講演会前刷集 944, p.61-64 (1994)
- (8) 中路 義晴：自動車騒音のアクティブ制御，システム／制御／情報，Vol.38, No.8, p.38-40 (1994)
- (9) 橋本・寺井・田村・木場・中間：シートオーディオシステムのアクティブ騒音制御，信学技報，US94-89, EA94-91, p.21-28 (1995)
- (10) 佐野 久：最小2乗ラティスフィルタのアクティブ騒音制御への応用，*Honda R&D Technical Review*, Vol.5, p.210-216 (1993)
- (11) Sutton, T. J., Elliott, S. J. and McDonald, A. M.: Active control of road noise inside vehicles, *Noise Contr. Eng. J.*, Vol.42, No.4, p.137-147 (1994)
- (12) 倉田・大佐々・小野：適応フィルタを用いたロードノイズ低減に関する一考察，自動車技術，Vol.52, No.3, p.16-20 (1998)
- (13) Eghtesadi, Kh., Hong, W.K.W. and Leventhall, H. G.: The tight-coupled monopole active attenuator in a duct, *Noise Contr. Eng. J.*, Vol.20, No.1, p.16-20 (1983)
- (14) Stothers, I. M., Saunders, T. J., McDonald, A. M. and Elliott, S. J.: Adaptive feedback control of sun roof flow oscillations, *Proceedings of the Institute of Acoustics*, Vol.15, Part 3, p.383-393 (1993)
- (15) 太田・野口・吉村・池上・佐藤：敏感度解析によるロードノイズ低減，自動車技術，Vol.42, No.12, p.1575-1579 (1988)
- (16) 佐野・宮本・足立：フィードバック制御に IMC を用いた2自由度型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，Vol.63, No.608, p.1208-1213 (1997)
- (17) Doyle, J. C., Francis, B. A. and Tannenbaum, A. R., : *Feedback Control Theory*, New York, Macmillan Publishing Company, Inc., 1992, p.97-99
- (18) 足立・宮本・粕谷・佐野：2自由度アクティブ騒音制御(1) - IMC 構成に基づくロバスト制御系の設計 -，日本音響学会平成7年度秋季講演論文集，p.565-566 (1995)
- (19) 佐野・足立・宮本・山王堂・粕谷：2自由度アクティブ騒音制御(2) - IMC 構成に基づく適応制御系の設計 -，日本音響学会平成7年度秋季講演論文集，p.567-568 (1995)
- (20) 佐野・吉田・山王堂・足立：部分空間法を用いたシステム同定結果に基づく2自由度アクティブ騒音制御系の設計に関する研究，日本機械学会論文集C編，Vol.64, No.622, p.1970-1976 (1998)
- (21) 佐野・山王堂・平野・足立：アクティブ騒音制御のための音響伝達系のモデリングとPIDフィードバック制御系の設計法に関する研究，日本機械学会論文集C編，Vol.65, No.637, p.3599-3605 (1999)
- (22) 佐野・足立：アクティブ騒音制御のための音響伝達系の低次元モデリングとフィードバック制御系の設計法，*Honda R&D Technical Review*, Vol.12, No.1, p.129-136 (2000)
- (23) Ohki, S., Konno, F., Nakamura, Y., Ishihara, S., Ohashi, T., Finger, R. A. and Ido, S.: New-AFB Automotive Sound System, *SAE Int. Congress & Exposition*, SP-1167, No.960197, p.1-9 (1996)
- (24) 小川・足立・高橋・佐野： H_∞ 制御を用いたフィードバック能動騒音制御系の設計と消音実験，日本音響学会 2000 年度春季講演論文集，p.81-82 (2000)
- (25) Morari, M. and Zafiriou, E.: *Robust Process Control*, Englewood Cliffs, Prentice-Hall, 1989, p.126-128
- (26) Elliott, S. J. and Sutton, T. J.: Feedforward and feedback methods for active control, *Proc. Institute of Acoustics*, Vol.16, No.2, p.255-273 (1994)
- (27) 足立 修一：信号とダイナミカルシステム，東京，コロナ社，1999, p.127-128
- (28) 木村 英紀： H_∞ 制御，東京，コロナ社，2000
- (29) 足立 修一：ユーザのためのシステム同定理論，東京，コロナ社，1993
- (30) Laimaire, R. O., Valavani, L., Athans, M. and Stein, G., F frequency-domain estimator for use in adaptive control systems, *Automatica*, Vol.27, No.1, p.23-38 (1991)
- (31) 野波・西村・平田：MATLAB による制御系設計，東京，東京電機大学出版局，1998, p.103-139
- (32) 大日方・B. アンダーソン：制御システム設計 - コンローラの低次元化 -，東京，朝倉書店，1999

■ 著 者 ■



佐野 久



井上 敏郎



高橋 彰



石原 大



山下 剛



寺井 賢一