

自動車のススペンション制御と  
電動パワーステアリング制御に関する研究

2004年 2月

竹原 伸

# 目次

|  |    |
|--|----|
| <b>第 1 章 序論</b>                        |    |
| 1.1 研究の背景と目的                           | 1  |
| 1.2 研究の概要                              | 2  |
| 1.3 論文の構成                              | 4  |
| <b>第 2 章 車両運動制御の事例と研究動向</b>            |    |
| 2.1 車両運動性能                             | 5  |
| 2.1.1 乗心地                              | 5  |
| 2.1.2 操縦性安定性                           | 5  |
| 2.2 制御技術                               | 7  |
| 2.2.1 制御理論                             | 7  |
| 2.2.2 要素技術                             | 11 |
| 2.3 サスペンション制御の現状と動向                    | 14 |
| 2.3.1 サスペンションの機能                       | 14 |
| 2.3.2 サスペンションの制御                       | 16 |
| 2.3.3 サスペンション制御の種類と特徴                  | 18 |
| 2.4 電動パワーステアリングの現状と動向                  | 25 |
| 2.4.1 油圧式と電動式                          | 25 |
| 2.4.2 電動パワーステアリングの種類と特徴                | 27 |
| 2.4.3 電動パワーステアリングの制御                   | 29 |
| <b>第 3 章 サスペンション制御</b>                 |    |
| 3.1 サスペンション制御の狙い                       | 31 |
| 3.2 油圧アクティブサスペンションの開発<br>(スカイフックダンパ制御) | 33 |
| 3.2.1 基礎設計                             | 33 |
| 3.2.2 システム設計                           | 42 |
| 3.2.3 テスト結果                            | 47 |
| 3.3 シート制御                              | 51 |
| 3.3.1 制御系設計                            | 51 |
| 3.3.2 シートとサスペンションの統合制御                 | 62 |

|                            |     |
|----------------------------|-----|
| 3.4 仮想ダイナミックダンパ制御          | 66  |
| 3.4.1 制御系設計                | 66  |
| 3.4.2 可変ダンパ制御への適用          | 78  |
| 3.5 サスペンション制御のまとめ          | 80  |
| <br>                       |     |
| <b>第4章 電動パワーステアリング制御</b>   |     |
| 4.1 ステアリング制御の狙い            | 82  |
| 4.2 従来制御の課題と新制御ロジック構想      | 83  |
| 4.2.1 ステアリング系のモデル化と運動特性    | 83  |
| 4.2.2 車両-ステアリング系のモデル化と運動特性 | 89  |
| 4.2.3 従来制御の課題              | 93  |
| 4.2.4 制御ロジック構想             | 95  |
| 4.3 舵角速度オブザーバ制御(SVOC)      | 98  |
| 4.3.1 制御系設計                | 98  |
| 4.3.2 ステアリングモデルによる性能評価     | 99  |
| 4.3.3 車両モデルによる性能評価         | 102 |
| 4.4 ヨーレイトオブザーバ制御(YROC)     | 107 |
| 4.4.1 制御系設計                | 107 |
| 4.4.2 車両モデルによる性能評価         | 108 |
| 4.5 テスト車両の設計と試作            | 111 |
| 4.5.1 車両及びシステム             | 111 |
| 4.5.2 基本制御                 | 114 |
| 4.5.3 舵角速度オブザーバ制御の設計       | 115 |
| 4.5.4 ヨーレイトオブザーバ制御の設計      | 119 |
| 4.5.5 ヨーレイト追従制御(YRFC)への改造  | 127 |
| 4.6 実車テスト結果                | 131 |
| 4.7 電動パワーステアリング制御のまとめ      | 135 |
| <br>                       |     |
| <b>第5章 結論</b>              | 136 |
| <br>                       |     |
| 文献                         | 139 |
| 謝辞                         | 143 |

# 第 1 章

## 序論

## 1.1 研究の背景と目的

制御サスペンションを搭載した車両が国内で初めて商品化されたのは1980年代前半である。当初はダンパーオリフィスを切り替えるだけの単純な構造で、手動や車速のみで制御する単純なシステムであったが、その後のエレクトロニクスの進歩と好景気が追い風となり油圧アクティブサスペンションが市販されるなど、急速に進歩・拡大した。しかし、バブル経済崩壊と共にこのような高価な商品は急速に市場から姿を消し、開発投資も削減を余儀なくされた。その後、経済的な商品が好まれるのと同時に安全や環境が市場のキーワードとなって、セミアクティブサスペンションなどの低コストで高効率なシステムが求められ開発が進められた。

また、ステアリング制御技術も4輪操舵を中心として車両運動性能を画期的に向上させるシステムとして商品化され注目を集めたが、制御サスペンションと同様に高価なシステムは市場で受け入れられなくなり1990年代の中頃にはほとんど量産車には適用されなくなった。代わって燃費向上に効果のある電動パワーステアリング（EPS\*）が着目され、大衆車を中心に広く採用されるようになってきた。

このように車両運動に利用される制御技術は決して右肩上がりでも順調に進歩したのではなく、常に市場ニーズの影響を受けながら紆余曲折を繰り返して進歩している。厳しい経済状態になっても高価な制御技術が消滅することなく進歩を続けている理由は、従来技術では実現できない特性を制御の導入によって可能にすることができるためと考えられる。今後、車両運動制御技術をさらに発展させるためには、制御技術の特長を活かし、従来の方法では達成できないような高いレベルの性能を実現させていくことが重要である。

たとえば従来のサスペンションダンパーは、ばね上とばね下の間にダンパーを装着し、相対的な速度差に応じて減衰力を発生させる構造である。この構造では、ばね上速度が大きくて抑制する必要があるがあっても、ばね下と同方向にそれ以上の速度で変化していると、ばね上を逆に増速させる力が作用して乗り心地を悪化させることになる。また、ばね上はばね下よりも重量は10倍程度大きいため、ばね上制振とばね下制振に個別に最適減衰値を設定することはできない。従って、ばね上制振にはやや不足であるが、ばね下制振にはやや過剰な減衰力を発生させるダンパ特性で妥協しているのが現状である。これに対しスカイフックダンパ制御は、ばね上速度・ばね下速度それぞれ個別の速度に応じた減衰力を発生させることが可能である。ばね上を制振するために十分な減衰力を発生させると同時に、ばね下には制振に最適な減衰力を発生させることができる。このメカニズムの差によって、従来のダンパーでは達成できない性能を実現させることが可能になる。制御技術を用いて車両運動性能を従来レベルから飛躍的に向上させるポイントは、このような制御の特長を活用できるかにかかっている。

本研究は、従来技術では到達できないレベルの車両運動性能を制御によって実現させることを目的とし、サスペンション制御と電動パワーステアリング制御の2つのカテゴリーを対象として研究開発を行った。

## 1.2 研究の概要

第一の категория としてのサスペンション制御では、乗り心地性能の向上に着目して、油圧式アクティブサスペンション、シート制御、仮想ダイナミックダンパ制御の3テーマについて研究開発を行った。

乗り心地性能を周波数領域に着目すると、低周波のフワフワ感、中間域のブルブル感、中高周波域のゴツゴツ感に大別することができる。上記の3テーマはそれぞれの周波数域に着目した技術で、油圧式アクティブサスペンションはフワフワ感の低減を主なテーマとして開発した。シート制御は、ブルブル感を改善することに着目したシステムである。また、仮想ダイナミックダンパ制御は、中高周波域のゴツゴツ感を改善することを目的とした技術で、安価なセミアクティブ方式でも実現できるシステムとして研究した。これら3テーマはそれぞれの適用領域が互いに異なるシステムであり、周波数領域全体を見ると互いに補完しあっていた関係になっている。

油圧式アクティブサスペンションでは低周波領域を制御することで、いかなる荒れた路面でもグラスに満たされたワインがこぼれないという **Flat Ride** の実現を目標として設定した。高価な装置を装備する商品として、従来のパッシブサスペンションとは全く異なる次元の乗心地を実現させることを期待されたからである。まず、シミュレーションモデルを用いて乗心地や姿勢安定のポテンシャルを検討し、従来車に比べてフワフワ感を 10 dB 低減、0.5 G 旋回まではゼロロールという車両目標を設定した。アクチュエータ部はガスばねを有した油圧シリンダとし、低周波領域の制御はスカイフック制御、中高周波領域の振動はガスばねに吸収させる構成とした。

2番目はブルブル振動を低減するためのシート制御についての研究である。ばね下振動が影響する 10 Hz 付近の振動には不動点と呼ばれる定点があり、サスペンション制御で改善することはできない。このためシート支持部を制御することによりこの領域の乗心地を改善することを目的に研究を行った。ここではアクチュエータの制御振幅を小さくしながらシート振動を低減させるという課題に対して周波数成形最適制御を適用した制御ロジックを提案した。また、サスペンションのスカイフックダンパ制御とシート制御とを併合制御することによりばね上振動領域とばね下振動領域を同時に低減させることができることを示した。

次に、中高周波域に着目した仮想ダイナミックダンパ制御の研究を行った。サスペンション制御では比較的low周波領域の効果は得やすいが、中高周波領域の振動、つまりばね下振動領域以上のゴツゴツ感が悪化しやすく乗心地を損ねることが課題であった。そこで、中高周波領域の振動低減に着目して、ばね下に仮想のダイナミックダンパを付加する仮想ダイナミックダンパ制御を提案し、実用性を検証した。高周波領域は制御の遅れによる振動の悪化が懸念されるが、仮想ダイナミックダンパ制御は簡易な方法で遅れ補償ができることを示した。また、この制御方法はセミアクティブサスペンションに対しても有効であり、ばね下のスペースや重量面でも有利で実用的な制御方法であることを導いた。

2つ目のカテゴリーは電動パワーステアリング制御(EPS)による操縦性安定性や操舵特性向上の研究である。EPSはステアリング系にモータを配置する構造であり、モータ慣性や減速ギアのフリクションなどが操舵力特性や車両運動性能に様々な影響を及ぼす。一般に車両安定性を確保するためにはステアリング系の減衰を高めると効果がある。しかし、減衰を高めると操舵時にも減衰力が作用して大きな操舵力が必要になり操舵力特性が悪化傾向になる。このため、EPSではサスペンションダンパーと同様のトレードオフを考慮したチューニングが必要となり従来の方法では限界がある。また、運動特性や操舵特性は車両の運転条件や運動状態、部品のばらつきなどによる特性ばらつきがEPSの重要課題になっておりロバスト性の確保が求められている。このような課題を考慮し、性能向上とロバスト性向上を同時に実現させるための2つのEPS制御ロジックを提案した。舵角速度オブザーバ制御(SVOC\*\*)とヨーレートオブザーバ制御(YROC\*\*\*)で、共に外乱オブザーバ制御を応用した制御方法である。

SVOCは、等価外乱を算出するためのモデルをステアリング系に限定し、制御系をシンプルにして実用的な制御ロジックとすることを目指した。操舵入力をトルクセンサーで検知し、トルクセンサー信号に基づいた舵角速度を目標値として実際の舵角速度との差を最小にする制御である。この制御方法を適用すると、ステアリングホイールからの操舵入力に対しては目標通りのアシスト力を発生させると共に、タイヤや車体からの入力に対してはこれらを外乱と認識して減衰力を発生させることができる。このため、従来制御のような減衰力を与える制御よりも高い次元で操舵力特性と車両安定性を両立させることが可能になる。また、常に理想モデルからの誤差を最小にする制御を行うためロバスト性向上にも効果的である。

一方、YROCは規範となるモデルをステアリング系と車両系からなる車両全体をシステムとして、車両ヨーレートの収斂性をより精度よく実現させること狙った制御ロジックである。トルクセンサー信号をインプットとすることはSVOCと同様であるが、目標値は車両ヨーレートとして、車両に設置したヨーレートセンサー信号との差を最小にしようとする制御とした。規範となる系を車両全体とすることにより、車両の積載条件・運転状態、またタイヤなどの車両各部のばらつきなどによる車両運動性能への影響を小さくすることも可能になり、従来よりもよりロバストな性能を実現できるという狙いもある。しかしSVOCに比べ規範モデルが複雑になるため系の安定性などの課題もあり、安定性を得ることが困難であったため実車での検証は、 $H_\infty$ 制御を適用したヨーレート追従制御(\*\*\*\*YRFC)によって実行した。

これらの制御ロジックを適用した試作車を用い、操舵力やヨーレート収斂性などのテストを行った。この結果、SVOC、YRFC共に従来制御方法よりも操舵特性と車両安定性を高いレベルで両立させることができた。また、ロバスト安定性の効果もあり、ギアフリクションやタイヤ特性の変化などに対しても操舵特性や車両運動特性を安定化できることを明らかにした。

### 1.3 論文の構成

論文全体は5つの章で構成し、第1章と第5章はそれぞれ序論と結論とした。第2章では車両運動制御の現状や内容をまとめ、第3章でサスペンション制御の3テーマ、第4章で電動パワーステアリング制御の2テーマで構成した。

第2章の「車両運動制御の事例と研究動向」では、まず「2.1 車両運動性能」で乗り心地と操縦性安定性という視点から車両の基本的な運動性能についてまとめ、「2.2 制御技術」に車両運動制御に適用される制御理論やセンサー、アクチュエータなどの要素技術について示した。「2.3 サスペンション制御の現状と動向」ではサスペンションの機能やスカイフック制御の効果を示すと共に、システムの種類や従来の研究事例をまとめた。「2.4 電動パワーステアリングの現状と動向」では油圧式と電動式のパワーステアリング違いや、電動式の種類や従来の研究内容について示した。

第3章は、「サスペンション制御」に関する具体的な研究である。「3.2 油圧アクティブサスペンションの開発」はスカイフックダンパ制御を実現し商品としての有効性を検証するため試作車を製作した。制御ロジックや部品・システム構造や車両レイアウトなどの設計検討結果、ベンチや走行テストデータなどの実験結果を示した。「3.3 シート制御」では、不動点領域の乗り心地特性を改善する方法としてシート制御を提案した。制御効果を大きくして制御振幅を小さくするためには周波数成形最適制御が有効であり、サスペンションとシートとを併合制御すればさらに高いレベルの乗り心地特性を達成できることを示した。「3.4 仮想ダイナミックダンパ制御」では基本制御ロジックの考え方とメカニズムを説明し、セミアクティブサスペンションに適用した場合の期待される効果についてシミュレーション解析を行った。

第4章「電動パワーステアリング制御」ではEPSの新しい制御ロジックを提案し、試作車によって制御効果を確認した結果を示した。まず、「4.2 従来制御の課題と新制御ロジック構想」でEPSの特徴と課題を解析モデルを用いて示し、新しい制御について基本構想を提示した。「4.3 舵角速度オブザーバ制御」、「4.4 ヨーレートオブザーバ制御」でそれぞれSVOCのとYROCの2つの制御を提案し、それぞれの特長や効果予測について検討した。「4.5 テスト車両の設計と試作」では、両方の制御について実車への適用について説明した。

なお、YROCは安定性の問題が発生したためモデルフォロ잉を行うYRFC制御へ変更して対応した。そして「4.6 実車テスト結果」で実車による評価結果を示し、提案した2種類の制御方法の有効性を確認した。

注) \*EPS : Electric Power Steering

\*\*SVOC : Steering Velocity Observer Control

\*\*\*YROC: Yaw Rate Observer Control

\*\*\*\*YRFC: Yaw Rate Following Control



## 第2章

### 車両運動制御の事例と研究動向

## 2.1 車両運動性能

### 2.1.1 乗心地

乗心地(Ride)は、Primary Ride と呼ばれているばね上(車体)の低周波振動と、それ以上の周波数領域を対象とする Secondary Ride に大別される。つまり、乗員が車体の揺れと感じる周波数の低い動きが Primary Ride であり、振動やハーシュネスと感じている特性が Secondary Ride である。

Primary Ride は車体の Bounce, Pitch, Roll を伴う連続した振動であり、フワフワとした感じを受けるため俗にフワフワ振動(Float feel)と呼ばれることがある。これは、主にサスペンションをばねとした車体の剛体振動で、ばね上共振周波数域(1 Hz 付近)の振動となる。車両の重心位置やホイールベースなどの車両諸元やダンパ、スタビライザなどの部品特性も関係している。

Secondary Ride はシート、フロア、ステアリングホイール、シフトノブ、ペダルなどを介して感知される振動である。一般的な表現ではないが、4~8 Hz の領域は人の感知しやすい周波数で路面刺激として体感する突き上げ感(Shock feel)、10 Hz 付近のばね下振動やエンジン剛体振動を感じるブルブル感(Tremble feel)、それよりも高い周波数域の振動は堅さを感じるゴツゴツ感(Harshness)などと表現して評価している。乗り心地は振動の絶対レベルを下げることも重要であるが、周波数領域からみてバランスの良い振動特性を実現していくことも重要である。

