

# フルビークルモデルによる車体振動解析技術の研究

Research for Vibration Analysis with Full-Vehicle model

横井 俊也\*  
Toshiya YOKOI  
二宮 次郎\*  
Jiro NINOMIYA

岡村 健吾\*  
Kengo OKAMURA  
長久 真樹\*  
Masaki NAGAHISA

## 要 旨

フロアとステアリングの振動低減技術構築を目的とし、サスペンションからボデーまで関係する部品全てを対象とするフルビークル解析技術に、実験的手法とシミュレーション技術の両面から取り組んだ。実験的手法においてはサスペンション加振による、フルビークルモーダル解析、実挙動解析、伝達経路解析を実施し、振動発生メカニズムを明確にした。得られた結果を基に実車改修を行った。シミュレーション技術においては対象部品すべてをモデル化し、実車と高い精度で一致する有限要素モデル(16万節点)を作成した。次に感度解析による弱点解析と有限要素モデル上での改修計算を実施した。実験的手法及びシミュレーション技術とも実車で振動レベル低減を確認し、解析技術の有効性を確認する事が出来た。

## ABSTRACT

Techniques of full vehicle analysis directed at all suspension and body-related parts were combined with test-based engineering and simulation techniques in a two-sided approach intended to develop a technology for reduction of floor and steering vibration. The test-based engineering clarified the mechanism of vibration initiation by means of full vehicle modal analysis, operational deflection shape analysis, and transfer path analysis implemented by excitation of the suspension. Modifications were then made to an actual car based on the results obtained from analysis. The simulation techniques involved modeling of all the subject parts, and the creation of a finite element model (160,000 nodes) that matched the actual car with a high degree of accuracy. Sensitivity analysis was then applied to analyze the weak points, and calculations were made to implement modifications in the finite element model. Both the test-based engineering and the simulation techniques were confirmed to reduce vibration levels in the actual car, thus substantiating the validity of these analytical techniques.

## 1. はじめに

最近時の新車開発においては、環境対策として車体軽量化のニーズはますます強くなっている。また、衝突安全性能に関しても様々な衝突パターンでの試験方法が設定され、車体構造やボデー剛性に対し多くの要求がなされている。

一方、走行時のフロア及びステアリング振動は軽量化、衝突安全対策と背反する場合が多い。フロア及びステアリング振動に対する要求品質も以前より高くなっており、これら他性能と両立させるためには、発生要因を明確にした効率的な振動対策が必要になっている。しかし振動発生要因

はタイヤやサスペンションだけでなく、ボデーやステアリング構造など多くの部品に関与しているため、発生メカニズムを明確にする事が難しく、高度な解析技術が要求されている。

本研究はフロア及びステアリング振動に寄与する部品全てを対象としたフルビークル解析技術に取り組んだ。アプローチ手法として実車による実験的手法と有限要素法によるシミュレーション技術に取り組んでいるが、それぞれ振動の発生メカニズムを明確にし、振動の根本原因を対策することにより振動低減を実現したのでその内容を報告する。

## 2. 実車解析

### 2.1. 目標領域設定

はじめに、ステアリングホイールとフロアを評価点として、比較車との振動レベル差を感じやすい路面と車速条件を実走行で選定した上で、評価点振動レベルを計測した。選定した条件は少し荒れた路面で、車速は 45km/h である。計測結果をテスト車と比較車併せて Fig. 1 に示す。

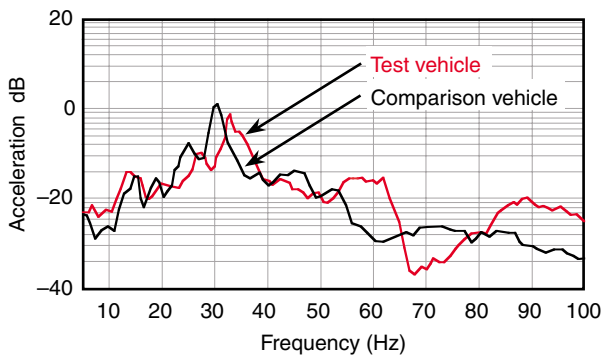


Fig. 1 Steering wheel vertical acceleration

このように二つの評価点の3方向並進加速度を計測し、比較車に対して劣っている周波数領域を抽出した。これを後に述べる実挙動解析と主成分分析を用いて、実車の動的挙動と入力の変動から要因が同じ領域で分類した。以下に、これら解析手法の概要を述べる。

### 2.2. 実挙動解析

実走での車両の挙動を解析する手法で、今回はサスペンションとボデーとを合わせて 341 点の3並進方向の加速度を実走計測し、アニメーション観察から該当周波数域での挙動形態を特定した。

### 2.3. 主成分分析

従来前輪と後輪を個別に加振して評価点応答に対する入力寄与を求めていたものを、多変量解析の手法を応用して、

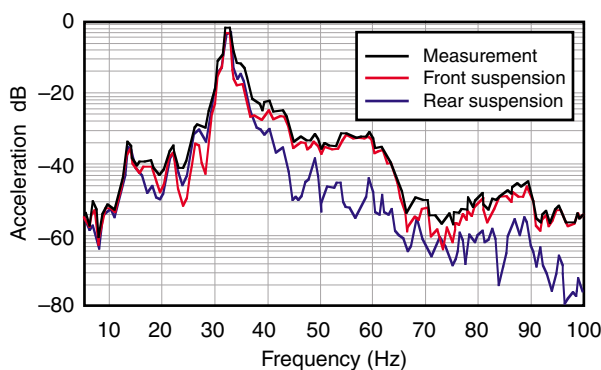


Fig. 2 Contribution of input force for steering wheel vertical acceleration

評価点振動方向別に入力形態の寄与を特定する手法で、実挙動解析の実走データをそのまま用いる。この結果、実走での評価点振動に対する入力の変動を周波数領域別に把握することが可能となる。以下にステアリング上下振動に対する主成分分析の計算結果を例として Fig. 2 に示す。

