

MBD 性能設計のための トルクステアシミュレーション技術

Torque Steer Simulation Technology for Performance Design in Model Based Development

池田 直史¹
Naofumi IKEDA

豊島 貴行¹
Takayuki TOYOSHIMA

要 旨

MBD 性能設計において、発進時のトルクステアを検討できるデファレンシャルギヤモデルを考案した。定数として扱われていた駆動トルクの左右分配比に、ドライブシャフトの左右不均等なねじり剛性により生じる回転数の左右差を考慮する要素を追加することで、過渡的な左右トルク分配比を再現できるモデルに拡張した。提案手法では、トルクステア発生メカニズムの本質を簡易なモデルで表すことにより、従来は機構モデルによる詳細なモデル化を必要とした過渡的な駆動トルクの左右差の寄与が、MBD 性能設計において検討できるようになった。その結果、開発初期の性能設計において、対策手法を定量的かつ効率的に検討できるようになった。提案手法を 2016 年モデルの量産車開発に適用し、その有用性を確認した。

ABSTRACT

A differential gear model was devised that can be used to examine torque steer when the vehicle is launching from standstill in MBD performance design. The model was expanded to enable reproduction of the transient left-right torque bias ratio, which was previously treated as a constant, by adding an element that takes into account the left-right difference in rotational speed derived from uneven torsional stiffness of driveshaft. Conventional methods needed a complex model using a multibody dynamics model. The proposed method uses a simple essential model to express the torque steer mechanism. This enabled analysis of the contribution due to the difference in transient drive torque in MBD performance design. As a result, countermeasure methods could be quantitatively and efficiently examined in performance design in the initial stages of development. The proposed method was applied to development of 2016 model year mass-production vehicles, and its usefulness was confirmed.

1. まえがき

近年、環境に配慮した車社会へ向けて自動車には、走る・曲がる・止まるの基本性能に加えて、環境性能などより多くの性能が求められ、これらの要望に応えるための機構や構造はより複雑になっている。また、自動車開発では、開発期間の短縮とコストの削減も求められる。そのため、開発を効率よく進めるための手段としてモデルベース開発（以下 MBD）の重要性は、ますます高まっている⁽¹⁾。Fig. 1 は、量産車の開発プロセスを V-Model で表したものである。赤枠で示す MBD の対象領域では、自動車の各コンポーネントの要素をシミュレーションモデルに組み込むことで

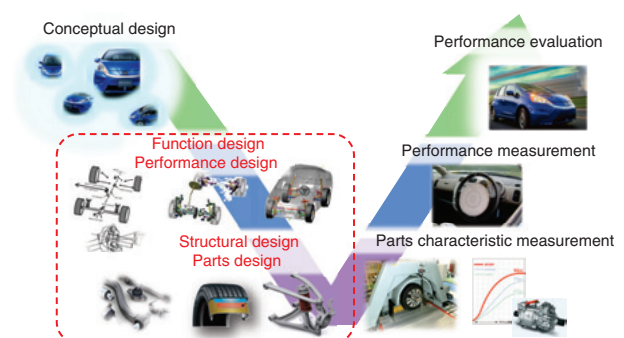


Fig. 1 Positioning of MBD in V-Model process

¹ 四輪 R&D センター

検討項目を拡張することができる⁽²⁾⁻⁽⁴⁾。

環境性能向上の手段として、パワーユニットに小排気量ターボエンジン（以下、小型T/C）や、EVに代表される電動モータを搭載する車両の普及が進んでいる。Fig. 2は、これらパワーユニットのトルク性能の一例を示している。小型T/Cは、過給効果により従来の自然吸気エンジンと比較して、低回転から大きなトルクを発生することができる特徴を持つ。また、電動モータは内燃機関と比較して、低回転からさらに大きなトルクを発生することができる。

前輪駆動車では、発進時の大きな駆動トルクによりドライバの意図しない方向にステアリングホイールがとられ、車両が曲がろうとする場合がある。この現象はトルクステアと呼ばれ、一般にドライバの不安要素となる。このトルクステアの低減には、左右のドライブシャフト等長化、ねじり剛性差やドライブシャフトとホイール回転軸との結合部の角度の左右差の低減、そして、キングピンセンタオフセットの短縮などの手法が一般的である^{(5), (6)}。そのほか、大トルクエンジンを搭載する一部の車両では、キングピンセンタオフセットを短縮する機構をサスペンションに追加する場合もある^{(7), (8)}。

