

博士学位論文

2 入力 2 出力系の内部状態に着目した
操縦性・安定性の体系的解析法

東京農工大学 大学院
工学研究科 機械システム工学専攻

菅 沢 深

平成 7 年 6 月

博士学位論文

2 入力 2 出力系の内部状態に着目した
操縦性・安定性の体系的解析法

Systematic Method for Analyzing Vehicle Handling
Characteristics and Stability Focusing on the Inner
State of a Two-Input, Two-Output System

東京農工大学 大学院
工学研究科 機械システム工学専攻

菅沢 深

平成 7 年 6 月

Systematic Method for Analyzing Vehicle Handling Characteristics and Stability Focusing on the Inner State of a Two-Input Two-Output System

2 入力 2 出力系の内部状態に着目した

操縦性・安定性の体系的解析法

論文概要

電子制御技術が車の操縦性・安定性を向上させた効果は著しいが、系が複雑になり、従来の解析法では扱えない現象が生じている。

本論文では、モデルを、操縦性・安定性の基本形である 2 入力 2 出力系に整理し直し、システム行列の要素と、操安性との関係を明らかにすることにより、電子制御システムも含め、より詳細に解析できる解析法を提案した。さらに、非線形システムを解析する場合に有効な、状態面と速度ベクトルを用いた解析法も提案した。

また、「4WS の過渡状態での安定性向上メカニズムの解明」、「総合制御における大幅な性能向上」等の、従来解析しにくかった領域で効果を得る等、本解析法の有効性を明らかにした。

Systematic Method for Analyzing Vehicle Handling Characteristics and Stability Focusing on the Inner State of a Two-Input, Two-Output System

ABSTRACT

The application of electronic control technology to automotive chassis systems has resulted in significant improvements in vehicle handling characteristics and stability. However, one problem that has arisen is that electronically controlled systems cannot be analyzed with conventional analytical techniques. A new method of analyzing vehicle handling and stability is proposed here with the aim of overcoming this difficulty. This analytical method has three features that facilitate more detailed and precise analyses. One is that a new model, derived from the functions of a two-input, two-output system, is used instead of a conventional model. Another is that the relationships between the elements of the system matrix and handling characteristics and stability are made clear by using the new model. The third feature is that the elements of the system matrix are used as the evaluation parameters.

Examples are also presented of analyses of linear and nonlinear systems using a new graphical analytical technique based on the new method. This graphical technique is used for analyses conducted on the state plane, which describes the velocity vectors of the state variables instead of the trajectory, in order to be able to express more information.

The new analytical method was used to clarify the mechanism whereby the stability of a 4WS vehicle is improved under transient operating conditions, a problem that could not be analyzed with conventional methods. It was also employed to analyze the performance improvement obtained with an integrated control system. These two studies confirmed the usefulness of the new analytical method.

目 次

記号一覧

第1章 序論	1
1. 1 操縦安定性におけるこれまでの研究とその問題点	1
1. 1. 1 電子制御化以前の操縦安定性解析法と性能向上	1
1. 1. 2 後輪舵角制御による電子制御化とその問題点	1
1. 1. 3 総合制御の場合の問題点	3
1. 2 本研究の目的と位置づけ	3
1. 3 各章の研究概要	4
第2章 1入力1出力系近似での操安性研究	6
2. 1 はじめに	6
2. 2 車体横滑り角を0にする制御	6
2. 2. 1 概要	6
2. 2. 2 実験車	8
2. 2. 3 システム同定	9
2. 2. 4 制御アルゴリズム	11
2. 2. 5 制御精度	12
2. 2. 6 望ましいヨーレイト・横加速度特性の検討実験	13
2. 2. 7 横滑り角0制御の問題点	16
2. 3 ヨーレイトフィードバック制御による安定性の向上	17
2. 3. 1 概要	17
2. 3. 2 制御の狙い	18
2. 3. 3 システム構成および制御関数	18
2. 3. 4 制御効果	19
2. 3. 5 電子制御化の問題点	23
2. 4 第2章のまとめ	24

第3章 2入力2出力系の内部状態に着目した解析法	25
3.1 はじめに	25
3.2 考え方	26
3.2.1 解析モデルと各要素の定義	26
3.2.2 フィードバックパラメータの作用	27
3.2.3 シミュレーションによる フィードバックパラメータの作用の検討	30
3.3 2輪モデルでの解析	33
3.3.1 各要素の値	33
3.3.2 フィードバックパラメータの変動	35
3.4 これまでの評価指標の改良	38
3.4.1 スタティックマージン	39
3.4.2 操安キャパシティ	42
3.4.3 その他	42
3.5 他の評価手法との比較	43
3.6 第3章のまとめ	45
第4章 状態面を用いた解析法	46
4.1 はじめに	46
4.2 状態面上の速度ベクトル表示法	46
4.2.1 表記法	46
4.2.2 代表的な車両特性と速度ベクトル図	47
4.3 線形システムでの解析法	48
4.3.1 前後輪タイヤスリップ角座標	48
4.3.2 平行移動による入力の影響解析法	51
4.3.3 モーメント・横力軸の傾き	53
4.4 タイヤ非線形性を考慮した解析法	56
4.4.1 タイヤ非線形特性	56
4.4.2 2つの速度ベクトル図	56
4.4.3 トラジェクトリベクトル図と収束可能領域	58
4.4.4 安定性ベクトル図と局所安定領域	59
4.4.5 収束可能領域と安定性ベクトル図	59
4.5 第4章のまとめ	61

第5章 本解析手法による解析	62
5.1 はじめに	62
5.2 タイヤ非線形特性と操安性能	62
5.2.1 タイヤ特性	62
5.2.2 解析結果	63
5.3 非線形タイヤにおける4WSの性能解析	63
5.3.1 制御仕様	64
5.3.2 解析結果	64
5.4 非線形タイヤにおけるロール剛性配分制御の性能解析	67
5.4.1 タイヤ接地荷重と操安性能	67
5.4.2 減衰力制御による操安性能制御	67
5.4.3 タイヤ非線形域でのロール剛性配分の影響	69
5.4.4 ロール剛性配分制御の効果	75
5.5 第5章のまとめ	83
第6章 総合制御	84
6.1 はじめに	84
6.2 後輪舵角制御と左右駆動力差による ヨーモーメント制御による総合制御	85
6.2.1 電子制御の各要素への影響	85
6.2.2 4WSによる車体横滑り角 θ 制御の限界	86
6.2.3 4WSとヨーモーメント制御の総合制御	88
6.3 第6章のまとめ	91
第7章 結論	92
謝辞	93
本研究における著者の発表論文	94
参考文献	96

記号一覧

a	: 前輪と重心との距離
$a_0 \sim a_5$: Magic Formula のパラメータ
A_1, A_2	: 変換係数
A_r	: 後輪舵角制御関数
b	: 後輪と重心との距離
B_{ij}	: フィードバックパラメータ
C_f, C_r	: 前／後輪コーナリングパワー
D_0	: 特性方程式定数項
D_1	: 特性方程式定微分項
F_f, F_r	: 前／後横力
F_{ij}	: フィードフォワードパラメータ
F_y	: トータル横力
I_z	: 車両ヨー慣性モーメント
K_1, K_2, K_3	: 後輪舵角制御関数の定数
K_{bm}	: 車体横滑り角によりヨーモーメントを制御するフィードバック制御関数
K_{bs}	: 車体横滑り角により後輪舵角を制御するフィードバック制御関数
K_{rm}	: ヨーレイトによりヨーモーメントを制御するフィードバック制御関数
K_{rs}	: ヨーレイトにより後輪舵角を制御するフィードバック制御関数
K_r	: 後輪舵角制御関数の比例定数
K_s	: スタビリティファクタ
l	: ホイールベース
m	: 車両質量
M_y	: ヨーモーメント
r	: ヨーレイト
R	: 旋回半径
R_f	: ロール剛性配分の前輪が分担する割合
S	: ラプラス演算子
Tr	: 後輪舵角制御関数の微分定数
V	: 車速
W	: タイヤの接地荷重
α	: 横加速度
β	: 車体横滑り角
δ	: 前輪舵角の内の機械的に操舵される分
δ_f, δ_r	: 前／後輪舵角
ΔF_y	: 単位横力
ΔM_y	: 単位ヨーモーメント
ζ	: 2次振動系における減衰比
ω_n	: 2次振動系における共振点角周波数

第1章 序 論

1. 1 操縦安定性におけるこれまでの研究とその問題点

1. 1. 1 電子制御化以前の操縦安定性解析法と性能向上

車の操縦安定性（以下操安性）は、平面内での3つの運動（前後、左右、回転）のうち、ヨー運動（回転）と横方向運動（左右）の2つの運動を扱うため、本来なら2自由度系としての解析・評価が必要である。しかし、車の場合両者は連成しており強い相関を示すため、2つの自由度を持つ系として扱う手間を省き、1自由度系として扱ってきた。具体的には、ハンドル角を入力とし、ヨーレイトを代表出力特性とする1入力1出力系と見做すことにより、特性を伝達関数で表して、解析・評価してきた。

このヨーレイト特性は2次の振動系と見ることができ、人間にとって扱いにくい特性であるため、性能向上に関して、これまでは「共振周波数の改善、適度なダンピング特性化」などの振動系としての特性改善を行うことが、その主な内容であった。。しかし、性能が向上するに従って、一次遅れ系に近い特性が得られるようになってくると、単に振動系としての特性改善だけでは、人間の感覚にマッチしないことが分かってきた。

1. 1. 2 後輪舵角制御による電子制御化とその問題点

人間にとって望ましい特性とは何かを検討するうちに、ヨー運動と横方向運動の2つの運動のバランスが重要らしいという事が分かってきた。（2. 2節）

そこで、両者のバランスを表す「車体横滑り角（ β ）」を指標にして、その特性をコントロールすることが進められた。これの発展を支えたのが後輪舵角制御（4WS）であり、車体横滑り角を0にする事（ $\beta=0$ ）をひとつの理想と見る見方が一般的になった。この考えを基に、後輪舵角制御の機能を最大限に発揮する手法も研究された。（2. 3節）

しかしこの考え方も、研究が進むにつれて欠点がでてきた。4WSにおいても、制御するのは後輪舵角一つであるため、 $\beta=0$ を実現すると、ヨーレイト特性等の他の特性は、他の車両諸元からの成りゆきで決まってしまうことになる。性能向上に伴いこの差が無視できないレベルまで目立ってきて、「 $\beta=0$ 」と「ヨーレイト特性」との妥協点をどう見出すかという、2自由度系としての扱いが必要になってきた。さらに伝達関数による表現は、結果として得られた特性を表現しているに過ぎず、改善すべき手段が陽には示されていないため、2入力2出力の系を、（4つの伝達関数で表すのではなく）系の内部状態を考慮しつつ解析する手法（課題1）が求められるようになってきた。

また、電子制御化により生じた課題として、安定性の確保の問題がある。

これまで行われてきた電子制御による性能向上は「操舵入力に対し車両挙動の応答をいかに向上させるか等の、機械としての性能向上」が主体であった。

図1-1¹⁻¹⁾は、いろいろな制御仕様の車で、所定のコースをできるだけ速く走った時の平均車速であり、速度（機械としての性能）の高い、図右上の仕様を狙うのがこれまでの考え方であった。

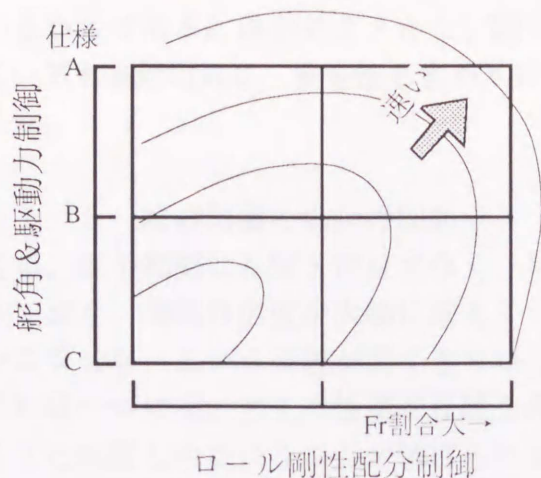


図 1-1 平均车速

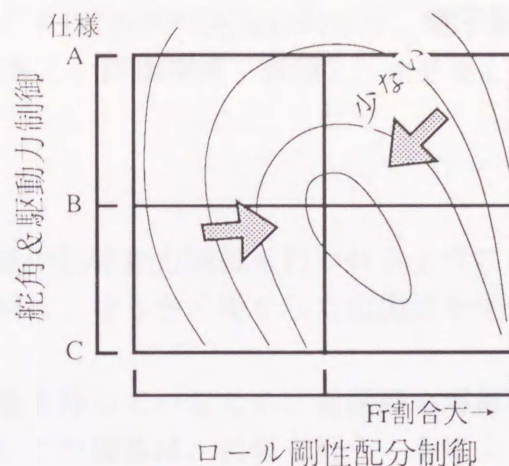


図 1-2 アクセル操作量

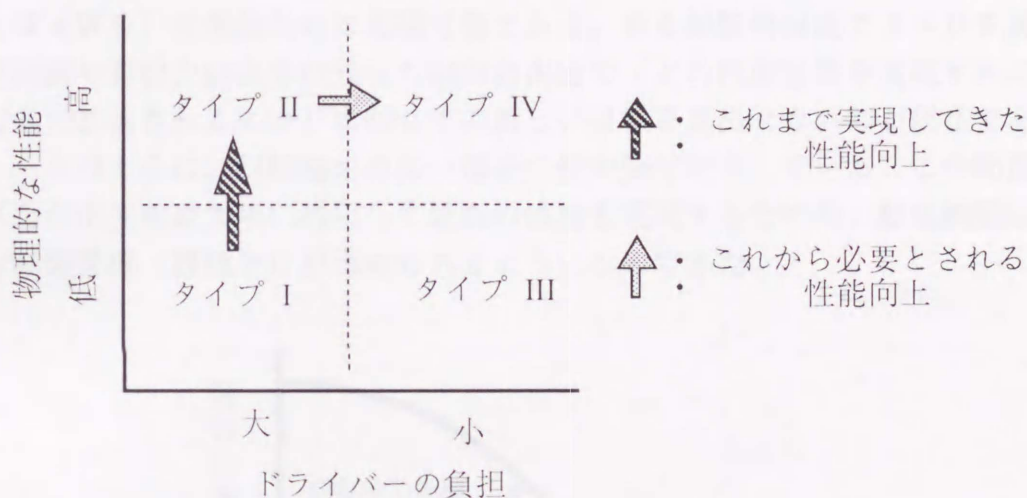


図 1-3 性能から見た車の分類と性能向上の流れ

しかし、この時のドライバーの負担をハンドル及びアクセルの操作量から見てみると、例えばアクセル操作量は、図 1-2 のようになり、速い車が必ずしも操作量が少なく運転が楽であるとは限らないことが分かってきた。同じ速く走れる車でも、楽に速く走れる車と、疲れるけれども頑張れば速く走れる車とがあり、これを模式的に表すと、図 1-3 のように分けられる。ドライバー負担の差は、車がどれだけ安定な系に保たれているかにより生じているものと考えられる。これまでは主に、物理的性能の向上に努力が向けられてきたが、今後はドライバーの負担低減につながる、安定性の向上がより必要とされている。この「系の安定性」を論議するのに、これまで用いられてきた「スタビリティファクタ」が使えなくなってしまうという問題が出てきている。というのは、電子制御を行なわなくても、タイヤとサスペンションが構成する操安性の系は、メカニカルなフィードバック系を構成しており、これまでの安定性を表す物理量はこのメカニカルなフィードバック系の要素のみで表現される定義であるため、電子制御の効果を表現できないという問題を持つ

ているからである。以上のことから、図1-3タイプIVの車の実現に向けて、電子制御においても適用可能な、安定性も含めて評価できる新しい評価指標（課題2）が必要となってきた。

1. 1. 3 総合制御の場合の問題点

近年、電子制御は4WSだけでなく、輪荷重制御や制駆動力制御も行われるようになってきており、制御自由度が大幅に増えている。しかし、せっかく増やした自由度を十分に使いこなせないという問題が出てきている。

これは一つには、タイヤ性能が複雑な非線形特性を持っているため、最適解を解析的に解くことが難しいということが挙げられる。しかしこの原因は、近似を行うことにより、ある程度克服可能な原因であり、一番本質的な原因は、得られた自由度に応じた目標性能の設定ができていないことである。

車体横滑り角を0にすること（ $\beta = 0$ ）が、一つの目標であったが、これは一つの制御自由度（例えば4WS）で理論的には実現可能である。ある制御自由度で $\beta = 0$ を実現した後、輪荷重制御や駆動力制御等の残った制御自由度で「どの性能目標を実現すれば、車が望ましい方向に改善されるのか」に関しての新しい目標を見出せないのが現状である。従って、図1-4のように、制御効果の高い領域で使い分けたりしている。この問題を解決し、得られた自由度を最大限に活用して最高の性能を実現するための、総合制御に適用可能な新たな制御目標（課題3）が求められるようになってきた。

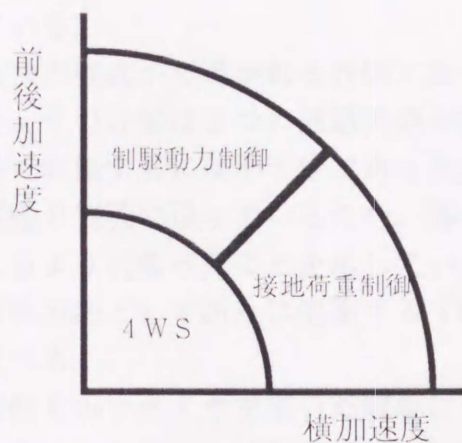


図1-4 総合制御の制御分担

1. 2 本研究の目的と位置づけ

本研究の目的は、先に述べた3つの課題、

課題1：系の内部状態を考慮した、2入力2出力系としての解析手法

課題2：電子制御にも適用可能な、安定性も含めた新しい評価指標

課題3：総合制御における、新しい制御目標

を満足する、新しい解析・評価手法を提案することであり、またこれにより、電子制御化

により大幅に増えた自由度を、さらに人間にとってより安全な車の実現へ活用することである。

そして、その効果及び妥当性を、「これまで解析し難かった問題への適用による現象の解明」や「総合制御に適用した場合の、性能向上効果」により確認することである。

1. 3 各章の研究概要

第1章では、これまで述べたように、操安性研究における課題と、この論文で達成しようとしている目標について概要を述べた。

第2章では、これまでの操安性研究について、最近の研究内容と、その問題点を明らかにしている。

電子制御における性能目標とされてきた、車体横滑り角0制御 ($\beta = 0$) の狙いとする意味とその限界および問題点を述べている。また、電子制御化によりこれまでの評価指標が適用できなくなっている問題点を、4WSを例にとって述べている。

第3章、4章では、本研究で新たに提案する「新しい解析・評価手法」について述べている。

第3章では、第1の課題を達成するための解析手法として、新たに提案する、「2入力2出力系の、内部状態着目した解析法」について、その基本的な考え方を述べている。さらに、内部状態を示す各パラメータと操安性能との関係を求め、新たな評価法を導くと共に、これまでの評価法との比較を行なっている。

またこの手法が、第2の課題を達成できていることを示すことに加えて、付加的なメリットが得られたことも示している。

これまでの評価法は、特性方程式から導かれる評価であった。しかし、2つの運動は特性方程式が共通であるため、その評価は2つの運動共通の性能を評価するものとなり、2つの運動のバランスを含めて評価するには不十分であった。

本解析法では、2つの運動を個別に扱っているため、各々の特性の個別評価が可能となり、より詳細な評価が行えるようになったことを示している。

第4章では、図による解析方法として新たに提案する「状態面上に、状態の速度ベクトルを描く方法」について述べる。

これにより、「非線形特性を示すタイヤを用いた解析においても、性能の全体像を把握しつつ、解析できるようになったこと」、「従来厳密に区別されてこなかった、収束可能領域と局所安定領域とは区別して解析する必要があること」等を明らかにしている。また、同様にこれまで区別しにくかった、「直進からの操舵と逆ハンドル状態からの操舵との違い」等も解析しやすくなったことも明らかにしている。

第5章では、この解析法を用いて新たに得られた知見の例として、「非線形タイヤでの4WSの安定性」と「ロール剛性配分の操安性に及ぼす影響」について述べている。

4WSにより、定常状態では安定性に差は見られないものの、過渡状態において、系の安定性が向上していること、挙動をコントロールできる範囲の限界までの距離が長く保たれていること、等から安定性が向上していることを明らかにしている。

ロール剛性配分については、これにより、操安性に及ぼす影響を細かく解析すると共に、

この結果から導いた制御則により、性能が向上できることを明らかにしている。

第6章では、この考え方を総合制御に適用した例として、4WSと左右駆動力配分制御での制御効果を示している。「フィードバックパラメータを目標値に近づけるように制御する」という基本的な考え方による制御則が、課題3を達成し、大きな制御効果が得られることを明らかにしている。

第7章では、以上の結果を結論としてまとめている。

第2章 電子制御による操縦性・安定性の向上

2. 1 はじめに

車の操安性は、ヨー運動と横移動運動の2つの運動を扱うため、本来は2自由度の系として扱わねばならないが、車両運動性能向上に電子制御が適用される以前の車では、この2つの運動は非常に連成が強く、片方の運動特性（具体的にはヨーレイトの運動特性）だけを評価すれば十分であった。このため、2入力2出力系であるにもかかわらず、ハンドル角入力ヨーレイト出力の1入力1出力系としての解析が行われてきた。

近年電子制御が行われるようになって、特に後輪舵角制御（4WS）の開発により、2つの運動間の連成が切られ、2つの運動に相関が無くなって来たため、両者を等価に評価する必要が出てきた。

しかし、2つの運動のバランスとでもいうべき「車体横滑り角」という物理量を持ち出すことにより、車体横滑り角を0にするという目標が、2つの運動を評価することなくバランス良く改善させる方向に働くことを見出した。また、この車体横滑り角0という特性が、人間にとっても望ましい特性であることが明らかになったため、車体横滑り角を0にする制御（ $\beta = 0$ ）が、電子制御における制御目標とされ、いろいろ研究が進められた。

その結果、性能向上が達成されるにつれ、2つの欠点が明らかとなってきた。一つは、ハンドル操作に対する車の挙動が扱いやすい特性にはなるものの、応答性のさらなる向上が望まれること。もう一つは、ハンドル操作をしない時の車の安定性は向上していないことである。前者については、実際の車の制御定数のチューニング時に総合的に判断して決定する方法が採られ、後者に関しては、ヨーレイトなどの車の状態量をフィードバックして制御することにより安定性の向上を図る研究が進められた。

この章では、以上の流れをより詳しく述べると共に、これらの研究から明らかになってきた、課題について述べる。

2. 2 車体横滑り角を0にする制御

2. 2. 1 概要

ヨーレイトと横加速度で代表される、操安性が扱うべき2つの運動は、強い相関を持っているため、実質ヨーレイトの特性で評価されてきた。

図2-1に示す、操安性を解析する基本となる2輪モデルにおいて、ハンドル角に相当する δ_f に対するヨーレイト（ r ）、横加速度（ a ）の伝達関数 H 、 G は各々(2-1) (2-2)式で表される。

$$H = \frac{r}{\delta} = \frac{(m a C_f) S + \frac{1 C_f C_r}{V}}{(I_z m) S^2 + \left\{ \frac{(C_f + C_r) I_z + (a^2 C_f + b^2 C_r) m}{V} \right\} S + (b C_r - a C_f) m + \frac{l^2 C_f C_r}{V^2}} \quad (2-1)$$

$$G = \frac{\alpha}{\delta} = \frac{(I_z C_f) S^2 + \left(\frac{1 b C_f C_r}{V} \right) S + 1 C_f C_r}{(I_z m) S^2 + \left\{ \frac{(C_f + C_r) I_z + (a^2 C_f + b^2 C_r) m}{V} \right\} S + (b C_r - a C_f) m + \frac{l^2 C_f C_r}{V^2}} \quad (2-2)$$

2WSにおいて両特性は、この2つの式に従って強い相関を持つが、 δ_r を任意に設定できる4WSにおいては、後輪の制御関数 A_r を $A_r = \delta_r / \delta$ と置くと、両特性は(2-1') (2-2')式となり、両特性は、 A_r によって独立に設定でき互いの相関は弱くなってしまう。

$$H = \frac{r}{\delta} = \frac{\{ m (a C_f - A_r b C_r) \} S + \frac{1 C_f C_r}{V} (1 - A_r)}{(I_z m) S^2 + \left\{ \frac{(C_f + C_r) I_z + (a^2 C_f + b^2 C_r) m}{V} \right\} S + (b C_r - a C_f) m + \frac{l^2 C_f C_r}{V^2}} \quad (2-1')$$

$$G = \frac{\alpha}{\delta} = \frac{\{ I_z (C_f + A_r C_r) \} S^2 + \left\{ \frac{1 C_f C_r}{V} (b + a A_r) \right\} S + 1 C_f C_r (1 - A_r)}{(I_z m) S^2 + \left\{ \frac{(C_f + C_r) I_z + (a^2 C_f + b^2 C_r) m}{V} \right\} S + (b C_r - a C_f) m + \frac{l^2 C_f C_r}{V^2}} \quad (2-2')$$

その結果、ヨーレイト、横加速度両特性を各々評価する必要があるが、ここで両特性のバランスとでもいうべき、車体横滑り角(β)を0にする後輪制御関数 A_r を求めると、(2-3)式が得られる。またこの場合の、ヨーレイト、横加速度の伝達関数 $H_{\beta=0}$ 、 $G_{\beta=0}$ は各々(2-4) (2-5)で表される。

$$A_r = \frac{\delta_r}{\delta} = \frac{(a C_f m V^2 - b l C_f C_r) - I_z V C_f \cdot S}{(b C_r m V^2 + a l C_f C_r) + I_z V C_r \cdot S} \quad (2-3)$$

$$H_{\beta=0} = \frac{r}{\delta} = \frac{l C_f V}{(b m V^2 + a l C_f) + I_z V \cdot S} \quad (2-4)$$

$$G_{\beta=0} = \frac{\alpha}{\delta} = \frac{l C_f}{(b m V^2 + a l C_f) + I_z V \cdot S} \quad (2-5)$$

このことから、車体横滑り角を0にする制御により、ヨーレイト、横加速度の両特性は、共に2次遅れ系から、1次遅れ系に改善され、バランス良く性能向上が得られていることが分かる。

さらに、人間の特性との相性を見てみると、車体横滑り角が0ということは、車の進んでいる方向と、車の向きが一致しているということであり、運転しやすいということは容易に想像がつく。さらに、詳細な検討を行うために、ヨーレイトと横加速度を独立に変え、両者がどのような特性の時人間にとって最も好ましいかを検討した。

従来のこの種の研究は、十分な研究ツールがなかったため、ヨーレイトと横加速度の特性を、過渡特性まで含めて十分な精度で任意にコントロールすることはできなかったが、4WS技術の発達によって過渡特性も含めてコントロールできるようになった。

4WSの後輪舵角制御技術を、そのまま前輪にも適用することにより、前後輪の舵角を制御できる実験車を試作した。これは2つの制御自由度を持つため、理論的にはヨーレイトと横加速度の2つの特性を、過渡特性まで含めて自由にコントロールできることになる。

2. 2. 2 実験車

図2-2に実験車のシステム構成を示す。ヨーレイトと横加速度の2つの特性をコントロールするために前後輪の舵角を制御できるようにしたものである。

狙いのヨーレイト、横加速度特性を実現する前後輪の制御舵角を、ハンドル角と車速信号とからマイコンで計算しアクチュエータへ制御信号を出している。

アクチュエータには、過渡特性まで含めてコントロールするために、十分な応答性と精度が得られるよう、サーボ機構を持つクローズドセンタ方式の油圧システムを用いている。

制御舵角の計算は、以下に述べるように、システム同定した後、基本制御アルゴリズムに従って求めている。

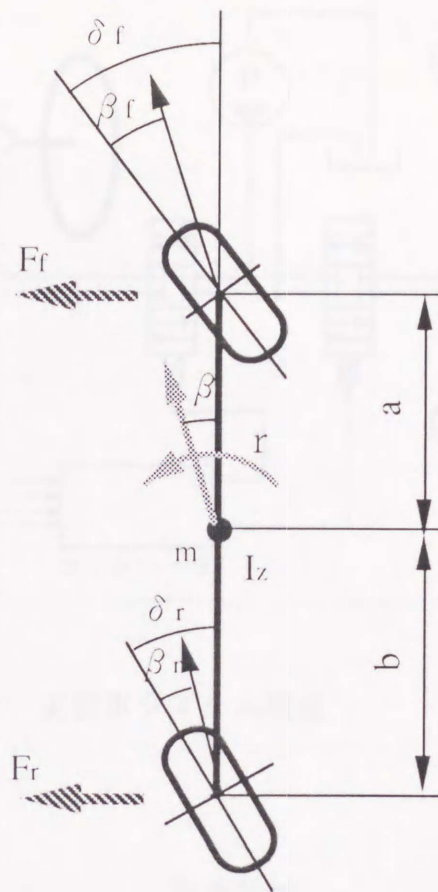


図 2 - 1 2 輪モデル

2. 2. 3 システム同定

この実験車のヨーレイト、横加速度特性を任意にコントロールするためには、車両のシステム同定を行う必要がある。

モデルは図 2 - 1 の二輪モデルを用いた。この場合、使用する 6 つの車両諸元を求める必要があるが、このうち、車両質量 (m)、ヨー慣性モーメント (I_z)、ホイールベース (l)、重心-前輪間距離 (a) の 4 つは実測により求め、直接測定できない残りの 2 つ、前輪及び後輪のコーナリングパワー (C_f , C_r) を、次の手順により求めた。

考え方は、先ず、図 2 - 3 に示すブロック図における、4 つの伝達関数、 H_f , H_r , G_f , G_r を求め、次に、この伝達関数を実現する C_f , C_r を求めるという 2 つのステップを踏んでいる。

4 つの伝達関数を求めるには、定義通り、前輪舵角 (δ_f) あるいは後輪舵角 (δ_r) だけの入力を行い、その時のヨーレイト、横加速度の出力を求めればよいが、一般に車両は、前輪舵角だけの入力を行なっても、コンプライアンスステア等のサスペンション特性により、後輪舵角も生じてしまうため、得られたヨーレイト、横加速度には、 H_r , G_r を介した後輪舵角からの成分を含んでしまっている。従って、以下に述べる、連立方程式を解くことにより、4 つの伝達関数を求めている。

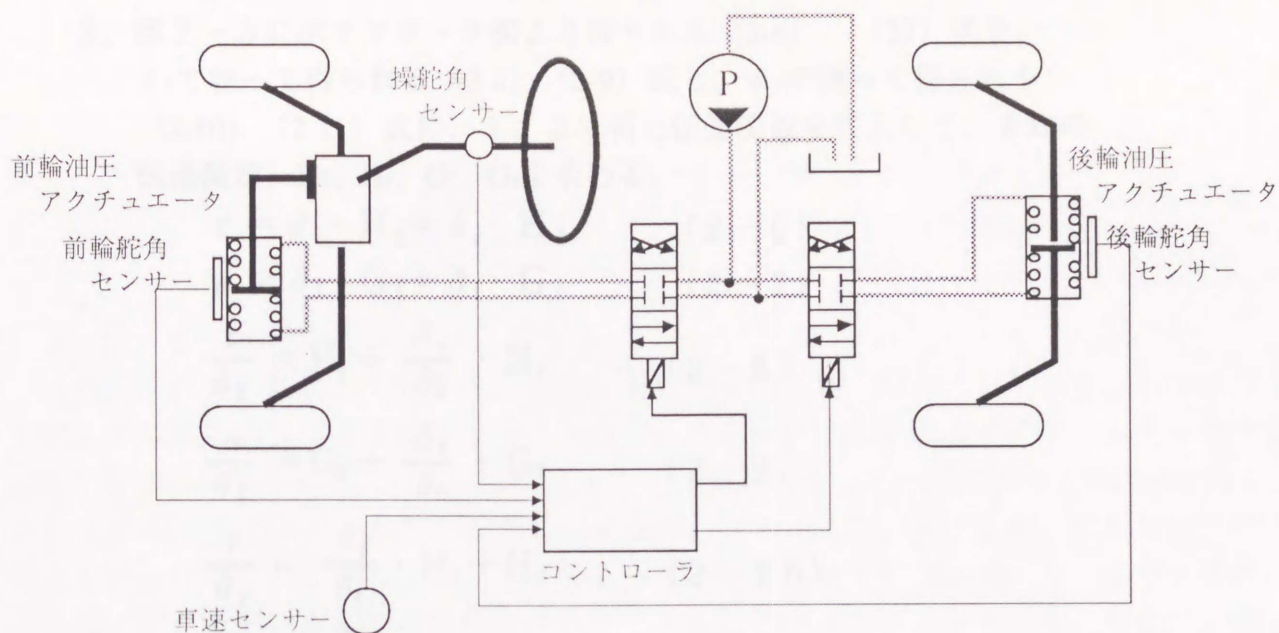


図 2-2 実験車システム構成

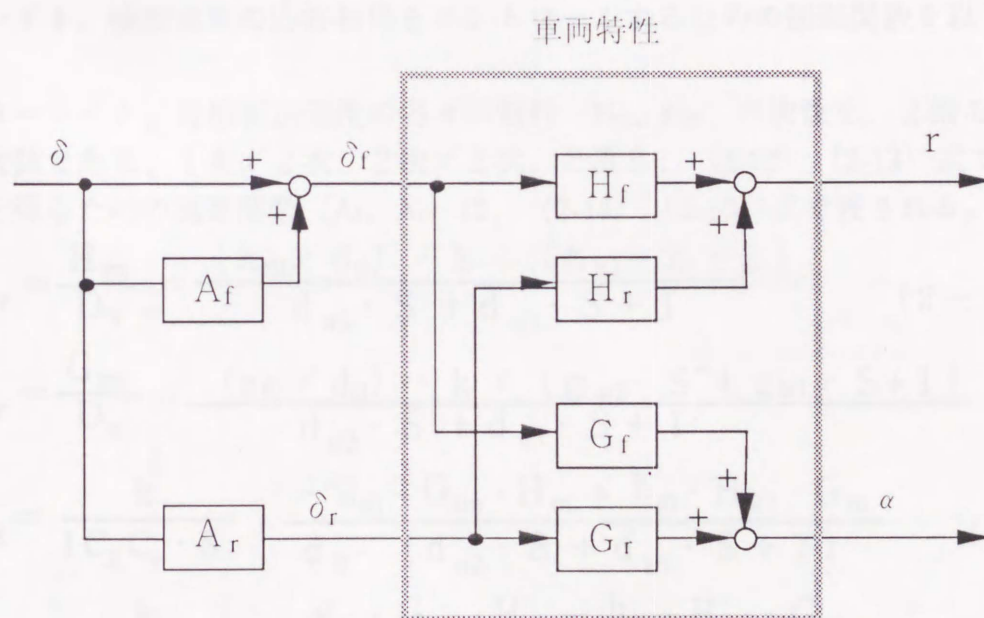


図 2-3 車両のブロック図

手順

1. 前輪舵角 (δ_f) 入力における、後輪舵角 (δ_r)、ヨーレート (r)、横加速度 (α) の伝達関数、 δ_r/δ_f 、 r/δ_f 、 α/δ_f を求める。
2. 後輪舵角 (δ_r) 入力における、前輪舵角 (δ_f)、ヨーレート (r)、横加速度 (α) の伝達関数、 δ_f/δ_r 、 r/δ_r 、 α/δ_r を求める。

3. 図2-3に示すブロック図より得られる (2-6)、(27) 式を、
 δ_f で割って得られる (2-8) (2-9) 式と、 δ_r で割って得られる
 (2-10) (2-11) 式に、1、2で得た伝達関数を代入して、未知の
 伝達関数、 H_f 、 H_r 、 G_f 、 G_r を求める。

$$r = \delta_f \cdot H_f + \delta_r \cdot H_r \quad (2-6)$$

$$\alpha = \delta_f \cdot G_f + \delta_r \cdot G_r \quad (2-7)$$

$$\frac{r}{\delta_f} = H_f + \frac{\delta_r}{\delta_f} \cdot H_r \quad (2-8)$$

$$\frac{\alpha}{\delta_f} = G_f + \frac{\delta_r}{\delta_f} \cdot G_r \quad (2-9)$$

$$\frac{r}{\delta_r} = \frac{\delta_f}{\delta_r} \cdot H_f + H_r \quad (2-10)$$

$$\frac{\alpha}{\delta_r} = \frac{\delta_f}{\delta_r} \cdot G_f + G_r \quad (2-11)$$

