

# 目次

第1章 緒論	8
1.1 本研究の目的	8
1.2 従来研究と本研究の特色	10
1.3 本研究の構成及び内容	19
第2章 可変ステアリングギヤ制御と内外輪制駆動力制御	22
2.1 緒言	22
2.2 模擬走行実験装置	24
2.2.1 ドリフトコーナリング対応のドライビングシミュレータ	24
2.2.2 MATLAB/Simulink について	28
2.2.3 CarSim について	28
2.2.4 車両モデル	29
2.3 可変ステアリングギヤ制御	32
2.3.1 車体スリップ角に応じた可変ステアリングギヤシステム	32
2.3.2 微分操舵アシスト制御	33
2.3.3 実験方法	36
2.3.4 タブルレーンチェンジ実験の結果及び考察	38
2.3.5 Jターン実験の結果及び考察	42
2.4 内外輪制駆動力制御	46
2.4.1 操舵角速度に応じた制御方式	46
2.4.2 実験方法	48
2.4.3 タブルレーンチェンジ実験の結果及び考察	50
2.5 結言	54

第3章	キャンバ角制御の効果解析	55
3.1	緒言	55
3.2	大キャンバ角のコーナリング特性	56
3.3	モーメント法を用いた運動性能解析	58
3.3.1	非線形領域の運動特性	58
3.3.2	非線形領域における運動性能解析法	60
3.3.3	タイヤモデル (Magic Formula) について	67
3.3.4	モーメント法を用いた計算と解析結果	79
3.4	3自由度・車両運動シミュレーション計算による解析	90
3.4.1	計算モデルの運動方程式	90
3.4.2	計算と解析結果	92
3.5	模型車両による走行実験	95
3.5.1	模型車両の概要	95
3.5.2	操舵角に応じたキャンバ角制御方式	96
3.5.3	実験方法	96
3.5.4	定常円旋回実験の結果及び考察	97
3.6	結言	99
第4章	限界領域におけるキャンバ角制御及び制動力制御の効果比較	100
4.1	緒言	100
4.2	制御方式	100
4.2.1	キャンバ角制御	100
4.2.2	制動力制御	101
4.3	実験方法	101
4.4	限界走行実験の結果及び考察	103
4.5	結言	111

第5章	キャンバ角制御と内外輪制駆動力制御の協調制御による 限界性能向上	112
5.1	緒言	112
5.2	規範タイヤ特性を用いた内外輪制駆動力制御	113
5.2.1	規範タイヤ特性	113
5.2.2	規範ヨーモーメントの算出	114
5.3	規範タイヤ特性を用いた内外輪制駆動力制御の効果確認実験	116
5.3.1	車両モデル	116
5.3.2	実験方法	118
5.3.3	加速円旋回実験の結果及び考察	120
5.3.4	減速円旋回実験の結果及び考察	122
5.4	後輪キャンバ角制御の効果	123
5.4.1	後輪キャンバ角制御	123
5.4.2	実験方法	124
5.4.3	ダブルレーンチェンジ実験の結果及び考察	124
5.5	キャンバ角制御と内外輪制駆動力制御（規範タイヤ特性方式） の協調制御	128
5.5.1	実験方法	128
5.5.2	ダブルレーンチェンジ実験の結果及び考察	128
5.6	結言	130
第6章	サスペンションコントロールを適用した電気自動車	131
6.1	緒言	131
6.2	電気自動車の概要	131
6.3	ステアバイワイヤの構成	133
6.4	大キャンバ角制御ユニットの構成	134
6.5	スラローム走行実験とフィーリング評価結果	136

6.6 結言 .....	138
第7章 結論 .....	139
謝辭 .....	142
参考文献 .....	143

## 主な記号（一覧）

各章で用いる主な記号を次のように定める。

### [第2章]

$\delta_f$	: 前輪実舵角
$\delta_H$	: 操舵角
$\dot{\delta}_H$	: 操舵角速度
$N$	: ステアリングギヤ比
$P_D$	: 微分操舵アシスト定数
$T$	: 実駆動力
$T_0$	: 内外輪初期駆動力
$\dot{\delta}_H$	: 操舵角速度
$P$	: 駆動力定数

### [第3章]

$a, b$	: 前輪, 後輪～重心間距離
$F_f$	: 前輪サイドフォース ( $F_f = F_1 + F_2$ )
$F_r$	: 後輪サイドフォース ( $F_r = F_3 + F_4$ )
$F_{1\sim 4}$	: 四輪コーナリングフォース
$T_{SA, 1\sim 4}$	: 各輪セルフアライニングトルク
$\delta^*$	: 重心点拘束時の前輪舵角
$W$	: 車重
$W_1 \sim W_4$	: 輪荷重
$G_f, G_r$	: 前後輪ロール剛性
$G_f^*, G_r^*$	: 前後輪ロール剛性配分 $G_f^* = \frac{G_f}{G_f + G_r}$ $G_r^* = \frac{G_r}{G_f + G_r}$ )
$h_f, h_r$	: 前後輪ロールセンター高
$h_g$	: 重心高
$h_g^*$	: 重心～ロール軸間距離 $h_g^* = h_g - \frac{h_f \cdot W_f + h_r \cdot W_r}{W}$ )

$t_f, t_r$	: 前後輪トレッド
$W_f, W_r$	: 前後輪荷重
$Y_G, X_G$	: 横加速度、前後加速度（重力単位）
$m, m_s$	: 車両質量、ばね上質量
$I_z, I_\phi$	: ヨー、ロール慣性モーメント
$l$	: 軸距
$t_{pf}, t_{pr}$	: 前・後軸ニューマチックトレール
$\alpha$	: 横加速度
$\beta$	: 車体スリップ ( <i>at C.G</i> )
$v$	: 車速
$\beta_1, \beta_2$	: 前・後輪スリップ角
$\gamma_1, \gamma_2$	: 前・後輪対地キャンバ角
$r$	: ヨーレイト
$\varphi$	: ロール角
$K_\varphi$	: ロール剛性
$C_\varphi$	: 全ロール減衰係数
$C_{b1}, C_{b2}$	: 横力による前・後輪キャンバ剛性
$\partial\varphi_{cf}/\partial\varphi, \partial\varphi_{cr}/\partial\varphi$	: 前・後輪単位ロール角当りのキャンバ変化
$g$	: 重力加速度

#### [第4章]

$BF_{out}$	: 外輪制動力
$B_f$	: 制動力定数
$T_{out}$	: 外輪駆動力

#### [第5章]

$M_e$	: 規範タイヤのヨーモーメント
$F_{yei}$	: 各規範タイヤの横力

$X_i$  : 各タイヤの制駆動力発生余裕  
 $Fz_i$  : 各タイヤの輪荷重  
 $Fy_i$  : 各タイヤの横力  
 $f_{xi}$  : 規範タイヤの駆動力制御量

# 第1章 緒 論

## 1. 1 本研究の目的

最近、自動車の駆動源だけに留まらず各種走行装置の電動化の方向が加速している。完全な電動化が達成されると、車両運動制御技術は一段と進化したものになることが期待される。

例えば、電気自動車において四輪インホイールモータ方式を採用すれば、制駆動が四輪独立に制御可能となる。また、前後輪のみならず全輪を電磁的なアクチュエータで独立に舵角制御を行ったり、アクチュエータでタイヤのキャンバ角を大きな舵角で制御することも機構上容易にできる。

つまり、電動化を進めることにより、車両運動を支配するタイヤに働く力を任意に制御することが可能となる。

さらには、このような制御装置のバイ・ワイヤ化により設計自由度を格段に広げることが可能になる。

以上の背景をもとに、本論文は、電気自動車時代に対応した操縦性・安定性向上手法に関する研究成果をまとめたものである。主にコーナリング限界領域の運動性能のなかで、工学的意義が高い研究結果について記述している。

具体的には、従来技術としては、コーナリング限界領域の運動性能の研究成果として内外輪制駆動力制御によるダイレクトヨーコントロールの技術<sup>(1,2)</sup>が実用化され、旋回制駆動時の挙動変化等を抑えることができるようになった。

しかしながら、これらの技術は、コーナリング限界時のヨーイング挙動を安定化させる方向であり、内外輪制駆動力制御ではコーナリング限界時の横加速度をコントロールすることは、タイヤ摩擦円の関係から限界がある<sup>(3)</sup>。

そこで、本研究では、主要部分として、キャンバ角を積極的にコントロールし、タイヤは接地面の丸いバルーンタイヤとの組み合わせにより、コーナリング限界時のヨーイングコントロールのみならず、横加速度方向のコントロールも可能とすることで、コーナリング限界をヨーイングコントロール+最大横加速度コントロールを狙うことを目的とした。この内容についてモーメント法を使った解析、



ドライビングシミュレータ、模型車両、実車製作迄行なって立証しようと狙ったものである。

キャンバコントロールを操舵角に応じたキャンバコントロール制御により、最大横加速度もコントロールできることから限界コーナリングにおいて内外輪制駆動力制御以上の効果が有ることを明らかにし、更に、これをコーナリング限界時の横滑り制御へもこころみて、内外輪制駆動力制御によるものと比べ、その効果を明らかにすることが本研究の主要とする目的である。

そして、加えて、キャンバ角制御と（考案した規範タイヤモデルに基づく）内外輪制駆動力制御との協調制御により、コーナリング限界コントロール性を更に向上させることも、本研究の目的とした。

また、それでも、走行シチュエーションによっては、コーナリング限界を超え、ドリフト領域に至るケースも有りうるので、先行検討として、ドリフト領域においてカウンターステア操作を容易にする為、可変ステアリングギヤ制御、操舵角速度に応じた内外輪制駆動力制御、微分操舵アシストにより、その領域のカバーをすることも付随する目的とした。

以上が本研究の目的である。

## 1. 2 従来研究と本研究の特色

古川ら<sup>(4)</sup>は運動力学的観点から、操縦安定性の評価について体系化している。この体系化を参考にすると、主として、線形範囲での過渡応答については、下記2項目に分けられる。

- ①. 受動的(パッシブ)なステア角制御 (ロールステア、コンプライアンスステア等)
- ②. 能動的(アクティブ)なステア角制御 (4WS)

①、②は図 1-1 において、比較的横加速度の低い領域であり、主として線形領域での過渡応答及び旋回特性の性能領域に位置する。また、もう一つは、非線形領域から限界領域に差しかかる領域においては、下記項目がある。

- ③. 直接ヨーモーメント制御 (DYC)

③は図 1-1 においては、横加速度の大きい、非線形領域から限界領域に差しかかる領域の過渡応答及び旋回特性の性能である。

①に関しては次の報告がある。

ステア角のサスペンション・ステアリング特性が車両の操縦性・安定性に及ぼす影響に関して、次のような報告がある。貴島ら<sup>(5)</sup>はシミュレーション計算と実車走行実験から、後輪の横力コンプライアンスステア特性には適値があり、主観的评价とヨー角速度ゲイン、ロール角と横加速度のヒステリシス、及び操舵力などの実験データによる客観的评价のバランスから決められることを検証している。また、四輪の初期トー角が前輪と後輪を同相にセットする場合と、逆相にセットする場合での、操縦性・安定性に及ぼす影響についても考察している。野口<sup>(6)</sup>はサスペンション特性が外乱感受性に及ぼす影響について解析している。横風安定性向上のために要求される車両特性のあり方について検討し、後輪のコンプライ

アンスアンダーステア化、または後輪タイヤのコーナリングパワーの増大が効果的であると報告している。

このようなコンプライアンスステアやロールステアなどの、受動的(パッシブ)なサスペンション制御の概念を能動的(アクティブ)に発展させたものが、四輪操舵(4WS)である。4WSは制御系の数学モデルが比較的簡単に記述できるので、先端制御則を適用する格好の制御対象として多くの研究者に取り上げられ、車両のロバスト安定性を向上させたり、モデル適合制御を行わせるなど様々な制御のアルゴリズムが提案されてきた。

②の4WSに関する研究として次のような報告があげられる。

初期の研究として、岡田ら<sup>(7)</sup>は後輪の横滑り角に比例した舵角で後輪を制御し、そのとき同じ舵角を前輪の操舵角に加えて制御すれば、操舵に対する応答性がよくなると同時に振動性も減少して、操縦性・安定性が向上することを明らかにしている。

金沢ら<sup>(8)</sup>は4WS車を用いた官能評価実験を行い、4WS車では車速とともに後輪の舵角(同位相、逆位相)及び操舵量を適切に変えることで、ヨーレートと横加速度の位相遅れを一致させることができ、操縦性・安定性の改善につながるとしている。さらに田中ら<sup>(9)</sup>は定常旋回時の車体スリップ角を零としヨーレートと横加速度の位相遅れを一致させる4WSと検討し、実用化している。古川ら<sup>(10)</sup>は4WSシステムと前二輪操舵システムの旋回挙動の違いを幾何学的に考察し、4WSシステムで後輪を前輪に対して、車速に応じた適当な操舵比で操舵することで、定常的な横滑り角を常に零に近くでき、車体中心線が旋回軌跡の接線に向く制御が可能であることを示している。入江ら<sup>(11)</sup>は高速時において、操舵力に比例して後輪を同相操舵することでヨーレート、横加速度の位相遅れを少なくして動的な車体スリップ角を低減でき、スタビリティも向上することを示している。吉田ら<sup>(12)</sup>は操舵力フィードバック式4WSと操舵角フィードフォワード式4WSとを比較するとともに、後輪舵角に適切なガタ要素を加えることによって、操舵応答性が改善されることを示している。

菅沢ら<sup>(13)</sup>はシミュレーション及び実車実験により、前後輪の動的制御によって、

動的車体スリップ角を零にすること、ヨーレイト、横加速度の操舵周波数応答特性を高周波数域までフラットにすればよいと報告している。森ら<sup>(14-16)</sup>は車両重心点横滑り角を全時間領域において零とする後輪位相反転 4WS 制御を検討し、一次遅れ制御よりも操安性の向上が図れることを示し、4WS システムを実用化している。山本ら<sup>(17)</sup>は、後輪舵角のアクティブ制御として、前輪舵角比例とヨーレイトフィードバックを組み合わせた制御により、操縦応答特性と外乱に対する安定性を向上できることを示し、この制御法を適用した実用化システムを開発している<sup>(18)</sup>。

また、4WS 車について、横加速度を伴う旋回運動時の操舵応答性に関する解析が森<sup>(19)</sup>により行われ、ヨーレイトフィードバック式 4WS 制御則を提案し、旋回時の操舵応答性向上に有効であることを報告している。安部<sup>(20)</sup>は大きな横加速度や前後加速度を伴う旋回運動時における前後輪アクティブ操舵車の運動性能について理論解析をおこない、タイヤ非線形領域ではコーナリングパワーの低下により十分な応答性が得られないことを示している。

一方、③の非線形領域から限界領域に差しかかる領域に関しては次の報告がある。

高い横加速度領域で効果が小さくなるという 4WS 制御の欠点を補うシステムとして、芝端ら<sup>(21-23)</sup>により車両のヨーモーメントを直接制御する、直接ヨーモーメント制御 (DYC) が提案され実用化されている。これにより旋回横加速度の限界付近における加速・減速時の挙動変化を低減させることができるようになった。この手法はタイヤの制動力・駆動力差を用いて、車両のヨーモーメントを直接制御するので、加減速や旋回状態にかかわらず、タイヤに前後力発生余裕がある限り、所望のヨーモーメントが発生でき、限界領域においても操縦性安定性の向上が期待できる。

島田ら<sup>(24)</sup>は DYC の効果を前後ロール剛性配分制御及び後輪舵角制御との比較をおこなっており、DYC が最も旋回運動時の加減速特性変化を補正できることを示している。

また、横滑り防止技術の一つにビークルダイナミクスコントロール(VDC)があり、コーナリング限界領域で、左右どちらかの車輪に自動的にブレーキをかけ横滑りをコントロールしている<sup>(25,26)</sup>。

このようにコーナリング限界性能の向上を目指した研究も数多く行われているが、タイヤ摩擦円の特性から、性能向上代は少なくなる<sup>(3)</sup>。

一方、統合制御も主に①～③にまたがる領域を含んだものとして、次の報告がある。

ステア角制御と他のシャシー運動制御システムとの統合制御に関する研究としては、中川ら<sup>(27)</sup>はロール運動を能動的に制御することにより、ロールステア、ロールキャンバ、荷重移動量などの特性を制御して、操舵過渡応答性能を向上できることを明らかにしている。木津ら<sup>(28)</sup>は車速感応式 4WS 制御と荷重移動制御を統合制御した制御システムについて検討している。山本ら<sup>(29)</sup>はタイヤ線形領域では 4WS 制御の影響が支配的であるとし、前後加速度や横加速度が大きくなるほど 4WS 制御の影響が低下するため、これを補う方法としてヨーレイトのモデル追従手法による駆動制動力配分(前後、左右差)、ロール剛性配分制御を提案し、シミュレーション計算とシャシー統合実験車を用いた走行実験により限界付近での旋回性能が向上することを確認している。安野ら<sup>(30)</sup>はモデル適合理論に基づいた 4WS 制御手法を制動力左右配分と統合制御に応用した場合の制御系設計手法を示している。

森は<sup>(31)</sup>スライディングモード制御法を用いて、ステアリング操舵角に対するヨーレイト特性と車両重心位置の横加速度(または車体スリップ角)特性を目標値追従させる、制駆動力配分と 4WS を協調制御する制御則を提案し、比較的大きな前後・横加速度を伴う走行領域や低 $\mu$ 路において、車両運動性能が向上することを示している。さらに、車両状態量フィードバックを用いて制動力左右差配分と 4WS を協調制御する制御則を提案し、比較的低い摩擦係数の路面上でも制御効果があることを理論解析とシミュレーションにより確認している<sup>(32)</sup>。

小野、平野らは操舵系と懸架系の統合制御化の一手法として、2自由度制御と $H_{\infty}$ 制御と組み合わせた制御系設計手法<sup>(33)</sup>を提案している。さらに、操舵系と駆動系の統合化について $H_{\infty}$ 制御を適用した制御則<sup>(34)</sup>、及び制御安定性だけでなくロバスト性も保証可能な $\mu$ -シンセシスを適用した制御則を提案し、制御効果をシミュレーションや走行実験により明らかにしている<sup>(35)</sup>。理論解析面では、安部<sup>(36)</sup>は準定常旋回の取り扱いにより制動や駆動を伴う円旋回の特性を解析し、制動駆動配分制御に後輪の能動制御を加える事により、制動や駆動時の望ましい車両運動特性が得られると報告している。藤岡ら<sup>(37-39)</sup>は最適制御理論の最短時間問題を適用して、4WSと4WDの統合制御車がコーナーを最短時間で通過する運動を解析している。

森<sup>(40,41)</sup>は最適制御理論を適用し、制駆動力左右配分制御、4WSおよびアクティブサスペンション装置を用いて、タイヤに働く3方向力（前後力、左右力および上下力）の力を統合制御する手法を提案し、このシステムを搭載した車両は、うねり路面などで制動を伴いながら旋回走行するような過酷な条件下でも安定した走行が可能であり、操舵応答安定性と乗り心地を高次元で両立できることを報告している。

次にキャンバ角の制御も①～③にまたがる領域である。（但し、本研究では、大キャンバ角制御により限界領域の拡大化を行なっている。）

従来研究では、初期キャンバ角の影響については、立石ら<sup>(42,43)</sup>は解析計算と実車走行実験によりロールキャンバ角特性および初期ネガティブキャンバ角化が操舵応答安定性に及ぼす影響について検討を行ない、サスペンション機構におけるキャンバ角特性の設定方法を示している。さらに、配置やリンク機構の工夫により操縦性・安定性を向上させるサスペンションが加美<sup>(44)</sup>、西堀<sup>(45)</sup>、鈴木<sup>(46)</sup>、加藤<sup>(47)</sup>により報告されている。

キャンバ角の制御に関しては、ステア角やキャンバ角などのタイヤ姿勢角の制御に動的補償を適用した車両の操縦性・安定性について森<sup>(48)</sup>により理論解析とシミュレーション計算による研究が行われている。車輪のステア角だけでなくキャ

ンバ角をも能動的に制御すれば、幅広い運動走行領域で 4WS よりもさらに操舵応答安定性を向上できることが報告されている。さらに前後加速度や横加速度の大きさに応じてタイヤ姿勢角を制御する方法について検討され、適正な制御則を用いれば操縦性・安定性が向上することも明らかにされた<sup>(49,50)</sup>。また竹原ら<sup>(51)</sup>は操縦性・安定性と省エネ性の両立を実現することを目的とし、タイヤにキャンバ角を付加することで旋回性能の向上とコーナリング抵抗低減の効果があることを周波数応答解析と定常円旋回解析により実証している。

このように比較的小さなキャンバ角制御において横加速度のあまり高くない領域での周波数応答解析等行われているが、限界コーナリング領域において大キャンバ角制御がコーナリング限界領域の運動性能向上について明らかにした研究は無い。

タイヤ特性における、キャンバ角に対するキャンバスラスト力の関係については次の報告がある。

藤岡ら<sup>(52)</sup>は一次元の brush モデルを拡張し、大キャンバ時のコーナリング特性を計算できる手法を提案し、本手法により大キャンバ角時のコーナリング特性を精度よく説明できることを報告している。景山<sup>(53)</sup>はキャンバ角をもつタイヤのモデリングについて検討し、モデル化に関して、キャンバスラストの表現には接地面形状変化、接地面圧変化、各剛性変化を考慮する必要があることを報告している。さらに、キャンバスラストの動特性について、模型用二輪車用タイヤを用いた実験を行ない、キャンバスラストの動特性を表す伝達関数は、一次遅れと二次進みの要素として近似できることを報告している<sup>(54)</sup>。水野<sup>(55)</sup>は解析モデルと実験同定モデルを組み合わせたタイヤモデルにより、キャンバ角がついた時のタイヤの接地面変形を考慮したタイヤ発生力を表現できる手法を報告している。

一方、大キャンバ角、大スリップ角時のタイヤのコーナリング特性について、酒井ら<sup>(56,57)</sup>はタイヤ特性試験機及び力学的特性モデルにて検討し、最大コーナリングフォースが得られるような大スリップ角領域において、横力によってトレッドの浮き上がりを防ぐ方向にキャンバ角を付けることで摩擦係数が変化し、最大

コーナリングフォースが増加することを報告している。

さらに小林ら<sup>(58)</sup>は実走行時の接地面の形状や圧力分布などのタイヤ接地特性について実験を行っている。タイヤのスリップ角の大きいコーナリング限界領域において、タイヤのキャンバ角をネガティブキャンバ角方向に傾けることで、横力の最大値が増加していることが示されている。

しかし、このように大キャンバ角が、タイヤの最大コーナリングフォース上昇に効果があることは示されているが、実際に大キャンバ角コントロールについて、その有効性を理論のみならず実験から明らかにしたものはない。

そこで、本研究ではコーナリング限界領域でキャンバ角を大きく制御することで、コーナリング限界性能を向上できることが予想できたので、このタイヤ特性変化を利用し、大キャンバ角コントロールの効果の検討を行なった。

すなわち、本研究の主要部分は大キャンバ角制御の部分であるが、この領域は図 1-1 操縦安定性体系化において、非線形領域から限界特性に大きく関わった領域である。キャンバ角制御により前述の従来技術のようなヨーイングモーメントのコントロールだけではなく、積極的なコーナリング限界横加速度のコントロールも含めて狙った。この点が大きく異なり、新しい技術である。そして、モーメント法による理論解析、ドライビングシミュレータ、模型車両、車両製作による確認まで行ない、その有効性を示したことが、新規で有り本論文の特色である。

一方、①～③を含む操舵特性可変車の制御に関しては、先行検討として、ハンドル角に応じてステアリングギヤ比を変化させたり、車速とハンドル角でステアリングギヤ比を変化させたり、車速とハンドル角速度及びスプリット摩擦係数路でステアリングギヤ比を変化させる方法などが提案され可変ギヤ比特性のステアリングは通常固定ギヤ比のものと比較して高速走行時のレーンチェンジや滑りやすい低摩擦係数路面での操縦性安定性が向上することが報告されている<sup>(59-63)</sup>。

しかし、コーナリング限界領域での運動制御に関してグリップ限界～ドリフト



領域に着目したものは見当たらない。そこで、本論文では、ドリフト領域に応じた可変ステアリングギヤシステムについて検討した。

また、微分項を含んだ操舵系の研究は平尾ら<sup>(64-67)</sup>によって行われた。微分項を含んだ操舵系は通常走行領域ではヨーレイトと横加速度の応答を高められることが報告されている。

しかし、グリップ限界領域内において前輪のコーナリングフォースが確保されている低横加速度領域では効果が得られるが、横加速度が大きい領域では前輪のコーナリングフォースが飽和状態になるため所望の効果は得られない。

一方、ドリフト領域に関しては野崎<sup>(68-72)</sup>がカウンターステア時のドライバモデルの研究を行っており、微分操舵アシストによりドリフトコーナリング時のカウンターステアの遅れを改善できることを明らかにしている。さらに、走行シチュエーションに応じた微分操舵アシスト制御を行うことで、レーンチェンジ～グリップコーナリング～ドリフトコーナリング間において、ドライバの違和感の無い操舵方式制御が行えることを報告している<sup>(73-75)</sup>。

そこで、本論文では、ドリフト領域において、微分操舵アシストだけではなく、さらに、同様に、操舵角速度に応じた内外輪制駆動力制御も効果的と考えられたので、その検討を行った。操舵角速度に応じた内外輪制駆動力制御の効果としては、カウンターステア時も、前輪タイヤがタイヤ摩擦円の観点からまだ飽和状態でなければカウンターステア効果も得られることが特徴である。

そこで、本論文では、操舵角速度に応じた内外輪制駆動力制御に着目した。

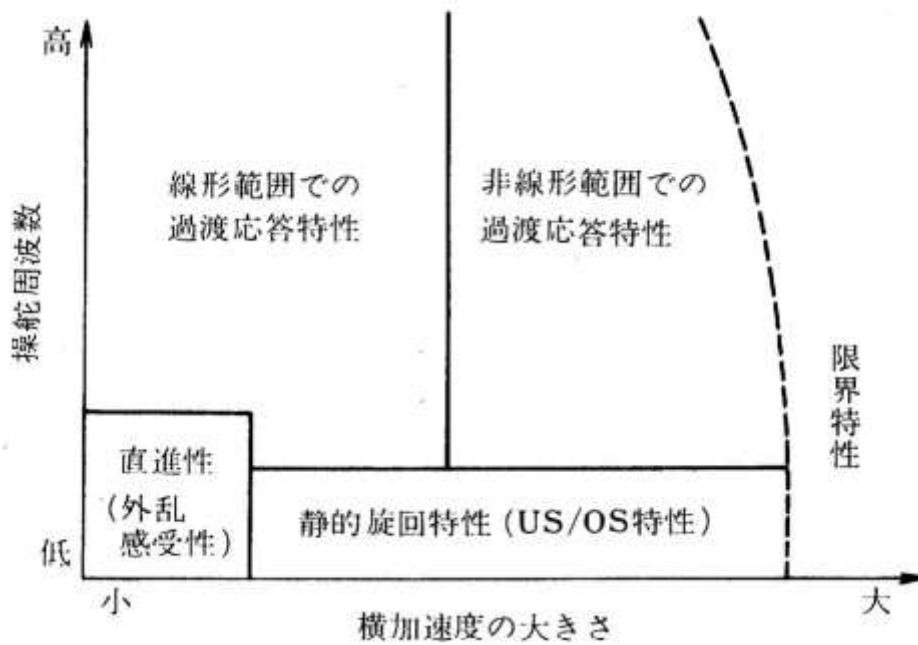


図 1-1 車両応答特性の分類

### 1. 3 本研究の構成及び内容

最初に図 1-2 の本論文の構成について説明する。

第 2 章はカウンターステアを伴うドリフト領域において、操舵系による舵の効きの向上手法について示している。

第 3 章、第 4 章、第 5 章は、グリップ限界をコントロールするキャンバ角制御について示している。第 3 章ではモーメント法による解析及び、コーナリング限界の向上（舵の効き＋安定性）の確認を示す。第 4 章では、グリップ～ドリフトにつながる領域の車両の横すべりの改善について示す。第 5 章ではグリップ限界において、制駆動を伴う、より急激な挙動を伴う場合の車両の横すべり改善を示す。第 6 章では実車確認について示している。

これらにより本論文は構成される。

次に以下に本論文の内容を説明する。

本論文においては、コーナリング時に最も向上が望まれているコーナリング限界領域のコントロール性向上を狙い、研究を進めた。

まず、最初に、コーナリング限界コントロール性向上は、後輪が横滑りを伴い、カウンターステアが必要となるドリフト領域に着目し、改善手法として a)カウンターステア時にステアリングギヤ比を小とする「可変ステアリングギヤ制御」、b)4WD 車における「操舵角速度に応じた内外輪制駆動力制御」、c)カウンターステアの遅れを改善できる操舵系の「微分操舵アシスト制御」に着目し、操舵系によるドリフト領域のコントロール性向上手法を示した（第 2 章）。

次にドリフト領域の改善だけでは不十分である為、そもそものコーナリング限界そのものをコントロールする方向として、「操舵角に応じたキャンバ角制御」に取り組む為、基本的な考え方をクリアにする為にモーメント法による理論解析を行ない、その効果を 3 自由度シミュレーション＋模型車両実験で明らかにした（第 3 章）。

この段階でドリフト領域を含めたコーナリング限界時のコントロール性（舵の効き、安定性）の向上は得られたが、次のステップとして、それでもコーナリン

グ限界付近で横すべりが発生した場合の改善の検討を行った。すなわち、車両に横すべりが発生した場合に対応した「車体スリップ角に応じたキャンバ角制御あるいは制動力制御」によって改善手法を明らかにした（第4章）。

次に制駆動時を伴う領域においては、主に、コーナリング限界コントロール性が大きく変化するので、コーナリング限界付近で横すべりが発生しやすく、この状況下での改善を図るべく「車体スリップ角に応じたキャンバ角制御と内外輪制駆動力制御の協調制御」について検討し、その改善手法を明らかにした（第5章）。

そして最後に「実車製作による確認」を行った。実車では、基本的なキャンバ角制御の効果を把握する為、操舵角比例（前輪・後輪）キャンバ角制御の効果を把握した。前輪のキャンバ角制御により舵の効きが向上し、後輪のキャンバ角制御により安定性の向上を確認できた（第6章）。

第7章は結論であり、本研究の成果を総括するとともに今後の課題について述べる。以上が本論文の主な内容となる。

サスペンションコントロールによる車両の操縦性・安定性向上手法に関する研究

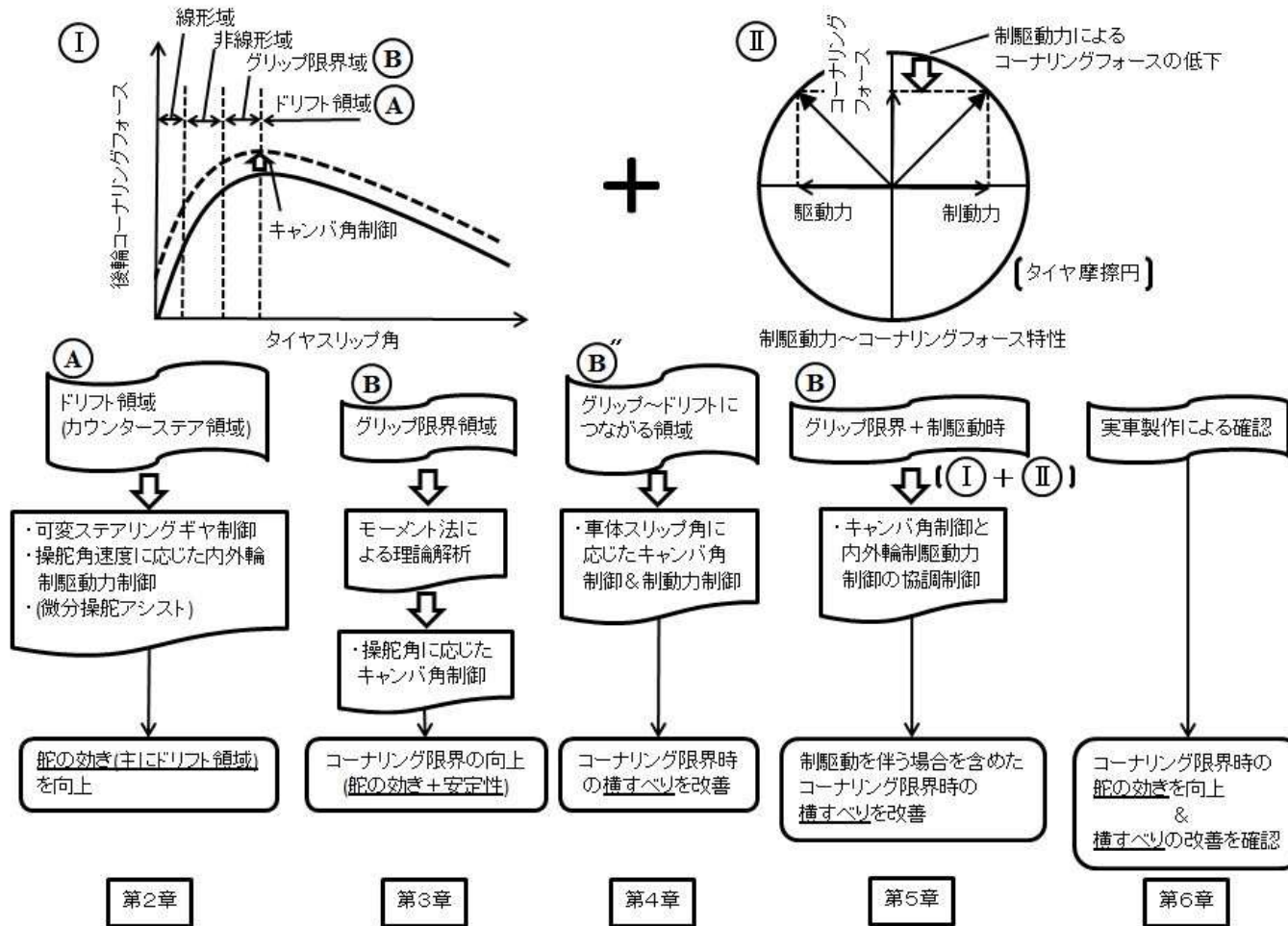


図 1-2 本論文の構成

## 第2章 可変ステアリングギヤ制御と内外輪制駆動力制御

### 2.1 緒言

操舵特性可変車についての研究は従来から行われており、特にステアリングギヤ比を可変制御することの有効性が指摘されている。ステアリングギヤ比制御は、ハンドル角とタイヤの切れ角の関係を変化させることで車両応答をドライバの感覚に適合させ、結果として操縦安定性を向上させるものである。ハンドル角に応じてステアリングギヤ比を変化させる VGR(Variable Gear Ratio)、車速とハンドル角でステアリングギヤ比を変化させる VGS(Variable Gear-ratio Steering)、車速とハンドル角速度及びスプリット摩擦係数路でステアリングギヤ比を変化させる VGRS(Variable Gear Ratio Steering)などが提案され、可変ギヤ比特性のステアリングは通常の固定ギヤ比のものと比較して、高速走行時のレーンチェンジや滑りやすい低摩擦係数路面での操縦性安定性が向上することが報告されている。

またドリフト領域におけるステアリングギヤ比については、野崎<sup>(76)</sup>により後輪タイヤがドリフト領域に陥った場合はステアリングギヤ比が 7.5~9.0 となるような可変ステアリングギヤ比制御により、車両が不安定になった場合でも車両をコントロールしやすくなることが報告されている。しかし個々の車両特性に対してギヤ比を具体的にどのように設定すればよいかは必ずしも明らかになっていない。そこで本研究ではコーナリング限界領域から限界を超えたカウンターステア領域につながるコーナリング時の操縦性安定性向上を目的に、車体スリップ角フィードバックによる可変ステアリングギヤシステムについて検討した。

一方で、また、ドリフト領域に関しては野崎がカウンターステア時のドライバモデルの研究を行っており、微分操舵アシストによりドリフトコーナリング時のカウンターステアの遅れを改善できることを明らかにしている。さらに、走行シチュエーションに応じた微分操舵アシスト制御を行うことで、レーンチェンジ〜グリップコーナリング〜ドリフトコーナリング間において、ドライバの違和感の無い操舵方式制御が行えることを報告している。そこで微分操舵アシストと本研

究で提案する可変ステアリングギヤシステムを組み合わせることで、著しい効果が期待できると考えられたので、その協調制御についても検討を行った。

本研究では今後実用化されると考えられるステアバイワイヤ車両のような前輪の操舵特性を自由に可変制御できる車両を想定している。ステアバイワイヤの自由度を活かすことにより、ドライバの回避能力を向上させる可変ステアリングギヤ比制御について検討した。ドリフトコーナリング対応ドライビングシミュレータを用いて検討実験を行った結果、制御を加える事で著しい効果が期待できることがわかったので報告する。

また、微分ハンドルと一般に呼称される、微分項を含んだ操舵系の研究は、平尾)によって行われ、更に最適範囲についての研究が中谷等によって行われた。これらの研究により微分項を含んだ操舵系は通常走行領域ではヨーレートと横加速度の応答を高められることが報告されている。しかし、前輪のコーナリングフォースが確保されている低横加速度領域では効果が得られるが、横加速度が大きい領域では前輪のコーナリングフォースが飽和状態になるため所望の効果は得られない。そこで操舵角速度に応じて舵角の位相を進めるのではなく、操舵角速度に応じて内外輪の駆動力バランスを変化させることで、タイヤに前後力発生余裕がある限り、所望のヨーモーメントが発生でき、横加速度の大きい領域でも舵の効きを改善できると考えた。

本研究では、コーナリング限界でのスピン防止と緊急回避時に想定されるシビアナレーンチェンジ時の走行シチュエーションに応じた操舵方式制御について、ドリフトコーナリング対応ドライビングシミュレータを用いて検討実験を行った。その結果、制御を加える事で著しい効果が期待できることが明らかになったので報告する。

## 2. 2 模擬走行実験装置

### 2. 2. 1 ドリフトコーナリング対応のドライビングシミュレータ

本研究で用いたドライビングシミュレータ<sup>(73,77)</sup>は、グリップコーナリングだけではなくドリフトコーナリングまでもリアルに再現できる。ヨー運動、ロール運動、横並進運動の3軸制御により大きなヨーイング挙動と横加速度を表現でき、コーナリング限界域でのスピンやドリフトといった動的挙動を再現することが可能である。ドライビングシミュレータは、制御用のPCとモーション装置、制御パネルの3つで構成されており、CarSimから出力されたヨーレートと横加速度を基に3軸制御を行なっている。ドライビングシミュレータの構成図を図2-1に、モーション装置の諸元・性能を表2-1に示す。実験では被験者の体感フィーリングをリアルにするように暗幕で囲い、被験者はディスプレイに映し出された走行状況の映像を基に操作を行う。