以上を周波数との関係で示すと図 2-1 となる。

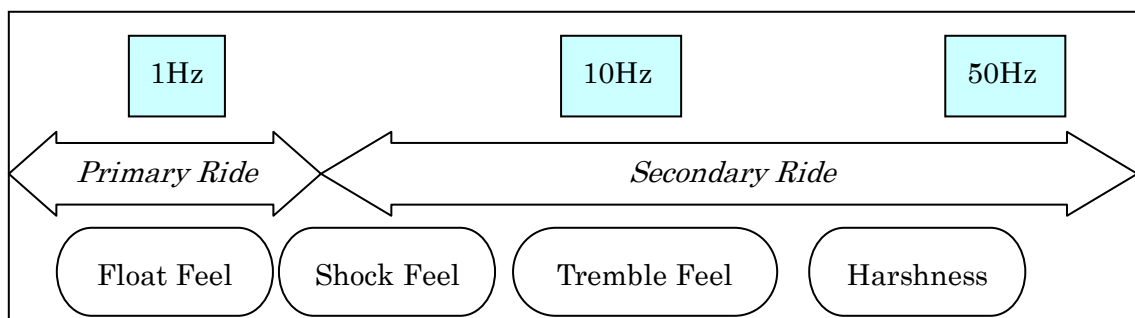


Fig 2-1 Characteristics of Ride

### 2.1.2 操縦性安定性

操縦性(Steering)と安定性(Handling)は互いに重複した性能として評価されることもあるが、厳密には異なった特性と解釈される。自動車技術ハンドブック(基礎編)によれば、次のように定義されている。

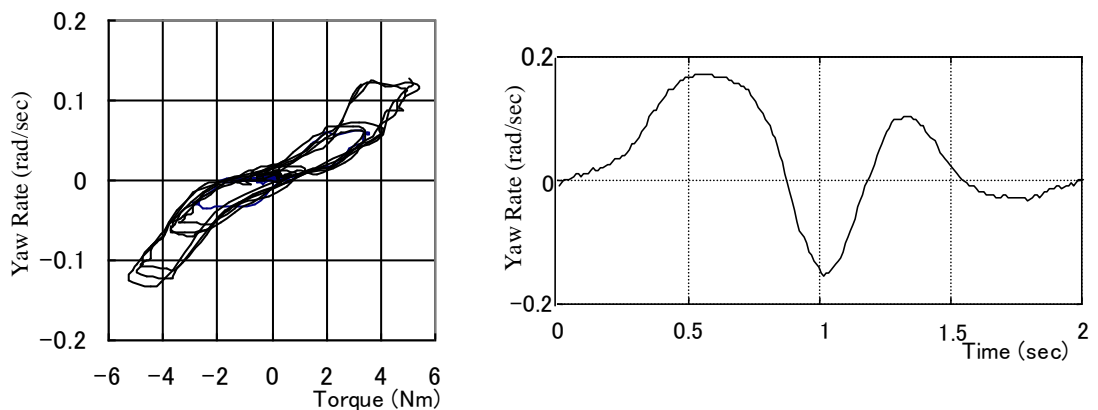
「自動車の操舵による進路の修正やコースへの追従が操縦者にとって容易であり、その意図に沿う性質であるかどうかを操縦性という言葉で表現する。又、安定性とは、路面からの力や横風などを受けたとき、その進路を乱されることが少なくすみやかにつりあいの状態に戻るかどうかの性質を表現する言葉である。」<sup>(1)</sup>

操縦性は操舵特性と車両応答性に大別することができる。操舵特性は、駐車・低速での要求事項と中・高速での要求が異なる。駐車・低速では、操舵力が適度に小さく、取り回しの忙しさがなく、滑らか、自然にハンドルが戻る、などが重要である。中・高速では、操舵トルクの適度な大きさ、戻りの良さ、路面の手応え、センターフィールやトルクビルトアップの良さ、などが重要であり、直進状態での適度な遊びとセンターでの座り、少し舵角を与えた場合の手応えのある操舵感が求められる。車両応答性はドライバーの意図に対して正確に車両がコントロールされているかを評価する。ヨーレイトや横加速度の応答の大きさ、応答時間の遅れ要素、応答の線形性、デッドバンドの大きさなどが対象になる。直進状態で少し操舵角を与えるケースでは、適度なデッドバンドがあり操舵力に応じた車両の応答ゲインが得られ安心感のある応答を得ることが必要である。また、コーナーやレーンチェンジで比較的大きな操舵を行なう場合は、応答ゲインに加え適度な遅れが求められる、ドライバーの意図する走行ラインを正確にトレースできるかどうか重要である。(2)

一方、安定性は路面の凹凸や横風などの外乱を受けた時や、コーナリング、ブレーキング時の車両の安定性を扱う。直進状態では路面凹凸や轍によるワンダリング、横風を受けた場合の車両進路変更に注目する必要がある。ハンドルを取られたり、常に修正操舵を必要とするような車両や、横風により大きく進路がずれる車両は安定性が悪く特に高速での安心した走行は困難である。また、コーナリングやレーンチェンジにおいては、ステア特性とヨーのオーバーシュート・収斂性が重要である。コーナーの入り口では適度な応答性、定常旋回中には安定性が求められる。また、急激な操舵や大きな外乱を受けた後での安定性確保にはヨーやロールの十分なダンピングが必要である。

操縦性と安定性は互いに関連し合っており、中にはトレードオフの関係にあるものが含まれる。たとえば応答性改善のためにヨーの発生を高めると安定性が損なわれることになる。このようなトレードオフの両立を図ることは開発上の大きな課題である。

図2-2は計測評価の事例である。(a)は操舵力と車両ヨーレイトの関係性を評価するため



(a) Lissajous's figures of steering effort (b) Yaw Rate response by disturbance

Fig 2-2 Characteristics of Steering and Handling

0.4Hz周期で蛇行するウィーブ走行テストを行いリサージュ線図で出力した結果である。この線図から操舵の滑らかさや手応えなどの操舵特性を評価することができる。また、同様に操舵力と操舵角の関係を評価する場合も多い。(b)は車両安定性を評価するために行う手放し安定性テストの結果である。一定車速を維持しながらステアリングに外乱を与えて手放し状態にし、車両ヨー運動がどのように変化するかを計測する。このテストにより車両ヨー運動の大きさや収まりを計測して車両安定性を評価することができる。操縦性安定性を評価するためには数多くの評価テストが必要であるが、上記の評価は操舵特性と車両特性を評価する上で代表的な方法であり、基本的特性を把握する上で重要である。

また、操縦性と安定性に代表される車両運動性能の評価は、主観評価と客観評価に分けることができる。主観評価とは個人のフィーリングを基準として嗜好性も含めた評価であり、客観評価は計測器の出力データとして評価する方法である。車両を開発していく上では両方の評価が必要で、また双方の関係を明確にすることも重要な課題である。(3)

## 2.2 制御技術

車両運動制御を可能にするためには、制御理論、コントローラやセンサーに代表される要素技術などの制御化技術の確立が必要である。本研究では以下に示すような制御化技術が関連する。

### 2.2.1 制御理論<sup>(4)~(7)</sup>

#### (a) フィードバック制御

図 2-3 に示す閉ループ制御系において 1 個の制御量あるいはこの制御量と目標との偏差に制御演算を行ない、その結果を 1 個の操作量として出力する制御系を単ループ制御系という。このような系でよく用いられるのが PID 制御で、出力( $y$ )をある目標( $r$ )に追従させたい場合、目標値と観測値との偏差を  $e$  とし、制御入力を  $u$  とすると PID 制御は以下の式で表現される。

$$u = K_p e + K_D \frac{de}{dt} + K_I \int_0^t e d\tau \quad (2.1)$$

$$e = r - y \quad (2.2)$$

ここに  $K_P$ ,  $K_D$ ,  $K_I$  はそれぞれ比例, 微分, 積分フィードバックゲインである。一般に、比例項は追従性, 微分項は応答性, 積分項は偏差に関連が高く, 絶対値とバランスを考慮してそれぞれの値を設定する。

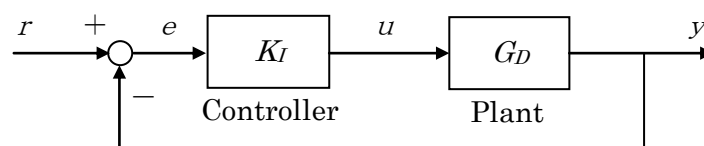


Fig 2-3 Feed Back Control

(b) フィードフォワード制御

フィードバック制御は結果に着目した操作に対し、フィードフォワード制御とは原因に着目し、これが結果として現れる前にその影響を打ち消そうとする操作である。(図2-4) フィードフォワード制御は外乱測定とモデルの精度にその効果を依存しているため、近似的なモデルを使用する場合はフィードフォワード制御のみで制御を完結するのではなくフィードバック制御と組み合わせて用いるのが一般的である。

車両への応用としては、車両前方の路面外乱を検知して制御するプレビュー制御や、前輪の入力信号を用いて後輪の制御を行なう方法などが考案され一部実用化されているものもある。

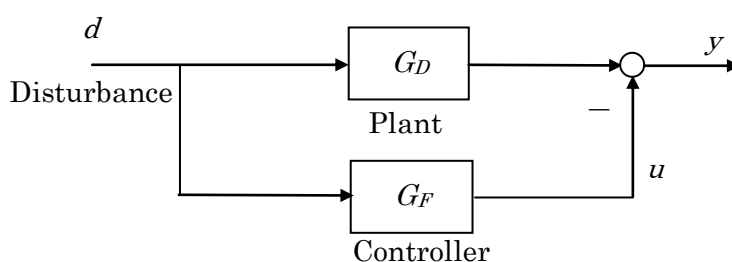


Fig 2-4 Feed Forward Control

(c) 最適制御

1入力1出力を扱う古典制御に対し、現代制御では多入力多出力で表現する以下の微分方程式を扱う。

$$\dot{x} = Ax + Bu \tag{2.3}$$

最適レギュレータでは  $Q$ ,  $R$  を重み行列として、評価関数 ( $J$ ) を最小にするフィードバックゲイン ( $K$ ) を以下の手順で求める。

$$J = \int_0^t [x^T Qx + u^T Ru] dt \tag{2.4}$$

のときゲイン ( $K$ ) は次式で与えられる。

$$K = R^{-1} B^T P x \tag{2.5}$$

ここに  $P$  は次のリカッチ方程式の解である。

$$PA + A^T P - PBR^{-1} B^T P + Q = 0 \tag{2.6}$$

最適制御はアクティブサスペンションなどの制御に適用した研究が行われており，外乱による車体変化やサスペンションストロークなど複数の状態量を最適化して，その有効性が示されている．また，閉ループに周波数領域における閉ループ伝達特性の成形という概念を導入した周波数成形最適制御や $H^\infty$ 制御， $\mu$  シンセシスなどのロバスト制御の適用に関する研究も多数報告されている．<sup>(9),(10)</sup>

(d) モデル追従制御

式(2.3)で示された状態( $x$ )を次の規範モデルに追従させる．

$$\dot{x}_r = A_r x_r + B_r u_r \quad (2.7)$$

偏差( $e$ )を次式とする．

$$e = x - x_r \quad (2.8)$$

式(2.7), (2.8)より，

$$\dot{e} = A e + B u + (A - A_r) x_r - B_r u_r \quad (2.9)$$

となる．ここで偏差( $e$ )が0になるように最適レギュレータを適用すると，

$$u = -F e - B^{-1} \{ (A - A_r) x_r - B_r u_r \} \quad (2.10)$$

となる．第1項は偏差のフィードバック項で制御の安定性や収束性を補償し，第2項は $x=x_r$ の時の逆モデルによるフィードフォワード項で目標追従の速応性を補償している．(図 2-5)

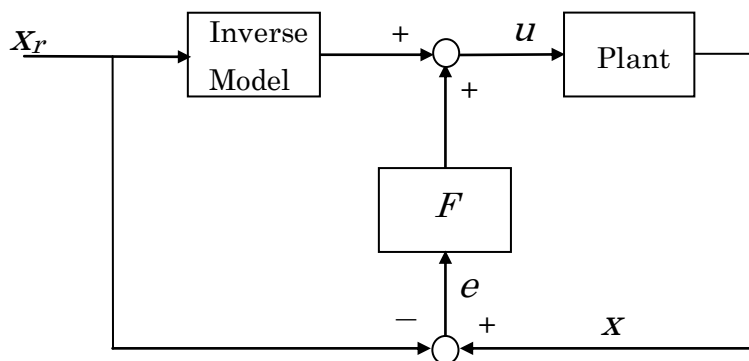


Fig 2-5 Model Following Control

(e) 外乱オブザーバ制御

等価外乱オブザーバ制御は、伝達関数（制御量／等価外乱）をゼロに近づけることと、伝達関数（制御量／目標値）を1に近づけることを両立させる制御器である。

図2-6で  $c, d, n, y$  をそれぞれ、指令、外乱、ノイズ、出力とする。図2-6は等価交換により図2-7に書き直すことができる。これにより  $c \rightarrow y$ ,  $d \rightarrow y$ ,  $n \rightarrow y$  の伝達特性は、

$$G_{cy}(s) = \frac{G_p(s)G_n(s)}{G_n(s) + Q(s)(G_p(s) - G_n(s))} \quad (2.11)$$

$$G_{dy}(s) = \frac{G_p(s)G_n(s)(1 - Q(s))}{G_n(s) + Q(s)(G_p(s) - G_n(s))} \quad (2.12)$$

$$G_{ny}(s) = \frac{G_p(s)Q(s)}{G_n(s) + Q(s)(G_p(s) - G_n(s))} \quad (2.13)$$

となる。 $Q(s)$  をローパスフィルターで構成して低周波領域で  $Q(s) \rightarrow 1$  に設定すれば、 $G_{cy}(s) \rightarrow G_n(s)$ ,  $G_{dy}(s) \rightarrow 0$  となり、高周波領域では同様に  $Q(s) \rightarrow 0$  となるため  $G_{cy}(s) \rightarrow G_{ps}(s)$ ,  $G_{ny}(s) \rightarrow 0$  となる。つまり、外乱オブザーバでは  $Q(s)$  のカットオフ周波数まで実際のシステムをノミナルモデルに振る舞わせることができる。(11)

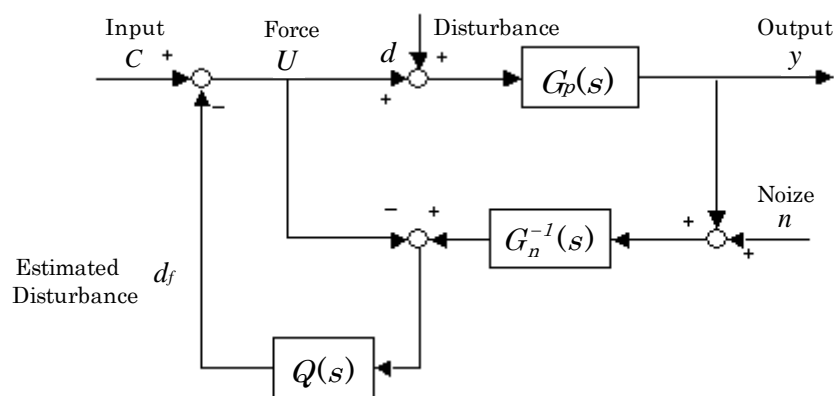


Fig 2-6 Disturbance Observer Control

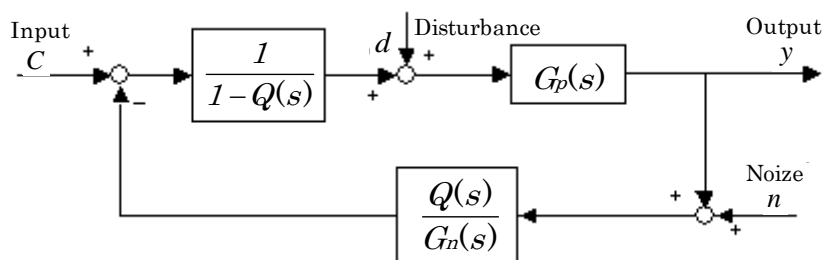


Fig 2-7 Equivalent Control of Fig 2-6

**(f) その他の制御**

これまで説明した制御の他にも非線形な制御則を導くスライディングモード制御や、インテリジェントな制御を行なうファジー、ニューラルネットといった制御を車両運動に応用する研究が進められている。また、状況や環境の変化に対応していく適応制御、学習制御などの研究報告例も見られる。さらに進んだ研究としては、ドライバの操舵特性を神経回路などで表現して人間系を含めた車両運動を最適化する方法や、人の官能評価を定量化して感性に応える性能を実現させようとする動きもある。(12)~(16)

**2.2.2 要素技術****(a) センサー技術**

表 2-1 は、車両制御システムに適用されるセンサーの一覧表である。センサーの種類や特性は各システムの仕様や特性に従って選定・設計するが、複数のシステムで共有されたり代用されるセンサー類も多い。どのセンサーを適用するかはシステムの機能やセンサー性能をもとに基本設計時に決定される。(17)

車両制御用としてこれまで多くのセンサーが開発されており、同じセンサーを選ぶにも最適なものを選定するのは非常に困難である。たとえば、加速度センサーでは半導体式や振り子式などの種類があり、それぞれ各様の創意と工夫が折り込まれた優れた製品である。しかし、多くの種類が共存しているということは、それぞれ少なからず欠点を有していることを示唆していると考えられる。今後、各センサーの改良が加えられて長所・欠点が明確になるに従い、方向づけがなされると思われる。