小型T/Cへの置換や電動モータの搭載は、燃費性能の向上に加え発進性能も向上するため、ますます増加する傾向にある。そのため、トルクステアを課題とする車種の増加が予測される。開発効率の向上のためには、初期段階でトルクステアの影響を予測し、対策が立案できるシミュレーション技術の構築が必要となる。

トルクステア特性の予測には、Fig. 3のような機構モデルを用いたフルビークルモデル計算が用いられる^{(9), (10)}。機構モデルによる解析では、構成要素を詳細にモデル化することで高い計算精度を得られるが、モデル化に必要な情報を収集し、計算に反映するためには多くの時間と作業を要する。また、開発初期段階で、モデル化に必要な情報を

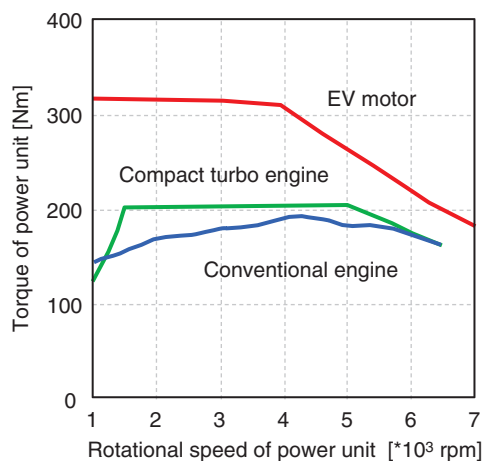


Fig. 2 Typical torque characteristics curves of different power units

すべて取得することや機構モデルの特性を変更することは容易ではない。

簡易的にデファレンシャルギヤの左右トルク分配比を定数として扱うことが考えられるが、この場合、左右輪に分配される駆動トルクの差が実際よりも大きくなるため、量産車開発において他の性能項目同様の精度でトルクステアの影響を予測することは容易ではない。

そこで、本質的なトルクステア発生メカニズムを把握することで、開発初期の性能設計に適用可能なデファレンシャルギヤモデルのモデル化手法を検討した。

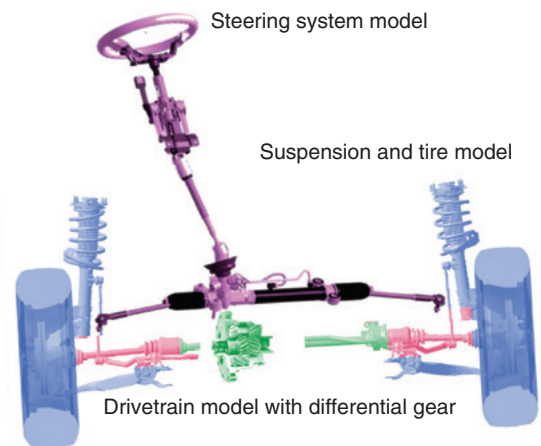


Fig. 3 Schematic image of component models for full vehicle torque steer simulation

2. トルクステア発生メカニズム

左右輪の不均等な駆動トルクが原因となり、不均等なキングピン軸周りのトルクがステアリングホイールに伝達されることで、トルクステアは発生する。不均等な駆動トルクの発生は、以下三つのメカニズムが主要因となる。

- (a) ドライブシャフトとホイール回転軸の結合部の角度の左右差
- (b) ドライブシャフトねじり剛性の左右差
- (c) デファレンシャルギヤによる分配トルクの左右差

ドライブシャフトは、サスペンションの動きに追従できるように、通常ユニバーサルジョイント等を介してホイールの回転軸と結合される。結合部に角度がついた状態で、駆動トルクが伝達されると、その結合部にはホイールの回転軸とその直交する軸周りにトルク分力が発生する。Fig. 4は、ドライブシャフトとホイールの回転軸との結合部の模式図である。

左右のドライブシャフトに分配される駆動トルクを T_d 、ドライブシャフトとホイールの回転軸との結合部の角度を

θ_{o_i} とすると、ホイールの回転軸に直交する軸周りのトルク M_{o_i} は、式 (1) で表される⁽¹⁾ ($i = L$ or R).

