

広島市立大学審査博士学位論文

エンジン騒音の音質評価と音質制御に関する研究

2018年3月

博士(情報工学)

柴谷直明

広島市立大学大学院
情報科学研究科
博士後期課程 情報科学専攻

目次

第 1 章 緒論	2
1.1 研究背景.....	2
1.2 本論文の位置づけ.....	3
1.2.1 エンジン加速音の客観的な音質評価手法について.....	3
1.2.2 適応騒音制御.....	4
1.2.3 適応騒音制御の高速化の必要性.....	4
1.2.4 自動車加速音におけるサウンドデザイン.....	5
1.3 本論文の構成.....	6
参考文献.....	6
第 2 章 理論	9
2.1 はじめに.....	9
2.2 適応騒音制御アルゴリズム.....	9
2.2.1 LMS アルゴリズム.....	9
2.2.2 Filtered reference LMS アルゴリズム.....	16
2.2.3 Command filter reference LMS アルゴリズム.....	17
2.3 音質評価のための心理学的測定法.....	18
2.3.1 精神物理学的測定法と心理学的尺度構成法.....	18
2.3.2 SD 法.....	19
2.3.3 因子分析.....	19
2.4 心理音響評価指標.....	26
2.4.1 ラウドネス.....	26
2.4.2 シャープネス.....	28
2.4.3 ラフネス.....	28
2.4.4 時変ラウドネス.....	29
参考文献.....	31
第 3 章 適応制御アルゴリズムの高速化	33
3.1 はじめに.....	33
3.2 Filtered reference LMS アルゴリズムの問題点.....	33

3.3	Phase corrected filtered error LMS アルゴリズムとその補正.....	34
3.4	まとめ.....	40
	参考文献.....	40
第4章	エンジン騒音の客観的評価手法の検討	41
4.1	はじめに.....	41
4.2	解析対象.....	41
4.3	解析結果.....	42
4.4	まとめ.....	45
	参考文献.....	46
第5章	自動車音質の印象制御に関する検討	47
5.1	はじめに.....	47
5.2	検査音の作成.....	47
5.3	聴感実験.....	51
5.4	データ分析.....	52
5.5	まとめ.....	53
	参考文献.....	54
第6章	音質制御に関する検討	55
6.1	はじめに.....	55
6.2	実車音を用いた音質制御の検討.....	55
6.3	まとめ.....	62
	参考文献.....	63
第7章	結論	64
	謝辞	68
	発表文献	69

第1章 緒論

1.1 研究背景

自動車は主として目的地に移動する手段として利用されるが、旅行や帰省などでかなり長時間をその中で過ごすこともまれではない。ドライブそのものを楽しむような場合はもちろんのこと、どこかに行くためにやむを得ず利用するとしても、その乗り物の中で快適に過ごすことが望まれ、会話や音楽を楽しむことができる、静かで快適な空間であることが求められる。

その一方で、自動車は一人で過ごすことができるプライベート空間でもあり、スポーツカーが好きな人にとってそのエンジンサウンドは乗る楽しみでもある。このように、音はイメージを作る一つの要因であり、重要な性能である。近年、自動車の高品質化に伴い、車室内は「騒音対策による低騒音化」から「サウンドデザインによる快音化」へと推移している。そのため、サウンドデザインは各自動車メーカーで盛んに研究されている[1]。自動車の品質はエンジン性能だけでなく、スタイルやネーミングなど様々な要因が関わっており、その中で音に対する「運転手の聴感印象」も重要な要因の一つと考えられている。特に、スポーツカーのフェラーリやバイクのハーレーダビッドソンなどは音を聞くだけでメーカーを想起させるようなものであり、「ブランドサウンド」[2]と呼ばれている。

また、車の整備を趣味としている人はチューニングメーカーが販売している排気マフラーを装着し、マフラー音を楽しんでいる様子がしばしば見受けられる。ところが、自動車開発の中では車内音だけではなく、車外騒音の法規（ECE-R51 加速走行騒音の規制など）を考慮する必要がある。そのため、単純にエンジン音や排気音を大きくして、サウンドデザインを行うことは難しく、車室内の音のみをチューニングすることが望まれる。

そこで、本研究では室内音を目標音（望しい音）へと快音化することを目指し、従来、騒音制御に用いられていた適応騒音制御（Active Noise Control :ANC）を音質制御に適用することで、車室内音を目標音に近づけることを検討した。適応制御による音質制御を実現するために、下記3つのことに取り組んだ。

- ① 車室内音の目標音を検討するため、いくつかの刺激音に対し客観的評価を行い、エンジン音の周波数変化やゲイン特性が聴感印象に与える影響を調

査した.

- ② エンジン加速音を適応制御でコントロールする上で、時間的に変化する音に追従する必要があるため、アルゴリズムの高速化にも取り組んだ.
- ③ 実際の自動車加速音のサウンドデザインを検討するために、Command filtered reference LMS アルゴリズムを適用し、適応音質制御を試みた.

1.2 本論文の位置づけ

1.2.1 エンジン加速音の客観的な音質評価手法について

自動車などの「騒音」は物理量（音圧レベル、FFT スペクトルなど）に基づいた評価・対策検討が中心である。しかし、実際に音を聴くのは人間である。そのため、音圧レベルが等しい高周波成分の音と低周波数成分の音で、異なった音の大きさを感じることもある。これは物理量と人間の感覚量が異なる代表的な例である。そこで人間が聞いた時の感性を定量化したものが心理音響評価指標と呼ばれるものである。

現在、心理音響評価指標としてさまざまなものが提案されている。その中で特に代表的なラウドネス (Loudness)、シャープネス (Sharpness)、ラフネス (Roughness) [3] と、桑野らによって提案された CI (Comfort Index) [4] が提案されている。また、変動音に対するラウドネスの解析法として時変ラウドネスが近年、提案された [5]。

また、加速音を音質制御するためには、音質制御の目標音を設定する必要がある。目標音は人が心地よいと感じる音であるが、音作りの度に聴感実験を行うと、開発に多くの時間が必要となってしまう。そこで、本研究では、音質制御の目標音の定量化を検討した。従来、音質の定量化の手法として、心理音響評価指標であるラウドネスやシャープネスが提案されている。そして、自動車加速音に対し、ラウドネスやシャープネスを用いて、主観的評価尺度を重回帰分析により数値化する試みがなされている [6]。しかし、心理音響指標は定常音に対して、定義された量であり、加速音のような変動音に対し、用いることでご解釈が起こる [7]。また、人の感覚は非線形であり、重回帰分析のような線形結合で評価することも疑問がある。そのため、より最適な心理音響指標が求められている。

本論文では評価指標として、時間周波数軸上でのエネルギーの傾き（周波数時間

変化率) を用い, SD法 [8][9] などにより検討した [10][11]. また, 非定常音に対して適用可能な心理音響指標として時変ラウドネスが提案されたため, それと周波数時間変化率との比較も行った. 次に, 自動車加速音スペクトラムのある次数におけるパワー変化や各次数成分間のパワーの違いと聴感印象の関連性について調査し, 音質制御の目標音を検討した. ここで, 聴感印象とは自動車のエンジン音を聴いた際に感じる「高級感」や「スポーツ感」などの音の印象のことである.

1.2.2 適応騒音制御

適応騒音制御で用いられる基礎的なアルゴリズムである LMS アルゴリズムが 1960 年に Widrow と Hoff によって, 提案された. ところが, LMS アルゴリズムでは二次音源のスピーカ・マイク間の伝達特性を考慮していなかった. そこで, スピーカ・マイク間の伝達特性を考慮した Filtered-reference LMS アルゴリズム [12] が Widrow と Stearns により提案された. しかしながら, この Filtered reference LMS アルゴリズムも収束性能が十分ではない. スピーカ・マイク間の伝達特性の影響により, 騒音を小さくするために時間がかかってしまう. この問題を解決するために伝達関数特性の逆特性を用いた方法として, Widrow と Walach によって提案された Filtered- ϵ LMS アルゴリズム [13] と Sujbert によって提案された Filtered-reference Filtered-error LMS アルゴリズム [14] がある. 伝達関数特性を遅延のみを含むオールパスフィルタと遅延を含まない最小位相フィルタに分離し, 最小位相フィルタの逆特性を導入した Preconditioned LMS アルゴリズム [15] が Elliott によって提案された. また, 遅延を導入することによって, Filtered-reference Filtered-error LMS アルゴリズムを補正した Revised Filtered-reference Filtered-error LMS アルゴリズム [16] と振幅特性を平坦化した伝達関数を用いた Phase corrected filtered error LMS アルゴリズム [17], [18] が Ishimitsu と Elliott によって提案された.

1.2.3 適応騒音制御の高速化の必要性

適応騒音制御において打ち消し音を作り出すために用いられる, 従来の Filtered reference LMS アルゴリズムは収束性能が不十分である. 定常音やわずか

な周波数の変化には十分対応することが可能であるが、自動車の加速騒音など急激に音質が変化する場合、追従性が十分ではない。定常走行時に制御できても、加速時に制御不能になるようではシステムとしては十分ではない。この問題を解決するためには、騒音の変化に対して、素早く打ち消し音を生成する必要があり、アルゴリズムの高速化が求められる。

そこで、本論文では Phase corrected filtered error LMS アルゴリズムの補正により、適応制御アルゴリズムの高速化を検討した。

1.2.4 自動車加速音におけるサウンドデザイン

近年、自動車車内空間の静粛性向上はますます重要な商品要素となっている。その一方、運転して楽しい、あるいは気持ちの良い車を実現するために、加速走行時の車室内で聞こえる加速音が重要視され、そのあり方や評価手法に関する研究も盛んに行われている[19][20]。さらにユーザの加速音に対する嗜好性に関する研究[21]や吸気デバイス追加による加速音質チューニングに関する研究[22]が報告されている。従来から加速音を調整する手段としては吸気系システムや排気系システムの共鳴をチューニングする手法が広く用いられてきた。しかし、これらの手法は定常走行時の静粛性や車外騒音との両立が課題となる場合がある。また、吸排気系デバイスは特定周波数の共鳴や反共鳴を利用するため、エンジン回転上昇に対するリニアリティの点で課題になる場合がある。これらの従来技術の持つ課題に対し、理想の加速サウンドを目標値としてアクセル開度やエンジン回転数情報を用いて制御するアクティブ制御技術も研究されている。井上はサウンド調整パラメータを用いたアルゴリズムにより、簡易なシステムで音質制御を実用化している[23]。しかし、サウンド調整パラメータを用いた値は固定値であるため、外乱が大きい場合、正常に制御ができない可能性がある。そこで、本論文では、適応フィルタを用いた Command Filtered reference LMS アルゴリズムにより、加速音の音質制御を検討した。

1.3 本論文の構成

なお、本論文は以下のようになっている。第1章では、本研究の背景と目的を述べた。

第2章では、本研究で用いた式・アルゴリズムの理論を述べた。

第3章では、適応音質制御の目標音を評価するための音質評価指標について検討した。エンジン加速音をラウドネス，時変ラウドネス，周波数時間変化率で評価し，聴感評価の結果と結びつけた。

第4章では，自動車のハーフ成分，調波構造が人間の聴感印象にどのような影響を与えるか調査し，音質制御の目標音を検討した。

第5章では，前述したように時間的な周波数変化がある加速音に適応騒音制御を適用する場合，追従性能が求められる。従来，適応騒音制御で用いられる Filtered reference LMS アルゴリズムは伝達関数特性に収束性能が阻害されるため，Phase corrected filtered error LMS アルゴリズムの補正により，適応制御アルゴリズムの高速化を検討した。

第6章では，エンジン加速音に対し Command filtered reference LMS アルゴリズムを適用し，適応制御による音質制御の可能性を探った。

第7章では，本研究を総括し，まとめと今後の課題点を述べた。

以上7章で構成される。

参考文献

1. 八鍬，長沼，高岡，渋谷，石垣，大角，鈴木“心地よい加速音質の実現に向けて”，自動車技術会 学術講演会前刷集(72(4)pp5-9)2004
2. 吉川，“音とブランド力”，騒音制御(31(3)186-191)2007
3. E.Zwicker,Psychoakustik,Springer-Verlag.Berlin,1982
4. 難波，桑野，“音の評価のための心理学的測定法”コロナ(107-144)1998
5. B.R.Glasberg, B.C.J.Moore“A Model of Loudness Applicable to Time-Varying Sounds”,Journal of the AES(50(5)331-342)2002
6. 石井，能村“自動車車内音音質評価技術とその適用例”，自動車技術会

(60(4))2006

7. N.Shibatani,S.Ishimitsu, M.Yamamoto,” Study of sound quality control of engine noise and its evaluation”, The proceedings of the 45th International Congress and Exposition on Noise Control Engineering (374・8 pages)2016
8. Osgood, C.E., Suci, G.J.,Tannenbaum, P, The measurement of meaning, Univ. Illinois Press,1957
9. 市原, セマンティック・ディファレンシャル法(SD法)の可能性と今後の課題, 人間工学,(45(5))2009
10. 石光, 小林, ウェーブレットによる自動車加速音の瞬時相関解析と聴感評価に関する検討, 日本機械学会誌論文集(72(719)C・2094-2100)2006
11. 石光, 高見, 自動車加速時の時間 - 時間解析と聴感評価に関する検討, 環境工学シンポジウム講演論文集 (07(12)107-110)2007
12. B.Widrow and S.Stearns ”Adaptive Signal Processing”, *Prentice Hall*, 1985
13. B.Widrow and E.Walach, “Adaptive Inverse Control”, *Prentice Hall*, 1996
14. L.Sujbert, “A new filtered LMS algorithm for active noise control”, *ACTIVE* 99(1101-1110)1999
15. S. J. Elliott, “Optimal Controllers and Adaptive Controllers for Multichannel Feedforward Control of Stochastic Disturbances”, *IEEE Trans. Sign. Pro.*(48(4)1053-1063)2000
16. S.Ishimitsu and S.J.Elliott, The 2003 International Conference and Exposition on Noise Control Engineering(404-411)2003
17. S.Ishimitsu, F.Tamura, S.Kato, N.Tarui, Y.Matsumoto and K.Yato, Japanese patent Tokuganhei(06-267562)1994
18. S.Ishimitsu and S.J.Elliott, Comparison of Adaptive Controllers for Multichannel Feedforward Control and their application to the active of ship interior noise, *MOVIC2002*(2・1127-1132)2002
19. 山下, 石井, 中村, 北村, 自動車車室内音の音色評価について, 日本ゴム協会誌(63(3)122-130)1990
20. 能村, 吉田, 自動車室内音に対する, 市場の違いを考慮した高級感, スポーツ感の定量化, *Honda R&D Technical Review*(14(1)) 2002

21. 能村, 吉田, 加速運転時の車室内に対する嗜好性に関する研究, Honda R&D Technical Review(18(1))2006
22. 太田, 音質付加デバイス「サウンドクリエータ」, 自動車技術会(67(7))2013
23. 井上, アクティブサウンドコントロール技術の開発, 自技会シンポジウム(6(8)59-64) 2008

第2章 理論

2.1 はじめに

本章では，本論文で用いた制御アルゴリズム，音評価のための心理学的測定法の理論および解析方法について，述べる．

2.2 適応騒音制御アルゴリズム

適応制御は適応フィルタを用いた制御技術である．適応フィルタとは，入力信号をフィルタリングした結果と目標信号の差分を小さくするようにフィルタ係数を自己調整する機能を持ったデジタルフィルタのことである．特に音を音でキャンセルする技術を適応騒音制御（ANC: Active Noise Control）と呼ばれる．ANCはキャンセルしたい音を適応フィルタで予測し，逆位相の音をスピーカなどの二次音源などで再生することで音波の干渉を利用して騒音を軽減するシステムである．例として，自動車内音の軽減や携帯電話のエコーキャンセルなどがある．適応騒音制御のアルゴリズムとして一般的にFiltered reference LMSアルゴリズムが用いられている．

2.2.1 LMS アルゴリズム [1]

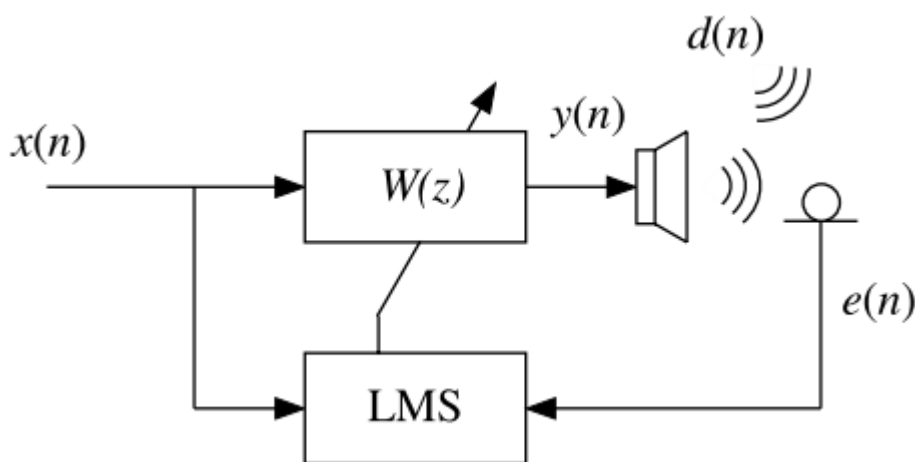


Figure 2.1 Block diagram of the LMS algorithm

消音対象となる信号(所望信号 $d(n)$) が時変信号の場合, 2次音源出力(スピーカ)も時変信号にする必要がある. これを実現するためにLMS アルゴリズム (図 2.1) が利用される. 参照信号 $x(n)$ を入力信号として, マイクで検出される誤差信号 $e(n)$ が小さくなるように適応フィルタ $W(n)$ を時間と共に変えていく. その $W(n)$ を $x(n)$ と畳み込んでスピーカから打ち消し音を出力し, 所望信号 $d(n)$ と干渉させることにより騒音を低減する. このシステムでは, スピーカ・マイク間の伝達関数は考慮していない. そのとき, 誤差信号 $e(n)$ は所望信号 $d(n)$ とスピーカからの出力 $y(n)$ の和に等しい. ここで, スピーカからの出力は n 番目のサンプルでの i 番目の係数を $W_i(n)$ とする適応FIRフィルタで, 参照信号 $x(n)$ をフィルタリングすることによって得られるとする.

したがって,

$$e(n) = d(n) + \sum_{i=0}^{l-1} W_i \cdot x(n - i) \quad (2.1)$$

時刻 n によって誤差信号 $e(n)$ が異なる可能性があるのでその期待値をとる必要があるが, \pm (プラスマイナス) があるためその二乗値 $e^2(n)$ の期待値をとる. 最終的な評価量としてコスト関数 J を以下の式で定義する.

$$J = E\{e^2(n)\} \quad (2.2)$$

参照信号 $x(n)$ は $d(n)$ に相関のある信号と考えられるので, J を小さくすることは $x(n)$ をフィルタリングし出力する2次音源を駆動することで可能となる. 数学的に J を小さくする最適なフィルタ係数を求めるためには, 負の勾配ベクトルを使って, 適宜求める. W_i を時不変と仮定すると, J のある係数 W_i に関する微分, すなわち, 勾配ベクトルは以下ようになる.

$$\nabla J = \frac{\partial J}{\partial w_i} = E\{e(n) \frac{\partial e(n)}{\partial w_i}\} \quad (2.3)$$

ここで、同様に W_i を時不変と仮定して、 W_i で式(1) を偏微分すると

$$\frac{\partial e(n)}{\partial W_i} = x(n - i) \quad (2.4)$$

となる.

