

ステアリングシステムの音源探査技術の開発

石井 秀明*・植村 広*
章 忠**・今村 孝**

Development of identification for noise source using visualization of sound and vibration

Hideaki ISHII*, Hiroshi UEMURA*,
Zhong ZHANG** and Takashi IMAMURA**

Recent years a Electric Power Steering (EPS) is adapted widely to middle class or comfort class of the cars. However, the noise and vibration performance of EPS is also important. It is necessary to identify a noise source to overcome the noise problem quickly. Visualization of the sound and vibration is very effective to identify for noise source and vibration root for EPS in the vehicle. Using wavelet instantaneous correlation (WIC), it is clarified the contribution for the noise of the vibration in EPS.

Key Words: noise source identification, wavelet, visualization

1. はじめに

近年、自動車のステアリングシステムにおいて、従来の油圧パワーステアリングから低燃費に貢献する電動パワーステアリング (Electric Power Steering : EPS) システムへの採用が拡大している。特に、小型・高出力、搭載性の自由度が高いコラム (Column) タイプ電動パワーステアリングシステム (以下、C-EPS システムと呼ぶ) は小型車のみならずハイブリッド車や中型以上の車両などにも採用が拡大している。一方、自動車の静粛化の向上にとともに、C-EPS システムもさらなる静粛性が求められる。その中で、ステアリングを操舵するときに C-EPS システムから発生された騒音は課題となり、その原因究明が急務となっている。

C-EPS システムは操舵力をアシストするコラム、タイヤを左右に動かす機構のマニュアルステアリングギヤ (Manual steering gear)、これらの機構を連結する中間軸 (Intermediate joint) の3要素から構成されている。操舵力をアシストする駆動源のモータおよび減速機からなるコラムは振動が発生しやすいにもかかわらず、車室内のダッシュパネルの奥にレイアウトされ、低騒音化の要求に対して有利なレイアウト構造ではない。またシステムの構造が複雑であるため、騒音と振動の関係が簡単にモデル化できず、騒音発生メカニズムの究明が難しい。

機械システムの騒音発生メカニズムを解明するためには現象を可視化することが非常に有益である。従来騒音と振動 (Noise and Vibration : NV) を可視化する手法として、(1) 歪・運動エネルギー分布¹⁾、(2) 荷重伝達経路特定法²⁾、(3) インテンシティ法³⁾、(4) マイクロホンアレイ⁴⁾、(5) ビームフォーミング法⁵⁾などの手法がある。これらは音と振動が可視化できる点で優れた手法である。しかし、C-EPS システムはステアリングホイール以外にダッシュパネルの奥にレイアウトされ、露出していない。そのため従来の可視化手法の適用は困難である。また音・振動の伝達経路解析法として主成分分析を利用した手法がある⁶⁾。この手法は伝達経路と考えられる部分の振動や音、または評価点での振動や音を主成分分析により解析し各伝達経路からの寄与度を求めるものである。そしてそれは信号の固有値を求めるには振動や音のパワースペクトルからなる配列を解析する必要がある。通常信号のパワースペクトルは定常信号の解析に有効であるが、非定常信号の解析には不向きである。しかし、ステアリングの操舵騒音は非定常性が強く、パワースペクトルではその特性の解析は困難である。

一方、非定常信号の解析に強いウェーブレット変換は一種の相似変換であると考えられる。著者ら⁷⁾はこの特徴を活かし、目的信号から実信号マザーウェーブレット (Real-signal mother wavelet, RMW) を構成し、それをを用いたウェーブレット瞬時相関 (Wavelet instantaneous correlation, WIC) により異常検出を行って有効性を確認した。

本研究では固体・空気伝搬の寄与度の推定や操舵騒音発生源の可視化、ウェーブレット瞬時相関による振動の寄与度の定量化により、簡単で、かつ効率的な車室内の非定常な騒音源を探査する手法を提案する。そして、実際の車室内操舵騒

* (株)ジェイテクト 榎原市

** 豊橋技術科学大学工学部 豊橋市天伯町

* JTEKT, Kashiwara, Nara

** Faculty of Engineering, Toyohashi University of Technology, Tenpakucho, Toyohashi

(Received January 12, 2011)

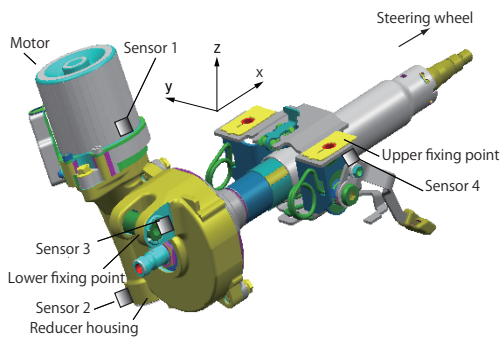


Fig. 1 Column unit and the position of vibration sensors

音を対象に提案手法を応用しその有効性について検証する。

2. 車室内の固体・空気伝搬音の寄与度推定

Fig.1にはコラムの構造を示し, Fig.2にはコラムを用いるC-EPSシステムの構成を示す。コラムはFig.1に示したアッパー取付部 (Upper fixing point) およびロア取付部 (Lower fixing point) で, Fig.2に示したリインホース (Dashpanel reinforcement) や車両側に取り付けられている。通常運転者がステアリングホイール (Steering wheel) を操舵する際, コラム部のモータが動作し減速機, 中間軸, マニュアルステアリングギヤを介してタイヤを左右に駆動する。これらの機械部品は自由度を持たせるため, ある程度のクリアランスを持っている。この部分が過度に大きいと, 駆動される条件によっては衝撃音が発生しやすく, たびたび騒音の対策が求められる。ここで, C-EPSシステムにより発生した音が車室とコラム所在空間との壁面, ダッシュパネルを通して伝播してきた透過音を空気伝搬音と定義する。そしてC-EPSシステムの振動が車体を通じて伝播し, そのエネルギーが車室内のある放射面により放射される音を固体伝搬音と定義する。通常車室内騒音の対策は騒音の原因が空気伝搬音であるか, または固体伝搬音であるかによって異なる。すなわち, 騒音対策を決定するために, まず騒音の発生要因を明確にしなければならない。