4. 伝達関数、 H_f 、 H_r 、 G_f 、 G_r を一番良く満たす C_f 、 C_r を求める。

2. 2. 4 制御アルゴリズム

ヨーレイト、横加速度の応答特性をコントロールするための制御関数を以下の手順で求める。

目標ヨーレイト、目標横加速度の各々の特性 (H_{tr} 、 G_{tr}) の次数を、2輪モデルの場合と同じ次数である、1次/2次、2次/2次、と置き、(2-12) (2-13) 式で表すと、この特性を得るための制御関数 (A_f 、 A_r) は、(2-14) (2-15) 式で表される。

$$H_{tr} = \frac{H_{trm}}{D_{tr}} = \frac{(h_{f0}/d_0) \cdot k \cdot (h_{tr1} \cdot S + 1)}{d_{tr2} \cdot S + d_{tr1} \cdot S + 1} \quad (2-12)$$

$$G_{tr} = \frac{G_{trm}}{D_{tr}} = \frac{(g_{f0}/d_0) \cdot k \cdot (g_{tr2} \cdot S^2 + g_{tr1} \cdot S + 1)}{d_{tr2} \cdot S + d_{tr1} \cdot S + 1} \quad (2-13)$$

$$A_f = \frac{k}{1C_f C_r \cdot S} \cdot \frac{-g_{f0} \cdot G_{trm} \cdot H_m + h_{f0} \cdot H_{tr1} \cdot G_m}{d_0 \cdot (d_{tr2} \cdot S + d_{tr1} \cdot S + 1)} \quad (2-14)$$

$$A_r = \frac{k}{1C_f C_r \cdot S} \cdot \frac{g_{f0} \cdot G_{trm} \cdot H_{fn} - h_{f0} \cdot H_{tr1} \cdot G_{fn}}{d_0 \cdot (d_{tr2} \cdot S + d_{tr1} \cdot S + 1)} \quad (2-15)$$

ただし、

$$H_f = \frac{H_{fn}}{D} \quad , \quad H_{fn} = h_{f1} \cdot S + h_{f0} \quad (2-16)$$

$$H_r = \frac{H_{rm}}{D} \quad , \quad H_{rm} = h_{r1} \cdot S + h_{r0} \quad (2-17)$$

$$G_f = \frac{G_{fn}}{D}, \quad G_{fn} = g_{f2} \cdot S^2 + g_{f1} \cdot S + g_{f0} \quad (2-18)$$

$$G_r = \frac{G_{rn}}{D}, \quad G_{rn} = g_{r2} \cdot S^2 + g_{r1} \cdot S + g_{r0} \quad (2-19)$$

$$D = d_2 \cdot S^2 + d_1 \cdot S + d_0 \quad (2-20)$$

2. 2. 5 制御精度

この方法により制御した時の、特性コントロール精度を、図2-4に示す。ヨーレイトを変えずに横加速度だけを変更させた場合と、逆に横加速度を変えずにヨーレイトだけを変えた場合の結果である。(A)はシミュレーション結果、(B)は実車実験結果である。2輪モデル近似の限界により、実車実験結果は、シミュレーション結果との絶対値までの完全な一致は得られないものの、一番難しいと考えられる、特性を変えないほうの特性(仕様1と2における横加速度特性、仕様1と3におけるヨーレイト特性)は良く一致しており、特性変更に関しては十分な精度でコントロールできていると考えられる。

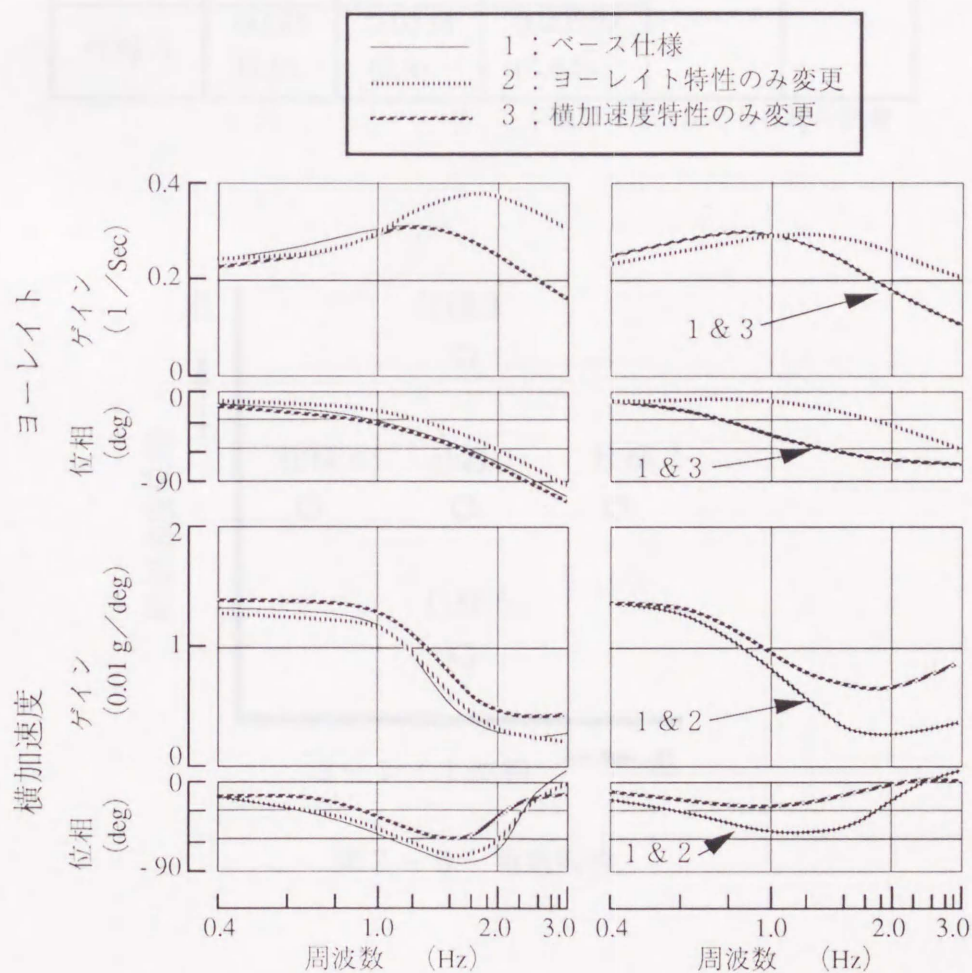


図2-4 車両特性コントロール精度

2. 2. 6 望ましいヨーレイト横加速度特性の検討実験

以上述べた実験車を用い、(2-12) (2-13) 式の値を表2-1に示す値に設定した5つの仕様を作り、フィーリング評価を行なった。5つの仕様は、ヨーレイトと横加速度の位相だけを各々独立に変えるもので、図2-5のイメージとなる。

表2-1 実験仕様

	h _{tr1}	g _{tr1}	g _{tr2}	d _{tr1}	d _{tr2}
仕様1	0.185 (1.0)	0.0917 (1.0)	0.00874 (1.0)	0.194	0.0207
仕様2	0.259 (1.4)	0.0917 (1.0)	0.00874 (1.0)		
仕様3	0.185 (1.0)	0.1100 (1.2)	0.01259 (1.44)		
仕様4	0.111 (0.6)	0.0917 (1.0)	0.00874 (1.0)		
仕様5	0.185 (1.0)	0.0734 (0.8)	0.00559 (0.64)		

() : 使用1を1.0とした時の割合

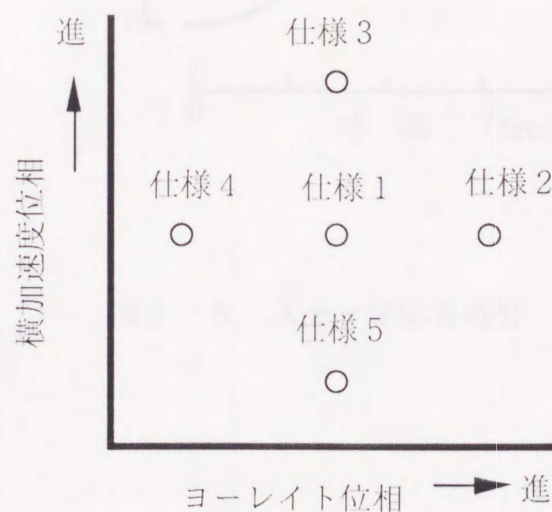


図2-5 車両特性

この5つの仕様の、ヨーレイト、横加速度特性は図2-6に示すもので、意図した狙いを実現できている。

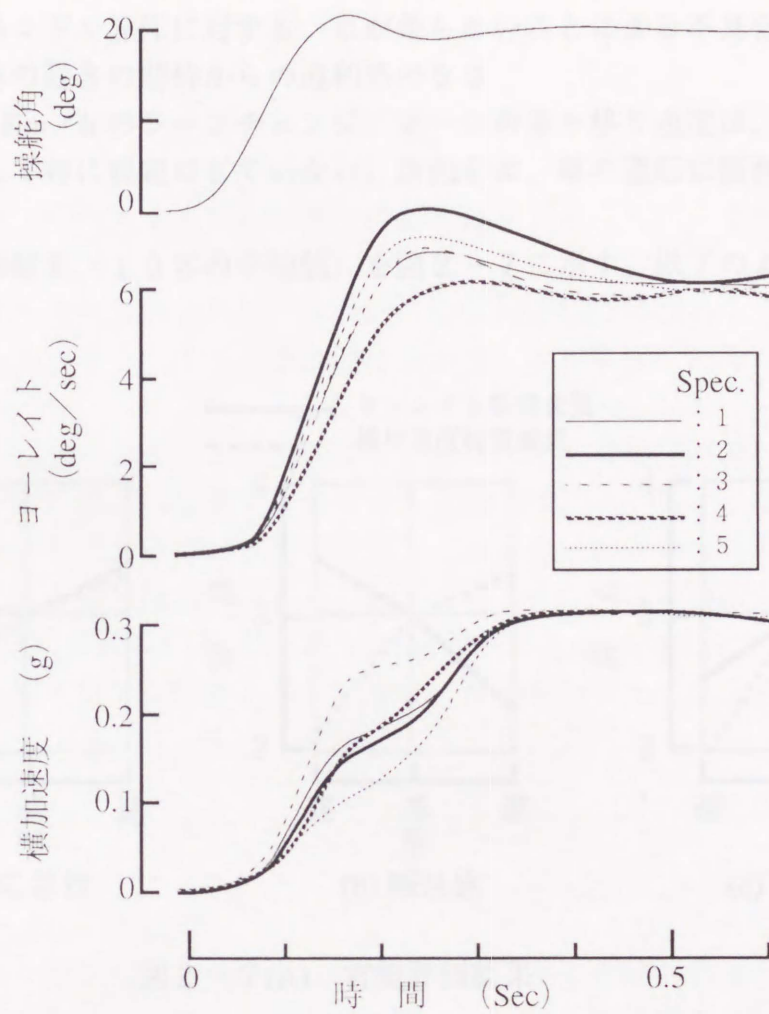


図2-6 ステップ応答特性

フィーリング評価は、次の3項目について、ベースとなる仕様1を3点とする5点法で評価した。

- (a) 応答性：ハンドル操作に対する、車の曲がる反応の速さ
- (b) 剛性感：ハンドル操作に対する、車が柔らかいことによる不具合のなさ
- (c) 素直さ：車の動きの期待からの違和感のなさ

実験条件は、100 Km/h のレーンチェンジ。レーンの乗り移り速度は、ドライバーの評価しやすい速度として特に規定はしていない。評価者は、車の運転に慣れている男性10名である。

3つの評価項目の結果（10名の平均値）を図2-7に示す。以下のようにまとめられる。

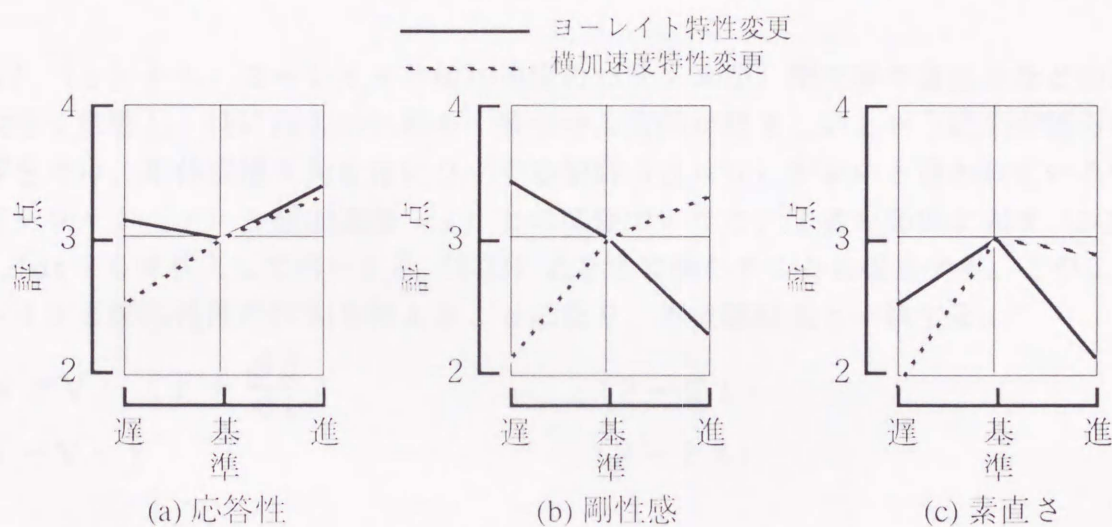


図2-7(A) 官能評価結果

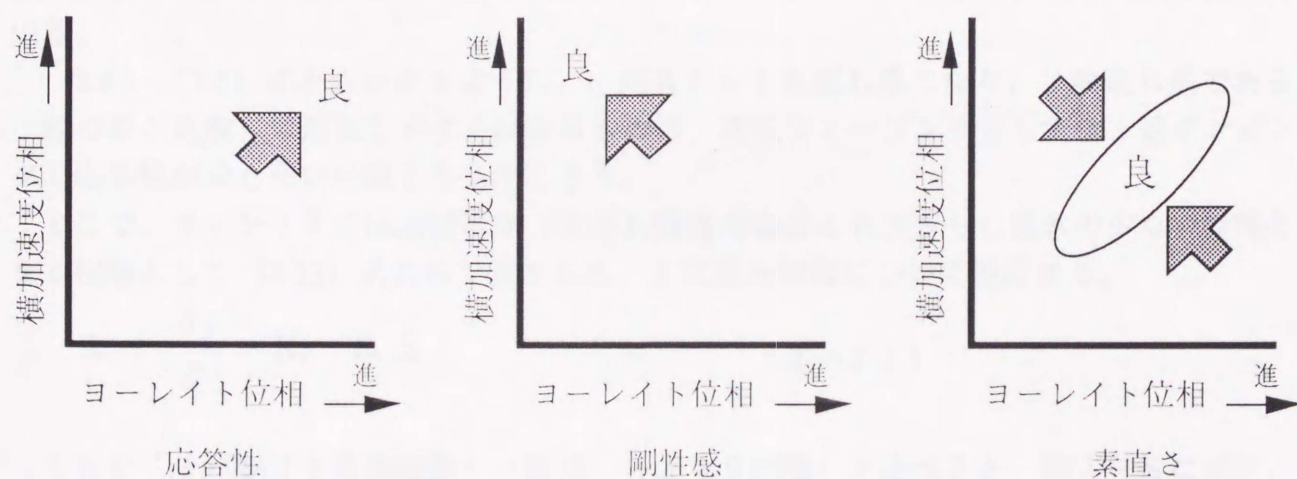


図2-7(B) 官能評価結果イメージ図

(a) 応答性

ヨーレイトまたは横加速度の位相遅れが少ないほど、評価が高い。

このことから、ゲインだけでなく位相も応答性に影響を与えることが分かる。

(b) 剛性感

ヨーレイトに対する横加速度の位相遅れが少ないほど、評価が高い。

一般にハンドル角に対する応答は、ヨーレイトより横加速度の方が遅いため、このことは、ヨーレイトと横加速度の位相差を少なくすることに相当する。

(c) 素直さ

ヨーレイトまたは横加速度の片方だけの位相を極端に進めると評価が下がる。

このことからヨーレイトと横加速度のバランスが重要であることが分かる。

(b) (c) から、ヨーレイトと横加速度のバランスが、剛性感や素直さなどの運動の質に大きく影響し、特に両者の位相を一致させる方向が望ましいという結果が得られた。

4WSでは、車体横滑り角を常に0にする制御 ($\beta = 0$) がよいと言われているが、これはヨーレイト (r) と横加速度 (α) との関係でいうと、3者の関係を表す (2-21) 式に $d\beta/dt = 0$ を代入して得られる (2-22) 式を常に満たすことに相当する。このことは、ヨーレイトと横加速度の位相を揃えることになり、本実験結果と一致する。

$$\alpha = V \cdot \left(r + \frac{d\beta}{dt} \right) \quad (2-21)$$

$$\alpha = V \cdot r \quad (2-22)$$

2. 2. 7 横滑り角0の問題点

以上述べたように、車体横滑り角が0ということは、単に車体の向きと進行方向が一致して運転しやすいということのほかに、人間の種々の感覚からも望ましいことが確かめられた。しかし、4WSにおいて、車体横滑り角0を実現することは、次の欠点を持っている。

(2-4) (2-5) 式から分かるように、両者とも1次遅れ系となり、2次遅れ系である一般の車と比較して運転しやすくはなるものの、運転フィーリングとしては、過ダンピングで応答性が少し悪い印象を与えてしまう。

そこで、ヨーレイトの伝達関数が1次遅れ特性の場合より、さらに遅れの少ない特性となる制御として (2-23) 式の形で表される、1次進み制御について検討する。

$$A_r = \frac{\delta r}{\delta} = K_r - T_r S \quad (2-23)$$

これを「ヨーレイト重視制御」と呼び、「 $\beta = 0$ 制御」と比べると、図2-8に示す。「ヨーレイト重視制御」は、ヨーレイトの応答性は向上するものの、横加速度の応答が複雑な応答になっている。このため実際の車では、ドライバーのフィーリングを基にチューニングを施し、トータルとして一番良い性能を実現するようにしている。

このことは、言い換えると、車体横滑り角の応答とヨーレイトの応答とのトレードオフを図っていることに相当する。したがって、2つの出力のバランスを取るべく用いた物理量 β も、単独では性能を表しきれず、もうひとつの物理量（この場合、ヨーレイト r ）との総合的な評価が必要となったことを意味している。

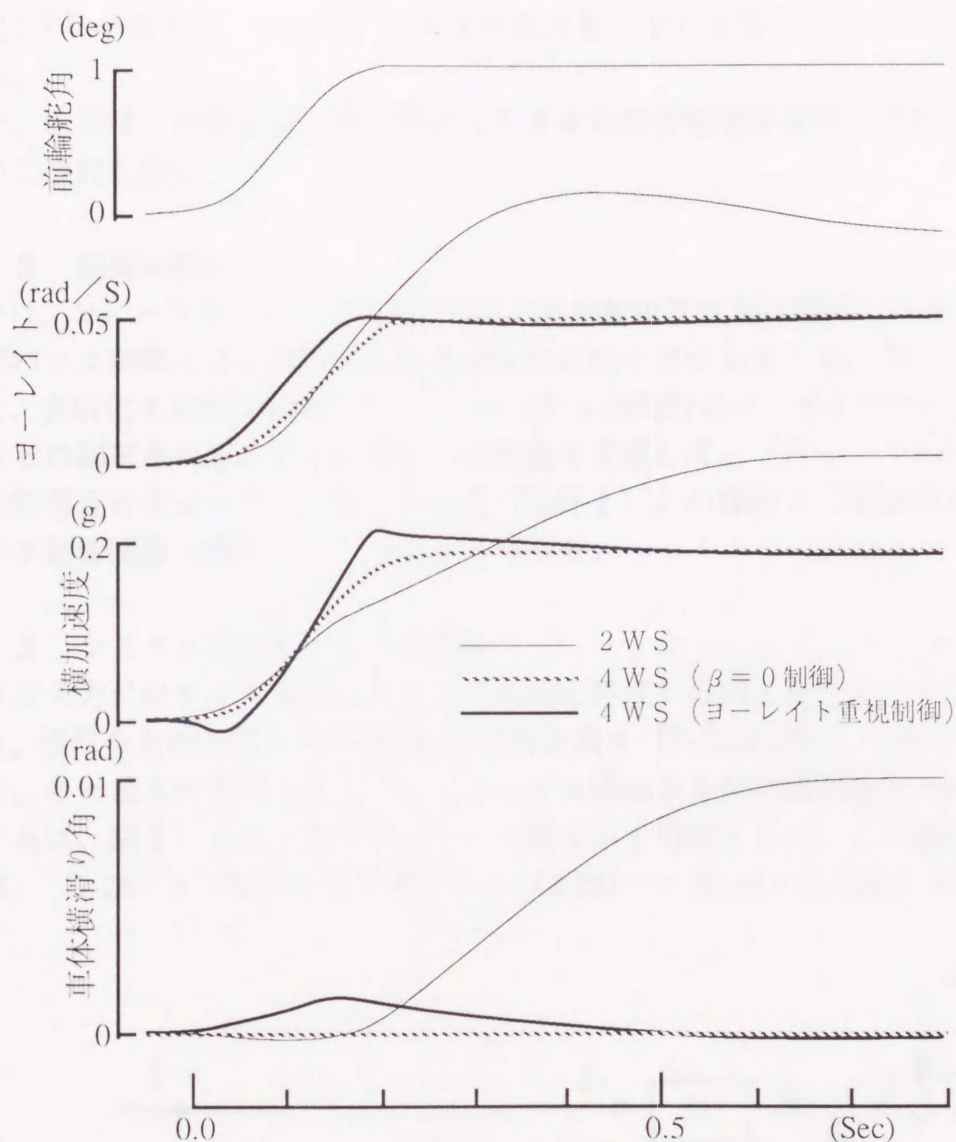


図2-8 操舵応答性（4WS制御即による相違）

2. 3 フィードバック制御による安定性の向上

2. 3. 1 概要

最初に実用化された、後輪舵角の電子制御システム4WSは、始めは、ハンドル角と車速とによる制御で、フィードフォワードと呼ばれるものであった。

これにより、ハンドル角入力に対する車両の応答は非常な向上を遂げた。しかし、横風

などの外乱に対する安定性を考えると、4WSの能力を最大限に活用しているとは言えないことは明らかである。

そこで、ヨーレイトなどの状態変数によるフィードバック制御に研究の比重が移っていった。この研究に関しては、山本等による「フィードフォワード制御とフィードバック制御とを組み合わせ、操舵に対する横滑り角を0の特性を維持したまま、外乱安定性を向上させた研究」²⁻¹⁾があるが、これも、4WSの能力を十分には活用しきったとは言えない性能である。

そこで、筆者は、車体横滑り角を0にしたまま外乱安定性を限界まで向上させるシステムについて検討した。

2. 3. 2 制御の狙い

ここでは、フィードフォワード制御で得られた操舵応答性能は維持したまま（条件1）、フィードバック制御により外乱安定性を最大限に向上させることを、第1の狙いとした。

さらに、実用化する時の問題として、「システム故障時のフェイルセーフ」や「アクチュエータなどの制御系の遅れによる発振」の問題を考慮して、「フィードバック制御停止時にも操舵応答性の変わらないシステム構成（条件2）」の採用と「発振のおきにくいフィードバック制御関数（条件3）」の導出を行った。

2. 3. 3 システム構成および制御関数

ハンドル入力に対する応答特性を表す「操舵応答性」の向上をフィードフォワード制御で、また、横風などの外乱入力に対する安定性を表す「外乱安定性」の向上をフィードバック制御で、各々最大に発揮させるべく、システム構成および制御関数を求めた。

システムは、図2-9にシステムブロック図を示す構成とした。この場合のヨーレイトの応答は、(2-26)～(2-28)式を整理し、(2-29)～(2-31)式で表される。

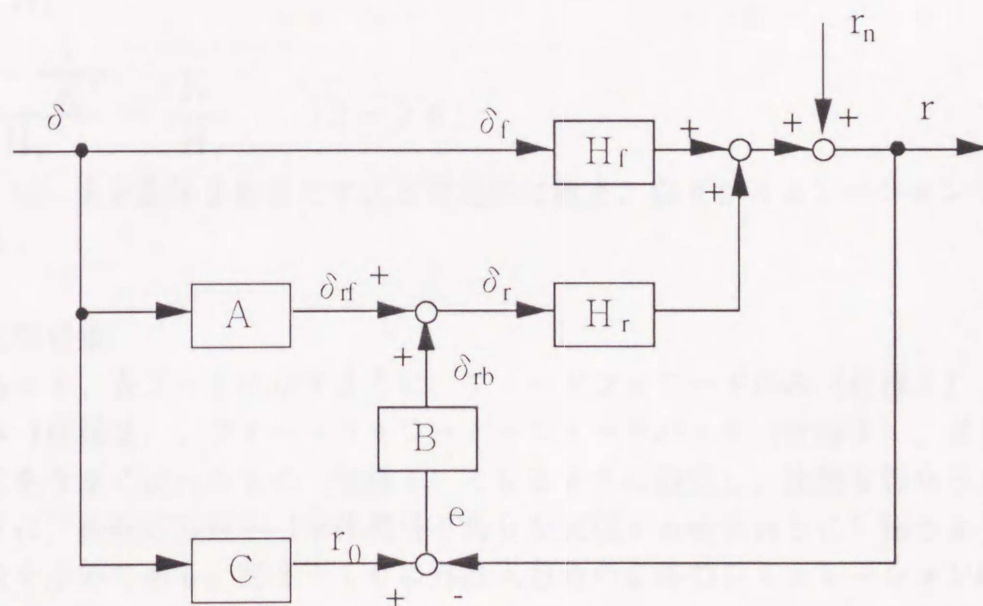


図2-9 システムブロック図

$$r = \delta_f \cdot H_f + \delta_r \cdot H_r + r_n \quad (2-26) \quad (r_n: \text{外乱ヨーレート})$$

$$\delta_r = \delta \cdot A + e \cdot B \quad (2-27)$$

$$e = r - \delta \cdot C \quad (2-28)$$

$$r = F_0 \cdot \delta + F_1 \cdot r_n \quad (2-29)$$

(F_0 : 操舵応答を表す伝達関数、 F_1 : 外乱安定性を表す伝達関数、

$$F_0 = \frac{(H_f + A \cdot H_r) - B \cdot C \cdot H_r}{1 - B \cdot H_r} \quad (2-30)$$

$$F_1 = \frac{1}{1 - B \cdot H_r} \quad (2-31)$$

(2-31) 式より、外乱安定性はBだけで決まることが分かる。

条件2を満たすために、フィードバック制御を停止しても操舵応答性が変わらないようにするには、(2-30) 式をフィードバック制御関数であるBを含まない形にする必要がある。その条件を求めると、(2-32) 式が得られ、その時の F_0 は(2-33) 式となる。

$$C = H_f + A \cdot H_r \quad (2-32) \quad \text{条件2を満たす式}$$

$$F_0 = H_f + A \cdot H_r \quad (2-33)$$

車体横滑り角0を実現することは、操舵応答を表す伝達関数 F_0 を、 H_0 にすることと等価であるから、 $F_0 = H_0$ より、(2-34) 式が条件1を満たす式となる。

$$H_f + A \cdot H_r = H_0 \quad (2-34) \quad \text{条件1を満たす式}$$

次に、外乱応答を動特性を含まない関数にする条件を求めると、 $F_1 = K'$ (K' は定数) より (2-36) 式が得られる。

$$\frac{1}{1 - B \cdot H_r} = K' \quad (2-35)$$

$$B = \frac{1 - \frac{1}{K'}}{H_r} = \frac{K - 1}{K \cdot H_r} \quad (2-36)$$

ここでは (2-36) 式を条件3を満たす式と暫定的に置き、以下シミュレーションで確かめることにする。

2. 3. 4 制御効果

A、B、C各々を、表2-1に示すように、フィードフォワードのみ(仕様1)、フィードバックのみ(仕様2)、フィードフォワード+フィードバック(仕様3)、さらに目標ヨーレートCをうまく使ったもの(仕様4)となるように設定し、比較を行なった。比較しやすいように、操舵応答性が(車体横滑り角0を実現する特性 H_0 に)揃うように各仕様の制御関数を求めてある。図2-10に外乱入力時の応答のシミュレーション結果を示す。フィードバックのない仕様1に対し、フィードバックを加えることにより仕様2、

3では、外乱に対するヨーレイトの発生量が減少するものの、望ましくない動特性を持つようになっている。これに対し、目標ヨーレイトをうまく使った仕様4では、ヨーレイトの発生量を減らしたまま動特性をなくし、ドライバーが対応しやすい特性が得られている。

表2-1 制御仕様と車両特性

	制御関数			車両応答特性	
	フィード フォワード A	フィード バック B	目標 ヨーレイト C	操舵入力応答 r / δ	外乱応答 r / r_n
仕様1	A_0	0	0	H_0	1
仕様2	0	B_0	0	H_0	$\frac{H_0}{H_f}$
仕様3	$-\frac{C_f}{C_r}$	k_0	0	H_0	$\frac{1}{1 + k_0 H_r}$
仕様4	A_0	$\frac{k_0 H_{r0}}{H_r}$	H_0	H_0	$\frac{1}{1 + k_0 H_{r0}}$
仕様5	A_0	$\frac{k}{H_r}$	H_0	H_0	$\frac{1}{1 + k}$

$$A_0 = \frac{C_f \{ (a m V^2 - b l C_r) - I_z V \cdot S \}}{C_r \{ (b m V^2 + a l C_f) + I_z V \cdot S \}}$$

$$B_0 = \frac{I_z V C_f}{C_r \{ (b m V^2 + a l C_f) + I_z V \cdot S \}}$$

$$H_0 = \frac{l C_f V}{(b m V^2 + a l C_f) + I_z V \cdot S}$$

$$k_0 = \frac{m V (b C_r - a C_f)}{C_r}$$

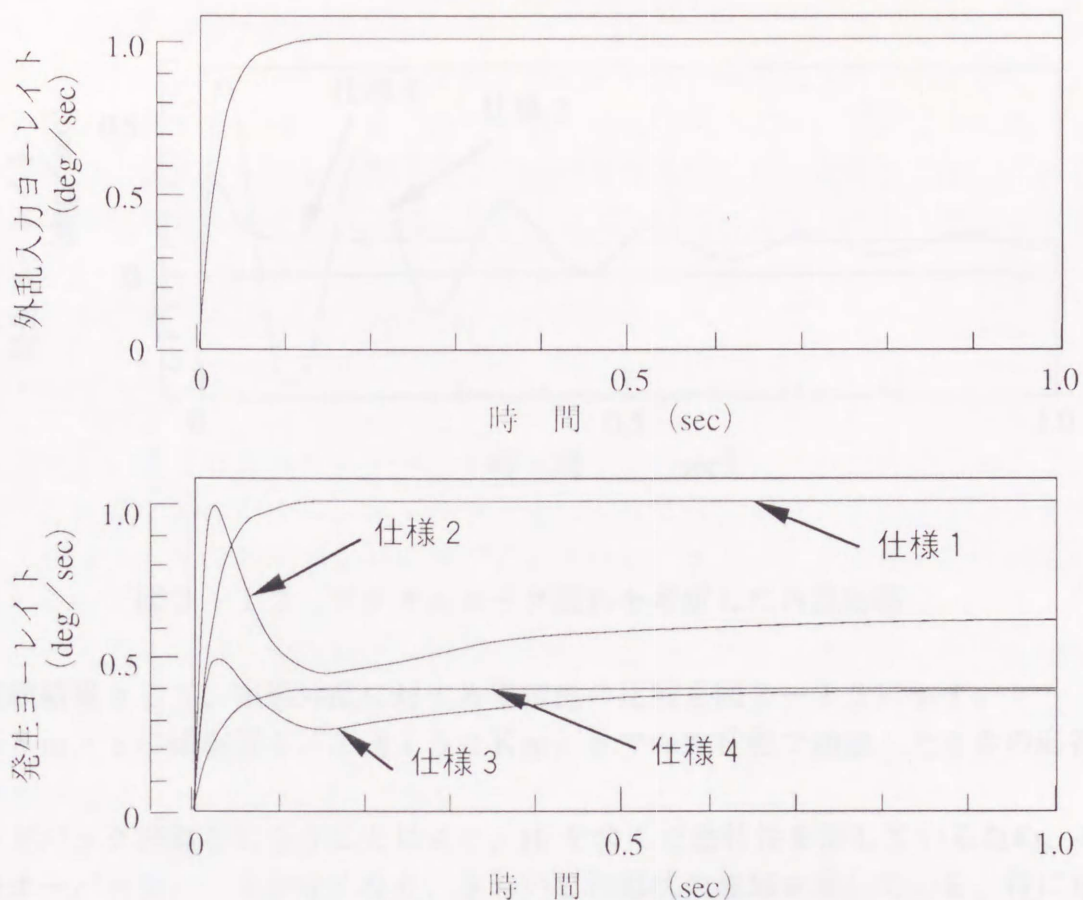


図2-10 外乱入力時の応答

実用化においては、アクチュエータ系の遅れなどによる発振現象を考慮する必要がある。そこで、アクチュエータ系を時定数 0.1 S の一次遅れ系と近似し、また制御系の遅れを 5 mS の無駄時間で近似して、外乱応答をシミュレーションした結果を図2-11、12に示す。図2-12は、図2-11に対しフィードバックゲインを上げてさら発振しやすくしたものである。図から分かるように、仕様3では、ゲインを上げるにつれて発振しやすくなっているが、仕様4では、オーバーシュートは大きくなるものの、発振現象は生じていないことが分かる。

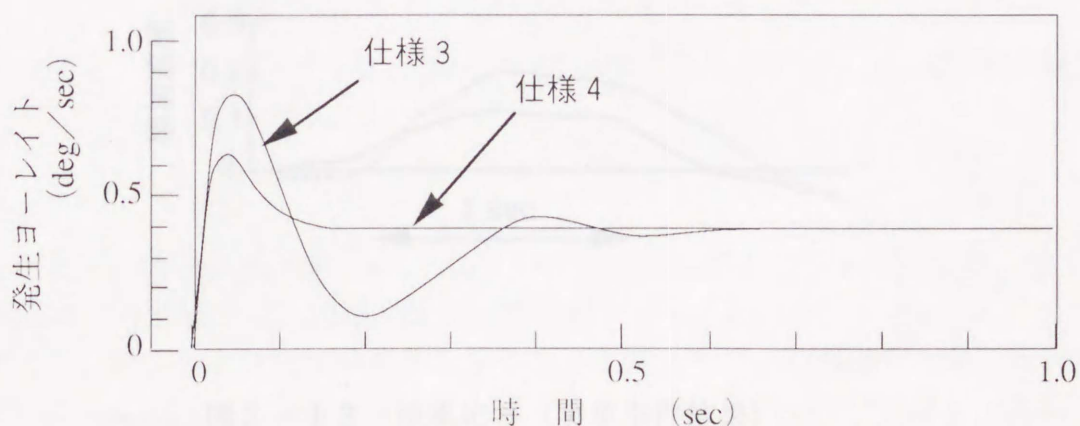


図2-11 アクチュエータ遅れを考慮した外乱応答

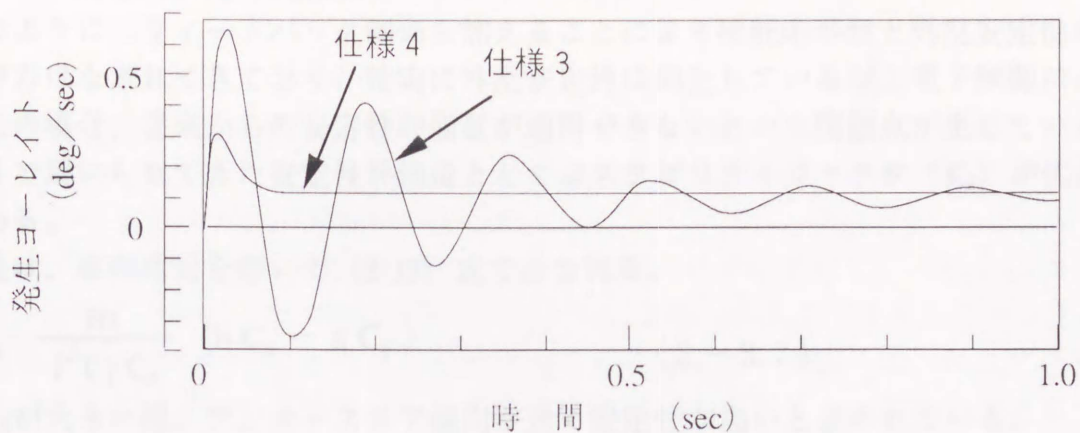


図 2 - 1 2 アクチュエータ遅れを考慮した外乱応答

実車実験結果として、横風外乱に対する安定性の比較を図 2 - 1 3 に示す。

風速 15 m/s の横風帯を、車速 150 Km/h で保舵状態で通過したときの応答である。

フィードバック制御を行なうことにより、 H_r を含んだ動特性を消しているため、ヨーレイトのオーバーシュートがなくなり、きれいな台形状の波形を示している。特にピーク値を抑える効果が高いことが分かる。

