

ハンドリングと乗心地を両立するための 非線形 CAE 技術

Non-linear CAE Technology to Balance Handling and Ride Comfort

大 滝 雄 介*

Yusuke OTAKI

中 原 淳*

Jun NAKAHARA

日 下 馨*

Kaoru KUSAKA

久 世 正 文*

Masafumi KYUSE

要 旨

車両運動性能設計ツールにハンドリングと乗心地の両立検討を容易とする機能を追加した。乗心地性能に寄与する特性を検討するため、路面からの入力と伝達特性を表現できるタイヤモデルを選定し、その同定技術を構築した。また、ボデーへの振動伝達経路となるサスペンションの振動伝達特性を再現するため、ボールジョイント、ダンパ、ブッシュ等の周波数依存性と振幅依存性を考慮するモデルとそのパラメータの算出手法を開発した。さらに、液体封入式マウントモデルのためにパラメータ同定手法も構築した。これらのモデル要素をマルチボディシミュレーションに組み込むことにより、初期検討段階においてハンドリングと乗心地を同時に検討することが可能となった。

ABSTRACT

Honda's in-house vehicle dynamics simulation tool has been enhanced to balance ride comfort and handling performance more effectively. To deal with the characteristics that affect ride comfort, ride comfort tire model was newly introduced and its parameter identification method was developed for better reproduction of vibration transmission characteristics from road to tire. In order to consider suspension vibration transmissibility from tire to vehicle body, simulation models for rubber bushings, ball joints, and dampers were newly developed that can consider amplitude and frequency dependence. Their parameter calculation methods were also developed. In addition, to enhance the reproducibility of a vibration originated from engine, a hydraulic engine mount model that can reproduce amplitude and frequency dependence as well as its parameter identification method were developed. By incorporating the above technologies into our vehicle dynamics simulation tool, it became possible to study design more detailed specifications to balance handling and ride comfort performance at early stages of vehicle development.

1. まえがき

現在の車両開発においては、高い燃費性能と安全性に加え、運転する楽しさや快適性も兼ね備えた魅力ある商品の提案が求められている。また、お客様のニーズの多様化とその変化スピードに対応できる商品開発の進化改善は完成車メーカーにとって共通の課題である。

このような中で、CAEは車両開発の効率や質を高める上でますます重要になっている。開発初期の商品企画段階においては、低燃費と動力性能のように相反する性能を両立させる設計コンセプトなどの検討に用いられる。そし

て、開発の中期から後期における車両特性やサブシステム特性を図面に反映する段階では、完成車の性能を予測し仕様の熟成を図るなど、CAEの適用は多岐にわたる。この過程における車両運動性能領域の検討ではマルチボディシミュレーション（以下、MBS）を用いた評価が積極的におこなわれている。

MBSとは、多数の部品で構成される機械システムの動的挙動を計算する非線形解析手法であり、部品の慣性情報や部品同士の拘束条件から運動方程式を組み立て、これを数値的に解くことで複雑な部品の挙動を計算する⁽¹⁾。

Hondaでは1980年代後半より、車両運動性能分野にお

*四輪 R&D センター

いてMBSの活用を開始した。その応用はサスペンションストローク時のアライメント特性予測などの幾何学特性の評価から始まり、その後、車両走行解析や部品の弾性変形を考慮した解析などに適用を拡張してきた⁽²⁾。ハンドリング性能においては、現在では設計コンセプトにより定められたサスペンションなどのサブシステム要件に対し、その構成する部品の特性検討にMBSが用いられ、部品配置と性能成立性を並行で予測する機構解析援用設計が標準的におこなわれている。

車両の操縦安定性を扱うハンドリング性能が主に5 Hzまでの剛体運動を解析の対象とするのに対し、背反関係にある乗心地性能では50 Hz程度までの振動現象を取り扱うため、非線形部品の表現が重要になる。不整路面を走行する際の過渡的な応答は、ラバーブッシュ、ダンパ、タイヤなどの非線形性や、振動の振幅や周波数による伝達特性変化が大きく影響し、乗心地検討にはこれらの部品の詳細なモデル化が必要である。このため、商品企画段階においてハンドリング性能と乗心地性能の両立を考慮することは容易ではなく、従来は開発後期に試作車を使用して乗心地検討をおこなうことが通例であった。

しかし、先にも述べた乗心地性能は本質的にハンドリング性能と並行で設計されるべき性能である。なぜならば、両者は車両に対し応答性と遮断性という相反する特性を要求するからであり、その両立には車両全体のレイアウトが決定する前にサブシステムの要件を適正に定め、それを構成する部品仕様を設計することが必要だからである。

このような背景から、著者らは車両運動性能の開発初期段階において、ハンドリング性能と乗心地性能を同一の部品仕様で並行検討できるよう、従来、ハンドリング性能の予測に用いられていたMBS設計ツールに乗心地向けのモデル要素を追加する機能拡張をおこなった。

2. 開発のねらい

乗心地は路面からの入力が入力タイヤとサスペンションを介してボデーやステアリングに伝わり、乗員が振動として感じる現象である。代表的な乗心地事象をFig. 1に示す。

例えば、うねりの有る路面では1 Hzから2 Hzの周波数のばね上振動が数mmから10 mm以上の比較的大きな振幅で発生し、ドライバはふわふわした感覚を受けるため、サスペンション上下固有値の前後バランスは、ばね上の振動が速やかに収れんするように設計される。

良路走行時において、サスペンションが路面の凹凸により1 mm以下の振幅でストロークするような状況では、ダンパ、ボールジョイント、ラバーブッシュに含まれる非線形特性の影響により、およそ3 Hzから8 Hzのひよこひよこした乗心地が課題となる。

また、ステアリング回転振動は、タイヤおよびホイール

のアンバランスに起因するサスペンションへの周期的な前後入力による振動である。その入力周波数は走行速度に比例し、ばね下質量の前後固有値に近いおよそ10 Hzから20 Hzの範囲で発生する。

このように、乗心地事象は広い振幅と周波数範囲を持ち、その性能向上のためには対象となる周波数および振幅域において、非線形性を持つ部品を正確に表現できるモデルを用いて、乗心地に寄与する特性を設計していくことが必要である。