騒音の発生要因の同定には従来防音や縁切りなどの古典的手法が使われていた。しかし Fig.3 に示すように, ステアリングホイールはダッシュパネルを境に車室内側で, その他の部位は車両の内部にレイアウトされている。このようにボディや内装に覆われたステアリングシステムでは, 上記のような手法を適用するには多くの工数が必要となる一方, JIS で規定されている遮音試験を利用し, 固体伝搬音と空気伝搬音の比率を簡易的に推定することができる。Fig.4 に JIS で規定されている遮音試験の概要を示す。Fig.4 に示すように, 遮音試験ではまず音源室でスピーカにより音を発生し, 受信室でマイクにより音源室と受信室との間の壁面を透過してきた透過音を測定する。そしてスピーカから放射される音のパワー P_s と透過してきた透過音のパワー P_t との比を透過損失 ΔL [dB] として次式のように求められる。

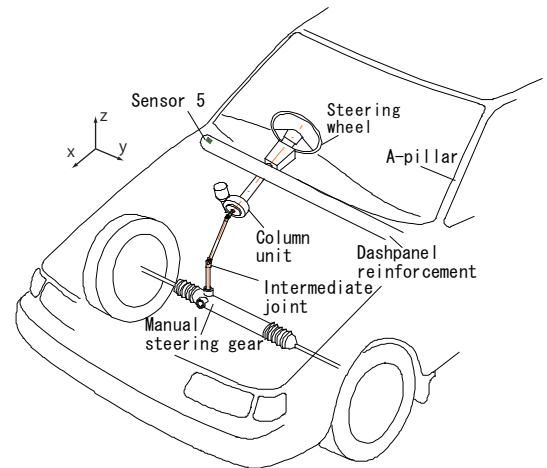


Fig. 2 Steering system with C-EPS and the position of vibration sensors

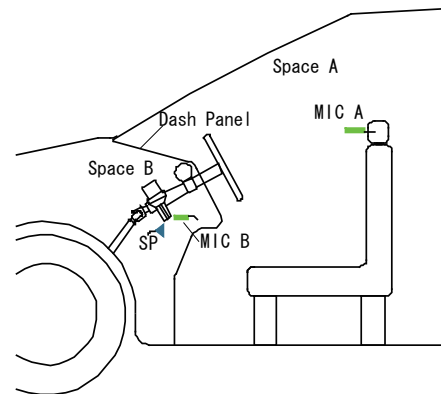


Fig. 3 Experimental set-up

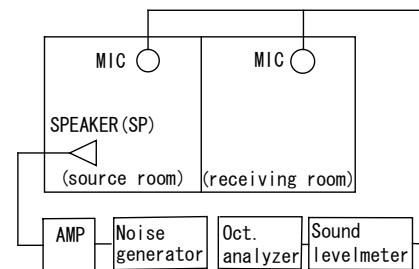


Fig. 4 diagram of measurement for sound isolation

$$\Delta L = 10 \log_{10}(P_s/P_t) = 10 \log_{10} P_s - 10 \log_{10} P_t \quad (1)$$

$$= S_s - S_t$$

本研究では車両の中に C-EPS システムが取り付けられている空間を音源室, 車室内の空間を受音室と仮定し, 音源室で発生した音が音源室と受信室との間の壁面であるダッシュパネルを透過した際の透過損失を空気伝搬による音源から車室内の騒音への寄与レベル [dB] と定義する。Fig.3 にはこの定義に沿った実車での実験セットを示す。

まず車両の C-EPS システムが取り付けられている音源室においては, リンホースに取り付けられたコラムの近傍にピエゾ素子駆動の平面スピーカ (SP) を吊って設置し, コラム

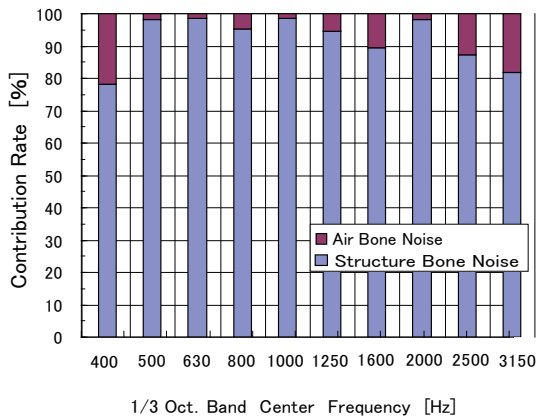


Fig. 5 Contribution analysis of noise at driver's ear

近傍に C-EPS から発生させられた騒音を収録できるようにコラムとダッシュパネル間の中間のあたりでダッシュパネルから約 100[mm] の位置に騒音計 B を設置する．受音室の車室内においては，運転席側の頭部を評価位置とし運転者耳元位置で騒音計 A を設置する．つぎに音源室の小型スピーカーからホワイトノイズを発生させ，コラム近傍の騒音レベル S_s を騒音計 B で計測する．そして運転者耳元位置の騒音レベル S_t を騒音計 A で計測して (1) 式により空気伝搬音の寄与レベル ΔL_{air} [dB] を算出する．さらに停車時のすえぎり操舵時に，コラム近傍の騒音レベル S_s と耳元位置の騒音レベル S_t を計測し，次式により操舵時の耳元騒音に含まれる空気伝搬音レベル $S_{t,air}$ を推定する．

