

# トラックのフロアパネル設計変更による車室内騒音の低減 Noise Reduction in Truck Cabin by Design Change of Floor Panel

精密工学専攻 10号 奥村 武  
Takeshi Okumura

## 1. はじめに

今日、トラックにおいても長時間・長距離運転の頻度増加に伴い、車室内の快適性向上の一つとして、車室内騒音の低減が課題として挙げられる。トラックは高出力のディーゼルエンジンを積んでいることや車室内の真下にエンジンがある構造などから静粛面で一般乗用車に比べ不利とされている。車室内騒音の原因として多くを占めるのがエンジンからの振動(固体伝播音)や放射音(空気伝播音)であるが、200Hz-500Hz 付近の騒音、つまり空気伝播を原因とする車室内騒音の伝達メカニズムの解明が困難とされている。

本研究では、伝達経路間にあるエンジンルームと車室内を隔てるフロアパネルの振動特性に着目し、エンジンを原因とした車室内騒音を効率良く低減させる最適な構造変更方法を提案する。

## 2. エンジン実稼動時の振動・音響特性

研究対象となるトラックは、4.8L、4気筒ディーゼルエンジンを搭載した小型トラックである。フロアパネルは助手席の座面下に配置されており、キャビンの背面に固定され、先端をフックで固定している。フロアパネルに取り付けられたシール部分により蓋をする形でエンジンルームと車室内を仕切っている。Fig.1にフロアパネルの位置及び形状を示す。フロアパネルのエンジンルーム側には吸音材、車室内側には制振材がほぼ全面に貼られている。



Fig.1 Position of truck floor panel

無響室において、ディーゼルエンジンを実稼動した際のフロアパネルの振動、及び運転席における音圧レベルを測定し、フロアパネルの振動特性と空間の音響特性を把握する。エンジン回転数は2500rpmの一定回転数に保ち、フロアパネル(車室内側)の加速度2点、運転席左耳位置の音圧レベル(SPL)を測定する。一般的に式(1)より、気筒数とエンジン回転数により基本周波数が決まる。4気筒、2500rpmの場合、基本

周波数が約83Hzとなるため、83Hz毎にピークが確認されることになる。

$$f = Z(N/60)/2 \quad (1)$$

ここで、 $Z$ は気筒数、 $N$ はエンジン回転数[rpm]である。

Fig.2に実験結果を示す。83Hz周期上に顕著なピークが確認出来る。運転時にはエンジン回転数が前後するため、基本周波数も常に変化し、幅広い周波数を対象とした騒音低減対策が効果的であることがわかる。

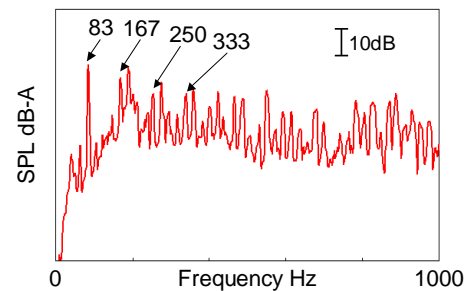


Fig.2 Sound pressure level of driver's ear (left)

## 3. 簡易試験BOXを用いた騒音低減対策

エンジンルームからフロアパネルを介して、車室内に伝わる音の伝達メカニズムを把握するため、簡易モデルを作成し検討を行う。

Fig.3に簡易試験BOXの形状及び実験セットアップ図を示す。騒音源に対する試験パネルの振動特性と各空間の音響特性の関係を把握し、閉空間側の騒音を効率良く低減出来るパネル構造を検討する。実験装置の試験パネル以外の部分には振動を極力抑えることの出来るアルミハニカム構造を採用する。パネルの拘束には24箇所をボルト、ナットにより拘束する。対象とする試験パネルの厚さは1.2mmとする。スピーカを試験パネルより100mmに設置し、スピーカよりバーストランダム波を出力した際の、スピーカ近傍のマイクに対する閉空間側のマイクの周波数応答比関数(FRRF)を測定する。ここで、閉空間側のマイク位置は0Hz-1024Hz付近での音圧レベル(SPL)の高い4点とする。