また、その検討を開発の初期におこなうにあたっては、部品仕様から速やかにモデルが作成でき、ハンドリング性能と乗心地性能を同一のモデルで予測し、性能を両立させる部品仕様を検討できることが望ましい。

そこで、上記の課題を解決するために、下記3点をねらいとした。

- (1) 乗心地事象で扱う振幅、周波数範囲において、部品の非線形性を表現できること
- (2) 代表的な乗心地事象について、設計者が簡便な操作で性能検討できること
- (3) 部品仕様検討に必要な精度を有すること

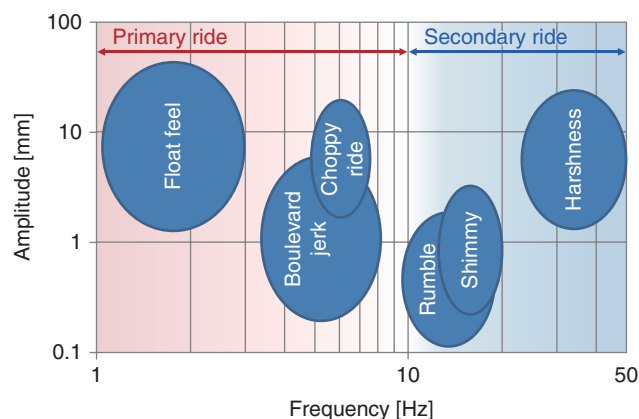


Fig. 1 Typical ride comfort feeling

3. 乗心地特性に関するモデル表現

タイヤからボデーに至る振動伝達経路において、サスペンションの動ばね特性を構成する主要要素をFig. 2に示す。

車両の運動はタイヤからの入力によって励起されるため、ハンドリング性能も乗心地性能もタイヤ発生力の再現精度がシミュレーションの予測精度に大きく影響する。

また、このタイヤ発生力は、サスペンションアームやスプリング、ダンパを通じて車体を動かすが、その伝達経路にあるジョイントのフリクション、ダンパやラバーブッシュ剛性は、振幅や周波数によって大きく変動することが知られている。また、エンジンを支持しているエンジンマウントブッシュの特性も乗心地やNVHに大きく影響する要素である。これらをモデル化しMBS設計ツールに紐込むことが

できれば、従来、開発初期にハンドリングを検討していた段階で、背反する乗心地や NVH 特性も検討することができ、背反性能が高いレベルで両立した設計案とすることができ、本章ではそのモデル化手法の概要について説明する。

3.1. タイヤの乗心地特性モデル

近年、燃費性能向上への要請から、タイヤは構造を薄肉化したり低損失コンパウンドを採用したりすることで転がり抵抗を下げ、ハンドリング性能や乗心地性能に関する特性も大きく変化している。この時代とともに変化するタイヤ特性を再現するタイヤモデルには RMOD-K や FTire などトレッドを分割して詳細化したモデル、タイヤ内部構造までモデル化した FEM タイヤモデルなどがある⁽³⁾⁻⁽⁶⁾。

ハンドリング性能検討のため、Honda は MBS をシャシ開発へ適用を始めた頃から、1987 年に発表された Magic Formula (MF)⁽⁷⁾ の理論を取入れ、タイヤ計測特性を内製ツールで MF モデル化したり、BIT (Braking In Turn) 等の横力と前後力が組み合わせられた非線形領域での性能を検討しながらタイヤモデルを改良してきた。

また、タイヤの横方向のたわみに起因する横力伝達の 1 次遅れ特性式 (1) にもいち早く着目し、車両運動性能やドライバー車両系への影響を理論的に把握し⁽⁸⁾⁻⁽¹⁰⁾、その特性をタイヤモデルに組み込んできた。

近年の車両開発では、サスペンション部材の配置やボデー骨格の通し方を決める初期段階に、ブッシュの非線形特性や周波数依存性やボデー剛性なども勘案し、乗心地性能との背反性検討も同時におこなう必要性が高まってきている^{(2), (11), (12)}。これに合わせて、タイヤモデルにもより高周波の振動課題を取り扱える機能拡張が必要になってきた。

$$\tilde{F}_{y0}(t) = \int_0^t F_{y0}(\tau) \frac{1}{T_i} e^{-\frac{t-\tau}{T_i}} d\tau : \text{Magic Formula with 1st order lag} \quad (1)$$

where

$$\begin{cases} T_i(\alpha | F_z) = \frac{\frac{\partial F_{y0}}{\partial \alpha_y} |_{\alpha_y=0}}{K_y V} : \text{Time constant} \\ F_{y0}(t) = D_y \sin \{ C_y \arctan \{ B_y \alpha_y - E_y [B_y \alpha_y - \arctan(B_y \alpha_y)] \} \} \end{cases}$$

車両が一般路面を走行する場合、50 Hz 程度までの周波数域、10 mm 程度までの入力での再現性に着目すると、弾性支持されたタイヤのトレッドリングが路面入力で振動励起される現象をモデル化した MF-Swift モデル⁽¹³⁾が、計算速度に優れハンドリング性能検討との親和性も高いため、我々は現在、この開発応用とモデル作成手法の標準化を進めている。前後力、横力、SAT などのコーナリング特性は、Fig. 3 に示すように計測特性をほぼ正確に再現できる精度を実現している。

