

### 高速車両の外部気流によって生じる騒音・振動の車内伝搬に関する実験的研究

YAMANO, Noboru / 山野, 登

---

(出版者 / Publisher)

法政大学大学院理工学研究科

(雑誌名 / Journal or Publication Title)

法政大学大学院紀要. 理工学研究科編

(巻 / Volume)

64

(開始ページ / Start Page)

1

(終了ページ / End Page)

7

(発行年 / Year)

2023-03-24

(URL)

<https://doi.org/10.15002/00026312>

# 高速車両の外部気流によって生じる騒音・振動の 車内伝搬に関する実験的研究

EXPERIMENTAL STUDY ON INTERIOR PROPAGATION OF NOISE AND VIBRATION  
CAUSED BY EXTERNAL FLOW AROUND HIGH-SPEED VEHICLE

山野登

Noboru YAMANO  
指導教員 御法川学

法政大学大学院理工学研究科機械工学専攻修士課程

Among the aerodynamic noises generated by railway vehicles running at high speed, the noise generated by the structure on the roof not only affects the environment along the railroad tracks outside the vehicle, but also propagates inside the vehicle, damaging the comfort of the cabin. Interior noise is a combination of flow-induced aerodynamic noise propagating acoustically and structural excitation caused by pressure fluctuation due to wake vortices around the structure, and these two phenomena have not been investigated quantitatively.

In this study, the effects of aerodynamic noise generated by structures in the airflow on the acoustic environment inside the vehicle are experimentally investigated using a small low noise wind tunnel from the viewpoint of source and propagation characteristics, and practical modeling of those effects is attempted.

**Key Words** : Aerodynamic noise, Vibration, Small low noise wind tunnel, Railway vehicles

## 1. 結論

近年、人々がより速く遠くへ移動できるように鉄道車両の高速化が進んでいる。しかし、鉄道車両に備え付けられた機器は車両の外部気流により大きなはく離流れを生じ、流体騒音を発生する。流体騒音は車両の速度の6乗に比例して増大し、高い速度依存性をもつ。車外において沿線の環境に影響を及ぼすだけでなく、車内にも伝搬することで客室の快適性を損なってしまう。[1]

流体騒音には渦音などの流体自体の変動から生じる空力音成分と、構造物の後流渦などによる圧力変動で構造加振力が生じて音響伝搬する流体加振成分がある。車外騒音は、空力音成分が伝搬する現象であり、発生メカニズムが明らかにされ予測精度が向上してきた。しかし、車内騒音は空力音成分と流体加振成分の二つの要素が合わさった騒音であり、特に走行中の車内などの実験下でこれら二つの成分の相互の関係を定量的に調べ、実用上十分な精度で予測することは難しい。

本研究では、外部気流によって生じた流体騒音が車内及び車外の音環境に与える影響について、音源特性と伝搬特性の観点から小型低騒音風洞を用いて、外部気流に起因した空力騒音の実験的なモデル化を試みた。

## 2. 実験装置及び方法

### (1) 実験装置

実験には当研究室にて2015年に製作された小型低騒音風洞を使用した。風洞を用いて行う研究では、計測部内の気流暗騒音が十分に静かである必要がある。低騒音風洞とは測定部の気流の乱れを極小化して、風洞気流源の送風機や圧縮機から生じる騒音が計測部に伝搬してこないように対策したものである。セミゲッチンゲン式で風洞口は130mm×130mmの矩形、最大気流速度 $u=45\text{m/s}$ である。最大気流速度時の気流暗騒音は65dBAである<sup>2)</sup>。風洞の寸法を図1に示す。

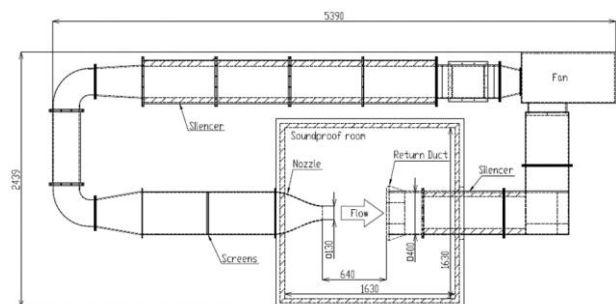


Fig. 1 Small low noise wind tunnel [2]

この風洞の計測部に車両を模したアルミの箱模型を設置した。音響反射が実現象に対して優位になることを防ぐため、箱模型内部には吸音材を敷き詰めた。箱模型のアルミ天板上に障害物を設置、アルミ天板裏からネジ止めをすることで固定した。障害物の設置位置は風洞口から130mmの位置に前面が来るように設置した。障害物はL=40mm, W=80mm, H=40mmの直方体を基準に、幅と高さを変えたもの、20mmのフィレット処理を施したものを用意した。障害物ごとの寸法を表1、図2に示す。