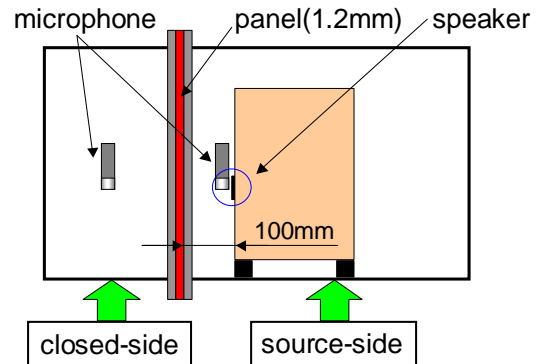


Fig.3 Setup of experiment with BOX

Fig. 4の実線に実験結果を示す。スピーカ近傍のマイクに対する各マイクとのFRRFを平均化したものを1/3オクターブバンドで表示する。中心周波数125Hzでの騒音が大きく、このバンド内に含まれるパネルの振動モードに着目し、振幅を抑えるような構造変更を施す。本研究では、リブ形状をパネルに付加し、騒音低減を図る。

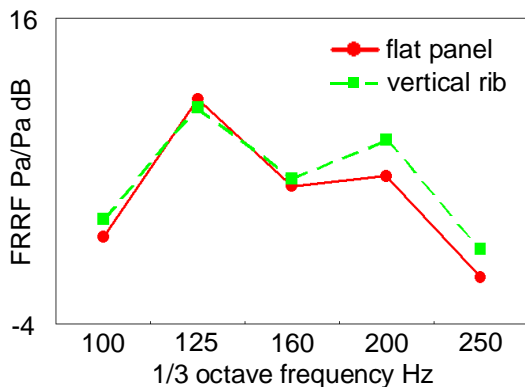


Fig.4 Comparison of FRRF

### 3.1 空間音響モードの把握

簡易試験BOXの閉空間側及び音源側の音響モードを把握し、パネルの固有値との識別を行う。

閉空間側は簡易試験BOX上面の穴から点音源スピーカを挿入し、スピーカ近傍のマイクに対する閉空間内部の任意10点のマイクによるFRRFを測定する。測定結果より、224Hz, 358Hz, 422Hz, 439Hzに顕著なピークがあり、解析結果との整合性が確認出来る。Fig. 5に閉空間側の音響モード224Hzを示す。一方、音源側はFig. 3のセットアップ上のスピーカを使用し、閉空間側と同様な実験方法を用いてFRRF測定する。その結果、107Hz, 216Hz, 320Hz, 347Hzにピークがあり、解析結果との整合性が確認出来る。以後、パネルの固有値と空間の音響モードによる影響を区別しながら、検討を進める。

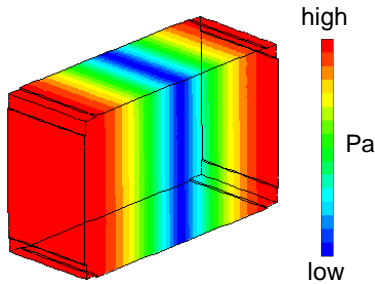


Fig.5 Analysis of acoustic mode (224Hz)

### 3.2 一つのパネル振動モードに着目した騒音低減対策

Fig. 4をナローバンドで示したものをFig. 6に示す。中心周波数125Hz内には、126Hz, 138Hzに顕著なピークが確認出来、試験パネルの固有値解析結果とハンマーリング実験による試験パネルの固有値との一致が確認出来る。また、3.1節よりこのバンド内には音響モードが存在しないことが分かっているため、この2つのパネル固有値が騒音に影響していると考えられる。よって、この固有値における振動を抑えることによりパネルからの放射音を低減出来ると考えられる。ここでは、解析結果の132Hzの振動モードに着目し、左右対称の位置に垂直にリブ(形状:5mm×10mm×40mm, 材質:アルミ)を付加し、部分剛性を向上させることで振動を抑制させ