図 2-1 ドライビングシミュレータの外観

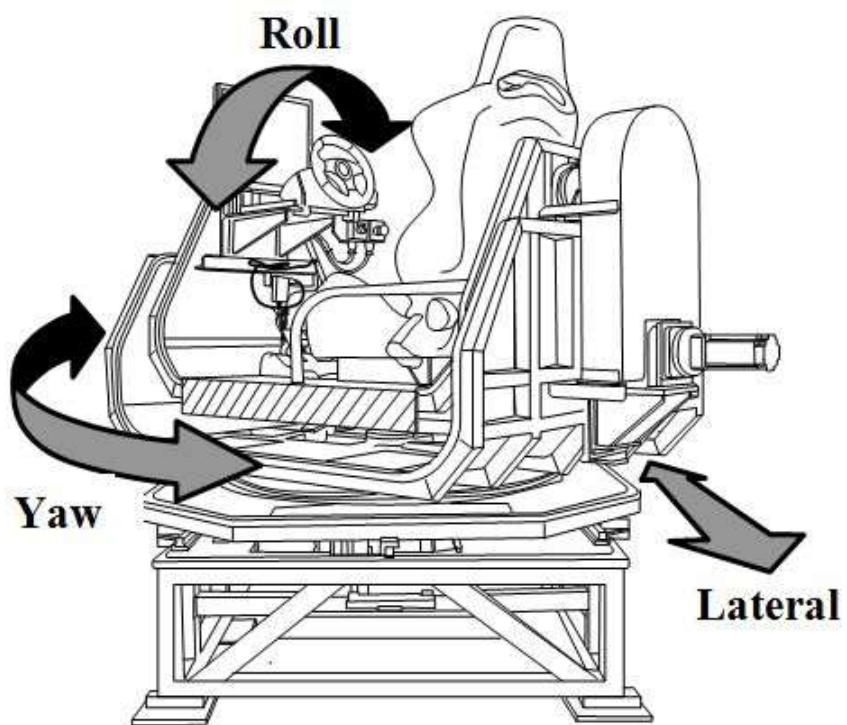


図 2-2 ドライビングシミュレータ・モーション装置の動き

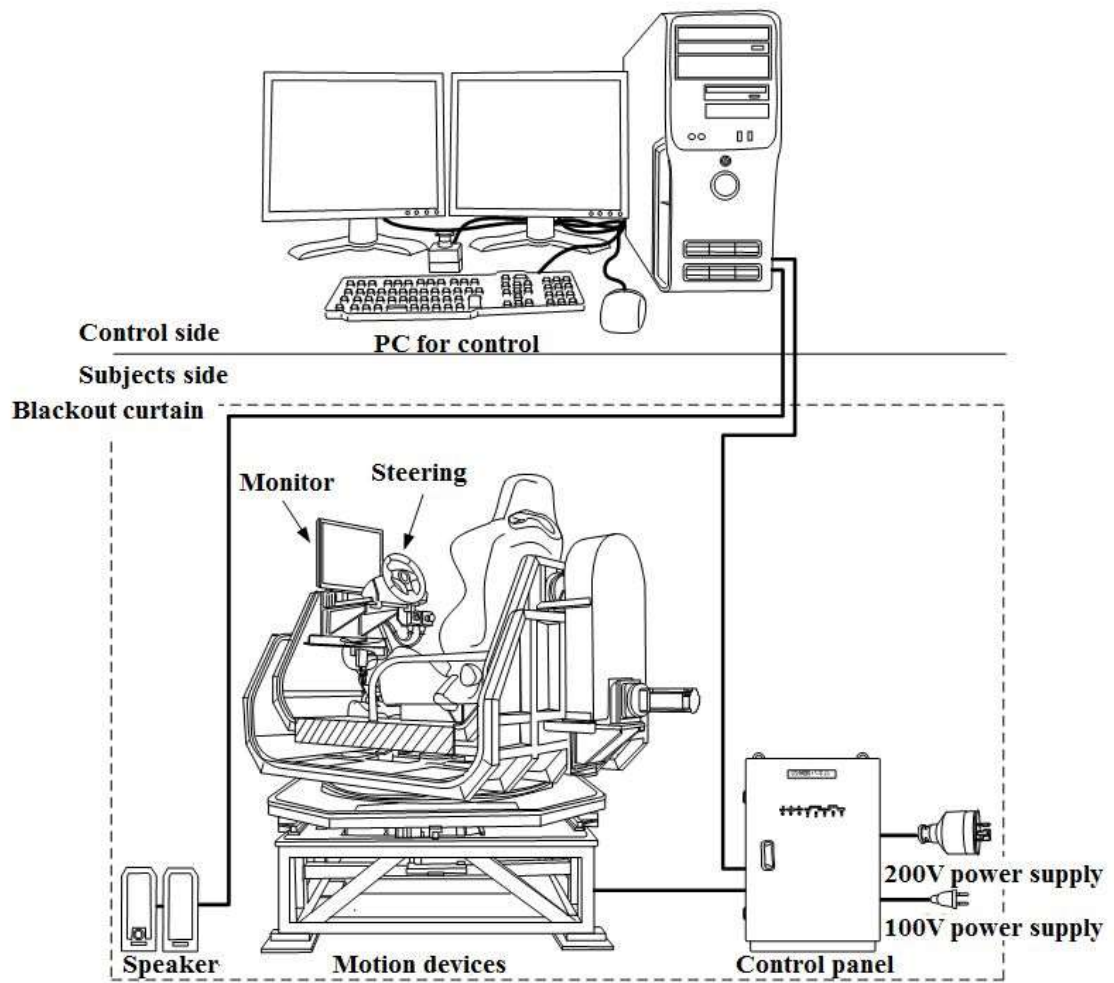


図 2-3 モーション装置付ドライビングシミュレータの全体構成

表 2-1 モーション装置付ドライビングシミュレータ諸元

Item	Performance
Actuator	AC servo motor
Control method	Three-axis control method for roll, yaw, and lateral movements (feedback control by potentiometer)
Main specifications	Shake & rotation frequency: 0-3 Hz <u>Roll motion</u> Max. angle: ±20 deg Max. angular velocity: ±50 deg/sec <u>Yaw motion</u> Max. angle: ±90 deg Max. angular velocity: ±40 deg/sec <u>Lateral movement</u> Max. displacement: ±200 mm Max. velocity: ±240 mm/sec Lateral acceleration: ±0.7 G
Size of device	Width: 1525 mm, length: 2037 mm, height: 1800 mm
Weight of device	400 kg
Power supply	Single-phase AC 200 V and single-phase AC 100 V

## 2. 2. 2 MATLAB/Simulink について

MATLAB とは、アメリカ合衆国の MathWorks 社が開発した数値解析ソフトウェアであり、その中で使うプログラミング言語の名称でもある。MATLAB を用いると、C 言語や FORTRAN といった従来のプログラミング言語よりも短時間で簡単に科学技術計算を行うことができる。

Simulink とは、MathWorks 社によって開発されたシステムのモデル化、シミュレーション、解析のためのマルチドメインシミュレーション及びダイナミックシステムであり、マウスのクリックアンドドラッグ操作を用いて、ブロック線図としてモデルを作成するためのグラフィカルユーザーインターフェイス (GUI) を有する。このインターフェイスを使用すると、紙と鉛筆を用いて描くのと同じようにモデルを描画することができる。これは、言語やプログラミングで微分方程式や差分方程式を作成する必要があったこれまでのシミュレーションパッケージとは大きく異なる。

モデル解析ツールとして MATLAB コマンドラインからアクセスできる線形化ツールと平衡点算出ツールが含まれており、MATLAB 及びアプリケーションボックス内の多くのツールを併用できる。そして MATLAB と Simulink は統合されているので任意の時点のさまざまな環境内でもモデルのシミュレーションや解析、修正を行うことができる。

## 2. 2. 3 CarSim について

CarSim とは、株式会社バーチャルメカニクス製の車両運動解析ソフトである。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(摩擦係数や高低差のある道路コース、横風等)での動的な挙動を、パソコン上の簡単操作でシミュレーション解析・評価することができる。また、MATLAB/Simulink とのインターフェイスが簡単に取れて、様々な車両制御システムの制御ロジックを、実車評価の前にパソコン上で容易に検討/検証することができる。本研究では CarSim6.06 のバージョンを用いた。

#### 2. 2. 4 車両モデル

ドライビングシミュレータの車両モデル<sup>(78)</sup>として、メカニカルシミュレーションコーポレーション(MSC 社:USA)の CarSim というフルビークル車両運動シミュレーションソフトを組み込んでいる。表 2-2 に車両の主要部の数と自由度の数を示す。本実験に使用した試験車両の車両諸元を表 2-3 に示す。車両のエンジンレイアウト及び駆動方式は、ドリフト状態により陥りやすい FR レイアウト(フロントエンジンマウント、リアドライブ)の車両モデルを用いた。

タイヤコーナリングフォース特性については、図 2-4 に示すような一般的なタイヤ特性を用いた。スリップ角 10 度の時が最大コーナリングフォースとなる。また加減速時の特性は図 2-5 に示すような特性とし、スリップ比の原点に関して点対称なタイヤ特性を仮定している。スリップ角とスリップ比が同時に付加される場合については摩擦楕円の概念を用いて計算を行っている。本研究でのファイナル挙動は後輪スキッドを示した。したがって本論文におけるグリップ限界は後輪が最大コーナリングフォースを発生する時点について示している。

表 2-2 車両の主要部の数と自由度の数

Bodies	
Sprung mass body	1
Unsprung mass bodies (wheel carriers)	4
Rotating wheels	4
Engine crankshaft	1
Total	10
Degrees of freedom	
Sprung body translation	3
Sprung body rotation (yaw, pitch, roll)	3
Suspension stroke	4
Wheel spin	4
Powertrain (engine crank shaft)	1
Tire delayed slip (lateral, longitudinal)	8
Brake fluid pressure	4
Total	27

表 2-3 車両諸元

Width of vehicle (mm)	1988
Wheelbase (mm)	2690
Distance from center of front axle to center of gravity (mm)	1014
Height from ground to center of gravity (mm)	542
Vehicle mass (kg)	1527
Roll moment of inertia ( $\text{kg} \cdot \text{m}^2$ )	606.1
Pitch moment of inertia ( $\text{kg} \cdot \text{m}^2$ )	2741.9
Yaw moment of inertia ( $\text{kg} \cdot \text{m}^2$ )	2741.9

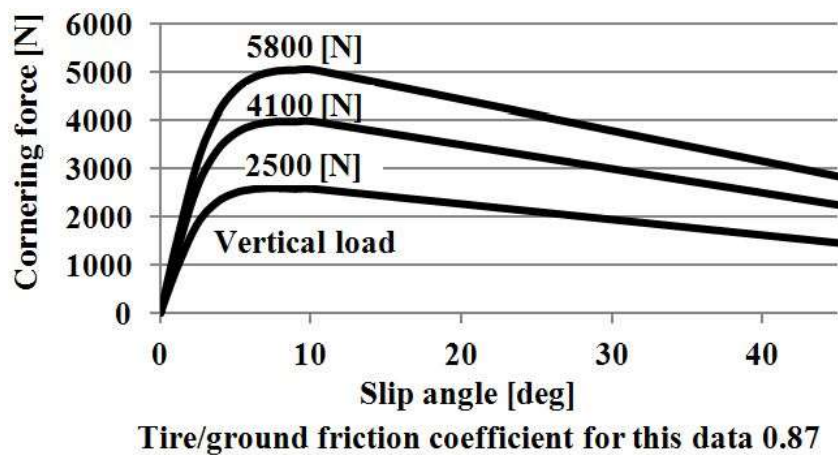


図 2-4 タイヤのコーナリングフォース特性

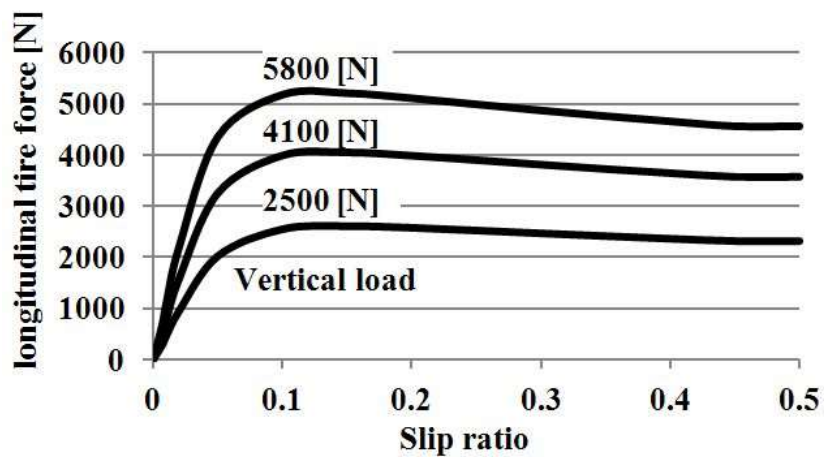


図 2-5 タイヤの前後力特性

## 2. 3 可変ステアリングギヤ制御

### 2. 3. 1 車体スリップ角に応じた可変ステアリングギヤシステム

グリップ領域においては、通常車両相当のステアリングギヤ比 15.0~18.0 が有効である。ドリフト領域では必要とされるカウンターステア舵角に達するまでに相当量の操舵を行うため、時間の遅れが発生すると考えられる。そこで、ステアリングギヤ比を小さくすることが有効であると仮説を立てた。本研究で用いる可変ステアリングギヤシステムは車体スリップ角を用いて、ステアリングギヤ比を可変制御するモデルとした。VGR1 は車体スリップ角からドリフト走行かグリップ走行かを判別する。車体スリップ角が 10 度（最大コーナリングフォース発生時車体スリップ角）を超えた場合ステアリングギヤ比を 18 から 6 にステップ上に変化させる。つまり、ドリフト走行であればステアリングギヤ比を変化させ、カウンターステアの遅れを軽減させる。VGR2 は車体スリップ角 5 度以上でステアリングギヤ比を線形的に変化させる。コーナリング限界付近ではコーナリングフォースが減少し、舵の効きが鈍くなる。ステアリングギヤ比を小さくすることで舵の効きを向上させる。車体スリップ角 10 度以上ではステアリングギヤ比は 6 を維持する。これによりコーナリング限界付近から、限界を超えたカウンターステア領域での操縦性安定性の向上が期待できる。図 2-6 に VGR1 と VGR2 の車体スリップに対するステアリングギヤ比変化特性を示す。

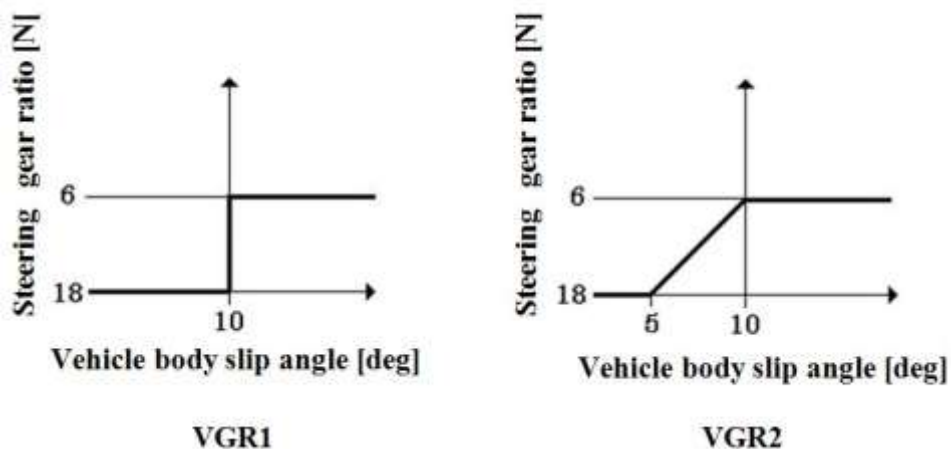


図 2-6 VGR1 と VGR2 の車体スリップに対するステアリングギヤ比変化特性



### 2.3.2 微分操舵アシスト制御

微分操舵アシスト (DSA) は式(2・1)に示すように操舵角入力にギヤ比を乗積した値と、操舵角を微分した値に微分操舵アシスト定数  $P_D$  を乗積した値の和を前輪実舵角に入力する方法を用いた。車体スリップ角が 10 度を越えた場合に微分操舵アシスト制御を加えることでカウンターステアの遅れを低減させる。この  $P_D$  の値を変化させることにより微分操舵アシストの効きに強弱をつけることができる。実際には2項のドライビングシミュレータ内にある Simulink のステアリングの部分に図 2-7 である微分操舵アシストの制御ブロックを構築した。

$$\delta_f = \delta_H / N + P_D \cdot \dot{\delta}_H \quad (2 \cdot 1)$$

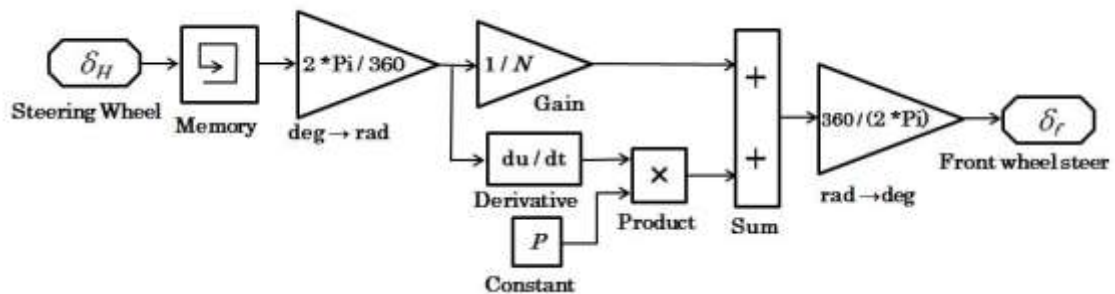


図 2-7 微分操舵アシストブロック線図

ドリフトコーナリング走行時の 2 輪近似モデルを用いた簡単なメカニズムを図 2-8 に示す。極低速時は点 O を旋回中心としてコーナリング走行を行う。後輪のスキッド (スリップ角の増加) に伴い、旋回中心が  $T_f$  方向、点 A に移動し、旋回半径が小さくなる。旋回半径が小さくなり、旋回中心が  $T_f$  となった場合には、後輪がグリップを失って、車両はスピンを起こしてしまう。その状況を回避、防止するためにドライバはカウンターステアをあてる。カウンターステアをあてる

ことで旋回中心を点 A から点 O' に動かすことが可能となる。しかしハンドル操作の遅れによって旋回中心のバランスが取れなくなるとスピンをしてしまう。ドライバはハンドル操作によってこのバランスを取りながらドリフト走行を行っている。この際には早いカウンターステアが必要となる。

DSA の効果は運転の不慣れなドライバがドリフト走行時のカウンターステアの遅れに対して、早くステアし、旋回中心の移動を俊敏に行う点にある。

以上のようにカウンターステア操作にも極めて有効となることがわかる。一方、問題点もあり、この方式の場合、円旋回中は、ハンドルを回し続けなければ、旋回が続けられないという問題点がある。これはステアリング角速度のみに応じて車両が旋回しているためであり、微分操舵のみではステアリングを切り続けることでしか車両は旋回せず、ドライバの負担になってしまう。しかし、走行シチュエーションに応じて微分操舵のアシストを付加するかどうかの判断をすることでこの問題は解決でき、走行シチュエーション別のアシストをすることで自動車の運動性能の更なる向上が予測される。

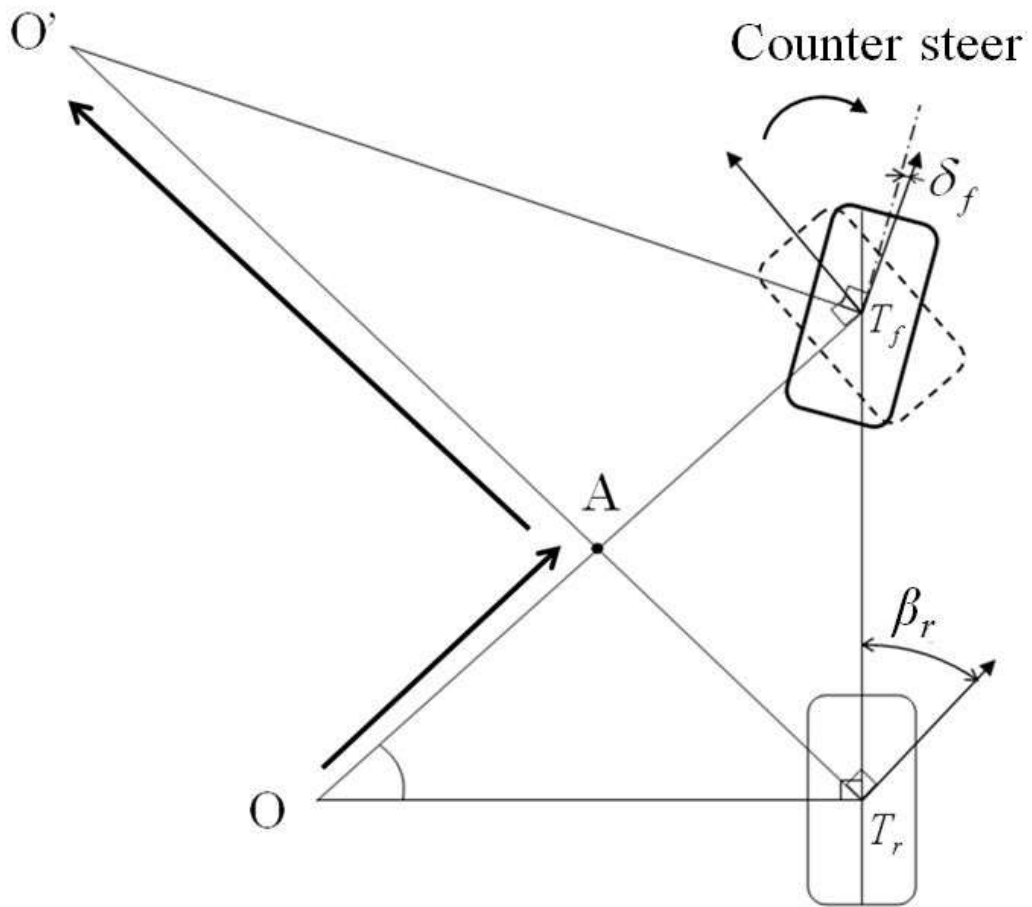


図 2-8 ドリフトコーナリング時の前後輪スリップ角に対する旋回中心の変化  
 ( $T_f$ :前輪中心、 $T_r$ :後輪中心、 $O$ :極低速時旋回中心、 $O'$ :カウンターステア時旋回中心、 $A$ :ドリフトコーナリング時旋回中心、 $\delta_f$ :前輪実舵角、 $\beta_r$ :後輪スリップ角)

### 2. 3. 3 実験方法

本研究では緊急回避を想定したダブルレーンチェンジコース及び、Jターンコースにて実験を行った。実験コースを図 2-9、図 2-10 に示す。ダブルレーンチェンジコースは最大通過車速 135km/h で直進走行からコースに進入しレーンから外れないように操舵する。J ターンコースでは車速 90 km/h とドリフト走行を伴うような高めの速度とした。車速は指定速度を維持するように設定した。被験者にはハンドルワークに集中し、目標コースを追従するように指示した。実験パターンは VGR1、VGR2、DSA+VGR2 (DSA 定数  $P_D=0.07$ )、制御無しである従来の FR 車と同じ Nothing の 4 パターンである (表 2-4)。実験はコース上を走り切ることができたら成功とし、コース上を著しく離脱するかもしくはスピンした場合は失敗として実験を行った。各実験パターンにつきランダムで 5 回ずつ走行実験を行った。実験の被験者を表 2-5 に示す。被験者は自動車の運転に比較的慣れたドライバとして被験者 A (Subject A)、免許は持っているがほとんど自動車を運転していない被験者 B (Subject B)、時々運転している被験者 C (Subject C) と被験者 D (Subject D) の合計 4 名で実験を行った。被験者にはドライビングシミュレータの操作に慣れてもらうため、実験前に 30 分間の練習走行を行ってもらった。

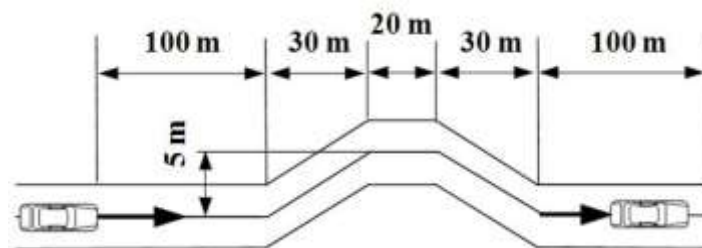


図 2-9 ダブルレーンチェンジコース

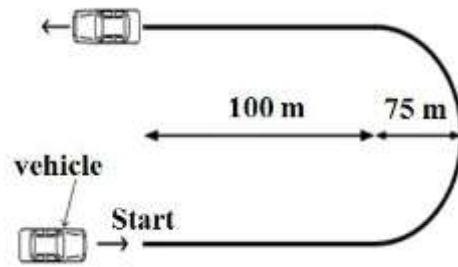


図 2-10 J ターンコース

表 2-4 実験パターン

Experiment No.	Assist pattern	Constant
1	DSA+VSR2	$P_D=0.07$ , $N=18 \rightarrow 6$
2	VGR2	$N=18 \rightarrow 6$
3	VGR1	$N=18 \rightarrow 6(\text{Step})$
4	None	0

表 2-5 実験の被験者

Subject	A	B	C	D
Driving experience	More than 6 years	More than 4 years	More than 5 years	More than 4 years
Driving frequency	Everyday	Rarely	Sometimes	Sometimes

#### 2. 3. 4 タブルレーンチェンジ実験の結果及び考察

図 2-11~図 2-15 に被験者 A の実験結果を示す(実験結果において他の被験者も同様の傾向があった)。図 2-11 に示す実験走行軌跡より DSA+VGR2 では走行軌跡がほぼコース内に収まっており、コース出口付近においても乱れは少なかった。VGR2 では少しコースより外れた位置を通ったが、最後はコースに戻ってきている。VGR1、Nothing ではシングルレーンチェンジを終えた 150m 付近からコースに追従できずコースアウトしている。

図 2-12 に示す車体スリップ角より、DSA+VGR2 が最もスリップ角が低下していることがわかる。スリップ角が最大 14 度と最も安定し、素早く収束している。次に、VGR2 ではスリップ角が最大 25 度と大きくなったが、ステアリングギヤ比を車体スリップ角 5 度から可変制御することでコーナリング限界付近での舵の効きが向上し、収束に向かった。VGR1 と Nothing では 3.5 秒付近からスリップ角が 10 度を超えドリフト領域に入りスピンしている。VGR1 はステアリングギヤ比を車体スリップ角 10 度で 6 に変化させることで一度姿勢を戻しているが、操舵感の急激な変化によりその後のドライバの操作に影響を与え最終的にスピンをしてしまった。Nothing では一度も姿勢を戻すことなくスピンをしている。

ヨーレイトを図 2-13 に示す。DSA+VGR2 と VGR2 では 40~60deg/s 以内に収まり、車体の挙動が安定している。VGR1、Nothing ではドリフト状態に入った 3.5 秒付近から大きく乱れており、ヨーレイトからもスピンをしたことがわかる。

ハンドル角を図 2-14 に示す。2 秒付近からそれぞれのパターンでハンドルを切っているが、VGR2 と DSA+VGR2 は操舵量が少なくレーンチェンジ出口での収束も早く安定している。これはドリフト領域については DSA の効果、グリップ~ドリフト領域に繋がる場所では VGR2 の効果によるものである。VGR1、Nothing ではハンドルの操作量が多く不安定となっている。

図 2-15 に実験の成功率を示す。成功率の結果をみると、全ての被験者において DSA+VGR2 が最も成功率が高い結果となった。次の VGR2 では DSA+VGR2 と比較して DSA の有り無しの効果が表れた結果となった。VGR1 は VGR2 より

成功率が下がったが、スリップ角が 5~10 度のコーナリング限界付近の舵の効きの違いが成功率に影響したといえる。Nothing のケースは全被験者の成功率が 0% となっており、全く走行できていない。

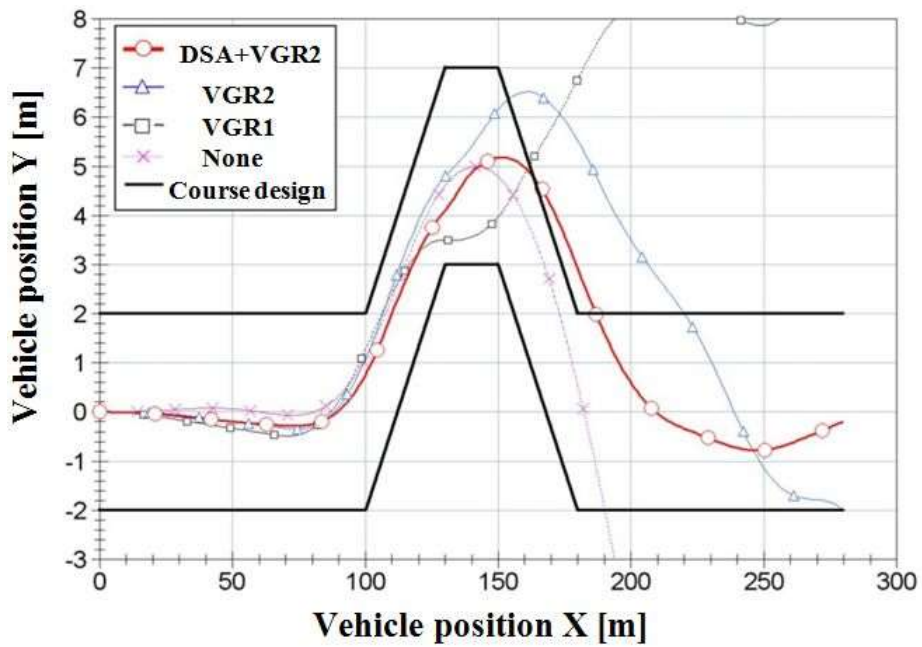


図 2-11 走行軌跡

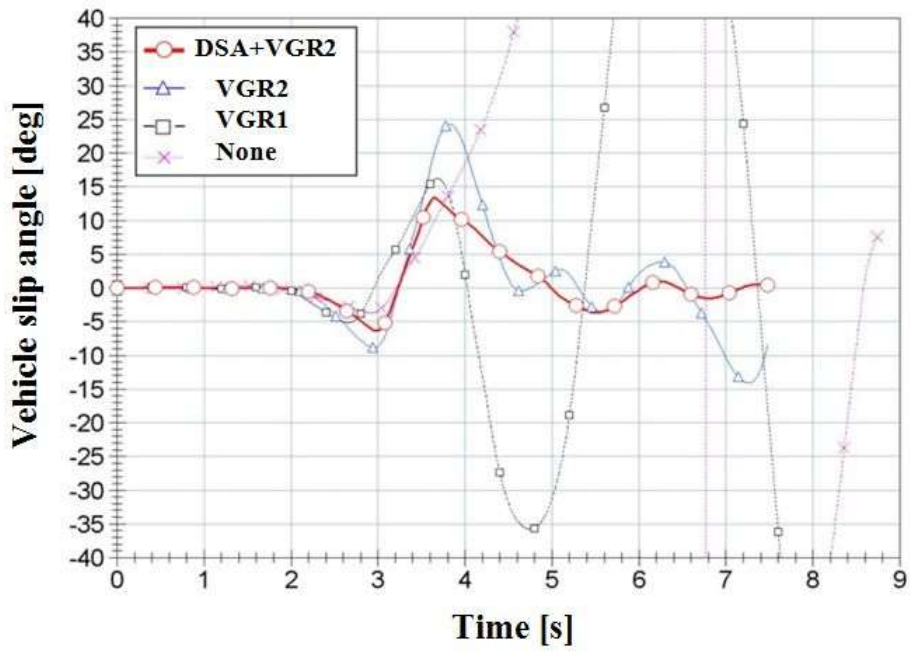


図 2-12 車体スリップ角

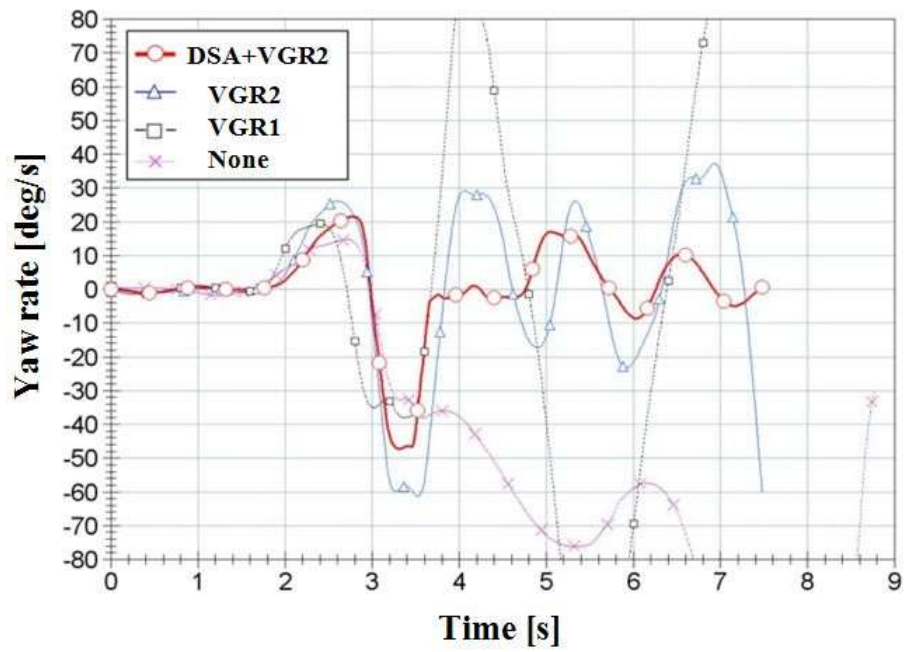


図 2-13 ヨーレイト



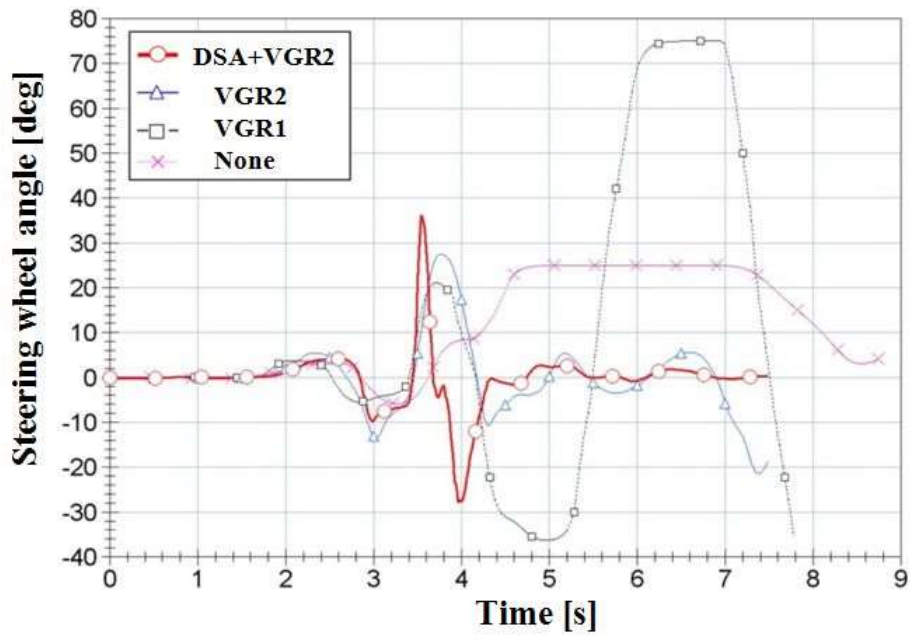


図 2-14 ハンドル角

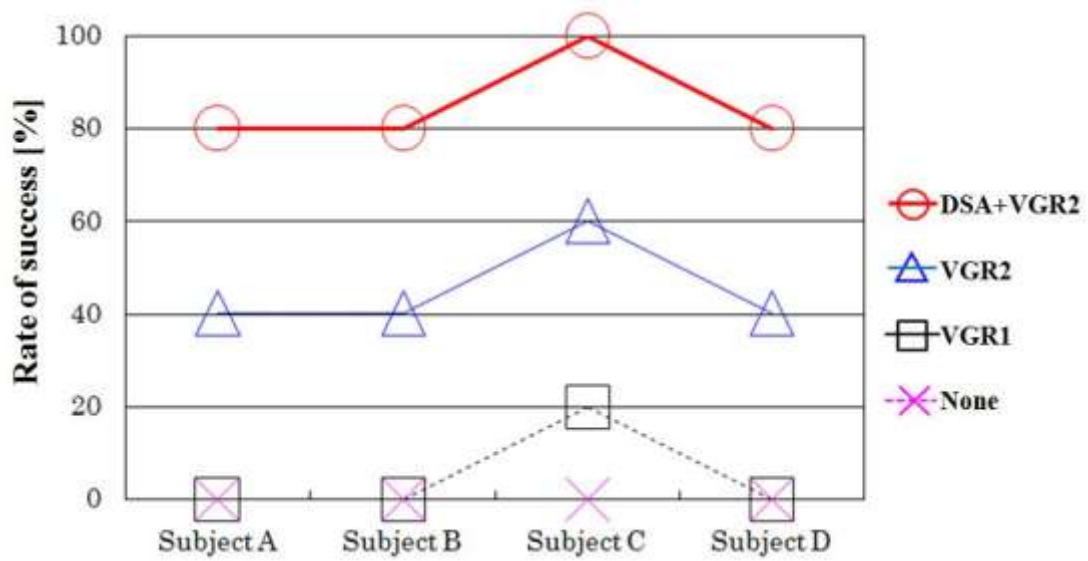


図 2-15 実験の成功率

### 2. 3. 5 J ターン実験の結果及び考察

図 2-16～図 2-19 に被験者 A の実験結果を示す(実験結果において他の被験者も同様の傾向があった)。図 2-16 に示す実験走行軌跡より DSA+VGR2 は最もコースに追従できている。VGR2 は J ターンコース出口付近において約 20m ふくらみがあるが、最後はコースに戻って来ている。VGR1 は J ターンコース出口付近において約 40 m ふくらんでしまい、コースに追従できていない。Nothing ではコースを走り切ることができずコースアウトしている。

図 2-17 に示す車体スリップ角より、コーナリング状態に入った 5 秒付近から各アシストパターンによって挙動の違いがでてきている。DSA+VGR2 ではドリフト領域に入ってからスリップ角変化が安定していて、収束も早くなっている。次に、VGR2 では最大値は DSA+VGR2 とほぼ変わりはないが、ドリフト状態の維持が難しくなった。しかし、ステアリングギヤ比を可変制御することで操舵の効きが良くなっていることから収束に向かうことができた。VGR1 ではステアリングギヤ比をスイッチすることで起こる操舵感の急激な変化により、スピンはしなかったが不安定で収束も遅くなった。Nothing では 8 秒付近から値が急激に増加し一度も姿勢を戻すことなくスピンをしている。

ヨーレイトを図 2-18 に示す。DSA+VGR2 では値の変化量が小さく車体が安定していることがわかる。VGR2 では値の変化量が大きくなったが 8 秒から収束に向かっているのがわかる。VGR1 は最後まで変化量が大きい。Nothing では 8 秒付近からスピンしているために大きく乱れている。

ハンドル角を図 2-19 に示す。制御を加えた 3 ケースでは、カウンターステアにより車体を制御していることがわかる。DSA+VGR2 は、DSA の効果によりドリフト領域に入ってから車体の細かい修正が可能となり、ハンドルを一番早く直線状態に戻すことができた。VGR2 と VGR1 は可変ステアリングギヤシステムによるドライバ操作の違いがでた。VGR2 では 9 秒付近でハンドル角が最大となり徐々に操作量が減った。VGR1 では最後まで操作量があまり変わらずに 16 秒付近でハンドル角が最大となっている。Nothing ではアシストがないためにハンドル入力に対する反応が鈍く、カウンターステアによる車体のコントロールができ

なかった。

図 2-20 に実験の成功率を示す。成功率の結果をみると、全ての被験者において DSA+VGR2 が最も成功率が高い結果となった。VGR2 のグリップ限界付近の舵の効き向上効果に加えて、コーナリング限界を超えた領域で DSA 制御をしたことで、相乗効果により、良い結果になった。その次は VGR2、VGR1、Nothing の順となった。

