

実車における車内騒音低減に向けた 風切音のガラス透過メカニズムの解明

Identification of Mechanism of Transmission of Flow-induced Noise
through Glass for Vehicle Interior Noise Reduction

安 保 慧*

Kei AMBO

吉 野 崇*

Takashi YOSHINO

森 下 和 也*

Kazuya MORISHITA

寺 村 実*

Minoru TERAMURA

要 旨

車内騒音低減のための制御対象の明確化を目的に、フロントピラー周りの流れを模擬したピラー音車内伝達モデルを対象とし、高周波風切音 (1 kHz-5 kHz) における車内をモデル化した箱内への流体力学的圧力変動と空力音の寄与率の同定をおこなった。その結果、箱内マイクロフォンの高周波域のオーバーオール値における空力音の寄与率は約 93% となり、高周波域では流体力学的圧力変動と比較して空力音が支配的であることを示した。

また、実車でのフロントサイドガラスにおける、表面圧力変動、遠方場音響から推定される外側表面音圧分布、車内音響から推定される内側表面音圧分布の比較から、外側表面音圧と内側表面音圧の差分がガラスの音響透過損失とほぼ等しいことを示した。このことから、実車サイドガラスの音響透過においても、車外で発生する空力音が支配的であることを示し、高周波風切音における車内快適性向上の手段として、車外で発生する空力音の低減が有効であることが明らかとなった。

ABSTRACT

Seeking to identify the target for control to reduce vehicle interior noise, the research discussed in this paper determined the contribution ratio of convective pressure and acoustic sound to high-frequency flow-induced noise (1 kHz-5 kHz) in the interior of a box modeling a vehicle interior, based on a model of cabin sound transmission from the pillar modeling the flow around the A-pillar. This study showed that the contribution ratio of acoustic sound to the overall value in the high-frequency range at the microphone in the box was approximately 93%, indicating that in the high-frequency range, acoustic sound is dominant in comparison to convective pressure.

A comparison of the sound pressure distribution on the external surface of the front side glass of an actual vehicle, as estimated from surface pressure fluctuation and far-field sound, with the sound pressure distribution on the internal surface, as estimated from the vehicle interior sound level, showed that the difference between the sound pressure on the external and internal surfaces is almost exactly equal to the glass transmission loss. This result demonstrated that acoustic sound generated outside the vehicle is also dominant in sound transmission through the side glass in an actual vehicle, indicating that the reduction of acoustic sound generated outside the vehicle would be an effective means of increasing the comfort of the vehicle cabin in relation to high-frequency flow-induced noise.

1. まえがき

自動車の更なる発展のため、低炭素社会の実現に向けた燃費改善や、高速化に伴う走行安定性や快適性の向上が求められている。快適性向上の一つとして、車内騒音の低減があげられる。その音源としては、エンジンとその排気や動力伝達機構によるもの、タイヤやサスペンション振動によるロードノイズ、Heating, Ventilation, and Air

Conditioning (HVAC) 等の空調機器音、そして、車両各部に存在する空気の流れのはく離が起因となる風切音によるもの等がある。特に、燃費改善の観点から、パワープランの電動化が進み、エンジン系の騒音が低下する傾向にある。例えば FIT EV においても車速の増加と共に車内へ伝わる風切音の割合が増加することを確認している。

風切音を低減するための技術課題の一つとして、どのように音が発生し、車内へ聞こえるかという命題を挙げるこ

* 基礎技術研究センター

ができ、車内騒音低減のための制御対象の明確化が必要となる。この風切音のうち、特に重要とされているドアミラーを含むフロントピラー周りで発生した⁽¹⁾高周波風切音(1 kHz-5 kHz)は、ガラスを通して車内へ伝達すると考えられているが、その発生及び伝達のメカニズムは明らかにされていない。

車内へ音が伝達する際のガラスの加振力として、ガラスに作用する流体力学的圧力変動と渦の運動により発生した空力音が考えられるが、車内騒音低減のための制御対象を明確にするため、この流体力学的圧力変動と空力音の車内への寄与率を明確にすることは重要である。飯田らは、ガラス板を設置した車内騒音測定モデルを対象とした風洞試験により、音波が車内へ透過しやすい性質を持つことを示した⁽²⁾。しかし、その音源はランダムノイズであり、空力現象により起因された流体力学的圧力変動と空力音の車内への寄与率は明確になっていない。

そこで、本研究では車内騒音低減のための制御対象の明確化をおこなう。まず、フロントピラー周りの流れを模擬したピラー音車内伝達モデル(Fig. 1)を対象とした、高周波風切音における車内への流体力学的圧力変動と空力音の寄与率の同定をおこなう。次に、実車車内騒音と車外騒音での比較をおこなうものとする。