る。

Fig. 4の点線に実験結果を示す。着目した振動モードを含む中心周波数125Hzでは大きな効果が見られず、逆に中心周波数100Hz, 160Hz, 200Hz, 250Hzでは騒音が大きくなる事が分かる。これはリブを付加することにより、固有値がシフトするためである。この実験結果をPartial overallで評価すると100Hz-250Hzで0.8dB, 100Hz-500Hzで2.2dB, 100Hz-800Hzで1.9dB騒音が増加する。以上より、一つのパネル振動モードに着目するだけでは効果を得られないことがわかる。よって、複数の振動モードに着目したリブ配置を検討することで、幅広い周波数領域における騒音低減を図る。

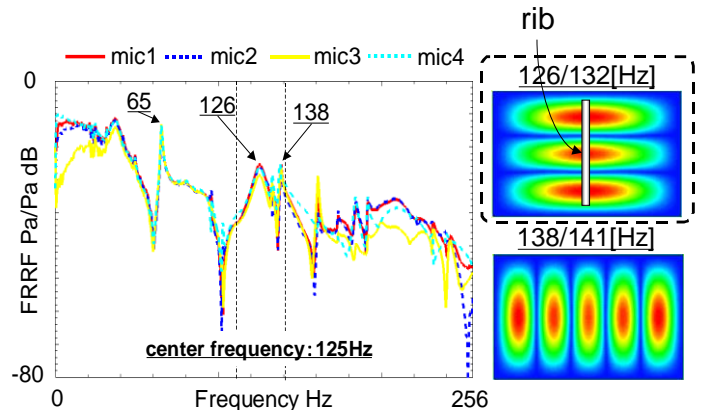


Fig.6 Comparison of FRRF and mode shape of flat panel

### 3.3 複数のパネル振動モードに着目した騒音低減対策

3.2節での検討により、幅広い周波数領域において騒音を低減させるためには、複数の振動モードを考慮する必要があると考え、最適ナリブ位置特定方法の手順をFig. 7に示す。

まずは①より、スピーカ近傍のマイクに対する閉空間側のマイクとのFRRFを測定し、騒音の大きな周波数を選定する。そして②より、選定した周波数において、閉空間側の各マイクに対して、パネルのどの部分の振動の寄与が高いかを特定する。そのため、閉空間側の各マイクに対するパネルの振動96点とのFRRF((m/s)/Pa)を測定する。閉空間側のマイクは試験パネルの各部分の振動からの騒音を合計した値となるため、FRRF((m/s)/Pa)を測定することで、各周波数においてどの振動の寄与が大きいかを判別することが出来る。FRRF((m/s)/Pa)で評価する理由として、音の強さは音の進行方向に垂直な単位面積を単位時間に通過する音のエネルギーで定義されるためである。

以下の式(2)より、複数の振動モードを考慮したパネルの振動寄与分布を計算する。

$$FRRF_{SUM} MAP = \sum_{n=1}^N \left( \sum_{k=1}^4 \left( FRRF_{f_n} \right)_k \right)_{ave} \quad (n=1,2,3,\dots) \quad (2)$$

$FRRF$ : Amplitude [(m/s)/Pa] ∴ Phase consideration  
 $N$ : number of mode

各周波数における振動寄与分布を足し合わせることで、着目したピークを含む周波数領域において平均的な騒音低減に相応しい最適ナリブ位置を特定出来る。Fig. 8に各周波数における振動寄与分布とそこから得られる最適リブ位置を示す。本手法では位相を考慮しているため、寄与率が高

く、逆位相になる部分に沿ってリブを付加することで、振動を効果的に抑えることが出来ると考える。Fig. 9 に実験結果を示す。中心周波数 125Hz では 6.7dB 騒音低減が出来る。3.2 節と同様に Partial overall で評価すると、100Hz-250Hz で 1.3dB, 100Hz-500Hz で 1.2dB, 100Hz-800Hz で 1.0dB 低減出来、幅広い周波数で評価する際にも、効果的であることが立証出来る。