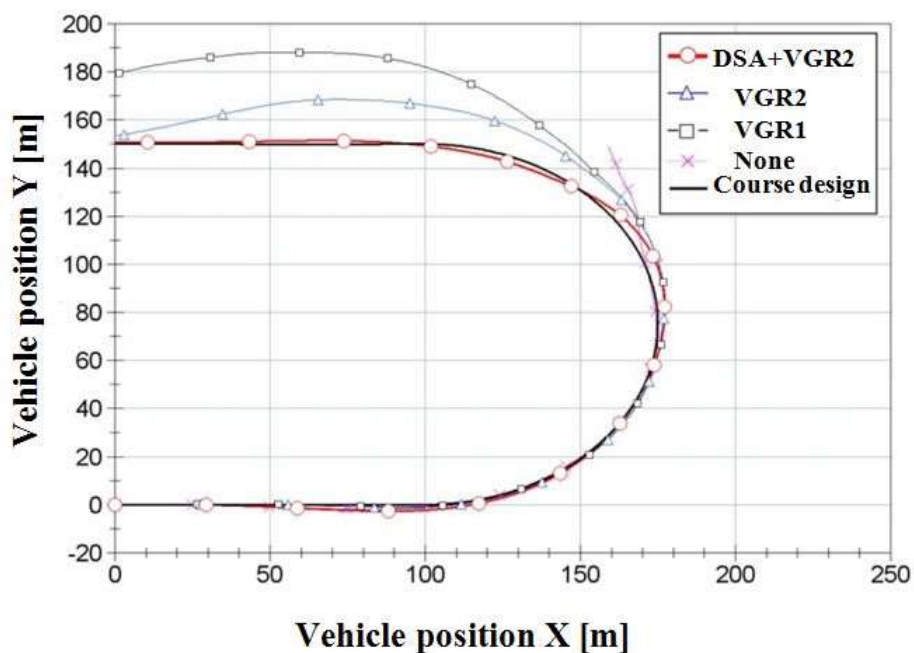


図 2-16 走行軌跡

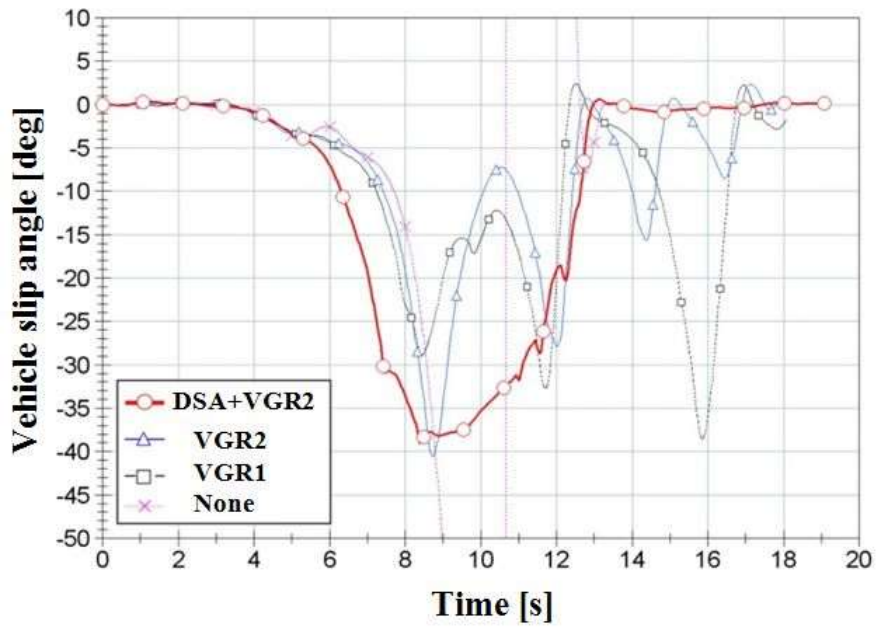


図 2-17 車体スリップ角

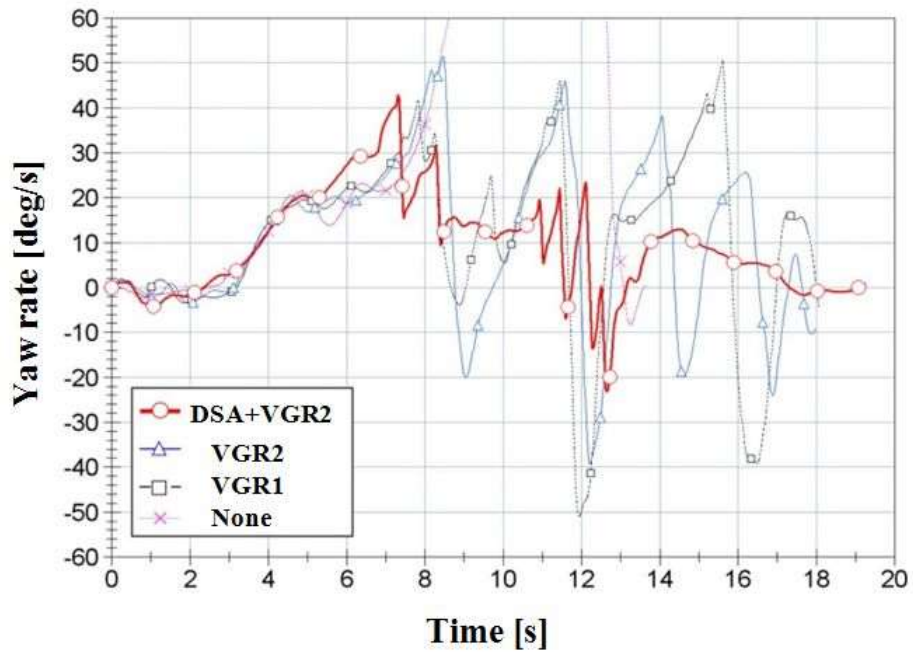


図 2-18 ヨーレイト

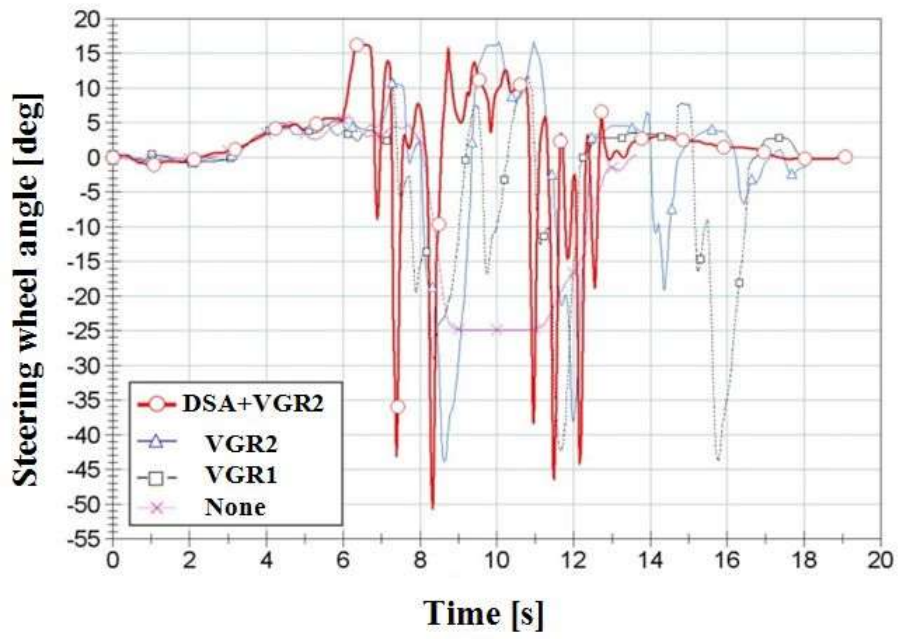


図 2-19 ハンドル角

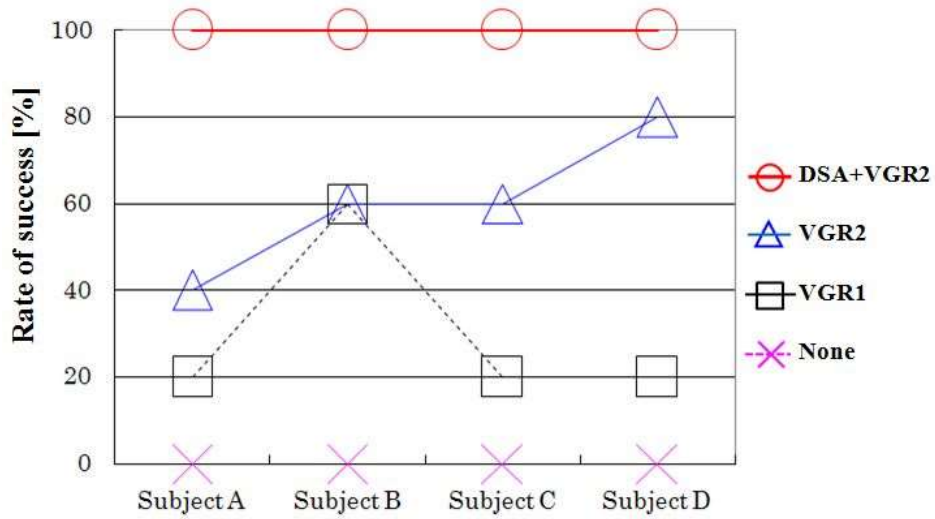


図 2-20 実験の成功率

## 2. 4 内外輪制駆動力制御

微分ハンドルと一般に呼称される、微分項を含んだ操舵系の研究は、平尾によって行われ、更に最適範囲についての研究が中谷等によって行われた。これらの研究により微分項を含んだ操舵系は通常走行領域ではヨーレイトと横加速度の応答を高められることが報告されている。しかし、前輪のコーナリングフォースが確保されている低横加速度領域では効果が得られるが、横加速度が大きい領域では前輪のコーナリングフォースが飽和状態になるため所望の効果は得られない。そこで操舵角速度に応じて舵角の位相を進めるのではなく、操舵角速度に応じて内外輪の駆動力バランスを変化させることで、タイヤに前後力発生余裕がある限り、所望のヨーモーメントが発生でき、横加速度の大きい領域でも舵の効きを改善できると考えた。

### 2. 4. 1 操舵角速度に応じた制御方式

操舵角速度に応じた内外輪制駆動力制御手法を式(2.2)に示す。内外輪初期駆動力  $T_0$  と、ドライバの操舵を微分した操舵角速度  $\dot{\delta}_H$  に駆動力定数  $P$  を乗じた 2 つを足した値を実際の四輪駆動力として出力する方式である。この  $P$  の値を変化させることにより、操舵角速度に応じた内外輪制駆動力制御の効きに強弱をつけることができる。ここで式(2.2)において、外輪に加える駆動力が+、内輪に加える駆動力が-である。本操舵方式により、緊急回避時に操舵角速度に比例して外輪駆動力が増加し、内輪駆動力が減少するため、旋回モーメントを得ることができ、舵の効きの向上が期待できる。またハンドルを止めると操舵角速度による駆動力アシストが無くなり、定常状態に安定化する。実際には 2 項のドライビングシミュレータ内にある Simulink に制御ブロックを構築して走行実験を行い、制御の効果について検討した。

$$T = T_0 \pm P \cdot \dot{\delta}_H \quad (2.2)$$

図 2-21 にダブルレーンチェンジコースを走行した際の時間変化に対する後輪の駆動力変化を示す。駆動力定数  $P=0.2$  と制御なしの  $P=0$  の場合、5.2 [sec] 付近で制御なしに比べ、外輪側で約 100%の駆動力増加、内輪側で約 100%の駆動力減少が確認できた。 $P=0.1$  の場合は 50%、 $P=0.05$  の場合は 25%の内外輪駆動力変化を行うことが可能である。

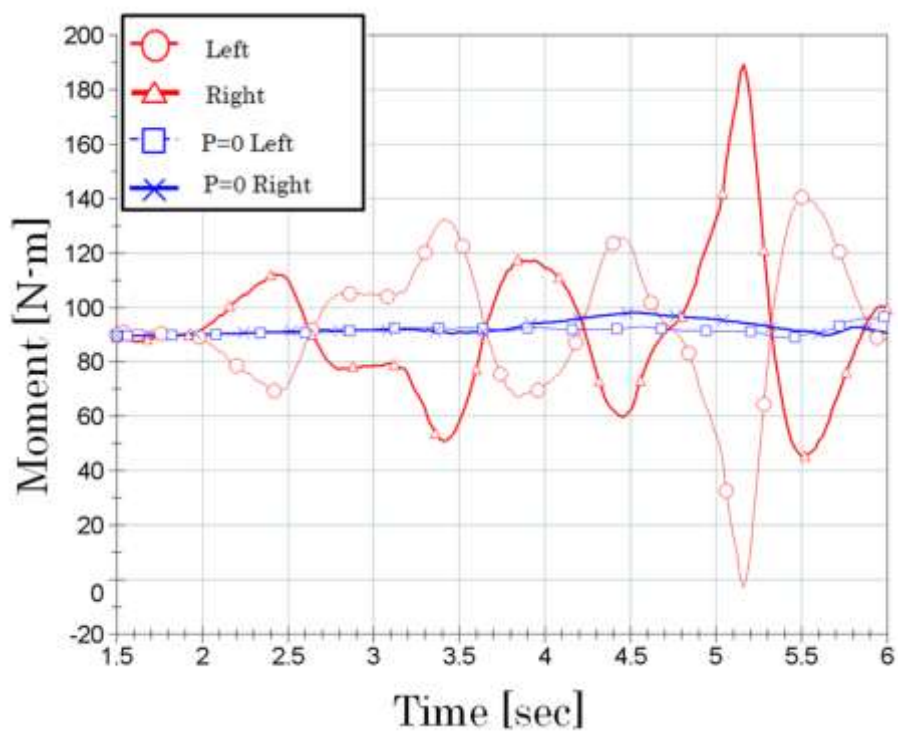


図 2-21 ダブルレーンチェンジ走行時の時間変化に対する内外輪駆動力変化

## 2. 4. 2 実験方法

本研究では、緊急回避を想定したダブルレーンチェンジコースにて実験を行い、車両運動特性について検討した。実験を行ったコースを図 2-22 に示す。パイロンの配置によってできたダブルレーンチェンジコースを、最大通過車速 120km/h で直進走行からコースに進入しレーンから外れないように操舵する。車両は指定速度域を維持するように設定した。被験者にはハンドルワークに集中し、目標コースを追従するよう指示した。実験の駆動力定数は、操舵角速度による内外輪制駆動力制御を行った  $P=0.05$ 、 $P=0.1$ 、 $P=0.2$  の 3 ケースと、制御無しである従来の 4WD 車と同じ  $P=0$  の計 4 ケースで実験を行った。実験はコース上を走りきることができたら成功とし、コース上を著しく逸脱するか、もしくはスピンした場合を失敗として実験を行った。各駆動力定数につきランダムで 5 回ずつ走行実験を行った。その後、車両の運転のしやすさについてフィーリング評価を 5 段階で行った。実験の被験者を表 2-6 に示す。被験者は自動車の運転に比較的慣れたドライバとして被験者 A (Subject A) と被験者 D (Subject D)、自動車運転免許を持っている、時々運転をしている被験者 C (Subject C)、自動車運転免許は持っているが、ほとんど自動車を運転していない被験者 B (Subject B) の合計 4 名で実験を行った。被験者にはドライビングシミュレータの操作に慣れてもらうため、実験前に 30 分の練習走行を行ってもらった。本実験には 4 輪駆動車を使用している。



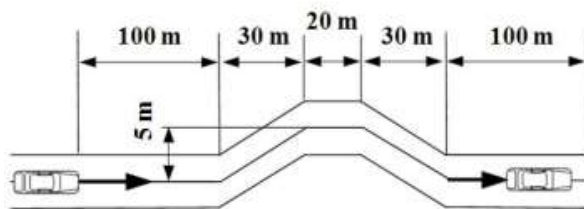


図 2-22 タブルレーンチェンジコース

表 2-6 実験の被験者

Subject	A	B	C	D
Driving experience	More than 3 years	More than 2 years	More than 3 years	More than 5 years
How often use a car	Everyday	Nothing	Sometimes	Everyday

### 2. 4. 3 タブルレーンチェンジ実験の結果及び考察

図 2-23 に被験者 D の実験結果を示す(実験結果において他の被験者も同様の傾向があった)。ダブルレーンチェンジ時の実験走行軌跡をみると、従来の車両  $P=0$  は 180m 付近でコースアウトしコースの外側に膨れて戻れなくなっているが、操舵角速度に応じた内外輪制駆動力制御を用いた車両は膨らむことなく収束しており安定した走行ができていることがわかった。 $P=0.1$ 、 $P=0.05$ 、 $P=0.2$  ではコースに追従できている。特に  $P=0.1$  はシングルレーンチェンジを終えた 150m 付近でふくらみが少なく、コース出口付近においても乱れは少なかった。最も安定した軌跡となっている。その次に  $P=0.05$ 、 $P=0.2$  の順でコースの追従性が良いことがわかる。本操舵方式を用いることで、レーンチェンジ出口で車両が大きく膨らむのを防ぎ、滑らかに走り切ることが可能となった。

車体スリップ角の実験結果より、本操舵方式制御を行ったときはスリップ角が低下していることがわかる。2.5 秒付近からそれぞれのパターンでハンドルを切っているが、内外輪制駆動力制御を行うことで操舵初期における横滑りが抑えられている。ダブルレーンチェンジ走行時に  $P=0.1$  は制御の効果により、車両の横滑りが  $\pm 7.8 \text{ deg}$  に収まっており、収束も早く安定した走行をしているといえる。 $P=0.2$  も  $\pm 8.5 \text{ deg}$  に収まっている。 $P=0.1$  と  $P=0.2$  はグリップ走行が可能であったが、 $P=0.05$ 、 $P=0$  では車体スリップ角が 10 度を越えドリフト領域での走行を行っている。 $P=0.05$  はスリップ角が最大で約 11 deg まで増加しているが、その後は収束している。 $P=0$  は 4.2 秒付近でスリップ角が 10 度を越えドリフト領域に入り、最大値が約 13 度と最も大きくなっている。 $P=0$  から  $P=0.1$  にかけてダブルレーンチェンジ時における車体スリップ角を約 64%減少させることができた。

ヨーレイトの実験結果より、4.5 秒付近で制御を加えていない  $P=0$  ではヨーレイトの立ち上がりが遅く、5.6 秒付近で最大値が大きくなっているが、制御を加えた場合はヨーレイトの立ち上がりが速く最大値も小さくなっている。特に  $P=0.1$  は最も応答性が向上している。

ハンドル角の実験結果より、内外輪制駆動力制御により、 $P=0.1$  が最も少ない

操舵量で走行しており、細かい修正舵による修正もできている。最も安定していることがわかる。5 秒付近では駆動力のアシストが大きい  $P=0.1$ 、 $P=0.2$  は素早く操舵しており、収束し操舵量は少ない。制駆動力制御によるアシストの少ない  $P=0.05$ 、 $P=0$  は操舵量が多くなってしまっている。

走行実験後に 5 段階でフィーリング評価を行い、平均値と標準偏差を用い定量的解析を行った。フィーリング評価の結果、 $P=0.1$ 、 $P=0.2$ 、 $P=0.05$ 、 $P=0$  の順に良い評価となっている。 $P=0.1$ 、 $P=0.2$  においてはグリップ走行をしていたため評価が高くなった。 $P=0.05$  ではドリフト領域で走行する被験者もあり評価が下がった。 $P=0$  は全被験者がドリフト領域で走行、もしくはコースアウトしていたため評価が最低となった。 $P=0.1$  は、 $P=0.2$  に比べ車体スリップ角の収束が早く安定していたので各被験者の評価が最も良かった。

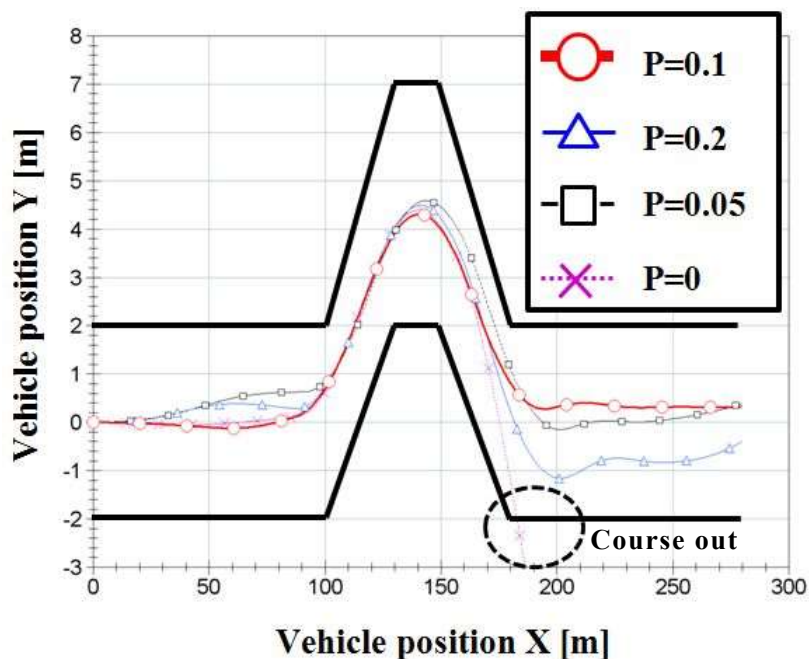


図 2-23 走行軌跡

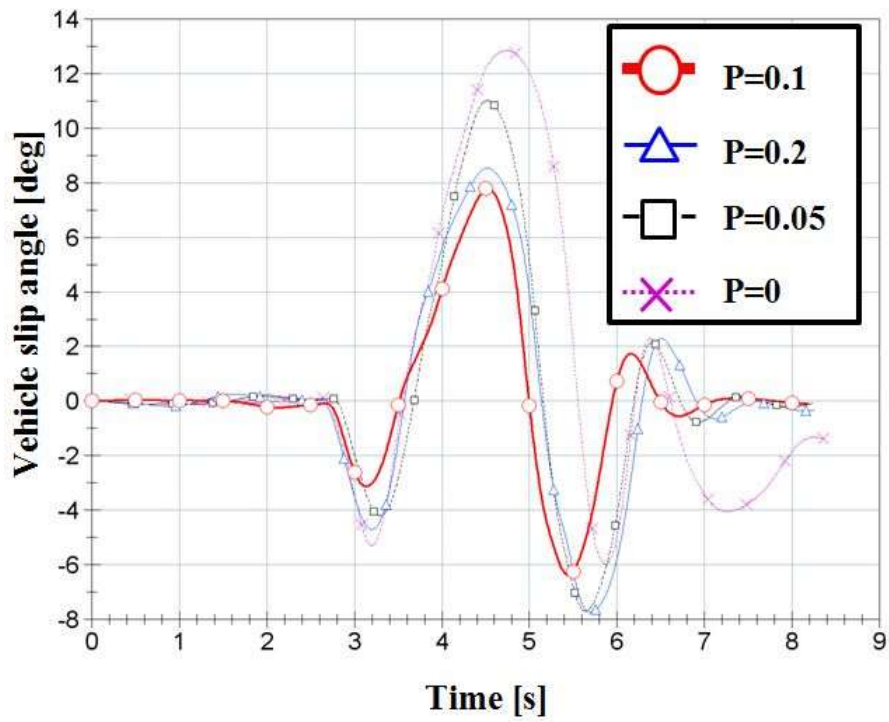


図 2-24 車体スリップ角

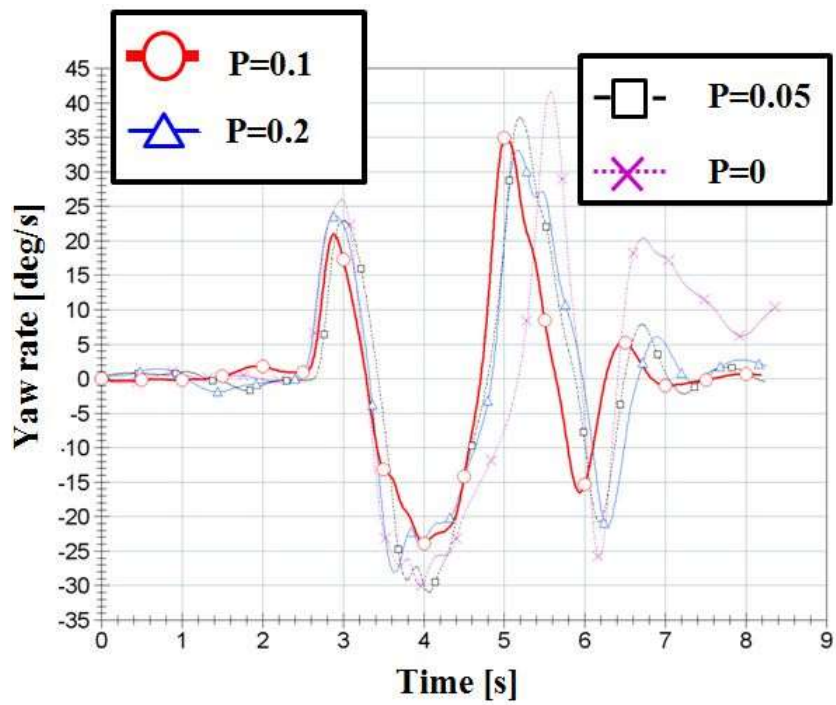


図 2-25 ヨーレイト

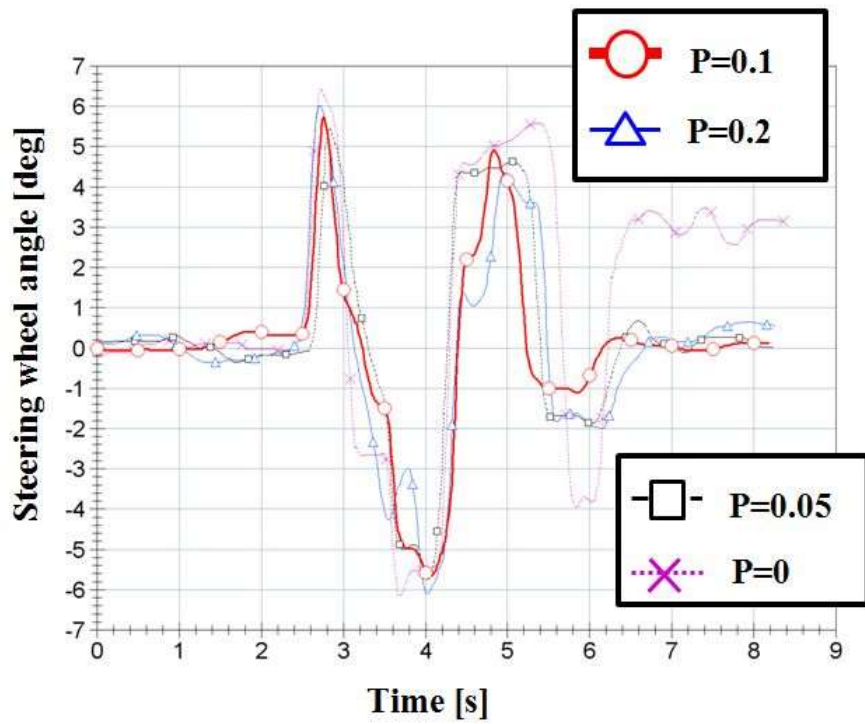


図 2-26 ハンドル角

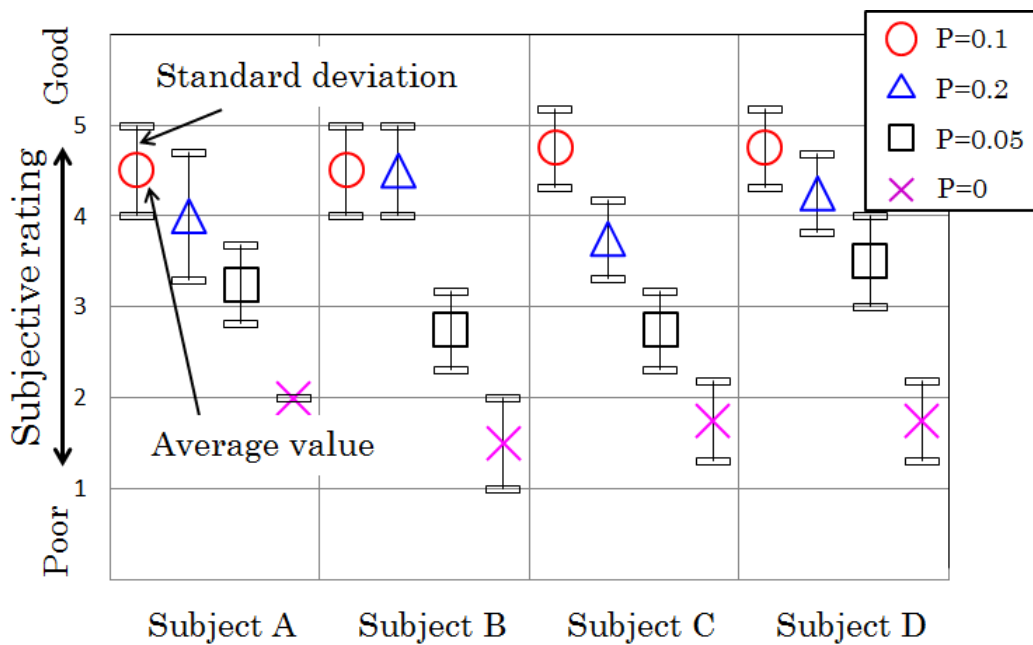


図 2-27 フィーリング評価

## 2. 5 結言

本研究では、コーナリング限界領域から限界を超えたカウンターステア領域につながるコーナリング時の操縦性安定性向上を目的として、車体スリップ角フィードバックによる可変ステアリングギヤシステムについて検討した。

その結果、緊急回避を想定したダブルレーンチェンジ及びドリフト走行時間の長いJターンコースとも、ステアリングギヤ比を車体スリップ角5度から線形的に可変制御することで、コーナリング限界領域から限界を超えたカウンターステア領域につながるコーナリングにおいて、舵の効きが向上し操縦性安定性が向上する。さらに、素早いカウンターステアによるドリフトコントロール性が向上することがわかった。また、本システムと微分操舵アシストを組み合わせることで、相乗効果があることがわかり、ドリフト領域に入った時の車両の挙動を制御しやすくなる。本システムによりドライバの緊急回避能力を向上させることができる。

また、緊急回避を想定した際の操縦性安定性向上を目的として、操舵角速度に応じた内外輪制駆動力制御の効果について、その有効性の検討を行った。その結果、グリップ限界領域内において操舵角速度に応じて内外輪の駆動力バランスを変化させることで緊急回避性能が向上する。ダブルレーンチェンジ走行を必要とするような緊急回避時に効果が大きい。また操舵角速度を用いることでヨーモーメントが速く発生し操舵の効きを良くすることができる。

## 第3章 キャンバ角制御の効果解析

### 3.1 緒言

車両の運動性能向上技術は、4輪操舵（4WS）が提案されて以来、ステアリング、ブレーキ、駆動、サスペンションというシャーシ部位を制御して左右、前後、上下方向の運動性能を高める目的で発展し、様々な制御アルゴリズムが提案されてきた。4WSは制御系の数学モデルが比較的簡単に記述できるので、先端制御則を適用する格好の制御対象として多くの研究者に取り上げられ、様々な制御のアルゴリズムが提案されてきた。操舵によるタイヤスリップ角の制御は低い横加速度の運動状態では極めて有効であるものの、旋回横加速度が高くなってタイヤの横滑り角が大きくなってくるとタイヤ横力が飽和し効果が減少する。

このような、4WSの弱点を補うシステムとして、芝端らにより左右のタイヤの制動力・駆動力差を用いて車両の運動特性をヨーモーメント制御によって向上させる手法が示され実用化されている。これにより旋回横加速度の限界付近における加速・減速時の挙動変化を低減させることができるようになった。この手法はタイヤの制動力・駆動力差を用いて、車両のヨーモーメントを直接制御するので、加減速や旋回状態にかかわらず、タイヤに前後力発生余裕がある限り、所望のヨーモーメントが発生でき、限界領域においても操縦性安定性の向上が期待できる。

限界走行状態での車両の運動性能を最大限向上させるにはタイヤの横力と前後力を十分に有効活用することが必要であるが、完全スキッド限界ではいくら制駆動力をかけてもタイヤの前後力に余裕が残っておらず、性能向上効果が少なくなる。そこで我々はタイヤのキャンバ角を制御すれば限界横加速度とヨーモーメントの2つをコントロールすることができ、内外輪制駆動力制御以上の効果が期待できると考えた。本研究ではモーメント法<sup>(79-81)</sup>を用いて限界領域でのキャンバ角制御の効果度合いを解析し、完全スキッド限界でもキャンバ角を制御することで運動性能が向上することを明らかにしたので報告する。

### 3. 2 大キャンバ角のコーナリング特性

タイヤは車両の状況に応じてキャンバ角がついた状態で転がっていく。キャンバ角がつくとタイヤの内側と外側の接地半径の違いなどからキャンバスラストといわれる横力が発生する。

キャンバ角の取り扱いについてはキャンバスラスト力に関しては比較的多くの文献があるが、実走行時の接地面の形状や圧力分布などのタイヤ接地特性について実験を行った文献は少ない<sup>(58)</sup>。

スリップ角違いによるキャンバ角に対する横力特性を図 3-1 に示す。

図 3-1 より垂直荷重が小さい場合でも大きい場合でも、タイヤのスリップ角の大きいコーナリング限界領域において、タイヤのキャンバ角をネガティブキャンバ角方向に傾けることで、横力の最大値が増加している。コーナリング限界領域でキャンバ角を大きく制御することで、コーナリング限界性能を向上させることができる。



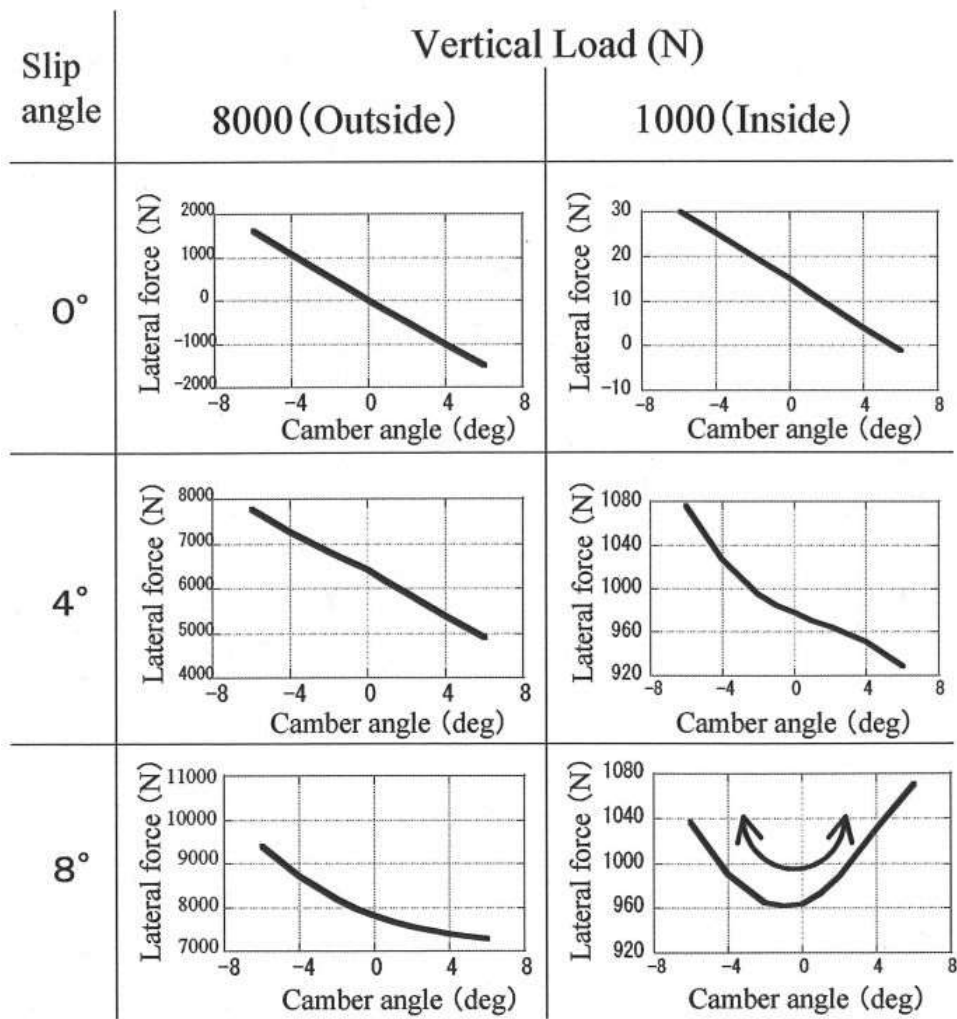
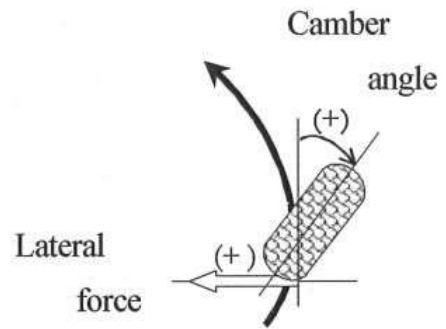


Fig.13 Tire characteristics ( Lateral force vs. Camber angle)

図 3-1 大キャンバ角のコーナリング特性

### 3. 3 モーメント法を用いた運動性能解析

#### 3. 3. 1 非線形領域の運動特性

車両運動性能分野では 4WS が提案されて以来、従来の運動性能の理論による研究開発から、先端制御理論を応用したものへ発展してきた。しかし、制御理論が適用できる範囲はタイヤのコーナリングフォース特性が線形となる領域である。またタイヤの線形領域ではスタビリティファクターやヨー共振周波数などにより運動特性を表現できる。

しかし、旋回横加速度が増加するにつれて旋回半径の変化が大きくなり、強い非線形特性を持つ。線形システムの安定性は入力や初期値がどのように大きくてもシステムの安定性が変化することはない。これに対して、非線形システムの安定性は入力や初期値の大きさによって、大きく変化してしまうため、安定性をシステムに固有の性質として理解することができない。

図 3-2 は、非線形タイヤ特性を有する車両モデルにおいて、滑りやすい条件での直進状態からのステップ舵角入力に対するヨーレート応答例を示している。舵角 1 度では時間とともにヨーレートが一定値に収束し安定な定常円旋回に達している。舵角を 2 倍の 2 度にすると、線形モデルではヨーレート応答も 2 倍になるはずであるが、非線形モデルでは重ね合わせの原理が成り立たないため、応答は 2 倍にならない。さらに、舵角を増やして 4 度にすると、後輪がスキッドし、ドリフト状態となり、ヨーレートの応答が発散し不安定になることがわかる。このように非線形システムの安定性は入力の大きさに依存する。

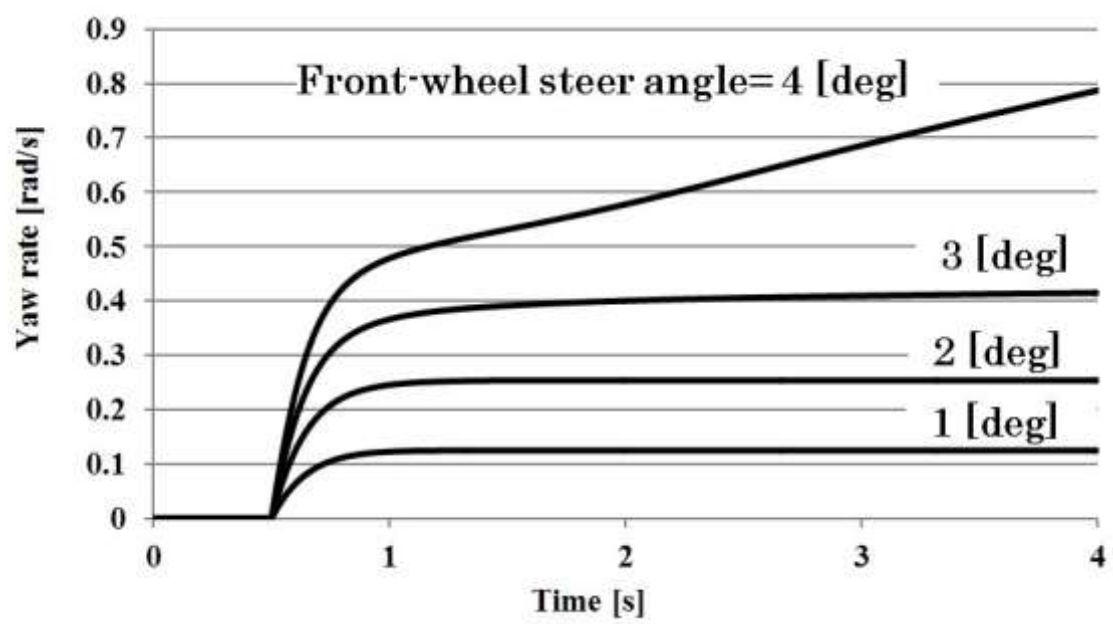


図 3-2 舵角の変化に対するステップ応答（非線形車両モデル）

### 3. 3. 2 非線形領域における運動性能解析法

タイヤ特性が非線形となる領域の運動性能解析法として、位相面解析法<sup>(82-86)</sup>、エネルギー位相面法<sup>(87)</sup>、ハンドリングダイアグラム法<sup>(88,89)</sup>、モーメント法、 $\beta$ メソッド<sup>(90)</sup>などが提案されている。

位相面解析法は、非線形車両モデルの過渡応答を位相面で表現し、車両運動特性を解析する手法である。横滑り角  $\beta$  とヨーレート  $r$  の  $\beta$ - $r$  位相面、前輪横滑り角  $\beta_1$  と後輪横滑り角  $\beta_2$  の  $\beta_1$ - $\beta_2$  位相面、横滑り角とその微分値による  $\beta$ - $\dot{\beta}$  位相面などが提案されている。エネルギー位相面法は、車両の並進運動に関する運動エネルギーと回転運動に関する運動エネルギーを座標にとり、入力に対する過渡応答をこのエネルギー位相面上で評価する。

ハンドリングダイアグラム法は、定常状態での横加速度と前後輪横滑り角の差  $\beta_1 - \beta_2$  との関係を図に表し、これと速度・旋回半径・横加速度との関係を組み合わせ、種々の定常円旋回状態の特性を1枚のグラフで表現するものである。

