

新型 CIVIC のロードノイズ低減技術

Advanced Technology for Road Noise Reduction for New CIVIC

堤 純*
Jun TSUTSUMI

高 津 仁 志*
Hitoshi TAKATSU

山 崎 敦 弘*
Atsuhiko YAMAZAKI

要 旨

新型 CIVIC の開発において、ロードノイズ性能の向上をおこなった。荒れた路面を走行した時の低周波ロードノイズの低減のためには、サスペンションの主要振動モードとサブフレームの振動モードの周波数が、車室内の形状と容積で決まる音響モードの周波数と重ならないようにコントロールをおこなった。また、平坦な路面を走行した時の高周波ロードノイズの低減のためには、室内音に対する寄与の高い部位への防音仕様の適用と、ドア部の高气密化をおこなった。その結果、グローバルモデルとして競争力のあるロードノイズ性能を達成することができた。

ABSTRACT

Road noise performance was enhanced when developing the new CIVIC. To reduce low-frequency road noise when driving on rough road surfaces, the suspension main vibration mode and sub-frame vibration mode frequencies were controlled so that they do not overlap with the acoustic mode frequencies that are determined by the cabin shape and volume. In addition, to reduce high-frequency road noise when driving on flat road surfaces, soundproof specifications were applied to locations with a high contribution to cabin noise, and the sealing performance of the doors was enhanced. These measures achieved road noise performance that is competitive as a global model.

1. まえがき

NVH 性能に対するお客様からの関心が年々高まってきた。特に、ヨーロッパプレミアムクラスを中心とした昨今の競合車の静粛性は、単に静かさの域を越えた高い質感をお客に印象づけるまでに進化してきている。ロードノイズにおいては、荒れた路面を走行する時の低周波から高速で走行する時の高周波にいたるまで、広い周波数帯域で低減がはかられている。本稿では、それぞれメカニズムが異なる低周波ロードノイズ、高周波ロードノイズの低減に対する適用技術について説明する。

2. ロードノイズ低減のねらい

Fig. 1 に、荒れた路面を走行したときの室内音スペクトルを示す。前モデルと競合車 A、競合車 B との比較の結果、

*四輪 R&D センター

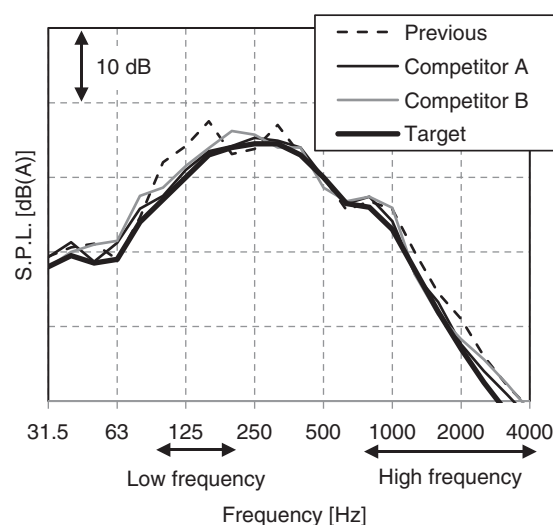


Fig. 1 Road noise comparison to competitors

約 100 Hz から 200 Hz の低周波ロードノイズと、800 Hz より高い周波数帯の高周波ロードノイズの向上を、新型 CIVIC の改良項目とした。

上記を達成するための適用技術は以下の二つである。

- (1) 低周波ロードノイズの低減のために、サスペンションおよびサブフレームの振動モードの解析をおこない、寄与の高いモードを特定し、それらの周波数を室内音響モードの周波数と離すことで音圧を低減する。
- (2) 高周波ロードノイズ低減のために、パネル寄与解析に基づく防音材の最適配置と、穴や隙間の大きさ（以下、車体漏洩面積）の低減をおこなう。

3. 低周波ロードノイズ

荒れた路面を走行したときに発生する低周波ロードノイズは、路面の凹凸によりタイヤおよびサスペンションの振動が励起され、サスペンションブッシュを介してボデーに伝わり、パネルが空気を振動させて音が発生する。そのため、低周波ロードノイズを改善する手法として、サスペンションブッシュのばね定数を下げて振動を遮断する手法が有効である。また、室内音響モードとの組み合わせを考慮して主要なサスペンションの振動モードの周波数を配置することにより低周波ロードノイズを低減する手法が知られている⁽¹⁾。