Table1. Type of obstacles

TYPE	L[mm]	W[mm]	H[mm]	R[mm]
RE_W80	40	80	40	-
RE_W160	40	160	40	-
TF_W80	40	80	40	20
SF_W80	40	80	40	20
RE_W160	40	40	160	-
SF_H160	40	40	160	20

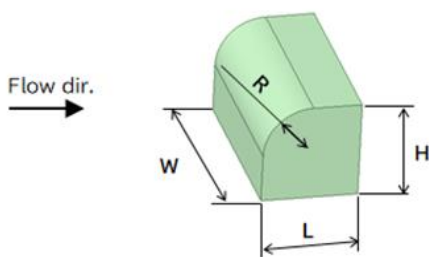


Fig. 2 Size of obstacles [3]

## (2) 実験方法

### a) 障害物によって生じる騒音と振動の特性

気流速度  $u=25\text{m/s}$ ,  $30\text{m/s}$ ,  $35\text{m/s}$  となるよう設定し、騒音と振動の測定を行った。障害物は RE\_W80 を使用し、基本的な内部の音響伝搬の特性を調査した。

### b) アルミ箱模型の内部音場の特性

箱内部測定点別に騒音を測定し、内部音場の特性を調査した。音響透過フィルムを貼った穴あきのアルミ天板を使用し、アルミ天板による箱模型内部の音場への影響の測定を試みた。障害物は RE\_W80 を使用し、気流速度  $u=30\text{m/s}$  に設定して騒音の測定を行った。

### c) 障害物の前方投影面積による影響

障害物 RE\_W80, RE\_W160, RE\_H160 をそれぞれ設置し、気流速度  $u=30\text{m/s}$  に設定して騒音と振動の測定を行った。

### d) 障害物の形状による影響

障害物 RE\_W80, TF\_W80, SF\_W80, SF\_H160 をそれぞれ設置し、気流速度  $u=30\text{m/s}$  に設定して騒音と振動の

測定を行った。

### e) 障害物間の空洞による影響

キャビティ構造を再現するため、同形状の障害物を120mm空けてもう一つ設置し騒音と振動の測定を行った。障害物は RE\_W80, TF\_W80, SF\_W80 をそれぞれ設置し、気流速度  $u=30\text{m/s}$  に設定した。

各条件での障害物の配置を図3に示す。

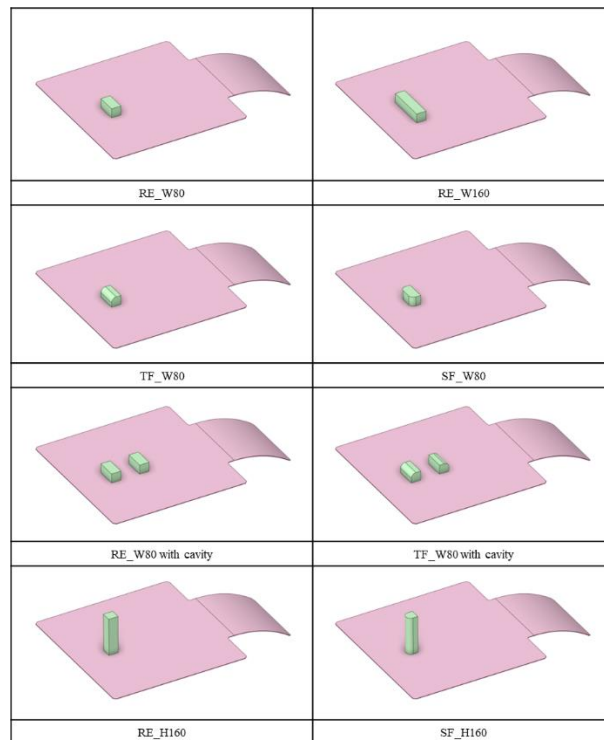


Fig. 3 Arrangement of obstacles [3]