乗心地特性については、Fig. 4 に示すようにトレッド面が低速で路面凹凸を包み込むように振舞うエンベロープ特性を良く再現できていることがわかる。

また、走行しているタイヤが路面のクリートを乗り越す時の過渡的なタイヤ力の再現特性も、振動のピークや周波数、収れん性などが良い近似を示している (Fig. 5)。

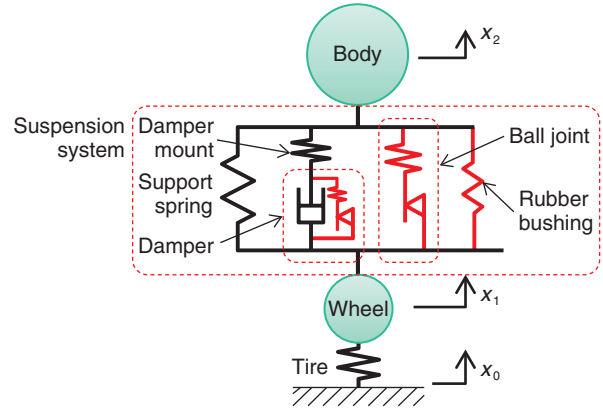


Fig. 2 Quarter-car model including hysteresis elements in suspension components

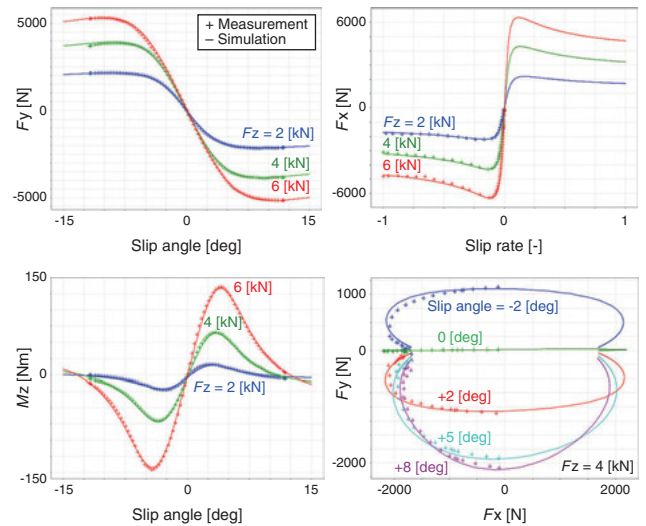


Fig. 3 Example of force and moment characteristics of tire 175/65R15, IP = 220 [kPa], measurement and its simulation with MF-Swift

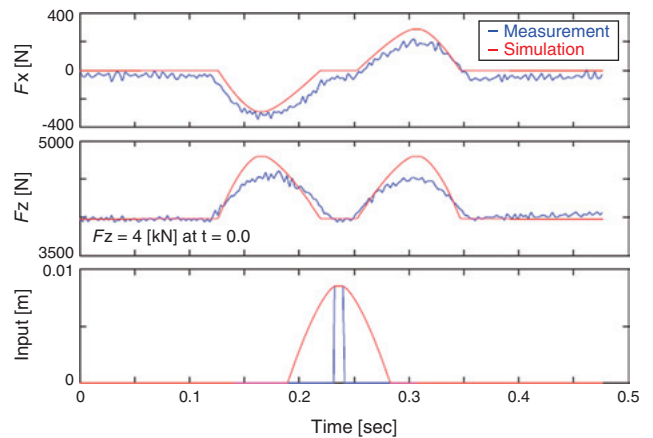


Fig. 4 Example of enveloping behavior of tire 175/65R15 with $F_z = 4$ [kN], $IP = 220$ [kPa], $V = 0.27$ [km/h], obstacle of 8.5×8.5 [mm], measurement and its simulation with MF-Swift

モデル作成のためのタイヤ計測は、大規模で専門的な設備を要するため、これまでは主にタイヤメーカーや外部機関に依頼して計測をおこなっていたが、試験設備や条件に影響されないタイヤ特性計測およびモデル化をおこなうため、新たにタイヤ試験機を開発して導入し、高精度な比較を可能としている⁽¹⁴⁾。MF-Swiftモデルを用いることで、乗心地現象を扱うために必須となるタイヤからの入力を精度良く推定することができ、ハンドリングと乗心地の机上での背反検討が可能となる。

3.2. サスペンションのフリクションモデル

振動現象を扱う場合、広範囲に影響を与える低周波から対策をおこなう。乗心地の低周波事象であるひょこひょこ、ぶるぶるの改善には、サスペンションがストロークする際に寄与するボールジョイントやダンパに含まれるフリクションを低減し、微振幅域におけるサス固有値上昇を抑制することが有効である⁽¹⁵⁾。

3.3. ダンパ発生力のモデル化

ダンパによるひょこひょこ感、ぶるぶる感の向上には減衰力の削減が有効であるが、一方でハンドリング性能を低下させるため、両立は容易でない。

しかし、乗心地に寄与する微低速の減衰力とハンドリング挙動の制振に必要な減衰力を個別に調整することができれば、両者のバランスを向上させる検討が可能となる。

そこで、Fig. 2に示すようにダンパ発生力をフリクションに起因する成分とオイルに起因する成分に分け、さらに、ダンパ内の非線形な直列ばね要素を考慮する。本モデルを用いることで、Fig. 6に示すように周波数と振幅に依存して変化するダンパ力を再現でき、ハンドリングおよび乗心地事象の周波数、振幅におけるダンパ特性を個別に設

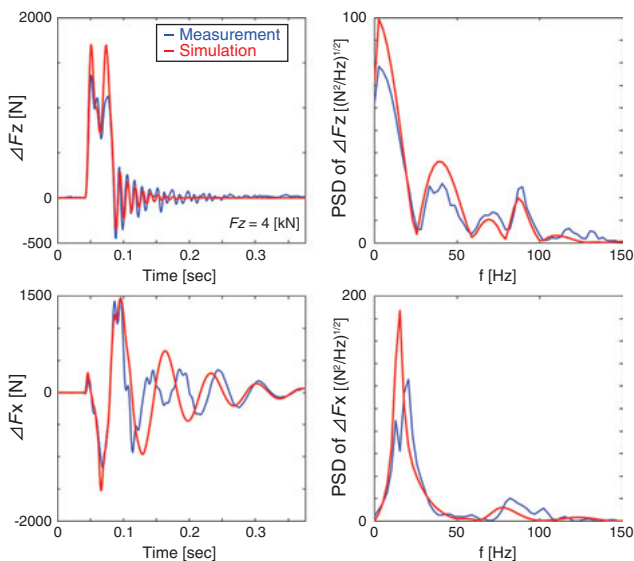


Fig. 5 Example of 2D (15 × 15 [mm]) 90 [deg] cleat response of tire 175/65R15 V = 20 [km/h]