しかし、サスペンションブッシュのばね定数を低くすることは、サスペンション支持剛性が低下するため、ハンドリングへの影響が大きい。新型 CIVIC の目指すシャシダイナミクス性能を実現するために、ハンドリングとロードノイズを両立できる手法を選択する必要がある。

3.1. 低周波ロードノイズ低減のねらい

新型 CIVIC のサスペンション形式は、フロントにストラット形式、リヤにマルチリンク形式を採用している。それぞれ低周波ロードノイズに大きな影響を与える主要な振動モードとして、剛体キャンバモードおよび弾性キャンバモードが知られている⁽¹⁾。これらの振動モードの周波数におけるサスペンション振動は共振ピークを持つため、ボデー応答側の特性のピークと重ならないように、サスペンション振動モードの周波数を調整する必要がある。

ボデーの特性は、サスペンション取付点を加振した時に発生する室内音（以下、ボデー音響感度）で評価している。ボデー音響感度を決定する要素の一つとして室内音響モードがある。Fig. 2 にボデー音響感度への影響が大きい室内音響モードを示す。これらのモード周波数と、フロントおよびリヤサスペンションモードの周波数とを離すことで、低周波ロードノイズの低減をおこなった。

3.2. フロントサスペンション

新型 CIVIC はフロントサスペンションにストラット

形式を採用している。このサスペンションにおいては、ホイールディスク面、ハブベアリング、ナックルなどが弾性変形しながら、ホイールがキャンパ方向に回転する弾性キャンバモードが約 180 Hz に存在する (Fig. 3)。

室内音響モードが存在する周波数（約 170 Hz）と、弾性キャンバモード周波数を離すほど室内音を低減できることが知られている⁽¹⁾。室内音響モードの周波数はキャビンの形状および容積で決まるため、変更することは容易ではない。そこで、弾性キャンバモードの周波数を高くすることを検討し、室内音の低減目標から、弾性キャンバモードの目標周波数を 195 Hz から 205 Hz の範囲とした。

弾性キャンバモードにおけるサスペンション部品のひずみエネルギー密度を CAE で解析した結果、フロントナックルのハブからダンパ締結部の間のひずみエネルギー密度が高く、弾性キャンバモード周波数に寄与が高いことがわかった (Fig. 4)。

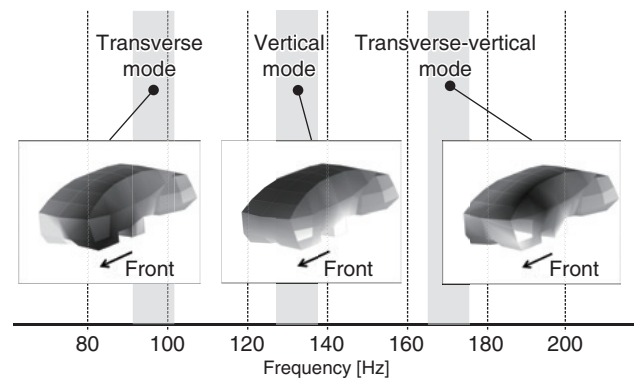


Fig. 2 Cabin acoustic mode

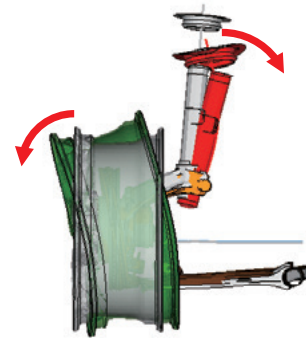


Fig. 3 Front strut suspension in elastic camber mode

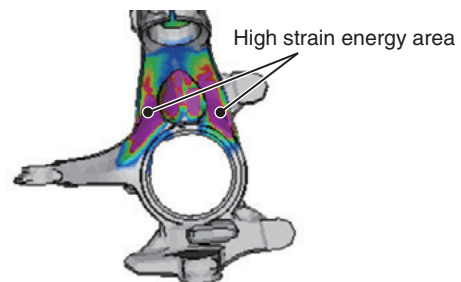


Fig. 4 Strain energy density of front knuckle in elastic camber mode

Fig. 5 の矢印で示す部位の形状を、(a) から (b) のように約 9 mm 太くすることで、弾性キャンバモードの周波数を目標範囲まで上昇させることができた。ホイール加振時のダンパ振動を Fig. 6、室内音を Fig. 7 に示す。弾性キャンバモードの周波数が、音響モードの周波数から離れ、170 Hz から 180 Hz の音圧を 3 dB 低減(約 30% 低減)させることができた。