### 2.4. フルビークルモーダル解析

以上、目標領域設定に用いた解析手法を紹介したが、更に詳細に現象把握するために用いた他手法を以下に紹介する。一つ目は、いわゆる台上モーダル解析であるが、今回は実車で、前後輪別にばね下(ロアアーム)をバーストランダム加振した。このように実走時の入力点を加振することで、実走で励起されるモードを抽出出来る。また、この際同時に車体を2.5Hzで上下に定常加振を行い、高周波のフリクション成分の除去を行った。これにより、解析周波数は8~100Hzとした。

### 2.5. 伝達経路解析

ばね下は複数のサスペンションアーム等でボデーに接続されており、伝達経路別に寄与が分かれば、サスペンションブッシュでの対策も可能になる。二つ目の手法は、この経路別寄与を求めるための手法で、これには二つの計測が必要となる。一つは評価点を加振してサスペンション取り付け点の応答を計測(ボデー伝達関数計測)することであり、もう一つは実走でのサスペンションブッシュの変位を相対加速度から演算で求めてブッシュ動ばね定数を掛け合わせることでブッシュ伝達力を求める計測(入力計測)である。これを全てのサスペンション取り付け点の3軸方向で行うことで入力×ボデー伝達関数の総和として評価点の応答が計算上得られることになる。剛性が高いブッシュは変位が小さく、計測精度を確保することが困難な手法ではあるが、ステアリング前後振動に対する伝達経路解析の計算結果を例として Fig. 3 に示す。

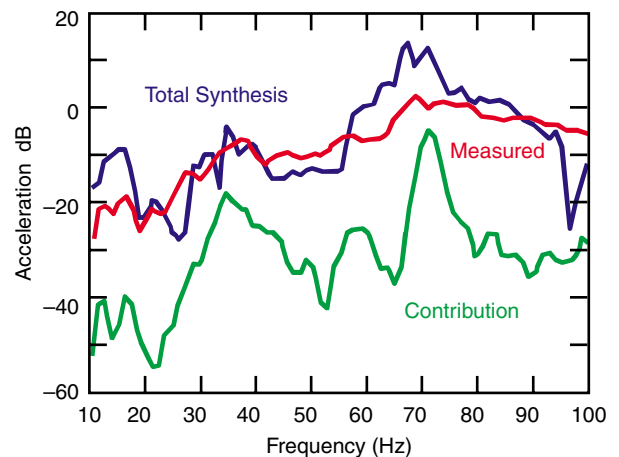


Fig. 3 Result of transfer pass analysis for steering fore-aft vibration

図中、赤線は評価点であるステアリング前後加速度計測値で、青線が同計算値であり、傾向的には似ている。計算値のうちの一伝達経路例が緑線である。35Hz および 70Hz 付近のピークに対して緑線で示した伝達経路の寄与が大きいことが確認できる。

## 2.6. 弱点解析結果

以上、解析手法の概要を紹介したが、これらを用いてテスト車が比較車に対して劣っている領域に対して各々の要因を解析した結果を二つ例をあげて示す。

最初の例は、26Hz付近でフロアとステアリングホイール共に上下方向が劣っている領域である。フルビークルモーダル解析では、この領域で① 25.43Hz のリヤサスペンション上下モードと② 27.89Hz のボデーせん断曲げモード、③ 32.07Hz のリヤサスペンション前後モードが抽出され、ステアリングホール上下振動に寄与が大きいのはモードシェープから②と③と予想された。各モードシェープを Fig. 4 ～ 6 に示す。

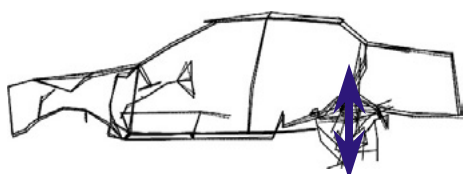


Fig. 4 Rear suspension vertical modal shape (台上モーダル解析)



Fig. 5 Body 2nd bending modal shape (台上モーダル解析)

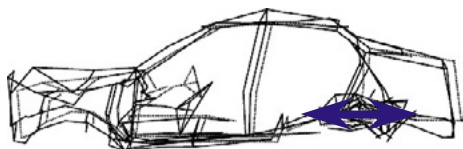


Fig. 6 Rear suspension fore-aft modal shape (台上モーダル解析)

ここで、実挙動解析の結果を確認すると、26.86Hz でボデーせん断曲げが抽出されて、その時のリヤサスペンションの動きは前後よりも上下に近いことが分かった。(Fig. 7)

台上モーダル解析だけでは、サスペンションの前後振動に注目してしまうが、この場合は上下振動を対策しなければならず、複数の手法で現象を正確に把握することの重要性が分かった。



Fig. 7 Body 2nd bending shape (実挙動解析)

二つ目の例は、75 ～ 100Hz でのステアリングホイール左右振動に対してである。台上モーダル解析の結果から 92.18Hz にフロントサブフレームの回転と前後動がステアリングシャフトの左右曲げを励起して、ステアリングホイールの左右振動が大きくなっていることが確認できた (Fig. 8)。通常、難しいといわれる高周波領域のモード分離であるが、線形性、相反性などを充分確認して計測した事と、モード分離を何度も確かめながら行う事により精度良く分離することが出来た。

