

明治大学大学院理工学研究科

2014年度

博士学位請求論文

マルチボディ解析を用いた

ステアリング HILS システムに関する研究

A Study on Steering HILS System Using Multibody Analysis

学位請求者 機械工学専攻

對馬 将示

目次

1. 序論	7
1.1 車両運動性能とその構成要素	7
1.2 車両運動性能とステアリングシステム	10
1.2.1 ステアリングシステム	10
1.2.2 車両運動性能評価におけるステアリング特性	12
1.3 Hardware-In-the-Loop Simulation	13
1.3.1 自動車開発における HILS	14
1.3.2 HILS におけるリアルタイム解析	15
1.3.3 HILS による機械システムの評価	17
1.4 ステアリング HILS システムに関する研究動向	18
1.4.1 ステアリング HILS システムの目的	18
1.4.2 ステアリング HILS システムの開発例	20
1.5 マルチボディ解析	21
1.5.1 マルチボディ解析	21
1.5.2 自動車開発におけるマルチボディ解析	22
1.6 本研究の目的	24
2. ステアリング HILS システムの構成	26
2.1 システム構成と動作原理	27
2.2 ステアリング試験機	29
2.2.1 転舵装置	30
2.2.2 タイロッド入力装置	31
2.2.3 計測装置	35
2.3 ソフトウェア部	37
2.3.1 リアルタイム OS	38
2.3.2 SCRAMNet 通信	39
2.3.3 MATLAB/S-Function	40
2.3.4 MATLAB Coder/Simulink Coder	40
2.3.5 CarSim を用いた車両運動解析	41

2.3.6	CarSim の車両運動解析による走行再現性の評価	46
2.3.7	マルチボディ解析を用いたタイロッド軸力計算とシミュレーション構成 . . .	48
2.4	まとめ	49
3.	マルチボディシステムの解析アルゴリズム	51
3.1	オイラーパラメータを用いたボディの姿勢表現	52
3.1.1	オイラーパラメータの定義	52
3.1.2	グローバル座標系-ローカル座標系の座標変換	54
3.1.3	グローバル座標系-ローカル座標系の速度変換と加速度変換	63
3.1.4	オイラーパラメータの特徴	66
3.2	運動学解析	67
3.2.1	拘束条件式	67
3.2.2	Newton-Raphson 法による収束計算	70
3.3	拘束力を含む運動方程式	72
3.4	逆動力学解析	78
3.4.1	システムの逆動力学	78
3.4.2	拘束反力	79
3.5	拘束条件の数式表現	81
3.5.1	ジョイント定義座標系	82
3.5.2	ボールジョイント拘束条件	83
3.5.3	距離拘束条件	85
3.5.4	回転ジョイント拘束条件	87
3.6	まとめ	89
4.	タイロッド軸力計算モデルの構築	91
4.1	モデル化の対象	92
4.1.1	サスペンション形式と計算モデル	92
4.1.2	ホイール 6 分力	93
4.1.3	サスペンションアライメント変化	94
4.1.4	転舵時の慣性力による影響	96
4.1.5	サスペンション部品の摺動抵抗によるキングピン軸まわりのフリクション .	99

4.1.6	モデル化対象のまとめ	100
4.2	簡易ジオメトリ情報を用いたタイロッド軸力計算手法	101
4.2.1	サスペンション, ステアリングジオメトリの簡易化	101
4.2.2	キングピン軸まわりのモーメントからタイロッド軸力への変換	102
4.3	アライメント変化のマップデータを用いたタイロッド軸力計算手法の構築	103
4.3.1	3次元座標計算への方向余弦の適用	103
4.3.2	キングピン軸まわりのつりあい	105
4.4	マルチボディ解析を用いたタイロッド軸力計算手法の構築	108
4.4.1	サスペンションモデルの構築	109
4.4.2	アライメント変化特性の検証	113
4.4.3	拘束反力としてのタイロッド軸力の計算	128
4.4.4	拘束条件による外力キャンセルの回避	130
4.5	タイロッド軸力計算手法の検証	134
4.5.1	ホイール6分力によるタイロッド軸力の計算	134
4.5.2	ストラットサスペンションのスタビライザ反力による影響のモデル化	139
4.6	まとめ	144
5.	ステアリング HILS システムへの適用	146
5.1	HILS 環境下でのステアリング試験機のリアルタイム性	147
5.1.1	ステアリング試験機の遅れ時間低減の検討	147
5.1.2	HILS 環境下での再現性の検証	150
5.2	CarSim の車両モデル作成	156
5.2.1	車両基本諸元の設定	157
5.2.2	サスペンション特性の設定	158
5.2.3	タイヤ特性の設定	163
5.2.4	ステアリング特性の設定	167
5.3	ステアリング HILS システムの走行再現性の評価	169
5.3.1	転舵アクチュエータの操舵角入力による評価	169
5.3.2	人の操舵角入力による評価	174
5.4	まとめ	179

6. 考察と今後の展望	181
6.1 従来のステアリング HILS システムとの比較からの考察	181
6.2 実験環境としての観点からの考察	184
6.2.1 様々な走行条件をカバーする実験環境	184
6.2.2 人間が介在するシステム実験	184
6.3 開発したマルチボディ解析モデルに関する考察	186
6.4 本研究で開発したステアリング HILS システムの用途	186
6.5 今後の展望	188
7. 結論	193
8. 謝辞	195

第一章

序論

1. 序論

1.1 車両運動性能とその構成要素

自動車の基本性能である「走る」「曲がる」「止まる」という運動に関する性能を車両運動性能と呼ぶ。車両運動性能は大まかに以下の構成要素の特性から決定される。

タイヤ

タイヤは自動車において唯一路面と接触する要素であり、車両運動性能は全てこのタイヤと路面との間に発生する摩擦力によって実現している [1]。そのためタイヤは車両運動の直接的な要因となる重要な要素である。また、タイヤと車体は後述するサスペンションによって結合されている。サスペンションは路面からの入力を緩和する緩衝装置であるが、他に、サスペンションストローク時のトー角やキャンバ角などといったホイールアライメント変化により、タイヤに発生する力を変化させて車両の操縦安定性能を向上させる機能も持つ [2]。そのため、サスペンションの持つ特性はタイヤの特性に大きな影響を及ぼす。

一般に、車両が直進走行している場合には、そのタイヤの向いている方向とタイヤの進行方向は一致している。ところが、車両が横方向の運動やヨーイング運動を伴っている場合には通常一致しない。図1.1はタイヤを上から見た図であり、タイヤの向いている方向と進行方向が一致していない状態を示している。このときのタイヤの進行方向とタイヤの回転方向、つまりタイヤの向いている方向のなす角を横すべり角（スリップ角）と呼ぶ。このようにタイヤに横すべり角が伴うとき、タイヤの変形により回転面に直角な力が発生する。この力は横力と呼ばれ、この力のタイヤの進行方向に直角な方向の成分をコーナリングフォースと呼ぶ。このコーナリングフォースが走行中の車両の進行方向を変えさせるための外力として働き、車両挙動が変化する。

また、横すべり角を伴うときタイヤには図1.1のような横方向の変形が生じており、タイヤの接地面にはこの変形に応じた分布の横方向の力が働いている。タイヤの変形から見て、横方向の合力の着力点はタイヤの接地中心と一致するとは限らない。このため横力はタイヤ接地中心周りにモーメントを生じる。このモーメントをセルフアライニングトルク (SAT) といい、タイヤの横滑り角を減少させる方向に働く [3]。セルフアライニングトルクは後述するステアリングシステムを介してドライバーにステアリングホイールを中立位置に戻す方向の復元力を与える。

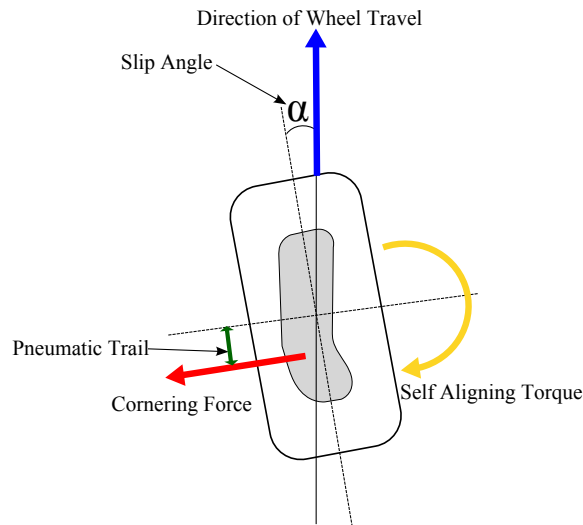


Figure 1.1 タイヤ横力と SAT

サスペンション

サスペンションは、路面からの入力を緩和する、タイヤの接地荷重変動を抑え安定した走行性能を実現する、車輪の保持や位置決めを行うといった機能を持つ機構である。この機能を実現するために、サスペンションは、車輪の位置決めをするリンク機構、ばね、ショックアブソーバなどにより構成されている [2]。サスペンションは走行中の路面からの入力や、ドライバの操作に応じて車体に対するタイヤおよびホイールの3次元的な相対位置を変化させる特性を持ち、一般にこれをアライメント変化特性と呼ぶ。以下にアライメント変化特性について述べる。

トー角変化

トー角は車両上方からタイヤを見た時に、車体前後方向に対してタイヤがなす角を指す。走行中は様々な入力によりトー角が変化し、疑似的なステアリング効果が生じるため、車両の直進安定性やアンダステア (US)/オーバステア (OS) 特性へ大きく影響する。サスペンションの上下ストローク時のトー角変化をトーチェンジ、ロール入力時のトー角変化をロールステアと呼ぶ。

キャンバ角変化

キャンバ角は車両前方からタイヤを見た時に、地面に対してタイヤがなす角を指す。キャンバ角が変化することにより、タイヤはキャンバ角に応じたキャンバスラストを発生するため、トー角変化と同様に直進安定性、US/OS 特性に影響する。

スカッフ変化，トレッド変化

サスペンションの上下ストローク時にサスペンションリンクの幾何学的要件によりタイヤの接地点が左右に移動する場合がある．この接地点の左右移動をスカッフ変化，またスカッフ変化に伴いトレッドが変化する場合をトレッド変化と呼ぶ [2] ．

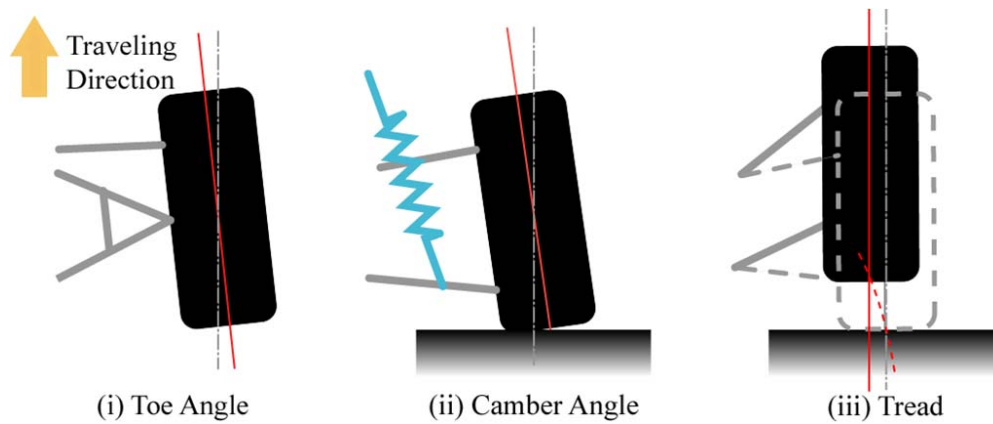


Figure 1.2 サスペンションのアライメント

ステアリング

ステアリングはタイヤを転舵させて自動車の進行方向を変えるための機構であり，車両運動性能やドライバの車両運動性能に対する評価に対して非常に大きな影響を持つ．次節でその詳細を述べる．

1.2 車両運動性能とステアリングシステム

1.2.1 ステアリングシステム

ステアリングシステムは「自動車を曲げるための機構」、つまりタイヤを転舵させるための機構である。近年開発が進んだステアバイワイヤ技術が実用化されて市販車両に搭載されたものの、依然として大多数のステアリングシステムは機械的な接続によってステアリングホイールとタイヤを結合させている。そのため操舵反力の主な要因となるタイヤ力はステアリングシステムを介して最後はステアリングホイールからドライバに伝わる。次にステアリングシステムを構成する要素を挙げる [4]。

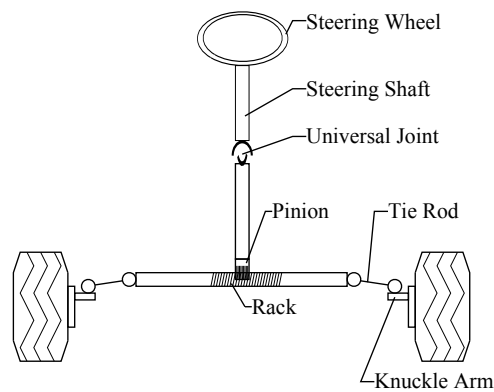


Figure 1.3 ステアリングシステム

ステアリングホイール

ドライバはステアリングホイールを直接操作することで、その回転運動をタイヤのトー角変化に変換し、車両の挙動をコントロールする。また、同時に路面からの反力をドライバに伝え、ドライバに車両の走行状態を推定させる役割も担っている。

ステアリングコラム・ステアリングシャフト

ステアリングホイールを取り付けた軸を車体に固定する部分をコラムと呼ぶ。ステアリングシャフトは、ドライバの操作によってステアリングホイールの回転変位をステアリングギアに伝達するシャフトである。ステアリングシャフトとコラムの摩擦特性や、ステアリングシャフトのねじり剛性は操舵時の車両挙動の立ち上がり方や、路面からの外乱入力に対する操舵反力に影響を与える。

ステアリングシャフトジョイント

ステアリングホイールが直接接続されているシャフトは、車両のレイアウトの制約上、直線的にステアリングギアに接続することは一般的に不可能である。よってステアリングシャフトの取り付け角度を変えるためにユニバーサルジョイントが用いられる。ユニバーサルジョイントは入出力のステアリングシャフトを接合する角度を自由に变化させることができる。ジョイントの中心に十字軸が使用され、十字軸はその両側にある軸受で支えられており、さらに軸受はステアリングシャフトに圧入されている。ユニバーサルジョイントは駆動軸に対する従動軸の角速度比が 180 deg の回転周期で変動する。量産されている市販の自動車は、図1.4のように、この角速度変動をなるべく発生させないために2つのジョイントと中間シャフトを組み合わせることで、互いの角速度変動を打ち消し合うように配置されている。

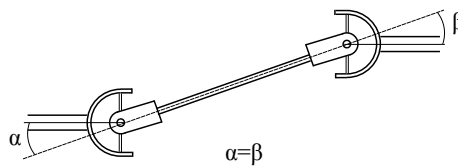
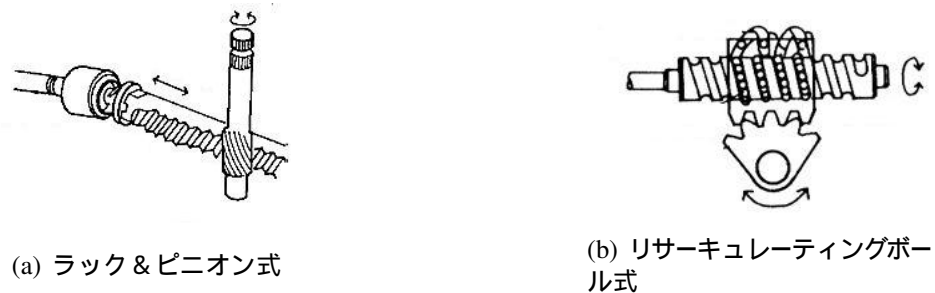


Figure 1.4 ユニバーサルジョイント

ステアリングギア

ステアリングギアはステアリングホイールから入力される回転運動をステアリングラックの並進運動に変換し、リンク機構を介してタイヤを転舵させるための部品である。ステアリングギアの形式には主にラック&ピニオン式およびリサーキュレーティングボール式がある。ラック&ピニオン式ステアリングギアの基本的な構造は、ラックとピニオンのかみ合いであり、軽量で高剛性であることが利点として挙げられる。リサーキュレーティングボール式ステアリングギアの基本的な構造は、ボールナットの側面にあるラック歯がセクタギアとかみ合う方式となっている。ウォームとボールナットの間には鋼球が介在し、この鋼球が転舵に応じて循環する仕組みである。摩擦が少なく、かつ大きな作動角をとれるなどの利点がある。従来は小型車から大型車まで広く使用されてきたが、軽量かつ高剛性なラック&ピニオン式の普及が進み、乗用車大型クラス、小型トラックなどに採用が限定されつつある。



(a) ラック & ピニオン式

(b) リサーキュレーティングボール式

Figure 1.5 ステアリングギア

タイロッド

タイロッドは、タイヤをステアリングホイールの操作に合わせて左右に転舵させるためにステアリングラックとナックルアームをつなぐ部品である。走行中にタイヤが発生する力はタイロッドを通して最終的にステアリングホイールに伝わり、ドライバが直接感じる操舵反力となる。

1.2.2 車両運動性能評価におけるステアリング特性

前項でも述べたように、自動車のステアリングから伝わる操舵反力は、運転操作に伴い変化する車両や路面の状態などの様々な情報を含んでおり、人間 車両系を構成する重要な要素の一つとなっている。現在ではドライバのステアリング操作時にアシスト力を加え、ドライバの負荷低減や快適な操舵感の演出を狙った電子制御パワーステアリングが広く普及している。このため、ステアリングの機械要素やパワーアシスト制御における電気系の動特性など、操舵反力を設計するために必要な要素のモデル化が行われているが [5]、現在でも十分とは言えない。また、操舵反力と官能評価の関係も十分には解明されていない。そのため、操舵感をはじめとするステアリングシステムの評価は走行実験に頼る部分が依然として多い [6] [7] [8]。さらに近年、車両の走行状態に合わせて操舵角に対するラックストローク比を変化させ、車両挙動の最適化を狙ったアクティブステアシステムなどの高度な制御デバイスのステアリングシステムへの適用が拡大されてきている。このような電子制御ステアリングシステムは、車両挙動の安定化を目的とした ESC に代表される走行制御システムや事故低減を目的とした ITS システムなどの複雑な制御デバイスと相互に影響を及ぼしあいながらドライバにとって最適な車両挙動を決定する必要がある。しかし限られた自動車の開発期間の中で各デバイスの制御パラメータの膨大な組み合わせの中から最適解を導出することは、従来の試作車を用いたテストコースでの走行実験のみでは非常に困難になってきている。

1.3 Hardware-In-the-Loop Simulation

ソフトウェアによるシミュレーションに外部のハードウェアとのインターフェースを設けることにより、開発対象であるシステムを直接ハードウェアの形で組み込み、リアルタイムシミュレーションを行うシステムを Hardware-In-the-Loop Simulation (HILS) システムという。実機の評価対象をシミュレーションループ内に組み込むことで、対象とするシステムの線形化のような近似を行うことなくシステムを評価できるため、HILS は費用と時間のかかる実機を用いた実験を置き換え、開発の効率化による性能や品質の向上に寄与する重要なツールになっている [9]。また、HILS は評価対象のハードウェアを含み、またシミュレーションにおいて特性のパラメータ変更や様々な実験条件の設定が可能であることから、実機を用いた実験では再現が困難な条件やシミュレーションでは考慮できない実システムの非線形特性などを考慮した評価が可能である。そのため、HILS はシミュレーションと実機による実験をハイブリッドさせ、両者の長所をあわせ持つ手法であると言える。HILS を用いることで以下のようなメリットを得ることができる。

1. 実験条件の再現性が高く、一定の条件で繰り返しテストができる
2. 実機部分ではモデル化誤差が生じない
3. 実機による実験では危険を伴うテストを安全に実行可能
4. 試作数の低減、開発期間の短縮によるコスト削減が可能
5. テストの自動化が可能

1.3.1 自動車開発における HILS

HILS は元来、宇宙開発や航空機開発において用いられていたものであるが [10]、自動車の開発においては特にエンジンや変速機制御、ブレーキ制御等の開発評価において開発期間の短縮や品質向上に寄与する重要なツールになりつつある [11]。現在では自動車分野においても電子制御ユニット (ECU) の開発では自動車メーカーとサプライヤのほとんどが HILS を用いている [9]。ECU に搭載するアプリケーションの開発手法としては、Model Based Development と呼ばれる手法がある。この Model Based Development により制御系をモデル化し、シミュレーションによりシステムの動きや状態変化を評価しながら制御アルゴリズムが開発されている。制御系をモデル化することで、制御を理論的に把握できるため、従来の PID 制御に比べてより高度な制御アルゴリズムの実現が可能となる。そのため Model Based Development は制御アルゴリズム開発を効率化する手法として、自動車メーカーを中心に急速に広まった。しかし、Model Based Development で開発した制御アルゴリズムは、時間軸の概念が不足しており、実環境で有効であることを検証するためには、制御アルゴリズムを搭載した ECU を使用した評価が不可欠となる。一般に自動車の開発プロセスの中で ECU を評価する際には、制御対象となる試作車両をタイムリーに準備することは困難であり、車両を用いた評価の中で制御アルゴリズムに問題があった場合にその問題発生状況を再現することも容易ではない。そこで、車両による評価の代替手段として注目されたのが HILS である。HILS は評価対象の ECU から出力される駆動信号を受け、エンジン等のシステム応答をリアルタイムでシミュレーションし、シミュレーション結果をセンサ信号として再び ECU の入力に返すことで仮想的な車両による評価環境を構築している。ECU の試作機を HILS に適用することで、例えば高速道路での走行や凍結路面での急制動など、あらゆる条件での制御挙動を時間的、空間的な制約が少ない実験室の台上環境で評価することができる [12]。そのため HILS は ECU の制御アルゴリズムの開発に多く用いられている。

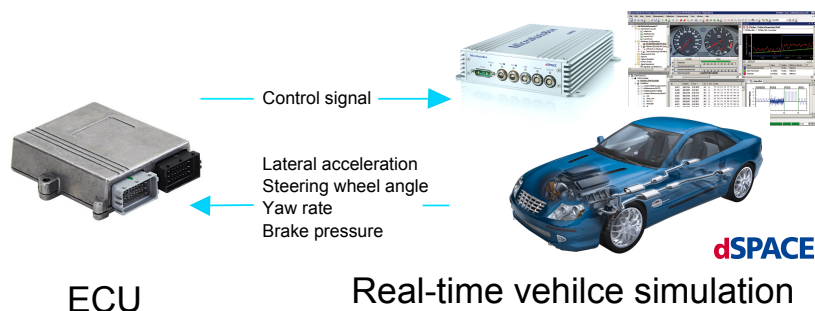


Figure 1.6 HILS を用いた ECU の評価 [9]

1.3.2 HILS におけるリアルタイム解析

リアルタイム解析とはシミュレーション内の時間経過を現実の時間経過に合わせて行われる解析である。図1.8にリアルタイム解析の概念図を示す。リアルタイム解析ではない一般的なシミュレーションでは、1ステップの計算処理（タスク）が完了するとすぐに次のステップの計算に移るため、現実の時間経過とシミュレーションの時間経過にずれが生じる。一方でリアルタイム解析では1ステップのタスクが終了しても次のステップに移らず、あらかじめ規定された時間が経過するまで待機し、現実の時間経過にシミュレーション内の時間経過を一致させる。そのためリアルタイム解析では、規定の時間内に解析の1ステップあたりのタスクを終える必要があり、また解析の周期実行性が保証されている必要がある。

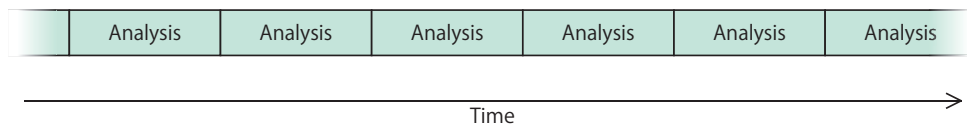


Figure 1.7 非リアルタイム解析

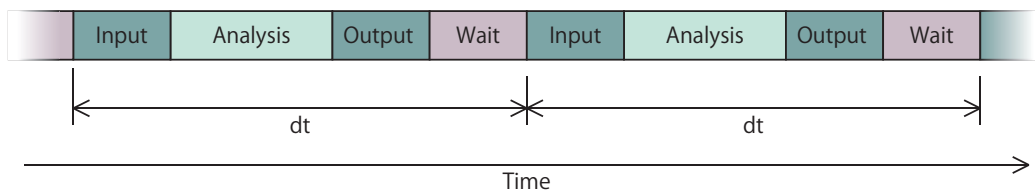


Figure 1.8 リアルタイム解析

リアルタイム解析では、許容される遅れ時間を決定し解析時間のステップサイズを決定する必要がある。ステップサイズが短いほど1ステップで処理できる演算量が少なくなるため、数値積分などの膨大な計算タスクのリアルタイム解析の実現が困難となるという技術的な課題はあるが、HILS や、ドライビングシミュレータに代表される現実空間と仮想空間を組み合わせたシミュレーション、ハードウェア制御が実現可能になる。

リアルタイム解析を行うための、プログラムの周期実行性が保証されたオペレーティングシステムをリアルタイム OS (RTOS) と呼ぶ。一般的に RTOS は下記の要件を満たす [13]。

1. 規定の時間間隔内での周期実行性が保証されていること。
2. 割り込みの応答速度が規定時間内で保証されていること。

割り込みとはタスクよりも高い優先度で、外部からの信号受信など他の処理を実行することである。RTOS は外部からの信号受信、タスク処理、外部への信号送信を規定時間内に実行することが求められる。現在では、VxWorks [14]、dSPACE [9]、ITRON [15] など様々な RTOS が存在する。これらの RTOS は Windows や Linux などの汎用 OS に比べて、OS 上で動作するプログラムの実行時間を厳密に管理することを前提に必要な機能を提供する。このため、提供される機能はプログラムを制御する機能（カーネル）が中心となる。また、プログラムの実行時は、実行時間を管理するため基本的に 1 つのタスクのみを動作させ、優先度によって動作するプログラムを切り換える制御を行う。汎用 OS と RTOS の違いをまとめると以下のようなになる [16]。

汎用 OS

機能 利用者がコンピュータを直接操作することを前提としているため、プログラムを制御する機能の他に、画面を表示するための機能（ウィンドウシステム）や、ファイル操作を行う機能（ファイルシステム）が標準的に提供される。

制御 複数のプログラムを同時に実行するため、プログラムの実行制御も一定時間ごとに各タスクを処理していく。各タスクの処理時間が予測できないためリアルタイム解析には適していない。

アプリケーション インストーラにより共通のパッケージで提供されている。

RTOS

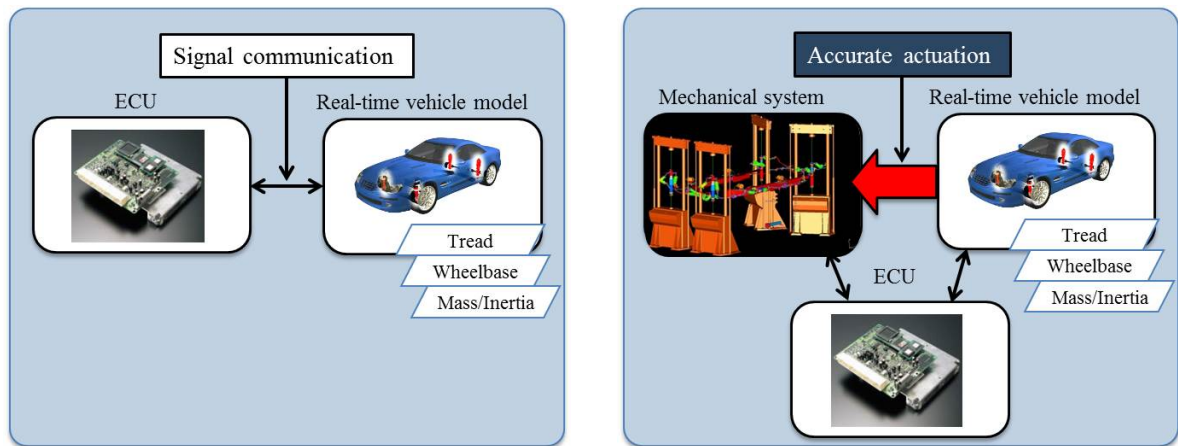
機能 OS 上で動作するプログラムの実行時間を厳密に管理することを前提としているため、提供される機能はカーネルが中心となる。また、外部機器との通信を可能にする通信管理も実装されている。

制御 基本的に 1 つのタスクのみを実行し、優先度によって動作するプログラムを切り換える。

アプリケーション 動作する機器の特性に合わせてアプリケーションを提供するため、それぞれの機器の専用パッケージを用いる。

1.3.3 HILS による機械システムの評価

1.3.1で述べたように、自動車開発における HILS の適用例は ECU の評価にとどまっていた。しかし近年、ハードウェアをアクチュエーションする試験機の応答性の向上に伴って、試験機と HILS を連動させ、HILS のリアルタイムシミュレーションのループの中に実機のメカニカルなシステムの特性も組み込む試みが広がっており、ダンパ HILS、タイヤ HILS などが実用化され、実際の車両開発の現場で活用されている。



(a) 従来の ECU を対象とした HILS

(b) 機械システムの評価も対象とした HILS

Figure 1.9 評価対象と HILS の構成の変化

1.4 ステアリング HILS システムに関する研究動向

1.4.1 ステアリング HILS システムの目的

本研究では、前節までに述べた背景をふまえ、HILS による評価をステアリングの実システムに適用したステアリング HILS システムを扱う。ステアリング HILS システムの利用目的として、次のようなものが挙げられる。

自動車開発の効率向上

現在の自動車開発では、設計・試作したステアリングシステムを検証できるのは試作車を用いた走行実験以降であり、性能目標を達成しなかった場合に要因分析や対策検討ができるのも試作車を用いた内容に限られる。試作車にステアリングシステムが組み込まれた状態ではシステムの中の部品の挙動を把握することが難しく、また安定した再現検証も困難なため、要因分析や対策検討に時間がかかるという課題がある。ステアリング HILS を用いることによって以下の特徴を利用し、ステアリングシステムの開発を効率化することができる。

1. ステアリングの実システムのみあれば試作車の完成を待たずに検証の早期実施が可能である。
2. ユニットが試験装置上で露出しているため要因分析が容易である。
3. シミュレーションと連動して安定した環境で再現検証も可能である。

また、現在では車速感应式パワーステアリングシステムをはじめとして、ステアリングシステムへの電子制御デバイスの搭載が広く普及している。これらの電子制御式ステアリングシステムは単体でも制御パラメータの決定による特性設定が必要となるが、近年では車両運動特性のさらなる向上を目的として、ABS（アンチロックブレーキシステム）や ESC（車両横滑り防止システム）などのその他の電子制御システムと連動するようになっている。よってその他の制御システムも含めた制御パラメータの組み合わせは膨大となり、従来のように試作車を用いた走行実験では限られた開発期間内に最適なパラメータの組み合わせを抽出することが非常に困難となっている。そこで、ステアリング HILS を用いて特性確認を効率的に実施することによって、自動車開発の効率を向上させることができる。

電子制御システム開発の安全性検証への適用

すでに実用化、市販化されているステアリング・パイ・ワイヤシステムは、走行シーンに応じてステアリングギア比を任意に変更可能で、さらに路面からの力に影響されず、自由に操舵反力を設定可能という自由度の高いシステムである。この様に近年採用が拡大している電子制御ステアリングシス

テムは特性の設定自由度を飛躍的に向上させるが、操舵という車両運動に大きく関わるシステムのため、反面、システム失陥時の安全性を確保しなければならないという課題がある。しかし、故障時の特性予測が困難な電子制御システムの信頼性、安全性をあらゆるシーンで検証することは、走行実験では安全上の制限があり、現実的には検証可能な範囲内に性能を制限して特性を作り込むことになる。ステアリング HILS システムは複雑なステアリング制御システムが効果を発揮する走行シーンだけでなく、超高速走行などの限界走行でのシステム失陥時の危険なシチュエーションを安全に、繰り返し再現できるため、システムのポテンシャルを最大限に発揮させる特性設定が実現可能になる。

人間-操舵系の特性に基づいたシステムの評価

自動車のシステムとしての特性は、様々な実験やシミュレーションによって評価されている。一方、自動車を操縦する立場であるドライバの特性は十分に把握されているとは言えない。例えば、ドライバにとって望ましい車両の応答性と操舵反力の関係がどのようなものであるかを理解するためには、運転操作中の人間の反応や感じ方といった性質を理解する必要がある。

人間の操舵特性を数学モデルで表現したものがドライバモデルである。例えば可変ギア比ステアリングのような車両運動制御技術において、ドライバモデルに基づいた特性設定が試みられている。現実にはドライバの操舵特性は一様ではなく、性別や運転経験によって変化するが、それらの全てについてドライバモデルのパラメータを同定することは現実的ではなく、また車両を使った走行試験で様々なドライバのバリエーションによる評価を実施することも安全面、効率面から困難である。このため、台上で安定した条件で安全かつ効率的に検証が可能なステアリング HILS システムを用いてドライバが操舵し、ステアリングシステムからの反力特性を感じながら評価することによって、人間-操舵系の特性に基づいたステアリングシステムの特性評価を実現できる。

1.4.2 ステアリング HILS システムの開発例

HILS をステアリングに適用した例はこれまでも研究報告されており，主に EPS システムを対象に適用されている．例えば EPS の定量的評価やそれを実施するための指標の明確化，あるいは実際にステアリング HILS を適用した EPS 制御ロジックの構築などである [17] [18]．従来研究では以下のような課題がある．

1．高精度な走行再現のための重要な要素であるタイロッド軸力を入力する場合，並進アクチュエータによる簡易的なラックへの軸方向入力方式を適用しており，ホイールアライメント変化によるタイロッド折れ角分の影響を再現できない．

2．タイロッド軸力はセルフアライニングトルクとナックルアーム半径から簡易的に計算されており，ホイールアライメントが考慮されていないため，ホイール上下ストロークや転舵角が大きい領域で軸力計算の精度が確保できない．

これらの課題は，特に事故直前の緊急回避に代表される，変位や力の大入力がステアリングシステムに入力される場合に特に顕著となり，システムの性能や信頼性の評価の質を大きく低下させる要因となる．

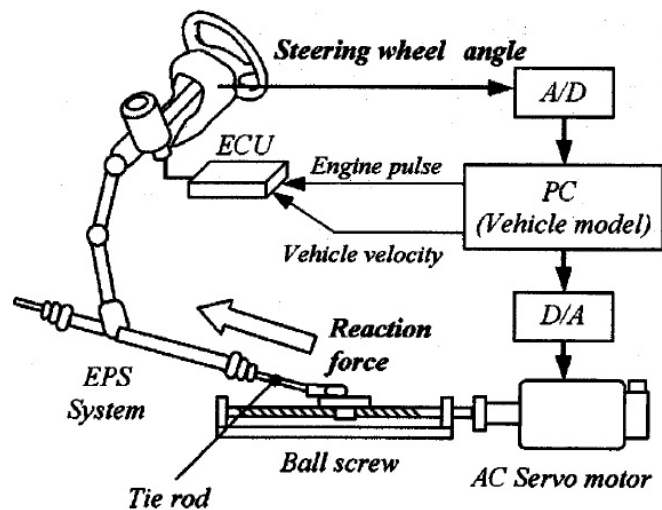


Figure 1.10 過去の研究に見られるステアリング HILS の構成例

1.5 マルチボディ解析

1.5.1 マルチボディ解析

自動車や航空機をはじめとする機械やシステムの開発において、アイデアの有効性を評価するために実際に試作品を作って実験を繰り返す従来の方法に替わり、現代ではコンピュータシミュレーションの利用によって機械部品の開発コスト低減や期間の短縮が実現し、さらに宇宙構造物のような容易に実験を行えない対象物の設計や開発が可能となっている。また、機械の運転速度の上昇、部品の軽量化、それにとまなう機械部品にかかる慣性力などの増加により機械部品に作用する負荷が増大しており、これらの機械製品の運動や現象を予測する目的でもコンピュータシミュレーションが活用されている。こうしたメリットから、現代ではロボットや自動車、航空機、土木構造物、建築物、電子回路、制御装置などの設計においてコンピュータシミュレーション技術は不可欠となっており、その基礎である CAD(Computer Aided Design) や MCAE (Mechanical Computer Aided Engineering) を用いることで、技術者は設計された機械部品の挙動を高い精度で予測することができるようになっている。マルチボディ解析は MCAE の一種である。ロボット・産業機械・自動車・航空機などの機械は、多くの部品が相互に関連した複雑な動きをなす機構を構成している。この複数の部品で構成されるシステムの総称をマルチボディシステムと呼び、マルチボディ解析はこれらの運動学と動力学を扱う [19]。マルチボディ解析は 1960 年代半ばから理論研究が始まり、コンピュータの高性能化と共に力学の新分野として成長を続けてきた。コンピュータの発達した現在では、非常に複雑なシステムを解析することができるようになったため、動力的挙動を扱うマルチボディダイナミクスに有限要素解析を組み合わせたフレキシブルマルチボディダイナミクス [20] や、摩擦、衝突、制御といった問題のモデル化 [19]、さらに機械分野のみならず、材料、生物学へと幅広い発展を遂げている。また、マルチボディダイナミクスを用いた商用のアプリケーションが多く開発されており、それらの代表例として ADAMS [21]、SIMPACK [22]、Dymola [23] などがある。

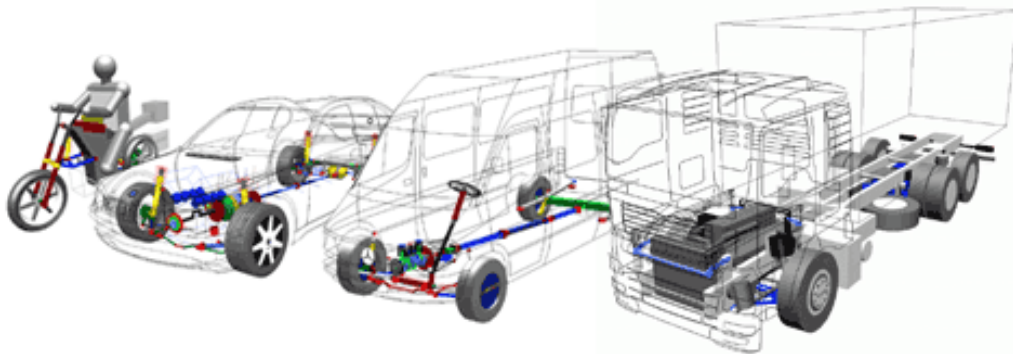


Figure 1.11 マルチボディシステム [24]

1.5.2 自動車開発におけるマルチボディ解析

自動車の運動解析においてもマルチボディ解析が広く活用されている。自動車のサスペンションは、車体とタイヤをつなぐ機構であり、タイヤに作用する力を車体に伝達し、また入力に応じてホイールアライメントを変化させるため、車両の運動性能や操縦安定性、乗り心地などに関わる重要な要素である。そのためサスペンション特性に関する研究や改良は長年にわたって行われており、近年、車両運動性能の向上を目的として、ホイールストロークに伴う、アライメント変化を最適化するため、様々な形のサスペンションが提案されている。それらの代表的なものがダブルウィッシュボーン形式やマルチリンク形式であり、複数のリンクやブッシュなどが複雑に配置された構成になっている。サスペンション機構の複雑化に従い、以下のような理由によって設計段階でサスペンション特性を正確に把握することが困難となる。

1. サスペンションアームやリンクは3次的にレイアウトされるため、ホイールの上下ストロークやステアリング操舵にともなうホイールのアライメント変化が複雑であり、ジオメトリ変更による効果を直感的に把握することが難しい。
2. スプリングやダンパ、ラバースッシュといった反力を発生する部品も3次的にレイアウトされ、各部品のローカル座標における各方向の特性を車体の座標系に置き換えて考慮することが難しい。
3. アライメント変化や反力特性が、部品の3次的なレイアウトやラバースッシュ形状の工夫によって強い非線形な特性を持つようになっているため [1]、その特性を正確に把握することが難しい。

そこでサスペンション特性を容易に解析するツールとしてマルチボディ解析が非常に有効である。マルチボディ解析を用いることで、複数のリンクやその他の部品が互いに及ぼしあう影響を考慮した正確なサスペンション特性の解析を行うことが可能となる。さらに評価対象とするシステムのパラメータの変更が容易に行えることから、短期間で膨大なサスペンション特性の設定を評価することが可能となる。ADAMS に代表される市販アプリケーションの充実に伴い、サスペンションの設計においてマルチボディ解析は不可欠なものとなっている。

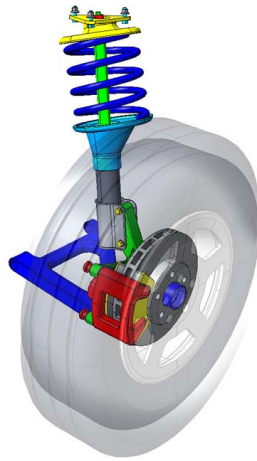


Figure 1.12 車両のサスペンション [25]

1.6 本研究の目的

前節までに述べた背景をふまえた上で、本研究では以下の項目を研究の目的とした。

- ・ステアリング HILS システムで高い走行再現性を確保するために不可欠となるタイロッド軸力の計算にマルチボディ解析を適用し、その精度を向上させる。従来のタイロッド軸力計算手法と比較して、本研究で開発した手法の優位性を確認する。
- ・開発したステアリング HILS システムを用いて実際の車両を用いた走行実験を再現し、その走行再現性の評価を行う。
- ・実際の車両の特性が精度良く反映されたステアリング HILS システムを用いて、人の操作による試験を行い、ステアリングホイールを介して操舵反力特性を直接人に呈示できることを確認する。

マルチボディ解析をステアリング HILS システムのタイロッド軸力計算に取り入れることにより、緊急回避時のような大入力も含めたシステムの走行状態の再現性は向上すると考えられる。ステアリング HILS システムによって走行状態を精度良く再現することにより、車両開発のプロセスにおいて車両運動解析モデルと実機のステアリングシステムがあれば試作車の完成を待たなくてもステアリングシステムの評価が可能となる。また、台上実験の特徴である環境要件に影響されない、評価の再現性が高い、テストシナリオをあらかじめ準備しておけば多数の試験を少ない工数で実施可能、などのメリットを生かして制御システムのパラメータの組み合わせを効率的に検証することなども可能となる。これらの側面から、車両開発の効率化への大きな貢献が期待できる。

従来の HILS システムは、あらかじめ用意された評価条件を用いて、信頼性に代表されるような対象システムの機能確認を実施することが主目的であったと言える。本論文で提案するステアリング HILS システムは、このような対象システムへの注目に加えて、ステアリングを操作するドライバ側にも注目したものである。つまり、シミュレーションが発達した現在でも、ステアリングシステムに関する項目も含む車両運動性能の評価については大部分が依然として試作車を用いた実際の市場環境による走行評価によって行われているのが実状であるが、本システムが人による操作を実現することによって、人間の感覚を直接利用してステアリングシステムに関する様々な評価項目をバランスさせるセッティングを見つけるためのツールとして有効ではないかと考えている。さらに、人間工学的な観点から、走行中のドライバが操舵系の特性の良し悪しをどのように判断しているかといったような、人と操舵システムの関係性を解明するためのツールとしての可能性を検討したものである。

第二章

ステアリング HILS システムの構成と特性の評価

2. ステアリング HILS システムの構成

ステアリング HILS システムの基本構成は、MTS [26] 社によって開発されたものである。本研究では、このステアリング HILS システムを開発のベースとして、マルチボディ解析を用いたステアリングタイロッド軸力の計算モデルが適用できるようにシステムに改良を加えた。本章では、このステアリング HILS システムの構成について述べる。

2.1 では、ステアリング HILS システムの全体構成と動作原理について述べる。

2.2 では、転舵装置、タイロッド入力装置、試験機制御装置、計測器などで構成される、ステアリングシステムへの入力を再現するためのステアリング試験機について述べる。

2.3 では、HILS システムの計算機の構成、リアルタイムシミュレーションを実行する OS、ステアリング HILS でハードウェアとのリアルタイムシミュレーションを実現するために必要な通信環境、車両運動解析モデル、本研究の対象であるマルチボディ解析を用いたタイロッド軸力計算モデルも含むシミュレーション構成などのソフトウェア環境について述べる。

2.1 システム構成と動作原理

今回開発したステアリング HILS システムの概要を図2.1に示す。ステアリング HILS システムは、ハードウェア部であるステアリングユニットの実機を搭載したステアリング試験機と、ソフトウェア部である車両運動解析やタイロッド軸力計算を実行するリアルタイムシミュレーション環境から構成されている。本システムでは実機のステアリングユニットで計測されたステアリングラックのストローク量を入力として、リアルタイムシミュレーション環境で車両運動を計算する。次に車両運動によって発生するステアリングシステムへの入力として、車体に対するステアリングタイロッドの位置・姿勢変化とタイロッド軸力を計算する。この解析結果に基づきステアリング試験機を制御することで車両走行状態のステアリングシステムへの入力が再現されるという閉ループ構成になっている。

車両の加減速のコントロールおよび操舵入力は車両運動解析モデルの中で実験シナリオとして設定される。このうち操舵入力は車両運動解析モデルの実験シナリオから出力された指令操舵角または指令トルクに基づいてステアリング試験機の制御 PC を介して転舵装置により操作される。また、実際の車両のハンドルを装着して操作することも可能であり、人を組み込んだ評価にも対応している。

ステアリングユニットに搭載された電子制御デバイスが走行状態を正しく再現するために必要な CAN などの車両情報は、車両モデルの計算結果に基づいてリアルタイムシミュレーション部から供給される。

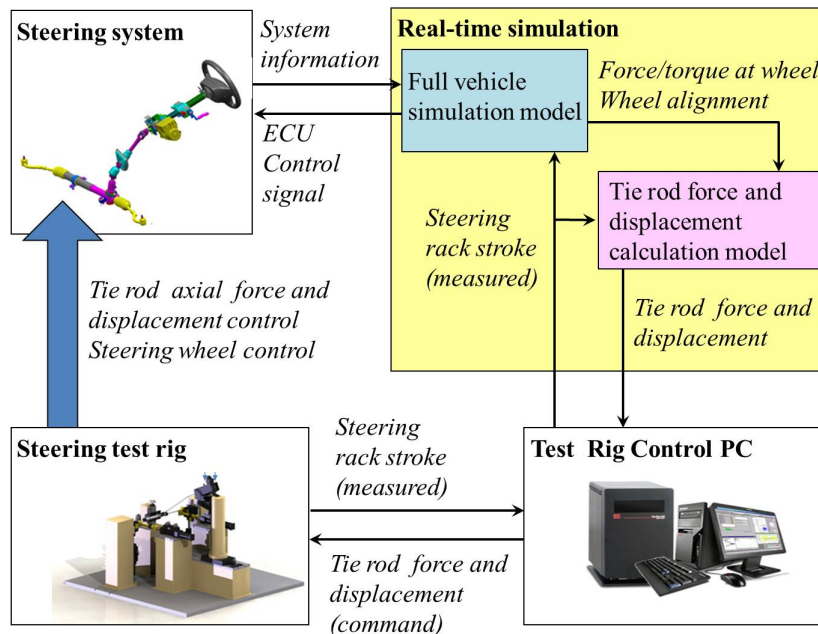


Figure 2.1 ステアリング HILS システムの概要

ステアリング HILS システムの動作は以下の手順で実行される。

- 1． 転舵装置またはオペレータの操舵入力に応じて実機のステアリングユニットで発生するラックストロークを変位計で計測する。
- 2． 計測されたラックストロークはステアリング試験機の制御 PC を介してリアルタイム車両モデルに入力され、車両挙動やタイヤ発生力を計算する。
- 3． 車両モデルで計算された車両挙動やタイヤ発生力をもとに、左右のステアリングタイロッドのナックルへの取り付け点の車体に対する上下変位とタイロッド軸力がタイロッド軸力計算モデルによって計算される。
- 4． 計算された上下変位とタイロッド軸力は制御指令値としてリアルタイムシミュレーション環境からステアリング試験機の制御 PC に送られ、ステアリング試験機がこれらを再現する。
- 5． 手順 1 に戻り、次のステップのラックストローク量から同様の制御を行う。

上記手法で実機のステアリングユニットをリアルタイムシミュレーションの解析ループに取り込むことにより、操舵入力に対するステアリングシステムの応答性も含めた検証が可能となる。

2.2 ステアリング試験機

ステアリング HILS システムのハードウェア部であるステアリング試験機について図2.2に示す。本試験機は実機のステアリングユニットのギアおよびコラムを取り付ける中央の台座および治具、ステアリングタイロッドの上下変位と軸力を制御する左右のタイロッド入力装置、転舵入力を制御する転舵装置より構成されている。また、本試験機の自由度は転舵入力、左右輪のタイロッド横入力およびタイロッド上下入力の計5自由度となる。

実機のステアリングユニットは、操舵入力側から順にハンドル、ステアリングコラム、中間シャフト、ステアリングギア、タイロッドまでを搭載することができる。実際の車両への搭載位置および角度を再現するため、ユニット毎に専用の固定治具を製作する必要があるが、その他の車両コンポーネントを搭載する必要がないため、レイアウトの自由度が高い。そのため、現在市販車に採用されているラック&ピニオン、リサーキュレーティングボール、ステアバイワイヤなどの機構形式や、油圧アシスト、電動アシスト、電動油圧アシストなどのアシスト形式に関係なくあらゆる形式のステアリングユニットの搭載が可能な構成となっている。

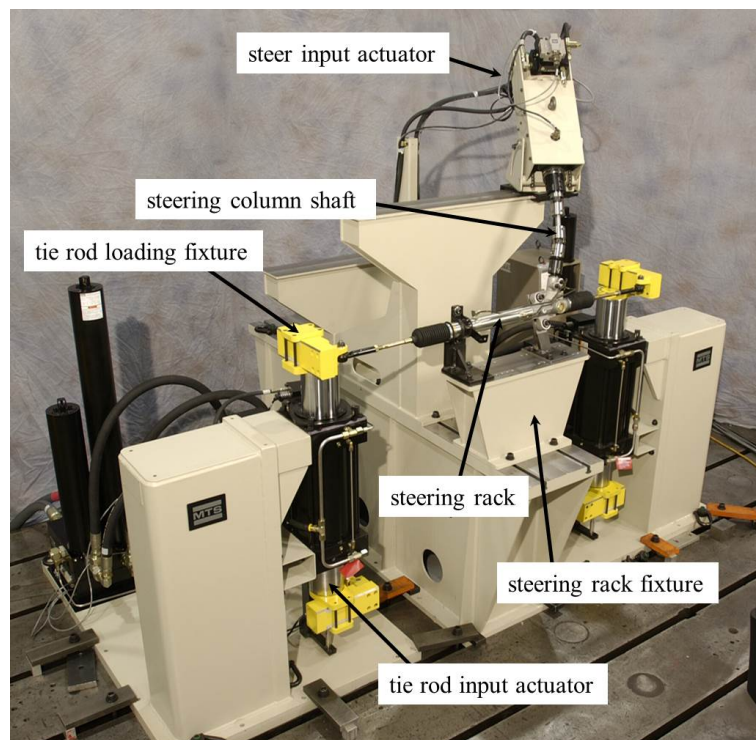


Figure 2.2 ステアリング試験機

2.2.1 転舵装置

本システムに用いた転舵装置の外観を図2.3に示し、仕様を表2.1に示す。転舵装置には MTS 社製のアキシシャルベーン式油圧モータを用いている。油圧モータは順に操舵トルク計測用のトルクセル、ステアリングコラム軸と転舵モータ軸のずれを吸収するカップリング、慣性質量を調整するための専用治具を介して実機のステアリングコラムに接続される構成となっている。操舵角を計測するエンコーダは油圧モータの後方にプーリを介して接続されている。転舵装置一式は試験機に専用台座を介して固定され、この台座は車両基準で前後、左右、上下、ヨー、ピッチ方向の調整機構を備えているため、ステアリングシステムのジオメトリに合わせて任意の位置・姿勢で転舵装置を設置することが可能である。

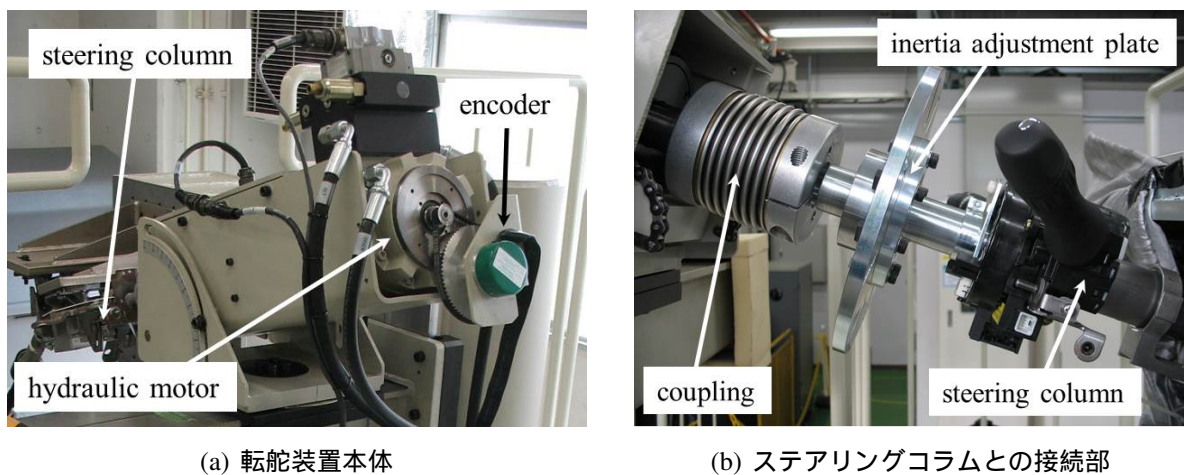


Figure 2.3 転舵装置

Table 2.1 転舵装置の仕様

項目	諸元値
回転角	± 1080 [deg]
最大角速度	± 1200 [deg/s]
最大トルク	225 [Nm]
トルクセル計測レンジ	± 30 または ± 300 [Nm] 切り替え
トルクセル計測誤差	読み取り値の 1% とフルスケールの 0.2% のうち高い値
エンコーダ分解能	0.005 [deg]
エンコーダ計測誤差	0.01 [deg]

2.2.2 タイロッド入力装置

本システムに用いたタイロッド入力装置の外観を図2.4に示し、仕様を表2.2に示す。タイロッド入力装置は上下軸まわりの回転方向に自由度を持ち、上下方向に駆動される垂直アクチュエータと、前後方向に駆動される水平アクチュエータが共通のベースプレート上に搭載された構成となっている。垂直アクチュエータにはその上端および下端にアームが固定されており、ステアリング試験機に搭載された実機のステアリングユニットのタイロッドが上部アームに、水平アクチュエータがリンクを介して下部アームに接続される。水平アクチュエータのストロークがリンクと下部アームを介して垂直アクチュエータの上下軸まわりの回転運動に変換され、垂直アクチュエータの上下ストロークと合成された結果、走行中のステアリングラックストロークおよび車体に対するホイールの上下ストロークに伴うタイロッド取り付け点の位置再現を可能にしている。ステアリング HILS システムとしての動作時には、タイロッド取り付け点の上下位置は垂直アクチュエータの変位制御によって、またタイロッドの軸力は水平アクチュエータの荷重制御によってコントロールされている。

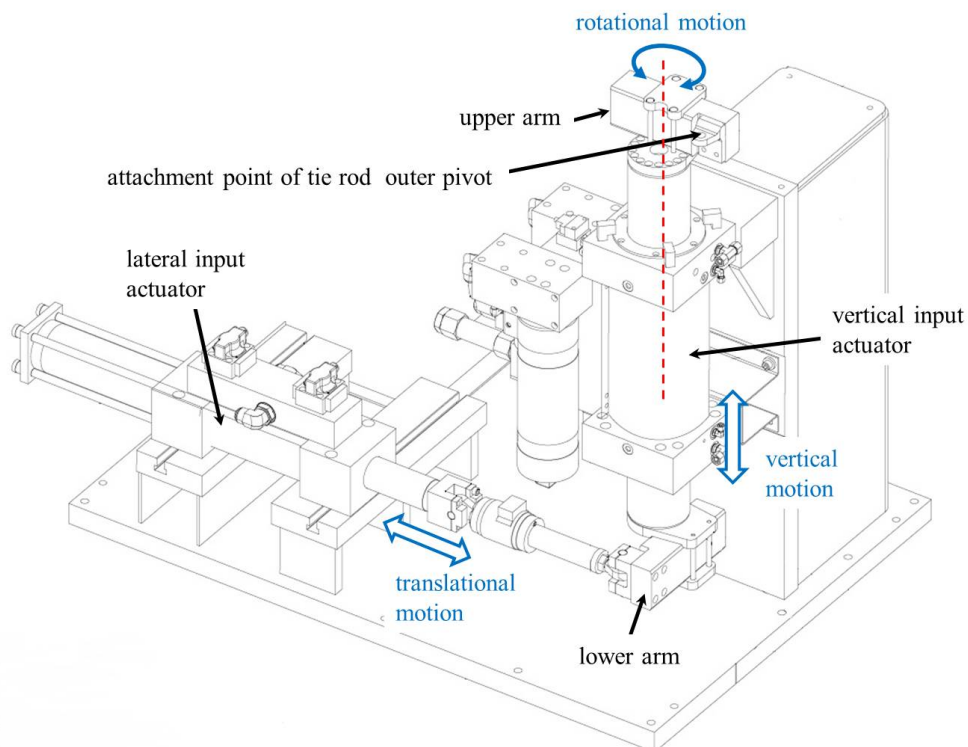


Figure 2.4 タイロッド入力装置

Table 2.2 タイロッド入力装置の仕様

項目	諸元値
垂直アクチュエータの上下ストローク	± 125 [mm]
上下ストロークの計測精度	フルスケールの 1 %
水平アクチュエータのストローク	± 125 [mm]
水平アクチュエータのストロークの計測精度	フルスケールの 1 %

図2.5および図2.6に垂直アクチュエータおよび水平アクチュエータの単体の性能として、入力周波数に対する最大ストロークと最大ピストンスピードの性能曲線図を示す。青線がアクチュエータと油圧原の仕様から算出した設計値であり、ストロークの性能曲線図中の星印が sin 波形を入力した場合の計測結果、ピストンスピードの性能曲線図中の点線がステップ波形を入力した場合の計測結果である。