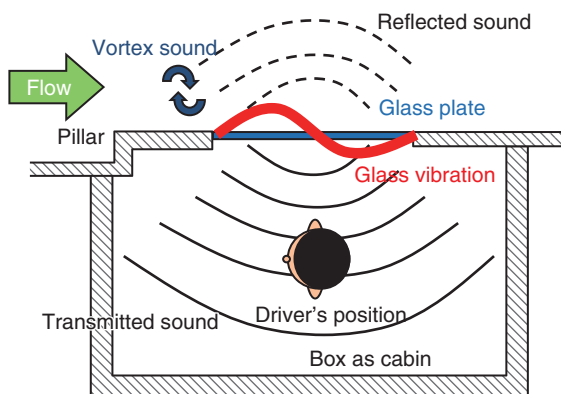


Fig. 1 Model of cabin sound transmission from pillar modeling flow around A-pillar

2. 風洞テストにおけるガラス透過特性の把握

ピラー音車内伝達モデルの実験は、Table 1, Fig. 2(a)に示す、回流式低騒音風洞にておこなった。ピラー音車内伝達モデルは、Fig. 2(b)のように風洞ノズル下面と地面板を接続しピラーをモデル化したステップを設けている。ステップの下流側にはガラス板を設置し、そのサイズはFig. 2(c)のようにFIT HYBRIDのフロントサイドガラスと同等面積とした。また、ガラス板の下部には車内をモデル化した箱を設置し、箱の内部音響共鳴の影響を取り除くため吸音材を箱天板部のガラス面以外に貼り合わせた無響室とした。計測は、Table 2に示す条件にておこない、ステッ

Table 1 Wind tunnel specifications

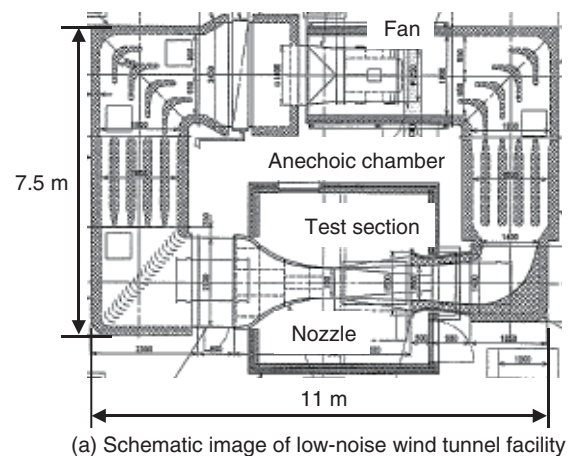
Maximum velocity	50 m/s
Background noise	54 dBA (30 m/s)
Nozzle exit size	$0.7 \times 0.7 \text{ m}^2$
Anechoic chamber size	$4 \times 4 \times 3 \text{ m}^3$

Table 2 Measurement conditions

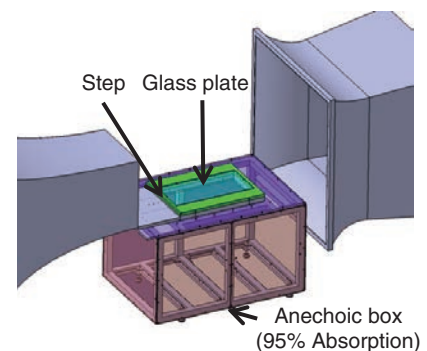
Step height, H [mm]	30
Nozzle exit velocity, V [m/s]	33
Glass thickness [mm]	3, 4, 5
Microphone sampling frequency [Hz]	32000

プ上方1 mにおける遠方場音と箱内音の計測は、残響室や無響室などの音場によらず、精度の高い測定結果を得ることが可能なマルチフィールドマイクロフォンを配置した(Fig. 3)。

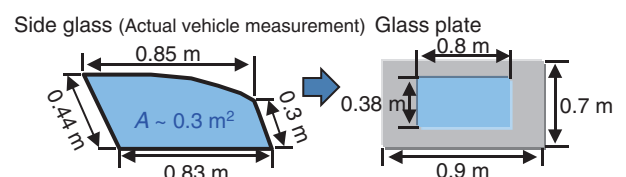
Fig. 4に示すように、ガラスの厚みの違いによる箱内音圧は周波数ごとに差が生じており、ガラス透過メカニズム



(a) Schematic image of low-noise wind tunnel facility



(b) Schematic view of WT set-up



(c) Dimensions of glass plate

Fig. 2 Experimental set-up

が異なっていることが分かる。また、ガラスの振動はガラスの厚みによって変化することが予想されるが、遠方場音が厚みの違いにより変化しないことから、ガラスの振動が遠方場音や流れ場に与える影響は少ない。