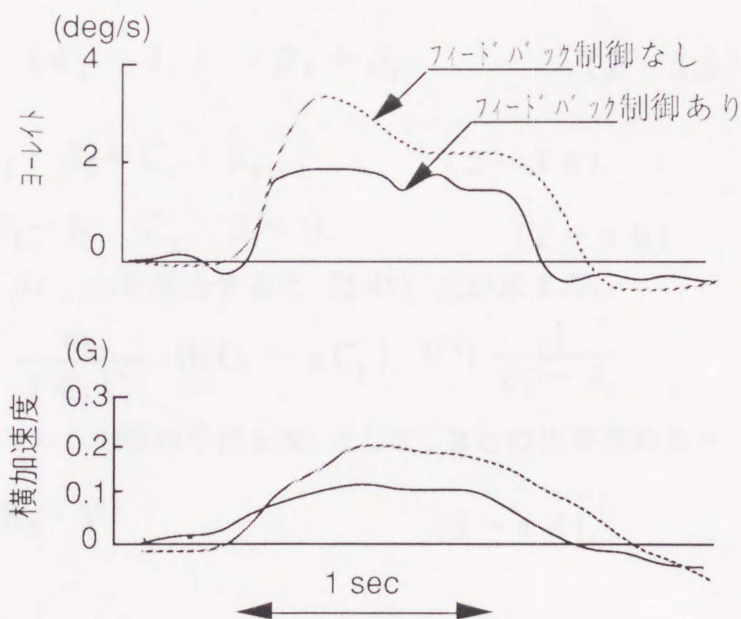


図 2 - 1 3 横風応答 (実車事件結果)

2. 3. 5 電子制御化の問題点

以上のように、フィードバック制御を加えることにより操舵応答性と外乱安定性の両立を図る努力はなされてきており、確実に外乱安定性は向上しているが、電子制御による安定性向上の場合、従来からの安定性評価量が適用できないという問題点が生じている。

これまで用いられてきた安定性評価量としてはスタビリティファクタ (K_s) が代表的なものである。

この定義は、車両諸元を用いて (2-37) 式で表される。

$$K_s = \frac{m}{l^2 C_f C_r} (b C_r - a C_f) \quad (2-37)$$

この K_s が大きい程、アンダーステア傾向が強く安定性が高いと言われている。

しかし、これまで述べたヨーレイトフィードバック 4WS では、車両諸元を変えていないためスタビリティファクタは変わらず、これでは安定性の向上を表現できないことが分かる。

また、実車の場合には、実験的に、ハンドル角固定の時の車速の上昇に伴う旋回半径の増加割合からスタビリティファクタを求めている。これは、車速の変化により生じる旋回半径の変化が、スタビリティファクタにより決まるという (2-42) 式を利用しており、次の用に導かれる。

旋回半径 (R) と前後輪の操舵角 (δ_f, δ_r)、タイヤスリップ角 (β_f, β_r) との関係は、幾何学的に決まり (2-38) 式を満たす。また、車に加わる横加速度の関係から (2-39) 式が、定常状態での車に加わるヨーモーメントが 0 であることから (2-40) 式が、各々導かれる。

$$\theta = \frac{l}{R} = (\delta_f - \delta_r) - \beta_f + \beta_r \quad (2-38)$$

$$m \frac{V^2}{R} = C_f \cdot \beta_f + C_r \cdot \beta_r \quad (2-39)$$

$$a \cdot C_f \cdot \beta_f - b \cdot C_r \cdot \beta_r = 0 \quad (2-40)$$

3つの式より、 β_f, β_r を消去すると (2-41) 式が求まる。

$$R = \left\{ 1 + \frac{m}{l^2 C_f C_r} (b C_r - a C_f) V^2 \right\} \frac{l}{\delta_f - \delta_r} \quad (2-41)$$

δ_r を 0 と置き、 $V=0$ の時の半径を R_0 として、 R との比を求めると (2-42) 式が求まる。

$$\frac{R}{R_0} = 1 - K_s \cdot V^2 \quad (2-42)$$

しかしこれは、前後輪操舵角 (δ_f, δ_r) が一定の場合のみ成り立つ関係で、車速により δ_r を変化させる制御では、適用できない考え方である。

したがって、フィードバック制御を行なう電子制御システムを搭載した車においては、電子制御による安定性向上効果も含めて表現できる「新しい安定性評価量」が必要となっている。

2. 4 第2章のまとめ

ヨーレイトと横加速度の応答特性のバランスが人間の感覚にどう影響するかを調べるため、両特性を任意に変えられる実験車「シミュレータビークル」を用いて実験した。その結果、これまでいわれていた「車体横滑り角を0にする」ようにバランスをとると、人間の感覚の面からも良いことが明らかになった。

しかし、「4WSの場合、車体横滑り角をより厳密に0に近づけていくと、ヨーレイトの応答性が十分ではなくなり、操安性能トータルとしては悪化してしまう」こと、従って、「両特性のバランスを巧くとることが必要である」ことを明らかにした。これにより、「これまでの1入力1出力系としての解析法では限界があり、2入力2出力系として解析可能な、新しい解析手法が必要である」ことを明らかにした。

また、電子制御による安定性の向上について、4WSでのヨーレイトフィードバック制御による効果を例にとり、理論解析と実車実験により明らかにした。

しかし、この効果は、従来からの安定性評価指標では表現できないことを示すことにより、電子制御システムの解析・評価可能な手法の必要性を明らかにした。

第3章 2入力2出力系の内部状態に注目した解析法

3.1 はじめに

車のサスペンションは、タイヤの特性をうまく使うことにより、メカニカルなフィードバック系を構成し安定性を確保している。操安性解析で用いられるモデルは、このメカニズムを基に構成されており、一番簡単なモデルである2輪モデルでも同様である。従って、制御理論の観点から操安性の解析手法を見れば、そのフィードバック系の特性解析手法と見なすことができ、種々の制御理論の適用が可能と考えられる。しかし、操安性能設計上の自由度は非常に限られていたため、それらの理論が直接役立つことは少なく、操安性としての特殊な解析・評価法が確立されてきたといえる。(例えば、安定性の指標として、「特性方程式の実根」とは異なった物理量であるスタビリティファクタが用いられていること等。)

ところが、それらの手法は、現在いろいろな理由から限界を迎え始めてている。主な理由の一つは、電子制御化による自由度の増加に対応できていないことであり、もう一つは、2自由度系として扱わず、1自由度系に近似してきたことによる限界である。

これらの反省を基に、メカニズムから構築した2輪モデルから離れ「フィードバック系における機能面から構築し直したモデル」を用いることにした。そして、そのモデルを2入力2出力系として一番シンプルな形で構成し、「各々の要素と操安性能との対応を見る」ことにより、上記の限界を超えられる見通しが得られた。

この考え方を基にまとめ、新たに提案する「2入力2出力系の内部状態に注目した解析法」について、第3章、第4章でその内容を、第5章、第6章でそれを応用した場合に得られた知見を述べる。

第3章では、基本的な考え方とこれまで用いられてきた解析・評価法との比較を線形域主体で行い、第4章では、非線形域での解析を行う場合の方法として、図による解析法について述べる。

3. 2 考え方

3. 2. 1 解析モデルと各要素の定義

図3-1に示すブロック図のシステムを考える。2入力2出力系として扱うモデルであるが、2つの出力については、ヨーレートと車体横滑り角を用いている。ヨーレートと横加速度との組み合わせも考えられるが、以下の2つの理由から車体横滑り角を用いた。

(1) タイヤの横力は、車両挙動であるところのヨーレートと車体横滑り角の関数で表されるため、操安性がヨーレートと車体横滑り角のフィードバック系になっており、ここで用いる解析は、フィードバックの状況を正確に解析することを狙いの一つにしているため。

(2) 制御目標とされてきた「車体横滑り角=0」制御の解析を容易にするため。

またフィードバック部分に関しては、2つの出力からのフィードバックを積分器の前に戻す形にして、 B_{ij} で表した4つの要素をフィードバックパラメータと呼ぶことにする。

2入力については、物理現象として捉えやすいように、ヨーモーメント (M_y) と横力 (F_y) で与える形とし、フィードバックループへの入力である、 \dot{r} 、 $\dot{\beta}$ への変換係数 (A_i) をもうけている。実際の操安性への入力、前輪舵角 (ハンドル角)、後輪舵角、横風等は、Input 1 ~ k で表し、ヨーモーメント、横力への変換係数 (F_{ij}) を設定している。

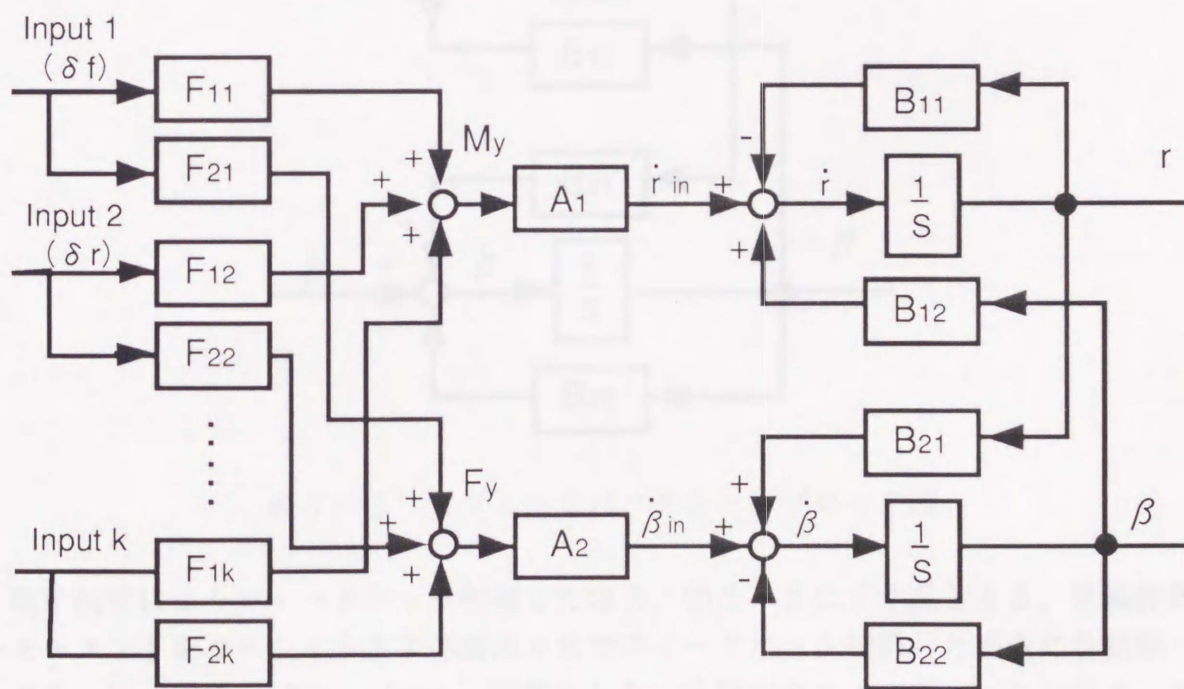


図3-1 操安性を表す一般形

ここで定義した10個の要素は機能で定義したため、メカニカルな系、電子制御を含む

系どちらでもこの10個の要素に変換することが可能となり、2輪モデルから、一般形へ拡張されたモデルと見ることができる。例えば、次のような2輪モデルでは表現できないものも表現できるようになり、ヨー運動と横運動の2つの運動を扱う系全てに、線形/非線形を問わず適用できることになる。

- ・左右駆動力差によるヨーモーメント入力 → F_{ij} の設定を選ぶことにより表現可能
 - ・電子制御でのフィードバック制御の効果 → B_{ij} に置き換えて表現可能
- 従って、この方値を一般形として、以下この系について検討を進める。

3. 2. 2 フィードバックパラメータの作用

フィードフォワード部分を、単なる前置補償器的な作用と見ると、車の基本特性は主にフィードバック部で決まることになる。

そこで先ず、図3-1の一般形からフィードバック部分を抜き出した図3-2'に示すフィードバック系で、その作用の基本的な性質を検討する。

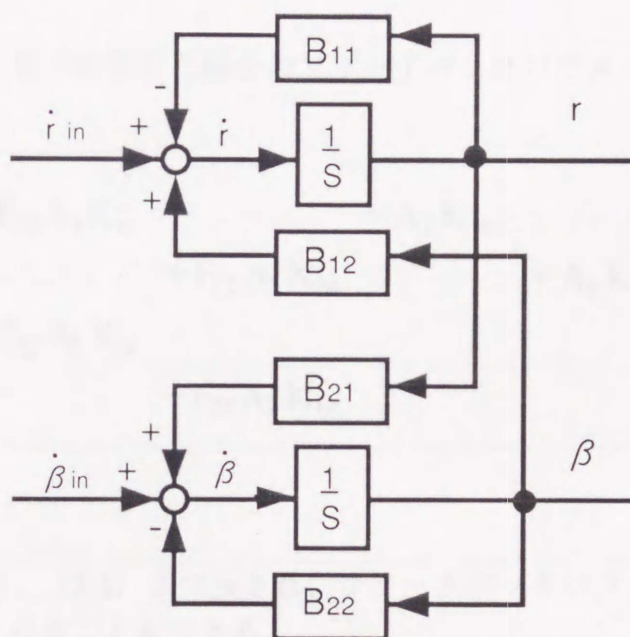


図3-2' フィードバックループブロック図

電子制御によりフィードバック制御した場合、図3-2に示す系となる。後輪舵角とヨーモーメントをヨーレートと車体横滑り角でフィードバック制御した場合の各制御パラメータを、 K_{rs} 、 K_{bs} 、 K_{rm} 、 K_{bm} 、制御をしない状態でのフィードバックパラメータを B_{ijb} とおくと、これは図3-1の基本形のフィードバックパラメータ B_{ij} を(3-0)式で表したものと等価になる。

この式は、別の見方をすると、4つの制御パラメータにより、4つのフィードバックパラメータを任意に設定できることを表している。

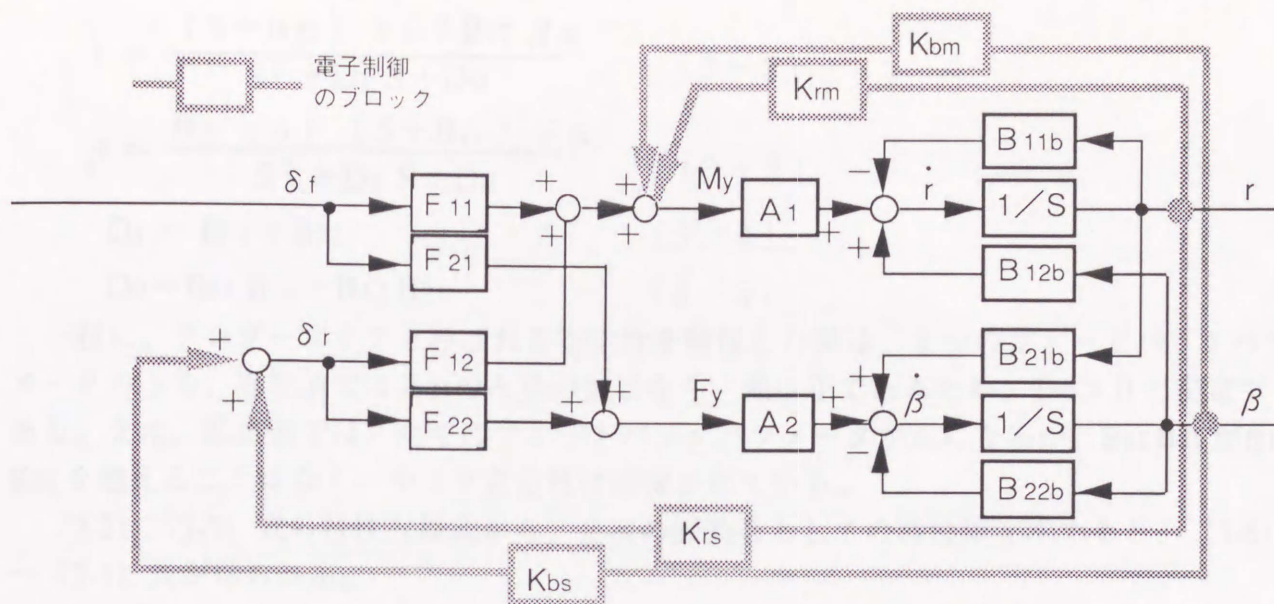


図3-2 電子制御した場合のフィードバックパラメータ

$$\begin{aligned}
 B_{11} &= B_{11b} - F_{12} A_1 K_{rs} - A_1 K_{rm} \\
 B_{12} &= B_{12b} + F_{12} A_1 K_{bs} + A_1 K_{bm} \quad (3-0) \\
 B_{21} &= B_{21b} + F_{22} A_2 K_{rs} \\
 B_{22} &= B_{22b} - F_{22} A_2 K_{bs}
 \end{aligned}$$

図3-2'の系は、(3-1)式で表され、フィードバックパラメータ B_{ij} は、システムマトリックスの要素と見ることできる。

$$\begin{pmatrix} \dot{r} \\ \dot{\beta} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -B_{11} & B_{12} \\ B_{21} & -B_{22} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} r \\ \beta \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \dot{r}_{in} \\ \dot{\beta}_{in} \end{pmatrix} \quad (3-1)$$

フィードバックパラメータのうち、 B_{11} 、 B_{22} は、出力でもある状態変数から直接フィードバックする成分であり、対角成分と呼ぶことにする。また、 B_{12} 、 B_{21} は、互いに連成しあう成分であり、連成成分と呼ぶことにする。

(3-1)式から、ヨーレイト、車体横滑り角を求めると共に2次遅れ系になり、(3-2)

～ (3-5) 式で表される。

$$r = \frac{(S+B_{22}) r_{in} + B_{12} \beta_{in}}{S^2 + D_1 S + D_0} \quad (3-2)$$

$$\beta = \frac{B_{21} r_{in} + (S+B_{11}) \beta_{in}}{S^2 + D_1 S + D_0} \quad (3-3)$$

$$D_1 = B_{11} + B_{22} \quad (3-4)$$

$$D_0 = B_{11} B_{22} - B_{12} B_{21} \quad (3-5)$$

一般に、アンダーステアと呼ばれる安定性を確保した車は、4つのフィードバックパラメータのうち、高車速では B_{21} のみ負の値になり、他は正であるため、 $D_0 > 0$ で安定である。また、低車速では、全てのフィードバックパラメータが正になるが、 $B_{12} B_{21}$ が $B_{11} B_{22}$ を越えることはなく、やはり安定性は確保されている。

(3-2) (3-3) 式の特性方程式から、2次の振動系としての特性値を求めると、(3-6)～(3-8) 式が得られる。

$$\omega_n^2 = D_0 = B_{11} B_{22} - B_{12} B_{21} \quad (3-6)$$

$$\zeta \omega_n = \frac{D_1}{2} = \frac{B_{11} + B_{22}}{2} \quad (3-7)$$

$$\zeta = \frac{B_{11} + B_{22}}{2 \sqrt{B_{11} B_{22} - B_{12} B_{21}}} \quad (3-8)$$

また、各フィードバックパラメータが、上記特性値に及ぼす影響は、(3-6)～(3-8) 式より求まり、整理すると、表3-1のようになる。

表3-1 フィードバックパラメータが振動特性値におよぼす影響

	ω_n	ζ	$\zeta \cdot \omega_n$
B_{11} ↗	↗	↗	↗
B_{22} ↗	↗	↗	↗
B_{12} ↗	↗	↘	—
B_{21} ↘★	↗	↘	—

↘★ : 負の値を大きくする

このことから、対角項 (B_{11} 、 B_{22}) は大きくすると全ての特性が向上するが、連成項 (

B12、B21) は応答性とダンピングとのトレードオフを考慮しなくてはならないことが分かる。連成項は共に 0 に近づける程ダンピングは良くなるが、応答性が悪くなる。

次に、(3-2) (3-3) 式を (3-9) (3-10) 式の形に変形する。

$$r = \frac{1}{(S+B_{11})} r_{in} + \frac{B_{12}}{D_0} \left\{ \frac{B_{21}}{(S+B_{11})} r_{in} + \beta_{in} \right\} \quad (3-9)$$

$$\beta = \frac{1}{(S+B_{22})} \beta_{in} + \frac{B_{21}}{D_0} \left\{ \frac{B_{12}}{(S+B_{22})} \beta_{in} + r_{in} \right\} \quad (3-10)$$

両式からは、連成項が共に 0 だと、右辺第 2 項が 0 となり応答は 1 次遅れ系に改善されることが分かる。連成項が 0 でない場合はその大きさに応じた 2 次の振動成分が加算され 2 次系になることが分かる。

また、ヨーレイトの、1 次遅れ系としての時定数を B11 が表し、2 次振動系としての成分を B12 が表し、同様に、車体横滑り角の、1 次遅れ系としての時定数を B22 が表し、2 次振動系としての成分を B21 が表すことが分かる。

3. 2. 3 シミュレーションによるフィードバックパラメータの作用の検討

3. 2 節で、理論的な解析を行なった、フィードバックパラメータが操安性能に及ぼす作用を、シミュレーションにて確認した。標準的な車両諸元から導かれる各フィードバックパラメータの値を基に、各々を変化させたときの操安性能の変化を見た。シミュレーション諸元は、表 3-2 に示す値を用いた。

そのシミュレーション結果を、図 3-3、3-4 に示す。フィードバックパラメータ (Bij) を各々単独で大きくした場合の比較で、B21 は負の値なので、絶対値を大きくした。各々の増加量は、特性方程式の定数項 (D0) の値が一致するように、連成項 (B12、B21) は 2 倍に、対角項 (B11、B22) は 2. 6 1 倍にしてある。また比較しやすいようにヨーレイトの定常ゲインがそろうようにステアリングギア比を調整してある。

表 3-2 シミュレーション諸元

諸 元		数 値	[単位]
質量	(m)	1 4 3 1	[Kg]
ヨー慣性モーメント	(Iz)	2 0 0 9	[Kg m ²]
ホイールベース	(l)	2. 5 5	[m]
重心-前輪間距離	(a)	1. 0 7	[m]
前輪コーナリングパワー	(Cf)	6 7 6 2 0	[N/rad]
後輪コーナリングパワー	(Cr)	9 0 1 6 0	[N/rad]
車速	(V)	1 0 0	[Km/h]

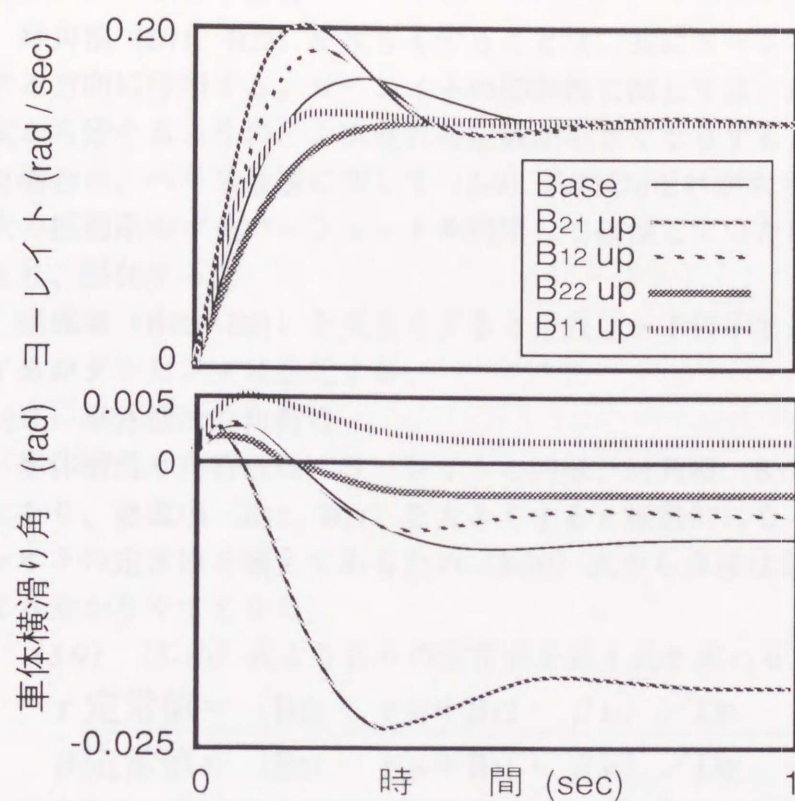


図 3 - 3 ステップ操舵応答

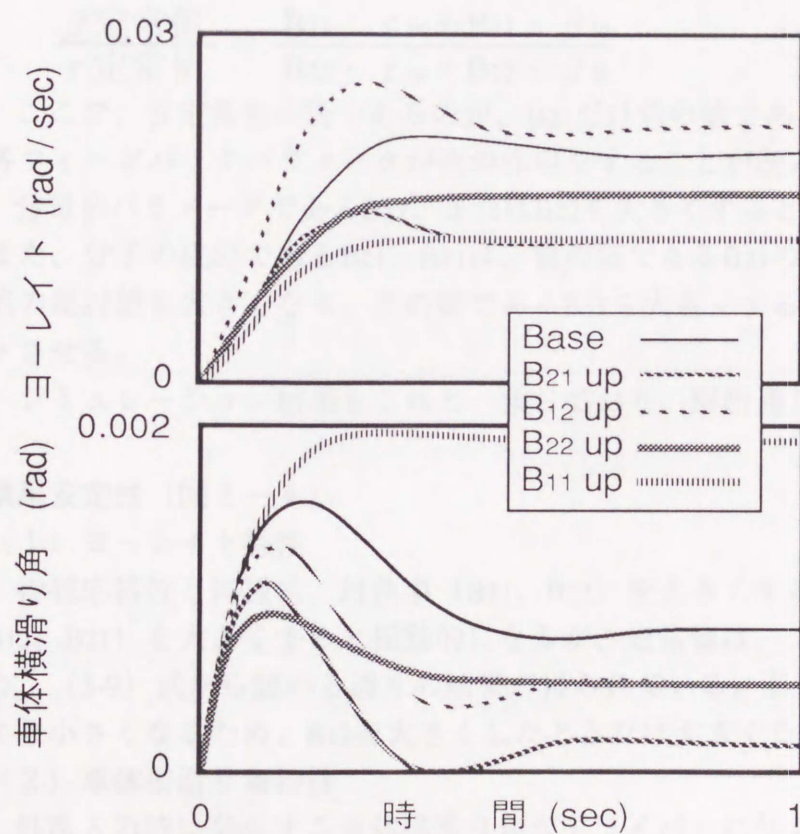


図 3 - 4 横風外乱応答

操舵応答性 (図 3-3)

(1) ヨーレイト特性

対角項 (B_{11} , B_{22}) を大きくすることは、共にヨーレイトのオーバーシュートを少なくする方向に作用する。ヨーレイトの応答性に関しては、 B_{11} を大きくした場合は、(3-9) 式から分かるように、1 次遅れ時定数が小さくなるため向上するが、 B_{22} を大きくした場合は、ベース仕様に対して (3-9) 式の D_0 だけが大きくなることに相当するため、2 次の振動系のオーバーシュートを利用して確保していた応答性の成分が小さくなることにより、悪化する。

連成項 (B_{12} , B_{21}) を大きくすると、表 3-1 に示す通り、ヨーレイトの応答性は向上するがダンピングは悪化する。

(2) 車体横滑り角特性

車体横滑り角特性は、ヨーレイトと同様、対角項 (B_{11} , B_{22}) を大きくすると非振動的になり、連成項 (B_{12} , B_{21}) を大きくすると振動的になる。また定常値の大きさは、ヨーレイトの定常値を揃えてあるため (3-10) 式から直接は読めないが、次の式を導くことにより分かりやすくなる。

(3-9) (3-10) 式より各々の定常値を表す式を求める。

$$r \text{ 定常値} = (B_{22} \cdot r_{in} + B_{12} \cdot \beta_{in}) / D_0 \quad (3-27)$$

$$\beta \text{ 定常値} = (B_{21} \cdot r_{in} + B_{11} \cdot \beta_{in}) / D_0 \quad (3-28)$$

両式から、比 (β 定常値 / r 定常値) を求めると、(3-29) 式が求まる。

$$\frac{\beta \text{ 定常値}}{r \text{ 定常値}} = \frac{B_{21} \cdot r_{in} + B_{11} \cdot \beta_{in}}{B_{22} \cdot r_{in} + B_{12} \cdot \beta_{in}} \quad (3-29)$$

ここで、 β 定常値が負であるのが、 B_{21} だけ負の値であるためであることを考慮すると、各フィードバックパラメータが次の作用をすることが読み取れる。

分母のパラメータである B_{12} 、または B_{22} を大きくすると β 定常値の絶対値は小さくなる。また、分子の成分である B_{21} 、 B_{11} は、負の値である B_{21} の絶対値を大きくすると、 β 定常値の絶対値も大きくなり、正の値である B_{11} を大きくすると、 β 定常値を正の方向にシフトさせる。

シミュレーション結果もこれと一致しており、解析通りであることが確かめられた。

横風安定性 (図 3-4)

(1) ヨーレイト特性

操舵応答性と同様に、対角項 (B_{11} , B_{22}) を大きくすると非振動的になり、連成項 (B_{12} , B_{21}) を大きくすると振動的になるが、定常値は、ステアリングギア比に関係ないため、(3-9) 式から読める通りの結果が得られている。 D_0 の変化は、各パラメータの変化より小さくなるため、 B_{12} を大きくしたときだけ大きくなってしまう。

(2) 車体横滑り角特性

外乱入力時に発生する車体横滑り角がドライバーに与える影響は、それほど大きくはないと考えられるが、得られる傾向は (3-10) 式に添ったものである。

ヨーレイトと同様の振動／非振動傾向を示し、定常値は(3-10)式第2項の括弧内が負のため、その係数を小さくするB11増加だけが、定常値を大きくする。

ここで整理すると、操安性上特に重要な特性とフィードバックパラメータとの関係は、表3-3のようにまとめられ、連成項はトレードオフが多いのに対し、対角項はトレードオフが少ないことが分かる。

横風入力に対する車体横滑り角の発生がドライバーに与える影響は小さいことを考慮すると、B11は大きくするほど良いといえる。

B22は対角項であり、大きくすることによりほとんどの性能が向上するが、ヨーレイトの応答性が悪化することは注意しなくてはならない。

連成項B12、B21は、ダンピングと応答性のトレードオフを基本特性として持つほか、B12は大きくすると、横風外乱に対するヨーレイトの応答を大きくしてしまう欠点を持つ。また、B21は大きくすると、操舵入力時の車体横滑り角を大きくしてしまう欠点を持っている。

表3-3 フィードバックパラメータと操安性主要特性との関係

		B11	B22	B12	B21
操舵 応答性	ダンピング向上	△	△	▼	▼
	ヨーレイト応答性向上	△	▼	△	△
	車体横滑り角定常値向上	△	△	△	▼
横風 安定性	ダンピング向上	△	△	▼	▼
	ヨーレイト定常値向上	△	△	▼	△
	車体横滑り角定常値向上	▼	△	△	△

△：性能向上のために絶対値を大きくすべき要素

▼：性能向上のために絶対値を小さくすべき要素

3.3 2輪モデルでの解析

前節で検討した内容は2輪モデルに限らず、電子制御システムまで含められる一般形であるが、この節では一番基本となる2輪モデルでの場合について検討する。

3.3.1 各要素の値

図3-5で表される2輪モデルの場合、運動方程式は(3-11)～(3-14)式で表され、(3-15)式の形に整理される。

$$F_f = C_f \left(\delta_f - \frac{a r}{V} - \beta \right) \quad (3-11)$$

$$F_r = C_r \left(\delta_r + \frac{b r}{V} - \beta \right) \quad (3-12)$$

$$a F_f - b F_r = I_z \frac{d r}{d t} \quad (3-13)$$

$$F_f + F_r = m V \left(r + \frac{d \beta}{d t} \right) \quad (3-14)$$

$$\begin{pmatrix} \dot{r} \\ \dot{\beta} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -\frac{a^2 C_f + b^2 C_r}{I_z V} & \frac{b C_r - a C_f}{I_z} \\ \frac{b C_r - a C_f}{m V^2} - 1 & -\frac{C_f + C_r}{m V} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} r \\ \beta \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \frac{a C_f}{I_z} & -\frac{b C_r}{I_z} \\ \frac{C_f}{m V} & \frac{C_r}{m V} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \delta_r \\ \delta_f \end{pmatrix} \quad (3-15)$$

また、図 3-1 のシステムを表す式は (3-16) 式で表される。

$$\begin{pmatrix} \dot{r} \\ \dot{\beta} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -B_{11} & B_{12} \\ B_{21} & -B_{22} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} r \\ \beta \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} A_1 F_{11} & A_1 F_{12} \\ A_2 F_{21} & A_2 F_{22} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \delta_r \\ \delta_f \end{pmatrix} \quad (3-16)$$

(3-15) (3-16) 両式との対応から、各要素は (3-17) ~ (3-26) で表される。

$$B_{11} = \frac{a^2 C_f + b^2 C_r}{I_z V} \quad (3-17)$$

$$B_{12} = \frac{b C_r - a C_f}{I_z} \quad (3-18)$$

$$B_{21} = \frac{b C_r - a C_f}{m V^2} - 1 \quad (3-19)$$

$$B_{22} = \frac{C_f + C_r}{m V} \quad (3-20)$$

$$A_1 = \frac{1}{I_z} \quad (3-21)$$

$$A_2 = \frac{1}{m V} \quad (3-22)$$

$$F_{11} = a C_f \quad (3-23)$$

$$F_{12} = -b C_r \quad (3-24)$$

$$F_{21} = C_f \quad (3-25)$$

$$F_{22} = C_r \quad (3-26)$$

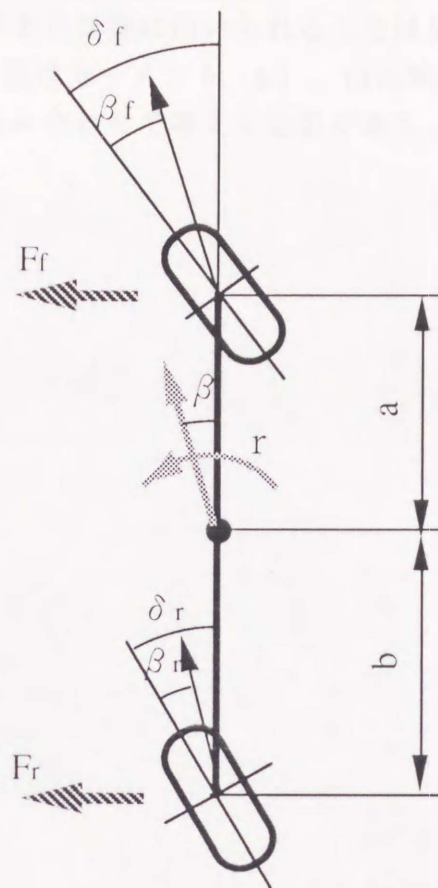


図3-5 2輪モデル

3. 3. 2 フィードバックパラメータの変動

ここでは、各フィードバックパラメータが、車両諸元および走行条件に応じてどのように変化するかを検討する。車両諸元としては2輪モデルに使用する6つの物理量を、走行条件としては、車速、路面摩擦係数、ブレーキによる前後荷重移動での条件を検討した。