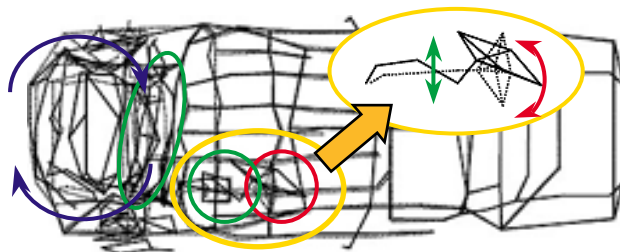


Fig. 8 Front sub frame yaw rotation modal shape (台上モーダル解析)

## 3. 実車改修による効果確認

### 3.1. モーダル感度とモーダルデザイン

以上の手法を用いて個々の弱点領域の要因は分かったが、より効果的な対策部位及び手法を特定するためには、感度の高い部位を特定する必要がある。

今回はモーダル感度解析の手法を用いて、対策必要部位の特定を試みた。感度解析の例を Fig. 9 に示す。

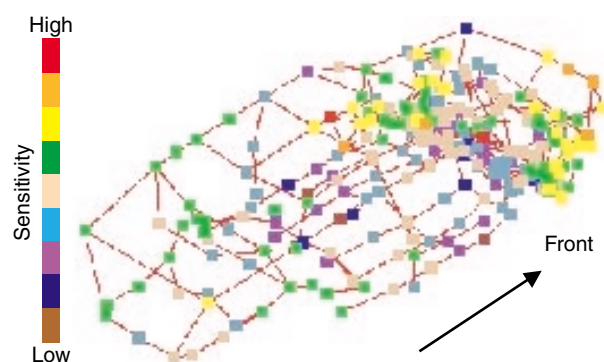


Fig. 9 Modal sensitivity

モーダル感度解析は、対象物の質量と剛性を変更した場合に、モード固有値と振幅レベルがどれだけ変化するかを算出する手法で、対策効果の高い部位を特定するのに有効である。

また、実際の構造に依らずに部位間に架空の剛性部材を付与することも出来るため、新規構造を検討することも可能である。

次に、質量と剛性の変更を施すことによる効果予測をモーダル改修計算の手法を用いて行った。モーダル改修計算では、まずモーダルモデルに対して質量と剛性の変更を行い、改修モデルを作成する。このモデルでの固有値解析から、質量と剛性変更前後のモード固有値と振幅レベルを比較することが可能となり、対策による効果度合いをFig. 10のように予測することができる。

さらに、質量と剛性変更後の伝達関数を合成計算することで、対象モードから離れた周波数域についての特性変化も確認できる。合成計算の例を Fig. 11 に示す。

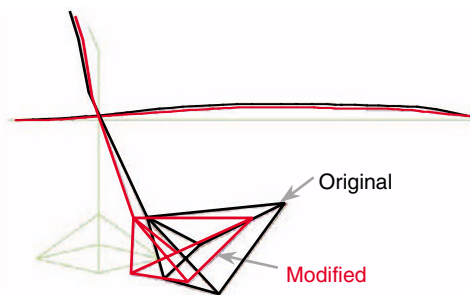


Fig. 10 Modal sensitivity  
(Steering wheel lateral acceleration)

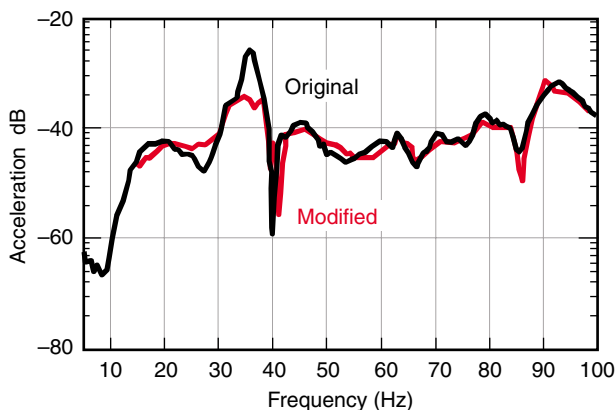


Fig. 11 FRF's synthesis

### 3.2. 実車改修例

以上述べたモーダル感度解析とモーダル改修計算により、振動低減に対して効果的な改修案を見出せた。

そこで実車を改修し、振動対策車を製作した。改修した内容の例を Table 1 に示す。

Table 1 Example of modification

| Target modes                                   | Details of modification                                                                                                                                                              |
|------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| Local modes<br>steering wheel, shaft<br>hanger | <ul style="list-style-type: none"> <li>· Increase stiffness for steering shaft bending</li> <li>· Reinforce steering hanger right connection to A-pillar</li> </ul>                  |
| Local modes of<br>rear sub-frame               | <ul style="list-style-type: none"> <li>· Front part of rear sub-frame reinforce + additional beam to body</li> <li>· Rear suspension lower arm connecting point reinforce</li> </ul> |
| 2nd body bending<br>mode                       | <ul style="list-style-type: none"> <li>· Increase stiffness of rear side frame</li> <li>· Front body (lateral and vertical) reinforce</li> </ul>                                     |

### 3.3. 改修効果確認

実車解析をベースに製作した対策車の振動レベルを実走計測し、目標レベルに対する達成度合いを検証した。

今回の対策による効果確認結果を Fig. 12 に示す。ステアリング振動レベルが多くの周波数帯域で低減され、特に 25 - 40Hz においては大幅な低減が達成されていることが確認された。