本研究では非線形領域の車両特性の評価にモーメント法を用いた。

#### モーメント法

タイヤ特性が非線形となる領域では線形領域と同様に車両の運動方程式を解析的に解くことはできない。

図 3-3 に車両重心点の横運動とヨー運動を拘束して、直進走行をさせた車両を上から見た図を示す。重心点拘束状態での重心点横滑り角を  $\beta$ 、この拘束条件における前輪の操舵角を  $\delta^*$  とする。前輪の横滑り角  $\beta_1$ 、後輪の横滑り角  $\beta_2$  と、この  $\beta$  と  $\delta^*$  との関係は下式のようにになる。

$$\beta_1 = \delta^* + \beta \quad (3.1)$$

$$\beta_2 = \beta \quad (3.2)$$

車両の全ての運動状態は  $\beta_1$  と  $\beta_2$  の組み合わせで表現できる。これにより図 3-3 の拘束条件における  $\beta$  と  $\delta^*$  とをパラメータとして車体に働く力とモーメントを調

べることにより車両の運動特性全体が表現できる。図 3-3 の  $\beta$  は実走行時の後輪の横滑り角に、 $\delta^*$  は前輪と後輪の横滑り角の「差」に対応する。

図 3-3 の拘束条件において、前輪舵角  $\delta^*=0$  の時の、車体の横滑り角  $\beta$  に対するサイドフォース特性は図 3-4 になる。これらにより式 3-3 の車体に作用する 4 輪のサイドフォースの合計値  $F$  は図 3-5、式 3-4 の復元モーメント  $M$  の値は図 3-6 となる。

車両の運動状態は式 (3-1)、式 (3-2) で与えられる前後横すべり角  $\beta_1$ 、 $\beta_2$  の組み合わせで全て表現できることから、モーメント法により線形、非線形、定常、過渡を含む全領域での車両運動特性を表すことができる。

$$F = F_f + F_r \quad (3-3)$$

$$M = -a \cdot F_f + b \cdot F_r + (T_{SA,1} + T_{SA,2} + T_{SA,3} + T_{SA,4}) \quad (3-4)$$

図 3-6 において原点における曲線の傾き  $\Delta M$  は線形領域におけるスタティックマージンに対応する。従って図 3-6 の曲線の傾きが右上がりであれば車両がアンダーステアであることを示しており、これが右下がりであれば車両がオーバーステアであることを示す。

この特性を横加速度に対して記述すると図 3-7 のようになる。

ヨーモーメント線図は、フルビークルシミュレーション等により微分方程式を解くことなく、力とモーメントの釣り合い関係から算出することもできる。

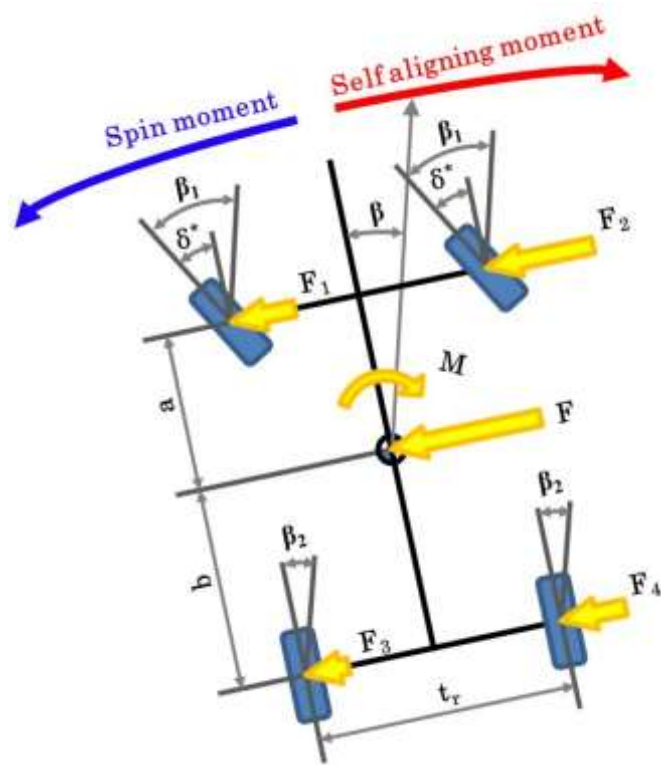


図 3-3 重心点拘束モデル

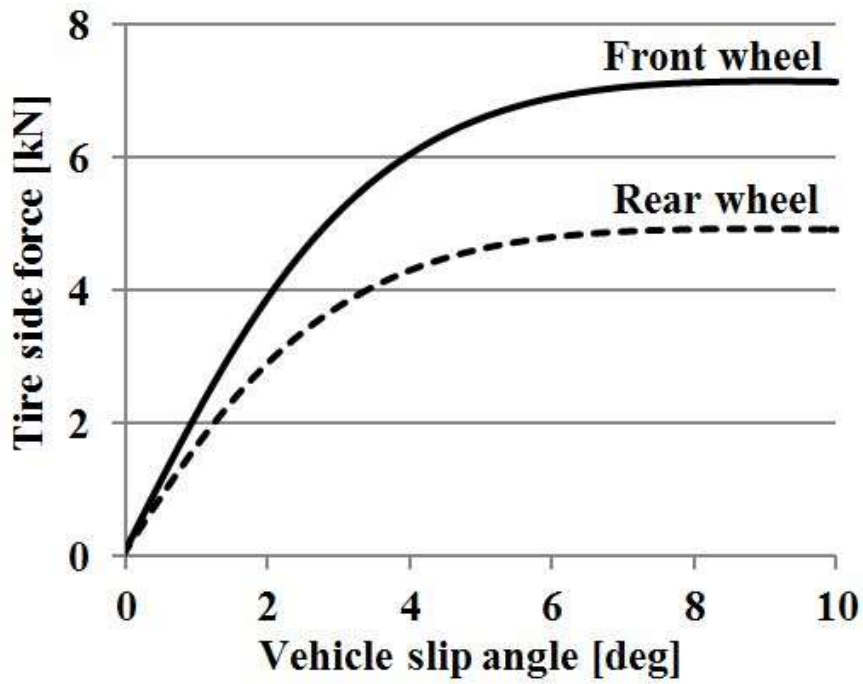


図 3-4 前後輪コーナリング特性

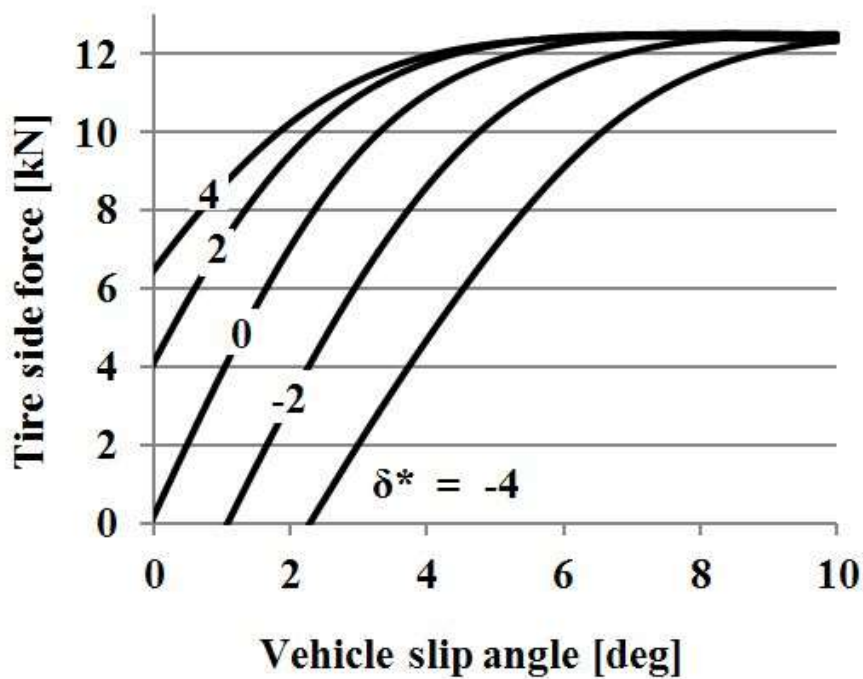


図 3-5  $\beta$ -サイドフォース線図

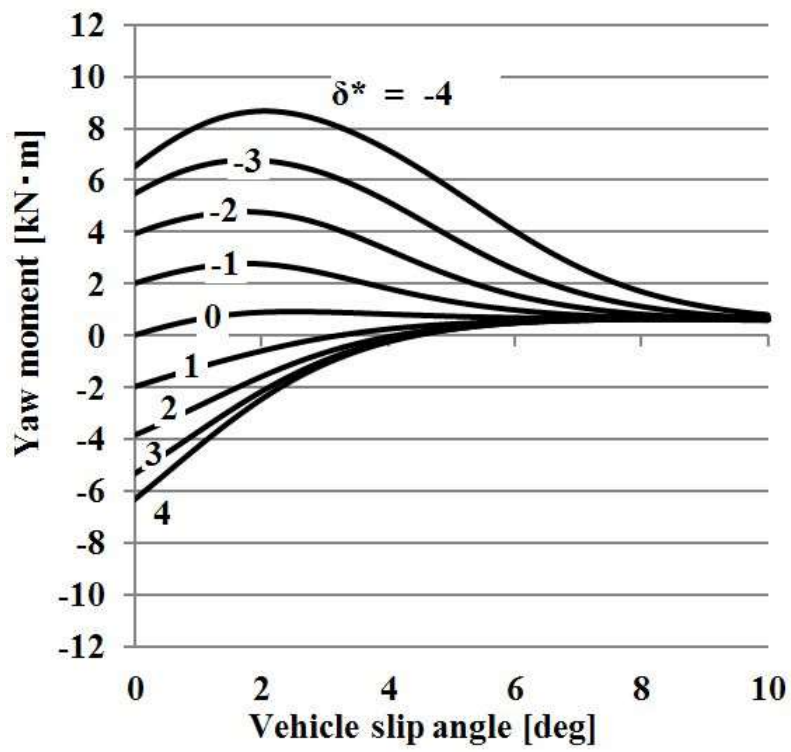


図 3-6  $\beta$ -ヨーモーメント線図

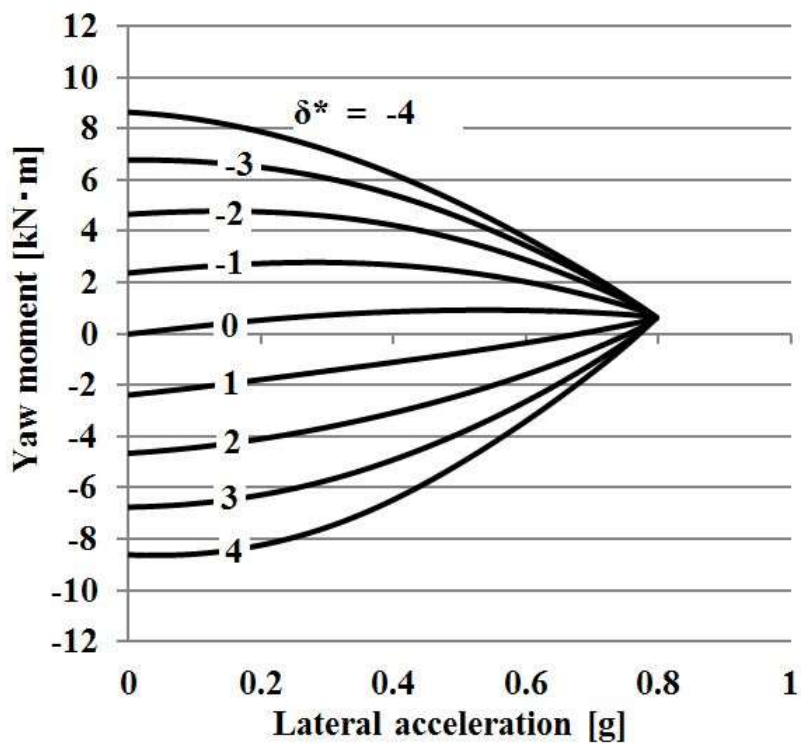


図 3-7  $Y_G$ -ヨーモーメント線図



### 荷重移動解析モデル

次に、安部<sup>(91)</sup>による準定常状態の考え方を採用し、加速・減速時におけるキャンバ角制御の効果を解析する。図 3-8 に荷重移動の解析モデルを示す。旋回中に加減速を行った時の 4 輪の荷重は式(3・30)~(3・33)により表される。(ここでロール角・ピッチ角の sin 成分により生じる重心点の前後・横移動量は無視している。) 内外輪の横加速度に対する荷重移動特性を図 3-9 に示す。

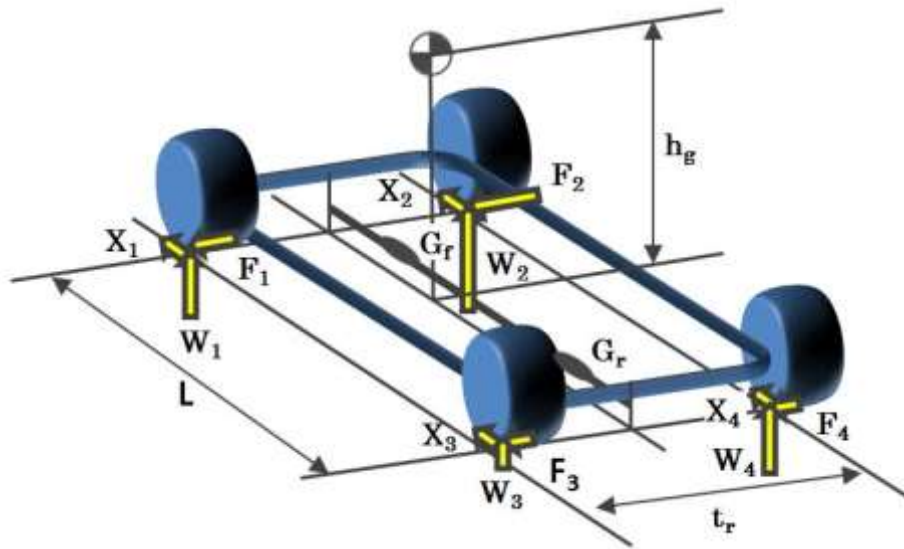


図 3-8 荷重移動解析モデル

$$W_1 = \frac{W_f}{2} - K_f \cdot Y_G - K_h \cdot X_G \quad (3 \cdot 30)$$

$$W_2 = \frac{W_f}{2} + K_f \cdot Y_G - K_h \cdot X_G \quad (3 \cdot 31)$$

$$W_3 = \frac{W_r}{2} - K_r \cdot Y_G + K_h \cdot X_G \quad (3 \cdot 32)$$

$$W_4 = \frac{W_r}{2} + K_r \cdot Y_G + K_h \cdot X_G \quad (3 \cdot 33)$$

$$K_f = \frac{G_f^* \cdot h_g^* \cdot W + h_f \cdot W_f}{t_f} \quad (3.34)$$

$$K_r = \frac{G_r^* \cdot h_g^* \cdot W + h_r \cdot W_r}{t_r} \quad (3.35)$$

$$K_h = \frac{1}{2} \frac{h_g}{l} W \quad (3.36)$$

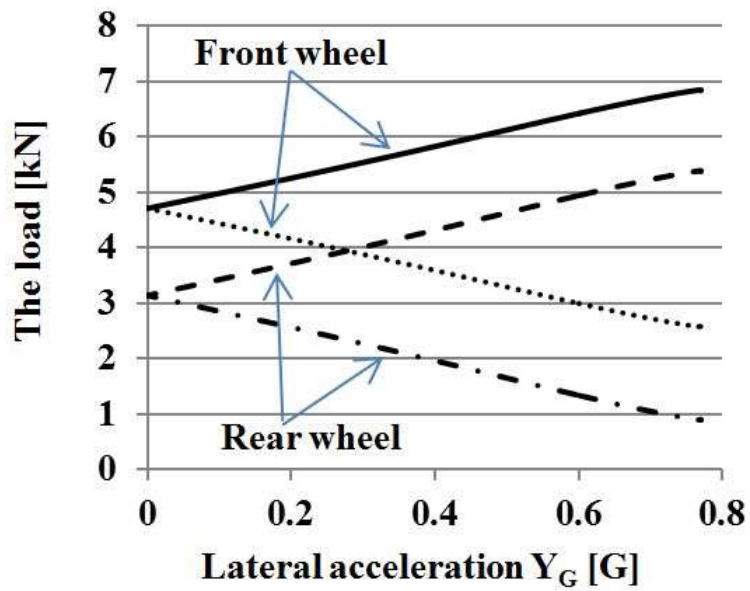


図 3-9 横加速度による内外輪の荷重移動

### 3. 3. 3 タイヤモデル (Magic Formula) について

本シミュレーションでは、Magic Formula タイヤモデル<sup>(92,93)</sup>を用いている。ここでは、本研究で用いた Magic Formula 1989 年版を紹介する。

#### 初期の Magic Formula

制駆動力、横力、セルフアライニングトルク特性の Pure Slip 状態 (転動状態のタイヤに横滑り角をつけた状態、または直進状態のタイヤに制駆動力を加えて転動している状態) の基本的な形を表すと、図 3-10 のようになる。この3つのタイヤ非線形特性は sin 関数で表現できる。

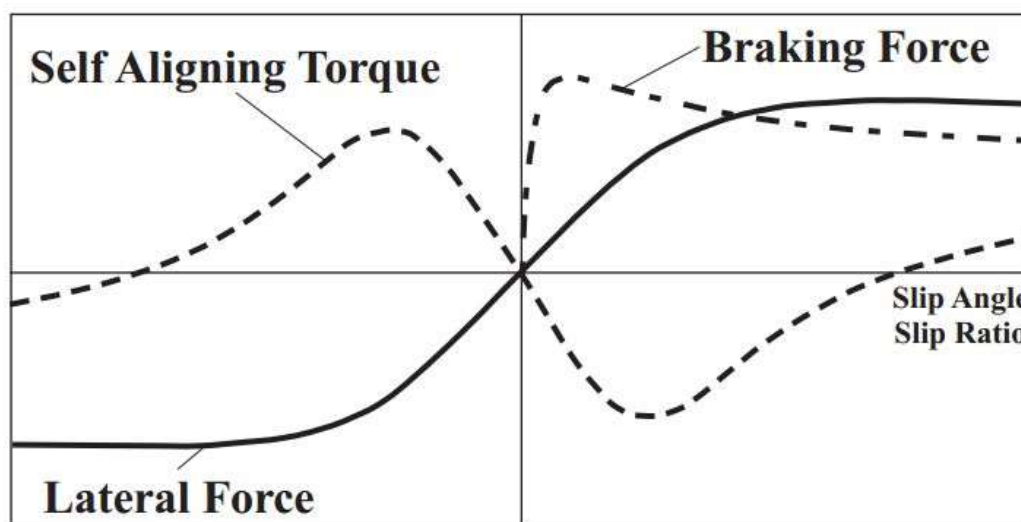


図 3-10 横力、制駆動力、セルフアライニングトルクの定常状態のタイヤ特性

$$y = D \sin(Bx) \quad (3.5)$$

この時の  $y$  は横力、制駆動力、セルフアライニングトルクで、 $x$  はスリップ角またはスリップ率である。しかし (3.5) 式において、 $x$  の値が大きくなったときのタイヤ非線形特性を表すことができない。式 (3.5) が  $x$  の値が大きいときのタイヤ特性を表現するためには、 $x$  方向を引き延ばしていけばよい。そこで、

式(3・5)を。

$$y = D \sin[C \arctan(Bx)] \quad (3 \cdot 6)$$

と置き換えることで、 $x$  の値が大きいときのタイヤ特性を表現できるようになる。これが Magic Formula の基本となる考え方である。

式(3・6)において、パラメータ  $D$  はタイヤ特性の最大値を示し、原点付近の勾配は  $B \cdot C \cdot D$  で表される。パラメータ  $C$  はこのカーブの形を決める係数となっている。 $x$  に無限大の値を代入することで、式(3・6)は

$$y_{\infty} = \lim_{x \rightarrow \infty} y = D \sin\left[\frac{\pi}{2} C\right] \quad (3 \cdot 7)$$

となり、例えば  $C=2$  とすると、

$$y_{\infty} = 0 \quad (3 \cdot 8)$$

となる。このパラメータ  $C$  を特性に応じて適切な値として選ぶことで横力、制駆動力、セルフアライニングトルクの基本となる特性を表現する。

さらに、ピーク付近の曲線の曲率を変化させるために、新たに  $\Phi = (1-E)x + (E/B) \arctan(Bx)$  という変数を式(3・6)に代入する。すると、式(3・6)は

$$y = D \sin[C \arctan\{Bx - E(Bx - \arctan(Bx))\}] \quad (3 \cdot 9)$$

となる。

加えて、タイヤ発生力において、プライステアや転がり抵抗力の影響で  $x$  座標あるいは  $y$  座標が原点からオフセットすることから、更にこれらを考慮して式を立てると

$$y(x) = D \sin[C \arctan\{Bx - E(Bx - \arctan(Bx))\}] \quad (3 \cdot 10)$$

$$\text{但し} \quad Y(X) = y(x) + S_v \quad x = X + S_h \quad (3 \cdot 11)$$

となる。得られた Magic Formula の係数の意味を図に示すと図 3-11 に示す。

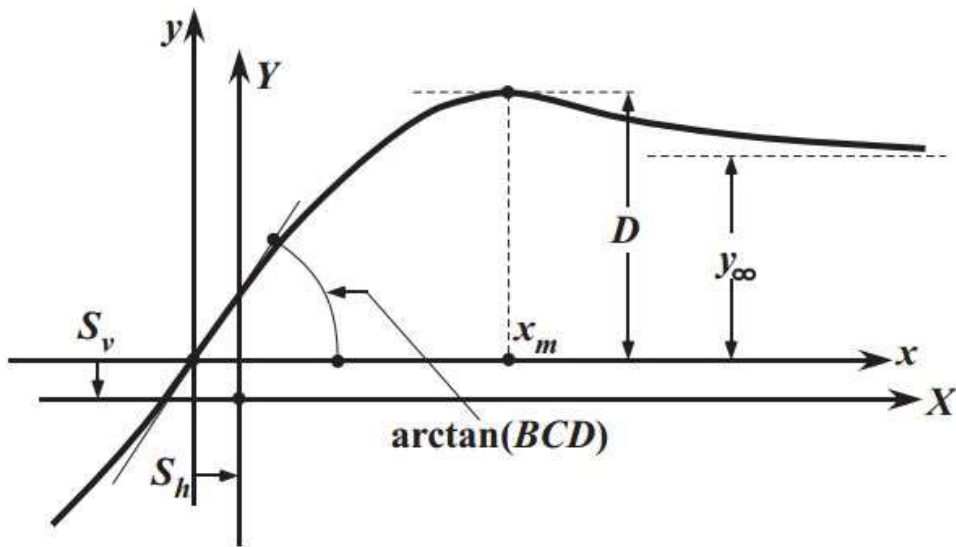


図 3-11 典型的なタイヤ特性における式の係数の意味

また、各々の係数の意味合いについてまとめると以下のようになる。

<b><i>B</i></b> : Stiffness Factor	<i>BCD</i> が原点での勾配、すなわち剛性を表す。
<b><i>C</i></b> : Shape Factor	曲線全体の形状を決める係数。横力の場合 $C \doteq 1.30$ を、SAT の場合 $C \doteq 2.40$ の値を用いる
<b><i>D</i></b> : Peak Factor	曲線の最大値を表す
<b><i>E</i></b> : Curvature Factor	最大値に至る手前の曲線の曲率を表す
<b><i>Sh</i></b> : Horizontal Shift	曲線が点対称の形状として考えるとき、その形状の原点における水平方向のシフト量を表す
<b><i>Sv</i></b> : Vertical Shift	曲線が点対称の形状として考えるとき、その形状の原点における垂直方向のシフト量を表す

#### *F<sub>y</sub>* モデル

横力モデルは特性の最大値を決定するパラメータ *D* について、摩擦係数がタイヤ接地面圧によって変化するので、荷重の一次式で表現する。剛性を表すパラメータ *B* は、剛性値が *BCD* なので、*BCD* を近似式化することで表現する。剛性値の荷重依存性に関しては Magic Formula の近似式を利用し、大荷重域までの特性に対応できるようになっている。剛性値はキャンバ角が変化することで値が減少する形になっている。

パラメータ *B* は *BCD* をパラメータ *C* と *D* で割ることで求める。パラメータ *E* は、特性の線形形状以降の形状を合わせるために用い、輪荷重違いによる変化を考慮できるように輪荷重の一次式で表現している。*F<sub>y</sub>* 及びスリップ角方向のオフセット量は、それぞれ定数 *Sv*、*Sh* がキャンバ角(キャンバスラストに相当)と輪荷重(プライステアに相当)で表現されている。

$$F_y = D_y \cdot \sin(C_y \cdot \tan^{-1}(B_y \cdot (S_{hy} + \alpha) - E_y \cdot (B_y \cdot (S_{hy} + \alpha) - \tan^{-1}(B_y \cdot (S_{hy} + \alpha)))))) + S_{vy} \quad (3 \cdot 12)$$

$$C_y = a_0 \quad (3 \cdot 13)$$

$$D_y = \mu_y \cdot F_z \quad (3 \cdot 14)$$

$$\mu_y = a_1 \cdot F_z + a_2 \quad (3 \cdot 15)$$

$$E_y = a_6 \cdot F_z + a_7 \quad (3 \cdot 16)$$

$$BCD_y = a_3 \cdot \sin(2 \cdot \tan^{-1}(F_z/a_4)) \cdot (1 - a_5 \cdot |\gamma|) \quad (3 \cdot 17)$$

$$B_y = BCD_y / (C_y \cdot D_y) \quad (3 \cdot 18)$$

$$S_{hy} = a_8 \cdot \gamma + a_9 \cdot F_z + a_{10} \quad (3 \cdot 19)$$

$$S_{vy} = a_{11} \cdot F_z \cdot \gamma + a_{12} \cdot F_z + a_{13} \quad (3 \cdot 20)$$

### $M_z$ モデル

$M_z$ モデルでは、横力モデル  $F_y$ と同様に  $\sin$  関数によりモデル化されているが、とても非線形性が強い特性となっているため、別の近似式も用い対応している。セルフアライニング剛性は輪荷重が増加することで急激に大きくなる特性なので、 $BCD$ の近似式は幾何級数で表現している。パラメータ  $S_v$ は、キャンバ角と輪荷重の相乗項で表現されている。

$$M_z = D_z \cdot \sin(C_z \cdot \tan^{-1}(B_z \cdot (S_{hz} + \alpha) - E_y \cdot (B_z \cdot (S_{hz} + \alpha) - \tan^{-1}(B_z \cdot (S_{hz} + \alpha)))))) + S_{vz} \quad (3 \cdot 21)$$

$$C_z = c_0 \quad (3 \cdot 22)$$

$$D_z = c_1 \cdot F_z^2 + c_2 \quad (3 \cdot 23)$$

$$\mu_y = a_1 \cdot F_z + a_2 \quad (3 \cdot 24)$$

$$E_z = (c_7 \cdot F_z^2 + c_8 \cdot F_z + c_9) \cdot (1 - c_{10} \cdot |\gamma|) \quad (3 \cdot 25)$$

$$BCD_z = (c_3 \cdot F_z^2 + c_4 \cdot F_z) \cdot (1 - c_6 \cdot |\gamma|) \cdot \exp(-c_5 \cdot F_z) \quad (3 \cdot 26)$$

$$B_z = BCD_z / (C_z \cdot D_z) \quad (3 \cdot 27)$$

$$S_{hz} = c_{11} \cdot \gamma + c_{12} \cdot F_z + c_{13} \quad (3 \cdot 28)$$

$$S_{vz} = (c_{14} \cdot F_z^2 + c_{15} \cdot F_z) \cdot \gamma + c_{16} \cdot F_z + c_{17} \quad (3 \cdot 29)$$



### モデル係数の決定手順

小文字パラメータは、タイヤ試験により測定されたデータに近いところを通る特性線になるように値を決定する。

パラメータ計算を行う上でデータの与え方が重要であるが、パラメータは、データ点の間隔や分布密度、各点ごとの重みづけによって、その最適解が変わることとなる。そのため、どの運動領域でタイヤモデルを使用するかで、データ点の与え方や重みづけが変わってくる。最適なデータ点の与え方については、利用するものに任せるしかないが、必要となる領域に、ある程度重みや分布をさせたデータ点列でのパラメータ計算値と、それより広い範囲でのデータ点列での計算値の、少なくとも2条件で計算を行い、あまり数値が異ならなければ計算結果が特異なものではないということになる。

タイヤモデルに記載されている小文字パラメータのすべてを求める必要は必ずしもなく、必要となる運動領域から判断して意味のあまりない係数などは省略するかゼロとおいてしまうのがよい。

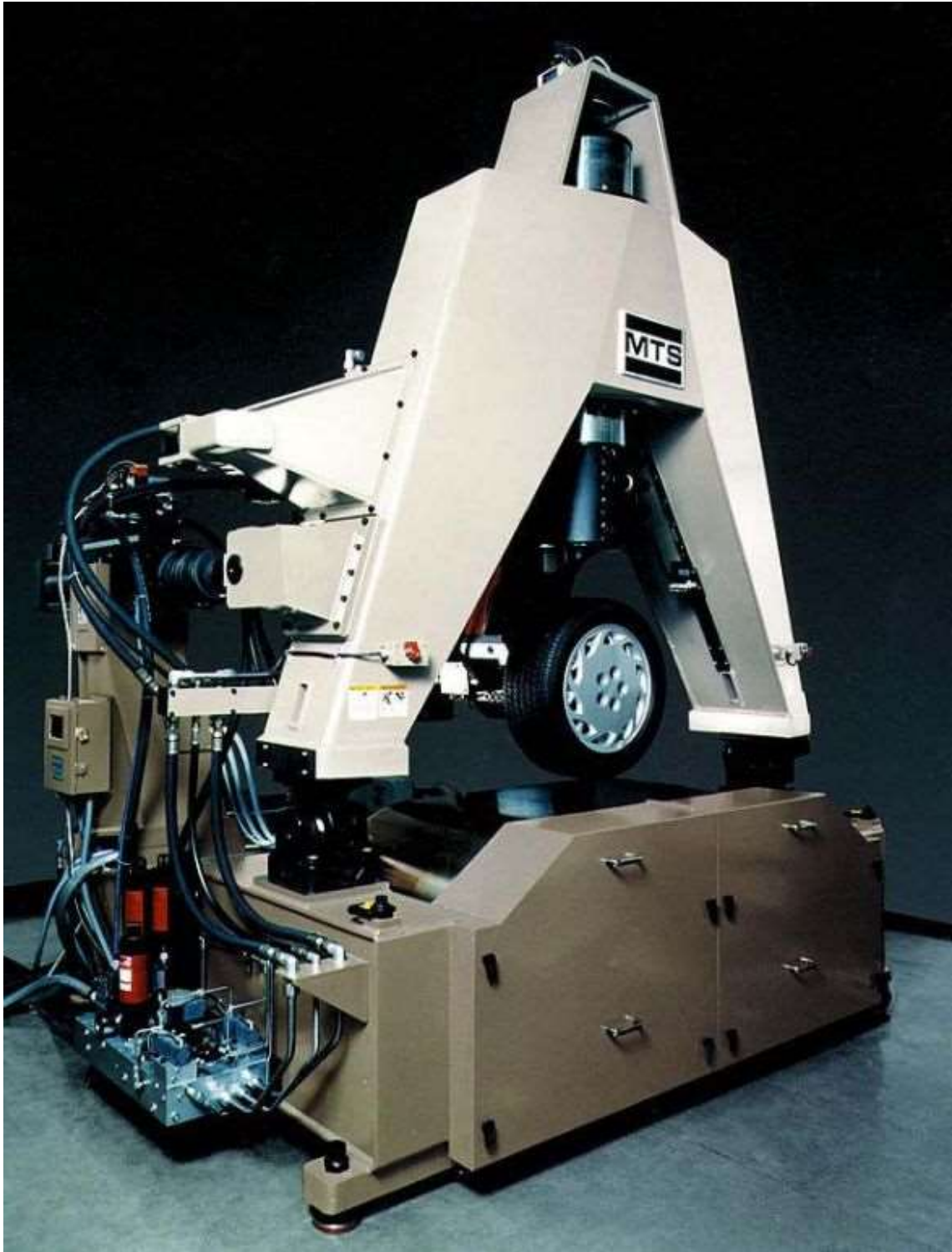


図 3-12 フラットベルト型タイヤ試験機本体(MTS 社製)

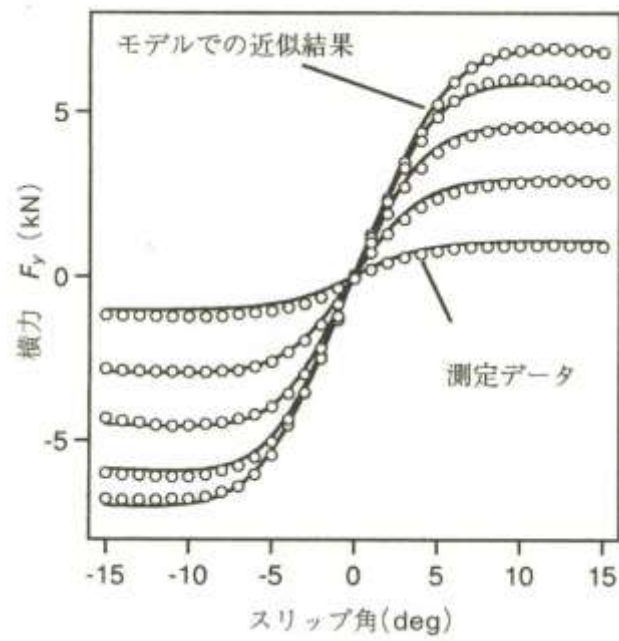


図 3-13 測定データ近似例

### タイヤ特性

キャンバラストの効果を有効活用するため、タイヤはトレッド形状の丸いバルーンタイヤを使用した。ここで前輪実舵角  $\delta^*=0$  のときの車体の横すべり角に対する前輪と後輪のサイドフォース特性は図 3-14 のようになる。摩擦係数  $\mu$  は 0.8 とした。また、キャンバ角に対する独立の影響をみるためにサスペンション特性については省略している。

表 3-1、表 3-2 に計算に使用した小文字パラメータを示す。

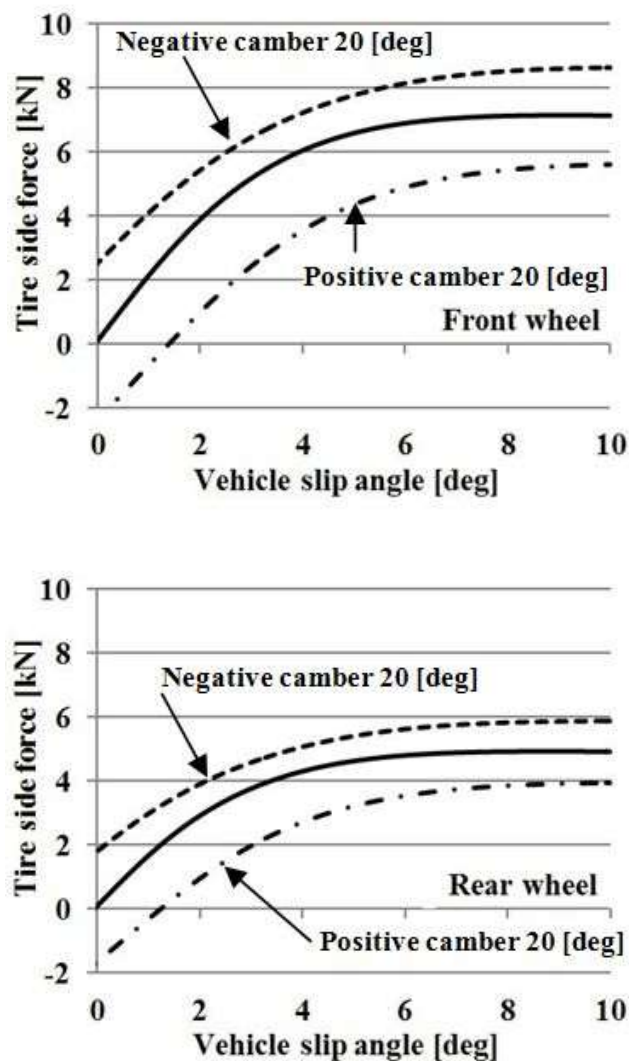


図 3-14 キャンバ角を変化させた時のタイヤ横力特性

表 3-1  $F_y$ 小文字パラメータ

Symbol	Value
$a_0$	1.3
$a_1$	-0.0274
$a_2$	1.05
$a_3$	1.18
$a_4$	7.69
$a_5$	0.009
$a_6$	-0.257
$a_7$	0.224
$a_8$	0.025
$a_9$	0.01
$a_{10}$	0.015
$a_{11}$	0.00849
$a_{12}$	-0.0103
$a_{13}$	0.0395

表 3-2  $M_Z$ 小文字パラメータ

Symbol	Value
$c_0$	2.4
$c_1$	-0.003464
$c_2$	0.0007844
$c_3$	0.005707
$c_4$	0.008013
$c_5$	0.1732
$c_6$	0
$c_7$	0
$c_8$	0
$c_9$	-0.228
$c_{10}$	0
$c_{11}$	0.03739
$c_{12}$	0
$c_{13}$	0
$c_{14}$	0
$c_{15}$	0
$c_{16}$	0
$c_{17}$	0

### 3. 3. 4 モーメント法を用いた計算と解析結果

数値計算は表 3-3 に示すパラメータを用いておこなった。

車両モデルは、車両質量  $m=1600\text{kg}$ 、ホイールベース  $l=2.5\text{m}$ 、車両前後の重量配分は 60 : 40 の一般的な車両諸元である

表 3-3 車両諸元

Symbol	Value	Unit
$M = (W / g)$	1600	kg
$G_f^*$	0.48	-
$G_r^*$	0.52	-
$h_f$	0.046	m
$h_r$	0.05	m
$h_g$	0.52	m
$t_f$	1.47	m
$t_r$	1.459	m

図 3-15 はキャンバ角を付けていない時の車両運動特性を表している。図 3-15-(a)においてヨーモーメントがゼロの場所は定常円旋回の状態を示す。曲線がこの横軸より上にあるときは横すべり角を小さくする方向の復元モーメントが働き運動が安定し、逆に横軸より下であれば横すべり角を大きくする方向にモーメントが作用し旋回を助長することになる。定常円旋回の限界以上の横すべり角においては復元モーメントが発生しており、定常円旋回が持続不可能となり、前輪が先に限界に達して車両はプロー状態となる。この関係を横加速度に対してグラフにしたものが図 3-15-(b)である。定常円旋回の限界横加速度以上の横加速度では復元モーメントが発生している。

次に、タイヤのキャンバ角を大きく変化させた時の解析結果を図 3-16、図 3-17、図 3-18 に示す。ここで、キャンバ角は旋回している方向に傾けることをネガティブキャンバ角、旋回方向とは逆方向に傾けることをポジティブキャンバ角とす

る。

図 3-16 は前輪ネガティブキャンバ角 20 度、後輪ポジティブキャンバ角 20 度つけた時の解析結果である。図 3-16-(a)より前輪ネガティブキャンバ角 20 度、後輪ポジティブキャンバ角 20 度付けることでスリップ角 10 度付近において、過渡的な回頭モーメントが発生していることから、キャンバ角をコントロールすることで限界領域において操舵が効くようになる。図 3-16-(b)よりこの特性を横加速度に対してみると、制御をしていない場合での旋回限界横加速度である 0.8G 付近においても過渡的な回頭モーメントが発生しておりコーナリング限界でも操舵が効くことが確認できる。

図 3-17 は、前輪ポジティブキャンバ角 20 度、後輪ネガティブキャンバ角 20 度つけた時の解析結果である。キャンバ角を変化させることで、コーナリング限界で復元モーメントが発生している。キャンバ角を変化させることで過渡的な復元モーメントが発生しスピンを回避できることがわかる。

図 3-18 は前輪ネガティブキャンバ角 20 度、後輪ネガティブキャンバ角 20 度つけた時の計算結果である。図 3-15-(a)と図 3-18-(a)を比較すると、ネガティブキャンバ角を付けることで定常円旋回を維持できる限界の横滑り角が向上している。図 3-15-(b)と図 3-18-(b)を比較するとネガティブキャンバ角を付けることで定常円旋回を維持できる限界横加速度が向上している。ネガティブキャンバ角を付けることで 20%限界横加速度の向上が期待できる。