各々のパラメータの、基準に対する変化率でまとめたものを、諸元変化：図3-6 (a) ~ (f)、走行条件変化：3-7 (g) ~ (i) に示す。

なお、前輪-重心間距離 (a) は、前後の重量配分により間接的に決まるものであるため、パラメータとしては、これを用いず、前輪重量割合を用いた。

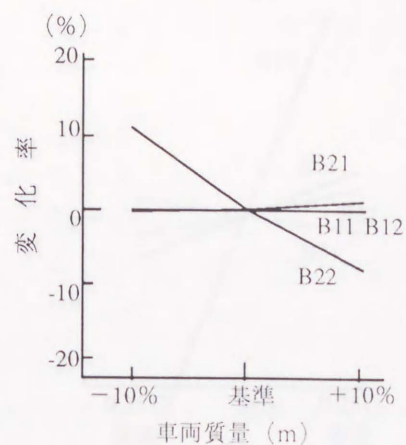
図3-6 から、次のことが読みとれる。

前輪荷重割合は、線形システムを仮定した場合フィードバックパラメータにはあまり影響を与えない。車両質量はB22を、ヨー慣性モーメントとホイールベースはB11とB12を、前後輪のコーナリングパワーはB12を、それぞれ特に大きく変える。

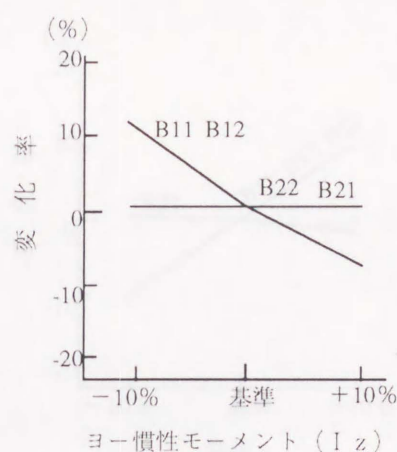
6つの諸元の中で一番設定自由度が高く、また、操安性の重要なパラメータである前後輪のコーナリングパワーは、共にB12を大きく変えるばかりであり、この見方からすると偏った設定自由度しか持たないことが明らかとなる。

なお、図3-6の車両諸元変動の影響は、各々諸元単独の影響を見たが、実際の車両諸

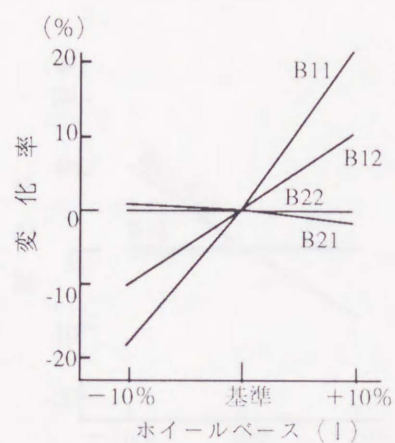
元の変更の場合は、上記結果を単独に用いられることは少なく、例えば車両重量の軽量化は、車両質量 (m)、ヨー慣性モーメント (I_z)、前後輪コーナリングパワー (C_f , C_r) の減少を伴うことから、組み合わせて考える必要がある。



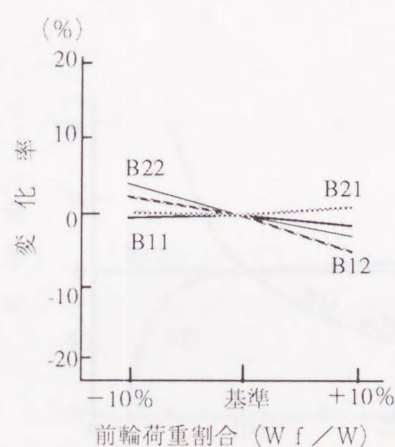
(a) 車両質量の影響



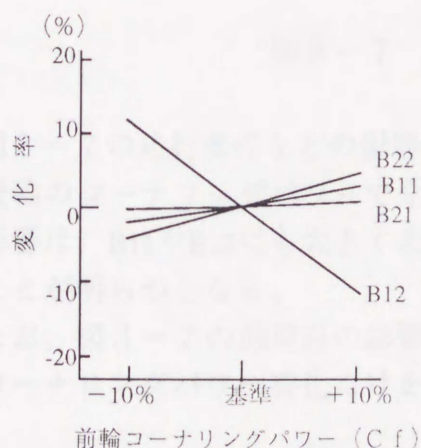
(b) ヨー慣性モーメントの影響



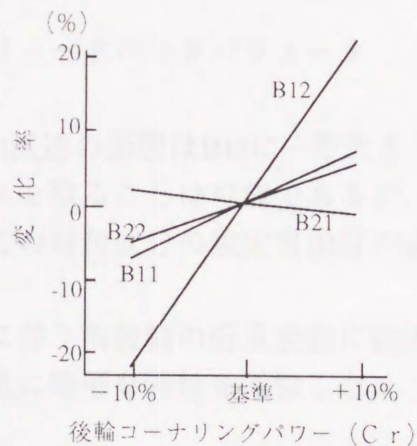
(c) ホイールベースの影響



(d) 前輪荷重割合の影響

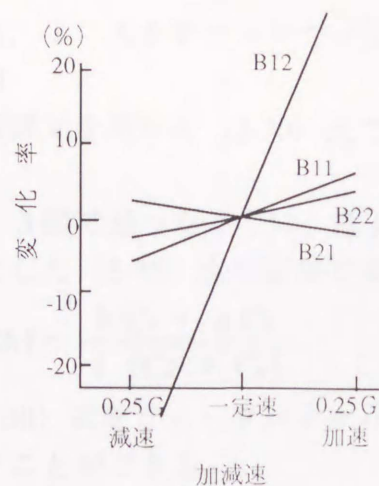


(e) 前輪コーナリング
パワーの影響

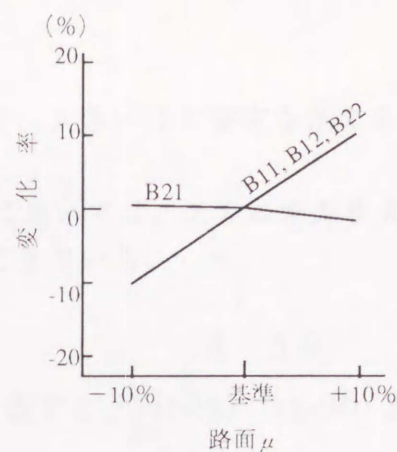


(f) 後輪コーナリング
パワーの影響

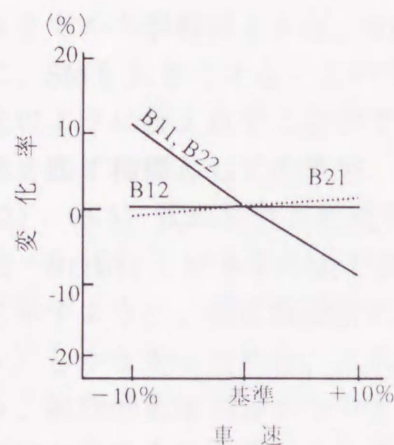
図3-6 車両諸元とフィードバックパラメータ



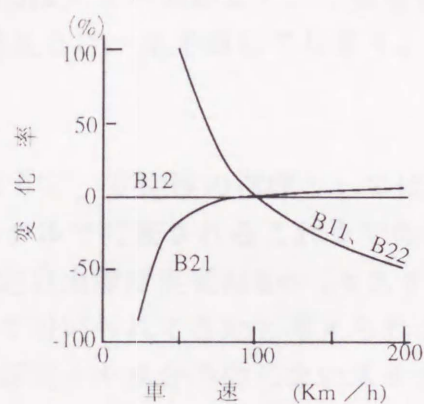
(g) 加減速の影響



(h) 路面摩擦係数の影響



(i) 車速の影響 (1)



(j) 車速の影響 (2)

図3-7 走行条件とフィードバックパラメータ

図3-7の走行条件などの影響を見ると、加減速の影響はB12に一番大きく表れるため、前後輪のコーナリングパワーで全体のバランスを取ることは可能であるが、路面 μ や車速の影響は、B11やB22にも大きく表れるため、この対角成分の設定自由度が必要とされていることが明らかとなる。

なお、図3-7の加減速の影響は、加減速に伴う前後輪の荷重変動に起因する、前後輪のコーナリングパワー変化だけを考慮し、荷重に線形な特性を近似した。

3.4 これまでの評価指標の改良

この節では、これまで用いられてきた評価指標の見直しを検討する。

これまでの指標は、メカニカルなサスペンション系を前提として定義されてきており、電子制御を搭載したシステムでの活用ができなかったため、適用可能範囲を電子制御を加えたシステムまで拡大できるように、新たな定義をし直す必要がある。

3. 4. 1 スタティックマージン (SM)

問題点

車両諸元を用いて (3-30) 式で定義されており、大きいほど安定な系であるとされてきた。

2. 3 節で述べたように、電子制御システムにおいては、メカニカルサスペンションを前提とした (3-30) 式の定義では不具合が生じてきている。

$$SM = \frac{b C_r - a C_f}{I (C_f + C_r)} \quad (3-30)$$

(3-30) 式をフィードバックパラメータ B_{ij} で表すと、(3-18) (3-19) より (3-31) 式で表すことができる。

$$SM = \frac{I_z}{I_m V} \frac{B_{12}}{B_{22}} \quad (3-31)$$

これまでの本解析によれば、 B_{12} は小さく、 B_{22} は大きい方がよく、「安定性を確保するために、SMを大きくする」というこれまでの考えとは一見矛盾してしまう。しかし、これは次のように捉え直すことができる。

安定性を表す指標としての見方

(3-2) (3-3) 式の特性方程式からも分かるように、安定性の指標としては $D_0 (= B_{11}B_{22} - B_{12}B_{21})$ が本来の値であるが、2 輪モデルで代表されるこれまでの車は、図 3-6 に示すように、操安性設計における特性設定自由度は実質は B_{12} (≡スタティックマージン) しかなかったため、これを代表値として用いられてきたと考えられる。また次に述べる、物理的意味の分かりやすさもあって、事実上不具合の生じないスタティックマージンが使われてきたと考えられる。しかし、図 3-6 の特性から自由で、かつスタティックマージンの定義では表現しきれない、電子制御等の環境下では、より本質的な $D_0 (= B_{11}B_{22} - B_{12}B_{21})$ で安定性を評価すべきと考えられる。

物理的意味について

安定性を示す指標として、スタティックマージンを用い、特性方程式の定数項 (D_0) を用いてこなかった理由のひとつに、(3-32) で表される、2 輪モデルでの D_0 の値は、物理的な意味の解釈が困難であることが挙げられる。

$$D_0 = \frac{I^2 C_f C_r}{m I_z V^2} + \frac{b C_f - a C_r}{I_z} \quad (3-32)$$

ところがスタティックマージンは、安定性を向上する作用について非常に分かりやすい物理的解釈がなされている。スタティックマージンは、図 3-8 に示すように、「横滑り角が発生した場合に生じるヨーモーメント」を表しているため、「発生した横滑り角に対し、反対方向へのヨーモーメントを発生させて安定性を確保する能力」を表していると見ることができる。

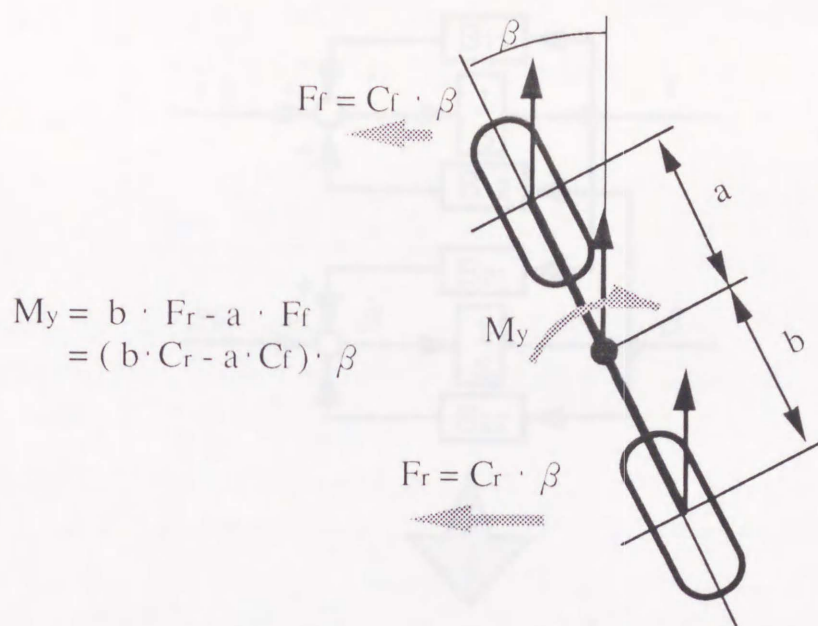


図3-8 車体横滑り角発生により生じるヨーモーメント

しかし、本来なら、安定性は「発生した横滑り角を抑える能力」で評価すべきである。

この考えに照らすと、スタティックマージンが表す能力は「生じさせたヨーレイトが、横滑り角を抑える作用をするという条件でのみ、安定性を表すに過ぎない」ことが分かる。この条件は、 B_{21} が負であることである。一般のアンダーステア車は、この条件を満たすが、ヨーレイトフィードバック制御などで B_{21} を0にした車においては、いくらスタティックマージンが大きくても、車体横滑り角の発生に対し、ヨーレイトを介してそれを抑える能力はないことになる。

またこの働きは、余分なヨーレイトを一旦発生させねばならない訳であり、望ましいものではない。本来なら発生した横滑り角を抑える横力を、直接発生させる成分(B_{22})が望ましいはずである。

新しい安定性評価指標

特性方程式定常項の D_0 については、(3-5)式での表現を(3-33)式のように変形する。

$$D_0 = B_{11} B_{22} - B_{12} B_{21} \quad (3-5)$$

$$D_0 = B_{11} \left(B_{22} - \frac{B_{12} B_{21}}{B_{11}} \right) \quad (3-33)$$

これは図3-3を変形して、車体横滑り角についてフィードバックパラメータを整理した図3-9において、次のように解釈することができる。

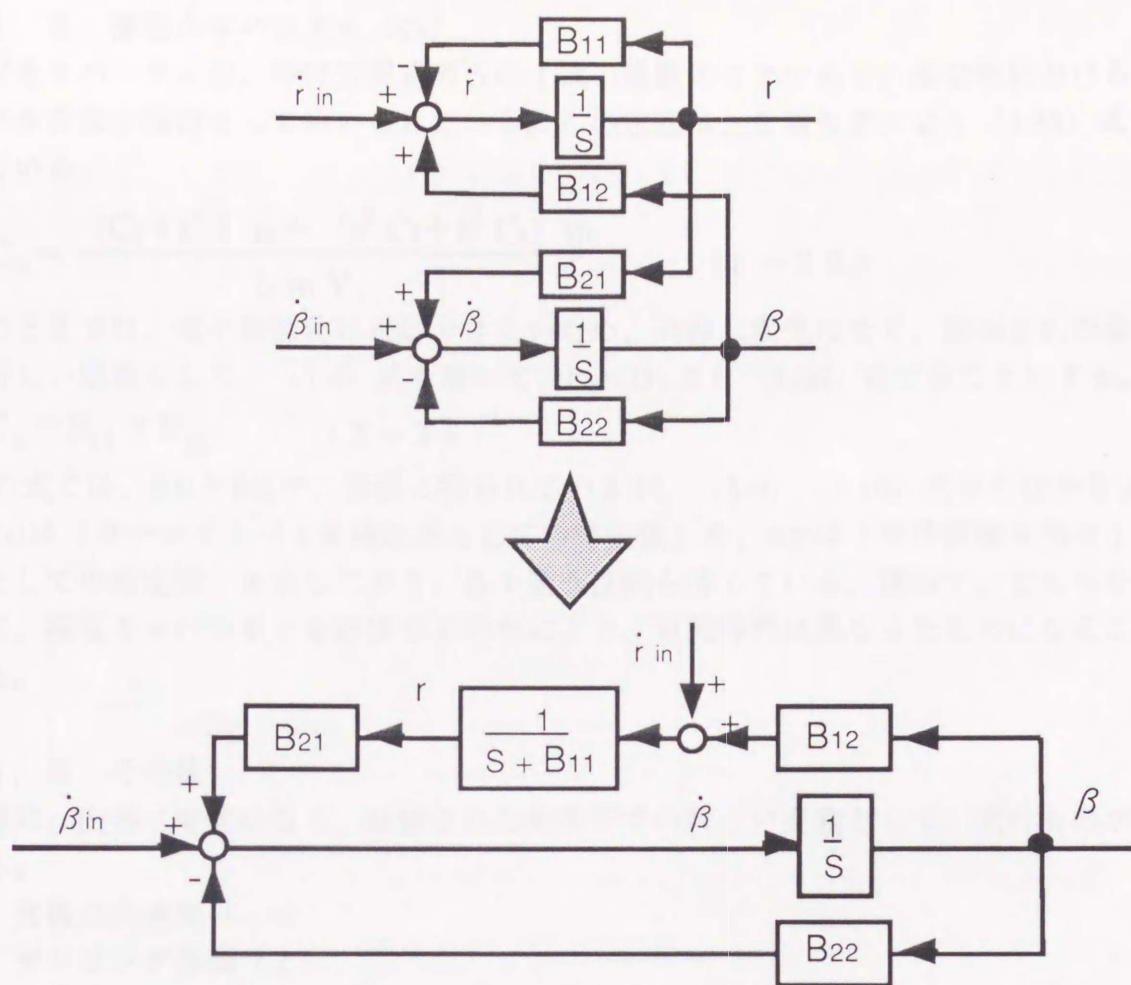


図3-9 ブロック線図 (β フィードバック部分)

括弧内第一項は $\dot{\beta}$ への β からの直接フィードバック成分、第二項はヨーレイトを発生させて間接的にフィードバックされる成分の定常成分を表している。従って、括弧内はフィードバックのトータルが正か負かを表していることが分かる。

また、括弧の前の B_{11} は、 β のフィードバックループだけが安定でも、 r のフィードバックループが安定でなければ、トータルでは安定にならないことを示している。

以上のことから、 D_0 は制御論的に見た時の指標としてだけでなく、物理現象としての解釈も行なえる指標として扱うことができる。

これらのことから、2輪モデルのようなフィードバックパラメータの自由度が少ない場合には、スタティックマージンで実質代表できるが、電子制御等での自由度が大きい場合には、 $D_0 (= B_{11}B_{22} - B_{12}B_{21})$ での評価の方が、本来の考え方であることが分かる。従ってスタティックマージンで安定性を向上させることは、 B_{11} 、 B_{22} を大きくとれない状況下における、次善の策であり、できることなら、直接横滑り角を抑える B_{11} 、 B_{22} で、安定性を確保するのが望ましいといえる。

3. 4. 2 操安キャパシティ (C_s)

操安キャパシティは、特性方程式の S の 1 次の係数のことであり、操安性におけるポテンシャルを表す指標として用いられている。この定義は、2 輪モデルより (3-35) 式で表されている。

$$C_s = \frac{(C_f + C_r) I_z + (a^2 C_f + b^2 C_r) m}{I_z m V} \quad (3-35)$$

このままでは、電子制御化に対応できないため、内容に変化はなく、拡張された条件下での新しい定義として、(3-4) 式を用いて、 $C_s = D_1$ より (3-36) 式で表ことにする。

$$C_s = B_{11} + B_{22} \quad (3-36)$$

この式では、 B_{11} と B_{22} が、等価に扱われているが、(3-9) (3-10) 式から分かるように、 B_{11} は「ヨーレイトの 1 次遅れ系としての時定数」を、 B_{22} は「車体横滑り角の 1 次遅れ系としての時定数」を表しており、各々違う役割を持っている。従って、どちらを大きくして、操安キャパシティを確保するのかにより、車両特性は異なったものになることが分かる。

3. 4. 3 その他

同様に、内容に変化はなく、拡張された条件下での新しい定義として、次のものが挙げられる。

共振点角速度 (ω_n)

ダンピング係数 (ζ)

これらを整理すると、表 3-4 にまとめられる。

表 3-4 2 輪モデルと拡張モデルとの定義の比較

	2 輪モデル	拡張モデル
操安キャパシティ	$C_s = \frac{(C_f + C_r) I_z + (a^2 C_f + b^2 C_r) m}{I_z m V}$	$C_s = B_{11} + B_{22}$
共振点角速度	$\omega_n^2 = \frac{b C_r - a C_f}{I_z} + \frac{l^2 C_f C_r}{I_z m V^2}$	$\omega_n^2 = D_0 = B_{11} B_{22} - B_{12} B_{21}$
ダンピング係数	$\zeta = \frac{V \{ (C_f + C_r) I_z + (a^2 C_f + b^2 C_r) m \}}{2 \sqrt{I_z m \{ (b C_r - a C_f) m V^2 + l^2 C_f C_r \}}}$	$\zeta = \frac{B_{11} + B_{22}}{2 \sqrt{B_{11} B_{22} - B_{12} B_{21}}}$

3. 5 他の評価手法との比較

この節では、本研究の考え方に近いモーメント法について、比較検討する。

モーメント法は、ハンドル角と車体横滑り角の2つの条件下における、ヨーモーメントと横力を調べることにより、車両の操安性を解析する手法であり、非線形域でも扱える優れた解析法のひとつである。

「任意の状態変数条件下でのヨーモーメントと横力に相当する値を解析している点」では、本解析法は、モーメント法と同じであるが、それらをさらに「対角成分、直接成分いずれのフィードバック成分かを区別して解析している」点が異なっている。

両者の相違を、表3-5にまとめる。

表3-5 モーメント法と本解析法との比較

	モーメント法	本解析法
状態変数	ハンドル角と車体横滑り角 ↓ 前後輪タイヤスリップ角	ヨーレイトと車体横滑り角 ↓ 前後輪タイヤスリップ角
車体への入力	ヨーモーメントと横力 (各々のトータル値)	ヨーモーメントと横力 (各々の発生原因別)

扱う状態変数としては、一見異なるが、共に前後輪のタイヤスリップ角を規定するものであり、単に表現を変えただけと見ることができる。

車体への入力も、扱う物理量は全く同じであるが、扱い方が若干事なり、これが本質的な違いであるため、さらに詳しく比較する。

両者の違いを、図3-10のブロック図で見ると、車体へ作用するヨーモーメントおよび横力相当の、 \dot{r} と $\dot{\beta}$ とを扱うのがモーメント法で、 \dot{r} 、 $\dot{\beta}$ 各々トータルではなく、 r からの成分 \dot{r}_r 、 $\dot{\beta}_r$ と \dot{r}_β 、 $\dot{\beta}_\beta$ とに分けて扱うのが本論文の手法である。

次に、分けて扱うことの意味を、図3-11に示すばね・マス系の例で考える。

この場合のブロック図は図3-12が得られ、図3-10と似た形になっている。ばね・マス系の場合、2つの出力が X と dX/dt とで独立ではないため、 B_{21} と B_{22} は1と0に決まるが、対角項 B_{11} がダンパ(C)に相当し、連成項 B_{12} がばね(K)に相当することが分かる。従って違いは、マスに作用する力を、ばねによる分(F_k)とダンパによる分(F_c)とを区別して考えるか、両者の合力($F_{total}=F_k+F_c$)だけで考えるかに相当する。いうまでもなく、その瞬間の挙動だけを考慮するには、合力 F_{total} で十分であるが、ダンピングなどの運動の質まで考慮するならば、 F_k と F_c とを分けて考える必要がある。

分けて解析する本解析法では、シミュレーションによる定常状態までの挙動計算を行うことなく、その瞬間の状態変数の判断だけで車両運動の質が論じられるため、リアルタイム制御への適用が可能となり、総合制御に応用ができる。

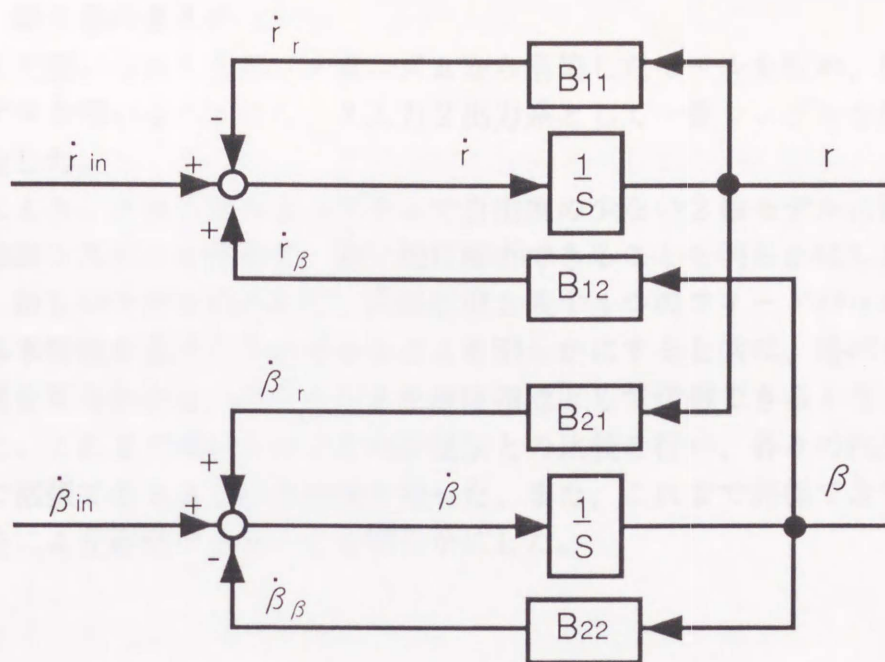
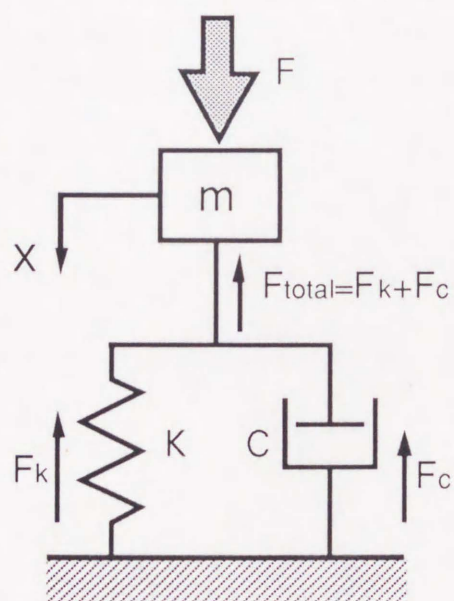
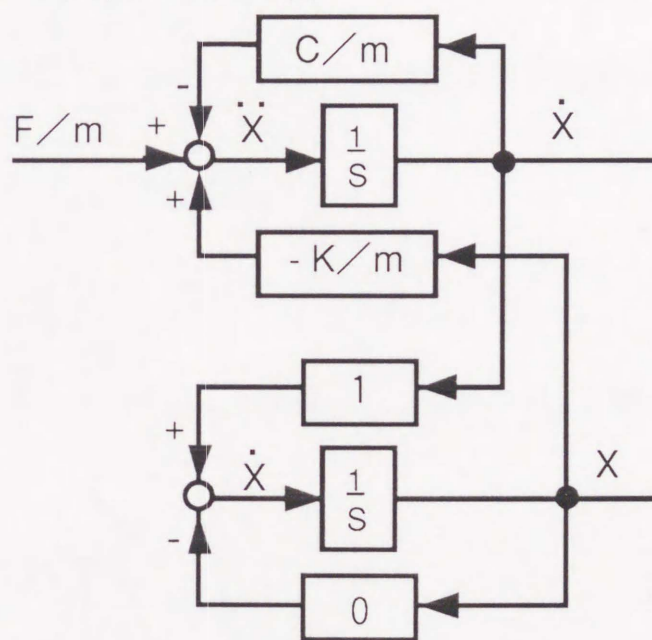


図3-11 フィードバック系のブロック図



$$F = m \ddot{X} + C \dot{X} + K X$$

図3-11 ばねマス系モデル



$$\ddot{X} = (F/m) - (C/m) \dot{X} - (K/m) X$$

図3-12 ブロック図

3. 6 第3章のまとめ

これまで用いられてきた、メカニズムから構築したモデルを改め、機能面から構築し直したモデルを用いることにし、2入力2出力系として一番シンプルな形となるようにモデルを設定した。

これにより、メカニカルなシステムで自由度の少ない2輪モデルに限らず、自由度の多い電子制御システムも含めて、統一的に解析できることを明らかにした。

また、新しいモデルにおいて、内部状態を表す4つのフィードバックパラメータで、操安性の基本特性を表すことができることを明らかにすると共に、各パラメータと操安性能との関係を明らかにし、パラメータを評価指標として活用できるようにした。

さらに、これまで用いられてきた評価法との比較を行い、各々の内容を電子制御システムにまで拡張できるように再定義を行った。また、これまで評価できなかった内容まで、本解析法により評価できることも明らかにした。

第4章 状態面を用いた解析法

4. 1 はじめに

前の章では、基本的な考え方を線形システムを仮定して検討したが、この章では、非線形なシステムの解析法について述べる。

非線形なシステムを解析する場合、図を用いて行うのが有効であり、モーメント法⁴⁻¹⁾、 β -メソッド法⁴⁻²⁾、状態面法⁴⁻³⁾、位相面法⁴⁻⁴⁾等が提案および活用されている。この章でも図による解析法を検討するが、第3章の考え方を一番活かす方法として、「状態面上に、状態量の速度ベクトルを表示」する方法とその活用法について検討する。

4. 2 状態面上での速度ベクトル表示法

4. 2. 1 表記法

これまでの状態面を用いた解析法は、2つの状態変数を軸とする平面上に、状態変数のトラジェクトリを記入するものであった。

この章で検討する方法は、トラジェクトリの他に、トラジェクトリを発生させる原因となる力を、状態変数の速度ベクトルとして表示する方法である。

図3-1のモデルにおいて、2つの状態変数であるヨーレイトと車体横滑り角の速度成分 $(\dot{r}, \dot{\beta})^T$ は、(4-1)式で表される。

$$\begin{pmatrix} \dot{r} \\ \dot{\beta} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -B_{11} & B_{12} \\ B_{21} & -B_{22} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} r \\ \beta \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} A_1 F_{11} & A_1 F_{12} \\ A_2 F_{21} & A_2 F_{22} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \delta_r \\ \delta_f \end{pmatrix} \quad (4-1)$$

この2つの値を両軸成分として持つベクトルを、状態面上に表示したものの例を、図4-1に示す。

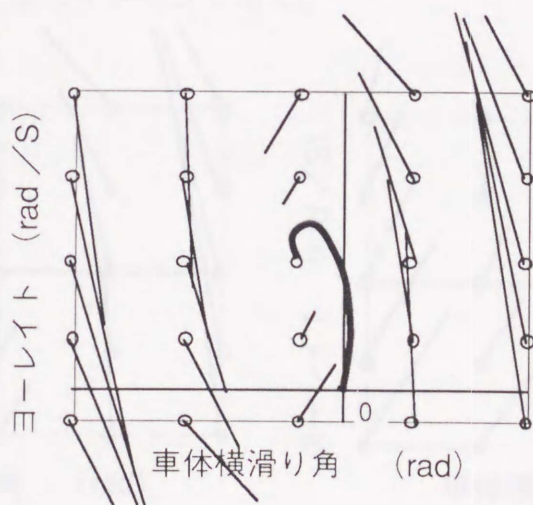


図4-1 速度ベクトル図 (操舵中)

走行条件および入力が決まれば、(4-1)式右辺第2項は定数となり、変化するのは右辺第1項だけとなる。従ってフィードバック要素 B_{ij} は、図4-1での「速度ベクトルが、状態変数の変化に応じて変わる様子」に現われていることになる。このことから、非線形域での解析に、速度ベクトル図を用いてフィードバック要素の影響を検討することができることが分かる。

図4-1の速度ベクトル図は、トラジェクトリと併せて表記してあるが、トラジェクトリは速度ベクトルの示す方向に、ベクトルの大きさの速さで進むことになる。従って、求めたトラジェクトリ以外の条件からのトラジェクトリも、速度ベクトル図から予想が可能である。また、トラジェクトリからは読みとれない応答性(=速度)も読むことができる。非線形システムの場合は、不安定点もどの方向に不安定なのかが分かり、系の全体像を把握するのに便利である。

4. 2. 2 代表的な車両特性と速度ベクトル図

図4-2～図4-4に代表的な車の特性として、アンダーステア車(U S)、オーバーステア車(O S)、1次遅れ系を実現した車、の3つの特性での、操舵入力0での速度ベクトル図を示す。

一般的なアンダーステア車は、図4-2のように平衡点に向かって渦巻き状に収束する流れを示す。この渦巻きの形状により種々の応答を示すことになり、渦巻きが緩やかなほど非振動的である。丁度、壺の中に落としたボールが、回転しながら落ちていくイメージで捉えることができる。

次に、アンダーステアからオーバーステアになり、不安定になった場合の速度ベクトル図がどうなるかを、図4-3に示す。第1、第3象限の挙動は、原点に向かい良さそうであるが、第2、第4象限では発散してしまう。これは、アンダーステアでのイメージの「壺」からいうと、「馬の鞍」に相当し、原点に安定に留まることができずに、第2、第4象限に流れていってしまうイメージである。

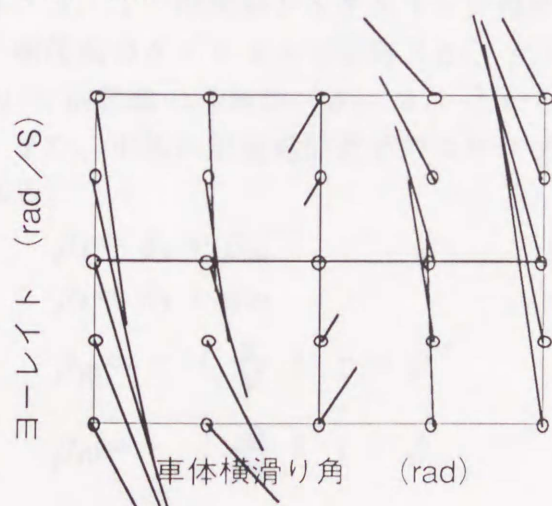


図4-2 速度ベクトル図 (U S車)

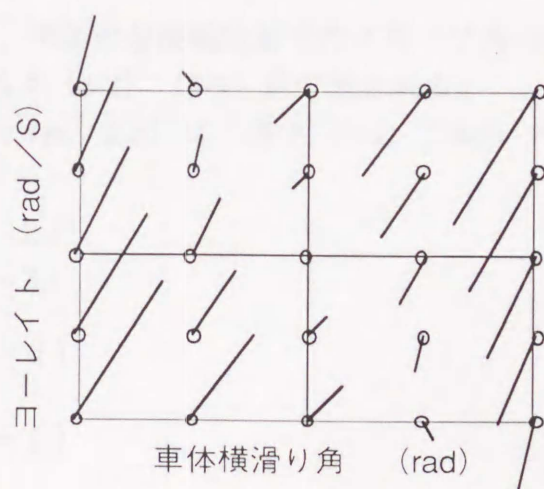


図4-3 速度ベクトル図 (O S車)

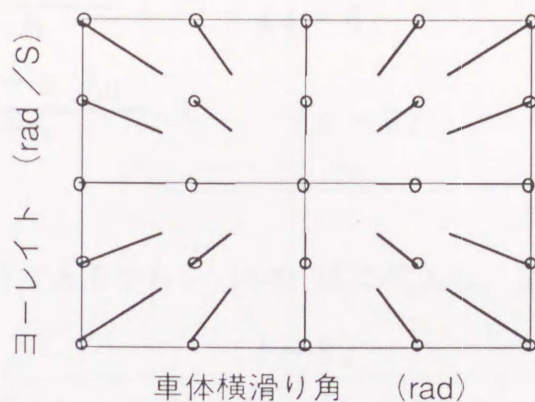


図4-4 速度ベクトル図 (1次遅れ特性車)

アンダーステアの車の特性を向上させると、どのようなベクトル図になるかの例を、図4-4に示す。二次遅れ系から一次遅れ系へ特性改善したもので、ベクトルが全て平衡点である原点を向くようになる。これにより、オーバーシュートや振動的な挙動がなくなり、運転しやすくなる。

以上のことから、速度ベクトル図上での車両特性の望ましい方向は、「図4-2の特性を、図4-3の特性にならないように、図4-4の特性になるようにする」とことと捉えることができる。