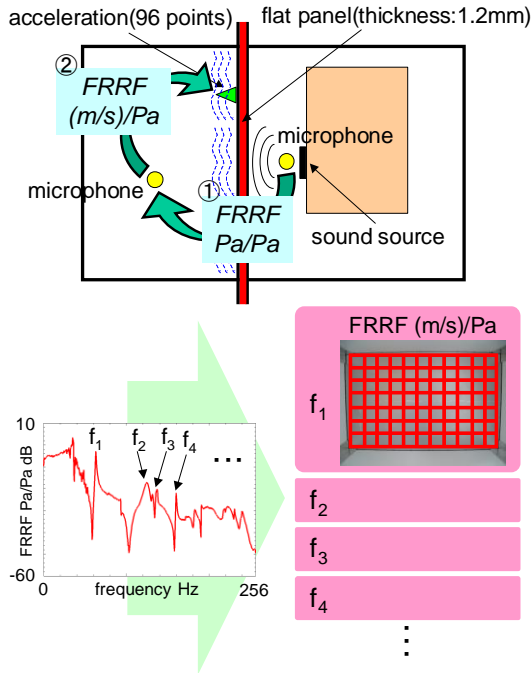


Fig.7 Determination of best rib position

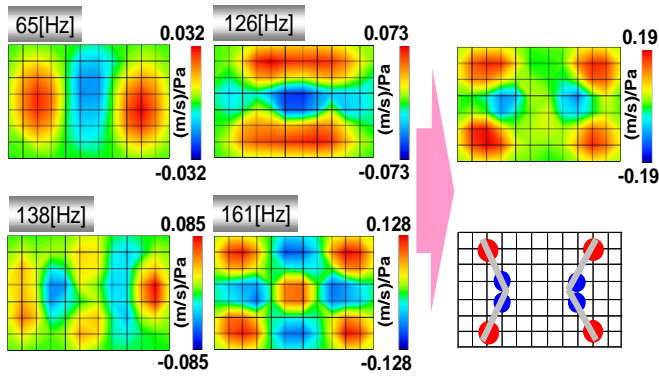


Fig.8 Best rib position

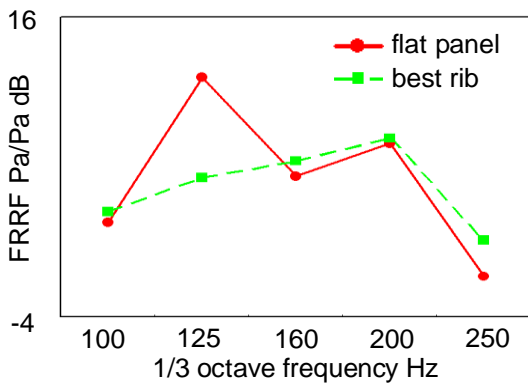


Fig.9 Comparison of FRRF

## 4. 実車フロアパネルを用いた騒音低減対策

### 4.1 実車フロアパネル音響加振実験

簡易試験 BOX を用いた際の最適リブ位置特定方法を、実車フロアパネルにおいても適用する。Fig. 10 にセットアップ図を示す。フロアパネル上の点線位置にあたる BOX 部分に穴を作成し、その真下にスピーカを設置し、音響加振を行う。BOX はアクリルで作成し、回りにはフロアパネルからのみの放射音による評価を行うため、鉛を全面に貼り、BOX とフロアパネル間はパテを用いて遮蔽する。実験は半無響室で行い、フロアパネルから 110mm にマイクを設置し、BOX 内部のスピーカ近傍のマイクとの FRRF を測定する。

Fig. 11 に実験結果を示す。実験結果より、477Hz, 544Hz にピークが確認出来、この 2 つのピークの低減を図る。フロアパネルの点線内部の加速度ピックアップ (90 点) と半無響室内のマイクとの FRRF ((m/s)/Pa) より最適リブ位置を特定する。各周波数の振動寄与分布及び最適リブ位置を Fig. 12 に示す。ここで、フロアパネルには凹凸が多数あるため、リブ (2.5mm×13mm, 材質: 軟鉄) をフロアパネルに這わせるように加工する。リブの有無による FRRF を 1/3 オクターブバンドで比較したものを Fig. 13 に示す。着目した 2 つの周波数を含む、中心周波数 500Hz において 2.5dB 騒音を低減することが出来る。また、前後の周波数バンドにおいても騒音を抑えることが出来る。