$$M_{o_i} = T_i \cdot \sin \theta_{o_i} \quad (1)$$

また、キングピン傾角を θ_{z_i} とすると、キングピン軸周りのトルク $M_{KP_1_i}$ は、式 (2) となる。

$$M_{KP_1_i} = M_{o_i} \cdot \cos \theta_{z_i} \quad (2)$$

ここで、結合部の角度やキングピン傾角はサスペンションとパワートレインの揺動により変化する。 θ_{o_i} は左右差がある場合が多く、 M_{o_i} も左右で異なるため、トルクステア発生の要因となる。

パワートレインから出力されたトルクは、デファレンシャルギヤを介して左右のドライブシャフトに分配される。この時、ドライブシャフトのねじり剛性に左右差があると、左右で過渡的な回転数差が発生する。理想的には、左右駆動輪の回転速度差を吸収し、両輪に等しい駆動トルクが伝わることを望ましい。しかし、実際のデファレンシャルギヤでは、内部に歯車の摩擦等のフリクション要素を有しているため、フリクションにより差動が制限される範囲で、デファレンシャルギヤが分配するトルクに左右差が生じる。このトルク差が左右の駆動力の差となり、キングピン軸周りのトルクにも左右差が発生する。このトルクを過渡的な駆動トルク差に起因するキングピン軸周りのトルクと呼ぶ。このトルクが過渡的なトルクステア発生の要因となる。Fig. 5 は、デファレンシャルギヤを含む駆動系の模式図である。過渡的な駆動トルク差に起因するキングピン軸周りのトルク $M_{KP_2_i}$ は、タイヤ半径を R 、キングピ

ンセンタオフセットを ζ_z とすると、式 (3) で表される。

$$M_{KP_2_i} = \frac{T_i \cdot \cos \theta_{o_i}}{R} \cdot \zeta_z \cdot \cos \theta_{z_i} \quad (3)$$

すなわち、トルクステアを予測する場合は、デファレンシャルギヤおよび左右ドライブシャフトの剛性差により生じる左右の駆動トルク差に起因するキングピン軸周りのトルクを、シミュレーションモデルに考慮する必要がある。ステアリング機構に伝達されるトルクは、キングピン軸周りのトルクとリンク効率から決まるステアリングラック軸に生じる合力 (以下 F_{Rack}) で計算できる⁽²⁾。トルクステアの低減には、 F_{Rack} の最大値の低減が必要となる。

機構モデルを用いたフルビークルモデル計算では、デファレンシャルギヤの機構を詳細にモデル化することにより、過渡的な左右トルク分配比を精度よく再現できる。しかし、機構モデルの場合でも、左右トルク分配比を定数で扱った場合は、過渡的な駆動トルク差に起因するキングピン軸周りのトルクを再現できない。