4. 3 線形システムでの解析法

この節では、ヨーレートと車体横滑り角を両軸とする状態面上に、描くことが可能ないくつかの座標軸について検討する。また、線形システムにおいては、操舵による速度ベクトル図の変化を、ベクトル図の平行移動により表すことができるのでその方法について述べる。

4. 3. 1 前後輪タイヤスリップ角座標

前後輪のタイヤスリップ角 (β_f, β_r) は、車体の前後輪位置でのスリップ角 (β_{f0}, β_{r0}) と前後輪の操舵角 (δ_f, δ_r) とから、各々 (4-2) (4-3) 式で表される。

また、車体の前後輪位置でのスリップ角 (β_{f0}, β_{r0}) は、各々 (4-4) (4-5) 式で表される。

$$\beta_f = \delta_f + \beta_{f0} \quad (4-2)$$

$$\beta_r = \delta_r + \beta_{r0} \quad (4-3)$$

$$\beta_{f0} = - \left(\frac{a}{V} \right) r - \beta \quad (4-4)$$

$$\beta_{r0} = \left(\frac{b}{V} \right) r - \beta \quad (4-5)$$

(4-4) (4-5) 式から、 r, β について解くと、(4-6) (4-7) 式が得られる。

$$r = V \left(\frac{-\beta_{r0} + \beta_{r0}}{a+b} \right) \quad (4-6)$$

$$\beta = - \left(\frac{b \beta_{r0} + a \beta_{r0}}{a+b} \right) \quad (4-7)$$

β_{r0} 、 β_{r0} 軸

β_{r0} 軸上では、 $\beta_{r0}=0$ であるから、(4-5)式に代入し、 β_{r0} 軸の式(4-8)式を得る。

$$r = \left(\frac{V}{b} \right) \beta \quad (4-8)$$

同様に、(4-4)式に代入し、 β_{r0} 軸の式(4-9)式を得る。

$$r = - \left(\frac{V}{a} \right) \beta \quad (4-9)$$

さらに、(4-6) (4-7)式に、 $\beta_{r0}=1$ 、 $\beta_{r0}=0$ を代入し、 $(\beta_{r0}, \beta_{r0}) = (1, 0)$ の $r-\beta$ 座標を求める。

$$r = -\frac{V}{a+b}, \quad \beta = -\frac{b}{a+b} \quad (4-10)$$

同様に、(4-6) (4-7)式に、 $\beta_{r0}=0$ 、 $\beta_{r0}=1$ を代入し、 $(\beta_{r0}, \beta_{r0}) = (0, 1)$ の $r-\beta$ 座標を求める。

$$r = \frac{V}{a+b}, \quad \beta = -\frac{a}{a+b} \quad (4-11)$$

以上の結果から、 β_{r0} 、 β_{r0} 軸が、図4-5のように、状態面上に書ける。

β_f 、 β_r 軸

β_f 、 β_r 軸は、(4-2) (4-3)式より、 β_{r0} 、 β_{r0} 軸を、 δ_f 、 δ_r だけ平行移動したものであることが分かる。従って、図4-6に示すものになる。

タイヤ非線形特性を補正するための制御などは、 β_f 、 β_r に応じた制御となるため、基本制御則を、この平行移動の考え方で移動させることにより、操舵に応じた制御が行なえるようになる。

β_f 、 β_r 軸は、タイヤ特性が線形非線形を問わず成立する関係である。しかし、これ以降に述べる、他の軸はタイヤの線形性を前提としたものである。

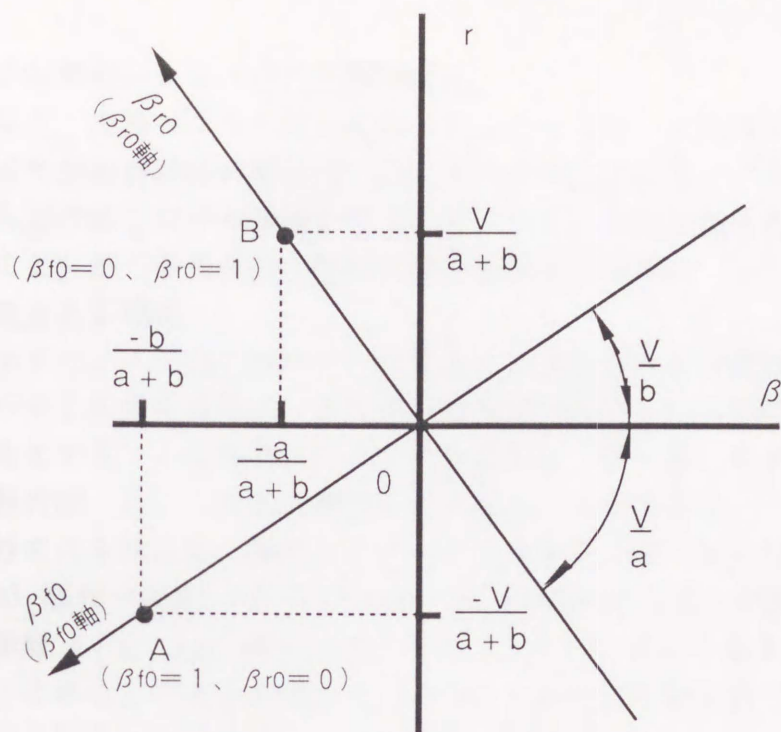


図4-5 状態面上の β_{f0} 、 β_{r0} 軸

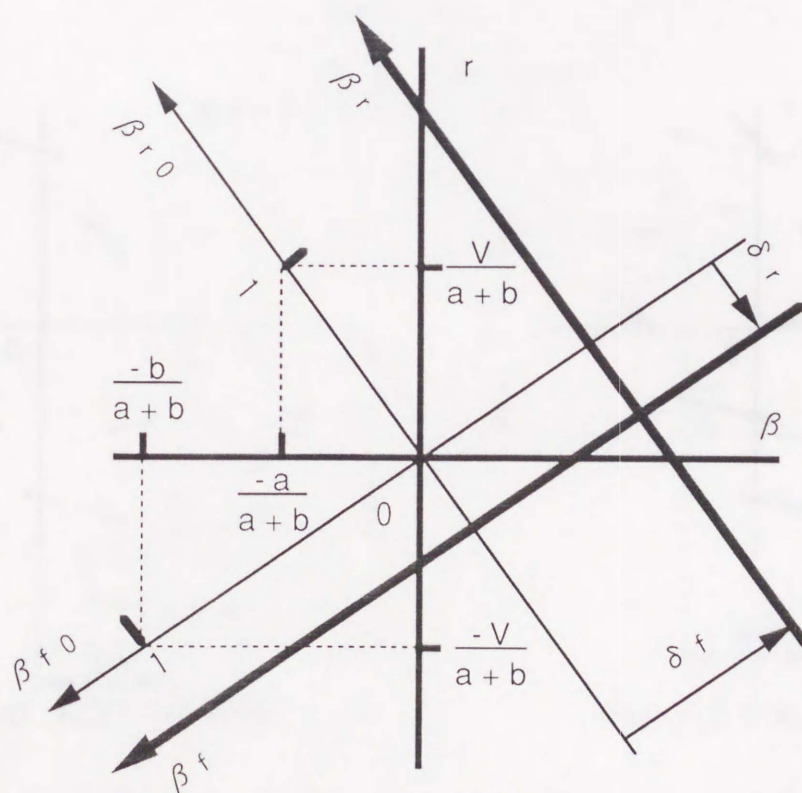


図4-6 状態面上の β_f 、 β_r 軸

4. 3. 2 平行移動による入力の影響解析法

入力が変わると、速度ベクトル図は変わってしまうため、入力毎に求める必要がある。

しかし、タイヤが線形特性の場合は、次に述べる理由により、「入力0で求めた速度ベクトル図を、入力に応じた平行移動をすることにより、入力を加えた状態での速度ベクトル図を求めること」ができるため、解析が非常に簡単になる。

平行移動で求められる理由

図4-7に示すベクトル図において、状態面上の速度ベクトル成分を v とする入力があったときのベクトル図を考える。入力のない状態の図(a)における「速度ベクトルが $-v$ の点(点Aとする)」は速度ベクトルが0になり、図(a)における原点が、入力の入っている状態の図(b)でA点に移動したと見ることができる。

次に原点以外の点を考える。線形システムであるから、図(b)における点Aから一定距離(r_0 , β_0)離れた点A'のベクトルは、入力が加わらない状態(図(a))での、原点から一定距離(r_0 , β_0)離れた点O'のベクトルに等しくなる。全ての点にこの関係が成り立つことから、ベクトル図は、入力ベクトルと打ち消し合うベクトルを持つ点Aへ、ベクトル図の原点が平行移動した図と同じになる。

以上のことから、各入力に応じた平行移動先を示す軸を求めることができる。

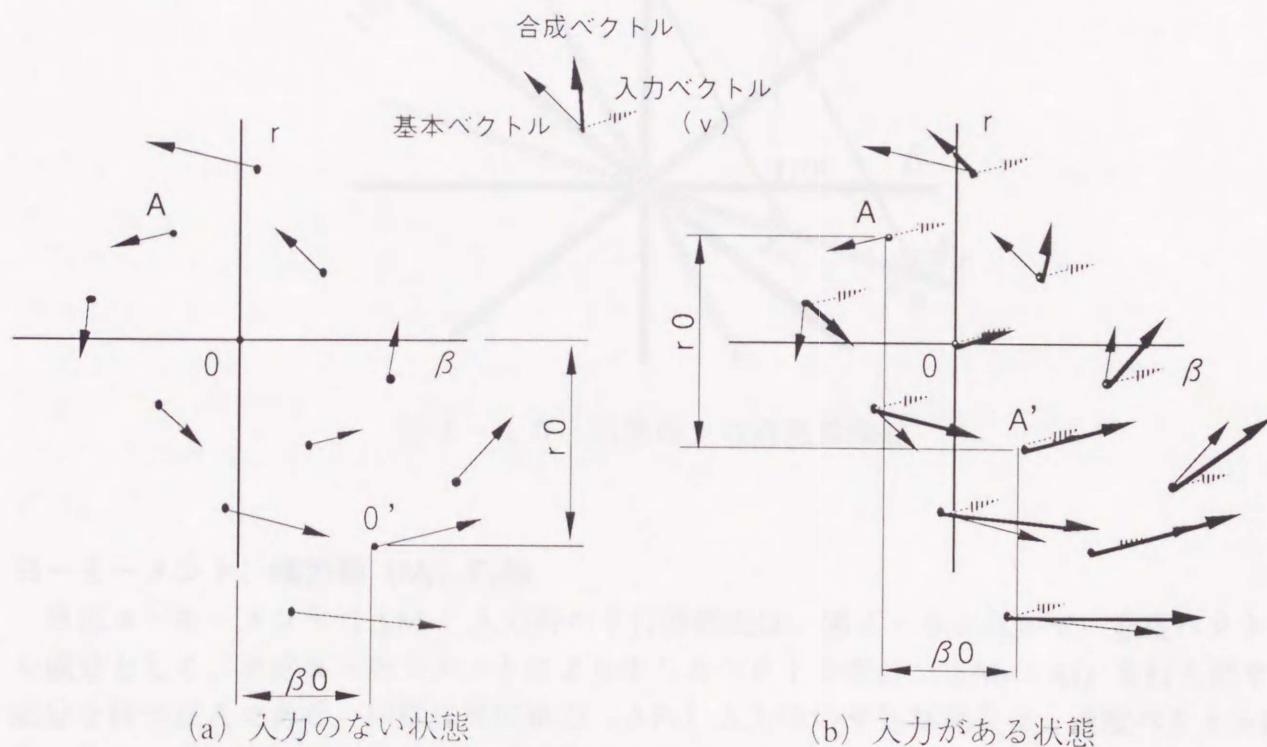


図4-7 速度ベクトルの平行移動

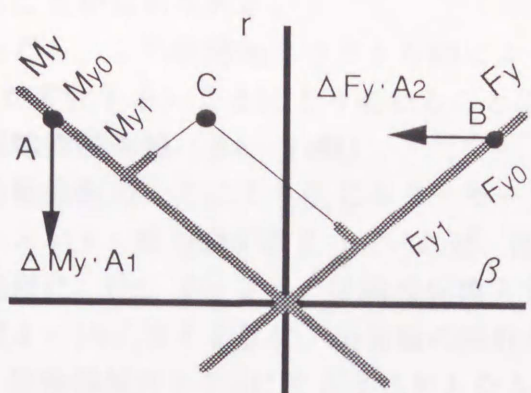


図 4-8 状態面上の M_y 、 F_y 軸

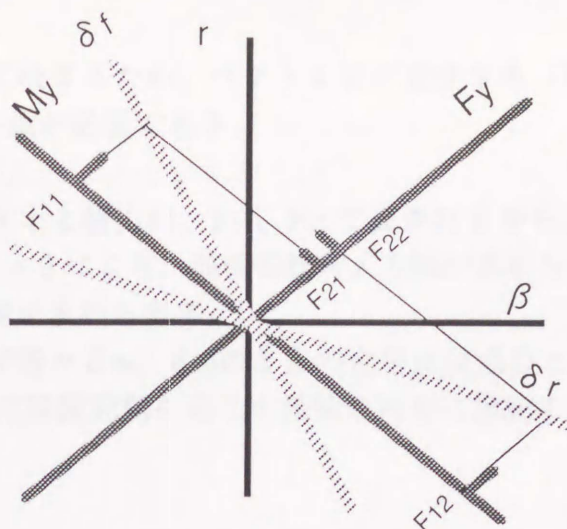


図 4-9 状態面上の δf 、 δr 軸

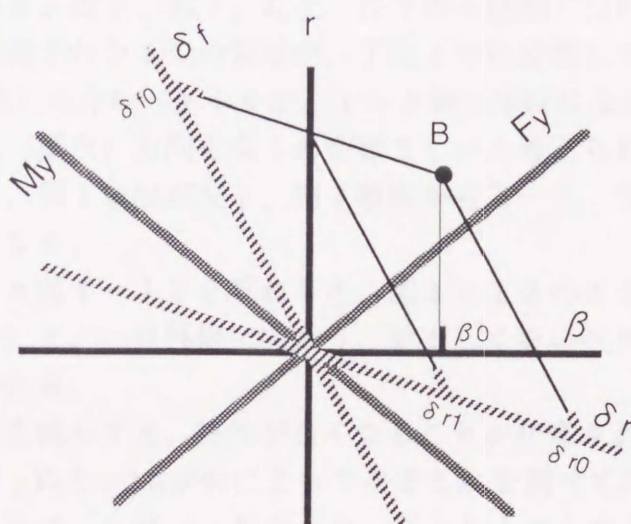


図 4-10 状態面上の前後輪操舵

ヨーモーメント、横力軸 (M_y 、 F_y 軸)

単位ヨーモーメント (ΔM_y) 入力時の平行移動先は、図 4-8 において、速度ベクトル成分として、単位ヨーモーメントにより生じるベクトル成分 ($\Delta M_y \cdot A_1$) を打ち消す成分を持つ点 A である。同様に単位横力 (ΔF_y) 入力時の平行移動先は、速度ベクトル成分として、 $\Delta F_y \cdot A_2$ を打ち消す成分を持つ点 B である。

これにより、状態面上に、ヨーモーメントと横力に応じた安定状態を表す座標軸を引くことができる。

この座標軸が引けると、例えば、入力 (M_{y1} 、 F_{y1}) が加わったときの定常状態が C 点で

あることが求められる。

ただし、この座標軸はベクトル図によって決まるため、ベクトル図が変化する（即ち、 B_{ij} が変化する）ことにより変わることに注意が必要である。

前後輪操舵角軸（ δ_f 、 δ_r 軸）

前輪操舵角入力により生じるヨーモーメントと横力は、 F_{11} 、 F_{21} で表されるから、ヨーモーメント、横力軸が求まっていれば、図4-9により、前輪操舵角入力軸が求められる。

同様に、 F_{12} 、 F_{22} より、後輪操舵角入力軸が求められる。

図4-10に示すように、前後輪の操舵角が各々 δ_{r0} 、 δ_{r0} のときの定常点は点Dとなるが、後輪操舵角を δ_{r1} にすると点Eとなる。前輪操舵角に応じて後輪を同相に操舵すれば、車体横滑り角を0にできることが分かる。

その他の入力軸

轍や横風等の種々の外乱も、ヨーモーメントと横力入力に変換する F_{ij} が決まれば、同様に、引くことができる。

4. 3. 3 モーメント・横力軸の傾き

今、ベクトルの向きを、右上、右下、左上、左下の4種類に分けるとすると、 M_y - F_y 軸の2本の線により分割された4つの領域が、丁度4つに分類していることになる（図4-11）。（ M_y - F_y 軸上の点のベクトルが、 r - β 軸と平行になるため）

ベクトルは、収束点（原点）方向を向くのが望ましいと考えられるから、 r - β 軸で分けられる4つの領域は、第1象限が左下、第2象限が右下…と、図4-12のようなベクトルが望ましいことになる。

ここで、図4-11と図4-12を重ねると、図4-13のように、望ましいベクトルの領域（図の白い部分）と、一旦外側に向かう、望ましくないベクトルの領域（図のハッチング部分）とに分かれる。

図のハッチング部分を減らすと、特性が良くなることが想像される。そのために、その領域を表す2つの角度 α_{Fy} と α_{My} が何によって決まるかを調べてみることにする。

図4-14に示すように、 α_{My} 、 α_{Fy} をとり、各々を小さくする条件を求める。

まず、 M_y 軸上の単位 r 方向成分（ $\Delta M_y \cdot A_1$ ）を持つ点A0の座標を（ β_A 、 r_A ）とすると、 β 方向成分は持たないから、基本ブロック図3-1より、(4-12) (4-13) 式が得られる。

$$r_A B_{11} - \beta_A B_{12} = \Delta M_y A_1 \quad (4-12)$$

$$\beta_A B_{22} - r_A B_{21} = 0 \quad (4-13)$$

これを解くと、次式が得られる。

$$\therefore r_A = \left(\frac{B_{22}}{D_0} \right) \Delta M_y A_1 \quad (4-14)$$

$$\beta_A = \left(\frac{B_{21}}{D_0} \right) \Delta M_y A_1 \quad (4-15)$$

但し、 $D_0 = B_{11} \cdot B_{22} - B_{21} \cdot B_{12}$

また、角度 $\alpha_{My} = -\beta_A / r_A$ より

$$\alpha M_y = -\frac{B_{21}}{B_{22}} \quad (4-16)$$

同様に、 F_y 軸上の単位 β 方向成分 ($\Delta F_y \cdot A_2$) を持つ点 B_0 の座標を (β_B, r_B) とすると、 r 方向成分は持たないから、(4-17) (4-18) 式が得られる。

$$r_B B_{11} - \beta_B B_{12} = 0 \quad (4-17)$$

$$\beta_B B_{22} - r_B B_{21} = \Delta F_y A_2 \quad (4-18)$$

これを解いて、次式を得る。

$$\therefore r_B = \left(\frac{B_{12}}{D_0} \right) \Delta F_y A_2 \quad (4-19)$$

$$\beta_B = \left(\frac{B_{11}}{D_0} \right) \Delta F_y A_2 \quad (4-20)$$

また、角度 $\alpha_{F_y} = r_B / \beta_B$ より

$$\alpha_{F_y} = -\frac{B_{12}}{B_{11}} \quad (4-21)$$

従って、望ましくない領域 (ハンチング部分) を減らすには、 $-B_{21}/B_{22}$ 、 B_{12}/B_{11} を各々減らせばよいことになる。

第3章で述べた、連成項 (B_{12} 、 B_{21}) を小さくし、対角項 (B_{11} 、 B_{22}) を大きくすることは、状態面速度ベクトル図ではこのように解釈することができる。

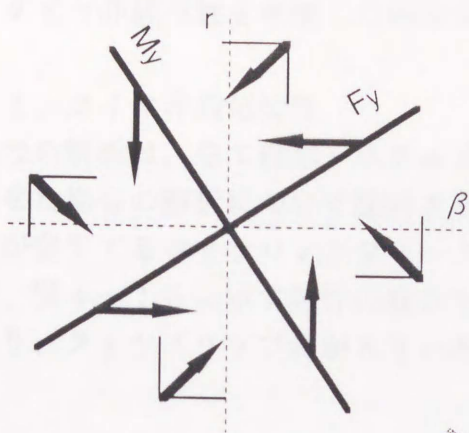


図 4-11

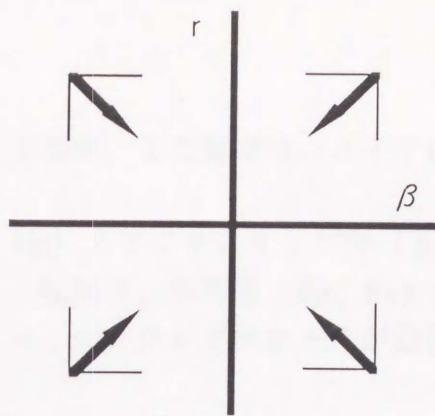


図 4-12

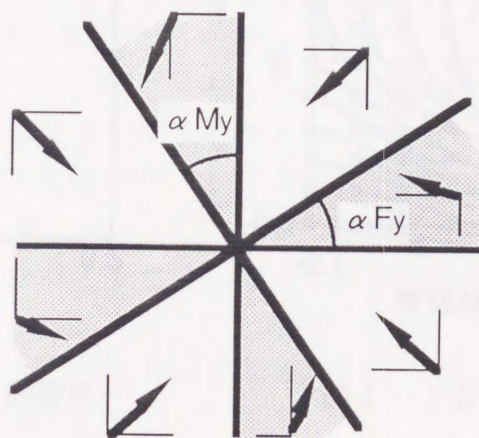


図 4-13

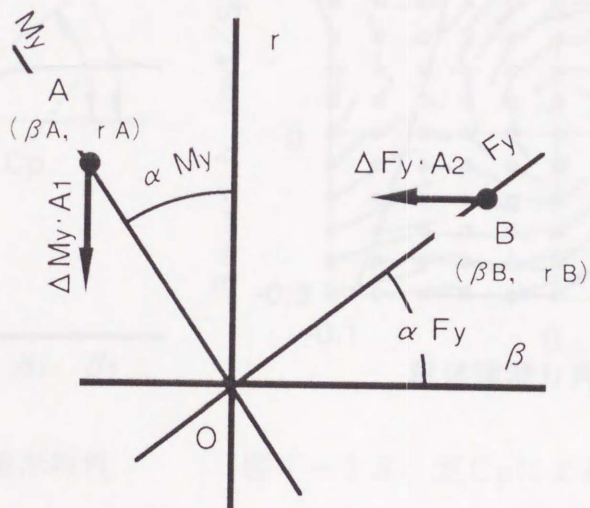


図 4-14 望ましくない領域角 (αMy 、 αFy)

4. 4 タイヤ非線形性を考慮した解析法

4. 4. 1 タイヤ非線形特性

これまでの解析は、全て線形システムで行ってきたが、この節では、タイヤに非線形特性を持たせた場合の解析について検討する。

タイヤが発生するコーナリングフォース (F_{yf} , F_{yr}) とタイヤスリップ角 (β_f , β_r) との関係が、図4-15に示す特性の場合を考える。縦軸は、輪荷重 (F_{zf} , F_{zr}) で無次元化しており、タイヤスリップ角が大きい所では、コーナリングフォースが飽和する特性である。

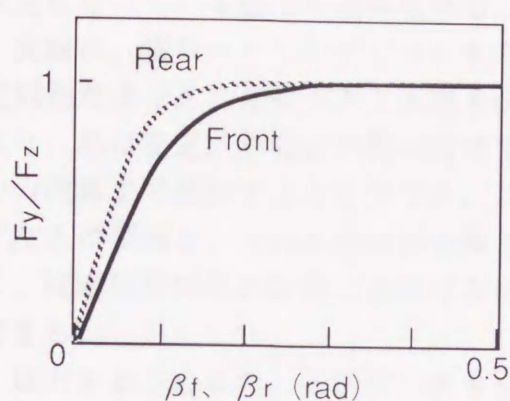


図4-15 タイヤ非線形特性

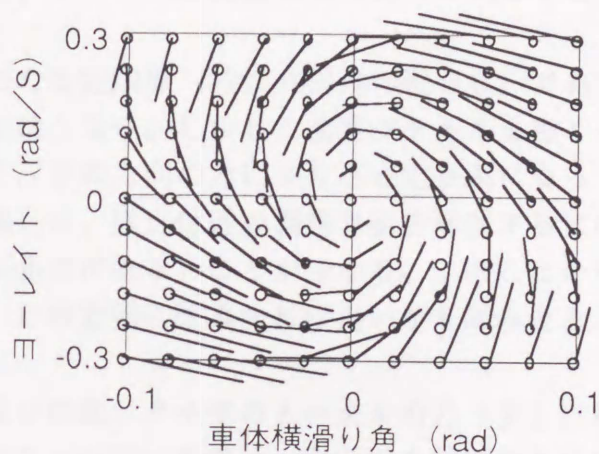


図4-16 速度ベクトル図

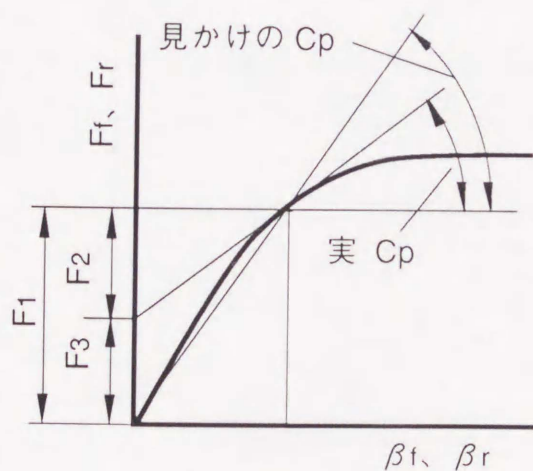


図4-17 タイヤ非線形特性

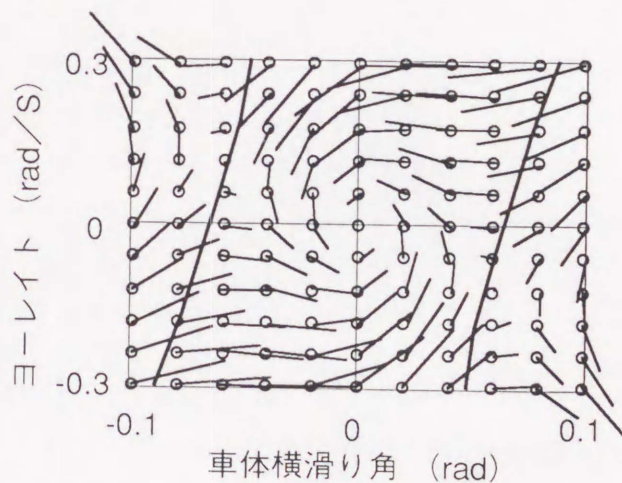


図4-18 実Cpによる速度ベクトル図

4. 4. 2 2つの速度ベクトル図

図4-16に、操舵入力=0での速度ベクトル図を示す。線形でのアンダーステア車と同じように、渦巻き状に原点に収束するパターンであり、計算した全域が、安定性が確保

されているように見える。

しかし、非線形特性の場合、安定性に関してはさらに詳細な検討が必要である。タイヤ特性を表す図4-17から分かるように、各ベクトル成分となる力 (F_1) を、実コーナリングパワーによる分 (F_2) と、オフセット分 (F_3) とに分けて考えると、安定状態か否かを支配するのは、状態変数の変化に応じた反応であるから、実コーナリングパワーによる分 (F_2) で判断すべきである。

そこで、 F_2 の力だけで速度ベクトルを書いてみると、図4-18が安定性を判断する場合に用いるべき図として得られる。これで見ると、図4-16と異なり、左上、右下の領域では不安定な系になっていることが良く分かる。しかし、原点付近は渦巻き状になっており安定であることから、原点から離れ、タイヤの非線形特性の影響が大きくなると不安定になっている様子が読み取れる。

実線は、実コーナリングパワーから求めた安定限界 (特性方程式の根 = 0) であり、安定判別だけなら、速度ベクトル図を必要とはしない。しかし、速度ベクトルを書くことにより、単に安定／不安定の判別だけでなく、どの方向の力により不安定な系になっているかの内容まで把握することができ、この場合は、原点付近の渦巻き状を確保するには、「左上の領域で、下向きの成分を多くする必要がある」ことが分かる。このことから同様に、安定限界付近の安定度を上げるには、どの方向に改善すれば良いかも読みとることができる。

以上をまとめると、トラジェクトリを見るには、タイヤのトータルの力 (F_1) による速度ベクトル図 (以下、トラジェクトリベクトル図) を用い、安定性を判断するには、実コーナリングパワーによる力 (F_2) で書いた速度ベクトル図 (以下、安定性ベクトル図) を用いる必要があることが分かる。

4. 4. 3 トラジェクトリベクトル図と収束可能領域

図4-19は、トラジェクトリベクトル図であり、図4-16と同一条件であるが、計算範囲を広く取ったものである。左上と右下部分に不安定っぽい領域が見られるようになっている。実線はベクトル図より求めた「平衡点へ収束可能な領域（以下、収束可能領域と呼ぶ）」を示し、この範囲内からは平衡点（ここでは原点）に戻ることができるが、それ以外の領域からは、どこかに発散してしまうことを示している。

この収束可能領域の活用の仕方を次に述べる。

操舵入力を与えたときの状態での収束可能領域を、図4-20の網掛け部に示す。図を見やすくするために、速度ベクトルは省略してある。

直進からの操舵の場合は、直進状態（ヨーレート、車体横滑り角共に0）を示すO点が収束可能領域内にあるため、操舵後は、トラジェクトリの示すようにA点で平衡状態に収束できる。しかし、S字旋回のように、ハンドルを逆に切った状態からの操舵は、逆に切った状態を表すB点が収束可能域外にあるため、操舵後は、A点に収束できず、トラジェクトリに示すようにC点の方向に発散してしまうことになる。

これは、後者が、車体を大きく振り回すことにより大きな慣性力を持ち、タイヤの力だけでは抑えきれなくなったことを表している。

このように、この方法による解析では、定常状態からの過渡得性の解析だけでなく、特殊な状態変数の値を持った状態からの、過渡得性も解析できることが分かる。

また、直進からの操舵においても、収束可能領域ぎりぎりを通っていると、何らかの外乱で状態が、領域外に移ってしまうと戻ってこれなくなってしまうことであり、トラジェクトリが収束可能領域の限界と、どれだけの距離を保っているかが安全マージンを表していると考えられる。

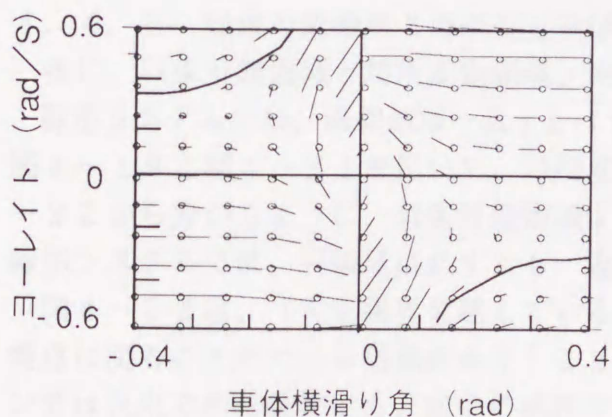


図4-19 速度ベクトル図
(トラジェクトリ)

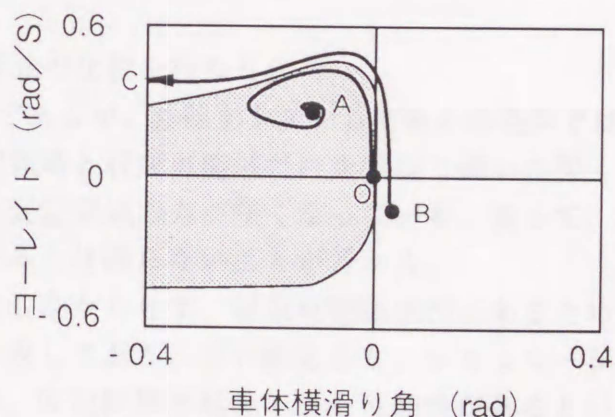


図4-20 収束可能領域

4. 4. 4 安定性ベクトル図と局所安定領域

図4-21は、安定性ベクトル図である。実線は安定限界を表しており、 $D_0=0$ となる線である。この線の外側の点は $D_0<0$ であり、「外部からの入力加わり、その点が釣り合い点（平衡点）になったとしても、外乱に対しフィードバックが安定方向には働かないため、その状態に安定に留まらず、安定な平衡点にはなれない点」であることを示している。以下、安定な平衡点になりうる点、 $D_0>0$ の領域を局所安定領域と呼ぶ。

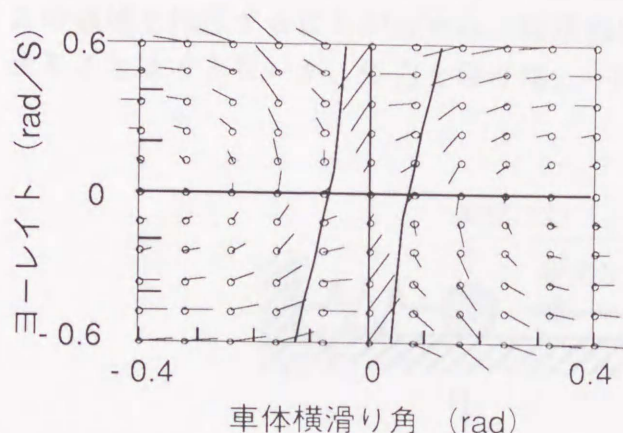


図4-21 速度ベクトル図
(安定性)

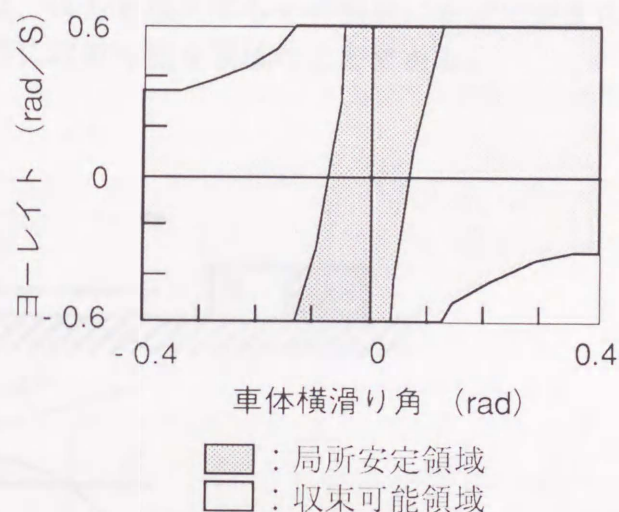


図4-22 安定領域と収束可能領域

4. 4. 5 収束可能領域と局所安定領域

次に、収束可能領域と局所安定領域、両領域の比較を行なう。

線形システムでは、両領域は一致するはずであるが、非線形システムである本条件では、図4-19と図4-21を用いて、局所安定領域と収束可能域だけを重ねて描いた図4-22から分かるように、収束可能領域より安定領域の方が狭くなっている。従って、非線形システムでは、両領域は必ずしも一致するとは限らないことが分かる。

図4-22は、「安定限界を越えているにもかかわらず、収束可能領域内にあるため平衡点に戻ることができる領域がある」ことを表しており、言い換えると、シミュレーションでは収束できた条件でも、途中の過程では、安定限界を越えている可能性があるということである。

このことを操安性において考えると、挙動はコントロールできるが系としては不安定なため、ドライバーの負担が大きい特性となる。このような特性をなくすためには、挙動のシミュレーションだけでなく、安定性の解析が重要であるといえる。

尚、収束可能領域と局所安定領域の比較は、図4-23のイメージでとらえることができる。線形で安定な系である「ばね要素」と、非線形で不安定な系である「磁石」とを組合わせたもので、トータルの復元力は非線形特性を示すモデルである。

安定な平衡点である「変位0の原点」に収束できるか否かは復元力(F)が正か負かで決まり、収束可能領域は、 $F > 0$ とみなせる。安定な平衡点になりうるか否かは、復元力の傾き(dF/dX)が正か負かで決まり、局所安定領域は、 $dF/dX > 0$ とみなせる。

このことから(B)の領域は、収束可能領域ではあるが局所安定領域外であり、図4-22の領域と対応することが分かる。物理的には、外力を加えてもその領域に安定に留まらせることはできないが、外力を除けば、平衡点に収束可能な領域のことである。

