

MBD のための極低速走行操縦性シミュレーション技術

Technique for Simulating Vehicle Handling in Very Low Speed Range for Model Based Development

豊島 貴行*

Takayuki TOYOSHIMA

池田 直史*

Naofumi IKEDA

畔勝 良友*

Yoshitomo AZEKATSU

高野 広喜*

Hiroki TAKANO

小林 佳亮*

Yoshiaki KOBAYASHI

小 畠 勲*

Isao OBATA

要 旨

量産車の開発で活用している従来の性能設計用シミュレーションモデルをベースに、ステアリング系のモデルを新たに組み込むことで、極低速操縦性指標を開発初期に一括して計算できるシミュレーション技術を構築した。これにより指標ごとにシミュレーションモデルを個別に作成する必要がなくなり、性能設計の効率が向上した。また開発初期においてシミュレーションによる検討が容易でない性能指標であったステアリング戻りトルクについても、高速から極低速までシームレスに車速条件を変えて計算できるようになった。本技術は極低速走行操縦性と高速領域の操安性を両立する仕様の検討や、キングピン軸周りのトルク要因の分析などで、開発初期の性能設計に有効であり、2014 年モデル FIT から採用されている小型車用シャシプラットフォームの開発に適用した。

ABSTRACT

A conventional performance design simulation model, used in the development of mass production vehicles, was taken as the base to which a steering system model was newly added on to create a technique capable of simulating vehicle handling at very low speeds by performing a bulk calculation of those indices together during the initial stages of development. As a result, there is no longer a need to create separate simulation models for each index, and the efficiency of performance design has been enhanced. Formerly, the performance index of steering return torque could not readily be examined by means of simulation during the initial stages of development, but this can now be estimated seamlessly from high speeds to very low speeds by changing the vehicle speed condition. This technique is effective for performance design during the initial stages of development, including for investigation of specifications to achieve a balance between vehicle handling at the very low speed range and handling stability at the high speed range, for analysis of factors in torque around the king pin axis, and other such investigation. It has been applied to the development of chassis platforms for compact vehicles that were adopted, starting with the 2014 model year FIT.

1. はじめに

近年、モデルベース開発 (MBD) は、複雑化が進む自動車開発を効率化する有効な手法となっている^{(1), (2)}。V-Model による量産車の開発プロセスを Fig. 1 に示す。MBD は Fig. 1 の左下赤枠で囲まれた機能設計や性能設計の段階でシミュレーションを活用して仕様検討を進めるための開発手法である。

量産車の MBD では限られた時間の中でさまざまな特性値を計算するとともに、速やかに情報を共有できる環境を

構築することが重要である⁽³⁾。また、従来は計算や計測が容易ではなかった性能項目の検討要望に対応していくことも求められている。

これまで構築してきた高速域の運動性能項目であるラップタイムを予測計算するためのモデル⁽⁴⁾や、外乱に対するロバスト性能の項目である横風安定性を予測計算するモデル⁽⁵⁾なども、MBD の領域を広げるための取り組みの一環であった。近年は、さらに自動駐車機能や自動運転機能に対応した極低速走行における操縦性 (以下極低速走行操縦性) を検討する要望も高まっている。Fig. 2 に

*四輪 R&D センター

これまで構築してきた開発初期における車両運動シミュレーションの対象車速領域を示す。従来のシミュレーションは数十 km/h から数百 km/h の車速を対象としており、極低速走行時の検討に対応していなかった。これは従来の MBD 用シミュレーションが、計算効率向上のために走行状態の車両特性を線形化し、左右対称のモデルで近似していたためである。

しかし、ステアリングホイールを大きく切り込んで走行するような場面では、ステアリング系の非線形特性や左右非対称性の影響により、従来のモデルでは計算精度を高められないという課題があった。そのため、極低速走行時の非線形性や非対称性を考慮する車両運動特性は、フルビークルシミュレーションを使って検討していた。Fig. 3 はフルビークルシミュレーションモデルのイメージ図である。このモデルは個々の部品単位でモデル化するので、開発初期に限られた情報から作成するのは容易ではない。量産車の開発初期の MBD 用の計算モデルとしては相応しくなかった。

極低速走行時に限定した計算モデルの研究例はあるが⁽⁶⁾、MBD 用シミュレーションモデルの研究例はこれまであまりなかった。そこで、開発初期に入手できる情報のみ

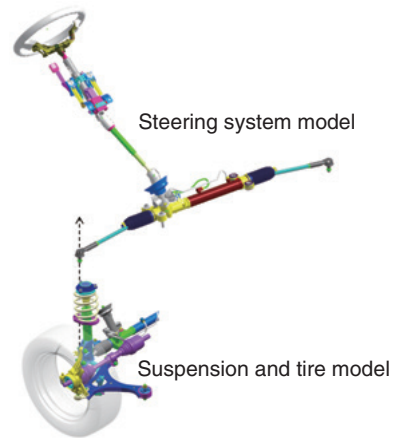


Fig. 3 Image of full vehicle simulation model

を使い、極低速から高速まで幅広い車速領域の運動性能を一括して計算できる、新たな MBD 用シミュレーションモデルを構築した。

2. ねらい

車速 10 km/h 以下の領域を極低速と規定し、極低速から高速走行までの運動性能を、同一環境下で検討できるシミュレーションモデルとして以下を目標とした。

- (1) 開発初期に入手可能な情報のみで計算できるシミュレーションモデルであること。
- (2) 極低速走行操縦性に関する特性値と、高速走行時の操安性の特性値を同時に計算できるモデルであること。
- (3) 量産車開発の中で運用できる精度と効率で計算結果を出力できるモデルであること。