サスペンション用の圧力センサーは、高圧で圧力変動があり応答性が要求される。このようなセンサーは特殊要件に適合させるため、新しい技術開発が必要になる。また、車両の運動制御は人間系も含めた総合的制御に向かっており、ドライバーの心理や疲労度を検知したり、路面 $\mu$ などを正確に検知する新しいセンサーの開発が期待される。(18)

センサー出力信号特性の使用例を図 2-8 に示す。出力信号は検出範囲内でほぼ直線であることが一般的に望ましいが、検出範囲内の必要な領域のみ線形性を規定し、コストアップを押さえながら効果的に精度を満足させるような特性もみられる。斜線部は出力誤差許容値である。出力誤差は、ロット間のばらつきや環境変化、経年変化などによる変動分であり、システム性能はこの誤差を許容するものであることが前提となる。また、検出範囲外では出力値をある値に固定した出力値とすることにより、断線やショート等の故障検出が可能な出力特性としてフェール判定を容易にしている。

図 2-9 は、センサーの動的な特性例である。センサーの動的特性は、制御システムの応答速度や SN 比などから決定される。また、システムによってはセンサー性能がシステム性能の限界となることもある。通常、センサー信号の適用領域はコントローラ内でフィルタリングされるためゲインの低下や位相遅れは制御周波数範囲( $F$ )よりも大きい値で設定するように規定する。



Table 2-1 Sensors applied to vehicle dynamic control

|                     | Controlled<br>Suspension | 4WS | Electric<br>Power Steering | ABS | Stability Control | Adaptive<br>Cruise Control |
|---------------------|--------------------------|-----|----------------------------|-----|-------------------|----------------------------|
| Acc._Susp Mass      | ○                        |     |                            | ○   | ○                 |                            |
| Vertical Acc.       | ◎                        |     |                            |     |                   |                            |
| Back-forth Acc      | ○                        | ○   |                            | ○   | ○                 | ○                          |
| Lateral Acc.        | ◎                        | ◎   | ○                          | ○   | ◎                 |                            |
| Yaw Rate            | ○                        | ◎   | ○                          | ○   | ◎                 | ◎                          |
| Roll Rate           | ○                        | ○   | ○                          |     |                   |                            |
| Suspension Stroke   | ◎                        | ○   |                            |     |                   |                            |
| Tire Load           | ○                        | ○   | ○                          |     | ○                 |                            |
| Wheel Rotation      | ○                        | ◎   | ○                          | ◎   | ◎                 | ○                          |
| Steering Wheel Rot. | ○                        | ◎   | ○                          |     | ◎                 | ◎                          |
| Steering Force      | ○                        | ◎   | ◎                          |     |                   |                            |
| Brake Pressure      | ◎                        |     |                            | ◎   | ◎                 |                            |
| Vehicle Distance    |                          |     |                            |     |                   | ◎                          |
| Road Surface        | ○                        |     |                            |     |                   |                            |
| Vehicle Speed       | ◎                        | ◎   | ◎                          | ◎   | ◎                 | ◎                          |

◎ : Effective ○ : Applicable

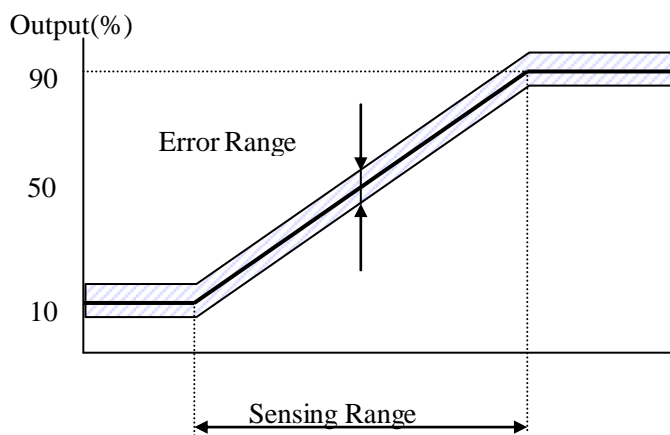


Fig 2-8 Sensor output signal

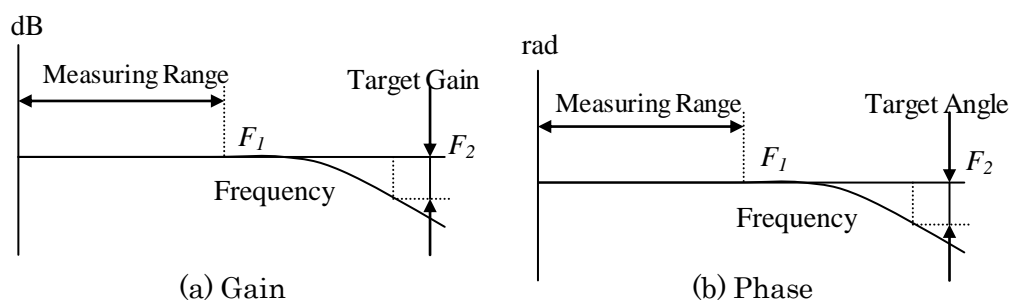


Fig 2-9 Sensor specification for frequency range

### (b) アクチュエータ技術

アクチュエータは油圧や電気で作動するものなど多種多様である。アクチュエータに求められる一般的な性能として、高速・高出力などが挙げられる。適用するシステムによっては省エネルギー・低フリクション・耐熱性・耐久性・対塵性・耐水性・対油性などが重要な性能となる場合がある。また商品として生産する場合には小型軽量化・低コスト化・生産性・組み付け性・サービス性・対衝撃性などが必要である。たとえば、電気アクチュエータではネオジウムなど希土類磁石を用いたモータや、ピエゾ素子を積層した応答性に優れたアクチュエータが開発されている。また、アクティブサスペンションに適用される油圧アクチュエータでは、高圧化・低フリクション化が必要であり、ロッド材・シール材・作動油などの材料開発やバルブ・ガスばねなどの形状など広い範囲で開発が進められている。また、調整式ショックアブソーバの制御のため電氣的なセンシングと機械的な圧力制御とを組み合わせた新たなバルブの開発事例なども報告されている。(19),(20)

### (c) その他

ECUの制御プログラムは従来アセンブラが支配的であったが、CPUの高速化やメモリの増加などにより高級言語であるC言語が適用できるようになってきている。C言語を用いることにより高級な制御ロジックや大規模なシステムの開発が効率的に行なえるようになってきている。

制御系設計で広く使用されているMatlabは、行列計算、グラフ化、データ処理の他、現代制御理論をはじめ最新の制御理論の適用も手軽に行なえるようになっている。また、Simlinkを利用すればブロック図から簡単にシミュレーションが実行でき、非線形系を含めたシステムにも応用が可能である。実車での開発ではラップトップ型のPCを車両に搭載し、PC画面上でパラメータセットが簡単にできるようになった。このようなシステムを利用すると非常に短時間でデータ収集が可能になり、データ解析も効率的に行なうことができるようになっている。

このように制御に関連するさまざまな技術が進化してきており、車両運動についても今後ますます適用の場が拡大していくと期待できる。

## 2.3 サスペンション制御の現状と動向

### 2.3.1 サスペンションの機能

サスペンションに要求される性能は、乗り心地・接地性の確保や車体姿勢の保持などがある。従来のパッシブサスペンションではスプリングやダンパの特性を適切に設定することで対応しているが、ばねと減衰から構成される要素の最適化だけでは性能向上に限界がある。たとえば、ばね特性を小さくすると乗り心地の改善が期待できる反面、車体のバウンス、ロール、ピッチ、スコットなどの車体姿勢変化が増大する。また、同様にダンパーの減衰力を小さくすると、一般に乗り心地性能は改善されるが、動的な車体姿勢変化が大きくなり不安定になる。このように、パッシブサスペンションのばね・減衰特性の設定はトレードオフの中で適正な妥協点を見出している。

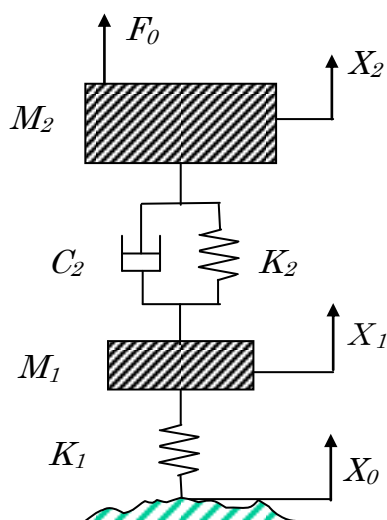


Fig 2-10 Vehicle Model

Table 2-2 Parameters and Data of Vehicle Model

|       |                           |            |
|-------|---------------------------|------------|
| $M_1$ | Unsprung Mass             | 50 Kg      |
| $M_2$ | Sprung Mass               | 727 Kg     |
| $K_1$ | Tire Spring Rate          | 225000 N/m |
| $K_2$ | Suspension Spring Rate    | 22200 N/m  |
| $C_2$ | Suspension Damping Rate   | 175 N/m/s  |
| $X_0$ | Road Surface Displacement | —          |
| $F_0$ | Input Force               | —          |

図2-10はパッシブサスペンションの2自由度車両モデルである。この運動は次式で示すことができる。

$$M_1\ddot{X}_1 + C_2(\dot{X}_1 - \dot{X}_2) + K_2(X_1 - X_2) + K_1(X_1 - X_0) = 0 \quad (2.14)$$

$$M_2\ddot{X}_2 + C_2(\dot{X}_2 - \dot{X}_1) + K_2(X_2 - X_1) = F_0 \quad (2.15)$$

乗り心地及び車体姿勢の指標として、それぞれ以下に示す  $H_R$  と  $H_S$  を用いる。

$$H_R = \frac{\ddot{X}_2}{X_0} \quad (2.16)$$

$$H_S = \frac{X_2 - X_1}{F_0} \quad (2.17)$$

図2-11 (a), (b)の Base で示すラインは表2-2に示すデータによりそれぞれ  $H_R$ ,  $H_S$  を計算し周波数領域で示した結果である。

乗心地特性( $H_R$ )は、路面変位入力( $X_0$ )に対する車体上下加速度で表現( $\ddot{X}_2$ )した。1 Hz 付近の振動は車体(ばね上)振動が主体でフワフワした振動として体感される。一方、10 Hz 近辺はサスペンション(ばね下)が主体となり、ブルブルとした振動に感じられる。さらに、4~8 Hz は人に敏感な領域で路面の突き上げ感として感じられ 20 Hz よりも高い周波数領域は、ゴツゴツとした感じを与える振動となる。実際の車両の乗り心地は、エンジン共振やシート伝達特性などが複雑に関係しているためこのような単純な波形になることはないが、基本特性を理解していく上で有効である。また、乗心地を検討するためには特定の周波数にのみ着目するのではなく、広い周波数範囲でのバランスを考慮することが必要である。

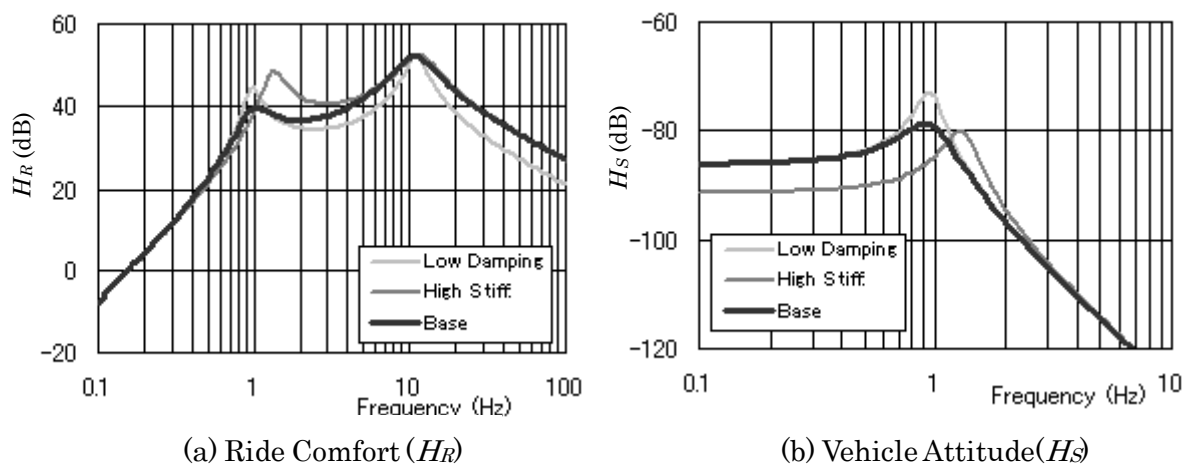


Fig 2-11 Parameter Study of Ride Comfort and Vehicle Attitude

車体姿勢の指標( $H_S$ )は、車体外力( $F_b$ )に対するサスペンションストローク( $X_2 - X_1$ )を用いた。車両の旋回中に発生する横Gに対するロールや、ブレーキング時の前後Gによるスコットなど車体の姿勢変化を代表している。ばねやダンパをハードにすればこの特性は確保することができるが、乗り心地とのトレードオフの中で適値を見出すことが必要である。また、実車での車体姿勢はこの他にタイヤたわみが加算された値となる。

図 2-11 の他のラインは Base のデータを基準として減衰係数( $C_2$ )を  $1/2$  とした Low Damping と Base のばね定数( $K_2$ )を 2 倍とした High Stiffness について乗心地特性( $H_R$ )と車体姿勢特性( $H_S$ )を算出した結果である。

サスペンションの減衰係数を小さい値に設定(Low Damping)すると、図 2-11(a)のように 4~8 Hz の突き上げ感と 10 Hz 以上のゴツゴツ感の領域で良好な特性が得られる。しかし、1 Hz 付近のばね上振動(フワフワ感)と 10 Hz 付近のばね下振動(ブルブル感)の乗心地は悪化する傾向にある。車体への力による車体姿勢の変化は図 2-11(b)のように、1 Hz 付近のばね上の動きが大きくなり、車線移行やブレーキング時の車体の動的な動きが大きくなることを示している。減衰力の小さいダンパーを搭載した車両では、車体の動的な変化が大きく平坦な路面でも車体の動きを感じるようになるが、路面刺激の小さいマイルドな乗心地にすることができる。ばね下振動と関係するブルブル感も悪化する傾向にあるが、実際に振動が増大して悪化すると感じるよりも、10 Hz 前後の周波数領域の振動が低減して、ばね下振動が相対的に際立った状態になることにより顕在化して感じられる。また、操舵やブレーキ操作を行なった時の車体のロールやピッチの収まりが悪く、不快さや不安定を感じる場合がある。これに対し、減衰力の大きいダンパーを搭載した車両では車体の動きが小さくなり安定性は向上するが路面からの刺激が大きく、ゴツゴツした感じが大きくなる。

一方、ばね定数を大きくする(High Stiffness)と、ばね上振動の共振周波数が上方に移動すると共に、4 ~ 8 Hz 付近の伝達特性が大きくなるためハードな乗心地で路面刺激を感じやすくなる。車体姿勢は変化しにくくなり、定常でのロールなども小さくなる。

図 2-11 では基準のばね・減衰特性に対してそれぞれの特性を独立して変化させてそれぞれの特徴を表示したが、現実には車両のばね・減衰特性を調整するには、ばねと減衰のバランスを十分考慮しなければならない。たとえば、ばね定数のみ大きくして減衰特性を小さい値に設定すると、ばね上振動が顕著に感じられヒョコヒョコした動きになる。このように、サスペンションのダンパーやばね特性を変更すると様々な性能にトレードオフの関係があることが分かる。

### 2.3.2 サスペンションの制御

サスペンション制御は、パッシブサスペンションの制約を超えた機能を付加してサスペンション反力を制御することにより、性能を飛躍的に高めようとするものである。サスペンション制御には簡易的なものから複雑なものまで多くのシステムが考案されている。(21)

サスペンション制御の目的は、前章で述べたさまざまな要求機能をパッシブサスペンションよりも高い次元で実現させることである。非制御のサスペンションは、加速度、速度、相対変位にそれぞれ比例した力、つまり慣性力・減衰力・ばね力のみを用いてサスペンションを構成し、構造や特性を工夫して最適な性能を実現させている。つまり、限られた制約条件の中で設計している。これに対し、サスペンション制御はこの制約条件を拡大し、設計自由度を増大させていると解釈できる。

たとえば、車速や操舵角に応じて減衰力やばね力を変化させる制御や、特定部位の加速度や速度信号などを用いてそれに応じた力を発生させるような様々な制御が存在する。このように、設計自由度を古典力学には含まれない領域に拡大することにより、目標到達レベルを格段に飛躍させるようとするのが制御を導入する狙いである。そのなかで最も有効な制御としてスカイフック制御がある。これはばね上車体速度をフィードバック制御する方法で、ばね上からの入力に対しても路面からの入力に対しても車体振動を減衰できることからサスペンション制御で広く利用されている。

理想的なスカイフック制御は、車体と空中に固定された点とを連結するスカイフックダンパ( $C_S$ )で構成する図 2-12 のモデル図で示すことができる。実際には車両では空中にダン