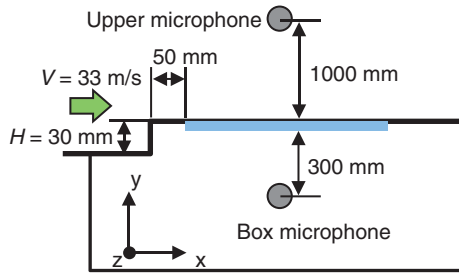


Fig. 3 Microphone positions

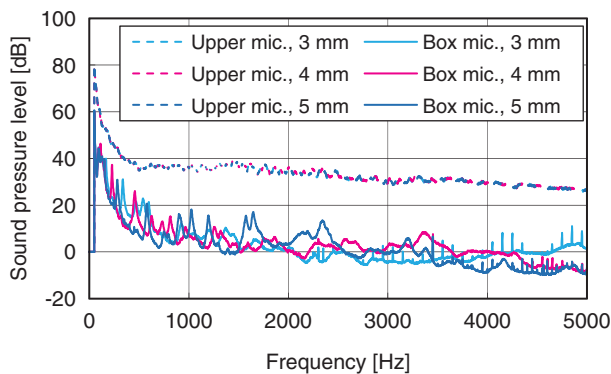


Fig. 4 Experimental results

3. 流体力学的圧力変動と空力音の寄与率

3.1. 空力音源捕捉手法

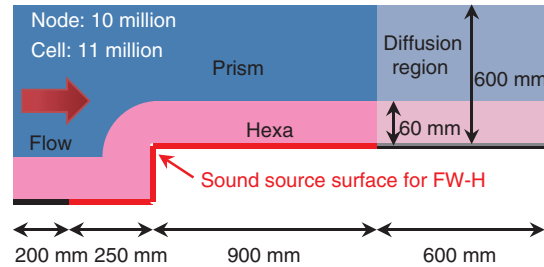
Powell の渦音説では、空力音源は物体近傍に生じる渦の運動に起因するとされている⁽³⁾。音源を捉える際に、計算コスト削減の観点から統計的確率手法 (Stochastic Noise Generation and Radiation) に基づく研究⁽⁴⁾がおこなわれているが、本研究では音源となるはく離流れの渦運動を詳細に捉えるため、非圧縮性非定常 Large Eddy Simulation (LES) を実施した。解析は Hexa 要素と Prism 要素を主体としたヘキサメッシュを用いた (Fig. 5)。Table 3 に CFD 計算条件を示す。

Fig. 5(a) に示した音源面での圧力変動をもとに、Ffowcs Williams-Hawkings (FW-H) 法を用いてステップ上方 1 m における遠方場音を予測した。なお、解析と実験ではスパン方向の幅が異なるため、加藤らが提唱した補正式⁽⁵⁾を用いて解析結果の音圧を補正している。Fig. 6 に、遠方場音の周波数分布の予測値と実験値との比較とヘキサメッシュでの瞬時渦度分布を示す。Fig. 6(a) より、高周波風切音の帯域である 1 kHz-5 kHz において、FW-H 法による遠方場音の結果が実験値とよく一致していることが確認できた。

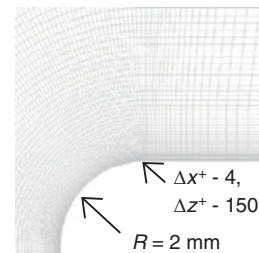
Table 3 CFD calculation conditions

Software	Fluent ver. 13.0 SP2
Inlet velocity, V [m/s]	33
Step height, H [mm]	30
Reynolds number [-]	66000

また、Fig. 6(b) ではステップによりはく離した直後はスパン (z) 方向に軸をもつ横渦 (青、赤) が多く発生するのに対し、再付着点後は流れ (x) 方向に軸を持つ縦渦 (黄) が多くなり、横渦が減少していることが確認できる。

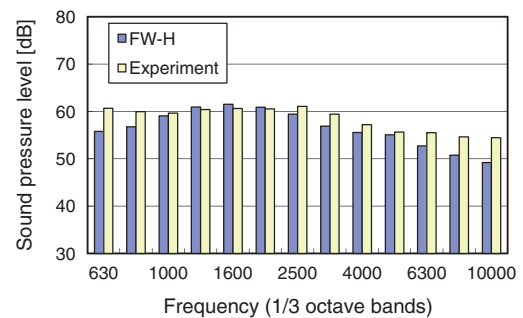


(a) Hexa/Prism mesh (Hexa mesh)

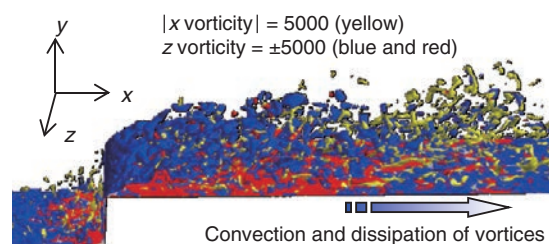


(b) Hexa mesh (enlarged view)