騒音を測定するマイクロフォンは箱内部の天板から50mm、底面の吸音材から50mm、箱模型の中心の位置に3つ、箱外部は天板から390mmの位置に1つ設置した。

振動を計測する加速度センサは障害物を2つ取り付けた場合の中心に1つ、その前後それぞれ130mmの位置に2つ、障害物それぞれの真横150mmの位置に2つ設置した。

マイクロフォンと加速度センサは周波数分析器 SA-01 に接続した。解析周波数は0~2000Hz、サンプリング点数は8192点、収録時間は10.8秒である。

障害物、マイクロフォンの配置を図4、天板裏の加速度センサの位置を図5に示す。

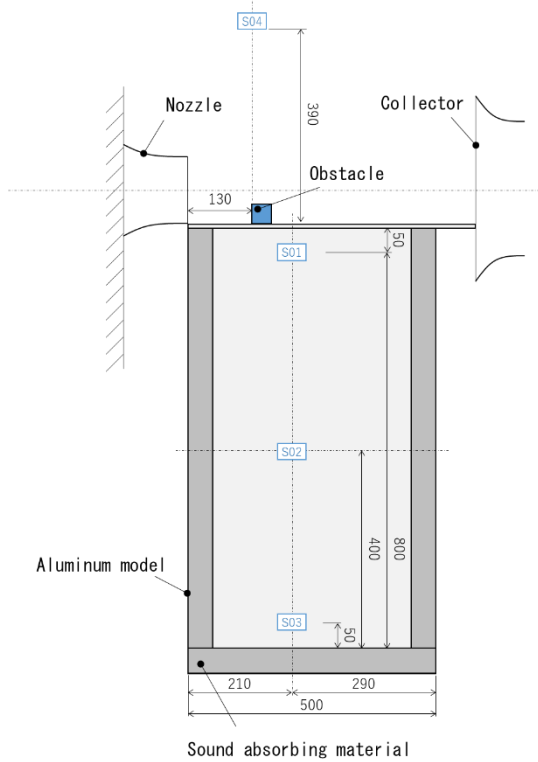


Fig. 4 Measurement points(microphone) <sup>3)</sup>

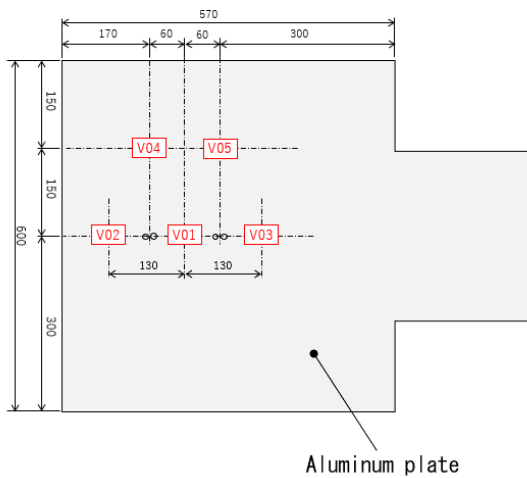


Fig. 5 Measurement points(acceleration sensor) <sup>3)</sup>

### 3. 結果及び考察

#### a) 障害物によって生じる騒音と振動の影響

気流速度  $u=25, 30, 35\text{m/s}$  における箱内部測定点 S01 での騒音の 1/3 オクターブバンドレベルを図 6, 箱外部測定点 S04 での騒音の 1/3 オクターブバンドレベルを図 7, 障害物付近の V01 での振動の 1/3 オクターブバンドレベルを図 8 に示す。

図 6, 7, 8 より, 風速が上昇すれば騒音, 振動レベルともに上昇していることが確認できる。図 6 より, 160Hz 付近の騒音レベルが高まっており, ピーク音が存在していると考えられる。ここで図 8 の 160Hz 付近の振動レベルを確認すると, 同じようなピークが存在を確認

することができる。このことから障害物を通過した気流がアルミ天板を振動させたものが音源となっていると考えられる。

また, 図 7 より, 箱外部の騒音レベルには特に目立ったピークや傾向は確認できない。図 6 から読み取れるように 160Hz 付近以外の騒音レベルが数値差はあるものの特徴的なピーク等は確認できない。これらのことから箱内部の騒音のベースは外部から伝搬してきた空力騒音と, 後流渦等によって生じたアルミ天板の振動音の伝搬であると考えられる。

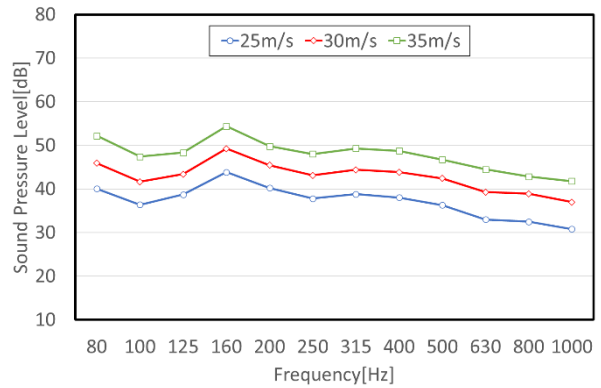


Fig. 6 1/3 Octave band spectra of interior sound pressure level (L<sub>s01</sub>)