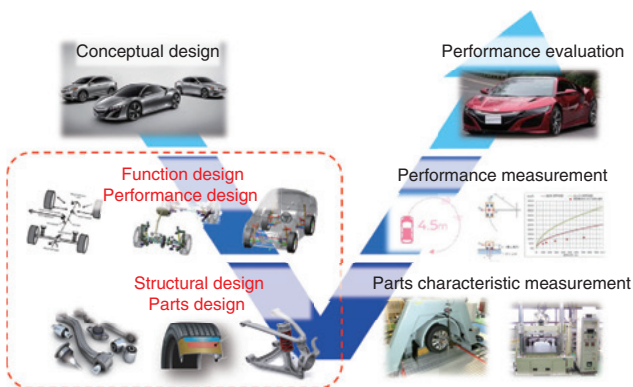


Fig. 1 Positioning of MBD in V-Model

3. 極低速走行時の車両運動特性

極低速走行操縦性については以前よりさまざまな角度から研究がおこなわれている⁽⁷⁾⁻⁽¹⁰⁾。極低速走行時の車両運動特性は、交差点での右左折、Uターン、駐車時の切り返し等の場面での操縦性と深く関わる。極低速走行操縦性の指標は、車両の小回り性とステアリングホイールに生じるトルク特性に分類される。前者の代表指標として最小旋回半径があり、後者の代表指標としてステアリング戻りトルクがある。この二つの指標を本研究の評価対象とした。

3.1. 最小旋回半径

最小旋回半径とはステアリングホイールを最大に切った状態で徐行したときにタイヤ接地中心が描く軌跡の半径と定義されている^{(11), (12)}。Fig. 4 に概要を示す。4 輪とも旋回軌跡の半径は異なるが、本稿では前軸外側のタイヤ

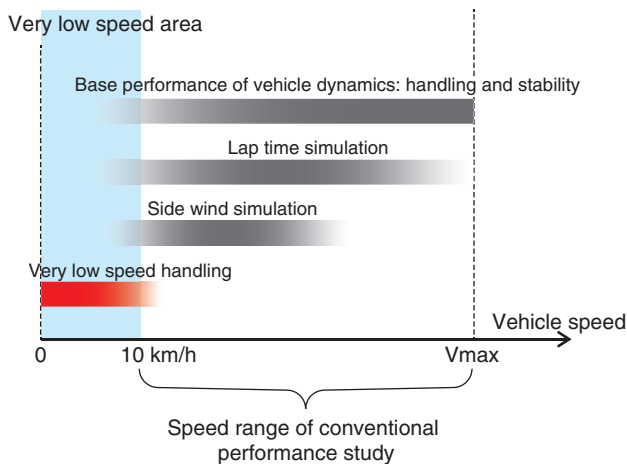


Fig. 2 Domain of performance design

接地中心が描く軌跡の半径Bを最小旋回半径として取り扱う。一定の操舵角で定常旋回する車両が徐々に車速を下げていくと、一般的にはFig. 5に示すように旋回半径も小さくなっていく。旋回半径は最大操舵角での旋回車速が0 km/h近傍で最小となり、本稿ではこれを最小旋回半径 R_{min} とする。

3.2. ステアリング戻りトルク

ステアリングホイールを切ったとき、直進状態の位置に戻そうとするトルクをステアリング戻りトルク(M_{Steer})と呼ぶ。Fig. 6に示す実線はステアリング切れ角(A_{Steer})に対する M_{Steer} を表す。ステアリングホイールを切り増す場合と、切り戻す場合とでは、フリクション(M^*)がそれぞれ逆向きに M_{Steer} に加わる。そのため A_{Steer} に対する M_{Steer} は、点線で示すような幅をもったS字のリサージュ図形となる。