Fig. 5 CFD mesh



(a) Far-field sound spectra at 1 m above step



(b) Instantaneous vortex distribution

Fig. 6 CFD results

3.2. 音響伝播解析手法

次に、分離解法を用いて流れ場での空力音の発生と伝播を捕捉するため、支配方程式である Lighthill 方程式⁽⁶⁾を有限要素法により離散化して解く音響伝播 (Computational Aeroacoustics: CAA) 解析⁽⁷⁾を実施した。Fig. 7 に示すように流れ場の一部に解析メッシュを生成し、ヘキサメッシュを用いてスパン方向の幅を 190 mm まで拡張した非定常 LES により得られた Lighthill テンソルを音源としてマッピングし、周波数領域で音の発生と伝播状況を解析する。CAA 解析で用いる最大メッシュサイズは 5 mm とし、5000 Hz の波長を 10 点以上解像している。なお、周及びスパン方向境界には無限要素を用い、遠方場音の予測は 5 次の外挿にておこなう。Table 4 に CAA 解析の計算条件を示す。

Fig. 8 に、高周波域での遠方場音指向性の予測値と実験値との比較とステップ近傍での音圧分布を示す。Fig. 8(a) より FW-H 法による予測と比較して CAA 解析による予測が実験値とよく一致している。これは、FW-H 法と比較して、CAA 解析の方が渦の運動による四重極音の発生と物体境界面での反射や散乱による二重極音としての伝播過程⁽⁸⁾

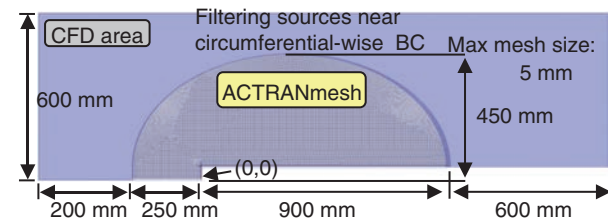
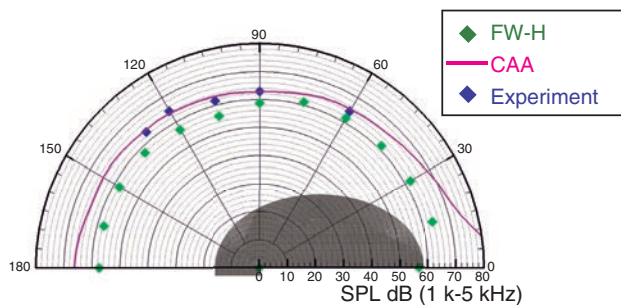
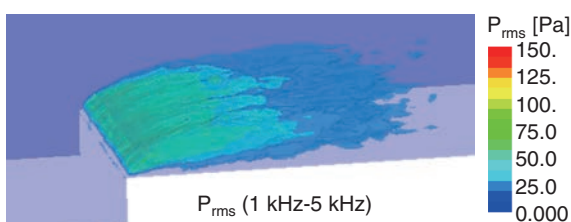


Fig. 7 CAA analysis



(a) Far-field sound direction at 1 m from step



(b) Near-field sound distribution

Fig. 8 CAA results

Table 4 CAA calculation conditions

Software	ACTRAN/AA ver. 11.1
Sound source	Lighthill-Volume
Maximum frequency	$f_{\max} = 10752 \text{ Hz}$
Frequency filter	$\Delta f = 14.3 \text{ Hz}$

Table 5 VA analysis calculation conditions

Software	ACTRAN/VA ver. 11.1
Vibration source	Acoustic and/or convectational pressure
Glass density	2500 kg/m ³
Glass Young's modulus	7.16×10^{10} (damping 3%)
Fixed point modeling as spring	Stiffness 90000 N/m
Maximum mesh size	5 mm (glass), 9.6 mm (air)
Maximum frequency	$f_{\max} = 10752 \text{ Hz}$
Frequency filter	$\Delta f = 14.3 \text{ Hz}$

を精度よく捉えるためと考えられる。また、Fig. 8(b) から音圧の高い領域はステップはく離域前方部に強く見られ、Fig. 6(b) との比較からスパン方向に軸をもつ横渦が多く発生する領域と一致している。

3.3. 音響伝達解析手法

前述の CAA 解析により、遠方場音、解析領域内の音圧分布とガラスに作用する加振力が求められた。ここでは、Fig. 9 に示すようにガラス加振力を振動源としてマッピングし、ガラスの周波数応答と車内をモデル化した箱内の CAA 解析を連成して解析する音響伝達 (Vibro Acoustics: VA) 解析をおこなった。ガラスの周波数応答解析では、特定の周波数で透過損失が低下するコインシデンス効果の影響も考慮される。なお、本解析に先立ち、ガラスの拘束条件と減衰率をパラメータとして、ガラス単体基礎試験結果を用いた振動モードと音響透過損失の合わせ込みをしている⁽⁹⁾。Table 5 に VA 解析の計算条件を示す。箱内の空間メッシュサイズはガラス法線方向のみ波長の 6 分割とし、境界条件は無限要素として内部音響のはね返りの影響を無視した。