$$S_{t,air} = S_s + \Delta L_{air} \quad (2)$$

そして次式により操舵時の耳元騒音における固体伝搬音レベル $S_{t,r}$ を推定する．

$$S_{t,r} = 10 \log (10^{S_t/10} - 10^{S_{t,air}/10}) \quad (3)$$

最後に操舵時の耳元騒音に対する固体伝搬音による寄与率 $C_{t,r}$ を次式で算出する．

$$C_{t,r} = 10^{(S_{t,r}-S_t)/10} \times 100\% \quad (4)$$

それと同時に，空気伝搬音の寄与率が $C_{r,air} = 1 - C_{t,r}$ により算出される．Fig.5 に (4) 式により求められた固体伝搬音の寄与率を示す．ただし，周波数領域において各周波数での騒音のエネルギーが変動している．この変動を抑えるために，固体伝搬音の寄与率を 1/3 オクターブバンドごとに計算した．Fig.5 に示すように，通常評価している騒音の帯域では固体伝搬音が支配的である．

ところが，本研究での音源室と受音室は JIS で規定されている理想な残響室と無響室ではない．そのため，スピーカの設置位置により計測される透過損失は影響を受ける可能性がある．ここで，スピーカの位置を 30[mm] 変化させたり，スピーカの放射面の大きさを 1.5 倍変化させたりして確認実験を行った．その結果，400[Hz] を含む 1/3 オクターブバンドの周波数成分のエネルギー変動は約 10%程度であり，その他

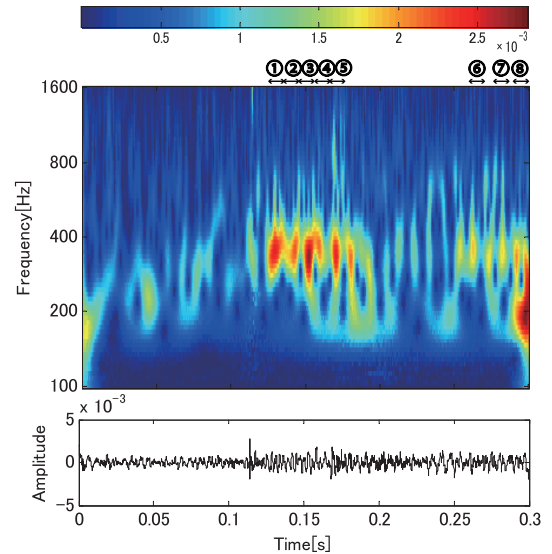


Fig. 6 Example of the CWT of sound signal A using the Gabor function

の周波数帯域でのエネルギー変動は 5%以下であった．これらの結果から，本研究の実験条件において透過損失に及ぼすスピーカの設置位置の影響が小さく，推定された車室内騒音への固体伝搬音と空気伝搬音の寄与傾向の結果が信頼できると考える．

3. 車室内騒音源の可視化

前節で述べたように，車室内の騒音は主に固体伝搬音によるものである．よって車室内で C-EPS システムから伝播してきた振動のエネルギーが騒音へ変換する放射面，すなわち騒音源を見つけないといけない．そのため，車室内の音場の可視化は，ディスプレイ上での点の情報だけではなく連続的な面の情報が得られ，騒音源や騒音の伝搬の様子を把握する有力な道具である．

最近，複数のマイクロホンを配列するマイクロホンアレイの方法やビームフォーミングの手法を応用した音の可視化装置がいくつか開発され，製品化されている．さらに音源の方向を解析するビームフォーミング法と画像を重ね合わせ，音源の位置と音の強さを各周波数ごとに求め全方位の音場を可視化する手法が開発されて製品化されている．代表的な計測装置として日東紡音響エンジニアリング社製の“ノイズビジョン”をあげることができる．それは直径 260[mm] の球体に 31 本のマイクロホンと 12 個の CCD カメラを内蔵し，推定音源の方向とカメラ画像を重ね合わせて音源の位置を可視化する装置である．また本装置は CCD カメラを 360 度の全方位に配置するため，個々のマイクロホンの位置合わせや校正を行うことなく，全方位の音場を可視化できる特徴を持っている．したがって，本研究ではノイズビジョンを用いて車室内での騒音源を可視化する．

Fig. 6 に示すのは停車時にすえぎり操舵した際，Fig. 3 中の騒音計 A により計測された操舵騒音とそのウェーブレット



Fig. 7 set-up for measurement

変換の結果である。ただし、図の横軸は時間、縦軸は周波数、信号の大きさは色ラベルで表している。またウェーブレット変換に用いられるマザーウェーブレットは Gabor 関数を用いた。操舵時の速度が変動すれば周波数も変化するため、操舵時の騒音と振動の関係を解析する領域は、ステアリングホイールの回転操作が比較的安定している操舵 1/2 回転 (180 度) に相当する 0.3[s] 間とした。図示のように、車室内の操舵騒音は比較的安定といっても、その発生時刻が不規則であり周波数も変動している、非定常性を持つものである。またそれが 400[Hz] 付近において強いエネルギーを持っていることがわかる。ここで車室内の騒音源探査は一番顕著な騒音成分の 400[Hz] 付近で行うことにした。