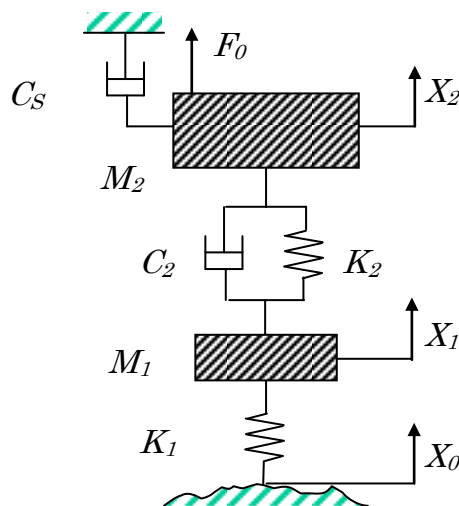


Fig 2-12 Vehicle Model with Sky-hock Damper

$$M_1 \ddot{X}_1 + C_2 (\dot{X}_1 - \dot{X}_2) + K_2 (X_1 - X_2) + K_1 (X_1 - X_0) = -F_S \quad (2 \cdot 18)$$

$$M_2 \ddot{X}_2 + C_2 (\dot{X}_2 - \dot{X}_1) + K_2 (X_2 - X_1) = F_0 + F_S \quad (2 \cdot 19)$$

$$F_A = -C_S \dot{X}_2 \quad (2 \cdot 20)$$

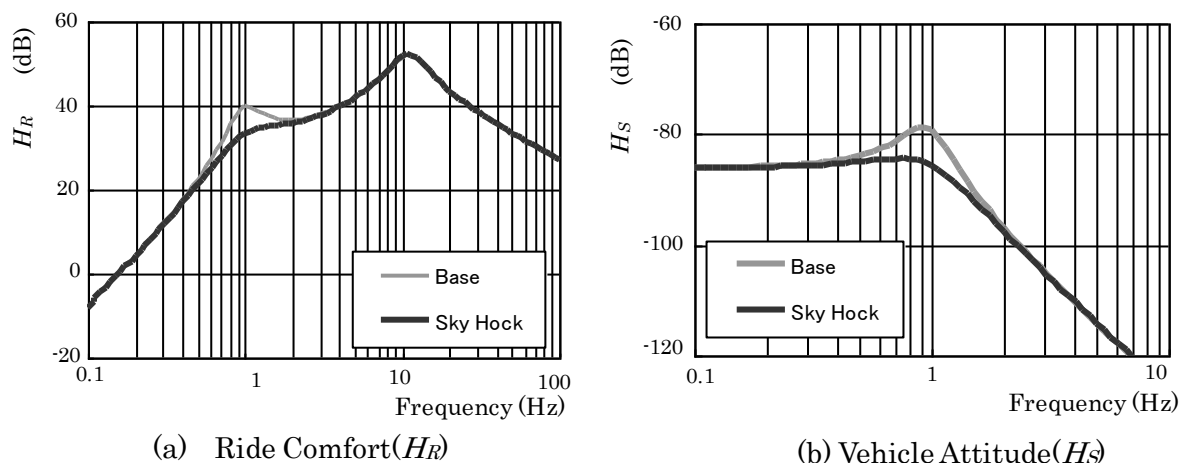


Fig 2-13 Effects of Sky-hock damper for Ride Comfort and Vehicle Attitude

パを固定するメカニズムを実現することはできないため、サスペンション制御では式(2・18)～(2・20)で示すようなばね上速度によるフィードバック制御で構成する。

図 2-13 はスカイフックダンパ制御を適用した場合の  $H_R$  と  $H_S$  を計算した結果である。制御なし(Base)に比べ制御あり(Sky-hock)は、ばね上振動領域の乗り心地と姿勢変化が改善している。また、それ以外の周波数領域は悪化しておらず、トレードオフなしで改善できる有効な手段であることが分かる。

### 2.3.3 サスペンション制御の種類と特徴

一般に、サスペンション制御には、ばね・減衰を切り替えて制御する方式（アダプティブ制御）や、油圧・空気圧を用いてアクティブに制御するものなどがある。

アダプティブ制御は、従来のばねやダンパーをベースとして車速や横 G などの信号によりそれらの特性を切り替える制御である。

また、アクティブ制御についての定義はいくつか見られるが、ここでは次の 2 つの条件を満足するものをアクティブと解釈した。第 1 は、ダンパーやばねによる減衰力・ばね力などシステム内部で発生する力以外に、外部からエネルギーを与えて作動させることである。たとえば、油圧アクチュエータを設けてポンプで蓄圧したエネルギーで作動させるような構造である。第 2 は、古典力学では存在しない力や特性を制御により発生させることである。絶対速度に比例した力や、周波数に応じて特性を変化させるような制御などが該当する。

セミアクティブ制御は、アダプティブ制御とアクティブ制御の中間に位置する。つまり、古典力学では存在しない力や特性を、ばねやダンパーなどを利用して外部からのエネルギーに頼らず構成するシステムを対象とした。

このような考えで制御サスペンションを便宜上図 2-14 のように分類した。(22)

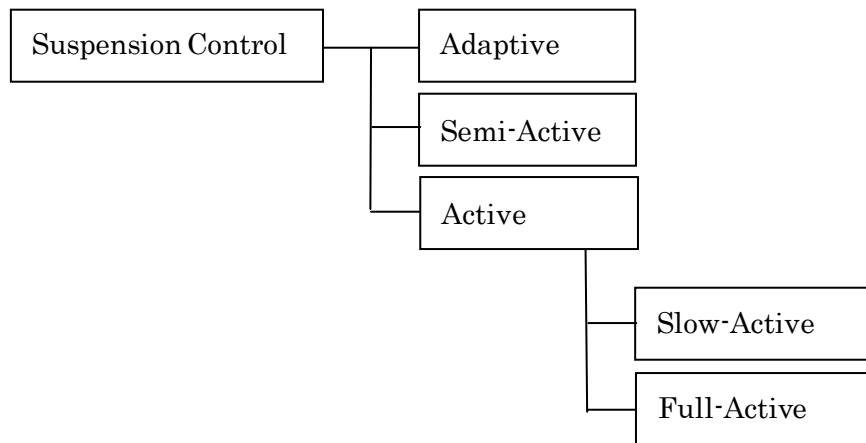


Fig 2-14 Classification of Controlled Suspension

(a) アダプティブ制御

アダプティブ制御は、車両の運転条件や運動状態を検知してばねや減衰特性を好ましい特性に切り換える制御方式である。ばねの切り換えはエアサスペンション方式でエア室の容量を切り換えることで行ない、減衰係数の切り換えはダンパのオリフィスを切り換えて制御するものが一般的である。図2-15、2-16に、ばね・減衰切り替え機能を有する市販車のエアサスペンションのシステム構成及び制御概要を示した。

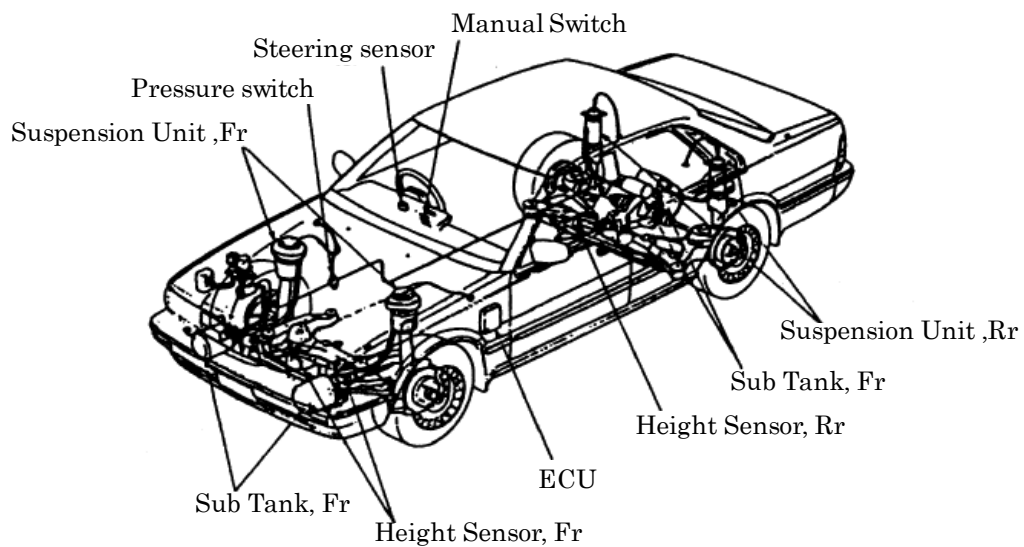


Fig 2-15 Adaptive Control Suspension System



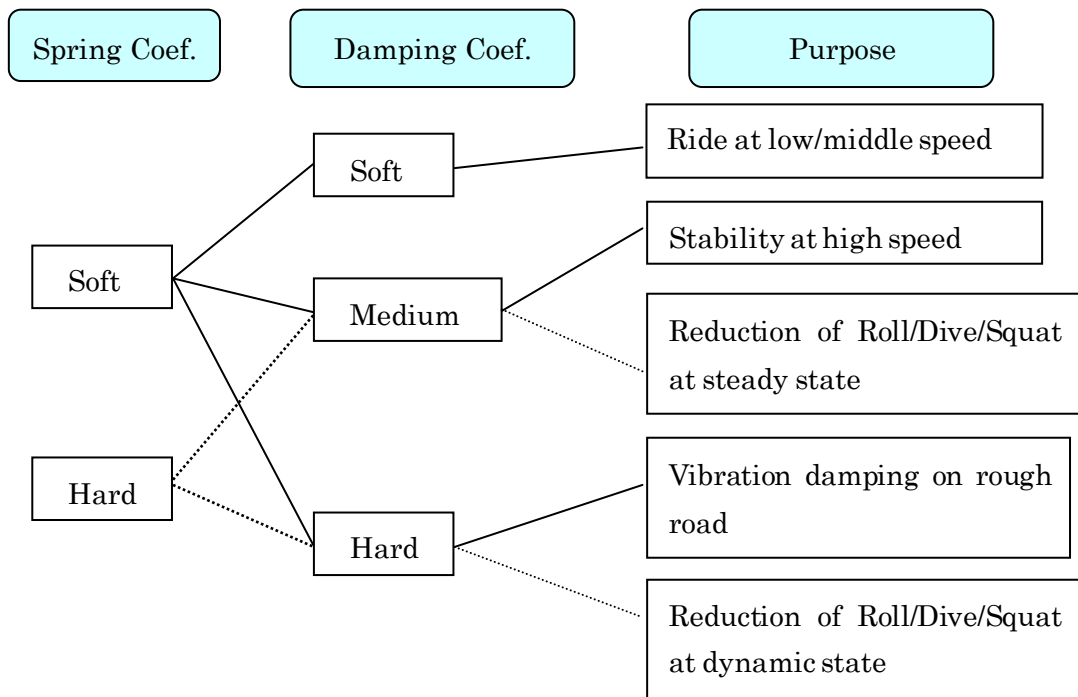


Fig 2-16 Overview of Adaptive Control Strategy

ばね定数の切り替えはサスペンションのエアチャンバー開閉で行ない、減衰特性の切り替えはダンパー内オリフィス面積を変化させることで対応している。このシステムでは、ばね定数を 2 段階、減衰係数を 3 段階に切り替えて 5 種類の特性が実現できるように設定している。各設定時の期待する特性は図 2-16 の通りで、ドライバーがソフト／ハードの選択をすることも可能であるが、車速・舵角・ブレーキに応じてばね・減衰特性を自動的に切り替えることも可能である。(23)

このようにアダプティブ制御は、基本的にはコンベンショナルなばね・ダンパーで構成されるサスペンションでありドラステックな性能向上は期待できないが、システム構成が比較的簡易で系が安定であるため古くから採用されている。

### (b) セミアクティブ制御

セミアクティブ制御は、ばね・減衰可変制御であって特にフィードバック制御系を構成して高速で特性を切替える。アダプティブ制御では不可能とされる優れた性能を達成することが狙いである。システム構成は図 2-17 に示すようにアダプティブ制御システムに類似しているが、上下 G センサーなどのセンサー類やダンパーバルブの応答性、CPU の演算速度などが異なり、アダプティブ制御よりも高度な制御を可能にしている。(24)

減衰力制御の効果的な方法として盛んに研究されているのがスカイフック制御の応用である。スカイフック制御は絶対速度によるフィードバック制御で、効果的な制振・防振機能をもつ制御方法として知られている。しかし減衰力可変機構ではスカイフック制御を忠

実には実現することはできないため、Karnopp は以下のアルゴリズムによってスカイフック制御を近似する方法を提案している。(25)

$$U = C_2(\dot{X}_2 - \dot{X}_1) \quad \text{if } \dot{X}_2 > \dot{X}_2 - \dot{X}_1 \quad (2.20)$$

$$U = 0 \quad \text{if } \dot{X}_2 \leq \dot{X}_2 - \dot{X}_1 \quad (2.21)$$

この方法は画期的な制御方法として注目されているが、高周波領域でハンチングが発生することや絶対速度の検出が困難であることなどの問題点もあり多くの研究がなされている。

塩練・永井は、ハンチングへの対応として減衰係数を連続的に切り替えることを提案している。Karnopp の提案では減衰係数を切り替える場合にハンチングが起こりやすいことに注目し、ばね上とばね下の相対速度と減衰力から減衰係数を算出してその値を連続的に制御する方法である。ステップ状の路面入力に対してオンオフ切り替え方式と連続可変方式を比較すると、連続形は比較的速く定常値に収束するのに対し、オンオフ形ではなかなか収束せず、微小外乱に対して敏感に反応することを示している。(26)

藤岡・木戸はスライディングモード制御を可変ダンパに適用した研究を発表している。外乱を通過した後の変位振幅を著しく低減できると共に、ダンパの減衰係数切り替え時間の遅れを利用することにより高周波領域の悪化を防ぎつつ効果的に低周波領域の振動低減ができると報告している。(27)

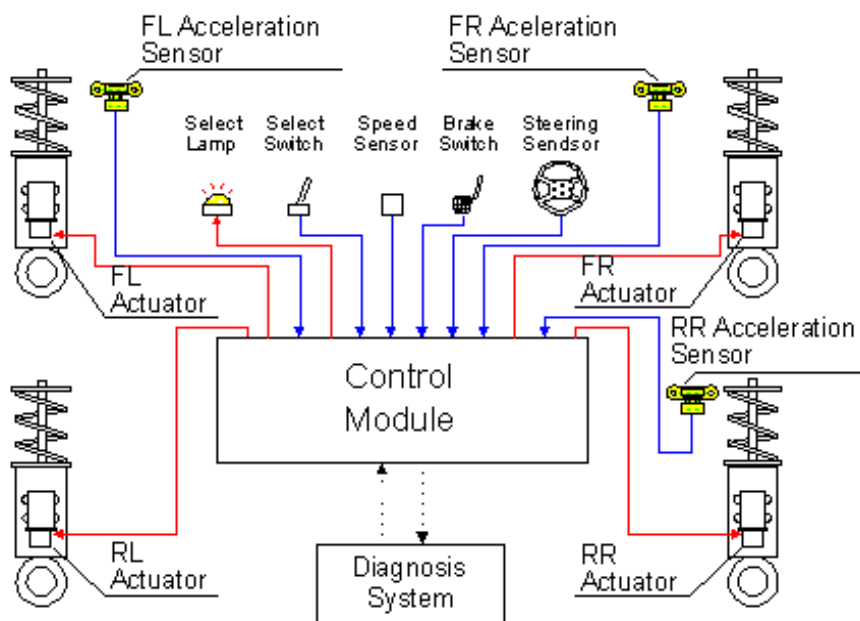


Fig 2-17 Semi-Active Suspension System

江村らは、伸び側の減衰力が大(Hard)のとき圧縮側の減衰力が小(Soft)となり、逆に伸び側の減衰力を小(Soft)にすると圧縮側が大(Hard)になる切り替えバルブを内蔵したセミアクティブダンパー(HS-SH ダンパ)を開発して、スカイフック減衰理論を基礎としたセミアクティブ制御を適用した。HS-SH ダンパと通常のダンパとの比較を行った結果、HS-SH ダンパは Hard から Soft, Soft から Hard への切り替え頻度が減少して高周波振動の低減に効果があると述べている。(28)

Yi らは、2 自由度振動モデルを用いて減衰力を多段階に変化させるダンパ制御のシミュレーション検討を行った。減衰力多段式ダンパの減衰力と速度テーブルを用いて提案するロバスト制御則を適用すると、無段式ダンパにバイリニア制御を行った理想的な制御と同等の制振効果を得られることを明らかにした。(29)

Isobe らは商用車の乗り心地改善のため連続可変ショックアブソーバを用いたセミアクティブサスペンションを研究した。サスペンションの相対変位と速度を推定するオブザーバを構築し、スライディングモード制御理論を適用し制御系を設計した。シミュレーションと大型観光バスを用いた実験により、低周波領域での車体振動を大幅に低減させた。(30)

Nakayama らは、パルスモータにより駆動されるスプールバルブを用いた減衰力可変機構と上下 G センサ及び車輪速センサを組み合わせた低コストで高性能なセミアクティブの減衰力制御システムを開発した。この減衰力可変機構による減衰力の可変範囲の拡大とスカイフックコントロールにより車体の制振効果が十分得られ、乗り心地が大幅に向上した。(31)