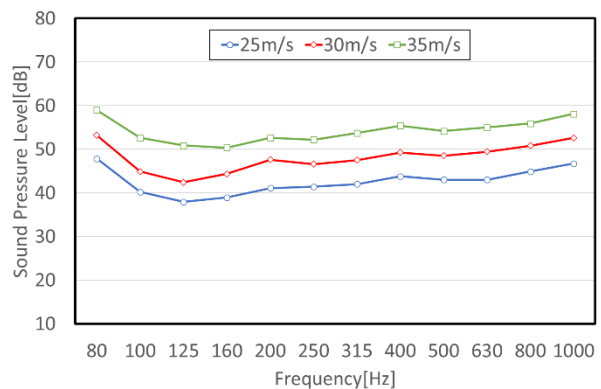


Fig. 7 1/3 Octave band spectra of outside sound pressure level (L<sub>s04</sub>)

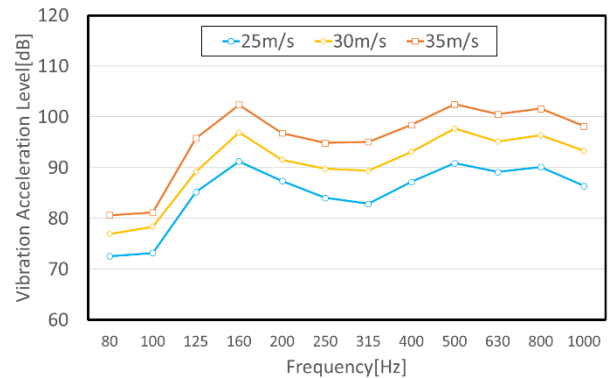


Fig. 8 1/3 Octave band spectra of top plate vibration acceleration level (L<sub>v01</sub>)

b) アルミ箱模型の内部音場の特性

気流速度  $u=30\text{m/s}$  における箱内部測定点 S01, S02, S03 での騒音の 1/3 オクターブバンドレベルを図 9 に示す。また、音響透過天板を使用した際の気流速度  $u=30\text{m/s}$  における箱内部測定点 S01, S02, S03 での騒音の 1/3 オクターブバンドレベルを図 10 に示す。

図 9 より、天板上から 50mm 地点の S01 と箱模型中心の S02 を比較すると S02 の騒音レベルが 160Hz 以降大きく減少していることが確認できる。特に 200Hz 付近と 630Hz 付近の減少幅が大きく、これは音響モードの影響であると考えられる。しかし箱吸音材底から 50mm 地点の S03 では傾向が異なり 125Hz から 315Hz にかけて S02 より騒音レベルが大きく、125Hz 付近では障害物に一番近い S01 よりも 8dB ほど大きい。傾向の違いから天板上での空力騒音や振動音が伝搬しているのではなく、箱底での振動が音源となり伝搬しているのではないかと考えた。

図 9, 10 よりアルミ天板と音響透過天板を比較すると 160Hz 以上の騒音レベルが減少しており、特に 1000Hz 付近が約 40dB もの差がある。このことから内部音場はアルミ天板の振動による透過損失を受け、特に 1000Hz 付近において強い影響を受けていることがわかる。

また、障害物を設置していない状態での、気流速度 30m/s における、騒音を測定することで透過損失を求めた。透過損失とはある面に音が入射時の入射音と透過音の音圧レベルの差である。今回のアルミ天板での透過損失を  $TL[\text{dB}]$ , 入射音を  $L_{S04}[\text{dB}]$ , 透過音を  $L_{S01}[\text{dB}]$  とすると式 1 で表すことができる。[4]

$$TL = L_{S04} - L_{S01} [\text{dB}] \quad (1)$$

ここでの  $L_1$  は箱外部測定点 S04 での騒音レベル,  $L_2$  は箱内部測定点 S01 での騒音レベルである。気流速度 30m/s における、オクターブバンドごとの透過損失を表 2 に示す。

表 2 より、400Hz 以上では約 14dB と大きく損失をしていることが確認できる。この周波数帯では流体騒音の内部への影響は小さく、振動による影響が他の周波数帯に比べ大きいと考えられる。逆に 160Hz 付近では損失が他の帯域に比べて小さく、流体騒音が内部へ与える影響は強いと考えられる。