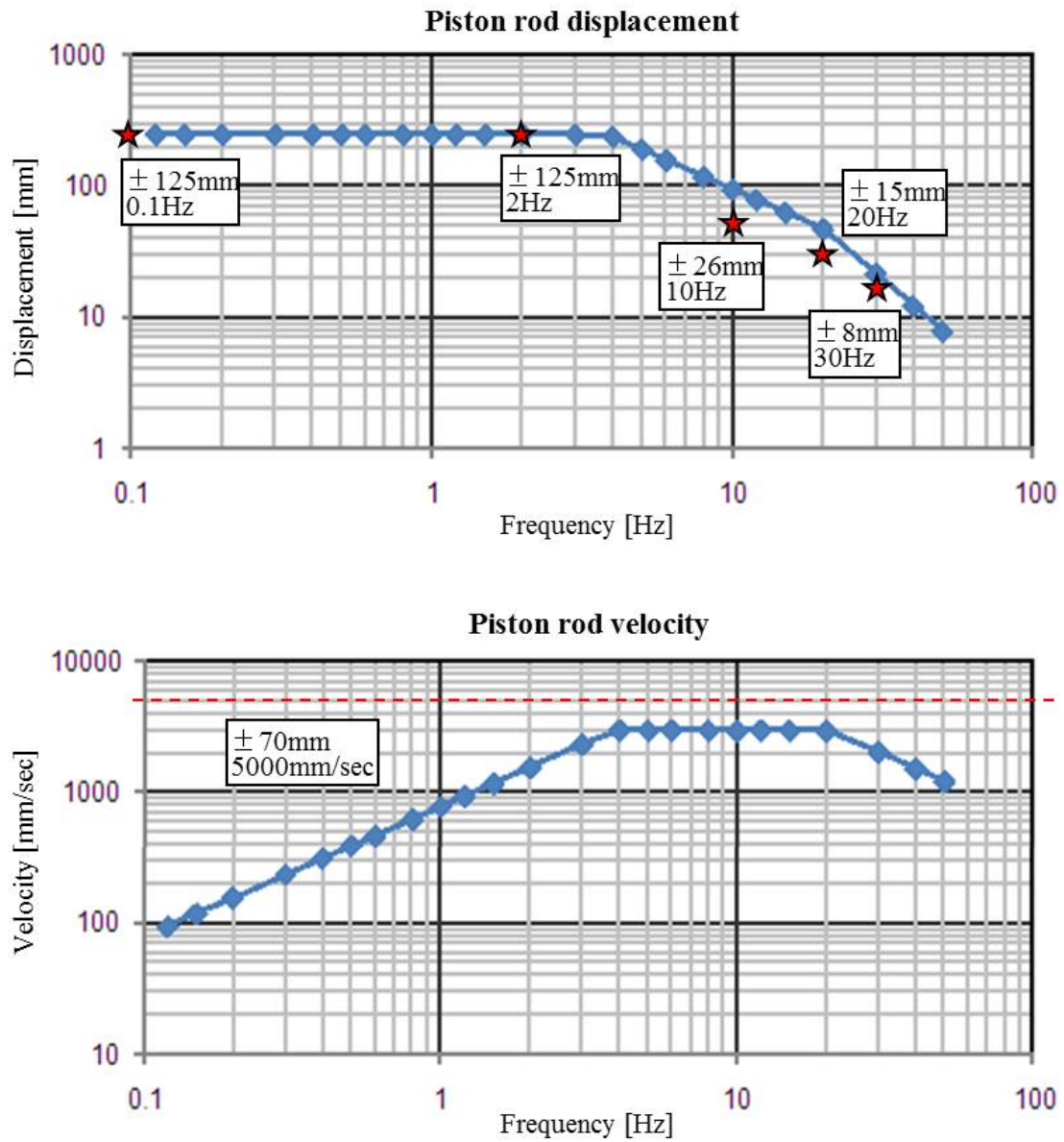


Figure 2.5 垂直アクチュエータの性能曲線図

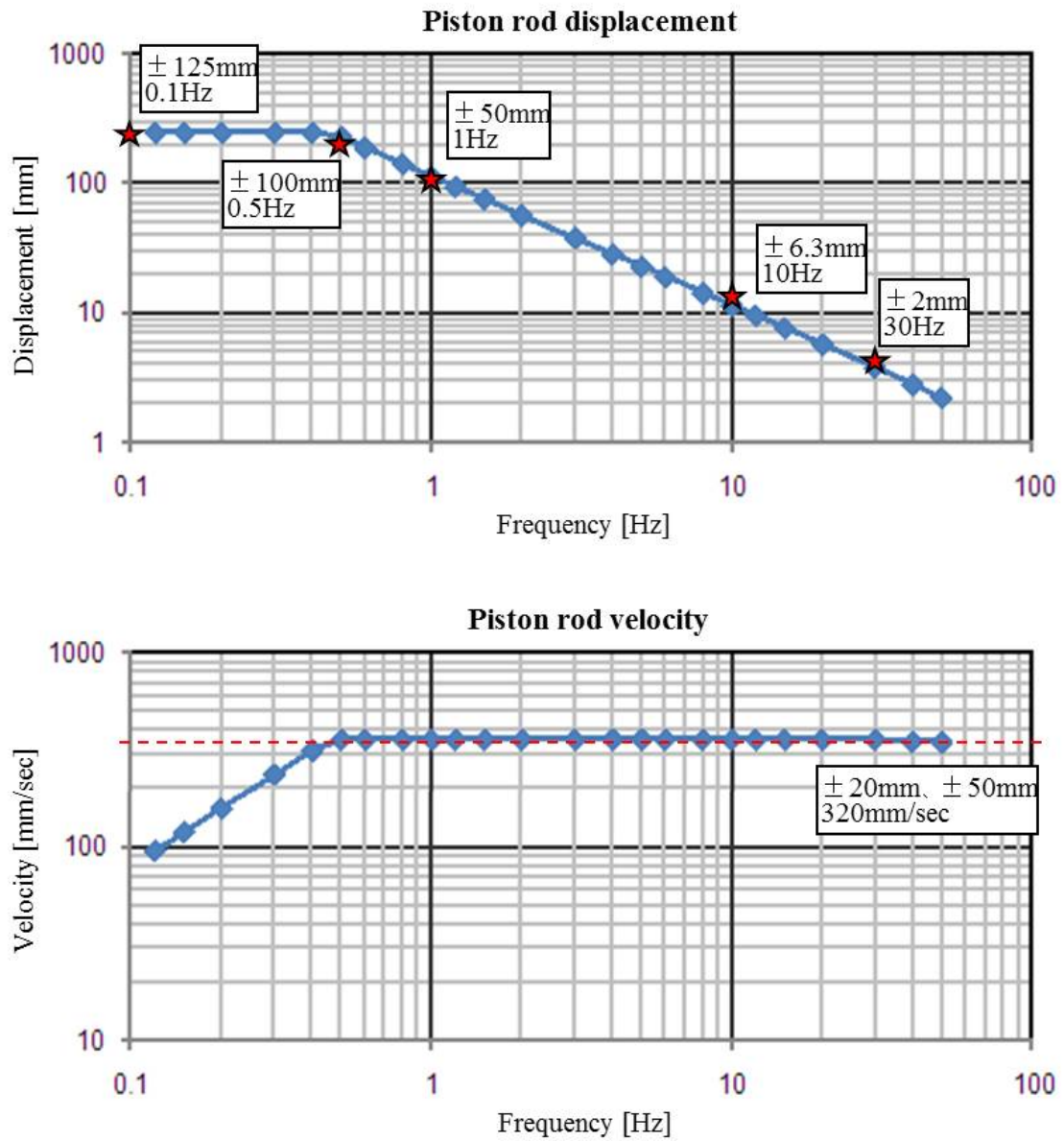


Figure 2.6 水平アクチュエータの性能曲線図

2.2.3 計測装置

前項までに述べた転舵装置やタイロッド入力装置には変位および力またはトルクの計測装置が内蔵されているが、ステアリング HILS システムとして成立させるためには、2.1で述べたように、さらにステアリングラックストロークの計測と、タイロッド軸力の計測が必要となる。本システムに用いたラックストローク計測装置の外観を図2.7に示す。ラックストローク計測には一般的に分解能の高いレーザ変位計がよく用いられるが、本システムでは計測されたラックストロークが直接車両運動計算やタイロッド軸力計算に反映されるため、計測結果が値飛びすると試験機の予期せぬ急な動作につながる。そこで実験の安全確保上の観点から最も信頼性の高い計測装置としてリニアポテンシオメータ (celesco sp2-25) を使用している。ポテンシオメータの仕様を表2.3に示す。

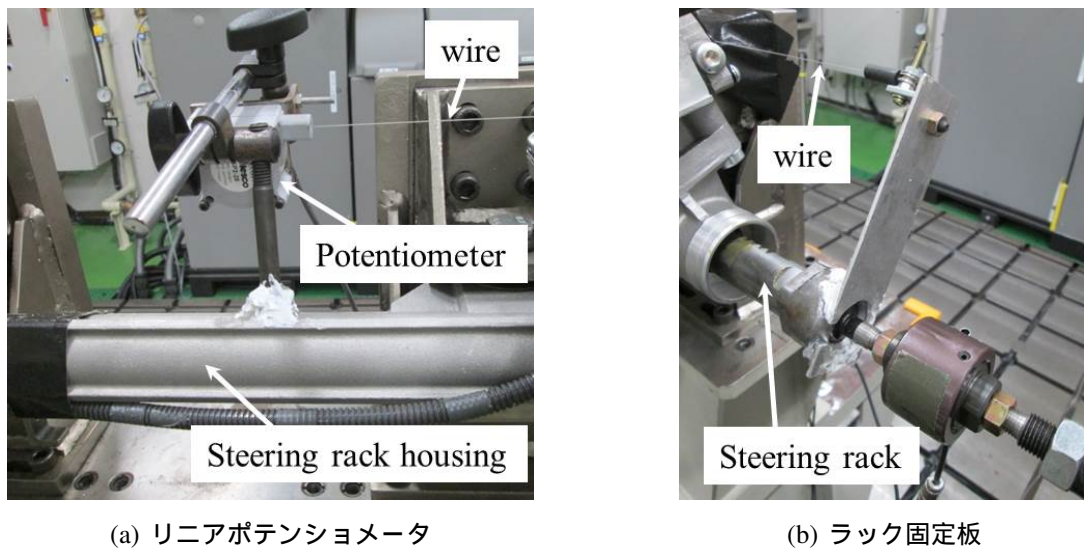


Figure 2.7 ラックストローク計測装置

Table 2.3 リニアポテンシオメータの仕様

項目	諸元値
計測範囲	635 [mm]
計測精度	フルスケールの $\pm 0.25 \%$
再現性	フルスケールの $\pm 0.05 \%$
ワイヤ張力	1.9 [N] $\pm 25 \%$

次に、本システムに用いたタイロッド軸力計測装置の外観を図2.8に示し、仕様を表2.4に示す。ロードセルには日計電測製の LCT-10KNE403 を使用している。ロードセルでタイロッド軸力を直接計測するためには、ロードセルをタイロッドの軸上に配置する必要がある。そのため本システムでは実際の車両のタイロッドを2分割してそれぞれを短縮し、さらに分割部にネジ加工を施してロードセルを固定している。

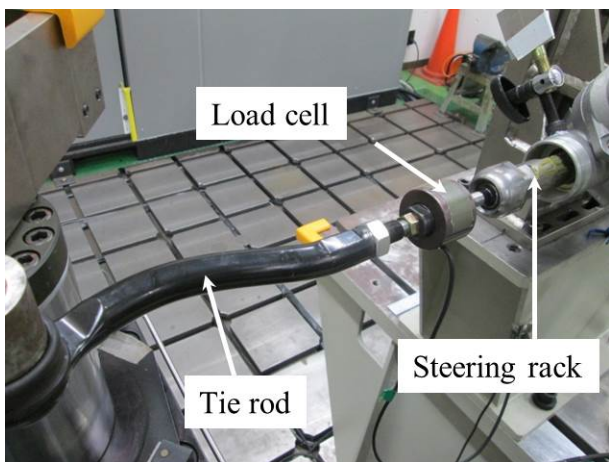


Figure 2.8 タイロッド軸力計測装置

Table 2.4 ロードセルの仕様

項目	諸元値
定格容量	10 [kN]
定格出力	± 1 [mV/V]
非直線性	± 0.5 [%R.O.]
ヒステリシス	± 0.5 [%R.O.]
繰返し性	± 0.3 [%R.O.]
ゼロバランス	± 5 [%R.O.]

2.3 ソフトウェア部

本節では本研究において構築したステアリング HILS システムの解析環境について説明する。HILS ではハードウェアの応答に合わせて実時間で解析を行う必要があるため、あらかじめ決められた解析のステップ時間内で各ステップの解析を確実に実行完了するリアルタイム解析の実現が必須となる。つまり、リアルタイム解析では、他のプログラムからの割り込み要求の影響を受けず、規定の時間間隔内での周期実行性が保証された RTOS が必要となる。

開発した HILS システムでは、dSPACE 社の RTOS をリアルタイム解析環境として使用した。ソフトウェア部全体は RTOS、RTOS の制御やログ管理を行うホスト PC、および目標状態量と制御結果を RTOS と通信するステアリング試験機の制御 PC で構成される。ソフトウェア部の構成を図2.9に示す。

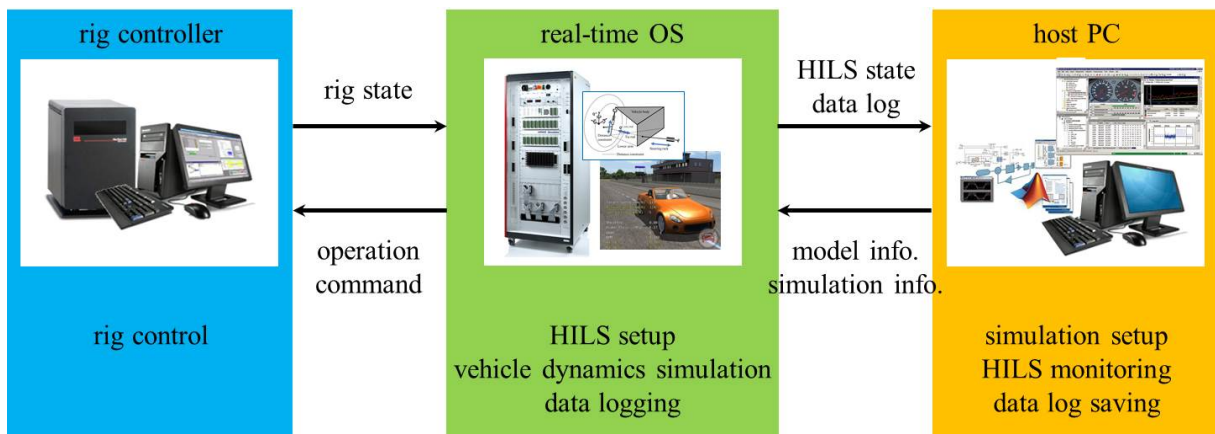


Figure 2.9 ソフトウェア部の構成

2.3.1 リアルタイム OS

本システムでは dSPACE 社製の開発環境である dSPACE システムを利用している。本システムに用いている dSPACE システムは主に DSP ボード、SCRAMNet 通信ボード、CAN 通信ボード、デジタル IO ボード、通信リンクボード、Real-Time Interface (RTI)、Control Desk である。DSP ボードには DS1006 プロセッサボードを用いており、車両運動解析、タイロッド上下位置計算、タイロッド軸力計算などのリアルタイムシミュレーションを行っている。DSP ボード内で計算されたタイロッド上下位置、タイロッド軸力などのハードウェアに対する指令値は SCRAMNet 通信用ポートを介して、ステアリング試験機に送信される。

dSPACE システムの DSP ボード内で実行するプログラムは RTI を利用することで、MATLAB/Simulink を用いて記述することができる。MATLAB/Simulink を用いて作成されたモデルは後述する MATLAB Coder/Simulink Coder により C コードに変換され、DSP ボード上でリアルタイムに実行される。ユーザは ControlDesk を用いてハードウェアの制御やデータのモニタリングを行う。ControlDesk では、シミュレーションの実行および停止や、MATLAB/Simulink の各ブロックのパラメータと関連付けることで、リアルタイムコードの実行中に各パラメータの変更を行うことができる。ControlDesk には数値ボックスやメータ、グラフなど様々なオブジェクトが用意されており、各パラメータの可視化を容易に行うことができる。ユーザはそれらを組み合わせることによりシステムの制御画面を構築する。



Figure 2.10 DSP ボード (DS1006)

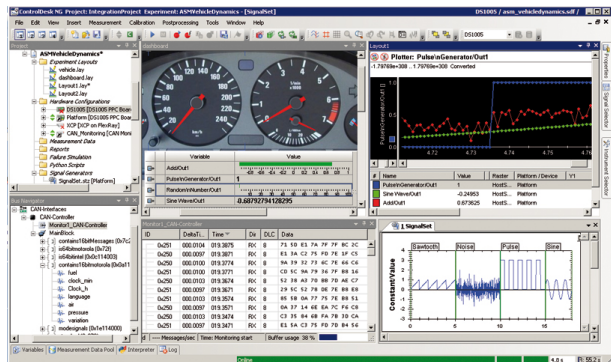


Figure 2.11 ControlDesk

2.3.2 SCRAMNet 通信

ステアリング HILS システムで制御機器間の通信による遅れを最小限にするために、リアルタイムシミュレーション環境である dSPACE システムとステアリング試験機の制御 PC は高速通信手段の一つである SCRAMNet+を用いて必要な情報をリアルタイムで授受している。

SCRAMNet とはいわゆる共有 Memory と独自のプロトコルを用いてネットワークをループ状につなぐ高速通信の手法であり、Shared Common Random Access Memory Network の略である。さらに、SCRAMNet+ネットワークは、リアルタイムコンピュータシステム用に設計された超高速のデータ通信システムである。SCRAMNet+は、遅延の少ないデータ伝送と正確なタイミングが重要である場合にコンピュータ間で小さいデータパケットを高速転送できるように最適化されており、航空機のシミュレータのようにリアルタイム性の要求が強く、データ送信のタイムラグが気になるアプリケーションに活用されている。

本システムでは、dSPACE システムに SCRAMNet+インターフェースである DS4503 ボードを使用し、ステアリング試験機との高速な統合を実現している。さらにこのインターフェースはデータと割込みを共有できるため、dSPACE とステアリング試験機間で正確なリアルタイム同期を実現している。



Figure 2.12 SCRAMNet+とのインターフェースボード (DS4503)

2.3.3 MATLAB/S-Function

S-Function は System Function の略称である。これは Simulink のブロックをコンピュータ言語で記述したものであり、C、C++、Fortran、MATLAB 言語などを用いて記述することができる。各々の言語によって記述された S-Function は mex コーティリティーを使用して MEX ファイルとしてコンパイルされ、MATLAB/Simulink 環境と動的にリンクされる。すなわち、S-Function を使用すると、ユーザ独自のサブルーチンブロックを Simulink モデルに追加することができる。ユーザにより作成された S-Function は MATLAB/Simulink の S-Function ブロックから呼び出すことで Simulink 上で動作する。また、Fortran 言語および MATLAB 関数を仕様して記述された S-Function を除いて、MATLAB Coder/Simulink Coder の利用が可能であるため、dSPACE システムで使用することができる。本研究においては、マルチボディ解析プログラムを C 言語で記述し、C 言語を用いて作成する S-Function である C MEX S-Function を利用して Simulink モデルに組み込んでいる。

S-Function の主な用途を下記に示す。

- ユーザ独自の Simulink ブロックの追加
- ハードウェアのデバイスドライバブロックの作成
- 既存の C コードで記述されたプログラムの Simulink への組み込み
- 数式によるシステムの記述
- グラフィックアニメーションの利用

2.3.4 MATLAB Coder/Simulink Coder

MATLAB Coder/Simulink Coder は、MATLAB/Simulink モデルからスタンドアロンの C コードおよび実行ファイルを自動で生成するソフトウェアである。生成されたコードは、先述した dSPACE システムなどのあらゆるマイクロプロセッサや RTOS 上で実行することができる。そのため Simulink Coder を利用することで短時間でのリアルタイムアプリケーションの作成、HILS システムの構築を行うことができる。本研究では dSPACE システムへのリアルタイムコードの実装において MATLAB Coder/Simulink Coder を利用している。

2.3.5 CarSim を用いた車両運動解析

車両運動解析は MATLAB/Simulink 環境下にリアルタイム車両運動解析モデルを S-Function として実装し、ステップ時間 1msec のリアルタイムシミュレーションを実現している。リアルタイム車両運動解析モデルには市販ソフトウェアである CarSim [27] を使用している。

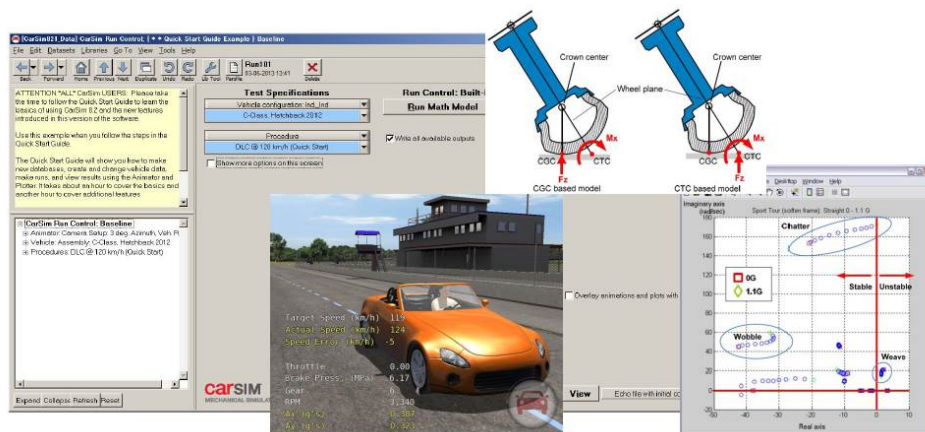


Figure 2.13 CarSim [27]

CarSim は、米国ミシガン大学出身のベンチャー企業である Mechanical Simulation 社によって開発された、エンドユーザ向けの車両運動シミュレーションパッケージソフトウェアである。乗用車や小型商用車の、さまざまな運転条件（アクセル、ブレーキ、ハンドル、シフト操作）と環境条件（摩擦係数や高さ変化のある道路コース、横風等）での動的な挙動を、PC 上の GUI を通した簡易操作でシミュレーション・評価することができる車両運動解析ソフトである。また、MATLAB/Simulink とのインターフェースに対応しているため、さまざまな車両制御システムの制御ロジックを PC 上で検証することができる。さらにリアルタイム解析に対応したソフトウェアバージョンである CarSim RT を用いることで、HILS などのリアルタイム解析に適用することが可能となる。

CarSim の車両モデルの特徴は以下のとおりである .

- 4 輪フルビークルモデル
- サスペンションアライメント変化 , タイヤ特性 , ステア機構 , エンジン特性 , トルクコン , ブレーキなどに特性値入力データを採用
- サスペンション , ステアリング系にコンプライアンスを採用
- コンプライアンスなどの非線形特性にマップデータを採用し , 解析値や実験結果を入力可能
- 20 Hz 程度までの振動 , 乗り心地のシミュレーションを実現

CarSim の車両モデルの構成ボディと自由度について , 図2.14および表2.5に示す .

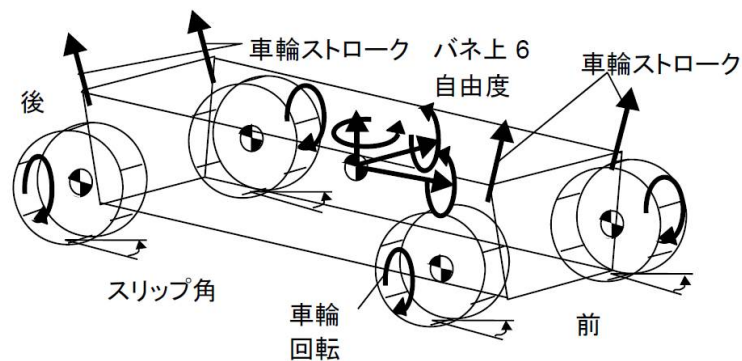


Figure 2.14 CarSim モデルの自由度

Table 2.5 CarSim モデルのボディ構成と自由度

ボディ種類	ボディ数	自由度
バネ上 (車体)	1	6 (並進 3 , 回転 3)
バネ下 (ナックル)	4	4 (上下)
車輪	4	12 (回転 4 , タイヤ前後左右スリップ 8)
エンジクラクシャフト	1	1
ブレーキ油圧系	-	4
合計	10	27

株式会社バーチャルメカニクス CarSim セミナー 8.2 初級編資料より引用

CarSim のその他の特徴は以下のとおりである。

- GUI (ブラウザ入力画面, グラフ, アニメーション) や Example が充実しており, 操作が容易
- MATLAB/Simulink とのインターフェースを標準装備しており, ユーザ定義の制御モデルとの連動を実現
- 各種リアルタイムシステムに適用し, HILS やドライビングシミュレータを実現可能 (CarSim RT)
- スクリプト言語により, 車両モデルや運転環境条件の拡張, 他ソフトとの連動が可能

本研究で開発したステアリング HILS システムはこの CarSim の特徴である MATLAB/Simulink とのインターフェースを利用し, CarSim の車両運動解析モデルを S-Function 化して dSPACE システムのリアルタイム解析環境に実装している。

CarSim では MATLAB/Simulink 環境とリンクするために, VS コマンドと呼ばれるスクリプト形式の機能拡張用コマンドを使って, 必要なパラメータを CarSim の S-Function ブロックから入出力する機能を有している。以下にその詳細を述べる。

Import Variable

CarSim では予備で使用できる取り込み可能な変数が標準で用意されているが, ユーザが任意の変数を追加したい場合は, 後述する *DEFINE_IMPORT* という VS コマンドを用いてインポート変数と呼ばれる変数を設定することで, Simulink, Labview 等の外部シミュレーション環境から CarSim の VS ソルバに変数を取り込むことができる。外部環境からインポートした変数は使用モードを選択することによって CarSim 内の内部変数との関係を任意に設定することができる。選択可能な使用モードを表2.6に示す。

Table 2.6 インポート変数の定義コマンド

Mode Keyword	Description
ADD	インポート変数を内部変数に加算
MULTIPLY	インポート変数を内部変数に乗算
REPLACE	インポート変数を内部変数に置換

Export or Output Variable

VS ソルバには、VS コマンドを用いた後処理によって BIN ファイルに書き出すことができる出力変数がある。この種類の変数を用いることで Simulink、Labview 等のシミュレーションに CarSim で計算された値を出力することができる。

以下に VS ソルバで計算された値を出力するために最低限必要な VS コマンドを述べる。

DEFINE_IMPORT

MATLAB/Simulink 等の外部からの情報を VS ソルバで利用可能するための新規変数を定義する。

DEFINE_OUTPUT

出力変数を定義し、VS ソルバ内部で変数を呼び出すことができるようになる。

EQ_OUT

時間ステップの毎に「*DEFINE_IMPORT*」で宣言された Simulink などのからの新規変数を出力変数に格納する方程式を作成する。またその際に、加算や乗算などの数式処理を加えることも可能である。

本システムでは、CarSim 内で走行時のテストマニューバを設定し、その中のステアリング操舵角を CarSim から MATLAB/Simulink 環境にエクスポートしてステアリング試験機の転舵アクチュエータの操舵指令波形としている。また、操舵によって実機で発生したステアリングラックストロークの計測結果を CarSim 内にインポートし、車両モデル内のステアリングラックストローク量に置換することで車両運動解析に実機の特性を組み込んでいる。ただし車両モデル内のラックストロークについては、CarSim 内の設定上、テストマニューバ内のステアリング操舵角とラック&ピニオンのギア比から計算されたラックストロークが自動的に入力され、REPLACE モードが選択出来ない。そこで、対応として CarSim 内のラック&ピニオンのギア比パラメータを 0 に設定し、ADD モードでインポートしたラックストロークの計測結果を加算することで実機のラックストロークをモデル内に反映している。また、ステアリングタイロッドの上下位置やタイロッド軸力の計算には車体座標基準のホイールの上下位置が必要となるが、通常 CarSim は絶対座標基準のホイール上下位置しか出力しない。そこで本システムでは、この絶対座標基準のホイール上下位置を車体座標基準に変換するため、Mechanical Simulation 社より供給されている変換用の VS コマンドを使用している。

表2.7に本システムの CarSim モデルに対する入出力のパラメータ一覧を示す。

Table 2.7 CarSim への入出力パラメータ

入出力	パラメータ名称	内容
入力	IMP_STEER_SW	ステアリングホイール操舵角
	IMP_THROTTLE_ENGINE	スロットルコントロール
	IMP_MODE_TRANS	トランスミッションのギアモード
	IMP_SPEED	目標速度入力
	IMP_STEER_RACK_CON_L1/R1	ステアリングラック変位 (左/右)
出力	XCG/YCG/ZCG_TM	車両前後位置/左右位置/上下位置
	Roll/Pitch/Yaw	車両ロール角/ピッチ角/ヨー角
	Vx/Vy/Vz	車両前後速度/左右速度/上下速度
	AVx/AVy/AVz	車両ロール角速度/ピッチ角速度/ヨー角速度
	Ax	車両前後加速度
	AyG_SM	車両横加速度 (加速度計位置)
	Az	車両上下加速度
	Beta	車両横すべり角
	Fx/Fy/Fz_L1/R1/L2/R2	タイヤ前後力/左右力/上下力 (4 輪)
	Mx_L1/R1/L2/R2	タイヤオーバートーニングモーメント (4 輪)
	MyRR_L1/R1/L2/R2	タイヤ転がり抵抗トルク (4 輪)
	Mz_L1/R1/L2/R2	タイヤセルフアライニングトルク (4 輪)
	Kappa_L1/R1/L2/R2	タイヤ前後スリップ比 (4 輪)
	Fx/Fy/Fz/Mx/My/Mz_Wc_L1/R1	ホイール中心の 6 分力 (4 輪)
	Z_L1/R1/L2/R2	ホイール中心の Z 座標 (4 輪)
	Az_L1/R1/L2/R2	ホイール上下加速度 (4 輪)
	Throttle	スロットル開度
	GearStat	ギア位置
	My_Bk_L1/R1/L2/R2	ブレーキトルク (4 輪)
	Steer_SW	ステアリング操舵角
	Y_Rack1	ラック変位
	Mz_KP_L1/R1	キングピンモーメント (左前/右前)
	CamberL1/R1	キャンバ角 (左前/右前)

2.3.6 CarSim の車両運動解析による走行再現性の評価

本研究のステアリング HILS システムでは、走行状態の再現に重要なタイロッド軸力計算に適用しているマルチボディ解析において、CarSim から供給されるホイール上下変位データを駆動拘束条件として用いており、CarSim の車両モデルにおける左右輪のホイール上下変位の解析精度がタイロッド軸力の計算精度に大きく影響する。よって本項では、その解析精度について評価する。

CarSim のホイール上下変位の精度を直接評価するためには、実際の車両で計測した車体に対するホイールの上下ストローク量と、実験車両をモデル化した CarSim 車両モデルのホイール上下ストローク量の解析結果を直接比較することが望ましいが、計測装置の都合上、走行実験でホイールストローク量のデータは取得できていない。そこで、簡易的な方法ではあるが、走行実験と CarSim 解析の車両ロール角の比較結果を代用し、評価に用いる。

図2.15に旋回半径 80 m での定常円旋回試験における車両横加速度と車両ロール角の関係について、走行実験および CarSim 解析を比較した例を示す。

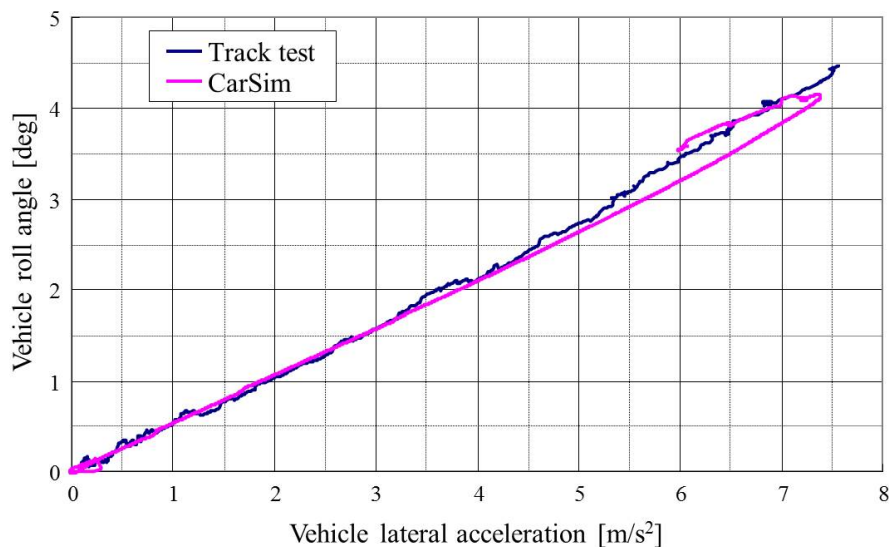


Figure 2.15 車両横加速度に対するロール角の比較例

過去に CarSim でモデル化した車両について、CarSim 解析と走行実験のロール角を比較した結果を図2.16に示す。ここでは図2.15に示した車両横加速度と車両ロール角のグラフから代表値として車両横加速度が 5 m/s^2 における CarSim 解析と走行実験の車両ロール角の関係をプロットしており、各プロットが個別の車種を表している。掲載した車両は、本研究のモデル化の対象であるストラットサスペンションおよびダブルウィッシュボーンサスペンションを搭載した車両である。全体として、走行実験よりも CarSim の方がロール角が小さくなる傾向があるが、両者の差は最大でも 10%程度に収まっており、CarSim 車両モデルが精度良く車両の姿勢変化を再現していると言える。

ただし、前述したとおり、直接比較することが望ましいホイール上下ストローク量に対し、ロール角を用いた簡易的な比較であるため、前後輪のジャッキアップ量の影響などは正確に把握できない。さらに詳細な CarSim 車両モデルの精度検証が必要な場合は走行実験で車体に対するホイール上下ストロークを直接計測することが必要である。

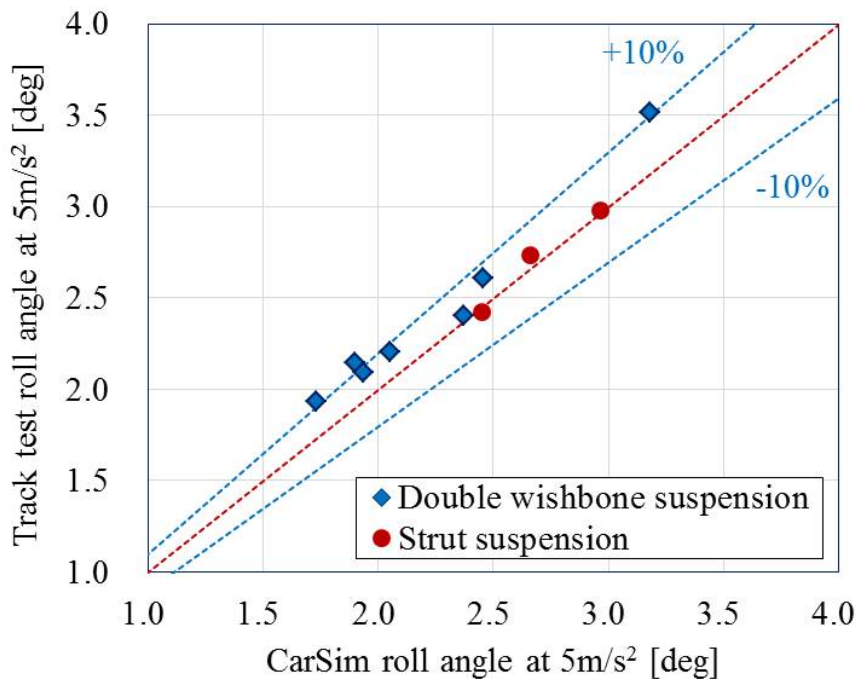


Figure 2.16 CarSim と走行実験のロール角比較結果

2.3.7 マルチボディ解析を用いたタイロッド軸力計算とシミュレーション構成

CarSim は車体であるバネ上と4輪のナックルであるバネ下との相対的な位置関係をマップデータのみで定義している．よって，サスペンションやステアリングの各部品の位置関係やそれに基づく各部品間の力のやりとりをモデル化することは不可能である．つまり CarSim のみでは車両運動解析の実行にとどまり，タイロッド軸力計算が実現できない．そこで，タイロッド軸力計算の実現と，1.6で述べたその精度向上を目的に，マルチボディ解析モデルを開発，適用した．開発したマルチボディ解析プログラムは C 言語で記述して S-Function 化し，MATLAB/Simulink 環境に組み込んで dSPACE システムのリアルタイム解析環境に実装され，タイロッド軸力を計算する構成となっている．タイロッド軸力の計算には，車両運動解析の結果，CarSim の S-Function から出力されたパラメータを用が用いられる．一方，CarSim の車両運動計算はタイロッド軸力計算とは独立しており，その影響は受けない．

本研究のステアリング HILS システムのソフトウェア部について本節で述べたシミュレーションの構成を図2.17に示す．

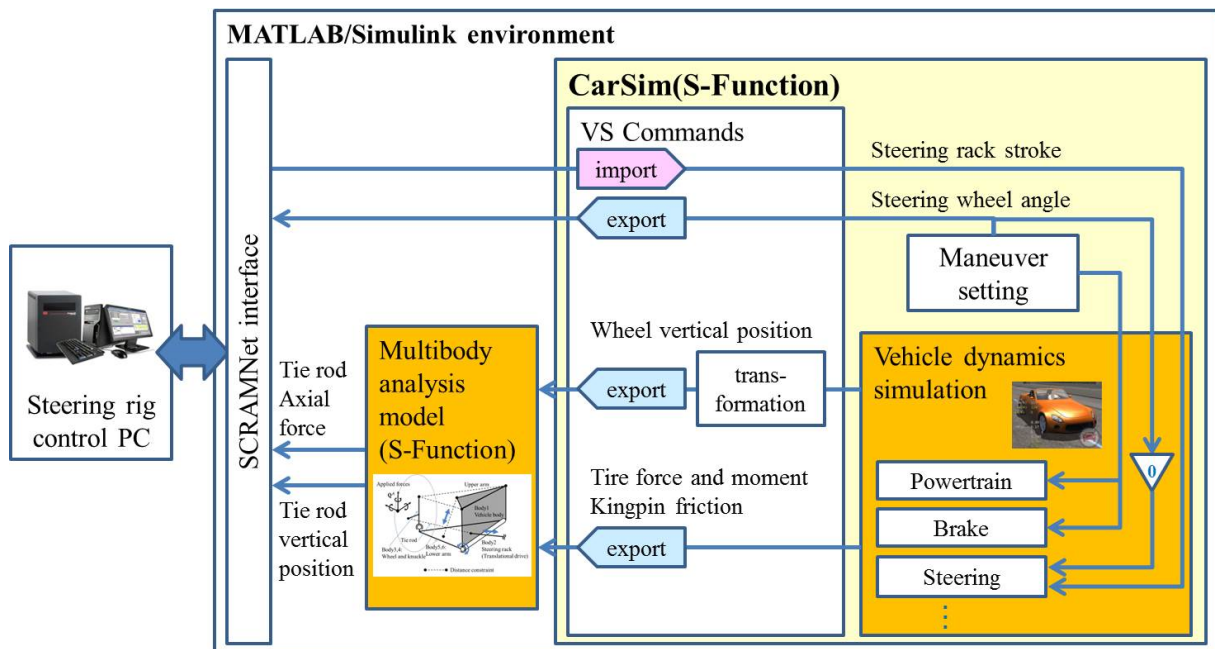


Figure 2.17 マルチボディ解析を含むプログラム構成の概略図

2.4 まとめ

本章では、ステアリング HILS システムの構成と基本的な動作原理について述べた。車両運動解析のシミュレーションと実機のステアリングシステムの試験機を連動させるステアリング HILS システムでは、車両の走行状態を高い精度で再現する必要がある。この車両の走行状態の再現のため、サスペンションのアライメント変化がステアリングシステムに与える影響まで再現可能な自由度を持つステアリング試験機を中心に、HILS 環境で実ステアリングユニットの応答を車両運動解析に取り込むための計測装置も含めたハードウェア構成について述べた。

さらにステアリング HILS システムでステアリングシステムの応答性やアシスト特性を評価可能にするためには、システム全体のリアルタイム性を確保する必要がある。リアルタイム性を確保するためのソフトウェア部の構成として、RTOS および試験機との高速通信を実現する通信環境について述べた。また、車両運動解析モデルとそれと連動してタイロッド軸力を計算するプログラムの RTOS 内での連携方法を中心とするシミュレーション部について整理した。タイロッド軸力計算の具体的な内容については第 3 章「マルチボディシステムの解析アルゴリズム」および第 4 章「タイロッド軸力計算モデルの構築」で扱う。

第三章

マルチボディシステムの解析アルゴリズム

3. マルチボディシステムの解析アルゴリズム

本研究のステアリング HILS システムでは、タイロッド軸力の計算のために、サスペンション、ステアリングシステムの機構要素をマルチボディシステムとして扱う。そこで本章では、タイロッド軸力計算モデルを開発するために必要となるマルチボディ解析として、3次元空間におけるマルチボディシステムの運動学解析、動力学解析、逆動力学を用いた拘束反力計算について基本的な考え方を示す。後述するように、マルチボディ解析における拘束反力の一つとして、タイロッド軸力が計算される。また、マルチボディシステム解析を導出するにあたり、3次元空間におけるボディの姿勢表現や、システムの拘束条件の数学的表現について整理する。

3.1 では、オイラーパラメータの定義、およびオイラーパラメータに関連するいくつかの重要な行列について整理する。また、ボディに固定されたローカル座標系とグローバル座標系間の座標変換について述べる。さらに、ボディの姿勢を表現する一般化座標としてオイラー角および方向余弦行列と比較した場合の特徴について述べる。

3.2 では、3.1 で示したオイラーパラメータを用いて、3次元空間におけるボディの位置/姿勢を求める運動学解析について述べる。

3.3 では、3次元空間における拘束条件を含む系の運動方程式を導出する。

3.4 では、3.3 で示した微分代数方程式形式の運動方程式から、システムを駆動させるために必要な拘束力をラグランジュ未定乗数を用いて導出する手法について述べる。

3.5 では、拘束条件の具体的な数式表現を整理する。いくつかの拘束条件について、拘束条件式や拘束条件式のヤコビアン代数表現を示す。

3.1 オイラーパラメータを用いたボディの姿勢表現

3.1.1 オイラーパラメータの定義

図3.1に示すように、ボディの重心を原点としてボディに固定されたローカル座標系（図中の $x'y'z'$ 座標系）を定義する。ボディの姿勢変化に伴い、このローカル座標系の方向はグローバル座標系（図中の xyz 座標系）に対して変化することになる。なお、本論文において用いる記号について、' はローカル座標系における値を意味するものとする。

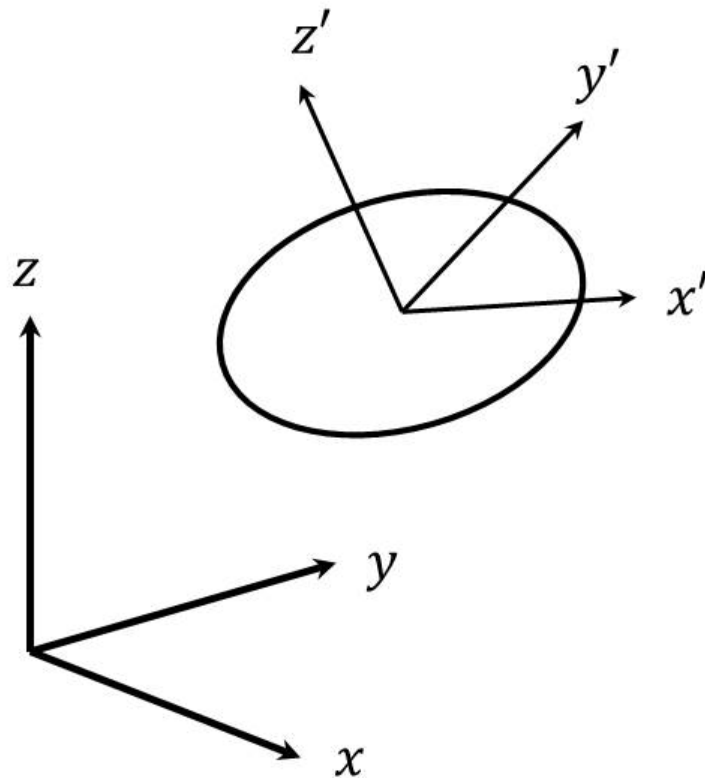


Figure 3.1 ボディに固定されたローカル座標系

ここで、ローカル座標系の原点がグローバル座標系の原点に一致するように、ローカル座標系を平行移動する。このとき、以下に述べるオイラーの定理より、ローカル座標系はグローバル座標系をオイラー軸まわりに回転させたものと考えることができる。

オイラーの定理

図 (3.2) のように 2 つのデカルト座標系の原点が一致する場合，一方の座標系を特定の軸まわりに適当に一度回転させることにより，他方の座標系に一致させることができる．また，この回転軸はオイラー軸と呼ばれる．

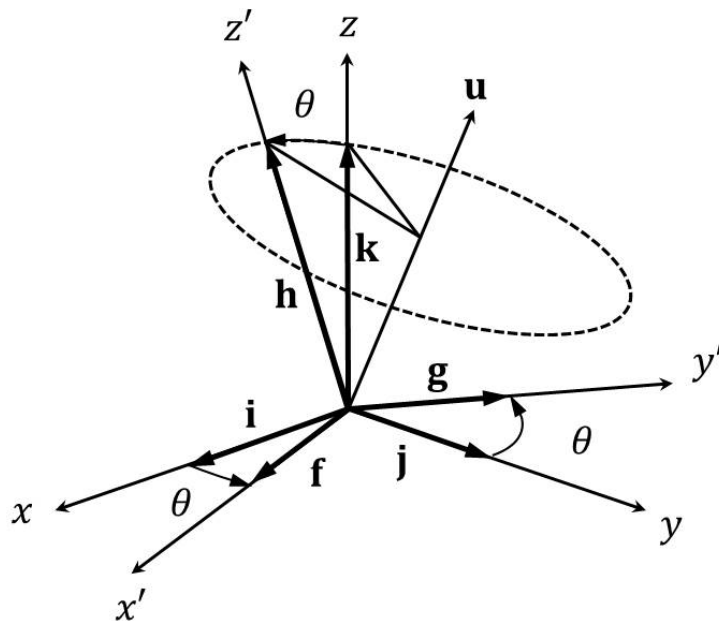


Figure 3.2 オイラー軸まわりの座標回転

このオイラー軸の単位方向ベクトルを \mathbf{u} ，回転角を θ とする．ここで \mathbf{u} を以下のように表現する．

$$\mathbf{u} = \begin{bmatrix} l \\ m \\ n \end{bmatrix} \quad (3.1)$$

\mathbf{u} の成分と θ を用いて，ボディの姿勢を表現する一般化座標であるオイラーパラメータを次のように定義する．

$$\mathbf{p} = \begin{bmatrix} e_0 \\ e_1 \\ e_2 \\ e_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos\frac{\theta}{2} \\ l\sin\frac{\theta}{2} \\ m\sin\frac{\theta}{2} \\ n\sin\frac{\theta}{2} \end{bmatrix} \quad (3.2)$$

ここで， \mathbf{e} を導入することで

$$\mathbf{p} = \begin{bmatrix} e_0 \\ \mathbf{e} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos\frac{\theta}{2} \\ \mathbf{u}\sin\frac{\theta}{2} \end{bmatrix} \quad (3.3)$$

のように表すことができる．上で定義されたオイラーパラメータの各要素は独立ではなく，次のようなオイラーパラメータの規格化条件を満たす必要がある．

$$\Phi^{\mathbf{p}} = \mathbf{p}^T \mathbf{p} = \begin{bmatrix} e_0 & e_1 & e_2 & e_3 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} e_0 \\ e_1 \\ e_2 \\ e_3 \end{bmatrix} = e_0^2 + e_1^2 + e_2^2 + e_3^2 = 1 \quad (3.4)$$

ここで， \mathbf{u} は単位ベクトルであるため，

$$\mathbf{e}^T \mathbf{e} = \sin^2\left(\frac{\theta}{2}\right) \quad (3.5)$$

であることを使った．

3.1.2 グローバル座標系-ローカル座標系の座標変換

グローバル座標系とローカル座標系間の座標変換を考える．

まず，図3.3のように，グローバル座標系とローカル座標系の原点が一致している場合を考える．グローバル座標系の x 軸方向の単位ベクトルを \vec{i} ， y 軸方向の単位ベクトルを \vec{j} ， z 軸方向の単位ベクトルを \vec{k} とする．また，ローカル座標系の x' 軸方向の単位ベクトルを \vec{f} ， y' 軸方向の単位ベクトルを \vec{g} ， z' 軸方向の単位ベクトルを \vec{h} で表す．3次元空間における任意のベクトル \vec{s} をグローバル

座標系とローカル座標系の単位ベクトルで表すと次のようになる .

$$\vec{s} = s_x \vec{i} + s_y \vec{j} + s_z \vec{k} \quad (3.6)$$

$$\vec{s} = s_{x'} \vec{f} + s_{y'} \vec{g} + s_{z'} \vec{h} \quad (3.7)$$

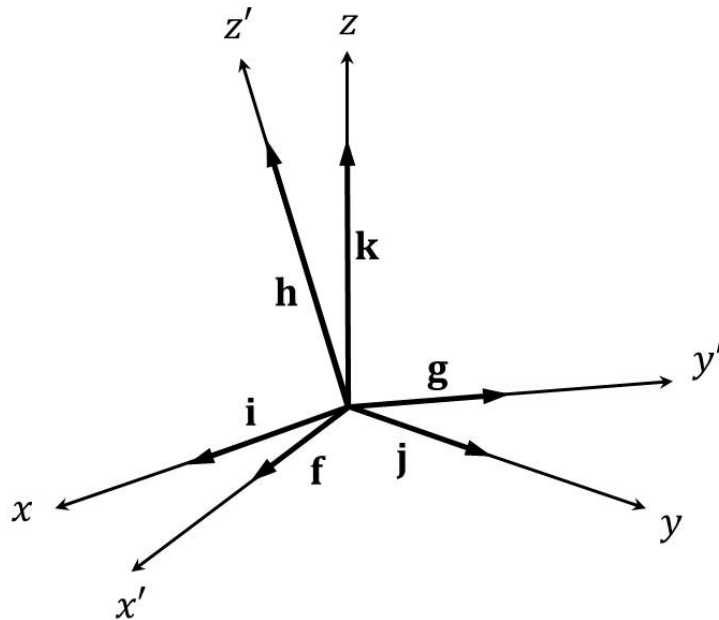


Figure 3.3 グローバル座標系とローカル座標系の単位ベクトル

ここで,

$$\begin{aligned} s_x &= \vec{s} \cdot \vec{i} \\ s_y &= \vec{s} \cdot \vec{j} \\ s_z &= \vec{s} \cdot \vec{k} \end{aligned} \quad (3.8)$$

$$\begin{aligned}
 s_{x'} &= \vec{s} \cdot \vec{f} \\
 s_{y'} &= \vec{s} \cdot \vec{g} \\
 s_{z'} &= \vec{s} \cdot \vec{h}
 \end{aligned}
 \tag{3.9}$$

である。

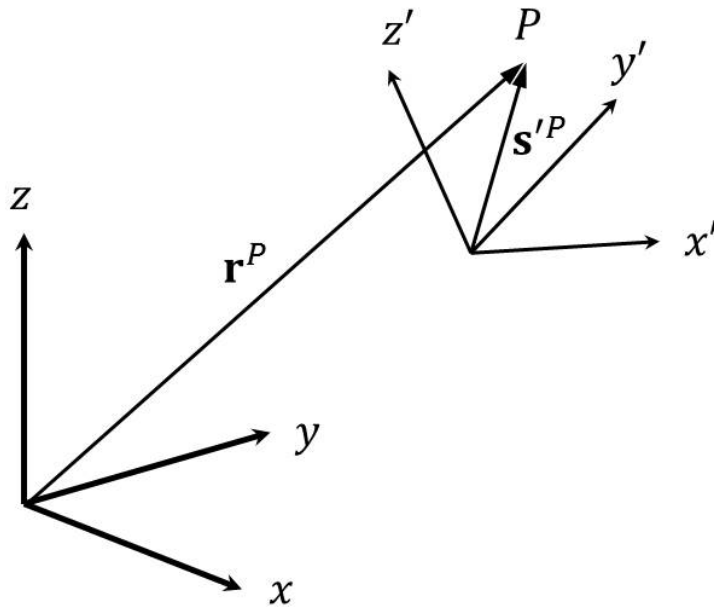


Figure 3.4 グローバル座標系とローカル座標系による表現

したがって、ベクトル \vec{s} をグローバル座標系の成分で表すと、

$$\mathbf{s} = \begin{bmatrix} s_x \\ s_y \\ s_z \end{bmatrix}
 \tag{3.10}$$

となり、ベクトル \vec{s} をローカル座標系の成分で表すと、

$$\mathbf{s}' = \begin{bmatrix} s_{x'} \\ s_{y'} \\ s_{z'} \end{bmatrix} \quad (3.11)$$

となる .