Ohsaku らは、減衰力制御系では操作量が状態変数の係数として与えられるためプラントが双線形となり制御系設計は非常に困難なものとなる。非線形  $H^\infty$  制御とプラントをアクティブサスペンションモデルとして線形化し線形  $H^\infty$  制御を適用したケースをシミュレーション比較し、周波数整形性能とばね上マスジャーク低減における優位性を示した。(32)

可変ダンパを適用したセミアクティブ制御は、実用化についての課題は多いが、コスト面でも有利で、ばね・減衰可変方式の中では最も大きな効果が期待できる制御方式として基礎研究から実用的な研究まで幅広く進められている。

### (C) アクティブ制御

アクティブ制御は、車両の状態量から算出される制御量に基づき、外部のエネルギーを利用してサスペンションの変位・速度・反力を制御しようとするものである。アクティブ制御は、ばね上共振域を含む低周波領域のみを制御し、それより高い周波数域の変動はばね・ダンパなどのパッシブ要素に依存するスローアクティブ制御と、パッシブ要素を含まないフルアクティブ制御に分類される。図 2-18 に両者の構成要素を比較して図示した。

スローアクティブ制御の特長は比較的低周波のばね上共振域の動きを制御することにより、安定感のある乗り心地や車両姿勢を実現できることである。スローアクティブ制御はセミアクティブ制御よりも制御効果は大きく、またフルアクティブよりもエネルギー消費の小さいシステムである。

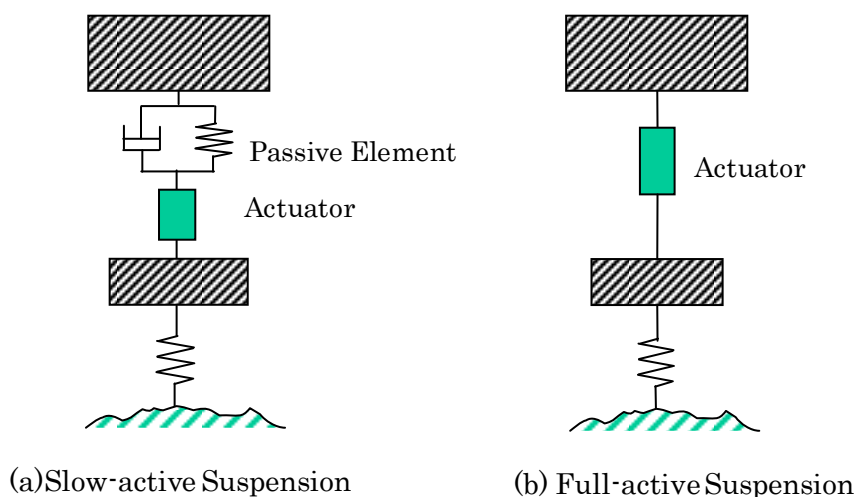


Fig 2-18 Active Suspension

フルアクティブ制御は、ばね上共振域の制御だけでなくばね下共振域以上の周波数まで制御するシステムである。実車では1983年のF1レースで、チームロータスが採用した例が最も古い。車体姿勢が一定となり空気抵抗の変化を抑えて直線部やコーナー部を高速で走行することができ、車体ロールが小さく操縦性も向上することで注目を集めた。その後チームウィリアムスがシステムを改良してF1レースで連勝を重ね、アクティブサスペンションの名前とその効果を世界に広めた。このようにフルアクティブ制御は高い性能を実現させることができるためレース車への適用や研究対象として注目されたが、高速で制御させるためのコンピュータや制御バルブが高価となり、一般乗用車への適用はほとんど見られない。主に一般車両に適用されたのはスローアクティブ制御である。低周波域のみ制御するため部品コストが比較的low価格で、低周波数領域の制御効果は大きく商品価値が高いことが市場で受け入れられた。

武場らは乗用車として初めて開発した図2-19で示す hidroニューマチックサスペンションをベースとした油圧アクティブサスペンションを開発した。油圧シリンダは並列配置したコイルばねとフリーピストンを備えた一体型構造を採用している。制御は姿勢制御・乗心地制御・操安性制御・4WSとの総合制御などからなり、通常車両に比べ、ピッチ量を1/2、ロール量を1/4、ばね上加速度の7Hz以下の領域の大幅低減、レーンチェンジでの最高車速の向上などが実現できたと述べている。車線変更時の過渡的な輪荷重の制御により車両のステア特性を最適に制御することができる。また、車体のロールや対地キャンバ変化が小さく、タイヤを常に路面と垂直に保つため、タイヤの能力を最大限に活用できるなど大幅な性能向上が得られたと報告している。(33)

川原崎らはスローアクティブ構造の油圧サスペンションを開発し、システムの狙いや理論解析、実験結果について発表している。フワフワ感が小さいフラットな乗り心地とゴツゴツ感を抑えた滑らかな乗心地の両立を図るため、スカイフックダンパ制御、周波数応答

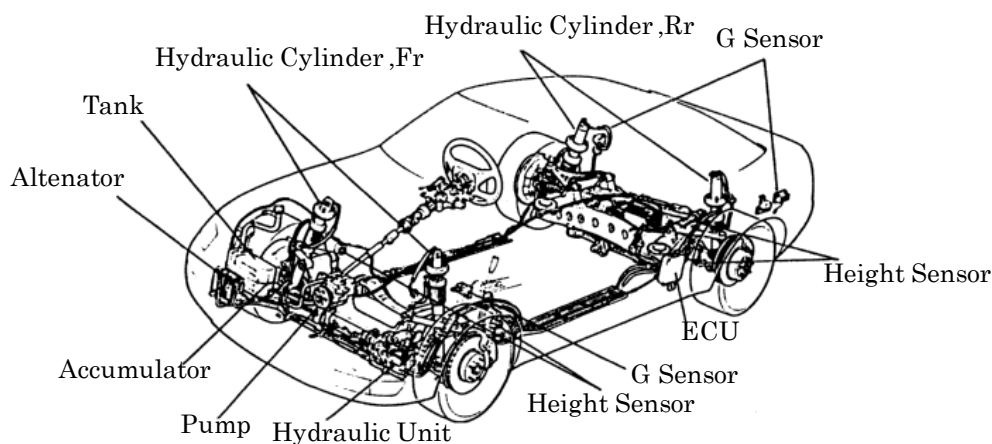


Fig 2-19 Active Suspension System

ダンピング機構，ロール/ピッチ制御などを基本とした制御を構成している．また，車両は従来のサスペンションと異なり車両の動きを連続的かつ意図通りに制御し車両の快適性と運動性能を高いレベルで両立させ，運転者の姿勢・視線変化を抑え，楽で疲労の少ない運転を提供すると同時に急ハンドル・急ブレーキ時の車両の動きを軽減し，緊急回避性を向上することができたと報告している．<sup>(34)</sup>

サスペンションの最適制御に関する研究は A.G.Thompson らによって進められ，その効果は 1970 年代に予測されていた．その後，実用的な研究や実験による効果確認など最適制御に関する研究は精力的に進められ多くの研究報告がある．<sup>(35)~(37)</sup>

藤岡らは車両のピッチングモードに着目し，ばね上速度のみによって制御するスカイフックダンパ制御に対し，ピッチングモードを考慮したスカイフックダンパ制御を行うとさらに減衰効果が増大することを示している．<sup>(38)</sup>

則次らはエアサスペンションをベースとしたハイブリッドサスペンションを用いてエネルギー損失の小さいシステム構成や制御方法についての研究を行い，エネルギー消費の小さいシステムやエネルギー回収を可能にするシステムを提案している．<sup>(39)~(41)</sup>

藤岡らは「予見制御によるアクティブサスペンションの性能向上に関する論理的研究」により効果的な予見時間設定や，予見による効果を定量的に評価している．予見制御の研究はこの他にも広く進められており，前輪入力を用いて後輪を制御する方法や路面センサーを取り付けて入力する前にその情報をインプットする制御など一部実用化されたものもある．<sup>(42)</sup>

この他にも，外乱オブザーバ制御の応用やニューラルネット，ファジー制御，スライディングモード制御の適用などアクティブサスペンション制御への多数の研究事例がみられる．<sup>(43)~(46)</sup>

## 2.4 電動パワーステアリングの現状と動向

### 2.4.1 油圧式 (HPS) と電動式 (EPS)

パワーステアリングの機能は操舵力をアシストすることでドライバーの負担を軽減し、快適な操舵特性を提供することである。駐車や低速走行の操舵ではアシスト力を大きくして小さな操舵入力でも楽に取り回しが行なえ、高速走行時ではアシスト力を小さくして操縦性安定性を重視するように調整される。

従来から普及しているシステムは、油圧式パワーステアリング(HPS : Hydraulic Power Steering)で、エンジン駆動のオイルポンプ、油圧シリンダ、バルブ、ステアリングギアなどで構成される(図 2-20)。走行条件に応じたアシスト特性とするため、エンジン回転数が小さい駐車や低速走行では吐出流量が大きくなり、高速走行で回転数の高い場合は吐出流量が小さくなる構造の油圧バルブを内蔵したエンジン回転数感応ポンプが広く採用されている。また、過去には高価なシステムとして車速信号により油圧バルブの特性を変化させる車速感応 HPS を採用した車両もみられた。

HPS は 1960 年代から市場に導入され、現在も多くの車両に適用されているシステムである。しかしオイルポンプがエンジンと連動しているため操舵しない状態でもポンプが回転しエネルギーを消費する。このため、エンジンやポンプによって差があるがマニュアルステアリング車両と比較して、燃費は 3~5%悪化する。

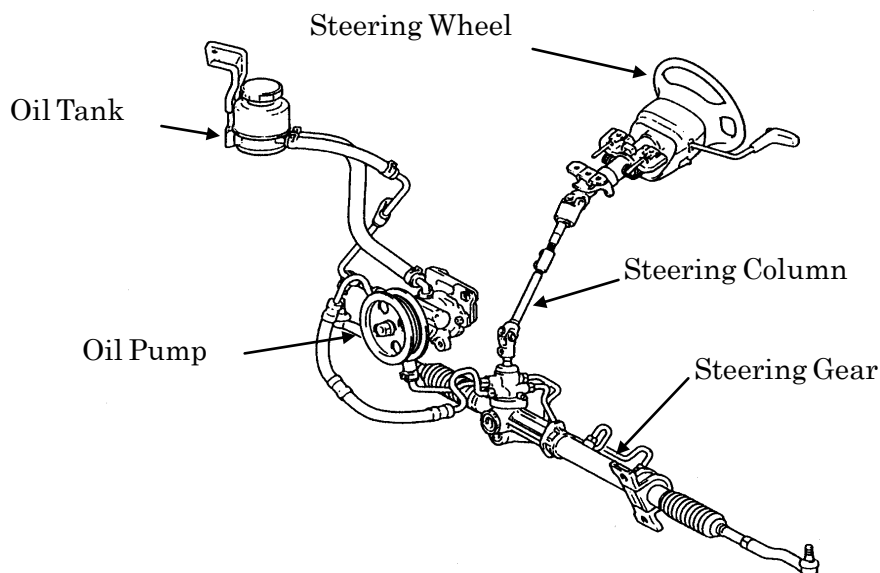


Fig 2-20 HPS (Hydraulic Power Steering)

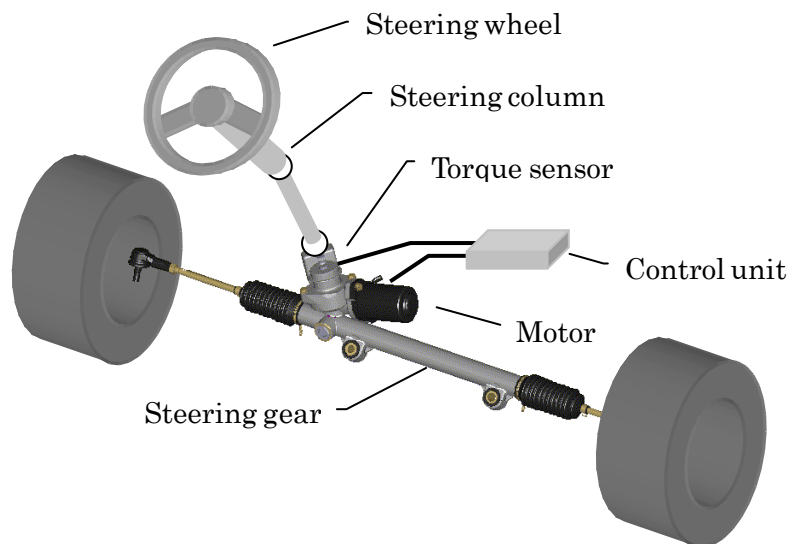


Fig 2-21 Figures of EPS

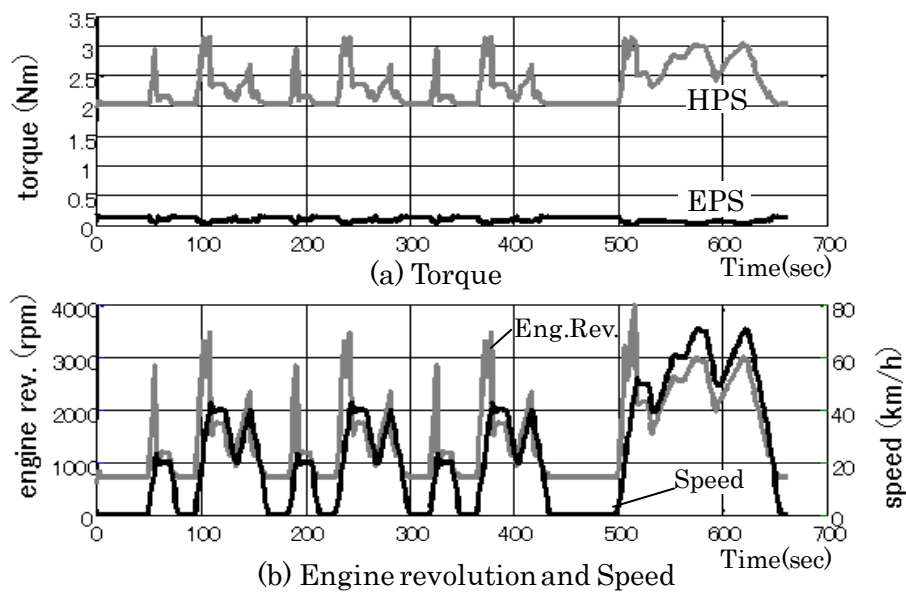


Fig 2-22 Experimental Data of Energy Loss

一方、電動式パワーステアリング(EPS: Electric Power Steering)はモータ駆動力を用いて操舵をアシストし、操舵力を軽減するシステムである。構成部品はコラムやギアの他に、モーター、コントロールユニット、トルクセンサーなどで、HPSよりも構成部品は一般に少なく、オイルポンプやホース類が不要で搭載性に優れているという特長がある。(図2-21)

EPSは操舵する場合にのみエネルギーを消費するため省燃費に効果がある。図2-22はHPSとEPSのモード燃費テストの比較で、操舵を行わないにも拘らずHPSは油圧ポンプを駆動するためエネルギー消費が発生するが、EPSではほとんどエネルギー消費がないことがわかる。車両重量やエンジンの違い、道路環境や走行条件によって差があるが、一般にEPSを適用するとHPSによる燃費の悪化を80%以上リカバーすることが可能である。また、コントローラを用いて電流を制御するため車速信号を取り入れ、車速に応じたアシスト特性とすることが容易であり、低速では軽く高速では重く設定し快適性や安定性を高める工夫をしている。

しかし、EPSはHPSに比べてモータや減速ギアが付加されており操舵系の慣性やフリクションが増加する。このため、モータ慣性やフリクションの影響によるステアリングフィール、ハンドル戻り、ハンドル操作の滑らかさが悪化するなどの技術的な課題を抱えている。また、これらの課題に対応するため制御ゲインなどのパラメータを詳細に検討して設定しているため、部品のばらつきや積載条件などの変化に対して操舵性能などが影響を受けて変化しやすく、ロバストな特性をもたせることが望まれている。このような課題に対応するため、ギアやモータなどのハード部品のみならず、制御パラメータの最適化などのソフト面からも研究開発が進められている。

EPSは1988年に初めて量産車に適用され、以降軽自動車を中心として普及してきている。また、最近では性能改善や低コスト化が進み、小型乗用車や電気自動車にも採用され急速に適用が拡大してきている。

#### 2.4.2 電動パワーステアリングの種類と特徴

EPSは、モータを搭載する位置によりコラム型、ピニオン型、ラック型の3種類に分類される。

図2-23はコラムEPSと呼ばれる形式でモータがコラム部分に配置されている。エンジンルーム内のレイアウト性が良く、モータが車室内に置かれているため温度条件が有利であり最も安価なシステムである。また、マニュアルステアリング用のギアと組み合わせることができ、部品の共通化という利点もある。しかし、モータを車室内に配置するため樹脂製の減速ギアを採用してノイズを防止する必要があり、樹脂の強度上の制約からアシスト力に上限がある。このため、コラム式のEPSを車両重量の大きな車両に適用することは困難である。さらに、モータがステアリングホイールに近くモータ制御力を感じ易いことや、モータ取り付け剛性が小さくジョイントなどの非線型要素を含んでいるなどの理由から性能面で不利である。以上のような理由によりコラムEPSは軽自動車や比較的重量の小さい車両に適用されることが多い。