そこで、ドライブシャフトの過渡的な回転数差に応じた左右トルク分配を、機構モデル相当の精度で再現できるデファレンシャルギヤモデルを検討することとした。

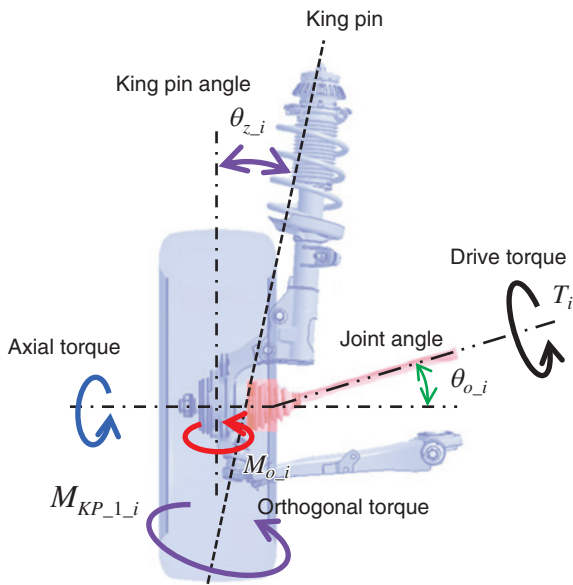


Fig. 4 Schematic expression of drive torque components around wheel hub

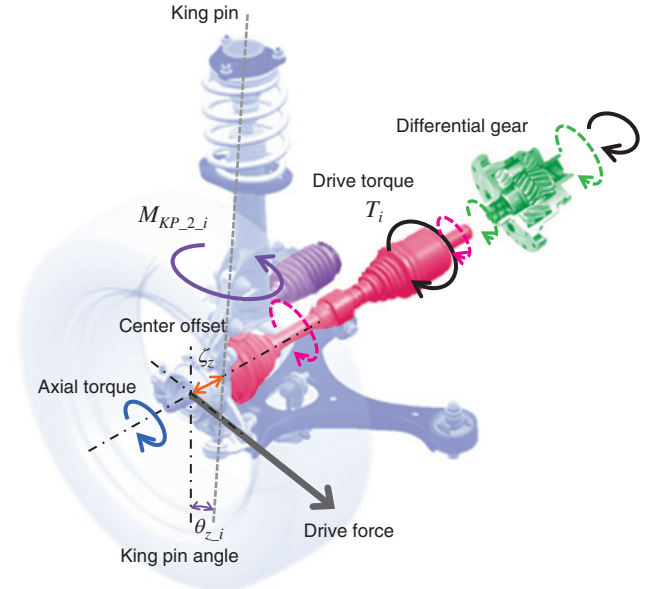


Fig. 5 Schematic expression of transient torque around king pin due to drive shaft stiffness

3. デファレンシャルギヤモデル

3.1. モデル概要

左右のドライブシャフトに分配される駆動トルクをそれぞれ T_l , T_r とすると、駆動トルク T および左右駆動トルク差 ΔT は、式 (4) と式 (5) で表される。

$$T = |T_l + T_r| \quad (4)$$

$$\Delta T = |T_l - T_r| \quad (5)$$

また ΔT は、デファレンシャルギヤの高回転側のトルクに対する低回転側のトルクの比であるトルク分配比 (以下 TBR) を用いて式 (6) と式 (7) で表される。

$$TBR = \left(\frac{T}{2} + \frac{\Delta T}{2} \right) / \left(\frac{T}{2} - \frac{\Delta T}{2} \right) \quad (6)$$

$$\Delta T = T \frac{(TBR-1)}{(TBR+1)} \quad (7)$$

内部フリクションがないデファレンシャルギヤモデルでは左右に分配される駆動トルク T_l , T_r は同一となり, TBR は 1 となる。実際のデファレンシャルギヤでは, 内部のフリクションにより差動が制限されることでドライブシャフトの左右回転数差が発生するので T_l , T_r は同一とならず, TBR は 1 より大きな値をとる。

一方, ドライブシャフトに分配される駆動トルク T_i は, ドライブシャフトのねじり剛性 k_i に応じたねじれ角 θ_i を生じさせる。式 (8) に示す。

$$\theta_i = \frac{T_i}{k_i} \quad (8)$$

この時, 左右でねじり剛性が異なるとねじれ角にも差が生じ, ドライブシャフトに左右回転数差が生じる。式 (8) から, この過渡的な回転数差は, ねじれ角差の時間変化 $d\Delta\theta/dt$ であり, 式 (9) で表される。

$$\frac{d\Delta\theta}{dt} \approx \frac{1}{2} \frac{dT}{dt} \left(\frac{1}{k_l} - \frac{1}{k_r} \right) \quad (9)$$

式 (9) は, 過渡的な回転数差 $d\Delta\theta/dt$ が, 駆動トルクの時間変化 dT/dt に依存していることを示している。つまり, ドライブシャフトねじり剛性の左右差が回転数差 $d\Delta\theta/dt$ となって駆動トルク差 ΔT を変動させるので, 先に述べた TBR も変動して連成問題となり, 解析的に解くことは容易ではない。

提案するデファレンシャルギヤモデルでは, Fig. 6 に示すように, 左右ドライブシャフトの回転数差が, 境界回転数差 N より小さい場合, 回転数差に応じて TBR が変化する特性を有すると仮定しモデル化をおこなった。また, 比較として TBR を定数で扱ったモデルも同時に示す。

TBR を定数とした場合に対し, 提案モデルの TBR は左右ドライブシャフトの回転数差により変化し, 回転数差がゼロで下限値となり, 回転数差の増加に伴い線形に増加し, 境界回転数差 N に達すると上限値一定となる。