ここでアルミ天板での透過損失から障害物を設置した場合の振動による騒音レベルを予測する。障害物を設置している状態だと、透過音には損失を受けた入射音に振動による騒音が加わることになる。RE\_W80 の障害物を設置し、気流速度 30m/s における騒音レベルを参照する。振動による騒音レベルを  $L_{sv}[\text{dB}]$ , S04 での騒音レベル  $L_{S04}[\text{dB}]$ , S01 での騒音レベル  $L_{S01}[\text{dB}]$ , として、アルミ天板での透過損失  $TL$  を用いて関係を式 2 に表す。[5]

$$TL = L_{S04} - L_{S01} + L_{sv} [\text{dB}] \quad (2)$$

式 2 を用いて 各オクターブバンドでの振動の騒音レベルを求めたものを表 3 に示す。表 3 から 125Hz と 160Hz が外部騒音より内部騒音が大きく、振動による騒音レベルも大きい。この周波数帯での音は流体音よりも振動音の影響が強いと考えられる。特に 160Hz では障害物の有無で外部騒音にレベル差がなく、内部騒音にて振動音が主音源となっていると考えられる。

また 400Hz 以降の振動による騒音レベルが小さい。透過損失  $TL$  を求めた段階では振動音による影響が顕著に出ると想定していたが、500Hz 以上で騒音レベルが小さくなっている。特に 1000Hz は負の値を示しており、これは振動モードの節であり振動が弱く、音響伝搬していないと考えられる。これらのことから 1000Hz 付近では流体騒音の透過損失影響を受けて、振動音は天板の振動モードの特性を受けて内部騒音に影響を与えていることがわかる。

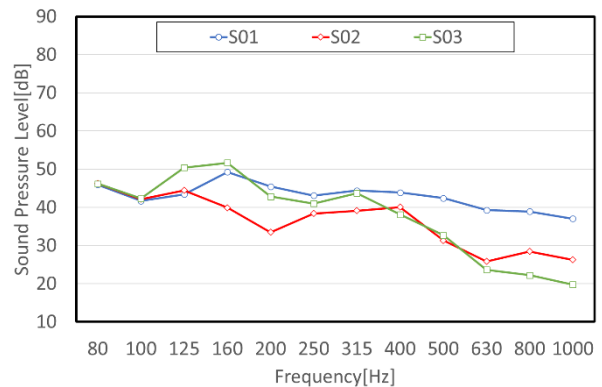


Fig. 9 1/3 Octave band spectra of interior sound pressure level (aluminum top plate)

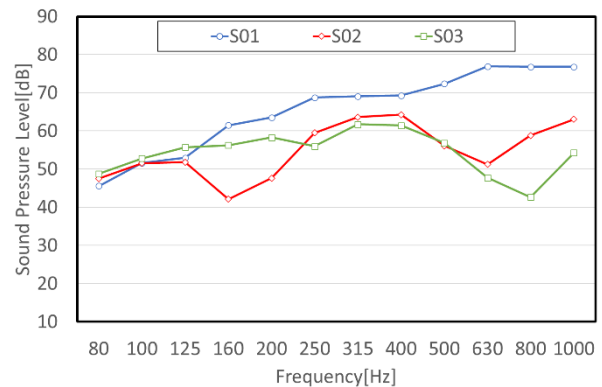


Fig. 10 1/3 Octave band spectra of interior sound pressure level (acoustic transmission top plate)

Table.2 Transmission loss of top plate

Frequency[Hz]	L <sub>S04</sub> [dB]	L <sub>S01</sub> [dB]	TL[dB]
80	53.0	44.3	8.7
100	46.3	40.8	5.5
125	44.7	33.9	10.8
160	44.4	40.8	3.5
200	45.3	36.8	8.6
250	43.9	32.3	11.5
315	44.7	32.7	12.0
400	45.3	31.4	14.0
500	45.7	31.6	14.1
630	42.6	28.4	14.2
800	42.8	28.9	14.0
1000	40.7	26.7	14.0

Table.3 Calculated sound pressure level due to top plate vibration

Frequency[Hz]	L <sub>S04</sub> [dB]	L <sub>S01</sub> [dB]	L <sub>Sv</sub> [dB]
80	53.2	45.9	1.4
100	44.9	41.6	2.3
125	42.4	43.4	11.7
160	44.3	49.2	8.4
200	47.6	45.4	6.4
250	46.6	43.1	8.0
315	47.5	44.4	8.9
400	49.3	43.8	8.5
500	48.5	42.4	8.0
630	49.4	39.2	4.0
800	50.8	38.9	2.0
1000	52.6	37.0	-1.6

## c) 障害物の前方投影面積による影響

障害物 RE\_W80 と RE\_W160 を設置し、気流速度  $u=30\text{m/s}$  における S01 での騒音の 1/3 オクターブバンドレベルを図 11 に示す。

また 160Hz での振動レベルを抽出したものを表 4 に示す。

図 11 から、騒音レベルの傾向は基本的に同じであり、160Hz 付近にピークが存在している。しかし、大きなレベル差は確認できない。表 4 に注目すると、RE\_W160 で