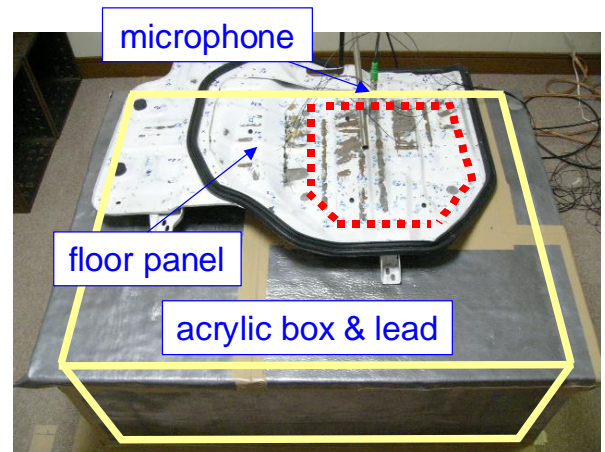


Fig.10 Setup of experiment with truck floor panel

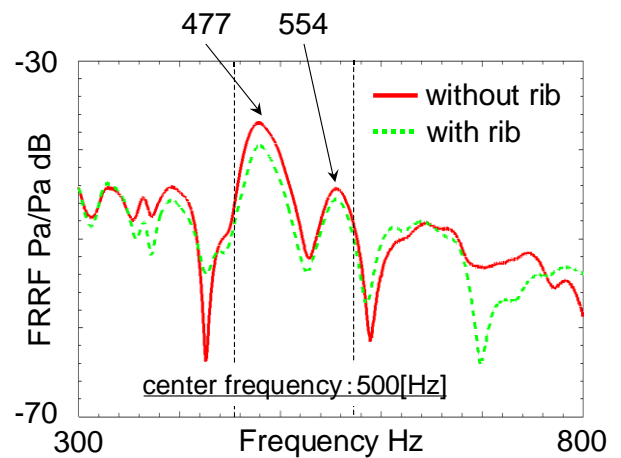


Fig.11 Comparison of FRRF

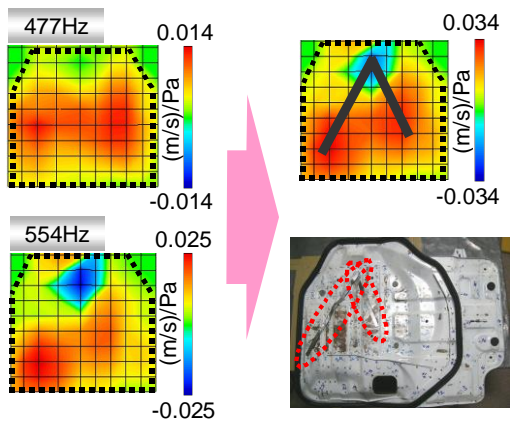


Fig.12 Best rib position of truck floor panel

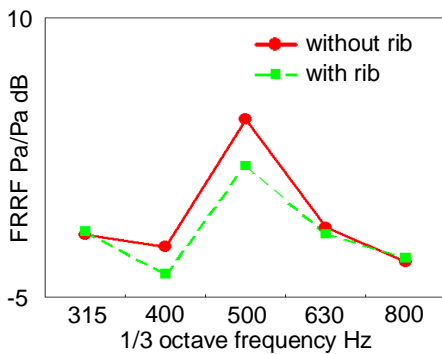


Fig.13 Comparison of FRRF

#### 4.2 リブの有無による音質評価

4.1 節より、リブを付加することにより中心周波数 315Hz から 800Hz までの騒音を低減することが出来たが、実際に一対比較法による音質評価を行う。自動車技術会の推奨する車室内騒音データ (6.0L, 4 気筒ディーゼルエンジンの加速音) を基準音とし、リブ付加時の車室内騒音を評価する。4.1 節で着目した中心周波数 500Hz 付近の騒音が大きいデータを用いて、リブの有無時の FRRF より評価音を作成する。評価内容は、リブ付加前に対してリブ付加後の車室内騒音は「静かに感じられるか」である。被験者は 22 名の男性 (22-26 歳) を対象に行う。Fig. 14 に評価結果を示す。過半数以上の被験者に、リブを付加することによる騒音低減を確認することが出来る。