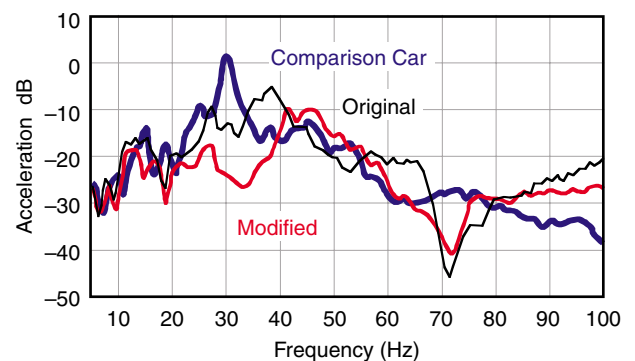


Fig. 12 Result of modification  
(Steering wheel vertical acceleration)

## 4. シミュレーションモデル作成

いままで述べてきた手法はテスト車を必要とするが、新車開発サイクルの短縮によって、テスト車なしで振動レベルを予測しなければならない場合がある。

そこで次に予測技術のためのフルビークル有限要素モデルを作成した。台上モーダル試験データとコリレーションを取るため、ばね下(ロアアーム)～フロア及びステアリング間の周波数応答関数(Frequency Response Function, 以下 FRF と述べる)が計算できることをモデル作成の目標とする。これに実走より求めた路面入力を掛け合わせ、実車のフロアとステアリング振動を予測計算する事が可能となる。

### 4.1. モデル作成の流れ

対象とした部品は、サスペンション、エンジン及び排気系、トリムボデー、ステアリングシステム(ギアボックス、ハンガー、コラム、ホイール)である。ここでいうトリムボ

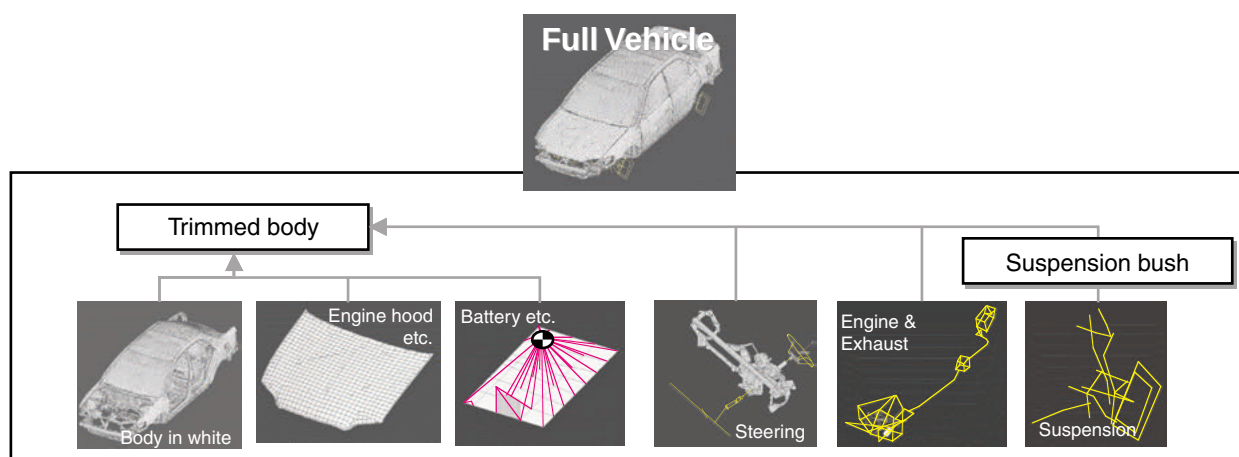


Fig. 13 Flow of full vehicle modeling

デーとは、実車からサスペンション、エンジン及び排気系、ステアリングシステム(ホイール、コラム、ギアボックス)を除いたものをいう。

まず単体部品ごとに有限要素モデルを作成し、単体試験結果によりコリレーションを行った。モデル化手法は各部品の振動に対する影響度を考慮して部品ごとに変えてある。次に各部品を結合してフルビークル有限要素モデルを作成する。

手順を取った。この手法はモデル作成を3-4人で平行して行うことが可能で、有限要素モデル不具合の原因究明が早くなる手法である。モデル作成の流れを Fig. 13 に示す。

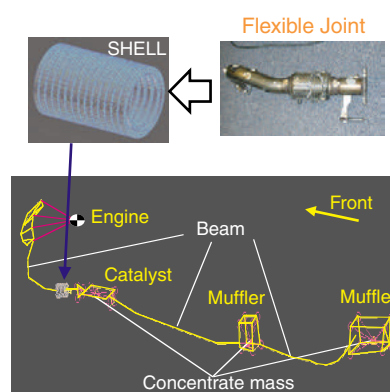


Fig. 14 Engine and Exhaust model

#### 4.2. トリムボデー

音響解析用に作成されたトリムボデーの有限要素モデルを使用した。このトリムボデーモデルはホワイトボデーモデルから作成され、トリムパーツの内、エンジンフードのように精度に影響する部品は詳細にモデル化され、バッテリーなどは影響度が少ないとして単に集中マスとした。また、サブフレームもここで詳細にモデル化されている。モデルはホワイトボデーとトリムボデーの実験モーダル結果と比較しコリレーションを行っている。ここで重要なのはサスペンション取付点の局所的な剛性であり、取付点イナータンスを指標にコリレーションを行った。

#### 4.3. エンジン及び排気系

エンジンは加振結果より 200Hz 以下に共振点を持たないため集中マスとして、質量と慣性モーメント(6方向)を与えた。

排気系は 100Hz 以下に多くのモードを持つためモデル化が必要だが、排気管はBAR要素、触媒ユニットとマフラーは集中マスで表現した。実験モーダル結果とコリレーションを取った結果、フレキシブルジョイントは詳細にモデル化する必要があることが分かり、SHELL 要素で表現した。作成されたモデルを Fig. 14 に示す。