ここで , ベクトル $\vec{f}, \vec{g}, \vec{h}$ を $\vec{i}, \vec{j}, \vec{k}$ を用いて表すと以下のようになる .

$$\begin{aligned} \vec{f} &= a_{11}\vec{i} + a_{21}\vec{j} + a_{31}\vec{k} \\ \vec{g} &= a_{12}\vec{i} + a_{22}\vec{j} + a_{32}\vec{k} \\ \vec{h} &= a_{13}\vec{i} + a_{23}\vec{j} + a_{33}\vec{k} \end{aligned} \quad (3.12)$$

ただし ,

$$\begin{aligned} a_{11} &= \vec{i} \cdot \vec{f} = \cos\theta(\vec{i}, \vec{f}) \\ a_{12} &= \vec{i} \cdot \vec{g} = \cos\theta(\vec{i}, \vec{g}) \\ a_{13} &= \vec{i} \cdot \vec{h} = \cos\theta(\vec{i}, \vec{h}) \\ a_{21} &= \vec{j} \cdot \vec{f} = \cos\theta(\vec{j}, \vec{f}) \\ a_{22} &= \vec{j} \cdot \vec{g} = \cos\theta(\vec{j}, \vec{g}) \\ a_{23} &= \vec{j} \cdot \vec{h} = \cos\theta(\vec{j}, \vec{h}) \\ a_{31} &= \vec{k} \cdot \vec{f} = \cos\theta(\vec{k}, \vec{f}) \\ a_{32} &= \vec{k} \cdot \vec{g} = \cos\theta(\vec{k}, \vec{g}) \\ a_{33} &= \vec{k} \cdot \vec{h} = \cos\theta(\vec{k}, \vec{h}) \end{aligned} \quad (3.13)$$

である . これを式 (3.7) に代入すると , ローカル座標系からグローバル座標系の変換は次のように表される .

$$\begin{aligned}
 s_x &= a_{11}s_{x'} + a_{12}s_{y'} + a_{13}s_{z'} \\
 s_y &= a_{21}s_{x'} + a_{22}s_{y'} + a_{23}s_{z'} \\
 s_z &= a_{31}s_{x'} + a_{32}s_{y'} + a_{33}s_{z'}
 \end{aligned}
 \tag{3.14}$$

行列形式で上式を書き直すと，

$$\mathbf{s} = \mathbf{A}\mathbf{s}'
 \tag{3.15}$$

ただし，

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} \end{bmatrix}
 \tag{3.16}$$

である．この行列 \mathbf{A} は方向余弦行列と呼ばれる．

ここで，行列 \mathbf{A} を，代数ベクトルを用いて整理する．

$$\mathbf{i} = \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}, \mathbf{j} = \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \\ 0 \end{bmatrix}, \mathbf{k} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix}
 \tag{3.17}$$

であるので

$$\mathbf{f} = \begin{bmatrix} a_{11} \\ a_{12} \\ a_{13} \end{bmatrix}, \mathbf{g} = \begin{bmatrix} a_{21} \\ a_{22} \\ a_{23} \end{bmatrix}, \mathbf{h} = \begin{bmatrix} a_{31} \\ a_{32} \\ a_{33} \end{bmatrix}
 \tag{3.18}$$

である．

したがって，行列 \mathbf{A} は $\mathbf{f}, \mathbf{g}, \mathbf{h}$ を用いて

$$\mathbf{A} = \left[\mathbf{f}, \mathbf{g}, \mathbf{h} \right]
 \tag{3.19}$$

と表される．

f, g, h は直交することを考慮すると、次の関係が成り立つ。

$$\mathbf{A}^T \mathbf{A} = \mathbf{I} \quad (3.20)$$

すなわち、行列 \mathbf{A} は直交行列である。したがって、グローバル座標系からローカル座標系への逆変換は次のように表される。

$$\mathbf{s}' = \mathbf{A}^T \mathbf{s} \quad (3.21)$$

次に、グローバル座標系とローカル座標系の原点が一致していない場合の座標変換を考える (図3.5)。グローバル座標系の原点とローカル座標系の原点を結ぶベクトルを \mathbf{r} とする。

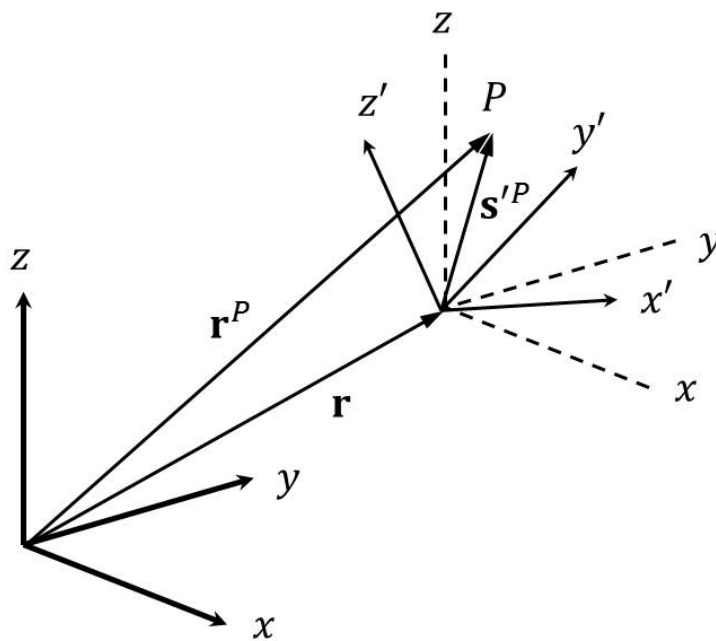


Figure 3.5 座標系の並進移動

図に示されるボディ上の点 P に対する座標変換は、前述した方向余弦行列 \mathbf{A} による回転変換と、ベクトル \mathbf{r} による並進運動を組み合わせられたものと考えられるため、次のような式で表すことができる。

$$\mathbf{r}^P = \mathbf{r} + \mathbf{A} \mathbf{s}'^P \quad (3.22)$$

ここで、方向余弦行列 A を、式 (3.2) で定義したオイラーパラメータを用いて表すことを考える。準備として外積オペレータについて述べる。

任意のベクトル

$$\mathbf{a} = \begin{bmatrix} a_x \\ a_y \\ a_z \end{bmatrix}, \mathbf{b} = \begin{bmatrix} b_x \\ b_y \\ b_z \end{bmatrix} \quad (3.23)$$

の外積を考える。ベクトル \mathbf{a}, \mathbf{b} の外積は次のように表される。

$$\mathbf{a} \times \mathbf{b} = \begin{bmatrix} a_x b_z - a_z b_y \\ a_z b_x - a_x b_z \\ a_x b_y - a_y b_x \end{bmatrix} \quad (3.24)$$

ここでベクトル \mathbf{a} の要素を用いて、次のような交代行列 $\tilde{\mathbf{a}}$ を定義する。

$$\tilde{\mathbf{a}} \equiv \begin{bmatrix} 0 & -a_z & a_y \\ a_z & 0 & -a_x \\ -a_y & a_x & 0 \end{bmatrix} \quad (3.25)$$

上に示したベクトル \mathbf{a}, \mathbf{b} の外積は、ここで定義した $\tilde{\mathbf{a}}$ と \mathbf{b} の積として表すことが可能である。すなわち、

$$\mathbf{a} \times \mathbf{b} = \tilde{\mathbf{a}} \mathbf{b} = \begin{bmatrix} a_x b_z - a_z b_y \\ a_z b_x - a_x b_z \\ a_x b_y - a_y b_x \end{bmatrix} \quad (3.26)$$

である。記号 \sim はベクトル \mathbf{a} から $\tilde{\mathbf{a}}$ を導く演算子とみなすことができる。記号 \sim を外積オペレータと呼ぶことにする。

外積オペレータを利用して、ローカル座標系の単位ベクトル \mathbf{h} を、グローバル座標系における単位ベクトル \mathbf{k} と、オイラーパラメータを定義する \mathbf{u}, θ を用いて表すことを考える。図3.6に示すようなベクトル \mathbf{a}, \mathbf{b} を補助的に考える。これらのベクトルは次のように表される。

$$\begin{aligned} \mathbf{a} &= \tilde{\mathbf{u}}\mathbf{k}\sin\theta \\ \mathbf{b} &= [\mathbf{k} - (\mathbf{u}^T\mathbf{k})\mathbf{u}]\cos\theta \end{aligned} \quad (3.27)$$

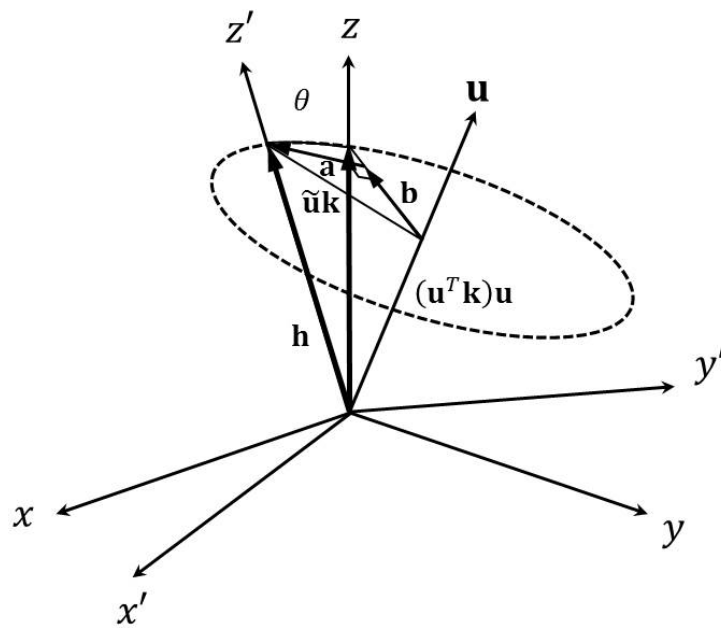


Figure 3.6 \mathbf{k} と \mathbf{h} の関係

したがって、ベクトル \mathbf{h} は次のように表される。

$$\begin{aligned} \mathbf{h} &= (\mathbf{u}^T\mathbf{k})\mathbf{u} + \mathbf{b} + \mathbf{a} \\ &= (\mathbf{u}^T\mathbf{k})\mathbf{u} + [\mathbf{k} - (\mathbf{u}^T\mathbf{k})\mathbf{u}]\cos\theta + \tilde{\mathbf{u}}\mathbf{k}\sin\theta \\ &= \mathbf{k}\cos\theta + (\mathbf{u}^T\mathbf{k})\mathbf{u}(1 - \cos\theta) + \tilde{\mathbf{u}}\mathbf{k}\sin\theta \end{aligned} \quad (3.28)$$

三角関数に関する式

$$\begin{aligned}
1 - \cos\theta &= \sin^2\frac{\theta}{2} \\
\sin\theta &= 2\sin\frac{\theta}{2}\cos\frac{\theta}{2} \\
\cos\theta &= 2\cos^2\frac{\theta}{2} - 1
\end{aligned} \tag{3.29}$$

を用いると,

$$\mathbf{h} = \mathbf{k} \left(2\cos^2\frac{\theta}{2} - 1 \right) \cos\theta + 2\mathbf{u} (\mathbf{u}^T \mathbf{k}) \sin^2\frac{\theta}{2} + 2\tilde{\mathbf{u}}\mathbf{k} \sin\frac{\theta}{2} \cos\frac{\theta}{2} \tag{3.30}$$

となる. オイラーパラメータの定義式 (3.2) を用いて上式を整理すると次のようになる.

$$\mathbf{h} = [(2e_0^2 - 1) \mathbf{I} + 2(\mathbf{e}\mathbf{e}^T + e_0\tilde{\mathbf{e}})] \mathbf{k} \tag{3.31}$$

\mathbf{f}, \mathbf{g} に対しても, 同様の手順にて次式のように \mathbf{i}, \mathbf{j} を用いて表すことができる.

$$\begin{aligned}
\mathbf{f} &= [(2e_0^2 - 1) \mathbf{I} + 2(\mathbf{e}\mathbf{e}^T + e_0\tilde{\mathbf{e}})] \mathbf{i} \\
\mathbf{g} &= [(2e_0^2 - 1) \mathbf{I} + 2(\mathbf{e}\mathbf{e}^T + e_0\tilde{\mathbf{e}})] \mathbf{j}
\end{aligned} \tag{3.32}$$

以上の関係から, 方向余弦行列 \mathbf{A} をオイラーパラメータで表すと次のようになる.

$$\begin{aligned}
\mathbf{A} &= [\mathbf{f}, \mathbf{g}, \mathbf{h}] \\
&= [(2e_0^2 - 1) \mathbf{I} + 2(\mathbf{e}\mathbf{e}^T + e_0\tilde{\mathbf{e}})] [\mathbf{i}, \mathbf{j}, \mathbf{k}] \\
&= [(2e_0^2 - 1) \mathbf{I} + 2(\mathbf{e}\mathbf{e}^T + e_0\tilde{\mathbf{e}})] \\
&= 2 \begin{bmatrix} e_0^2 + e_1^2 - \frac{1}{2} & e_1e_2 - e_0e_3 & e_1e_3 + e_0e_2 \\ e_1e_2 + e_0e_3 & e_0^2 + e_2^2 - \frac{1}{2} & e_2e_3 - e_0e_1 \\ e_1e_3 - e_0e_2 & e_2e_3 + e_0e_1 & e_0^2 + e_3^2 - \frac{1}{2} \end{bmatrix}
\end{aligned} \tag{3.33}$$

ここで,

$$[\mathbf{i}, \mathbf{j}, \mathbf{k}] = \mathbf{I} \quad (3.34)$$

であることを用いた．

3.1.3 グローバル座標系-ローカル座標系の速度変換と加速度変換

式 (3.22) ではボディ上の点 P をグローバル座標系で表した．ここで s'^P はローカル座標系で表された P の位置であり，本研究の範囲ではボディは剛体としているため，常に一定である．また，方向余弦行列はボディの姿勢変化に伴い変化するため，時間の関数である．よって，式 (3.22) の両辺を時間で微分すると次のようになる．

$$\dot{\mathbf{r}}^P = \dot{\mathbf{r}} + \dot{\mathbf{A}}\mathbf{s}'^P \quad (3.35)$$

ここで，グローバル座標系に対する $x'y'z'$ 座標系の角速度 ω' を考えると， $\dot{\mathbf{A}}$ と ω' について以下の関係式が成立する．

$$\dot{\mathbf{A}} = \mathbf{A}\tilde{\omega}' \quad (3.36)$$

$$\tilde{\omega}' = \mathbf{A}^T \dot{\mathbf{A}} \quad (3.37)$$

ここで， ω' は

$$\tilde{\omega}' = \begin{bmatrix} 0 & -\omega'_z & \omega'_y \\ \omega'_z & 0 & -\omega'_x \\ -\omega'_y & \omega'_x & 0 \end{bmatrix}. \quad (3.38)$$

である．式 (3.35) をさらに時間微分すると，次式を得る．

$$\ddot{\mathbf{r}}^P = \ddot{\mathbf{r}} + \ddot{\mathbf{A}}\mathbf{s}'^P \quad (3.39)$$

$\ddot{\mathbf{A}}$ は ω' を用いて次のように表すことができる．

$$\ddot{\mathbf{A}} = \mathbf{A}\ddot{\omega}' + \mathbf{A}\tilde{\omega}'\tilde{\omega}' \quad (3.40)$$

ここで、オイラーパラメータを用いて ω' を表すことを考える。準備として、オイラーパラメータの要素を用いて表される次の2つの行列 \mathbf{E}, \mathbf{G} を定義する。

$$\mathbf{E} \equiv \begin{bmatrix} -\mathbf{e}, \tilde{\mathbf{e}} + e_0 \mathbf{I} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -e_1 & e_0 & -e_3 & e_2 \\ -e_2 & e_3 & e_0 & -e_1 \\ -e_3 & -e_2 & e_1 & e_0 \end{bmatrix} \quad (3.41)$$

$$\mathbf{G} \equiv \begin{bmatrix} -\mathbf{e}, -\tilde{\mathbf{e}} + e_0 \mathbf{I} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -e_1 & e_0 & e_3 & -e_2 \\ -e_2 & -e_3 & e_0 & e_1 \\ -e_3 & e_2 & -e_1 & e_0 \end{bmatrix} \quad (3.42)$$

\mathbf{E}, \mathbf{G} の定義より、行列 \mathbf{E}, \mathbf{G} とオイラーパラメータ \mathbf{p} について、以下のような関係が成り立つことが、オイラーパラメータの要素を計算することにより示される。

$$\mathbf{E}\mathbf{p} = \begin{bmatrix} -\mathbf{e} & \tilde{\mathbf{e}} + e_0 \mathbf{I} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} e_0 \\ \mathbf{e} \end{bmatrix} = \mathbf{0} \quad (3.43)$$

$$\mathbf{G}\mathbf{p} = \mathbf{0} \quad (3.44)$$

$$\mathbf{E}\mathbf{E}^T = \mathbf{G}\mathbf{G}^T = \mathbf{I} \quad (3.45)$$

$$\mathbf{E}^T \mathbf{E} = \mathbf{G}^T \mathbf{G} = \mathbf{I}_4 - \mathbf{p}\mathbf{p}^T \quad (3.46)$$

$$\mathbf{E}\dot{\mathbf{p}} = -\dot{\mathbf{E}}\mathbf{p} \quad (3.47)$$

$$\mathbf{G}\dot{\mathbf{p}} = -\dot{\mathbf{G}}\mathbf{p} \quad (3.48)$$

$$\mathbf{E}\dot{\mathbf{G}}^T = \dot{\mathbf{E}}\mathbf{G}^T \quad (3.49)$$

また，方向余弦行列は \mathbf{G} と \mathbf{E} を用いて次のように表される．

$$\mathbf{A} = \mathbf{E}\mathbf{G}^T \quad (3.50)$$

この式を時間微分することにより，次式を得る．

$$\dot{\mathbf{A}} = \dot{\mathbf{E}}\mathbf{G}^T + \mathbf{E}\dot{\mathbf{G}}^T = 2\mathbf{E}\dot{\mathbf{G}}^T \quad (3.51)$$

ω' はオイラーパラメータを用いて以下のように表される．

$$\omega' = 2\mathbf{G}\dot{\mathbf{p}} \quad (3.52)$$

両辺に \mathbf{G}^T をかけて整理すると，オイラーパラメータは ω' を用いて次のように表される．

$$\dot{\mathbf{p}} = \frac{1}{2}\mathbf{G}^T\omega' \quad (3.53)$$

3.1.4 オイラーパラメータの特徴

3次元空間におけるボディの姿勢を表現する方法として、オイラーパラメータの他に、方向余弦行列を用いて表す方法や、オイラー角を用いて表す方法などが知られている。

方向余弦行列を用いて表す方法は、方向余弦行列の各要素を一般化座標として用いる方法である。この方法ではボディの姿勢は9変数で表されることになる。また、方向余弦行列を構成するベクトル f, g, h の規格化条件と直交条件について、6つの拘束条件を含むことになる。

オイラー角を用いて表す方法は、ローカル座標系を各軸まわりの回転角で表現したものである。XYZ, ZXZ など、利用する回転軸が異なる12種類の表現方法がある。オイラー角を用いて表す場合、一般化座標の数は3となり、方向余弦行列を表す方法やオイラーパラメータによる方法などが持つ一般化座標の冗長性は含まれない。しかし、一般化座標が角度であるため、座標変換の際に三角関数の計算が必要となること、また、回転角の時間微分を求める際に特異点が現れ、計算不能になる場合があるというデメリットがある。したがって、実際の数値解析問題に適用する際に問題が生じることが多い。

これらの方法と比較して、マルチボディ解析における一般化座標としてオイラーパラメータを利用することのメリットを整理すると次のようになる。まず、オイラー角による姿勢変化と比較すると、オイラーパラメータは特異点を持たないというメリットが挙げられる。特異点近傍では計算精度が著しく悪化するため、オイラー角による方法では他の表現方法への変換といった工夫が必要となる。また実際の拘束条件計算では方向余弦行列を用いた座標変換が多用される。オイラーパラメータから方向余弦行列を求める計算は線形計算であるのに対し、オイラー角から方向余弦行列を求める計算は三角関数計算となる。したがって、計算速度および計算精度の両面からオイラーパラメータによる姿勢表現が有効であると考えられる。

また、方向余弦行列による姿勢表現と比較すると、方向余弦行列では一般化座標の数が1つの剛体あたり9個必要となり、非常に冗長であることが挙げられる。さらに、方向余弦行列は正規直交行列であるという条件を満たす必要がある。3.1.1で述べたように、オイラーパラメータも同様の規格化条件を満たす必要があるが、数値解析の途中で適宜修正を加える必要があるが、満足すべき条件式がオイラーパラメータでは1つだけであるのに対し、方向余弦行列では6つの条件式を取り扱う必要がある。

上記のメリットを考慮し、本研究ではボディの姿勢表現にオイラーパラメータを採用した。

3.2 運動学解析

ほとんどの機械は剛体部品の集合体（マルチボディシステム）と考えることができる．それらの剛体部品は相互に結合し運動が拘束される．その相互に動きを拘束するジョイントによって機械システム全体の運動は決定される．本節では運動学的拘束と駆動拘束によってマルチボディシステムの位置，姿勢を求める運動学解析について述べる．

3.2.1 拘束条件式

マルチボディシステムにおけるボディ i の位置，姿勢を表す一般化座標 \mathbf{q} は式 (3.54) で示される．

$$\mathbf{q}_i = \begin{bmatrix} \mathbf{r}_i \\ \mathbf{p}_i \end{bmatrix} \quad (3.54)$$

3次元空間でのマルチボディダイナミクスでは一般化座標は $7 \times nb = nc$ (nb はシステムを構成するボディ数) となる．ここで nc は一般化座標の総数を表す．これは物体の位置を示すのに $\mathbf{r} = [x, y, z]^T$ の3変数を用いて表し， $\mathbf{p} = [e_0, e_1, e_2, e_3]^T$ を用いて姿勢を示すためである．よって，マルチボディシステム全体を定義する一般化座標は以下ようになる．

$$\mathbf{q} = [\mathbf{q}_1^T, \mathbf{q}_2^T \cdots, \mathbf{q}_{nb}^T]^T \quad (3.55)$$

機械を構成するためのジョイントである相互拘束は一般化座標と関連する拘束条件式として記述される．2つのボディ間での幾何学的拘束は物体の運動を制限，決定する．それらの拘束条件式は一般化座標の代数方程式として記述することができる．そのため拘束条件は

$$\Phi(\mathbf{q}, t) = 0 \quad (3.56)$$

で示される．マルチボディシステム全体を拘束する nh 個のホロノミックな拘束条件式は以下のように示される．

$$\Phi_K = [\Phi_1^K(\mathbf{q}), \cdots, \Phi_{nh}^K(\mathbf{q})]^T = 0 \quad (3.57)$$

また，マルチボディシステムの駆動拘束式は以下のように示される．

$$\Phi_D = [\Phi_1^D(\mathbf{q}), \dots, \Phi_{DOF}^D(\mathbf{q})]^T = 0 \quad (3.58)$$

一般的にマルチボディ解析用の汎用ソフトではホロノミックな拘束はライブラリとして用意されており，本研究で用意した拘束については後述する．

ボディの姿勢表現にオイラーパラメータを用いた3次元のマルチボディシステムでは，運動学拘束や駆動拘束に加え，それぞれのボディのオイラーパラメータ一般化座標は式 (3.59) の規格化条件を満足しなければならない．

$$\Phi_i^P = \mathbf{p}_i^T \mathbf{p}_i - 1 = 0 \quad (3.59)$$

したがって，システム全体でのオイラーパラメータの規格化条件式のベクトルは式 (3.60) に示される．

$$\Phi^P = [\Phi_i^P, \dots, \Phi_{nb}^P]^T = 0 \quad (3.60)$$

システムの位置と姿勢を決定する運動学拘束，駆動拘束およびオイラーパラメータの規格化条件をまとめて式 (3.61) で示すことができる．

$$\Phi(\mathbf{q}, t) = \begin{bmatrix} \Phi^K(q) \\ \Phi^D(q, t) \\ \Phi^P(q) \end{bmatrix} = 0 \quad (3.61)$$

キネマティクス解析の目的は一般化座標 \mathbf{q} において，時間の関数であるシステムの方程式を解くことである．そのため，ある時刻にしたがって変化する非線形な方程式である拘束条件式 $\Phi(\mathbf{q}, t) = 0$ を満たすようにシステムの方程式を解くためには，後述する Newton-Raphson 法などが用いられるのが一般的である．ここで，拘束条件式を一般化座標 \mathbf{q} において偏微分することで各一般化座標におけ

る方程式を算出する．ここで偏微分された拘束条件式をヤコビアンと呼び，以下のように定義する．

$$\Phi_{\mathbf{q}}(\mathbf{q}, t) = \left[\frac{\partial \Phi_i(\mathbf{q}, t)}{\partial q_j} \right]_{nc \times nc} \quad (3.62)$$

式 (3.61) の位置に関する非線形方程式を解くには，この連立方程式のヤコビアンを求めなければならない．まず，ボディ i の一般化座標に関する運動学拘束条件式の勾配は式 (3.63) で示される．

$$\Phi_{\mathbf{q}_i}^K = \begin{bmatrix} \Phi_{\mathbf{r}_i}^K & \Phi_{\mathbf{p}_i}^K \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \Phi_{\mathbf{r}_i}^K & 2\Phi_{\pi'_i}^K \mathbf{G}_i \end{bmatrix} \quad (3.63)$$

同様に body i の一般化座標に関する駆動拘束条件式の勾配は式 (3.64) 示される．

$$\Phi_{\mathbf{q}_i}^D = \begin{bmatrix} \Phi_{\mathbf{r}_i}^D & \Phi_{\mathbf{p}_i}^D \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \Phi_{\mathbf{r}_i}^D & 2\Phi_{\pi'_i}^D \mathbf{G}_i \end{bmatrix} \quad (3.64)$$

最後に式 (3.59) の i 番目のオイラーパラメータの規格化条件式の一般化座標に関する勾配は，直接計算すると式 (3.65) になる．

$$\Phi_{\mathbf{q}_i}^P = \begin{bmatrix} 0 & 2\mathbf{p}_i^T \end{bmatrix} \quad (3.65)$$

したがって，式 (3.63) から式 (3.65) に示した運動学拘束条件式，駆動拘束条件式，およびオイラーパラメータの規格化条件式の導関数をまとめると，式 (3.61) の拘束条件式のヤコビアンは式 (3.66) のように表すことができる．

$$\Phi_{\mathbf{q}}(\mathbf{q}, t) = \begin{bmatrix} \Phi_{\mathbf{q}}^K(q) \\ \Phi_{\mathbf{q}}^D(q, t) \\ \Phi_{\mathbf{q}}^P(q) \end{bmatrix} \quad (3.66)$$

ここで，運動学拘束条件式，駆動拘束条件式およびオイラーパラメータの規格化条件式がそれぞれ独立であり，かつ自由度の数の駆動拘束が設定されると，このヤコビアンは正則となる．したがって，もしそのシステムをある条件で組み立てることができるなら，組み立てられた形態の近くにそのシス

テムの位置と姿勢の唯一解が存在し、式 (3.61) を解くことでその解を得ることができる。

この時、拘束条件式の数は $7nb$ であることが必要となる。つまり、運動学解析を行うためには、式 (3.61) が $7nb$ 個の一般化座標で表した $7nb$ 個の式から成り立つように、適切な数の駆動拘束を設定する必要がある。

運動学解析における速度、加速度は拘束条件式を 1 階の時間微分で得られる速度方程式と 2 階の時間微分で得られる加速度方程式を用いて解析することができる。速度方程式は以下のように示される。

$$\Phi_{\mathbf{q}}\mathbf{q} = -\Phi_t \equiv \mathbf{v} \quad (3.67)$$

加速度方程式は以下のとおりとなる。

$$\Phi_{\mathbf{q}}\mathbf{q} = -(\Phi_{\mathbf{q}}\mathbf{q}) - 2\Phi_{\mathbf{q},t}\mathbf{q} - \Phi_{tt} \equiv \boldsymbol{\gamma} \quad (3.68)$$

これらの式を解くことで、一般化速度、一般化加速度を得ることができる。

3.2.2 Newton-Raphson 法による収束計算

3次元システムの運動学拘束条件式は、非線形性が強く複雑となるために、解が陽な形で求まることはほとんどない。それゆえ式 (3.61) を解くために繰り返し法が用いられる。その中でも Newton-Raphson 法は一般に広く用いられている。

n 個の変数からなる n 個の方程式の場合の Newton-Raphson 法

次のような n 個の未知数からなる n 個の非線形代数方程式について考える。

$$\begin{aligned} \Phi_1(\mathbf{q}) &\equiv \Phi_1(q_1, q_2, \dots, q_n) = 0 \\ \Phi_2(\mathbf{q}) &\equiv \Phi_2(q_1, q_2, \dots, q_n) = 0 \\ &\vdots \\ \Phi_n(\mathbf{q}) &\equiv \Phi_n(q_1, q_2, \dots, q_n) = 0 \end{aligned} \quad (3.69)$$

ここで、解のベクトルを $\mathbf{q}^* \equiv [q_1^*, q_2^*, \dots, q_n^*]$ と表記する。解の推定値 $\mathbf{q}^{(i)}$ に関する 1 次の Taylor 展開を式 (3.69) に適用する。高次の項を無視すると、修正された近似解 $\mathbf{q}^{(i+1)}$ に対する 1 次の Taylor 近似は次のようになる。

$$\Phi(\mathbf{q}^{(i)}) + \Phi_{\mathbf{q}}(\mathbf{q}^{(i)}) \left[\mathbf{q}^{(i+1)} - \mathbf{q}^{(i)} \right] = \mathbf{0}$$

ヤコビアン $\Phi_q(\mathbf{q}^{(i)})$ が正則であれば,

$$\Phi_q(\mathbf{q}^{(i)})\Delta\mathbf{q}^{(i)} = -\Phi(\mathbf{q}^{(i)}) \quad (3.70)$$

を解き, そして $\mathbf{q}^{(i+1)} = \mathbf{q}^{(i)} + \Delta\mathbf{q}^{(i)}$ の関係があるので, $\mathbf{q}^{(i+1)}$ を求めることができる. 連立方程式に関する Newton-Raphson 法のアルゴリズムは次のとおりである.

- (1) 式 (3.69) の解の初期値 $\mathbf{q}^{(0)}$ を推定する.
- (2) イタレーション $i = 0, 1, \dots$, において, $\Phi(\mathbf{q}^{(i)})$ と $\Phi_q(\mathbf{q}^{(i)})$ を計算する. もし全ての誤差の大きさと近似解の変化が次の式を満足すれば, 計算を終了する.

$$\begin{aligned} |\Phi_k(\mathbf{q}^{(i)})| &\leq \varepsilon_e \\ |q_k^{(i)} - q_k^{(i-1)}| &\leq \varepsilon_s \\ k &= 1, \dots, n \end{aligned}$$

もし, ここでも $\Phi_q(\mathbf{q}^{(i)})$ が特異で $\Phi(\mathbf{q}^{(i)}) \neq 0$ ならば, ステップ 1 に戻り, 新しい推定値を用いて再度計算する. そうでなければステップ 3 に進む. ここで, ε_e は式の許容誤差であり, ε_s は解の許容誤差である.

- (3) $\Phi_q(\mathbf{q}^{(i)})\Delta\mathbf{q}^{(i)} = -\Phi(\mathbf{q}^{(i)})$ を解き, $\mathbf{q}^{(i+1)} = \mathbf{q}^{(i)} + \Delta\mathbf{q}^{(i)}$ として, i の代わりに $i + 1$ としてステップ 2 に戻る.

ここで, 1 変数 1 方程式の場合を例にとり, Newton-Raphson 法の繰り返し計算を図3.7に示す.

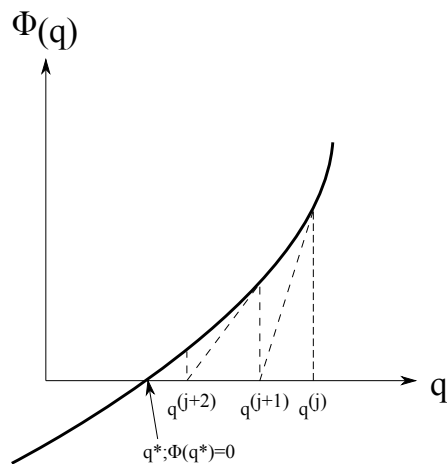


Figure 3.7 Newton Raphson 法における収束

3.3 拘束力を含む運動方程式

本節では、拘束力を含むシステムの運動方程式について述べる。複数個のボディを取り扱うため、以下のような変数を準備する。

$$\begin{aligned}
\delta \mathbf{r} &= [\delta \mathbf{r}_1^T, \delta \mathbf{r}_2^T, \dots, \delta \mathbf{r}_{nb}^T]^T \\
\mathbf{M} &\equiv \text{diag}(m_1 \mathbf{I}_3, m_2 \mathbf{I}_3, \dots, m_{nb} \mathbf{I}_3) \\
\delta \boldsymbol{\pi} &= [\delta \boldsymbol{\pi}_1'^T, \delta \boldsymbol{\pi}_2'^T, \dots, \delta \boldsymbol{\pi}_{nb}'^T]^T \\
\mathbf{F} &\equiv [\mathbf{F}_1^T, \mathbf{F}_2^T, \dots, \mathbf{F}_{nb}^T]^T \\
\mathbf{J}' &\equiv \text{diag}(\mathbf{J}'_1, \mathbf{J}'_2, \dots, \mathbf{J}'_{nb}) \\
\boldsymbol{\omega}' &\equiv [\boldsymbol{\omega}'_1, \boldsymbol{\omega}'_2, \dots, \boldsymbol{\omega}'_{nb}]^T \\
\mathbf{n}' &\equiv [\mathbf{n}'_1^T, \mathbf{n}'_2^T, \dots, \mathbf{n}'_{nb}^T]^T \\
\tilde{\boldsymbol{\omega}}' &\equiv \text{diag}(\tilde{\boldsymbol{\omega}}'_1, \tilde{\boldsymbol{\omega}}'_2, \dots, \tilde{\boldsymbol{\omega}}'_{nb})
\end{aligned} \tag{3.71}$$

ここで m は質量， \mathbf{J}' はボディ座標系における慣性マトリックスであり， \mathbf{F} ， \mathbf{n}' は作用力ベクトルと作用トルクベクトルを示す。力 F とトルク n' が作用するシステム内の全てのボディに対し，変分型の Newton-Euler の運動方程式は以下の様に表される。

$$\delta \mathbf{r}^T [\mathbf{M}\ddot{\mathbf{r}} - \mathbf{F}] + \delta \boldsymbol{\pi}'^T [\mathbf{J}'\dot{\boldsymbol{\omega}}' + \tilde{\boldsymbol{\omega}}'\mathbf{J}'\boldsymbol{\omega}' - \mathbf{n}'] = 0 \tag{3.72}$$

力 F とトルク n' は作用力 F^A ，作用トルク n'^A と拘束力 F^C ，拘束トルク n'^C に分けることができる。本論文で取り扱う拘束においては，仮想変位および仮想回転は仕事をしない。すなわち，

$$\delta \mathbf{r}^T \mathbf{F}^C + \delta \boldsymbol{\pi}'^T \mathbf{n}'^C = 0 \tag{3.73}$$

であるため，式 (3.72) はシステムの外力およびトルクを用いて以下の様に表される。

$$\delta \mathbf{r}^T [\mathbf{M}\ddot{\mathbf{r}} - \mathbf{F}^A] + \delta \boldsymbol{\pi}'^T [\mathbf{J}'\dot{\boldsymbol{\omega}}' + \tilde{\boldsymbol{\omega}}'\mathbf{J}'\boldsymbol{\omega}' - \mathbf{n}'^A] = 0 \tag{3.74}$$

ここで，拘束条件式 $\Phi(\mathbf{r}, \Phi', t)$ の仮想変位を考慮すると，

$$\delta\Phi = \Phi_{\mathbf{r}}\delta\mathbf{r} + \Phi_{\pi'}\delta\pi' = 0 \quad (3.75)$$

となる．式 (3.74) がすべての仮想変位に対して，式 (3.75) を満足するような解はラグランジュの未定定数法を用いることで導出できる [28]．そこで，ラグランジュの未定定数 λ を用いて式 (3.72) は以下の様に表される．

$$\delta\mathbf{r}^T [\mathbf{M}\ddot{\mathbf{r}} - \mathbf{F}^A + \Phi_{\mathbf{r}}^T\lambda] + \delta\pi'^T [\mathbf{J}'\dot{\omega}' + \tilde{\omega}'\mathbf{J}'\omega' - \mathbf{n}'^A + \Phi_{\pi'}^T\lambda] = 0 \quad (3.76)$$

この式 (3.76) はすべての仮想変位 $\delta\mathbf{r}$ および仮想回転 $\delta\pi'$ に対して 0 でなければならない．したがって，拘束力を含む Newton-Euler の運動方程式は，ラグランジュの未定乗数を用いて以下の様に表される．

$$\begin{aligned} \mathbf{M}\ddot{\mathbf{r}} + \Phi_{\mathbf{r}}^T\lambda &= \mathbf{F}^A \\ \mathbf{J}'\dot{\omega}' + \Phi_{\pi'}^T\lambda &= \mathbf{n}'^A - \tilde{\omega}'\mathbf{J}'\omega' \end{aligned} \quad (3.77)$$

これらの運動方程式は，拘束条件を加速度レベルにおいても満足しなければならない．拘束条件を時間に対して微分すると以下のような速度方程式を得る．

$$\Phi_{\mathbf{r}}\dot{\mathbf{r}} + \Phi_{\pi'}\dot{\omega}' = -\dot{\Phi}_t \equiv \mathbf{v} \quad (3.78)$$

この速度方程式を時間についてさらに 1 回微分すると，以下のような加速度方程式を得る．

$$\Phi_{\mathbf{r}}\ddot{\mathbf{r}} + \Phi_{\pi'}\dot{\omega}' = -\dot{\Phi}_{tt} - \dot{\Phi}_{\mathbf{r}}\dot{\mathbf{r}} - \dot{\Phi}_{\pi'}\dot{\omega}' = \gamma \quad (3.79)$$

運動方程式と加速度方程式をまとめて，1 つの行列方程式で表すと次のようになる．

$$\begin{bmatrix} \mathbf{M} & \mathbf{0} & \Phi_{\mathbf{r}}^T \\ \mathbf{0} & \mathbf{J}' & \Phi_{\pi'}^T \\ \Phi_{\mathbf{r}} & \Phi_{\pi'} & \mathbf{0} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\mathbf{r}} \\ \dot{\omega}' \\ \lambda \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{F}^A \\ \mathbf{n}'^A - \tilde{\omega}'\mathbf{J}'\omega' \\ \gamma \end{bmatrix} \quad (3.80)$$

この微分代数方程式を解くことで，一般化加速度が求まり，これを数値積分することで，一般化速度，一般化座標を得ることが出来る．なお，この定式化手法は拡大法と呼び，3 次元のマルチボディダイ

ナミクス解析において基本的な手法の一つである。

次に、オイラーパラメータを用いてこの拡大法の行列方程式を書き換えることを考える。オイラーパラメータを用いて、式 (3.78) を表現すると、

$$\Phi_r \dot{r} + \Phi_p \dot{p} = -\Phi_t \equiv v \quad (3.81)$$

が得られる。このとき、式 (3.52) を用いており、

$$\Phi_{p_i} = 2\Phi_{\pi_i} G_i \quad (3.82)$$

である。加速度方程式を得るためには、角加速度 $\dot{\omega}'$ と \ddot{p} の関係式を求めなければならない。式 (3.52) を時間微分すると、

$$\dot{\omega}' = 2G\ddot{p} + 2\dot{G}\dot{p} \quad (3.83)$$

となる。ここで、

$$\begin{aligned} \dot{G}\dot{p} &= [-\dot{e}, \bar{e} + \dot{e}_0 \mathbf{I}] \begin{bmatrix} \dot{e}_0 \\ \dot{e} \end{bmatrix} \\ &= -\dot{e}\dot{e}_0 - \bar{e}\dot{e} + \dot{e}_0\dot{e} \\ &= \mathbf{0} \end{aligned} \quad (3.84)$$

であり、

$$\dot{\omega}' = 2G\ddot{p} \quad (3.85)$$

となる。この式から、 \ddot{p} を求めると、

$$\ddot{p} = \frac{1}{2}(\dot{G}^T \omega' + G^T \dot{\omega}') \quad (3.86)$$

である。

式 (3.52) の両辺に G^T をかけると、

$$\dot{G}^T \omega' = 2\dot{G}^T G\dot{p} \quad (3.87)$$

となる．ここで，

$$\dot{\mathbf{G}}^T \mathbf{G} = - \left[\mathbf{G}^T \dot{\mathbf{G}} + \dot{\mathbf{p}} \mathbf{p}^T + \mathbf{p} \dot{\mathbf{p}}^T \right] \quad (3.88)$$

となるから，式 (3.87) は，

$$\dot{\mathbf{G}}^T \boldsymbol{\omega}' = -2\dot{\mathbf{p}}^T \dot{\mathbf{p}} \quad (3.89)$$

となる．さらに，式 (3.45) と式 (3.53) より，

$$\dot{\mathbf{p}}^T \dot{\mathbf{p}} = \frac{1}{4} \boldsymbol{\omega}'^T \mathbf{G} \mathbf{G}^T \boldsymbol{\omega}' = \frac{1}{4} \boldsymbol{\omega}'^T \boldsymbol{\omega}' \quad (3.90)$$

であるから，以上より，

$$\ddot{\mathbf{p}} = \frac{1}{2} \mathbf{G}^T \dot{\boldsymbol{\omega}}' - \frac{1}{4} \boldsymbol{\omega}'^T \boldsymbol{\omega}' \dot{\mathbf{p}} \quad (3.91)$$

となり，角加速度 $\dot{\boldsymbol{\omega}}'$ と $\ddot{\mathbf{p}}$ の関係式が求められた．

オイラーパラメータを用いた加速度方程式は

$$\Phi_r \ddot{\mathbf{r}} + \Phi_p \ddot{\mathbf{p}} = \boldsymbol{\gamma} \quad (3.92)$$

となる．

次に，オイラーパラメータの規格化条件による速度方程式を考える．オイラーパラメータの規格化条件を拘束条件式として考えると，

$$\Phi^p \equiv \begin{bmatrix} \mathbf{p}_1^T \mathbf{p}_1 - 1 \\ \vdots \\ \mathbf{p}_{nb}^T \mathbf{p}_{nb} - 1 \end{bmatrix} = 0 \quad (3.93)$$

となる．この式からオイラーパラメータの規格化条件に対する速度方程式は

$$\Phi_p^p \dot{\mathbf{p}} = 0 \quad (3.94)$$

$$\Phi_p^p = 2 \begin{bmatrix} \mathbf{p}_1^T & \mathbf{0} & \mathbf{0} & \dots & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{p}_2^T & \mathbf{0} & \dots & \mathbf{0} \\ \vdots & & & & \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & \dots & \mathbf{p}_{nb}^T \end{bmatrix} \quad (3.95)$$

である．また，加速度方程式は

$$\Phi_p^P \ddot{\mathbf{p}} = -2 \begin{bmatrix} \dot{\mathbf{p}}_1^T \dot{\mathbf{p}}_1 \\ \vdots \\ \dot{\mathbf{p}}_{nb}^T \dot{\mathbf{p}}_{nb} \end{bmatrix} \equiv \gamma^P \quad (3.96)$$

と得られる．オイラーパラメータを用いた拘束条件に関しても仮想変位において，次の式を満足しなければならない．

$$\Phi_r \delta \mathbf{r} + \Phi_p \delta \mathbf{p} = 0 \quad (3.97)$$

オイラーパラメータの規格化条件に関しても同様に，

$$\Phi_p^P \delta \mathbf{p} = 0 \quad (3.98)$$

を満足する必要がある．

式 (3.74) の変分型の Newton-Euler の運動方程式をオイラーパラメータによって記述すると，これまで導出してきた角速度とオイラーパラメータの方程式を用いることで次の様に式変形できる．

$$\delta \mathbf{r}^T [\mathbf{M} \ddot{\mathbf{r}} - \mathbf{F}^A] + \delta \mathbf{p}^T [4\mathbf{G}^T \mathbf{J}' \mathbf{G} \ddot{\mathbf{p}} - 8\dot{\mathbf{G}}^T \mathbf{J}' \dot{\mathbf{G}} \dot{\mathbf{p}} - 2\mathbf{G}^T \mathbf{n}'^A] = 0 \quad (3.99)$$

ここで，

$$\mathbf{G} = \text{diag}(\mathbf{G}_1, \mathbf{G}_2, \dots, \mathbf{G}_{nb}) \quad (3.100)$$

である．

ラグランジュの未定乗数によって，拘束力を含む変分型の Newton-Euler の運動方程式は以下の様に求められる．

$$\delta \mathbf{r}^T [\mathbf{M} \ddot{\mathbf{r}} - \mathbf{F}^A + \Phi_r^T \boldsymbol{\lambda}] + \delta \mathbf{p}^T [4\mathbf{G}^T \mathbf{J}' \mathbf{G} \ddot{\mathbf{p}} - 8\dot{\mathbf{G}}^T \mathbf{J}' \dot{\mathbf{G}} \dot{\mathbf{p}} - 2\mathbf{G}^T \mathbf{n}'^A + \Phi_p^T \boldsymbol{\lambda} + \Phi_p^P \boldsymbol{\lambda}^P] = 0 \quad (3.101)$$

この微分方程式と、拘束条件の加速度方程式を連立させることで、次の微分代数方程式が求められる。

$$\begin{bmatrix} M & \mathbf{0} & \Phi_r^T & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & 4\mathbf{G}^T \mathbf{J}' \mathbf{G} & \Phi_p^T & \Phi_p^{pT} \\ \Phi_r & \Phi_p & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \Phi_p^p & \mathbf{0} & \mathbf{0} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\mathbf{r}} \\ \ddot{\mathbf{p}} \\ \lambda^c \\ \lambda^p \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{F}^A \\ 2\mathbf{G}^T \mathbf{n}'^A + 8\dot{\mathbf{G}}^T \mathbf{J}' \dot{\mathbf{G}} \mathbf{p} \\ \gamma \\ \gamma^p \end{bmatrix} \quad (3.102)$$

3.4 逆動力学解析

3.4.1 システムの逆動力学

前節の式 (3.102) で誘導した拘束条件がついた動的システムの運動方程式を，一般化座標ベクトル \mathbf{q} ，一般化力 \mathbf{Q} ，質量行列 \mathbf{M} の合成マトリクスを使用して表現すると，以下ようになる．

$$\begin{bmatrix} \mathbf{M} & \Phi_{\mathbf{q}}^T \\ \Phi_{\mathbf{q}} & \mathbf{0} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\mathbf{q}} \\ \lambda \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{Q}^A \\ \gamma \end{bmatrix} \quad (3.103)$$

この運動方程式は，システムの自由度と関係なく有効である．ここで，システムの運動学的自由度と等しい数の駆動拘束が拘束条件式に加わると，このシステムは運動学的に規定されたものとなり，運動学解析の位置，速度，加速度の式がこのシステムの運動を完全に規定する．この特別な場合に，拘束条件式のヤコビアンは正則となり，逆行列を持つ．すなわち，

$$|\Phi_{\mathbf{q}}(\mathbf{q}, t)| \neq 0 \quad (3.104)$$

このような非常に特別な場合，結果は単純になり，運動学的に規定されたシステムの解析に適用できる．式 (3.102) の運動方程式を展開すると，

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}} + \Phi_{\mathbf{q}}^T \lambda = \mathbf{Q}^A \quad (3.105)$$

$$\Phi_{\mathbf{q}} \ddot{\mathbf{q}} = \gamma \quad (3.106)$$

ヤコビアンは正則であるから，式 (3.106) の解は次のようになる．

$$\ddot{\mathbf{q}} = \Phi_{\mathbf{q}}^{-1} \gamma \quad (3.107)$$

加速度ベクトルが求められると，正則行列の逆行列も正則であることから，式 (3.105) を λ についてとくことができ，次の式が得られる．

$$\lambda = \Phi_{\mathbf{q}}^{-1T} [\mathbf{Q}^A - \mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}}] \quad (3.108)$$

3.4.2 拘束反力

マルチボディシステムの部品 i と j の間にある運動学拘束あるいは駆動拘束を考える．この拘束は図3.8に示すように，部品 i 上の拘束を定義する点 P である．その拘束式を $\Phi^k = 0$ で表し，それと関連するラグランジュの未定乗数を λ^k とする．ジョイントを定義する $x_i'' - y_i'' - z_i''$ 座標系を用いて，拘束の反力を $F_i''^k$ ，反力トルクを $T_i''^k$ とおく．

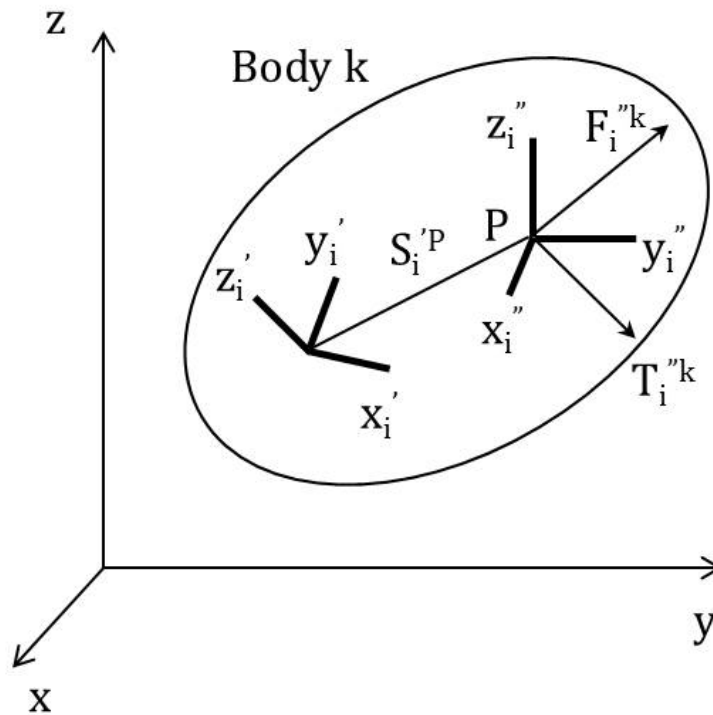


Figure 3.8 反力と反力トルク

これらの反力と反力トルクによる仮想仕事は，拘束式 k に関連する運動方程式の変分の項に等しいとおくことにより，次の関係式が得られる．

$$\delta \mathbf{r}_i^T \Phi_{\mathbf{r}_i}^{kT} \lambda^k + \delta \pi_i'^T \Phi_{\pi_i'}^{kT} \lambda^k + \delta \mathbf{r}_i''^{PT} \mathbf{F}_i''^k + \delta \pi_i''^T \mathbf{T}_i''^k = 0 \quad (3.109)$$

この式は任意の仮想変位について成立しなければならない．式 (3.109) を利用するために，全ての仮

想変位を $x_i'' - y_i'' - z_i''$ 座標系を用いて表す必要がある．点 P の仮想変位は以下のように表される．

$$\delta \mathbf{r}_i^P = \delta \mathbf{r}_i - \mathbf{A}_i \tilde{\mathbf{s}}_i'^P \delta \pi_i' \quad (3.110)$$

$x_i'' - y_i'' - z_i''$ 座標系で表した仮想変位と仮想回転を用いると，

$$\delta \mathbf{r}_i^P = \mathbf{A}_i \mathbf{C}_i \delta \mathbf{r}_i''^P, \quad \delta \pi_i' = \mathbf{C}_i \pi_i'' \quad (3.111)$$

となり，ここで， \mathbf{C}_i は $x_i'' - y_i'' - z_i''$ 座標系から $x_i' - y_i' - z_i'$ 座標系への方向余弦行列である．式 (3.110) と式 (3.111) から次の式が得られる．

$$\delta \mathbf{r}_i = \mathbf{A}_i \mathbf{C}_i \delta \mathbf{r}_i''^P + \mathbf{A}_i \tilde{\mathbf{s}}_i'^P \mathbf{C}_i \delta \pi_i'' \quad (3.112)$$

式 (3.111) と式 (3.112) より求まる仮想回転と仮想変位を式 (3.109) に代入することで，

$$\delta \mathbf{r}_i''^{PT} \left(\mathbf{F}_i''^k + \mathbf{C}_i^T \mathbf{A}_i^T \Phi_{\mathbf{r}_i}^{kT} \lambda^k \right) + \delta \pi_i''^T \left(\mathbf{T}_i''^k + \mathbf{C}_i^T \Phi_{\pi_i'}^{kT} \lambda^k + \mathbf{C}_i^T \tilde{\mathbf{s}}_i'^{PT} \mathbf{A}_i^T \Phi_{\mathbf{r}_i}^{kT} \lambda^k \right) = 0 \quad (3.113)$$

が得られ，これは任意の $\delta \mathbf{r}_i''^P$ と $\delta \pi_i''$ について成立しなければならない．ここから

$$\mathbf{F}_i''^k = -\mathbf{C}_i^T \mathbf{A}_i^T \Phi_{\mathbf{r}_i}^{kT} \lambda^k \quad (3.114)$$

$$\mathbf{T}_i''^k = -\mathbf{C}_i^T \left(\Phi_{\pi_i'}^{kT} + \tilde{\mathbf{s}}_i'^{PT} \mathbf{A}_i^T \Phi_{\mathbf{r}_i}^{kT} \right) \lambda^k \quad (3.115)$$

となる．

このように，ラグランジュの未定乗数 λ はシステムに作用している拘束力，トルクを決定する．つまり，あるシステムに望ましい駆動拘束式を規定できれば，式 (3.106) を解いて $\ddot{\mathbf{q}}$ を求めることができる．次に式 (3.105) を解いてラグランジュの未定乗数を求めることができる．さらに式 (3.114) および式 (3.115) から，ある特定の拘束に必要な反力，反力トルクを求めることができる．

3.5 拘束条件の数式表現

マルチボディ解析においては、拘束条件の取り扱いが重要となる。本節ではいくつかの拘束条件について、これらの具体的な数式表現を整理する。

マルチボディシステムの解析を行う際、全ての拘束条件式に関して、計算のステップ毎に次の値を求める必要がある。

Φ : 拘束条件式の左辺の値

Φ_q : 拘束条件式のヤコビアン

ν : 速度方程式の右辺

γ : 加速度方程式の右辺

拘束条件については様々な種類のもの考えられるが、ここでは本論文の目的であるステアリング HILS のステアリング・サスペンションモデルにおいて必要とされる拘束条件について整理した。

3.5.1 ジョイント定義座標系

拘束条件の具体的な数式表現を求める前に、全ての拘束条件に関連するジョイント定義座標系について述べる。拘束条件式は、実際の機械システムにおいて、ジョイント機構やリンク機構などといった特定の作用を持つ部品を、数式で表現したものである。

これらの機構の位置および方向を定義するために、ボディのローカル座標系に対して新たに機構毎に座標系を定義する。この座標系をジョイント定義座標系と呼ぶことにする。以降、 x'' のように、 $''$ を伴う変数は、ジョイント定義座標系に対する変数を意味するものとする。また、数式表現を一意にするために、ジョイント定義座標系の原点および方向の決定に関して、それぞれの拘束条件毎にルールを設ける必要がある。このルールについては、後ほど拘束条件の種類毎に述べる。

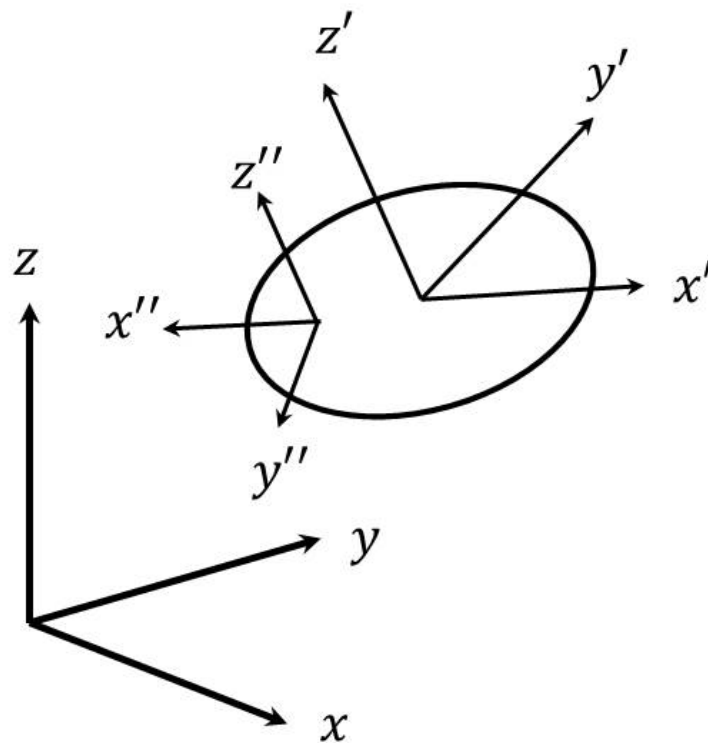


Figure 3.9 ジョイント定義座標系

3.5.2 ボールジョイント拘束条件

この拘束条件は，2つのボディ上における特定の点が，絶対座標系において一致するという条件である．具体的な機構としては，サスペンションアームとナックルを接続するボールジョイント機構が挙げられる．

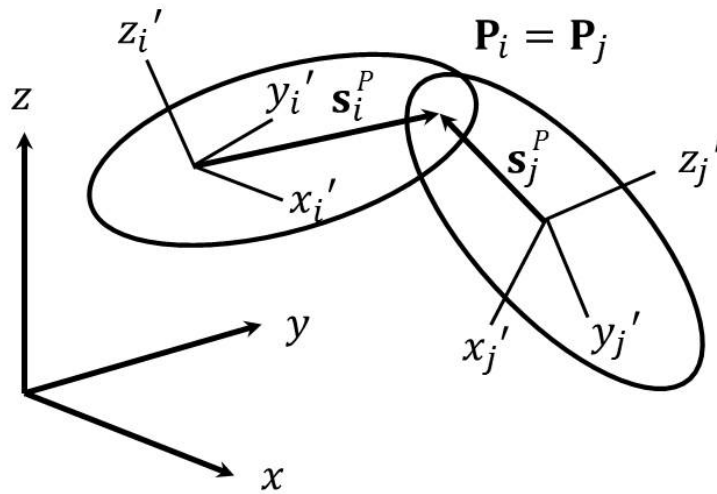


Figure 3.10 ボールジョイント拘束条件

この拘束条件は次のような数式で表される．この拘束条件式の次数は3である．

$$\Phi = \mathbf{r}_j + \mathbf{A}_j \mathbf{s}_j'^P - \mathbf{r}_i - \mathbf{A}_i \mathbf{s}_i'^P = \mathbf{0} \quad (3.116)$$

また，拘束条件式のヤコビアン Φ_q は次のように表される．

$$\begin{aligned} \Phi_{\mathbf{r}_i}^s(P_i, P_j) &= -\mathbf{I} \\ \Phi_{\mathbf{r}_j}^s(P_i, P_j) &= \mathbf{I} \\ \Phi_{\pi_i}^s(P_i, P_j) &= \mathbf{A}_i \mathbf{s}_i'^P \\ \Phi_{\pi_j}^s(P_i, P_j) &= -\mathbf{A}_j \mathbf{s}_j'^P \end{aligned} \quad (3.117)$$

加速度方程式は次のように表される .

$$\begin{aligned}\gamma^s &= -\mathbf{A}_i \tilde{\omega}'_i \tilde{\mathbf{s}}_i{}^P \omega'_i + \mathbf{A}_j \tilde{\omega}'_j \tilde{\mathbf{s}}_j{}^P \omega'_j \\ &= \mathbf{A}_i \tilde{\omega}'_i \tilde{\omega}'_i \tilde{\mathbf{s}}_i{}^P - \mathbf{A}_j \tilde{\omega}'_j \tilde{\omega}'_j \tilde{\mathbf{s}}_j{}^P\end{aligned}\quad (3.118)$$

この拘束条件に関しては , ジョイントの位置に関する情報のみが必要であり , ジョイントの方向を定義する必要はない . したがって , ジョイント定義座標系についてはその原点のみを定義すればよい .