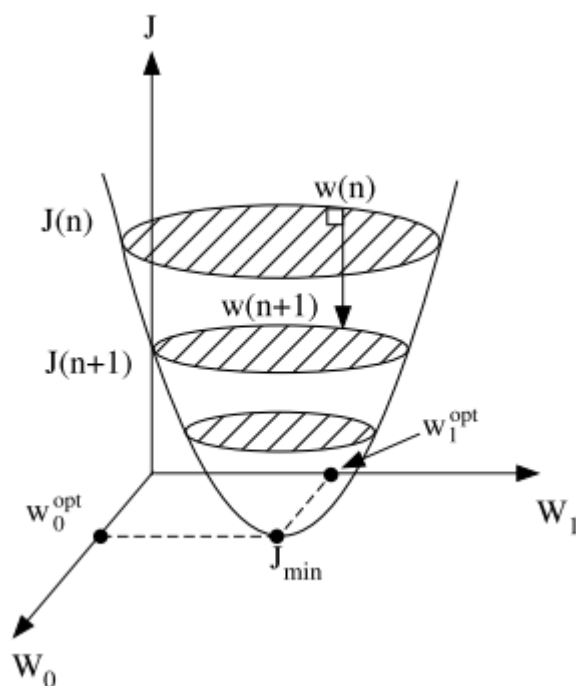


Figure 2.2 Steepest descent method

ここで、最急降下法について述べる. 適応フィルタのタップ数(係数) が2の場合、図2.2 に示すような二次曲線が描ける. 図の同心円は、 $J(n)$ が同じ値となる「等高線」を表す. 適応フィルタにおける問題は、図の最小点 J_{min} を与える最適解 W_{opt} , W_{opt} を見いだすことである. ここでは、初期係数 $W(n) = (W_0(n), W_1(n))$ から逐次的に J_{min} にたどり着く方法を考える. 例として、山登りを考える. 山頂にたどり着くために、等高線に対して垂直に頂上方向に登るコースをとることにする. 適応フィルタの場合は、山登りとちょうど逆のいわば「谷下り」であるので、等高線に垂直に谷底 J_{min} 方向へ進むことになる. ここで、 $J(n)$ の勾配ベクトルである $J(n)$ にマイナスをつけた $-J(n)$ は J_{min} 方向を向く等高線に対して垂直なベクトルを表す. したがって、

$-J(n)$ 方向に進むように係数を更新していけば、 $J(n)$ をもっとも早く減少させることができる。次式(2.5)により、サンプル時刻ごとに更新することで $J(n)$ を最小にできる。

$$W_i(n+1) = W_i(n) - \mu \nabla J(n) \quad (2.5)$$

式(2.5)に式(2.3)と式(2.4)を代入すると

$$\begin{aligned} W_i(n+1) &= W_i - \mu \nabla J(n) \\ &= W_i(n) - 2\mu E[e(n)x(n-i)] \end{aligned} \quad (2.6)$$

式(2.7)では計算を簡単にするために、式(2.6)の期待値の計算を省略した。この式(2.7)を用いて、サンプル毎に係数更新する方法をLMSアルゴリズムという。

$$W_i(n+1) = W_i(n) - 2\mu\{e(n)x(n-i)\} \quad (2.7)$$

式(2.7)を導くときに期待値の計算を省いたので、LMSアルゴリズムにおける勾配ベクトルは正確な値ではないが、時刻 n における $J(n)$ の瞬時推定値である。この推定誤差のため、残留誤差と呼ばれる分だけ最小の収束値より増加する。これは収束係数 μ に比例して多くなる。また、収束係数 μ は収束速度と残留誤差を決定する重要なパラメータで、次のような特性を持つ。

- ・ μ が小さい \rightarrow 残留誤差は小さいが、収束速度は遅い
- ・ μ が大きい \rightarrow 収束速度が速い、残留誤差は大きい
- ・ μ が大きすぎる \rightarrow 発振し、収束しない

この μ の値は以下の範囲で与えられることが知られている。

$$0 < \mu < \frac{1}{\sum_{i=0}^{L-1} E[x^2(n-k)]} \quad (2.8)$$

しかし、実際例においてはcut&tryで決定するのが現状である。

(1) 適応同定法

LMS アルゴリズムを用いて，スピーカ・マイク間の伝達特性を推定することが可能である．適応同定法のブロック図を図 2.3 に示す．

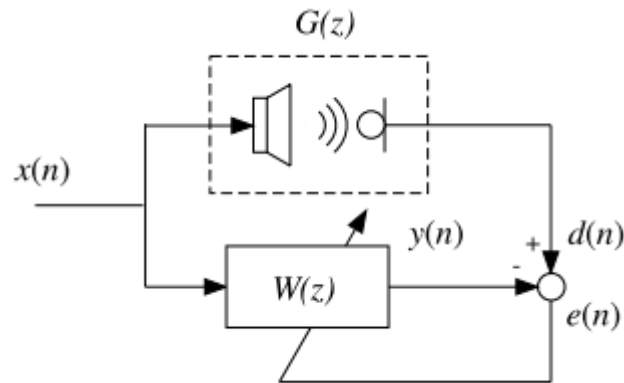


Fig. 2.3 Block diagram of the filtered reference LMS algorithm

原理は非常にシンプルである．参照信号 $x(n)$ とプラント $G(z)$ の畳み込みである．

$d(n)$ は

$$d(n) = \sum_{j=0}^{l-1} G_j \cdot x(n-j) \quad (2.9)$$

である．また，参照信号 $x(n)$ と適応フィルタ $W(z)$ の畳み込みである $y(n)$ は

$$y(n) = \sum_{i=0}^{l-i} W_i \cdot x(n-i) \quad (2.10)$$

である．この $d(n)$ と $y(n)$ の差である $e(n)$ がゼロになるように，適応フィルタ $W(z)$ を更新する．どちらの式にも参照信号 $x(n)$ が含まれているので，最終的に $W(z) = G(z)$ となり， $G(z)$ を数値データとして得ることが可能である．本研究で用いられている伝達関数は全てこの方法で推定されたものであり，そのときの入力信号には白色雑音を用いている．

(2) 逆フィルタの推定 [2]

信号の逆特性も LMS アルゴリズムを用いることで推定することができる。逆フィルタ推定のためのブロック図を図 2.4 に示す。

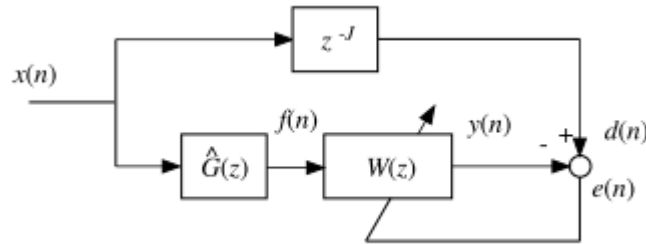


Figure 2.4 Estimation of the inverse filter of the plant

参照信号 $x(n)$ と $\hat{G}(z)$ の畳み込みである $f(n)$ は

$$f(n) = \sum_{j=0}^{l-1} \hat{G}_j \cdot x(n-j) \quad (2.11)$$

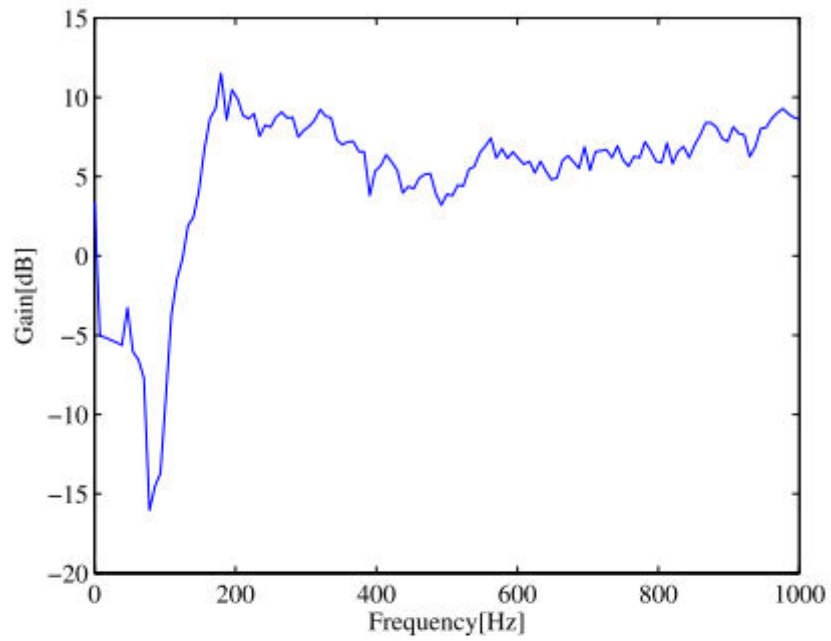
である。この $f(n)$ と適応フィルタ $W(z)$ の畳み込みである $y(n)$ は

$$y(n) = \sum_{j=0}^{l-1} \hat{W}_j \cdot f(n-j) \quad (2.12)$$

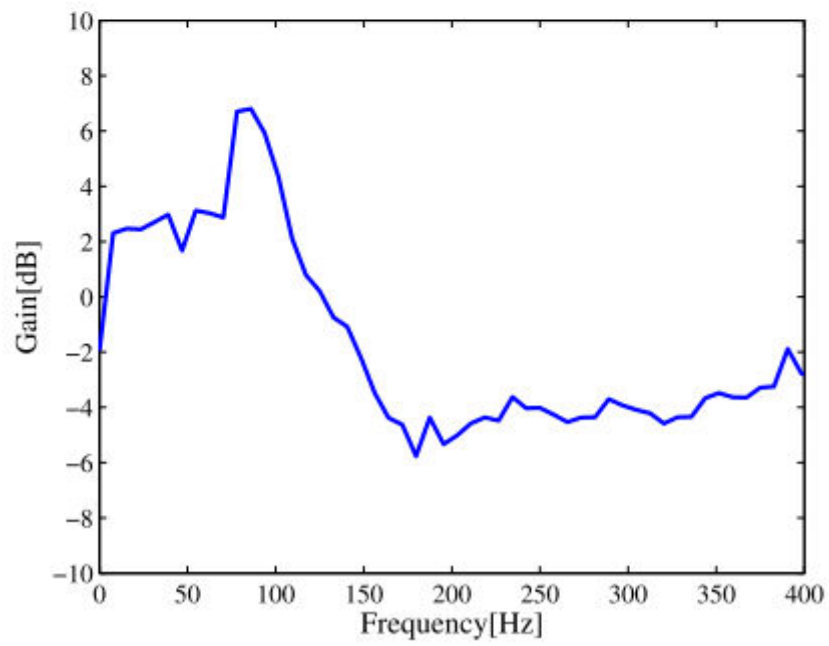
である。

また、図2.4において、 z^{-J} は J サンプルの遅延を表している。 $x(n)$ が J サンプルだけ遅延した信号 $d(n)$ と $x(n)$ が $\hat{G}(z)$ と $W(z)$ を通った信号の差 $e(n)$ がゼロに近づくように $W(z)$ の値を更新する。つまり、 $W(z)$ は $\hat{G}(z)$ の特性を打ち消すような逆特性を持つことになる。ここで、遅延を導入した理由は $G(z)$ の遅延を考慮するためである。

実際の推定結果を例として、図 2.5 に示す。



(a) Magnitude response of \hat{G} .



(b) The inverse response of \hat{G} .

Figure 2.5 the plant response G

2.2.2 Filtered reference LMS アルゴリズム [3]

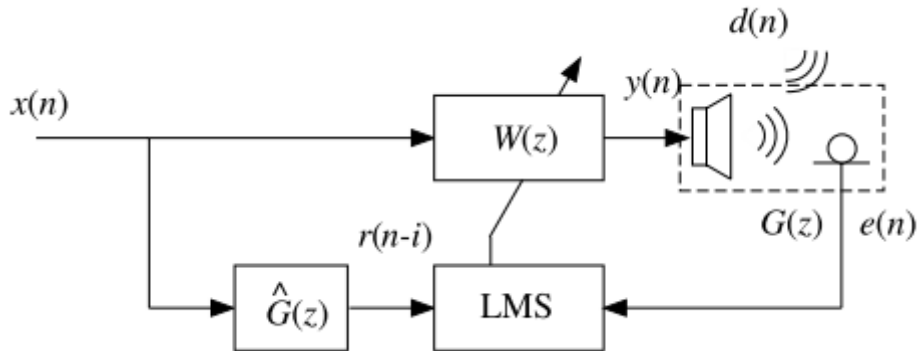


Figure 2.6 Block diagram of the filtered reference LMS algorithm

LMSアルゴリズムではスピーカ・マイク間の伝達関数を考慮していなかった。ところが、実際はスピーカ近傍だけでなく、スピーカから離れたマイク位置でANCを動作させる。こうすることにより消音範囲も広げることができる。しかし、スピーカからの距離をとることにより、様々な信号がマイクに入力されやすくなる。適応フィルタ $W(n)$ を通った出力 $y(n)$ が更に伝達関数 $G(z)$ を通る場合、適応フィルタで制御後の信号が伝達関数を通るので制御することができず、発散の原因にもなる。そこで、あらかじめ参照信号 (reference signal) $x(n)$ をモデル化伝達関数 $\hat{G}(z)$ に通した信号を、LMSアルゴリズムに適用することを考える。これにより、事前に伝達関数 $G(z)$ の情報が含まれた上で係数更新を行い、 $e(n)$ を収束させることができる。このアルゴリズムをFiltered reference LMSアルゴリズムと呼び、そのブロック図を図2.6に示す。Filtered referenceとはLMSアルゴリズムに用いる参照信号 $x(n)$ をあらかじめ、フィルタに通すこと由来する。次にFiltered-reference LMSアルゴリズムの定式化を行う。アルゴリズムの考え方はLMSアルゴリズムと同じなので修正点だけを示す。

適応フィルタの出力信号 $y(n)$ は以下のように表される。

$$y(n) = \sum_{i=0}^{l-1} W_i \cdot x(n-i) \quad (2.13)$$

よって、Filtered-reference LMSアルゴリズムにおいて誤差信号は以下のように表される。

$$e(n) = d(n) + \sum_{j=0}^{J-1} G_j \cdot y(n-j) \quad (2.14)$$

また、参照信号 $x(n)$ を誤差経路フィルタ $G(z)$ に通した信号 $r(n)$ は

$$r(n) = \sum_{j=1}^J \hat{G}_j \cdot x(n-j) \quad (2.15)$$

よって、係数更新の式は以下のように表せる。

$$W_i(n+1) = \omega_i - 2\mu\{e(n)r(n-i)\} \quad (2.16)$$

ここで、モデリング伝達関数 $\hat{G}(z)$ の精度は実際の伝達関数との位相差が ± 90 度以内という条件を最低限満たす必要がある。なぜなら、位相差がその範囲を超えると、出力信号は所望信号 $d(n)$ とベクトル的に加算され、増幅され続けてハウリング現象が生じるからである。ハウリングとは、マイクにより得られた音声信号をアンプで増幅し、スピーカから出力する際に起こる現象である。スピーカの音がマイクに入り、それが増幅されてスピーカから出力され、これが連続的に起こることによって信号が増幅される。

2.2.3 Command filtered reference LMS アルゴリズム [4] [5]

音質制御のアルゴリズムとして、Filtered-x LMS アルゴリズムを応用した Command filtered reference LMS アルゴリズム [4][5] が提案されている。ブロック図を図 2.7 に示す。 $W(n)$ は適応フィルタ、 $G(n)$ はシステムにおける伝達関数、 $\hat{G}(n)$ は $G(n)$ の推定伝達関数である。このアルゴリズムは誤差信号 $e(n)$ を制御信号 $c(n)$ へと変化させていくアルゴリズムである。

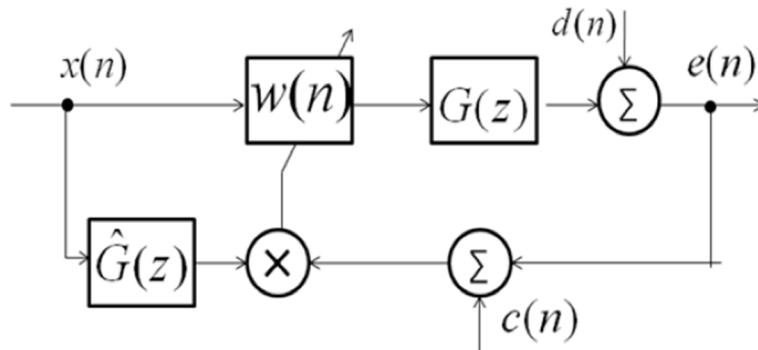


Figure 2.7 Block diagram of the Command Filtered reference LMS Algorithm

2.3 音質評価のための心理学的測定法 [6] [7]

音の心理的側面を測定する方法には、精神物理学的測定法や心理学的尺度構成法が用いられており、ここではそれぞれの代表的な方法について述べる。

また、本研究で自動車加速音の評価に用いたSD法の説明とその手順について述べ、その評価実験データの分析に用いた因子分析について述べる。

2.3.1 精神物理学的測定法と心理学的尺度構成法

精神物理学的測定法は、人の単次元の感覚量を測定する尺度を間接的に構成するための方法として、Fechner[8]によって提唱された。Fechnerは弁別閾を感覚の基本単位として、積み重ねることで物理量と感覚量の対応を数量的に表現できると考えた。また、Fechnerは感覚量と物理量（刺激強度）の関係について、Weberの法則を拡張して、Fechnerの法則を示している。Weberの法則とは、弁別閾は刺激量に比例するというもので、Fechnerの法則とは、感覚量は刺激の対数に比例するというものである。これらは一定の刺激量の範囲内では成立するが、どのような刺激量でも成立するわけではないことが分っている。

精神物理学的測定法は、主に刺激閾、弁別閾、主観的等価点のような感覚量を測定するために用いられる。刺激閾とは、光や音など外界からの物理的刺激を人が検出できるかどうか（感覚が生じるかどうか）の境界となる刺激の強度（閾値）である。また、弁別閾とは、二つの刺激の物理的な強度が異なっているときにその違いを検出できる最小の強度差や強度変化である。そして、主観的等価点とは、

二つの刺激が等しいと判断される時の刺激強度である。

これらの感覚量を測定し物理量との対応関係を明らかにするため、主に調整法、極限法、恒常法、マグニチュード推定法の4つが用いられている。このうち、調整法、極限法、恒常法は間接的な尺度構成法であり、マグニチュード推定法は直接的な尺度構成法である。

次に、心理学的な尺度構成法について、述べる。主に単一次元の感覚量の測定に用いられる精神物理学測定法に対し、より複合的な多次元の判断基準による印象の違いなどを測定する際に用いられるものを、心理学尺度と呼ばれている。代表的なものとして、一対比較法、評定尺度法、SD法[9][10]がある。

一対比較法は、多くの属性を持つ複数の評価対象すべての組合せについて、対象を一対ずつ組み合わせて提示し、快不快や好き嫌いなどの判断基準によっていずれか一方を選択させ、その比較判断に基づいて、評価対象を順序的に位置づける順序尺度を構成するものである。単一次元の感覚量の尺度構成として用いることもできる。

評定尺度法は、絶対判断によって、特定の記述や形容語で表現される内容への当てはまりの程度をカテゴリー判断させる方法を用いて、順序尺度を構成する。比較判断を用いることも可能である。広義には次項で述べるSD法も評定尺度の一種と考えられるが、ここでは意味的対極性を持つ形容詞対を必要としないものを評定尺度法とする。

2.3.2 SD法[9][10]

SD法(Semantic Differential Method)は、Osgoodが開発した事象の一般的な意味次元を量るための測定法で、心理学的な実験でよく用いられる。「快いー不快」などの図2.8に示すような反対語の対からなる評価尺度を複数用いて対象の評価を行う。その尺度の度合いによって対象事項の意味構造を明らかにしようとするものである。各評価尺度対に対して5段階や7段階の両極性の尺度で複数の被験者に回答させ、各評価尺度段階を得点とするリケルト尺度(Likert scale)を用いて数値化する[11]。そして、そのデータは主成分分析や因子分析などの多変量解析により分析されることが多い。この方法の特徴は、イメージによる心理的な多次元性を持つ事、さらに量的把握が可能な事にある。さらに実施が簡単であるので、

視覚・聴覚など主観的イメージやデザイン評価嗜好度の調査によく用いられる。

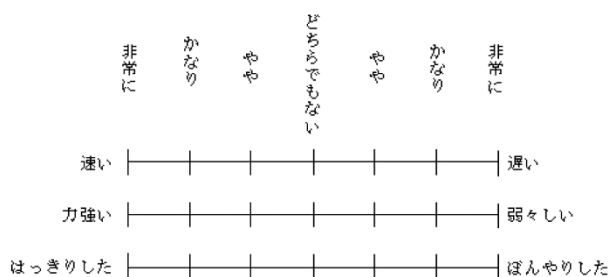


Figure 2.8 Adjective pairs

SD法の手順は以下のとおりである [12].

- ・対象に関するイメージ形容詞対を多く集める.
- ・似たような言葉を取り除き整理する (分析により同一因子に属するものを整理する).
- ・対象に関する多くのサンプルを多くの評定者に見せ、評定尺度で評価してもらう.
- ・「因子分析」によりデータ分析し、因子を求める. (因子は、評価対象に対する評価者の意味空間の座標を与える. 多くの形容詞の代わりに、少数の因子で評価・意味づけが可能となる).
- ・因子座標空間上に評価対象を位置づける (対象の種々の意味づけ、評価が明確になる).