Fig.7 に示すのは車室内にノイズビジョンを運転席の頭部位置に装着する様子である。停車時のステアリングホイールを操舵する前にノイズビジョンにより出力された合成画像を Fig.8 に示し、ステアリングホイールを操舵した後に得られた騒音解析結果と合成画像による音源の可視化結果を Fig.9 に示す。Fig.8 および 9 からわかるように、運転席側に計測された 400[Hz] 付近の騒音は主に車両の右前方の A ピラー (A-pillar) を中心にダッシュパネルなどから放射されたものである。

さらに停車時の操舵のかわりに、小型加振器をコラムハウジングに装着し、スイープ加振を行うと、ノイズビジョンの出力から加振周波数の変化とともに音源の移動が観察される。また車両の前後、左右、上下の 3 方向に加振方向を変え、それに対応するノイズビジョンの出力を比較すると、車室内騒音への振動方向の影響がわかる。このようにさまざまな加振実験とノイズビジョンによる可視化技術をあわせると、加振位置や方向と発音部位の関係が非常にわかりやすく発音部位の特定を迅速に行うことができる。しかし、これだけでは C-EPS システムの振動がいかに車室内の騒音に寄与するかを定量的に評価できない。

4. ウェーブレット瞬時相関法による振動の寄与の定量化

著者らは目的信号からマザーウェーブレット (4.1 節を参照) を構成し、それを用いたウェーブレット瞬時相関により解析対象信号から目的信号を検出する技術を開発した⁷⁾。こ

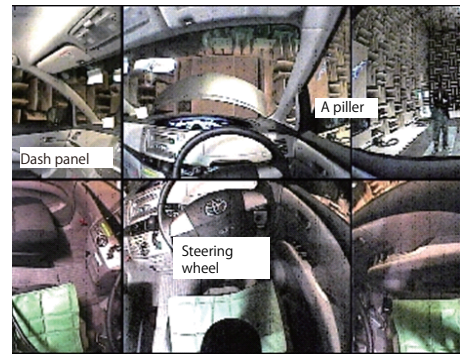


Fig. 8 Photos taken from CCD cameras on Noise Vision

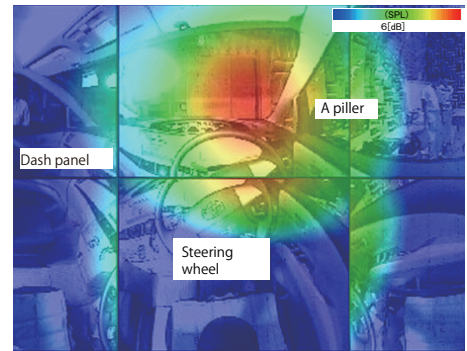


Fig. 9 The results of sound sources using color map on the photo

こでウェーブレット瞬時相関を利用して騒音に対する C-EPS システムの振動の寄与度の定量化を試みる。

4.1 ウェーブレット瞬時相関の吟味

有限なエネルギーを持つ時系列信号 $f(t)$ の連続ウェーブレット変換 (CWT) は次式のように定義される¹²⁾。

$$w(a, b) = \int_{-\infty}^{\infty} f(t) \overline{\psi_{a,b}(t)} dt, \quad (5)$$

$$\psi_{a,b}(t) = a^{-1/2} \psi\left(\frac{t-b}{a}\right)$$

ここで、 $a(a > 0)$ はスケール、 $1/a$ は周波数に対応し、 b は時刻のパラメータである。なお、 $\overline{\psi_{ab}(t)}$ は $\psi_{ab}(t)$ の複素共役であり、関数 $\psi(t)$ はマザーウェーブレット (MW) と呼ばれる。本研究では、音・振動の解析における時間分解能と周波数分解能のバランスに優れ、振動伝達の変化がわかりやすいガボール関数を MW として用いた¹³⁾。また MW は通常アドミッシブル条件 (admissibility condition) を満たさなければならない。

$$C_{\psi} = \int_{-\infty}^{\infty} \frac{|\hat{\psi}(\omega)|^2}{|\omega|} d\omega < \infty \quad (6)$$

ただし、 $\hat{\psi}(\omega)$ は $\psi(t)$ のフーリエ変換であり、 ω は角周波数で $\omega = 2\pi f$ (f は周波数) である。 $\psi(t)$ が遠方で十分速く零になる関数であれば、(6) 式は次式のようにかなり穏やかな条件に簡略化できる。

$$\int_{-\infty}^{\infty} \psi(t) dt = 0 \quad (7)$$

この意味で MW の選択範囲は広く、その構成も簡単である。

一方、ウェーブレット変換は一種の相似変換であると考えられる。MW の $\psi(t)$ から定義されるそれは関数組 $\psi_{ab}(t)$ を物差しとして信号 $f(t)$ を計り、 $f(t)$ と $\psi_{ab}(t)$ との相似性をウェーブレット係数 $w(a, b)$ で数値化する。著者らはこの特徴を活かし、目的信号から実信号マザーウェーブレット (Real-signal mother wavelet, RMW) の構成法を提案し、RMW を用いたウェーブレット変換により得られたスケール $a = 1$ のウェーブレット係数の絶対値をウェーブレット瞬時相関 (Wavelet instantaneous correlation, WIC) と定義した⁷⁾。

$$R(b) = |w(1, b)| \quad (8)$$

本研究ではこの $R(b)$ を用いて C-EPS システムの振動の車室内騒音への寄与度を評価することにする。なお、RMW の構成手順はつぎのとおりである。1) 目的信号から特徴的な部分を切り出して、遠方で充分速くゼロになるような窓関数をかけ、平均値を取り除くことにより、実数型 RMW の $\psi^R(t)$ を構成する。2) RMW について、次式で定義されたノルム $\|\psi^R\|$ が 1 となるように正規化する。

$$\|\psi^R\| = \left[\int_{-\infty}^{\infty} \psi^R(t)^2 dt \right]^{1/2} = 1 \quad (9)$$