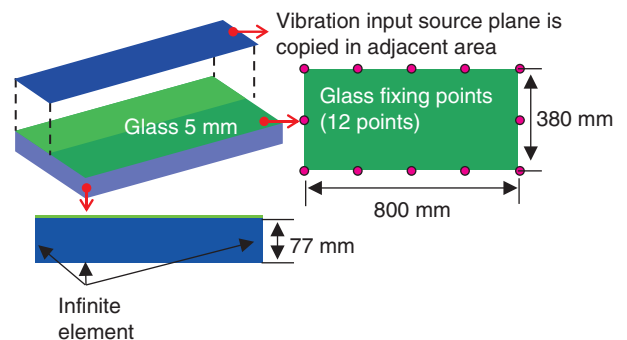


Fig. 9 VA analysis

また, Fig. 10 に遠方場音, 箱内音の周波数分布の予測値と実験値との比較を示す. なお, 加振力には, CAA 解析の結果である流体力学的圧力変動と空力音を含んだものを用いた. Fig. 10 より, CAA 解析ではサンプリング回数が複数ではないため周波数ごとの統計的なばらつきが生じているが, その音圧レベルは実験値とよく一致していると言える. そこで, 遠方場音, 箱内音における高周波域の音圧レベルを合計したオーバオール (OA) 値の予測値と実験値との比較を Table 6 に示す.

Table 6 より CAA 解析の箱内マイクロフォンの音圧は実験値より 2 dB 程度低くなっているが, 同様な傾向は遠方場音でも見られることから, この主要因は, 理想的に空力音源から伝わる音のみを評価している数値解析に対し, 実験では環境騒音による影響が含まれているものと思われる. また, ガラス透過損失を表す遠方場音と箱内音の差分 (ΔSPL) は, CAA 解析による予測値と実験値がよく一致しており, ガラス単体基礎試験結果を用いた合わせ込みの結果, 精度良く VA 解析を実施できていると考えられる.

上記の空力音源捕捉手法, CAA 解析及び VA 解析手法の検証により, 高周波風切音において実験と定量的によく一致する解析精度を確認することができ, 上記技術を用いた車内への流体力学的圧力変動と空力音の寄与率の同定をおこなう見通しが得られた.

3.4. 流体力学的圧力変動と空力音の寄与率の同定

ガラスに作用する加振力を変化させ, 3.3. 節の VA 解析をおこなうことで, 箱内の音圧に対する流体力学的圧力変動と空力音の寄与率の同定をおこなう.

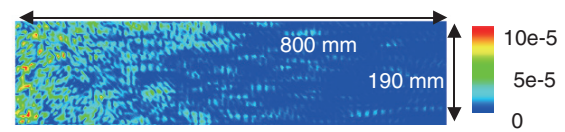
3.1. 節のガラスに作用する加振力 (Fig. 11) は非圧縮性非定常 LES から求めたため, 流体力学的圧力変動のみによるものである. また, 3.2. 節のガラスに作用する加振力 (Fig. 12) は, 流体力学的圧力変動と空力音による音響加振力を含んだものと考えられる. 流れの支配方程式であるナビエーストークス式と連続の式により導かれる波動方程式 (Lighthill 方程式) を支配方程式として用いることが理由である. 3.3. 節の入力として, 3.1. 節と 3.2. 節の圧力変動を

Table 6 Overall sound pressure level (1 kHz-5 kHz) at upper and box microphone

Microphone location	CAA [dB]	Experiment [dB]
Upper (far-field) mic	65.1	67.1
Box mic	36.6	38.9
ΔSPL (Transmission loss)	28.5	28.2

加振力として与えることで, ガラス表面の圧力変動の違いに対応した箱内音が求まる.

加振力に流体力学的圧力変動を用いた場合の箱内音は, 周波数が高くなるにつれて実験値との差異が大きくなる傾向がある (Fig. 13).