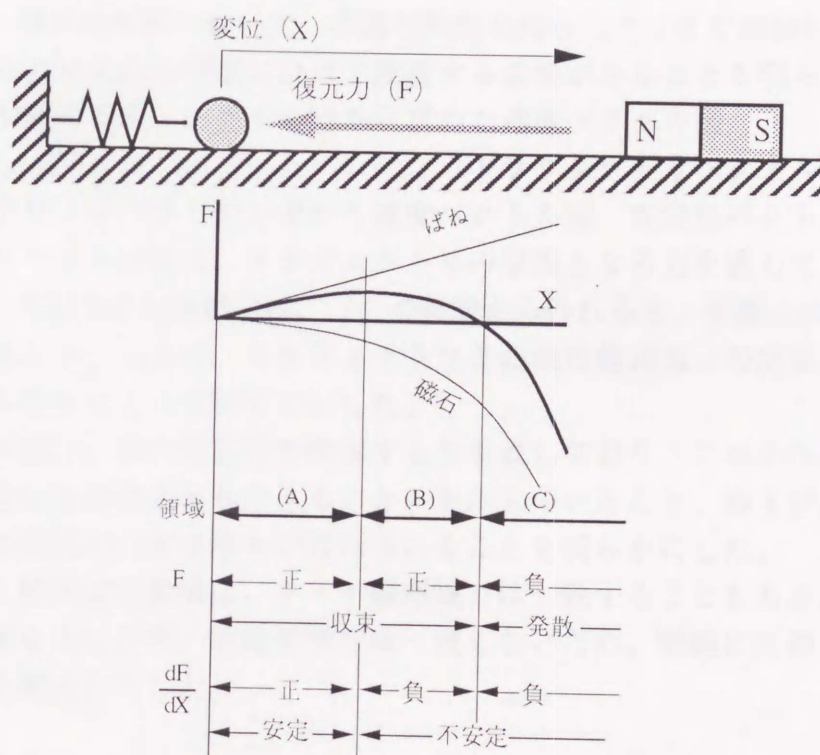


図4-23 局所安定領域と収束可能領域のイメージ図

4. 5 第4章のまとめ

状態面上に、状態変数の速度ベクトルを描くことにより、フィードバックパラメータを間接的に表し、車両特性を評価する方法について検討した。

従来のトラジェクトリ表記法に比べ、あらゆる状態量からの挙動が推定でき、応答の速さも読みとることができるなどのメリットを持つことを明らかにした。

トラジェクトリの場合、入力が変わる毎に計算する必要があるが、速度ベクトル表示の場合は、システムを線形近似すると、入力の影響を「速度ベクトルの平行移動」で表すことが可能となり、解析が非常に簡単になることを明らかにした。

この手法により、非線形システムにおいては「系が安定であること」と「平衡点に収束すること」は必ずしも対応するとは限らないことを明らかにした。

このことから、操安性解析において、非線形特性を持ったタイヤでの解析を行う場合は、タイヤの発生する力を次の2種類に分けて検討する必要があることを明らかにした。

- ・タイヤが発生するトータルの力から求めた速度ベクトル図

(トラジェクトリベクトル図)

- ・実コーナリングパワーから求めた速度ベクトル図 (安定性ベクトル図)

トラジェクトリベクトル図は、トラジェクトリの原因となる力を表しており、これから求めた「平衡点への収束可能領域」は、「この領域から外れると、平衡点に戻れなくなる」ことを示していること、および、トラジェクトリと収束可能領域との関係から、挙動の安全マージンが読み取れることを明らかにした。

安定性ベクトル図は、車の安定性を確保する力を表しており、これから求めた「局所安定領域」は、「安定な平衡点となりうることを示していること、および、安定性を向上させるには、どの成分の力が必要かが読み取れることを明らかにした。

収束可能領域と局所安定領域は、タイヤ線形域では一致することもあり、あまり明確には区別されては来なかったが、非線形域では一致しないため、明確に区別して解析を行う必要があることを明らかにした。

第5章 本解析手法による解析

5. 1 はじめに

サスペンションチューニングにおいては、これまでの経験から、タイヤ特性は良いに越したことはないが、それよりも前後のバランスが重要であることが知られている。しかし、実際に前後で異なったタイヤを用いることは普通できないので、タイヤの能力を引き出す性能を前後のサスペンションにバランス良く配分する工夫を行っている。

大きな横加速で走行する時は、タイヤは非線形特性の領域に入っているため、タイヤの非線形特性に大きく左右されることが知られているが、具体的にどのような特性が良いのかについては、経験則はあるものの、解析例はほとんど無いのが現状である。非線形域での解析の難しさの現われでもある。

この章では、フィードバックパラメータによる解析・評価の考え方を応用し、タイヤ非線形域での操安性の解析を行なう。

5. 2 タイヤ非線形特性と操安性能

5. 2. 1 タイヤ特性

まず、タイヤの非線形域での特性が、操安性にどのように影響するかを解析する。

検討するタイヤの特性を図5-1に示す。縦軸は、コーナリングフォースを接地荷重で割って無次元化してある。タイヤスリップ角とコーナリングフォースが比例する線形域の特性は、アンダーステア特性になるよう、前後輪コーナリングパワーを設定してある。比例関係がくずれる非線形域の特性は、タイヤスリップ角が大きいところでコーナリングフォースが飽和する特性を用いた。

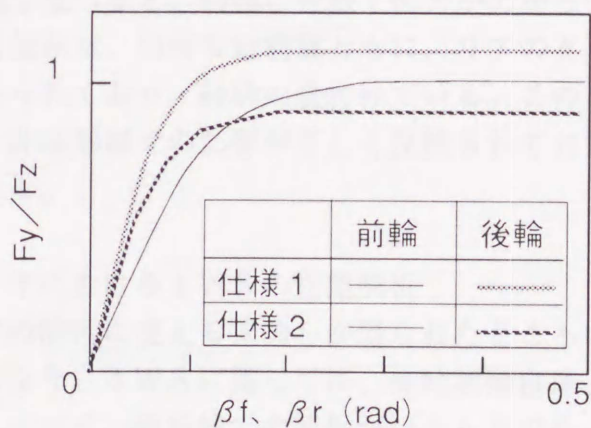


図5-1 タイヤ非線形特性

比較する特性は、前輪の特性は変えずに、後輪の特性だけを変えて、異なる前後バランスにしたものを用いた。コーナリングフォースを前後分担荷重で割った値の最大値が、前後で逆転するものどうしを選んだ。

仕様1：リア＞フロント

仕様2：リア＜フロント

5. 2. 2 解析結果

両仕様のトラジェクトリ速度ベクトル図を図5-2、3に示す。図5-2は仕様1、図5-3は仕様2の図で、最大値がリアの方が大きい仕様1では、より広い範囲にわたってベクトルの渦巻き状態が確保されており、収束可能領域が大きく広がっている。仕様1では、示した領域すべてが収束可能領域となっている。

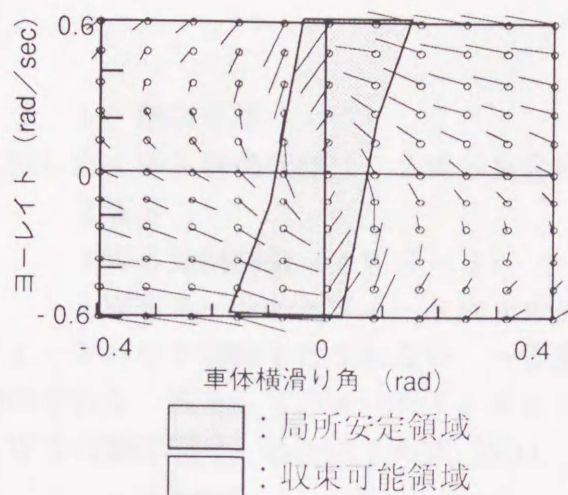


図5-2 トラジェクトリ
速度ベクトル図（仕様1）

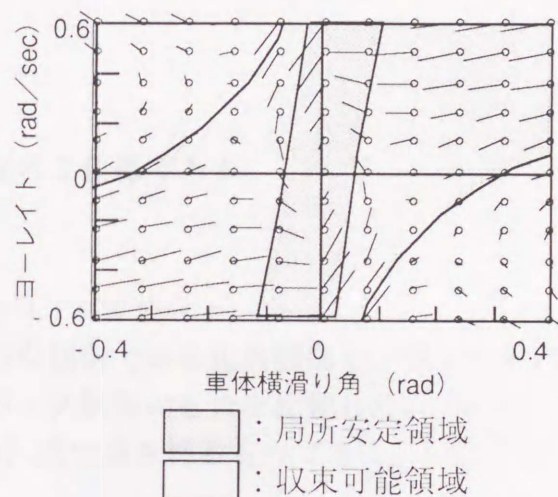


図5-3 トラジェクトリ
速度ベクトル図（仕様2）

次に局所安定領域を比べると、同様に仕様1の方が広がっている。

両図より、収束可能領域、局所安定領域ともに、リアのタイヤ性能を上げた仕様1の方が望ましい結果が得られており、経験則裏付けている。このことは、収束可能域、局所安定域ともに、タイヤ非線形域での影響が正しく反映されており、解析にも使える見通しが得られたと考えられる。

5. 3 非線形タイヤにおける4WSの性能解析

タイヤ非線形域での解析に使える見通しが得られたところで、この節では、4WSの非線形域での解析を行なう。4WSに関しては、操舵制御自体、タイヤの非線形域では制御効果が小さいこともあって、線形域での解析がほとんどであった。非線形域での運動に関しては、シミュレーション主体であり、理論的な解析はほとんどなされてこなかった。理論的な説明としては以下のものが代表的なものである。

駆動力の影響を考慮しない2輪モデルレベルでの解析を前提とすると、4WSの最も基本的な制御方式である「ハンドル角比例後輪操舵（以下比例制御）」は、安定性に関して、定常状態では2WSと変わらない。その理由は、「同一横加速度での定常旋回では、前後

輪が発生するコーナリングフォースは2WSも4WSも同一である。このため、前後輪のタイヤスリップ角は2WSと変わらなくなり、車体の横滑り角は異なるものの、タイヤのおかれている状況は全く同一である。従って、外乱に対するタイヤの反応も同一であり、安定性も同一となる」からである。

しかし、4WSで車体の横滑り角を小さくするということは、旋回時に車体を余分に振り回さないということであり、何らかの違いが現われているはずである。

さらに、タイヤ特性が非線形特性の場合どうなるかと言う問題になると、全く解析されてこなかったのが現状である。

この節では、この問題について新たな知見を得るべく、本研究の考え方により解析を行なう。

5. 3. 1 制御仕様

比較した4WS制御仕様は、2WSを含め下記の3仕様である。

- ・ 2WS
- ・ 4WS比例制御 (4WS-S)
- ・ 4WSヨーレイトフィードバック制御 5-1) (4WS-r)

フィードバック制御を行なわない、一番基本的な制御である比例制御と、フィードバック制御を行なう例として、ヨーレイトフィードバック制御のものを比較した。

4WSの制御則は、各々以下の式 (5-1) (5-3) 式で表されるものである。

$$\delta_r = \left(\frac{C_f}{C_r} \right) K_1 \delta_f \quad (5-1)$$

$$K_1 = \frac{l b C_r + a m V^2}{l a C_f + b m V^2} \quad (5-2)$$

$$\delta_r = K_2 \delta_f + K_3 r \quad (5-3)$$

$$K_2 = - \frac{C_f}{C_r} \quad (5-4)$$

$$K_3 = \frac{m V^2 - (b C_r - a C_f)}{C_r V} \quad (5-5)$$

4WS-Sは「フィードフォワードのハンドル角比例制御で、定常横滑り角を0にする制御」、4WS-rは「4WS-S+ヨーレイトフィードバック制御で、過渡状態においても横滑り角を0にする制御」である。

5. 3. 2 解析結果

各々定常ヨーレイトが同じくなるように操舵した場合の時系列応答シミュレーション結果を図5-4に示す。タイヤ特性は、図4-15の非線形特性を用いている。

2WSに対し、4WS制御を行なうことにより、また、4WSにおいても、より高度な制御を行なうほど、非振動的になっている。このことにより、非振動的=安定性向上と見做し、安定性も向上したと見るのがこれまでの解釈であった。しかし、「アンダーステア

特性を強めた場合、振動的にはなるが安定性は向上する」例のように、収束性と安定性とは必ずしも対応しない。安定性の判断は別に行なう必要があるため、状態面を用いて解析を行なった。

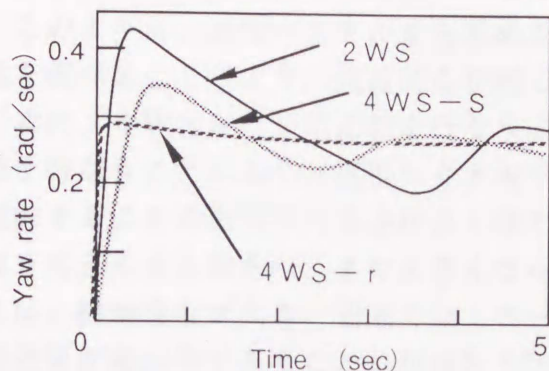


図5-4 操舵応答特性

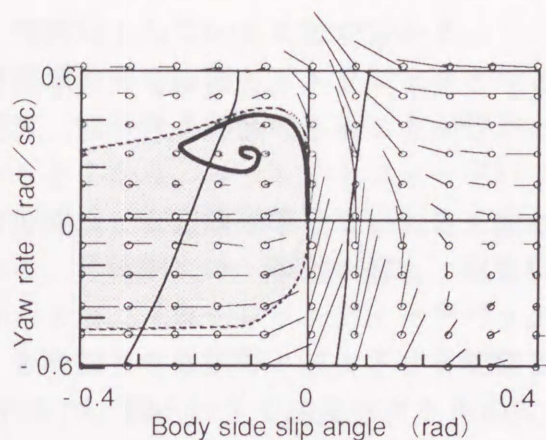


図5-5 速度ベクトル図(2WS)

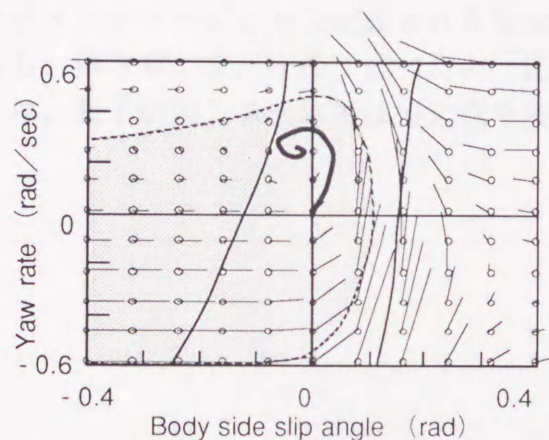


図5-6 速度ベクトル図(4WS-S)

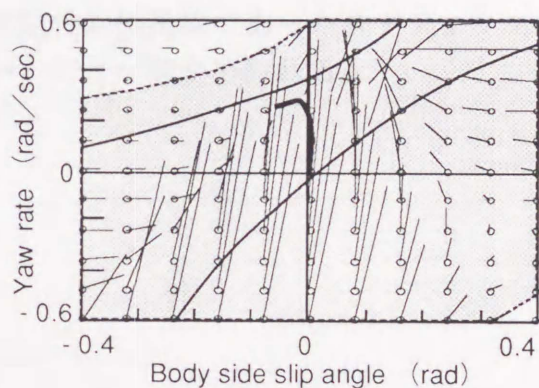


図5-7 速度ベクトル図(4WS-r)

図5-4での応答を、状態面上でのトラジェクトリとして、図5-5～7にトラジェクトリベクトル図と共に示す。太い実線がトラジェクトリであり、網かけ部が平衡点に収束可能な領域である。また、細い実線は安定限界を示している。

両4WS共、タイヤ非線形性の影響で、「横滑り角0」とした目標性能からは外れているが、これは、線形域での制御則を非線形域でもそのまま補正せずに適用していることによる制御誤差である。

2WS(図5-5)と4WS比例制御(図5-6)を比較すると、4WSにすることにより、トラジェクトリ以外の図は、右に平行移動した形に近い形が得られている。トラジェクトリに関しては、非振動的になることの他に、「平衡点へ到達可能な領域の限界線」との距離が大きくなっており、過渡状態において安全マージンが大きくなっていることが分かる。

これは、車体の横滑り角を小さくして車体を振り回さなくした分、過渡状態で危険領域まで挙動が膨らむことが無くなったことを表していると考えられる。

安定性に関しても、トラジェクトリが安定限界から外れることがなくなっており、外乱に対して安定な系として、過渡的にも保たれ、性能向上していることが分かる。

このように、速度ベクトルから求めた収束可能域や安定限界と、トラジェクトリとの関係を調べることで、過渡的な状況での安定性、安全性を評価できることが分かった。

次に、4WSどうしの比較を行なう。図5-6と7から、ヨーレイトフィードバック制御を行なうことにより、速度ベクトルや、収束可能域、安定限界等全てが大きく変わり、制御することの影響の大きさが良く現われている。具体的には、振動を抑え、収束可能領域を大きくする効果が、より大きくになっている。また、「ヨーレイトフィードバック4WSは、横加速度が大きい領域では、ヨーレイトを増加させる制御と減少させる制御とで制御効果が非対称であること」が報告5-2)されているが、図5-7で速度ベクトルの大きさが、収束点より上で小さく下で大きいところに、その現象が現われていることが分かる。逆に、このような現象も、速度ベクトル図から読み取れることが明らかとなった。

また、3つの仕様は、明らかに安定性は大きく変わっているにもかかわらず、従来のスタティックマージンから定義される安定限界は、3つの仕様とも同じである。このことから、第3章、3.4節で述べた、「従来の安定性評価指標であったスタティックマージンは、電子制御システムでは安定性を表さない」ことが確かめられる。

5. 4 非線形タイヤにおけるロール剛性配分制御の性能解析

5. 4. 1 タイヤ接地荷重と操安性能

車が旋回時に発生するロールモーメントは、左右輪の地面からの反力の差によるモーメントで、釣り合わせている。4輪車の場合、前輪の左右差でも後輪の左右差でもどちらでも釣り合わせることができ、その設定は、前輪／後輪のロール剛性の比によって決めることができる。

タイヤは、左右輪の接地荷重が変化すると、接地荷重の左右輪の合計値は変わらずとも、コーナリングフォースやコーナリングパワーの左右輪の平均値が変わってしまうという特性を持っている（図5-8）。このため、ロールモーメントを、前輪で釣り合わせるか後輪で釣り合わせるかでは、操安性が大きく変わってしまうことが知られている。しかし、この前後のロール剛性配分はどのように設定するのが最適かについては、相応しい解析手法が無く、理論的な説明が深くはなされてこなかった。

この節では、フィードバックパラメータによる解析法を適用し検討する。

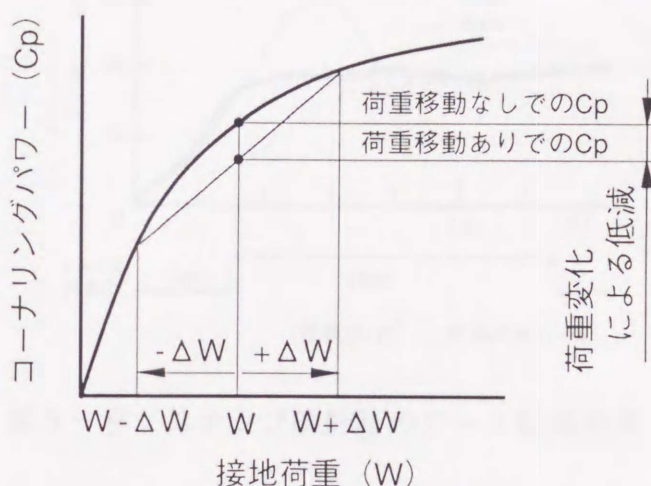


図5-8 接地荷重移動とコーナリングパワー

5. 4. 2 減衰力制御による操安性能制御

車体に対するタイヤの動きを拘束する役目をするサスペンションは、2つのトレードオフ問題を抱えている。

一つは、車体とタイヤを、柔らかく固定すると、乗り心地は向上するものの、操安性が悪化してしまい、逆にがっちり固定すると、操安性は向上するものの、乗り心地が悪化してしまうという、操安性と乗り心地のトレードオフ（第1のトレードオフ）である。

もう一つは、同じ乗り心地性能でも、柔らかく固定するとごつごつした高周波の振動は低減できるものの、ふわふわした低周波の振動はかえって増加してしまい、硬く設定すると逆に高周波の振動が増加してしまうという、高周波振動と低周波振動のトレードオフ

(第2のトレードオフ)である。

サスペンションの電子制御システムで最初に実用化された、ショックアブソーバの減衰力制御システムは、過渡状態だけではあるがロール剛性を制御できるため、接地荷重をコントロールできるシステムといえることができる。しかし、主に車体の上下方向の動きをコントロールする目的で開発された、第2のトレードオフを解決しようとするものであり、第1のトレードオフに関しては、消極的な色合いが強い。この制御で向上する操安性は、2種類に分けられ、一つは、車体のロールやピッチを抑えることにより、ドライバーの姿勢変化を抑え運転しやすくするもので、もう一つは、前節で述べた原理に基づく平面運動での性能向上である。

ロールとピッチに関しては、発生する運転条件を事前に検出して減衰力を高めることにより、ロールとピッチの発生を抑える制御が行われている。制御効果を図5-9、10に示す。

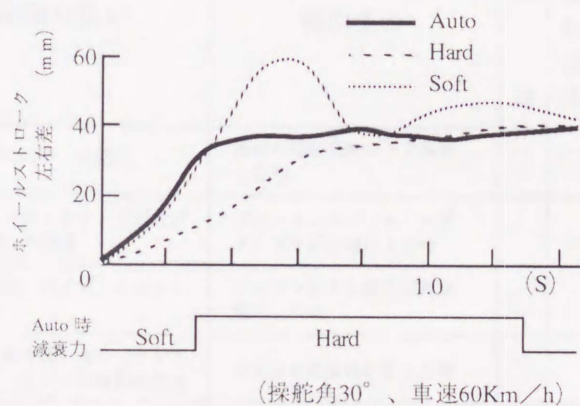


図5-9 ステップ操舵時のロール低減効果

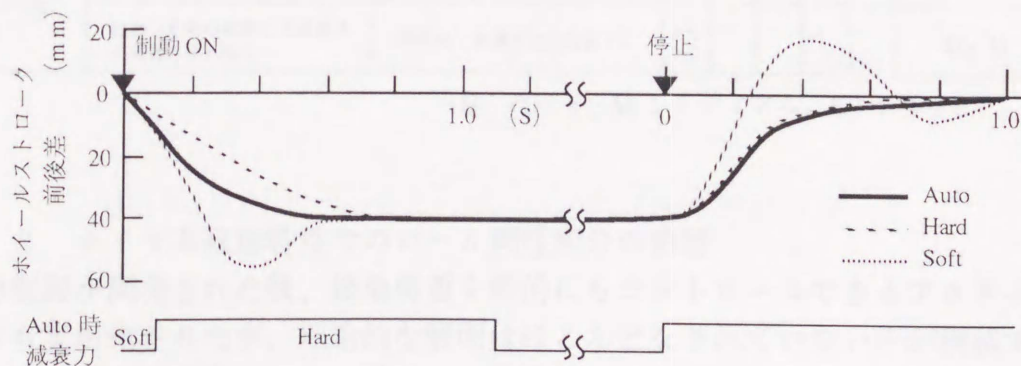


図5-10 制動時及び制動停止時のピッチング低減効果

平面運動での性能向上に関しては、「ショックアブソーバの減衰力特性を変えることにより、上下運動だけでなく、平面運動である操安性も変わる場合がある」ことは、経験的に確かめられていたが、減衰力が作用する効果は明らかではなく、車両によってその効果が大きく変わってしまうこともあり、その関係を明らかにすることはできなかった。その中で、「高車速では、前輪の減衰力を後輪より高めに設定する」制御だけが、ほぼ安定した効果を得られるため、実用化されていた（表5-1）。これは、過渡的に前輪の荷重移動量が大きくなることにより、前輪のコナリングパワーが相対的に減少するため、アンダーステア傾向が強まり、安定性が向上するものである。

しかし、車としては、平面運動の性能向上も必須であり、その制御ポテンシャルをもつ減衰力制御システムでコントロールするための理論の確立が求められていた。

表5-1 減衰力制御一覧

	制御の狙い	検出条件	使用センサ					減衰力 (Fr/Rr)
			車 速	操 舵 速 度	加 速 度	ブ レ キ	路 面	
ロール	急操舵時のロール低減	所定の操舵速度以上で操舵した時	○	○				H/H
ピッチ	ブレーキによるノーズダイブ、揺戻しの低減	ブレーキングによるノーズダイブが所定値以上の時				○	○	M/M
	加速時の、ダイブ、スカットの低減	エンジントルク変化が所定値以上の時	○		○			M/M
バウンス	単突起乗り越し時の（ボトムング）のフワフワ振動の低減	大きな車高変化が生じた時	○				○	M/M
	うねり路等（バウンスング）でのフワフワ振動の低減	周期的な車高変動が生じた時	○				○	M/M
接地性	悪路走行時の接地性向上	車高変動が悪路走行パターンになった時	○				○	M/M
その他	高速走行時の直進性、操安性の向上	高速時（車速が設定値以上）	○					M/S
	停車した時の揺戻しや乗降時の車体の揺れ防止	停車時（車速が設定値以下）	○					H/H

（H：ハード、M：ミディアム、S：ソフト）

5. 4. 3 タイヤ非線形特性でのロール剛性配分の影響

減衰力制御が開発された後、接地荷重を静的にもコントロールできるアクティブサスペンションも実用化されたが、理論的な解明はほとんどなされていないのが現状である。

そこで、ロール剛性配分による操安性の影響を、フィードバックパラメータによる解析により検討した。

(1) タイヤ特性

ここで扱うタイヤ特性は、発生するコナリングフォースが、タイヤスリップ角に対し

て非線形だけでなく、接地荷重に対しても非線形な特性を用いるため、これらの扱いが容易な Fagic Formula モデルを用いる。コーナリングフォース (F) とタイヤスリップ角 (β)、接地荷重 (F_z) との関係は、B、C、D、BCDをパラメータとする (5-6) ~ (5-10) 式で表される。なお、B、C、D、BCDに用いられる $a_0 \sim a_5$ はタイヤにより定まる定数であり、本解析では、表5-2の値を用いた。

$$F = D \sin\{C \tan^{-1}(B \beta)\} \quad (5-6)$$

$$D = a_1 F_z^2 + a_2 F_z \quad (5-7)$$

$$BCD = a_3 \sin\{a_4 \tan^{-1}(a_5 F_z)\} \quad (5-8)$$

$$C = a_0 \quad (5-9)$$

$$B = BCD/C/D \quad (5-10)$$

この特性での、等価コーナリングパワーの荷重依存性を、図 5-11 に示す。

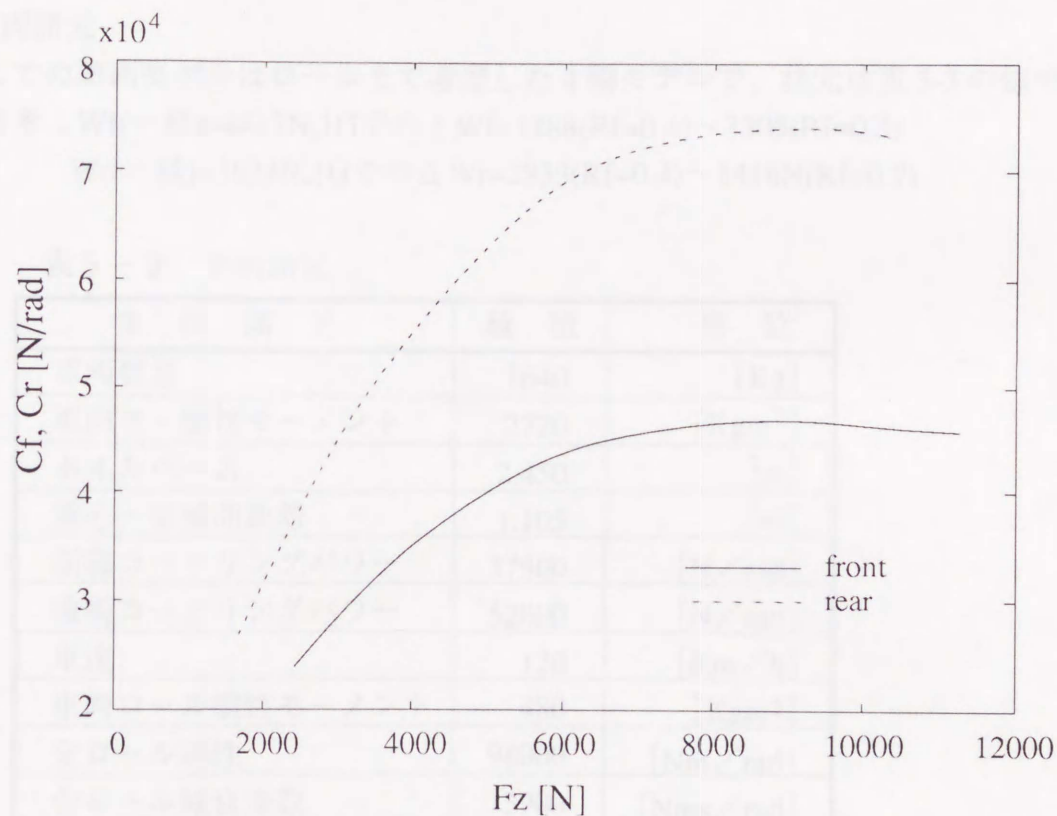


図 5-11 コーナリングパワーの接地荷重依存性

表 5 - 2 Magic Formula パラメータ

パラメータ	数 値
a 0	1.300
a 1	- 0.000492
a 2	1.342
a 3	131.9
a 4	2.000
a 5	0.001109

(2) 車両諸元

ここでの車両モデルはロールまで考慮した 4 輪モデルで、諸元は表 5-3 の値である。

参考；Wf(一輪)=4412N,1Gでの $\Delta Wf=1888(Rf=0.4) \sim 3305(Rf=0.7)$

Wr(一輪)=3624N,1Gでの $\Delta Wr=2833(Rf=0.4) \sim 1416N(Rf=0.7)$

表 5 - 3 車両諸元

車 両 諸 元	数 値	単 位
車両質量	1640	[Kg]
車両ヨー慣性モーメント	2720	[Kgm ²]
ホイールベース	2.450	[m]
重心ー前輪間距離	1.105	[m]
前輪コーナリングパワー	37500	[N/rad]
後輪コーナリングパワー	52000	[N/rad]
車速	120	[Km/h]
車両ロール慣性モーメント	480	[Kgm ²]
全ロール剛性	98000	[Nm/rad]
全ロール減衰係数	3900	[Nms/rad]
前輪トレッド	1.60	[m]
後輪トレッド	1.60	[m]
重心高	0.47	[m]
前輪ロールセンタ高	0.00	[m]
後輪ロールセンタ高	0.00	[m]
車両ばね上質量	1300	[Kg]

(3) 速度ベクトル図

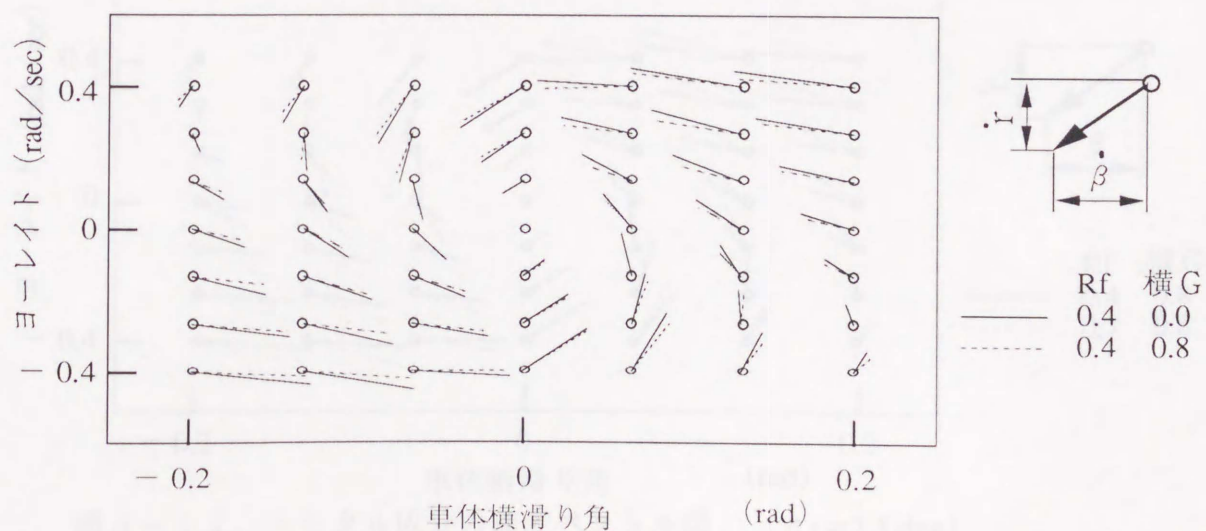
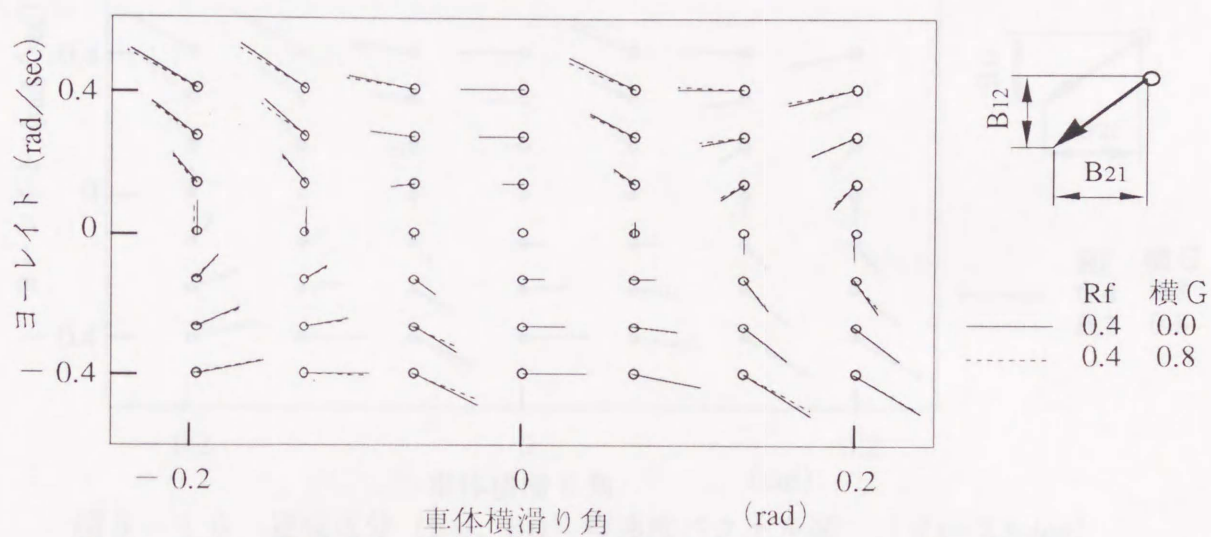
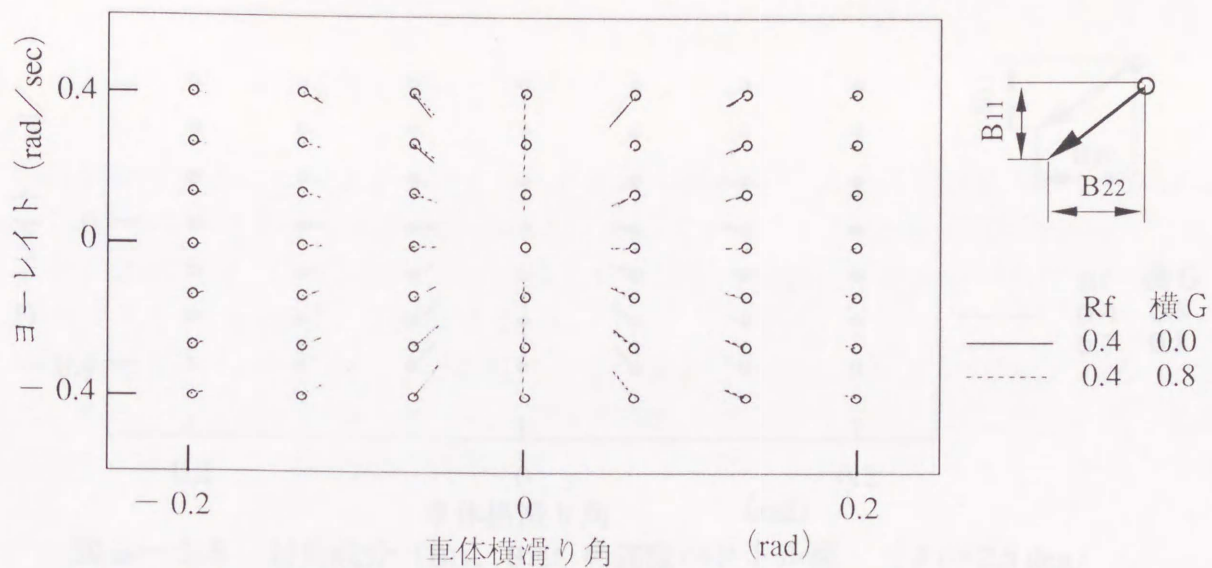
上記の条件での荷重移動が各フィードバックパラメータに及ぼす影響を見る。