図 3-19 は前輪実舵角  $\delta^* = 0$  の条件でキャンバ角制御の効果を解析したものである。前後輪キャンバ角バランスを変化させることで、コーナリング限界においてヨーモーメントを回頭側から復元側まで正負に変化させることができる。



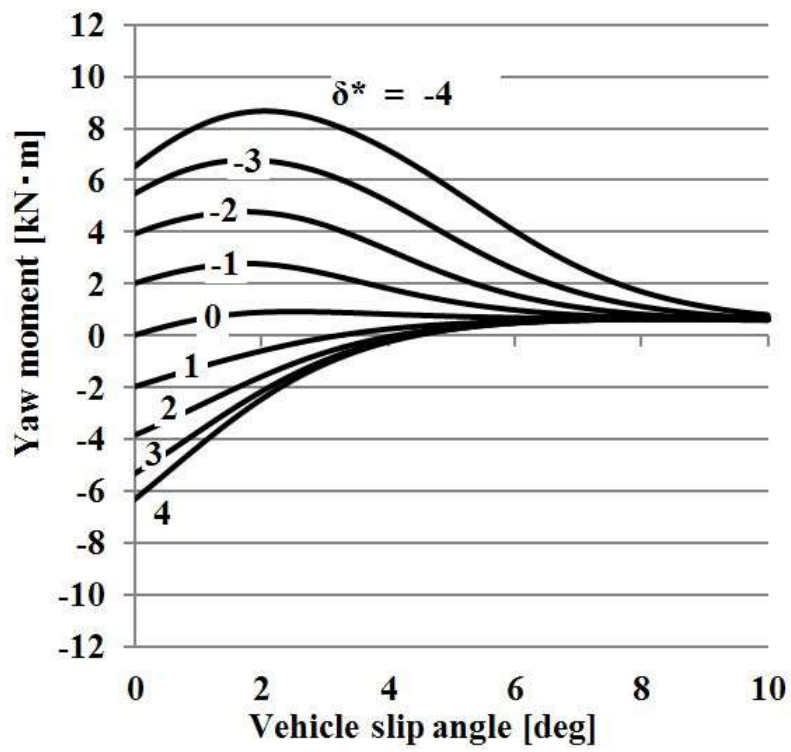


図 3-15-(a)  $\beta$ -ヨーモーメント線図

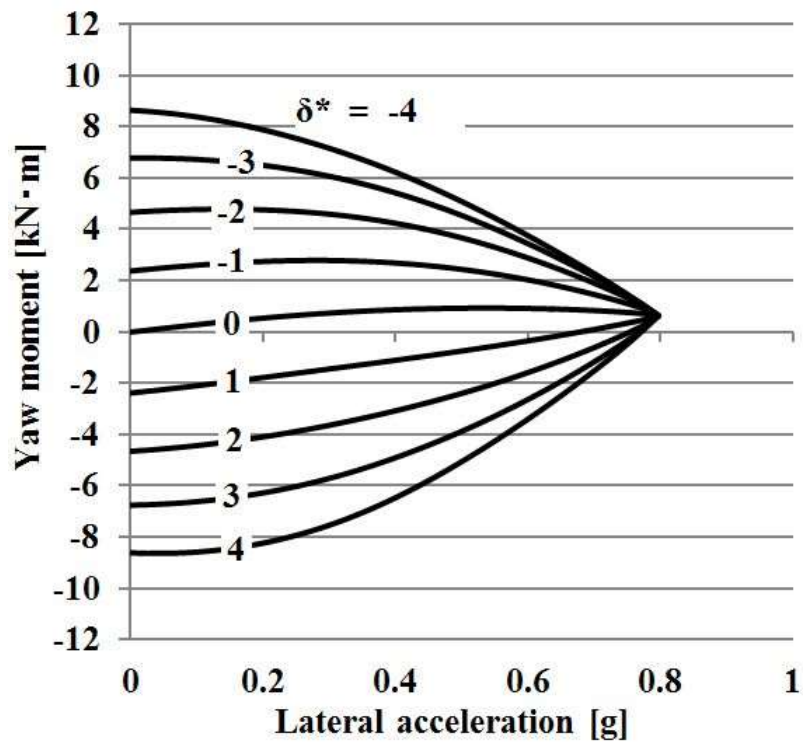


図 3-15-(b)  $Y_G$ -ヨーモーメント線図

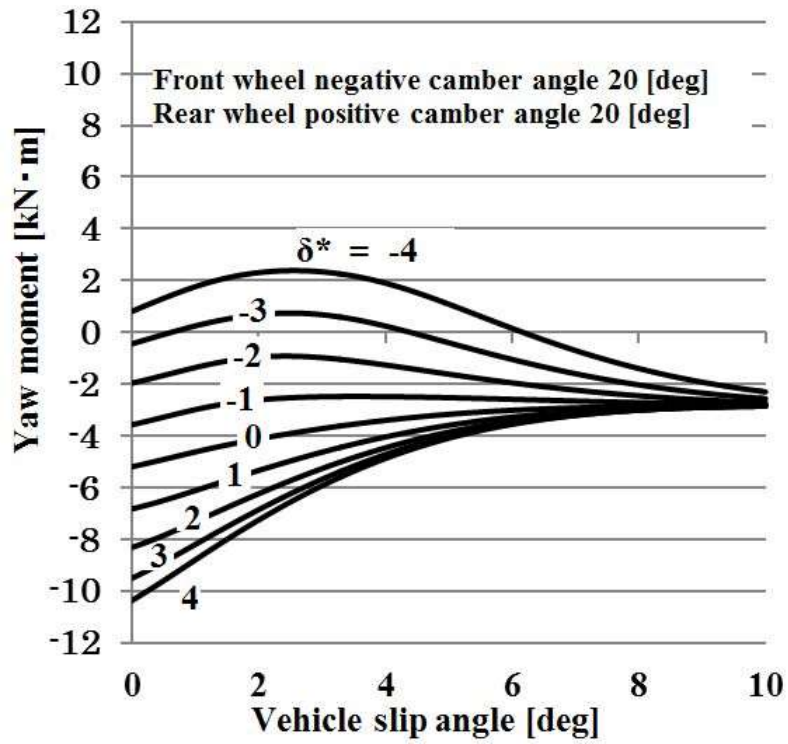


図 3-16-(a)  $\beta$ -ヨーモーメント線図

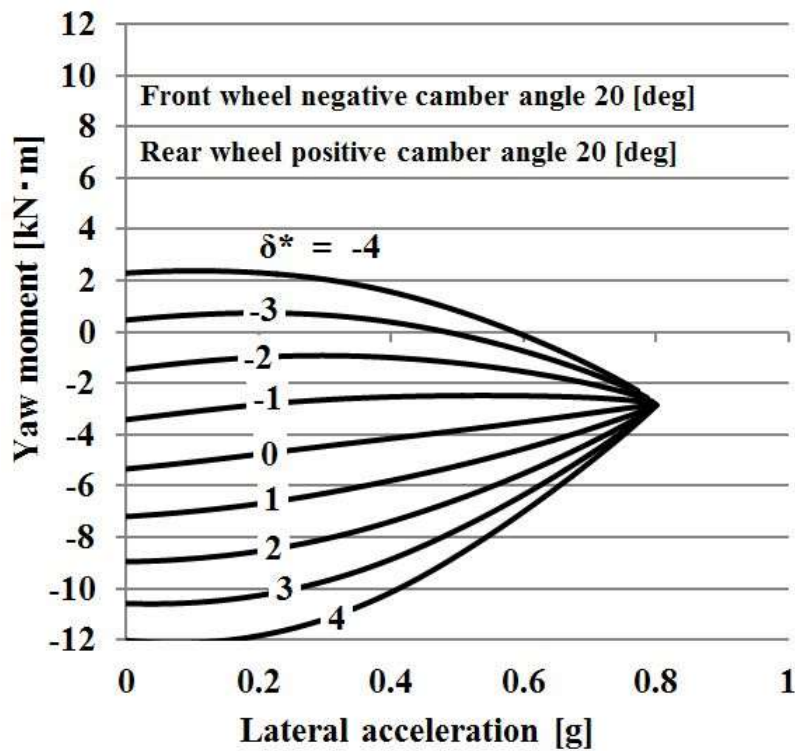


図 3-16-(b)  $Y_G$ -ヨーモーメント線

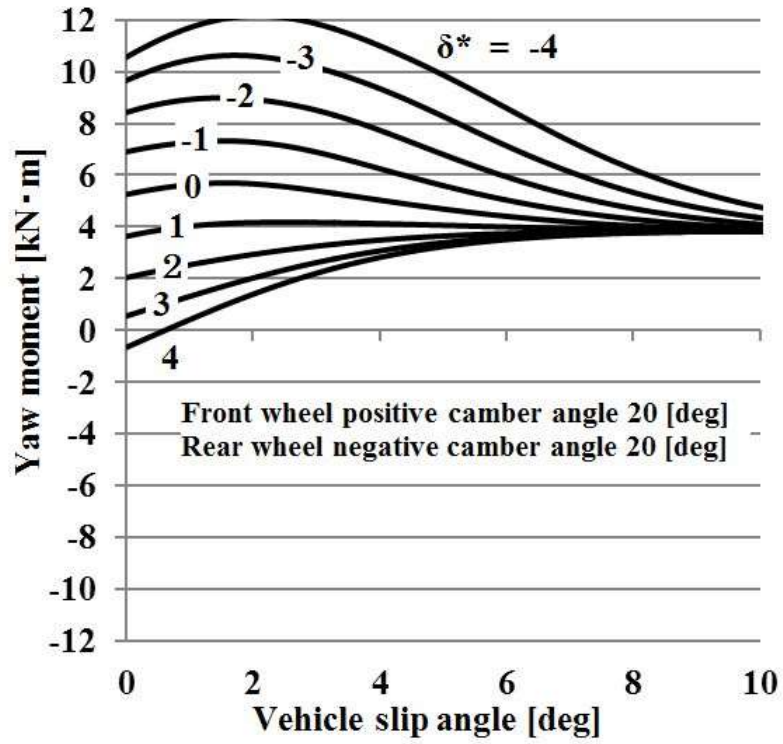


図 3-17-(a)  $\beta$ -ヨーモーメント線図

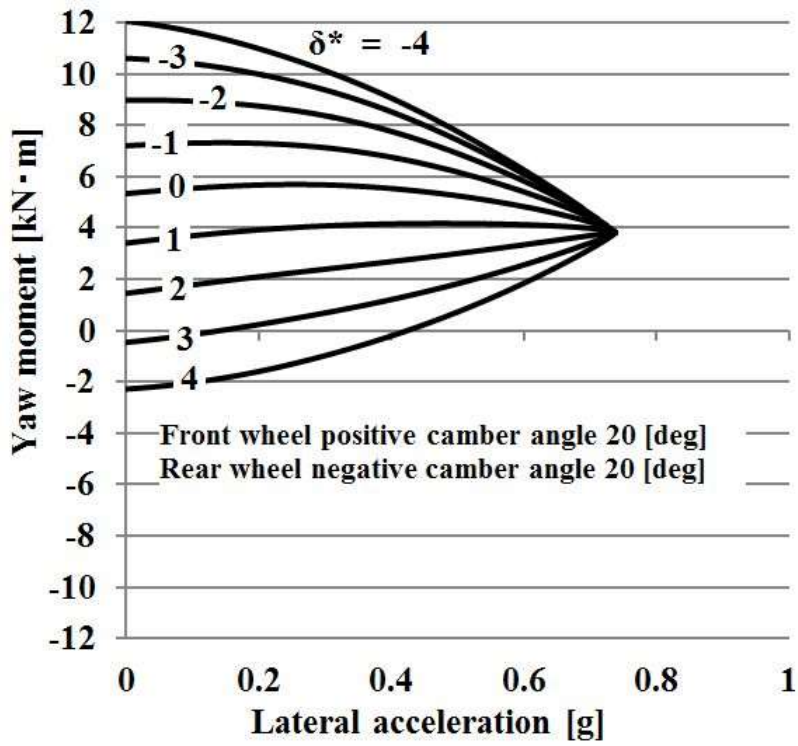


図 3-17-(b)  $Y_G$ -ヨーモーメント線図

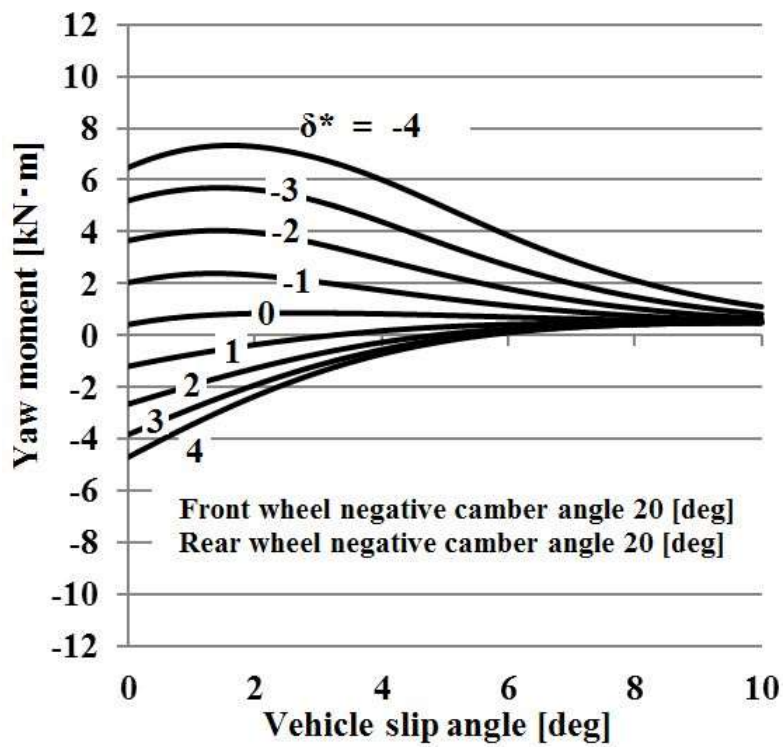


図 3-18-(a)  $\beta$ -ヨーモーメント線図

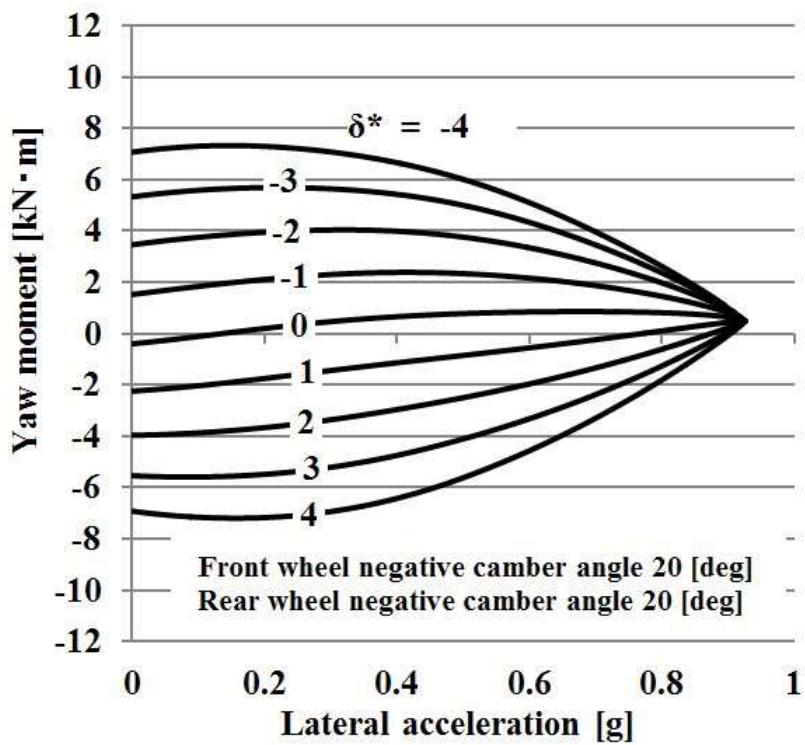


図 3-18-(b)  $Y_G$ -ヨーモーメント線図

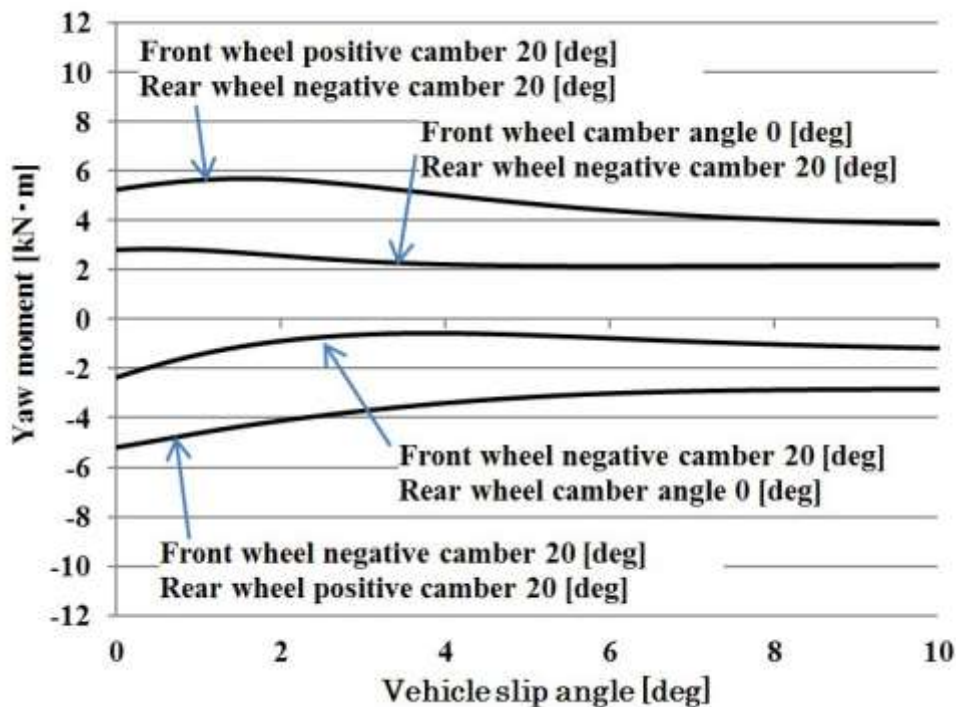


図 3-19  $\beta$ -ヨーモーメント線図

次に加速減速時でのキャンバ角制御の効果を計算した結果を示す。加速減速度  $X_G$  は  $\pm 0.4g$  としている。図 3-20、図 3-21 はキャンバ角制御を行っていない場合の計算結果である。加速時は復元モーメント  $M$  の値は増大し、減速時には減少することがわかる。図 3-20 は加速による荷重移動の影響で、前輪実舵角に対するヨーモーメントが、スリップ角に対する特性、横加速度に対する特性とも全体的に復元モーメント側に移動しており、定常円旋回を維持できる領域が著しく減少している。

また図 3-21 より減速時では荷重移動の影響で、前輪実舵角に対するヨーモーメントがスリップ角に対する特性、横加速度に対する特性とも全体的に回頭モーメント側に移動しており、定常円旋回を維持できる領域以上では過渡的な回頭モーメントが発生し車両が不安定になる。この  $M$  の増減は前後軸間の荷重移動により生じるもので、駆動方式によらず不可逆的なものである。

図 3-22 は加速  $0.4G$  において、前輪ネガティブキャンバ角  $20$  度、後輪ポジティブキャンバ角  $20$  度つけた時の計算結果である。キャンバ角を制御することで、

前輪実舵角に対するヨーモーメントは加速による復元モーメントの増加が打ち消され、スリップ角に対する特性、横加速度に対する特性とも全体的に回頭モーメント側に移動することができる。キャンバ角を制御することで加速時でも限界領域まで操舵が効くようになる。

図 3-23 は減速度 0.4G において、キャンバ角を前輪ポジティブキャンバ角 20 度、後輪ネガティブキャンバ角 20 度つけた時の計算結果である。キャンバ角を制御することで、前輪実舵角に対するヨーモーメントは、減速による回頭モーメントの増加が打ち消され、スリップ角に対する特性、横加速度に対する特性とも全体的に復元モーメント側に移動することができる。キャンバ角を制御することで減速時にスピンのいたるのを回避することができ、タックインによる巻き込みを防ぐことが可能となる。

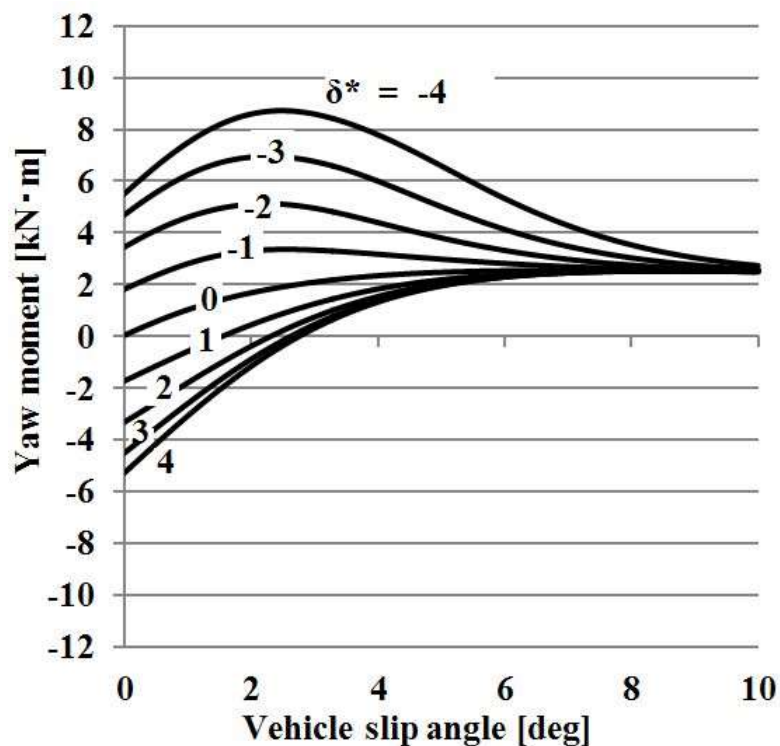


図 3-20-(a)  $\beta$  -ヨーモーメント線図 ( $X_G = 0.4g$ )

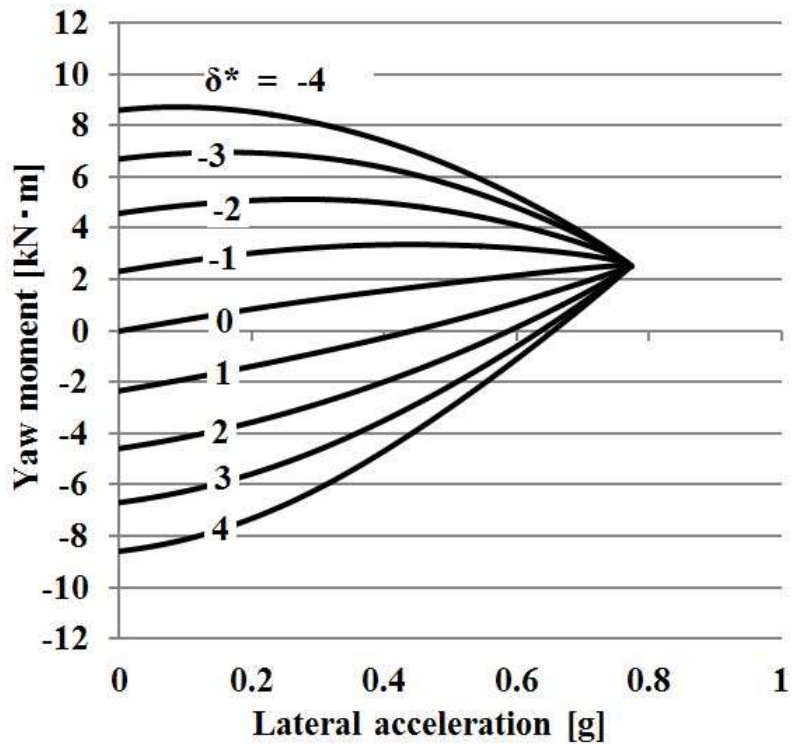


図 3-20-(b)  $Y_G$ -ヨーモーメント線図( $X_G = 0.4g$ )

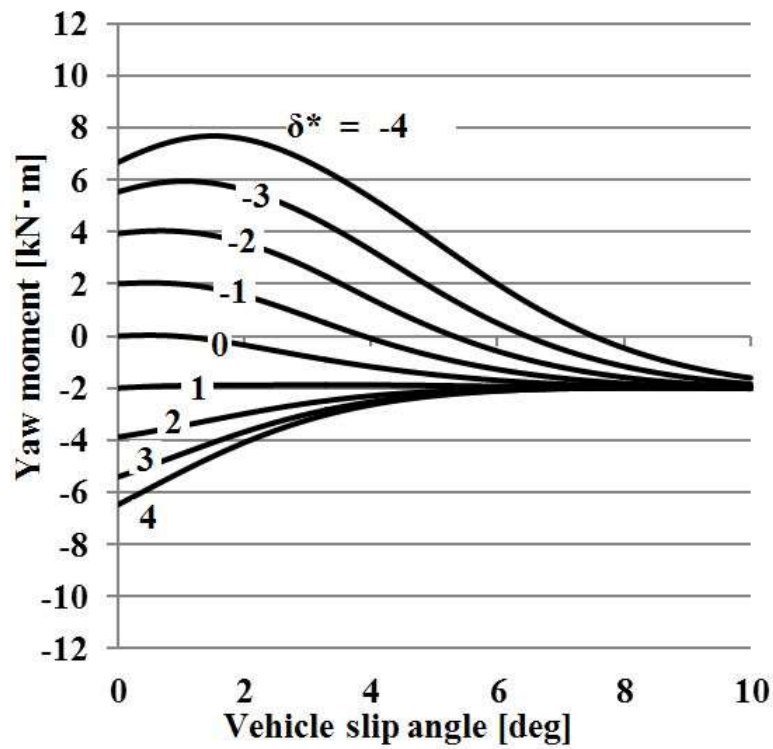


図 3-21-(a)  $\beta$ -ヨーモーメント線図( $X_G = -0.4g$ )

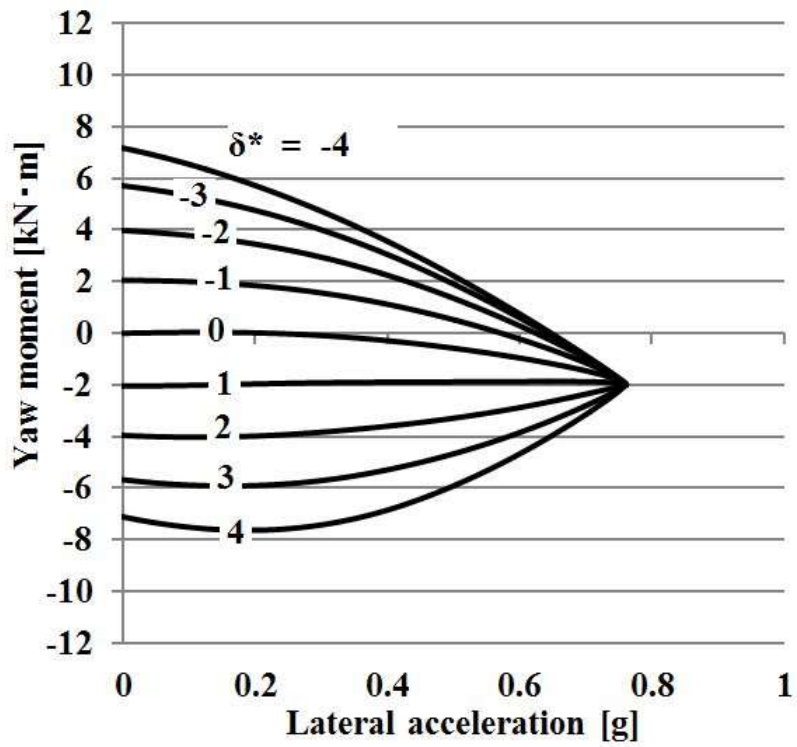


図 3-21-(b)  $Y_G$ -ヨーモーメント線図 ( $X_G = -0.4g$ )

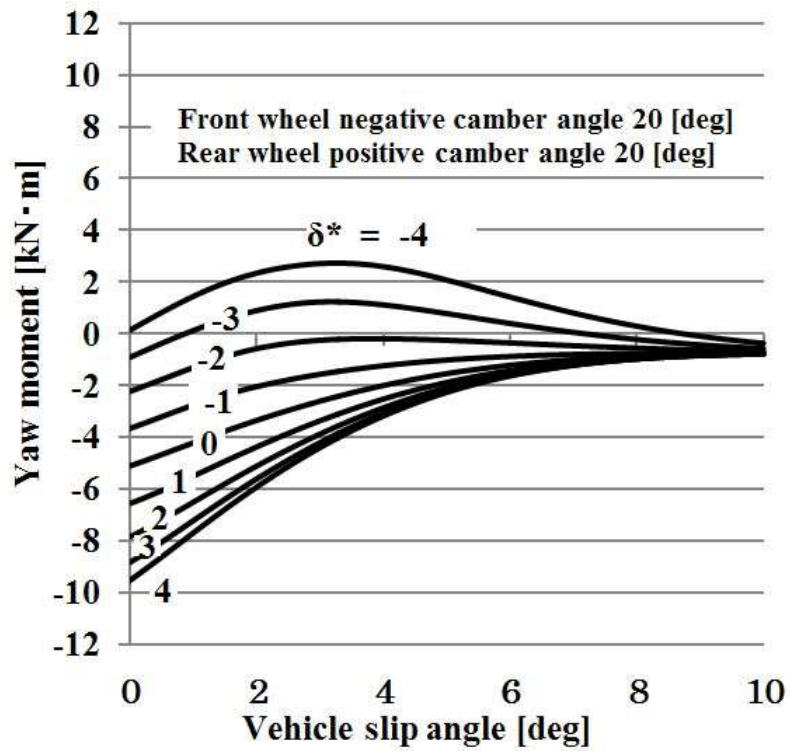


図 3-22-(a)  $\beta$ -ヨーモーメント線図 ( $X_G = 0.4g$ )



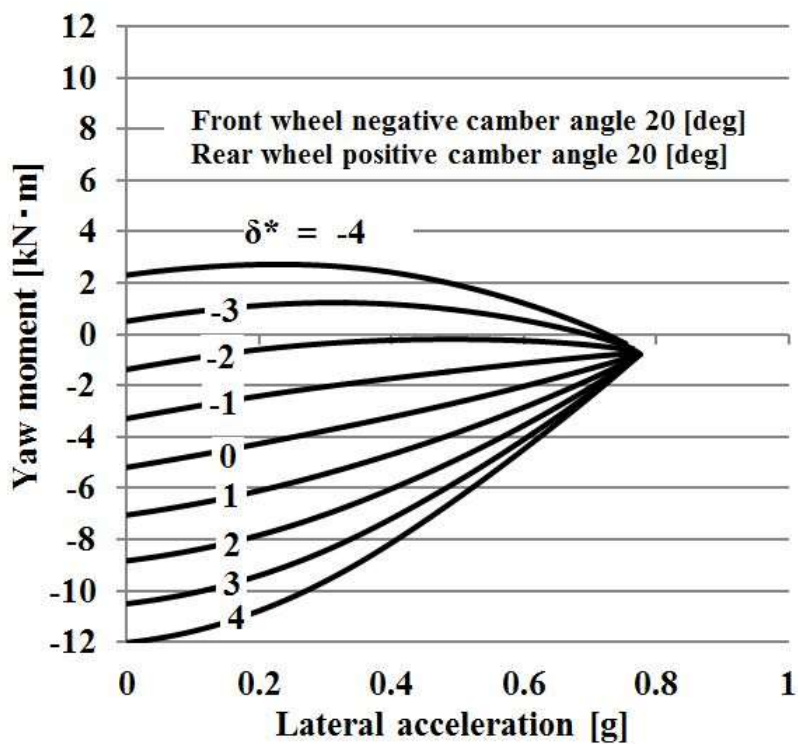


図 3-22-(b)  $Y_G$ -ヨーモーメント線図( $X_G = 0.4g$ )

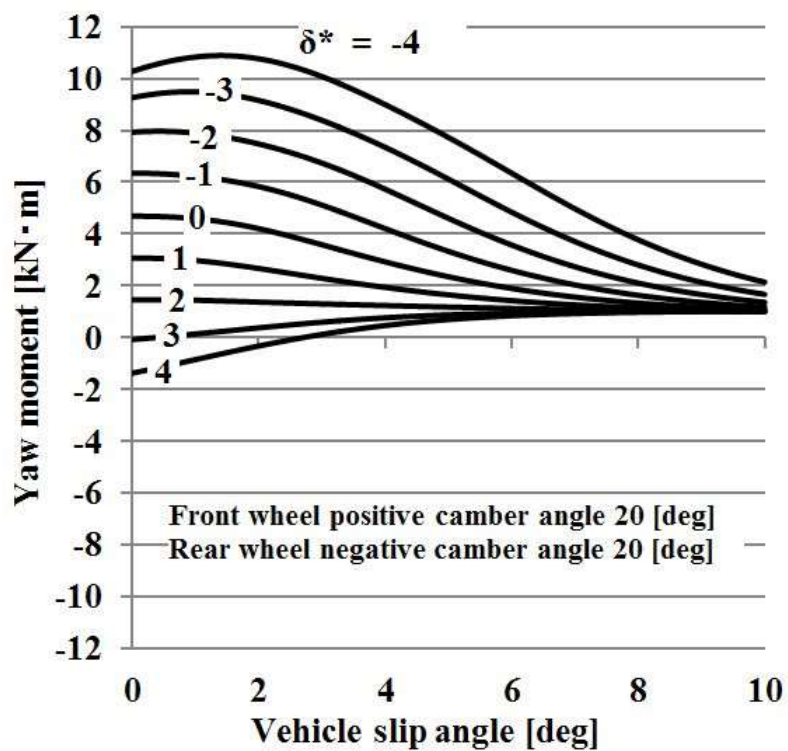


図 3-23-(a)  $\beta$ -ヨーモーメント線図( $X_G = -0.4g$ )

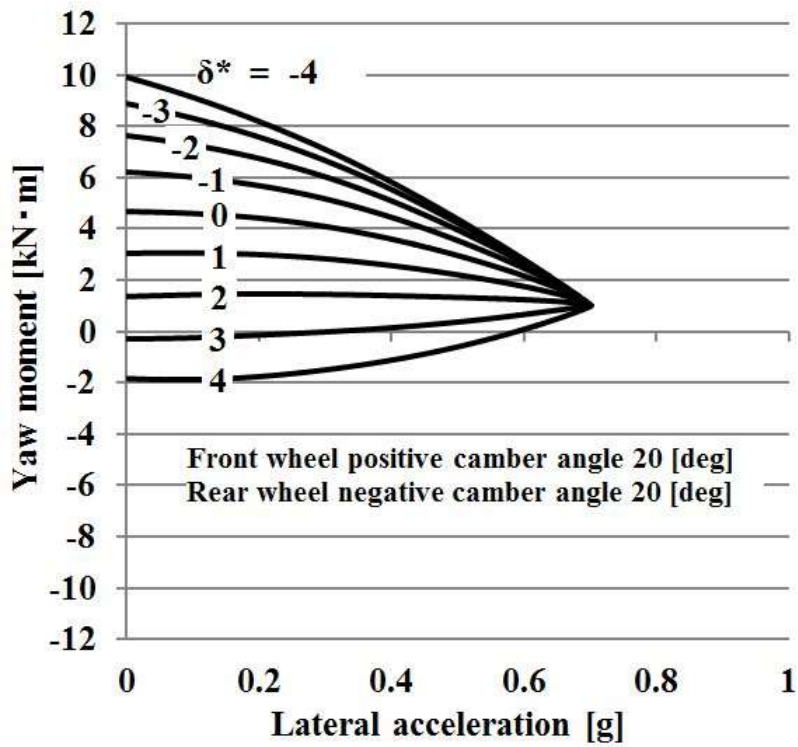


図 3-23-(b) Y<sub>G</sub>-ヨーモーメント線図(X<sub>G</sub> = -0.4g)

### 3. 4 3自由度・車両運動シミュレーション計算による解析

#### 3. 4. 1 計算モデルの運動方程式

解析する車両モデル<sup>(19)</sup>は、3自由度系(ヨーレイト、車体スリップ角、ロール)とする。また、懸架特性は線形、タイヤのスリップ角およびキャンバ角は左右輪同一と仮定する。本研究における直接数値シミュレーション計算は、式(3.37)(3.38)(3.39)の非線形微分方程式について Runge-Kutta 法を適用し実施する。

$$mv(\dot{\beta} + r) - m_s h_s \ddot{\phi} = F_1 + F_2 + F_3 + F_4 \quad (3.37)$$

$$I_z \dot{r} = (a - t_{pf})(F_1 + F_2) - (b + t_{pr})(F_3 + F_4) \quad (3.38)$$

$$I_\phi \ddot{\phi} + C_\phi \dot{\phi} + K_{\phi s} \phi = m_s h_s v(\dot{\beta} + r) \quad (3.39)$$

タイヤのスリップ角は

$$\beta_1 = \delta_f - \beta - (a - t_{pf})r/v \quad (3 \cdot 40)$$

$$\beta_2 = -\beta + (b + t_{pr})r/v \quad (3 \cdot 41)$$

タイヤのキャンバ角は

$$\gamma_1 = \frac{\partial \phi_{cf}}{\partial \phi} \phi + C_{b1} \frac{F_1 + F_2}{2} \quad (3 \cdot 42)$$

$$\gamma_2 = \frac{\partial \phi_{cr}}{\partial \phi} \phi + C_{b2} \frac{F_3 + F_4}{2} \quad (3 \cdot 43)$$

ただし

$$\left. \begin{aligned} K_{\phi_s} &= K_{\phi} - m_s h_s g \\ h_s &= h_g - (a h_f + b h_r) / l \end{aligned} \right\} \quad (3 \cdot 44)$$

タイヤのコーナリング特性のモデルとしては 3.3.3 章に示したマジックフォーミュラタイヤモデルを採用する。

また、左右輪荷重移動量を前後それぞれ  $\Delta W_f$ 、 $\Delta W_r$  とすると

$$\left. \begin{aligned} \Delta w_f &= (h_f (b + t_{pr}) M / l + G_f m_s h_s / K_{\phi_s}) \alpha_0 / t_f \\ \Delta w_r &= (h_r (a - t_{pf}) M / l + G_r m_s h_s / K_{\phi_s}) \alpha_0 / t_r \end{aligned} \right\} \quad (3 \cdot 45)$$

それぞれの輪荷重は

$$\left. \begin{array}{ll} W_1 = W_f / 2 - \Delta W_f & W_2 = W_f / 2 + \Delta W_f \\ W_3 = W_r / 2 - \Delta W_r & W_4 = W_r / 2 + \Delta W_r \end{array} \right\} \quad (3.46)$$

### 3.4.2 計算と解析結果

#### 計算条件

車速 95km/h での走行中、前輪実舵角 4 度のステップ操舵を入力する。キャンバ角制御は、操舵角と同時に前後輪対地ネガティブキャンバ角制御（20 度）を行う。

キャンバ角制御を行っていない場合は、ステップ操舵入力後に、車両が定常状態に落ち着いた時の車体スリップ角(図 3-24)と横加速度(図 3-25)の値は、モーメント法解析による定常円旋回を維持できる限界値とほぼ同じ値になっており、コーナリング限界をシミュレーションしている事がわかる。操舵角比例対地ネガティブキャンバ角制御を行った場合は、行っていない場合と比較すると、図 3-24 に示すヨーレイトと、図 3-26 に示す車体スリップ角の収束性が向上し、素早く定常状態に落ち着いている。

図 3-25 に示す横加速度の計算結果より、制御を加えていない場合は定常状態の限界横加速度が 0.8G なのに対し、操舵角比例対地ネガティブキャンバ角制御を行った場合は 0.9G まで向上している。操舵角比例対地ネガティブキャンバ角制御によりコーナリング限界性能が大きく向上している。