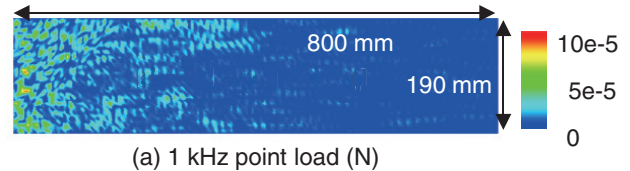


(a) 1 kHz point load (N)

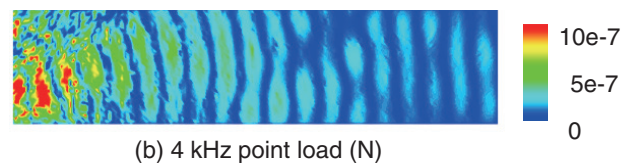


(b) 4 kHz point load (N)

Fig. 11 Convectional pressure load (Glass 5 mm)



(a) 1 kHz point load (N)



(b) 4 kHz point load (N)

Fig. 12 Acoustic and convectional pressure load (Glass 5 mm)

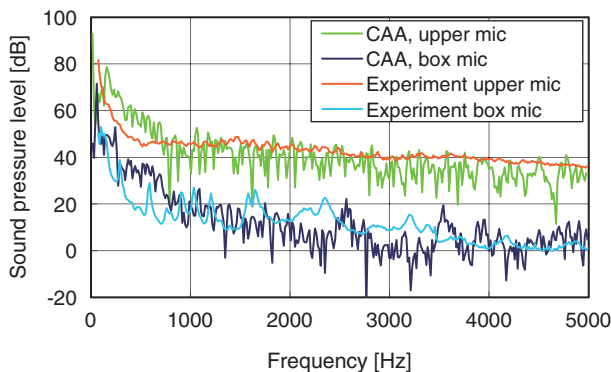


Fig. 10 Sound spectra at upper and box microphone positions (Glass 5 mm)

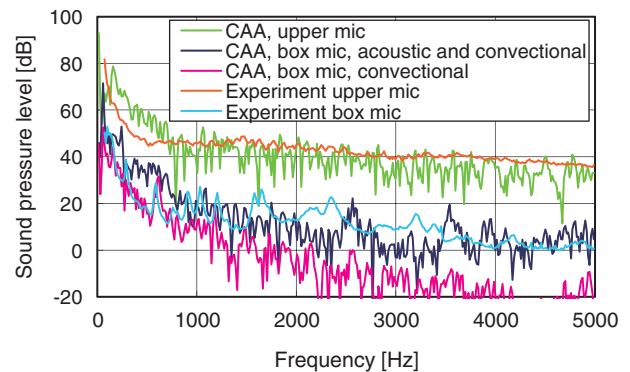
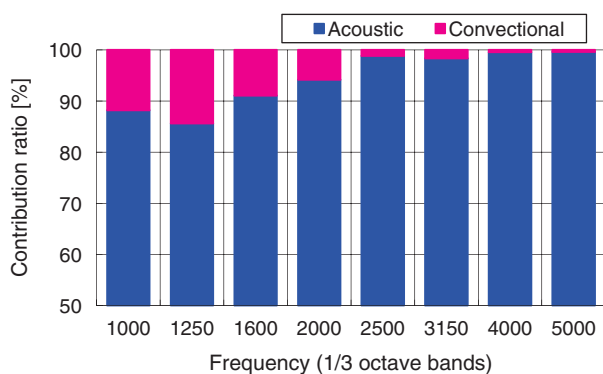


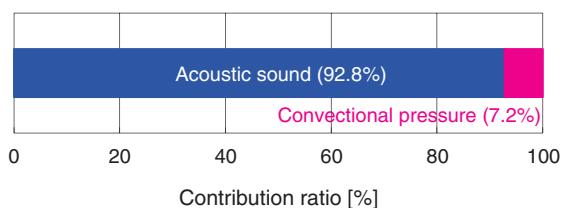
Fig. 13 Sound spectra at upper and box microphone positions

また、流体力学的圧力変動と空力音による音響加振力をガラス加振力として用いた箱内音と流体力学的圧力変動をガラス加振力として用いた箱内音の差分を取ることで、空力音の寄与率を定義することができる。Fig. 14 に箱内マイクロフォンにおける空力音寄与率の周波数分布と高周波域の OA 値での空力音寄与率を示す。Fig. 14(a) より 1.0 kHz-1.6 kHz では 10% 程度の流体力学的圧力変動の寄与率が存在するものの、周波数が高くなった 2.5 kHz-5.0 kHz では数 % の寄与率しか存在せず、空力音寄与率が支配的になる。また、Fig. 14(b) より OA 値での空力音寄与率は約 93% となり、高周波域では空力音が支配的であると言える。

Fig. 15 にガラスとステップを含んだ 4 kHz における圧力コンターによる音響伝播図⁽¹⁰⁾を示す。この図からもステップ近傍で発生する空力音が空気中を伝播し、位相差なく箱内に伝わることを確認できる。



(a) Contribution ratio for 1/3 octave bands



(b) Overall sound pressure level (1 kHz-5 kHz)