計することが可能となる。

3.4. ラバースピッシュモデル

ラバースピッシュは、タイヤ、ダンパに次ぎ非線形性を多く含む構成要素である。特にダンパマウントラバー、コンプライアンススピッシュのばね特性はハンドリング特性に大きく寄与すると共に、これらの振幅依存性、周波数依存性は乗心地性能にも寄与する。

Fig. 7に適用したモデル⁽¹⁶⁾の概略図を示す。モデルは主にハンドリング性能の検討に用いられる変位依存ばね要素に、乗心地性能検討に用いられる振幅依存要素と周波数依存要素を加えた三つの非線形要素で構成されている。

本モデルはMBSに適用できるとともに、計算時間を要する時系列シミュレーションと共に動ばね特性を解析的に検討することができ性能検討を効率化することができる。

加振振幅 a における振幅依存要素の貯蔵ばね $K_{ad}'(a)$ と損失ばね $K_{ad}''(a)$ は、フリクション力 f_{ad} と直列ばね定数 k_{ad} を与えると次式のように求められる。

$$K_{ad}'(a) = \frac{f_{ad}}{a} \tanh \frac{a}{a_{ad}} \quad (2)$$

$$K_{ad}''(a) = \frac{4f_{ad}}{\pi a^2} \left(a - a_{ad} \tanh \frac{a}{a_{ad}} \right) \quad (3)$$

同様に、加振周波数 ω における周波数依存要素の貯蔵ばね $K_{fd}'(\omega)$ と損失ばね $K_{fd}''(\omega)$ は、粘性減衰係数 c_{fd} とばね定数 k_{fd} を与えることにより次式のように求められる。

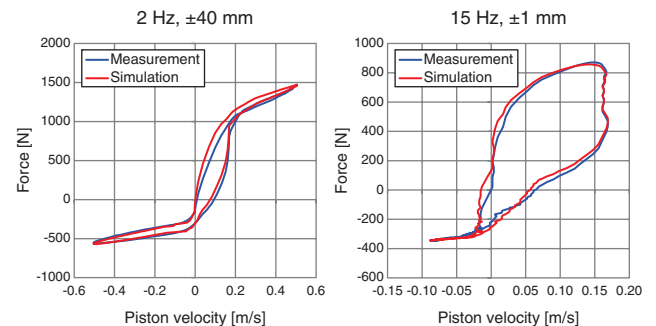


Fig. 6 Example of damper force characteristics with different input amplitude and frequency

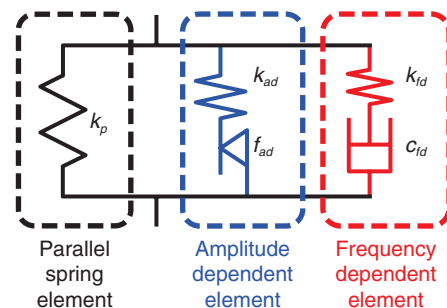


Fig. 7 Rubber bushing model for vehicle dynamics performance design

Table 1 Parameters for rubber bushing model

Static stiffness K	7500 N/mm
Dynamic multiplication d	1.24 (± 0.05 mm, 100 Hz)
Loss factor L_f	0.05 (± 0.5 mm, 15 Hz)
Freq. dependence ratio r_{fd}	690 N/mm/100 Hz

$$K_{fd}'(\omega) = \text{Re}[G(j\omega)] = \frac{\frac{c_{fd}^2}{k_{fd}} \omega^2}{\left(\frac{c_{fd}}{k_{fd}}\right)^2 \omega^2 + 1} \quad (4)$$

$$K_{fd}''(\omega) = \text{Im}[G(j\omega)] = \frac{c_{fd} \omega}{\left(\frac{c_{fd}}{k_{fd}}\right)^2 \omega^2 + 1} \quad (5)$$

部品の動的特性を表す最小限のパラメータ (Table 1) から式 (2) から式 (5) に与えるパラメータを算出⁽¹⁶⁾することで, Fig. 8 に示すようにラバースッシュの動ばね特性を再現し性能検討に反映することができる。

3.5. 液体封入式マウントモデル

最近のパワープラント懸架装置においては, 乗心地と静粛性の向上を目的に液体封入式マウントを使用することが一般的になっている。基本構造と作動原理を以下に説明する (Fig. 9)。本体ゴムの内側に液を入れダイヤフラムで閉じ, その中間に仕切り板を設けて二つの液室を形成し, その間にオリフィスを通す。これをシェイクオリフィスと呼び, 減衰特性は本体ゴムの形状とオリフィスの内径と長さにより決定することができる。本体ゴムが荷重により変形すると液がオリフィスを通過し, その際特定の周波数に液柱共振による減衰が発生する。一般にその周波数をパワー

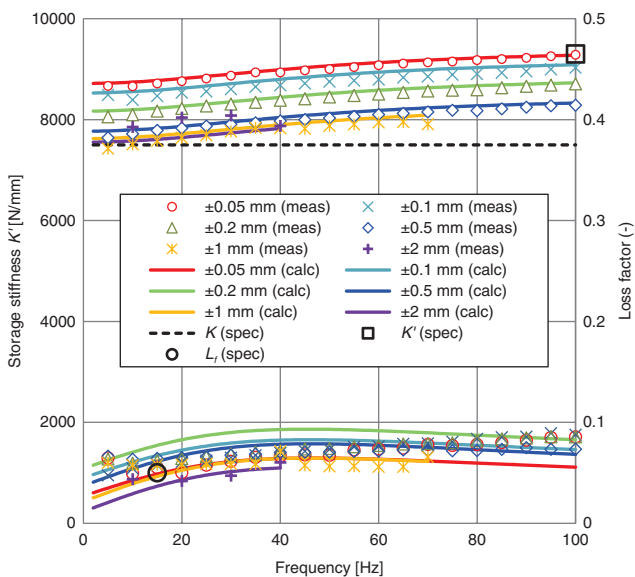


Fig. 8 Comparison between measurement and calculation results for dynamic stiffness of rubber bushing