このときに因子が実験のたびに変化するようでは、それは基本因子とは言えないので、ある領域における意味ある変数を発見するためには、因子の不変性の確認が必要である。

2.3.3 因子分析

ここでは、因子分析は、多変量データに潜む共通因子を探り出し、要約するために行う多変量解析の手法の一つである [13]–[15]. SD法の2段階目として記述した、意味尺度を用いて対象を選定し、その対象を意味空間上での1点として位置づけるために用いる. 因子分析を行う目的は、多数の変数間 $x_j (j = 1, \dots, p)$ の相関関係を分析し、それぞれの変数の持つ変動を少数の仮説的変量の線形結合に

よって近似するものである。これらの仮説的変量は、因子(factor) と呼ばれるが、実際に観測されるものではないため、潜在変数と呼ばれることもある。つまり因子分析とは、ある観測された変数がどのような潜在的な因子から影響を受けているかを探る方法である。

今回、自動車の加速音がどのように聴感に影響しているか調べるために、印象がどのような因子で構成されているか調査するために因子分析を用いた。

因子にはすべての変数に影響を与える共通因子と、それぞれの変数に固有の影響を与える独自因子があり、「共通因子と独自因子は無相関」、「異なる二つの変数に対する独自因子は無相関」という二つの仮定に基づき因子分析モデルが構成される。

各測定値に対して、共通因子で説明される部分がどの程度あるのかを示す指標を共通性と呼び、共通因子によらず独自因子によって決まる部分を独自性と呼ぶ。独自因子は誤差または残差として扱われる。通常、独自性因子が84%以下であると妥当であるとされる。

(1) 因子モデル

因子分析モデルとは、 p 種の形容詞の標準化(母平均0, 分散1)した得点を x_0, x_1, \dots, x_p , m 個の共通因子 f_0, f_1, \dots, f_m と各形容詞対に固有な独自因子 $e_n(n = 1, \dots, p)$ の線形結合,

$$\begin{aligned} x_1 &= a_{11}f_1 + a_{12}f_2 + \dots + a_{1m}f_m + e_1 \\ x_2 &= a_{21}f_1 + a_{22}f_2 + \dots + a_{2m}f_m + e_2 \\ &\cdot \\ &\cdot \\ &\cdot \\ x_p &= a_{p1}f_1 + a_{p2}f_2 + \dots + a_{pm}f_m + e_p \end{aligned} \tag{2.17}$$

で表されることを仮定する。 a_{pm} は、変数 x_p が m 個の共通因子 f_0, f_1, \dots, f_m のそれぞれに関連する程度を示すもので、因子負荷量と呼ばれる。

まず形容詞間の相関係数及び相関行列を求める。相関係数とは2つの変量間の相関関係の程度を表す数値であり、それを求めることにより2つの変量間の比例

性を確かめることができる。相関係数は次式で求めることができる。

$$r = \frac{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (X_i - \bar{X})(Y_i - \bar{Y})}{\sqrt{\sum_{i=1}^n (X_i - \bar{X})^2} \sqrt{\sum_{i=1}^n (Y_i - \bar{Y})^2}} \quad (2.18)$$

相関係数のとりうる値の範囲は-1から1までで、0に近づくほど因果関係が希薄である。

f は互いに無相関で標準化された値を持ち、 e は互いにかつ f とも無相関であるという条件の下に、形容詞間の相関係数は内積によって求められる。これを行列で表したのが相関行列 R である。

$$\begin{aligned} AA^t &= \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & \cdots \\ a_{12} & a_{22} & \cdots \\ \vdots & \vdots & \vdots \\ a_{p1} & a_{p2} & \cdots \end{bmatrix} \begin{bmatrix} a_{11} & a_{21} & \cdots & a_{p1} \\ a_{12} & a_{22} & \cdots & a_{p2} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \end{bmatrix} \\ &= \begin{bmatrix} a_{11}^2 + a_{12}^2 + \cdots & r_{12} & \cdots & r_{1p} \\ r_{12} & a_{11}^2 + a_{12}^2 + \cdots & \cdots & r_{2p} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ r_{1p} & r_{2p} & \cdots & a_{11}^2 + a_{12}^2 + \cdots \end{bmatrix} \quad (2.19) \end{aligned}$$

$$R = \begin{bmatrix} 1 & r_{12} & \cdots & r_{1p} \\ r_{12} & 1 & \cdots & r_{2p} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ r_{1p} & r_{2p} & \cdots & 1 \end{bmatrix} \quad (2.20)$$

式(2.19)の計算をすると、対角要素が共通性で非対角要素は相関関数となり、式(2.20)と比較して式(2.21)を得る。

$$AA^t = R - V = R^* \quad (2.21)$$

このとき、 V は独自因子となる。

R^* はSMC法(Squared Multiple Correlation)により推定することができる[12]。

SMC法は重回帰分析を行いその時の残差平方和が最小の時の重相関係数を共通

性の推定値とする方法である。重回帰分析は目的変量を説明変量についてそれぞれ一次式で表したものであり、たとえば、次式のように $t_{1,i}$ の値を $t_{2,i} + t_{3,i} + \dots + t_{p,i}$ にそれぞれ重み付けした値とこれらに無関係の値 α_0 の和により表現する。

$$t'_{1,i} = t_{2,i} + t_{3,i} + \dots + t_{p,i} \quad (2.22)$$

この和（理論値）は測定などにより得られる実測値とは異なり、これらの差を残差と呼ぶ。残差平方和 $E = \sum e_{1,i} = \sum t_{1,i} - t'_{1,i}$ が最小の時の α を求めることにより、重相関係数が求まる。重相関係数 R は次式で表され、理論値の実測値に対する寄与度を表す。

$$R = \sqrt{\frac{s^2_{t'}}{s^2_{t'} + s^2_{e'}}} \quad (2.23)$$

$s_{t'}$, $s_{e'}$: 理論値, 残差の分散

次に推定された R^* から主因子法により因子負荷量 A を求める。

$$a_1 = \begin{bmatrix} a_{11} \\ a_{21} \\ \vdots \\ a_{p1} \end{bmatrix}, \quad a_2 = \begin{bmatrix} a_{12} \\ a_{22} \\ \vdots \\ a_{p2} \end{bmatrix}, \quad \dots \quad (2.24)$$

とし、式(2.25)のようにおいて、因子負荷量 a を求める。

$$g(a) = \frac{1}{2}(a^2_1 + a^2_2 + \dots + a^2_p) \quad (2.25)$$

式(2.25)の解は式(2.26)を解くことに帰着することが知られている。

$$R \frac{\partial}{\partial a} g(a) = \lambda_a \quad (2.26)$$

式(2.26)より

$$\frac{\partial}{\partial \mathbf{a}} g(\mathbf{a}) = \mathbf{a} \quad (2.27)$$

であるので，式(2.28)は次式のように表される．

$$R\mathbf{a} = \lambda\mathbf{a} \quad (2.28)$$

べき乗法により，式(2.28)から固有値 λ および因子負荷量 \mathbf{a} を求める．このときの a_1 が第1因子負荷量， a_2 が第2因子負荷量である．

べき乗法では，まず式(2.28)の両辺に右から \mathbf{a}' を掛け次式を得る．

$$R = \lambda_1 a_1 a_1' + \lambda_2 a_2 a_2' + \cdots \quad (2.29)$$

式(2.29)の両辺を r 乗し， $\frac{1}{\lambda_1^r}$ 倍した後，任意のベクトル $\mathbf{a}^{(0)}$ を右からかけると，

$$\frac{R^r}{\lambda_1^r} \mathbf{a}^{(0)} = a_1 a_1^t a^{(0)} + a_2 a_2^t a^{(0)} + \cdots \quad (2.30)$$

となる． $\lambda_1 \geq \lambda_2 \geq \cdots \geq \lambda_n$ とし $r \rightarrow \infty$ とすると右辺の第二項以下が0に収束し， $a_1 a_1^t a^{(0)}$ ならば $R^r a^{(0)}$ は最大固有値 λ_1 に対応する固有ベクトル a_1 の定数倍に近づいていく．なお，SMC法では $\mathbf{a}^{(0)}$ を重相関係数とする．

次に $R^r a^{(0)}$ を $R^r a^{(0)}$ の最大要素で割り $\mathbf{a}^{(0)}$ とし， $|\mathbf{a}^{(k)} - \mathbf{a}^{(k+1)}| < \epsilon$ となるまで同様の計算を繰り返す． ϵ として一般に 10^{-6} が用いられる．以上の計算により，収束した結果を因子負荷量という．

(2) 因子の回転と因子得点の推定

因子分析では，因子の解釈により適した因子負荷量行列を得るために因子の回転が行われている．そこで，因子をよりよく抽出するためにバリマックス回転が一般に用いられる．バリマックス回転は以下の式が最大になるように軸を回転させる． \mathbf{B} は回転後の因子負荷行列， B_{ij} は因子負荷量 \mathbf{B} の*i*行*j*列目の要素である．

$$\sum_{k=1}^m \left\{ \sum_{j=1}^p b_{jk}^4 - \frac{1}{p} \left(\sum_{j=1}^p b_{jk}^2 \right)^2 \right\} \quad (2.31)$$

図2.9に回転前の因子負荷量の散布図の例を示す。

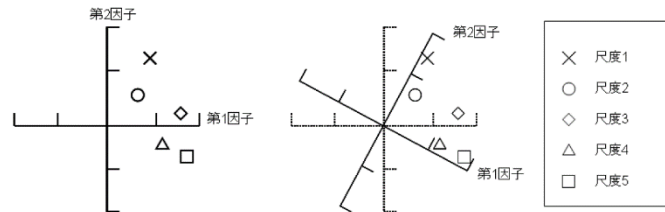


Figure 2.9 Scatter plot of factor loadings

図2.9（左）では第1因子周辺に5つの尺度がかたまっている。ここで測定値と因子がうまく合致するように縦軸と横軸が直角であることを保って原点を中心に回転させる。その結果、図2.9(右)に示すように3つの因子が第1因子に、残りの2つの因子が第2因子に近づく。このようにして回転後の結果を採用する。

計算により p 個の因子が得られるが、そのうち共通因子として扱われる因子の決定法を次に示す。

1. 累積寄与率が十分と思われる程度の値を超えれば因子の抽出をやめる。
2. 相関行列の固有値の大きさが1以下になると因子の抽出をやめる。
3. スクリープロットの分布が急激に変化する1つ手前で因子の抽出をやめる。
4. 因子分析の対象となる現象を評価する尺度が明確な場合、その因子数で抽出をやめる。

固有値は因子負荷量の2乗和で表され、形容詞対数で割ると因子寄与の値となる。もし1つの形容詞対のみ因子負荷量1をもつのであれば固有値は1となり、この基準は少なくとも1つ以上の形容詞の情報を持っていることを表している。

いくつかある因子が、各変数に影響を与える割合はそれぞれ変数によって異なるが、この割合を因子負荷量という。また、各因子が各個体（対象者）に及ぼす影響力を因子得点と言う。つまり因子得点は因子の大きさを表しており、因子得点が高い個体はその因子に影響されている割合が高いと言える。因子得点は次式により求めることができる。

$$\begin{aligned}
f_i - \bar{f} &= \frac{a_1(x_{1,i} - \bar{x}_1) + a_2(x_{2,i} - \bar{x}_2) + \dots + a_p(x_{p,i} - \bar{x}_p)}{a^2_T} \\
g_i - \bar{g} &= \frac{b_1(x_{1,i} - \bar{x}_1) + b_2(x_{2,i} - \bar{x}_2) + \dots + b_p(x_{p,i} - \bar{x}_p)}{b^2_T} \\
&\vdots
\end{aligned} \tag{2.32}$$

f, g : 因子1, 2 の因子得点, a, b : 因子1,2 の因子負荷量, p : 形容詞数, x : 点数, T : 合計, バーは平均値を表す.

因子分析はSD法において意味次元を抽出するために一般的に用いられる. 本稿では自動車加速音の意味次元を抽出する際に用いた.

2.4 心理音響評価指標 [16]

従来, 機器から発生する音は物理量(音圧レベル, FFTスペクトルなど)に基づいた評価・対策が中心であった. しかし, 実際に音を聴くのは人間である. そのため, 音圧レベルが等しい高周波成分の音と低周波数成分の音で, 異なった音の大きさを感じることもある. これは物理量と人間の感覚量が異なる代表的な例である. そこで人間が聞いた時の感性を定量化したものが心理音響評価指標と呼ばれるものである. 現在, 心理音響評価指標としてさまざまなものが提案されている. その中で特に代表的なラウドネス(Loudness), シャープネス(Sharpness), ラフネス(Roughness)と, 近年, 桑野らによって提案されたCI(Comfort Index)[17]について説明する.

2.4.1 ラウドネス

人間が音の大きさを感じる際に次の二つの現象に影響を受ける.

- ・ 耳の周波数特性
- ・ スペクトルマスキング(周波数軸上で起こる現象)

ラウドネスを計算する際, これらの現象を考慮する必要がある.

最初にラウドネスの計算に重要となる要素の一つが聴覚の周波数特性である. 図2.10は等ラウドネス曲線と呼ばれ, 純音における音圧レベルと人間の感じる音

の大きさを示したものである。この図では、同一の曲線上の音はすべて等しい大きさを示し、各曲線に記されたphonの値は、1,000Hzにおける音圧の値と合致するようになっている。この図から、1000Hzで80dBの音と同じ大きさに聞こえる音は、125Hzでは90dB必要であることを示している。人間の聴覚は低温では感度が悪くなっていることが分かる。

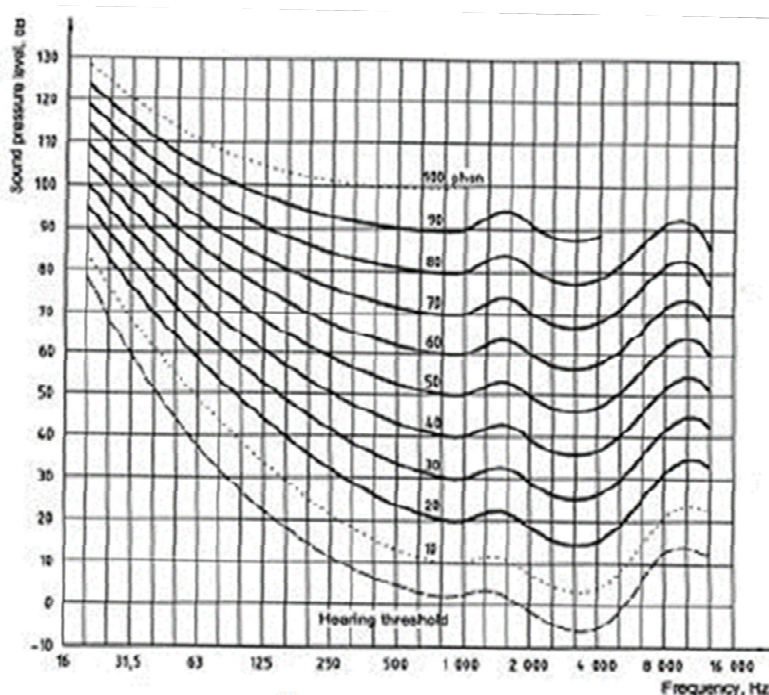


Figure 2.10 Equal loudness curve

また、この特性は音圧によっても異なり、図2.10の上部の曲線で示される高い音圧の場合には比較的平坦な特性となり、低音圧になるにつれて低温における感度がより小さくなること、人間の聴覚が4000Hzあたりで最も鋭いことが分かる。次にスペクトルマスキング (Spectrum Masking) について説明する。マスキングとは、ある音が聞こえているときにもう一つの音を聞かせると、2番目の音が1番目の音によってかき消され聞こえなくなってしまう現象である。

これらの現象を考慮してラウドネスを計算する。ラウドネスを求めるにはISO532Bで規格化されているラウドネスチャートを使って求める。ラウドネスは次の手順で計算される[18].

1. 1/3 オクターブ分析を行う
2. ラウドネスチャートに1の結果を記入する
3. 書かれたカーブの下方の面積を計算し、面積に対応するラウドネスを読み取る

ラウドネスの基準となる音は音圧レベル40dB、周波数1kHzの純音である。この時、1soneとなり（ラウドネスレベルは40phone）、この音と同じ大きさに聞こえる音は1sone、2倍の大きさに聞こえる音は2soneとなる。また、ラウドネスとラウドネスレベルの値には以下の式が近似的に成り立つ。

$$L = 10\log 2S + 40 \quad (2.33)$$

ここで、Sはラウドネス、Lはラウドネスレベルである。これは音の大きさのレベルが10phon増加すると音の大きさが2倍増加することを表している。

2.4.2 シャープネス

人間が音の高さを示す指標としてシャープネスがある。シャープネスは高い音と低い音のバランスによって決まり、ラウドネスのスペクトルの重心を求めるところで計算される。

シャープネスは以下の式で表される[18][19]。

$$S = 0.11 \frac{\int_0^{24} N'(z)g(z)dz}{\int_0^{24} N'(z)dz} \quad (2.34)$$

シャープネスの基準となる音は、1kHzを中心とした帯域幅が1Barkの音圧レベル60dBの狭帯域雑音である。この時シャープネスは1acumとなる。

2.4.3 ラフネス

音の大きさや周波数が変調している場合、人間は音が粗いと感じる。この感覚量をラフネスという。1秒間に70回ほどの速さで変調する場合に最も粗いと感じ

る。音を洗いと感ずるとき、人間の聴覚では、その音の変調を聞き取っているが、変動している音の一つ一つを分離して聞き取ることができないため、変動感ではなく粗さ感として感ずる。[18].

ラフネスの基準となる音は、1kHzの純音を変調周波数70Hzで100%AM 変調し、音圧レベルを60dBとした音である。この時ラフネスは1asperとなる。

2.4.4 時変ラウドネス

変動音に対するラウドネスの解析法として時変ラウドネスが近年、提案された[20]. このモデルは以下の5段階の計算により、時変ラウドネスを計算する。

- (a) 外耳・中耳の伝達特性を表すFIRフィルタを通す。
- (b) 短期スペクトル(Short-Term Spectrum)計算を行う。人間の聴覚系は低周波数で高いスペクトル分解能が、高周波数で高い時間分解能を有しており、これはラウドネスを計算する際の1/3オクターブ分析では実現することができない。これらの問題を扱うため、このモデルでは6つのFFTを並列に計算している。これらのFFTは中心周波数が上がるにつれ、信号のセグメントが短くなっている。これによって低周波数域は十分なスペクトル分解能を、高周波数域は十分な時間分解能を得ることができる。そして得られた短期スペクトルから興奮パターンを計算する。
- (c) 興奮パターンから瞬時ラウドネスを計算する。このモデルでは瞬時ラウドネスは中間変数であり、解析には直接使用はしない。
- (d) この瞬時ラウドネスを元にShort-termラウドネスを計算する。Short-Termラウドネスは短期間に知覚されるラウドネスである。

Short-Termラウドネス(短期間に知覚されるラウドネス)は時間積分の形式を用い、制御信号が自動利得制御回路の中で生成される方法に似ている方法で瞬時ラウドネスの平均によって計算される。そのような制御信号はアタックタイム T_a とリリースタイム T_r を持つ。これは次の方法によって実行される。我々は n 番目のフレームと対応する時間(更新は1msごと)の連続short-termラウドネスの推定値を S'_n と、 S_n を n 番目の瞬時ラウドネスを計算したもの、 S'_{n-1} を $n-1$ フレームに対応する時間の連続ラウドネスと定義される。

$S_n > S_{n-1}$ (n フレームの瞬時ラウドネスが前フレームのshort-termラウドネスより大きいような立ち上がり) の場合

$$S_n = \alpha_a S_n + (1 - \alpha_a) S_{n-1} \quad (2.35)$$

ここで α_a は T_a と関係する定数であり,

$$\alpha_a = 1 - e^{-T_i/T_a} \quad (2.36)$$

ここで T_i は瞬時ラウドネスの連続値のインターバルである.

$S_n \leq S_{n-1}$ (瞬時ラウドネスがshort-termラウドネスより小さいような立下り) の場合

$$S_n = \alpha_r S_n + (1 - \alpha_r) S_{n-1} \quad (2.37)$$

ここで α_r は T_r と関係する定数であり,

$$\alpha_r = 1 - e^{-T_i/T_r} \quad (2.38)$$

$\alpha_a=0.045$, $\alpha_r=0.02$ である.

(e) 最後に全体的な音の印象としてLong-Termラウドネスが, Short-Termラウドネスを元に計算される.

Short-Termラウドネスは, 多数の音響心理学に動機づけされた時定数を使い, 瞬時ラウドネスを時間的に円滑化させることで得られる. 音の減衰に対する時定数は, 音の立ち上がりに対する時定数より大きく, ラウドネスの減衰の方がより時間がかかることを示している. これが経時マスキングに対応して

いる. 同様に, Long-TermラウドネスはShort-Termラウドネスを円滑化することで得られる. Long-Termラウドネスはラウドネスの記憶に関連がある.

$S'_n > S'_{n-1}$ (short-term ラウドネスがlong-term ラウドネスより小さい立ち上がり) の場合

$$S''_n = \alpha_{al} S'_n + (1 - \alpha_{al}) S''_{n-1} \quad (2.39)$$

ここで α_{al} はアタックタイム(式(2.44))に関連する定数である.

