

FIR フィルタによる合成マフラー音の音質評価

林 卓郎* ・ 大槻 潔人**

Sound Quality Evaluation of Synthesized Muffler Noise by Using FIR Filter Method

Takuro Hayashi and Yukito Ootuki

A lot of low-noise design techniques such as mufflers, noise barriers or active noise cancellers have been developed so far, and the prediction methods have also established. Most of them, however, are only to be based on the numerical evaluations like overall value or noise spectra. Recently, sound quality of machinery noise has increasingly become important in the field of noise control engineering. Authors have developed the muffler noise simulation system. This system generates the synthesized muffler noise and allows users to evaluate not only the level but also the quality. This paper describes the outline of the system and shows the result of listening evaluations in which muffler configurations or inside absorption coefficients were changed.

1. 緒言

機械の低騒音設計に関しては、従来から様々な取組がなされており、確立された予測法や対策法も多く存在する。しかしそれらはほとんどが音の大きさを数値で評価するものである。つまり従来の騒音分析、対策、設計などでは騒音の周波数分析結果や OA 値をもとに対策を進めており、耳で聞いてどのように聞こえるのか、同じ大きさの音でも耳障りかどうかなどはあまり考慮していなかった。しかし最近、音の大きさだけではなく音質を評価することも重要になってきている。自動車などの開発現場では、信頼感や高級感を損なうことのないように音質についても注意が払われるようになった。そこで、機械が発生する騒音を前もって試聴し評価するシステムを構築できれば、製造後の不具合やトラブルを未然に防止するのに役立つと考えられる。また、原因不明の騒音が発生したときに迅速な究明を行うことも可能となる。さらに将来的には、機械の音を好みの音、心安らぐ音、心を豊かにする音として設計することも研究・開発の目標となるであろう。本研究は、設計段階で機械から出る音を予測し仮想的に作り出すことのできるシステムの構築を目的としている。そして今回は、膨張型マフラーからの排気音を対象に FIR フィルタを用いて発生音を作り出し、その音を聞いて音質を評価することを試みた。使用したソフトは MATLAB¹⁾で、音源としてはランダムノイズやエンジン音を使用し、マフラーの有無や形状変更などについて聴感的な評価を行った。その結果、単なる数値だけよりも現実感のある評価ができた。

* 機械工学科 **機械工学専攻大学院生

2. マフラー理論

はじめにマフラー理論について説明する. 一次元的に伝播する音の時間的, 空間的な性質は波動方程式

$$\frac{\partial^2 \phi}{\partial t^2} = c^2 \frac{\partial^2 \phi}{\partial x^2} \quad (1)$$

であらわされる. ここで ϕ は速度ポテンシャル, c は音速である. また音圧 P と粒子速度 u は空気密度を ρ とすると

$$\begin{cases} P = \rho \frac{\partial \phi}{\partial t} \\ u = -\frac{\partial \phi}{\partial x} \end{cases} \quad (2)$$

である. 音波が単一周波数成分をもつとし, その角周波数を ω とする. 進行波と後退波を考え, 波数 $k = \omega/c$ として ϕ を複素数表示すると

$$\phi = (Ae^{jkx} + Be^{-jkx})e^{j\omega t} \quad (3)$$

とおくことができる. これを粒子速度と音圧の式(2)に代入すると

$$\begin{cases} P = \rho \frac{\partial \phi}{\partial t} = j\rho\omega(Ae^{jkx} + Be^{-jkx})e^{j\omega t} \\ u = -\frac{\partial \phi}{\partial x} = -jk(Ae^{jkx} - Be^{-jkx})e^{j\omega t} \end{cases} \quad (4)$$

となる. つぎに, Fig.1 のように管の内部を音が伝播する場合を考える. 長さ L の両端での粒子速度と音圧をそれぞれ P_1, u_1 および P_2, u_2 として境界条件を与えると次の式が得られる.

$$\begin{cases} P_2 = P_1 \cos kL - j\rho c u_1 \sin kL \\ u_2 = -j \frac{P_1}{\rho c} \sin kL + u_1 \cos kL \end{cases} \quad (5)$$