プラントの共振周波数付近に合わせて用いる。

シェイクオリフィスの共振により減衰が発生するが, 同時に内圧上昇により微小振動入力 of 動ばね定数も大きくなり, そのままでは動特性の振幅依存性が増加する。その対策として, 一般的に本体ゴムに低動倍率の材料を用い, さらに可動板などの液圧吸収機構を設けることが多い。

このような特性を忠実にモデル化するため, Fig. 10 に示すような多自由度モデルの組み合わせにより実現象をシミュレーション上に再現させている。

ここで F_1 は本体ゴム静特性, F_2 は本体ゴム周波数依存特性, F_3 は液体封入による拡張弾性特性および振幅依存特性を表現するためにそれぞれ定義, モデル化され, その合算値がマウント変位 ($X - X_g$) に対する伝達力となる。

上記により, 液体封入式マウントの複雑な特性をシミュレーション上で再現することが可能となった (Fig. 11)。実稼働状態に近い非定常変位下でのシミュレーション予測精度向上が設計初期段階から図られ, 設計中期以降は変更が容易ではないエンジンマウントの位置やサイズを最適に設定することができる。

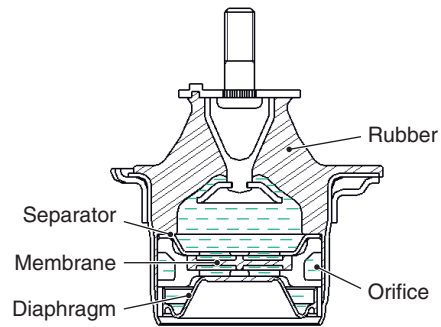


Fig. 9 Basic structure of hydraulic engine mount

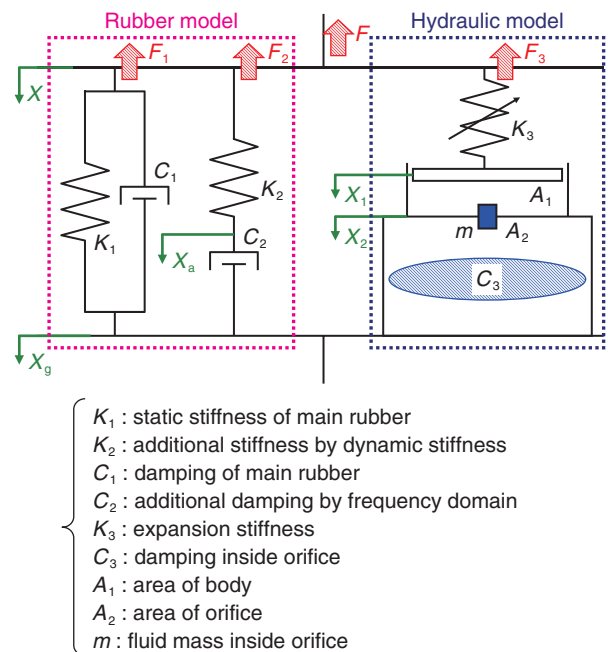


Fig. 10 Hydraulic engine mounting model for MBS

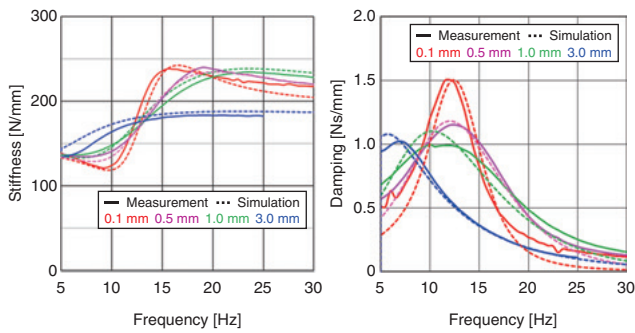


Fig. 11 Characteristics of hydraulic engine mounting model

4. 運動性能設計ツール

ハンドリングと乗心地を両立する車両運動性能の設計には前章で述べたモデル要素を考慮し MBS による検討が必要となる。

しかし、設計者が自ら検討に必要な詳細度のモデルを作成しシミュレーションを実行し、結果を解析することは容易でない。そこで、一連の作業を設計者が簡便におこなえるよう専用のソフトウェアを構築した。

Fig. 12 は設計者向けの MBS ツールにおいてブッシュの特性を定義する画面を示している。静ばね特性や動ばね特性などの部品仕様を定義すると、その特性はシミュレー

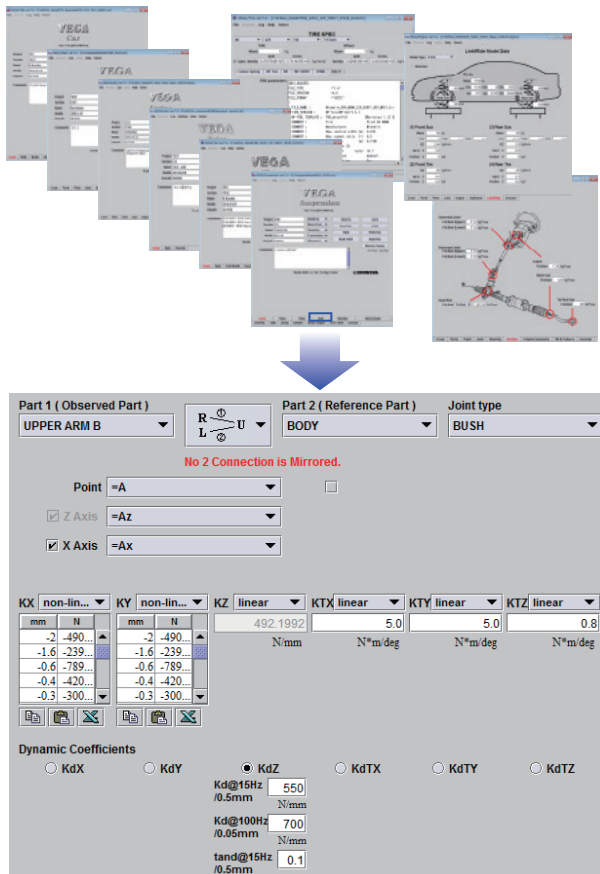


Fig. 12 Joint definition panel of MBS tool for designer

ションモデルに自動的に反映される。

また、Fig. 13 は加振試験をおこなう画面の一例である。設計者はサブシステムのアセンブリ条件や加振点、加振波形などの試験条件を入力するだけで、モデル定義と試験条件からシミュレーションモデル (Fig. 14) を自動生成し、シミュレーションを実行することができる。