Fig. 7に一般的なステアリング機構を簡略に示す。 M^* の要素を除けば、 M_{Steer} はラック左右からの入力合力(F_{Rack})に比例し、 A_{Steer} はラックのストローク量(S_{Rack})に比例するため式(1)の関係となる。

$$M_{Steer} / A_{Steer} = F_{Rack} / S_{Rack} \quad (1)$$

式(1)より $A_{Steer} - M_{Steer}$ 特性は $S_{Rack} - F_{Rack}$ 特性と相似

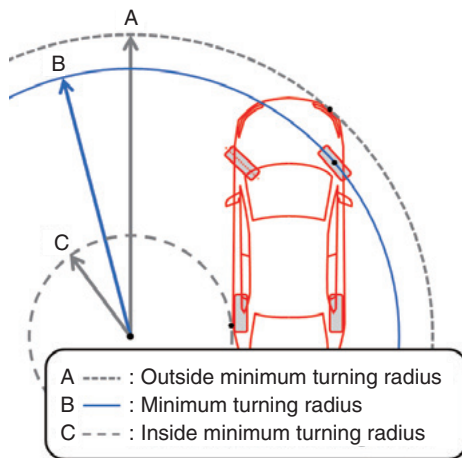


Fig. 4 Scheme of minimum turning radiuses

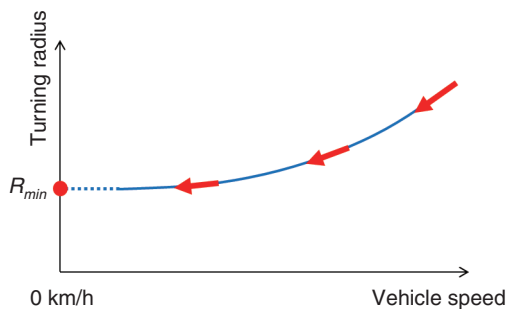


Fig. 5 Turning radius with respect to vehicle speed

形となる。そこで、本シミュレーションではこの原理に基づき A_{Steer} と M_{Steer} の関係を、 S_{Rack} と F_{Rack} の関係に置き換え $S_{Rack} - F_{Rack}$ 特性を計算することを目指した。

ところで、ステアリング戻り特性に関して、 S_{Rack} に対する F_{Rack} は単調に増加する方が感覚的に自然である。またモータ等によるアシスト制御を考慮した場合でも、単調に変化する方が、不特定点で極性が反転する変化より有利である。一方、直進状態への戻りやすさという観点からはステアリング戻り角センタは小さい方が望ましい。つまり S_{Rack} に対して F_{Rack} は単調増加し、 $F_{Rack} = 0$ となる S_{Rack} はできるだけ小さい方が良いとする知見もある⁽¹³⁾⁻⁽¹⁵⁾。

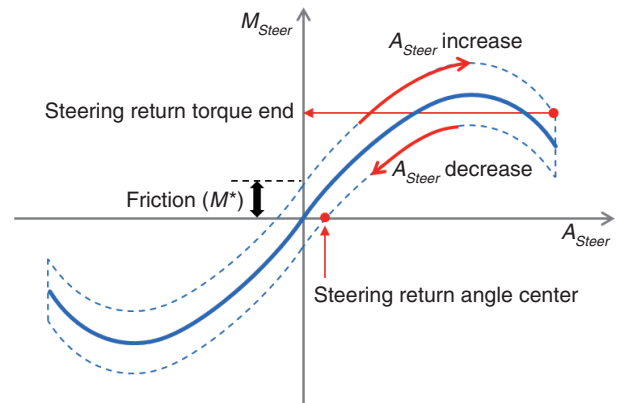


Fig. 6 Steering return torque (M_{Steer})

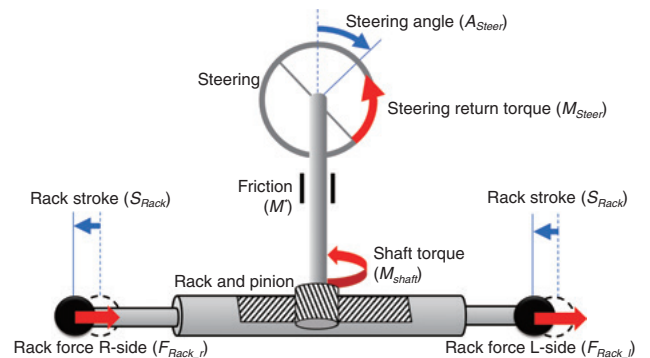


Fig. 7 Steering system

4. 達成手段

4.1. 計算モデルの概要

従来のシミュレーションモデルに加味した要素をFig. 8に示す。十分な精度の R_{min} を得るためアッカermanジオメトリを構成するサスペンションとステアリング系の基本要素をモデル化し組み込んだ。アッカermanジオメトリの概念を組み込むことで、左右の操舵角(δ)変化やタイヤの横滑り角(θ)変化に差が生じる。 δ 変化や θ 変化の差も考

慮し、タイヤ横力 (F_y) とドラッグ (F_d) の関係式を輪ごとに定める。操舵輪の F_y は左右それぞれのキングピン軸周りトルク ($M_{K/P}$) に変換され、 $M_{K/P}$ はアッカーマンジオメトリを構成する基本要素を介して左右別々に伝わり F_{Rack} となる。 $M_{K/P}$ に対する F_{Rack} の比をここではリンク効率と呼ぶ。

リンク効率を規定できれば $M_{K/P}$ から F_{Rack} を求めたり、 δ から S_{Rack} を求めることもできる。このようにして R_{min} や $S_{Rack} - F_{Rack}$ 特性の計算を他の車速域の性能指標と同時計算することが可能となる。