3.5.3 距離拘束条件

この拘束条件は，2つのボディ上にある特定の点に対して，絶対座標系における距離が常に一定であるという条件である．具体的な機構としては，自動車のステアリングのタイロッドなどに代表される，2つのボールジョイント機構を両端に用いたリンク機構が挙げられる．

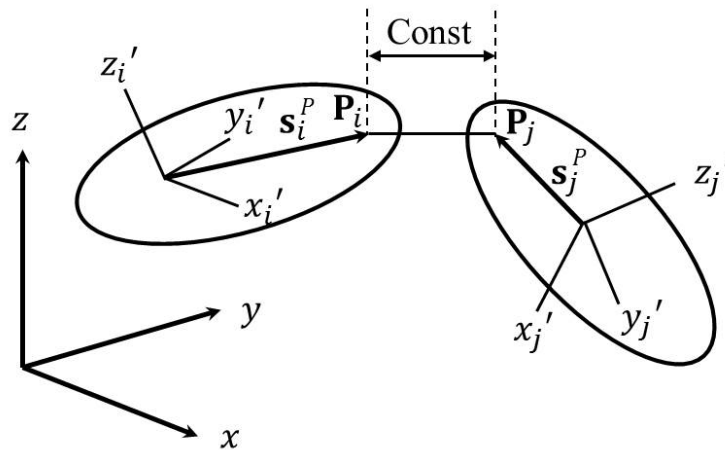


Figure 3.11 距離拘束条件

この拘束条件は次のような数式で表される．この拘束条件式の次数は1である．

$$\Phi = \mathbf{d}_{ij}^T \mathbf{d}_{ij} - C^2 = 0 \quad (3.119)$$

$$\mathbf{d}_{ij} = \mathbf{r}_j + \mathbf{A}_j \mathbf{s}'_j{}^P - \mathbf{r}_i \mathbf{A}_i \mathbf{s}'_i{}^P \quad (3.120)$$

また，拘束条件式のヤコビアン Φ_q は次のように表される．

$$\begin{aligned} \Phi_{\mathbf{r}_i}^{ss} (P_i, P_j) &= -2\mathbf{d}_{ij}^T \\ \Phi_{\mathbf{r}_j}^{ss} (P_i, P_j) &= 2\mathbf{d}_{ij}^T \\ \Phi_{\pi_i}^{ss} (P_i, P_j) &= 2\mathbf{d}_{ij}^T \mathbf{A}_i \tilde{\mathbf{s}}'_i{}^P \\ \Phi_{\pi_j}^{ss} (P_i, P_j) &= -2\mathbf{d}_{ij}^T \mathbf{A}_j \tilde{\mathbf{s}}'_j{}^P \end{aligned} \quad (3.121)$$

加速度方程式は次のように表される .

$$\begin{aligned}
 \gamma^{ss} = & -2(\dot{\mathbf{r}}_j - \dot{\mathbf{r}}_i)^T (\dot{\mathbf{r}}_j - \dot{\mathbf{r}}_i) + 2\mathbf{s}_j'^{P^T} \tilde{\omega}'_j \tilde{\omega}'_j \mathbf{s}_j'^P \\
 & + 2\mathbf{s}_i'^{P^T} \tilde{\omega}'_i \tilde{\omega}'_i \mathbf{s}_i'^P - 4\mathbf{s}_j'^{P^T} \tilde{\omega}'_j \mathbf{A}_j^T \mathbf{A}_i \tilde{\omega}'_i \mathbf{s}_i'^P \\
 & + 4(\dot{\mathbf{r}}_j - \dot{\mathbf{r}}_i) (\mathbf{A}_j \tilde{\mathbf{s}}_j'^P \omega'_j - (\mathbf{A}_i \tilde{\mathbf{s}}_i'^P \omega'_i)) \\
 & - 2\mathbf{d}_{ij}^T [\mathbf{A}_i \tilde{\omega}'_i \tilde{\mathbf{s}}_i'^P \omega'_i - \mathbf{A}_j \tilde{\omega}'_j \tilde{\mathbf{s}}_j'^P \omega'_j]
 \end{aligned} \tag{3.122}$$

この拘束条件に関しては、ジョイントの位置に関する情報のみが必要であり、ジョイントの方向を定義する必要はない。したがって、ジョイント定義座標系についてはその原点のみを定義すればよい。

3.5.4 回転ジョイント拘束条件

この拘束条件は，2つのボディが特定の軸まわりに相対的に回転するという条件である．具体的な機構としては，回転ジョイント機構が挙げられる．

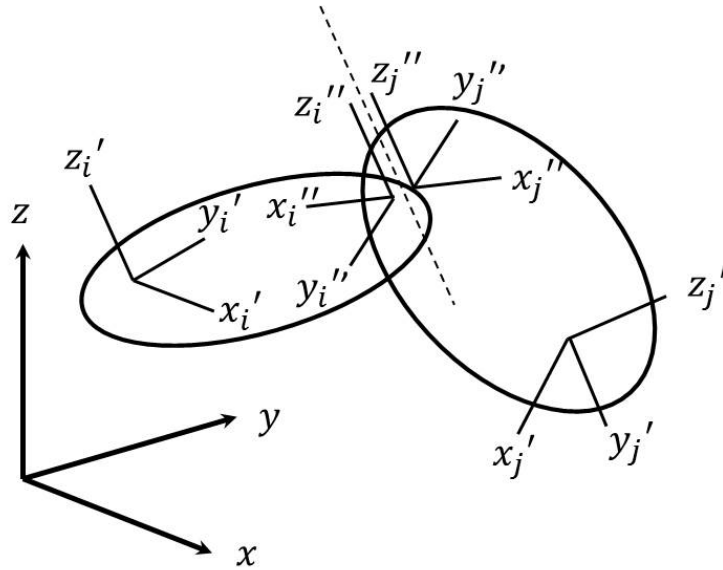


Figure 3.12 回転ジョイント拘束条件

この拘束条件に関しては，ジョイント定義座標系の原点および方向を定義する必要がある．図に示すように，双方のジョイント定義座標の z'' 軸が回転軸となるようにジョイント定義座標系を定義する．また，回転軸上の1点を双方のジョイント定義座標系の原点とし，絶対座標系においてこれらの原点が一致するようにジョイント定義座標系を定義する．この条件は3.5.2のボールジョイント拘束条件と同じである．

以上の条件を数式で表現すると次のようになる．この拘束条件式の次数は5である．

$$\Phi = \begin{bmatrix} \mathbf{r}_j + \mathbf{A}_j \tilde{\mathbf{s}}_j^P - \mathbf{r}_i + \mathbf{A}_i \tilde{\mathbf{s}}_i^P \\ \mathbf{f}'_i{}^T \mathbf{A}_i{}^T \mathbf{A}_j \mathbf{h}'_j \\ \mathbf{g}'_i{}^T \mathbf{A}_i{}^T \mathbf{A}_j \mathbf{h}'_j \end{bmatrix} = \mathbf{0} \quad (3.123)$$

また，拘束条件式のヤコビアン Φ_q は次のように表される．

$$\begin{aligned}
 \Phi_{r_i} &= \begin{bmatrix} -\mathbf{I}_3 \\ \mathbf{0} \end{bmatrix}, \Phi_{r_j} = \begin{bmatrix} \mathbf{I}_3 \\ \mathbf{0} \end{bmatrix} \\
 \Phi_{p_i} &= \begin{bmatrix} 2\mathbf{A}_i \tilde{\mathbf{s}}_i^P \mathbf{G}_i \\ -2\mathbf{h}_j'^T \mathbf{A}_j^T \mathbf{A}_i \tilde{\mathbf{f}}_i' \mathbf{G}_i \\ -2\mathbf{h}_j'^T \mathbf{A}_j^T \mathbf{A}_i \tilde{\mathbf{g}}_i' \mathbf{G}_i \end{bmatrix}, \Phi_{p_j} = \begin{bmatrix} 2\mathbf{A}_j \tilde{\mathbf{s}}_j^P \mathbf{G}_j \\ -2\mathbf{f}_i'^T \mathbf{A}_i^T \mathbf{A}_j \tilde{\mathbf{h}}_j' \mathbf{G}_j \\ -2\mathbf{g}_i'^T \mathbf{A}_i^T \mathbf{A}_j \tilde{\mathbf{h}}_j' \mathbf{G}_j \end{bmatrix} \quad (3.124)
 \end{aligned}$$

3.6 まとめ

本章では、マルチボディ解析において必要とされる数学的表現を整理した。本研究で3次元空間におけるボディの姿勢表現に用いたオイラーパラメータについて、その定義とそれを用いた座標変換について述べた。また、ボディの姿勢表現に用いられるその他の一般化座標と比較してその特徴を整理した。オイラーパラメータを用いたマルチボディシステムの運動学解析、運動方程式の導出、逆動力学解析および拘束反力の算出についてその解析アルゴリズムを示した。さらに、ステアリング HILS システムのタイロッド軸力計算モデルを構築する上で必要な拘束条件について、オイラーパラメータを用いた具体的な数式表現を整理した。本研究で開発したタイロッド軸力計算モデルは、本章で述べたマルチボディ解析理論に基づくものである。この計算モデルについては詳細を第四章で述べる。

第四章

タイロッド軸力計算モデルの開発

4. タイロッド軸力計算モデルの構築

本章では、リアルタイムシミュレーション環境でタイロッド軸力を計算するプログラムを構築する。三章で述べたマルチボディ解析のアルゴリズムを用いてタイロッド軸力計算モデルを構築する。さらにこれに加え、比較検証のために従来の研究でよく用いられている簡易ジオメトリ情報を用いたタイロッド軸力計算手法やアライメント変化のマップデータを用いたタイロッド軸力計算手法を整備し、サスペンションへの入力に対するタイロッド軸力の精度を比較検証し、マルチボディ解析を用いたタイロッド軸力計算モデルの優位性を明らかにする。

4.1 では、走行中のタイロッド軸力に影響する因子についてそれぞれの影響を検討し、本研究でモデル化の対象とする範囲を規定する。

4.2 では、簡易ジオメトリ情報を用いたタイロッド軸力計算手法についてまとめる。

4.3 では、アライメント変化のマップデータを用いたタイロッド軸力計算手法を構築する。

4.4 では、マルチボディ解析を用いたタイロッド軸力計算手法を構築する。

4.5 では、マルチボディ解析を用いたタイロッド軸力計算手法を含む3種類のタイロッド軸力計算モデルの解析結果を比較検証し、マルチボディ解析を用いたタイロッド軸力計算モデルの優位性を確認する。

4.1 モデル化の対象

4.1.1 サスペンション形式と計算モデル

本研究で取り扱うサスペンション形式は、現在市販の量産車で幅広く採用されているストラットサスペンションおよびダブルウィッシュボーンサスペンションとした。本節では、走行中のタイロッド軸力に影響する因子のうち、タイロッド軸力計算モデルの中でモデル化の対象とする項目について検討し、その扱いを規定する。



(a) ストラットサスペンション



(b) ダブルウィッシュボーンサスペンション

Figure 4.1 サスペンション形式

4.1.2 ホイール 6 分力

走行中のタイヤには、車両の進行方向とタイヤの向きによって発生するタイヤコーナリングフォース、コーナリングフォースに伴ってタイヤを切れ戻す方向に発生するセルフアライニングトルク、加減速時に発生するタイヤ前後力、接地面に対するタイヤキャンバ角によって発生するキャンバスラスト、バネ上の荷重を支えることによって発生する接地点上下反力、ホイールの回転に伴って発生するジャイロモーメントなどが働く [29]。これらの合力、および合モーメントをホイール基準で表したホイール 6 分力からタイロッド軸力が発生する。

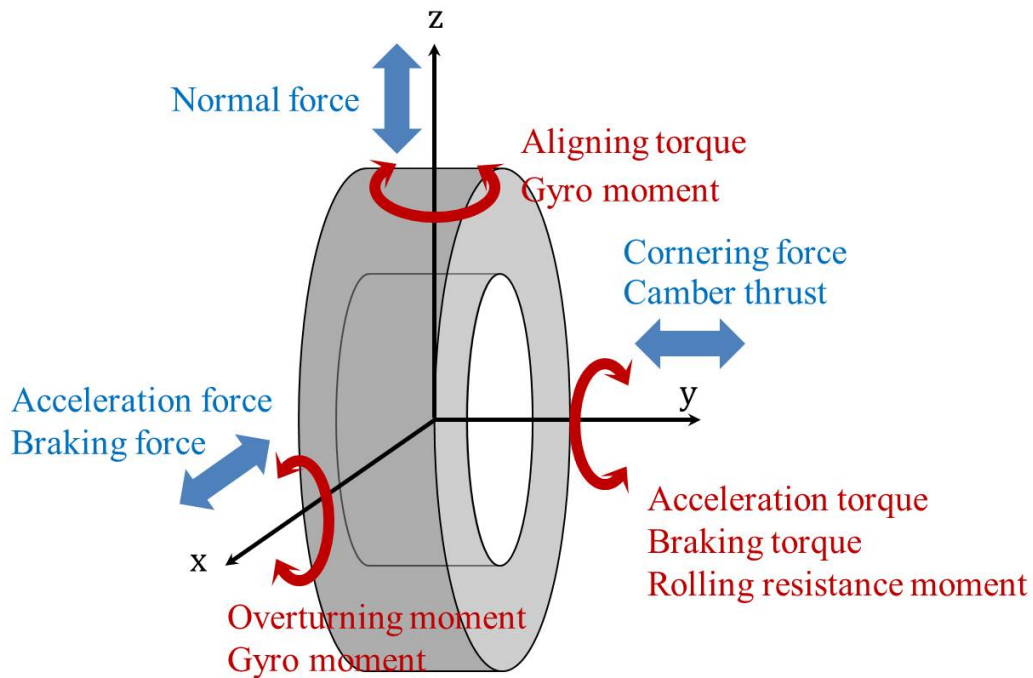


Figure 4.2 タイヤ発生力

4.1.3 サスペンションアライメント変化

走行中のステアリング操作によるステアリングラックストロークや、車両挙動変化によるホイール上下ストローク、サスペンションアームと車体の接続点に設置されるラバーブッシュの変形に伴い、車体に対するホイールのアライメントは変化し、サスペンションアームやタイロッドとの3次元空間での位置関係は常に変化する。すなわちホイール6分力とつり合うために必要なタイロッド軸力の効率は常に変化する。よって走行中のホイールのアライメント変化の影響を考慮することが必要となる。アライメント変化特性は以下の2つで構成される。

1. キネマティクス特性

ロールやピッチなど、車両の姿勢変化に伴ってホイールが上下ストロークする場合や、ステアリングラックがストロークしてタイヤが転舵する場合、トー角、キャスタ角、キャンバ角などのホイールのアライメントは変化し、その変化はアームやリンクの幾何学的配置に依存する。これをサスペンションのキネマティクス特性という。

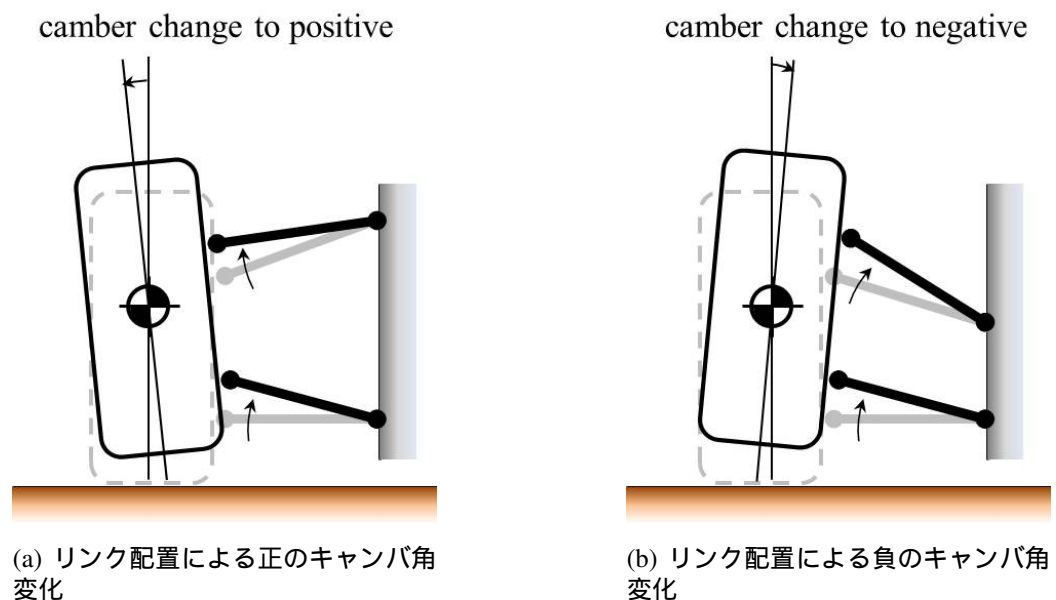


Figure 4.3 キネマティクス特性の例

2. コンプライアンス特性

サスペンションアームやリンクを支えるラバークッションは、システムに作用する力によって変形する。クッションのコンプライアンスは走行中のホイールのアライメントを調整するために積極的に利用されており、各部のラバークッションの剛性や取り付け位置を調整することにより、タイヤ発生力に対してホイールのアライメント変化を制御することが可能となる。このラバークッションなどの弾性体の変形によるアライメント変化をサスペンションのコンプライアンス特性という。

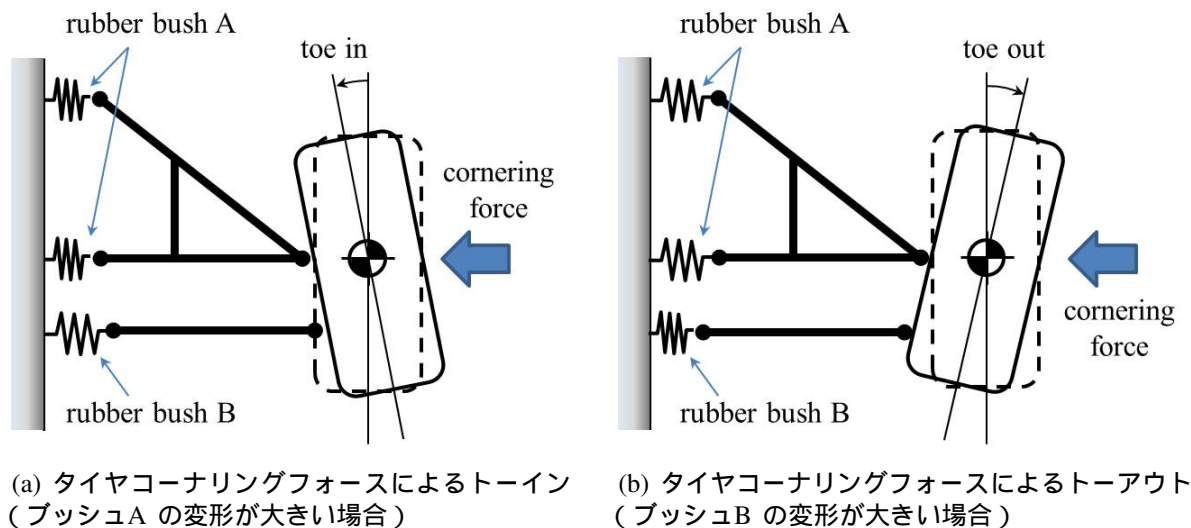


Figure 4.4 コンプライアンス特性の例

キネマティクス特性によるアームやリンクの変位は最大で数十から 100 mm 以上になるため、タイロッド軸力への影響が大きい。コンプライアンス特性による変位は最大数 mm 程度であり、各部品的位置・姿勢変化への影響は非常に小さい。よって、本章で取り扱うタイロッド軸力計算モデルでは、サスペンションのキネマティクス特性をモデル化の対象とする。なお、コンプライアンス特性については CarSim 車両モデルに定義されているため、操舵入力に対する車両の応答などの車両運動解析におけるコンプライアンスステアの影響は考慮されている。

4.1.4 転舵時の慣性力による影響

タイヤ・ホイール転舵時の回転軸となるキングピン軸は、図4.5に示すように、ダブルウィッシュボーンサスペンションであればナックルと上下アームとの接続点を結んだ軸であり、ストラットサスペンションであればロワーアームとナックルの接続点とナックルに接続されたダンパの車体への接続点を結んだ軸となる。このキングピン軸のまわりに配置され、転舵に伴って動く部品には、タイヤ、ホイール、ハブ、ブレーキ、ナックルなどがあり、キングピン軸に対するこれらの部品の質量分布によって転舵時に発生する慣性力がタイロッド軸力に対して与える影響を把握しておくことが必要となる。

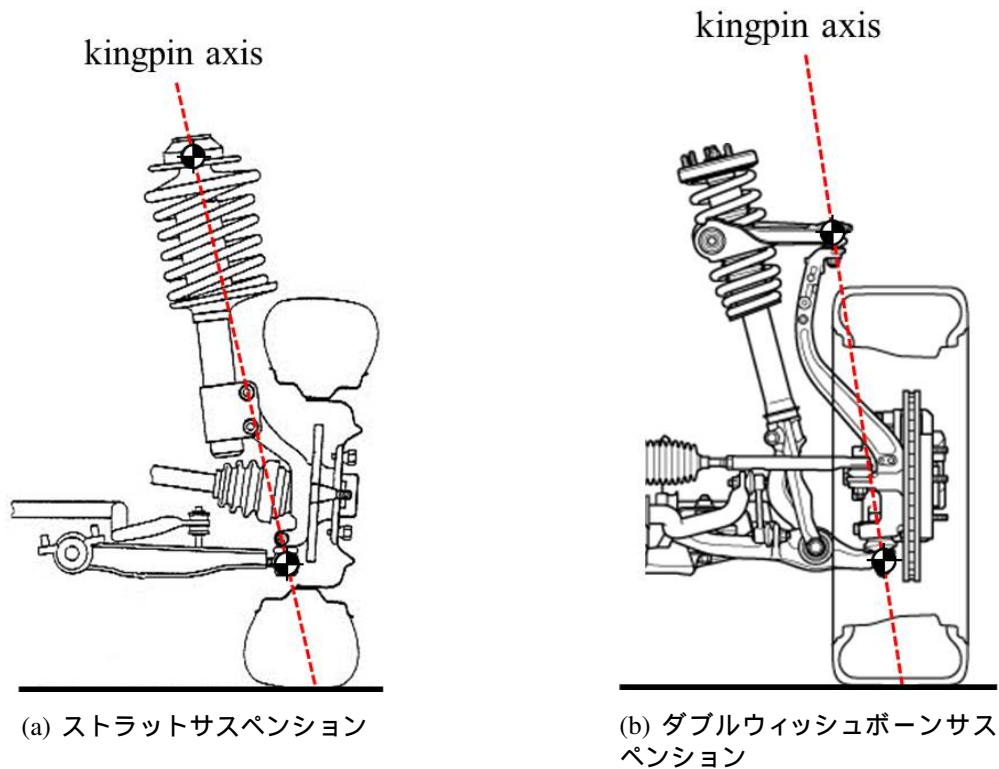


Figure 4.5 キングピン軸

キングピン軸まわりの転舵に伴って動く主な構成部品は、ダブルウィッシュボーンサスペンションの場合タイヤ、ホイール、ハブ、ブレーキ、ナックルであるのに対し、ストラットサスペンションではさらにナックルに接続されたダンパの重量が加わる。また、ナックル単体の形状のみでホイールと

キングピン軸の位置関係が決まるダブルウィッシュボーンに対し、ナックルと主バネ・ダンパを結合したストラットでキングピン軸が決まるストラットサスペンションでは、ホイールに対するキングピン軸の配置の自由度が低く、構成部品の中で大きな重量比を占めるタイヤ・ホイールとキングピン軸とのオフセットを短くすることが難しい。よってここでは、上記の理由により慣性力の大きさでは不利となるストラットサスペンションについてその影響を検討する。

一般に、回転軸まわりのトルクによる運動方程式は、以下のように示される。

$$T = I\ddot{\theta} \quad (4.1)$$

ここで、 I をキングピン軸まわりの慣性質量、 $\ddot{\theta}$ をホイール転舵の角加速度とすると、ホイール転舵時の慣性力によって発生するキングピン軸まわりのモーメントが求まる。

キングピン軸まわりの慣性質量 I については、図4.6に示すようにストラットサスペンションをダンパ上部、ダンパ下部、ナックル（ハブ、ブレーキ部品を含む）、タイヤ・ホイールの4部品に簡易化して分類し、各部品の重心位置の設計情報から求めたキングピン軸に対する3次元空間上の距離と質量情報からキングピン軸まわりの慣性質量を求めることで簡易的に検討することができる。なお、ここで、各部品の質量はその重心位置に集中していると仮定している。本検討に用いた各部品のパラメータとキングピン軸まわりの慣性質量を表4.1に示す。

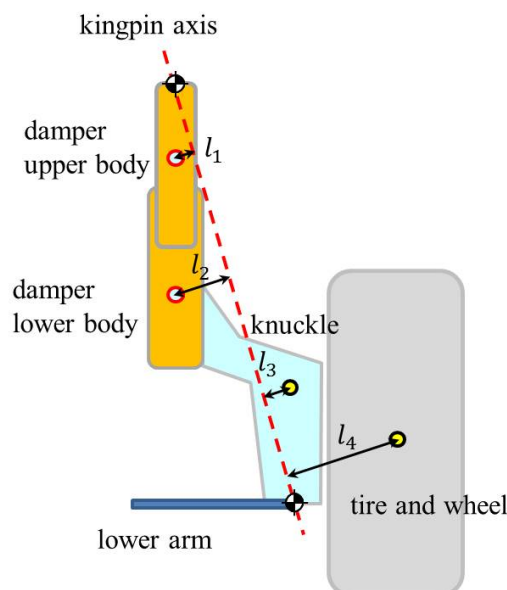


Figure 4.6 質量分布の簡易化

Table 4.1 慣性質量

部品	質量 [kg]	キングピン軸からの距離 [m]	慣性モーメント [kgm ²]
ダンパ上部	2.38	0.020 (l_1)	0.001
ダンパ下部	2.38	0.059 (l_2)	0.008
ナックル	2.72	0.019 (l_3)	0.001
タイヤ・ホイール	26.2	0.065 (l_4)	0.112
合計	-	-	0.122

次に、走行中のホイール転舵の角加速度について検討する．ここでは簡易的に転舵の時系列波形を三角関数で表せるものとする．入力波形は次のように示される．

$$\theta = A \sin \omega t \quad (4.2)$$

ここで、 A はホイール転舵の振幅、 ω は操舵の角周波数である．ホイール転舵の角加速度は式 (4.2) の時間による二階微分によって得られ、次のように示される．

$$\ddot{\theta} = -A\omega^2 \sin \omega t \quad (4.3)$$

よって、式 (4.3) で表されるホイール転舵角加速度の最大値は $\ddot{\theta}_{max} = A\omega^2$ となる．通常のドライバの操舵入力を十分網羅する入力として、ステアリング操舵角振幅を 180 deg、操舵周波数 1 Hz、ステアリング操舵角とホイール転舵角の比であるステアリングギア比を一般的な乗用車の 15 とすると、ホイール転舵角の最大値は $A_{max} = 180/15 = 12$ [deg] となり、操舵周波数と表4.1の慣性質量とを併せて式 (4.1) に代入すると、本検討でのホイール転舵時の慣性力によるキングピン軸まわりの最大モーメントは 1 Nm 程度となる．これはタイロッド軸力換算で 6~8 N 程度の入力であり、走行時のタイロッド軸力が数百~数千 N 程度であることから、影響は十分小さいと判断できる．よって本研究のタイロッド軸力計算モデルではモデル化の対象外とする．つまり、慣性力の影響は無視し、ホイール 6 分力を含む外力とタイロッド軸力のつり合いを解くことでタイロッド軸力を計算する．

4.1.5 サスペンション部品の摺動抵抗によるキングピン軸まわりのフリクション

実際のサスペンションシステムで、ナックル、アーム、タイロッドの接続部に設置されているボールジョイントなどで発生するタイヤの転舵に伴うフリクションに起因するキングピン軸まわりのモーメントをサスペンション特性の試験装置を用いて計測した。計測方法は、車両のフロントサスペンションの1輪に対し、ターンテーブルを用いてタイヤ転舵角を入力し、ターンテーブルに内蔵されたトルクセルでモーメントを計測するというものである。転舵角の入力波形は三角波、振幅は 2 deg、入力周波数は 0.06 Hz である。計測の概略図と計測結果の例を図4.7に示す。図4.7(b) でタイヤやブッシュのゴム部のコンプライアンスによる影響と推測される、角度反転後のトルクの立ち上がりが緩やかな部分を除く、赤点線で示すヒステリシスの幅をフリクションによるキングピン軸まわりのモーメントと定義した。ただし、ステアリングラックは非入力輪およびコラムシャフトとは切り離されているが、入力輪はタイロッドを介してステアリングラックと接続されているため、計測データには本項の計測対象外であるステアリングギア内部のラックの摺動フリクションが含まれる。ここでラック摺動時のフリクションは単体で計測が可能であるため、ギア単体のフリクションをキングピン軸まわりのモーメントに換算した値を本計測の結果から差し引くことで、1輪あたりのサスペンション部品の摺動抵抗によるキングピン軸まわりのフリクションを求めることができる。フリクションによるキングピン軸まわりのモーメントはサスペンション形式にもよるが、1輪あたり 5~10 Nm 程度となる。この結果を CarSim のステアリングパラメータとして入力することでモデルに組み込む。

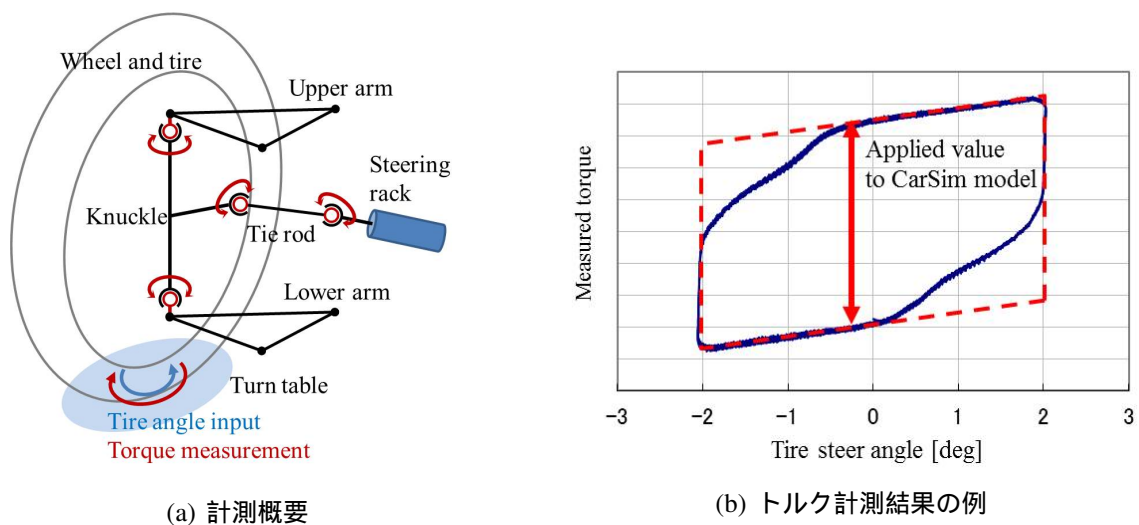


Figure 4.7 タイヤ転舵時のモーメント計測

4.1.6 モデル化対象のまとめ

本章ではマルチボディ解析を用いたプログラムに加え，比較検討のために簡易ジオメトリ情報を用いたプログラムおよびアライメント変化のマップデータを用いたプログラムを構築し，次節以降でタイロッド軸力計算の検証を進める．そこで表4.2に本節での検討結果をまとめ，各プログラムにおけるモデル化の内容を明示しておく．

Table 4.2 タイロッド軸力計算におけるモデル化の対象

影響因子	簡易ジオメトリを用いたプログラム	アライメント変化のマップデータを用いたプログラム	マルチボディ解析を用いたプログラム
ホイール 6 分力			
アライメント変化（キネマティクス特性）	×	（マップ）	（収束計算）
アライメント変化（コンプライアンス特性）	×	×	×
慣性力	対象外	対象外	対象外
キングピン軸まわりのフリクション			

4.2 簡易ジオメトリ情報を用いたタイロッド軸力計算手法

走行中には、タイヤの進行方向とタイヤの向き之差によって発生するタイヤコーナリングフォース、コーナリングフォースに伴ってタイヤを切れ戻す方向に発生するセルフアライニングトルク、加減速時に発生するタイヤ前後力、対地キャンバ角によって発生するキャンバスラスト、バネ上の荷重を支えることによって発生する接地点上下反力など、タイヤに働くあらゆる力の合力、合トルクがサスペンションリンク、アームを介してタイロッド軸力に変換される。マルチボディ解析を使うことなく走行中のタイロッド軸力を計算するには、このタイヤに働く力がタイロッド軸力に変換されるその変換効率を直接求めることが必要になる。そこで本節では、その最も簡易的な手法として、サスペンションのジオメトリ情報から簡易的な変換効率を求める手法について述べる。

4.2.1 サスペンション、ステアリングジオメトリの簡易化

実際のサスペンションはステアリングラック、サスペンションアーム、リンク、ステアリングタイロッド、ナックル、ホイールなどは全て3次元的な位置、姿勢を持っているが、本手法ではそれを図4.8のように車両横方向から見た2次元平面内での位置関係のみで捉えることでジオメトリの扱いを簡易化する。具体的には、以下のような前提条件を設定している。

- ステアリングタイロッドはステアリングラック軸上にあり、両者は常に一直線上に存在する。
- ナックルの回転軸であるキングピンの軸ベクトルとタイロッドの軸ベクトルは常に同じ位置関係にあり、両ベクトル間の距離は一定である。

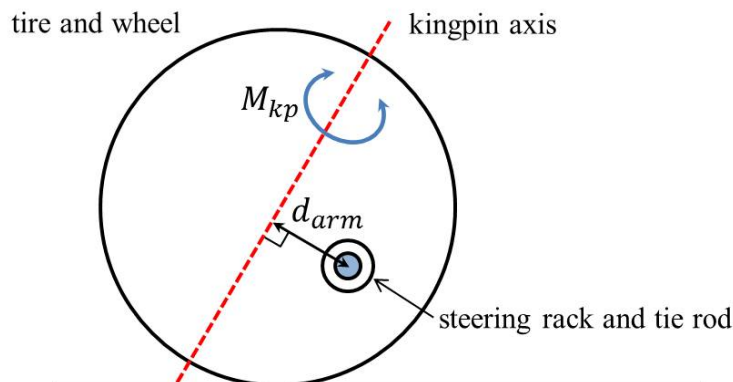


Figure 4.8 ジオメトリを簡易化したサスペンションモデル

4.2.2 キングピン軸まわりのモーメントからタイロッド軸力への変換

タイヤの合力および合トルクによって発生するキングピンまわりのモーメントを M_{kp} とし、キングピン軸ベクトルとタイロッド軸ベクトルの2つのベクトル間の距離を d_{arm} とすると、前項に述べた前提条件の元で、タイロッド軸力 F_{tie} は次の式で表される。

$$F_{tie} = \frac{M_{kp}}{d_{arm}} \quad (4.4)$$

ここで、 d_{arm} は、本節の前提条件ではサスペンション、ステアリングのジオメトリ情報から求めることができる定数である。一方実際のステアリング HILS システムでは、車両運動解析モデルである CarSim からは、 M_{kp} ではなくホイール中心に働くタイヤの力およびトルクがホイール座標系基準で供給され、CarSim でのパラメータ表記は表2.7にある $F_x/F_y/F_z/M_x/My/Mz_Wc_L1/R1$ である。ホイールはナックルの一部として取り扱っているため、ホイール 6 分力の各成分から M_{kp} への変換効率はナックルの形状によって決まるキングピン軸とホイール中心との位置、姿勢関係のみによって決まり、常に一定である。よって、CarSim から供給されるホイール 6 分力からタイロッド軸力への変換係数は常に一定であり、これをあらかじめサスペンションのジオメトリ情報から求めておくことで、ホイール 6 分力から M_{kp} を算出することができる。

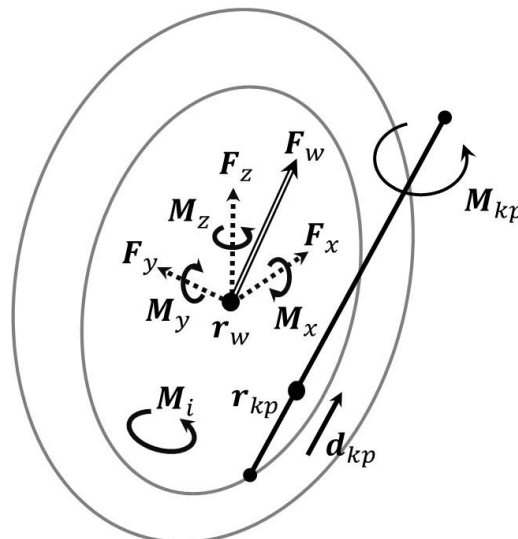


Figure 4.9 ホイール 6 分力とキングピンまわりのモーメント

4.3 アライメント変化のマップデータを用いたタイロッド軸力計算手法の構築

前項で適用した車両横方向から見た2次元平面でのサスペンション，ステアリングの位置関係を考慮したタイロッド軸力計算は，走行中のステアリング転舵時，および左右のサスペンションの上下ストロークに伴うタイロッドの折れ角やナックルとの位置関係の変化が考慮されていない．これに対して精度を向上させるには，サスペンション，ステアリングの3次元座標の考慮が有効であり [30]，本節ではこれを考慮したタイロッド軸力計算手法を構築した．つまり，車両運動解析モデルから供給されるホイール6分力から求まるキングピン軸まわりのモーメントを，サスペンション，ステアリング系の3次元座標情報に基づいてキングピン軸まわりのつりあいに変換してタイロッド軸力を算出する．

4.3.1 3次元座標計算への方向余弦の適用

座標系の回転変換を表現する方向余弦行列を求めるために，ここではオイラー角を用いた．回転角の時間微分を求める際に特異点が現れ，計算不能になる場合があるというオイラー角のデメリットについては，本節の対象が回転角の時間微分を必要としないことから，ここでは適用にあたっての問題とならない．

オイラー角で表現された方向余弦を用いて，図4.10に示すように，自動車の車体に対するホイールの姿勢を表現する．自動車のホイールに固定された座標系の方向は，ホイール上下ストロークや転舵に伴い，車体に固定された座標系に対して変化する．2つの座標系間に成立する回転変換として，ホイール固定座標系（添字 w:wheel の略）から車体固定座標系（添字 b:body の略）への回転変換を表す方向余弦を $A_{b \leftarrow w}$ と表す． $A_{b \leftarrow w}$ は対車体トー角など，車体に対するホイールのアライメントを表す．この方向余弦を利用し，リアルタイム車両モデルで算出されたホイール固定座標系の挙動を車体固定座標系に変換することが可能となる．

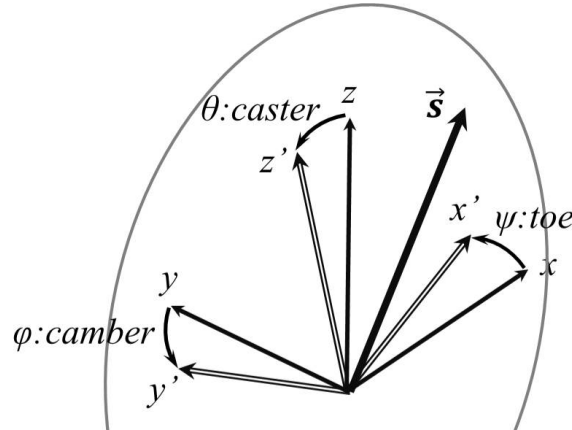


Figure 4.10 ホイールアライメントとオイラー角

車体固定座標系に対するホイール固定座標系のトー角を ψ , キャンバ角を φ , キャスタ角を θ とすると, ホイール固定座標から車体固定座標系への回転変換を表す方向余弦 $A_{b \leftarrow w}$ はオイラー角を用いて近似的に式 (4.5) のように表すことができる. ただし c, s は \cos, \sin を意味する.

$$A_{b \leftarrow w} = \begin{bmatrix} c\psi c\theta & -s\psi c\varphi + c\psi s\theta s\varphi & s\psi s\varphi + c\psi s\theta c\varphi \\ s\psi c\theta & c\psi c\varphi + s\psi s\theta s\varphi & -c\psi s\varphi + s\psi s\theta c\varphi \\ -s\theta & c\theta s\varphi & c\theta c\varphi \end{bmatrix} \quad (4.5)$$

実際には車両基準姿勢での車体固定座標系に対するホイール固定座標系のアライメントと, 解析によって得られたアライメント変化量の和を ψ, φ, θ として用いる. トー角, キャンバ角, キャスタ角変化量のうち, トー角およびキャンバ角の変化量は, 車両モデルに定義したサスペンションのキネマティクス特性とコンプライアンス特性のマップデータを元に車両モデルによって直接算出される. キャスタ角の変化量はサスペンションの三次元座標情報を含まない車両モデルからは供給できないため, ホイール上下ストロークとの関係をマップデータで準備しておき, 車両モデルからのホイール上下ストローク情報を元に算出する.

4.3.2 キングピン軸まわりのつりあい

タイロッド軸力を計算するため、サスペンション・ステアリング系の3次元座標情報を用いて、車体固定座標系におけるキングピン軸まわりのつりあいを考える。キングピン軸はホイール転舵の回転中心軸であり、実際の車両ではサスペンション部品のジョイントのガタやブッシュのたわみが発生するが、本項でもこの影響は微小なものとして無視し、サスペンション部品の幾何学的配置による拘束条件によってのみホイールのアライメントは規定されるものとする。また、4.1.4で規定したとおり、転舵時の慣性項による影響は小さいためモデル化の対象外とし、つり合いのみを扱う。

まず、ホイールに作用する外力およびモーメントによって発生するキングピン軸まわりのモーメントである M_{kp} について考える。図4.11において、ホイール固定座標系におけるキングピンの位置を表すキングピン軸上の基準点の位置ベクトルを r_{kp} 、キングピン軸方向を表す単位ベクトルを d_{kp} 、ホイールに働く外力を F_w 、その作用点であるホイール中心を r_w 、ホイールに作用するモーメントを $M_i (i = 1, 2, \dots)$ とする。

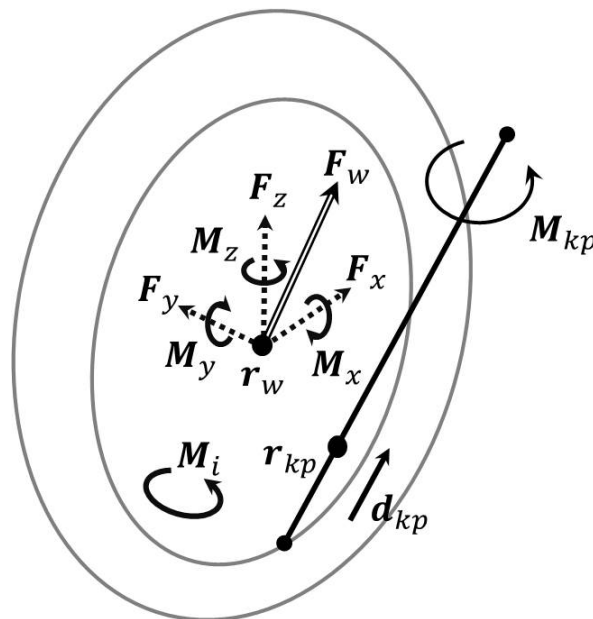


Figure 4.11 キングピン軸まわりのモーメント

ここで、 M_{kp} は以下の式で表される。

$$M_{kp} = ((\mathbf{r}_w - \mathbf{r}_{kp}) \times \mathbf{F}_w + \sum_i M_i) \cdot \mathbf{d}_{kp} \quad (4.6)$$

式 (4.6) において、記号 \cdot はベクトルの内積を表し、記号 \times はベクトルの外積を表している。本システムではホイール固定座標系を基準にホイール中心における外力 F_x, F_y, F_z およびモーメント M_x, M_y, M_z が車両運動解析モデルである CarSim から供給される。したがって F_w は F_x, F_y, F_z の合ベクトルとし、 $\sum_i M_i$ は $M_x + M_y + M_z$ として M_{kp} を求めることができる。

次に図4.12に示すサスペンション・ステアリング系を車体固定座標系基準で考える。ここで、 M_{kp} がタイロッドのホイール側ピボットにおける力に変換されたものを F_{kp} 、タイロッドのホイール側ピボットの位置ベクトルを r_{tie_w} 、ラック側ピボットの位置ベクトルを $bm r_{tie_r}$ 、軸力を $bm F_{tie}$ 、タイロッド軸方向を表す単位ベクトルを bmd_{tie} としている。またここではベクトル $r_{tie_w} - r_{kp}$ がキングピン軸と直交する位置に r_{kp} を定義する。つまり $r_{tie_w} - r_{kp}$ は M_{kp} を F_{kp} に変換するためのモーメントアームであるナックルアームを表し、その長さを l_k 、またタイロッド長さを l_t とする。さらにここでホイール固定座標系 $x'y'z'$ をナックルアームとキングピン軸を基準に再定義する。つまりナックルアームと x' 軸が平行、またキングピンと z' 軸が平行になるものとする。 $F_{kp}, r_{tie_w}, r_{kp}$ について $x'y'z'$ 座標系で記述したものを $F'_{kp}, r'_{tie_w}, r'_{kp}$ とする。

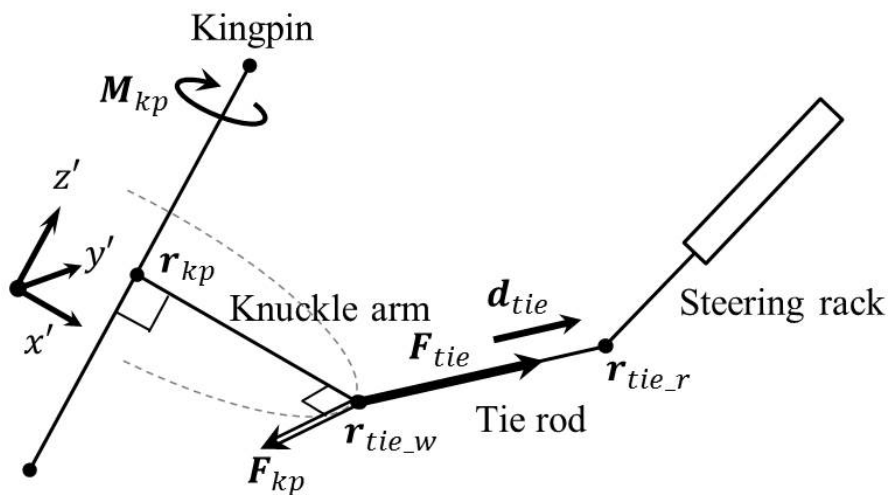


Figure 4.12 サスペンション，ステアリングまわりの力のつり合い

キングピン軸まわりのつりあいは r_{tie_w} での力のつりあいに置き換えられ、軸力は次式のように表される。

$$|\mathbf{F}_{tie}| = -\mathbf{F}_{kp} \cdot \mathbf{d}_{tie} \quad (4.7)$$

ここで、式 (4.7) を \mathbf{F}'_{kp} および前節で述べた方向余弦を用いて代数ベクトルの積の形に整理すると、式 (4.8) ようになる。

$$|\mathbf{F}_{tie}| = -\mathbf{F}'_{kp}{}^T \mathbf{A}_{b \leftarrow w}{}^T \mathbf{d}_{tie} \quad (4.8)$$

また、 \mathbf{d}_{tie} については以下の式が成り立つ。

$$\mathbf{d}_{tie} = \frac{1}{l_t} (\mathbf{r}_{kp} + \mathbf{A}_{b \leftarrow w} (\mathbf{r}'_{tie_w} - \mathbf{r}'_{kp}) - \mathbf{r}_{tie_r}) \quad (4.9)$$

式 (4.9) を式 (4.8) に代入し、 $\mathbf{F}'_{kp}{}^T \mathbf{A}_{b \leftarrow w}{}^T \mathbf{A}_{b \leftarrow w} (\mathbf{r}'_{tie_w} - \mathbf{r}'_{kp}) = \mathbf{0}$ となることを用いて整理すると式 (4.10) が求まる。

$$|\mathbf{F}_{tie}| = -\frac{1}{l_t} \mathbf{F}'_{kp}{}^T \mathbf{A}_{b \leftarrow w}{}^T (\mathbf{r}_{kp} - \mathbf{r}_{tie_r}) \quad (4.10)$$

ホイール固定座標系をナックルアームとキングピンを基準に定義することで、 \mathbf{F}'_{kp} は y' 軸方向のみに成分を持つ単純なベクトルとして表すことができ、 \mathbf{r}'_{tie_r} はステアリングラックの初期位置とラックストローク量から、 \mathbf{r}_{kp} はホイール上下ストロークに伴うキングピン軸のアライメント変化から算出可能である。今回用いた手法でホイール固定座標系を設定し、方向余弦を適用することで、サスペンション・ステアリング系の三次元座標情報を直接パラメータとして用いたタイロッド軸力計算が実現可能となる。

4.4 マルチボディ解析を用いたタイロッド軸力計算手法の構築

本研究にて開発したサスペンションのマルチボディ解析モデルは、サスペンションおよびステアリング機構をマルチボディシステムとして取り扱うものである。実際の車両に搭載されるサスペンションには、サスペンションリンクと車体間にラバーブッシュと呼ばれる粘弾性体の部品が搭載され、路面からの入力を遮断、低減して乗り心地を向上させたり、走行中にタイヤが発生する前後左右方向の力を受けたラバーブッシュのたわみによるコンプライアンス特性を積極的にコントロールしてコーナリング時の車両の安定性を高めたりする機能を有しているが、4.1.3で述べたとおり、ここでは、コンプライアンス特性はモデル化の対象外とし、幾何学的配置はサスペンション部品間の拘束条件に基づくキネマティクス特性のみによって決定されるものとしている。よって、演算負荷の高い動力学解析ではなく、リアルタイム解析への適用が容易な運動学解析を用いて、外力が働くマルチボディシステムの拘束反力の一つとしてタイロッド軸力を計算する手法を検討した。また、モデル化の対象とするサスペンション形式は、4.1.1で述べたとおり、ストラットサスペンションおよびダブルウィッシュボーンサスペンションとしている。

4.4.1 サスペンションモデルの構築

ストラットサスペンションモデル

ストラットサスペンションモデルの概要を図4.13に示す。車体、ステアリングラックおよび左右のナックルをボディとして定義している。なお、ホイールは実際の車両ではナックルと別構成の部品であるが、ここではホイールとナックルは剛体で接続されているものとし、ホイールもナックルの一部として取り扱っている。運動学的拘束としては車体に絶対拘束、ステアリングラックに並進拘束（並進自由度1）、ナックルにストラット拘束（並進自由度1、回転自由度3）を定義している。また、タイロッドおよびロワーアームはボディではなく距離拘束として定義することで演算負荷を低減している。

駆動拘束としては、実機で計測されるラックストロークを用いたラックの並進駆動拘束およびCarSimモデルから出力されるホイール上下ストローク量を用いた左右ナックルの上下軸方向変位拘束を定義している。本モデルの拘束条件と自由度を表4.8に示す。ボディ数は4、各ボディの座標変数は6であり、システム全体の座標変数は24となる。一方、運動学的拘束および駆動拘束の和も24であり、システムの自由度は0となるため、運動学解析を用いた位置、姿勢の計算が適用可能となる。

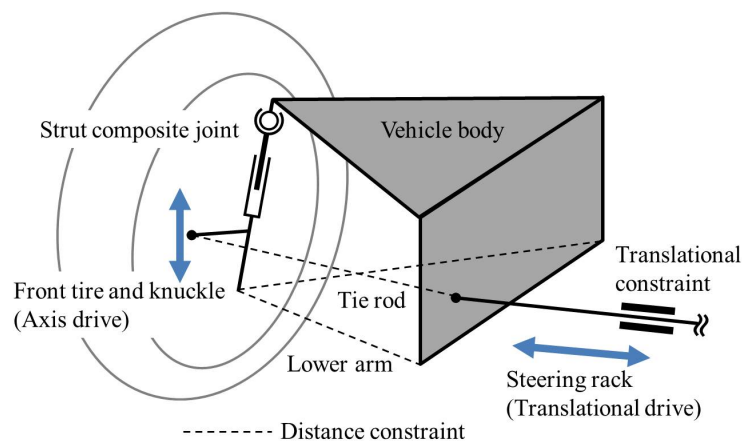


Figure 4.13 ストラットサスペンションの運動学解析モデル

Table 4.3 ストラットサスペンションの拘束条件

拘束条件	数	自由度
絶対拘束	1	6
並進拘束	1	5
ストラット拘束	2	4
距離拘束	6	6
並進駆動拘束	1	1
軸方向駆動拘束	2	2
合計	-	24

ダブルウィッシュボーンサスペンションモデル

ダブルウィッシュボーンサスペンションモデルの概要を図4.14に示す。車体、ラックおよび左右のナックルをボディとして定義している。運動学的拘束としては車体に絶対拘束、ステアリングラックに並進拘束（並進自由度1）を定義している。ストラットサスペンションと同様に、ホイールはナックルの一部として取り扱っている。また、タイロッド、アッパーアームおよびロワーアームはボディではなく距離拘束として定義することで演算負荷を低減している。

駆動拘束としては、実機で計測されるラックストロークを用いたラックの並進駆動拘束およびCarSimモデルから出力されるホイール上下ストローク量を用いた左右ナックルの上下軸方向変位拘束を定義している。本モデルの拘束条件と自由度を表4.7に示す。ボディ数は4、各ボディの座標変数は6であり、システム全体の座標変数は24となる。一方、運動学的拘束および駆動拘束の和も24であり、システムの自由度は0となるため、運動学解析を用いた位置、姿勢の計算が適用可能となる。

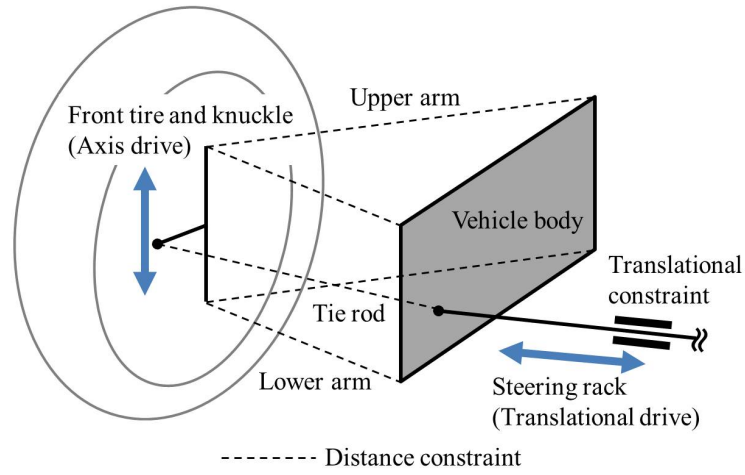


Figure 4.14 ダブルウィッシュボーンサスペンションの運動学解析モデル

Table 4.4 ダブルウィッシュボーンサスペンションの拘束条件

拘束条件	数	自由度
絶対拘束	1	6
並進拘束	1	5
距離拘束	10	10
並進駆動拘束	1	1
軸方向駆動拘束	2	2
合計	-	24

リアルタイム解析における 1 ステップ内の運動学解析を用いた位置・姿勢の計算フローを図4.15に示す。CarSim 車両モデルおよびステアリング試験機から駆動拘束条件を入力し、3.2.1で示した拘束条件式を設定する。次に、拘束条件式を偏微分してヤコビアンを導出し、3.2.2で示した Newton-Raphson 法による収束計算を用いて各ボディの位置・姿勢を計算する。なお、Newton-Raphson 法で用いる初期推定値は、解析開始時は車両の標準姿勢状態での各ボディの位置・姿勢を使用し、その後は 1 ステップ前に求めた各ボディの位置・姿勢を使用する。

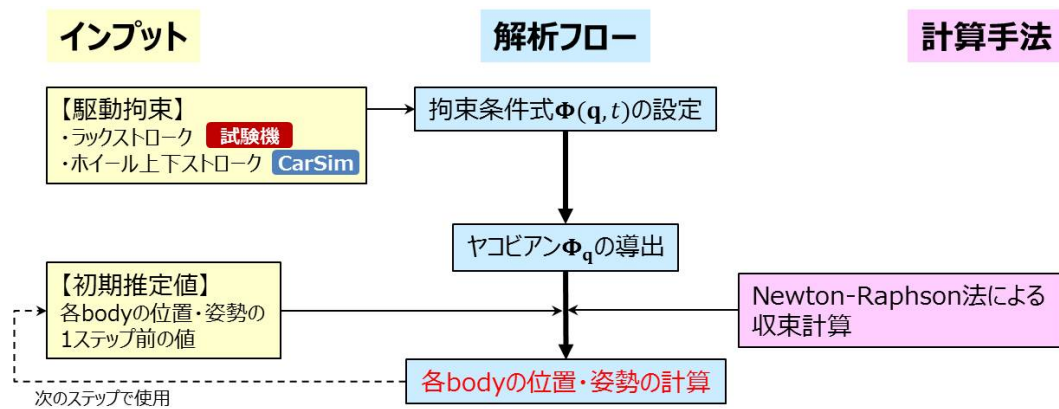


Figure 4.15 運動学解析を用いた位置・姿勢の計算フロー

4.4.2 アライメント変化特性の検証

開発したサスペンションマルチボディモデルのアライメント変化特性の精度を検証するため、市販のマルチボディ解析ソフトであり、車両運動解析に広く使用されている ADAMS [21] を用いて前項で作成したストラットサスペンションおよびダブルウィッシュボーンサスペンションのモデルを作成した。

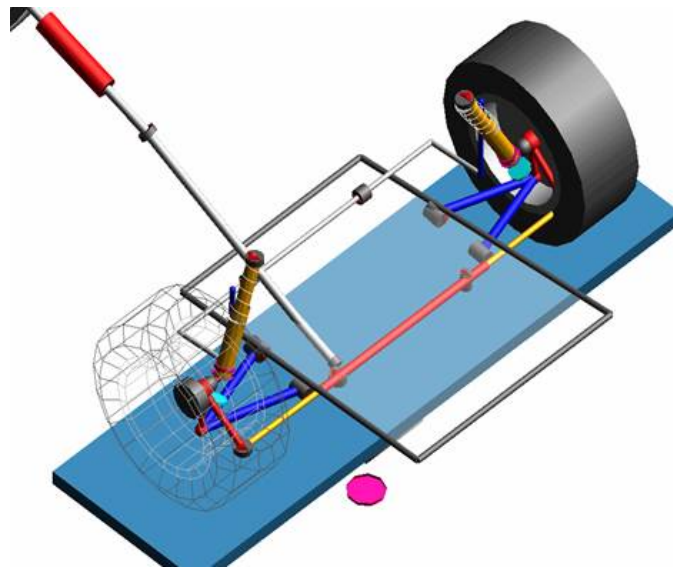


Figure 4.16 ADAMS のサスペンション，ステアリングモデル

次に開発したマルチボディモデルの精度検証のためのリファレンスデータを得るため、ステアリング転舵、ホイール上下ストローク、および転舵とロール角とタイヤ接地点の横力を組み合わせて車両旋回時の入力を模擬した複合入力を ADAMS サスペンションモデルに入力し、各入力モードに対するホイールアライメント変化のデータを求めた。なお、各サスペンション入力についてはあらかじめ ADAMS モデル内に設定済みの入力パターンを用いている。

検証用に設定した入力モードを表4.5に示す。ここで、各入力の入力波形はランプ入力とし、複合入力の場合は各入力の開始と終了を同じタイミングにしている。また、ステアリング転舵量およびタイヤ接地点の上下荷重については対象とするサスペンションにより入力量が異なるため具体的な数値については省略する。

Table 4.5 モデル検証のための入力モード

種類	No.	入力部位	入力条件	入力量
単純	1	ステアリング	左転舵	中立からフル転舵
単純	2	タイヤ接地点 (両輪)	バウンド	基準姿勢から接地点反力 2 倍まで
単純	3	タイヤ接地点 (両輪)	リバウンド	基準姿勢から接地点反力 0 まで
複合	4	ステアリング	左切り	中立からフル転舵
		サスペンション	ロール角 (右ロール)	0 から 3 deg まで
		タイヤ接地点 (両輪)	横力 (車両左方向)	0 から 2000 N まで

ホイールアライメント変化の比較検証用のデータとしては、通常ホイールアライメントの表現に用いられるトー角、キャンバ角、キャスタ角ではなく、3次元空間上のナックルの位置、姿勢を用いた。一般に、3次元空間上の物体の位置、姿勢は、その物体上の3点の位置、つまり x, y, z 座標が求めれば一意に決定される。ここではナックル上の3点として、ロワーアームとの接続点であるサスペンションロワーボールジョイント、タイロッドとの接続点であるナックルボールジョイントおよびホイールセンタを選び、ホイールアライメント変化比較の代表点とした。選択した3点を図4.17に示す。

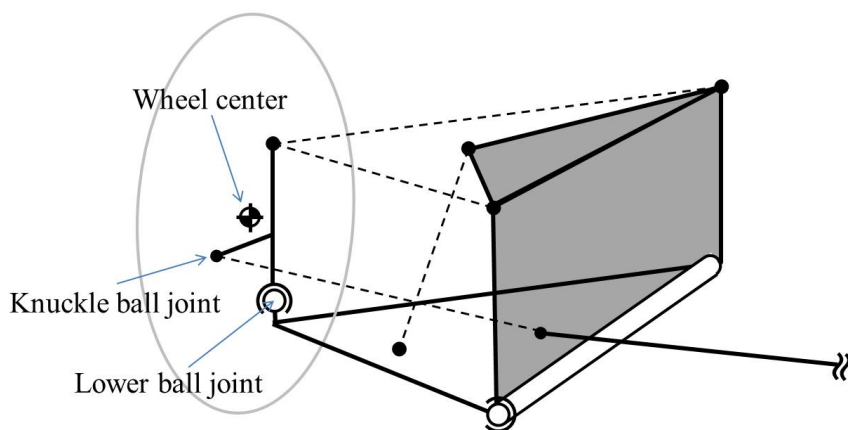
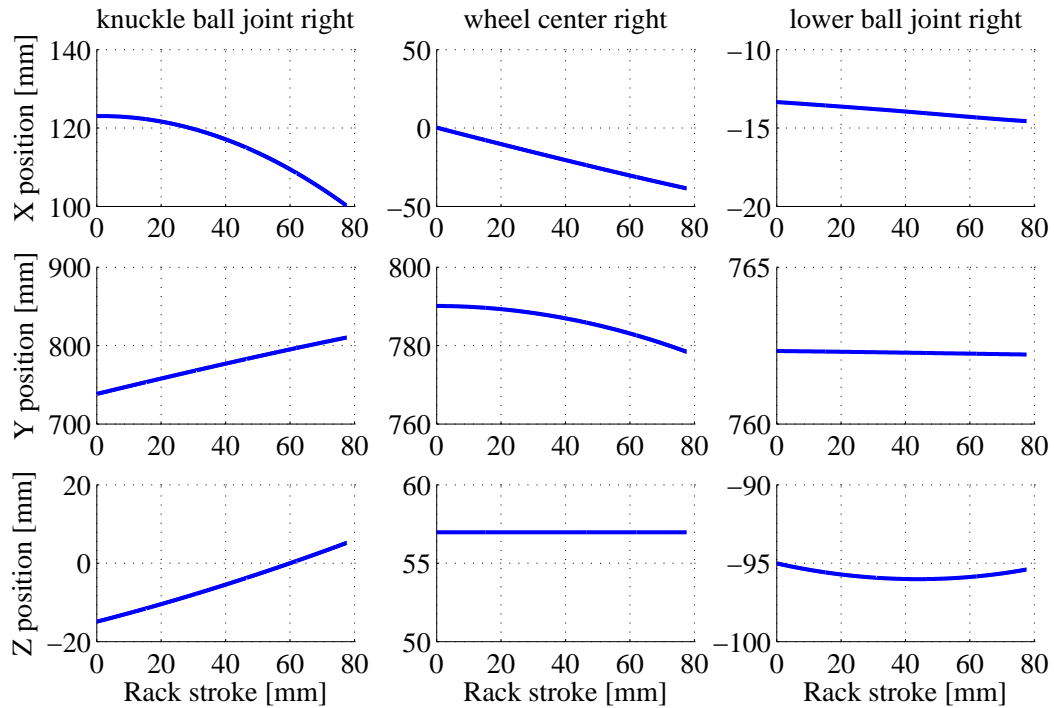