解析実行画面には代表的な完成車試験やベンチテストを模擬したメニューが用意されており、設計者は必要なシミュレーションを実行し、ハンドリングと乗心地を両立させる部品仕様を検討することができる。

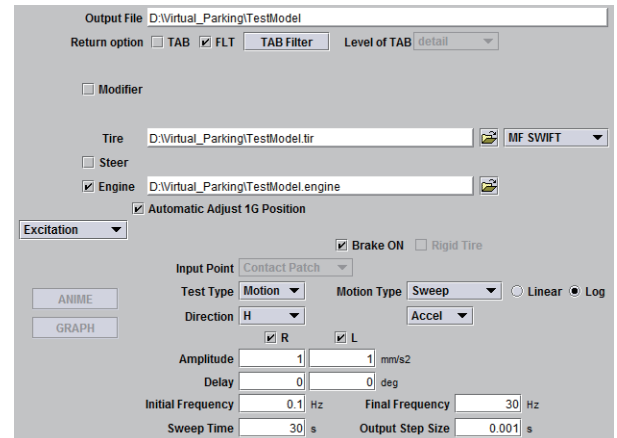


Fig. 13 Chassis excitation test panel in MBS tool

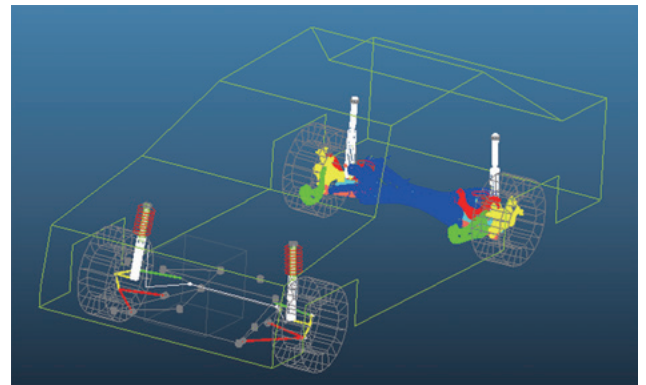


Fig. 14 MBS full vehicle model

5. 検討事例

5.1. ヨー・ロール位相遅れとフラットライド性能の両立

操舵に対する車両のヨーレイト、横加速度、ロール角の位相遅れは、操舵一体感に寄与する重要な特性である。操舵によりタイヤにコーナリングフォースが発生すると、まずヨー運動が励起され、横運動、ロール運動が続いて発生する。一連の運動の位相差が大きくなると、一体感、軽快感などのドライバフィードバックが損なわれる。

例えばヨー運動に対するロール位相遅れの適正化に着目

すると、開発初期においてはロールセンタ高などを適値に設計し、開発後期はロール剛性などを最適化することにより乗り味を熟成させることで達成される。しかし、ロールセンタ高には最低地上高などのレイアウト制約があり、サスペンションの springs によりロール剛性を調整するとふわふわ領域の乗心地性能に影響する。実際の開発ではこれらの背反性能を考慮し部品仕様を定める必要がある。

一例として、中型車においてヨー・ロール位相遅れと上下伝達特性を、フロントサスペンション諸元を設計変数として評価した結果を Fig. 15 に示す。

まず、スプリングレートについては、その増加により位相遅れは改善されるが、ばね上固有値の上昇により乗心地性能は低下することがわかる。次にスタビライザ剛性とロールセンタ高については乗心地性能をほとんど変えることなく位相遅れを改善できることがわかるが、実際には耐久性やレイアウト制約を考慮する必要がある。このように各部品特性の寄与を把握しながら、その組み合わせにより Fig. 15 に示す提案仕様を決定することができる。

また、サスペンションブッシュの動倍率など乗心地性能に寄与する他のパラメータも設計対象とすることが可能であり、幾何学特性から動ばね特性まで含め、その仕様をハンドリング性能と乗心地性能を評価しながら机上で検討することができる。

5.2. 乗心地とアイドル振動の両立

アイドル振動は、エンジンアイドル回転数に応じた周期的な起振力がエンジンロール軸廻りに発生し、エンジンマウントなどを介して車体に伝達される事象である。

したがって、起振力の周波数とエンジンマウント系剛体共振の固有値を離すことが基本指針となる。しかし、燃費性能の観点からアイドル低回転化が求められる中で、固有値を離すためにマウント剛性を下げるとプライマリ領域の乗心地性能が低下する。

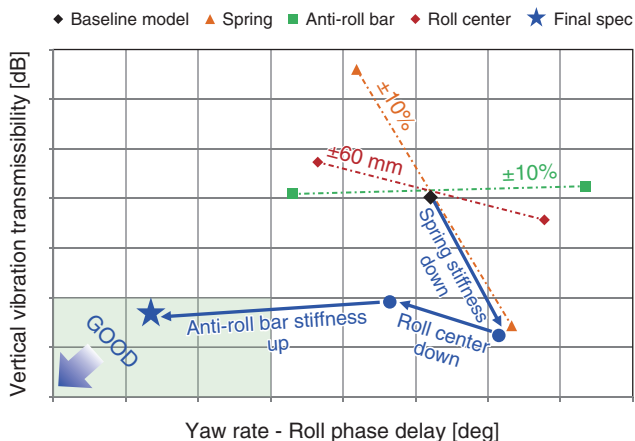


Fig. 15 Example of parameter study in which spring, anti-roll bar and roll center height are design parameters

このため、アイドル振動においてはエンジンマウント系の回転弾性主軸とエンジンの重心を近接させ、回転弾性主軸とトルクロール軸を一致させることで、振動レベルを低減させる方法がとられる。