Fig. 14 Contribution ratio of acoustic sound

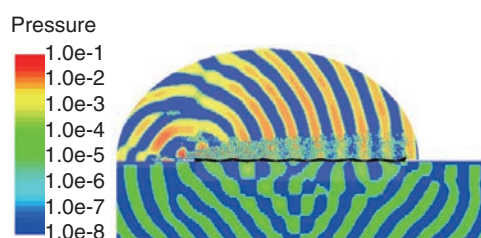


Fig. 15 Sound propagation at 4 kHz
(Sound pressure [Pa])

Table 7 Experimental equipment

Manufacturer	Brüel & Kjær Sound & Vibration Measurement A/S
16-ch surface microphones (Surf-MIC)	4948 and 4949
42-ch half-wheel array microphones (BF)	Type 8608
50-ch spherical array microphones (SBF)	Type 8606

4. 実車における車内、車外空力音の同時計測

周波数帯域ごとの空力音が車室内におよぼす影響は、農沢らによって確認されている⁽¹¹⁾が、高周波風切音における車内快適性向上の手段として、風切音がサイドガラスを透過する音に着目した研究例はない。そこで本研究では、遠方場車外騒音から推定されるガラス表面の音圧とガラス表面の圧力変動、車室内へ伝わる騒音の関係を明らかにする。

ここで

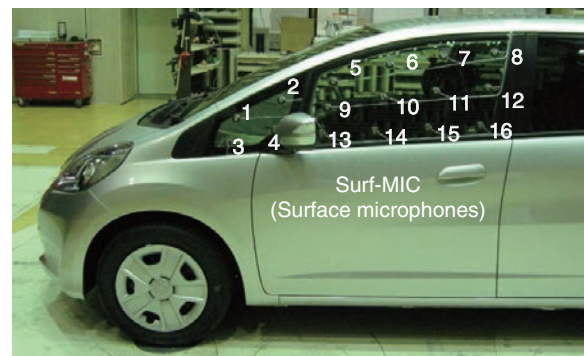
P_s : 流体力学的圧力変動と空力音

P_f : 空力音

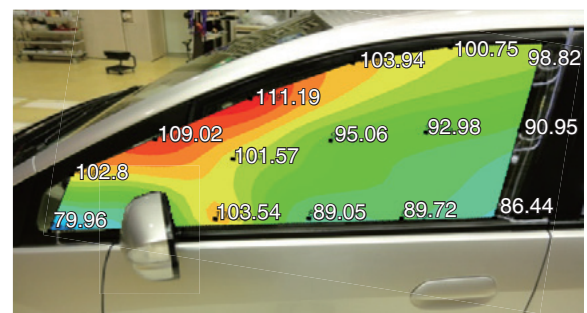
P_i : 車内ガラス表面での音圧

とする。

Table 7 に計測装置の概要を示す。 P_s はガラス外表面に貼り付けたサーフェスマイクロフォンによる計測値 (Fig. 16) を、 P_f は遠方に設置した平面マイクロフォンアレイ [Fig. 17(a)] による騒音計測より、ビームフォーミング法を



(a) Image of set-up



(b) Contour plot of sound pressure distribution (dB)

Fig. 16 Surface microphones

用いて車体側面での音圧分布を算出したもの [Fig. 17(b)] を用いた。また、車内へ伝わる音の評価のため、球形マイクロフォンアレイ [Fig. 18(a)] による騒音計測をおこない、球形ビーミング法を用いて P_i の分布を算出した [Fig. 18(b)]。Fig. 16(a) に示すように、サーフェスマイクロフォンはガラス上離散的に貼り付けられている。このため、各物理量 P_s , P_f , P_i は、固定方法の異なる 2 枚のサイドガラス (板厚 3.5 mm) に関し、対応するサーフェスマイクロフォン計測位置 (#1 - #16) での値を代表値とし、その平均値を用いた。

遠方場車外騒音から推定されるサイドガラス表面の音圧とガラス表面の圧力変動、車室内へ伝わる騒音の関係を以下の方法で明らかにした。 P_s , P_f それぞれの dB 値から P_i の dB 値を引いたものと 2 章で用いた板ガラス (厚さ 3 mm, 4 mm) の透過損失との比較を Fig. 19 に示す。板ガラスの透過損失と P_f と P_i の差分 $P_f - P_i$ は同様の結果を示す。一方、流体力学的圧力変動と等価である P_s と P_i の差分 $P_s - P_i$ は、ガラス透過損失を上回る。このことから、流体力学的圧力変動は車室内の音圧変動としてほとんど伝わらないことが類推される。

以上より、数値解析、実車テストにおいて窓ガラスを伝わる騒音に関し、空力音 P_f による音響加振力がガラスの透過損失によって室内音として伝わるのが明らかとなった。