Figure 4.17 ホイールアライメントの計測点

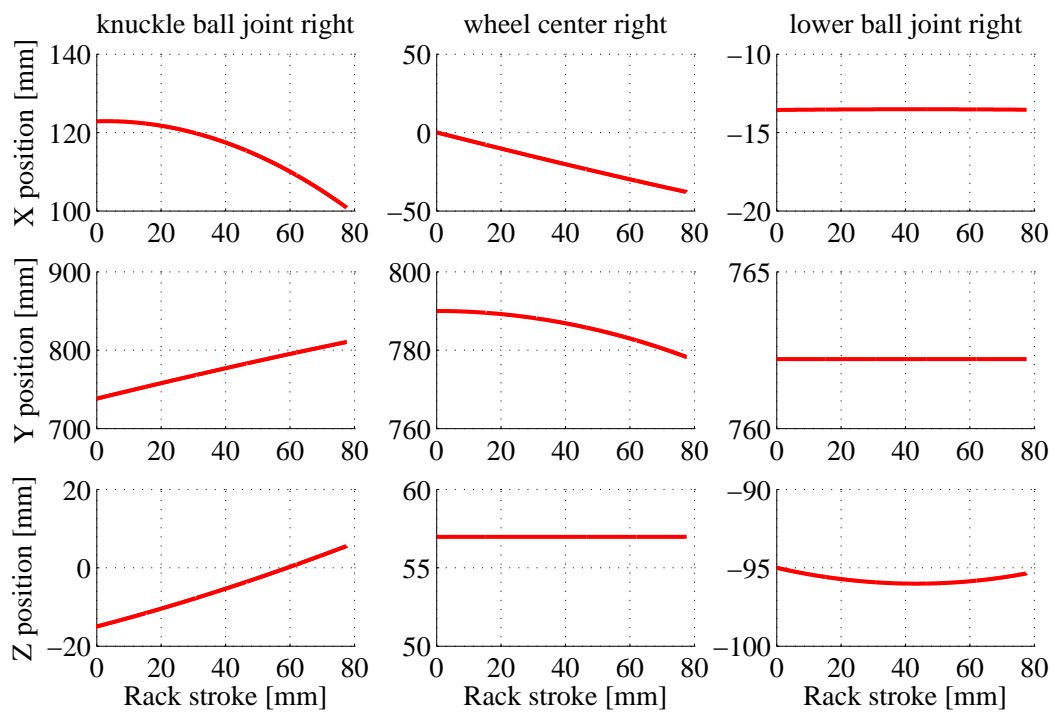
以下にストラットサスペンションおよびダブルウィッシュボーンサスペンションについて ADAMS 解析との比較結果を示す。なお、左右輪が対称な上下入力の場合は代表して右輪のみの結果を、左右非対称な転舵入力、複合入力の場合には左右輪の結果を示す。

ストラットサスペンションの解析では、転舵時の左輪のロワーボールジョイントの前後位置が単純入力時に最大 2 mm 程度、複合入力でタイヤの上下ストロークと組み合わせられると最大 4 mm 程度 ADAMS の解析結果と乖離があり、これはキャスト角換算で約 0.3 deg 相当である。その他については ADAMS の解析結果との差が概ね 1 mm 以内に収まっており、良好な結果が得られている。ダブルウィッシュボーンサスペンションの解析では、いずれの結果においても ADAMS の解析結果との差が概ね 1 mm 以内に収まっており、良好な結果が得られている。

以上の結果より、本研究で構築したマルチボディ解析を用いたサスペンションモデルは、変位入力に対するアライメント変化特性を精度よく再現することができていると考えられる。

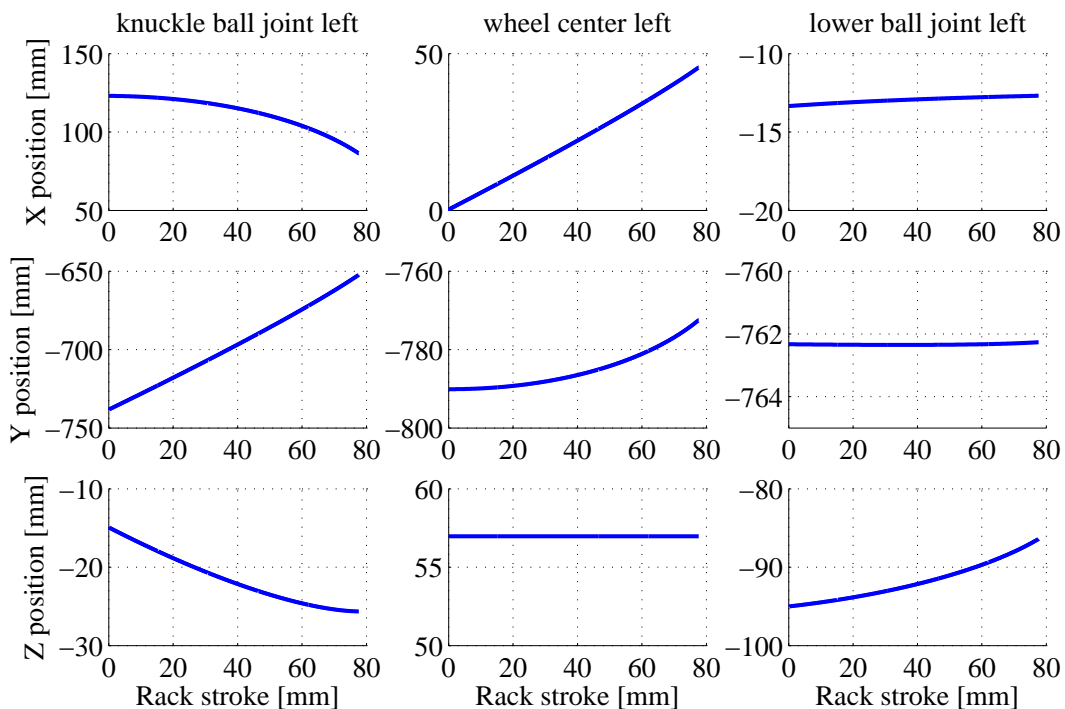


(a) ADAMS 解析

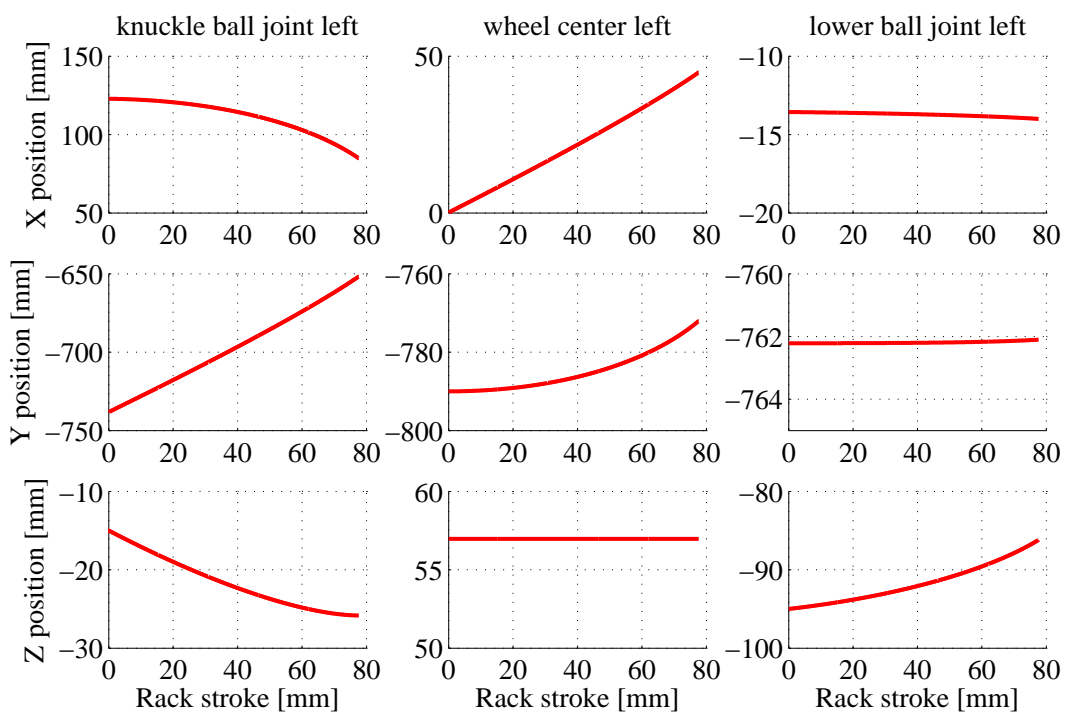


(b) キネマティクス解析

Figure 4.18 左転舵入力 (入力 No.1) の右輪の結果 (ストラット)

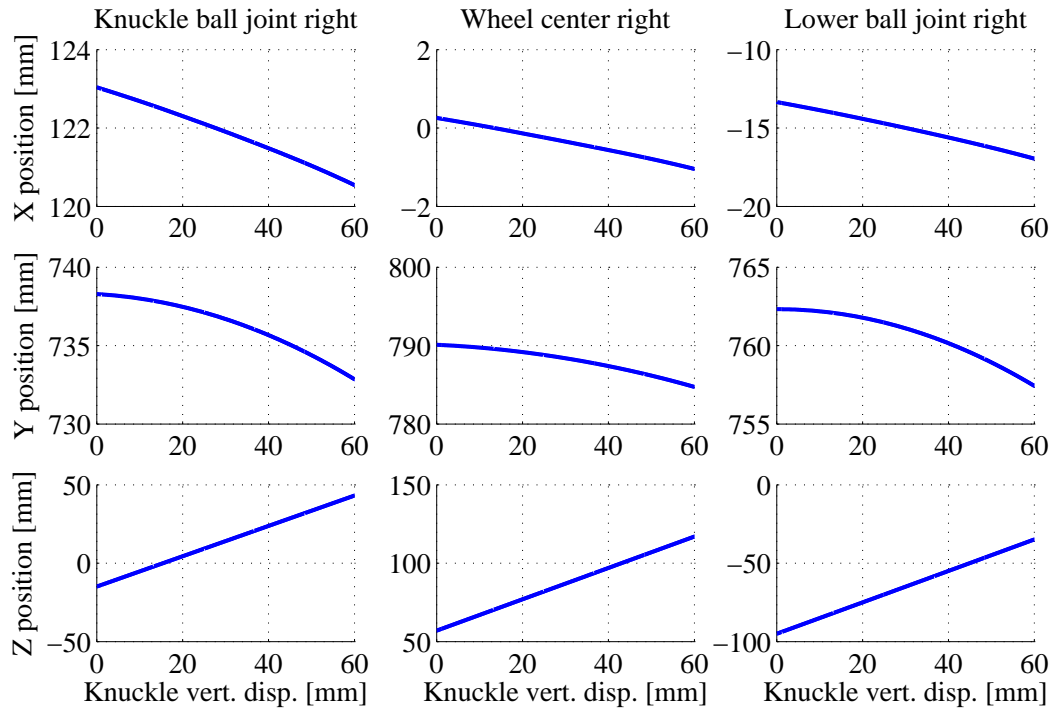


(a) ADAMS 解析

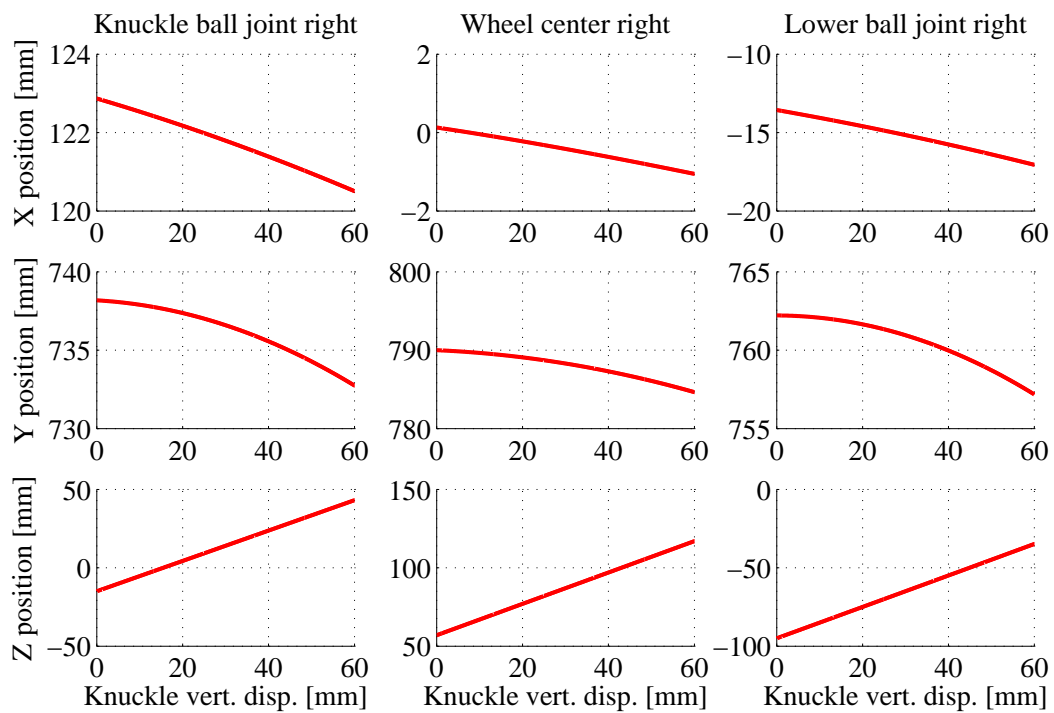


(b) キネマティクス解析

Figure 4.19 左転舵入力 (入力 No.1) の左輪の結果 (ストラット)

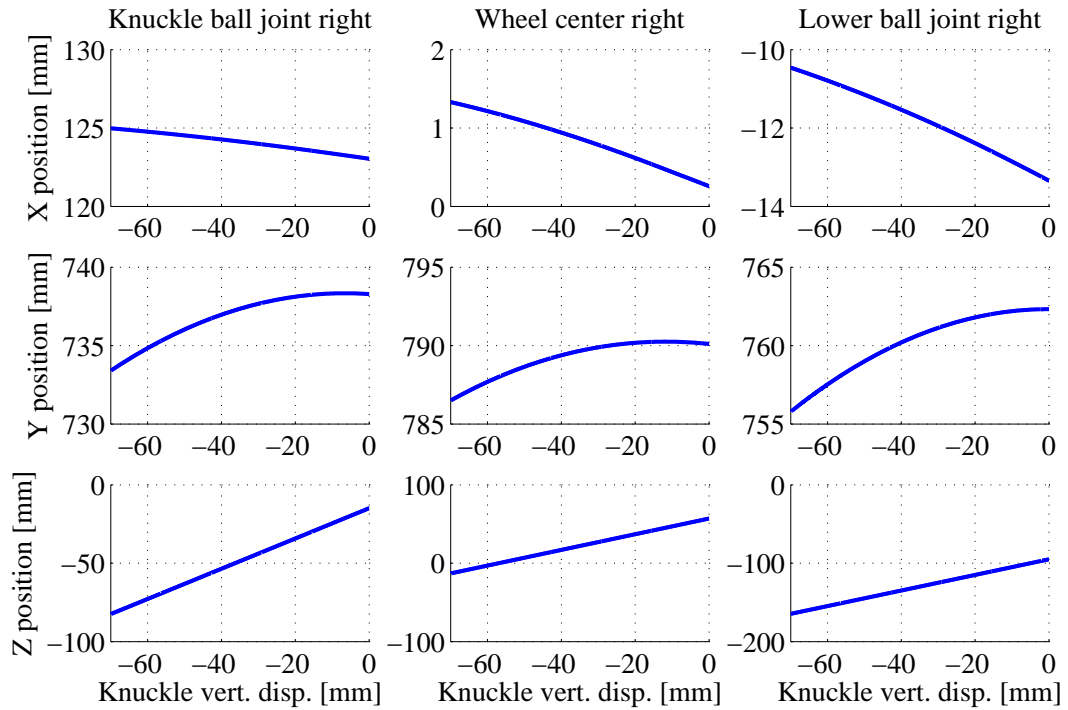


(a) ADAMS 解析

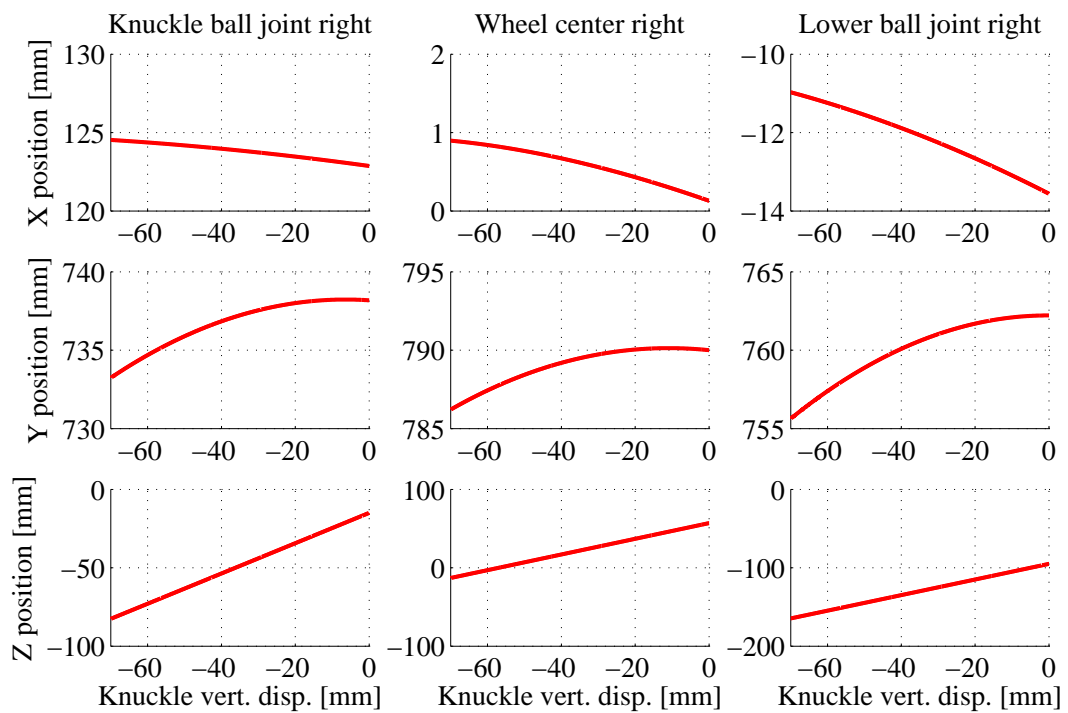


(b) キネマティクス解析

Figure 4.20 バウンド入力 (入力 No.2) の右輪の結果 (ストラット)

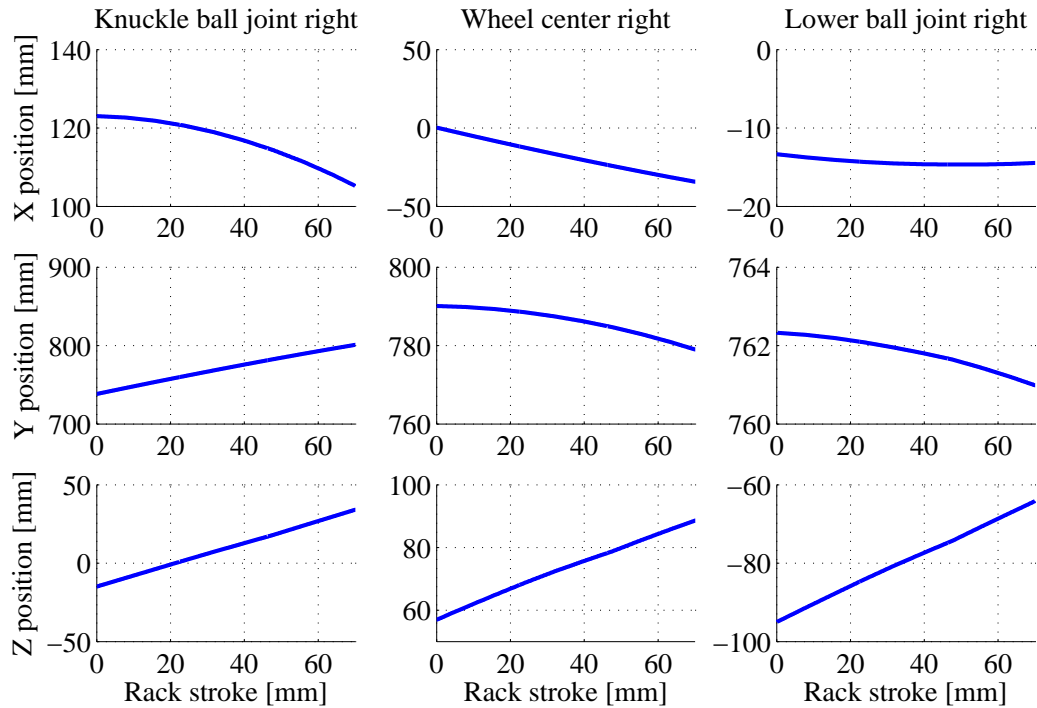


(a) ADAMS 解析

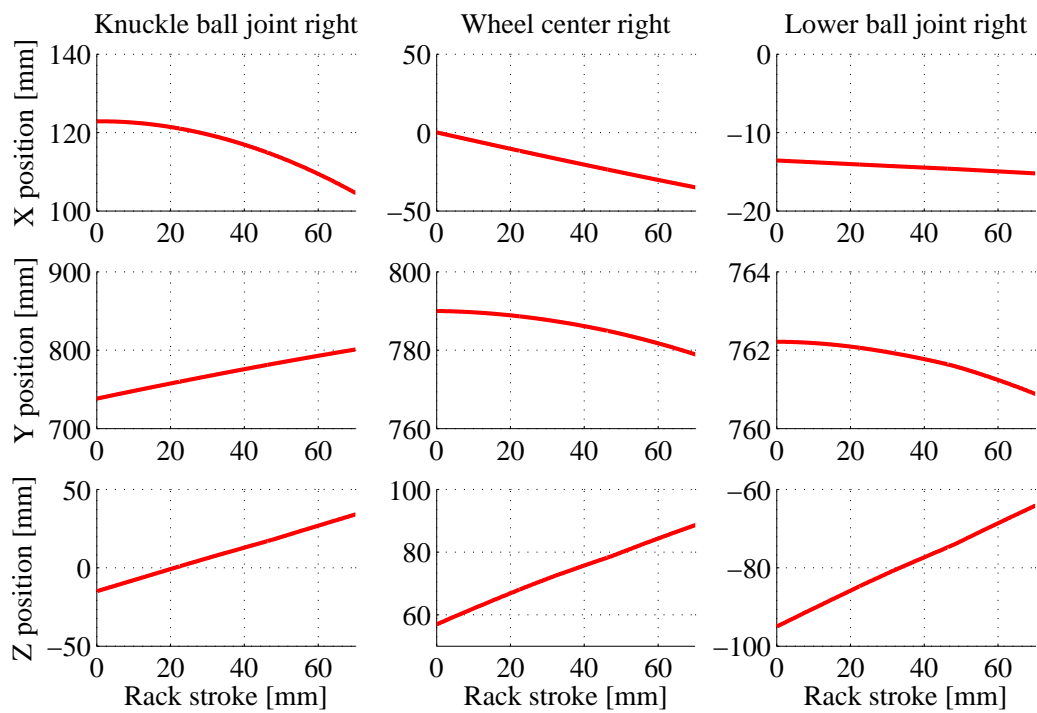


(b) キネマティクス解析

Figure 4.21 リバウンド入力 (入力 No.3) の右輪の結果 (ストラット)

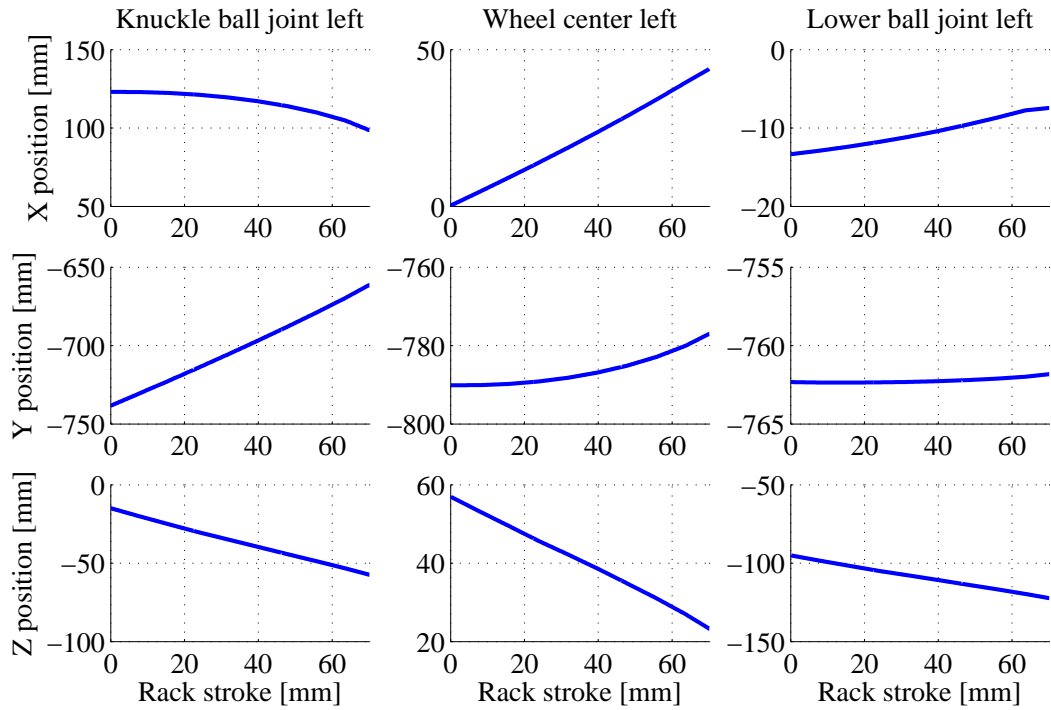


(a) ADAMS 解析

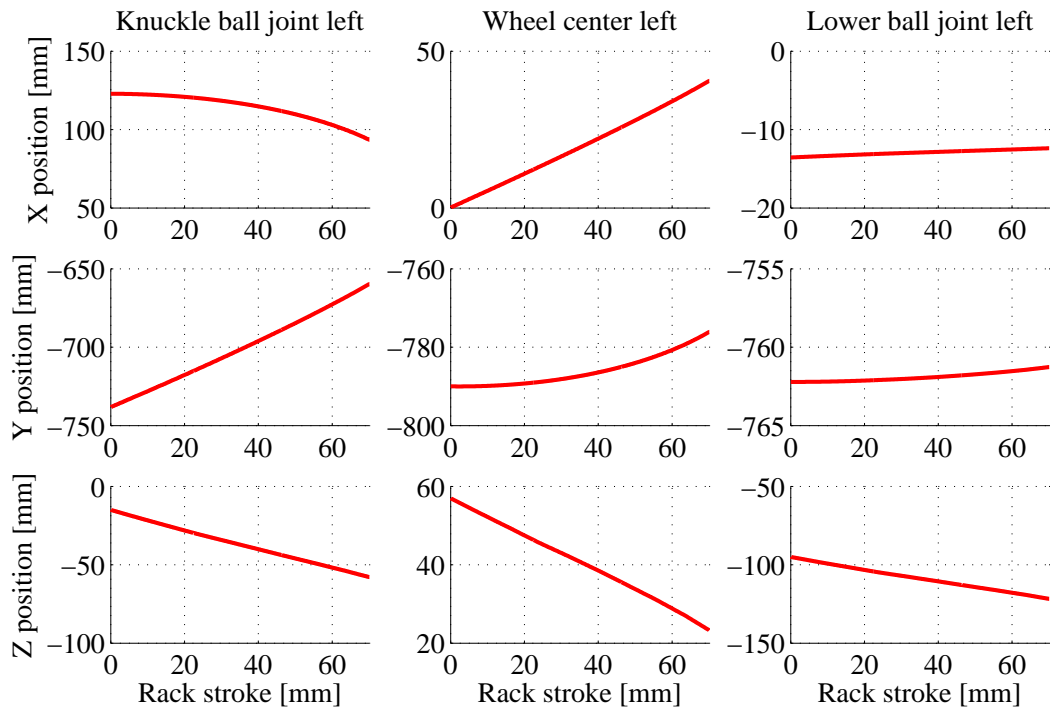


(b) キネマティクス解析

Figure 4.22 複合入力 (入力 No.4) の右輪の結果 (ストラット)

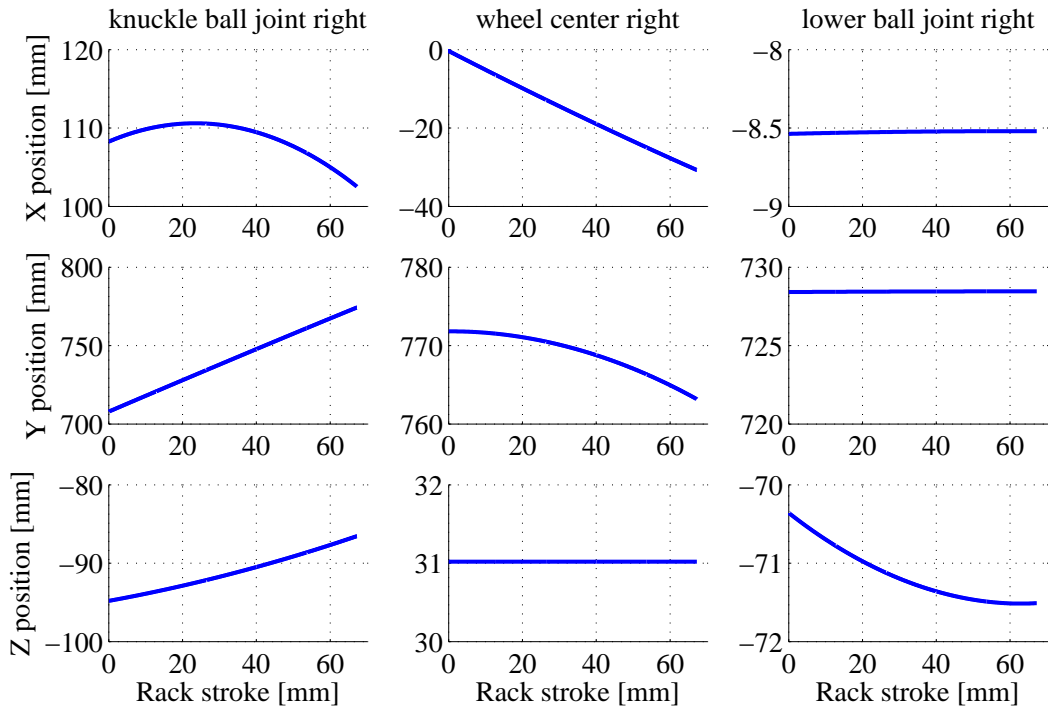


(a) ADAMS 解析

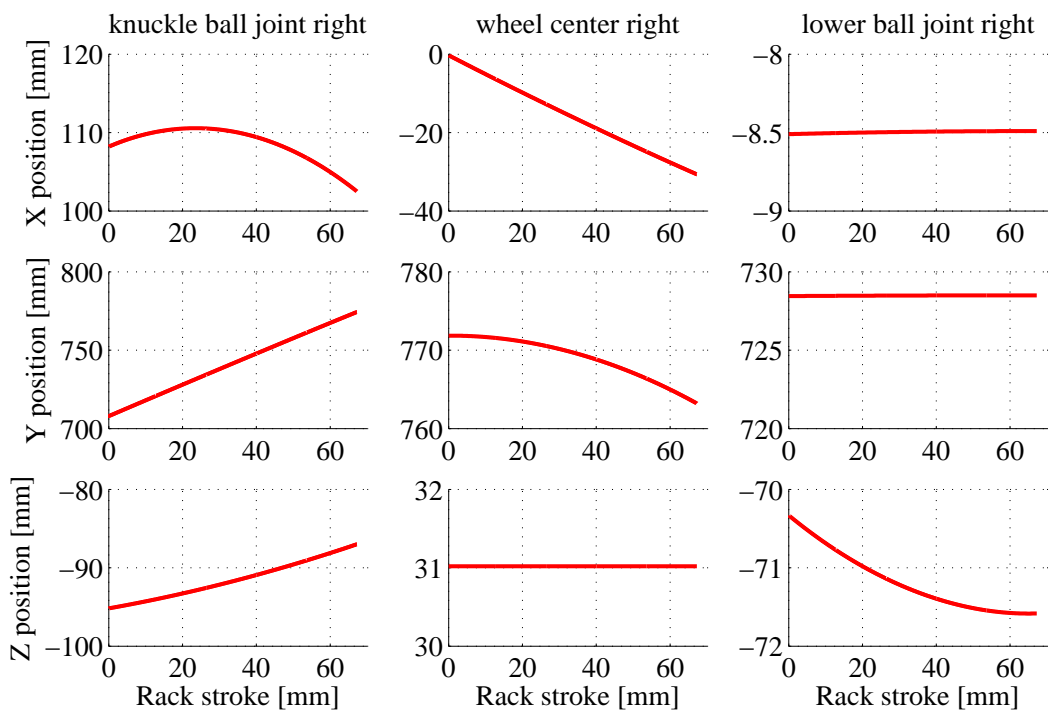


(b) キネマティクス解析

Figure 4.23 複合入力 (入力 No.4) の左輪の結果 (ストラット)

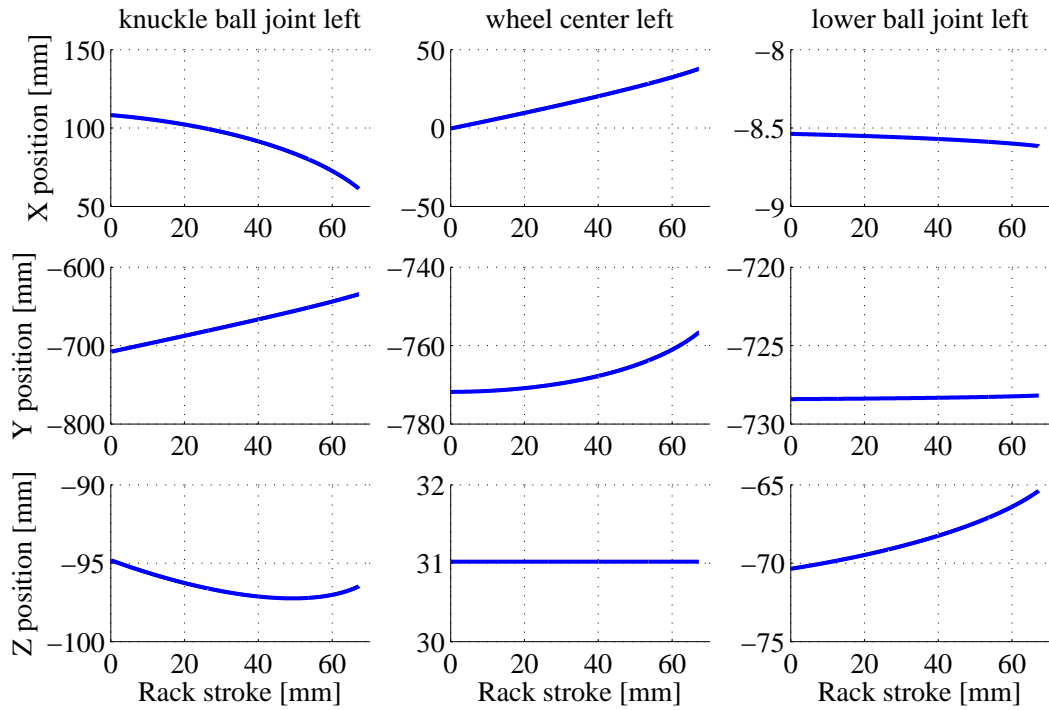


(a) ADAMS 解析

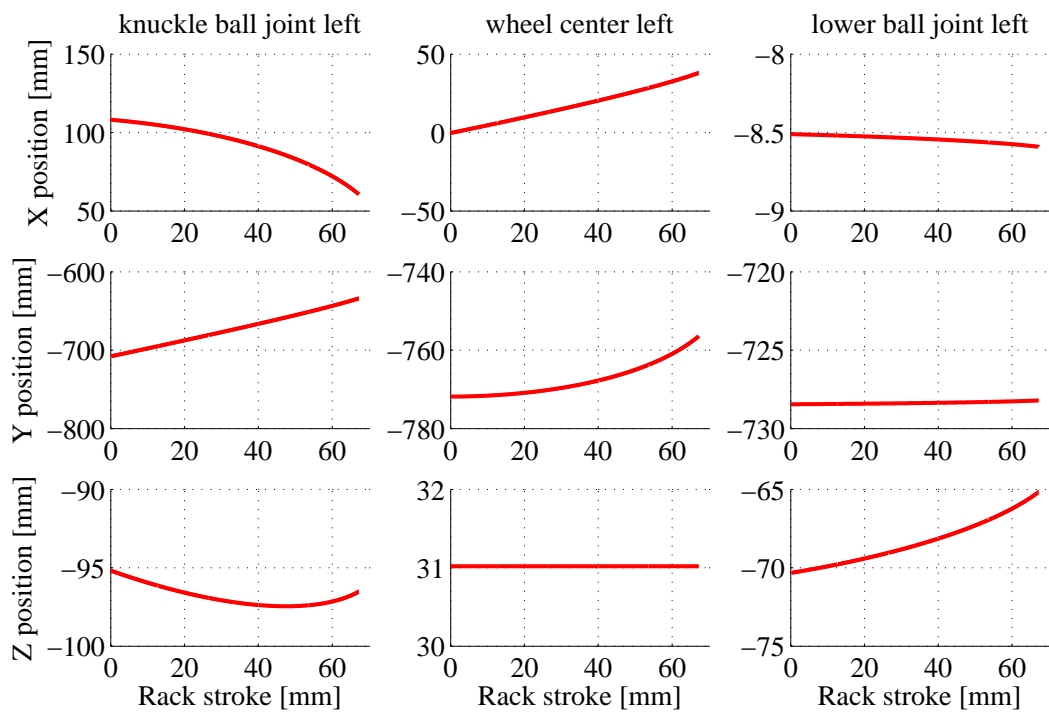


(b) キネマティクス解析

Figure 4.24 左転舵入力 (入力 No.1) の右輪の結果 (ダブルウィッシュボーン)

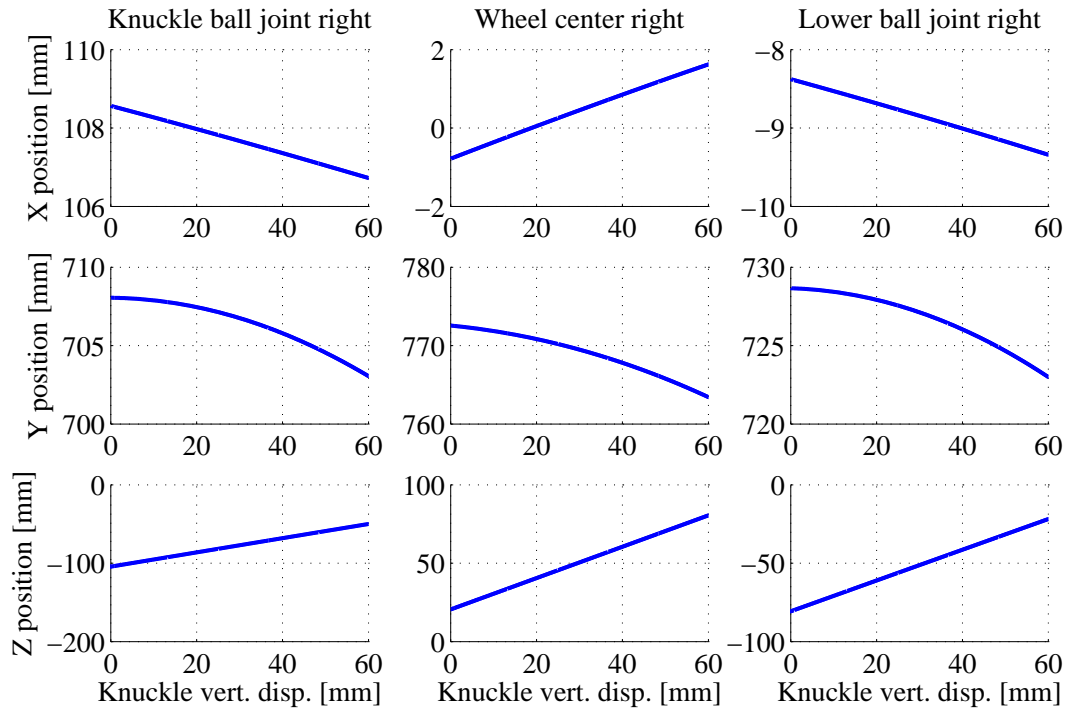


(a) ADAMS 解析

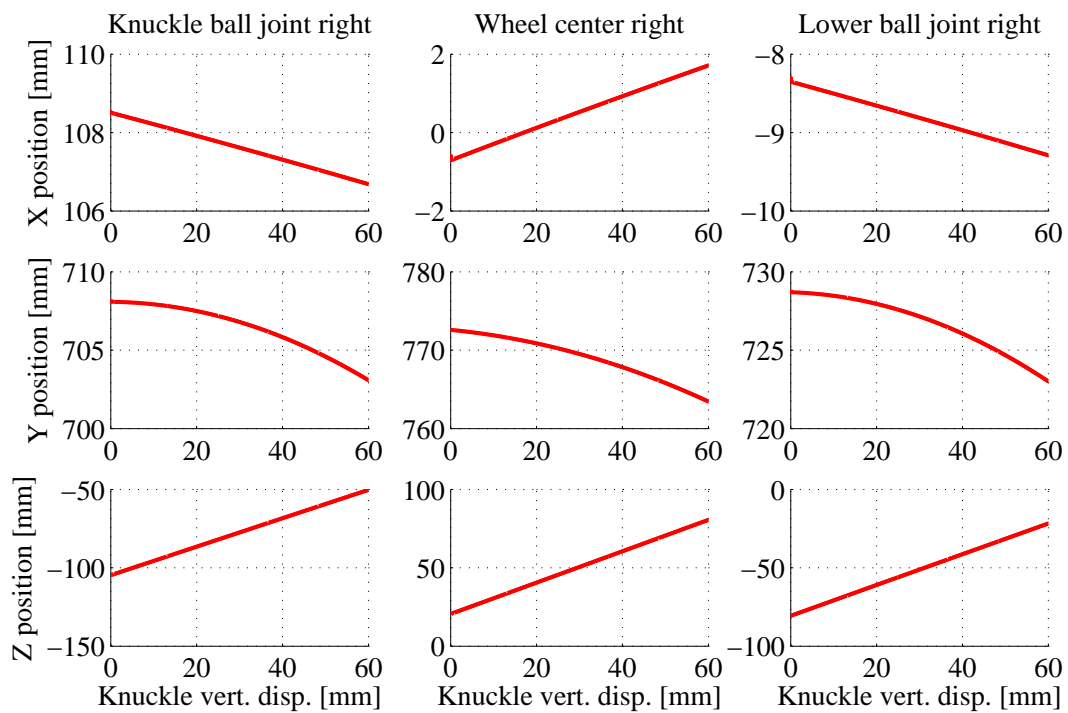


(b) キネマティクス解析

Figure 4.25 左転舵入力 (入力 No.1) の左輪の結果 (ダブルウィッシュボーン)

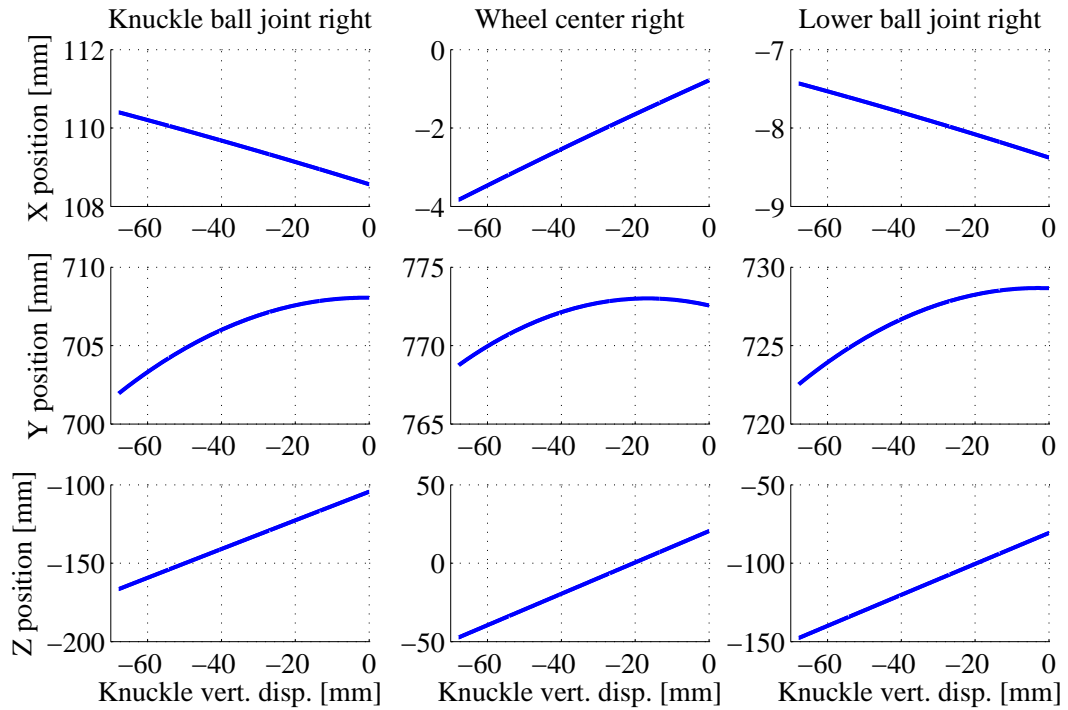


(a) ADAMS 解析

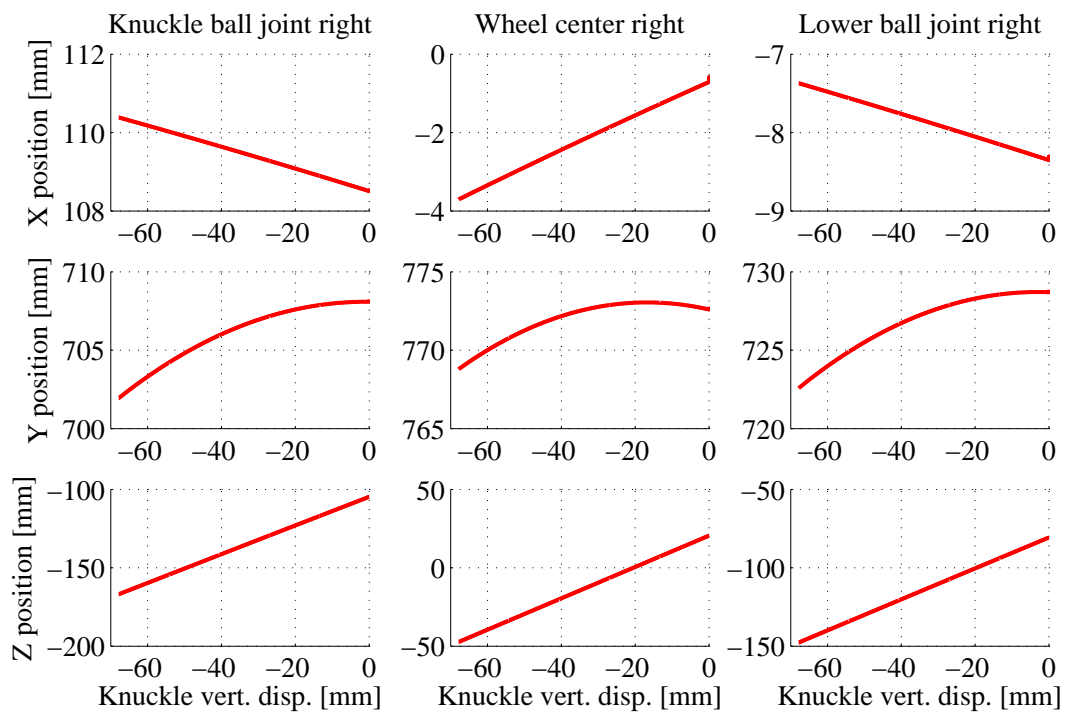


(b) キネマティクス解析

Figure 4.26 バウンド入力 (入力 No.2) の右輪の結果 (ダブルウィッシュボーン)

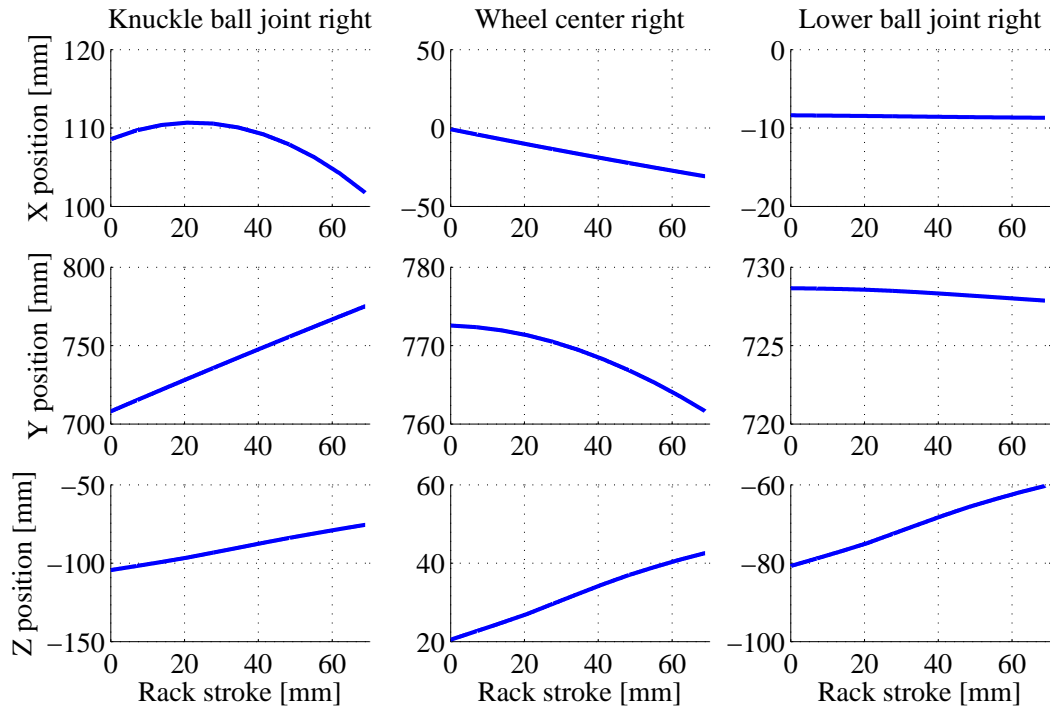


(a) ADAMS 解析

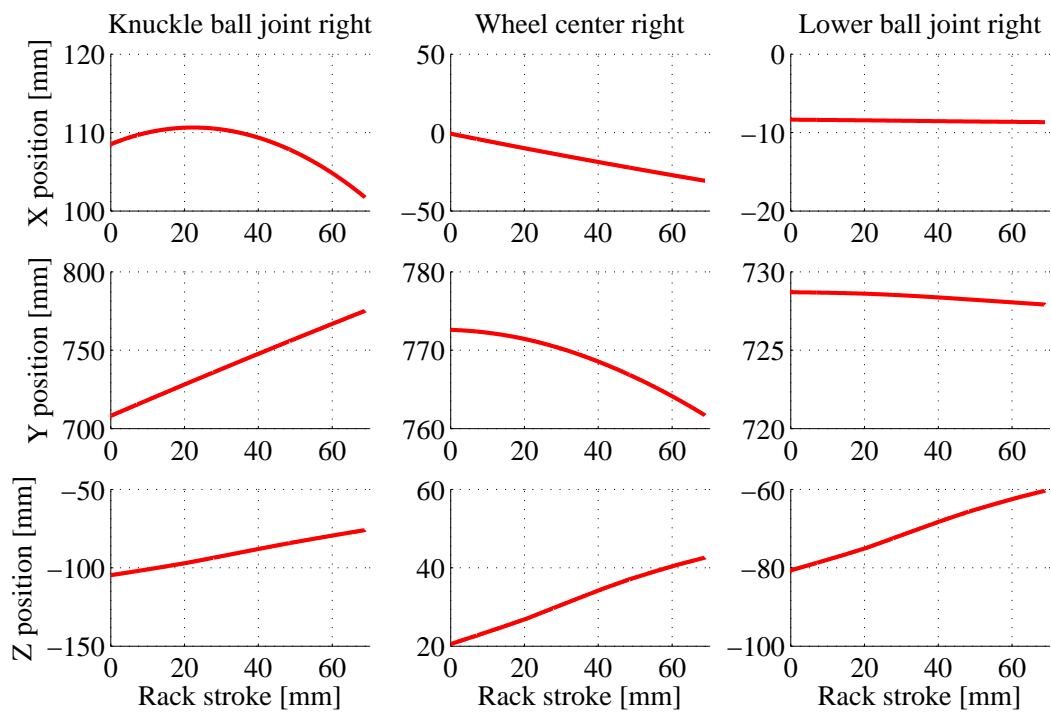


(b) キネマティクス解析

Figure 4.27 リバウンド入力 (入力 No.3) の右輪の結果 (ダブルウィッシュボーン)

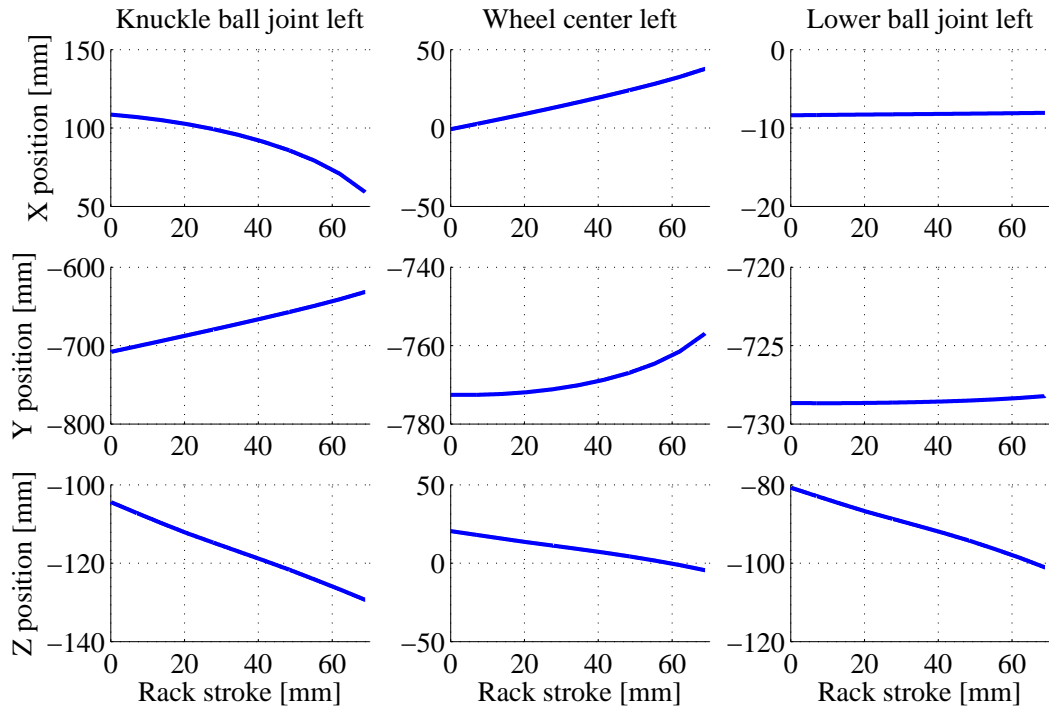


(a) ADAMS 解析

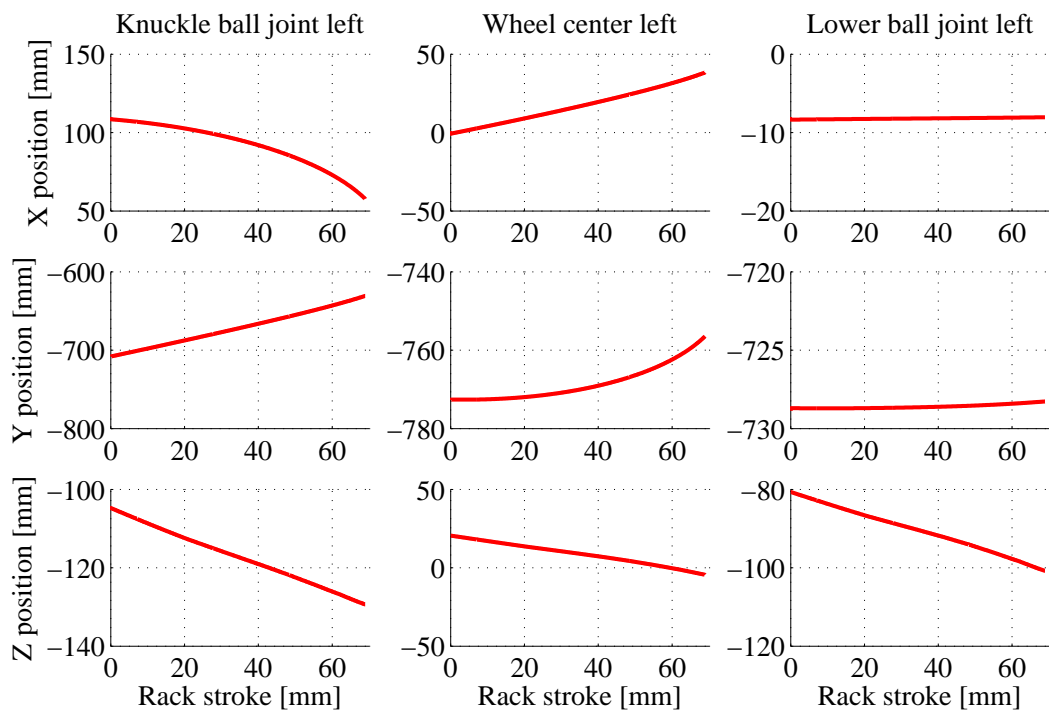


(b) キネマティクス解析

Figure 4.28 複合入力 (入力 No.4) の右輪の結果 (ダブルウィッシュボーン)