$S'_n \leq S'_{n-1}$ (short-term ラウドネスがlong-term ラウドネスより小さい立ち上がり) の場合

$$S''_n = \alpha_{rl} S'_n + (1 - \alpha_{rl}) S''_{n-1} \quad (2.40)$$

ここで α_{rl} はリリースタイムによる定数である.

また, $\alpha_{al} = 0.01$, $\alpha_{rl} = 0.0005$ である.

参考文献

1. 尾知 博, “別冊インターフェイスDSP を使いこなす-適応フィルタの原理とDSPによる表現”, CQ 出版社(76)1989
2. B.Widrow and E.Walach, “Adaptive Inverse Control”, *Prentice Hall*, 1996
3. B.Widrow and S.Stearns ”Adaptive Signal Processing”, *Prentice Hall*, 1985
4. S.Ishimitsu, F.Tamura, S.Kato, N.Tarui, Y.Matsumoto and K.Yato, Japanese patent Tokuganhei(06-267562)1994
5. S.Ishimitsu, S.J.Elliott, Comparison of Adaptive Controllers for Multichannel Feedforward Control and their application to the active of ship interior noise, *MOVIC2002*(2・1127-1132)2002
6. 難波, 桑野, 音の評価のための心理学的測定法, コロナ社(107-144)1998

7. 谷口, “心理評価実験における尺度構成の方法”, 日本音響学会誌, 73(12・774-782)2017
8. G.T.Fechner, “Elemente der Psychophysik”, Breitkopf & Härtel, Leipzig, 1860
9. Osgood, C.E., Suci, G.J., Tannenbaum, P, The measurement of meaning, Univ. Illinois Press, 1957
10. 市原, “セマンティック・ディファレンシャル法(SD法)の可能性と今後の課題”, 人間工学, (45(5))2009
11. 堀, 山本, “心理尺度ファイル”, 垣内出版, 1994
12. 石光, 佐藤, “人間工学の基礎”, 養賢堂, 2018
13. 柳井, 繁梶, 前川, 市川, “因子分析”, 朝倉書店, 2010
14. 柳井, 高木, “多変量解析ハンドブック”, 現代数学社, 1986
15. 長谷川, “ゼロから初めてよくわかる多変量解析”, 技術評論社, 2004
16. E.Zwicker, Psychoakustik, Springer-Verlag. Berlin, 1982
17. 桑野, “音質デザインの方向性” 日本音響学会誌(64(9) 551-555)2008
18. 小野測器ホームページ, <http://www.onosokki.co.jp/>
19. 岩宮, “音質評価指標－入門とその応用－” 日本音響学会誌(66(12) 603-609)2010
20. B.R.Glasberg, B.C.J.Moore, A Model of Loudness Applicable to Time-Varying Sounds, Journal of the AES(50(5) 331-342)2002

第3章 適応制御アルゴリズムの高速化

3.1 はじめに

エンジン加速音を適応制御でコントロールする上で、時間的に変化する音に追従する必要があるため、アルゴリズムの高速化に取り組んだ。従来、適応騒音制御に用いられるFiltered reference LMSアルゴリズムは、打ち消し音を生成する適応フィルタの更新時に打ち消し音を出力するスピーカから受音点のマイクまでの伝達関数特性を考慮している。そのため、伝達関数のゲイン特性に阻害されて収束特性が不十分である。定常音やわずかな周波数の変化には十分対応することが可能であるが、自動車の加速騒音など急激に音質が変化する場合、追従性が十分ではない。定常走行時に制御できても、加速時に制御不能になるようではシステムとしては十分ではない。この問題を解決するためには、騒音の変化に対して、素早く打ち消し音を生成する必要がある。ここで、収束性能阻害の要因に伝達関数特性がある。この問題に対して、その振幅特性を周波数領域で一定とするPhase corrected filtered error LMSアルゴリズムがある[1]。これにより、収束速度に関しては向上したが、低減量に関する収束性能は十分ではないため、その改善を試みた[2]。さらに、伝達関数特性に着目した既存のアルゴリズムと実音場の伝達関数を考慮した収束性能に関するシミュレーションを行い、それらの性能比較を行った。

3.2 Filtered reference LMS アルゴリズムの問題点

Filtered reference LMS アルゴリズム[3]の係数更新の式は以下のとおりである。

$$W_i(n+1) = \omega_i - 2\mu\{e(n)r(n-i)\} \quad (3.1)$$

$$r(n) = \sum_{j=1}^J \hat{G}_j \cdot x(n-j) \quad (3.2)$$

式(2.14)および(2.15)に示されるように、Filtered reference LMSアルゴリズムでは参照信号 $x(n)$ をモデル化伝達関数 $G(z)$ に通した値と誤差信号 $e(n)$ の畳み込みで適応フィルタ $W(n)$ の値が更新される。ここで、モデル化伝達関数 $G(z)$ は図3.1に示すような振幅特性を持つとする。

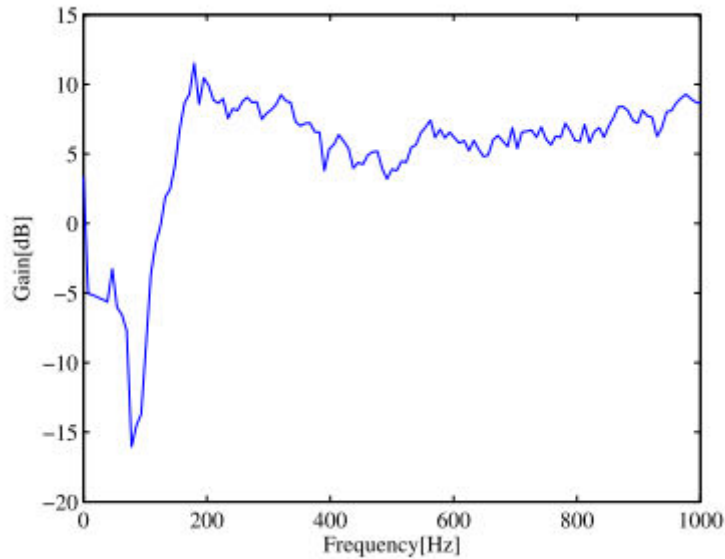


Figure 3.1 The magnitude response of the $G(z)$

図3.1 において、120Hz付近においてディップがあり、値が急激に小さくなっていることが確認できる。このディップはスピーカから出力された音と壁や床などに反射した音がマイク付近で干渉し、音が消えてしまうために生じる。このディップの影響により、ディップの存在する周波数において、 $W(n)$ の更新が遅くなる。その結果、打ち消し音を生成する速度の低下を招く。

3.3 Phase corrected filtered error LMS アルゴリズムとその補正

Phase corrected filtered error LMSアルゴリズム[2]では収束性能阻害の原因となる伝達関数特性 $|\hat{G}(z)|$ のかわりに周波数領域で一定の値をもつ $|G_a(z)|$ を用いる。 $G_a(z)$ は $\hat{G}(z)$ をその絶対値で割ることにより、実現できる。これにより、振幅特性は平坦化されるが、位相特性は元の情報を保持している。Filtered reference LMSアルゴリズムとの収束性能の比較を図3.2に示す。

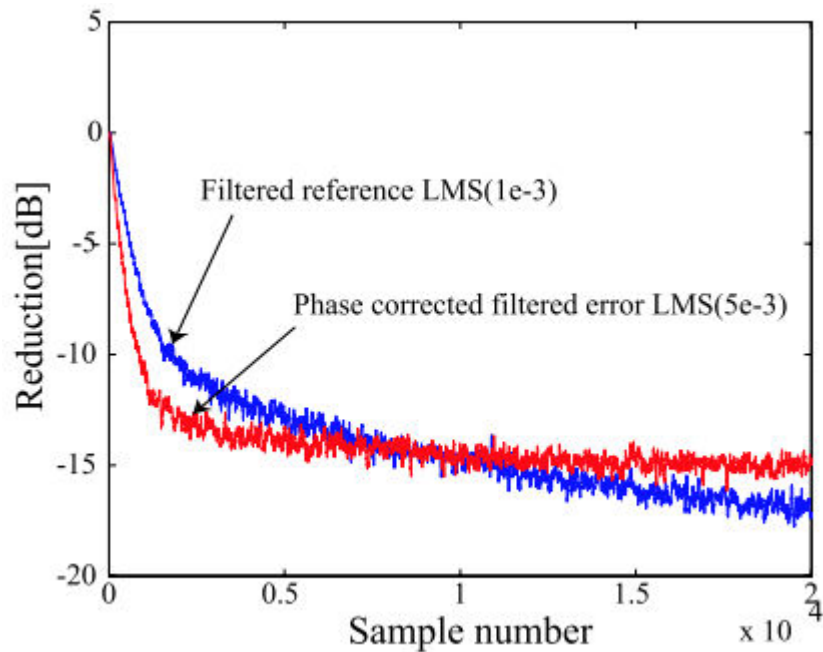


Figure 3.2 Comparison of the filtered reference LMS algorithm and the phase corrected filtered error LMS algorithm.

図3.2において、各アルゴリズムにおける括弧内の数字はそれぞれの収束係数を示す。図3.2より、Phase corrected filtered error LMSアルゴリズムの方が収束速度は速いことが確認できる。しかし、最終的な低減量はFiltered reference LMSアルゴリズムの方が大きいことがわかる。その原因として考えられるのが、図3.3に示す伝達関数 G_d のインパルス応答における終端の誤差による影響である。これは周波数領域での平坦処理時に生じる誤差で、伝達関数の立ち上がり時間に余裕がなければ、フーリエ変換の影響により生じやすい。これが低減量低下の原因と考えられる。この誤差が収束性能に与える影響を調査するために誤差を含む場合と信号処理的に誤差を削った場合について、Phase corrected filtered error LMSアルゴリズムを用いて比較検討した。その際の収束曲線を図3.4に示す。

これより、この誤差が収束性能に悪影響を与えていることがわかる。しかし、単純にこの誤差を削るだけでは、図3.5に示すような周波数特性となり、伝達関数は平坦化されない。

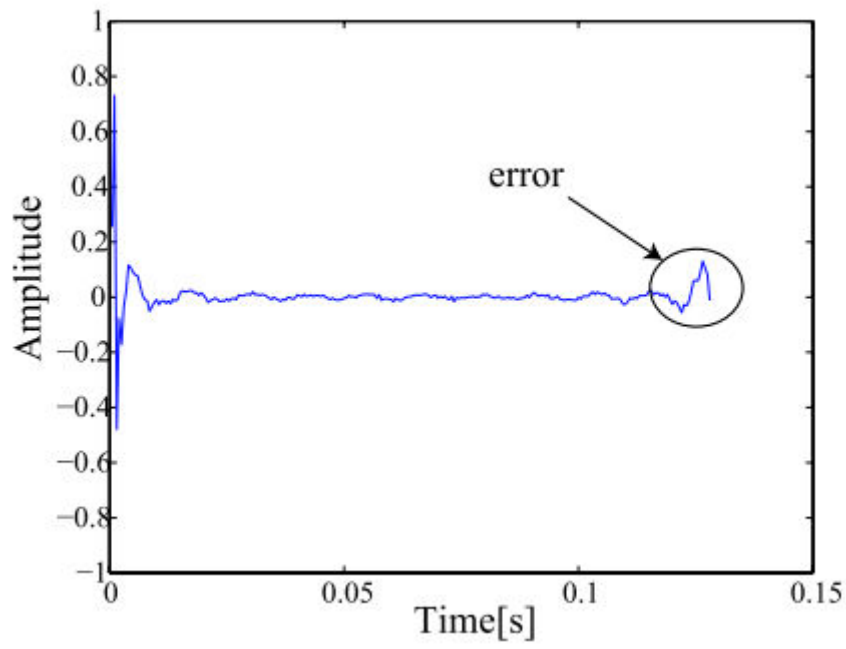


Figure 3.3 Impulse response of G_a .

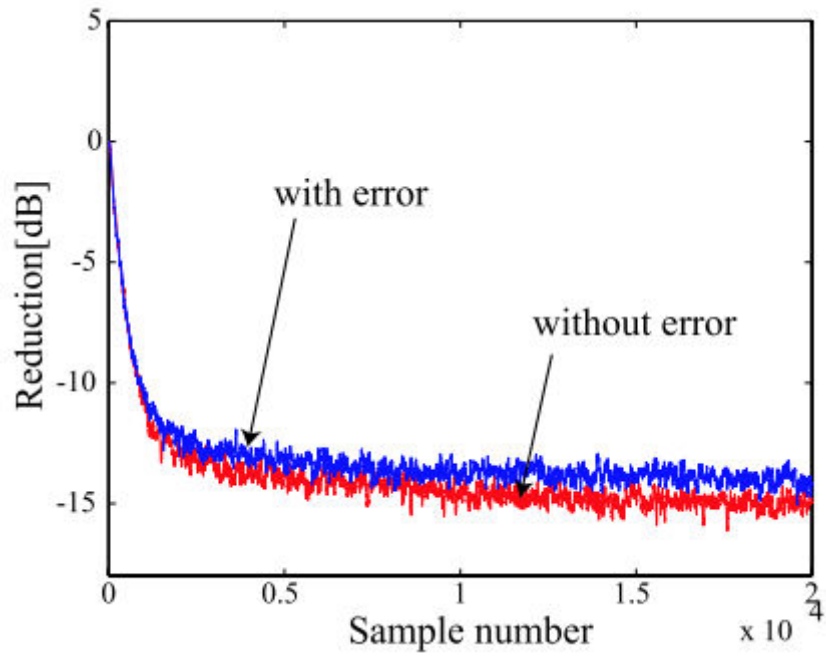


Figure 3.4 Influence of the error of G_a .

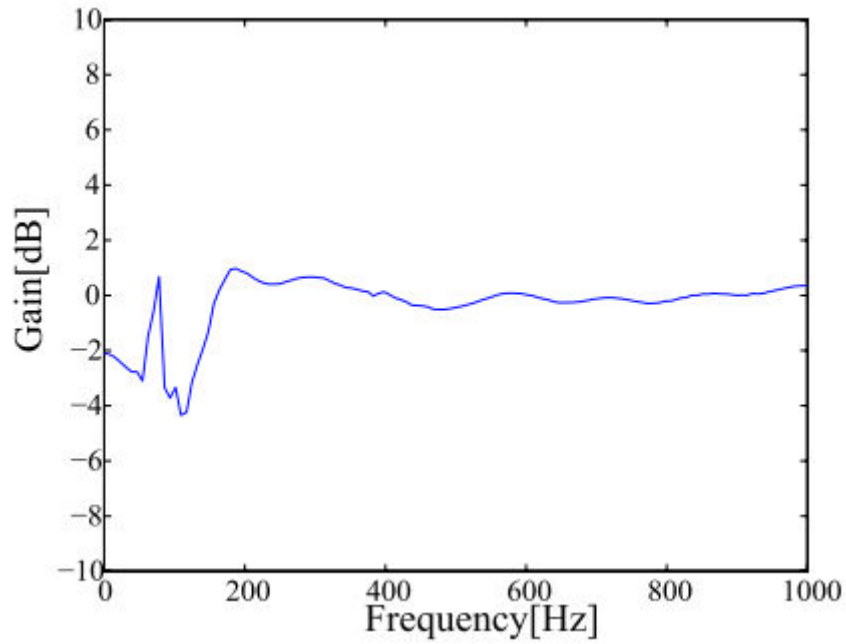


Figure 3.5 magnitude response of G_a without error.

そこで、更新アルゴリズムが因果性を満足するとともに、伝達関数の立ち上がり時間に余裕を持たせるように遅延を導入した。遅延導入後のPhase corrected filtered error LMSアルゴリズムのブロック図を図3.6に示す。また、このときの係数更新式を以下に示す。

$$W_i(n+1) = W_i - \alpha e(n-J)r(n-i-J) \quad (3.3)$$

$$r(n-i-J) = \sum_{j=1}^J G_{aj} \cdot x(n-i-j-J) \quad (3.4)$$

$$G_{aj} = \frac{\hat{c}_j}{|\hat{c}_j|} \quad (3.5)$$

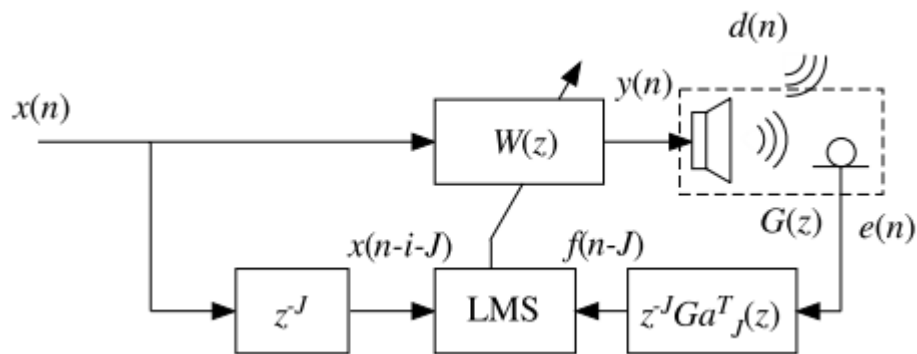


Fig. 3.6 Block diagram of the phase corrected filtered error LMS algorithm.

図3.7(a), (b) に伝達関数 G_{aJ} と伝達関数 G との周波数特性の比較を示す. これらの図より, 振幅特性が平坦化されているが, 位相特性は変化していないことが確認できる.

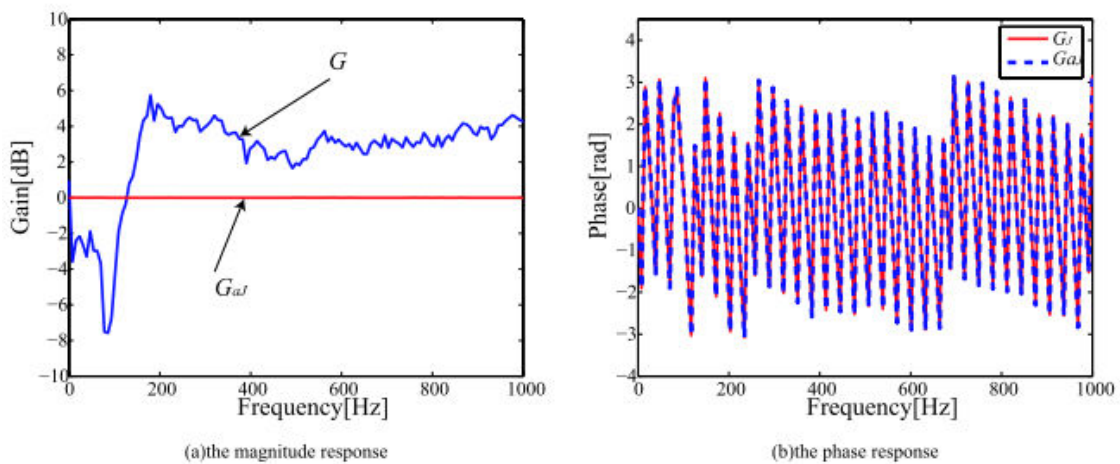


Figure 3.7 Comparison of G_J with G_{aJ} .

また, 図 3.8 に示す伝達関数 G_{aJ} のインパルス応答において, 終端部に誤差が生じていないことも確認できる. このアルゴリズムを遅延導入前後の Phase corrected filtered error LMS アルゴリズムおよび Filtered reference LMS アルゴリズムと収束性能の比較を行った結果を図 3.9 に示す. この結果より, 遅延導入により収束性能が改善されたことが確認できた.

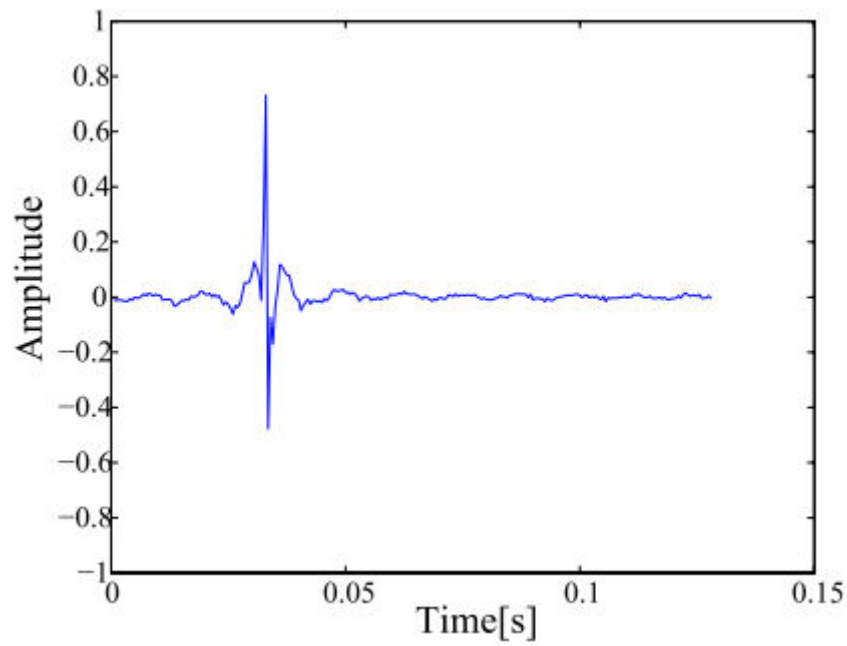


Figure 3.8 Impulse response of G_{aJ} .