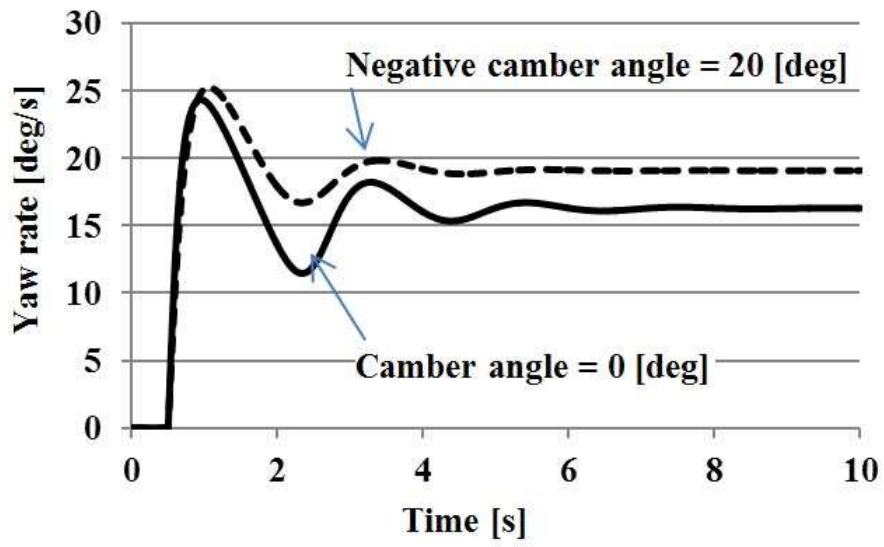


図 3-24 ヨーレイト

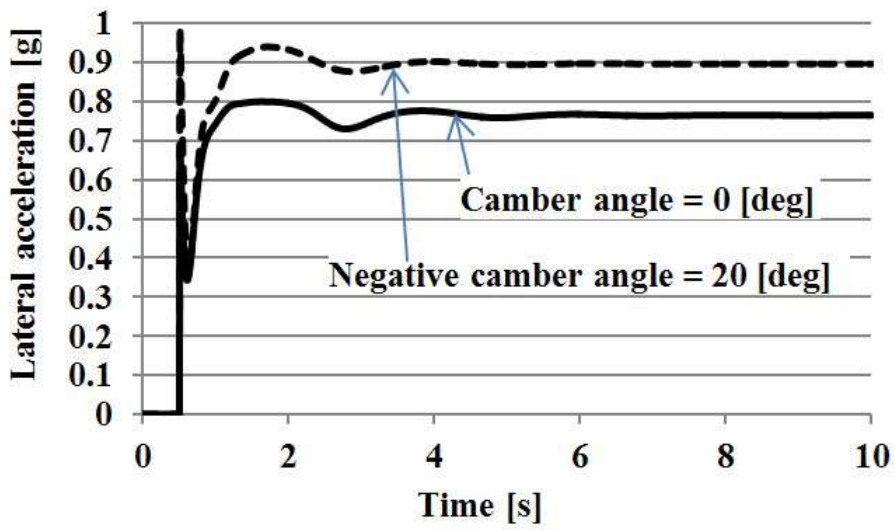


図 3-25 横加速度

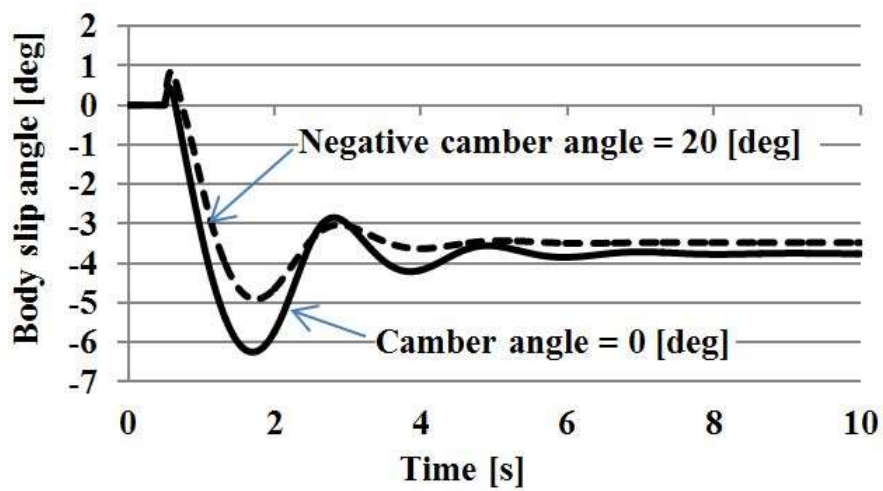


図 3-26 車体スリップ角

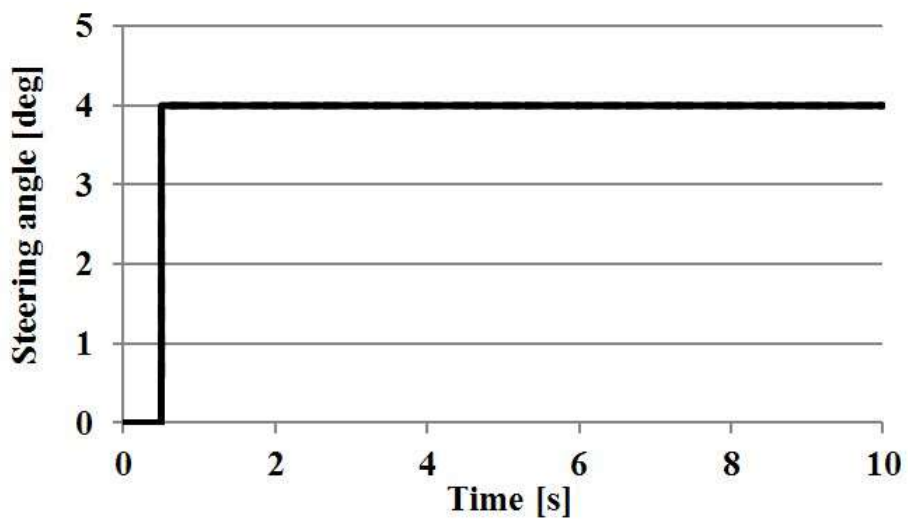


図 3-27 前輪実舵角

### 3. 5 模型車両による走行実験

計算結果を次の模型車両による実験で検証する。遠隔操作式の模型車両により、操舵角比例方式四輪ネガティブキャンバ角制御の効果把握を行う。

#### 3. 5. 1 模型車両の概要

実験に用いる模型車両の概観を図 3-28 に、諸元を表 3-4 に示す。電源には模型用バッテリー(7.2V)を用い、無線 LAN 通信より作動する。トー角とキャンバ角はモータにより制御できる。模型車両には計測器が搭載され、横加速度及びヨーレイトの計測が可能である。円旋回の走行実験により操舵角に伴うキャンバ角制御の評価を行った。

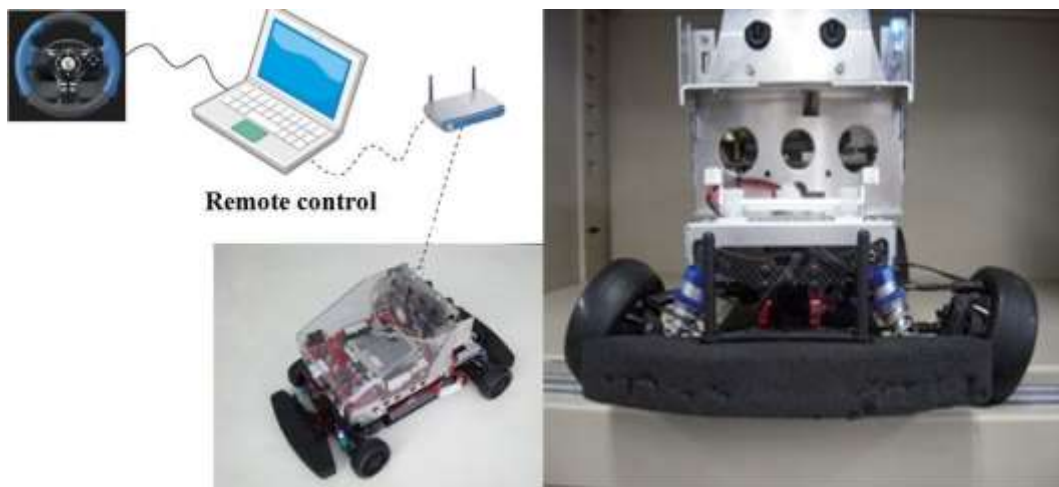


図 3-28 遠隔操作式模型車

表 3-4 諸元諸元

	Value	Unit
Weight	4	kg
Wheel base	256	mm
Tread	188	mm
Movable toe angle	±30	degree
Movable camber angle	±20	degree

### 3. 5. 2 操舵角に応じたキャンバ角制御方式

模型車両の操舵角比例方式 4 輪ネガティブキャンバ角制御は、各タイヤに一つずつサーボモータを用い、リンク機構を動かすことでキャンバ角を制御している。模型車両のキャンバ角は通常のステアリング  $\delta_H$  にハンドル角に対するキャンバ角ギヤ比  $n_c$  を掛けた操舵角比例方式とした。

$$\delta_c = \frac{1}{n_c} \cdot \delta_H \quad (3.46)$$

### 3. 5. 3 実験方法

模型車両実験は図 3-29 に示す定常円旋回試験により評価した。実験はネガティブキャンバ角制御の有無で行う。実験を行った模型車両の速度は、ネガティブキャンバ角制御の有無での限界通過可能速度とし、指定速度を維持するように設定した。したがって模型車両による実験はコーナリング限界領域で行われたといえる。被験者は 4 人とし実験のスペックを知らせずランダムに行うこととする。



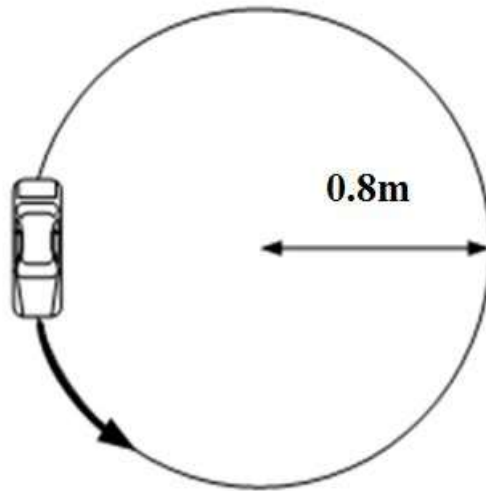


図 3-29 円旋回コース

#### 3. 5. 4 定常円旋回実験の結果及び考察

円旋回コースにおける走行実験結果の代表的結果を図 3-30 に示す。操舵角比例方式ネガティブキャンバ角制御(±20度)を行った場合は、制御を行っていない場合に比べて、横加速度は約 0.10~0.15G 程度向上していることがわかった。さらにキャンバ角制御を行った場合は、車速が 2.3m/s になり、キャンバ角制御を行わなかった場合は 2.1m/s となりコーナリング時の通過可能車速が向上した。ヨーレイトの実験結果をみると操舵角比例方式ネガティブキャンバ角制御を行った場合は、制御を行っていない場合に比べヨーレイトの値が大きくなっているが、ネガティブキャンバ角制御を行ったことで横加速度が向上したからである。模型車両による実験から、操舵角比例方式ネガティブキャンバ角制御によりコーナリング限界における安定性が向上することが確認できた。

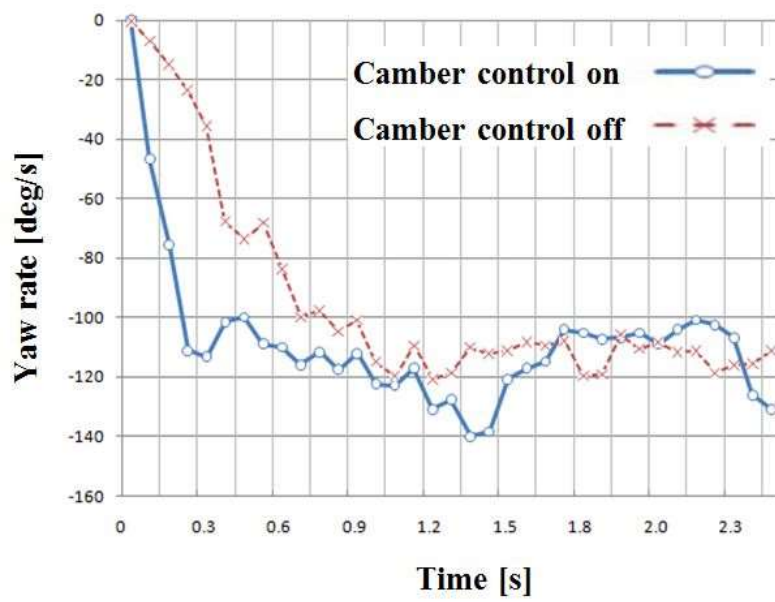
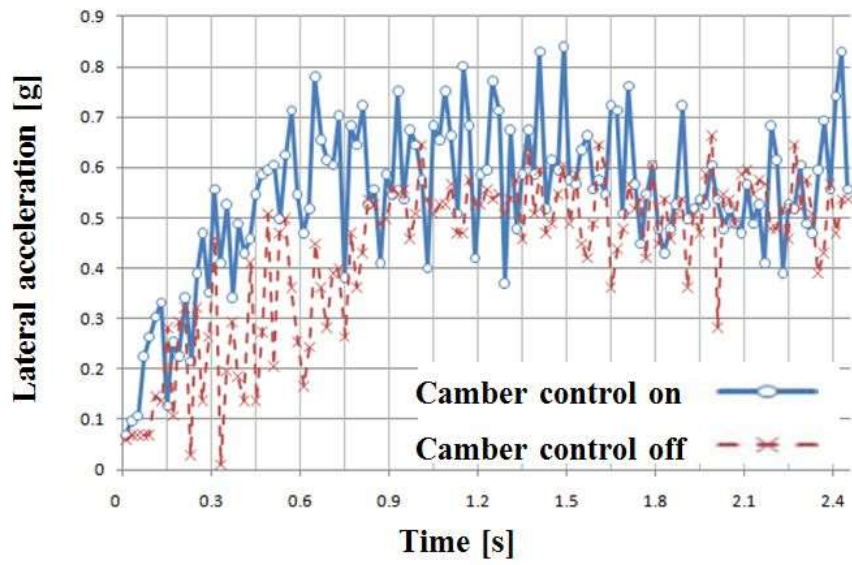


図 3-30 実験結果

### 3.6 結言

本研究では、電気自動車時代に対応した操縦性・安定性向上手法として、操舵角比例方式対地ネガティブキャンバ角制御に着目し、その効果を明らかにした。その結果、キャンバ角制御はコーナリング限界領域においてもヨーモーメントと旋回限界横加速度の2つをコントロールすることができることがわかった。アクチュエータを用いた操舵角比例方式対地ネガティブキャンバ角制御を行うことで、コーナリング限界領域における舵の効きと安定性が共に向上することを確認できた。操舵角に比例した対地ネガティブキャンバ角制御を行うことにより、コーナリング限界性能を飛躍的に向上させることができる。

## 第4章 限界領域におけるキャンバ角制御 及び制動力制御の効果比較

### 4.1 緒言

DYCにより横加速度の大きい領域でスピンを防止するには、内外輪の荷重移動により輪荷重が増加し摩擦円の大きくなっている外輪に制動力をかける必要がある。しかし、タイヤの前後力に発生余裕が残っていない完全スキッド限界では外輪に制動力をかけることができずスピンを防止することができない。そこで、キャンバ角を制御することでDYC以上の効果が期待できると考えた。完全スキッド限界でのキャンバ角制御の効果を明らかにするため、制動力制御との比較を行った。

### 4.2 制御方式

#### 4.2.1 キャンバ角制御

キャンバ角制御は車体スリップ角が10度（最大コーナリングフォース発生時車体スリップ角）を超えた場合、外輪前輪を対地ポジティブキャンバ角方向に20度変化させる。カウンターステアをアシストする方向にキャンバ角を制御することでスピンを防止する。また外輪後輪の場合は車体スリップ角が10度を超えた場合、対地ネガティブキャンバ角方向に20度変化させる。キャンバスラストの効果を有効活用するため、タイヤはトレッド形状の丸いバルーンタイヤを使用した。図4-1にバルーンタイヤにてキャンバ角を大きく変化させた時のタイヤのサイドフォース特性（Magic Formula タイヤモデル<sup>(9)</sup>による計算値）を示す。

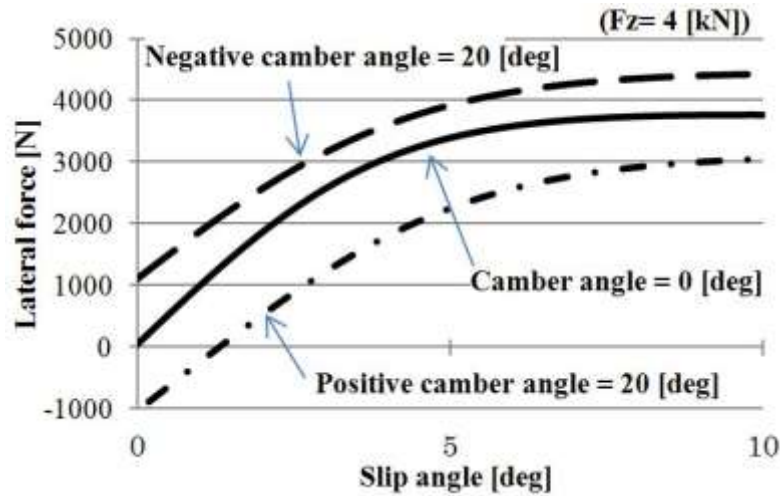


図 4-1 タイヤの横力特性

#### 4. 2. 2 制動力制御

制動力制御は車体スリップ角が 10 度（最大コーナリングフォース発生時車体スリップ角）を超えた時、外輪の前輪及び後輪に制動力を与えることで、ヨーモーメントを制御し車体スリップ角の増加を抑えスピンを防止する。式(4.1)に制御則を示す。車体スリップ角からの判別をもとに右旋回か左旋回かの判別を行い、車体スリップ角 10 度以上の場合に外輪前輪、および外輪後輪に車体スリップ角に駆動力と制動力定数を掛け合わせた値を制動力として出力する。制動力定数の値は 0.5 とする。

$$BF_{out} = B_f \cdot T_{out} \cdot \beta \quad (4.1)$$

#### 4. 3 実験方法

図 4-2 に示す円旋回コースを使用した。車速は 80km/h とドリフトを伴うコーナリングとなるような高めの速度とし、設定速度を維持するように設定した。被験者にはグリップ走行、ドリフト走行などの走行方法は指定せず、目標コースを追従してもらうよう指示した。実験は、前輪と後輪それぞれにおいて制御効果の確認を行い、車両の制御を行わない場合（Normal）と制動力制御（BF control）、

キャンバ角制御 (Camber control) の 3 つの条件で行った。前輪においては、制御なし、前輪外輪制動力制御、前輪外輪対地ポジティブキャンバ角制御である。後輪では、制御なし、後輪外輪制動力制御、後輪外輪対地ネガティブキャンバ角制御である。前輪及び後輪の実験パターンを表 4-1、表 4-2 に示す。

実験はコース上を 1 周できたら成功とし、コース上を著しく逸脱するか、もしくはスピンした場合を失敗として実験を行った。各制御につきランダムで 5 回ずつ走行実験を行った。その後車両の運転のし易さについてのフィーリング評価を 5 段階で行った。実験の被験者は表 4 に示す 4 人のドライバーである。被験者にはドライビングシミュレータの操作に慣れてもらうため、30 分間の練習走行を行ってもらった。

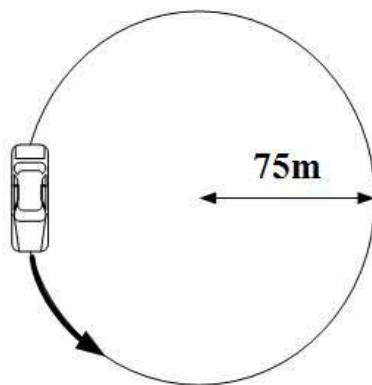


図 4-2 円旋回コース

表 4-1 前輪実験パターン

1.	<b>Camber control</b>	<b>Positive camber angle control</b>
2.	<b>BF control</b>	<b>Braking force control</b>
3.	<b>Normal</b>	<b>No control</b>

表 4-2 後輪実験パターン

1.	<b>Camber control</b>	<b>Negative camber angle control</b>
2.	<b>BF control</b>	<b>Braking force control</b>
3.	<b>Normal</b>	<b>No control</b>

#### 4. 4 限界走行実験の結果及び考察

図 4-3 に前輪制御における被験者 C の実験結果を示す(実験結果において他の被験者も同様の傾向があった)。円旋回走行実験軌跡より、制御していない場合はスタート直後からコースに追従することができず大幅にコースから外れスピンし走行不能となっている。制動力制御では旋回コースの 3/4 付近において約 15m コースから外れている。前輪対地ポジティブキャンバ角制御は最もコースに追従して走行が可能である。

図 4-4 に示す車体スリップ角の実験結果を見ると、制御なしでは 3 秒付近から急激に車体スリップ角が増加し、スピンにいたっている。制動力制御では車体スリップ角が最大で 27 度まで変化している。前輪対地ポジティブキャンバ角制御ではキャンバラストの効果によって車体スリップ角が最大で約 19 度に抑えられ最も安定している。キャンバ角制御を行うことで制動力制御に対し車両の横滑りを 30% 減少させることができた。

図 4-5 に示すハンドル角では、制御なしでは 1 秒付近からカウンターステアの動きがあるが、間に合わずスピンしている。制動力制御ではカウンターステアを

当てて車体のコントロールを行なっていることがわかる。前輪対地ポジティブキャンバ角制御ではハンドル角が 12 度以内に収まり最も安定している。キャンバ角制御によりカウンターステアをアシストする方向にキャンバスラストが働き、カウンターステアの操作量を抑えることができている。

図 4-6 に示す横加速度より、制御なしでは横加速度が  $0.8G \sim -0.8G$ 、制動力制御では  $0.8G \sim -0.2G$  と大きく変化し、不安定な挙動となっている。前輪対地ポジティブキャンバ角制御は、ドリフトコーナリング時にキャンバ角を制御することで横加速度が  $0.8G \sim 0.5G$  の範囲で車体を制御できている。

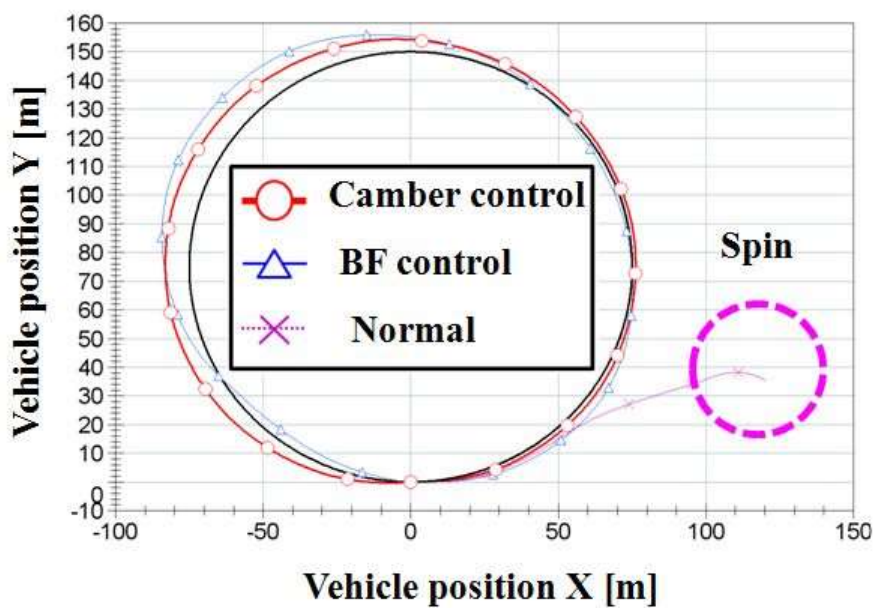


図 4-3 走行軌跡



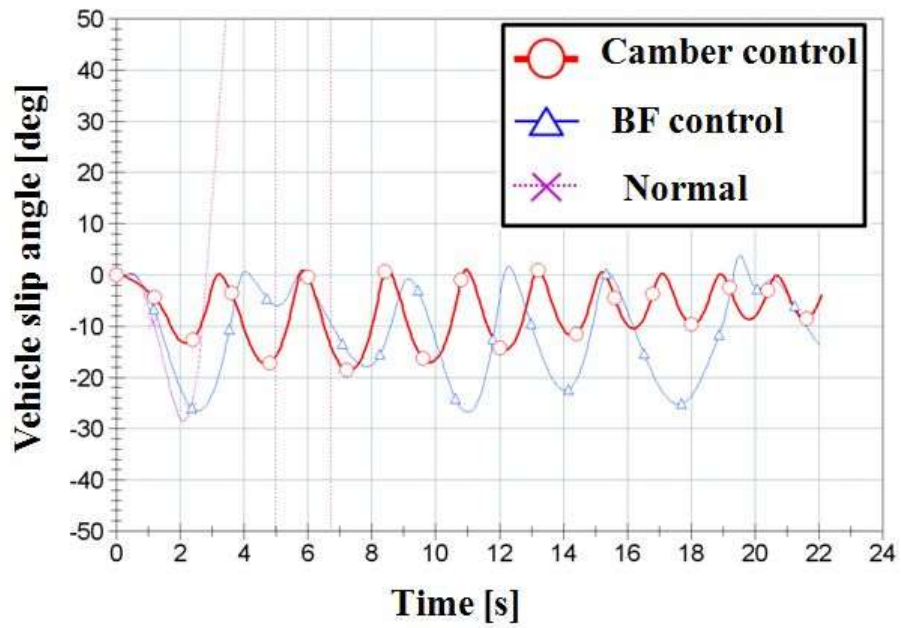


図 4-4 車体スリップ角

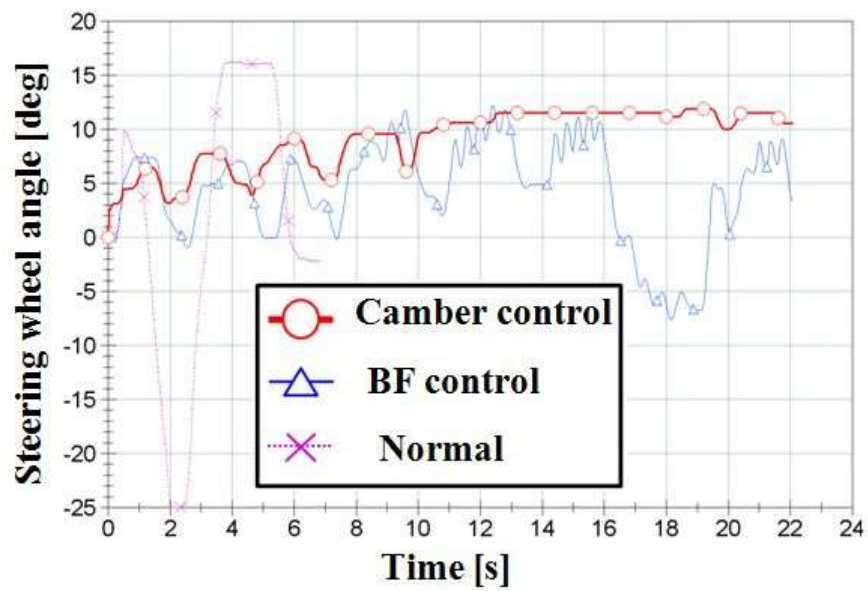


図 4-5 ハンドル角

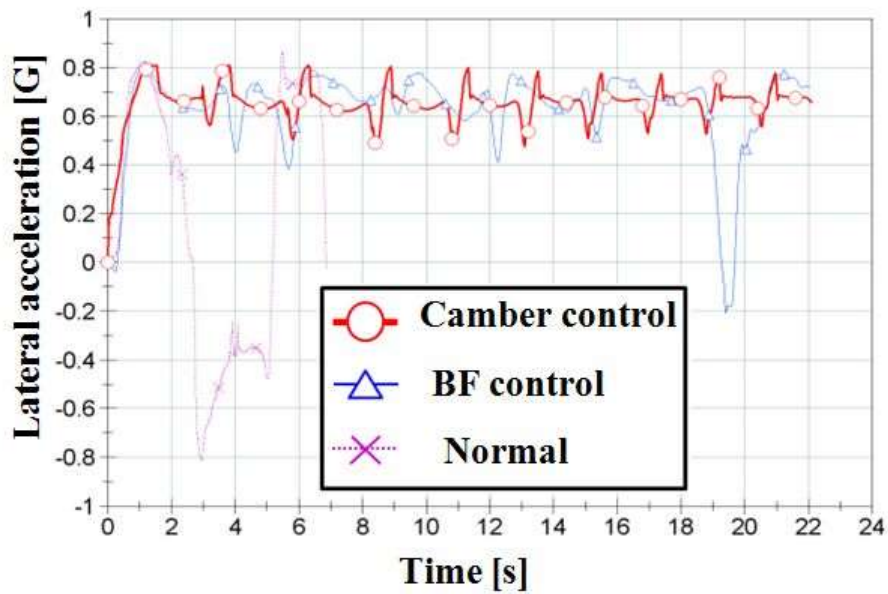


図 4-6 横加速度

走行実験後に 5 段階でフィーリング評価を行い平均値と標準偏差を用い定量的解析を行った。フィーリング評価の結果を図 4-7 に示す。前輪対地ポジティブキャンバ角制御、制動力制御、制御なしの順に良い評価となっている。キャンバ角制御は、大幅に車体スリップ角の増加を抑制できており、被験者 A、C、D の評価は最も高くなった。被験者 B はキャンバ角制御により車両がアンダーステア傾向になったことで評価が低くなっている。

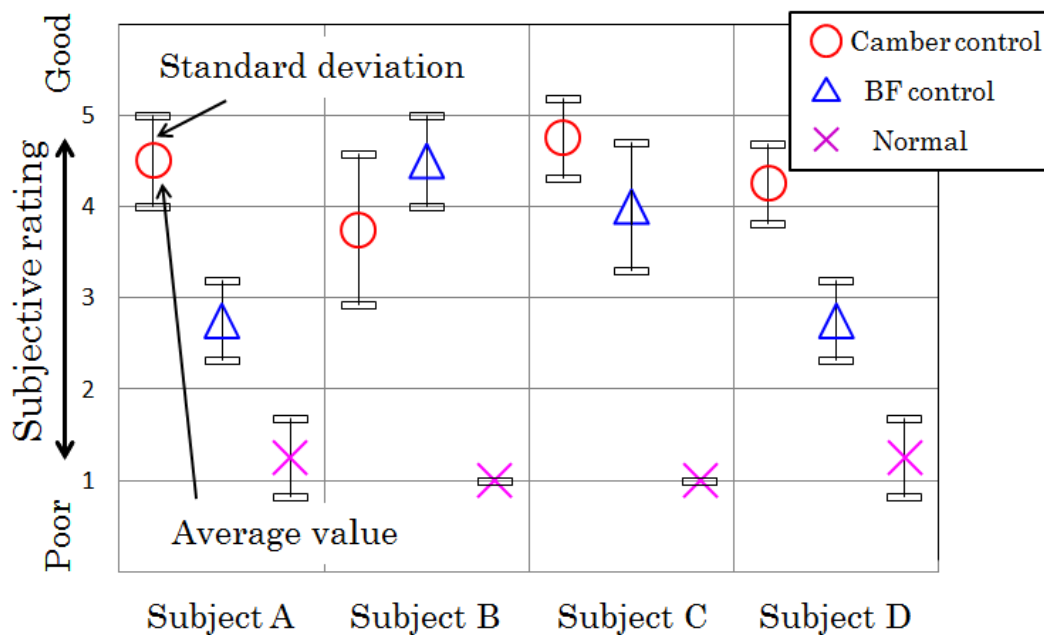


図 4-7 フィーリング評価

図 4-8 に後輪制御における被験者 A の実験結果を示す(実験結果において他の被験者も同様の傾向があった)。実験走行軌跡より旋回コースの 3/4 付近で制御なしではスピンし走行不能となっており、制動力制御では大きくコースから外れている。後輪対地ネガティブキャンバ角制御では最もコースに追従して走行が可能となっている。

図 4-9 に示す車体スリップ角の実験結果から、制御なしでは 16 秒付近からスピンしている。制動力制御では、車体スリップ角が最大 32 度まで変化している。後輪対地ネガティブキャンバ角制御では、キャンバラストの効果によって車体スリップ角が最大で 18 度と最も車体の横滑りを低減できている。キャンバ角制御を行うことで、制動力制御に対し車両の横滑りを 40%抑制させることができた。

図 4-10 に示すハンドル角では、制御なしでは最大までハンドルを切って操作を行っているが、安定した走行ができていないことがわかる。制動力制御と後輪対地ネガティブキャンバ角制御では、カウンターステアをあてて車体のコントロールを行っているが、キャンバ角を制御した場合はハンドル角変化が少なくなっている。

図 4-11 に示す車両横加速度より、制御なしでは横加速度が大きく変化しており不安定な挙動となっていることがわかる。制動力制御はコーナリング限界において、車両横加速度が減少しており、コーナリング限界を下げてもコントロールしているが、後輪対地ネガティブキャンバ角制御ではドリフトコーナリング時に後輪を対地ネガティブキャンバ角方向に変化させることで、車両の旋回限界横加速度が向上している。

走行実験後に 5 段階でフィーリング評価を行い平均値と標準偏差を用い定量的解析を行った。フィーリング評価の結果を図 4-12 に示す。全被験者ともキャンバ角制御、制動力制御、制御なしの順に良い評価となっている。後輪対地ネガティブキャンバ角制御の効果が非常に大きいといえる。制動力制御では各被験者ともアンダーステア傾向になったため評価が低くなった。制御なしではハンドル操作を行っても車両姿勢の制御が難しく最も悪い評価となった。

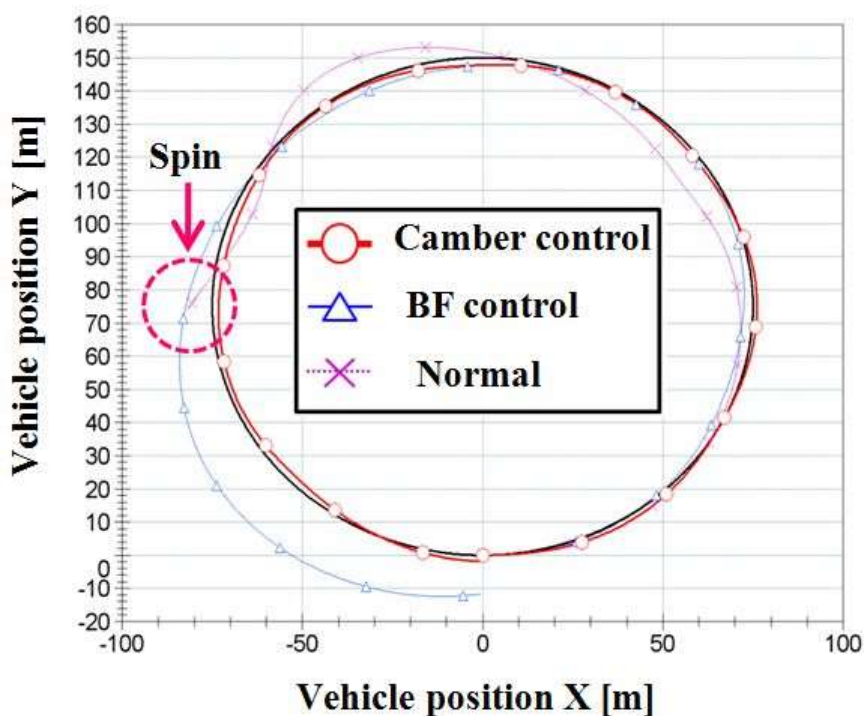


図 4-8 走行軌跡

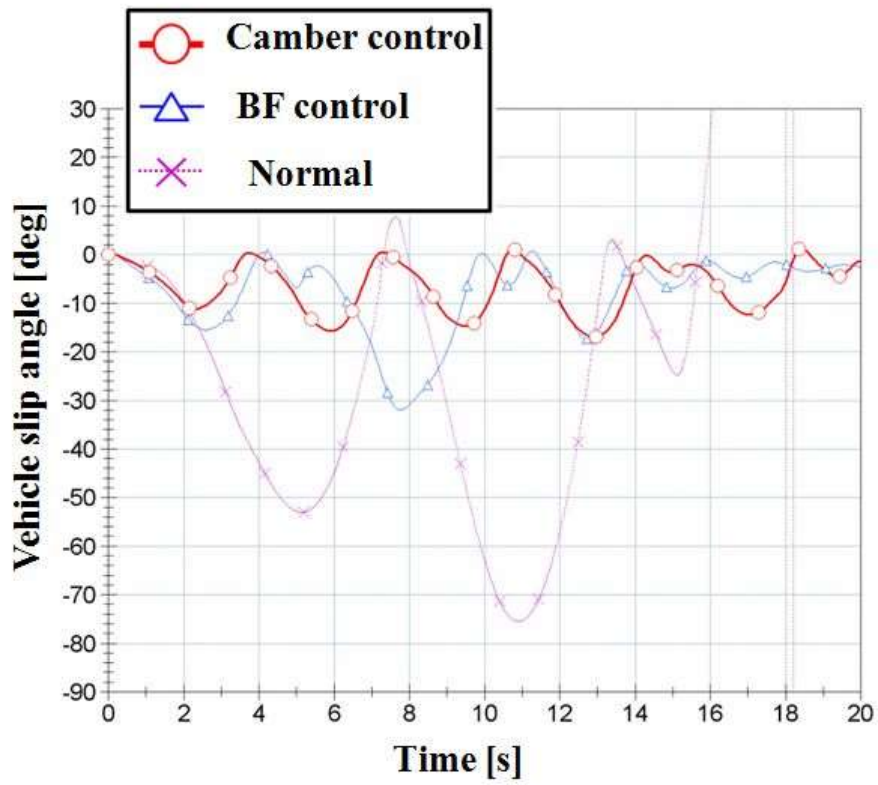


図 4-9 車体スリップ角

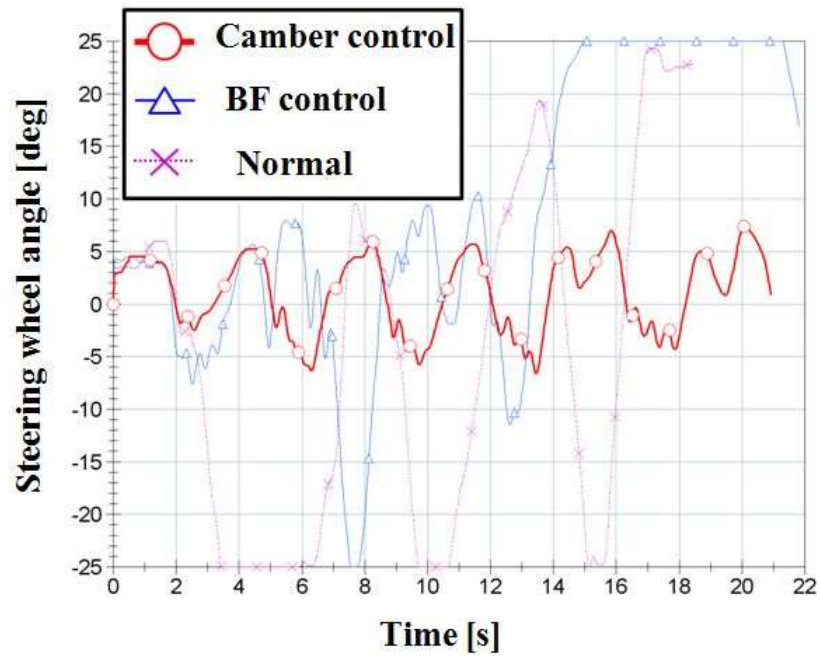


図 4-10 ハンドル角

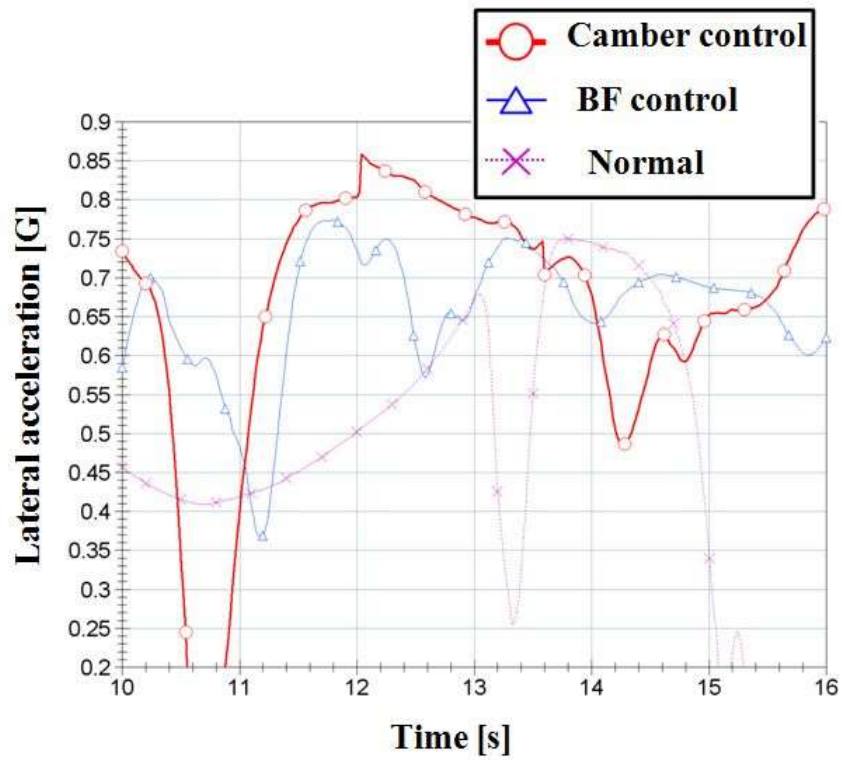


図 4-11 横加速度

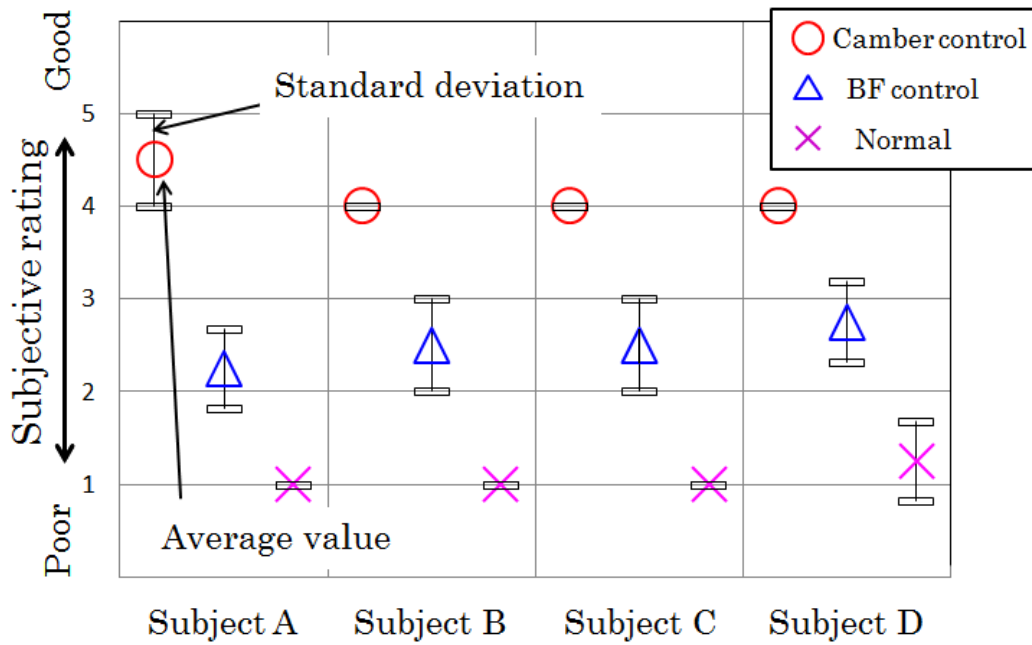


図 4-12 フィーリング評価

#### 4. 5 結言

車両の完全スキッド限界でスピン防止を目的として、対地キャンバ角制御に着目し円旋回実験にてその効果を制動力制御と比較した。前輪における対地ポジティブキャンバ角制御と制動力制御を比較した場合、前輪対地ポジティブキャンバ角制御の方が車両の横すべりを抑えることができコースの追従性が良いことがわかった。また、カウンターステアはドライバの負担になるが、キャンバ角制御によりカウンターステアをアシストする方向にキャンバラストが働き、カウンターステアの操作量を抑えることができ負担の低減が可能となる。