(a) ADAMS 解析



(b) キネマティクス解析

Figure 4.29 複合入力 (入力 No.4) の左輪の結果 (ダブルウィッシュボーン)

4.4.3 拘束反力としてのタイロッド軸力の計算

前節のタイロッド軸力計算モデルでは、車両運動解析モデルから出力されるホイール上下ストローク量と実機のステアリングユニットで計測されるステアリングラック（以下ラック）のストローク量を予め用意したマップデータに入力してサスペンションおよびステアリングの三次元位置を計算し、次に車両運動解析モデルから出力されるホイール 6 分力を元にキングピン軸まわりのつりあいを解いて軸力を算出していた。ここで用いられるマップデータは、ホイール上下ストロークまたはラックストロークの単入力に対するアライメント変化を別々に定義しており、複合入力時には各単入力に対するアライメント変化の出力を足し合わせて三次元位置を計算するが、特に入力変位量が多い場合には計算精度を確保できないという課題がある。一方、複合入力を正確にマップで表現するためには三次元の詳細なマップデータを作成する必要があり、膨大な工数を要する。そこで本項では4.4.1で作成した、変位入力を駆動拘束とするサスペンションマルチボディモデル、および3.4.2に示した拘束反力の考え方から、外力が作用する系における運動学解析におけるタイロッド軸力を拘束力として算出する。機械システムの運動学的拘束および駆動拘束の和がシステムの自由度と等しく、運動学解析が適用できる場合、 Φ_q は正方行列および正則となり、逆行列を持つ。よって式 (3.108) に示したとおり、ラグランジュの未定定数 λ は以下のように表すことができる。

$$\lambda = -(\Phi_q)^{-T}(\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}} - \mathbf{Q}^A) \quad (4.11)$$

さらに慣性項による影響は十分小さいものとして $\ddot{\mathbf{q}} = \mathbf{0}$ とすると、 λ は式 (4.12) で表される。

$$\lambda = -(\Phi_q)^{-T}\mathbf{Q}^A \quad (4.12)$$

各拘束条件による拘束力は、拘束力 \mathbf{Q}^C のうち対象の拘束条件のみを抽出することで算出できる。つまり、 Φ_q のうち対象の拘束条件を表す部分行列と λ の積で表現される。よって、サスペンションシステムにおいてタイロッドに適用された距離拘束に対応する部分行列を $\Phi_q^{tie_rod}$ とすると、タイロッド軸力 $\mathbf{Q}^{C_tie_rod}$ は以下のように表すことができる。

$$\mathbf{Q}^{C_tie_rod} = (\Phi_q^{tie_rod})^T(\Phi_q)^{-T}\mathbf{Q}^A \quad (4.13)$$

ここで、システムに働く外力 Q^A として、車両運動解析モデルから供給されるホイール 6 分力を考慮する。キングピンまわりの力のつりあいを解く従来手法に代わり、運動学解析に基づく上記手法を用いることで、拘束条件式のみを用いてシステムの拘束力としてのタイロッド軸力を計算することが可能となる。

リアルタイム解析における 1 ステップ内の運動学解析を用いたタイロッド軸力の計算フローを図4.30に示す。4.4.1に対し、赤枠内に示すプロセスが追加された。なお、ホイール 6 分力は CarSim 車両モデルから供給される。

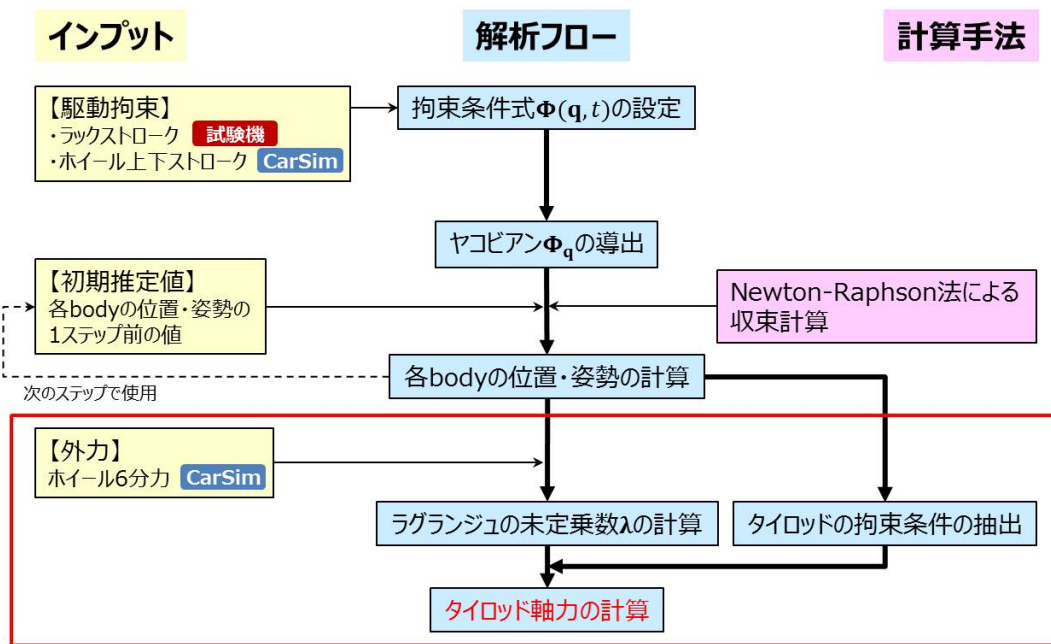


Figure 4.30 運動学解析を用いたタイロッド軸力の計算フロー

4.4.4 拘束条件による外力キャンセルの回避

前項で導出した本手法において、外力と拘束条件を同じボディに作用させると、外力が拘束条件によって相殺されてしまい、拘束反力を正確に計算できない [31]。つまり、前述のマルチボディモデルでは、左右ナックルの上下位置を拘束するために上下軸方向変位拘束を設定しているが、ナックルにこの拘束力を発生させる実機構はなく、このまま拘束反力の計算に適用すると、外力 Q^A の上下方向成分が相殺されてしまい、タイロッド軸力が正しく求められない。よって拘束反力を計算するためには上下軸方向変位拘束を廃し、代わりに実際に拘束力を発生させる機構要素に基づいた拘束条件を設定することが必要となる。

ストラットサスペンションモデルの拘束反力計算では、上下軸方向変位拘束に代わってサスペンションロワーアーム先端とストラット上部の車体取り付け点を結ぶキングピン軸に距離拘束を設定した。これはストラットサスペンションの実機構においてストラットにダンパと並列設置された主バネによる拘束力を再現することに相当する。拘束力計算に用いるストラットサスペンションモデルの概要を図4.31に、拘束条件と自由度の関係を表4.6に示す。このモデルの拘束条件を式 (4.13) に適用することで、タイロッド軸力を求めることができる。

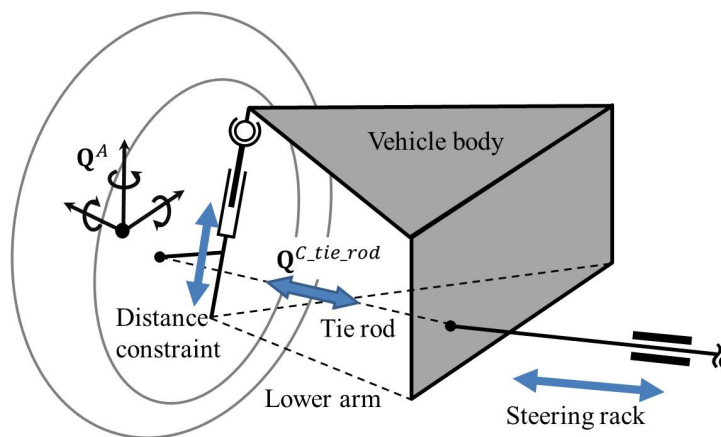


Figure 4.31 ストラットサスペンションの拘束反力解析モデル

Table 4.6 拘束反力解析におけるストラットサスペンションの拘束条件

拘束条件	数	自由度
絶対拘束	1	6
並進拘束	1	5
ストラット拘束	2	4
距離拘束	8	8
並進駆動拘束	1	1
合計	-	24

ダブルウィッシュボーンサスペンションモデルの拘束反力計算では、ダンパのロワーアーム側と車体側の取り付け点の間に距離拘束を設定した。これはダブルウィッシュボーンサスペンションの実機構においてダンパに並列設置された主パネによる拘束力を再現することに相当する。さらにこの場合、ダンパの距離拘束は必ずボディ間をつなぐ必要があるため、ロワーリンクの定義をを距離拘束からボディに変更する必要がある。これをふまえて、拘束反力計算に用いるダブルウィッシュボーンサスペンションモデルの概要を図4.32に、拘束条件と自由度の関係を表4.7に示す。ボディ数は6、各ボディの座標変数は6であり、システム全体の座標変数は36となる。一方、運動学的拘束および駆動拘束の和も36であり、システムの自由度は0となるため、運動学解析が適用可能となる。このモデルの拘束条件を式(4.13)に適用することで、タイロッド軸力を求めることができる。

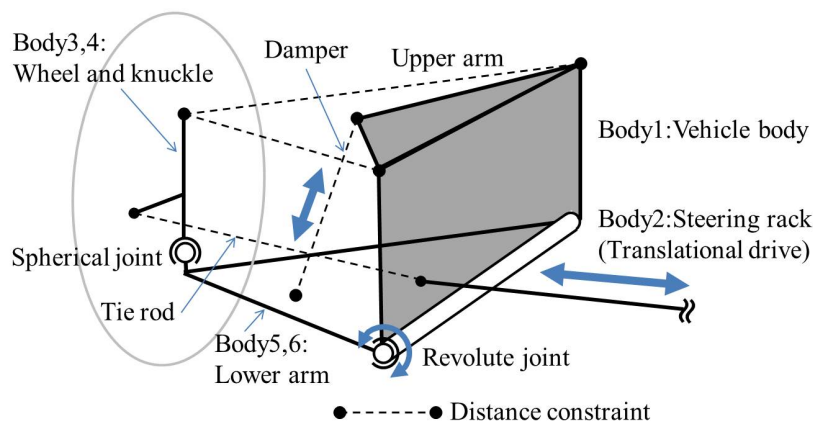


Figure 4.32 ダブルウィッシュボーンサスペンションの拘束反力解析モデル

Table 4.7 拘束反力解析におけるダブルウィッシュボーンサスペンションの拘束条件

拘束条件	数	自由度
絶対拘束	1	6
並進拘束	1	5
距離拘束	8	8
回転拘束	2	10
球拘束	2	6
並進駆動拘束	1	1
合計	-	36

なお，従来設定していた左右ホイールに対する上下軸変位拘束を別の距離拘束に置き換えたため，車両運動解析モデルの CarSim から供給される，車体固定座標系に対するホイールの上下変位のデータをそのまま拘束条件として使用することができない．そこで，拘束反力算出においては，2段階に分けた運動学解析を実施することで対応している．具体的なプロセスは以下のとおりである．

1．CarSim 車両モデルから供給されるホイール上下変位データを拘束条件とした運動学解析で，その時間のサスペンションの位置，姿勢を算出する．

2．算出した位置，姿勢のまま拘束条件をダンパの距離拘束に再定義し，ヤコビアンを再計算して拘束反力を算出する．

リアルタイム解析における 1 ステップ内の運動学解析に上記変更点を追加したタイロッド軸力の計算フローを図4.33に示す。前項に対し、赤枠内に示すプロセスが追加されている。

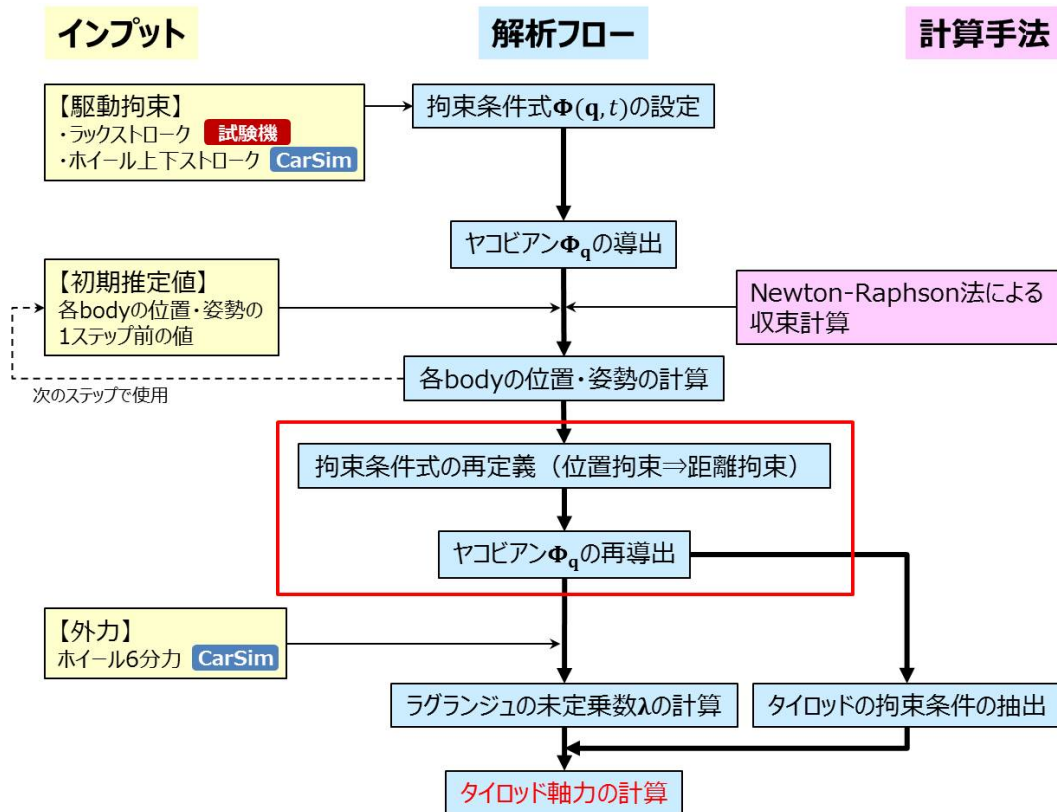


Figure 4.33 拘束条件の再定義を追加したタイロッド軸力の計算フロー

4.5 タイロッド軸力計算手法の検証

4.5.1 ホイール 6 分力によるタイロッド軸力の計算

開発したサスペンションマルチボディ解析モデルのタイロッド軸力計算の精度を検証するため、アライメント変化特性の精度検証で使用した ADAMS のストラットサスペンションおよびダブルウィッシュボーンサスペンションのモデルを用いて入力モードに対するタイロッド軸力計算のリファレンスデータを取得した。検証にはアライメント変化特性の検証と同様に表4.5の入力を用いている。次に、今回比較する簡易ジオメトリ情報を用いた手法、アライメント変化のマップデータを用いた手法、マルチボディ解析を用いた手法でそれぞれ同じ入力条件下でタイロッド軸力を計算した。

ストラットサスペンションのタイロッド軸力計算について ADAMS モデルの解析との比較結果を図4.34から図4.37に示す。アライメント変化を伴う4種類の入力のうち、ステアリングを操舵し、タイヤのトー角が変化する場合には、マルチボディ解析を用いたタイロッド軸力計算手法は簡易ジオメトリ情報を用いた手法やアライメント変化のマップデータを用いた手法に対してその精度に優位性があることが確認できるが、図4.37に示す複合入力条件のように ADAMS 解析との差が最大 1000 N 程度発生している場合もあり、必要十分な精度が確保されているとは言い難い。ストラットサスペンションのこの乖離要因については次項で検討する。

ダブルウィッシュボーンサスペンションのタイロッド軸力計算について ADAMS 解析との比較結果を図4.38から図4.41に示す。アライメント変化を伴う4種類の入力において、マルチボディ解析を用いたタイロッド軸力計算手法はいずれも ADAMS 解析と良く一致していることが分かる。また、特にステアリングを操舵し、タイヤのトー角が変化する場合には、簡易ジオメトリ情報を用いた手法やアライメント変化のマップデータを用いた手法に対してその精度に大きな優位性があることが確認できる。

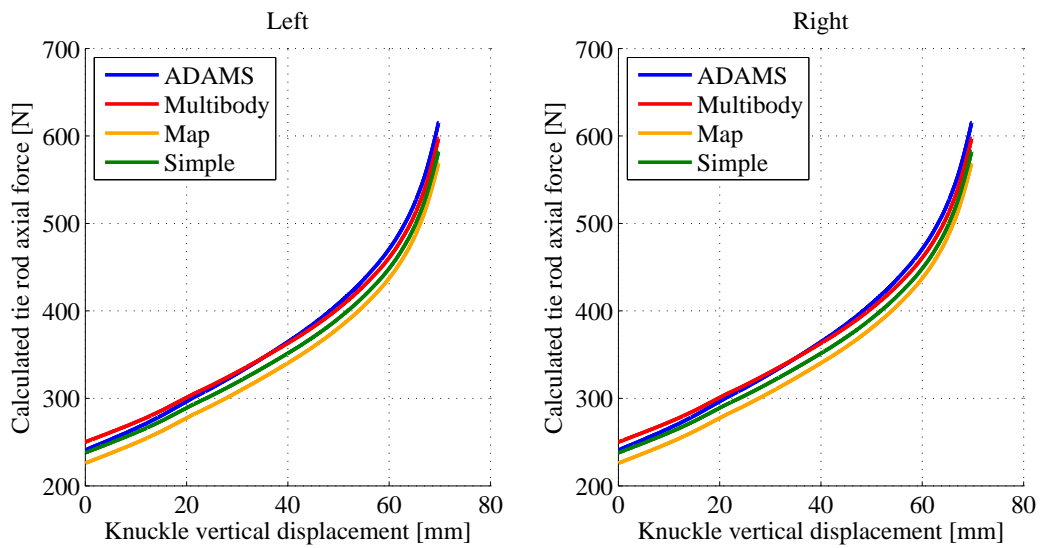


Figure 4.34 バウンド入力（入力 No.2）における軸力計算手法の比較（ストラット）

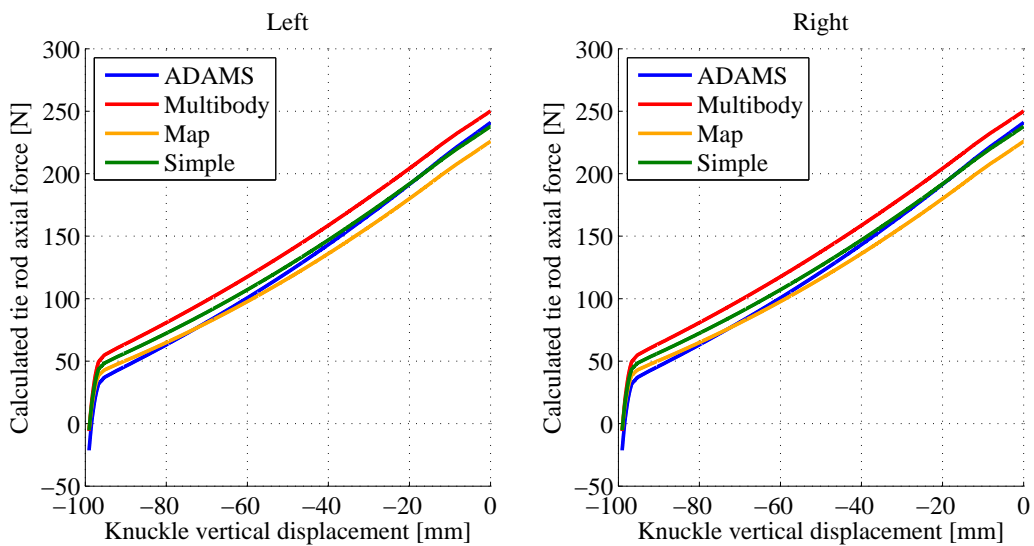


Figure 4.35 リバウンド入力（入力 No.3）における軸力計算手法の比較（ストラット）

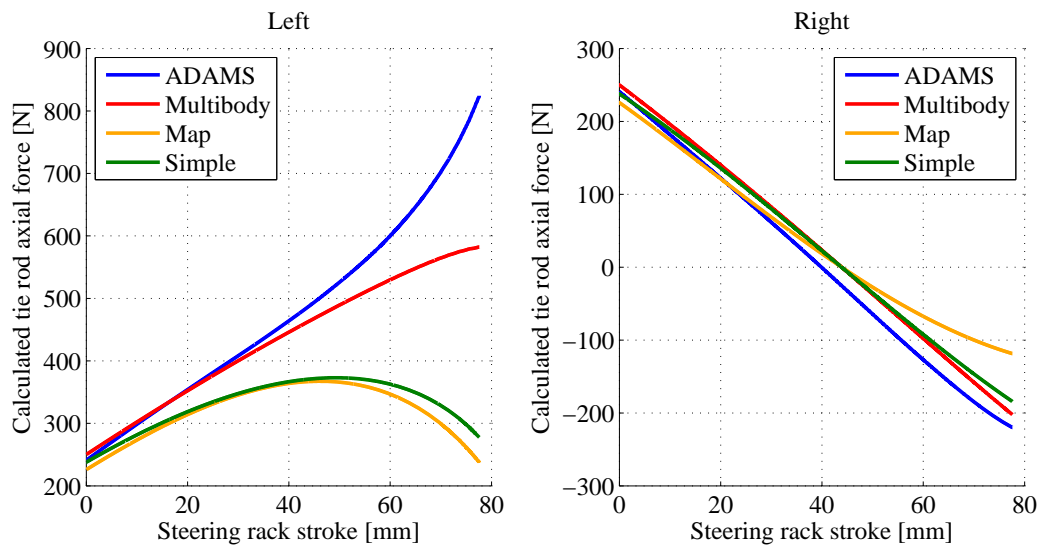


Figure 4.36 転舵入力（入力 No.1）における軸力計算手法の比較（ストラット）

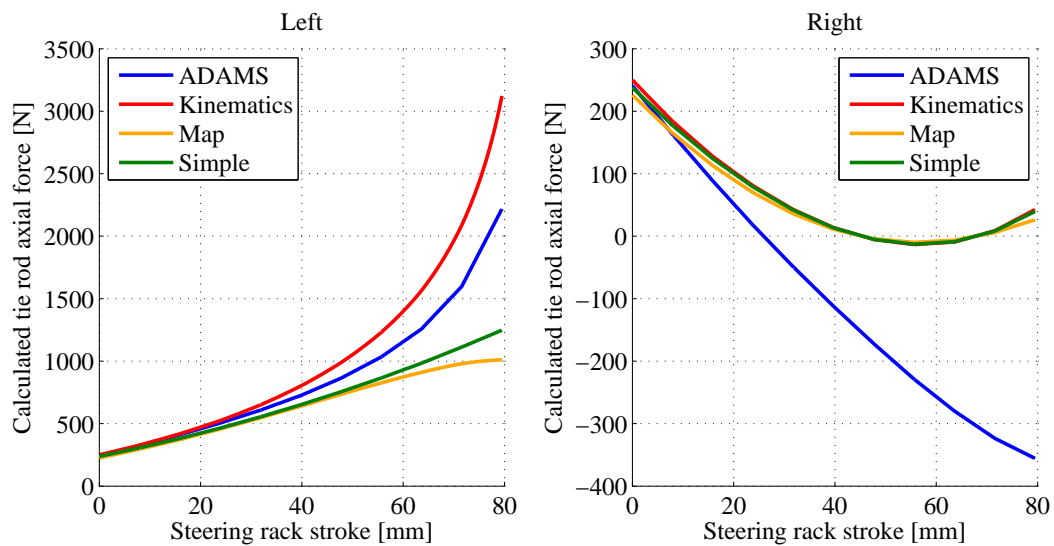


Figure 4.37 複合入力（入力 No.4）における軸力計算手法の比較（ストラット）

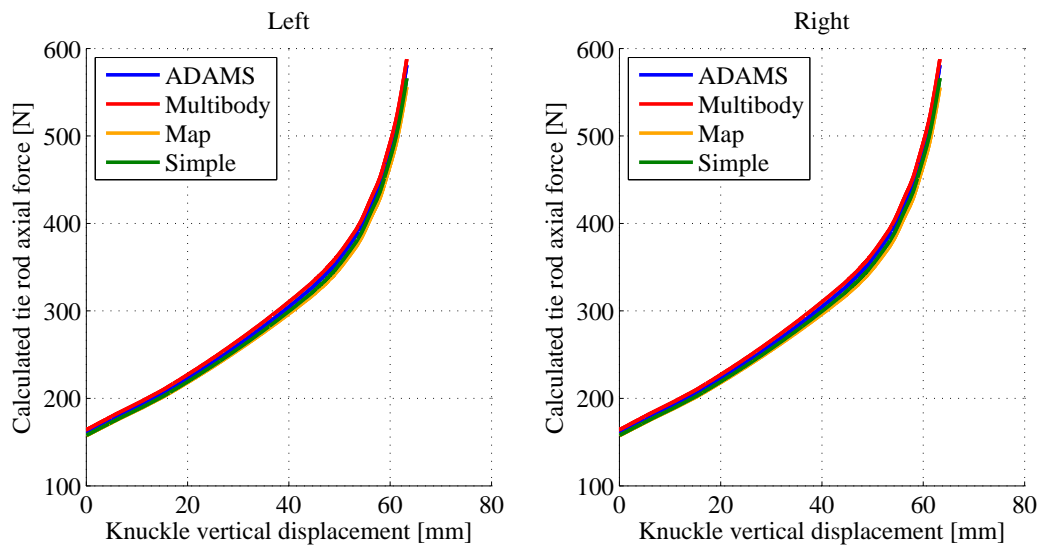


Figure 4.38 バウンド入力（入力 No.2）における軸力計算手法の比較（ダブルウィッシュボーン）

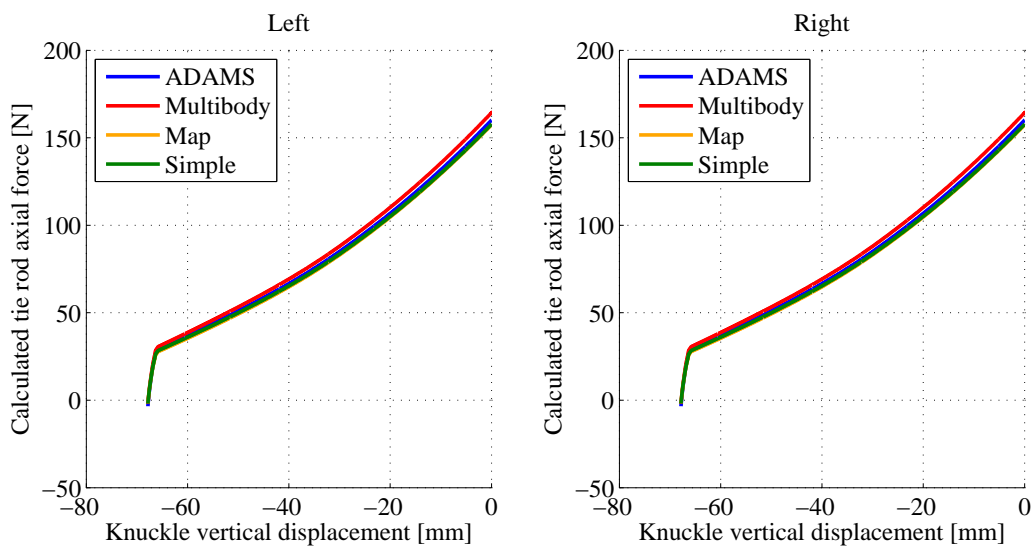


Figure 4.39 リバウンド入力（入力 No.3）における軸力計算手法の比較（ダブルウィッシュボーン）

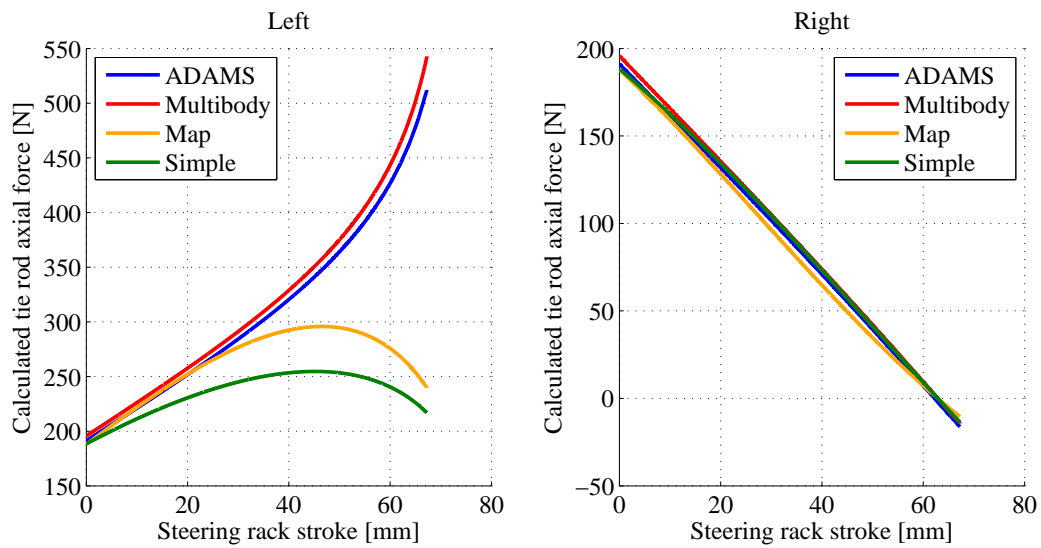


Figure 4.40 転舵入力 (入力 No.1) における軸力計算手法の比較 (ダブルウィッシュボーン)

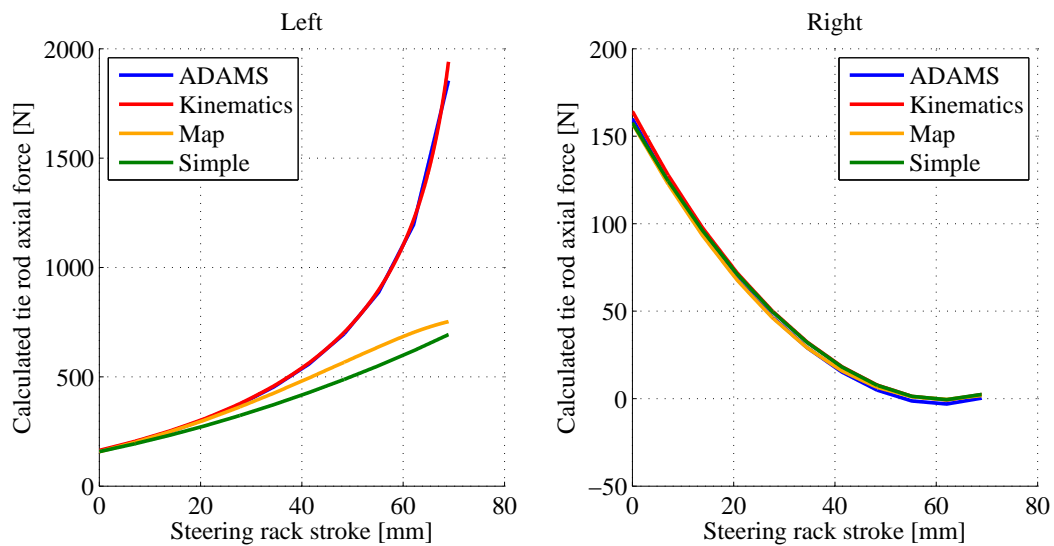


Figure 4.41 複合入力 (入力 No.4) における軸力計算手法の比較 (ダブルウィッシュボーン)

4.5.2 ストラットサスペンションのスタビライザ反力による影響のモデル化

ダブルウィッシュボーンサスペンションでは、主バネ・ダンパおよび走行時のロール挙動を抑制するためのスタビライザは通常ロワーアームに接続されるためその反力が直接ナックルに作用することではなく、ホイール 6 分力のみをシステムの外力として考慮しておけば、前項に示したとおり精度の高いタイロッド軸力を計算できる。一方ストラットサスペンションの場合は、図4.42に示すように、スタビライザはコネクティングロッドを介してナックルに接続されるため、走行中の左右輪の上下ストローク差によって生じるスタビライザの反力がキングピン軸まわりのモーメントとなり、タイロッド軸力に影響する。

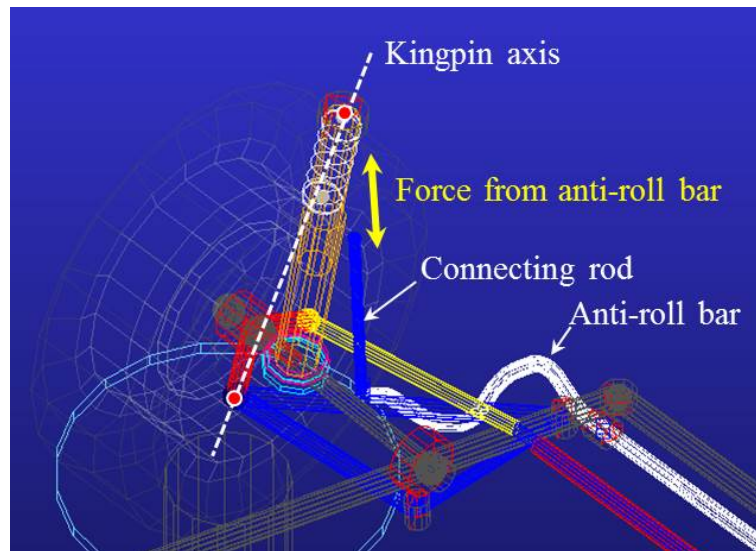


Figure 4.42 ストラットサスペンションとスタビライザ

前項のストラットサスペンションモデルのタイロッド軸力計算では、このスタビライザの反力をモデル化していないことが ADAMS 解析と乖離した要因と考えられる。そこでこの要因仮説の検証のため、スタビライザを廃した ADAMS のストラットサスペンションモデルを使用し、前項で乖離があった転舵入力と複合入力でのタイロッド軸力を計算した結果とマルチボディ解析を用いた手法を比較した。結果を図4.43および図4.44に示す。ADAMS 解析との乖離はほぼ解消されており、乖離の要因はスタビライザ反力のモデル化であることが確認できた。

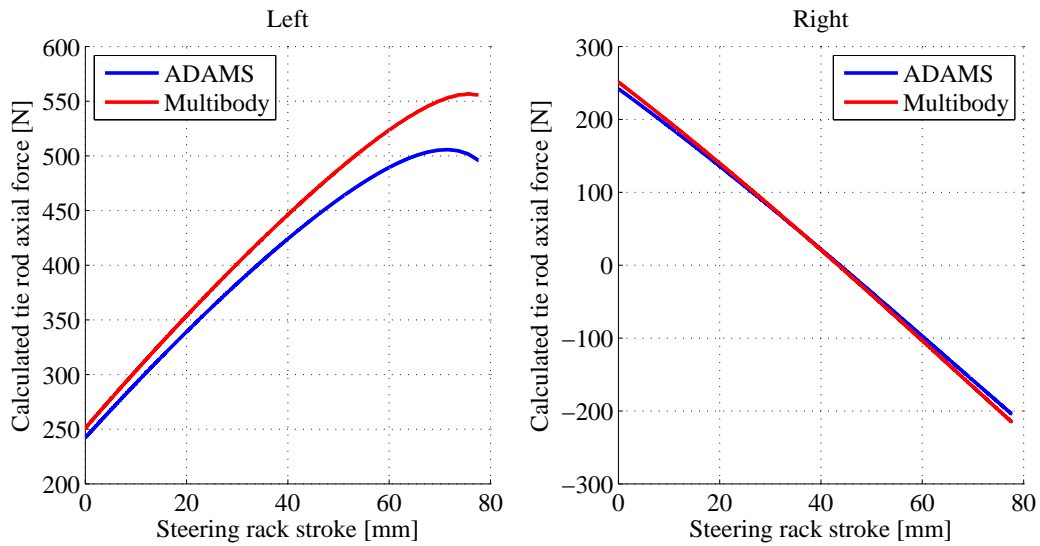


Figure 4.43 転舵入力 (入力 No.1) におけるスタビライザなし ADAMS モデルとの比較

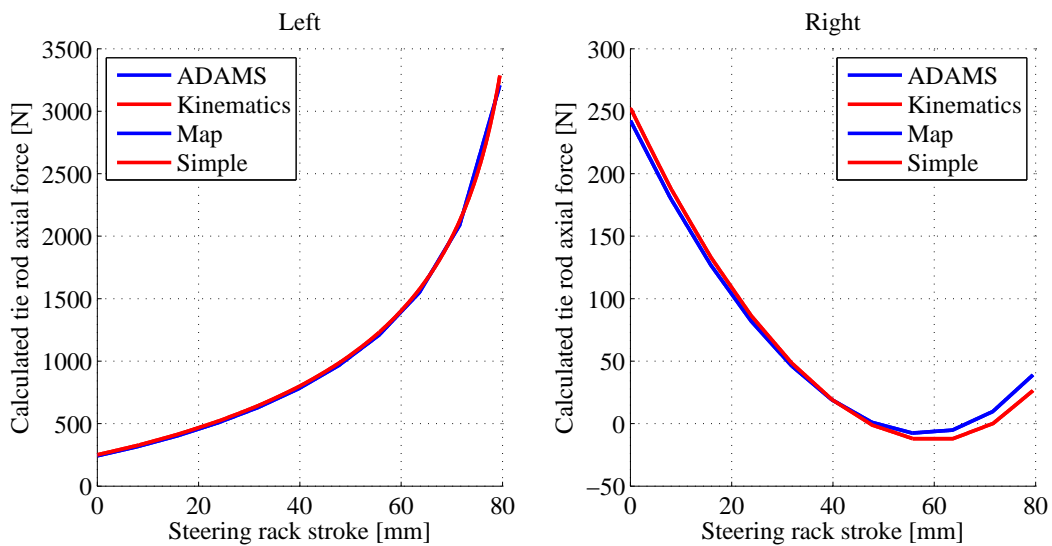


Figure 4.44 複合入力 (入力 No.4) におけるスタビライザなし ADAMS モデルとの比較

ここからはストラットサスペンションモデルにおけるスタビライザのモデル化を検討する。ADAMSのストラットサスペンションモデルでは、スタビライザのモデル化に有限要素法を用いているため、リアルタイム性が必要となる本研究のマルチボディ解析モデルにそのまま適用することはできない。そこで、スタビライザを簡易的にモデル化するため、図4.13に対してスタビライザを左右に2分割してボディとして追加し、図4.45に示すようにサスペンションモデルを構築する。運動学的拘束としてはスタビライザ本体に回転拘束（回転自由度1）を定義し、スタビライザとナックルを接続するコネクティングロッドはボディではなく距離拘束として定義する。なお、回転拘束は車両でスタビライザがラバーブッシュを介して車体に拘束されている位置に定義する。本モデルの拘束条件と自由度を表4.8に示す。ボディ数6、各ボディの座標変数6からなるシステム全体の座標変数は36に対し、運動学的拘束および駆動拘束の和も36であり、システムの自由度は0となるため、運動学解析が適用可能となる。

スタビライザの反力は、ホイールアライメント変化時に発生する左右のスタビライザの絶対座標系に対する回転角度から左右の相対的な回転角差を計算し、スタビライザのねじりバネ定数と回転角差から求まるスタビライザ端点の反力を外力として定義することでタイロッド軸力計算に組み込む。

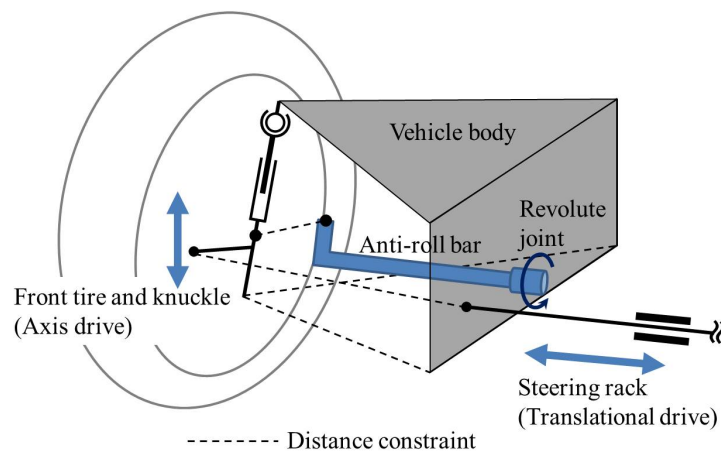


Figure 4.45 スタビライザを含むストラットサスペンションの運動学解析モデル

Table 4.8 ストラットサスペンションの拘束条件

拘束条件	数	自由度
絶対拘束	1	6
並進拘束	1	5
ストラット拘束	2	4
距離拘束	8	8
回転拘束	2	10
並進駆動拘束	1	1
軸方向駆動拘束	2	2
合計	-	36

前項で乖離があった転舵入力と複合入力において、スタビライザをモデル化したマルチボディ解析によるタイロッド軸力計算とスタビライザを含む ADAMS モデルの解析との比較結果を図4.46および図4.47に示す。図4.36および図4.37と比較して、タイロッド軸力の乖離は最大 100 N 程度まで低減されており、スタビライザのモデル化によってタイロッド軸力計算の精度が向上することが確認できた。依然として残っている乖離分は、スタビライザのモデル化の差によるものと考えられる。すなわち、有限要素法を用いてスタビライザをモデル化している ADAMS に対し、簡易的なモデル化の場合、以下のような制約条件がある。

1. スタビライザは剛体で定義され、回転方向の 1 自由度しか持たない。よってスタビライザのねじり反力による端点の回転円周上の接線方向の力しか定義できず、弾性変形によるその他の方向の反力成分を再現できない。
2. スタビライザは回転方向の 1 自由度しか持たず、スタビライザの弾性変形による端点の変位を十分に再現できない。よってスタビライザのコネクティングロッドとキングピンの相対位置関係にもとづくタイロッドの反力からキングピンまわりのモーメントへの変換が正確に再現できない。

スタビライザのモデル化については今後の課題とするが、複雑な形状のスタビライザの反力については ADAMS モデルとの比較に加えて、サスペンションの実ユニットを用いた実験を併用してモデルの精度検証を行うことが必要であると考えられる。

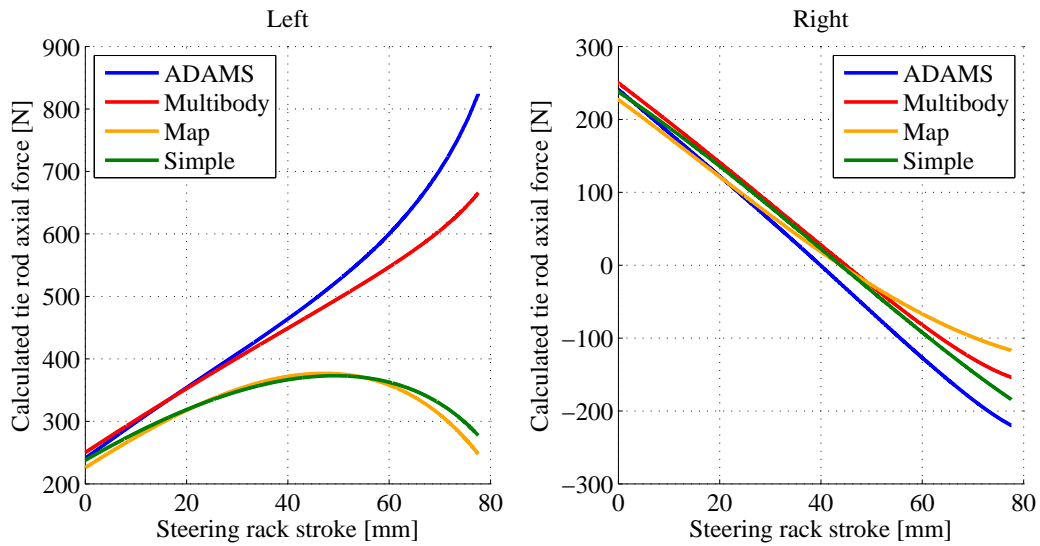


Figure 4.46 転舵入力 (入力 No.1) におけるスタビライザを含む軸力計算手法の検証

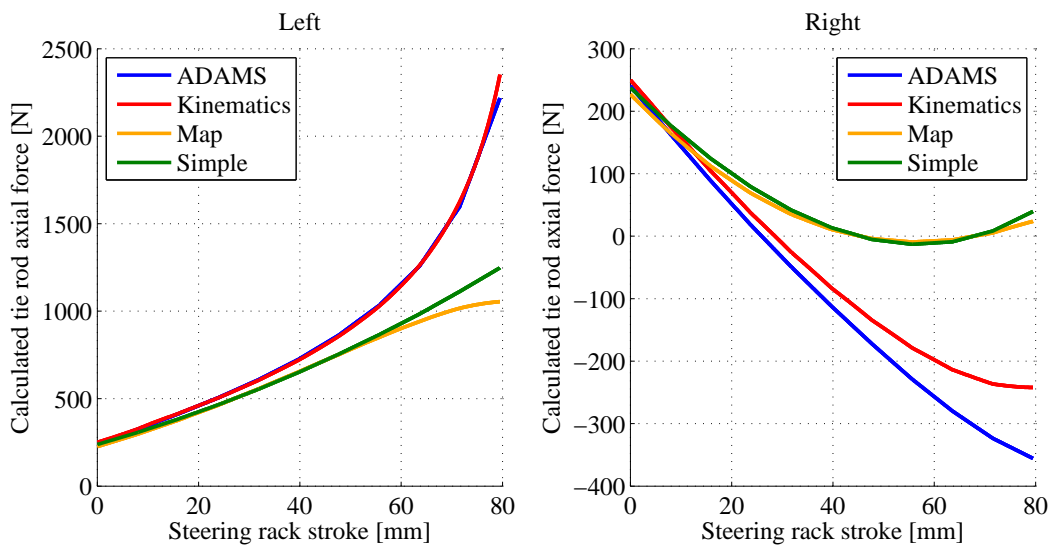


Figure 4.47 複合入力 (入力 No.4) におけるスタビライザを含む軸力計算手法の検証

4.6 まとめ

本章では、本研究で新たに開発したタイロッド軸力計算モデルについて述べた。本研究のステアリング HILS システムで用いている市販の車両運動解析ソフトである CarSim は、リアルタイム解析を実現するために各車両コンポーネントの特性をマップデータで定義しているため、サスペンションやステアリングなどの構成部品間の力のやりとりを解析することができず、そのままではステアリング HILS システムに適用できない。このため、タイロッド軸力を計算するための解析プログラムを新たに開発する必要があった。まず前提条件として、走行中のタイロッド軸力に影響する因子について、本研究でモデル化の対象とする範囲を規定した。第三章で述べたマルチボディ解析を用いて、サスペンションおよびステアリングをモデル化してタイロッド軸力計算モデルを開発した。マルチボディ解析モデルに演算負荷の高い動力学解析ではなく、運動学解析を適用し、外力が働くマルチボディシステムの拘束反力の一つとしてタイロッド軸力を計算する手法を検討した。

マルチボディ解析を用いて開発したタイロッド軸力計算モデルを用いて、車両のフロントサスペンションへの変位および力入力に対するホイールアライメント変化解析およびタイロッド軸力計算を行い、本研究で開発した解析プログラムがサスペンションおよびステアリングシステムのような複雑なマルチボディシステムに対して適用可能であることを示した。また、従来のステアリング HILS システムで用いられてきた簡易ジオメトリ情報を用いたタイロッド軸力計算手法や、事前にマルチボディ解析を用いて計算したアライメント変化のマップデータを用いたタイロッド軸力計算手法に対して、計算精度が高く優位性があることを示した。さらにスタビライザが直接ナックルに接続されるストラットサスペンションでは、スタビライザの反力を考慮することでタイロッド軸力の計算精度が向上することを示した。

第五章

ステアリング HILS システムへの適用

5. ステアリング HILS システムへの適用

本章では、車両運動解析とマルチボディ解析を連動させたステアリング HILS システムで車両走行状態を再現するために、ステアリング試験機および車両運動解析モデルに適用した内容と HILS 環境下での走行再現性の検証結果について述べる。

5.1 では、開発したステアリング試験機の遅れ時間を低減するための検討内容および HILS 環境下でのタイロッド軸力指令値に対する再現性を検証した結果について述べる。

5.2 では、車両運動解析ソフトである CarSim のモデル作成手法について述べる。

5.3 では、CarSim とマルチボディ解析モデルをリアルタイム OS 環境下で連動させ、転舵アクチュエータおよびオペレータによる操舵角のオープン入力を用いて車両挙動およびステアリング反力の再現性を検証した結果について述べる。

5.1 HILS 環境下でのステアリング試験機のリアルタイム性

シミュレーションと実機のステアリングシステムの試験機を連動させるステアリング HILS システムでは、車両の走行状態を再現し、ステアリングシステムの応答性やアシスト特性を評価可能にするために、システム全体のリアルタイム性を確保する必要がある。ここで、ステップ時間 1 msec で実行される車両運動解析およびステアリングラック軸力解析や、ほぼ遅延ゼロとみなすことができる機器間通信に対し、ステアリング試験機の制御指令に対する応答性がリアルタイム性確保のための課題となる。本節ではステアリング試験機の遅れ時間低減の検討と、ステアリング HILS システム全体としての応答性の検証結果について述べる。

5.1.1 ステアリング試験機の遅れ時間低減の検討

ステアリング HILS システムに用いたステアリング試験機ではリアルタイムシミュレーションから供給される左右のタイロッド上下位置およびタイロッド軸力の制御指令値に対する応答の遅れ時間を目標性能とした。目標値は車両運動を制御するステアリングを含む電子制御デバイスの実行周期である 10 msec 以下と定義した。

タイロッド軸力の遅れ時間目標の達成には機構システムの力学的特性も踏まえたハードウェア構成や試験機の制御手法の構築が必要となる。これらの技術的改良はステアリング試験機の供給元である MTS 社固有のノウハウであり、詳細な内容を開示することができないが、以下に遅れ時間目標達成のためにステアリング試験機に適用された手法についてそのコンセプトを示す。

1. 試験機のジオメトリを考慮した力の変換

2.2.2で述べたように、タイロッド軸力は水平アクチュエータの荷重制御によって制御されている。両者の間には上下アーム、垂直アクチュエータ、リンクが介在しており、一直線に直接接続される構成ではない。したがって、水平アクチュエータのロードセルで計測された力を試験機の 3 次元ジオメトリ情報に基づいてタイロッド軸力に変換するロジックを組み込んでいる。

2. 操舵角によるステアリングラックストロークの予測による補正制御

ステアリングの操舵角とステアリングラックの変位は連動しているため、計測した操舵角入力量と試験機の 3 次元ジオメトリ情報から、操舵角によるステアリングラックの左右変位を吸収するための水平アクチュエータのストローク補正量は予測可能である。水平アクチュエータによるタイロッド軸力制御の制御ループの中にこのストローク補正量をフィードフォワード要素として組み込むことで、タイロッド軸力制御の応答性を向上させた。

3. 動的補償制御

油圧試験機の機械的な遅れや制御 PC からの通信の遅れの特徴をモデル化して各軸の制御ループに組み込んだ。これにより、従来のサーボループのまま性能向上が可能となった。

上記 1 ~ 3 については PID 制御と組み合わせられ、図5.1に示すような制御構成となっている。

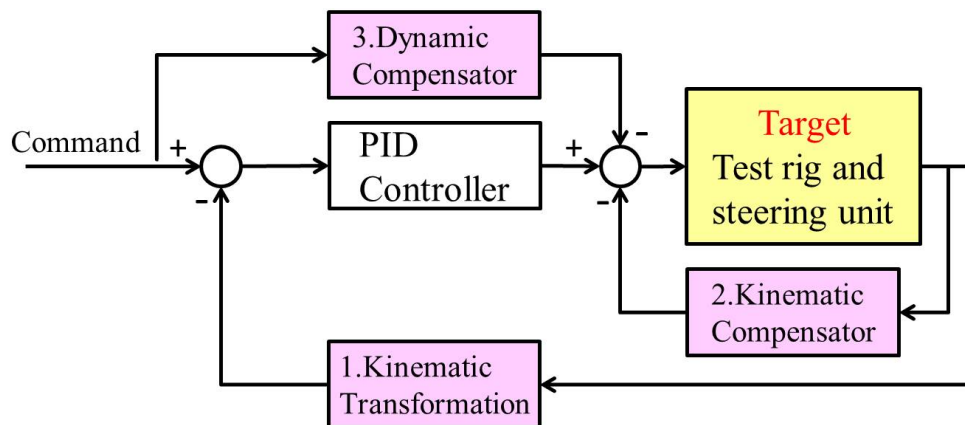


Figure 5.1 試験機の制御ブロック線図

4．試験機治具の剛性低減

ステアリングラック部の剛性は通常高く、変位に対する荷重のゲインが高いため、タイロッド軸力の指令値を目標とする荷重制御は、ステアリングラックの変位を伴う場合に非常に困難となる。そこでタイロッドを接続する試験機治具の構成を変更し、タイロッドの接続点とアームの間に弾性要素として板バネを追加して全体の剛性を低減させた。この変更によりタイロッド軸力指令値の再現に必要な左右試験機の可動範囲が拡大し、タイロッド軸力の制御が容易になった。さらに試験中の外乱による過度な軸力を要因とした異常振動が抑制されるため、より高いゲイン設定でタイロッド軸力指令値に対する高い応答性を狙うことが可能となっている。今回は板厚を変更して製作した剛性違いの数種類の板バネによる試験結果から試行錯誤的に仕様を決定している。図5.2に治具の概観を示す。

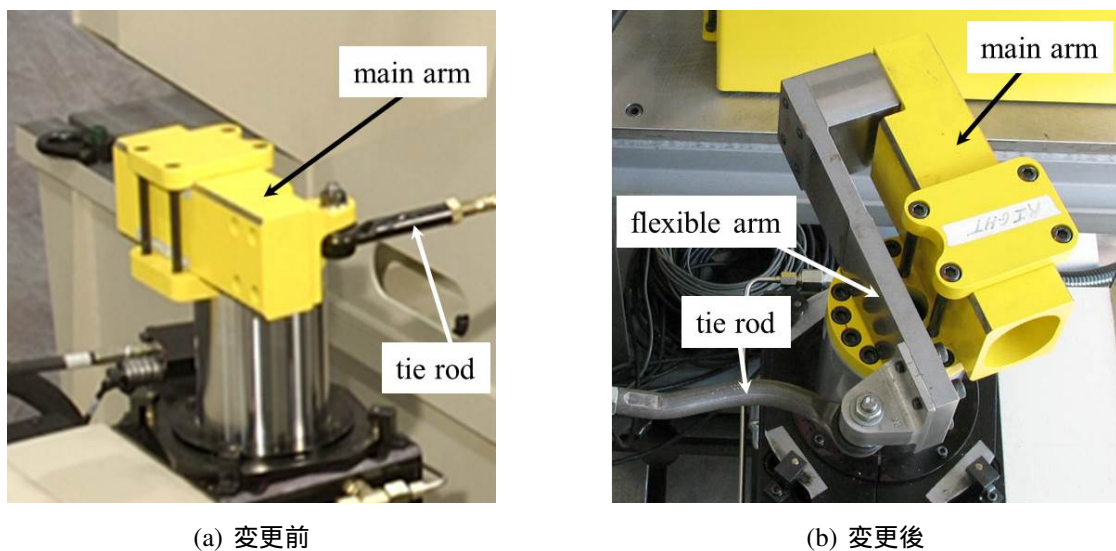


Figure 5.2 タイロッド接続治具

5.1.2 HILS 環境下での再現性の検証

本項では、前項で述べた遅れ時間低減方策をステアリング試験機に適用し、HILS 環境下でタイロッド軸力の再現性を検証した結果を示す。評価の対象は HILS のリアルタイムシミュレーション環境でステアリング試験機に入力されたタイロッド軸力指令値に対する測定結果とし、両者の時系列データを比較した。HILS の入力条件は事前に実施された走行実験とし、車両運動解析モデルで車速を任意の一定速度に維持した状態で走行実験の操舵各入力を転舵アクチュエータにより再生している。試験条件は HILS の試験条件を表5.1に示す。

Table 5.1 ステアリング試験機のタイロッド軸力再現性検証の試験条件

試験条件	車速	操舵周波数
オンセンター試験	120 km/h	0.2 Hz
スラローム試験	120 km/h	0.3 Hz
レーンチェンジ試験	120 km/h	1 Hz
Sine with Dwell 試験	80 km/h	0.7 Hz

次に、それぞれの試験条件におけるタイロッド軸力の指令値に対する測定結果を示す。表5.2には操舵入力中のタイロッド軸力振幅をフルスケールとし、そのフルスケールに対する指令値と測定結果の差の最大値、および操舵入力が行われている評価時間内の RMS 値を百分率で示す。また、図5.3から図5.6にそれぞれの試験条件における左右タイロッド軸力および指令値と測定結果の差の時系列データを示す。操舵周波数の上昇に伴ってタイロッド軸力の指令値に対する乖離も拡大する傾向にあることが確認されたが、操舵周波数 1 Hz のレーンチェンジ試験のような過渡的な車両の評価条件でも指令値に対する乖離は 10 %以内であり、再現精度は高いと言える。また、緊急回避条件を模擬した Sine with Dwell 試験のようなタイロッド軸力が大入力となる条件でも、タイロッド軸力を制御する水平アクチュエータは 10 kN 以上の定格出力を有するため、再現性の低下は見られない。よって、評価条件における操舵や路面などからの入力周波数を十分考慮すれば、通常の乗用車の車両運動評価において本ステアリング試験機は走行状態の再現性を確保できると言える。

Table 5.2 ステアリング試験機のタイロッド軸力再現性検証の結果

試験条件	タイロッド左		タイロッド右	
	error 最大値	error rms 値	error 最大値	error rms 値
オンセンター試験	2.44 %	0.85 %	2.71 %	0.84 %
スラローム試験	5.62 %	1.03 %	3.51 %	0.86 %
レーンチェンジ試験	8.76 %	2.44 %	7.28 %	2.09 %
Sine with Dwell 試験	6.87 %	1.66 %	6.32 %	0.99 %