3) $\psi^R(t)$ をフーリエ変換し周波数スペクトル $\hat{\psi}^R(f)$ を得る。4) 周波数領域 $f \leq 0$ において $\hat{\psi}^R(f)$ をゼロとし、また $f > 0$ においては $\hat{\psi}^R(f) = 2\hat{\psi}^R(f)$ とする。5) ここで新たな $\hat{\psi}(f)$ の実数部を $\hat{\psi}_r(f)$ 、虚数部を $\hat{\psi}_i(f)$ で表すことにし、 $\hat{\psi}_r(f) = \sqrt{(\hat{\psi}_r^R(f))^2 + (\hat{\psi}_i^R(f))^2}$ 、また $\hat{\psi}_i(f)$ はゼロとして全周波数成分の位相情報を削除する処理を行う。6) $\hat{\psi}(f)$ の逆フーリエ変換を行い、 $\psi(t) = \psi_r(t) + i\psi_i(t)$ が得られる。このように構成された RMW はその実数部 $\psi_r(t)$ 、虚数部 $\psi_i(t)$ がそれぞれ対称性、反対称性を有する複素数型 RMW である。ところが、信号のどの部分を RMW にするかが明確でない場合や、信号が変動する場合に 1 箇所から RMW を構成しただけでは変動した異常信号を検出できない可能性がある。このような場合には、複数の候補からそれらの平均した特性を持つ RMW (以降 A-RMW と呼ぶことにする。) を構成する手法があり、そしてそれを用いた $R(b)$ を目的信号の検出への応用においては、その有効性を確認している¹¹⁾。

4.2 C-EPS の騒音に対する振動の寄与度の定量化

停車時にすえり操作する際、コラムの振動を測定するために、Fig.1 と Fig.2 に示した部位に 5 つの 3 方向加速度センサ 1~5 をそれぞれモータ (motor)、減速機のハウジング (Reducer housing)、アッパー取付部、ロア取付部およびインホース端部に取り付けた。ただし、センサの 3 方向については、 x は進行 (前後) 方向、 y 方向は車の横方向、 z は上下方向と定めた。また車室内で騒音は Fig.3 中の騒音計 A により計測した。

Fig. 10 に y 方向の振動信号の例を示す。ただし、図中の (1)~(5) はそれぞれ Fig.1, 2 に示したセンサ 1~5 から計測

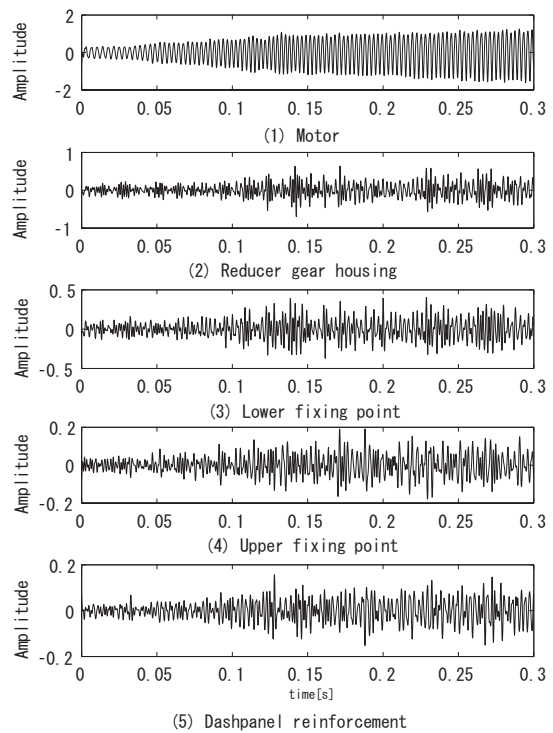


Fig. 10 Examples of vibration signals measured by vibration sensors in y direction

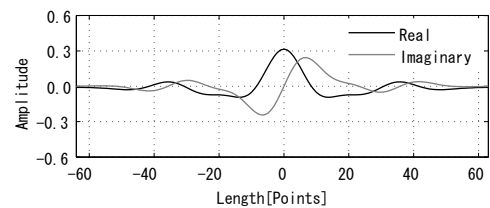


Fig. 11 The example of A-RMW constructed from the sound signal that is shown in Fig.6

された振動信号である。Fig. 10 の (1)~(5) を比較し、振動波形の違いが見出すことができる。またそれらはウェーブレット変換によりそれぞれ異なる周波数成分を含んでいることがわかる。しかしこれだけでは各部位の振動と Fig. 6 に示した騒音との関係は明確に判定できない。

ここで、Fig. 6 に示した騒音の 0.3[s] の部分の周波数に特徴がある区間 8 箇所の各 0.01[s] 間の区間を選択し、周波数 350~450[Hz] の間の成分を切り出して 4.1 節に示す手法で A-RMW を構成した。Fig. 11 には作成された A-RMW の例を示す。図示のように、A-RMW の主なエネルギーは中心付近に集中していると同時に、A-RMW の実数部は対称性、虚数部は反対称性を持つため、A-RMW の構成は成功したといえる。