管の断面積を S とし体積速度を $U_1 = Su_1, U_2 = Su_2$ とすると, 式(5)はマトリックス形式で

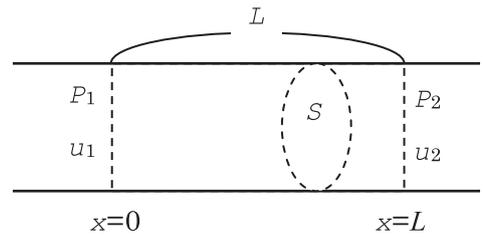


Fig.1 One-dimensional sound propagation in acoustic tube

$$\begin{Bmatrix} P_1 \\ U_1 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos kL & j \frac{\rho c}{S} \sin kL \\ j \frac{S}{\rho c} \sin kL & \cos kL \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} P_2 \\ U_2 \end{Bmatrix} \quad (6)$$

となる。つぎに、Fig.2 のような一段膨張型のマフラーを考える。一段膨張型のマフラーは、3つの断面積の異なる管を接続したものであ

る。いま、入口管、膨張管、出口管に 1, 2, 3 と番号をつけ、断面積を S 、直径を d 、長さを L とする。マフラー入口の音圧と体積速度を P_1, U_1 、出口の音圧と体積速度を P_t, U_t とすると次の式(7)が得られる。

$$\begin{Bmatrix} P_1 \\ U_1 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos kL_1 & j \frac{\rho c}{S_1} \sin kL_1 \\ j \frac{S_1}{\rho c} \sin kL_1 & \cos kL_1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \cos kL_2 & j \frac{\rho c}{S_2} \sin kL_2 \\ j \frac{S_2}{\rho c} \sin kL_2 & \cos kL_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \cos kL_3 & j \frac{\rho c}{S_3} \sin kL_3 \\ j \frac{S_3}{\rho c} \sin kL_3 & \cos kL_3 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} P_t \\ U_t \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} A & B \\ C & D \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} P_t \\ U_t \end{Bmatrix} \quad (7)$$

従来のマフラー理論では、マフラーの性能を評価する方法として TL (透過損失)と IL (挿入損失)がある。簡易的な性能計算では TL がよく用いられる。しかし TL は出口部分からの反射がないと仮定して計算しており、これは出口管が無限に長い、出口で音が吸音されてしまうような場合にのみ起こりうる条件である。また、 TL は負の値をとることはない。負の値とは、マフラーを装着したことで逆に音が大きくなるということであり、現実には内部の共鳴により音が大きくなることも起こりうる。これに対し IL は出口部での音の反射も考慮しているので、マフラーの性能計算には IL を用いる方が適切である。 IL はマフラーの有無による放射パワーの比を対数化したもので、定速度音源のときは出口の放射抵抗が小さいものとする、次の式(8)から求められる²⁾。

$$IL \cong 20 \log_{10} |D| \quad (8)$$

ただし、本研究では出口の放射抵抗も含めて計算を行っている。

3. 計算方法³⁾

マフラー騒音のシミュレーションシステムを Fig.3 に示す。従来の 1次元音響管によるマフラー理論からマフラー入出力間の伝達関数を求め、それをフーリエ逆変換して FIR フィルタ係数を求める。そして騒音源の音の波形との畳み込み積分により、マフラーから出る放射音をシミュレーションするものである。 IL に相当する評価を音で実現するには、次のような状態を想定する。

まず、マフラーを取り付ける前は、音源からある距離だけ離れた場所で音を聞いているものとし、音源出口の体積速度を $U_1(j\omega)$ 、音を聞いている場所での音圧を $P_{e1}(j\omega)$ 、 $U_1(j\omega)$ と $P_{e1}(j\omega)$ との伝達関数を $H(j\omega)$ とすると、

$$\frac{P_{e1}(j\omega)}{U_1(j\omega)} = H(j\omega) \quad (9)$$

とあらわされる。つぎに、マフラーを取り付けた状態で、マフラー出口から前と同じだけ離れた場所で音を聞いたとして、そのときの音圧を $P_{e2}(j\omega)$ とすると、

$$\frac{P_{e2}(j\omega)}{U_2(j\omega)} = H(j\omega) \quad (10)$$

となる。入出力の体積速度の伝達関数を $G(j\omega)$ とすると、 $U_2(j\omega) = GU_1(j\omega)$ であるから、次の関係が導かれる。

$$\begin{aligned} P_{e2}(j\omega) &= H(j\omega)U_2(j\omega) = G(j\omega)H(j\omega)U_1(j\omega) \\ &= G(j\omega)P_{e1}(j\omega) \end{aligned} \quad (11)$$