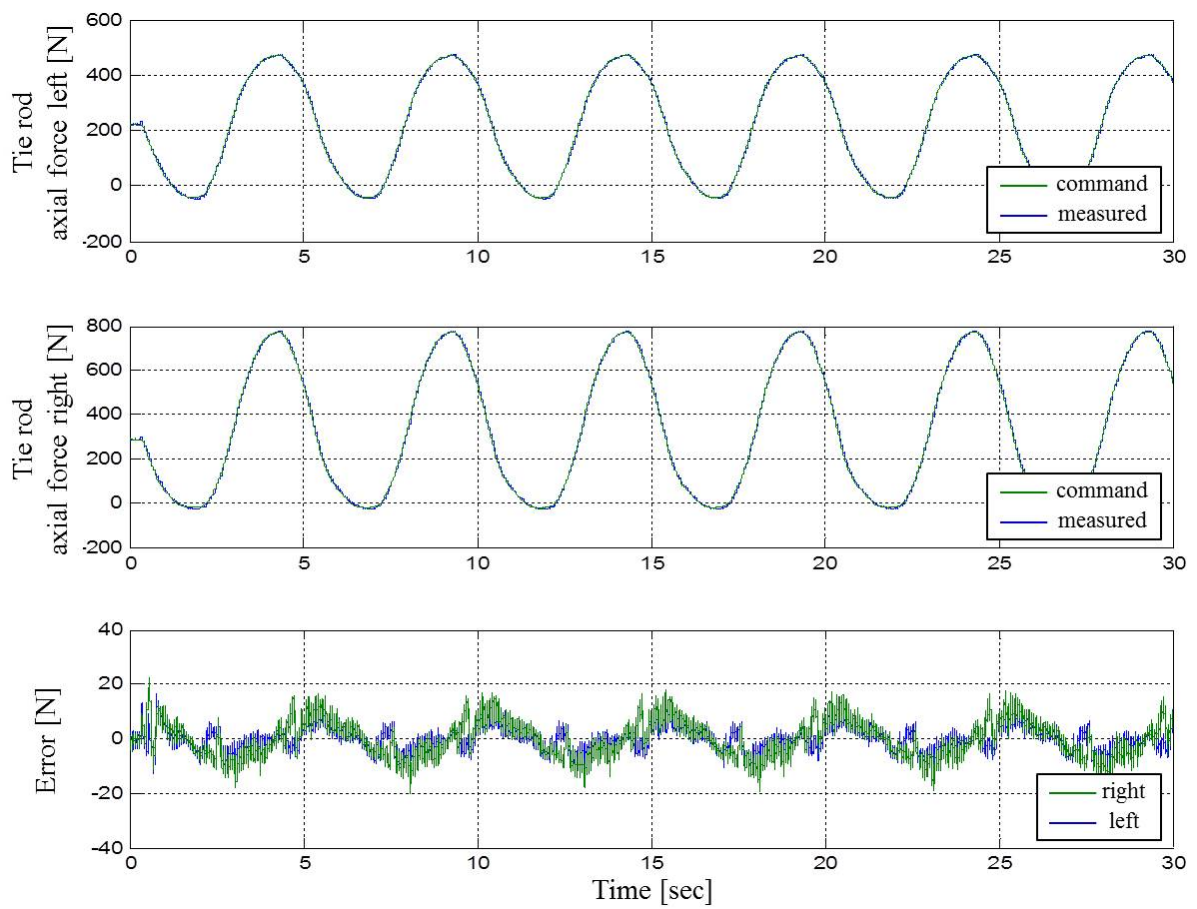


Figure 5.3 オンセンター試験におけるタイロッド軸力再現結果

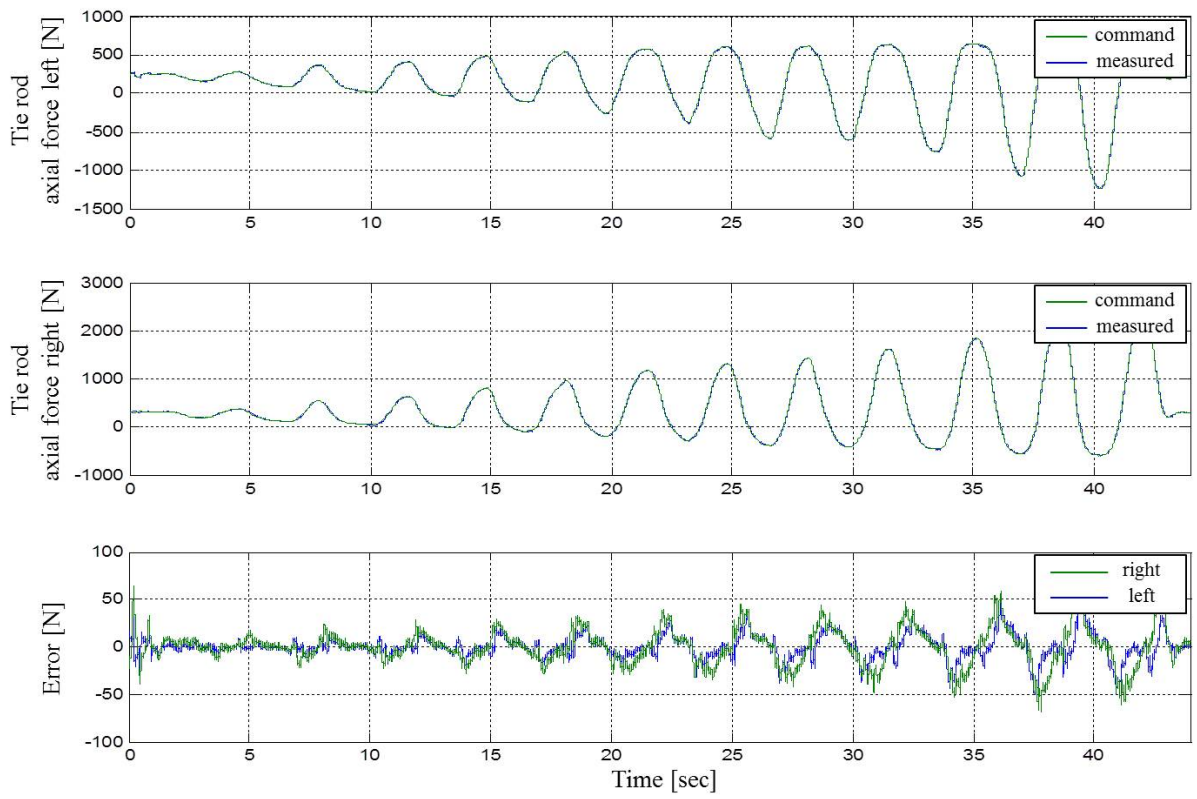


Figure 5.4 スラローム試験におけるタイロッド軸力再現結果

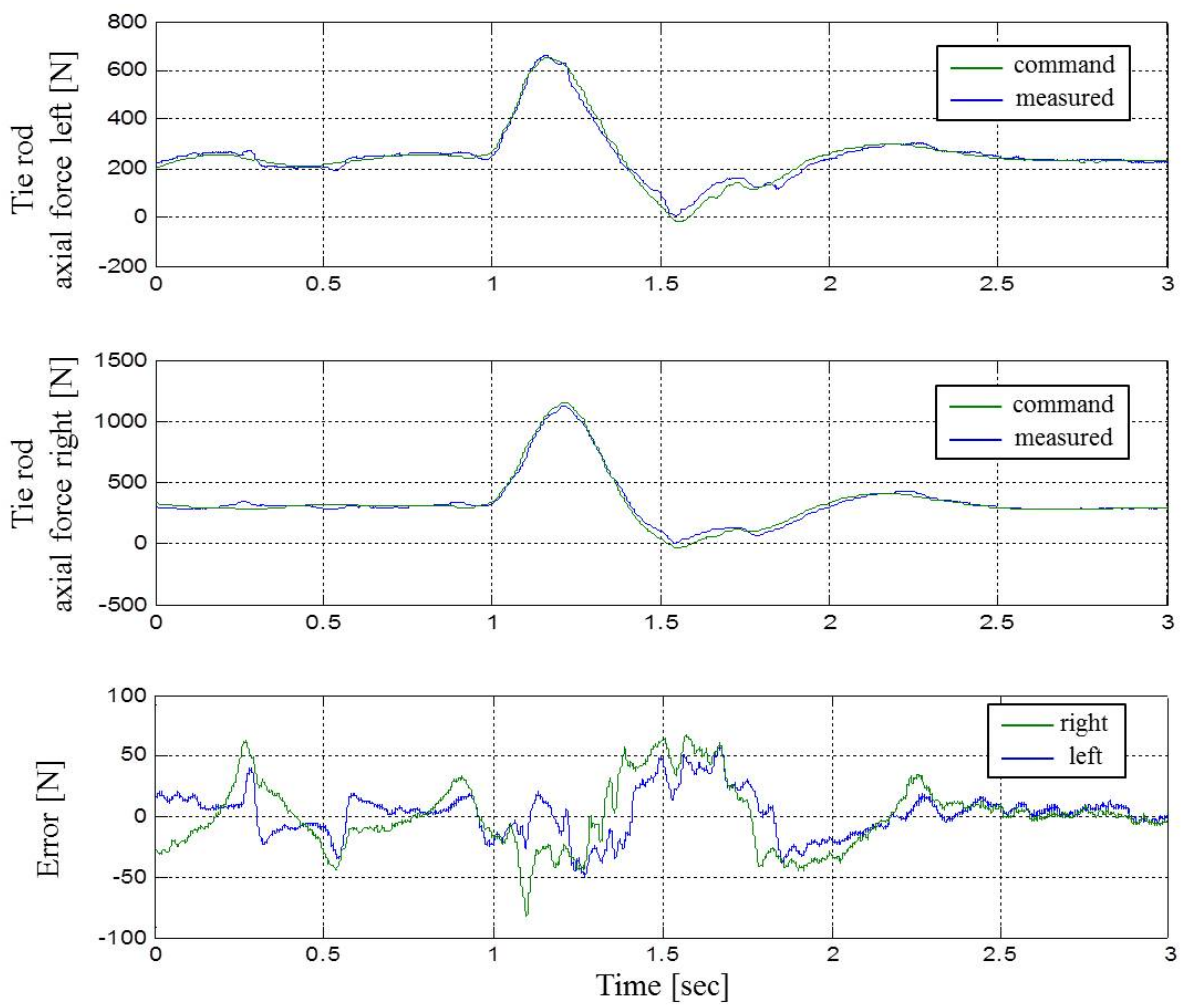


Figure 5.5 レーンチェンジ試験におけるタイロッド軸力再現結果

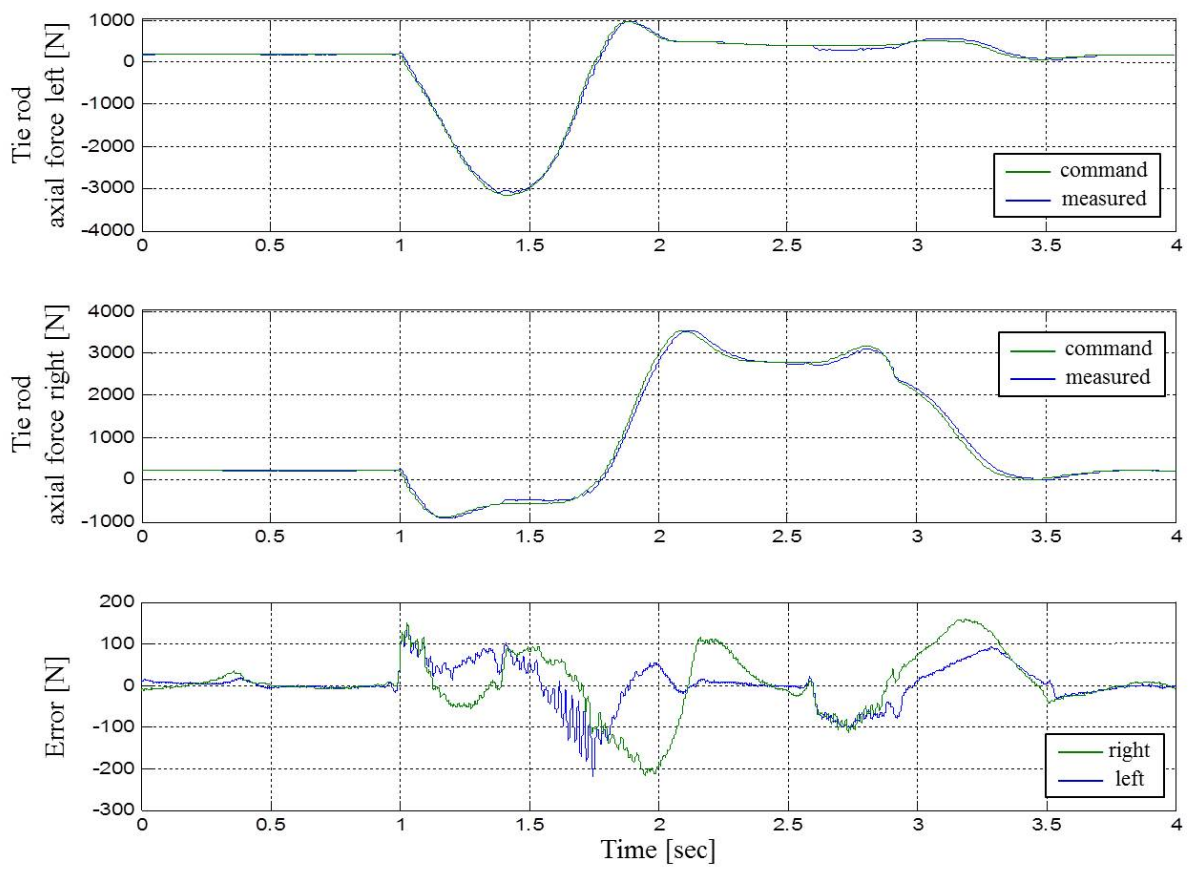


Figure 5.6 Sine with Dwell 試験におけるタイロッド軸力再現結果

5.2 CarSim の車両モデル作成

ステアリングシステムへの入力を車両走行状態と同等に再現するためには、操舵入力に対するタイヤ発生力やそれに伴う車両挙動の変化を車両運動解析モデルで高精度に再現することが必要である。通常のシミュレーションであれば車両運動解析モデルのパラメータのうち、車両基本諸元、ステアリング特性、サスペンション特性、タイヤ特性が重要な要素となるが、ステアリング HILS システムではステアリングシステムが実機のユニットに置き換えられているため、ステアリングのモデル化の必要がない。よって残る車両基本諸元、サスペンション特性、タイヤ特性を適切に設定することによって車両運動解析の精度を確保する。本研究ではこれらの特性について、実際に走行状態の再現性を比較した車両の設計値を入力している。

図5.7に CarSim での車両モデルの設定画面を示す。画面中のボタンが各車両要素の設定画面へのリンクとなっている。

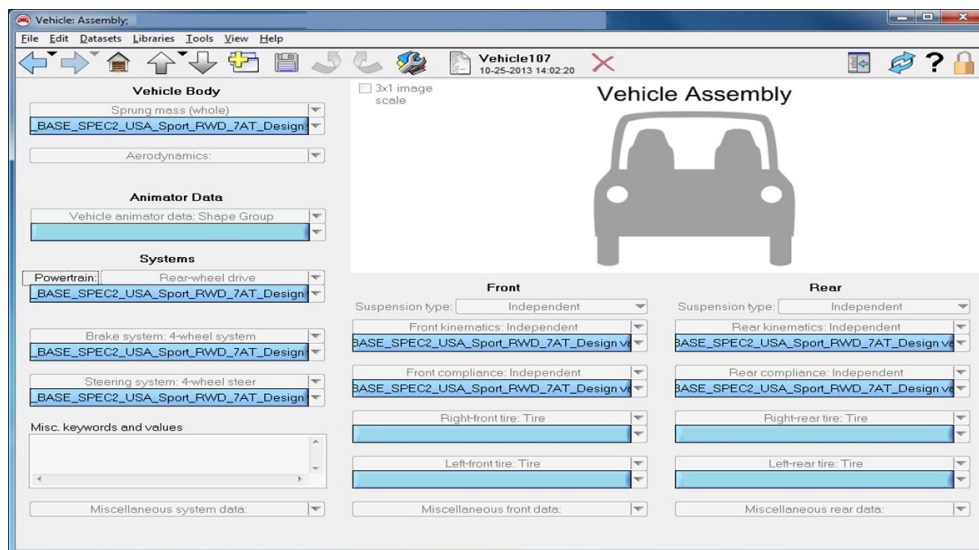


Figure 5.7 CarSim の車両モデルの設定画面

5.2.1 車両基本諸元の設定

CarSim での車両諸元のパラメータ設定画面を図5.8に、CarSim 内に設定する車両諸元のパラメータ一覧を表5.3に示す。

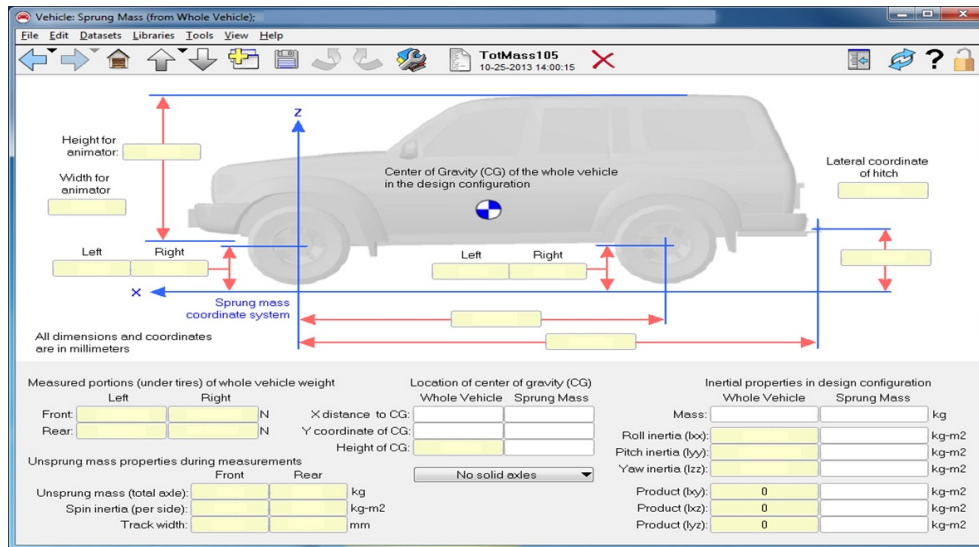


Figure 5.8 CarSim の車両諸元の設定画面

Table 5.3 CarSim で設定する主要な車両諸元のパラメータ

パラメータ	定義	単位
ホイールベース	-	[mm]
トレッド	-	[mm]
車両/バネ上/バネ下重量	-	[kg]
車両/バネ上の重心点の位置	前後方向/左右方向/地上高	[mm]
車両/バネ上のイナーシャ	ロール方向/ピッチ方向/ヨー方向	[kgm ²]
タイヤ静荷重半径	停止時のホイールセンタの地上高	[mm]
接地点反力	停止時	[N]
バネ下の回転方向のイナーシャ	-	[kgm ²]

5.2.2 サスペンション特性の設定

サスペンションのキネマティクス特性の設定

CarSim でのサスペンションのキネマティクス特性の設定では、サスペンションの初期アライメント、およびホイール上下ストロークに対するアライメント変化の特性を定義する。特性の設定画面は、図5.7の車両モデルの設定画面からリンクされている。サスペンションキネマティクス特性の設定画面を図5.9に、ここで CarSim 内に設定する特性の一覧を表5.4に示す。

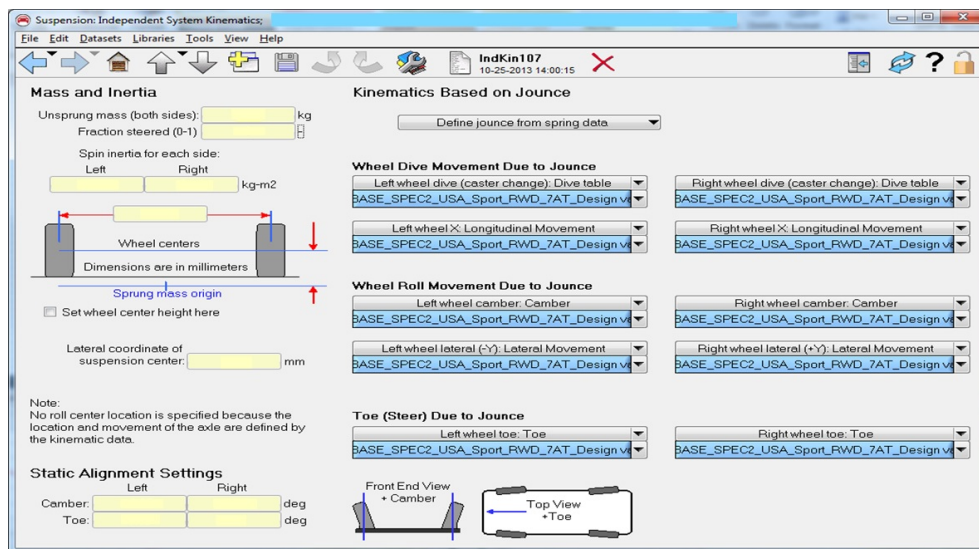


Figure 5.9 CarSim のサスペンションキネマティクス特性の設定画面

Table 5.4 CarSim で設定する特性

特性	定義	単位
初期トー角	-	[deg]
初期キャンバ角	-	[deg]
トー角変化	ホイール上下ストローク時	[deg/mm]
キャスト角変化	ホイール上下ストローク時	[deg/mm]
キャンバ角変化	ホイール上下ストローク時	[deg/mm]
ホイール前後位置変化	ホイール上下ストローク時	[mm/mm]
ホイール左右位置変化	ホイール上下ストローク時	[mm/mm]

ここで、ホイール上下ストロークに伴うアライメント変化特性については、特性の設定方法として、上下ストロークに対する変化を一定として線形な特性を定義する方法、3次元のアライメント変化の非線形を考慮して上下ストローク-アライメント変化量の2次元マップを定義する方法などがあるが、本研究では車両挙動解析の精度を向上させるため、2次元マップを用いて特性を定義している。よって、あらかじめ機構解析を用いてアライメント変化の特性を計算しておく必要があり、本研究ではADAMSでサスペンションモデルを作成し、求めた2次元マップをCarSimに入力することで定義している。入力した2次元マップの例を図5.10に示す。

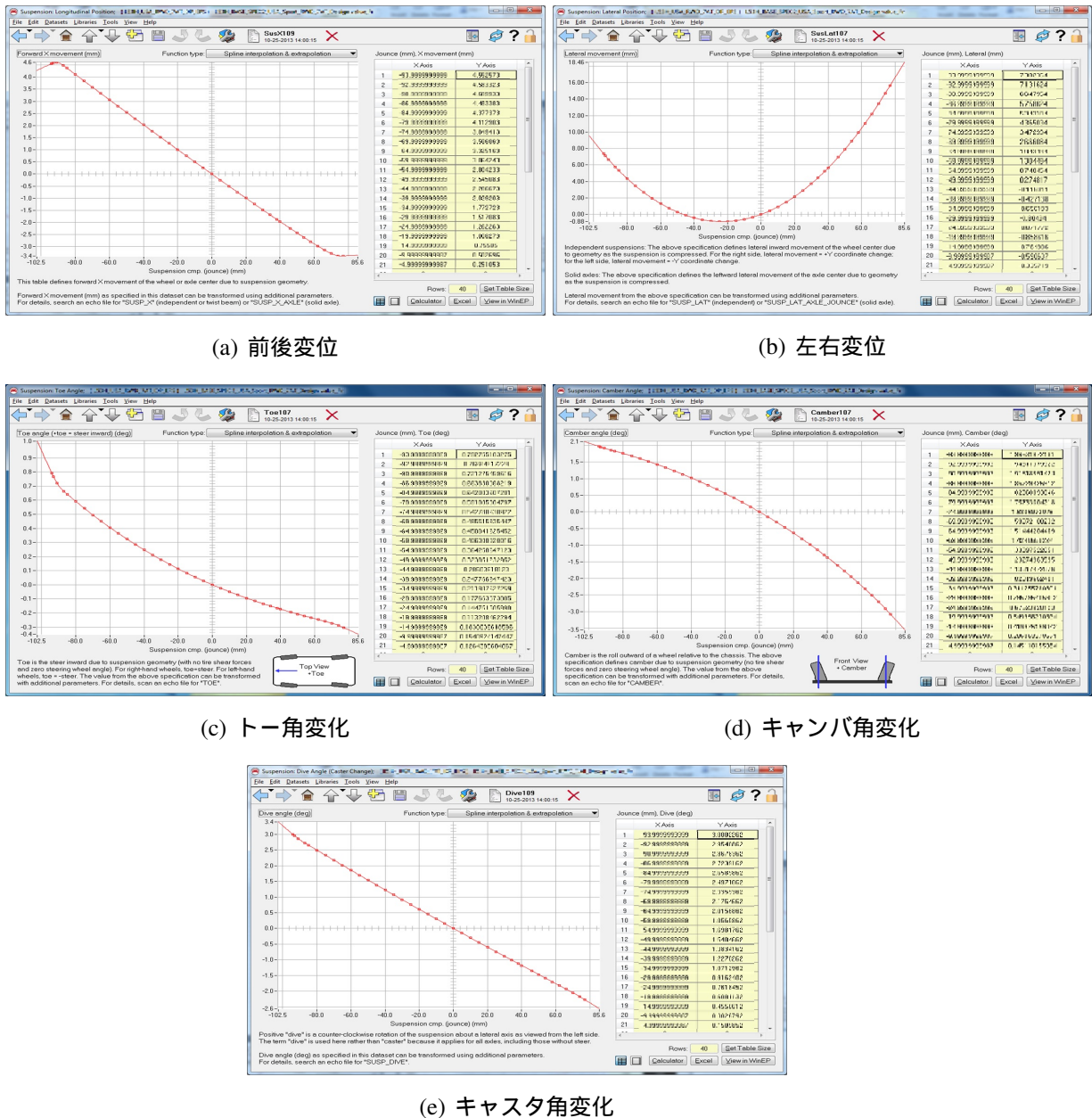


Figure 5.10 CarSim に設定したホイール上下ストロークに伴うアライメント変化特性

サスペンションのコンプライアンス特性の設定

CarSim でのサスペンションのコンプライアンス特性の設定では，前後力・左右力・セルフアライニングトルクに対するアライメント変化，主バネ・ダンパの単体特性とレバー比，さらにロール剛性を定義する．特性の設定画面は，図5.7の車両モデルの設定画面からリンクされている．サスペンションコンプライアンス特性の設定画面を図5.11に，ここで CarSim 内に設定する特性の一覧を表5.5に示す．

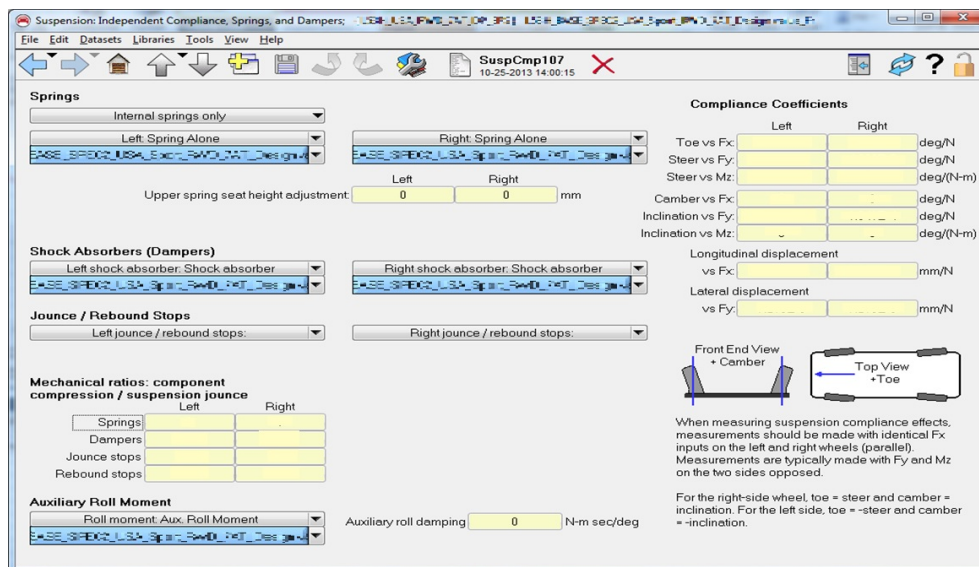


Figure 5.11 CarSim のサスペンションコンプライアンス特性の設定画面

Table 5.5 CarSim で設定する特性

特性	定義	単位
主バネ剛性	単体特性	[N/mm]
ダンパ減衰力	単体特性	[N]
レバー比	バネ・ダンパ	[-]
ロール剛性	-	[Nm/deg]
トー角変化	前後・左右・アライニングトルク入力時	[deg/N]
キャンバ角変化	前後・左右入力時	[deg/N]
ホイール前後・左右位置変化	前後・左右入力時	[mm/N]

ここで，通常 CarSim ではコンプライアンス特性については線形特性としてその傾きのみ定義可能で

あるが、この場合は大入力時のサスペンションブッシュのたわみなどによる非線形特性が厳密に再現できない。ただし CarSim では全てのパラメータについて内部で変数名が定義されており、この変数名を使って2次元マップを作成し、非線形特性を定義することも可能である。本研究ではキネマティクス特性と同様に ADAMS でサスペンションモデルを作成して特性を解析し、設定している。また、主バネはそのストローク量に対する反力特性を、ダンパはそのピストンスピードに対する減衰力特性を、2次元マップで定義することが可能である。入力した2次元マップの特性を図5.12、図5.13に示す。

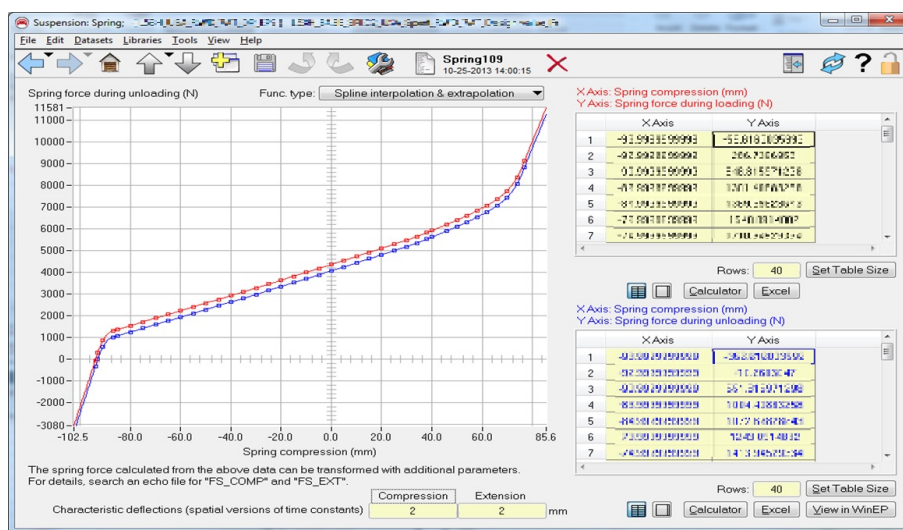


Figure 5.12 CarSim に設定する主バネの反力特性

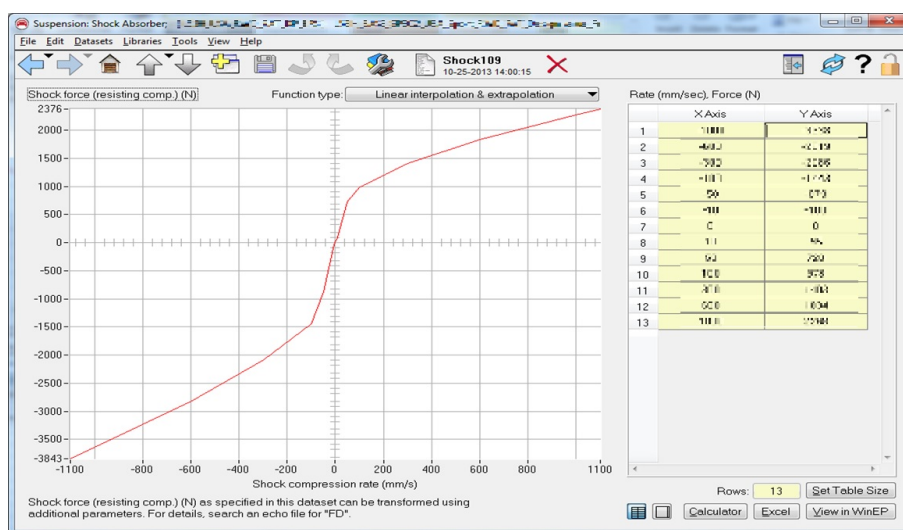


Figure 5.13 CarSim に設定するダンパの減衰力特性

5.2.3 タイヤ特性の設定

CarSim でのタイヤ特性の設定画面は、図5.7の車両モデルの設定画面からリンクされている。タイヤ特性の設定画面を図5.14に、CarSim 内に設定する主なタイヤ特性の一覧を表5.6に示す。

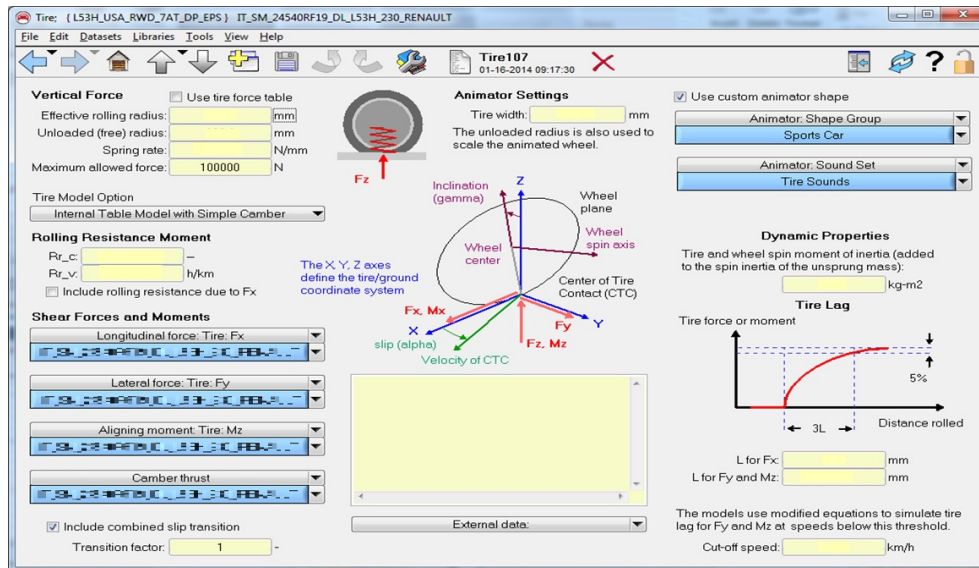


Figure 5.14 CarSim のタイヤ特性の設定画面

Table 5.6 CarSim で設定するタイヤ特性

特性	定義	単位
横力	対スリップ角	[N]
横力	対キャンバ角	[N]
前後力	対スリップ率	[N]
セルフアライニングトルク	対スリップ角	[Nm]
タイヤ半径	無負荷時/転動時	[mm]
タイヤバネ定数	上下方向	[N/mm]
最大負荷荷重	-	[N]
転がり抵抗	-	[-]
前後力の時定数	-	[mm]
左右力の時定数	-	[mm]

車両の基本的な運動特性である走る・曲がる・止まるという特性は、いずれもタイヤに発生する力によって決まる。このため、車両運動解析ではタイヤの特性を正確に表現することが重要である。表5.6にも示したとおり、関連する特に重要な特性として、CarSimでのタイヤ特性の設定では、スリップ角に対する横力、スリップ率に対する前後力、キャンバ角による横力（キャンバラスト）およびセルフアライニングトルクを定義している。これらの特性については、走行状態の再現性を比較する実車両のタイヤの特性を事前にタイヤ試験機で計測したデータを入力している。

これらのタイヤ特性の定義方法としては、二種類の方法が CarSim に用意されている。一つは実験結果の同定式であり、一般に高精度なモデルとしてよく知られているマジックフォーミュラを用いてその同定式中の係数で定義する方法、もう一つは各タイヤ特性のマップを直接ユーザが定義して内部モデルを作成する方式である。タイヤ試験機で計測したタイヤ特性は、通常マジックフォーミュラを用いてタイヤメーカーで同定され、同定式中の係数のみが供給される。ただし、CarSim でマジックフォーミュラを用いてタイヤ特性を定義すると、タイヤ特性を任意に変更することが困難となり、シミュレーションでのタイヤ特性のパラメータスタディの自由度が著しく低下する。よって本研究では、供給されたマジックフォーミュラの係数を用いてタイヤ特性のマップを作成し、CarSim 上ではそのマップを用いて内部モデルを作成することで対応している。入力したタイヤ特性の例を図5.15から図5.18に示す。

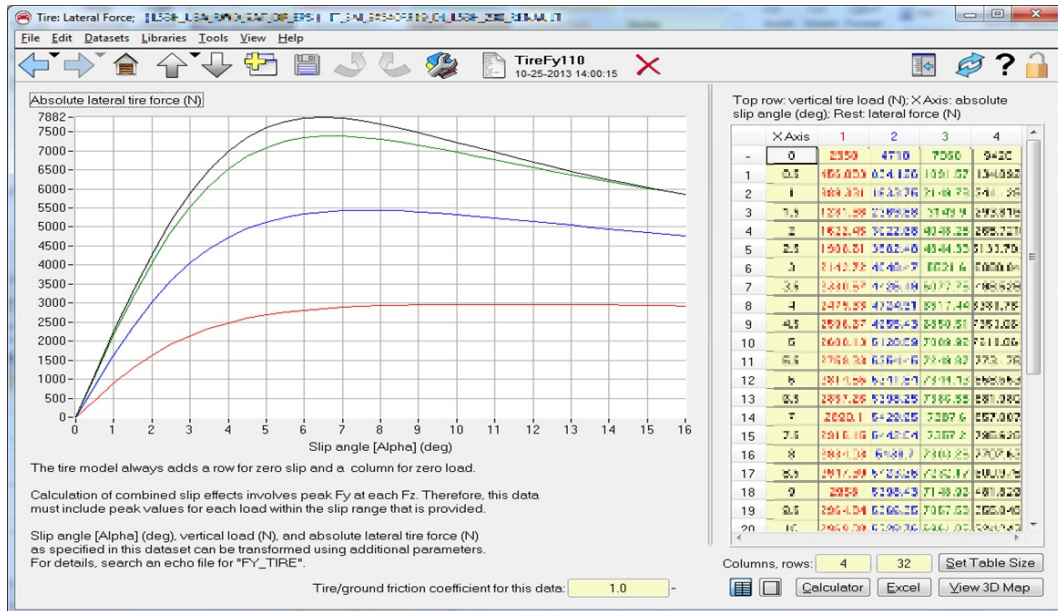


Figure 5.15 CarSim のタイヤ特性 (横力)

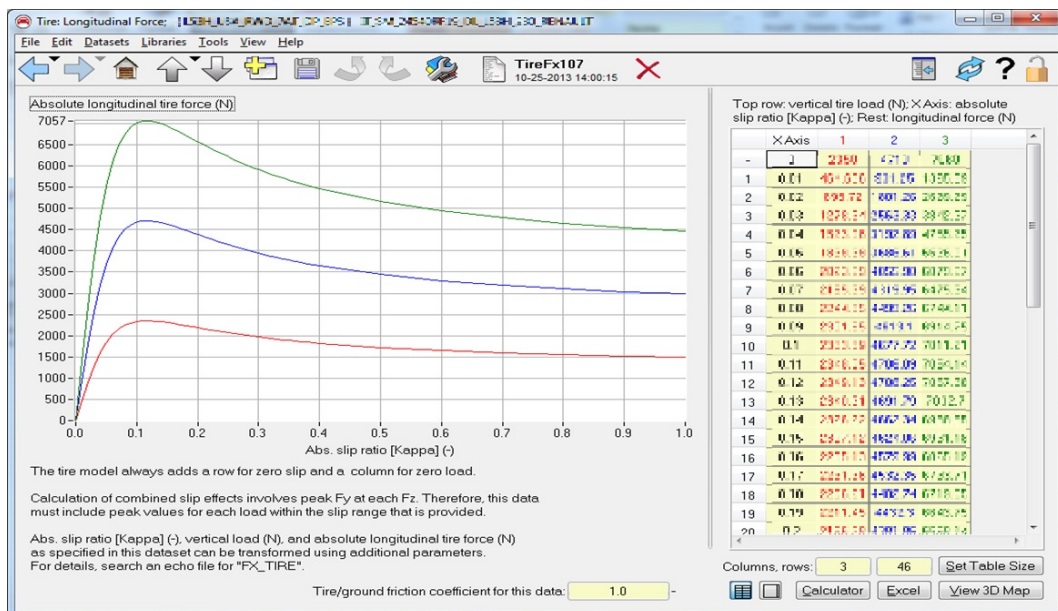


Figure 5.16 CarSim のタイヤ特性 (前後力)

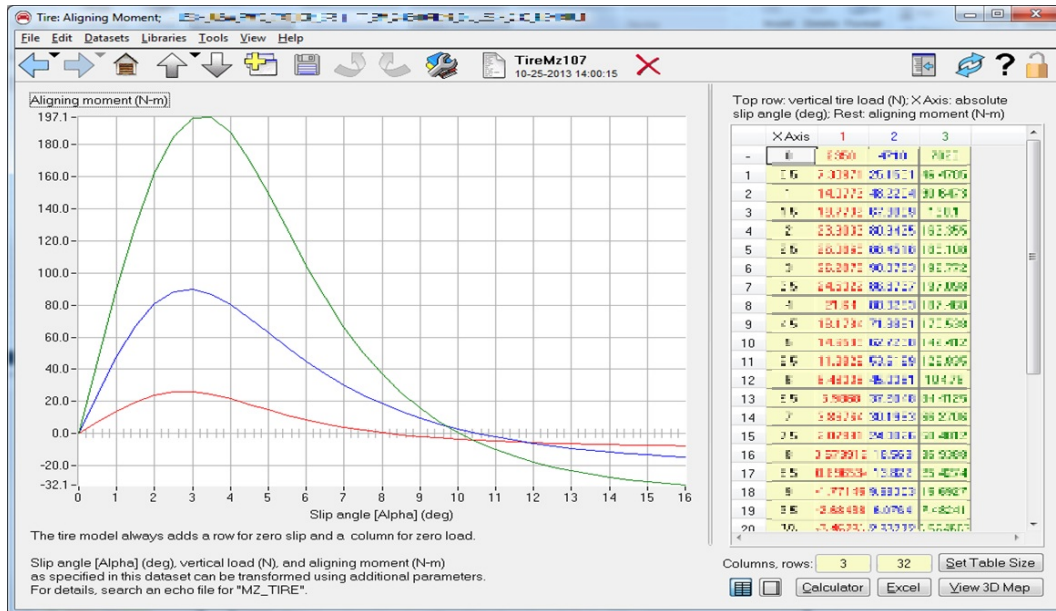


Figure 5.17 CarSim のタイヤ特性 (キャンバラスト)

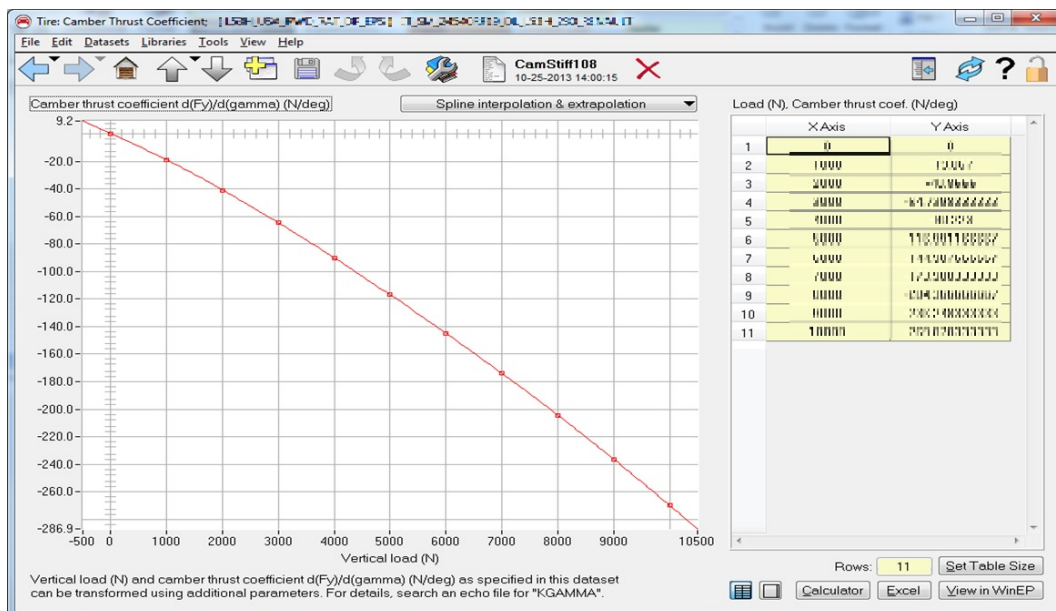


Figure 5.18 CarSim のタイヤ特性 (セルフアライニングトルク)

5.2.4 ステアリング特性の設定

CarSim でのステアリング特性の設定画面は、図5.7の車両モデルの設定画面からリンクされている。ステアリング特性の設定画面を図5.19および図5.20に、CarSim 内に設定する主なステアリング特性の一覧を表5.7に示す。なお、4.1.5で述べたサスペンション部品の摺動抵抗によるキングピン軸まわりのフリクションについてもここで設定する。

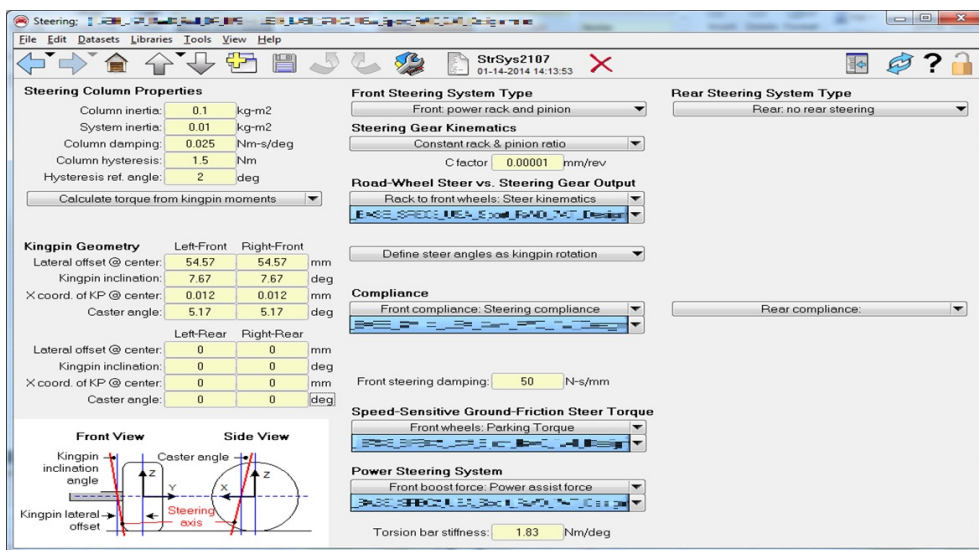


Figure 5.19 CarSim のステアリング特性の設定画面

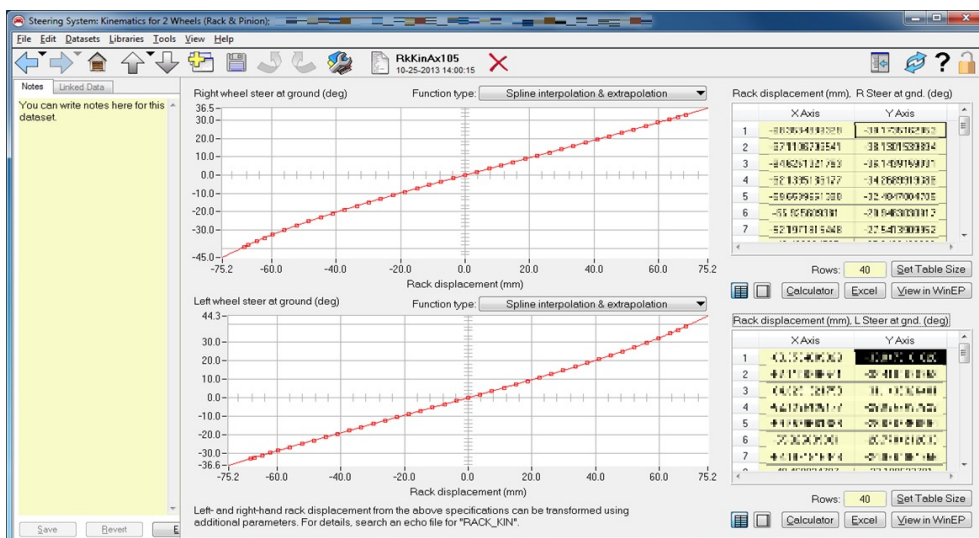


Figure 5.20 CarSim のラックストローク-タイヤトー角特性

Table 5.7 CarSim で設定するステアリング特性

特性	定義	単位
慣性モーメント	コラム単体	[kgm ²]
慣性モーメント	コラム以外	[kgm ²]
減衰係数	コラム単体分	[Nms/deg]
ヒステリシス	コラム単体	[Nm]
キングピンオフセット	ホイール中心との左右距離	[mm]
キングピンオフセット	ホイール中心との前後距離	[mm]
キングピン傾角	車両前方から見たときの対地角度	[deg]
キャスタ角	-	[deg]
ラックストローク比	対ピニオン回転角	[mm/rev]
ラックストローク-タイヤトー角	-	[deg/mm]
コンプライアンスステア	ステアリング剛性分	[deg/Nm]
減衰係数	ステアリングギア分	[Ns/mm]
キングピンまわりのトルク	サスペンションフリクション分	[Nm]
パワーステアリングのアシスト力	対トーションバートルク	[N/Nm]
ねじり剛性	トーションバー分	[Nm/deg]

5.3 ステアリング HILS システムの走行再現性の評価

本節では、本研究で開発したタイロッド軸力計算モデルをステアリング HILS に導入し、ステアリング HILS システムの走行再現性を評価する。車両挙動およびタイロッド軸力の再現性の評価は、転舵アクチュエータの操舵角入力によるオープン入力試験により行った。また、人の操舵角入力による評価によって、操舵反力特性の再現性を評価し、ステアリング HILS システムを用いた人による台上試験での官能評価の可能性についても検討した。

5.3.1 転舵アクチュエータの操舵角入力による評価

車両挙動およびタイロッド軸力の再現性の評価方法について以下に述べる。はじめに市販の量産車を用いてドライバの操作による走行実験を実施した。車両には計測器を搭載して走行時の操舵角、車速、車両横加速度のデータを取得した。次にステアリング HILS システムで走行実験の車両の特性を反映させた CarSim の車両運動解析モデルを用いてシミュレーション上で走行実験の車速を再現し、操舵角を操舵アクチュエータからステアリングコラムに入力することで走行状態を再現した。

なお、走行車両は本研究でタイロッド軸力計算モデルを開発したストラットサスペンションおよびダブルウィッシュボーンサスペンションをフロントに有する車両をそれぞれ1台ずつ用意した。走行条件は車速 80 km/h で一定としたスラローム走行である。操舵角入力は周波数を 0.3 Hz とし、操舵角振幅が徐々に大きくなる波形とした。ストラットサスペンション車両について走行実験およびステアリング HILS での入力操舵角、車両横加速度および左右のタイロッド軸力の時系列データを5.21から5.25に示す。また、ダブルウィッシュボーンサスペンション車両について走行実験およびステアリング HILS での入力操舵角、車両横加速度および左右のタイロッド軸力の時系列データを5.26から5.30に示す。

ストラットサスペンション車両、ダブルウィッシュボーンサスペンション車両のいずれにおいても、操舵角に対する CarSim による車両横加速度解析の精度は高く、ほぼ走行実験と一致している。タイロッド軸力についても走行実験と最大 10 %程度の乖離があるものの、ステアリング HILS システムで概ね再現できていることが確認できる。