そして振動信号に含まれる騒音の周波数成分の寄与度を定量的評価するために、各振動信号の標準偏差が 1 となるように Fig. 10 の x, y, z 方向の振動信号の振幅を正規化した。そして騒音信号から構成された A-RMW を用いて (8) 式により A-RMW と正規化された振動信号とのウェーブレット

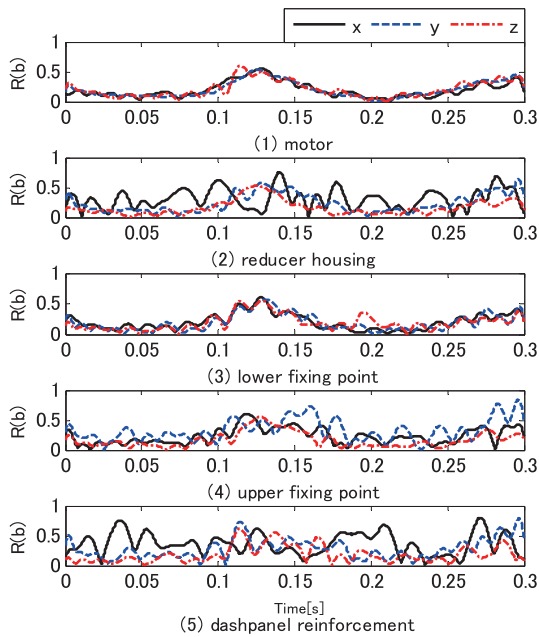


Fig. 12 Wavelet instantaneous correlations $R(b)$ obtained from vibration normalized signals x, y, z direction

瞬時相関 WIC $R(b)$ を求め、その結果を Fig. 12 に示す。ここで構成された A-RMW のノルムが 1 となるため、それにより求められた各時刻での $R(b)$ の値は騒音への振動信号の各時刻での寄与度を表すこととなる。ただし、図中の x 方向の結果は実線、 y 方向の結果は点線、 z 方向の結果は一点鎖線で示す。また、図中の (1) ~ (5) はそれぞれ Fig. 10 の (1) ~ (5) の部位と対応している。Fig. 12 に示すように、振動信号 (1) と (3) から求めた $R(b)$ 値は各時刻における x, y, z 方向でほぼ同じ値で、0.125[s] と 0.3[s] 付近に最大値を有する特徴を持っている。また、振動信号 (2) と (5) から求めた $R(b)$ 値は x 方向が他の方向より比較的大きい。ただし、これらのピークを有する時刻付近での $R(b)$ の変化パターンが Fig. 6 に示した騒音の発生時刻付近での変化パターンとは一致しない。すなわち、モータや減速機のハウジング、ロア取付部、リインホースの振動は操舵騒音と同様な周波数成分を有するものの、それらの発生時刻が操舵騒音の発生時刻と異なるため操舵騒音への寄与が小さいと考えられる。これに対して、Fig. 12 の (4) には、 $R(b)$ 最大値は y 方向の 0.15[s] と 0.3[s] 付近においてそれぞれ 0.75 と 0.84 となり、他の方向より比較的大きい。また $R(b)$ のピーク値を有する時刻付近での $R(b)$ の変化パターンは Fig. 6 に示した騒音発生時刻付近での変化パターンとよく一致している。言い換えればアッパー取付部の振動に含まれる、操舵騒音と同様な周波数成分の発生時刻が操舵騒音の発生時刻と一致している。これにより、アッパー取付部の y 方向の振動信号の周波数成分は車室内騒音への寄与度が大いといえる。

ここで騒音の周波数成分に対する振動信号の同じ成分のエネルギーの寄与を評価するために、Fig. 10 の x, y, z 方向の

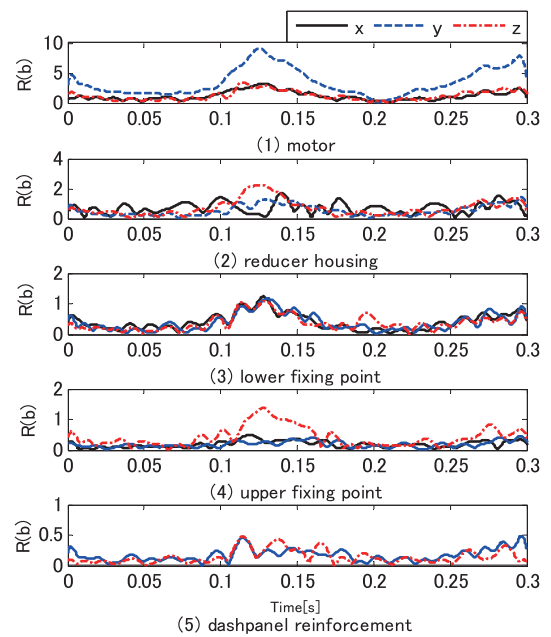


Fig. 13 Wavelet instantaneous correlations $R(b)$ obtained from vibration signals of x, y, z direction