ただしマフラーの有無によって指向性は変わらないものとする。式(11)から、マフラーを装着したときの音は、マフラーを装着する前の音とマフラーの伝達関数との積となることが分かる。そこで、マフラーを装着する前の音を測定しておき、マフラーの伝達関数から求められるインパルス応答関数との畳み込み積分を行えば、マフラー装着後の音を予測することができる。今回の計算では、作成した音はスピーカで再生して試聴するとともに、WAV ファイルで保存しておくこともできるようにした。計算に用いたマフラーは、入口管、膨張管、出口管の直径を $d_1=0.04(\text{m})$ 、 $d_2=0.14(\text{m})$ 、 $d_3=0.04(\text{m})$ 、長さを $L_1=0.5(\text{m})$ 、 $L_2=0.27(\text{m})$ 、 $L_3=0.32(\text{m})$ 、吸音率は $\alpha_1=0.1$ 、 $\alpha_2=0.3$ 、 $\alpha_3=0.1$ とした場合を基準とし、以後このマフラーを基準マフラーと呼ぶことにする。また $\rho c=400(\text{kg/m}^2\text{s})$ として計算している。

4. シミュレーション結果

4.1 IL の計算

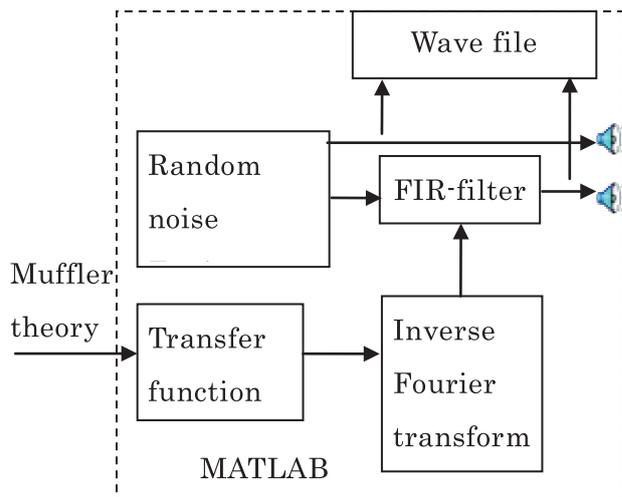


Fig.3 Muffler Noise Simulation System

Fig.4 に膨張管の吸音率 α_2 を変化させた場合の IL の計算結果を示す. α_2 を 0.7 とした場合を IL_1 , 基準マフラー($\alpha_2=0.3$)の場合を IL_2 , すべての管の吸音率を 0.05 とした場合を IL_3 としたものである. 縦軸は dB(デシベル)であらわされている. 吸音率の小さな IL_3 の場合は 0dB より小さくなっている領域が多くみられるが, これらは通過域であってそれらの周波数帯ではもとの音より大きくなる領域である. 吸音率を大きくすれば, 通過域での音の増大を緩和できることがわかる. ただし IL の最大値は, 出入口管の断面積と膨張管の断面積との比で決まってくるから, 吸音率の違いによる差はほとんどない. つぎに, Fig.5 は膨張管の直径 d_2 を変化させたときの結果である. 基準マフラー IL_2 は $d_2=0.14(m)$ であるが, $d_2=0.28(m)$ とした場合を IL_4 , $d_2=0.08(m)$ とした場合を IL_5 としている. 膨張部の直径が大きい IL_4 では大きな騒音低減効果が得られている. また, 膨張管の直径が小さい IL_5 でも通過域での落ち込みは小さいことがわかる. また, Fig.6 は出口管の直径 d_3 を変化させた場合である. 基準マフラー IL_2 は $d_3=0.04(m)$ であるが, $d_3=0.06(m)$ とした場合を IL_6 , $d_3=0.1(m)$ とした場合を IL_7 としている. 大きな管径の出口管は改造車などにみられるが, Fig.6 から出口管の径が大きくなるほど IL が低下することがわかる. また 100Hz 付近の低音域でも IL が負になっており, 低周波音が大きく透過することが予想される. さらに Fig.7 は出口管の長さ L_3 を変化させた場合である. 基準マフラー IL_2 は $L_3=0.32(m)$ で, $L_3=0.2(m)$ とした場合を IL_8 , $L_3=0.05(m)$ と極端に短くした場合を IL_9 としている. IL_9 も 100Hz くらいの低周波で IL が負になっており, 全体としての性能は低下していないが特に低周波で音が抜けやすくな