図2-24はモータをエンジンルーム内のピニオンに配置するピニオンEPSである。モータをコラムと同位置に配置するシングル型と、コラムと反対の位置に別のピニオンを設ける副ピニオン型がある。ピニオン型はコラム型よりもステアリングホイールからモータま

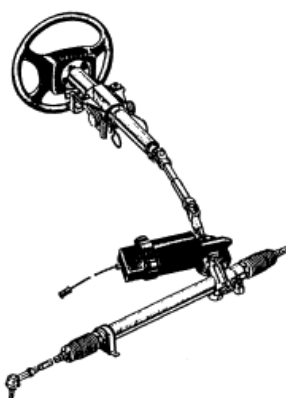




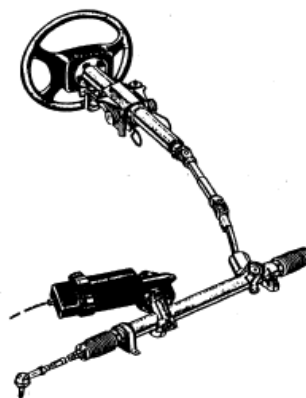
Fig 2-23 Column EPS



Fig 2-25 Rack EPS



(a) Single Type



(b) Dual Type

Fig 2-24 Pinion EPS

での距離が大きくフィーリング面で有利であり、モータの取り付け剛性を高くできることや、ジョイント部が制御対象に含まれないことなどから、性能面ではコラム型よりも有利である。ただし、モータがエンジンルーム内の配置となるため衝突性能への影響があり、排気管に近く温度上昇を考慮した設計が必要となる。

図 2-25 はラック型で、モータがラック部分に配置されている。図はモータとラックが同軸上にあり、ボールナットで回転力を軸方向の力に変換する。この他にも、モータをラック軸と平行に配置する形式もあるが機能上は同等である。ラック EPS は、モータがステアリングホイールから最も遠い位置にあるため制御感を感じにくい。また、モータの支持剛性を高くできるだけでなく、ボールナットの減速ギアを適用してフリクションを小さくし、また逆効率を高くできるなど性能面では最も優れている。しかし、減速ギアの構造やモータなどが複雑になるため最も高コストとなり、ラック軸系が大きくなるためレイアウトが困難という短所もある。これら 3 種類の EPS はそれぞれこのような長所や短所を持ちあわ

せており、車両重量や車種により最適なシステムを選択する必要がある。

EPS に適用されるモータは、慣性の影響をできる限り小さくして操舵特性や追従性を向上させる必要がある。このため、回転部の慣性が小さく低回転高トルク型であることが望ましい。回転慣性を小さくするために巻線を高密度にする工夫や、機械損失や磁気抵抗を小さくするためブラシやコア構造の最適化など様々な工夫がみられる。低回転高トルク型にすると減速ギア比を小さくすることが可能になる。現在量産されている EPS のモータの多くはコスト面でブラシ付きの DC モータが採用されているが、将来はインダクションモータなどのブラシレス構造により、低慣性・高出力のモータが採用されるようになると思われる。

モータ減速をさせるギアは、コラムタイプではウォームギアが広く採用されている。コラムタイプはモータを車室内に配置するため作動音の発生を防ぐ必要があり、樹脂製ギアの採用が多い。ピニオンタイプではウォームギアのほかに逆効率のよいハイポイドギアを採用している車両もある。モータがラック軸と同軸となるラックタイプ EPS は、ボールナット式の減速ギアを採用している。

また、トーションバーの振りトルクを検出するトルクセンサーも EPS のキーパーツである。センサーに異常が発生すると事故につながる危険が高いため、通常のトルクセンサーは二重系構造で、常に正常な状態で制御できるような構成としている。また、耐久劣化に対応するため非接触式のセンサーが広く採用されている。(47)

### 2.4.3 電動パワーステアリングの制御

EPS は操舵系に配置されたモータ慣性の影響により、急激な操舵で重くなったり、直進時に常にハンドル位置が安定しないという課題に対応する必要がある。急激な操舵で重くなる現象は、慣性力の増大が直接に影響している。一般のドライバーの操舵速度範囲内で

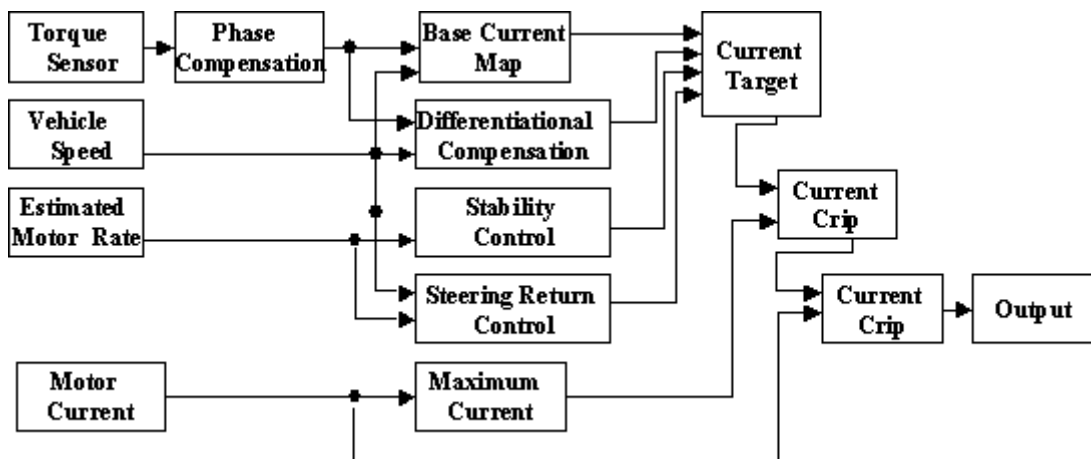


Fig 2-26 Control Flow of EPS

適正な操舵特性を確保するには少なくとも毎秒500度までは対応できることが求められる。また、直進時にハンドル位置が安定しないのは、主に操舵系に付加された慣性が操舵系の共振周波数を低下させ影響していると推察される。この他、フリクションによる操舵感の悪化やハンドル戻り不良などの実用的な課題が多く市販車両には様々な工夫や対策が織込まれている。(48)~(53)

図2-26は、市販車両の制御ブロック図である。トルクセンサー、車速、モータ角速度推定値、モータ電流の検出データを基に、目標ベース電流演算、微分補償制御、ハンドル戻り制御、収斂性制御により目標電流演算を行っている。

目標ベース電流演算は、車速と入力トルクに応じたアシスト力で車速の変化に対応させる。微分補償制御は、入力トルクの変動に応じてモータ電流を補正し操舵力の変動を押さえ、ハンドル切り返しや切り始め時の慣性感の低減、切り始めのフリクションによるひっかかり感の緩和を行う。ハンドル戻り制御は、低車速時において、ハンドルの回転を助ける方向に電流を流し、セルフアライニングトルクによるハンドルの戻りを改善する。また、操舵トルクが少ないベース電流が流れない領域においてもこの制御により電流が流れるためフリクション感も調整できる。収斂性制御は、ハンドルの回転を妨げる方向にモータ電流を補正し、ハンドル手放し時の収斂性やハンドルすわり感を向上し、操舵切り込み時と戻り時操舵反力の差を調整する。(54)

このような市販車を対象とした実践的な開発の他にも将来の性能向上を目標にした研究開発も盛んに行われている。

KurishigeらはEPSのハンドル戻りを改善するための制御方法を提案している。一般に、EPSは減速ギアなどメカニカルなフリクションロスが存在し、HPSに比べてハンドル戻りは劣る構造となっている。タイヤや路面により発生するセルフアライニングトルクを演算し、特に低速でのハンドル戻りを効果的に改善した。(55),(56)

Kohnoらはロバスト性を向上させるためEPS制御に $H_{\infty}$ 制御を適用した。タイヤばね定数が増加した場合の応答性などに着目し、シミュレーションとベンチテストを用いて従来制御に比べロバスト性が高い結果が得られたと報告している。(57)

BadawyらはEPSのモデルングについて研究している。ステアリングホイールからタイヤまでを対象としたEPSを詳細にモデル化し、機能や特性への影響を考慮しながら低次元化し、操舵力、外乱応答、ノイズ、路面反力、安定性など一連の操舵特性を総合的に評価し改善を行っている。(58)

またEPSは、Steer by Wireに代表される次世代ステアリングシステムに発展するシステムとも考えられており、今後、市場に普及していくと同時に人間系を含んだ最適化などさらに進んだ操舵システムの研究対象として発展していくと思われる。(59)

## 第3章

### サスペンション制御

### 3.1 サスペンション制御の狙い

「2.1.1 乗り心地」で述べたように、乗り心地は周波数領域で体感特性が異なるという特徴があり、低周波域の **Primary Ride** と中高周波域の **Secondary Ride** に大別される。また、車両振動を 2 自由度モデルで表わすと乗り心地の基本特性を表現することができ、ばね上振動やばね下振動の特徴が理解できることを「2.3.1 サスペンションの機能」で示した。

図 3-1 は乗り心地特性を周波数領域で示した概念図で、2 自由度モデルでの計算結果に体感特性を付記したものである。**Primary Ride** で特徴的な振動はフワフワ感(**Float feel**)と呼ばれる 1 Hz 付近のばね上振動で、図中①で示される。**Secondary Ride** は主としてばね下振動が要因となるブルブル感 (**Tremble feel**:図中②)、それよりも高い周波数域のゴツゴツ感 (**Harshness**:図中③) などで表現される振動である。一般に、乗り心地特性はこれらの振動を統合したものであり、良好な乗り心地特性を確保するためには周波数領域全体の特徴を把握し、それぞれの要因や関係を理解して周波数領域でバランスよく振動を抑制することが必要である。

また制御式サスペンションは種類や制御ロジックによって制御効果が異なり、どの周波数領域を改善するかを明確にしてシステム選定やロジック開発を進めていくことが重要である。たとえば、スカイフックダンパ制御はばね上制振を狙った制御ロジックで、フワフワ感を低減させるには効果的であるが、ゴツゴツ感などの高周波域の振動を直接的に低減させる制御ではない。また、ブルブル感の要因は主にばね下振動の影響でダンパ減衰力に影響されるが、この領域には不動点が存在するためいかにサスペンション制御を行っても限界があることを考慮しなければならない。

このように、車両の乗り心地特性を改善するには広い周波数領域で対応していくことが必要であり、それと同時に目的に適したシステムの選定や制御ロジックの適用を進めることが重要である。

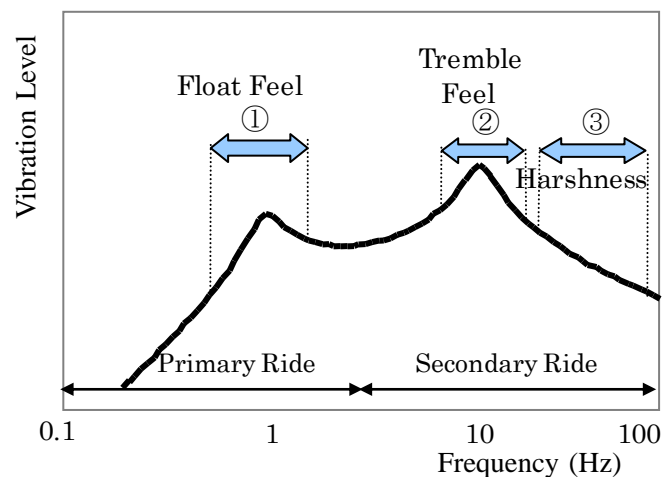


Fig. 3-1 Classification of Ride

次に考慮すべきことは、①～③に代表される乗り心地特性には互いにトレードオフの関係が存在することである。たとえば、低周波のフワフワ振動を低減するためにダンパ減衰力を高めるとゴツゴツ振動が悪化するし、制御によってフワフワ振動を制御しようとすると遅れ要素などで高い周波数領域の振動が悪化しやすい。つまり、フワフワ振動を抑制するスカイフックダンパ制御を開発する場合には、中高周波域の振動成分も十分に考慮して、広い周波数範囲で良好な乗り心地特性が得られるように開発を進めなければならない。

本論ではこのような視点から、下記①～③に着目した3つのシステム/制御ロジックの開発を進めた。整理すると下記の通りである。

①低周波域（フワフワ振動）：スカイフックダンパ制御（油圧アクティブサスペンション開発）

②中間周波域（ブルブル振動）：シート制御

③高周波域（ゴツゴツ振動）：仮想ダイナミックダンパ制御

低周波域のフワフワ振動に着目した①のスカイフックダンパ制御（油圧式アクティブサスペンション開発）は、サスペンション制御の特長を最も効果的に活用することができる。ここでは、スカイフックダンパ制御の効果を検証するため試作車を製作して実験検証を行った。低周波域のフワフワ感や姿勢制御に大きな効果を得ると同時に、中高周波域でも良好な特性が確保できるようにアクチュエータにガスばねを設けたスローアクティブ方式を採用し、マルチダンピング構造を提案して設計を進めた。基本特性は解析モデルで予測した上で、それをベースに実車に取り込んで制御ロジックを構成した。また、走行テストを行い制御ロジックの有効性やシステムの実用性などを確認した。

②はブルブル振動の改善に着目したシート制御の研究である。車両の乗り心地にはサスペンション制御では改善できない不動点の存在があり、ブルブル感の向上には限界がある。ここでは不動点領域を含んだブルブル感の改善に着目して、サスペンション制御では改善ができない性能をシート制御によって実現しようと新しい制御方法を提案したものである。また、シート制御とサスペンション制御を併用させて、フワフワ感とブルブル感を同時に低減させた乗り心地特性を提供できることも検討した。

③は、高周波のゴツゴツ振動改善を主目的とした研究である。ばね下にダイナミックダンパを設定すると **Secondary Ride** を大幅に向上することが知られているが、重量やスペースの問題があり、現実的方法ではない。ここでは、ばね下にダイナミックダンパを装着することなく、ばね下ダイナミックダンパと同等の効果が得られるようにサスペンションを制御する仮想ダイナミックダンパ制御による方法を提案して検討した。また制御遅れによる性能への影響についても考察し、減衰力可変ダンパを用いたセミアクティブ制御に適用して、スカイフックダンパとも併用できる実用的なシステムであることを示した。

このように本章で述べる3テーマは対象とする周波数領域が異なり、互いに補間し合った関係にある。また狙いの周波数領域だけでなくトレードオフの検討も行い、単独でも実用できるように研究を進めた。

### 3.2 油圧アクティブサスペンションの開発（スカイフックダンパ制御）

「2.3 サスペンション制御の現状と動向」で説明したようにアクティブサスペンションにスカイフックダンパ制御を適用すれば、ばね上振動を大幅に低減することが可能になる。ここでは、車両の低周波振動（フワフワ感）と車体姿勢変化をパッシブサスペンションでは実現不能なレベルで成立させることができることを試作車を用いて検証する。また、このシステムは商品化が前提であり、実用性についても検討する。

制御式サスペンションには幾つかの種類があり、各システムにはそれぞれ特長がある。ここではアクティブサスペンションを搭載することにより以下のような性能を実現することを目標とした。

- ・ フワフワ感を従来車よりも 10 dB 以上低減させる。
- ・ 旋回やブレーキで車体のロール、ダイブ、スコットを小さくする。
- ・ 積載荷重が変動しても車高を一定に保持する。
- ・ ゴツゴツ感の悪化を抑制して従来車と同等の特性とする。

以上のような性能に加え、システムコストやエネルギー消費などを考慮してスローアクティブシステムを採用することに決定した。

スローアクティブ方式はサスペンション油圧シリンダに連結するガスばねを有するシステムで、低周波領域は油圧で制御して高周波領域はガスばねでパッシブに振動吸収する方式である。低周波ではフラットな乗り心地を達成できると同時に、高周波を制御しないことでエネルギー消費を押さえ制御バルブを低コスト化できるメリットがあり実用的なシステムである。

#### 3.2.1 基本設計

上記特性をスローアクティブ方式で実現させる基本制御としてスカイフックダンパ制御を採用した。スカイフックダンパ制御は、ばね上の振動を効果的に低減して高周波領域の振動を悪化させ難いという特徴があり、狙いの特性を実現させるためのキー技術である。また、荷重変動や 0.5 Hz 以下の極低周波領域の車体変動を抑制するためサスペンションストロークを計測して一定車高に保持する車高フィードバック制御を合わせて採用した。

また、制御バルブも重要な技術要素である。一般に、圧力制御方式と流量制御方式とがある。圧力制御弁はアクチュエータの圧力変動に応答するが、流量制御弁は流入・流出の速度制御であり、アクチュエータ圧力変動には直接に応答しない。従って流量制御弁は、ガスばねを有するシリンダではガスばねの気体圧縮で圧力変動分を吸収することができる。このような組み合わせでは、特に高周波領域の圧力変動をガスばねが吸収することができるため乗り心地の向上を優先する乗用車には有効である。

さらに高周波領域の乗り心地を向上させるため、2個の特性の異なるガスばねとそれに対応したオリフィス構成とすることにより、低周波領域では減衰作用が高く、高周波領域では振動伝達力の小さい性能を有するマルチダンピング構造を考案して採用した。