後輪における対地ネガティブキャンバ角制御と制動力制御を比較した場合、制動力制御では限界横加速度を下げて制御するため完全スキッド限界では効果が少ない。対地ネガティブキャンバ角制御は車輪が横滑りしかけた領域でも限界横加速度を上げることでグリップ領域に戻すことが可能であり、制動力制御以上の効果が期待できる。それゆえタイヤの前後力に発生余裕の残っていない完全スキッド限界では効果の少ない内外輪制駆動力制御に対し、キャンバ角制御は内外輪制駆動力制御以上の効果が期待できることがわかった。

## 第5章 キャンバ角制御と内外輪制駆動力制御の協調制御による限界性能向上

### 5.1 緒言

近年、自動車の動力の電動化の方向が加速しており、もし完全な電動化が達成されることとなると、車両運動制御技術は、さらに一段進化したものになることが期待される。電動化により4輪インホイールモータによる制駆動が4輪独立に制御可能になることから、電気自動車による内外輪制駆動力制御に関して多くの研究が行われている<sup>(94-96)</sup>。本稿では、規範タイヤ特性を用いたヨーモーメントフィードバックについて検討を行った。

さらに、電動化により電磁的なアクチュエータを用いてタイヤのキャンバ角も大きく制御することが容易になる。キャンバ角に対する横力特性として、小林らによりタイヤのスリップ角の大きいコーナリング限界領域において、タイヤのキャンバ角をネガティブキャンバ角方向に傾けることで、横力の最大値が増加することが報告されている。コーナリング限界領域でキャンバ角を大きく制御することで、コーナリング限界領域の運動性能をさらに向上できると考え、キャンバ角制御に関する研究を行った。

また規範タイヤ特性を用いたヨーモーメントフィードバックとキャンバ角制御を組み合わせることにより、コーナリング限界領域において、内外輪制駆動力制御では制御しきれない領域でも横滑りを抑えることができることが明らかになったので報告する。



## 5. 2 規範タイヤ特性を用いた内外輪制駆動力制御

### 5. 2. 1 規範タイヤ特性

規範タイヤ特性は図 5-1 のように横滑り角が増えても横力が飽和しないように設定した。こうすることで横滑り角が大きくなった場合の復元モーメントや操舵に対する回頭モーメントを発生させることができる。輪荷重に対する特性を図 5-2 に示す。なお、横滑り角が 10 度以上の部分に関しては外挿補間を行っている。

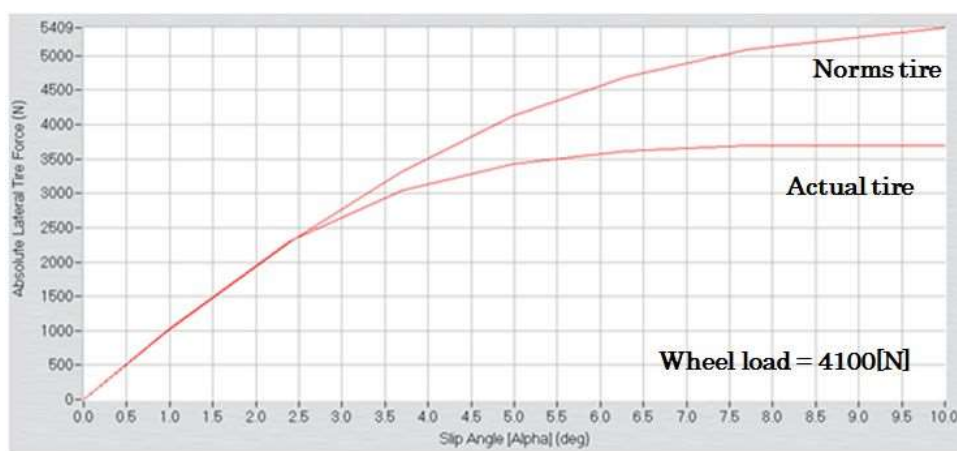


図 5-1 規範タイヤ特性

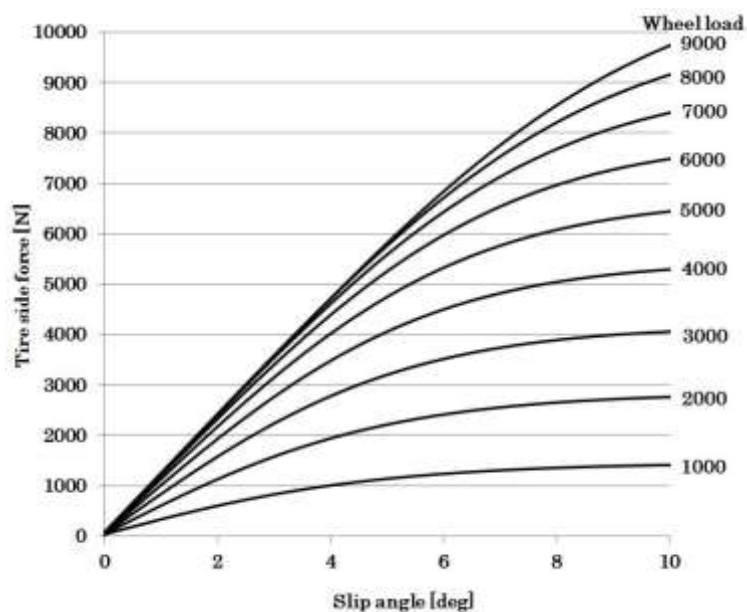


図 5-2 輪荷重に対する規範タイヤ特性

### 5. 2. 2 規範ヨーモーメントの算出

規範タイヤ特性による横力は、車両モデルから出力される各タイヤの輪荷重とタイヤの横滑り角を用い計算する。この横力を用いて規範ヨーモーメント  $M_e$  を求める。走行中の車両のヨーモーメントは、車両のヨー慣性モーメント  $I_z$  とヨーレイトの微分値  $\dot{\gamma}$  から求める。制御はその差分のモーメント  $M$  を左右駆動力配分することにより直接車両にあたえる。

$$M_e = -F_{ye_{R1}} \cdot a - F_{ye_{L1}} \cdot a + F_{ye_{R2}} \cdot b + F_{ye_{L2}} \cdot b \quad (5.1)$$

$$M = M_e - I_z \dot{\gamma} \quad (5.2)$$

( $M_e$ : 規範タイヤのヨーモーメント、 $F_{ye_i}$ : 各規範タイヤの横力、 $a$ 、 $b$ : 前輪、後輪～重心点間距離)

#### 余裕駆動力比率算出

ここでは、走行中のそれぞれのタイヤに加わる輪荷重と横力、路面摩擦  $\mu$  から各タイヤの駆動力発生余裕を式(5.3)により求める。

次に 2.2 項で求めた差分のモーメント  $M$  を右側前後輪、左側前後輪で 50%ずつ配分する。さらに式(5.3)で求めた駆動力発生余裕をもとに、各タイヤに加える制駆動力制御量を決定している。この関係を式で示すと式(5.4)のようになる。

ここで、式(5.2)で求まる規範タイヤレベルに達することに要求されるヨーモーメント量は現実には無い高い値となる。左右輪の前後輪の駆動力配分を 50%としても、その後のタイヤ摩擦円により制限されるので、外輪の余裕駆動力には十分な大きさとなる為、ここではこのように設定した。

$$X_i = \sqrt{\mu Fz_i^2 - Fy_i^2} \quad (5.3)$$

$$\left. \begin{aligned} f_{x_{L1}} &= \frac{X_{L1}}{X_{L1} + X_{L2}} \frac{M}{2 \cdot (tr/2)} \\ f_{x_{L2}} &= \frac{X_{L2}}{X_{L1} + X_{L2}} \frac{M}{2 \cdot (tr/2)} \\ f_{x_{R1}} &= \frac{X_{R1}}{X_{R1} + X_{R2}} \frac{M}{2 \cdot (tr/2)} \\ f_{x_{R2}} &= \frac{X_{R2}}{X_{R1} + X_{R2}} \frac{M}{2 \cdot (tr/2)} \end{aligned} \right\} (5.4)$$

( $X_i$  : 各タイヤの制駆動力発生余裕、 $Fz_i$  : 各タイヤの輪荷重、 $Fy_i$  : 各タイヤの横力、 $f_{x_i}$  : 規範タイヤの駆動力制御量)

規範タイヤ特性を用いた内外輪制駆動力制御の制御フローを図 5-3 に示す。

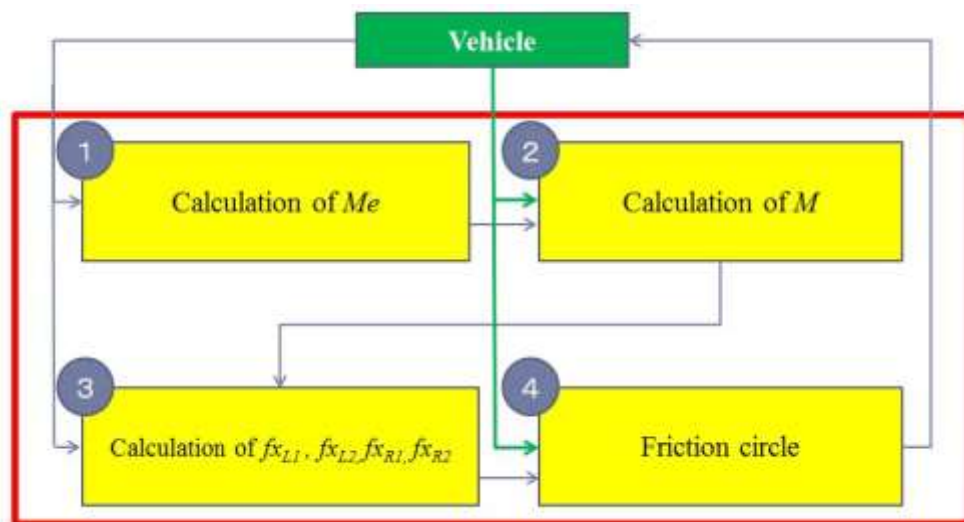


図 5-3 制御フロー

### 5.3 規範タイヤ特性を用いた内外輪制駆動力制御の効果確認実験

#### 5.3.1 車両モデル

車両モデルとして、メカニカルシミュレーションコーポレーション(MSC社:USA)の CarSim というフルビークル車両運動シミュレーションソフトを組み込んでいる。実験に用いた4輪駆動車の車両諸元を表5-1に示す。

タイヤ横力特性については、図5-4に示すようなタイヤ特性を用いた。また駆動制動力特性は図5-5に示すような特性とし、スリップ比の原点に関して点対称なタイヤ特性を仮定している。スリップ角とスリップ比が同時に付加される場合については、摩擦楕円の概念を用いて計算を行っている。本章を通じて人間が本質的な意味で介在していないので、ドライビングシミュレータ環境を使ってはいるものの、ドライビングシミュレータ実験ではなく、シミュレーション計算である。

表 5-1 車両諸元

Wheelbase (mm)	2600
Distance from center of front axle to center of gravity (mm)	1200
Height from ground to center of gravity (mm)	500
Vehicle mass (kg)	1600
Roll moment of inertia ( $\text{kg}\cdot\text{m}^2$ )	600
Pitch moment of inertia ( $\text{kg}\cdot\text{m}^2$ )	2500
Yaw moment of inertia ( $\text{kg}\cdot\text{m}^2$ )	2500
Front and rear wheel treads	1500
Weight distribution between the front and rear	55 : 45

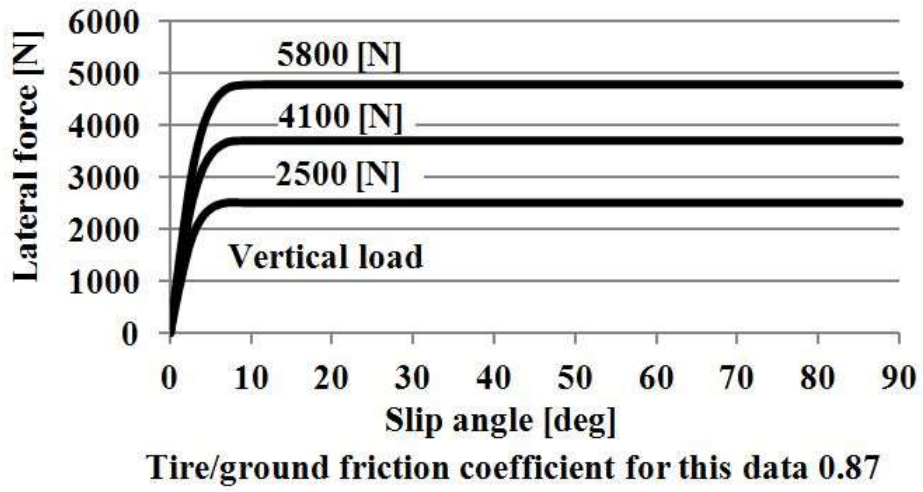


図 5-4 タイヤ横力特性

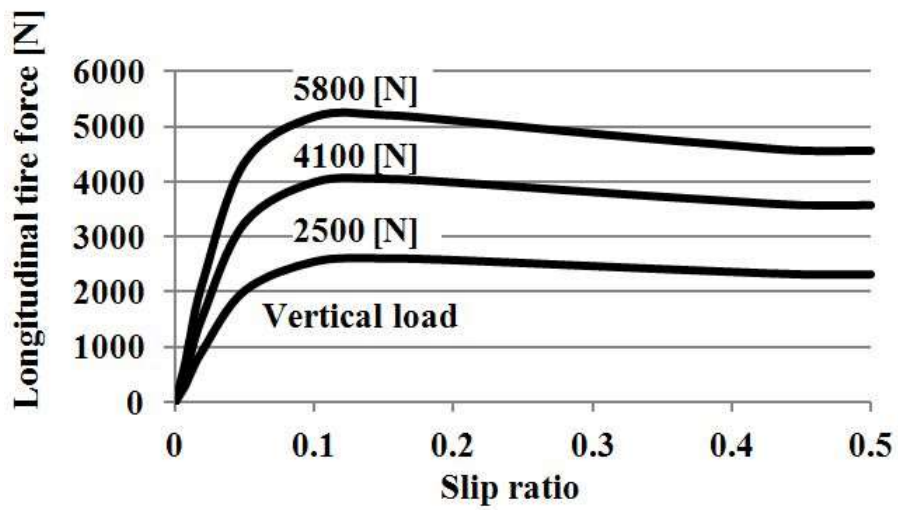


図 5-5 加減速特性

### 5. 3. 2 実験方法

本研究ではドライビングシミュレータを用いて、図 5-6 に示す半径 15m の円旋回コースにて実験を行った。実舵角を 11 度に固定し、車両は初速 20km/h で走らせる。実験開始から 35 秒経過後、緩加速(0.06G)を開始し、規範タイヤ制御がある場合と無い場合での車両挙動を人の要素が入らないオープンループの条件で比較した。

さらに加速円旋回実験についても行った。実験は実験開始から 35 秒経過後、0.2G 加速を行う。実験は規範タイヤ制御がある場合と無い場合の 2 パターンで比較した。

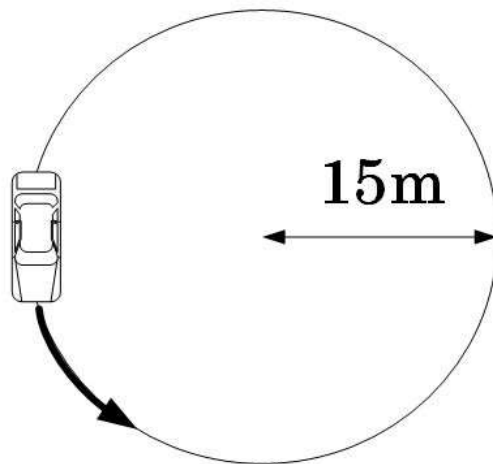


図 5-6 円旋回コース

### 減速円旋回コース実験方法

ドライビングシミュレータを用いて図 5-9 に示す半径 40m の円旋回コースにて実験を行った。実舵角を 6.9 度で固定し、初速 63.9km/h (横加速度は 0.8G) で走らせる。実験開始から 35 秒経過後、0.2G の制動を開始し、規範タイヤ制御がある場合と無い場合での 2 パターンで実験を行った。実験は人の要素が入らないオープンループの条件で比較した。

また、車体スリップ角の大きい領域における規範タイヤ制御の効果を確認するため、車体スリップ角 8 度以上のとき規範タイヤ制御を用いる場合についても比較した。

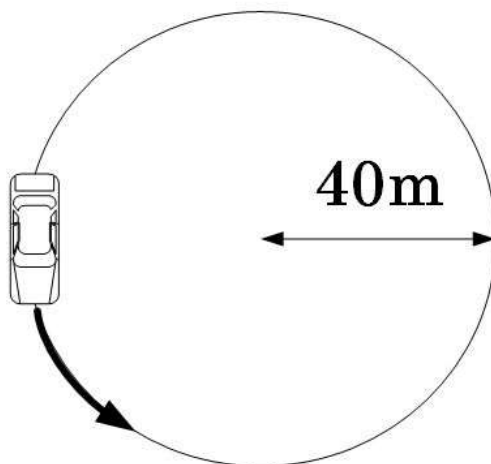


図 5-9 円旋回コース

### 5. 3. 3 加速円旋回実験の結果及び考察

規範タイヤ制御がある場合と無い場合での緩加速による加速円旋回を行った結果を図 5-7 に示す。旋回半径が 1.5 になったときのそれぞれの横加速度を見ると、制御を行っていない場合は横加速度が約 0.8G、規範タイヤ制御により各タイヤの駆動力を制御した場合には横加速度が約 0.84G となり、その後旋回半径が 1.6 になった場合でもその横加速度がほとんど変わっていないことから規範タイヤ制御によりこの車両が発揮できる横加速度の限界が 0.04G ほど高まっていることがわかる。制御なしでは旋回半径が横加速度に対して大きく膨らむが、規範タイヤ制御を行うことで旋回半径の膨らみを抑え、かつ限界横加速度も増大させることができる。制御ありの場合は前章に記した制御メカニズムにより回頭モーメントの指令値が出て、旋回方向に駆動力が発生した。

規範タイヤ制御の 0.7G 付近に段差が生じているが、タイヤの非線形特性のデータが点データを直線補間しているので出力データにやや不安定を生じている面がある。あるいはドライビングシミュレータを用いているのでミッションのギヤシフト等の影響もやや生じていると判断できる。

次に 0.2G 加速を行った時の実験結果を図 5-8 に示す。制御を行っていない場合は 0.2G 加速による前後荷重移動の影響で、緩加速時に対し、ステア特性が変化し横加速度に対する旋回半径が大きくなっている。規範タイヤ制御を行った場合は、ステア特性を軽減できている。



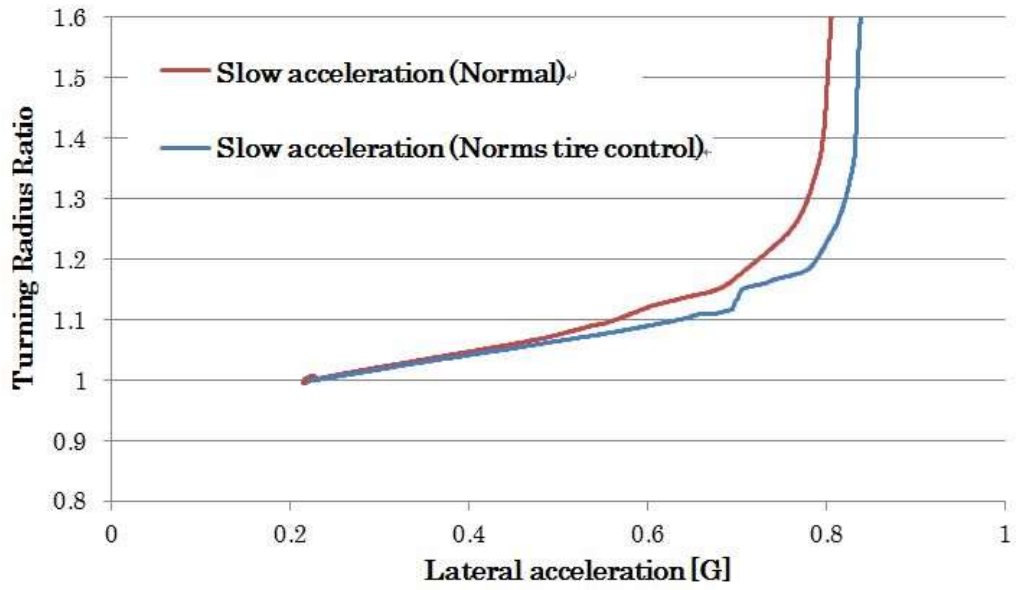


図 5-7 緩加速時の旋回半径比の比較

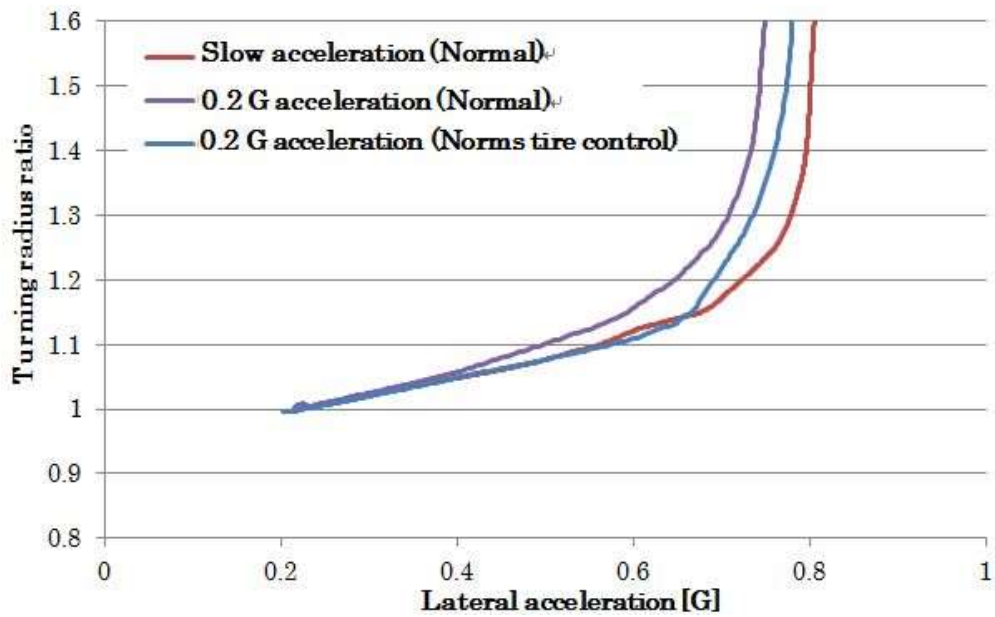


図 5-8 0.2G 加速時の旋回半径比の比較

### 5. 3. 4 減速円旋回実験の結果及び考察

規範タイヤ制御がある場合と制御なしの場合での旋回制動試験を行った結果を図 5-10 に示す。制御なしでは、制動時にタックイン挙動を起こしスピンしてしまうのに対し、常に規範タイヤ制御を行った場合は、タックイン挙動を大きく低減できた。規範タイヤ制御により旋回制動時におけるステア特性変化を低減することができた。

車体スリップ角 8 度を越えた領域から規範タイヤ制御を行った場合はタックイン挙動を低減させることができなかった。タイヤのコーナリングフォースが飽和に近い領域では、タイヤの前後力に発生余裕が少なく、制御による挙動低減効果が減少してしまった。

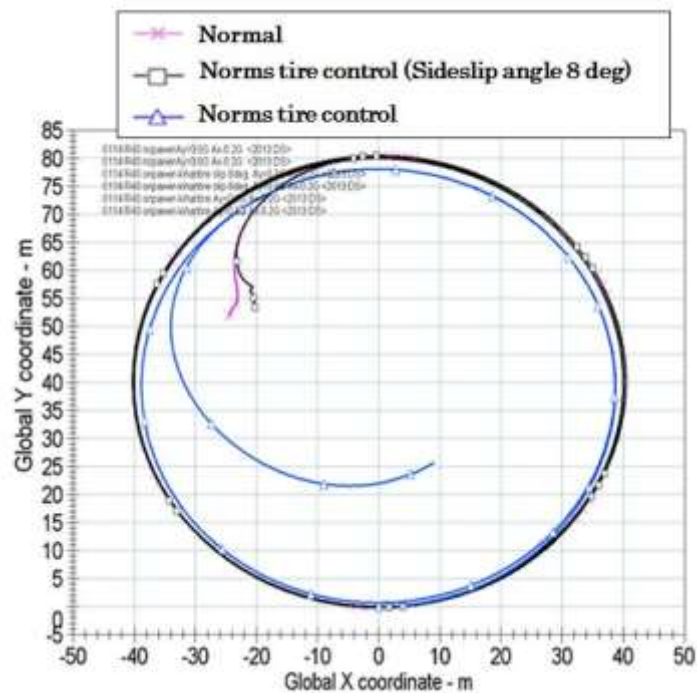


図 5-10 旋回軌跡

## 5. 4 後輪キャンバ角制御の効果

旋回横加速度の限界では、タイヤの横力が飽和状態になるため、摩擦円の観点からタイヤ前後力の発生余裕が少なくなってしまう。そのため内外輪制駆動力制御による挙動低減効果が減少してしまう。そこで、キャンバ角を制御することで内外輪制駆動力制御以上の効果が期待できると考えた。

### 5. 4. 1 後輪キャンバ角制御

キャンバ角制御は車体スリップ角が 6 度、または 8 度を越えた場合、後輪のキャンバ角を対地ネガティブキャンバ角方向に 20 度変化させる。アクチュエータによりキャンバ角を大きく変化させるため、タイヤはモーターサイクル用タイヤのような接地面形状の丸いタイヤを想定している。図 5-11 にキャンバ角を大きく変化した時のタイヤのサイドフォース特性（Magic Formula タイヤモデル<sup>(93)</sup>による計算値）を示す。

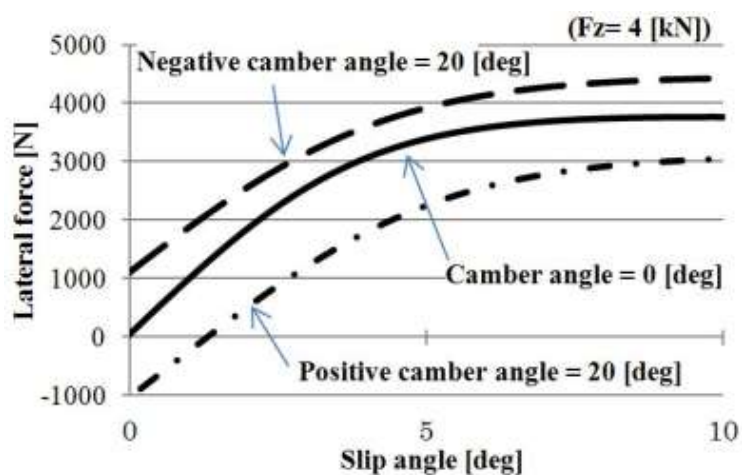


図 5-11 タイヤのサイドフォース特性

#### 5. 4. 2 実験方法

本研究ではドライビングシミュレータを用いて図 5-12 に示すダブルレーンチェンジコースにて実験を行った。車速は 150km/h 一定で走行する。操舵制御は CarSim 内の最適制御モデルを用いた。実験は、制御なし、車体スリップ角が 6 度を超えた場合に後輪対地ネガティブキャンバ角 20 度の制御を行った場合、車体スリップ角が 8 度を超えた場合に後輪に對地ネガティブキャンバ角 20 度の制御をした場合の 3 パターンである。

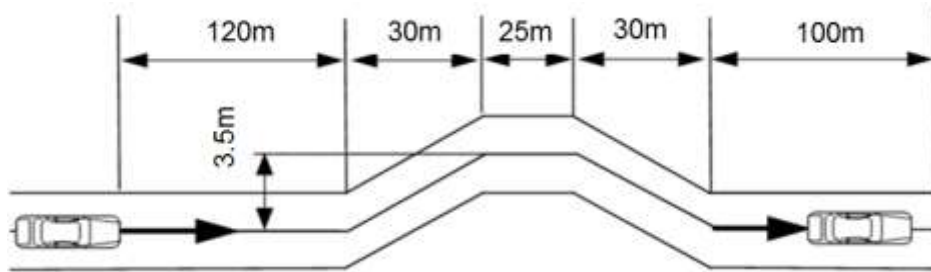


図 5-12 ダブルレーンチェンジコース

#### 5. 4. 3 ダブルレーンチェンジ実験の結果及び考察

図 5-13 に走行軌跡を示す。制御を行っていない場合は、レーンチェンジ後に直線コースに戻ることができず、コースから大きく外れてしまった。しかし、後輪の対地ネガティブキャンバ角制御を行った場合はレーンチェンジ後に直線コースに戻ることができた。

車体スリップ角を図 5-14 に示す。制御を行っていない場合では、ダブルレーンチェンジ時にスリップ角が増大し後輪が横滑りをおこしスピンしてしまった。車体スリップ角 8 度からキャンバ角制御を行った場合は、車体スリップ角の最大値は 9.4 度、車体スリップ角 6 度からキャンバ制御を行った場合には車体スリップ角の最大値は 6.5 度となり、キャンバ角制御により車両の横滑りを抑えることができた。

図 5-15 にヨーレイトを示す。キャンバ角制御を行った場合のヨーレイトの収束を比較すると、車体スリップ角 8 度を超えたところからキャンバ角制御を行っ

た場合は直線に戻ったのは約 11 秒後であるのに対し、車体スリップ角 6 度を越えたところからキャンバ制御を行った場合、直線に戻ったのは約 8 秒後であることがわかる。

図 5-16 に走行中の後輪横力を示す。車体スリップ角 6 度以上で後輪にキャンバ角制御を加えた場合は走行開始から約 4.5 秒、車体スリップ角 8 度以上で後輪にキャンバ制御を加えた場合は走行開始から約 5.5 秒の時点で後輪に対地ネガティブキャンバ角制御が加わり、それによって後輪の発揮できる横力が増加している。

なお、本走行条件はシビアなダブルレーンチェンジであり、5.3 章に示した規範タイヤ特性を用いた内外輪制駆動力制御では効果が少なかったため省略した。

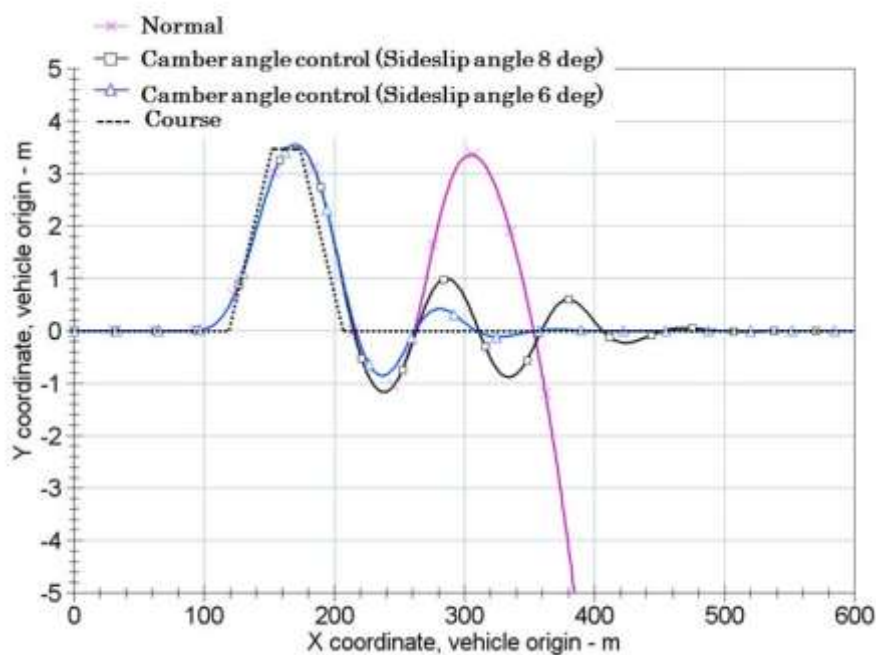


図 5-13 走行軌跡

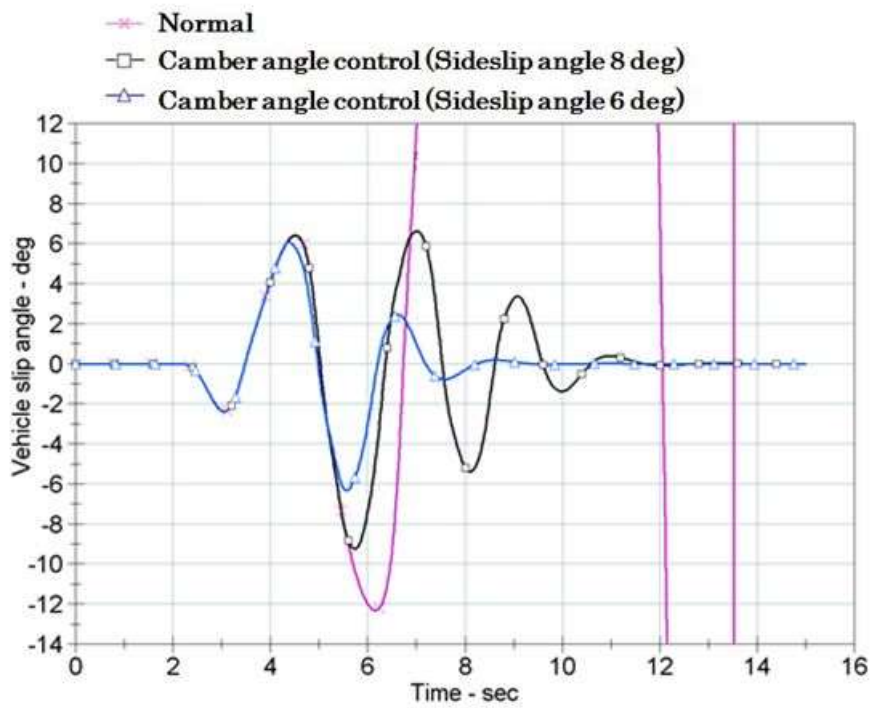


図 5-14 車体スリップ角

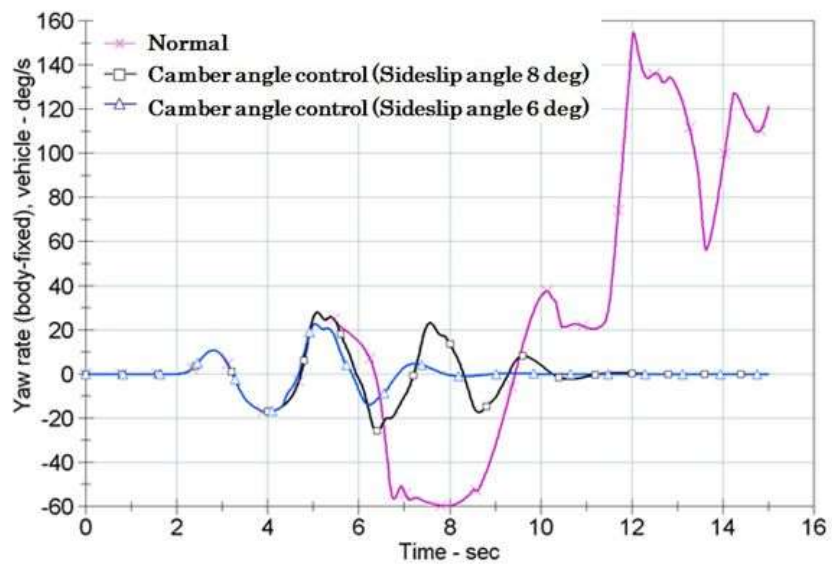


図 5-15 ヨーレート

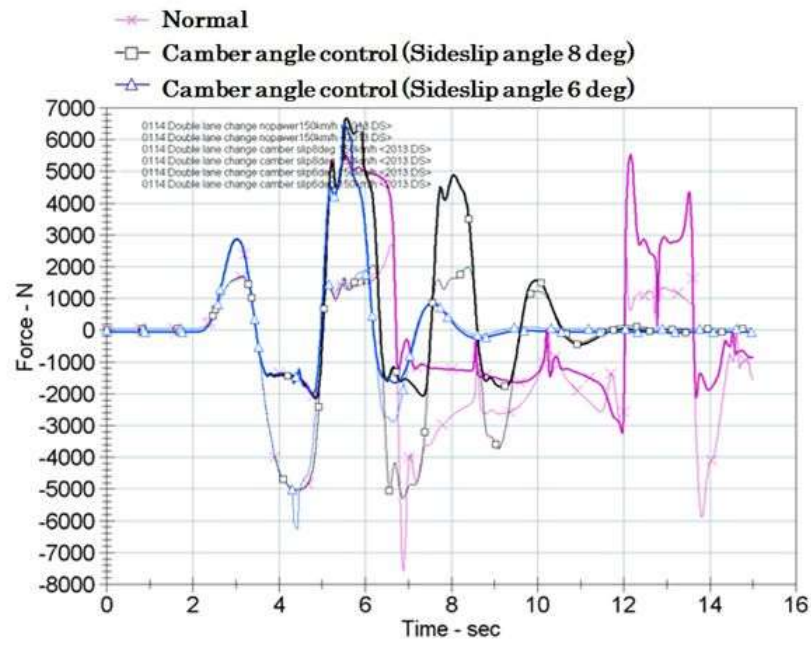


図 5-16 後輪横力

## 5.5 キャンバ角制御と内外輪制駆動力制御（規範タイヤ特性方式）の 協調制御

### 5.5.1 実験方法

ドライビングシミュレータを用いて図 5-12 に示すダブルレーンチェンジコースを車速 200km/h(一定)で走行する。操舵制御は CarSim 内の最適制御モデルを用いた。実験は車体スリップ角が 6 度を超えた場合に、後輪対地ネガティブキャンバ角 20 度の制御を行った場合、また、このキャンバ角制御+規範タイヤ特性を用いた内外輪制駆動力制御を走行中常に行った場合の 2 パターンである。