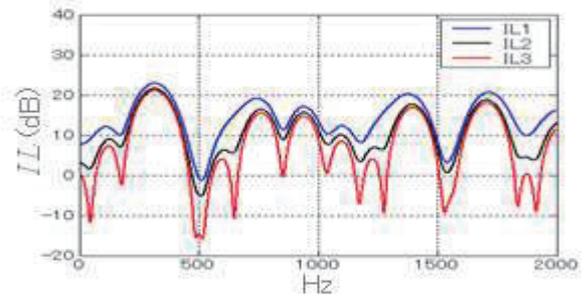


Fig.4 Comparison of muffler IL for different absorption coefficients

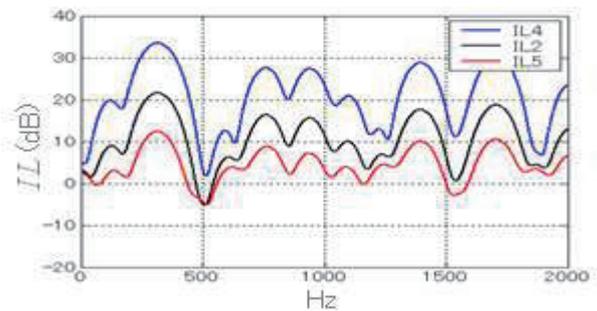


Fig.5 Comparison of muffler IL for different diameters of expansion chamber

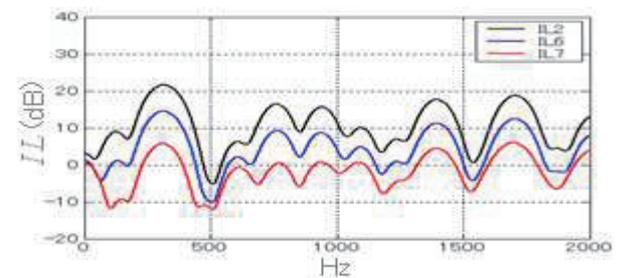


Fig.6 Comparison of muffler IL for different diameters of tail pipe

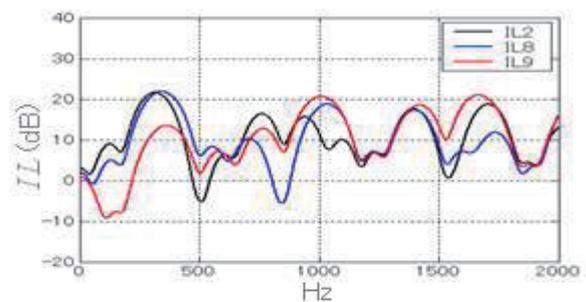


Fig.7 Comparison of muffler IL for different lengths of tail pipe

っていることがわかる。

4.2 マフラー放射音の合成

マフラーから放射される音をつくるには、マフラーの伝達関数 $G(j\omega)$ を計算する必要があるが、 $G(j\omega)$ は IL の計算と同じ計算処理の中で得られる。基準マフラーの場合の $G(j\omega)$ を Fig.8 に示す。