また、路面からの上下入力に対する乗心地については、エンジンの上下モードとピッチモードを連成させるようにマウントの剛性配分と配置をおこなうことで、ばね上振動レベルを低減できることが知られている⁽¹⁷⁾。

小型車種のタイヤ接地面上下加振時のボデー上下伝達特性を評価した例を Fig. 16 に示す。実験とシミュレーションは、基準仕様とエンジンサイドマウントに Fig. 17 に示す特性の液封マウントを採用した仕様の二つについて実施し比較した。Fig. 17 において、 K_d は実ばねを表し、 K_i は虚ばねを表し、周波数に依存して変化するばね定数を振幅ごとにプロットしたものである。液封マウントの減衰ピークをパワープラント共振周波数付近に配置することにより、アイドル振動性能確保に必要な低ばねを達成しつつ、ボデー上下振動レベルを低減することができる。

このように、複数機能を検討可能な部品モデルを取り扱うことで、開発初期段階において完成車性能を精度良く予測し、また部品の採用する効果を定量的に判断することができる。

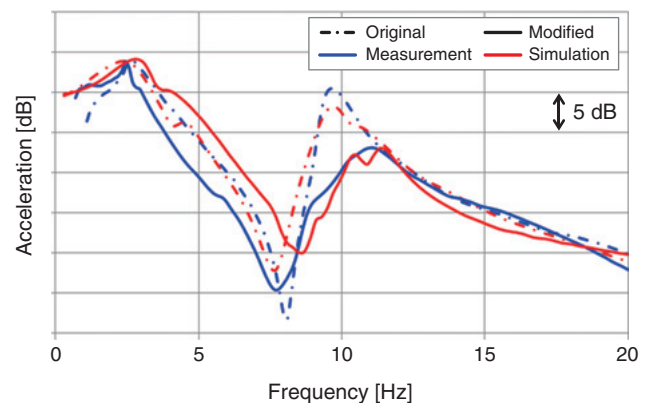


Fig. 16 Example of body vertical acceleration response in four-poster test

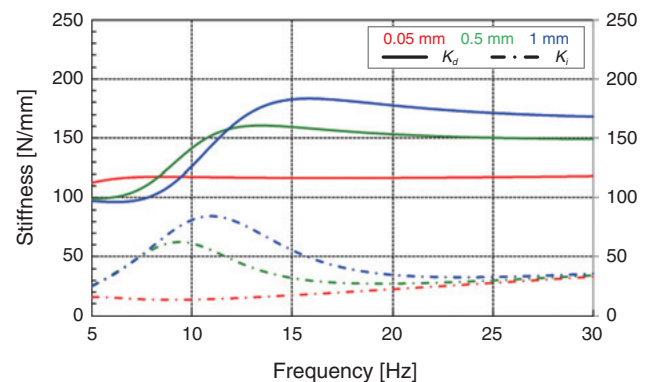


Fig. 17 Example of dynamic characteristics of hydromount bush model

5.3. ハーシュネス

ハーシュネスは路面の継ぎ目や橋のジョイント部などに生じる段差を通過した際に、過渡的な振動および音が車体に発生する事象であり、Fig. 18に示すようにサスペンション上下ストローク時のホイールセンタ軌跡後傾角 φ やダンパ傾斜角 θ 、サスペンションの前後剛性がこのハーシュネス性能に寄与することが知られている^{(18), (19)}。サスペンション設計においては、仮想アーム角やダンパ傾斜角の変更はドライバのヒールポイントや後席乗員のヒップポイントのレイアウト、低床化との両立、あるいは制駆動時の車体姿勢変化などを考慮しながらおこなわれる。サスペンション前後剛性については、ハンドリング性能に関連する要件と両立するため、コンプラブッシュの動倍率を下げる、もしくは減衰を上げることによりハーシュネス性能を確保する場合が多い。

一例として、中型車種のリヤサスペンションにおいて、実走行試験とシミュレーションの比較結果をFig. 19に示す。計算値と実測値は良好な一致が見られ、開発した計算モデルにより部品の動特性を考慮しながら設計案の妥当性

や性能の見通しを判断可能とした。

この検証されたシミュレーションモデルを基にダンパ傾斜角 θ と仮想アーム角 φ を設計変数としてボデー入力荷重との関係をシミュレーション検討した結果をFig. 20に示す。ボデー入力荷重の総和はホイールセンタ軌跡が後傾となるよう仮想アームを配置し、ダンパ傾斜角 θ が正になる前傾化するように配置させると低減できる。

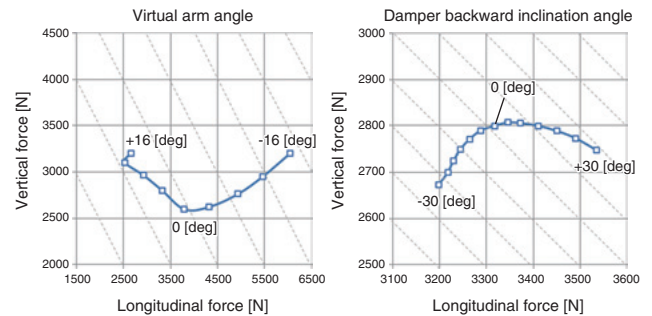


Fig. 20 Relationship between body input force, virtual arm angle, and damper inclination angle

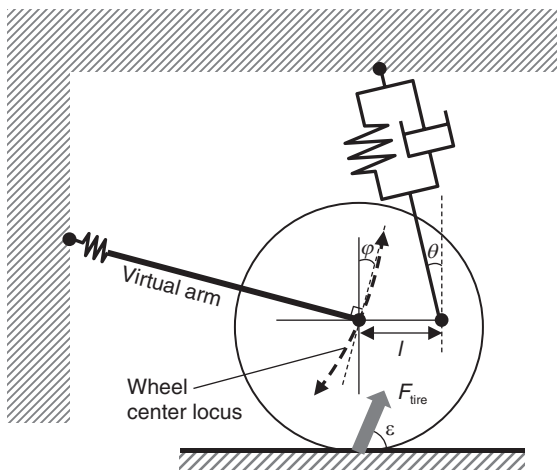


Fig. 18 Side view of conceptual suspension model with virtual arm and spring-damper