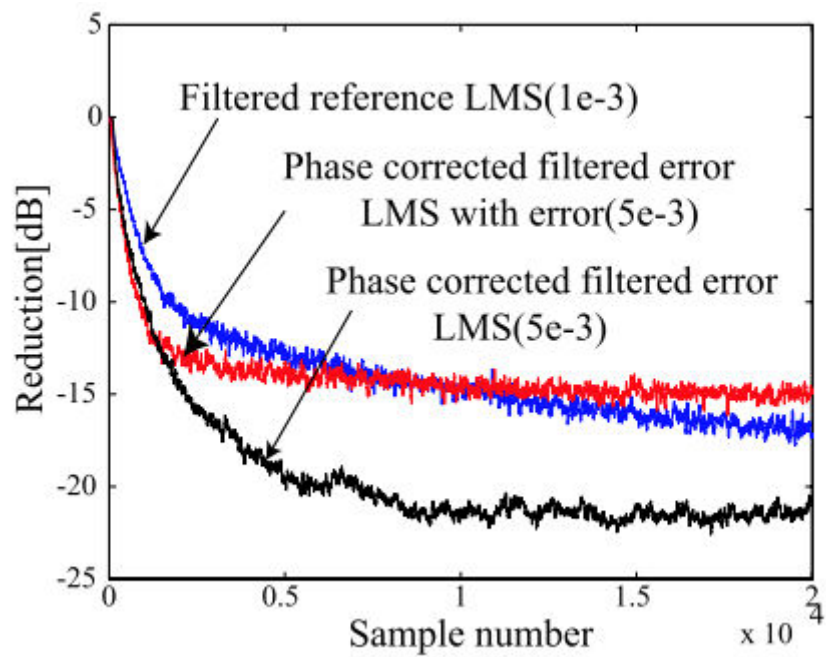


Figure 3.9 Comparison of the convergence curves with white noise.

3.4 まとめ

エンジン加速音を適応制御でコントロールする上で、時間的に変化する音に追従する必要があるため、アルゴリズムの高速化にも取り組んだ。従来、適応騒音制御に用いられる Filtered reference LMS アルゴリズムは、スピーカ・マイク間の伝達関数特性を考慮している。そのため、伝達関数のゲイン特性に阻害されて収束特性が不十分である。その収束性能阻害の要因に伝達関数特性がある。この問題に対して、その振幅特性を周波数領域で一定とする Phase corrected filtered error LMS アルゴリズムがある。その収束性能阻害の要因に伝達関数特性がある。この問題に対して、適伝達関数特性を平坦化した Phase corrected filtered error LMS アルゴリズムが提案されているが、平坦化处理の誤差が収束特性阻害の要因となっている。そこで、伝達関数に遅延を持たせることで、補正前の Phase corrected filtered error LMS アルゴリズムに比べ、収束性能を改善することができ、従来法である Filtered reference LMS アルゴリズムに比べ、収束性能を改善できた。

参考文献

1. S.Ishimitsu, F.Tamura, S.Kato, N.Tarui, Y.Matsumoto and K.Yato, Japanese patent Tokuganhei(06-267562)1994
2. S.Ishimitsu, N.Shibatani, “Comparison of the Convergence Property on the Active Noise Control and Its Application to the Active Control of Ship Interior Noise” 日本機械学会論文集(73(736)C・3198–3205) 2007
3. B.Widrow and E.Walach, “Adaptive Inverse Control”, *Prentice Hall*, 1996

第 4 章 エンジン騒音の客観的評価手法の検討

4.1 はじめに

これまで、さまざまな音の解析にはラウドネスなどの主観的な評価方法を用いて解析が行われてきた。自動車内の加速音や貨物機の騒音も同様の方法が用いられている。しかしこれらは本来、定常音のみ適用されるものであり、自動車の加速音といった非定常音に用いることは不適切である。このため、不用意に用いることは誤解釈の原因となる。また、心理音響評価指標は自動車加速音には印象との相関が低いとの報告もある。また現在、非定常音に用いることのできる時変ラウドネスも開発されている。そこで自動車加速音に対し、時変ラウドネスを用いた解析を行った。

4.2 解析対象

今回解析対象とするのは直列 4 気筒エンジンの左ハンドルセダン車である。吸気口付近に収録マイクを設置し、音源を収録した。走行状態は 3 速全開加速でエンジン回転数は 1000rpm~6000rpm に変化する。この実験で用いた音源を表 4.1 に示す。また、音源 1 の spectrogram を図 4.1 に示す。音源 2 は音源 1 の周波数時間変化率を 1.5 倍、音源 3 は 0.67 倍したものである。

Table 4.1 Sound Source of Experiment

Subject(1)	Recorded car intake noise
Subject(2)	1.5 times about the time-varying rate of frequency of Subject(1)
Subject(3)	0.67 times about the time-varying rate of frequency of Subject(1)

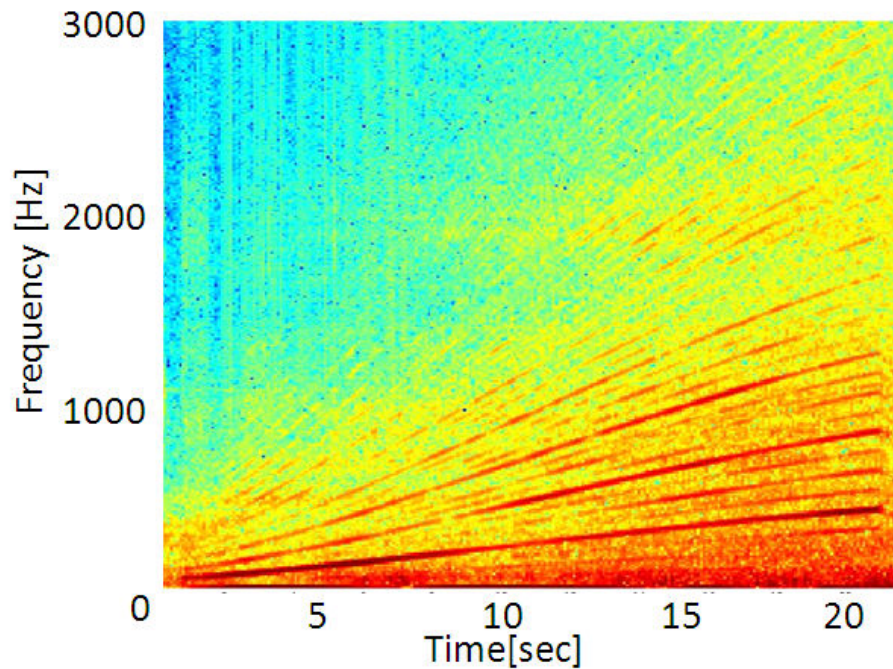


Figure 4.1 Spectrogram of Subject(1)

4.3 解析結果

表 4.1 の Subject(1)音源に対し、時変ラウドネスを計算した結果を図 4.2 に示す。図 4.2 より、瞬間的な音の大きさを示す Instantaneous ラウドネス、短期的な音の大きさの印象を示す Short-Term ラウドネス、全体の音の印象を示す Long-Term ラウドネスとともに同様の傾向を示している。

そこで、表 4.1 の Subject(1)~(3)の解析には全体の印象を示す Long-Term ラウドネスを用いてこととした。解析結果を図 4.3 に示し、ラウドネスを計算した結果を表 4.2 に示す。図 4.3 より、周波数時間変化率が増加するにつれ、時変ラウドネスの傾きも増加し、相関関係が確認できる。同様に、表 2 より、周波数時間変化率が増加に伴い、ラウドネスも増加する。

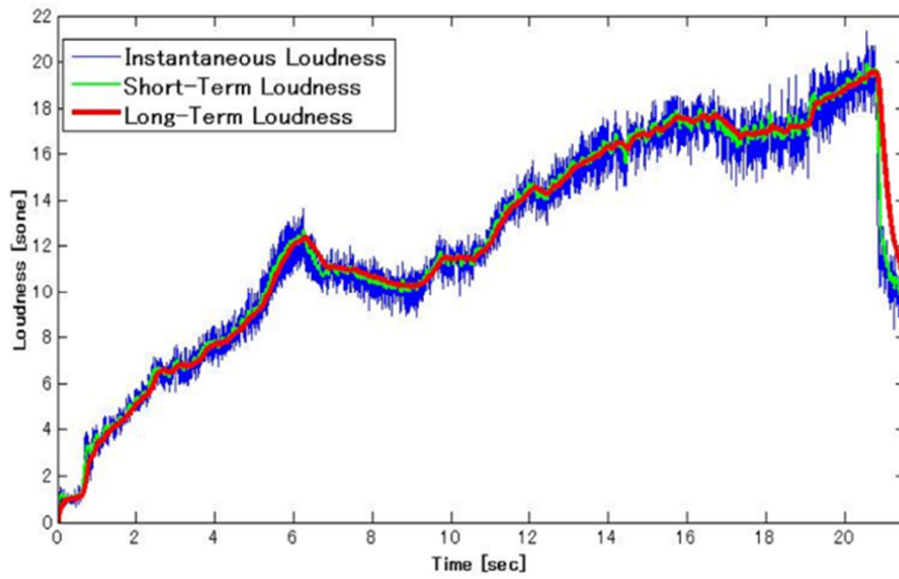


Figure 4.2 Time-varying Loudness of Car noise

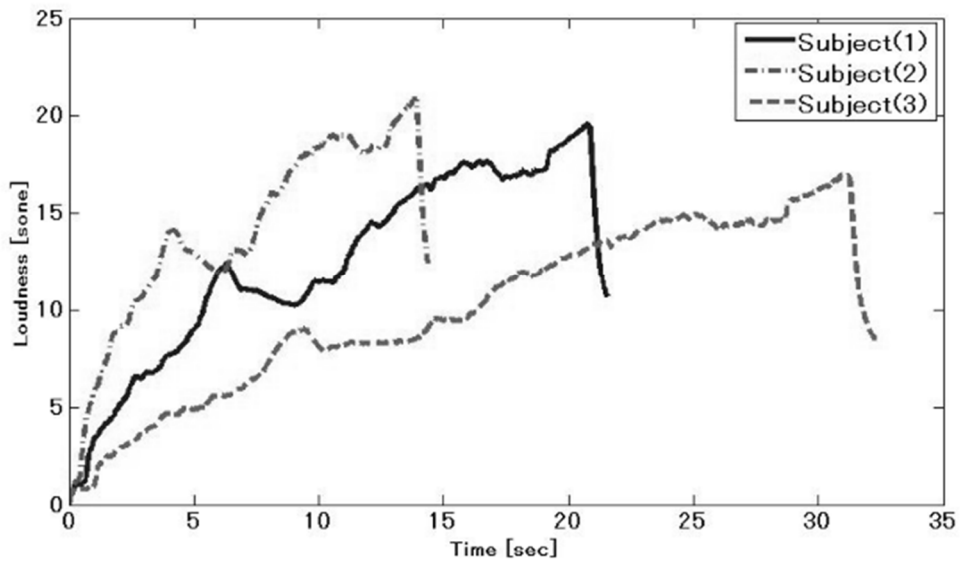


Figure 4.3 Long-Term Loudness of Car noise

Table 4.2 Loudness of Car Noise

Subject	Loudness [sone]
Subject(1)	9.2142
Subject(2)	11.1301
Subject(3)	6.8493

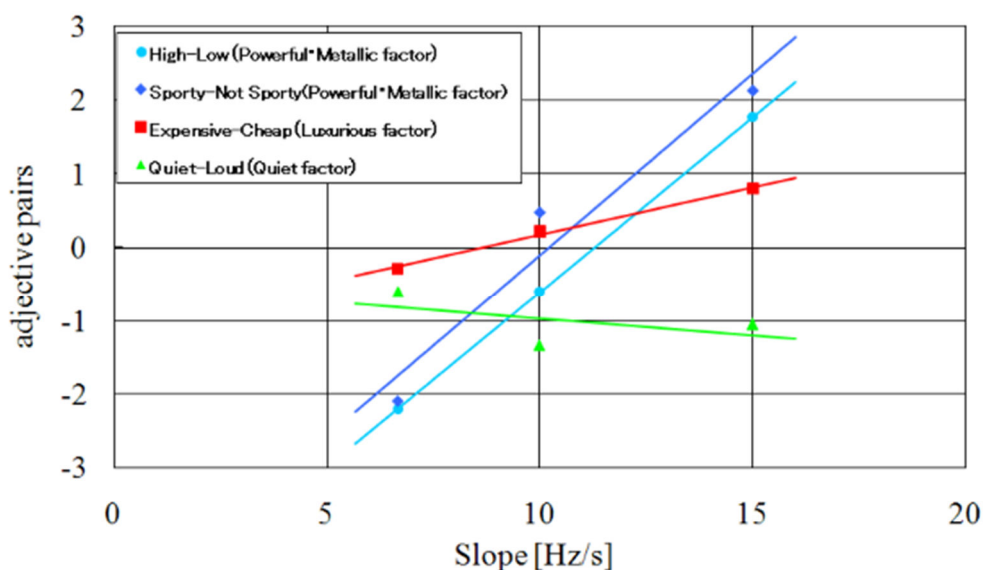


Figure 4.4 Correlation of subjective evaluation with time-varying rate of Frequency

これは音源の単位時間当たりのエネルギーが異なることが原因である。このことから定常音を対象としたラウドネスを非定常音に用いると誤解釈する危険性が含まれていることがわかる。これまでに、単位時間当たりの周波数の変化率（周波数時間変化率[Hz/sec]）を変化させた際、エンジン音がどのように聴感印象差を与えるか、SD法で検討していた。その結果、自動車加速音は3個の因子に分けられ、図4.4に示すように、周波数時間変化率が増加するとスポーツ感の評価得点が増加し、周波数時間変化率とスポーツ感の間に正の相関があることを確認している。時変ラウドネスの傾きと評価得点の相関を図4.5に示す。これより、時変ラウドネスの傾きと評価得点に相関が確認できる。しかし、前述したように、時変ラウドネスの値の変化は周波数時間変化率が引き起こしたものである。そのため、非定常音を評価する際、時変ラウドネスの値よりも周波数時間変化率が有用である

と考える。

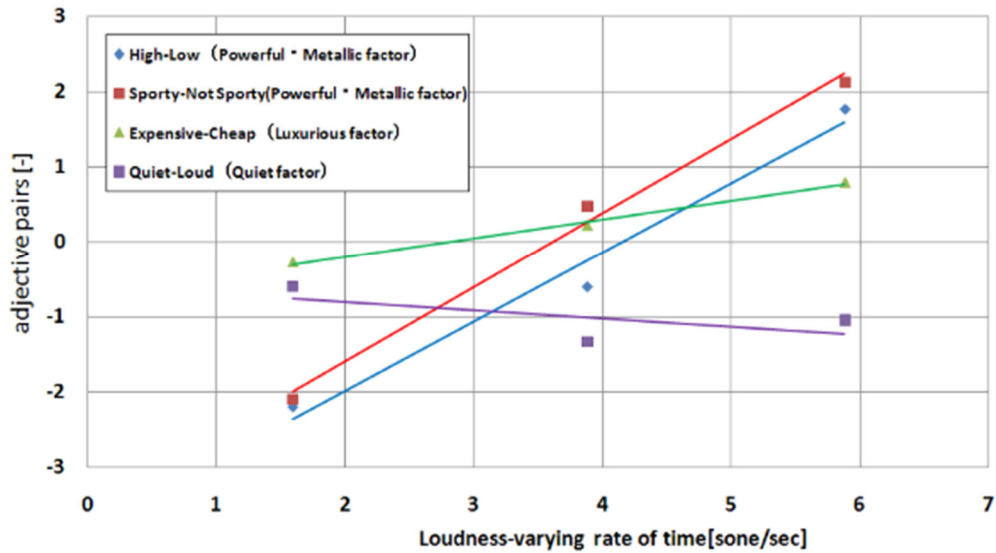


Figure 4.5 Correlation of subjective evaluation with Loudness-varying rate of time

4.4 まとめ

加速音の音質制御を行うためには、音質制御の目標音を設定する必要がある。音質評価は人間の感性に基づくものであるが、その都度人が評価しては多大なる工数がかかることになる。そこで、加速音に関する音質の定量化についても検討した。従来、音質の定量化手法として、心理音響評価指標であるラウドネスなどが提案されているが、ラウドネスは定常音に対して定義された量であり、加速音のような変動音に対し用いることでご解釈が起こる可能性がある。そこで、加速音のような変動音に対してラウドネスで定量化することが妥当か、確認した。加速時の吸気音に対し、周波数時間変化率を 0.67 倍、1 倍、1.5 倍にした音源を作成し、それぞれのラウドネスを計算したが、周波数変化率の影響を受けてそれぞれのラウドネスの計算結果が異なった。ラウドネスは、本来、音の大きさを評価する指標であるが、音の大きさが同じ音源でも周波数の時間変化率が異なる音源ではラウドネスの計算結果が異なることが分かり、加速音に適用することは誤解釈を招くことがわかった。また、ラウドネスを計算したのと同じ音源に対し、

時変ラウドネスを計算した。ラウドネスと同様に、時変ラウドネスにおいても周波数時間変化率の影響を受け、それぞれの時変ラウドネスの結果は一致しなかった。よって、時変ラウドネスもラウドネスと同様に周波数の時間変化の影響を受けて値が変化するため、エンジン加速音のような時間的に周波数が増加するような音の評価には適さないことがわかった。また、時変ラウドネスと聴感評価の結果を結び付け、時変ラウドネスの値とスポーツ感の聴感印象が正の相関があった。繰り返しになるが、ラウドネスや時変ラウドネスは音の大きさを評価する指標であり、音源の周波数が時間的に変化するだけでラウドネスや時変ラウドネスの値が変わるようでは加速音の評価には適さない。そのため、「時変ラウドネスの値」と「聴感印象のスポーツ感」に相関があるという結果についてもご解釈を生む要因になり得る。周波数の時間変化率が大きくなるとラウドネスや時変ラウドネスの値が大きくなった要因として、周波数の時間変化に伴い単位時間当たりのエネルギーが変化したため、と考察する。一方、石光が提案した周波数時間変化率と聴感評価を結び付けた検討において、周波数の時間変化率が大きくなればなるほど、聴感印象のスポーツ感を感じるという結果であった。つまり、周波数時間変化率が高くなり、単位時間当たりのエネルギーが増加して、時変ラウドネスの値が大きくなり、聴感印象のスポーツ感を感じるようになったと解釈できる。よって、エンジン加速音のような時間変動音の評価は、時変ラウドネスに比べ、周波数時間変化率で数値化することが妥当であることがわかった。そして、周波数時間変化率が高いほど、スポーツ感を感じることもわかった。

参考文献

1. N.Shibatani, S.Ishimitsu, M.Yamamoto, "Study of sound quality control of engine noise and its evaluation", The proceedings of the 45th International Congress and Exposition on Noise Control Engineering (374・8 pages)2016
2. N.Shibatani, S.Ishimitsu, M.Yamamoto, "Command Filtered-x LMS Algorithm and its Application to Car Interior Noise for Sound Quality Control" International Journal of Innovative Computing, Information and Control(14(2)・647-656)2018

第 5 章 自動車音質の印象制御に関する検討

5.1 はじめに

自動車加速音の音質制御を行うため、加速音の調波構造と聴感印象の関連性について明確にする必要がある。

現在、様々なメーカーが音響対策を行っている中で、ハーフ成分は不快な音として、消音されている。しかし、ハーフ音がどのように聴感に影響を与えているのか、言及されている例はない。また、これまでに自動車エンジン回転の各次数やその調波構造の振幅変調が聴感評価に与える影響についても明確になっていない。ここでは、エンジン音におけるハーフ次数音や 2 次数音の有無や調波構造における振幅変調の有無における聴感印象の変化の調査を行った。

5.2 検査音の作成

主となる音源は図 5.1 に示した自動車の吸気音を用いた。吸気音を時間-周波数解析した結果、吸気音の調波成分に振幅の変調が観察された。図 5.2 に各次数成分のパワーを示す。