3.3. リヤサスペンション

マルチリンク形式を採用したリヤサスペンションにおいては、ナックル、ホイールが一体となってキャンバ方向に回転する剛体キャンバモードが約 125 Hz に存在する (Fig. 8)。

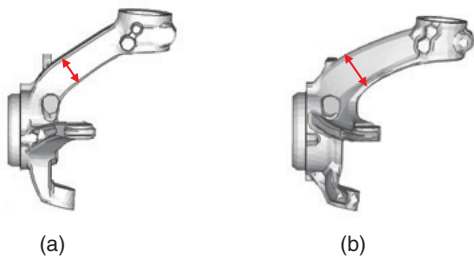


Fig. 5 Front knuckle modification

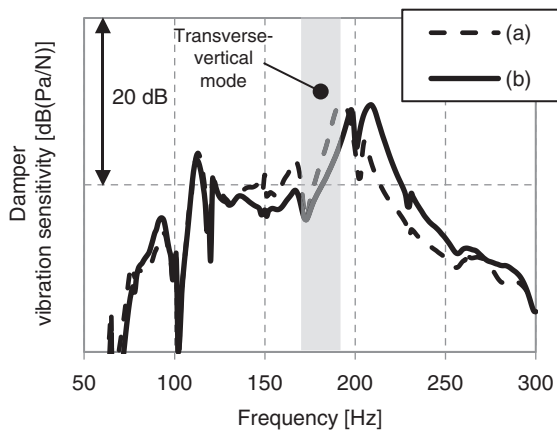


Fig. 6 Front suspension vibration sensitivity

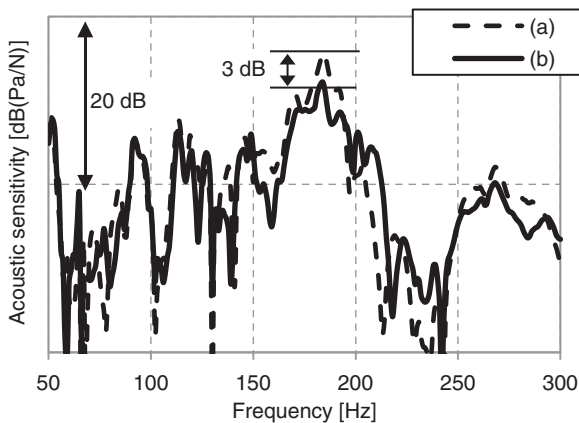


Fig. 7 Reduction of road noise by increasing stiffness of front knuckle

また、リヤサスペンションとボデーを締結する部品として、リヤサブフレームを持っている。サスペンションの剛体キャンバモードに近接して、サブフレームのリヤメンバ前後共振モードが約 130 Hz に存在していた (Fig. 9)。

約 130 Hz には室内音響モードも存在しており、この周波数のロードノイズを改善するためには、リヤサスペンションの剛体キャンバモードに加えて、リヤサブフレームのリヤメンバ共振をコントロールする必要がある。

剛体キャンバモードは、弾性キャンバモードと異なり弾性変形していないため、アームやナックルなどの剛性変更による振動モードの周波数の変更が容易ではない。そこで、リヤサブフレームの振動モードの周波数を車室内音響モードの周波数から離すこととした。操安剛性性能との両立の観点から、周波数の目標を 185 Hz から 195 Hz の範囲とした。その周波数配列を Fig. 10 に示す。