(a) Image of set-up

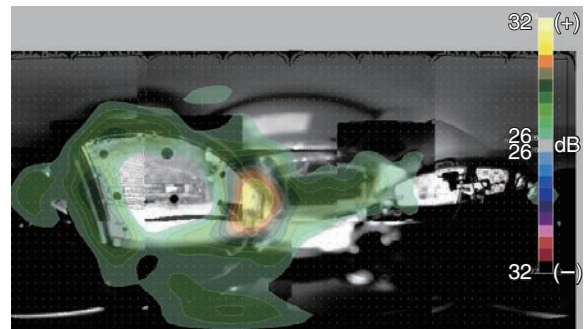


(b) 1/3-octave sound intensity map

Fig. 17 Beamforming



(a) Image of set-up



(b) Noise distribution within vehicle cabin

Fig. 18 Spherical beamforming

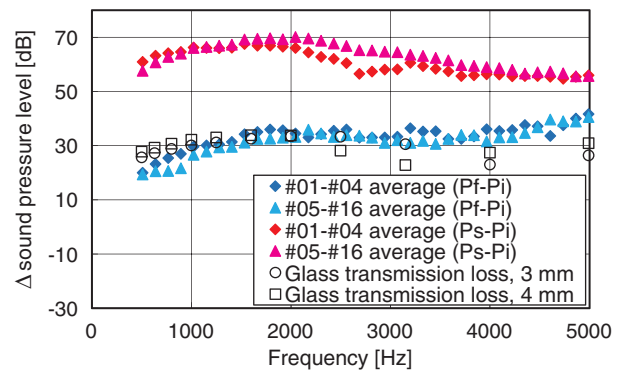


Fig. 19 Differences in sound spectra

5. まとめ

本研究では、車内騒音低減のための制御対象の明確化を目的に、フロントピラー周りの流れを模擬したピラー音車内伝達モデルを対象とし、高周波風切音 (1 kHz-5 kHz) における車内をモデル化した箱内への流体力学的圧力変動と空力音の寄与率の同定をおこなった。その結果、箱内マイクロフォンの高周波域の OA 値における空力音の寄与率は約 93% となり、高周波域では流体力学的圧力変動と比較して空力音が支配的であることを同定した。

また、実車でフロントサイドガラスにおける、表面圧力変動、遠方場音響から推定される外側表面音圧分布、車

内音響から推定される内側表面音圧分布の比較から、外側表面音圧と内側表面音圧の差分がガラスの音響透過損失とほぼ等しいことを示した。

以上により、車室内騒音低減に対する一つ的手段として、空力的流体変動によって生じる空力音の低減の取り組みが有効であることを示した。

参考文献

- (1) 炭谷圭二, 前田和宏, 一之瀬健一:自動車と流体力学: 車体周り流れと空力特性, ながれ, Vol. 23, p. 445-454(2004)
- (2) 飯田明由:空力に起因する車内騒音の予測, 自動車技術会シンポジウムテキスト, Vol. 20124281, No. 18-11, p. 1-6(2012)
- (3) Powell, A.:Theory of vortex sound, Journal of the Acoustical society of America, Vol. 36, p. 177-195 (1964)
- (4) 釜土敏裕:Linearized Euler Equation による翼型まわりの流れと音の連成解析, ながれ, Vol. 23, p. 285-294(2004)
- (5) 加藤千幸, 高野靖, 飯田明由, 藤田肇, 池川昌弘:LES による流体音の予測 (第1報, 二次元円柱からの放射音), 日本機械学会論文集B編, 60巻569号, p. 126-132(1994)
- (6) Lighthill, M. J.:On sound generated aerodynamically. I. general theory, Proceedings of the Royal society of London, Series A, Vol. 211, p. 564-587(1952)
- (7) Caro, S., Ploumhans, P., Gallez, X., Morgenthaler, V., Mathey, F., Ciapa, G.:Identification of the Appropriate Parameters for Accurate CAA, 11th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference, Vol. 4, p. 2407-2423(2005)
- (8) 望月修, 丸田芳幸:流れの音はどこからくるのか, 流体音工学入門—ゆたかな音環境を求めて—, 朝倉書店, p. 74-97(1996)
- (9) Anbo, K., Yoshino, T., Morishita, K., Teramura, M.: Transmission mechanism of flow-induced noise from the forward facing step through the glass plate, Actran Users Conference(2012)
- (10) 安保慧, 吉野崇, 寺村実:前方ステップから発生する風切音のガラス透過メカニズム, 日本機械学会論文集B編, 「空力音」特集 8月号, (2013)
- (11) 農沢隆秀, 李曄, 笠木直彦, 中村貴樹:自動車における空力騒音の音源構造について, 日本機械学会論文集B編, 75巻758号, p. 101-107(2009)

■ 著 者 ■



安保 慧



森下 和也



吉野 崇



寺村 実