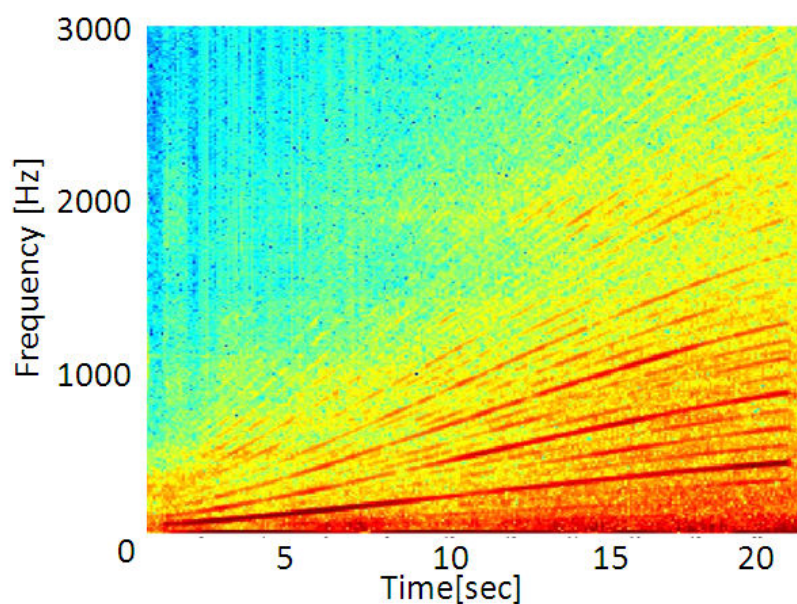


Figure 5.1 Spectrogram of Intake sound

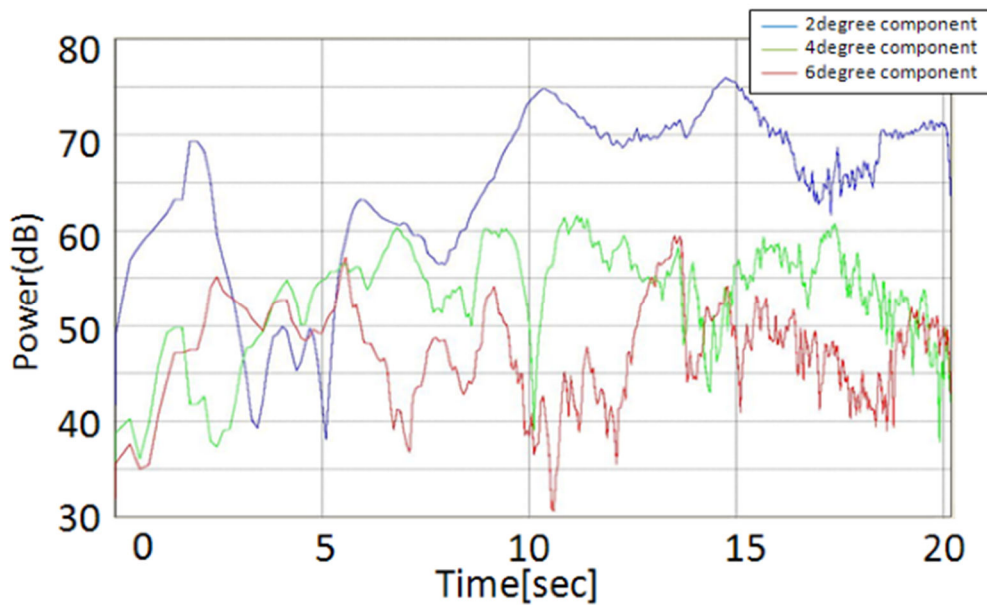


Figure 5.2 Order component of Intake Sound

この結果より、2次、4次成分といったエンジン音のパワーが弱くなっている部分を確認できる。そこで、次数成分のパワーが終始一定となるように、音源 Subject(2)を作成し、図 5.3 に示す。

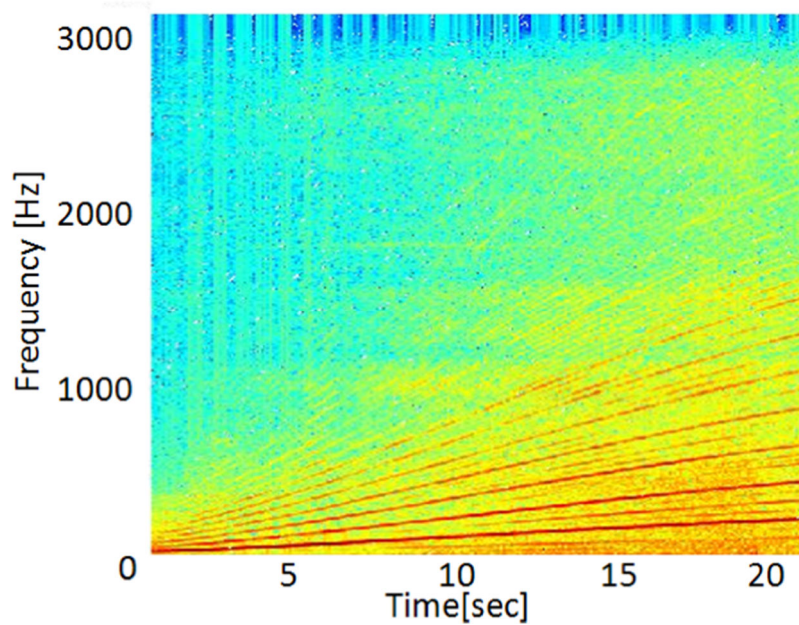


Figure 5.3 Spectrogram of Subject(2)

吸気音は図 5.1 に示すように、ハーフ音が多く存在している。自動車メーカーでは、ハーフ音は不快な音として、消音されているため、ハーフ音を弱めた音源 Subject(3)を作成し、図 5.4 に示す。

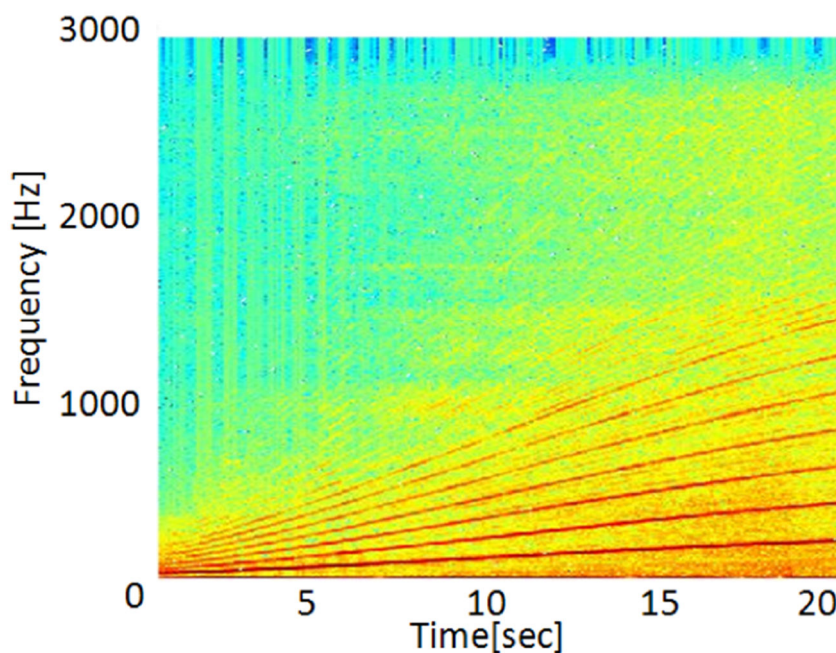


Figure 5.4 Spectrogram of Subject(3)

エンジンや楽器など調波構造をもつ音源は基本周波数とその倍音から構成されている。これらの音源に対し、ANC やフィルタを用いることで基本周波数を含まない音源を作成することができる。このような場合でも、基本周波数は本来の第一高調波に対応しており、ミッシング・ファンダメンタルという[1]。人間がこのような音を受聴したときに感じられるピッチは、このミッシング・ファンダメンタルに対応することが知られている。このような人間の特性を利用し、エンジンの基本周波数である2次成分を除去した音源 Subject(4)を作成し、図 5.5 に示す。

また、ハーフ音と2次成分を除去した音源 Subject(5)を作成し、図 5.6 に示す。

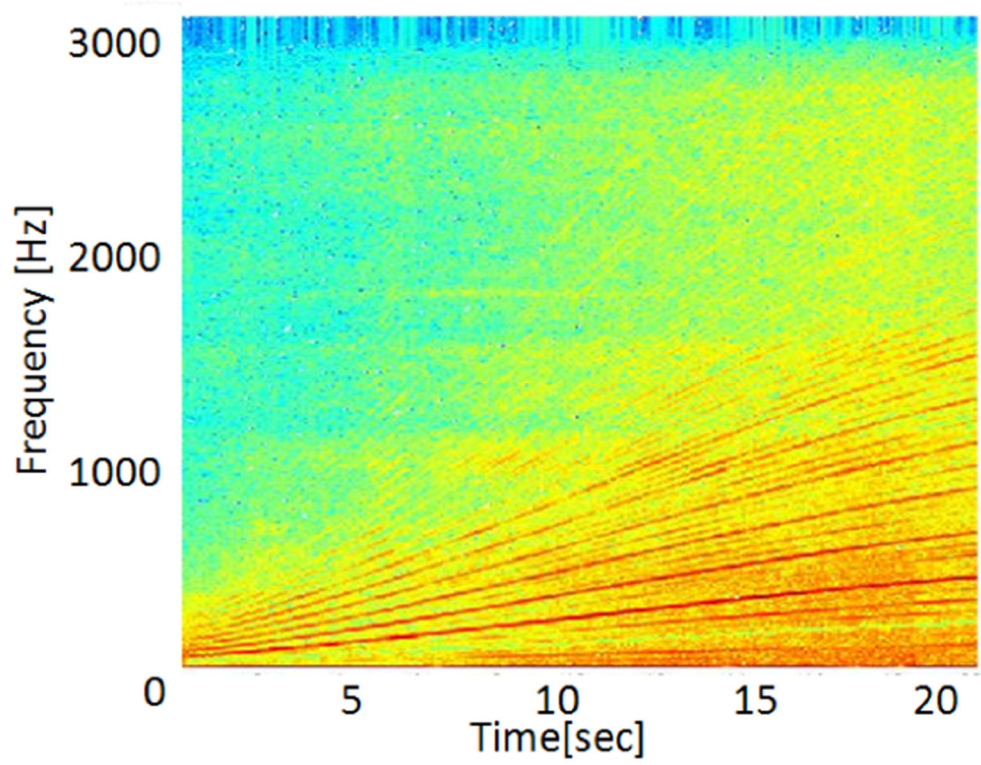


Figure 5.5 Spectrogram of Subject(4)

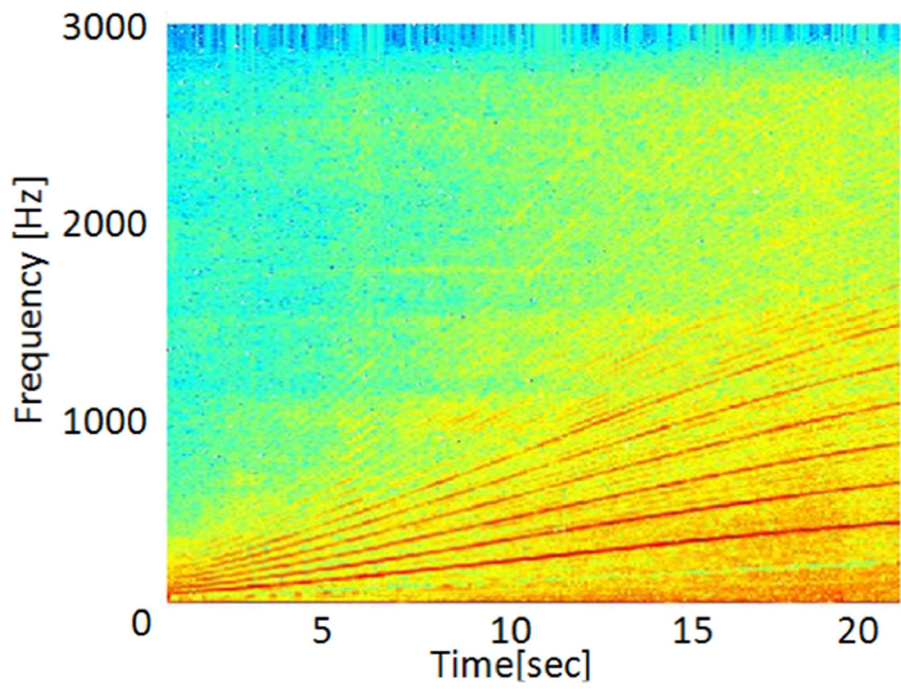


Figure5.6 Spectrogram of Subject(5)

5.3 聴感実験

主観評価法には SD 法を用いて、聴感実験を行った。被験者は 20～23 歳の普通自動車運転免許所持者の正常聴力者男子 16 名、女子 4 名に表 5.1 の 5 種類の音源をランダムに流し、それを 2 回行い、計 10 回聞いてもらい、毎回評価してもらった。評価は 13 対の形容詞尺度を 7 段階で行い、形容詞群のポジティブ要因に近い方から +3, +2, +1, 0, -1, -2, -3 として得点化した。

Table 5.1 Subject

Subject(1)	Intake Sound
Subject(2)	Interpolation of Subject(1)
Subject(3)	Elimination of half harmonic from Subject(2)
Subject(4)	Elimination of 2nd harmonic from Subject(2)
Subject(5)	Elimination of half and 2 nd harmonic from Subject(2)

聴感実験の結果を図 5.7 に示す。数値が大きいほど、ポジティブ要因に近づき、逆に小さいほどネガティブ要因に近づく。この結果より、元々の吸気音 (Subject(1)) はほとんどの形容詞対において、最も得点が低い結果となった。音源(4)、音源(5) のように「高い-低い」や「明るい-暗い」の評価得点が高いものほど、「スポーツ感の有無」や「鋭い-鈍い」といった加速音のスポーツ感を示す形容詞対の得点が高い。また「高い」「明るい」の評価得点が低く「力強い」の評価得点が高い音源は、「高級感」の評価得点が高いことが分かる。

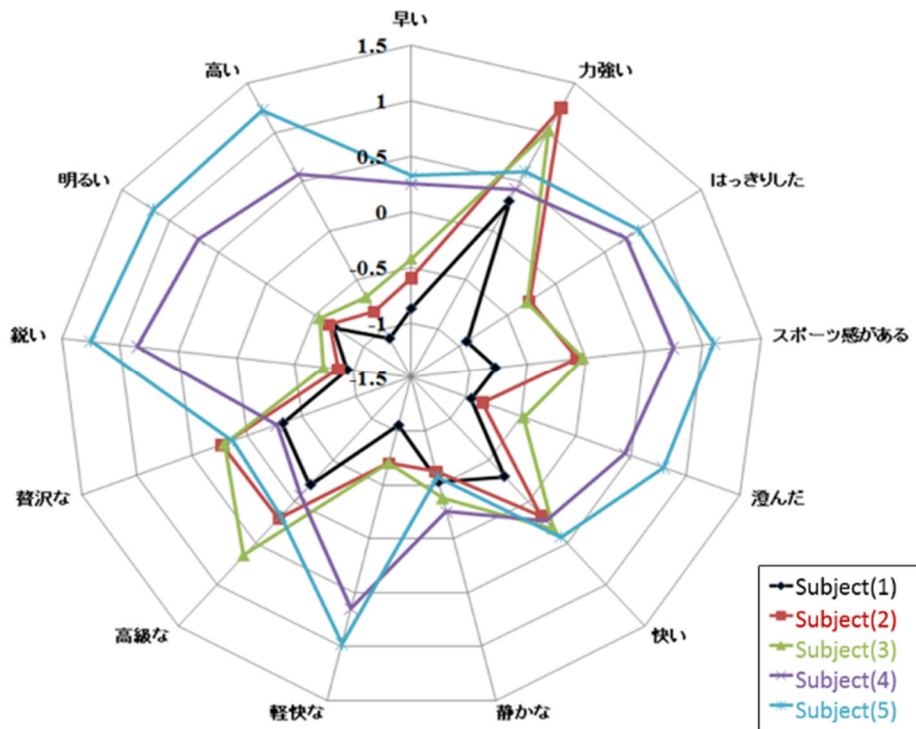


Figure5.7 Result of auditory evaluation

5.4 データ分析

聴感実験結果の因子分析を行い、各音源に対する因子の代表値を示した図を図5.8に示した。この結果からスポーツ感因子はいずれの場合においても評価得点が上昇している。スポーツ感因子はスペクトラムの補完, 2次成分の除去, ハーフ成分の除去が有効であった。

次にt検定の結果では有意差が見られなかったものの、高級感因子は補完とハーフ成分の除去を行った場合、最も評価得点が高くなる傾向が見られた。しかし二次成分を除去すると評価得点が下がってしまう。これは2次成分を除去することによって音源が軽い音だと捉えられていることが原因と考えられる。

これらのことからハーフ音はスポーツ感、高級感の印象を悪化させてしまうことがわかった。同様に、特定の回転数で音圧が下がってしまうような振幅変動もスポーツ感、高級感の印象を悪化させてしまうことがわかった。これは次数成分のパワーのバランスを整えることで自動車加速音の印象を改善することができることを示している。また、2次成分を消すことでスポーツ感の評価得点が向上し

た. このことから適応騒音制御など2次的な要因を用いることで加速音のスポーツ感を向上できることも分かった.

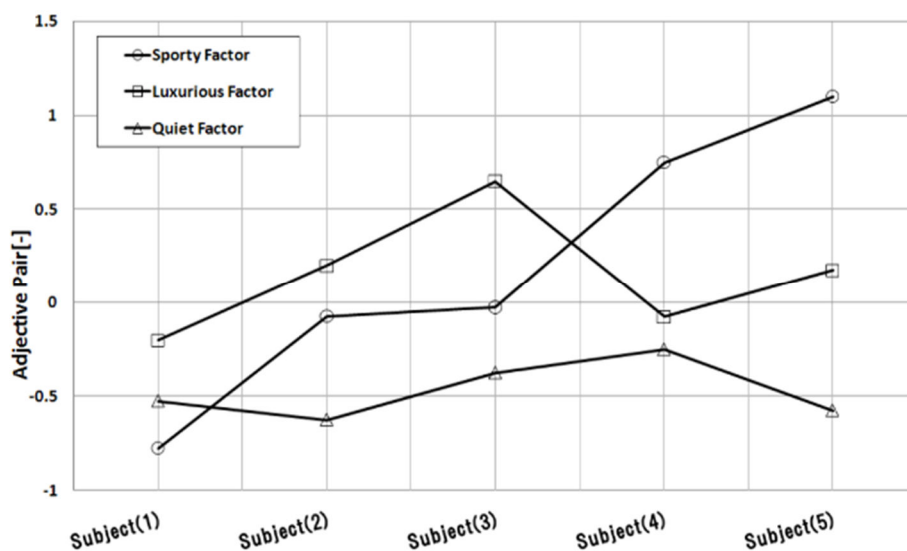


Figure5.8 Result of data analysis

5.5 まとめ

自動車加速音スペクトラムのある次数におけるパワー変化や各次数成分間のパワーの違いと聴感印象の関連性について調査し, 音質制御の目標音を検討した. これまでに, 自動車エンジン回転のハーフ次数や2次で発生する音や調波構造の振幅変調が聴感評価に与える影響が明確になっていないため, その影響について調査を行った. エンジン音におけるハーフ次数音や2次数音の有無や調波構造における振幅変調の有無における聴感印象の変化について, 調査した. 自動車エンジン音のハーフ音や調波構造の振幅変調はスポーツ感や高級感に負の影響を与えることがわかった. また, 自動車エンジン音の二次成分を消すことにより軽い音を作ることができ, よりスポーツ感を演出が可能であることがわかった.