以上より、達成手段として従来のモデルに加える基本概念は以下の三項目に分類できる。

- (1) アッカーマン率を考慮した4輪ごとの F_y の計算
- (2) 左右独立した $M_{K/P}$ の計算
- (3) リンク効率を考慮した S_{Rack} , F_{Rack} の計算

4.2. 4輪の接地面に生じる力

極低速走行で旋回中に操舵角が大きくなると、左右輪で向きが異なる F_y が発生する。それにともない F_d が発生し一定車速で走行するためには F_d と釣り合う駆動力も必要となる。極低速走行時ではこれらの力を無視できない。そこでタイヤの接地面に発生する力を以下の三つに分類してモデルに組み込んだ。

- (A) 旋回中心方向に生じる横力
- (B) 車両を減速させる抵抗力
- (C) 車両を加速させる駆動力

4.3. 4輪の接地面に生じる力

極低速走行で旋回中に操舵角が大きくなると、アッカーマンジオメトリのとりかたにより左右輪でタイヤの横滑り角の向きが異なる。そのため F_y が対向方向に発生し、それにともない F_d もそれぞれのタイヤに発生する。したがって

一定車速で走行するためには F_d と釣り合う駆動力も必要となる。極低速走行時にはこれらの力を無視できない。そこでタイヤの接地面に発生するこれらすべての力を以下の三つに分類してモデルに組み込んだ。

- (A) 旋回中心方向に生じる横力
- (B) 車両を減速させる抵抗力
- (C) 車両を加速させる駆動力

横向き加速度を無視できるほどの極低速状態であれば、車両全体に発生する (A) の合力は 0 N としてよい。しかし横向き加速度を無視できない速さで旋回した場合、(A) の力と同時に横滑り角に応じて各車輪には (B) の力も発生する。このとき等速で旋回を続けるためには (B) の力とつりあう (C) の力が必要となる。

ここで、(B) の力について、 W を車両全体の仕事率、 W_i を各輪の仕事率、 $F_{d,i}$ を各輪の座標上で定義される抵抗力、 R_i を各輪の旋回半径、 r を車両重心点の角速度とすると、式 (2) に示すように、 W は W_i の総和より求まる。

$$\begin{aligned}
 W &= W_{fl} + W_{fr} + W_{rl} + W_{rr} \\
 &= F_{d,fl} R_{fl} r + F_{d,fr} R_{fr} r + F_{d,rl} R_{rl} r + F_{d,rr} R_{rr} r \quad (2) \\
 &= (F_{d,fl} R_{fl} + F_{d,fr} R_{fr} + F_{d,rl} R_{rl} + F_{d,rr} R_{rr}) r
 \end{aligned}$$

また F_d は θ に応じて

$$F_{d,i} = F_{y,i} \sin(\delta_i - \theta_g + \theta_i) + F_{x,i} \cos(\delta_i - \theta_g + \theta_i) \quad (3)$$

の関係となる。 $F_{x,i}$ は各タイヤ接地面の前後力、 $F_{y,i}$ は各タイヤ接地面の横力、 δ_i は各輪の操舵角、 θ_g は車両重心点の横滑り角とすると、各タイヤのスリップ角 θ は

$$\theta_i = \theta_g + l_i r + d_i r \quad (4)$$

の関係となる。 (d_i, l_i) は重心点に対する各輪の位置ベクトルである。 R_{min} は左旋回であれば R_{fl} の最小値に相当し、右

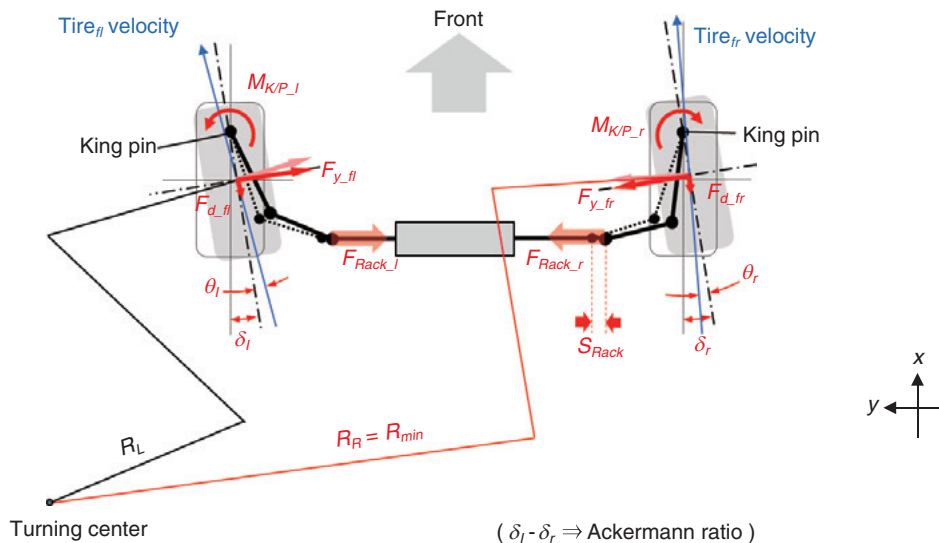


Fig. 8 Outline of model for calculating very low speed driving

旋回であれば R_{fl} の最小値に相当する。式 (2) - 式 (4) の関係式は後に R_{min} を求めるための条件となる。

また横向き加速度の影響を無視できない場合には、車面に生じるロール運動が生じてタイヤの接地面の状態が変化する。また内輪から外輪へ移動する荷重の影響もタイヤの接地状態を変えるので、それらの接地面に生じる力に対する影響を考慮する必要がある。内輪から外輪へ移動する荷重の影響により接地面に生じる力が変化する。移動した荷重 (F_z) の変化に対する F_x および F_y の変化を式 (3) に組み込み計算する。