Fig.9 は上の段が伝達関数の実数部、下の段が虚数部である。伝達関数をフーリエ逆変換するとインパルス応答関数となるが、この計算には少し注意が必要である。まず、伝達関数の上限の周波数をナイキスト周波数として、実数部は偶対称に、虚数部は奇対称になるように折り返して2倍の長さにしてフーリエ逆変換する。そうすると Fig.9 のようなインパルス応答関数が求められる。インパルス応答関数は実数であるから、Fig.9 の下段の虚数部に示されている波形は計算上生じた誤差である。この計算の場合には虚数部の値は実数部の値

に対して $1/100$ 以下であるから、十分誤差が小さいとみなせる。しかし吸音率が小さい場合には、インパルス応答関数の波形の持続時間が長くなると共に誤差も増大してくる。そこで誤差があまり大きくならないように、吸音率の与え方には注意する必要がある。インパルス応答関数が求められたら、元の音源信号との畳み込み積分を行う。この積分は実際には FIR(Finite Impulse Response filter: 有限インパルス応答フィルタ)によるデジタルフィルタ処理になるので、元の音源のサンプリング周波数と FIR フィルタのサンプリング周波数とは一致する必要がある。今回はマフラー伝達関数の周波数の上限を 2kHz (サンプリング周波数はその2倍になる)として計算しているので、音源のサンプリング周波数は 4kHz としている。

4.3 ランダム音源によるシミュレーション

はじめにランダムノイズを用いてシミュレーションを行った。IL の計算のときと同様、マフラーの寸法や吸音率を変えてマフラーからの放射音のデータを作り、WAV ファイルに保存した。また、視覚的にも観察しやすいように Fig.10(a)~(f)に示すスペクトログラム(縦軸にスペクトル強度、横軸に時間をとったもの)表示も行った。Fig.10(a)は元の音源であるランダムノイズのスペクトログラムで、 2kHz までの範囲でほぼ一樣なスペクトルレベルであることがわかる。音を聞いてみると雑音特有の広帯域に分布する音で、今回は周波数の上限が 2kHz であるから高い音はあまり含まれない。次の Fig.10(b)は基準マフラー(IL_2 に相当)のスペクトログラムで、元の音に比べる