#### 4.4. サスペンション

サスペンションは単体の実験モーダル試験を行い、得られたモーダルパラメーターを直接マトリクス入力形式(DMIG 形式)に変換する事により有限要素モデル化している。この手法の利点は、非線形性が強く有限要素モデル化が難しいサスペンションを74節点という非常に小さなモデルで表現できることである。さらに実験モーダルにより得られるデータをそのまま入力するため高精度である。逆に欠点は一度作成したモデルは仕様変更ができない事である。単体の試験を行うため、今回はコンクリートのジグでしっかりと固定したサブフレームにサスペンションを取付け加振試験した。作成されたモデルはサスペンションブッシュを介してサブフレームに結合している。ブッシュの特性は単体で計測された動バネ値を使用している。作成されたモデルを Fig. 15 に示す。

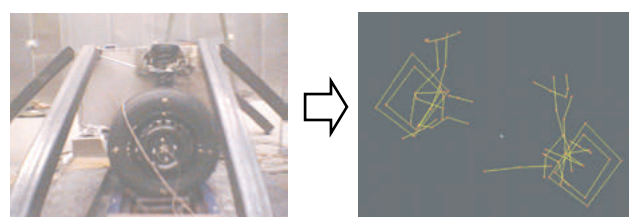


Fig. 15 Testing of suspension and FE-model

#### 4.5. ステアリングシステム

ステアリング振動を良好に再現するため、ハンガー、コラム、を SHELL 要素で詳細にモデル化した。ただし、ギアボックス、とホイールはBAR要素で簡易的にモデル化している。これも加振試験結果とコリレーションを行った。作成されたモデルを Fig. 16 に示す。

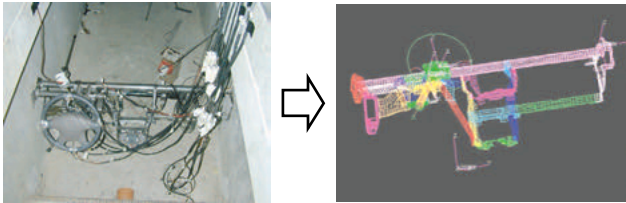


Fig. 16 Steering system

#### 4.6. フルビークルモデリング

各サブモデルをつなげる事により作成したフルビークルモデルを Fig. 17 に示す。

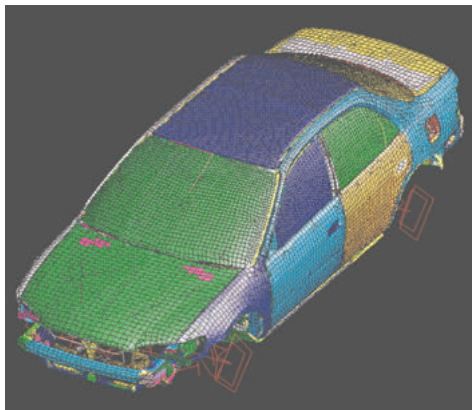


Fig. 17 Full vehicle FE-model

得られたモデルでサスペンション入力に対するフロアとステアリングの応答(3方向)を実車計測結果と比較し、コリレーションを行った。ここでは主にサブモデルの結合部の剛性を変更する事により精度向上を図った。

最終的に出来上がったモデルの精度を、ばね下～ステアリングとフロアの FRF で表したのが Fig. 18, 19 である。

10 ~ 90Hz の周波数帯域で実車計測データ(Actual Car)と比較した結果、今回作成した有限要素モデルの精度は、振動レベル予測に十分使用できると判断した。