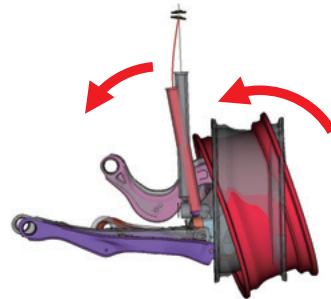


Fig. 8 Rear multi-link suspension in rigid camber mode

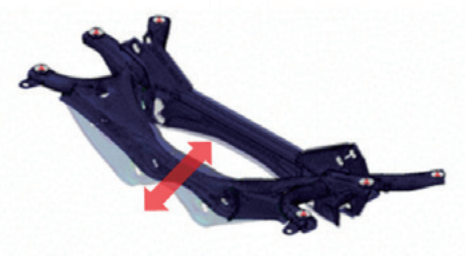


Fig. 9 Longitudinal resonance mode of rear member of rear subframe

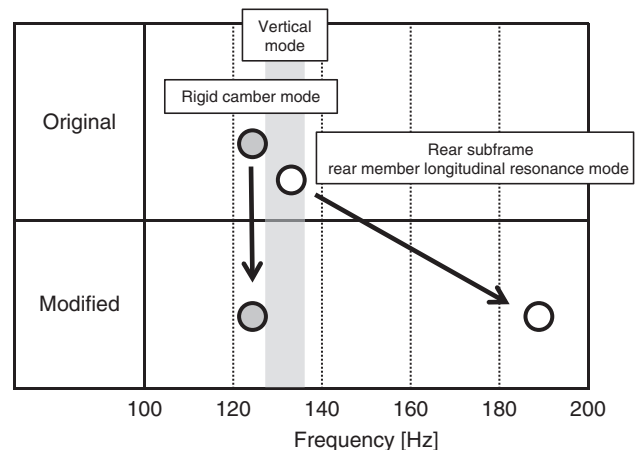


Fig. 10 Rear suspension resonance map

リヤサブフレームのリヤメンバの振動モードは、Fig. 9に示すように前後方向に変形している。振動モードの周波数を高くするためには、リヤメンバとサイドメンバとの結合部の剛性を上げる必要がある。Fig. 11にリヤサブフレームの形状を示す。(a)から(b)のように、リヤメンバの形状を大きくとり、サイドメンバとの結合部を広くすることで剛性を向上し、目標の周波数を達成した。

リヤホイール加振時のリヤサブフレーム前後振動をFig. 12、室内音をFig. 13に示す。室内音響モードの周波数に

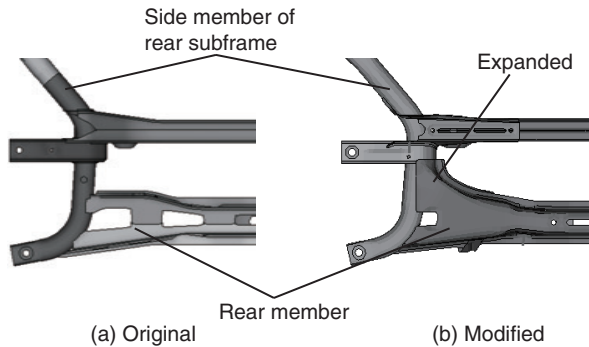


Fig. 11 Rear subframe design change

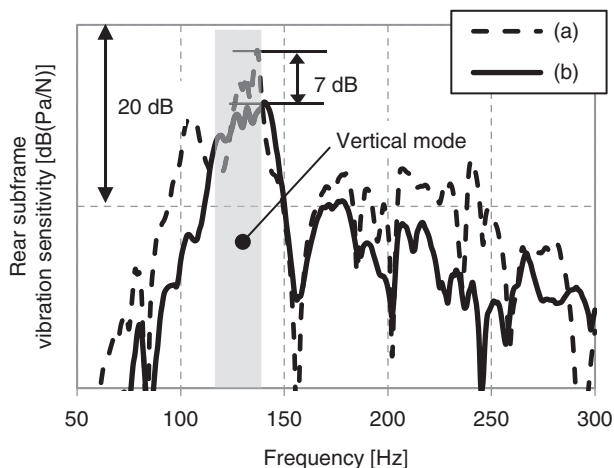


Fig. 12 Rear subframe vibration reduction

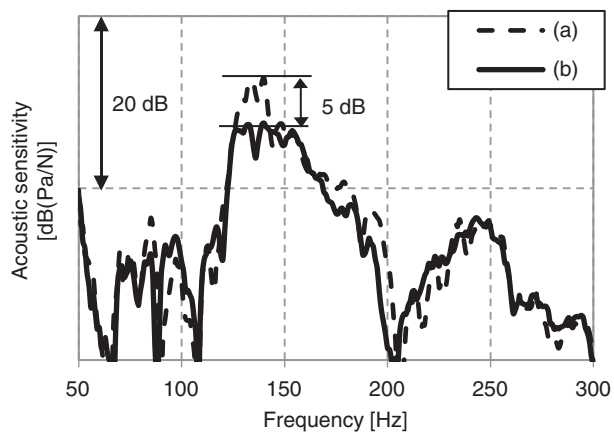


Fig. 13 Reduction of road noise by increasing stiffness of rear member of rear subframe