以上の仮定を置くと, TBR は, $d\Delta\theta/dt$ の関数として式 (10) で表され, 左右駆動トルク差 ΔT は, 式 (11) で表される。

$$TBR \left(\left| \frac{d\Delta\theta}{dt} \right| \right) = \begin{cases} \frac{(TBR_{max}-1)}{N} \cdot \left| \frac{1}{2} \frac{dT}{dt} \left(\frac{1}{k_l} - \frac{1}{k_r} \right) \right| + 1 & \left(\left| \frac{d\Delta\theta}{dt} \right| < 1 \right) \\ TBR_{max} & \left(\left| \frac{d\Delta\theta}{dt} \right| \geq N \right) \end{cases} \quad (10)$$

$$\Delta T = T \cdot \left[TBR \left(\left| \frac{d\Delta\theta}{dt} \right| \right) - 1 \right] / \left[TBR \left(\left| \frac{d\Delta\theta}{dt} \right| \right) + 1 \right] \quad (11)$$

式 (11) より, T が大きいほど ΔT は大きくなり, 式 (10) より, dT/dt が大きいほど TBR は大きくなることを示している。したがって, $T \cdot dT/dt$ が最大値をとる時に, 最大の左右駆動トルク差が生じる。過渡的な駆動トルク差に起因するキングピン軸周りのトルク $M_{KP,2}$ は, 左右駆動トルク差 ΔT を用いて, 式 (3) から求めることができる。この時, 左右輪に分配される駆動トルクは, ドライブシャフトのねじり剛性が高い側が高トルク側となる。

3.2. 効果検証

MBD 性能設計ツールに提案モデルを組み込んだモデルとこれまでの TBR を定数で扱ったモデルによるトルクステアシミュレーション結果を, フルビークルモデルの計算結果と比較した。計算条件を Table 1 に示す。

Fig. 7 は, 計算に用いた駆動トルク, $T \cdot dT/dt$, および提案モデルを用いた F_{Rack} の時系列応答である。 $T \cdot dT/dt$ が最大値となる 1.4 秒後付近で最大の F_{Rack} が生じた。

Fig. 8 は, MBD 性能設計ツールとフルビークルモデルの計算結果における, F_{Rack} 最大時の回転数差と TBR との関係を, Fig. 6 で仮定した特性に重ねたグラフである。提案モデルを用いた MBD 性能設計ツールの結果はフルビークルモデルでの結果とほぼ同等となることがわかった。

Fig. 9 は, 駆動トルクにより生じる F_{Rack} を比較した結果であり, 駆動トルク差およびホイールの回転軸との結合部の駆動トルク伝達に起因する F_{Rack} への寄与をメカニズムごとに色分けして示している。本技術を用いた計算結果は, フルビークルモデルの計算結果と同等であり, MBD 性