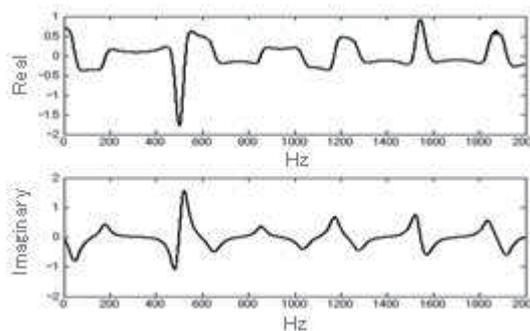


Fig.8 Transfer function of the standard muffler

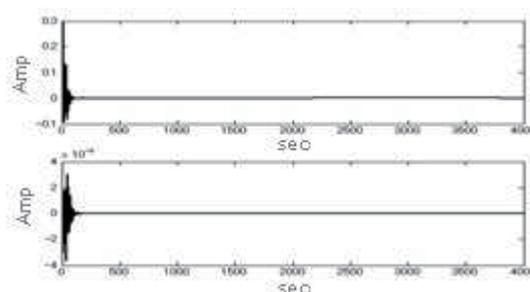


Fig.9 Impulse response function of the standard muffler

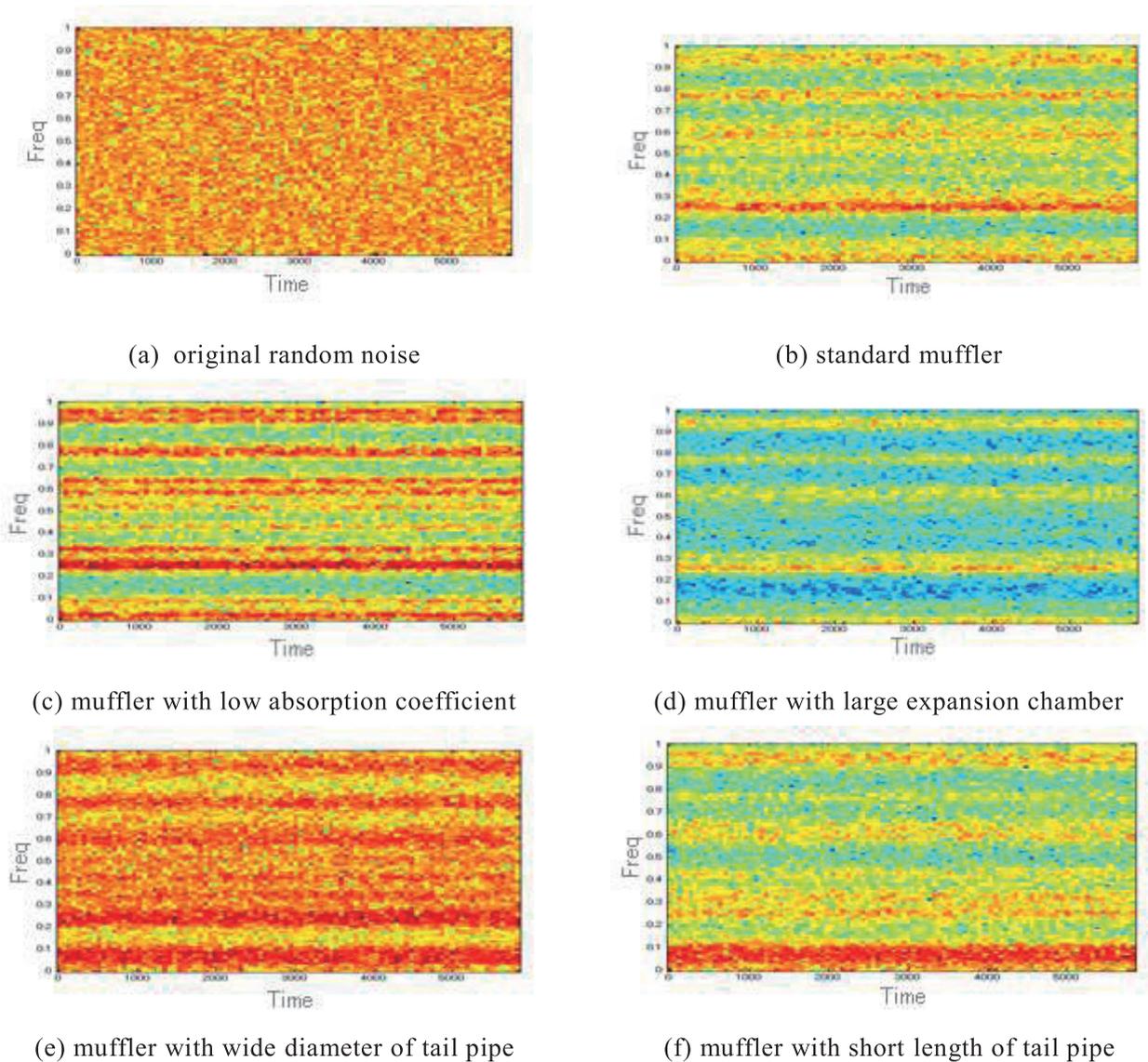


Fig.10 Spectrogram of synthesized output noise when random noise was used as sound source signal

とかなり低減されていることがわかる。音を聞くと全体に音が小さく、軽くなったような印象を受ける。Fig.10(c)は基準マフラーと寸法は同じで、内部の吸音率を全て 0.05 にした場合(IL_3)である。通過域で音が抜けているので基準マフラーよりかなり音が大きい。しかし和音的に聞こえるため、音質的にはそれほど嫌な音ではない。膨脹型のマフラーは音響管の一種であるから、吸音率が小さい場合は一種の管楽器のようにも聞こえる。また、Fig.10(d)は膨脹管の直径を $d_2=0.28(m)$ と大きくした場合(IL_4)である。音を聞いてみると、基準マフラーのときよりさらに小さくなり、静かになったと感じる。Fig.10(e)は出口管を $d_3=0.1(m)$ と太くした場合(IL_7)で、特に低周波域を中心に元の音より大きくなっていることがわかる。音を聞いてみると迫力があり、また圧迫感も感じる。さらに Fig.10(f)は出口管の長さを $L_3=0.05(m)$ と極端に短くした場合(IL_9)である。スペクトログラムをみると中低音域は低減しており、低音域だけ音が大きくなっている。聞いてみると全体には音は小さくなっていると感じるが、低音域でこもったような大きな音になる。