おけるサブフレームの車両前後方向の振動が7 dB低減し、室内音を5 dB改良した。

4. 高周波ロードノイズ

高周波ロードノイズは、路面の凹凸がタイヤを振動させ、タイヤの表面振動が空気を振動させるタイヤ放射音や、タイヤ溝内の空気が接地によりふさがれた後に開放されることにより生じるボンピングノイズなどがある。それらの音がパネルを透過したり、車体の隙間から侵入したりするため、防音材の適用が効果的である。しかしながら、防音材を追加すると重量増加となるため、燃費性能の向上を目的とした車両軽量化との両立が課題となる。性能向上に伴う防音システム重量の増加を小さくするために、防音材を適用するボデー側の構造も含め、対応手法を検討する必要がある。

4.1. 高周波ロードノイズのねらい

まず、ロードノイズの寄与が高いボデー部位を特定し、防音材の最適配置をおこなった。次に、車体漏洩面積を小さくすることで、音の侵入経路をふさぐ対策をおこなった。

4.2. 寄与解析に基づく防音材最適配置

車室内への各音響入力経路に対し、エネルギー遮断量を評価指標⁽²⁾として寄与解析と防音仕様の検討をおこなった。Fig. 14に、1 kHzでの寄与解析結果を示す。

その結果、ドライバや後席の足元、ホイールハウスといったフロアからの寄与率が約60%で、もっとも寄与が高いことがわかった。

フロアにおけるエネルギー遮断量の向上には、フロア下部空間の吸音性能向上と、フロア面の遮音性能向上および

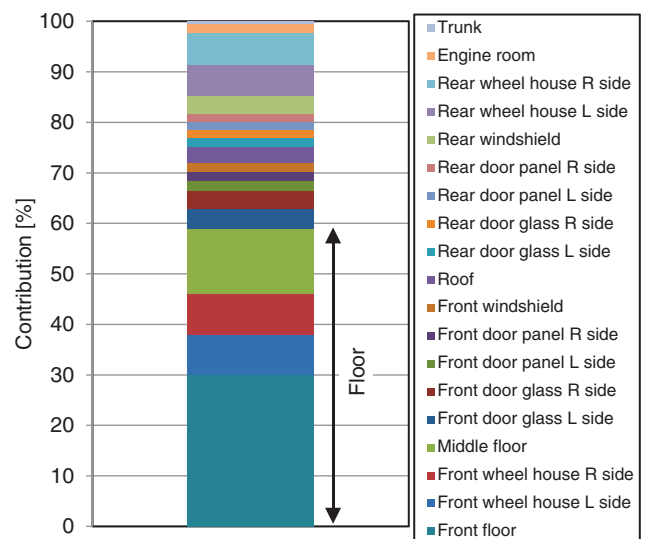


Fig. 14 Area contribution to 1 kHz road noise

車室内の吸音性能向上が効果的である。フロア下部空間の吸音性能向上のため、フロアアンダカバーおよびトンネルヒートバップルに吸音する素材を適用した。また、フロアの遮音性能向上のため、インシュレータとカーペット表皮を一体で成型するカーペットを配置する構造とした (Fig. 15)。