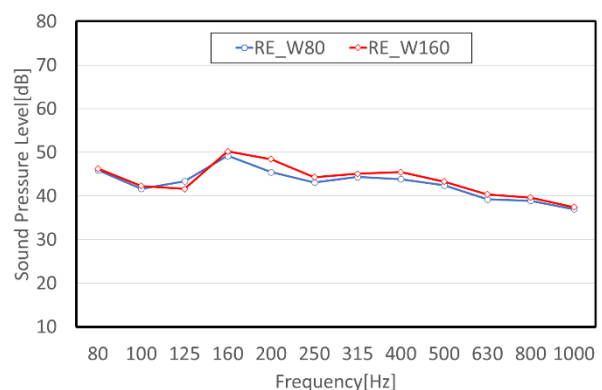
は障害物付近の V01 の値が RE\_W80 より約 4dB 小さく、音源となっているとは考えにくい。そこで障害物真横の V04 に注目すると他の測定点より振動レベルが大きく、V04 でのアルミ天板の振動が音源となっていると考えられる。障害物を通過する気流の方向はあまり変化がなく、天板の振動の要因となっている後流渦の位置が変化しただけなので、内部に伝搬する騒音もあまり変化が起こらないと考えた。

また RE\_H160 の障害物を用意して、RE\_W160 との騒音レベルと振動レベルの比較を試みた。気流速度  $u=30\text{m/s}$  における、箱内部測定点 S01 での騒音レベルの 1/3 オクターブバンドレベルを図 12 に、障害物付近の測定点 V01 での振動レベルの 1/3 オクターブバンドレベルを図 13 に示す。

風洞口の幅は 130mm であり、RE\_W160、RE\_H160 は両方ともそれよりも大きい。RE\_W160 は騒音の傾向が RE\_W80 と同じであったが、RE\_W160 の騒音の傾向は異なる。特に違いがみられるのは RE\_W160 のピークの 160Hz 付近の騒音レベルである。RE\_W160 では 160Hz 付近の騒音レベルが減少しており、図 13 より振動レベルでも同様の傾向が確認できる。流れの分離方向が幅の大きい障害物と異なり、生じる振動が変化していると考えられる。また障害物の高さが天板から十分離れているため、上面側での気流の乱れが天板の振動に影響していないと考えられる。

Table.4 Top plate vibration acceleration level (160Hz)

TYPE	L <sub>V01</sub> (dB)	L <sub>V02</sub> (dB)	L <sub>V03</sub> (dB)	L <sub>V04</sub> (dB)	L <sub>V05</sub> (dB)
RE_W80	96.9	91.8	94.3	94.2	92.5
RE_W160	92.6	88.1	94.3	97.7	92.9

Fig. 11 1/3 Octave band spectra of interior sound pressure level (L<sub>S01</sub>)

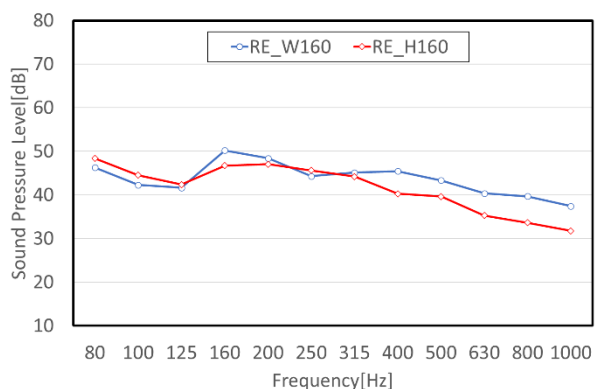


Fig. 12 1/3 Octave band spectra of interior sound pressure level ( $L_{S01}$ )

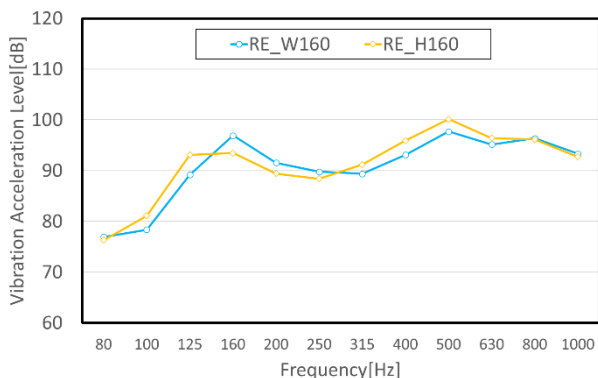


Fig. 13 1/3 Octave band spectra of top plate vibration acceleration level ( $L_{V01}$ )

#### d) 障害物の形状による影響

障害物 RE\_W80, TF\_W80, SF\_W80 を設置し, 気流速度  $u=30\text{m/s}$  における, 箱内部測定点 S01 での騒音の 1/3 オクターブバンドレベルを図 14 に示す. また, 160Hz での振動レベルを抽出したものを表 5 に示す.