4.4. キングピン軸周りのトルク

上述のような考え方から接地面に生じる力が求められ、その力によってキングピン軸周りのトルク ($M_{K/P}$) に変換される。 F_{Rack} は前側左右輪の $M_{K/P}$ より発生する。そこで $M_{K/P}$ の要因を以下の四つに分類する。

- (a) タイヤに生じるセルフアライニングトルクをキングピン軸周りに変換したもの。
- (b) タイヤに生じる横力をキングピン軸周りに変換したもの。
- (c) タイヤ接地点に働く上下力をキングピン軸まわりのトルクに変換したもの。
- (d) スタビライザ等のばね要素が操舵時にばね反力として発生した力をキングピン軸まわりのトルクに変換したもの。

(a) および (b) は、タイヤ接地面に生じる横力とニューマチックトレール分およびキャストトレール分のアーム長よりトルクに置き換えることができる。ニューマチックトレール分およびキャストトレール分のトルクをそれぞれ M_{K/P_1} , M_{K/P_2} とすると

$$\begin{aligned} M_{K/P_1} &= \Delta F_y \zeta_{pn} \cos \theta_{ch} \\ M_{K/P_2} &= \Delta F_y \zeta_{ct} \cos \theta_{ch} \end{aligned} \quad (5)$$

となる。ここで ζ_{pn} はニューマチックトレール、 ζ_{ct} はキャストトレール、 $\angle F_y$ は旋回中に生じる横力、 θ_{ch} はキャスト角である。 ζ_{pn} と $\angle F_y$ は主にタイヤ単体の特性により決まり、 ζ_{ct} と θ_{ch} は主にサスペンションとステアリング系のリンク機構により決まる値である。 M_{K/P_1} , M_{K/P_2} の概要を Fig. 9 に示す。

(c) に関して、地面からの垂直抗力によるキングピン軸周りのトルク (M_{K/P_0}) は式 (6) で求められる。

$$M_{K/P_0} = F_z \zeta_z \sin \theta_z \quad (6)$$

F_z は接地荷重、 ζ_z は接地中心の法線とキングピン軸との距離、 θ_z は接地中心の法線とキングピン軸のなす角である。従って旋回中の接地荷重変化を $\angle F_z$ とすれば、(c) によるキングピン軸周りのトルク (M_{K/P_3}) は式 (7) となる。Fig. 10 に M_{K/P_3} の概要を示す。

$$M_{K/P_3} = (F_z + \Delta F_z) \zeta_z \sin \theta_z \quad (7)$$

(d) は、キングピン軸まわりに回転する要素とばね要素が結合され、かつ結合点に生じるばね要素のたわみ反力ベクトルとキングピンが交差しない場合、ばね要素のたわみ反力ベクトルとキングピン軸との距離をアーム長として生じるトルクである。このトルクを M_{K/P_4} とすると

$$M_{K/P_4} = \Delta F_s \zeta_s \sin \theta_s \quad (8)$$

となる。 $\angle F_s$ は旋回中に生じるサスペンションストロークの変化などにより生じるばね要素の反力、 ζ_s はばね反力のベクトルとキングピン軸との距離、 θ_s はばね反力ベクトルとキングピン軸のなす角を示す。Fig. 11 は M_{K/P_4} の概要を示したものである。