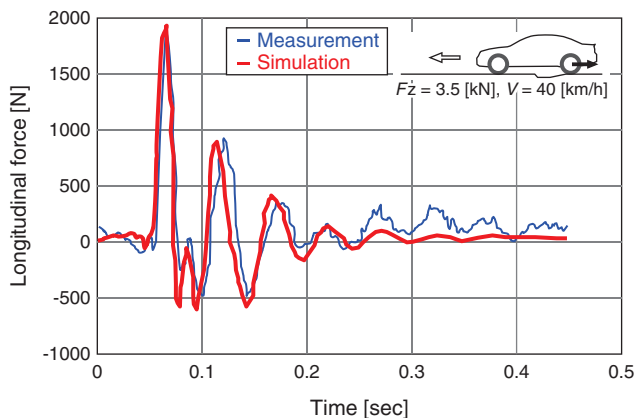


Fig. 19 Example of body longitudinal force (V=40 km/h)

6. まとめ

本稿では、ハンドリング性能と乗心地性能の両立検討をおこなうため、従来はハンドリング性能の検討に用いられていた設計ツールに乗心地向けのモデル要素を追加した。

- (1) 乗心地性能に寄与するブッシュ、ダンパ、タイヤモデルの諸元はハンドリング性能の検討にもそのまま適用することができ、背反する両性能を並行して検討することが可能となった。
- (2) 乗心地検討に必要なラバースプリング、サスペンションダンパ、エンジンマウントの特性検討を簡便におこなうことが可能である。
- (3) 構築したツールを用いた性能予測結果は実機との比較において十分な初期検討精度を有し、ハンドリング性能と乗心地性能を両立する仕様を部品仕様にまで詳細化して検討することができるようになった。

参考文献

- (1) 日本機械学会編:マルチボディダイナミクス(1)ー基礎理論ー, コロナ社, p. 305, (2006)
- (2) 塚越誠, 首藤拓也:部品の弾性変形を考慮したサスペンション特性解析, Honda R&D Technical Review, Vol. 15, No. 1, p. 195-202
- (3) 鈴木朋和, 日下馨:複数タイヤのデータ群から同定する「統計タイヤモデル」, Honda R&D Technical Review, Vol. 24, No. 1, p. 85-91

- (4) Kusaka, K., Nagayama, N.: A Statistical Tire Model Concept - Applications to Vehicle Development, SAE Technical Paper 2015-01-1578, (2015)
- (5) 日下馨, 長山信行: 統計タイヤモデル研究—Cp, Kz, DLR 推定への適用—, 自動車技術会シンポジウム No. 21-15, シンポジウムテキスト, p. 59-69, (2016)
- (6) Schmeitz, A.: Delft-Tyre Training - Basic MF-Swift Theory, Delft-Tyre Training Japan 2008
- (7) Pacejka, H.: Tire and Vehicle Dynamics, Third edition, Butterworth-Heinemann, p. 672, (2012)
- (8) Kusaka, K., Higuchi, M., Shibusawa, K., Muraoka, N., Tsukagoshi, M.: Transient tire model for handling analysis and predictio, Proc. of The Eighth International Pacific Conference on Automotive Engineering, (1995)
- (9) 日下馨, 樋口実, 渋谷宏一, 村岡尚彦, 塚越誠: ハンドリングの予測技術の研究—動特性を考慮した非線形タイヤモデルの開発, HONDA R&D Technical Review, Vol. 7, p. 87-97
- (10) Kusaka, K., Higuchi, M., Hirata, H.: Handling Analysis and Prediction During Cornering - The Analytical Prediction of Vehicle Cornering Maneuver with respect to Driver-Vehicle System Characteristics, Proc. of The Ninth International Pacific Conference on Automotive Engineering, (1997)
- (11) Nagahisa, M., Kusaka, K., Minakawa, M., Nirei, T.: The Influence of Body Flexibility on the Handling Characteristics, Proc. of The 10th International Pacific Conference on Automotive Engineering, (1999)
- (12) Kusaka, K., Nagahisa, M., Nishimura, T.: An Influence of Body Lateral Bending on Handling Characteristics, Proc. of The 11th International Pacific Conference on Automotive Engineering, (2001)
- (13) Besselink, I., Schmeitz, A., Pacejka, H.: An improved Magic Formula/Swift tyre model that can handle inflation pressure changes, Vehicle System Dynamics, Vol. 48, Supplement, p. 337-352, (2010)
- (14) 酒井智紀, 日下馨, 佐藤祐二: フラットベルト式サスペンションタイヤ試験機, Honda R&D Technical Review, Vol. 25, No. 2, p. 64-69
- (15) 中原淳, 皆川正明: 複数のばね付フリクションを用いた実車サスペンションフリクションのモデル化手法, 自動車技術会論文集 Vol. 33, No. 4, p. 127-131, (2002)
- (16) Nakahara, J., Yamazaki, K., Otaki, Y.: Rubber Bushing Model for Vehicle Dynamics Performance Development that Considers Amplitude and Frequency Dependency, SAE Int. J. Commer. Veh. 8(1), p. 117-125, (2015)
- (17) 柳瀬浩, 田村勉, 高林宏幸, 池畑澄人: 大衆車用エンジンマウントシステムの振動騒音低減技術, Honda R&D Technical Review, Vol. 17, No. 2, p. 90-95
- (18) 皆川正明, 中原淳, 二宮次郎, 織本幸弘: 路面からタイヤへの伝達力の指向性を利用した振動伝達低減手法—第2報: 路面入力実測による下過渡振動解析—, 自動車技術会学術講演会前刷集, No. 53-99, p. 5-8, (1999)
- (19) 神戸弘樹, 香村伸吾: 側面視サスペンション配置による前後振動低減, 自動車技術会学術講演会前刷集, No. 105-07, p. 1-6, (2007)

■著 者■



大滝雄介



日下馨



中原淳



久世正文