まず、荷重移動が生じることによる変化を、対角成分、連成成分、トータル力の順に、図5-12～14に示す。

図5-12、13よりフィードバックパラメータの中では、 B_{12} だけ変化が大きいことが分かる。また、図5-14からも、 r の速度成分の変化が大きいことが分かる。

同様に、ロール剛性配分の及ぼす影響を、図5-15～17に示す。荷重移動の場合と同様 B_{12} の変化が大きく、 r の速度成分の変化が大きいことが分かる。

このことから、ロール剛性配分の制御は、「横加速度の変化により生じる特性変化を補償するのに向いている」ことが明らかとなった。



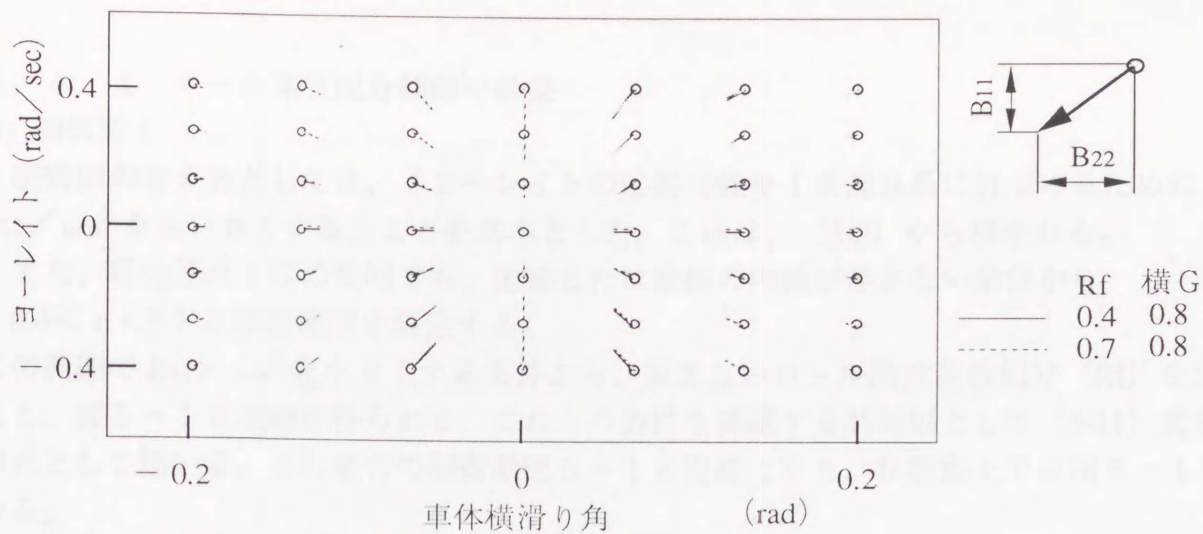


図 5-15 対角成分 (B_{11} , B_{22}) の速度ベクトル図 ($\delta r = 2.5 \text{ deg}$)

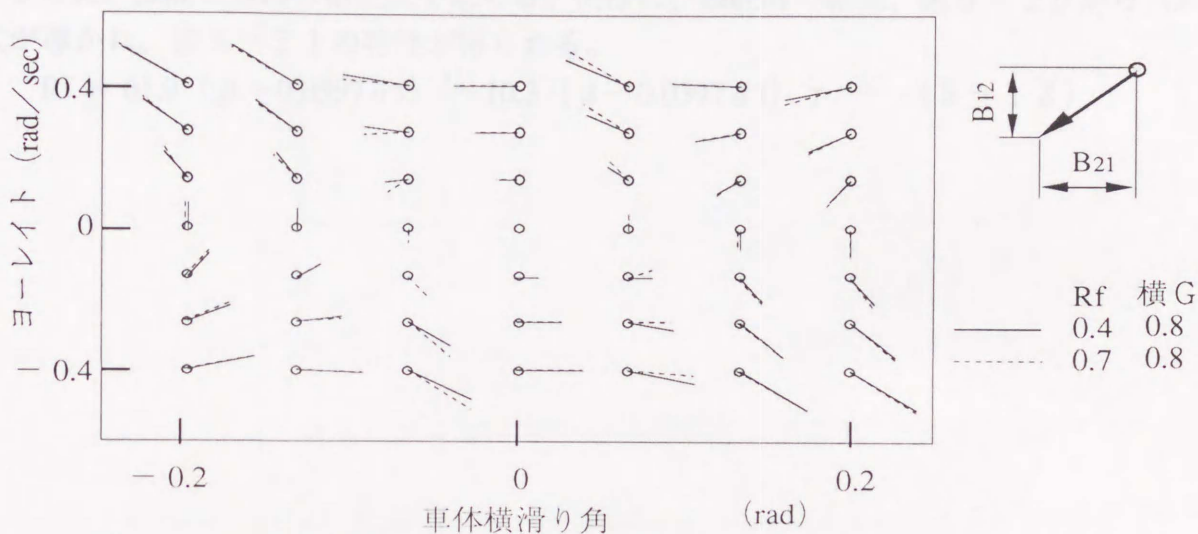


図 5-16 速成成分 (B_{12} , B_{21}) の速度ベクトル図 ($\delta r = 2.5 \text{ deg}$)

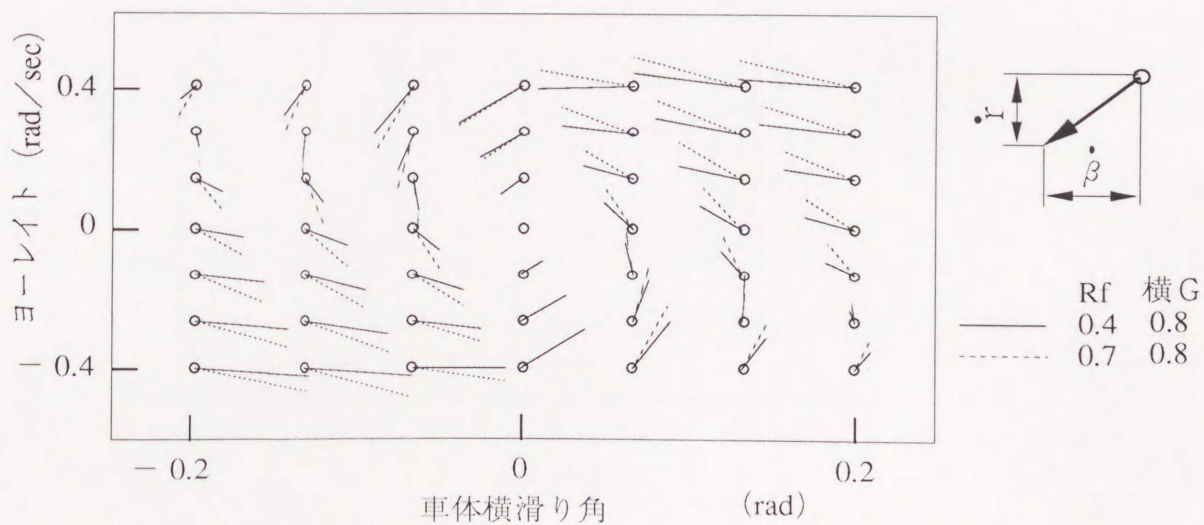


図 5-17 トータル成分の速度ベクトル図 ($\delta r = 2.5 \text{ deg}$)

5. 4. 4 ロール剛性配分制御の効果

(1) 制御則 1

制御則の考え方としては、「ヨーレイトの応答特性を1次遅れ系に近づけるために、 B_{12}/ω_n^2 をちいさくする」ことを基本とした。これは、(3-9) から導かれる。

また、横加速度1Gの旋回でも、前輪または後輪の内輪が浮かない条件から、 $0.4 < r < 0.7$ と制御範囲を限定する。

この範囲で B_{12}/ω_n^2 を小さくする条件から、望ましいロール剛性前輪配分 (R_f) を求めると、図5-18破線が得られる。これらの条件を満足する制御則として(5-11)式を近似式として用いる。この場合の制御派図5-18実線となり、状態面上では図5-19となる。

$$R_f = 61.9 \beta^2 - 10.3 \beta r \quad (5-11)$$

さらに、操舵入力時の補正式を求める。同様に、操舵時の結果、図5-20から(5-12)式が導かれ、図5-21の特性が得られる。

$$R_f = 61.9 (\beta - 0.0397 \delta f)^2 - 10.3 (\beta - 0.0397 \delta f) r \quad (5-12)$$

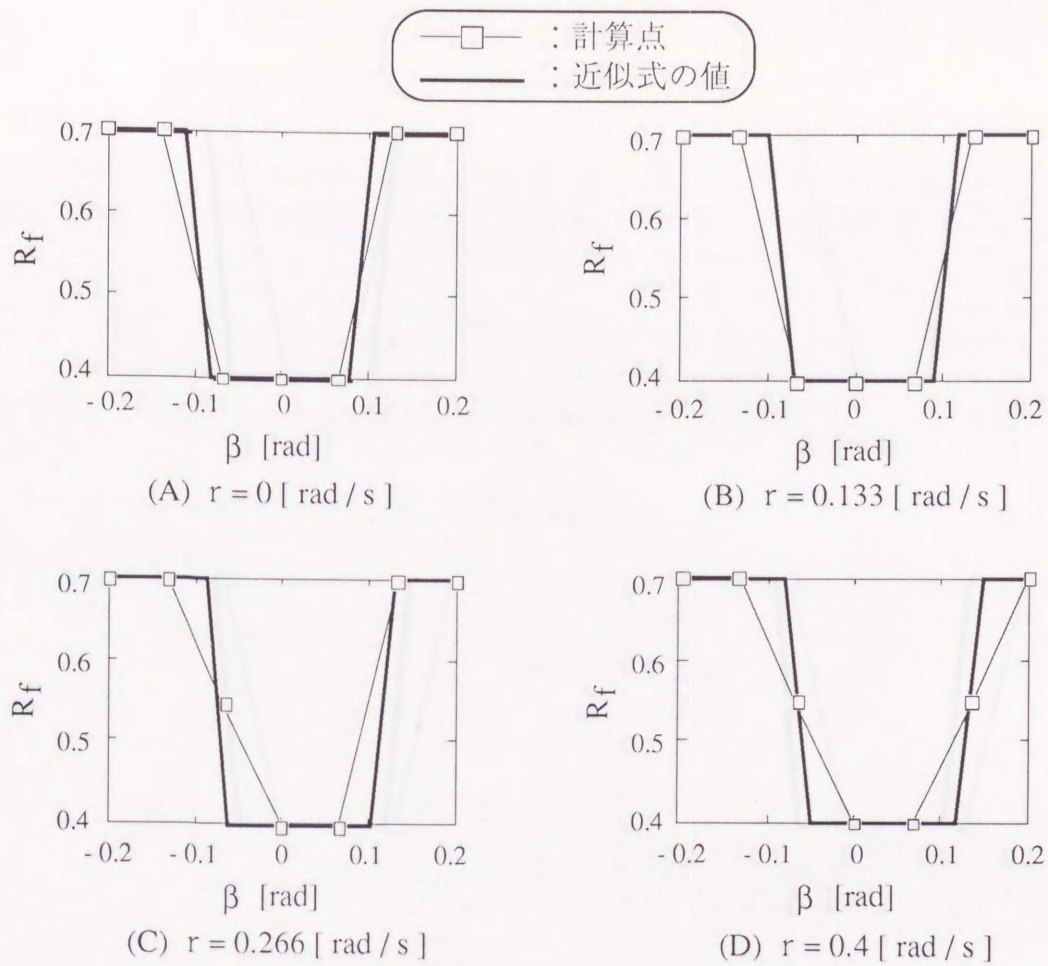


図 5 - 1 8 望ましいロール剛性配分と近似式 ($\delta_f = 0 \text{ deg}$)

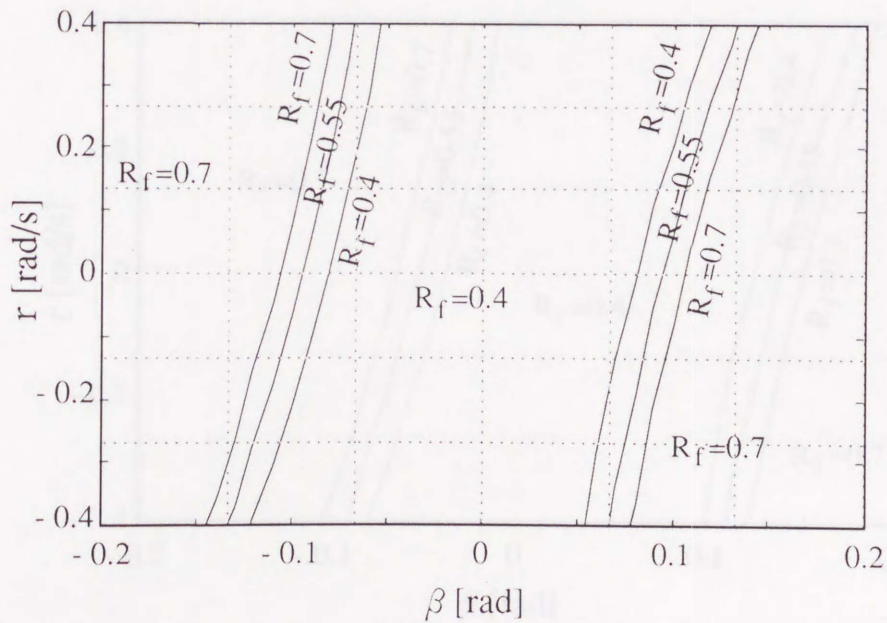


図 5 - 1 9 状態面上での制御特性 ($\delta_f = 0 \text{ deg}$)

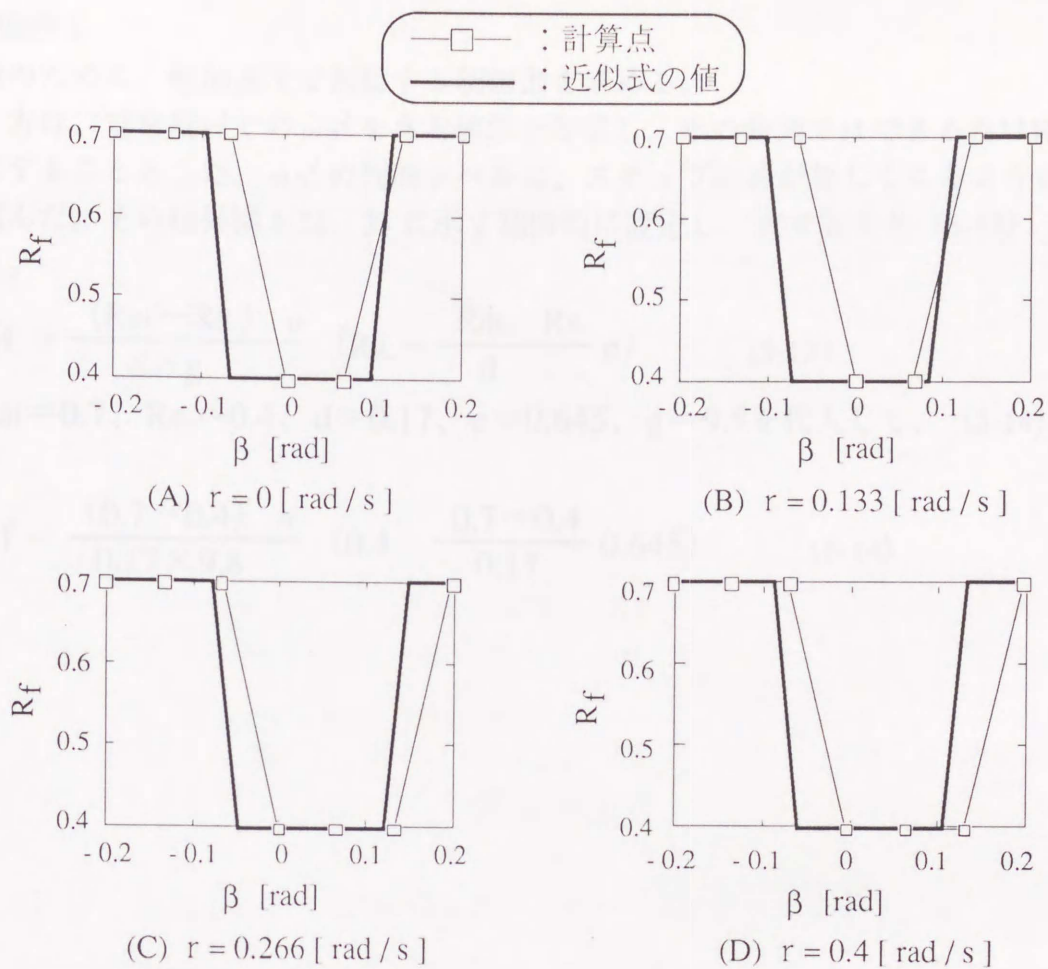


図 5 - 2 0 望ましいロール剛性配分と近似式 ($\delta r = 2.5\text{deg}$)

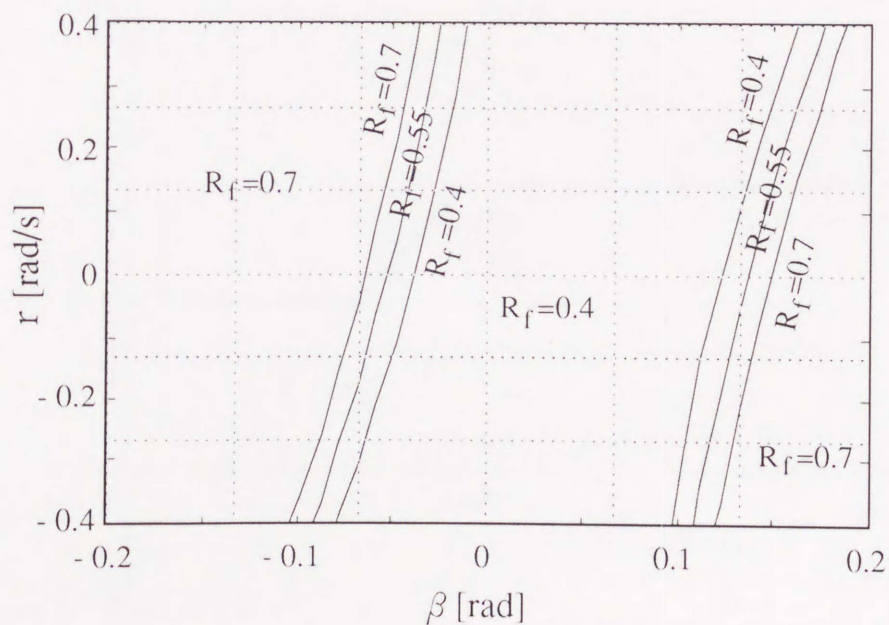


図 5 - 2 1 状態面上での制御特性 ($\delta r = 2.5\text{deg}$)

(2) 制御則 2

比較のために、横加速度で制御する制御則を求める。

考え方は、定常旋回での ω_n^2 をある値以上確保し、その範囲ではできるだけ R_f を小さい値にすることとした。 ω_n^2 の判断レベルは、ステップ応答が等しくなるように判断レベルを選んだ。その結果図 5-22、23 に示す制御則に設定し、式で表すと (5-13) (5-14) 式になる。

$$R_f = \frac{(R_{fH} - R_{fL})}{d \times g} \alpha \left(R_{fL} - \frac{R_{fH} - R_{fL}}{d} e \right) \quad (5-13)$$

に、 $R_{fH}=0.7$ 、 $R_{fL}=0.4$ 、 $d=0.17$ 、 $e=0.645$ 、 $g=9.8$ を代入して、(5-14) 式を用いた。

$$R_f = \frac{(0.7 - 0.4)}{0.17 \times 9.8} \alpha \left(0.4 - \frac{0.7 - 0.4}{0.17} 0.645 \right) \quad (5-14)$$

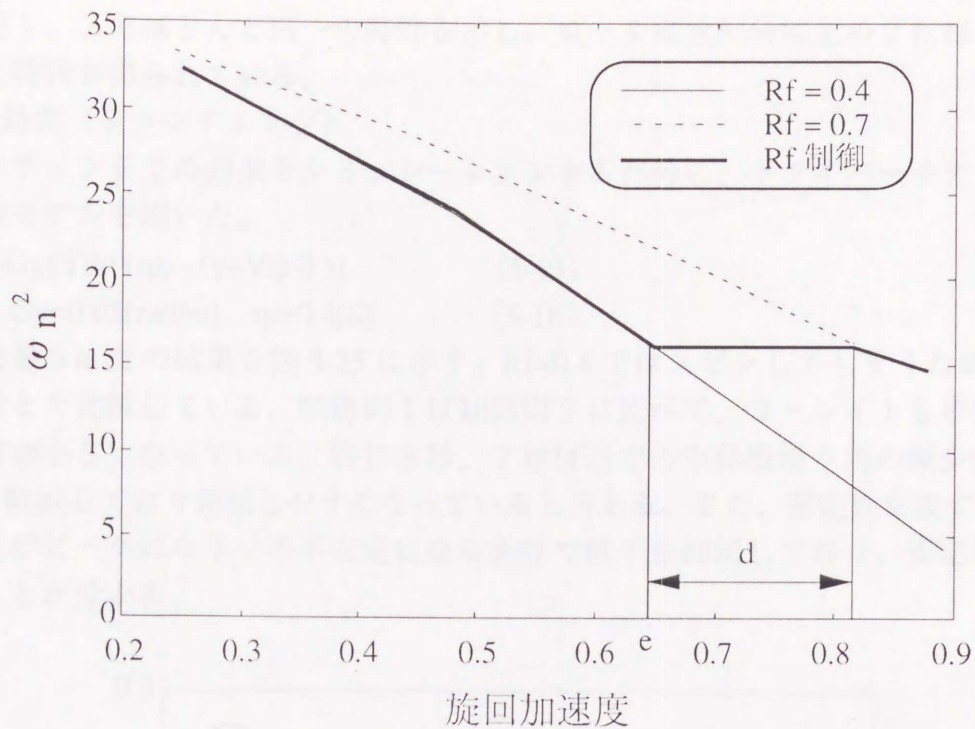


図 5 - 2 2 定常円旋回時における横加速度と ω_n^2

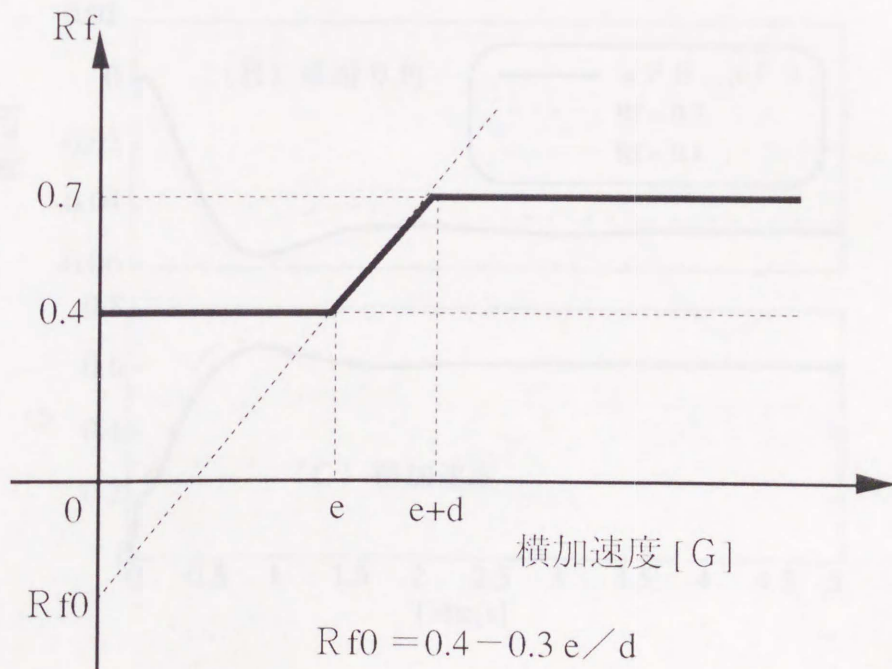


図 5 - 2 3 横加速度フィードバック制御則

(3) 制御効果 (ステップ応答)

両制御とロール剛性配分固定とのステップ応答を図 5-24 に示す。

制御則 1、2 共ほとんど同一の特性を示し、ロール剛性配分固定の 2 仕様の良いところを集めた特性が得られている。

(4) 制御効果 (レーンチェンジ)

レーンチェンジでの効果をシミュレーションするために、ドライバーモデルをとして、前方注視モデルを用いた。

$$\delta f = G_y \{ Y_d(t+tp) - (y + Vtp \theta) \} \quad (5-15)$$

$$G_y = 0.05 [\text{rad/m}], tp = 0.4 [\text{s}] \quad (5-16)$$

横移動量 5 m での結果を図 5-25 に示す。Rf=0.4 ではスピンしてしまうため Rf=0.7 と制御 2 仕様とを比較している。制御則 1 は制御則 2 に比べて、ヨーレイトも車体横滑り角もピーク値が小さくなっている。特に 3 秒、7 秒付近での車体横滑り角の減少は、後輪のスリップを低減しており運転しやすくなっていると言える。また、安定性を表す ω_n^2 の値が、横加速度がピークになり一番不安定になる条件で低下を抑制しており、安定性も確保できていることが分かる。

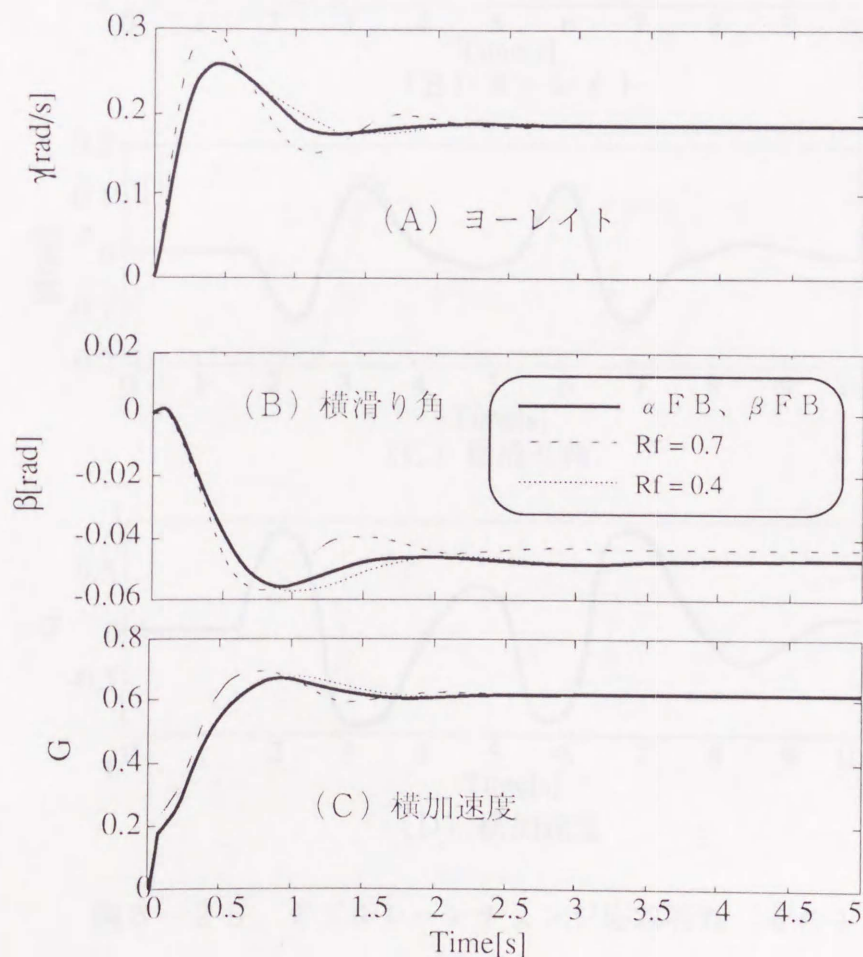
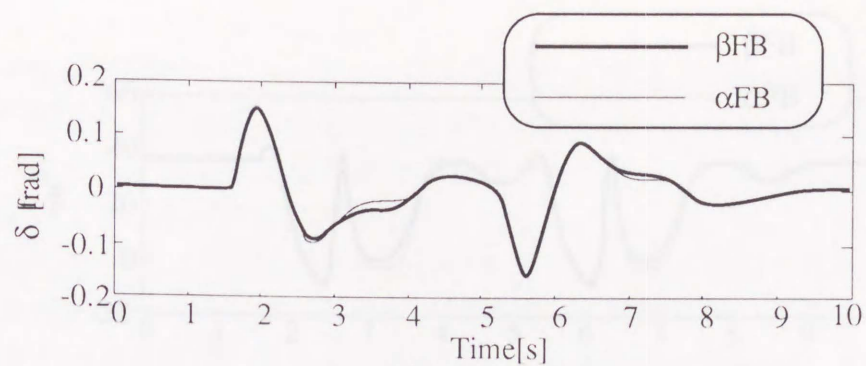
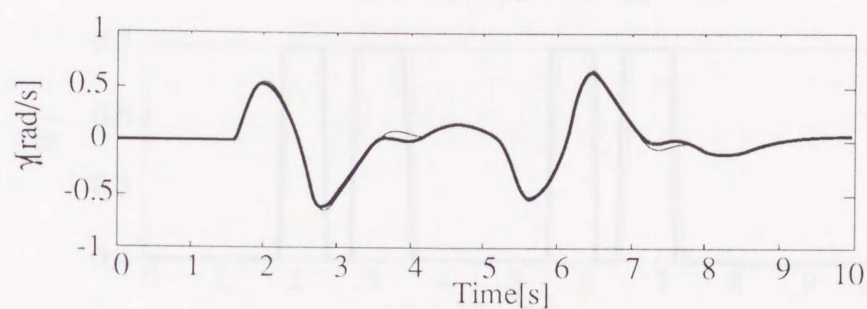


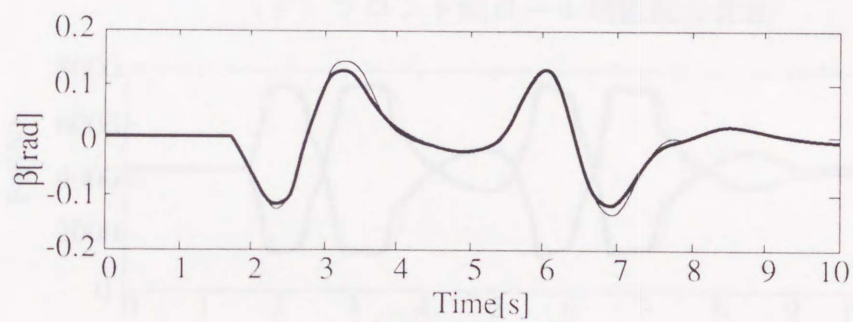
図 5-24 ステップ操舵応答



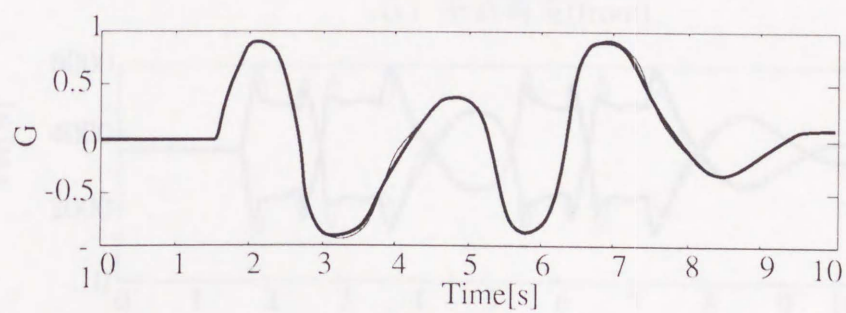
(A) 前輪舵角



(B) ヨーレート

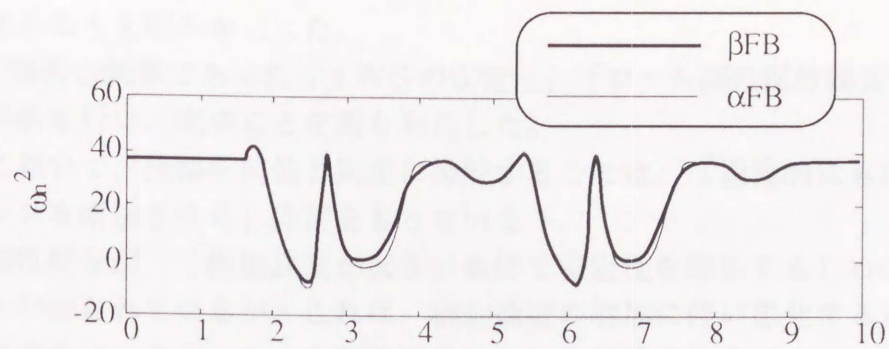


(C) 横滑り角

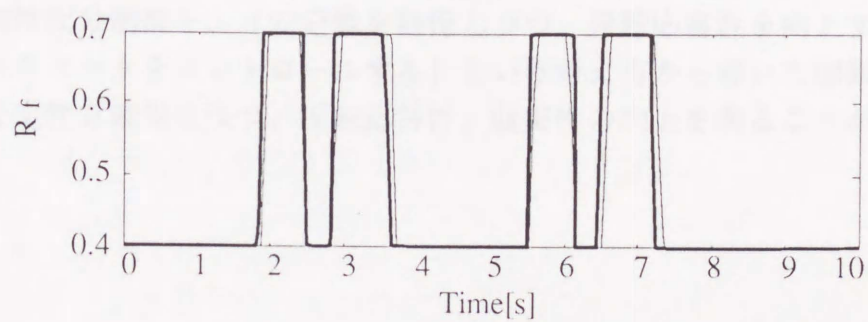


(D) 横加速度

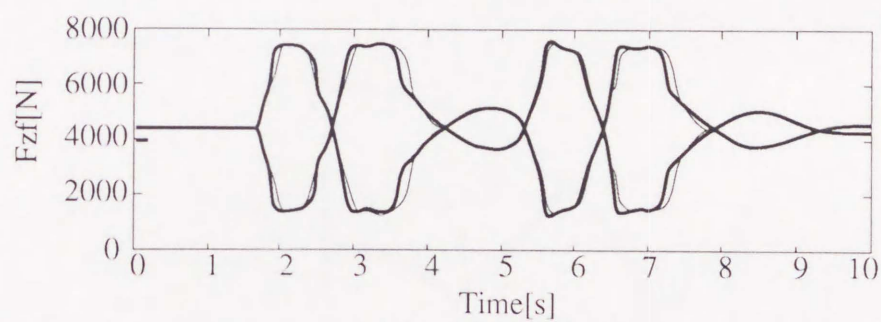
図5-25 ダブルレーンチェンジ応答特性 (その1)