### 5.5.2 ダブルレーンチェンジ実験の結果及び考察

図 5-17 に走行軌跡を示す。ダブルレーンチェンジ終了後に車両が直進状態に戻るまでの X 方向の距離を比較すると、キャンバ角制御+規範タイヤ特性を用いた内外輪制駆動力制御の方がキャンバ角制御のみに比べ、短い走行距離で直進状態に戻っていることがわかる。

車体スリップ角を図 5-18 に示す。キャンバ角制御+規範タイヤ特性を用いた内外輪制駆動力制御の場合は、キャンバ角制御のみに比べ、ダブルレーンチェンジ時における横滑りを抑えられている。さらに車体スリップ角の収束も早く安定した走行ができているといえる。



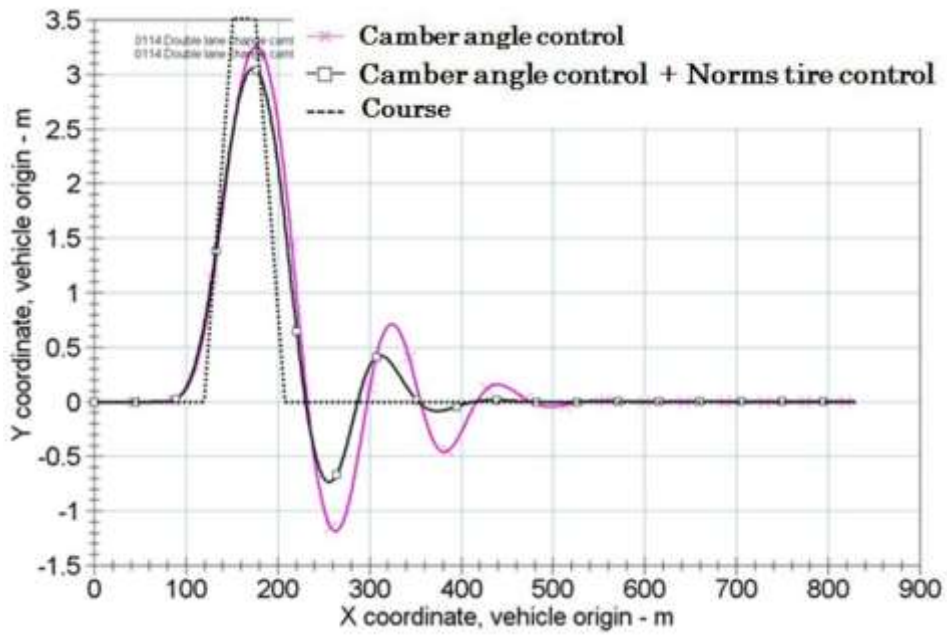


図 5-17 走行軌跡

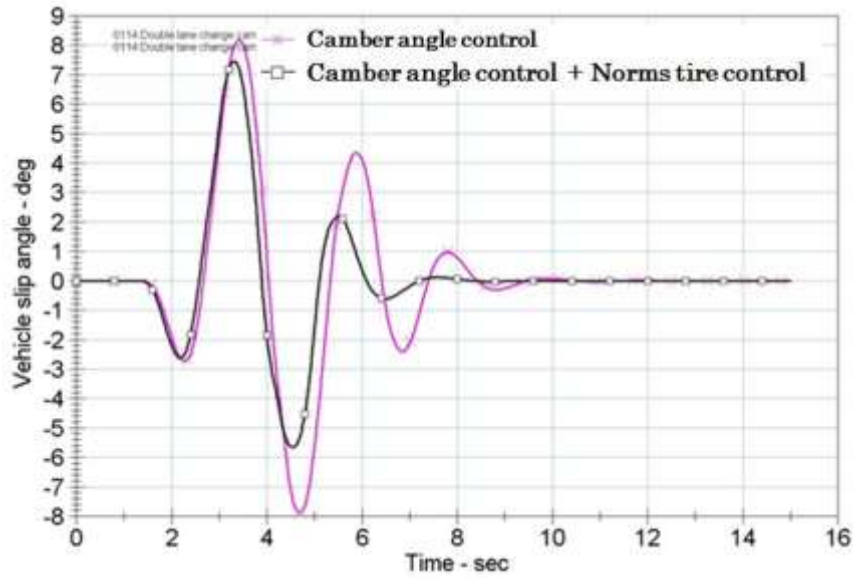


図 5-18 車体スリップ角

## 5.6 結言

本研究では、操縦性安定性向上を目的として、横滑り角が増えても横力が飽和しないタイヤ特性を規範とした内外輪制駆動力制御の効果について、その有効性の検討を行った。その結果、タイヤ特性を規範とした内外輪制駆動力制御により旋回加速時のステア特性変化抑制と旋回限界横加速度向上効果があることがわかった。さらに旋回減速時のタックイン挙動を低減できることを明らかにした。

さらに、タイヤ横力が飽和状態になる旋回横加速度の限界領域でのスピン防止を目的として、対地ネガティブキャンバ角制御に着目し、ダブルレーンチェンジ実験にてその効果を検討した。その結果、対地ネガティブキャンバ角制御は車輪が横滑りしかけた領域でも限界横加速度を上げることで、横滑りを抑えることができる。それゆえタイヤの前後力に発生余裕の少なくなっている完全スキッド限界では効果が減少する内外輪制駆動力制御に対し、キャンバ角制御は内外輪制駆動力制御以上の効果が期待できる

また、キャンバ角制御と規範タイヤ制御を併用することで大きな効果が期待できる。

## 第6章 サスペンションコントロールを適用した電気自動車

### 6.1 緒言

本章では、ステアバイワイヤによるアクティブ制御手法及び、キャンバ角制御を行うための、サスペンションコントロール車両について述べる。

本研究では、車体フレームから設計を行い、ステアバイワイヤにより操舵角比例方式・対地ネガティブキャンバコントロール可能な、大キャンバ角コントロール車両の製作を行った。

### 6.2 電気自動車の概要

サスペンションコントロール車両の概観図を図 6-1 に示す。図 6-2 に製作車両を示す。表 6-1 に車両諸元示す。

実験車両はステア・バイ・ワイヤシステムと4輪のアクティブキャンバ装置で構成されている。4つの車輪に独立したセンサおよびアクチュエータが設置され、独立に制御可能である。本車両により操舵角比例方式・4輪キャンバ角制御を行うことができる。

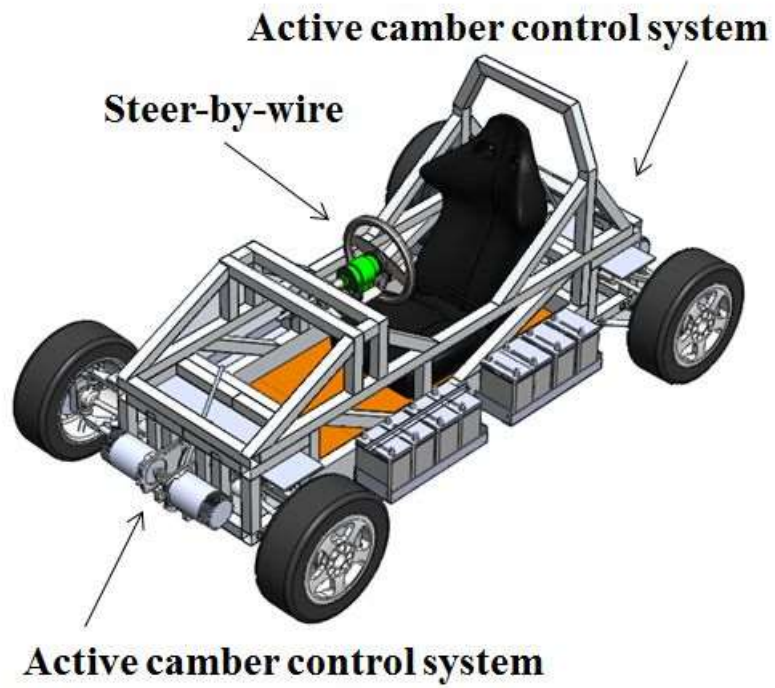


図 6-1 車体の概観図



図 6-2 キャンバ角コントロール車両

表 6-1 車両諸元

Dimension (L×W×H)	2536×1486×1125 [mm]
Vehicle mass	500 [kg]
Wheel base	2009 [mm]
Tread	1347 [mm]
Drive system	Rear-wheel drive
Suspension	Double wishbone type suspension
Steering system	Steer-by-wire

### 6.3 ステアバイワイヤの構成

操舵方式はステアバイワイヤ方式とし、ハンドル角と前輪実舵角を独立に制御することが可能である。電動クラッチにより通常のステアとステアバイワイヤの切り替えが可能である。

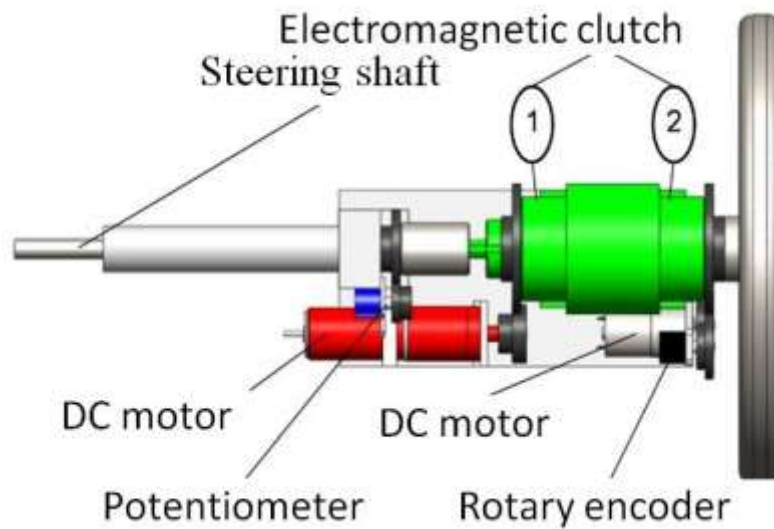


図 6-3 ステアバイワイヤの設計図



図 6-4 ステアバイワイヤ

#### 6. 4 大キャンバ角制御ユニットの構成

図 6-5 に前輪のキャンバ角制御ユニットを示す。ユニット化することで、様々なサスペンションの試験が可能となる。図 6-6 にキャンバ角制御機構を示す。ポテンシオメータによりステアバイワイヤのハンドル角を検出し、モータの駆動によりリニアレールが左右に移動する。サスペンションのアップーアームがリニアレールに固定されており、タイヤのキャンバ角を左右に変化させることができる。

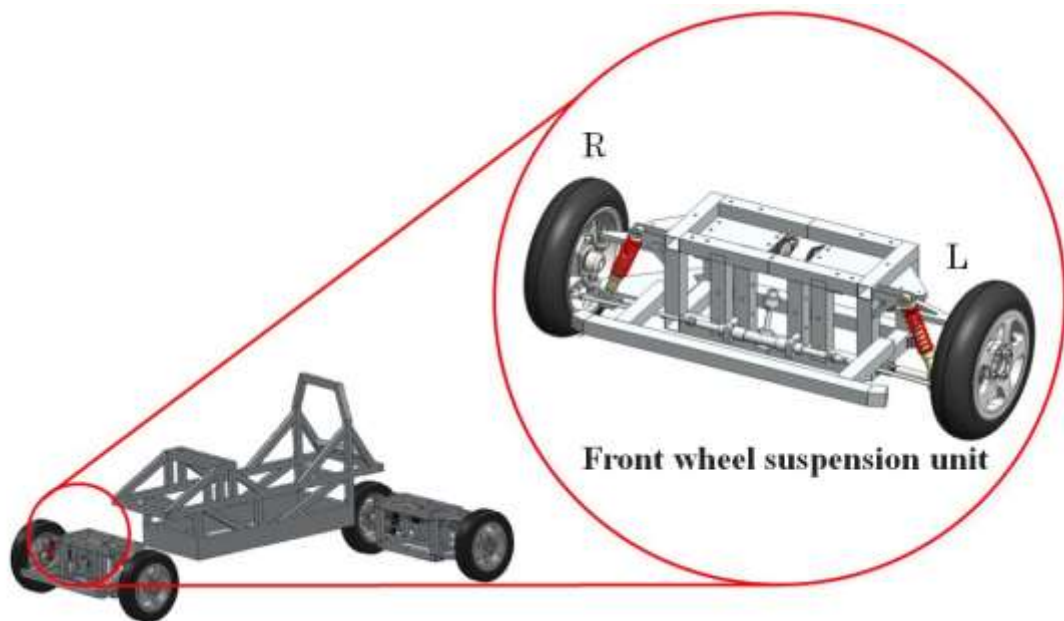


図 6-5 前輪サスペンションユニット

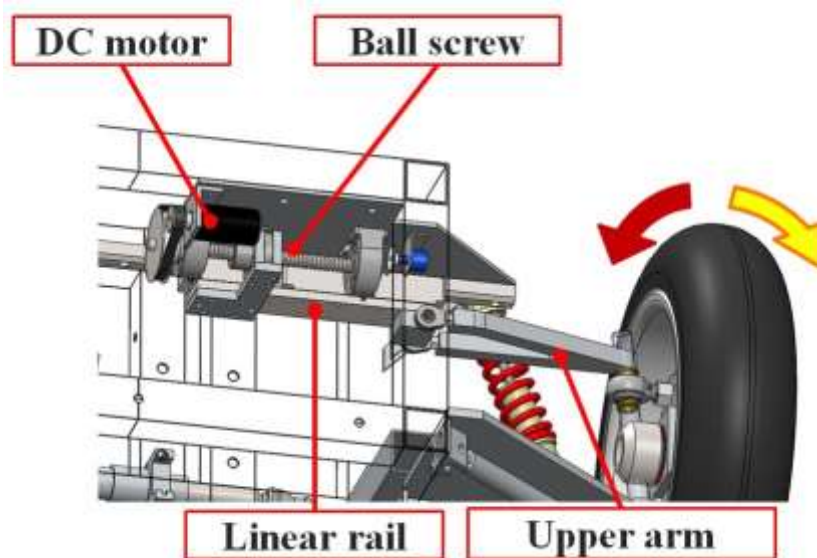


図 6-6 キャンバ角制御機構

## 6. 5 スラローム走行実験とフィーリング評価結果

図 6-7 に示す間隔 9m×6 のパイロンスラロームコースにて、ドライバによるフィーリング評価を行った。操舵角比例方式・キャンバ角制御有り無しの2パターンで比較を行った。実験の様子を図 6-8 に示す。

ドライバによるフィーリング評価の結果、操舵角比例方式・キャンバ角制御を行うことで、前輪は舵の効きが向上する事を確認できた。後輪では、キャンバ角制御により車両の横滑りが低減したことを確認できた。

ステアバイワイヤでは、操舵系に微分項を加えたことで、操舵に対する前輪の応答性が良くなった。位相進みの効果があったと判断できる。



図 6-7 パイロンスラロームコース





図 6-8 スラローム試験

## 6.6 結言

本章では、ステアバイワイヤによるアクティブ制御手法及びキャンバ角制御を行うための、サスペンションコントロール車両の製作を行い、フィーリング評価にて、その効果把握を行った。

スラローム試験によるフィーリング評価の結果、操舵角比例方式・キャンバ角制御を行うことで、前輪は舵の効きが向上することを確認できた。後輪では、キャンバ角制御により車両の横滑りが低減したことを確認できた。

ステアバイワイヤでは、操舵系に微分項を加えたことで操舵に対する前輪の位相が進み、その結果、応答性が良くなった。

ステアバイワイヤにより操舵角比例方式・キャンバ角制御を行うことで、限界コーナリング時の操縦性・安定性が大きく向上できることがわかった。

## 第7章 結 論

タイヤ非線形領域も含めて、タイヤのネガティブキャンバ角コントロールを適用した車両の運動性能を数値計算と実験的研究を行った結果、以下の結論を得た。

第1章では、本研究の目的、そして、従来の研究から本研究の位置付けを示すと共に、本研究の構成を説明した。

第2章では、カウンターステアを伴うドリフト領域のコントロール性向上を狙いとして、カウンターステア時のコントロールを容易にする手法として、「可変ステアリングギヤ制御」、「操舵角速度に応じた内外輪制駆動力制御」、「微分操舵アシスト制御」の操舵系によりドリフト領域のコントロール性向上手法を明らかにした。これによりドリフト領域のコントロール性は大きく向上することがわかった。

第3章では、グリップ限界領域そのものをコントロールする方向として、「操舵角に応じたキャンバ角制御」を考案した。その効果を理論的に明らかにする為、モーメント法解析、及び3自由度シミュレーションを行ない理論的に検証し、模型車両実験にて、効果を明らかにした。限界領域において、操舵角に応じてキャンバ角を変化させることで、限界領域の限界横加速度と、ヨーモーメントを高めることができることを理論的に明らかにし、実験で立証したものは初めてであり、自動車のコーナリング限界領域の運動性能技術分野の発展に大きく寄与する一指針を示すことができた。

第4章では、第3章のキャンバ角制御の効果を車両の横滑り制御へ適用した場合の効果について検討した。車体スリップ角がコーナリング限界領域に近づいてきたら、車体スリップ角に応じてキャンバ角を旋回方向に対地ネガティブキャンバ方向にもっていくことで、車体に横滑りが生じ、後輪が滑り出し、スピンのし

かけ状態から、車両の横すべりを抑え、グリップ限界に引き戻すコントロールをさせた。そして「車体スリップ角に応じたキャンバ角制御」の効果を外輪制動力制御の効果に対比し、その優位性を示した。キャンバ角制御はグリップ限界を高めるコントロールであり、限界横加速度を制動力によって下げってしまう制動力制御に比べ、限界コントロール性は著しく優ることを明らかにした。

第5章では、コーナリング限界で制駆動を伴う場合に、スピン等の挙動が発生し、車両挙動を著しく低下させてしまう為、その挙動を抑え、かつ、限界領域で横すべりが発生した状態でも、良好な限界コントロール性が得られる方向性を検討した。

すなわち「車体スリップ角に応じたキャンバ角制御と内外輪制駆動力制御の協調制御」により、コーナリング限界時のヨーモーメントコントロールと、限界横加速度のコントロールの2つを同時にコントロールする新たな手法を提案し、その効果を明らかにした。内外輪制駆動力制御においても、従来のヨーモーメントの増加の制御だけでは無く、少しでも限界横加速度を高めるべく4輪のタイヤ摩擦円を最大限にコントロールする規範タイヤ特性に近づけるヨーモーメント制御を提案している。この、「車体スリップ角に応じたキャンバ角制御と内外輪制駆動力制御の協調制御」の効果を明らかにしたものは初めてであり、これも自動車のコーナリング限界領域の運動性能技術分野の発展に大きく寄与するものと判断できる。

第6章では、小型電気自動車を製作し、4輪キャンバ角コントロール及び、操舵系はステアバイワイヤを試作し、第2章の操舵系制御の効果を確認した。すなわち、これにより、コーナリング限界コントロール性を著しく改善することができた。すなわち、限界時の「舵の効きの向上」と「車両の横すべりの低減」の効果が確認できた。以上が結論である。

以上を総括すると、本研究の成果は、次のようになる。

グリップ限界領域からドリフト領域に至る迄の限界コントロールの向上手法を明らかとした。特にこれ迄効果の立証がなされていなかった大キャンバ角制御の効果について、理論的に明らかにし、ドライビングシミュレータ、模型車両、実車製作迄行なってその効果を立証したのは本件が初であり、自動車運動性能技術分野の発展に大きく寄与すると判断できる。

今後の課題としては、

- ・人一自動車系とし、人間にとって違和感の無い望ましい制御であることを実車走行実験によって、さらに立証していくことがある。
- ・車体スリップ角の検出方法としては、モーメント法解析手法による車両のモーメント線図を車両内部に有することにより、実車挙動データの対比により、車体スリップ角を推定算出する手法等が考えられ、現在この点については課題として検討している。
- ・車両による実走行確認は、今後さらに本研究で行なった細部内容を取り入れ、望ましい限界領域で車両の横すべり低減の効果をさらに立証していくことがある。

本論文の技術の実用化開発により、コーナリング限界コントロール性が向上し、自動車のコーナリング中に発生する事故低減につながることを望んでいる次第である。

## 謝 辞

本論文をまとめるに当たっては、工学院大学工学部 機械システム工学科 野崎 博路教授には多大なるご指導とご助言を賜りました。本論文の基礎となったモーメント法の理論構築および計算プログラム作成のご指導をいただくと共に、親切なご指導と叱咤激励により本論文を完成させることができました。ここに厚く感謝申し上げます。

また本論文作成には工学院大学工学部 廣木富士男教授、鈴木健司教授、久留米工業大学工学部 森和典教授、湘南工科大学工学部 高橋宏教授よりご指導と貴重なご助言をいただきました。深く感謝申し上げます。

## 参 考 文 献

- (1) Y. Shibahata, T. Tomari, "Direct Yaw Control Torque Vectoring", Auto Technology, Vol.3, 2006, pp.34-38
- (2) 森、芝端," 四輪駆動力自在制御システムの開発", 自動車技術会講演会前刷集, 76-05号, 2005年, No. 20055169, pp.19-24
- (3) 福島," 車両の超旋回限界域におけるDYC制御法に関する研究 第1報,前置エンジン後輪駆動車への適用", 日本機械学会論文集(C編), 70巻, 696号, 2004年, pp.219-226
- (4) 古川," 運動力学的観点からみた操安性評価項目の体系化", 自動車技術, 38巻, 3号, 1984年, pp.287-292
- (5) 貴島、友田、渡辺、兼品," サスペンションのトー角と操縦性・安定性", 自動車技術, 41巻, 3号, 1987年, pp.348-354
- (6) 野口," 横風安定性とサスペンション特性について", 自動車技術, 38巻, 3号, 1984年, pp.344-349
- (7) 岡田、高木," 自動車の操縦性安定性について", 自動車技術, 18巻, 3号, 1964年, pp.192-195
- (8) 金沢、古谷," 四輪操舵による車両運動性能の向上", 自動車技術, 39巻, 3号, 1985年, pp.266-274
- (9) 田中、中本," マツダ車速感応型四輪操舵", 自動車技術会シンポジウムテキスト「4WS車:アクティブ制御技術最前線」, 1987年6月
- (10) 古川," 四輪操舵システムによる操安性の改善", 自動車技術, 40巻, 3号, 1986年, pp.290-296
- (11) 入江、芝端," 後輪アクティブ制御による操縦性安定性の向上", 自動車技術, 40巻, 3号, 1986年, pp.360-369
- (12) 吉田、西森、三井," 四輪操舵車の操安性について", 自動車技術, 41巻, 3号, 1987年, pp.322-328
- (13) 菅沢、入江、黒木、福永、中村," 前後輪の操舵制御による操縦安定性向上",

- 自動車技術会論文集, 38号, 1988年, pp.62-70
- (14) K. Mori, J. Kuroki and N. Irie, "Hicas : Advanced 4-Wheel-Steering Systems", S. I. A. Paper, 89040, 1989
- (15) 森、江口、金子、川越、入江, "サスペンション特性も考慮した後輪操舵の過渡制御による操安性向上", 自動車技術会論文集, 45号, 1990年, pp.31-36
- (16) 森、江口、入江, "後輪操舵の過度制御による操安性向上", 自動車技術, 44巻, 3号, 1990年, pp.19-28
- (17) 山本、原田、松尾, "後輪のアクティブ操舵による操舵応答性・外乱安定性の向上", 自動車技術会論文集, 46号, 1990年, pp.56-61
- (18) 横矢、小池、岩田、河井, "ヨーレートフィードバック式四輪操舵車の開発と実用化", 自動車技術, 45巻, 10号, 1991年, pp.47-52
- (19) 森, "四輪操舵車の旋回運動時操舵応答性の解析", 日本機械学会論文集(C編), 59巻, 560号, 1993年, pp.112-117
- (20) 安部, "旋回横加速度と前後加速度を考慮した前後輪アクティブ操舵車両の運動性能の解析", 自動車技術会論文集, 43号, 1990年, pp.103-107
- (21) 芝端、島田、泊, "ヨーモーメントによる車両運動性能の向上について", 自動車技術, 47巻, 12号, 1993年, pp.54-60
- (22) 芝端、栗城, "左右駆動力配分システムの開発", 自動車技術, 52巻, 4号, 1998年, pp.79-86
- (23) 森、芝端, "ダイレクト・ヨー・コントロール AWD システムの開発", 自動車技術会論文集, 38巻, 1号, 2007年, pp.15-20
- (24) 島田、芝端, "ヨーモーメントによる車両運動制御方法の評価", 自動車技術会論文集, 25巻, 3号, 1994年, pp.122-127
- (25) 井上、松野、新田、桶渡, "新 4WD 制御の開発", 自動車技術会シンポジウムテキスト「動力伝達系の最新技術'98」, 1998年 11月
- (26) 野崎, "基礎自動車工学", 東京電機大学出版局, 2008年, pp.59-61
- (27) 中川、西田、大崎, "操安性に及ぼすロール特性の影響", 自動車技術, 43巻, 3号, 1989年, pp.68-73



- (28) 木津、佐藤、横矢、杉山、大橋、川口,” 車速感応型四輪操舵とアクティブコントロールサスペンションシステム”, 自動車技術, 44 巻, 3 号, 1990 年, pp.73-82
- (29) 山本、松尾、土屋,” ロール剛性配分制御・駆動制動力配分制御の操安性への影響”, 自動車技術会講演会前刷集, 911 号, 1991 年, No. 911061, pp.247-250
- (30) 安野、東又、伊藤,” 4WS と制動力の総合制御による運動性能向上”, 自動車技術, 46 巻, 3 号, 1992 年, pp.13-19
- (31) 森,” スライディングモード制御法を用いた制動力配分と四輪操舵の協調制御による車両の操縦性安定性向上”, 日本機械学会論文集(C編), 68 巻, 671 号, 2002 年, pp.68-74
- (32) 森,” 制動力左右輪配分と四輪操舵との協調制御を適用した車両の操舵応答安定性”, 日本機械学会論文集(C編), 64 巻, 618 号, 1998 年, pp.150-157
- (33) 小野、林、土居、高浪,”  $H_{\infty}$ 制御による操舵・懸架系統合制御”, 自動車技術会講演会前刷集, 902 号, 1990 年, No. 902188, pp.1357-1360
- (34) 平野、原田、小野、高浪,”  $H_{\infty}$ 制御理論による 4WS・4WD 統合制御システムの開発”, 自動車技術会論文集, 23 巻, 3 号, 1993 年, pp.100-105
- (35) 平野、小野,”  $\mu$  - シンセシスによる操舵・駆動系統合制御システム”, 自動車技術会講演会前刷集, 934 号, 1993 年, No. 9305571, pp.113-116
- (36) 安部,” 四輪駆動車の運動性能とそのアクティブ制御”, 自動車技術会論文集, 35 号, 1987 年, pp.133-138
- (37) 藤岡、木村,” 最短時間コーナリング法に関する理論的研究(第 2 報 操舵・駆動方式が異なる車両におけるコーナリング運動の比較)”, 自動車技術会論文集, 24 巻, 3 号, 1993 年, pp.94-99
- (38) 藤岡、木村,” 最短時間コーナリング法に関する理論的研究(第 3 報 荷重移動の影響)”, 自動車技術会論文集, 24 巻, 2 号, 1993 年, pp.88-93
- (39) 藤岡、江守,” 最短時間コーナリング法に関する理論的研究(第 4 報 状態量不等式拘束を用いた道路条件の導入)”, 自動車技術会論文集, 24 巻, 3 号,

1993年, pp.106-111

- (40) 森, ”走行系の統合制御を適用した車両の運動性能”, 日本機械学会論文集(C編), 68巻, 671号, 2002年, pp.172-179
- (41) 森, ”走行系の統合制御を適用した車両の自律安定性”, 久留米工業大学研究報告, 32号, 1993年, pp.55-59
- (42) Y. Tateishi, K. Yoshimori, M. Koide and K. Yamada, ” The Effects of the Tire Camber Angle on Vehicle Controllability and Stability”, SAE Paper, 860245, 1986
- (43) 小出、立石、山田, ”キャンバ角が操縦性・安定性に及ぼす影響”, 自動車技術, 40巻, 3号, 1986年, pp.350-359
- (44) 加美、皆川, ”ホンダプレリユードのフロントサスペンション”, 自動車技術, 39巻, 3号, 1985年, pp.286-291
- (45) 西堀, ”ナチュラル4WSについて”, 自動車技術, 45巻, 3号, 1991年, pp.78-84
- (46) 鈴木、青沼、江口, ”ワンボックス車用高性能マルチリンクリヤサスペンションの開発”, 自動車技術, 46巻, 3号, 1992年, pp.58-66
- (47) 加藤、立石, ”FF車用新型マルチリンクビーム式リヤサスペンションの開発”, 自動車技術会講演会前刷集, 936号, 1993年, No9305616, pp.129-132
- (48) 森, ”タイヤの姿勢角制御による自動車の操縦性安定性”, 日本機械学会論文集(C編), 60巻, 571号, 1994年, pp.190-195
- (49) K. MORI, ” Vehicle Cornering Characteristics in Acceleration and Braking through Attitude Control of Front and Rear Tires”, JSME international journal. Ser. C, Vol.39, No.1, 1996, pp.58-66
- (50) 森, ”タイヤ姿勢角制御を適用した自動車の制動や駆動を伴う場合の旋回性能”, 日本機械学会論文集(C編), 60巻, 577号, 1994年, pp.208-214
- (51) 竹原、須田、盆子原、堀口, ”キャンバを利用した車両の運動特性に関する研究”, 自動車技術会講演会前刷集, 108号, 2008年, No. 20085834, pp.24-27
- (52) 藤岡、松井、加藤, ”大キャンバ角時のタイヤのコーナリング特性(一次元

- brush モデルの拡張法)”, 自動車技術会講演会前刷集, 931 号, 1993 年,  
No. 9301944, pp.145-148
- (53) 景山、桑原,” キャンバ角をもつタイヤのモデリングについて”, 日本機械学会 第 9 回交通・物流部門大会 講演論文集, 00-50 号, 2000 年, pp.27-30
- (54) 景山,” キャンバスラストの動特性に関する基礎的研究 (第 1 報)”, 自動車技術会講演会前刷集, 862 号, 1986 年, No. 862087, pp.455-460
- (55) 水野,” 解析モデルと実験同定モデルを組み合わせたタイヤモデルの開発”, 日本機械学会論文集(C編), 76 巻, 770 号, 2010 年, pp.50-56
- (56) 酒井、荒木、小笠原,” タイヤの限界特性 (大キャンバ角・大スリップ角時のコーナリング特性) について 第 1 報”, 自動車技術会講演会前刷集, 731 号, 1973 年, No. 731020, pp.189-203
- (57) 酒井,” タイヤのモデル化と将来の展望”, 自動車技術会シンポジウムテキスト「車両運動の総合制御 –インテリジェント・コントロールをめざして–」, 1988 年 7 月
- (58) 小林、大山、兼島,” 実走行時のタイヤ接地特性計測技術”, 実走行時のタイヤ接地特性計測技術, 57 号, 2008 年, pp.17-22
- (59) 本山,” ステアバイワイヤと車両運動制御 (特集 21 世紀の社会が求める自動車エレクトロニクス)”, 自動車技術, 57 巻, 2 号, 2003 年, pp.39-43
- (60) 山根,” アクティブステアリングシステム”, 自動車技術, 58 巻, 3 号, 2004 年, pp.96-97
- (61) 天野、土居、川口,” 操舵特性可変制御による予防安全性の向上”, 自動車技術会論文集, 30 巻, 3 号, 1999 年, pp.87-92
- (62) 清水、河合、杠、滝本,” ギヤ比が車速と操舵角の関数として変化するステアリングシステムとその効果について”, 自動車技術会講演会前刷集, 21 号, 1999 年, pp.9-12
- (63) 清水,” ステアリング制御技術 (特集 アクティブセーフティの最先端)”, 自動車技術, 57 巻, 12 号, 2003 年, pp.70-75
- (64) 平尾,” 人動車の安定性改善のための微分項を含んだ操舵系について”, 自

- 自動車技術, 23 卷, 1 号, 1969 年, pp.48-54
- (65) 平尾, ” 操舵系の動特性の改善-人が操舵するばあい”, 自動車技術, 20 卷, 11 号, 1966 年, pp.995-1002
- (66) 中谷, ” 微分項を加えた操舵系車両の横運動制御性能”, 自動車技術会講演会前刷集, 944 号, 1994 年, pp.133-136
- (67) 宮森、中谷, ” 横運動制御性能に及ぼす非線型微分項の最適化”, 自動車技術会講演会前刷集, 974 号, 1997 年, pp.101-104
- (68) 野崎, ” ドリフト走行時のドライバ操舵モデルと性能向上手法に関する一考察”, 日本機械学会論文集(C編), 68 卷, 675 号, 2002 年, pp.42-49
- (69) H. Nozaki, ” IMPROVEMENT OF DRIFT RUNNING PERFORMANCE BY STEERING SYSTEM WHICH ADDS DIFFERENTIATION STEER ASSISTANCE”, International Journal of Automotive Technology, Vol.6, No.6, 205, pp.615-622
- (70) 野崎, ” 微分操舵アシストがドリフト走行性能に及ぼす効果について”, 近畿大学理工学部研究報告, 40 号, 2004 年, pp.9-14
- (71) 野崎, ” 緊急時のスピン回避性能向上に関する一考察”, 近畿大学理工学部研究報告, 42 号, 2006 年, pp.1-8
- (72) H. Nozaki, ” Effect of Differential Steering Assist on Drift Running Performance”, SAE Paper, 2005-01-3472, 2005
- (73) 野崎, ” 走行シチュエーションに応じた操舵方式制御の一考察”, 日本機械学会論文集(C編), 75 卷, 752 号, 2009 年, pp.781-788
- (74) H. Nozaki, M. Makita, T. Masukawa, ” PROPER PD STEERING ASSISTANCE CONSTANT BASED ON THE DRIVING SITUATION”, International Journal of Automotive Technology, Vol.12, No.4, 2011, pp.513-519
- (75) 野崎, ” 電気自動車の時代に対応する操舵方式制御の考察”, JAHFA (JAPAN AUTOMOTIVE HALL OF FAME), 10 号, 2010 年, pp.83-86
- (76) 野崎, ” ステアリングギヤ比がドリフトコントロール性に及ぼす影響に関する

- る一考察”，近畿大学理工学部研究報告，41号，2005年，pp.37-41
- (77) H. Nozaki, ” Consideration of Steering Method Control based on Driving Situations”, SAE Paper, 2009-01-2866, 2009
- (78) Y. Watanabe, Michael. W. Sayers, ” Extending vehicle dynamics software for analysis, design, control, and real-time Testing”, Proceedings of AVEC’ 02, 20024545, 2002
- (79) W. F. Milliken. Jr, ” The Static Directional Stability and Control of the Automobile”, SAE Paper, 760712, 1976
- (80) 野崎、坂井, ” 旋回限界時の車両運動性能について”, 日産技報論文集, 1989年, pp.1-8
- (81) 野崎, ” サスチューニングの理論と実際”, 東京電機大学出版局, 2008年, pp.34-42
- (82) 菅沢, ” 自動車の限界性能”, 自動車技術, 57巻, 12号, 2003年, pp.40-45
- (83) 井上, ” 最近の車両運動制御の動向について－VSC, ブレーキアシスト, Active-TRCの開発－”, 自動車技術会シンポジウムテキスト「アクティブセーフティの新技术」, 2000年1月
- (84) 菅沢, ” タイヤ非線形特性が車両限界性能に及ぼす影響”, 自動車技術会講演会前刷集, 921号, 1992年, No. 020035019, pp.5-10
- (85) H. B. Pacejka, ” Tyre Factors and Vehicle Handling”, International Journal of Vehicle Design, Vol.1, No.1, 1979, pp.1-23
- (86) S. Inagaki, I. Kushiro, M. Yamamoto, ” Analysis on vehicle stability in critical cornering using phase-plane method”, Proceedings of AVEC’ 94, 9438411, 1994
- (87) K. H. Guo, ” A Study of a Phase Plane Representation for Identifying Vehicle Behavior”, Proceedings of 9th IAVSD Symposium, 1985, pp.152-167
- (88) H. B. Pacejka, ” Simplified Analysis of Steady-state Turning Behaviour of Motor Vehicles. Part 1. Handling Diagrams of Simple Systems”, Vehicle

- System Dynamics, Vol.2, 1973, pp.161-172
- (89) H. B. Pacejka, " Tyre Factors and Vehicle Handling", International Journal of Vehicle Design, Vol.1, No.1, 1979, pp.1-23
- (90) Y. Shibahata, K. Shimada, T. Tomari, " The Improvement of Vehicle Maneuverability by Direct Yaw Moment Control", Proceedings of AVEC' 92, 923081, 1992
- (91) 安部, " 駆動や制動を伴う車両の円旋回の解析", 自動車技術会論文集, 37号, 1988年, pp.134-140
- (92) H. B. Pacejka, " Tire and Vehicle Dynamics ", 3rd edn, Butterworth-Heinemann
- (93) 安部、大沢, " 自動車の運動性能向上技術", 朝倉書店, 1998年, pp.9-12
- (94) 那須、樋笠、芳村, " 電気自動車の運動制御に関する研究", 日本機械学会論文集(C編), 62巻, 595号, 1996年, pp.976- 982
- (95) 小竹、永井, " 前輪操舵又は後輪操舵と DYC の協調制御に関する理論的解析", 自動車技術会講演会前刷集, 107号, 2001年, pp.24-27
- (96) 高橋、藤本、蒲地、吉田, " ヨーモーメントオブザーバとコーナーリングステイフネス推定に基づく四輪独立駆動電気自動車のヨーレート制御", 自動車技術会講演会前刷集, 10号, 2007年, pp.5-8

本論文に関連した筆者の報告論文

- (A-1) T. Yoshino, H. Nozaki, " About the Effect of Camber Control on Vehicle Dynamics", SAE Paper, 2014, 2014-01-2383
- (A-2) T. Yoshino, H. Nozaki, " Effect of Direct Yaw Moment Control Based on Steering Angle Velocity and Camber Angle Control", SAE Paper, 2014, 2014-01-2386
- (A-3) T. Yoshino, H. Nozaki, " Active Control Method for Critical Cornering Range", Engineering, Special Issues on Vehicle Dynamics System, Vol.6, No.8, 2014, pp. 406- 417
- (A-4) T. Yoshino, H. Nozaki, " Camber Angle Control Method Corresponding to the Electric Vehicle Age", Engineering, Special Issues on Vehicle Dynamics System, Vol.6, No.8, 2014, pp. 472- 484
- (A-5) T. Yoshino, H. Nozaki, " Variable Gear Ratio Control Using Vehicle Body Slip Angle", Engineering, Special Issues on Vehicle Dynamics System, Vol.6, No.8, 2014, pp. 439- 448
- (A-6) H. Nozaki, K. Mizuno, T. Yoshino, " Effect of Rear-wheel Active Steering and Variable Steering Wheel Gear Ratio on Proportional Derivative Steering Assistance", SAE Paper, 2012, 2012-01-1936
- (A-7) H. Nozaki, M. Makita, T. Yoshino, " Consideration of Steering Control Method Corresponding to Electric Vehicle Age", SAE Paper, 2011, 2011-01-2150
- (A-8) 吉野 貴彦、野崎 博路, " キャンバ角と内外輪制駆動力の制御によるコーナリングの限界と横滑りの性能向上", 自動車技術会講演会前刷集, 122-14号, 2014年, pp.1-6
- (A-9) T. Yoshino, H. Nozaki, " Study on Vehicle Dynamics through Negative Camber Angle Control That Proportional to the Steer Angle", The 11th International Symposium on Advanced Technology (ISAT-Special), 2012, pp.1-2