これらの対策により、フロア部のエネルギー遮断量を前モデルに対して 3.5 dB 改良した (Fig. 16)。

4.3. 音の侵入を防ぐための車体漏洩面積の低減

車体漏洩面積を小さくすると、音の侵入経路をふさぐことができるため、高周波ロードノイズ低減に効果的である。

前モデルにおける車体漏洩面積の寄与解析の結果、車両全体に対するドアの寄与が高く、約 40% を占めることがわ

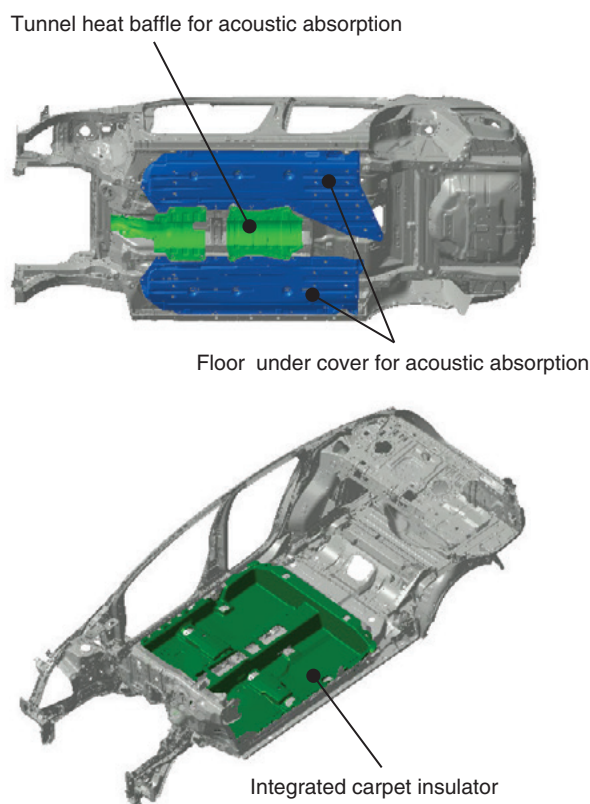


Fig. 15 Sound proof system

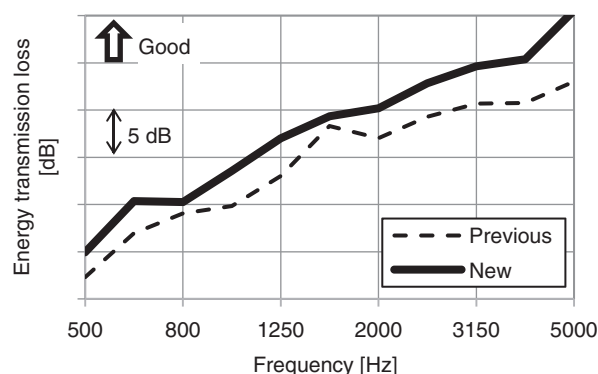


Fig. 16 Energy transmission loss at floor

かった。さらに詳細解析をおこなった結果、ドア下部に設置されている水抜き穴、およびインナウエザストリップ末端の隙間、ドア作業穴を覆うホールシールの隙間が主要因であることがわかった (Fig. 17)。

水抜き穴からの音の侵入を防ぐため、穴を覆うリップ形状のドアロアシールを適用した (Fig. 18)。ドアインナパネルとの隙間を低減するため、インナウエザストリップ両端に型ゴムを適用した (Fig. 19)。ドアの作業穴を覆うホールシールとドアハーネスとの隙間を低減するために、ドア

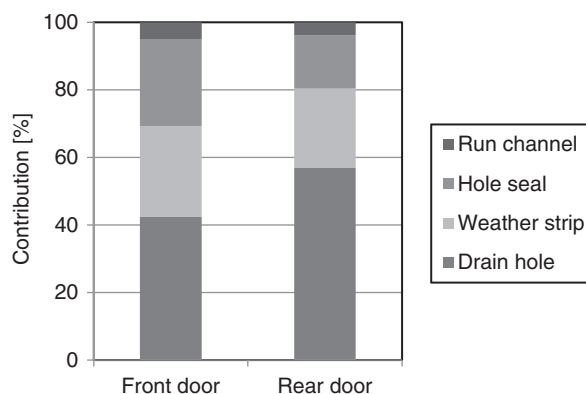


Fig. 17 Body leak area contribution of door

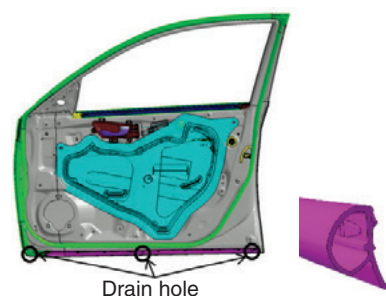


Fig. 18 Door lower seal

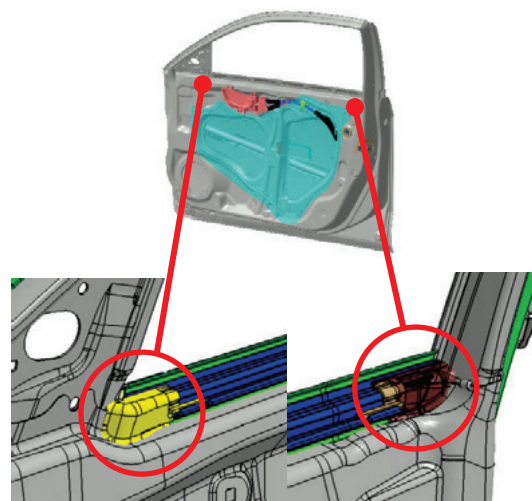


Fig. 19 Door inner weather strip with mold rubber

ハーネスクリップをホールシールが覆う構造を採用した (Fig. 20).