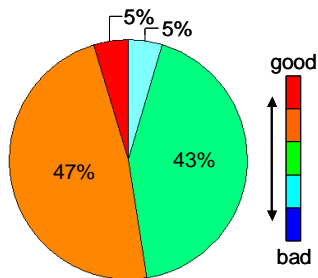


Fig.14 Sound quality evaluation

#### 4.3 エンジン実稼動時のリブ効果検証

4.1 節で検証したリブ付加後のフロアパネルをトラックに装着し、ディーゼルエンジンを実稼動させた際の車室内騒音を評価する。

無響室において、4.8L, 4 気筒ディーゼルエンジン搭載の小型トラックを用いて検証を行う。Fig. 15 にセットアップを

示す。マイクは運転席 (左耳位置) とフロアパネル近傍の 2 箇所に設置し、加速度ピックアップをフロアパネル (運転席側、助手席側) の 2 箇所に設置する。ここで、フロアパネルを透過する音のみを検討するため、運転席足元やシート背面には吸音材を敷き詰める。エンジン回転数を 1000rpm-3500rpm まで上げた際の測定データより、2500rpm におけるフロアパネル近傍の SPL に変化が見られたため、この回転数での運転席 (左耳位置) の SPL を Fig. 16 に示す。中心周波数 200Hz 付近までは効果がほぼないが、200Hz 以降では全てのバンドにおいて騒音を低減出来る。

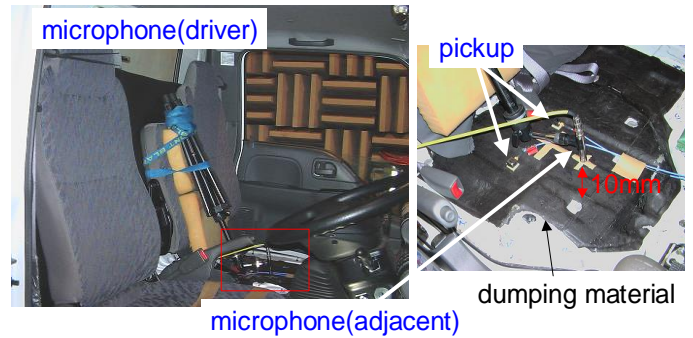


Fig.15 Setup of experiment with truck

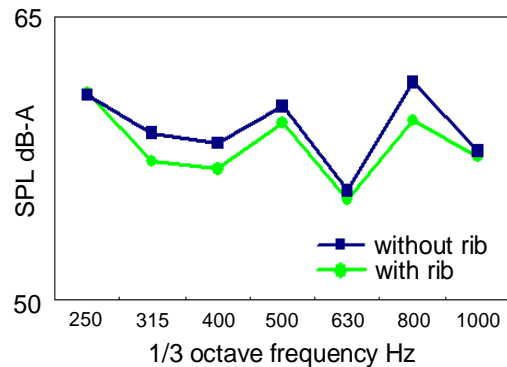


Fig.16 Comparison of FRRF

### 5. 研究成果

- (1) 特定の一つの振動モードに着目した構造変更は、逆に幅広い周波数での騒音を大きくする可能性があることが分かった。
- (2) リブを用いて、複数の振動モードに着目した最適な構造変更方法を提案することが出来た。
- (3) フロアパネル単体を用いた簡易実験による最適リブ付加位置が、トラック装着時にも効果を得ることが出来た。

#### 参考文献

1. 伊藤 嵩規, “振動特性を考慮した単体フロアパネルの最適設計に関する研究”, 日本機械学会 [No. 02-31] 第 12 回設計工学・システム部門講演会講演論文集, 2002.
2. F.Sbarbati, “ Investigation on airborne and structure borne balance for vehicle interior noise, ISMA2006. 2006.
3. 相川 淳, 根本 俊彦, “空気伝播音により発生するトラック室内こもり音の解析” 日野技報 No. 51, 1998.