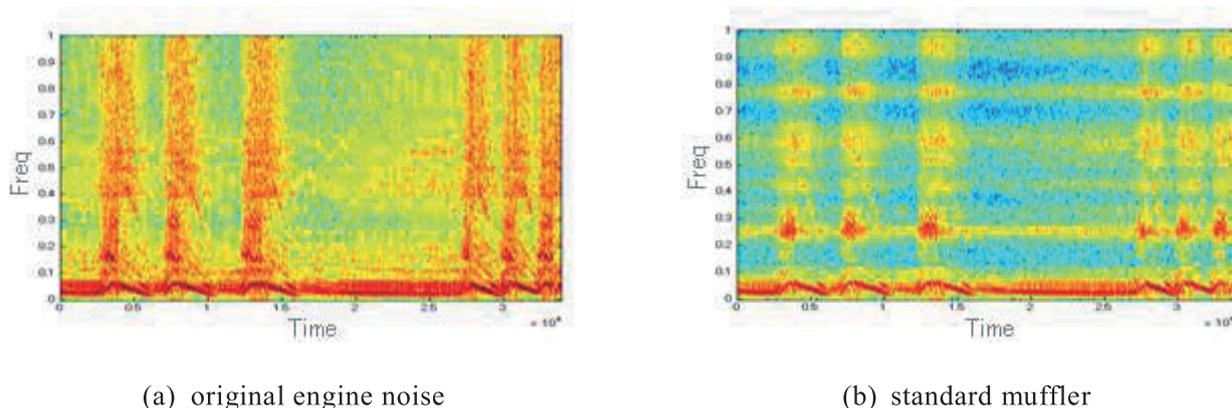


Fig.11 Spectrogram of synthesized output noise when engine noise was used as sound source signal

4. 4 エンジン音のシミュレーション

オートバイのエンジンをふかしたときの騒音データを用いて、ランダムノイズのときと同様にスペクトログラムを作成し、音を聴いた。Fig.11(a)は元のエンジン音の場合で、縦方向に線が濃くなっている部分がふかしているときである。また、Fig.11(b)は基準マフラーを取り付けたときのもので、元のエンジン音が 200Hz 以下の低周波が大きいいため低周波の音が抜けてきているが、全体としては静かになったのが実感できる。また、通過域によると思われる音も少し聞こえる。

5. まとめ

機械騒音を対象に、設計段階で仮想的に音を作り出し、聴感評価を行うことのできるシステムの開発を行った。今回はマフラー排気音を対象とし、フーリエ逆変換でインパルス応答関数を求め、元の音との畳み込み積分により出口からの音を予測した。吸音材の有無などによる音の変化を実際に耳で聞いて、マフラーによる騒音低減効果を聴感的に評価できた。これまでは、低騒音化のための設計や予測を行っても、数値だけの評価が多かった。しかし本研究では、実際に耳で聞くとどのような音になるのかを予測することがある程度できたと考える。特に、マフラー各部の寸法を変化させるとそれぞれ特有の音になることがわかり、特徴や設計上の注意点をより明確に把握することができた。今後は実験も行ってシミュレーション結果と比較していく予定である。また今回はサンプリング周波数を4kHzとしたが、本物らしく臨場感のある音を再現するには、周波数領域をさらに高くする必要がある。これについても今後の課題とする予定である。

参考文献

- (1) Michael R. Hatch Vibration simulation using MATLAB and ANSYS, Chapman & Hall/CRC, p96-102(2001)
- (2) 福田 基一, 奥田 襄介, 騒音対策と消音設計, 共立出版, p196(1973)
- (3) 林 卓郎, 大槻 潔人, FIR フィルタで作成した騒音を用いた排気マフラーの音質評価, 日本機械学会北陸信越支部 第46期総会・講演会講演論文集 p.291-292(2009.3)

(平成 21 年 3 月 31 日受理)