これらを適用した結果、前モデルに対し車体漏洩面積を約 30% 低減することができた。

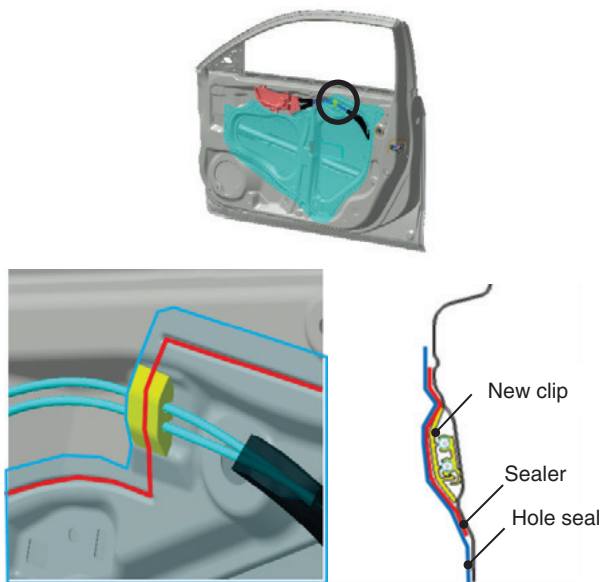


Fig. 20 Door harness clip

5. 実車検証の結果

以上の内容を取り込むことにより、ねらいとするクルーズ走行時の静粛性目標を達成した。

Fig. 21 に、荒れた路面を走行した時の前席室内音のスペクトルを示す。前モデルに対して、125 Hz の低周波で 5 dB、1000 Hz 以上の高周波で 3 dB の低減を達成した。

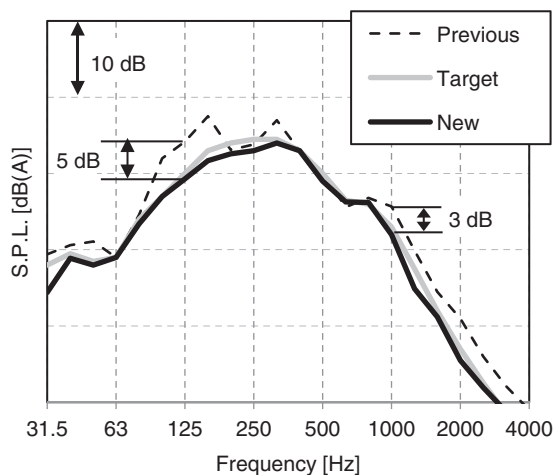


Fig. 21 Road noise on rough surface

6. まとめ

- (1) 低周波ロードノイズにおいては、サスペンションおよびサブフレームの解析をおこない、室内音に寄与の高いモードを特定した。これらの周波数を車室内音響モードの周波数から離すことで、低周波ロードノイズを 5 dB 低減した。
- (2) 高周波ロードノイズにおいては、パネル寄与解析をおこない、フロアの寄与が高いことを特定し、防音材の最適配置をおこなった。また、車体漏洩についてはドアの寄与が高いことを特定し、対策をおこなうことで高気密化を実現した。これらにより高周波ロードノイズを 3 dB 低減した。

以上により、グローバルモデルとして競争力のあるロードノイズ性能を達成することができた。

参考文献

- (1) 中村聡, 牧俊光, 杉本寿敬: ロードノイズ低減のためのサスペンションシステムの考察, Honda R&D Technical Review, Vol.23, No.1, p.120-126
- (2) Tada, H.: Establishment of Performance Design Process for Vehicle Sound-proof Packages Based on SEA Method, 2015 SAE World Congress, 2015-01-0664, (2015)

著者



堤 純



高津 仁志



山崎 敦弘