Fig. 12 に、 S_{Rack} に対する $M_{K/P}$ の変化を示す。これらのキングピン軸周りのトルクの合計が $M_{K/P}$ となる。

$$M_{K/P} = M_{K/P_1} + M_{K/P_2} + M_{K/P_3} + M_{K/P_4} \quad (9)$$

$M_{K/P}$ がリンク機構を介して F_{Rack} となる。

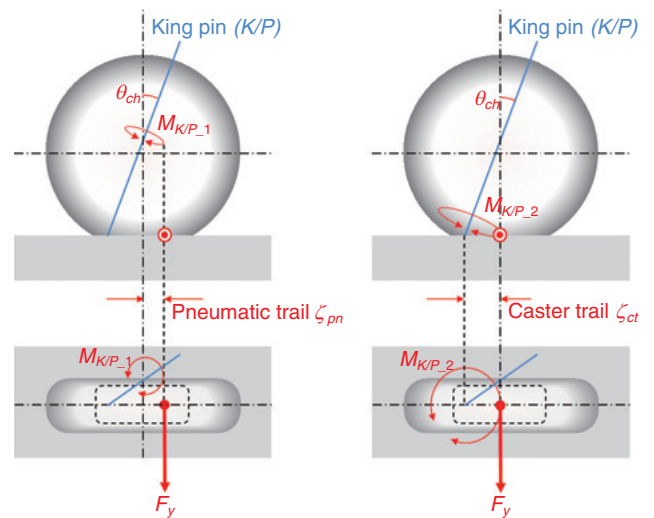


Fig. 9 Torque around king pin due to F_y

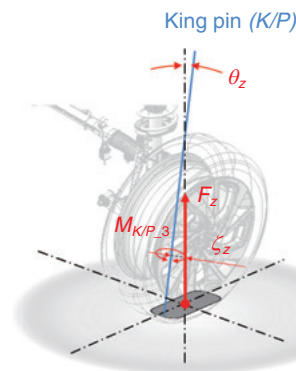


Fig. 10 Torque around king pin due to F_z

4.5. リンク効率

Fig. 13 はステアリング系モデルを模式的に表現したものである。 M_{KIP} はステアリング系のリンク機構を介してラックに伝わる。タイロッドリンクの結合角の変化により伝達する力の割合が変わる。このときリンクの軸力 (F_{TR})、 F_{Rack} および M_{KIP} の関係は式 (10) となる。

$$\begin{aligned} F_{TR} &= M_{KIP} / (L_1 \cos \theta_a) \\ F_{Rack} &= F_{TR} \cos \theta_b \\ &= M_{KIP} \cos \theta_b / (L_1 \cos \theta_a) \end{aligned} \quad (10)$$

θ_a , θ_b は Fig. 13 においてリンクが結合している部位の結合角, L_1 はナックルアームの長さである, $\cos \theta_b / (L_1 \cos \theta_a)$ がリンク効率で M_{KIP} と F_{Rack} の関係を決める係数である. リンク効率は S_{Rack} に対して内外輪で異なる変化を示す.

以上, 述べてきたように, 各タイヤの接地面に生じる力の計算, $M_{K/P}$ を要因ごとに計算, およびリンク効率の計算の概念をモデルを組み込むことができた. これらの概念をモデルに組み込むことで, Fig. 12 の結果と式 (10) の関係から $S_{Rack} - F_{Rack}$ 特性を描くことが可能となる. その結果開発初期に入手できる情報のみから, 高速域から極低速域

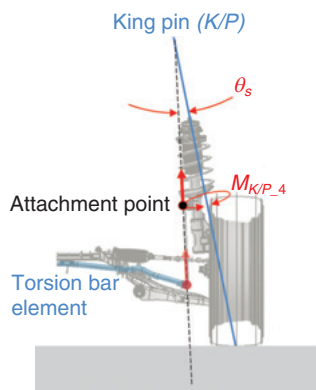


Fig. 11 Torque around king pin due to ΔF_s

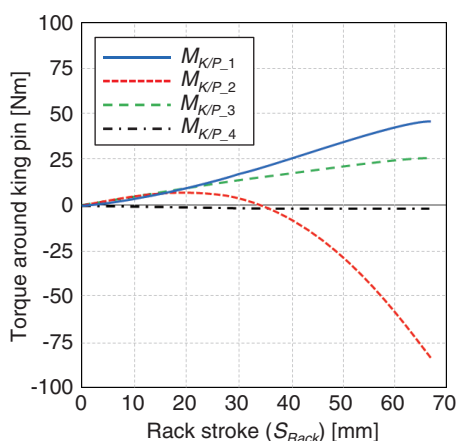


Fig. 12 Torque around king pin

までの $S_{Rack} - F_{Rack}$ 特性を検討することが可能となった.

4.6. 最小旋回半径の計算

リンク効率を計算するため構築したステアリング系モデルは、左右輪の操舵角変化を個別に求めることができるため、アッカーマン率も同時に計算することができる。アッカーマン率と S_{Rack} の最大値、および式(2)-式(4)の関係から収束計算により各輪の旋回半径を求め、外側前輪の旋回半径を R_{min} と定めた。

4.7. 計算結果

Fig. 14は旋回半径の計算結果と最小旋回半径の計測値を比較したものである。計測値に幅があるのは計測誤差を含むことによる。計算結果は十分な精度を有しており、車速 2 km/h から 10 km/h 近傍までの旋回半径の変化を同時に計算できることが確認できた。

Fig. 15 に S_{Rack} に対するリンク効率の変化を示す. フルピークルモデルの計算結果と比較し, 内外輪で異なる特性を良好に再現できていることが確認できた.