図 14 より, TF\_W80 における 160Hz 付近の騒音レベルが減少している. 表 5 から分かるように 160Hz 付近の振動レベルが他の障害物と比べ小さくなっている. TF\_W80 は上面にフィレット処理を施したものであり, 障害物の角を通過する気流の乱れが抑えられている. SF\_W80 は側面にフィレット処理を施したものであるが, 内部騒音に大きな影響を与えていないことが確認できる. 上面側の障害物の角による気流の乱れの影響は大きく, またピークである 160Hz 付近の騒音レベルへの影響も強い. SF\_W80 の上面は角の部分もあり, その箇所での気流の乱れによる振動によって生じる騒音の方が優位になっていると考えられる.

ここで障害物 RE\_H160, SF\_H160 を設置し, 気流速度  $u=30\text{m/s}$  における, 箱内部測定点 S01 での騒音の 1/3 オクターブバンドレベルを図 15, 障害物付近の V01 での振動のオクターブバンドレベルを図 16 に示す.

図 15, 16 より全体的に騒音レベル, 振動レベルが減少していることが確認できる. 側面での気流の乱れが主な

振動の要因となっていると考えられるが, フィレット処理を施したものは気流の流れが滑らかになったのか天板の振動がかなり抑えられていると考えた.

Table.5 Top plate vibration acceleration level (160Hz)

TYPE	$L_{V01}$ (dB)	$L_{V02}$ (dB)	$L_{V03}$ (dB)	$L_{V04}$ (dB)	$L_{V05}$ (dB)
RE_W80	96.9	91.8	94.3	94.2	92.5
TF_W80	92.7	89.2	91.2	90.2	90.2
SF_W80	96.8	96.2	94.5	94.3	90.6

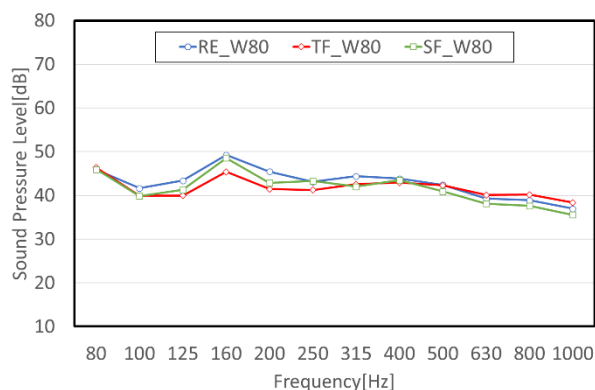


Fig. 14 1/3 Octave band spectra of interior sound pressure level ( $L_{S01}$ )

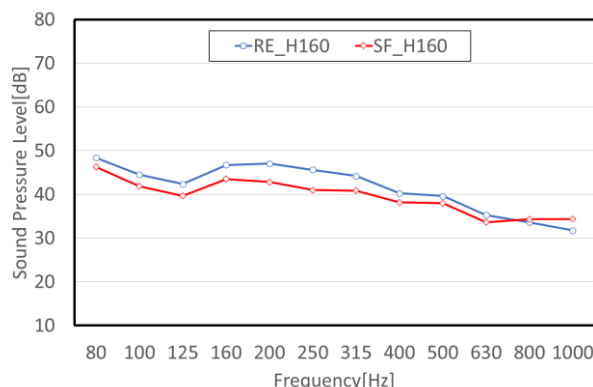


Fig. 15 1/3 Octave band spectra of interior sound pressure level ( $L_{S01}$ )

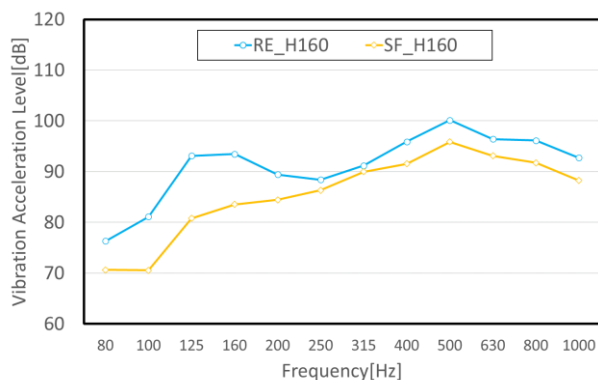


Fig. 16 1/3 Octave band spectra of top plate vibration acceleration level ( $L_{V01}$ )

e) 障害物間の空洞による影響

RE\_W80, TF\_W80, SF\_W80を設置し、気流速度  $u=30\text{m/s}$  における、箱内部測定点 S01 での騒音の 1/3 オクターブバンドレベルを図 19, 箱外部測定点 S04 での騒音の 1/3 オクターブバンドレベルを図 17, 障害物付近の測定点 S01 での振動のオクターブバンドレベルを図 18 に示す。