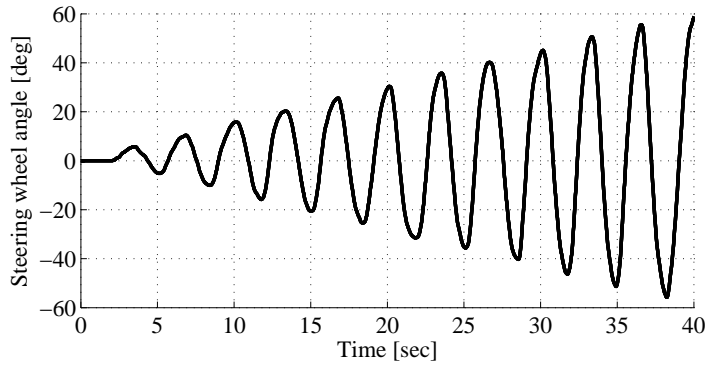


Figure 5.21 ストラットサスペンション車両の操舵角入力

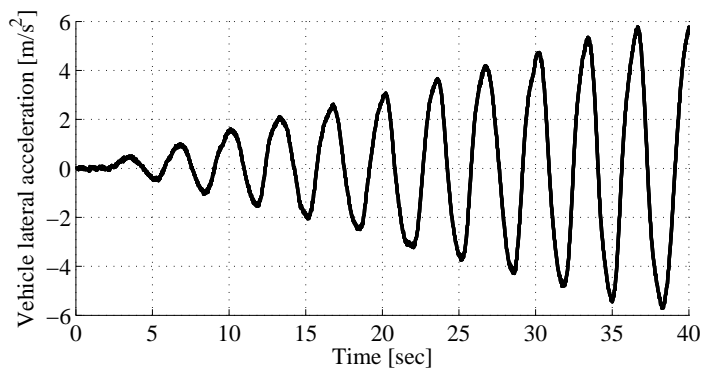


Figure 5.22 ストラットサスペンション車両の走行実験での車両横加速度

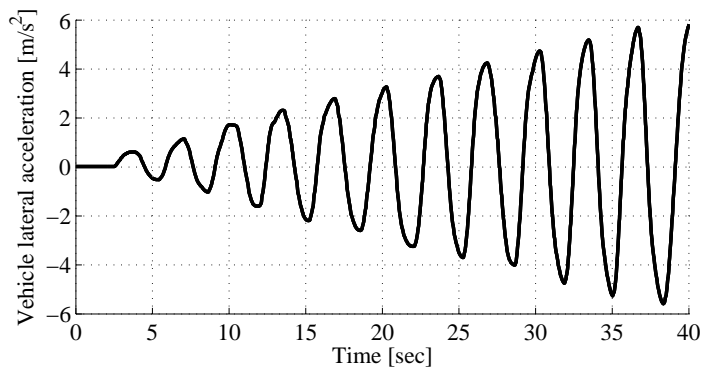


Figure 5.23 ストラットサスペンション車両の HILS での車両横加速度

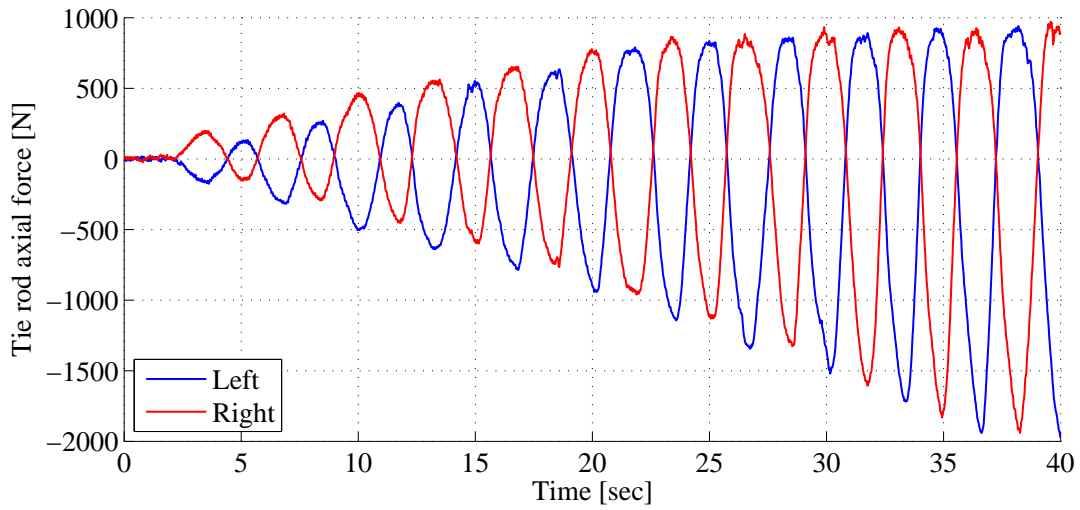


Figure 5.24 ストラットサスペンション車両の走行実験でのタイロッド軸力

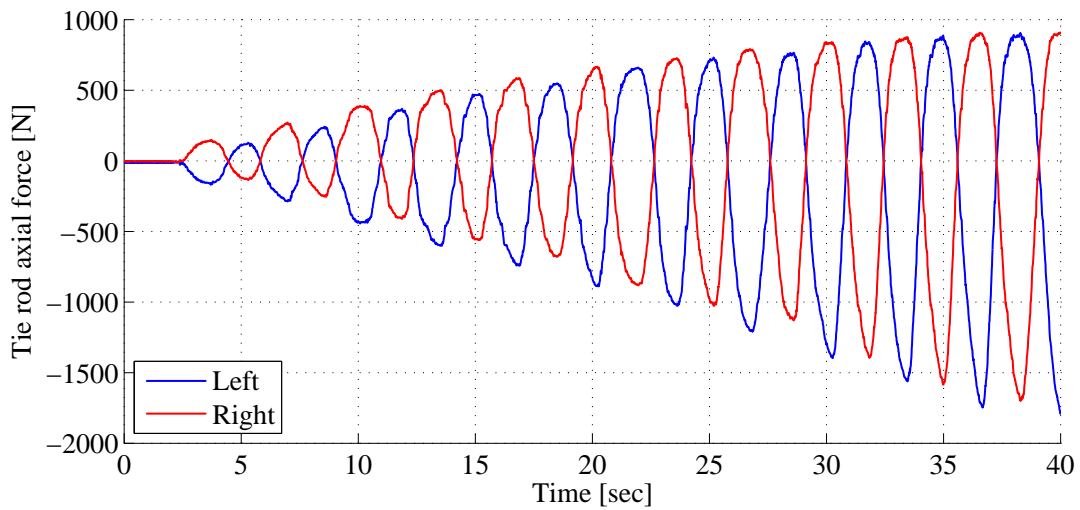


Figure 5.25 ストラットサスペンション車両の HILS でのタイロッド軸力

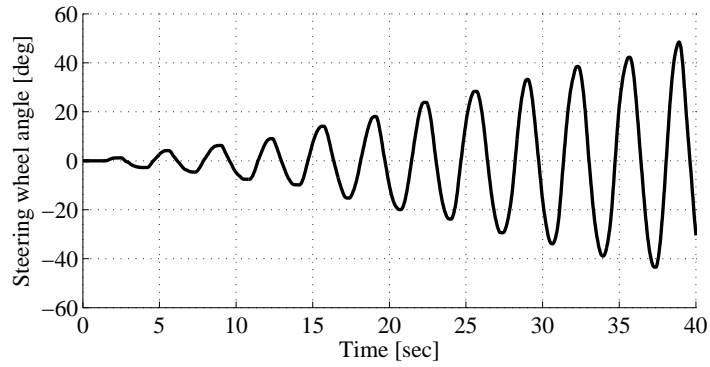


Figure 5.26 ダブルウィッシュボーンサスペンション車両の操舵角入力

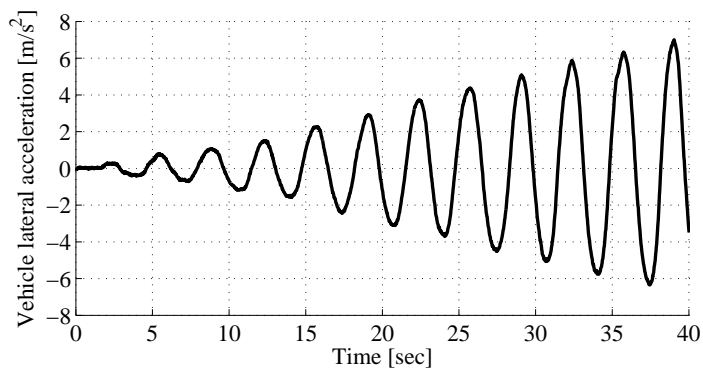


Figure 5.27 ダブルウィッシュボーンサスペンション車両の走行実験での車両横加速度

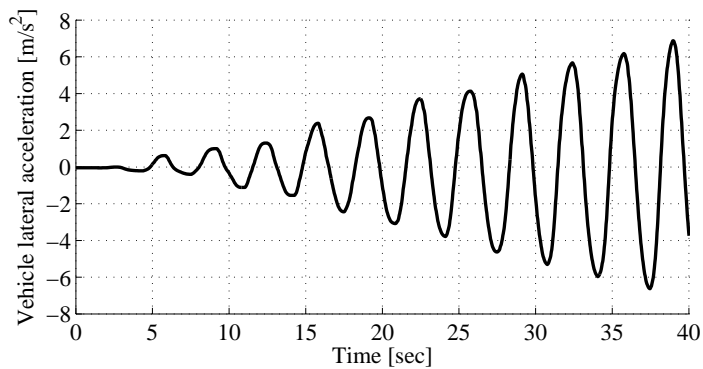


Figure 5.28 ダブルウィッシュボーンサスペンション車両の HILS での車両横加速度

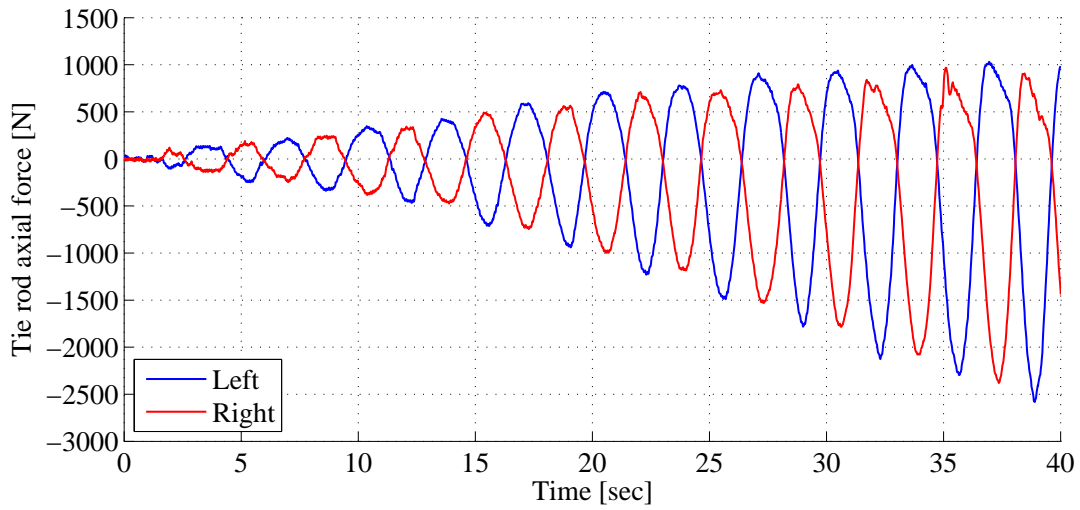


Figure 5.29 ダブルウィッシュボーンサスペンション車両の走行実験でのタイロッド軸力

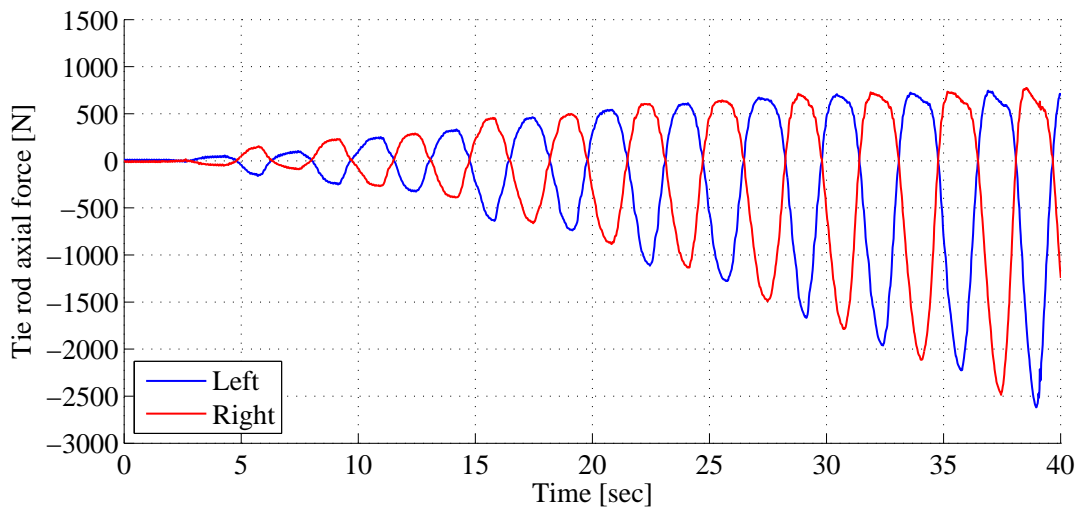


Figure 5.30 ダブルウィッシュボーンサスペンション車両の HILS でのタイロッド軸力

5.3.2 人の操舵角入力による評価

操舵反力特性の再現性の評価方法について以下に述べる。市販の量産車を用いた走行実験の内容は前項と同じである。ただし、本評価では車両の計測データとして同時に取得した操舵トルクデータを評価に用いている。また、人の操舵角入力による操舵反力特性の評価を実現するため、ステアリング HILS システムの転舵アクチュエータを撤去し、代わりに操舵角を計測するためのエンコーダおよび操舵トルクを計測するためのトルクセルが内蔵された実験用のステアリングホイールを装着した。前項の実験と同様に走行実験の車両の特性を反映させた CarSim の車両運動解析モデルを用いてシミュレーション上で走行実験の車速を再現し、オペレータがステアリングホイールを操舵することで走行状態を再現した。走行条件は前項と同様に車速 80 km/h で一定としたスラローム走行であり、操舵角入力はオペレータが走行実験の入力を模擬しているため、前項とは異なり、操舵角入力の時系列データは走行実験とは一致しない。ストラットサスペンション車両について走行実験およびステアリング HILS システムでの入力操舵角、車両横加速度に対する操舵トルクのデータを図5.31から図5.34に示す。また、ダブルウィッシュボーンサスペンション車両について走行実験およびステアリング HILS システムでの入力操舵角、車両横加速度に対する操舵トルクのデータを図5.35から図5.38に示す。ストラットサスペンション車両、ダブルウィッシュボーンサスペンション車両のいずれにおいても、操舵反力特性における傾きやヒステリシスなどの指標について、ステアリング HILS システムで走行実験を概ね精度良く再現できていることが確認できる。ただし、本検証においては、ステアリング HILS システムと走行試験でドライバが異なるため、操舵角波形が一致せず、特に切り返しの操舵速度変化が大きい領域では操舵トルクに対する影響が大きくなるために厳密な比較ができない。この点の精度検証については、走行試験と HILS システムの試験でドライバを同一にするなど、今後の精度検証の課題とする。

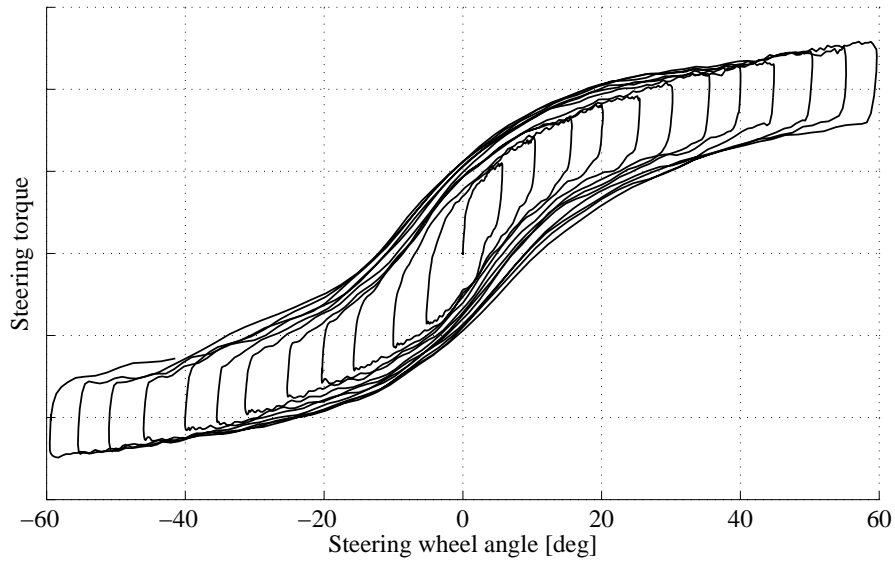


Figure 5.31 ストラット車両の走行実験での操舵角-操舵トルク

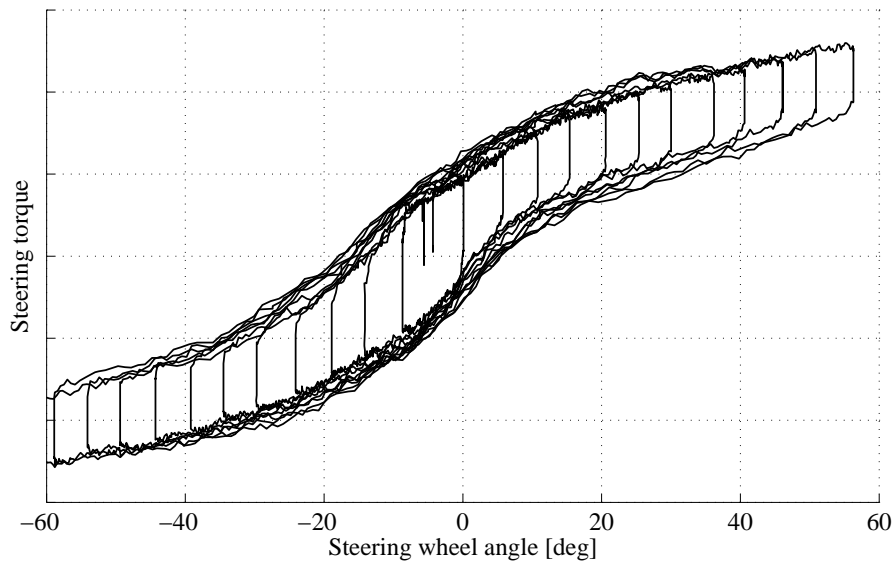


Figure 5.32 ストラット車両の HILS での操舵角-操舵トルク

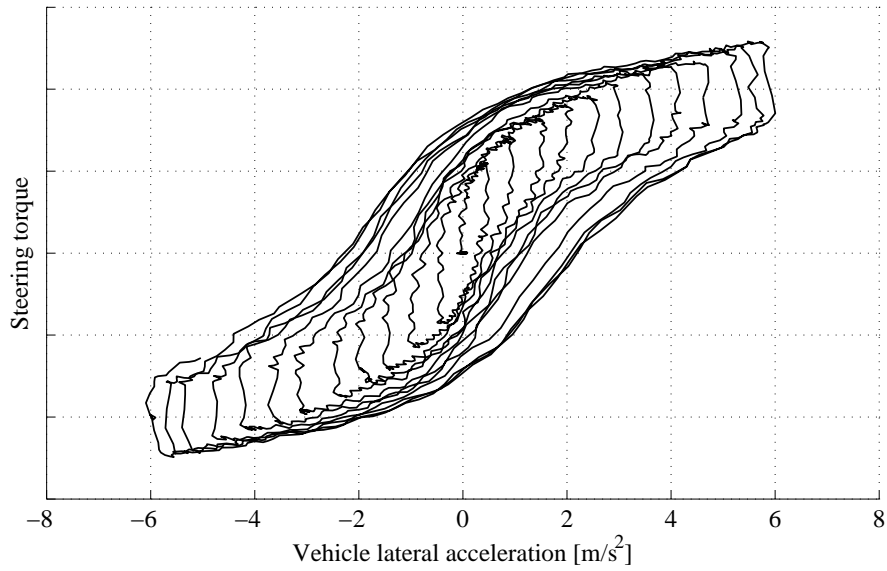


Figure 5.33 ストラット車両の走行実験での車両横加速度-操舵トルク

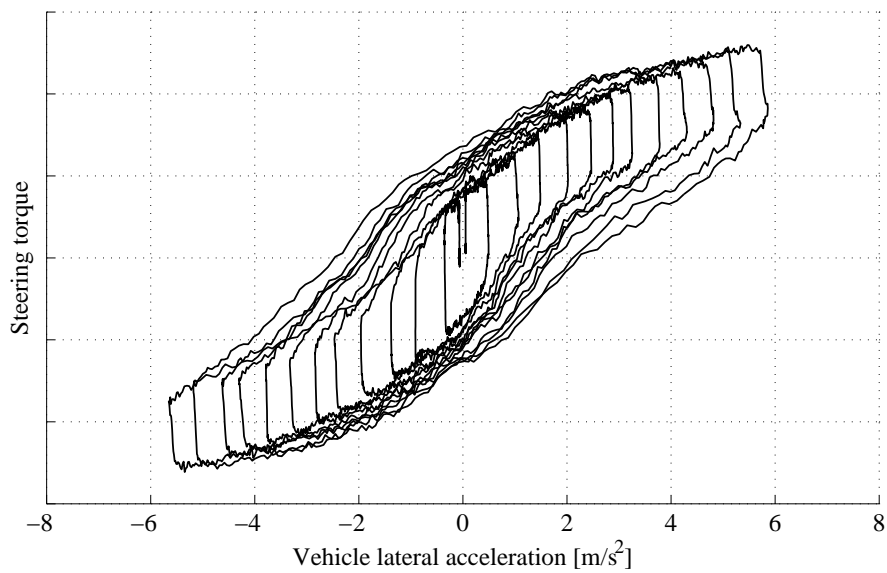


Figure 5.34 ストラット車両の HILS での車両横加速度-操舵トルク

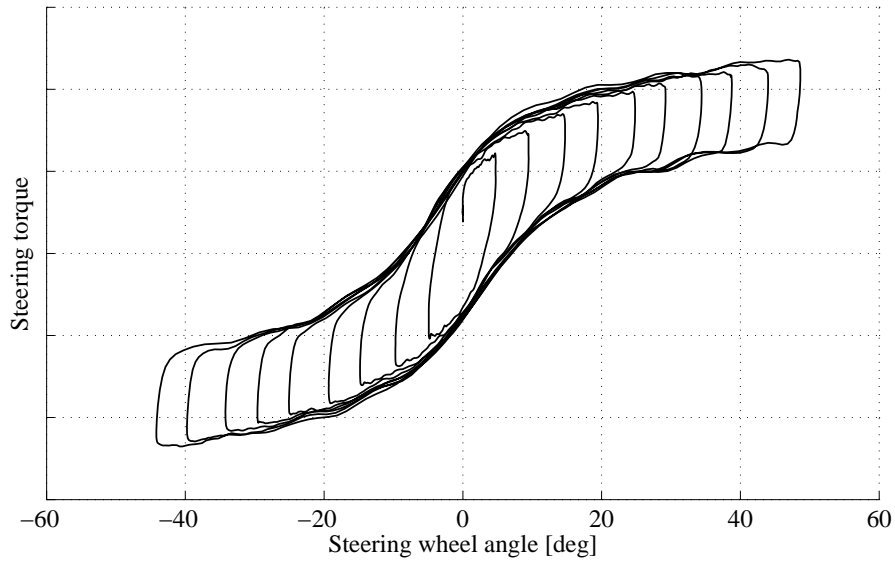


Figure 5.35 ダブルウィッシュボーン車両の走行実験での操舵角-操舵トルク

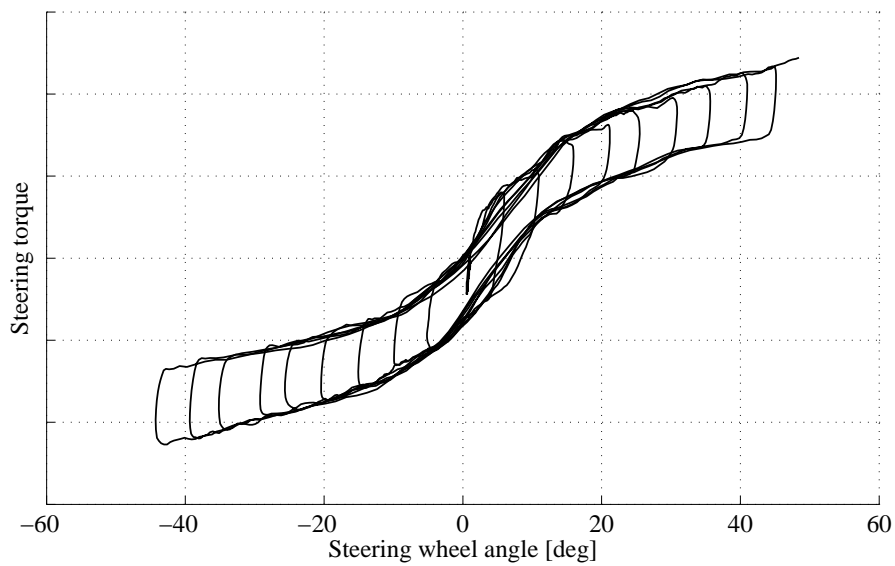


Figure 5.36 ダブルウィッシュボーン車両の HILS での操舵角-操舵トルク

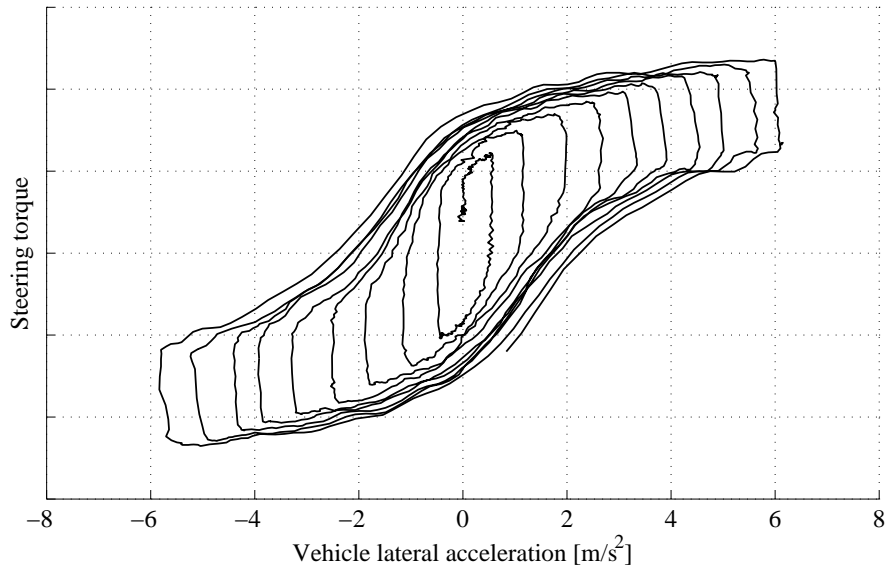


Figure 5.37 ダブルウィッシュボーン車両の走行実験での車両横加速度-操舵トルク

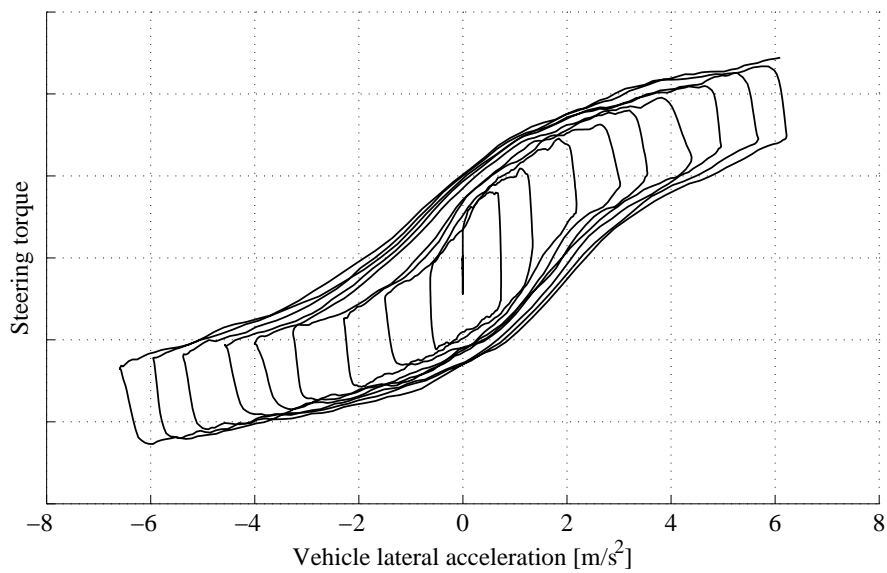


Figure 5.38 ダブルウィッシュボーン車両の HILS での車両横加速度-操舵トルク

5.4 まとめ

本章では、CarSim による車両運動解析とマルチボディ解析を用いたタイロッド軸力計算モデルを連動させたステアリング HILS システムで車両走行状態を再現するために、メカシステムのアクチュエーションを組み込んだ HILS システムにおいて、リアルタイム性の確保に必要な応答の遅れ時間を低減する方策をステアリング試験機に組み込んだ。また、精度の高い HILS 実現のために欠かせない車両運動解析について、CarSim のパラメータ設定方法も含むモデル作成方法を述べた。

従来のステアリング HILS システムと比較すると、本システムの優位性はマルチボディ解析を用いることによってステアリングおよびサスペンションの各部品間の力の相互作用を計算可能とし、結果としてホイールのアライメント変化を考慮したタイロッド軸力計算が可能としたことである。車両の走行試験とステアリング HILS システムでの再現実験を比較した結果、本研究の狙いのとおり、台上システムで走行状態を高い精度で再現できることが確認された。

さらに、スラローム走行などの通常のドライバの操作入力の範囲に限らず、Sine with Dwell 試験のような限界領域の評価条件でもステアリング HILS システムがタイロッド軸力を高い精度で再現できることが分かった。これは、特に複雑な電子制御式ステアリングシステムを対象とした場合、通常走行領域から限界領域の幅広い領域でシステムの機能確認を保証するための検証を台上で安全に効率的に実施することができることを示している。また、人の操舵角入力による評価においても、走行中の操舵反力を高精度に模擬できており、台上システムで走行試験を模擬した評価ドライバによる官能評価も可能であることが確認された。これは、車両開発のプロセスにおいて車両運動解析モデルと実機のステアリングシステムを用いて、試作車の完成を待つことなく開発の早い段階で、過渡的な走行条件での官能評価も含む精度の高い検証が可能となることを示している。

第六章

考察と今後の展望

6. 考察と今後の展望

本章では、本研究に関する総合的な考察を行う。考察の順序については、開発したステアリング HILS システム全般に関連し、かつ重要度が高いと考えられる項目から順に考察を進めていく。最後に、本研究に関する今後の展望を6.5で述べる。

6.1 従来のステアリング HILS システムとの比較からの考察

本研究の目的は、ステアリング HILS システムにおける車両走行状態の再現性の精度を高めることであった。走行中のステアリングシステムでは、タイヤ発生力を主要因とするタイロッド軸力に対するパワーアシストも含むステアリングシステムの応答性が、ドライバが感じる操舵反力や操舵入力時の車両挙動などにダイレクトに反映されるため、車両運動性能評価を大きく左右する。よって、ECU との信号のやりとりのみを対象とした HILS システムに対し、実機のステアリングシステムを直接アクチュエーションするステアリング HILS システムでは、タイロッド軸力計算の精度を向上させることが重要となる。本研究では、図4.41などに示したように、アライメント変化とタイヤ・ホイールからの入力変化が複合された数値シミュレーションで、マルチボディ解析を用いて開発したタイロッド軸力計算モデルの結果が実績のあるマルチボディ解析ソフトの結果と良く一致したことから、簡易ジオメトリ情報を用いたタイロッド軸力計算による既存のステアリング HILS システムと比較して開発したステアリング HILS システムの計算精度は高く、上記の目的を達成したと言える。

タイロッド軸力計算にマルチボディ解析を適用した効果について、次に挙げる2つの視点から考察を行った。

1) サスペンション・ステアリングジオメトリを正確に考慮できる効果

今回開発したステアリング HILS システムでは、走行中のサスペンションおよびステアリングの3次元のジオメトリ変化の影響を高精度に反映させることが可能である。既存のステアリング HILS システムではこのジオメトリ変化の影響を考慮したものは少なかった。これは従来のステアリング HILS システムの評価対象とする走行条件が、一般ドライバの通常走行領域を中心としていたことが要因と推定される。しかし、走行中のステアリング操作量によるステアリングラックのストローク量が大きく、また車両のロール角などにもなうホイール・タイヤのストローク量が大きくなり、いわゆる車両の限界領域に近づくほど、ステアリングラックに対するタイロッドの相対的な折れ角が大きくなるため、簡易ジオメトリ情報を用いたタイロッド軸力計算と実際のサスペンション・ステアリングシステムにおけるタイヤ発生力をタイロッド軸力に変換する変換効率は大きく乖離する結果となる。

本研究の取り組みはこの評価可能な走行条件の領域を車両が走行するあらゆるシーンに拡張するために不可欠な機能を開発したものである。

簡易ジオメトリ情報を用いたタイロッド軸力計算手法に対して計算精度を向上させるためにアライメント変化を考慮したマップデータを用いる手法について考察する。サスペンションのアライメント変化特性を考慮することでタイヤ発生力からタイロッド軸力への変換効率の精度を向上させることを狙った手法と言えるが、従来のサスペンション特性評価で用いられるようなサスペンション上下ストロークなどの単一方向の入力に対するアライメント変化特性を用いると、大きなタイヤトー角とともに入力された場合、実際の車両との誤差が大きくなり、その程度はトー角の大きさに伴って増加する。よって、その問題を克服するためには、ホイールストロークとステアリングラックストロークにともなう変換効率のマップを用意する必要があり、これは3次元の非線形なマップとなる。さらに、マップデータはある一定の間隔でデータを計算し、使用時は計算されたデータ点の間にあるデータについては補間して用いることになるため、解析精度の面で不利であり、この課題を克服するためには十分に細かい間隔でマップデータを事前準備することが必要となる。これに対し、マルチボディ解析を用いると、全ての計算ステップで許容誤差に収まるまで収束計算を実行するため、必要な計算精度を保証した状態で運用できるという効果がある。ただし、本システムにおけるマルチボディ解析はタイロッド軸力計算の精度を確保するための補助的なプログラムとして位置づけられており、CarSimのように高い精度で走行時の車両挙動やタイヤ発生力を計算する車両運動解析モデルを使用することがHILSシステム全体を最大限活用するための必須条件となる。

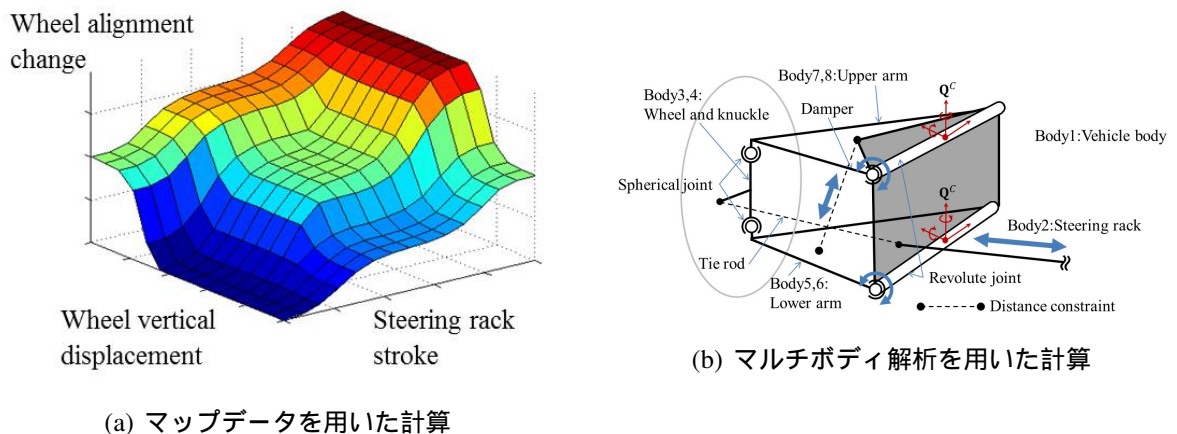


Figure 6.1 計算結果の精度に関する比較

2) 自動車開発における運用上の効果

マルチボディ解析を適用することによって、サスペンションおよびステアリングのジオメトリに関する設計情報を直接タイロッド軸力計算モデルに反映させることが可能である。つまり、設計値の初期ジオメトリ情報のみを一度モデル内に設定しておくだけで HILS システムでのシミュレーションの準備が完了する。また、万が一設計ジオメトリが変更になっても変更部のみを再入力するだけで設定変更可能である。これに対しマップデータを用いた手法ではデータを用意するために予め幾何学的な解析を行うか、あるいは実際の車両を用いてサスペンションの基本特性を把握する必要がある。また、小規模の設計スペック変更が発生するたびにマップデータを再計算する必要があり、臨機応変にジオメトリを変更することが困難である。さらにマップデータを用いる場合、たとえ同じサスペンション形式でも車型や派生車種、車両レイアウトなどの要件によって設計値が変更される場合にもデータの再計算が必要となるが、マルチボディ解析を用いて基本的なサスペンション形式のモデルライブラリを予め準備しておくことでその対応は不要となるという効果もある。

6.2 実験環境としての観点からの考察

今回開発したステアリング HILS システムは、従来の試作車を使った評価コースでの走行実験に代わる、新たな車両の実験環境としての機能を有することになったと考えることができる。つまり、

1. 様々な走行条件をカバーすることが可能となった。
2. 台上システムで人が介在して評価することが可能となった。

この2点について以下で述べる。

6.2.1 様々な走行条件をカバーする実験環境

開発したステアリング HILS システムのステアリング試験機は、5.1.2で述べたとおり、通常の走行領域から限界領域まで、幅広い評価環境を再現している。併せて、5.4でも述べたとおり、実機のステアリングユニットがあれば、開発車両の設計データを用いて試作車ができる前の車両開発の早い段階でシステムの検証が可能となる。その場合、ステアリング HILS システムは台上の評価環境であるため、天候や風などの影響を受けることなく常に安定した条件で試験を行うことが可能である。あるいは雨天時や強風時などの走行条件を任意に設定して必要に応じて評価できる環境であるとも言える。また、超高速走行や限界走行でのアクティブステアリングの安全性、信頼性確認など、試作車両を用いた走行試験では安全確保の観点から実施が困難な項目も安全に実施することができるため、その領域の評価では走行試験の置き換えとして本システムが機能する。さらに転舵アクチュエータのような高い精度と再現性を持つ入力システムを用いれば、規定入力に対するシステムの微妙な応答の違いも検出可能となり、望ましい操舵反力特性の検討のためのステアリングシステムの仕様検討や、現在もモデル化ができていないメカニズムの検証などにも活用できる。併せて、走行中に発生した現象を台上で再現性高く検証できるという効果もある。このように、ステアリング HILS システムは従来のシミュレーションと車両を用いた走行実験の両者の特徴を併せ持つ実験環境として様々な用途での活用が期待できる。

6.2.2 人間が介在するシステム実験

5.3.2で述べたとおり、本研究で開発したステアリング HILS システムによって、マルチボディ解析を用いたシミュレーションに実機のステアリングシステムを組み込んだ HILS のループの中にさらに人間をドライバとして組み込むことが可能となった。この人間がシミュレーションのループに組み込まれるということは、人が操作を入力することができるという意義を持つと考えられる。つまり、クローズドループ試験を実施できるという意味が大きい。非リアルタイムのシミュレーションの中で

クローズとループ試験を実施する場合には、ドライバの運転行動や特性をモデル化したドライバモデルが必要となる。しかし、走行中の人間の運転操作をモデル化することは困難であり、また評価対象となる個人の特性のばらつきも非常に大きい。本研究で開発したステアリング HILS システムでは、直接人が操作することが可能である。よって、モデル化が困難な人間の運転特性を直接評価に組み込むことによって、従来の評価法の中で想定されている使用条件以外にも人間の特性を考慮して評価すべき項目を抽出し、より精度の高いステアリングシステムの設計につなげることができる可能性を持っていると考えられる。あるいは、ステアリングシステムの設計のためのシステム評価条件としてシミュレーションでの入力条件を検討するために本システムを活用し、精度の高い入力条件のライブラリ化につなげられるという効果も期待できる。

人間が介在するシステム実験ということは、当然ドライバによる官能評価が可能であることも意味する。自動車の開発において、操縦安定性や乗り心地といったいわゆる車両運動性能について評価すべき項目は多岐に渡る。世界中の自動車メーカーがドライバの評価を数値データに置き換えて判断し、シミュレーションによって設計効率を向上させるべく取り組んでいるが、依然として人の感覚や判断をデータに置き換えて総合判断することは困難であり、現在でも試作車を用いた実際の市場環境による走行評価やチューニングが大規模に行われているのが実状である。ステアリングシステムに関する評価項目も例外ではなく、限られたオープン入力による定量的な判断以外は、官能評価によるチューニングで仕様を決定しているものと思われる。本システムは直接人による操作が可能であるため、人間の繊細な感覚を利用して、ステアリングシステムに関する様々な評価項目をバランスさせるセッティングを効率的に見つけるための手段として有効ではないかと考えている。

6.3 開発したマルチボディ解析モデルに関する考察

本研究では新たにマルチボディ解析モデルを開発した。近年では CPU 能力の向上に伴い、リアルタイムシミュレーションへの適用を目的としたマルチボディ解析プログラムが市販されるようになってきている。ただし、市販のプログラムではその解析手法についてそのコンセプトが一部公開されているものがあるものの、一般的にソースプログラムは公開されておらず、本研究で構築したような手法を組み入れることはできない。

本研究で開発したマルチボディ解析モデルは C 言語を用いて記述されているため、改修が容易である。よって、今後開発されるであろう新しい手法を取り入れて機能向上させることが可能であるというメリットがある。

6.4 本研究で開発したステアリング HILS システムの用途

以上に述べた考察を踏まえた上で、本研究で開発したステアリング HILS システムが活用できる用途を検討した。

ステアリングシステム特性を評価するバーチャルユニットテストカー

開発したステアリング HILS システムは、6.2.1で述べたとおり、様々な走行条件、評価環境を再現性高くカバーしている。また、試作車がなくても台上で走行状態を再現できることから、開発途中の早い段階から精度の高いシステム検証が可能である。さらにテストコースでの走行試験で予期せぬ不具合や性能エラーが発生した場合、その状態を再現して要因分析、対策検討、対策検証を行うためには現象再現性の高い本システムの活用が有効である。これらの検証行為を天候や風などの外乱要素の影響を受けることなく効率的に実施することによって、バーチャルユニットテストカーとして車両開発の効率化に大きく貢献できると考えられる。

ステアリング制御システムの機能確認ツール

7.2.2 で述べたとおり、ステアリング HILS システムはアクティブステアリングやステアバイワイヤなどの複雑なステアリング制御システムが効果を発揮する走行シーンだけでなく、超高速走行や限界走行でのシステム失陥時に車両挙動を安定させるためのシステム信頼性確認などの危険なシチュエーションを安全に、繰り返して再現することができるという特徴があるため、開発したステアリング HILS システムがステアリング制御システムの機能確認ツールとして活用されることが期待できる。

ステアリングシステムを高精度にモデル化するためのユニット特性分析ツール

ステアリング HILS システムは車両運動解析のリアルタイムシミュレーション環境にステアリングシステムの応答を実機を用いて組み込んだものであるが、ステアリングシステムのモデル化が十分高精度にできていれば実機のユニットやそのユニットをアクチュエーションするための試験機を準備する必要はない。逆に言えば現在でもステアリングのモデル化について不十分な領域が存在することを示している。そこで、台上でのシミュレーション環境の優位性である評価条件の精度や安定性の高さを生かしてステアリングユニットの特性を分析するツールとして活用できる。さらに実際の車両を用いた走行試験とは異なり、ユニット試験の場合は評価対象となるシステムが露出された状態で試験できるため、挙動の詳細な観察や様々な計測装置による詳細な中間物理量のデータ取得が可能という特徴があり、将来のステアリングシステムの高精度なモデル化に必要な検証が期待できる。

操舵反力性と人の感覚を解明する人間工学解析ツール

操舵反力特性に代表される車両の特性は運転するドライバーにとって望ましいものである必要があるが、人の感じ方は定量化が難しく、またばらつきも大きいため、数値的な評価指標の設定が困難である。開発したステアリング HILS システムでは操舵反力の特性の差異を直接体感することが可能であり、人間の官能評価を利用してシステム特性の評価を実施できる。さらにそれを拡張して人間工学的な観点からドライバーにとって最適な操舵反力特性を追求するためのツールとして本システムが活用できると考えられる。その際、通常の評価では安全確保の観点から熟練した評価ドライバーに頼らざるをえない走行条件であっても、安全を確保できる台上システムならではのメリットを生かして、一般ドライバーの評価サンプルを多数取得することも可能であるという優位性も考慮に入れておくべきである。

6.5 今後の展望

過渡的な現象に対する車両運動解析の精度向上

本研究で開発したステアリングシステムでは、スラローム走行など、準定常入力とも言える極低周波数の入力での再現性を走行試験と評価している。一方、ステアリングシステムに関する車両運動特性としては、例えば路面の不整による高周波の微振動が常にステアリングシステムに入力されている中での操舵反力を評価したり、あるいはレーンチェンジにおける操舵開始時の微小な車両挙動および操舵反力を評価したり、走行中の車両挙動分析の中でドライバが意図しない高周波数領域の操舵入力成分が走行中の修正操舵に与える影響が注目されている [32] など、過渡的な入力における特性を評価することが少なくない。これらの評価条件に対して本研究のステアリング HILS システムが十分に対応しているとは言えず、例えば以下のような方策を用いて車両の過渡特性まで評価領域を拡大することが必要であると考えられる。

- ・現状では剛体として定義している車体の剛性を車両運動解析の中で考慮し、タイヤサスペンションステアリング車体の統合システムでの運動性能評価を可能にする。現在でも有限要素法を活用した車体剛性解析は広く車両開発に適用されているが、膨大な計算量を必要とするため、リアルタイムシミュレーションへの適用は事実上不可能である。よって、将来の CPU 能力の向上によってこの問題が解決されるまでは、車体と等価な剛性要素をサスペンションモデル内に適用するなど、適用上の工夫が必要になる。

- ・タイヤと路面の詳細モデルを定義し、路面不整による高周波な振動成分を再現する。現在 CarSim で用いられているタイヤモデルは、マジックフォーミュラモデルを元にその特性をマップ化した CarSim 内部タイヤモデルであり、想定しているのは勾配ゼロを含む一定勾配を持つ平坦な路面上の走行のみに限られる。現在ではタイヤの構造をモデル化し、路面形状データをリアルタイムで取得しながら高周波の領域までタイヤ反力を計算するモデルも開発されてきている [33] [34] [35] ため、これらと OpenCRG などの路面データを連成させて解析するという手法も考えられる。ただし現在ではこれらの詳細タイヤモデルは計算負荷が高く、リアルタイムシミュレーションへの適用には高性能な CPU が要求されるという課題がある場合は、路面不整による入力を模擬した高周波の上下振動成分をタイロッド取り付け点に擬似的に入力するなどの対応を検討することが一つの解決策になると考えられる。

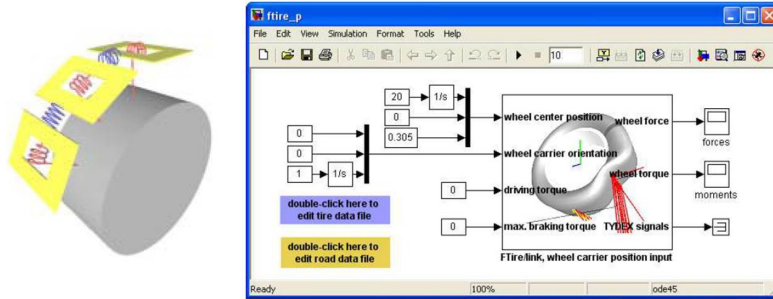


Figure 2: Simple model, using FTire block with wheel carrier position and orientation as input

Figure 6.2 詳細タイヤモデル (FTire)

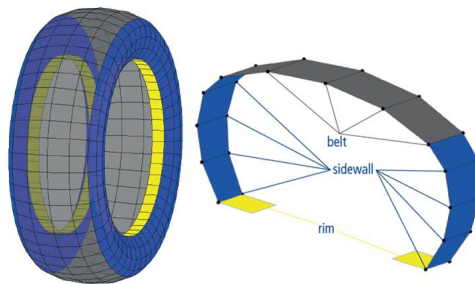


Fig. 1: Mass distribution in tire and cross section

Figure 6.3 詳細タイヤモデル (CDTire)

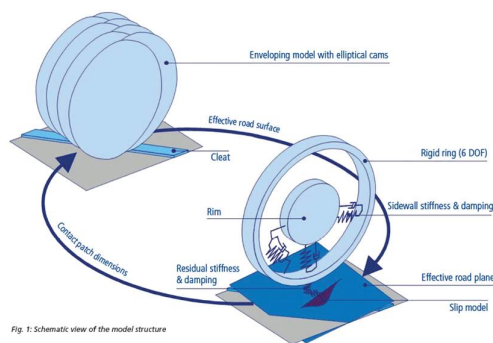


Fig. 1: Schematic view of the model structure

Figure 6.4 詳細タイヤモデル (MF-Swift)

限界領域の車両運動解析の精度向上

本研究で開発したステアリング HILS システムで再現性を走行試験と比較し、高い再現性があることを確認しているスラローム走行は一般のドライバも走行する通常領域の評価シーンであるが、Sine with Dwell 試験のような限界領域の評価条件については、走行試験との詳細な比較検証が実施できていない。また、CarSim に代表されるマップデータを用いたリアルタイム車両運動解析モデルでは、特にアライメント変化の大きくなる限界領域で精度を確保することが困難になることが知られている。5.1.2で述べたように、HILS 環境下でのステアリング試験機のタイロッド軸力に対する応答性は限界走行領域も含めて高い精度を確保できていることが確認されている。限界領域の車両運動解析モデルの精度を確保することによって、危険なシーンでの電子制御ステアリングシステムの信頼性検証のみならず、緊急回避シーンでのステアリングシステムの応答性を含んだ車両挙動の評価など、性能評価までその適用領域を拡大できる可能性がある。そのためには前後輪のサスペンションのマルチボディモデル化に加え、現状のマジックフォーミュラなどの実験同定式を用いたタイヤモデルで試験機の設備許容入力の制限上測定できておらず、外挿によってその特性を定義している限界領域のタイヤ特性を高精度にモデル化したタイヤモデルを構築することなどが必要になると考えられる。

人の官能評価に対応するためのドライビングシミュレータとしての機能向上

5.3.2で述べたように、人の操舵角入力による評価においても、ステアリング HILS システムは走行試験の操舵反力特性を高精度に再現させることができるため、人間の官能評価を利用したシステム特性の評価が実施可能であり、簡易的なドライビングシミュレータとして機能させることも可能であると言える。ただし、走行中のドライバは車両の運動特性を操舵反力だけではなく、車両姿勢や加速度的変化を周辺視界、環境音、あるいは体感覚の変化を通して総合的に判断していると考えられ、ドライビングシミュレータとしての使い方を想定する場合には、操舵反力以外のそれらの感覚を同様に模擬することが必要になる。つまりシートを含むコックピット環境を構築する、大画面モニタあるいはプロジェクタなどの投影装置を用いて運転時の視界を確保する、臨場感のある音響システムを用いて走行状態の環境音を演出するなど、ドライビングシミュレータへとつながる設備機能の拡張発展が必要と考えられる。

別のアプローチとして、既存のドライビングシミュレータとステアリング HILS システムを連動させることも方策の一つとして考えられる。つまり、通常ドライビングシミュレータの操舵反力再現は車両運動解析モデル内に設定されたステアリングモデルによって反力が解析され、操舵反力の指令値を専用の反力アクチュエータが再現することで成立しているが、ドライビングシミュレータで入力された操舵角をステアリング HILS システムの転舵アクチュエータが再現し、実機のステアリングシス

テムの特性を介して HILS で計測された操舵反力をドライビングシミュレータの反力アクチュエータへの指令値とすることで2つの評価システムがほぼ既存の状態のままステアリング HILS システムをドライビングシミュレータの一部として機能させることができる。ただしこの場合、2つの評価システム間的高速通信が必要不可欠であり、システムの設置場所が地理的に離れている場合などでは無線通信も含む手段を検討する必要があるという課題がある。

その他の制御システムとの連動による統合制御システム検証のための環境構築

本研究の範囲ではステアリング HILS システムの評価対象をステアリングシステムに限定しているが、車両運動解析はシミュレーションにより実行されているため、その他の制御システムもそのシミュレーションのループの中に組み込むことが可能である。対象として考慮すべき主な制御システムとして、車両運動制御に関わる ABS、ESC などのブレーキ制御システム、予防安全性能に関わる車線逸脱防止システム、前突防止システム、さらには自動運転技術につながるオートレーンチェンジシステム、自動緊急回避システムなどが挙げられる。これらはシステムの機能をモデル化してシミュレーション内に組み込むことも可能であるが、すでにステアリングシステムで構築している HILS 環境につなぎ込むことで実機のコントローラを用いた評価も可能となる。これらを組み合わせた車両統合制御システムを検証することで、例えばドライバの思い通りの車両挙動を実現するためのステアリング制御とブレーキ制御の組み合わせを検証したり、衝突回避のための予防安全制御とステアリング制御の優先順位を検討することなどが可能となる。

第七章

結論

7. 結論

ステアリングシステムは、サスペンションやタイヤなどの車両のその他のシステムと連成して車両挙動や操舵反力を発生させ、人間 車両系を構成する重要な要素の一つとなっているが、ステアリングの機械要素やパワーアシスト制御における電気系の動特性など、操舵反力をシミュレーションで再現するために必要な要素のモデル化は十分ではない。また、人間工学的な観点からも、操舵反力とドライバの官能評価の関係も十分には解明されていない。そのため操舵感をはじめとするステアリング特性の評価や車両開発の中での仕様決定は走行実験に頼る部分が依然として多い。さらに近年、車両の走行状態に合わせてラックストロークや操舵反力を自由に变化させ、車両特性の最適化を狙った高度なステアリング制御システムが登場し、ESC や ITS システムなどの車両のその他の制御システムとの連動が行われる中で、限られた自動車の開発期間において各デバイスの制御パラメータの膨大な組み合わせの中から最適解を導出することは、従来の試作車を用いたテストコースでの走行実験のみでは非常に困難になってきている。これらの課題を解決する有効な手法として、従来から車両開発に用いられていた HILS(Hardware In the Loop Simulation) を利用し、リアルタイム車両運動解析の中にステアリングユニットの機械要素や制御系システムの動特性を直接組み込んだステアリング HILS システムに注目した。本論文は、ステアリング HILS システムのタイロッド軸力計算にマルチボディ解析を適用することにより、その機能を拡大させることを狙ったものである。研究の目的は、従来のステアリング HILS システムに対し、車両の走行状態におけるステアリングシステムへの入力であるタイロッド軸力計算にマルチボディ解析を適用してその再現精度を向上させ、ステアリングの評価システムとしての機能を向上させることであった。併せて、操舵反力の特性の差異を人に直接体感として呈示することも目的とした。以下に各章ごとの内容をまとめ、結論とする。

第一章では、本研究の背景と目的を示した。マルチボディ解析が自動車の開発においてどのように活用されているかをまとめた。また、自動車開発における HILS システムと最近の動向をまとめた。さらに、代表的なステアリング HILS システムの開発例について述べた。これらの背景を踏まえた上で、本研究の目的を呈示した。

第二章では、本研究で開発したステアリング HILS システムの基本構成および動作原理について述べ、ハードウェア構成およびソフトウェア構成について整理した。ステアリング HILS システムではステアリング試験機とリアルタイムシミュレーションの連動が必要であり、そのために不可欠な機能を中心にまとめた。また、ソフトウェア部では市販の車両運動解析モデルと開発したタイロッド軸力

計算モデルをリアルタイムシミュレーション環境内で連動させる必要があり，2つのモデル間のパラメータのやりとりも含むシミュレーションの構成についてまとめた．

第三章では，マルチボディ解析の理論をまとめた．本研究で開発したタイロッド軸力計算モデルの姿勢表現に用いたオイラーパラメータについて整理した．また，運動学解析における位置，姿勢を求めるための収束計算，拘束反力を計算するための逆動力学解析についてその考え方をまとめた．最後に，マルチボディ解析モデルを構築する際に用いられる拘束条件について，その数式表現を整理した．

第四章では，本研究で新たに開発したマルチボディ解析プログラムについて述べた．走行中のステアリングシステムに作用する要素を整理し，プログラム中でモデル化の対象とする要素について整理した．開発した解析プログラムを用いて，自動車のフロントサスペンションおよびステアリングシステムをモデル化し，ホイールのアライメント変化とタイヤ作用力の変化が複合された入力条件においてアライメント変化特性の解析とタイロッド軸力の計算を行った．タイロッド軸力計算に関する従来の手法と比較することで，本研究で開発した手法が特にアライメント変化の大きい領域で精度向上に有効であることを明らかにした．

第五章では，車両運動解析とマルチボディ解析を用いたタイロッド軸力計算モデルを連動させたステアリング HILS システムで車両走行状態を再現するために適用した内容について整理した．ステアリング試験機に応答の遅れ時間を低減する方策を適用した結果，スラローム走行などの通常のドライバの操作入力の範囲に限らず，Sine with Dwell 試験のような限界領域の評価条件でもステアリング HILS システムがタイロッド軸力を高い精度で再現できることが確認できた．また，精度の高い HILS 実現のために欠かせない車両運動解析における CarSim のパラメータ設定方法も含むモデル作成方法について整理した．最後に，車両のスラローム走行試験とステアリング HILS システムでの再現実験を比較し，本研究の狙いのとおり，台上システムで走行状態を高い精度で再現できることを確認した．また，人の操舵角入力による評価でも走行中の操舵反力を高精度に再現できており，操舵反力特性を人に直接体感として呈示するという本研究の目的も達成されていることを確認した．

第六章では本研究の成果を考察した．特に，従来のステアリング HILS システムとの比較，評価環境としての評価，および開発したマルチボディ解析モデルの評価の観点から総合的な考察を行った．併せて，ステアリング HIL システムの更なる機能拡張のために必要な項目を整理し，今後の展望をまとめた．

8. 謝辞

本研究は，明治大学大学院理工学研究科機械工学専攻ビークルダイナミクス研究室，椎葉 太一教授のご指導の下で行われました．本研究を進めるにあたり，適切な助言，会社での業務との両立に対する配慮，必要十分な研究環境を与えていただきました．深く感謝いたします．

東京農工大学 機械システム工学専攻 毛利 宏教授，明治大学 理工学研究科 機械工学専攻 下坂 陽男教授，阿部 直人教授には，本論文をまとめる上で，様々な助言をいただきました．感謝申し上げます．

明治大学ビークルダイナミクス研究室の学生，OB の方々には日頃の生活から研究における進め方のアドバイスに至るまで，様々な面でご協力をいただきました．感謝いたします．

その他にも，本研究は様々な方のご協力のもと行われました．特に，著者が勤務している日産自動車株式会社 実験・計測技術開発部の方々には，日常業務のサポートからステアリング HILS システムの実験サポートまで，大変協力していただきました．社会人として勤務しながらの研究活動に部としてご理解をいただいたことに深く感謝いたします．

最後に，妻と二人の子供達には多大な負担をかけたにもかかわらず，皆で私の社会人生活，研究生生活を全面的に支えてくれました．ここに感謝いたします．

對馬 将示

参考文献

- [1] 宇野 高明, 車両運動性能とシャシーメカニズム, グランプリ出版, 1994
- [2] 自動車技術会, 自動車技術シリーズ 4 自動車の運動性能向上技術, 朝倉書店, pp. 79-87, 1998
- [3] 安部正人, 自動車の運動と制御, 山海堂, pp. 6-9, 2003
- [4] 社団法人 自動車技術会, 自動車技術ハンドブック<第 5 分冊> 設計 (シャシ) 編, 株式会社 精興社, pp. 127 - 140, 1990
- [5] 中野史郎, 吉元浩司, 木村秀司, 葉山良平, 操舵性能の物理特性モデリングと伝達系要素設計に関する考察 (第 1 報), JTEKT engineering journal, 1007 号, pp. 15-22, 2009
- [6] 木村秀司, 中野史郎, 國政久郎, 両角岳彦, 久保愛三, 操舵性能の物理特性モデリングと伝達系要素設計に関する考察 (第 2 報), JTEKT engineering journal, 1008 号, pp. 22-29, 2010
- [7] 葉山良平, 川原禎弘, 中野史郎, 熊本博光, 操舵性能の物理特性モデリングと伝達系要素設計に関する考察 (第 3 報), JTEKT engineering journal, 1009 号, pp. 54-60, 2011
- [8] 川原禎弘, 葉山良平, 木村秀司, 中野史郎, 操舵性能の物理特性モデリングと伝達系要素設計に関する研究 (第 4 報), 自動車技術会学術講演会前刷集, No92-10, pp. 1-4, 2010
- [9] dSPACE Japan, <http://www.dspace.com/ja/jpn/home.cfm>
- [10] 富士通テン株式会社, CRAMAS, <http://www.fujitsu-ten.co.jp/cramas/>
- [11] 石塚 弘道, 佐々木 君章, 鉄道車両用 HILS システムによる仮想走行試験環境, 日本機械学会第 16 回交通・物流部門大会講演論文集, pp. 37-42, 2007
- [12] 斗納宏敏, 自動車制御におけるリアルタイムシミュレーションの動向, IRICE Technical Report, CAS2006, pp. 71-72, 2006
- [13] 株式会社インタフェース, RTLinux による PCI/CompactPCI/CardBus 制御入門書 (導入編), 2002
- [14] Wind River Inc., <http://www.windriver.com/>
- [15] Itron Inc., <https://www.itron.com/>

- [16] Hiroaki Takada and Kiichiro Tamaru, Current Status and Future Directions of the ITRON Subproject, Proc. of 13th TRON Project Intl. Symposium, pp. 16-21, IEEE CS Press, Dec. 1996.
- [17] M. Segawa, S. Nakano, M. Shino and M. Nagai, Preliminary Study Concerning Quantitative Analysis of Steering System using Hardware-in-the-Loop(HIL) Simulator, SAE paper. 2006-01-1186, 2006.
- [18] T. Toyohira, K. Nakamura and Y. Tanno, The Validity of EPS Control System Development using HILS, SAE paper.2010-01-0008, 2010.
- [19] 日本機械学会編, マルチボディダイナミクス (1), コロナ社, 2006
- [20] Kim S. S. and Haug E. J., A RECURSIVE FORMULATION FOR FLEXIBLE MULTIBODY DYNAMICS, Computer hods in applied mechanics and engineering, Vol 71, pp. 293-314, 1988
- [21] ADAMS, <http://www.lmsintl.com/DADS>
- [22] SIMPACK AG.,<http://www.simpack.com/>
- [23] Dymola, <http://www.3ds.com/products-services/catia/capabilities/systems-engineering/modelica-systems-simulation/dymola/>
- [24] http://www.simpack.com/add-on_automotive.html
- [25] <http://www.mscsoftware.com/application/multibody-dynamics>
- [26] <http://www.mts.com/>
- [27] Virtual Mechanics Corporation., <http://carsim.jp/category/1275944.html>
- [28] Haug, E. J., Computer Aided Kinematics and Dynamics of Mechanical System, pp. 44, Allyn and Bacon, 1989
- [29] 酒井 秀男, タイヤ工学, グランプリ出版, 2001
- [30] 椎葉太一, 榎本知直, 衣笠健, 小林宏, 操舵系の座標情報に基づいた自動車の操舵反力モデル, 日本機械学会論文集, No.03-0791, pp. 225-231, 2004

- [31] T. Shiiba, S. Sasaki and N. Takahashi, Dynamic Estimation of Applied Forces on Parallel Mechanism with Inverse Multibody Dynamics, The 1st Joint International Conference on Multibody System Dynamics, 2010
- [32] 田尾光規, 大元一弘, 加藤大輔, 寺田健一郎, 芝田興史, 修正操舵を低減する車両剛性に関する研究, 自動車技術会学術講演会前刷集, No104-14, pp. 15-20, 2014
- [33] <http://www.cosin.eu/>
- [34] <http://www.itwm.fraunhofer.de/en/departments/mdf/services-and-products/cdtire.html>
- [35] <https://www.tassinternational.com/delft-tyre-mf-tyremf-swift>
- [36] Kim, S. S. and Jeong, W. H., Real-time multibody vehicle model with bush compliance effect using quasi-static analysis for HILS, Multibody System Dynamics, 22(4), pp. 367-382, 2009
- [37] 酒井洋一, 車両運動性能設計とマルチボディーシミュレーション, 日本機械学会 2004 年度年次大会講演資料集 (8), No.04-1, pp. 370-371, 2004
- [38] 荒木敏弘, 自動車開発における CAE の活用の現状, 日本機械学会 2009 年度年次大会講演資料集 (9), No.09-1, pp. 77-78, 2009
- [39] 萩原顕治, 寺山哲, 竹田洋平, 依田公, 自動変速制御システム開発への HILS の適用, 自動車技術, Vol.56, No.9, pp. 64-69, 2002
- [40] 鈴木万治, 稲葉康弘, 鈴木伸彦, DSP SIT(Alpha combo) および veDYNA を用いた車両シミュレータ, デンソーテクニカルレビュー, Vol.5, No.2, 2002
- [41] 日本機械学会編, マルチボディダイナミクス (2), コロナ社, 2006
- [42] 瀬川雅也, 藤戸晴彦, 中野史郎, 小竹元基, 永井正夫, ステアリング HIL シミュレータの開発 第 2 報, 日本機械学会第 14 回交通・物流部門大会講演論文集, pp. 113-116, 2005
- [43] 全国自動車整備専門学校協会編, シャシ構造 I, 山海堂, 2004