Fig. 16 に, $S_{Rack} - F_{Rack}$ 特性の計算結果を示す. フルビークルモデルの計算結果と比較し, F_{Rack} のピーク値, F_{Rack}

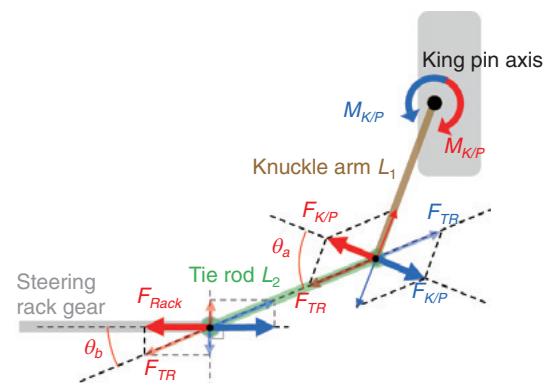


Fig. 13 Diagram of steering system model

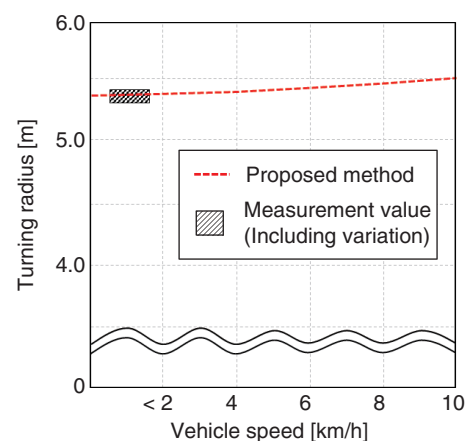


Fig. 14 Comparison of minimum turning radius

ピーク時の S_{Rack} 値, 最大 S_{Rack} 近傍の F_{Rack} 値の変化など検討に必要な特徴をおおむね再現できていることが確認できた。

Fig. 17 の (a) に極低速走行操縦性の指標の計算結果を, (b) に同時に計算した車速 120 km/h で走行中の車両運動特性の指標を示す。凡例は異なる仕様を計算した結果を示している。Fig. 17 より極低速走行時と高速走行時の性能を比較しながら仕様検討を進められることが確認できた。

5. 適用事例

Fig. 18 に実際に M_{Steer} に対する要因を分析し, シャン要素の対策案を机上で検討を進めた例を示す。この例は M_{KIP} の内訳を示しており, シャン要素各部の仕様変更がどの程度 M_{Steer} に影響するかを読み取ることができる。この分析結果により, 効率よくシャン要素の仕様検討が進められるようになった。また F_{Rack} 特性の計算結果は, シャン要素の仕様検討だけでなく, ステアリングトルクをアシストする制御モータの仕様検討にも活用が期待できる。このような

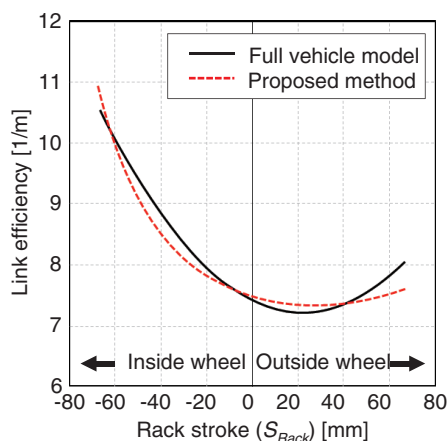


Fig. 15 Comparison of link efficiency

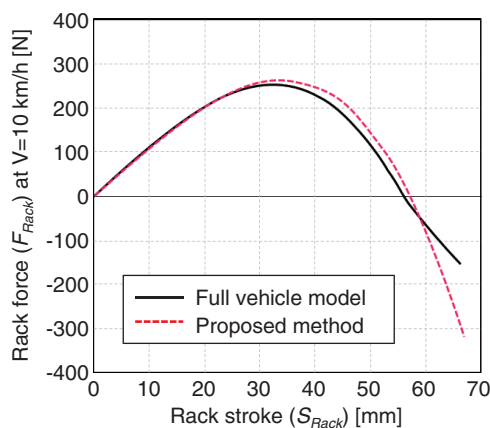
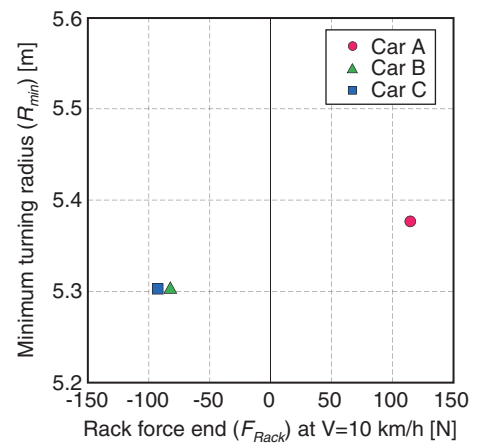
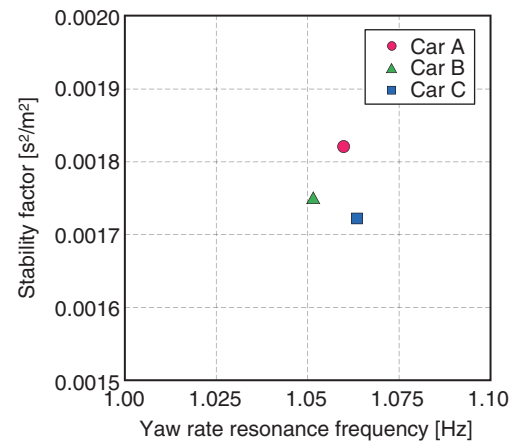