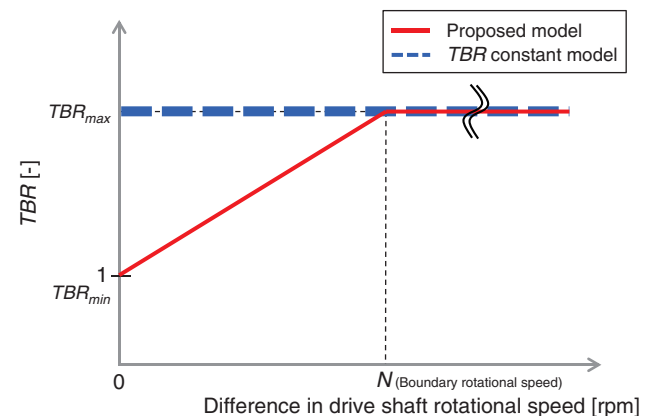


Fig. 6 Proposed TBR characteristic of differential model

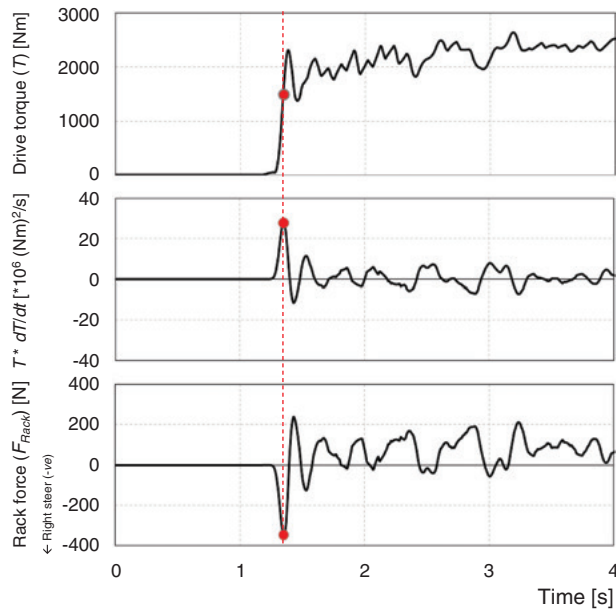
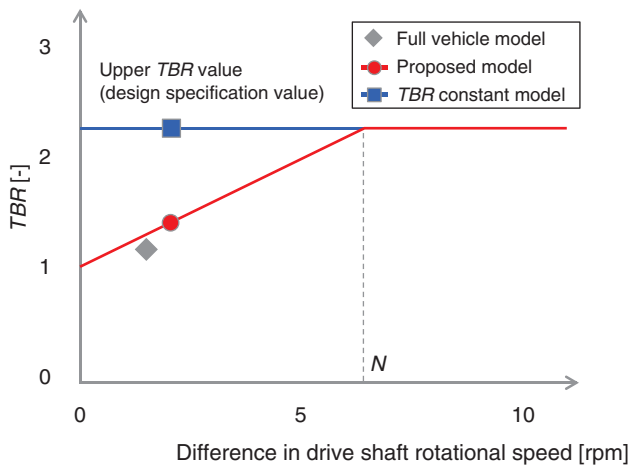
Table 1 Calculation parameters and conditions

Weight: 1400 kg, Wheel base: 2.6 m, Center offset: 50 mm

Items	Note
Proposed method	TBR is variable depending on differences in rotational speed ($1 \leq TBR \leq 2.25$)
TBR constant	TBR is constant at design specification value ($TBR = 2.25$)

能設計ツールにおいてもトルクステアを定量的に計算できることがわかった。

一方、 TBR を定数で扱った場合、駆動トルク差に起因する寄与が大きく計算されるため、フルビークルモデルの詳細計算結果に対して F_{Rack} が大きくなり、予測精度も低下した。このことは、Fig. 8 で TBR が実際よりも大きな値を仮


 Fig. 7 Input torque (upper), proposed index (middle), and F_{Rack} (bottom) from proposed simulation

 Fig. 8 TBR characteristics used in calculation

定していることを意味している。

また、本技術で構築したモデルを用いて、ドライブシャフトねじり剛性、ホイールの回転軸との結合部の角度、そして、キングピンセンタオフセットを変更した、 F_{Rack} への寄与をフルビークルモデルの計算結果と比較したものを Fig. 10 に示す。また計算条件を Table 2 に示す。いずれの場合も F_{Rack} がフルビークルモデルの計算結果と良く合致していることがわかった。

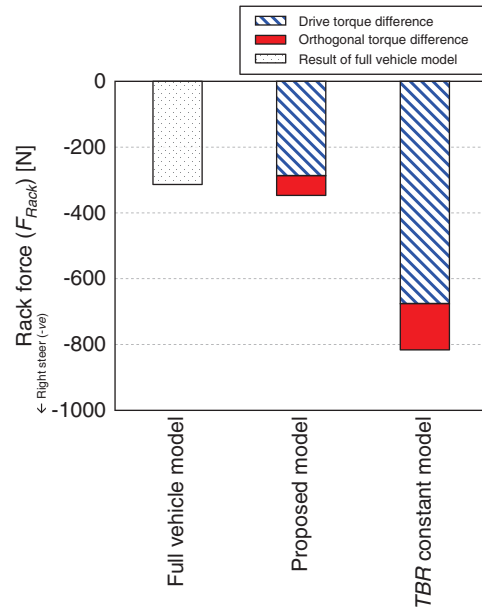
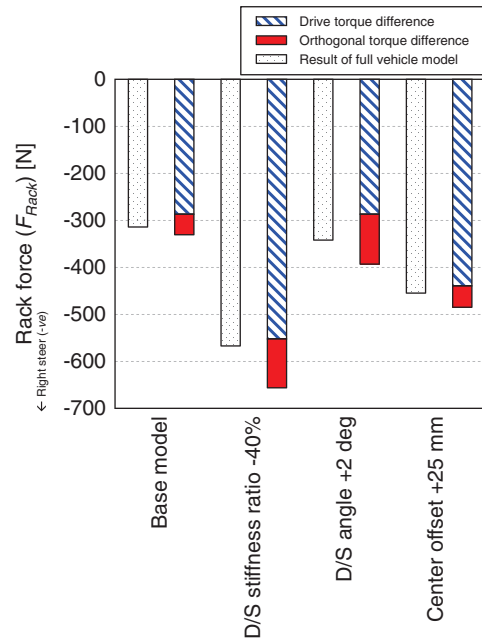