### 5. 改修計算による構造検討

#### 5.1. 概略

第4章で説明した振動解析用フルビークルモデルを用い、振動レベルを目標値に低減する改修案の検討ならびにその効果予測を行った。まず、感度解析で改修すべき部位を特定

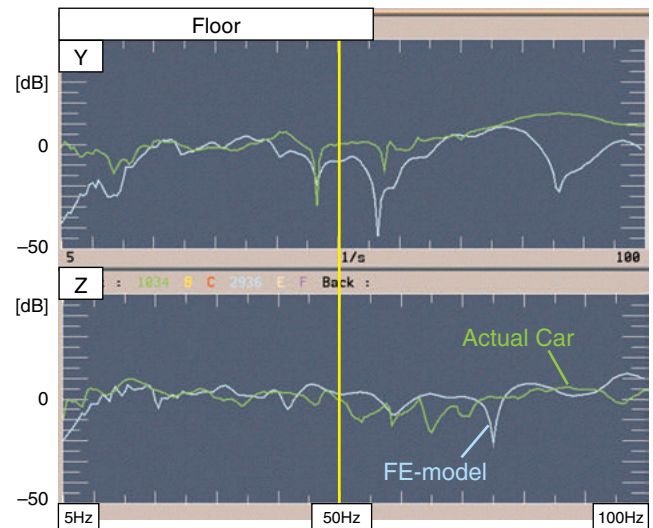


Fig. 18 Final synthesis with full vehicle model

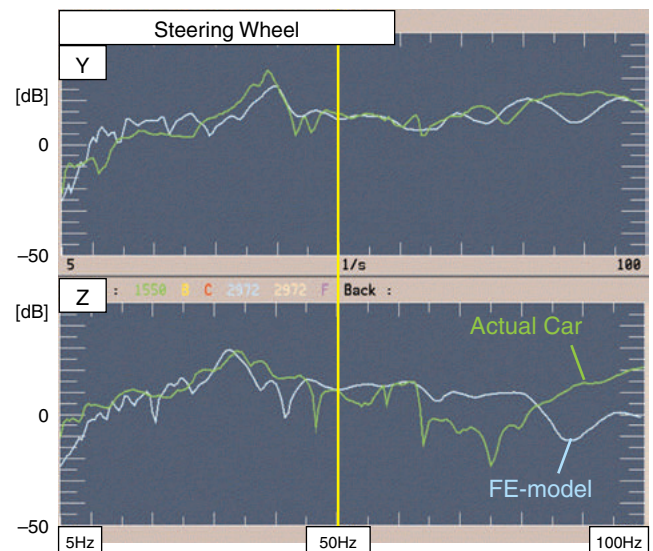


Fig. 19 Final synthesis with full vehicle model

し、次に簡易的な改修を行い、その効果を予測した。

本検討によって、振動レベルを効果的に低減する改修を行うことが可能となった。

#### 5.2. 改修部位の特定

効率よく改修を行うために、以下に説明する三つの手法を用いた。

##### (1) 主要モードシェイプの観察

これは、評価指標に影響の大きい主要なモードシェイプを抽出し、定性的に補強が必要な部位を決定するための方法である。Fig. 20に評価指標の一つに影響の大きいステアリングホイール左右曲げモードの形状を示す。

##### (2) ひずみエネルギー

この手法は、定量的に改修すべき部位を特定するためのものである。(1)で選択した主要モードすべてのひずみエ

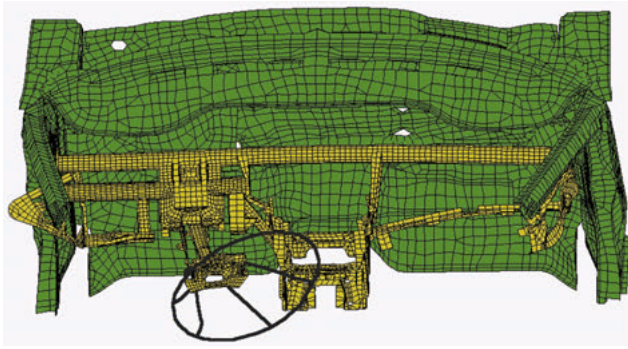


Fig. 20 Steering wheel lateral bending mode

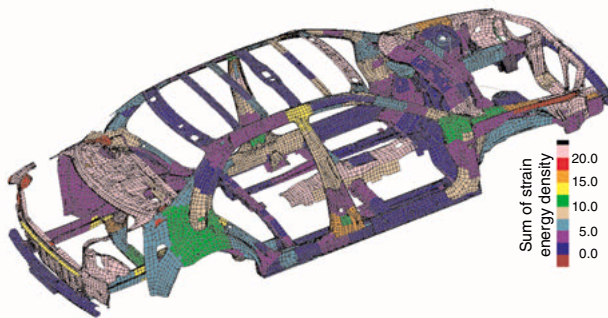


Fig. 21 Strain energy density of body shells

エネルギー密度を合計し、改修部位を特定する。Fig. 21にグループごとのひずみエネルギー密度の合計値分布を示す。ここで、ホワイトボディを構成する各部品をそれぞれ一つのグループとしてひずみエネルギー密度を算出している。本手法では、ひずみの大きさによって、改修効果の高いグループ、つまり部品を特定する。

### (3) 周波数応答関数(FRF)感度

最後に、実際に評価関数として用いているFRFの感度を用いる手法を説明する。感度計算には、通常の有限要素法を用いた。Table 2に感度解析の目的関数、制約条件、および設計変数を示す。目的関数には、サスペンション入力によるフロア三方向およびステアリング三方向の合計六つのFRFレベルを用いた。Fig. 22に示すように、各FRFで着目周波数 $\pm \Delta f$  [Hz]の応答ゲインの和を求め、フロアおよびステアリング三方向のFRFの和を合計した値を最小にすることを目的関数としている。

Table 2 Calculation conditions of sensitivity analysis

|                      |            |                                      |
|----------------------|------------|--------------------------------------|
| Objective function   | minimize   | $\sum_{j=1}^6 \sum_{i=1}^n G_j(f_i)$ |
| Constraint condition | subject to | $W_{opt} \leq W_{init}$              |
| Design variance      |            | shell thickness                      |

$G_j(f_i)$ : FRFj Response gain at  $f_i$  ( $i = 1, 2, \dots, n$ ;  $j = 1, 2, \dots, 6$ )

$n$ : Number of evaluation frequencies

$W_{opt}$ : Optimized weight

$W_{init}$ : Initial weight

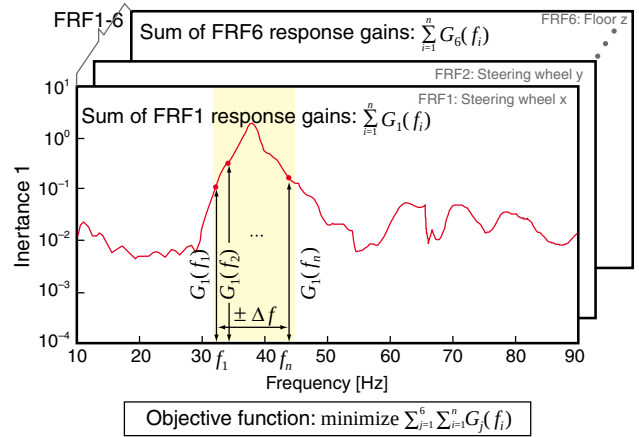


Fig. 22 Objective function of sensitivity analysis

この計算によって得られたFRF感度をFig. 23に示す。ここで(2)と同様に、感度はホワイトボディを構成する各部品をそれぞれ一つのグループとして、グループごとに計算している。本手法では、直接FRFに対する感度を計算しており、ひずみエネルギーを用いた場合よりも効果的に改修効果の高い部位を特定できる。