参考文献

1. N.Shibatani,S.Ishimitsu, M.Yamamoto,” Study of sound quality control of engine noise and its evaluation”, The proceedings of the 45th International Congress and Exposition on Noise Control Engineering (374 · 8 pages)2016
2. N.Shibatani, S.Ishimitsu, M.Yamamoto, “Command Filtered-x LMS Algorithm and its Application to Car Interior Noise for Sound Quality Control” International Journal of Innovative Computing, Information and Control(14(2) · pp.647-656)2018

第 6 章 音質制御に関する検討

6.1 はじめに

本章では一般的に騒音制御対策として用いられている適応騒音制御を自動車加速音の音質制御に適用し，その可能性を探った．

6.2 実車音を用いた音質制御の検討

近年，自動車メーカーでは吸気音をスポーツ感のあるサウンドとして車内に導くという事例がある[1]．そこで，実際の自動車で収録した音に対して，図 6.1 に示す Command filtered reference LMS アルゴリズム[2]を適用することを試みた．制御信号 $c(n)$ に吸気音付近で収録した音源を使用し，その他音源を表 6.1 に示す．

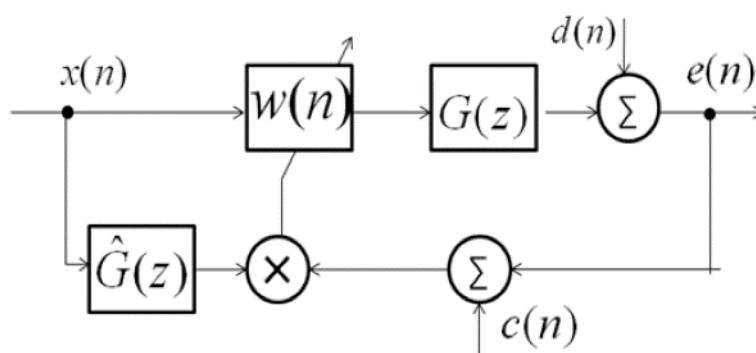


Figure 6.1 Block diagram of the Command Filtered reference LMS Algorithm

Table 6.1 Sound Sources

$x(n)$	Intake Sound
$d(n)$	Interior Sound
$c(n)$	Intake Sound

まず、エンジン回転数 2000rpm 定常走行時の車内騒音に対し、音質制御を行った。この条件における吸気音を図 6.1 に、制御前の車内騒音を図 6.2 に示す。また、音質制御後の車内騒音を図 6.3 に示す。1000Hz 以下の帯域で、制御前の車内騒音（図 6.2）と制御後の車内騒音（図 6.3）を比較すると、制御後の車内騒音（図 6.3）は吸気音（図 6.1）に近づいていることを確認できる。

さらに、吸気音、車内騒音、制御後の車内騒音について、各々の相関係数を求めた。相関係数は数字が大きいほど、相関が高いことを示しており、吸気音と制御前の車内騒音は-0.0232 であったが、吸気音と制御後の車内騒音は 0.8236 となり、車内騒音が吸気音に近づいていることが分かる。

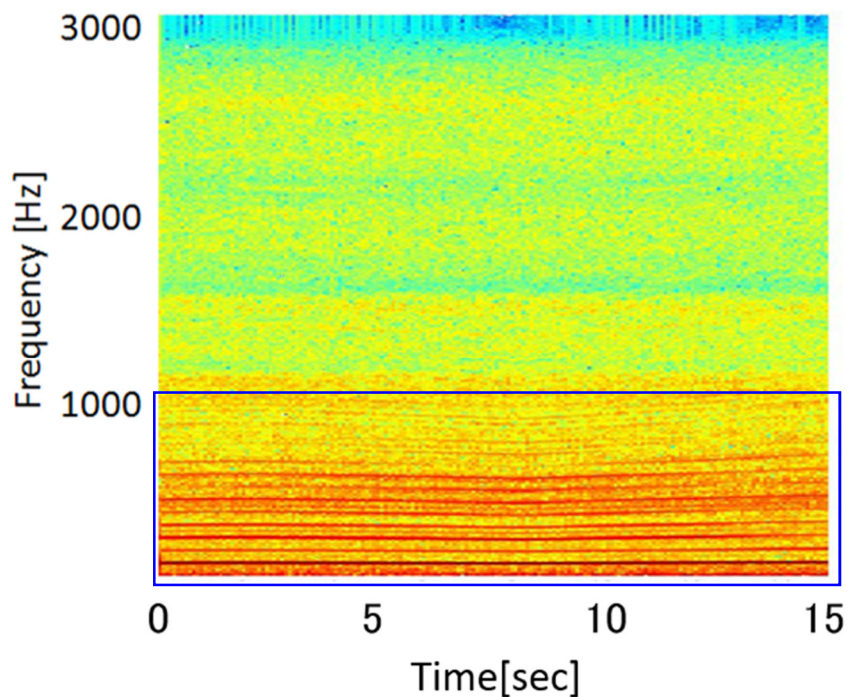


Figure6.1 Spectrogram of Intake Sound

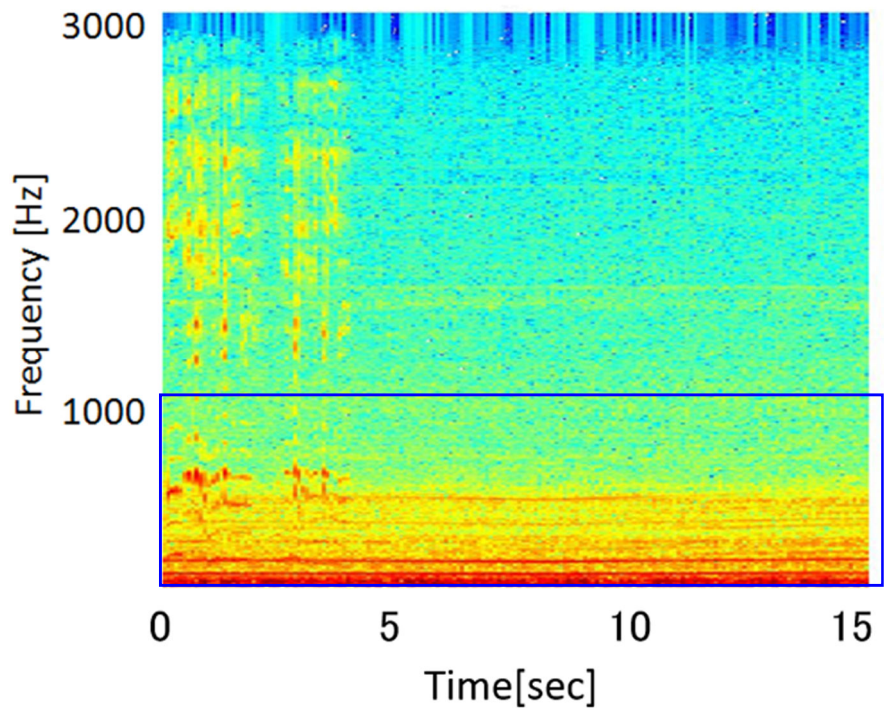


Figure6.2 Spectrogram of Interior Sound

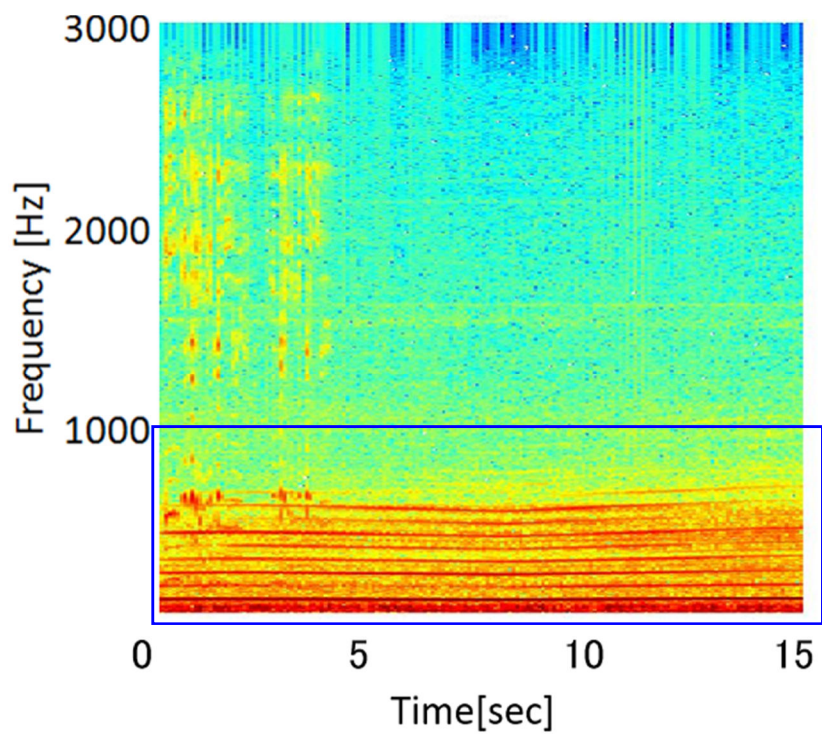


Figure6.3 Spectrogram of Controlled Interior Sound

次にエンジン回転数 5000rpm 定常走行時の車室内音に対し、音質制御を行った。この条件における吸気音を図 6.4 に、制御前の車内騒音を図 6.5 に示す。また、音質制御後の車内騒音を図 6.6 に示す。制御前の車内騒音（図 6.5）と制御後の車内騒音（図 6.6）を比較すると、制御後の車内騒音（図 6.6）は吸気音（図 6.4）に近づいていない。

相関係数についても確認したが、吸気音と制御前の車内騒音は-0.0265 であるのに対し、吸気音と制御後の車内騒音は-0.0767 であり、車内騒音が吸気音に近づいていないことが相関係数からも確認できる。これは、エンジン回転数が 5000rpm と高回転であるため、高周波が多く含まれること、ノイズが大きいことが原因と考えられる。

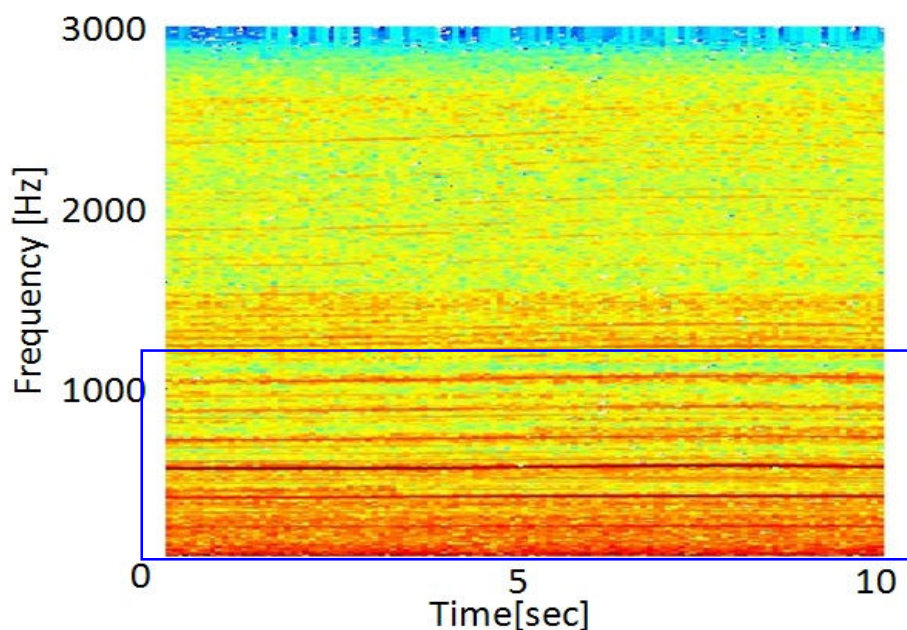


Figure6.4 Spectrogram of Intake Sound

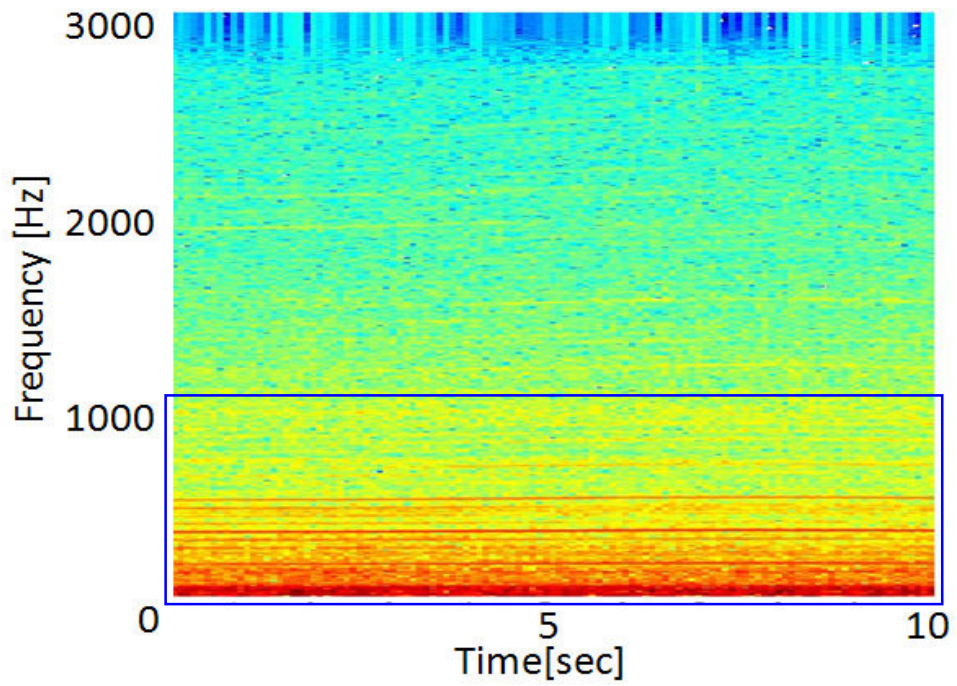


Figure6.5 Spectrogram of Interior Sound

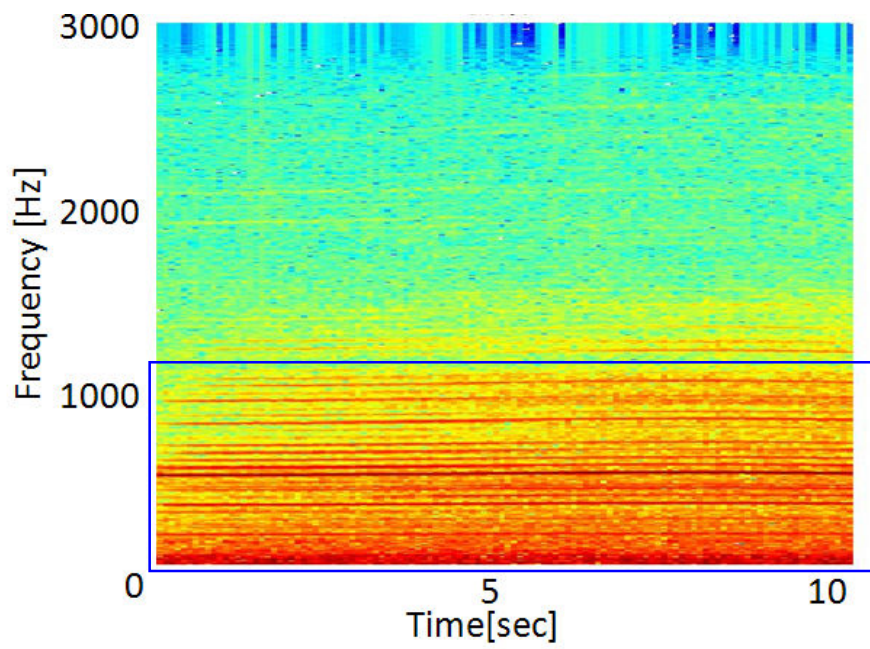


Figure6.6 Spectrogram of Comtroled Interior Sound

同様に、加速条件における検討も行った。走行条件はエンジン回転数 1000rpm ~6000rpm の全開加速である。入力信号は定常音の場合と同様に表 6.1 を用いた。加速条件における吸気音を図 6.7 に、制御前の車内騒音を図 6.8 に示す。また、音質制御後の車内騒音を図 6.9 に示す。これらの結果より、制御前の車内騒音（図 6.8）に比べ、制御後の車内騒音（図 6.9）は調波構造がはっきりとし、振幅変調が小さくなっていることが確認できる。

相関係数については、吸気音と制御前の車内騒音は-0.0312 であるが、吸気音と制御後の車内騒音は 0.6283 であり、制御後の車内騒音が吸気音に近づいていることが確認できる。しかし、回転数が増えるごとに外乱が増えることや含まれる周波数が高くなっていることが原因で、制御が十分に行われていない。図 6.10 に制御信号 $c(n)$ と制御後の車内騒音 $e(n)$ との差を示す。この結果より、エンジン回転数の増加に従い、エラーも増大していることが分かる。これは 5000rpm 以上において顕著であった。