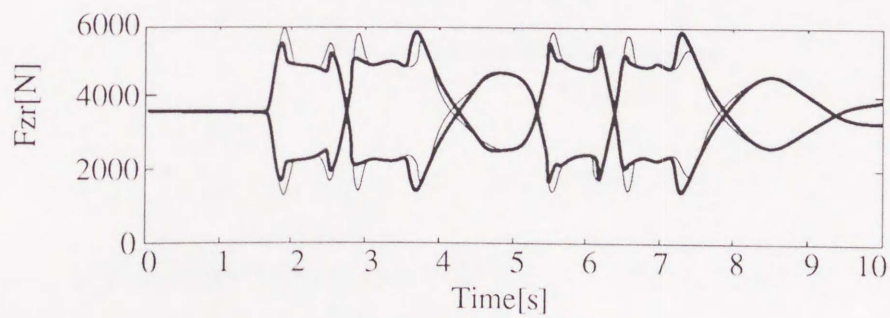
(E) $B_{11}B_{22} - B_{12}B_{21} = \omega_n^2$



(F) フロント側ロール剛性配分比 R_f



(G) 垂直荷重(front)



(H) 垂直荷重(rear)

図5-25 ダブルレーンチェンジ応答特性 (その2)

5. 5 第5章のまとめ

状態面上に状態変数の速度ベクトル図を表示する方法が、タイヤ非線形特性での解析にも有効であることを明らかにした。

これまで解析が困難であった「4WSの安定性」「ロール剛性配分操安性に及ぼす影響」について解析を行い、次のことを明らかにした。

- ・4WSにおいて、後輪を前輪と同相に操舵することは、「過渡的にも安定性を確保し、安全マージンも増加させる」作用をもっている
- ・ロール剛性配分が、「横加速度が大きい条件で安定性を確保するための効果は非常に大きい」ことが知られているが、これは、横加速度の増加に伴い悪化するパラメータは B_{12} がほとんどであり、また、ロール剛性配分によって改善されるパラメータも B_{12} がほとんどであるため、互いにうまく打ち消しあえるからと考えられる。
- ・ロール剛性配分制御を、「安定性を確保しつつ、操舵応答性を向上するように、フィードバックパラメータをコントロールする」という考え方から導いた制御則で制御することにより、安定性を確保しつつ、操舵応答性、収束性の向上を図ることができる



第6章 総合制御

6.1 はじめに

タイヤが発生するコーナリングフォースは、基本的にはタイヤスリップ角に比例して変わるが、タイヤの接地荷重やそのとき発生している制駆動力によっても変わる特性であるため、コーナリングフォースに依存する操安性は、接地荷重変動や制駆動力変動により特性が変えられてしまう。即ち、接地荷重や制駆動力が大きく変わる横加速度あるいは前後加速度が大きい領域では、性能劣化が避けられないことになる。

総合制御は、スリップ角、接地荷重、制駆動力等を総合的に巧くコントロールして、車両の持つ能力を最大限に引き出すことにより、性能劣化を最小限に抑えようとするものである。

しかし、タイヤ特性は複雑な非線形特性であるため、スリップ角、接地荷重、制駆動力の3者を巧くコントロールすることは、非常に困難であり、それらを総合的に解析し、制御則を導く手法はまだ報告されていない。

これまでの総合制御は、制御効果の大小あるいは限界から、図6-1に示すように、タイヤが発生する力が小さい線形域は“4WS等のスリップ角制御”を用いることとし、タイヤが発生する力が大きい非線形域は2つに分けて、タイヤの接地荷重を大きく変えられる横加速度が大きい条件では“接地荷重制御”、制駆動力が大きく変えられる前後加速度が大きいときは“制駆動力制御”、と使い分けるのが主流であった。

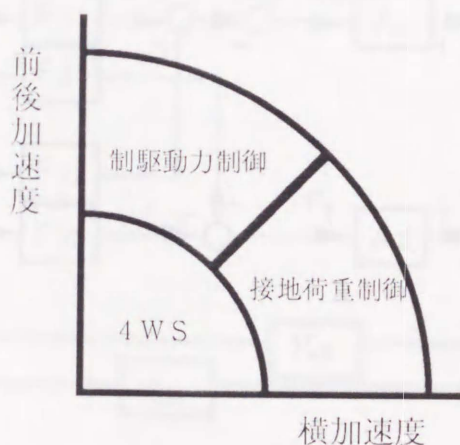


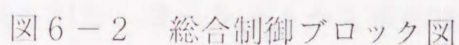
図6-1 総合制御概念図

ところが、最適制御則が求められない理由を良く検討してみると、原因はタイヤの複雑な非線形性にあるのではなく、評価量が不足していたことによるものであることが分かった。例えば、4WSにおいては「車体横滑り角=0」の特性実現がひとつの目標であるが、4WS単独でこの目標は実現可能である。従って、これに制駆動力制御を加えた総合制御において、制駆動力制御では何をなすべきかとなったとき、具体的な指標を見い出せないのがこれまでであった。

6. 2 後輪舵角制御と左右駆動力差によるヨーモーメント制御による総合制御

6. 2. 1 電子制御の各要素への影響

以下の節で検討を加える 4 つの制御パラメータを、図 6-2 にブロック図で示す。



この4つのパラメータが、各フィードバック要素に与える影響は、図6-2より次式で整理される。

$$B_{12} = B_{12b} + F_{12} A_1 K_{bs} + A_1 K_{bm} \quad (6-2)$$











$$B_{21} = B_{21b} + F_{22} A_2 K_{rs} \quad (6-3)$$





$$B_{22} = B_{22b} - F_{22} A_2 K_{bs} \quad (6-4)$$

なお、電子制御のない状態での B_{ij} を、添え字 b で表している。

(6-1) ~ (6-4) 式の係数は、 F_{12} だけが負であることを考慮すると、制御パラメータがフィードバック要素に及ぼす関係は、表 6-1 に示すようになる。

表 6-1 制御パラメータとフィードバック要素

		B11	B22	B12	B21
				 0	 0
δ_r	Cont. Krs (+)		—	—	
	Kbs (-)	—			—
My	Cont. Krm (-)		—	—	—
	Kbm (-)	—	—		—

 : up  : up to 0
 : down  : down to 0

6. 2. 2 4WSによる車体横滑り角 θ 制御の限界

後輪舵角制御におけるフィードバック制御に関しては、ヨーレイトフィードバック (r FB) と横滑り角フィードバック (β FB) とが考えられるが、両制御により車体横滑り角を最小にする制御則として、最適制御理論を用いて求めた、(6-5) 式で表される制御則が提案⁵⁾ されている。

$$\delta_r = K_{rs} r + K_{bs} \beta \quad (6-5)$$

$$K_{rs} = \frac{m V^2 - (b C_f - a C_r)}{C_r V} \quad (6-6)$$

$$K_{bs} = \infty \quad (6-7)$$

これは、 K_{rs} で B_{21} を打ち消し、ヨーレイトから車体横滑り角への成分をなくし、 K_{bs} で B_{22} を無限大にし、車体横滑り角の出力を 0 にしていることになる。

しかし、現実にはフィードバックゲインを無限大にはできないため、先ず、 K_{bs} を大きくすることにより、操安性がどのように向上するかを検討する。

仕様 1 : 4WS (K_{bs} 小)

仕様 2 : 4WS (K_{bs} 大)

参 考 : 2WS

の 3 仕様について、操舵応答性と横風安定性のシミュレーション結果を図 6-3、4 に示す。なお、ヨーレイト定常値が一致するようにステアリングギア比を調整してある

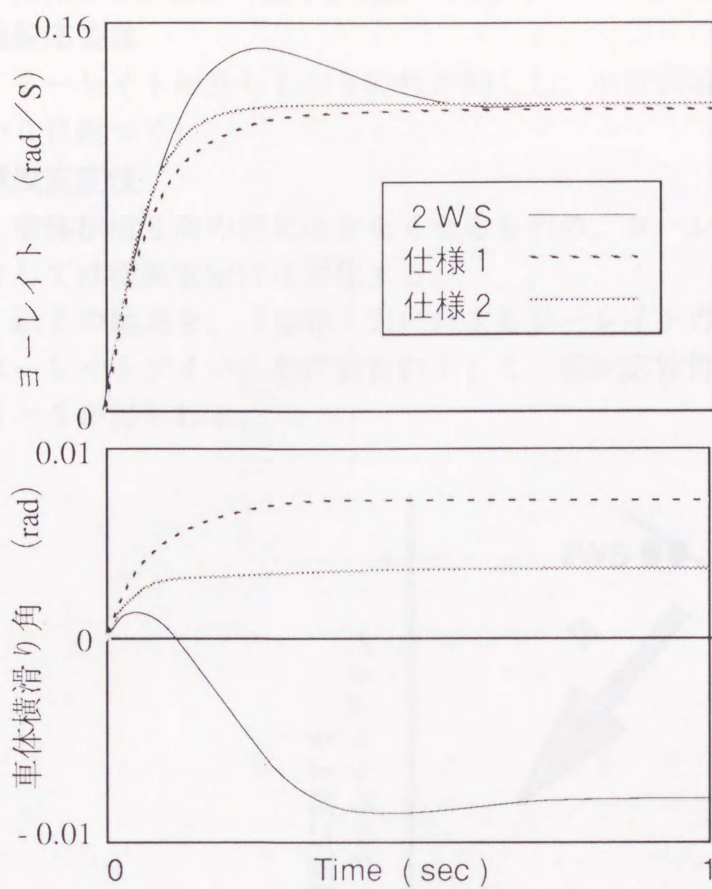


図 6 - 3 操舵応答性

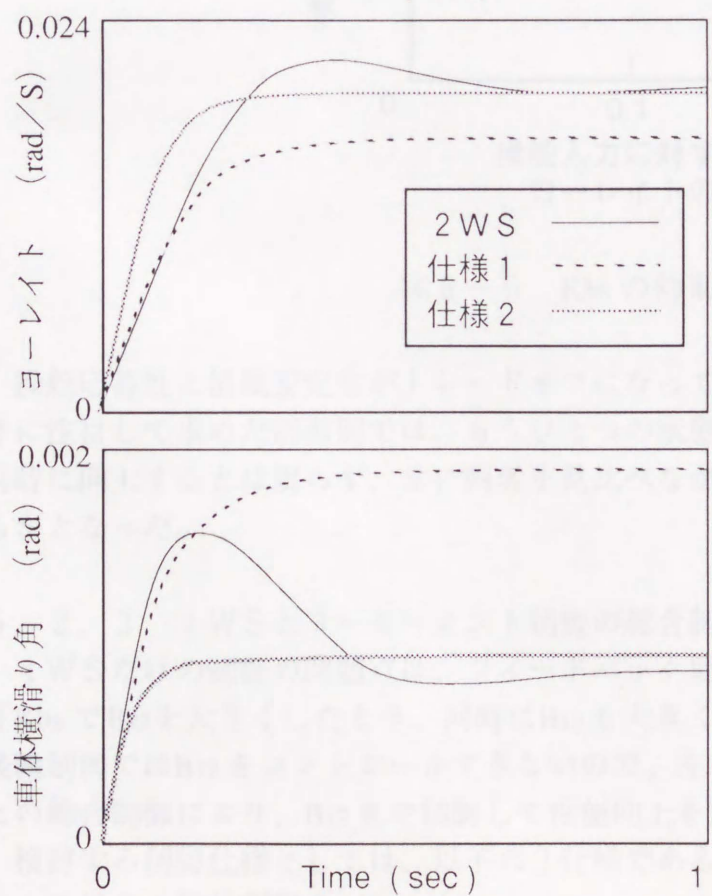


図 6 - 4 横風応答性

仕様1と仕様2の差を、 K_{bs} を大きくするとどう変わるかでまとめると次のようになる。
操舵応答性

ヨーレイトの立ち上がり特性が向上し、車体横滑り角は負の方向に変化する。（正の値が0に近づく）

横風安定性

車体横滑り角の発生は少なくなるものの、ヨーレイトの発生が増加するため、トータルとしては横風安定性は悪化する。

以上の結果を、「操舵入力に対するヨーレイトの立ち上がり特性」「横風入力に対するヨーレイトゲイン」を代表特性として、操舵応答性と外乱安定性について整理すると、図6-5が得られる。

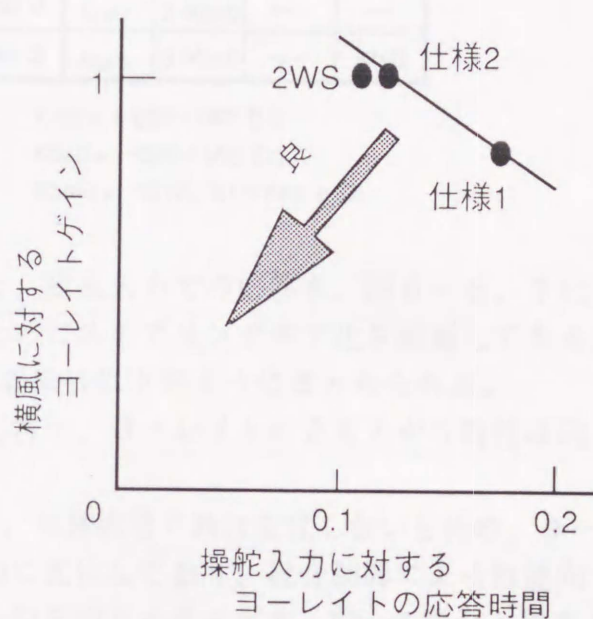


図6-5 K_{bs} の効果

操舵応答性と横風安定性がトレードオフになってしまっている。即ち、車体横滑り角だけに注目して求めた制御則では、もうひとつの状態変数であるヨーレイト特性が必ずしも同時に向上するとは限らず、常に両者を見比べながら制御則を求める必要があることが明らかとなった。

6. 2. 3 4WSとヨーモーメント制御の総合制御

4WSだけの制御の問題点は、フィードバック要素による評価法の考え方から見ると、「 K_{bs} で B_{22} を大きくしたとき、同時に B_{12} も大きくなってしまう」ことである。しかし、後輪制御では B_{12} をコントロールできないので、左右駆動力差によるヨーモーメント制御との総合制御により、 B_{12} まで制御して性能向上を図った場合について検討する。

検討する制御仕様としては、以下の2仕様である。

仕様3：後輪制御2 (K_{bs} 大)

仕様4：総合制御（後輪制御＋モーメント制御）

このときの制御定数は、表6-2である。表6-1、2から求めた、各仕様とフィードバックパラメータの変化を表6-3に示す。総合制御の仕様2、3では、 B_{12} が大きくなってしまっているのを、仕様4ではモーメントコントロールを用いて、理想の0にしたものである。

表6-2 制御パラメータ

	δr Cont.		$M y$ Cont.	
	Krs	Kbs	Krm	Kbm
2WS	—	—	—	—
Spec. 1	Krs0	Kbs0	—	—
Spec. 2	Krs0	$3 \cdot Kbs0$	—	—
Spec. 3	Krs0	$3 \cdot Kbs0$	—	Kbr0

$$Krs0 = -B_{21} / (A_2 \cdot Cr)$$

$$Kbs0 = -B_{22} / (A_2 \cdot Cr)$$

$$Kbm0 = -B_{12} / A_1 + Kbs \cdot b \cdot Cr$$

操舵入力での応答と、横風入力での応答を、図6-6、7に示す。ここでも、ヨーレイトゲインをそろえるためにステアリングギア比を調整してある。モーメントコントロールにより B_{12} を0にした効果は以下のようにまとめられる。

操舵入力に対する応答は、ヨーレイトの立ち上がり特性は向上し、車体横滑り角はより正の方向に変化する。

横風に対する応答は、車体横滑り角は変化しないものの、ヨーレイトはさらに減少する。

全てが望ましい方向に変化しており、総合制御による性能向上効果の大きさが分かる。

これらをまとめたものを図6-8に示す。 Kbs の場合と異なり、両特性とも向上していることが分かる。

従って、フィードバック要素による評価手法を総合制御に適用して制御則を導くことにより、これまで以上の操安性能の向上を実現することができた。

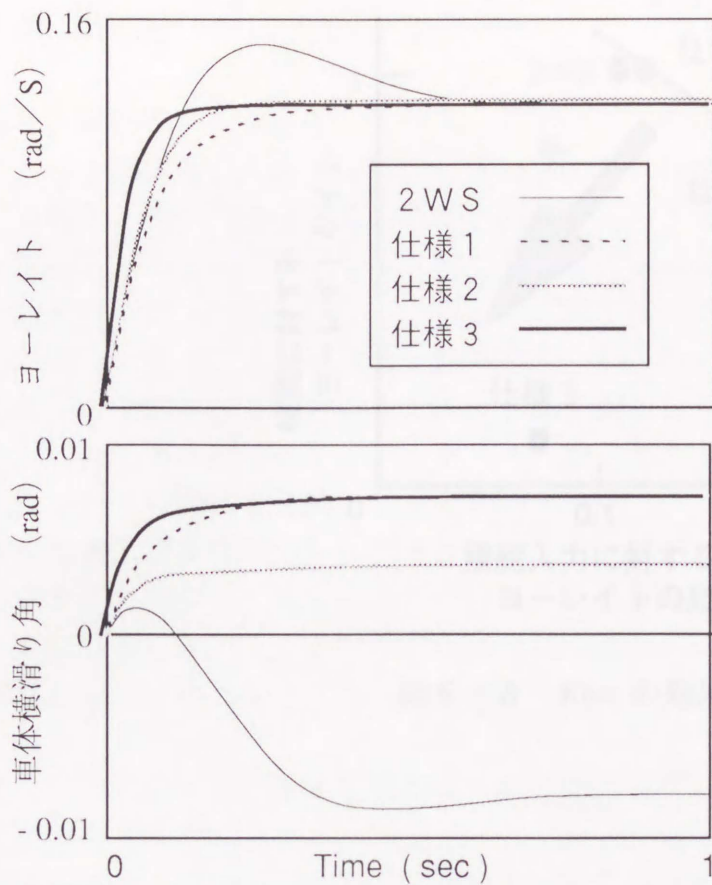


図 6 - 6 操舵応答性

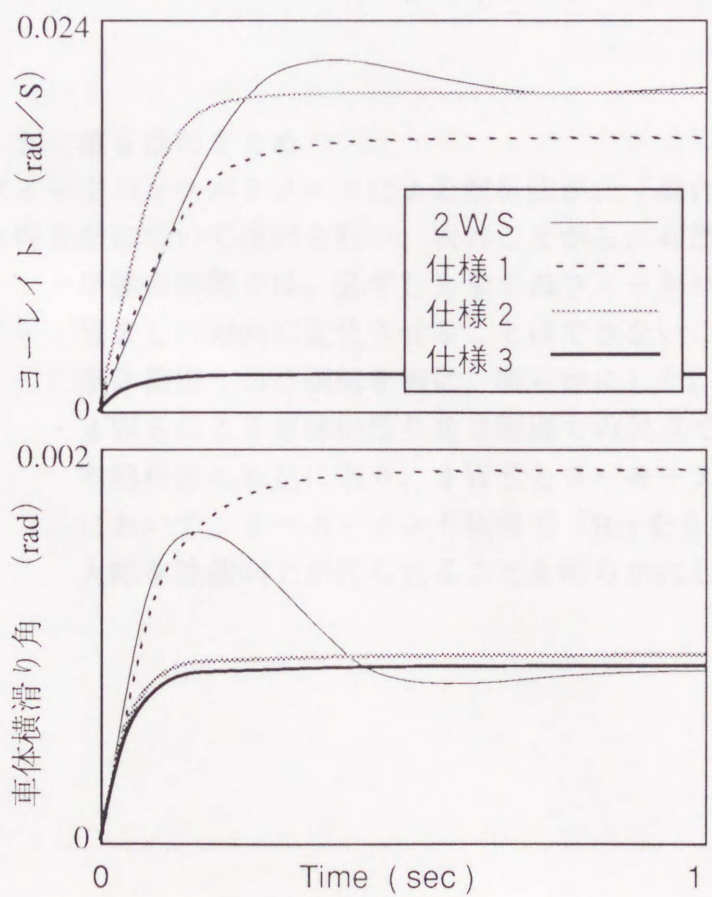


図 6 - 7 横風応答性

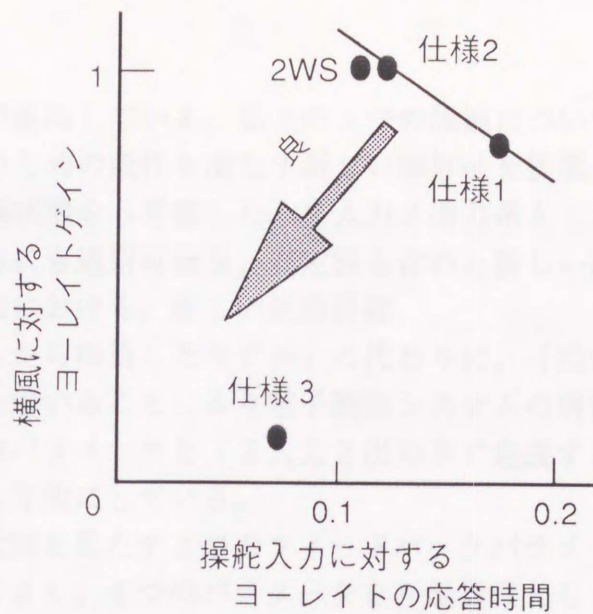


図6-8 Kbm の効果

6. 3 第6章のまとめ

フィードバックパラメータによる解析法が、「総合制御における、新しい制御目標」となり得るかについて検討を行い、次のことから、有効であることを明らかにした。

- ・ 単独の制御では、必ずしも全てのフィードバックパラメータを望ましい方向に変化させることはできないことを、4WSによる車体横滑り角0制御を例に、明らかにした。
- ・ 4WSによる車体横滑り角0制御での欠点であった「 B_{12} の増加」を、本解析法の知見に則り、4WSとヨーモーメント制御による総合制御において、ヨーモーメント制御で「 B_{12} を0にする」ことにより、大幅な性能向上が得られることを明らかにした。

第7章 結 論

現在、操安性解析が直面している、以下の3つの課題について、その背景を明らかにすると共に、課題達成のための条件を満たす新しい解析法を提案した。

課題1：系の内部状態をも考慮した、2入力2出力系としての解析手法

課題2：電子制御にも適用可能な、安定性も含めた新しい評価指標

課題3：総合制御における、新しい制御目標

「車両のメカニズムから構築したモデル」の代わりに、「操安性に及ぼす機能面から構築し直したモデル」を用いることにより電子制御システムの解析への適用を可能にした。また、このモデル内のパラメータを「2入力2出力系で定義する」ことにより、2入力2出力系としての解析を可能にしている。

操安性能上重要な役割を果たす4つのフィードバックパラメータと、操安性能との関係を明らかにすることにより、4つのパラメータを評価指標として使えるようにした。さらに、総合制御において、この評価指標を基に求めた制御則により、従来制御に対し大幅な性能向上が得られることを示し、総合制御における新しい制御目標となりうることを明らかにした。

また本解析法は、従来からの解析・評価法と比較して、より詳細な解析・評価が可能であることを明らかにした。

本解析法を、非線形システムに適用する場合の手法として、状態面上に状態変数の速度ベクトルを表示する方法について検討し、従来用いられてきた、トラジェクトリを表示する方法に比べて、読みとれる情報量が多いというメリットがあることを明らかにした。

本解析法を適用した解析例として、4WSの安定性解析と、ロール剛性配分の操安性に与える影響の解析について検討した。その結果、これまで明らかにできなかった「4WSによる過渡状態での安定性向上のメカニズム」や「ロール剛性配分は、操安性に与えるパラメータの内ある特定のパラメータにのみ大きな影響を与えている」こと等の新たな知見を得ることができた。

以上のことから、本解析法の有効性を明らかにした。

謝 辞

本研究を行うにあたり、東京農工大学 永井正夫教授 には、終始懇切な御指導、御助言を頂きましたことを、心から感謝申し上げます。

また、同大学 早勢實教授にも御指導、御助言を頂き、心から感謝申し上げます。

本論文をまとめるにあたっては、同大学 仁田周一教授、吉澤徹教授、遠山茂樹助教授の方々から、有益な御助言を頂きましたことを、心から感謝申し上げます。

本研究を行う機会を与えて頂きました、日産自動車(株) 入江南海雄参事 および業務の合間の研究を暖かく見守り、励まして頂いた、同 矢口英一 車両研究所長 に心から感謝申し上げます。

また、本研究での、基本的なアイデアの詰めや、実験を行うにあたり、多くの方々に御協力を頂きました。特に、計算をして頂いたり、相談相手になって頂いた、日産自動車(株)車両研究所 毛利宏君、および 東京農工大学 大学院生(当時) 森本直君には、大変にお世話になりました。心からお礼申し上げます。

本研究の基礎となった研究では、日産自動車(株)の技術員、実験員をはじめ非常に多くの方々に、大変お世話になりました。そこで得た知見をまとめ、発展させることにより、本論文としてまとめることができました。有難うございました。

その他、直接、間接的ににお世話になった方々、お名前を挙げ切れませんが、心からお礼を申し上げます。

本研究における著者の発表論文

- (1) Fukashi, Sugasawa, Namio, Irie, Junsuke, Kuroki
" Development of Simulator - Vehicle for Conducting Vehicle Dynamics Research " JSAE Review Vol. 11, No. 2 (1990-5) pp. 46 - 50
(第2章、2. 2項前半)
- (2) F. Sugasawa, N. Irie, J. Kuroki
" Development of simulator vehicle for conducting vehicle Dynamics research " Int. J. of Vehicle Design, Vol. 13, No. 2 (1992-6) pp. 159 - 167
(第2章、2. 2項前半)
- (3) H. Mouri, J. Kuroki, F. Sugasawa, N. Irie
" Handling and stability improvement achieved with four-wheel steering " Proceedings of IMechE Advanced Suspensions (1988-10) pp. 191 - 197
(第2章、2. 2項後半)
- (4) H. Inoue, F. Sugasawa
" Comparison of Feedforward and Feedback for 4WS " Proceedings of JSAE AVEC '92 (1992-10) pp. 258 - 263
(第2章、2. 3項)
- (5) H. Inoue, F. Sugasawa
" Comparison of Feedforward and Feedback Control for 4WS " Vehicle System Dynamics, Vol. 22, No. 5-6 (1993-8) pp. 425 - 436
(第2章、2. 3項)
- (6) F. Sugasawa, H. Kobayashi, T. Kakimoto, Y. Shiraishi, Y. Tateishi
" Electronically Controlled Shock Absorber System Used as a Road Sensor Which Utilizes Super Sonic Waves " SAE Transactions, SAE Paper No. 851652 (1985-9)
[米国、SAE Arch T. Colwel Merit Award 受賞 (1986)]
(第5章、5. 4項)
- (7) T. Fujishiro, H. Tanaka, H. Kobayashi, F. Sugasawa
" Development of ultrasonic height sensor and its application " Proceedings of IEE 5th International Conference on Automotive Electronics (1985-10) pp. 349 - 355
[英国、IEE Oliver Lucas Award 受賞 (1985)]
(第5章、5. 4項)
- (8) 菅沢深、永井正夫、毛利宏
「状態変数間の連成項に着目した操安性解析法
— 第1報：線形近似での基本的な解析法」
日本機械学会論文集、投稿中
(第3章、および第6章)

(9) 菅沢深、永井正夫、森本直、毛利宏

「状態変数間の連成項に着目した操安性解析法

— 第2報：状態面を用いた解析法」

日本機械学会論文集、投稿中

(第4章、および第5章)

- [12] T. Furukawa, "Improved Handling and Stability Using Pilot-Model Control", *Proceedings of the 11th IFAC*, (1987).
- [13] 菅沢、永井、森本、毛利：「操安性解析法」，日本機械学会，「W5」アサヒアサヒ出版（1987）。
- [14] 菅沢、永井、森本、毛利：「操安性解析法による操安性の向上」，日本機械学会（1987）。
- [15] 菅沢、永井、森本、毛利：「W5の操安性向上による操安性の向上」，日本機械学会（1987）。
- [16] 菅沢、永井、森本、毛利：「操安性解析法による操安性の向上」，日本機械学会（1987）。
- [17] 菅沢、永井、森本、毛利：「操安性解析法による操安性の向上」，日本機械学会（1987）。
- [18] T. Furukawa, S. Imai, J. Kikuchi, "W5 and Beyond for Improvement of Vehicle Dynamics", *Proceedings of the 11th IFAC*, (1987).
- [19] 菅沢、永井、森本、毛利：「操安性解析法による操安性の向上」，日本機械学会（1987）。
- [20] T. Furukawa, S. Imai, J. Kikuchi, "Development of a Driver-Vehicle for Creating Vehicle Dynamics Research", *ISAE Review*, Vol. 13, No. 2, (1990).
- [21] T. Furukawa, S. Imai, J. Kikuchi, "Development of a Driver-Vehicle for Creating Vehicle Dynamics Research", *ISAE Review*, Vol. 13, No. 2, (1990).
- [22] 菅沢、永井、森本、毛利：「操安性解析法による操安性の向上」，日本機械学会（1987）。
- [23] 菅沢、永井、森本、毛利：「操安性解析法による操安性の向上」，日本機械学会（1987）。
- [24] 菅沢、永井、森本、毛利：「操安性解析法による操安性の向上」，日本機械学会（1987）。
- [25] T. Furukawa, S. Imai, J. Kikuchi, "An investigation of driver behavior induced by vehicle handling characteristics", *ISAE Review*, Vol. 13, No. 1, July 1994.
- [26] 菅沢、永井、森本、毛利：「操安性解析法による操安性の向上」，日本機械学会（1987）。
- [27] 菅沢、永井、森本、毛利：「操安性解析法による操安性の向上」，日本機械学会（1987）。
- [28] 菅沢、永井、森本、毛利：「操安性解析法による操安性の向上」，日本機械学会（1987）。

参考文献

- [01] 菅沢、黒木、福永、中村：「前後輪のステア制御による操縦安定性向上の考察」
自動車技術会春季学術講演会（1987）
- [02] Y.Fukunaga, N.Irie, J.Kuroki, F.Sugasawa： " Improved Handling and Stability
Using Four - Wheel Steering ", Proceedings of the 11th ESV（1987）
- [03] 菅沢、宇野：「H I C A Sについて」自動車技術会、4 W S；アクティブ制御技術
の最前線シンポジウム（1987）
- [04] 菅沢：「自動車の運動と制御（4輪操舵による自動車の運動性能の向上）」
機械学会第652回講習会（1987）
- [05] 菅沢、入江、黒木：「4 W Sの過渡制御による操安性向上について」
自動車技術Vol.42, No.3（1988）
- [06] 菅沢、入江、黒木、福永、毛利：「前後輪の過渡制御による操縦性の向上：
スーパーH I C A S」日産技報論文集（1987／1988）
- [07] 菅沢、入江、黒木、福永、中村：「前後輪の過渡制御による操縦安定性向上」
自動車技術会論文集 No. 38（1988）
- [08] F.Sugasawa, N.Irie, J.Kuroki： " 4WS and Prospects for Improvement of
Vehicle Dynamics ", Allradlenksysteme bei Personenwagen（独）（1991）
- [08] 菅沢、入江、黒木：「操安性研究のためのシミュレータビークルの開発」
自動車技術Vol.43, No.4（1989）
- [10] F.Sugasawa, N.Irie, J.Kuroki： " Development of Simulator - Vehicle for Conducting
Vehicle Dynamics Research ", JSAE Review Vol.11, No.2（1990）
- [11] F.Sugasawa, N.Irie, J.Kuroki： " Development of simulator vehicle for conducting
vehicle dynamics research ", Int. J. of Vehicle Design, Vol.13, No.2（1992）
- [12] 毛利、菅沢：「シミュレータビークルの開発と応用」機械学会ロボティクス・
メカトロニクス講演会'92（1992）
- [13] 毛利、柳井、岸、菅沢、古性：「車両操安性能の違いがドライバーの運転ストレス
に及ぼす影響の検討」自動車技術会学術講演会前刷集935（9306129）（1993）
- [14] 柳井、毛利、菅沢、岸：「生体情報を用いた車両運動性能評価の一検討」
機会学会第2回交通・物流部門大会講演論文集（1993）
- [15] H.Mouri, T.Yanai, N.Kishi, F.Sugasawa, H.Furusho： "An investigation of driver stress
induced by vehicle handling characteistics" JSAE Review vol. 15, no.3 July 1994
- [16] 毛利、柳井、岸、菅沢、古性：「車両操安特性の違いがドライバーの運転
ストレスに及ぼす影響の検討」自動車技術 Vol.48, No.12（1994）
- [17] 佐藤、広田、柳沢、福島「ヨーレイトフィードバックによる後輪操舵の前後輪操舵
車の運動特性について」交通安全郊外研究所研究発表会講演概要（1979）P.16-32
- [18] 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
（車両運動のアクティブ制御に関する研究：第1報）」
自動車技術会学術講演会前刷り集 892128（1989）P.177-180

- [19] 菅沢、井上：「四輪操舵におけるフィードバック制御による操舵応答性と外乱安定性の向上」機械学会第70期通常総会講演会講演論文集（IV）（1993）
- [20] 井上、菅沢：「車両状態量フィードバック制御を用いた四輪操舵における車両運動性能向上の研究」日産技報論文集（1993）
- [21] Kong-Hui Guo：" A sutudy of a phase plane representation for identifying vehicle behavior ",
Proceedings of the 9th IAVSD Symposium （1985）
- [22] 安部：「車両運動と操安性の基礎」
自技会シンポジウム ビークルダイナミクス（1990）
- [23] H. B. Pacejka：" Tyre factors and vehicle handling ",
Int. J. of Vehicle Design, vol.1, no.1 （1979）
- [24] Roy S. Rice et. al：" Static Stability and Control of the Automobile Utilizing the
Moment Method ", SAE Paper No.800847 （1980）
- [25] Y. Shibahata et. al：" The Improbement of Vehicle Maneuverbility by Dyrect Yaw
Moment Control ", Proceedings of the AVEC ' 92 （1992）
- [26] 島田和彦、他：「ヨーモーメントによる車両の運動特性の評価について」
自動車技術会学術講演会前刷り集 9303140 （1993）
- [27] 毛利、永井、菅沢：「状態変数間の連成項に着目した操安性解析方法—第1報；
線形近似での基本的な解析法」機械学会第3回交通・物流部門大会講演論文集
（1994）
- [28] 菅沢、永井、森本、毛利：「状態変数間の連成項に着目した操安性解析方法—
第2報；状態面を用いた解析法」機械学会第3回交通・物流部門大会講演論文集
（1994）
- [29] 永井、森本、黒須、山中、菅沢「非線型性を考慮した自動車の操安性の解析法と
その評価法」機械学会第72期通常総会講演会論文集（IV）（1995）P.115
- [30] 黒木、柿本、白石、立石、小林、菅沢：「スーパーソニックサスペンション」
日産技報 No.20（1984）
- [31] 菅沢、柿本、立石：「スーパーソニックサスペンションの開発」自動車技術会
春季学術講演会前刷集（1985）
- [32] 黒木、菅沢、柿本：「超音波路面ソナーを用いた電子制御サスペンションの紹介」
自動車技術Vol.39, No.12（1985）
- [33] 菅沢、赤津、柿本、立石：「減衰力制御システムの研究」自動車技術会論文集
No.33（1986）
- [34] 安部正人：「あるロールモーメント配分制御の車両運動に及ぼす効果の
シミュレーションによる検討」自動車技術会学術講演会前刷り集 902185 （1990）
- [35] 安部正人：「シャシー総合制御の限界付近での効果のシミュレーションによる
基礎的検討」自動車技術会学術講演会前刷り集 912284 （1992）
- [36] A. Masato：" A sutudy on effects of roll moment distribution control in active suspension
on improvement of limit performanxe of vehicle handling ",
Int. J. of Vehicle Design, Vol. 15, No. 3/4/5 （1994）

- [37] 福山研輔、他：「アクティブサスペンションにおけるロール剛性配分制御の研究」
自動車技術会学術講演会前刷り集 924157 (1992)
- [38] G. Keuper et. al：" Influence of Active Suspensions on the Handling Behavior of
Vehicles - Experimental and Theoretical Results ", FISITA No. 945061 (1994)
- [39] A. Masato：" Roll Moment Distribution Control in Active Suspension for Improvement of
Limit Performance of Vehicle Handling ", Proceedings of the AVEC '92 (1992)
- [40] 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」
自動車技術会学術講演会前刷り集 911061 (1991) P.247-250
- [41] 松尾、原田、山本「シャシ総合制御実験車の開発（車両運動のアクティブ制御に
関する研究：第1報）」
自動車技術会学術講演会前刷り集 892129 (1989) P.181-184
- [42] 菅沢：「統合制御のめざすもの」自動車技術 Vol.46, No.3 (1992)