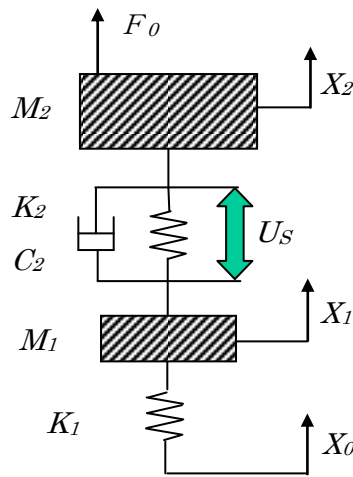
(a) 基本制御

ばね・ダンパーを並列に配置したアクティブサスペンションを2自由度モデルで示すと図3-2で表現することができる。  $M_1$ ,  $M_2$ はそれぞればね下, ばね上マスで,  $K_1$ はタイヤばね,  $K_2$ ,  $C_2$ はサスペンションのばねと減衰である。ばね, ダンパーを並列に配置すると静荷重をばねで支え, 必要な減衰力をダンパーで作用させるため, アクチュエータで発生させる力を小さくして, 省エネルギーでフルアクティブ制御が可能になる。アクティブサスペンションの制御入力( $U_s$ )は図中の矢印で示すことができ, これを運動方程式で示すと式(3.1), (3.2)となる。

$$M_1 \ddot{X}_1 + C_2(\dot{X}_1 - \dot{X}_2) + K_2(X_1 - X_2) + K_1(X_1 - X_0) = -U_s \quad (3.1)$$

$$M_2 \ddot{X}_2 + C_2(\dot{X}_2 - \dot{X}_1) + K_2(X_2 - X_1) = F_2 + U_s \quad (3.2)$$

油圧アクティブサスペンションにスカイフックダンパ制御を適用するには, ばね上速度を計測するセンサーを設置し, その信号に基づいてフィードバック制御を行う。ばね上速度に比例した力を発生するため動的な車体姿勢変化を抑制するのに有効である。



|       |                           |            |
|-------|---------------------------|------------|
| $M_1$ | Unsprung Mass             | 50 Kg      |
| $M_2$ | Sprung Mass               | 727 Kg     |
| $K_1$ | Tire Spring Rate          | 225000 N/m |
| $K_2$ | Suspension Spring Rate    | 22200 N/m  |
| $C_2$ | Suspension Damping Rate   | 1750 N·s/m |
| $U_s$ | Force for control         | —          |
| $X_0$ | Road Surface Displacement | —          |
| $F_0$ | Input Force               | —          |

Fig 3-2 2-DOF Suspension Model



また、車両積載条件に拘らず車高を一定にできるように車高一定制御は、低周波域から定常領域で効果を発揮させる必要があるためローパスフィルタを乗じたゲインとしてフィードバック制御を行なう。

このように定常状態からばね上振動領域までを制御によって挙動を抑制できるよう、基本制御としてスカイフックダンパ制御と車高フィードバック制御を採用した。  $G_a$  を車高フィードバックゲイン、  $\tau_a$  をローパスフィルター時定数、  $G_b$  をスカイフック制御ゲインとすれば、アクティブサスペンションの制御力 ( $U_s$ ) は次式で示すことができる。

$$U_s = -\frac{G_a(X_2 - X_1)}{1 + \tau_a S} - G_b \dot{X}_2 \quad (3.3)$$

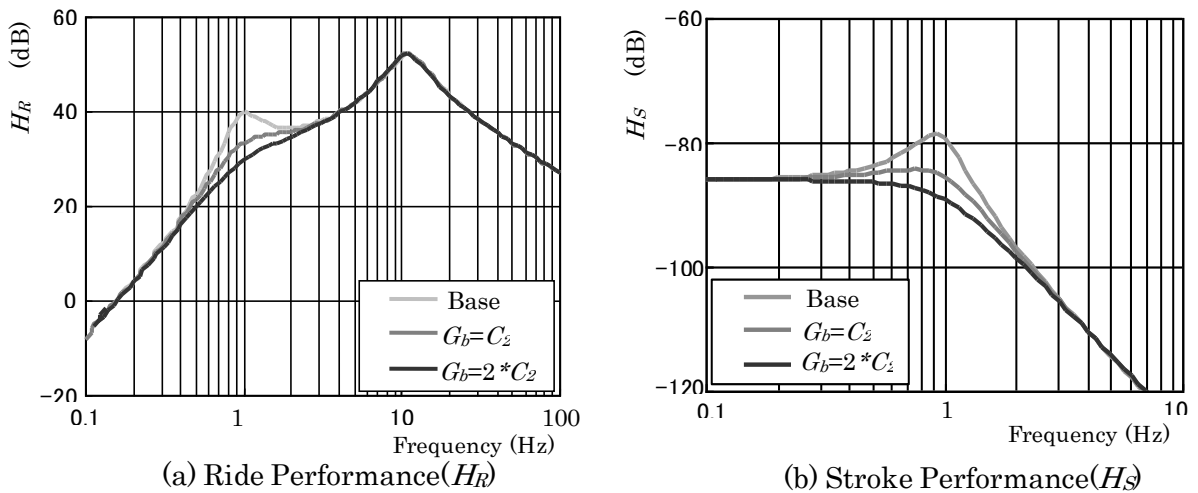


Fig 3-3 Effects of  $G_b$

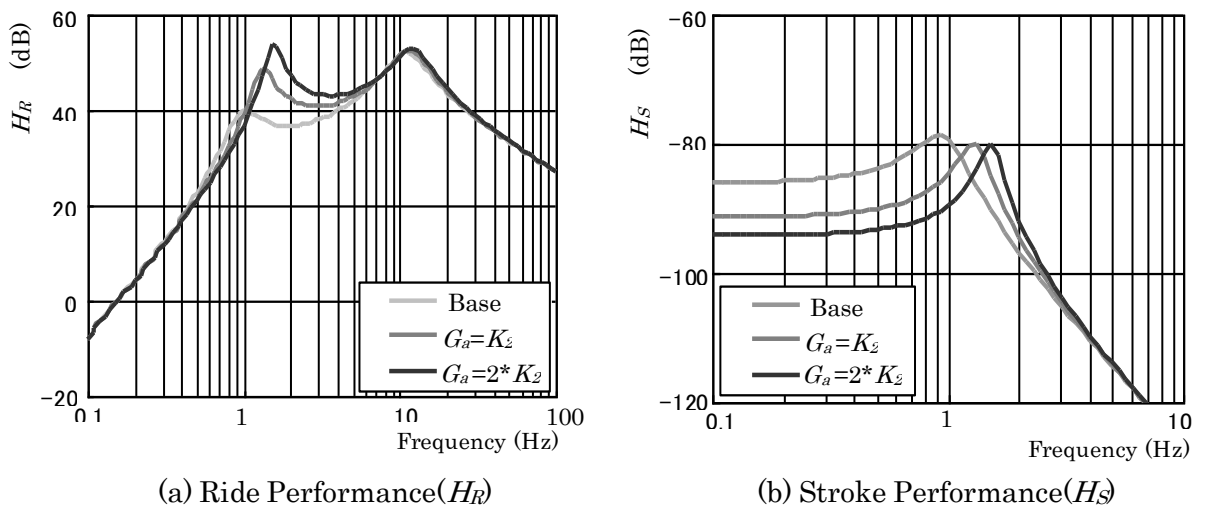


Fig 3-4 Effects of  $G_a$

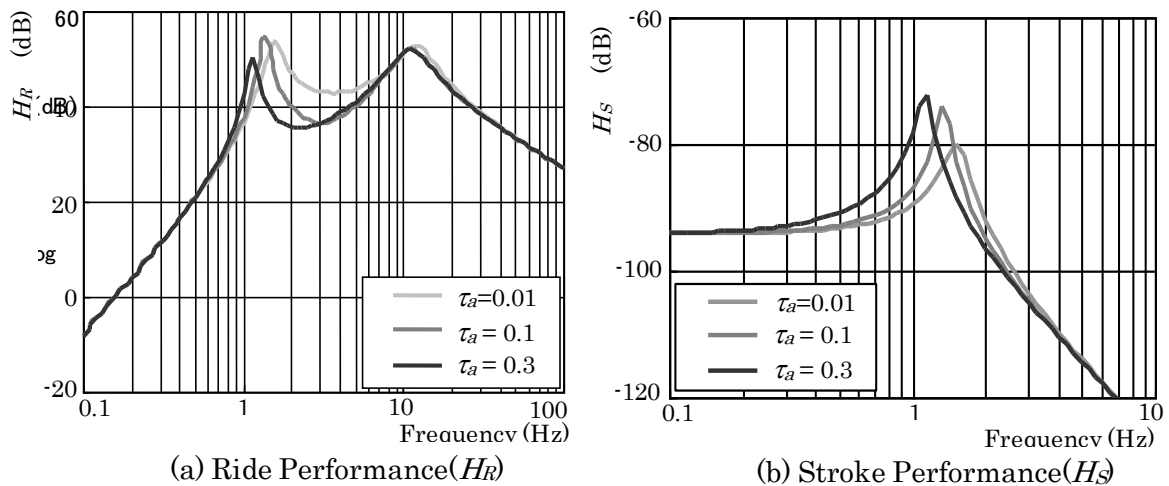


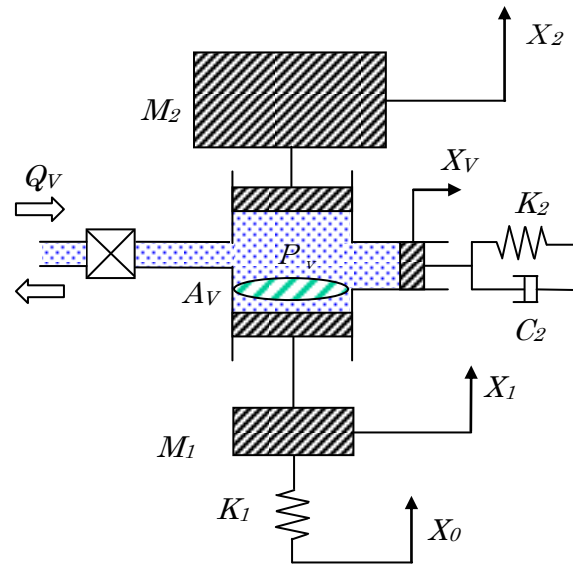
Fig 3-5 Effects of  $\tau_a$

式(3・1)～(3・3)を適用し、「2.3.1 サスペンションの機能」で示した式(2・16)の乗り心地指標( $H_R$ )と式(2・17)の車体姿勢変化指標( $H_S$ )に従って制御効果を評価する。

図 3-3 はスカイフック制御ゲイン( $G_b$ )を変化させた場合の制御効果を示した。スカイフック制御は、乗り心地と車体姿勢変化の両方に対してばね上振動領域の車体変動を抑制するのに有効な制御で、ゲインを大きくすれば効果も大きくなる。実車では、制御遅れなどの影響でゲインの大きさには制約が出てくると思われるが、可能な限り大きなゲインが設定できることが望ましい。次に、図 3-4 は車高フィードバックゲイン( $G_a$ )の効果を調べた結果である。車体外力による車体姿勢変化( $H_S$ )は極低周波の領域で効果があることを示している。特に定常領域の車体姿勢変化を抑制できることが特徴である。ただし、乗り心地特性( $H_S$ )はばね上振動領域を悪化させる特性があり大きな値を設定する場合には注意を要する。図 3-5 は車高フィードバック制御のローパスフィルターの時定数の影響である。この時定数は低周波での位相変化に与える影響が大きいため、ばね上の動的挙動に対する影響が小さくなるよう低周波側に設定することが必要である。

### (b) 流量制御方式

油圧アクティブサスペンションに適用する制御バルブは、圧力制御方式と流量制御方式の2つの方式に大別できる。圧力制御方式は、応答性に優れるが圧力変動に敏感で高周波領域の振動抑制が課題となることが想定される。一方、流量制御方式は圧力変動に影響されなため高周波域の圧力変動にตอบสนองせず、より良好な乗り心地を確保することはできるが、応答性と精度が課題となる。また、バルブの制御遅れの影響により系が不安定となり発振する懸念がある。これらの影響を含め、両者を比較検討した結果、乗り心地特性を優先するため流量制御バルブを採用することにした。ガスばねを用いたアクチュエータと組み合わせたシステムでは、圧力はガス容積にも依存するため流量制御のほうが安定することと、車体加速度を用いることでスカイフックダンパ制御が実現できからである。



|       |                         |                        |
|-------|-------------------------|------------------------|
| $A_v$ | Cylinder effective area | 402.12 mm <sup>2</sup> |
| $Q_v$ | Flow rate               | —                      |

Fig 3-6 Suspension Model w/ Flow Control Valve

制御する流量を  $Q_v$ 、サスペンションシリンダ内の圧力を  $P_v$  とする 2 自由度モデルは図 3-6 で示すことができる。サスペンションシリンダ内のオイルは非圧縮とし、ガスばねは便宜上シリンダ有効面積( $A_v$ )と同一の有効面積に直列に接合するばねと減衰として表現している。

ばね上、ばね下の運動はシリンダ圧力を用いて以下のように表現できる。

$$M_1 \ddot{X}_1 + K_i(X_1 - X_0) + A_v P_v = 0 \quad (3.4)$$

$$M_2 \ddot{X}_2 - A_v P_v = F_0 \quad (3.5)$$

ガスばね部の釣り合いは、有効断面積を等価的に  $A_v$  とすると

$$C_2 \dot{X}_v + K_2 X_v = A_v P_v \quad (3.6)$$

また、流体は非圧縮性であるからシリンダ内の制御流量とピストン各部の関係は以下の式で示すことができる。

$$Q_v = -A_v(\dot{X}_1 - \dot{X}_2 - \dot{X}_v) \quad (3.7)$$

流量制御方式では、車高変位をフィードバック制御すると変位に応じて速度制御をすることになる。そこで、変位フィードバックは車高変位と車高変位速度を観測して制御することとした。また、スカイフック制御、つまりばね上速度フィードバック制御は、加速度を検知して流量制御を実行する。 $G_1$ ,  $G_2$ を車高の変位速度と変位,  $G_3$ をスカイフック制御ゲインとすれば制御式を式(3・8)で示すことができる。

$$Q_V = -G_1(\dot{X}_2 - \dot{X}_1) - G_2(X_2 - X_1) - G_3\ddot{X}_2 \quad (3\cdot8)$$

(c) マルチダンピング構造

サスペンションは車重を支持するばねとダンピング機能を有するダンパーで構成されている。この機能を周波数領域で見ると、特に高周波の領域でダンパーからの振動伝達が大きくなる。低周波領域では高減衰として車両の安定性を保持させると、高周波領域で路面の入力を車体に伝えやすくなり、トレードオフの関係となっている。これを両立する方法として図3-7に示すマルチダンピング構造がある。

図のようにばねと減衰の並列( $K_A, C_A$ )に組み合わせ、同様の組み合わせ( $K_B, C_B$ )が直列になるように組み合わせる。このとき以下のような条件を満たす特性とする。

$$K_A > K_B \text{ and } C_A < C_B \quad (3\cdot9)$$

つまり、ばね係数が高いばねと減衰係数の低いダンパーの組み合わせと、ばね係数が低いばねと減衰係数の高いダンパーの組み合わせを直列に配置することである。このような組み合わせにすることにより、低周波領域ではばね力に比べて減衰力の影響が小さいため、低いばね定数と高い減衰係数の作用が大きく、低ばねで高減衰の特性になる。また、高周波領域では、減衰力がばね力よりも大きくなり高ばね低減衰の特性になる。このような特性はサスペンションにとって安定性と乗り心地を両立させるためには望ましい。

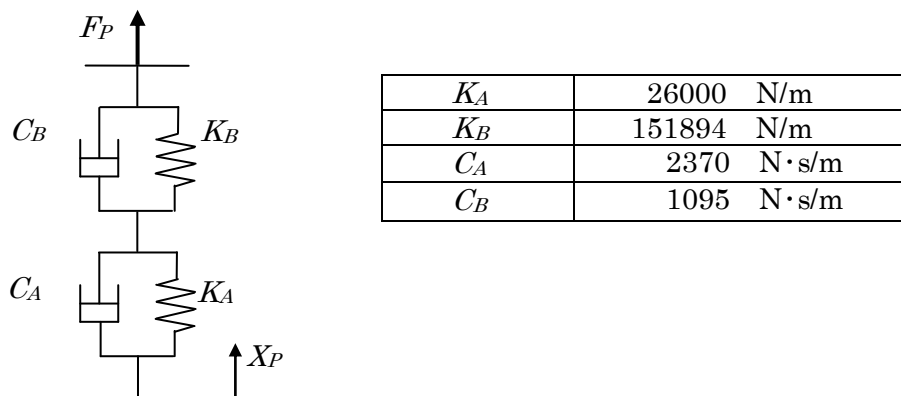


Fig 3-7 Multi Damping Structure Model

変位を  $X_P$ , 伝達力を  $F_P$ とすれば, 伝達特性( $T_P$ )は式(3・10)で示すことができる.

$$T_P = \frac{F_P}{X_P} \quad (3 \cdot 10)$$

$$T_P = \frac{(K_A + C_A S)(K_B + C_B S)}{K_A + K_B + (C_A + C_B)S} \quad (3 \cdot 11)$$

図 3-8 は伝達特性( $T_P$ )と図 3-2 で示したばね( $K_2$ ), ダンパ( $C_2$ )で構成する従来サスペンションの伝達特性( $T_2$ )を比較して出力した.