図 17 より、これまでの騒音の傾向と異なり 800Hz 付近にピークが存在していることが確認できる。図 18 を確認しても同じ傾向が確認でき、800Hz 付近の振動が内部へ伝搬していると考えられる。これまで比較していた 160Hz 付近の騒音レベルは特に差がないことや、V01 はキャビティ構造の中心に位置していることから振動の発生メカニズムがこれまでと大きく異なると考えた。手前の障害物の上面にて乱れた気流と、後方の障害物の上面にて乱れた気流両方の影響を受けより強く振動していると考えられる。

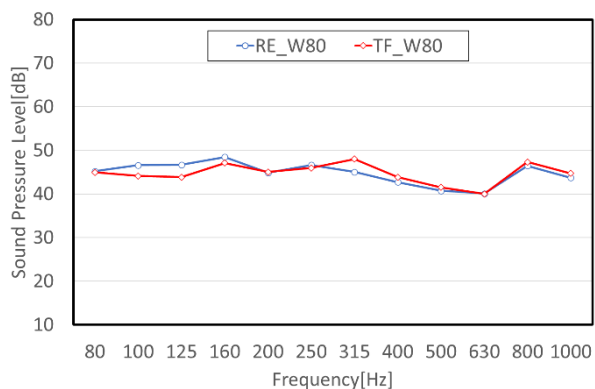


Fig. 17 1/3 Octave band spectra of interior sound pressure level ( $L_{S01}$ )

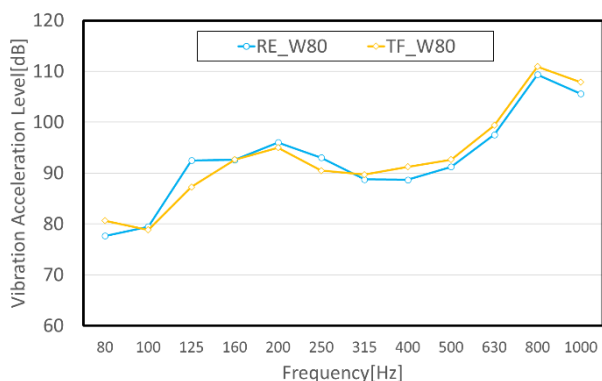


Fig. 18 1/3 Octave band spectra of top plate vibration acceleration level ( $L_{V01}$ )

4. 結論

- 1) 高速車両の外部気流から生じる車内の流体騒音の伝搬モデルを構築するため、箱型模型と小型低騒音風洞を用いて内部に伝搬する騒音と振動を計測し、周波数分析によりその伝搬特性を確認することができた。
- 2) 車外の障害物による気流の乱れによる加振力が天板を振動させることにより、天板の音響透過損失を減少させる。
- 3) 障害物の情報を通過する流れがはく離して天板を加振する。障害物の側方を通過する流れのはく離の影響は副次的である。
- 4) 今後は天板上の音源分布に繋がる速度変動分布、天板の振動モードと内部音場を調査し、詳細な伝搬モデルを構築することが求められる。

**謝辞**：本研究は日本車輛製造株式会社様にご協力頂き実験致しました。ご協力頂いた日本車輛製造株式会社様に感謝を申し上げます。

参考文献

- 1) 北川敏樹, ”鉄道騒音における最近の話題-音源側”, 機械音響学会誌, 2017
- 2) Yuta Kato and Gaku Minorikawa, “Study on design and prototyping of small low noise wind tunnel”, inter-noise 2015(san Francisco, California, USA),2015
- 3) Noboru Yamano and Gaku Minorikawa and Kosuke Hotta and Yuki Yamauchi “Study on Sound and Vibration Propagation Caused by External Flow Affecting Interior Noise of Railway Vehicles”, inter-noise 2022(Glasgow, Scottish),2022
- 4) 鈴木昭次, 西村正治, 雉本信哉, 御法川学, 機械音響工学, コロナ社, 2004
- 5) 加藤裕太 “小型低騒音風洞における設計試作に関する研究”, 法政大学大学院理工学研究科・機械工学専攻修士論文, 2016