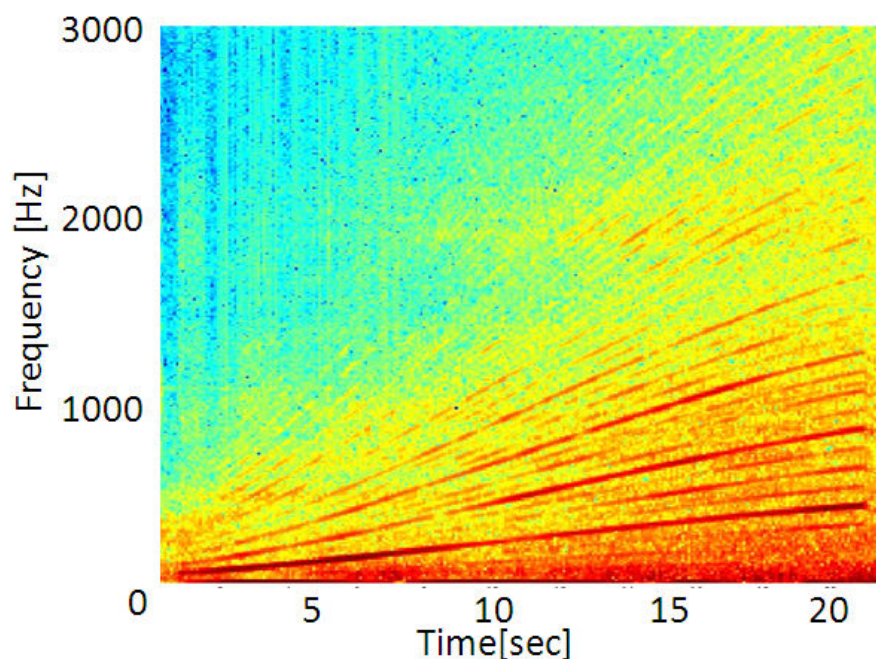


Figure6.7 Spectrogram of Intake Sound

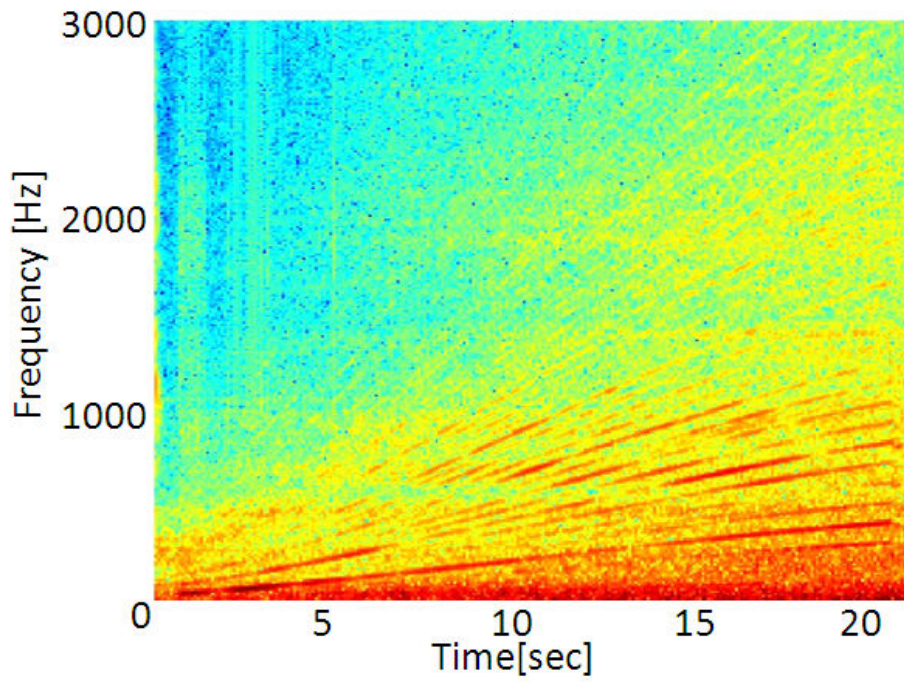


Figure6.8 Spectrogram of Interior Sound

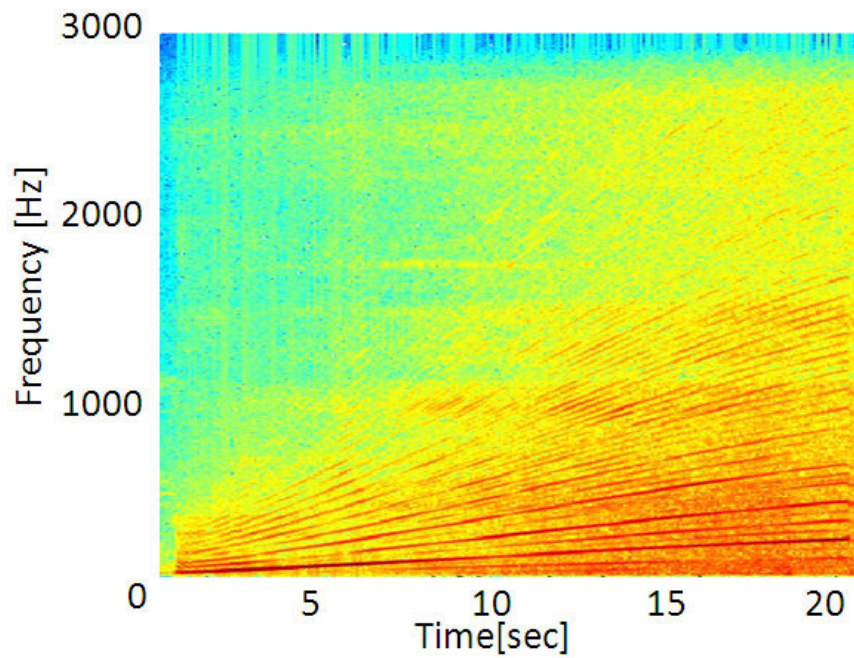


Figure6.9 Spectrogram of Comtroled Interior Sound

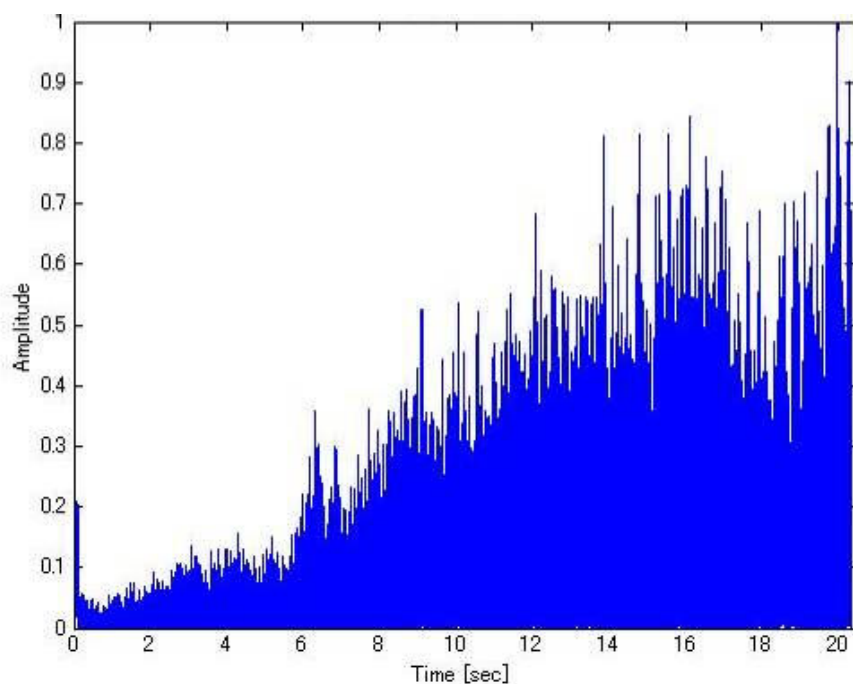


Figure6.10 The deference of $c(n)$ and $e(n)$

6.4 まとめ

自動車加速音の音質制御を行うため、自動加速音に対し Command filtered reference LMS アルゴリズムの適用した。車室内音を制御対象の音として、目標音は吸気音とした。元々、車室内音は振幅変調があるが、Command filtered reference LMS アルゴリズムを適用することで振幅変調を小さくできることが分かり、自動車加速音に有用であることがわかった。しかし、Command filtered reference LMS アルゴリズムを適用することで、エンジン回転数が高回転になるとエラーが発生した。これは回転数が高くなるごとに外乱が増えることや含まれる周波数が高くなっていることが原因と考える。

参考文献

1. 太田, 音質付加デバイス「サウンドクリエータ」, 自動車技術会(67(7)2013
2. L.E.Rees et al, LMS-Based Algorithms for Automobile Engine Sound Profiling, inter-noise2003(1026-1033)2003
3. N.Shibatani,S.Ishimitsu, M.Yamamoto,” Study of sound quality control of engine noise and its evaluation”, The proceedings of the 45th International Congress and Exposition on Noise Control Engineering (374・8 pages)2016
4. N.Shibatani, S.Ishimitsu, M.Yamamoto, “Command Filtered-x LMS Algorithm and its Application to Car Interior Noise for Sound Quality Control” International Journal of Innovative Computing, Information and Control(14(2)・pp.647-656)2018

第7章 結論

本論文は、加速走行時における自動車内音のサウンドデザインについて、従来騒音対策として適用されていた適応騒音制御を適用することで音質制御を検討した。そして、加速音の音質制御を行うためには、音質制御の目標音を設定する必要がある。しかし、快不快というのは人間の感覚であるため、その都度人が評価しては多大なる工数がかかることになる。そこで、加速音に関する目標音の定量化についても検討した。従来、音質の定量化に関する手法として、心理音響評価指標であるラウドネスやシャープネスが提案されているが、これらの心理音響指標は定常音に対して、定義された量であり、加速音のような変動音に対し、用いることでご解釈が起こる。そのため、より最適な心理音響指標が求められている。

第1章では、本論文の社会的意義を示し、自動車加速音の音質制御についての研究背景、先行研究について示し、本論文の目的を明らかにした。自動車は移動手段の一つであり、その車室内は静かで快適な空間であることが求められる。その一方で、その車室内は一人で過ごすことができるプライベート空間でもあり、スポーツカーが好きな人にとってそのエンジンサウンドは乗る楽しみでもある。このように、音はイメージを作る一つの要因であり、重要な性能である。近年、自動車の高品質化に伴い、車室内は「騒音対策による低騒音化」から「サウンドデザインによる快音化」へと推移している。しかし、そのパッシブな手法による快音化は車外騒音の規制との両立が非常に難しい。そこで、本論文では車室内音を目標音（望しい音）へと快音化することを目指し、従来は騒音対策に用いられていた適応騒音制御（Active Noise Control :ANC）を音質制御に適用することで、車室内音を目標音に近づけることを検討した。

第2章では、本論文で用いた式・アルゴリズムの理論を述べた。従来の心理音響評価指標であるラウドネスやシャープネス、適応騒音制御に用いられているLMSアルゴリズムについて述べた。

第3章では、適応音質制御の目標音を設定するために必要となる音質評価指標について検討した。従来、音質の定量化の手法として、心理音響評価指標であるラウドネスなどが提案されているが、ラウドネスは定常音に対して、定義された量であり、加速音のような変動音に対し用いることでご解釈が起こる可能性があ

るため、加速音のような変動音をラウドネスで定量化することが適切か、確認した。加速時の吸気音に対し、周波数時間変化率を 0.67 倍、1 倍、1.5 倍にした音源を作成し、それぞれのラウドネスを計算したが、周波数変化率の影響を受けてそれぞれのラウドネスの計算結果が異なった。つまり、本来、音の大きさを評価するラウドネスであるが、音の大きさが同じ音源でも周波数の時間変化率が異なる音源ではラウドネスの計算結果が異なることが分かり、加速音に適用することはご解釈を招くことがわかった。また、ラウドネスを計算した同じ音源に対し、時変ラウドネスを計算した。ラウドネスと同様に、時変ラウドネスにおいても周波数時間変化率の影響を受けて、それぞれの時変ラウドネスの結果は一致しなかった。よって、時変ラウドネスもラウドネス同様に周波数の時間変化に影響を受けて値が変化するため、エンジン加速音のような時間的に周波数が増えるような音の評価には適さないことがわかった。また、時変ラウドネスと聴感評価の結果を結び付け、時変ラウドネスの値とスポーツ感の聴感印象が正の相関があった。繰り返すことになるが、ラウドネスや時変ラウドネスは音の大きさを評価する指標であり、音源の周波数が増えるだけでラウドネスや時変ラウドネスの値が変わるようでは加速音の評価には適さない。そのため、「時変ラウドネスの値」と「聴感印象のスポーツ感」に相関があるという結果についてもご解釈を生む要因になり得る。周波数の時間変化率が大きくなるとラウドネスや時変ラウドネスの値が大きくなった要因として、周波数の時間変化に伴い単位時間当たりのエネルギーが増えたため、と考察する。一方、石光が提案した周波数時間変化率と聴感評価を結び付けた検討において、周波数の時間変化率が大きくなればなるほど、聴感印象のスポーツ感を感じるという結果であった。つまり、周波数時間変化率が高くなり、単位時間当たりのエネルギーが増加して、時変ラウドネスの値が大きくなり、聴感印象のスポーツ感を感じるようになったと解釈できる。つまり、エンジン加速音のような時間変動音の評価は、時変ラウドネスに比べ、周波数時間変化率で数値化することが妥当であることがわかった。そして、周波数時間変化率が高いほど、スポーツ感を感じる音であることがわかった。

第 4 章では、自動車加速音スペクトラムのある次数におけるパワー変化や各次数成分間のパワーの違いと聴感印象の関連性について調査し、音質制御の目標音を検討した。これまでに、自動車エンジン回転のハーフ次数や 2 次で発生する音

や調波構造の振幅変調が聴感評価に与える影響が明確になっていないため、その影響について調査を行った。エンジン音におけるハーフ次数音や 2 次数音の有無や調波構造における振幅変調の有無における聴感印象の変化について、調査した。自動車エンジン音のハーフ音や調波構造の振幅変調はスポーツ感や高級感に負の影響を与えることがわかった。また、自動車エンジン音の二次成分を消すことにより軽い音を作ることができ、よりスポーツ感を演出が可能であることがわかった。

第 5 章では、エンジン加速音を適応制御でコントロールする上で、時間的に変化する音に追従する必要があるため、アルゴリズムの高速化にも取り組んだ。従来、適応騒音制御に用いられる Filtered reference LMS アルゴリズムは、打ち消し音を生成する適応フィルタの更新式に打ち消し音を出力するスピーカから受音点のマイクまでの伝達関数特性を考慮している。そのため、伝達関数のゲイン特性に阻害されて収束特性が遅くなる。そこで、本論文では Phase corrected filtered error LMS アルゴリズムを提案した。提案法である Phase corrected filtered error LMS アルゴリズムは従来の Filtered reference LMS アルゴリズムに比べ、収束性能が向上することが確認できた。提案法である Phase corrected filtered error LMS アルゴリズムは収束特性阻害の要因である適応フィルタの更新式にある伝達関数としてゲイン特性が平坦化されたものを使用することで、収束特性の向上を狙った。ここで、伝達関数とその絶対値で割ることでゲイン特性は平坦化されるが、位相特性は変化しないため位相情報は保持されている。

第 6 章では、自動車加速音の音質制御を行うため、自動加速音に対し Command filtered reference LMS アルゴリズムの適用した。車室内音を制御対象の音として、目標音は吸気音とした。元々、車室内音は振幅変調があるが、Command filtered reference LMS アルゴリズムを適用することで振幅変調を小さくできることが分かり、自動車加速音に有用であることがわかった。しかし、Command filtered reference LMS アルゴリズムを適用することで、エンジンが高回転になるとエラーが発生した。これは回転数が上がるごとに外乱が増えることや含まれる周波数が高くなっていることが原因と考える。

本論文では、加速走行時における自動車内音に対し、適応音質制御による快音化を検討した。加速音の周波数時間変化率や調波構造における振幅変動が聴感印

象におけるスポーツ感と相関があることがわかり、今後のスポーツカーサウンドの開発に非常に有用な結果となった。また、適応騒音制御のアルゴリズムを応用した **Command filtered reference LMS** アルゴリズムを加速音の音質制御に適用し、車室内における加速音の調波構造における振幅変動を補間できることが確認でき、スポーツ感を演出できる可能性を示唆した。

今後、**Command filtered reference LMS** アルゴリズムを自動車加速音に適用する際に、高回転数で発生するエラーに対し、外乱の影響を調査し、アルゴリズムの修正を検討する。また、本論文の結果より、エンジン次数成分の振幅が聴感印象に影響があることが確認できたため、振幅に関する音質評価の数値化を検討し、より簡単に目標音を設定できるようにしたい。さらに、**Command filtered reference LMS** アルゴリズムはその適応フィルタの更新式にスピーカ-マイク間の伝達関数特性が考慮されているため、**Filtered reference LMS** アルゴリズムと同様に伝達関数のゲイン特性に阻害されて収束特性が遅くなる。そこで、**Phase corrected filtered error LMS** アルゴリズムの知見を活かして、**Command filtered reference LMS** アルゴリズムの高速化を検討する。

謝辞

本研究を行うにあたり，石光俊介教授には研究に対する懇切なるご指導とご鞭撻をいただき深く御礼申し上げます．先生の研究・教育に対する真摯な御姿勢から多くを学んだことを銘記し，深く感謝致します．

また，さまざまなことに関して高橋雄三助教，中山仁史助教には包括的なご指導とご助力をいただきました．ここにあらためて深く感謝の意を表します．

そして，当博士論文副査のご快諾をしていただいた，小林康秀教授，岩城敏教授に心より御礼申し上げます．

自動車データを頂いたMAZDA 技術研究所の熊野氏，波多野氏に感謝致します．

最後に，日ごろから様々な面でご協力いただき，様々な助言をして頂いた研究室班諸氏に厚く御礼申し上げます．

発表文献

学会論文誌

1. Naoaki Shibatani, Shunsuke Ishimitsu, Manabu Yamamoto, “Command Filtered-x LMS Algorithm and its Application to Car Interior Noise for Sound Quality Control” International Journal of Innovative Computing, Information and Control(14(2)・647-656)2018
2. Ayato Yamamoto, Shunsuke Ishimitsu, Yoshihiro Aramaki, Daisuke Tanaka and Naoaki Shibatani, “Study of Noise-Reduction Technique Using Air Pressure Changes Generated by Linear Motor”, ICIC EXPRESS LETTERS, Part B :Applications (7(9)・1911–1916) 2016
3. Naoaki Shibatani, Shunsuke Ishimitsu, “Multiple Phase-Corrected Filtered-Error LMS Algorithm and Its Application to the active control of ship Interior noise”, ICIC EXPRESS LETTERS, Part B: Applications (6(4)・943-949) 2015
4. Shunsuke Ishimitsu, Naoaki Shibatani,” Phase Corrected Filtered-Error LMS Algorithm And Its Application To The Active Control of Ship Interior Noise”, International Journal of Innovative Computing, Information and Control (4(12)・3207-3217) 2008
5. Shunsuke Ishimitsu, Naoaki Shibatani,” Comparison of the Convergence Property on the Active Noise Control and Its Application to the Active Control of Ship Interior Noise” 日本機械学会論文集(73(736)C・3198–3205) 2007

国際会議

1. Shunsuke Ishimitsu, Takuma Sagawa, Tomoaki Ito, Naoaki Shibatani, Toshihisa Takagi, Kazuki Yoshida, Kenta Suzuki, Takanori Chino, “Active Sound Quality Control based on Subjective Preference”, The proceedings of SETC 2017 Small Engine Technology Conference, 4Pages,2017
2. Kenta Murai, Shunsuke Ishimitsu, Naoaki Shibatani, Yoshihiro Aramaki, Toshihisa Takagi, Kazuki Yoshida, Kenta Suzuki and Takanori Chino,” Active Sound Quality Control Based on Individual Subjective Preference”, The proceedings of AES 2017

- International Conference on Automotive Audio (7 pages)2017
3. Naoaki Shibatani, Shunsuke Ishimitsu, Manabu Yamamoto,” Study of sound quality control of engine noise and its evaluation”, The proceedings of the 45th International Congress and Exposition on Noise Control Engineering (374 · 8 pages)2016
 4. Ayato Yamamoto, Shunsuke Ishimitsu, Takuma Sagawa, Tomoki Ito, Yoshihiro Aramaki, Daisuke Tanaka, Naoaki Shibatani, Keisuke Namekawa, Toshihisa Takagi, Takayuki Chino, Kazuki Yoshida, and Kenta Suzuki,” Active Sound Quality Control System for the Engine Sound and its Effects on Subjective Preference”, Proceedings of the 23th International Congress on Sound & Vibration, (390 · 6 pages)2016
 5. Shunsuke Ishimitsu, Hiromi Nishikawa and Naoaki Shibatani, “Multiple Phase-Corrected Filtered-error LMS Algorithm and its Application to the Ship Interior Noise”, Proceedings of International Symposium on Active Control of Sound and Vibration (CDROM 7 pages)2009
 6. Shunsuke Ishimitsu and Naoaki Shibatani,” Speed Improvement of adaptive control of ship interior noise”, Proceedings of 3rd The 3rd Pan Asian Association of Maritime Engineering Societies and Advanced Maritime Engineering Conference 2008 (8 pages),2008
 7. Shunsuke Ishimitsu, Naoaki Shibatani and Hiromi Nishikawa,” Basic study of Multi-channel Active Control of Ship Interior Noise”, Proceedings of 3rd The 3rd Pan Asian Association of Maritime Engineering Societies and Advanced Maritime Engineering Conference 2008 (4 pages)2008
 8. Shunsuke Ishimitsu and Naoaki Shibatani, “Comparison with Adaptive Controllers for Feedforward Control and its Application to the Active Control of Ship Interior Noise”, Proceedings of the Second International Conference on Innovative Computing, Information and Control (CDROM · 4 pages)2007
 9. Shunsuke Ishimitsu and Naoaki Shibatani, ” Phase corrected algorithm and its application to the active control of ship interior noise”, Proceedings of The Sixth International Symposium on Active Control of Sound and Vibration (CDROM · 8 pages)2006

国内会議・研究会

1. 宮本康平, 石光俊介, 森大輝, 佐川拓磨, 柴谷直明, “適応騒音制御によるディーゼル車の室内こもり音低減に関する検討”, 日本機械学会中国四国支部 第 53 期総会・講演会 講演論文集 No.155-1 CD-ROM No.519 2pages(2015 年 3 月 6 日(金)近畿大学工学部)
2. 柴谷直明, 石光俊介, “伝達関数特性を考慮した適応制御収束特性の検討”, 第 18 回環境工学総合シンポジウム 2008 講演論文集 pp.152-153(2008 年 7 月 10 日 (木), 11 日 (金) (独立行政法人産業技術総合研究所 臨海副都心センター))
3. 柴谷直明, 浅見敏彦, 石光俊介, “伝達関数を考慮した Feedforward 適応制御の高速化”, 日本機械学会中国四国支部第 46 期総会・講演会(2008 年 3 月 7 日, 近畿大学工学部 (東広島市))
4. 柴谷直明, 石光俊介, “適応騒音制御における収束特性の比較とその船内騒音への適用”, 第 10 回関西支部若手研究者交流研究発表会 (2007 年 11 月 29 日, 甲南大学)
5. 柴谷直明, 浅見敏彦, “適応騒音制御における収束特性の比較とその船内騒音への適用”, 日本機械学会関西支部研究シーズポスター発表会 (2007 年 10 月 30 日(火) 大阪大学)
6. 柴谷直明, 石光俊介, 清水聖治, “Phase Corrected Filtered Error LMS アルゴリズムの多チャンネル化と船内騒音への適用”, 第 76 回(平成 19 年春季)マリンエンジニアリング学術講演会講演論文集 pp.43-44 (平成 19 年 5 月 15 日(火), 16 日(水), 17 日(木) 東京海洋大学 越中島会館)
7. 柴谷直明, 石光俊介, “Phase corrected アルゴリズムの船内騒音制御への適用”, 日本機械学会関西支部第 82 期定時総会講演会(2007 年 3 月 16 日~17 日, 大阪産業大学)
8. 柴谷直明, 石光俊介, 清水聖治, “船内騒音制御システムにおける参照信号の検討”, 第 75 回マリンエンジニアリング学術講演会講演論文集, pp.41-42, (2006 年 10 月 31 日(火) ~ 11 月 1 日(水) 神戸大学)
9. 石光俊介, 柴谷直明, “Phase corrected Filtered error LMS アルゴリズムと船内騒音制御への適用”, 第 16 回環境工学総合シンポジウム 2006 講演論文集 pp.31-32, (2006 年 7 月 12 日 (水), 13 日 (木) 産業技術総合研究所, 青梅)

10. 石光 俊介, 柴谷 直明, 清水 聖治, “適応アルゴリズムの高速化と船内騒音制御への適用”, 第 74 回マリンエンジニアリング学術講演会講演論文集 pp.117-118, (2006 年 5 月 15 日(月) ~16 日(火) 東京海洋大学)
11. 柴谷直明, 石光俊介, “適応制御における伝達関数を考慮した収束特性向上の検討”, 日本機械学会中国四国学生会 第 36 回学生員卒業研究発表講演会 講演前刷集, pp.184, (2006 年 3 月 7 日 (火) 広島大学工学部)