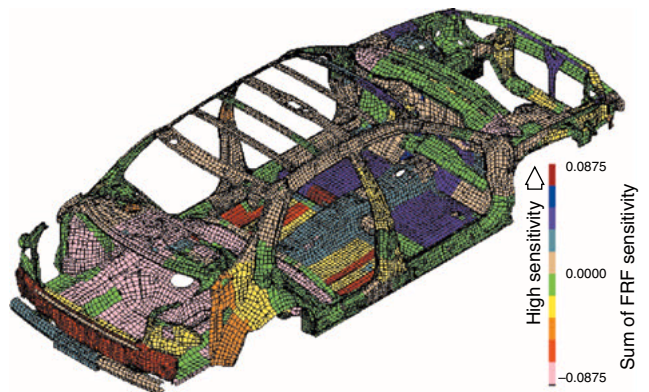


Fig. 23 FRF sensitivities of body shells

### 5.3. 改修案効果予測結果

前節で述べた手法を用いて行った改修の効果予測結果を示す。Fig. 24にボデー改修の例を、また、Fig. 25にステアリング改修の例と評価指標への効果を示す。この図より、各々の改修によって10～30%の振動レベル低減が可能となることがわかる。これらの改修を行った場合のフロア2方向、ステアリングホイール2方向の実走振動レベル予測結果をFig. 26、およびFig. 27に示す。この結果より、これらの改修を行うことにより、70～90Hz領域と35～40Hzのステアリングの振動レベルを低減できると予測された。

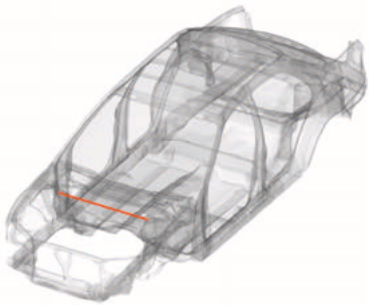
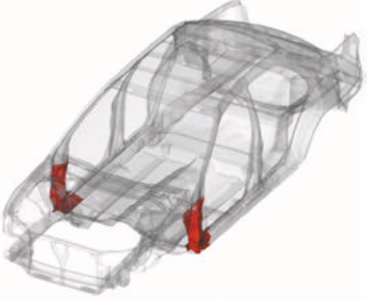
| Countermeasure                              |                                                                                   | Effect                                           |
|---------------------------------------------|-----------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------|
| Lateral stiffness between front damper base |  | Floor y, z: -20%                                 |
| A-pillar lower and side sill connection     |  | Floor Y, Z: -10%<br>Steering wheel x, y, z: -10% |
| Thickness x 2                               |                                                                                   |                                                  |

Fig. 24 Examples of body refinement for floor and steering wheel response

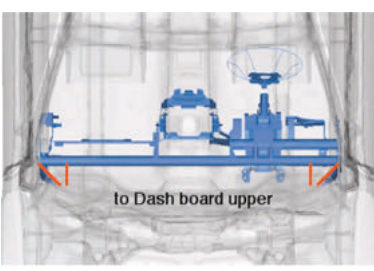
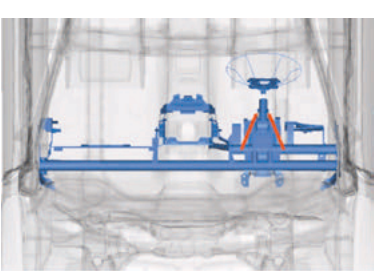
| Countermeasure                                 |                                                                                     | Effect                                        |
|------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------------------|
| Connection from steering hanger to body        |  | Floor y, z: -25%<br>Steering wheel x, z: -30% |
| Connection from steering outer shaft to hanger |  | Steering wheel y: -25%                        |
| Additional bars                                |                                                                                     |                                               |