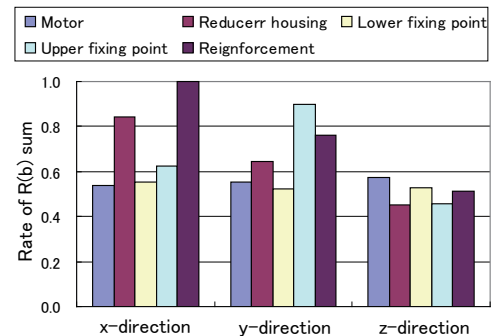


Fig. 14 Ratio of $R(b)$ sum values that is shown in Fig. 12

振動信号のまま $R(b)$ を求め、その結果を Fig. 13 に示す。この場合、振動信号のエネルギーの寄与は振動信号のまま求められた $R(b)$ と正規化された振動信号で求められた $R(b)$ との比で評価することができる。Fig. 13 と 12 を比較してわかるように、Fig. 13 の (1) には y 方向の $R(b)$ 値が他の方向より著しく大きく、最大値の位置は Fig. 12 と同じ、0.125[s] と 0.3[s] 付近である。これはモータの y 方向の振動エネルギーが他の方向より著しく大きいためである。つぎに Fig. 13 の (2) と (5) には Fig. 12 と異なり、各方向の $R(b)$ 値がほぼ同じである。最後に Fig. 13 の (4) には 0.125[s] 付近における z 方向の $R(b)$ 値が他の方向より比較的大きい。しかしその振動エネルギーの大きさがモータの y 方向の振動エネルギーの 1/5 にも及ばない。したがって、振動エネルギーの操舵騒音に及ぼす影響についてはモータの y 方向の振動が大いといえる。

さらに区間 0.3[s] 間の $R(b)$ 値の総和を求め、最大の $R(b)$ 総和の値を基準として比率で比較を行った。Fig. 12 の $R(b)$ 総和の比率を Fig. 14 に示す。各部位の振動信号を正規化

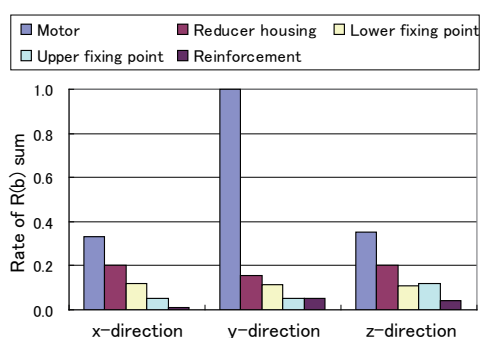


Fig. 15 Ratio of $R(b)$ sum values that is shown in Fig. 13

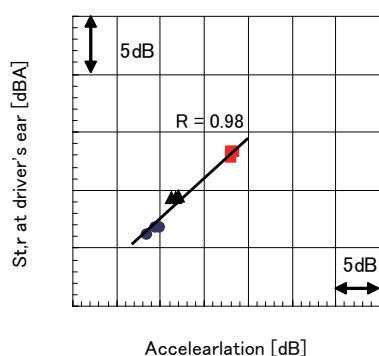


Fig. 16 Correlation of POA 350-450[Hz] between acceleration of fixing point y-direction and $S_{t,r}$ at driver's ear

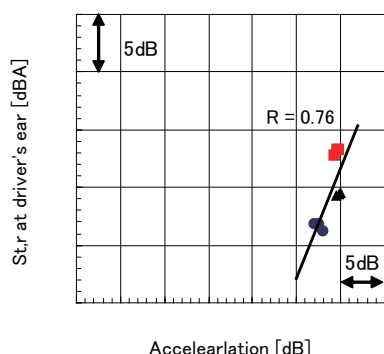


Fig. 17 Correlation of POA 350-450[Hz] between acceleration of motor y-direction and $S_{t,r}$ at driver's ear

し、振動の周波数成分の寄与を考慮した Fig. 14 の結果ではリンホースの x 方向が一番高く、そのつぎにアッパー取付部の y 方向の相関が高い。これはこれらの部位が振動伝達経路として発音への寄与度が高いためであると推定できる。ただし、 $R(b)$ 最大値を有する時刻付近での $R(b)$ の変化パターンについて、Fig. 12 の (4) と (5) に示すように、アッパー取付部の y 方向の $R(b)$ の方は Fig. 6 に示した騒音の発生時刻付近での変化パターンと一致しているが、リンホースの x 方向 $R(b)$ の方はそれと一致していない。そしてアッパー取付部の振動が車両試験でも計測評価が容易であり、かつ台上試験でコラムユニット単体での評価が可能となっている。したがって、本研究ではアッパー取付部の y 方向の振動を騒音対策の評価指標として用いることにする。

一方、Fig. 13 の $R(b)$ 総和の比率を Fig. 15 に示す。図示のように、振動エネルギーの大きさを考慮した Fig. 15 の結果ではモータの y 方向の振動信号の寄与が非常に高い。この結果は Fig. 13 の結果とよく一致している。これらの結果により、モータの y 方向の振動信号のエネルギーを低減することは操舵騒音の低減に役を立つだろうと推察される。

4.3 実車での確認実験

解析結果の検証を行うため、Fig. 2 に示す車両の試験を行った。実験ではモータ振動を 3 水準とし、すえぎり操舵時の耳元位置の騒音とコラム取付部およびモータの y 方向振動の計測を行い、得られた耳元位置の騒音レベル $S_{t,r}$ と振動レベルとの相関関係を Fig. 16, 17 に示す。Fig. 16 はアッパー取付部の y 方向振動と耳元騒音の相関を示す。Fig. 17 はモータ側面の y 方向振動と耳元騒音の相関を示す。ただし、図中の 3 種類の記号 \bullet , \blacktriangle , \blacklozenge は振動の 3 水準を表し、各条件において 2 回の計測を行った。騒音と振動の計測時間はステアリングの操舵 1 回に相当する 0.64[s] とし、周波数区間は 350-450[Hz] とした。Fig. 16, 17 を比較してわかるように、アッパー取付部と耳元騒音値との相関係数が 0.98 に対して、モータ側面の y 方向の相関係数は 0.78 である。また他の 2 車種の実車実験においても同様な結果が得られた。これらの結果から、振動と騒音との相関の高いアッパー取付部の y 方向振動を騒音対策の評価指標として有効であることがわかる。