 Fig. 9 Difference in F_{Rack} between proposed and TBR constant model compared with result of full vehicle model

 Fig. 10 F_{Rack} factor analysis results of proposed model compared with results of full vehicle model

Table 2 Calculation parameters for model verification

Weight: 1400 kg, Wheel base: 2.6 m, Center offset: 50 mm

Items	Note
D/S stiffness ratio -40% (Drivetrain effect)	Decrease D/S stiffness ratio by 40%
D/S angle +2 deg (Drivetrain effect)	Increase D/S joint angle by 2 deg
Center offset +25 mm (Chassis effect)	Increase center offset of front suspension geometry by 25 mm

D/S: Drive shaft

以上の結果より、提案モデルは、過渡的な TBR の変化を、より詳細な機構モデル相当の精度で再現できるモデルであることが確認できた。また、提案モデルを組み込んだトルクステアシミュレーションモデルは、左右駆動トルク分配を精度良く再現できることがわかった。これにより、本モデルは、ドライブシャフトやサスペンション特性に代表される駆動系およびシャシ系部品による各対策手法を、開発の初期段階から精度よく、効率的に検討できることがわかった。

4. 適用事例

2016 年モデルの量産車プラットフォーム開発において、本技術で構築したデファレンシャルギヤモデルを MBD 性能設計に適用した事例を示す。開発では、燃費効率の向上を目的としたパワーユニットの小型 T/C への変更が計画にあり、駆動トルクの増大によるトルクステアの発生が懸念された。そこで、本技術を用いてトルクステアの影響を定量的に予測し、対策を立案した。