Fig. 16 Comparison of axial force of rack



(a) Very low speed range



(b) High speed range

Fig. 17 Performance design including very low speed area

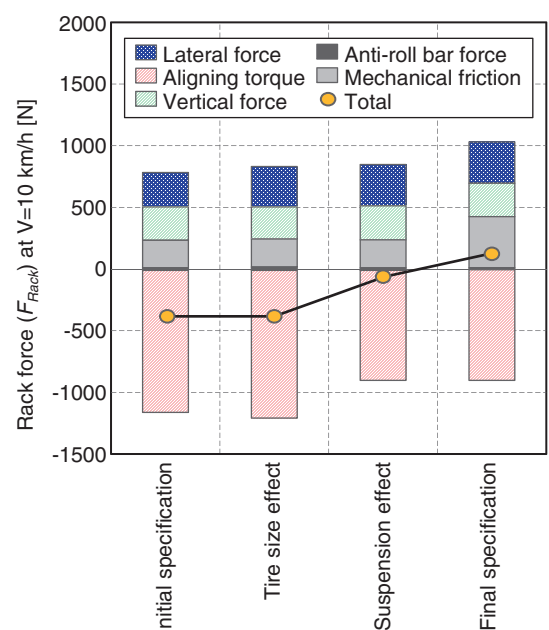


Fig. 18 Factor analysis calculation result

検討によりシャシ仕様に対して早期に見通しを得ることができるようになった。本技術は2014年モデルFITから採用されているコンパクト車用シャシプラットフォームの性能設計に適用した。

6. まとめ

量産車の開発で活用している性能設計用のシミュレーションモデルをベースにして、従来は複数のモデルを作成して計算していた極低速領域の操縦性指標を、一括して計算できるシミュレーション技術を構築した。以下に構築した技術内容をまとめる。

- (1) 従来のモデルに極低速走行操縦性の検討ができる要素を組みこみ、高速から極低速走行時までシームレスに計算できるモデルを構築した。
- (2) 極低速操縦性に対するシャシ要素の寄与分析を、その他の車速域の性能に対する仕様検討と、同時に進められる事を確認した。
- (3) 本シミュレーションモデルを、実際の量産車開発で適用し、本技術の有用性を確認した。

参考文献

- (1) 藤川智士: マツダの目指すモデルベース開発, マツダ技報, No.31, p.45-47, (2013)
- (2) 大富浩一, 羽藤武宏: 1DCAEによるものづくりの革新, 東芝レビュー, Vol.67, No.7, p.7-10, (2012)
- (3) 豊島貴行, 松澤俊明, 遠藤喜章, 伊藤憲悟, 高野広喜, 牛村智也: 量産車のMBDにおけるシャシ性能設計技術の構築, Honda R&D Technical Review, Vol.29, No.1, p.49-58
- (4) 豊島貴行, 松澤俊明, 牛村智也: 量産車開発の性能設計におけるラップタイムシミュレーション技術, Honda R&D Technical Review, Vol. 29, No. 2, p. 118-126
- (5) 豊島貴行, 畔勝良友, 池田直史: 量産車のモデルベース開発における横風安定性評価シミュレーション技術, Honda R&D Technical Review, Vol. 30, No. 1, p. 61-68
- (6) Cho Y. G.: 低速で最大舵取ハンドル角をもつ自動車ステアリングの復元性, Int J Automot Technol, Vol.10, No.4, p.431-439, (2009)
- (7) Matschinsky, W.: Road Vehicle Suspensions, Professional Engineering Publishing, p.195-242, (2000)
- (8) 篠遠誠司, 宮永俊作, 篠塚剛, 花村良文: 評価技術 設計初期段階におけるサスペンションジオメトリにかかわる諸性能の評価, いすゞ技報, No.101, p.56-61,

(1999)

- (9) 藤岡健彦, 鎌田実, 中村秀一, 津川宏之, 山本真規, 武田信之: 自動車プロジェクト開発工学—環境, ITS, 運動性能, 物流—, 技報堂出版, 226p., (2001)
- (10) 田中忠夫, 宇木秀憲, 大崎正喜: 操だ特性に関する一考察, 自動車技術, Vol.47, No.12, p.44-47, (1993)
- (11) 自動車技術用語辞典, p.394, (1997)
- (12) 自動車技術ハンドブック 設計編, 8章, p.527
- (13) 出先洋一, 久保田緑, 鷲頭正一, 大下宰一郎: 極低速大転舵時のステアリング系の復元力, 自動車技術, Vol. 36, No. 3, p.310-312, (1982)
- (14) 仲村巖, 井川一夫: 微低速時の操だ力の解析, 自動車技術会論文集, No. 19, p.53-58, (1979)
- (15) 武居康仁, 西村秀和, 田島洋: サスペンションとステアリングのジオメトリを考慮した四輪車の三次元運動解析: Dyn Des Conf, Vol.2006, ROMBUNNO.207, (2006)

■著 者■



豊島 貴行



畔勝 良友



小林 佳亮



池田 直史



高野 広喜



小島 勲