5. まとめ

本研究では簡単で、かつ効率的に車室内の騒音音源を探索する手法を提案した。そして提案手法を停車時にすえぎり操作する際に発生する騒音の音源探索に応用し、その有効性を確認した。得られた主な結果は以下のとおりである。

- (1) 停車時のすえぎり操舵時に耳元位置で計測された騒音は、主に C-EPS システムの振動が車体を通じて伝播しそのエネルギーが車室内のある放射面により放射される固体伝搬音である。
- (2) C-EPS システムのような車両内にレイアウトされ露出していない状態でも、車室内音源を可視化することで、発音部位が容易に特定することができた。
- (3) 耳元位置で計測された騒音を元に実信号平均的マザーウェーブレット (A-RMW) を作成し、それをを用いたウェーブレットの瞬時相関 $R(b)$ により耳元騒音に対する C-EPS システムの各部位の振動の寄与を明らかにした。

以上のように、提案手法は C-EPS の振動から車室内の騒音に至る現象の把握が容易となり、かつ従来手法に対して短時間でこれらのことが理解でき、騒音対策の開発効率の向上につながるものと考えられる。今後本研究で得られた知見を元にして車室内騒音対策を進めていきたい。

謝辞：最後に音の可視化手法にあたり、適切なお助言をいただいた日東紡音響エンジニアリングの高島和博様と田中菜津様に深く感謝いたします。また本研究の一部は科学研究費補助金 (基盤研究 C 22560418) の助成を受けて行われた。こ

こで付記して、謝意を表します。

参 考 文 献

- 1) MSC Software corporation : MSC NASTRAN Reference Manual
- 2) 高橋邦宏：荷重伝達経路の概念を用いた大型トラック客室フロア部の振動低減に関する検討，自動車技術会 春季大会前刷集，No.36-02，5/8(2004)
- 3) 小嶋直哉：インテンシティ法を用いた乗用車外板における過渡振動エネルギー流計測，自動車技術会 春季大会前刷集，31-2，23/27(2000)
- 4) 柏木均，清水聡，下河辺啓吉，岡田雅彦：マイクロホンアレイを用いた台上騒音計測システムの開発，自動車技術会学術講演会前刷集，No.936，281/284(1993)
- 5) 半沢幸彦，北原純，西村信一：ピームフォーミング法アレイによる車外騒音に対する音源探査技術の適用，Honda R & D Technical Review，16-1，179/184(2004)
- 6) 戸井武司，金子格三，大久保信行：実稼動中における機械の騒音発生メカニズムの解明，日本機械学会論文集 C 編，61-587，1978/1983(1995)
- 7) Z.Zhang, S.Horihata, T.Miyake and E.Tomita : Knocking detection by complex wavelet instantaneous correlation, Proc. of the 13th International Pacific Conference on Automotive Engineering, 138/143(2005)
- 8) 沢井伸之：自動車騒音の音源別寄与率の計算方法について，自動車技術，35-12，1428/1432(1981)
- 9) LMS International"Transfer Path Analysis":The Qualification and Quantification of Vibro-Acoustic Transfer Paths , LMS Internatinal,Application Notes(1995).
- 10) R.L. Allen and D.W. Mills : Signal Analysis, IEEE Press, P.712, 2004.
- 11) Z.Zhang, H.Ikeuchi, H.Ishii, S.Horihata, T.Imamura and T.Miyake : Real Signal Mother Wavelet and its Application on Detection of Abnormal Signal,-Designing Average Complex Real Signal Mother Wavelet and its Application-, Transactions of the JSME C, Vol.73, No.730 pp.1676-1683(2007)
- 12) S.G.Mallat : A wavelet tour of signal processing, Academic Press, 255(1999)
- 13) Zhong Zhang and Hiroaki Kawabata : RI-Spline Wavelet and Its Application for Unsteady Signal Analysis, Journal of the Society of Instrument and Dontril Engineering, 36-6, 481/488(2000)

[著 者 紹 介]

石 井 秀 明 (正会員)



1985年大阪府立大学工学部金属工学科卒業。同年光洋精工（現 株式会社ジェイテクト）に入社。軸受の研究開発業務を経て、現在 NV 技術部に所属。自動車のステアリングに関する音振動の研究に従事。

植 村 広



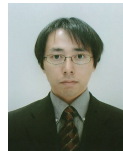
1990年大阪産業大学工学部電気電子工学科卒。同年光洋精工（現 株式会社ジェイテクト）入社。軸受の振動解析，計測装置の開発業務を経て，現在 NV 技術部に所属。自動車のステアリングに関する音振動の研究に従事。

章 忠 (正会員)



1993年岡山大学大学院博士課程修了。博士(工学)。岡山県工業技術センター専門研究員，岡山県立大学連携大学院助教授を経て，2004年から豊橋技術科学大学教授。その間 1998年より半年間，オーストラリア Melbourne 大学客員研究員。ウェーブレット変換，ニューラルネットワーク，故障診断などの研究に従事。日本機械学会，電気学会，自動車技術会，IEEE 各会員。

今 村 孝 (正会員)



2003年豊橋技術科学大学大学院博士後期課程修了。博士(工学)。豊橋技術科学大学 COE 研究員，フランス・パリ 13 大学ポスドク研究員などを経て，2005年 10 月から豊橋技術科学大学工学部助教。現在，予防安全のための自動車ドライバモデリング，技能推定ならびに生体行動の計測に関する研究に従事。日本機械学会，日本ロボット学会，自動車技術会，電子情報通信学会，IEEE 各会員。