Fig. 11 は、本事例の初期仕様に対する駆動系および

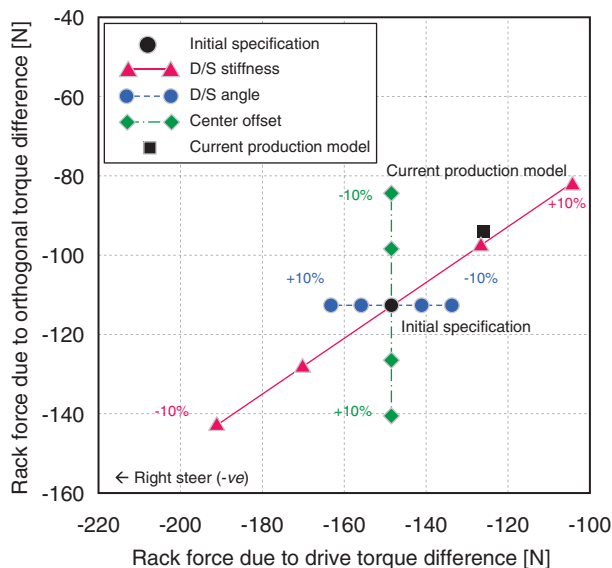


Fig. 11 Sensitivity of countermeasure items

Table 3 Countermeasure list

Weight: 1530 kg, Wheel base: 2.7 m, Center offset: 78 mm

Items	Note
D/S stiffness	Increase D/S stiffness by +6%

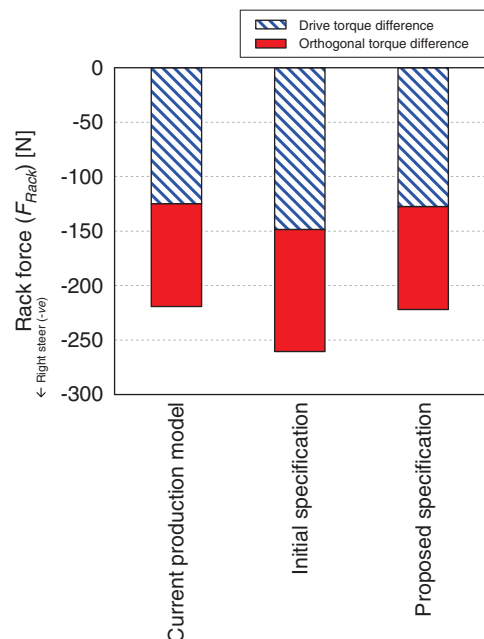
シャシ系対策手法の F_{Rack} に対する感度を示している。対策手法には、ドライブシャフト剛性、ドライブシャフトの結合部の角度、キングピンセンタオフセットの変更を想定し、それぞれ $\pm 10\%$ 設計値を変更して感度を計算した。横軸は過渡的な駆動トルク差に起因する F_{Rack} への寄与を、縦軸はホイールの回転軸との結合部の駆動トルク伝達に起因する F_{Rack} への寄与を表している。

寄与分析から、目標である小型 T/C への変更前の F_{Rack} 相当に開発車両を対策するには、ドライブシャフトねじり剛性を 6% 程度増加させる手法が効果的であることがわかった。

本技術を用いると、各対策手法がトルクステアのメカニズムごとにどのように寄与するのかを定量的に理解しながら仕様検討ができ、合理的な性能設計をおこなう有効な手段となる。

Table 3 に、小型 T/C を搭載した車両に実施したトルクステア対策仕様の計算条件を示す。

Fig. 12 に、小型 T/C 搭載前後の開発車両および提案仕様の F_{Rack} の計算結果を示す。対策としてドライブシャフト剛性 6% 増加により、 F_{Rack} は、小型 T/C 搭載前と同等になることがわかった。

Fig. 12 Difference in F_{Rack} between initial specification and proposed specification

このように、実際のプラットフォーム開発の初期段階に本技術で構築したシミュレーションモデルを適用することで、トルクステアの定量的な予測に基づいて駆動系およびシャシ系部品による対策手法を得ることができ、本技術の有用性を確認することができた。

5. まとめ

過渡的な左右トルク分配比を、より詳細な機構モデル相当の精度で再現できるシミュレーションモデルを考案した。

- (1) トルクステアの要因となる左右不均等な駆動トルクの発生メカニズムを三つの左右差要素に分けてモデル化した。
- (2) *TBR* を回転数差による変数として扱うことにより、詳細モデル同等の精度で計算できるデファレンシャルギヤモデルを考案した。
- (3) 本技術を MBD 性能設計ツールに適用することにより、開発初期の性能設計において対策手法を定量的かつ効率的に検討することができるようになった。

参考文献

- (1) 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
- (2) 豊島貴行, 畔勝良友, 小林佳亮, 池田直史, 高野広喜, 小島勲: MBD のための極低速走行操縦性シミュレーション技術, Honda R&D Technical Review, Vol. 30, No. 2, p. 106-113
- (3) 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
- (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) 自動車技術会: 自動車技術ハンドブック 設計 (パワートレイン) 編, p. 266-289, (2015)
- (6) 特開 2009-255833
- (7) Dornhege, J., Nolden, S., Mayer, M.: Steering Torque Disturbance Rejection, SAE International, 2017-01-1482, (2017)
- (8) <https://www.honda.co.jp/tech/auto/dual-axis-strut-suspension/page2/>
- (9) Woo, S., Park, S., Oh, Y.: Solution for the Torque

Steer Problem of a Front-wheel Drive Car with a High-torque Engine in Vehicle Development Stages, SAE Technical Paper, 2007-01-3656, (2007)

- (10) Dornhege, J.: Torque Steer Influences on McPherson Front Axles, 2002 European MSC.ADAMUS User Conference, (2002)
- (11) Gillespie, T. D.: Fundamentals of Vehicle Dynamics, SAE International, 297p., (1992)

■ 著 者 ■



池田直史



豊島貴行