Fig. 25 Examples of steering refinement for floor and steering wheel response

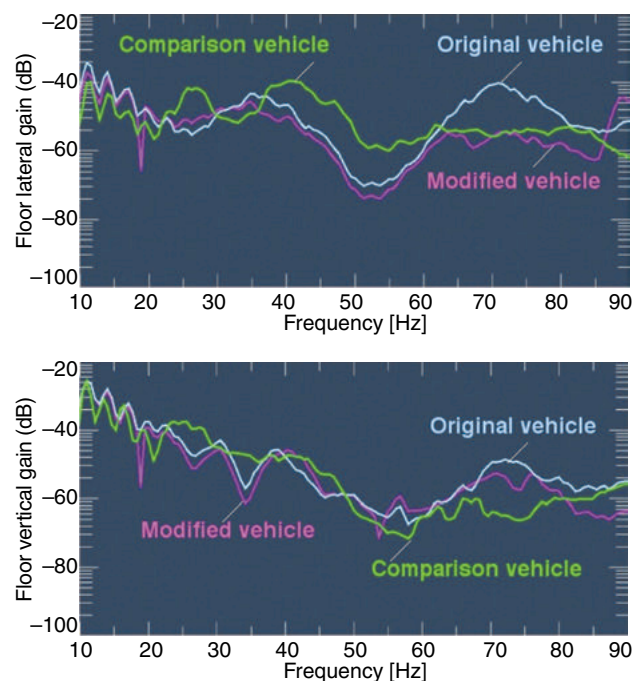


Fig. 26 Floor response gain of comparison, original and modified vehicles

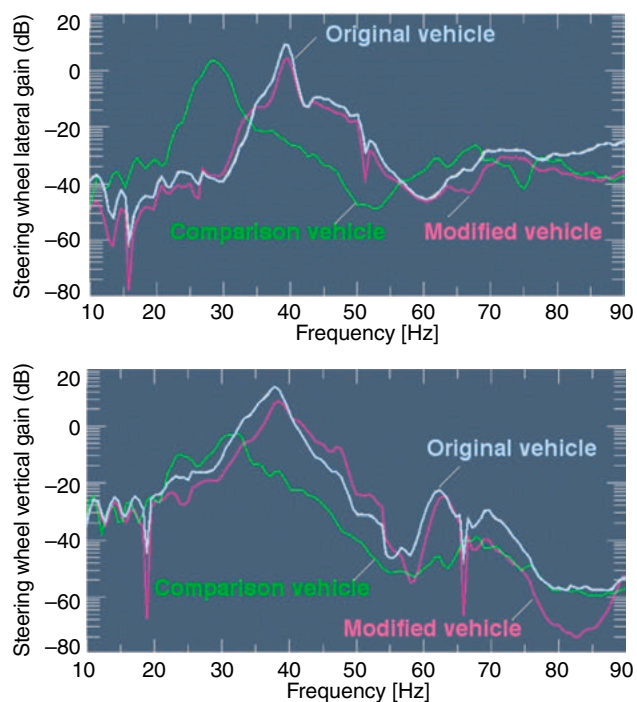


Fig. 27 Steering wheel response gain of comparison, original and modified vehicles

#### 5.4. 改修案効果実測結果

計算結果より得られた対策をもとに実車改修を行い効果を確認した。フロアの上下方向振動レベルが Fig. 28, ステアリングの上下方向振動レベルが Fig. 29 である。

70 - 90Hz 領域と 35 - 40Hz のステアリング応答の改善効果が、計算結果と一致し、振動レベルを低減することが出来た。

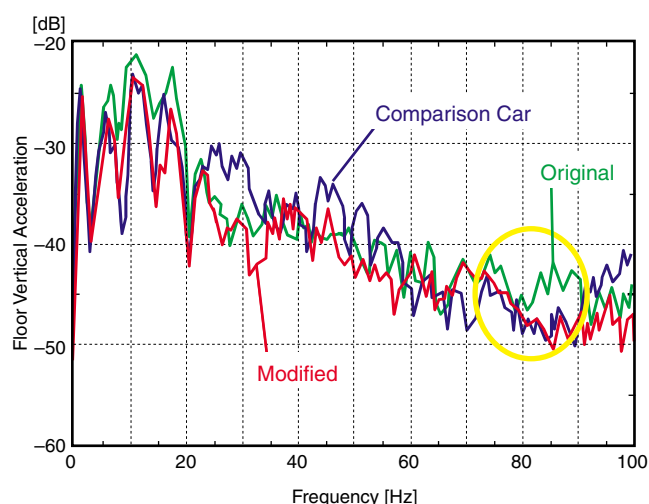


Fig. 28 Floor vertical acceleration

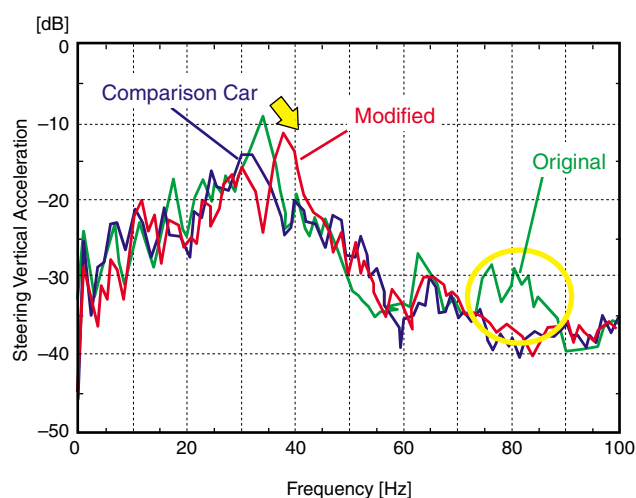


Fig. 29 Steering vertical acceleration

実際には、実現象の把握を実験的手法で行い、メカニズム解析と改修案の検討は実験的手法とシミュレーション技術の両面から行う。そして改修の効果を実験的手法で確認するという、実験的手法とシミュレーション技術を融合させた開発(ハイブリッド開発)が、解析時間、解析精度、効果的な対策の面で優れていると考える。

## 7. 謝辞

本研究においては、LMS International の皆様の多大な御協力を頂きました。本紙面を借りてお礼申し上げます。

## 6. まとめ

本研究により、フロア及びステアリングの振動解析について以下の成果を挙げる事が出来た。

- (1) 実験的手法、シミュレーション技術の両面からフルビークル解析に取り組み、振動の根本原因を対策する改修を予測する事が出来た。
- (2) その内容で実車を改修して、振動低減効果の傾向が予測と一致する事が確認できた。

また今回フルビークル解析で実験的手法とシミュレーション技術に取り組み、それぞれの利点を改めて把握する事が出来た。

### ・実験的手法の利点

振動レベルが正確に確認できる。

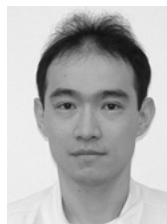
実際の振動発生メカニズムを正確に把握できる。

### ・シミュレーション技術の利点

実車無しで振動レベル予測とメカニズム解析が行える。

実車では不可能な構造検討が出来る。

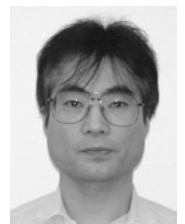
■ 著 者 ■



横井俊也



岡村健吾



二宮次郎



長久真樹