$K_A, K_B$ の値は 2つの合成値が低周波域で  $K_2$ と同一になるように設定し, 同様に  $C_A, C_B$ の値は合成値が  $C_2$ と同等になり, また式(3・9)を満足するように設定した.  $T_P$ は, 低周波領域の伝達特性は  $T_2$ とほぼ同等となって姿勢安定や低周波振動特性を確保でき, 高周波領域になるに従って伝達特性が小さくなるためゴツゴツ感などの高周波振動を抑制してサスペンションにとって望ましい特性となっている.

マルチダンピング構造では, 等価減衰( $C_P$ )及び等価ばね( $K_P$ )は伝達特性( $T_P$ )を用いて, 以下の式で表される.

$$C_P = \text{Imag}(T_P) / \text{Imag}(S) \quad (3 \cdot 12)$$

$$K_P = \text{Real}(T_P) \quad (3 \cdot 13)$$

ここに,  $\text{Real}, \text{Imag}$ はそれぞれ実部, 虚部を表わす.

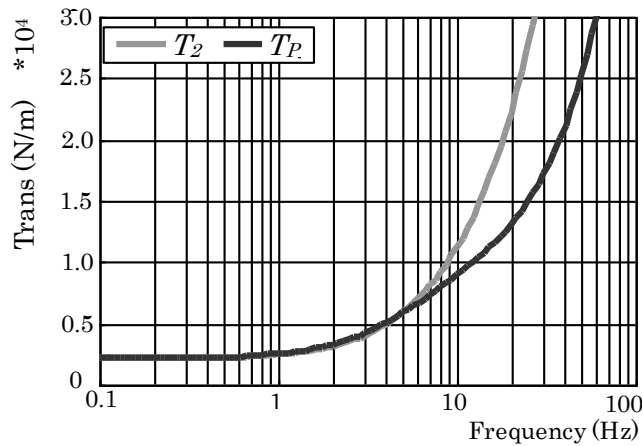


Fig 3-8 Transmissibility of Multi Damping Model

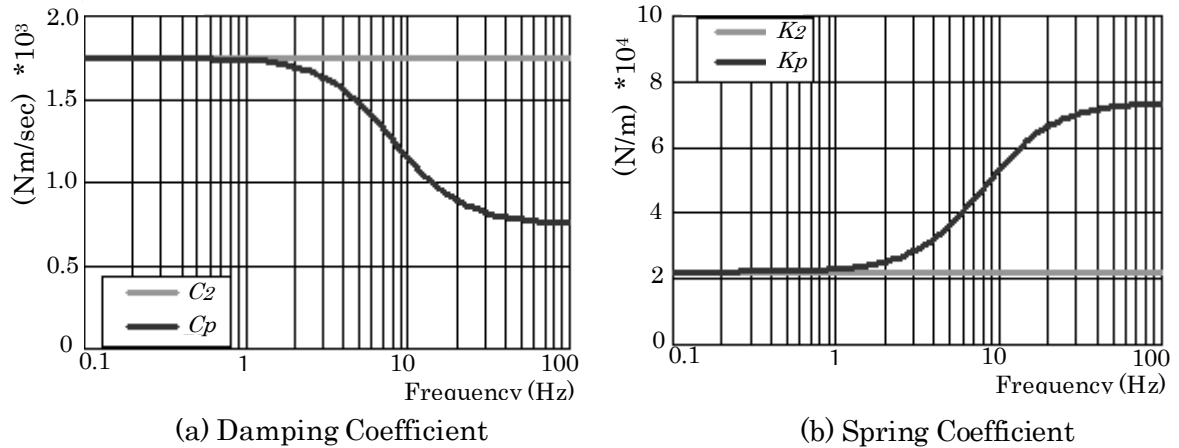


Fig 3-9 Dynamic Characteristics of Multi Damping Structure

従来の減衰係数，ばね係数は一般に周波数に対して一定と考えるが， $C_P$ 及び $K_P$ は周波数の関数となる．図 3-9，(a)は減衰係数の変化を示しており， $C_P$ は低周波領域で高減衰，高周波領域で低減衰となることを示しており，サスペンションにとって望ましい特性である．一方，図 3-9，(b)はばね係数を示したが， $K_P$ の値は低周波領域よりも高周波領域のほうが大きな値となる．この特性はサスペンションにとって望ましくないが，減衰係数の効果が大きいため，伝達特性で比べれば小さくなり，マルチダンピング構造全体では好ましい特性になると判断できる．

図 3-10 はマルチダンピング構造を採用したサスペンションのモデル図である．このモデルと，このモデルにばね( $K_2$ )，減衰( $C_2$ )を採用する従来モデルとの比較を行った．図 3-11 はマルチダンピング構造と従来構造のサスペンションモデルを適用して乗り心地特性( $H_R$ )

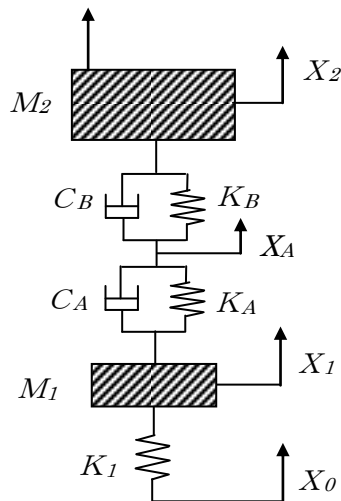


Fig 3-10 Suspension Model with Multi Damping Structure

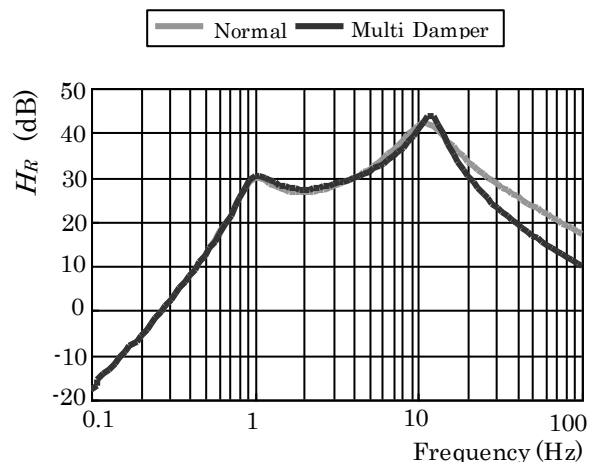


Fig 3-11  $H_R$  of Multi Damping Structure

を比較した結果である。低い周波数領域では、両者は同等であるのに対し、高い周波数領域ではマルチダンピング構造の方が振動レベルが低くなる。これは、マルチダンピング構造の高周波域の減衰特性が小さいため、ゴツゴツ感が抑制できていることを示している。

(d) 構造の具体化

図 3-12 及び図 3-13 は マルチダンピング構造を油圧システムで成立させるためのモデル図及びシステム概略図である。油圧シリンダーとガスばねを組み合わせたスローアクティブサスペンション構造でマルチダンピングを実現させるためには 2 組のばねとダンパーの組み合わせが必要である。また、これら 2 組のばね・ダンパーの組み合わせは、大きいガス容積を有するばねには小さいオリフィス、小さいガス容積のばねには大きいオリフィスとすれば、低周波では高減衰、高周波では低減衰の特性とすることができる。つまり低周波の動きは大きいガス容積のガスばねで吸収し、高周波の微振動は小さいガス容積のガスばねで吸収することになる。このため、小さいガスばねのフリーピストンはフリクシオンを小さくして追従性を向上するなどの工夫が必要である。

また、シリンダとガスばね間の管内の流体が振動して乗り心地が悪化する場合がある。これは管内の流体がマス要素となりガスばねがおもなばね要素となる共振現象であるため、配管を出来る限り短くすると同時に、等価マスを小さくするために配管の径を大きくして共振周波数を高めるよう工夫している。さらに、シリンダ内の圧力は高圧となるためシール部でフリクシオンが発生しない設計も求められる。

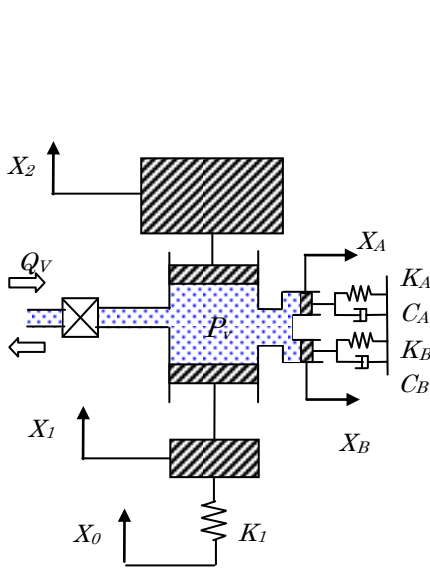


Fig 3-12 Model of Multi Damping Structure

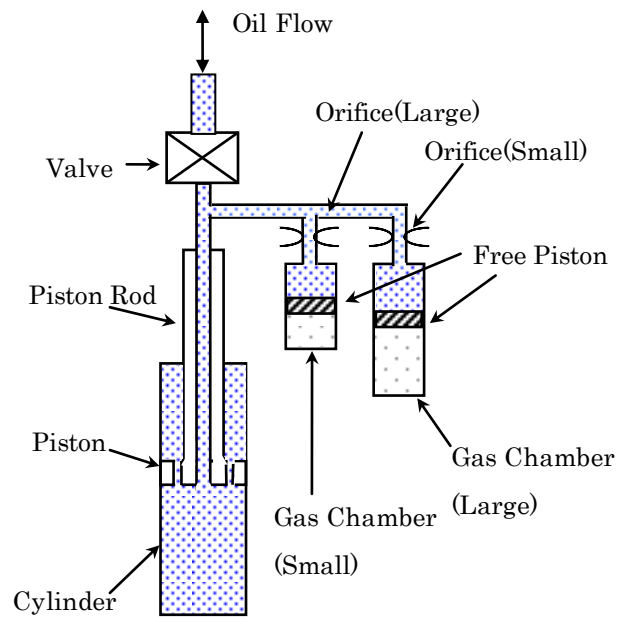


Fig 3-13 Figure of Multi Damping Structure

### 3.2.2 システム設計

車両試作にあたり，基礎的な検討をもとに以下に示す車両目標を設定した。

#### 1) 乗り心地制御

- ・従来車（パッシブ）に対してフワフワ振動を 10 dB 改善する。
- ・突き上げ，ゴツゴツ感は従来車並みとする。

#### 2) 姿勢一定制御

- ・操舵時のアンチロール
- ・定常で 0.5 G 以下はゼロロールとする。（逆ロールの可能性を調査する）
- ・従来車（パッシブ）に対して過渡ロール角を 1/2 以下とする。

これらの目標を達成するため，試作車には表 3-1 に示すセンサー類を搭載した。

車高センサーは各輪のサスペンションアームにリンクを設けて回転式ストロークセンサーを設定した。フルバンプからフルリバウンドまで測定が可能で，耐久性を確保するため非接触式の磁気センサーを採用した。

上下 G センサーは，車体の剛体モードの加速度を検出するために車室内前方に 2 個，後方トランクルーム内に 1 個搭載した。形式はカンチレバー構造の半導体式である。これらのセンサー信号とセンサーの搭載位置を用いて車体のロール，バウンス，ピッチ量を算出し，主にスカイフックダンパー制御に適用する。

圧力センサーは各シリンダー部とメインアキュムレータに合計 5 個採用した。200 気圧まで測定できる高圧対応のセンサーである。メインアキュムレータ部の圧力は主にフェールセーフに利用し，各輪の圧力は圧力バランス制御に適用する。また，メインアキュムレータ圧とシリンダ圧の差を算出して流量補正を行い，制御流量の精度を高めている。

横 G センサーと舵角センサーは，定常旋回中も姿勢をフラットに保持させるために採用した。上下 G センサーによるロールのスカイフック制御は，長いカーブを走行するような定常旋回では作用しない。定常状態は車高センサーによる車高保持によってフラットな姿勢とすることも可能であるが，車高制御は応答時間が長く，十分な対応は困難である。このため，車速と舵角量から車体の横 G を推定し，ロールを抑制するように流量を制御する制御を追加させて対応した。また，車速センサーは車速によるゲインの変更や，高速で車高を低下させて保持するための信号として利用した。

Table 3-1 Numbers and Position of Sensors

| Sensor Name    | No | Position          | Analog Filter       |
|----------------|----|-------------------|---------------------|
| Height         | 4  | Suspension Stroke | 30 Hz Low Pass      |
| Vertical G     | 3  | Front:2, Rear:1   | .01-60 Hz Band Pass |
| Pressure       | 5  | Cylinder          | 60 Hz Low pass      |
| Lateral G      | 1  | Body Center       | 60 Hz Low pass      |
| Steering Angle | 1  | Steering Wheel    | 60 Hz Low pass      |
| Vehicle Speed  | 1  | -                 | -                   |



図 3-14 に、車高センサー信号の処理の流れを示す。4 輪車高の合計値のバウンス，前 2 輪と後ろ 2 輪との差はピッチ，左右の差はロール量となることから，それぞれのモード量を算出し，各モードに設定したゲインを乗じ，さらに各 4 輪へと配分する．このように車体モード毎にゲインを設定することで車体姿勢や乗り心地の調整が容易になる．また，上下 G についても同様に車体のモードに分離してモード毎のゲインを設定するロジックとした．

表 3-2 は，モニターが可能なセンサー信号及び制御信号である．それぞれの信号が正しくセンシングできているかと同時に，制御量の妥当性をテストコース上でもチェックできるようにグラフ化して確認することができる．

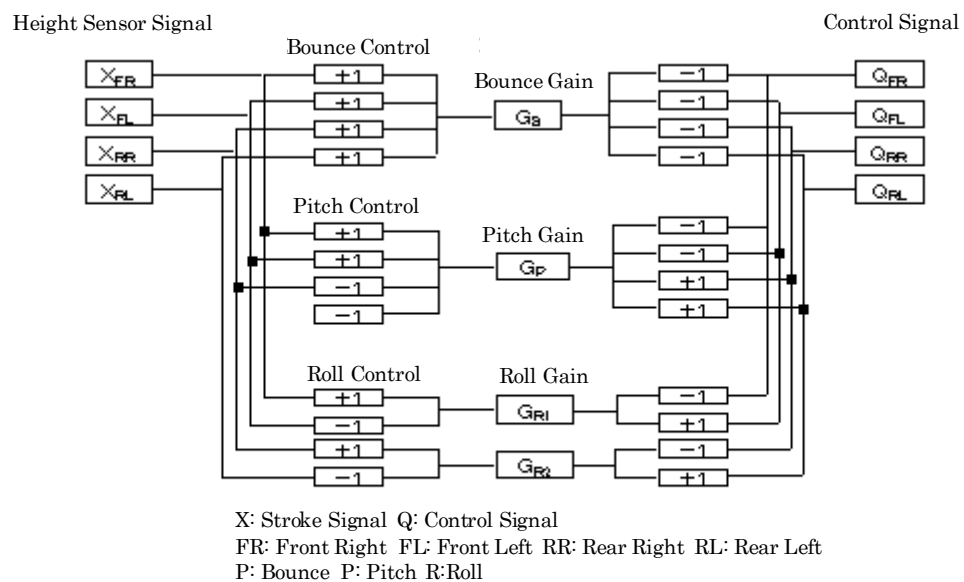


Fig 3-14 Flow Chart of Height Sensor Signal Calculation

Table 3-2 Signals for Monitoring

| Control/Monitoring Signal | No | Position           | Range (0.5-4.5V)             |
|---------------------------|----|--------------------|------------------------------|
| Height                    | 4  | Suspension Stroke  | -110 to 100 (mm)             |
| Vertical G                | 3  | Front:2, Rear:1    | -0.5 to 0.5 (G)              |
| Pressure                  | 5  | Cylinder           | 0 to 20 (N/mm <sup>2</sup> ) |
| Lateral G                 | 1  | Body Center        | -1 to 1 (G)                  |
| Flow Rate                 | 4  | Flow Control Valve | -12.8 to 12.8 (L/min)        |
| Unload                    | 1  | Fail Safe Valve    | 0.5 V                        |

図 3-15 は油圧回路図である。エンジン駆動のポンプを用いてリザーブタンクのオイルを高圧のメインアキュムレータに蓄圧する。ポンプは高圧対応でエネルギー効率の良い斜板型可変容量ポンプを採用した。圧力が高くなるに従い斜板の傾斜が変化して吐出流量が小さくなる構造となっている。駆動は、ピストン方式のポンプであるため高圧で作動させることができ、エネルギー効率が高い。ただし、脈動が大きく作動音が懸念されるため、脈動吸収にポンプノイズアブソーバを採用した。

アクチュエータにオイルを流入・排出する流量制御バルブは、応答速度を確保するために、スプールの作動をメイン圧力で補助するパイロット駆動式を採用した。スプールの作動を油圧で補助することにより応答速度の確保だけでなく、スプールの固着防止やソレノイドの小型化も可能になる。

アクチュエータはピストン・シリンダと2対のガスばねで構成する。アクチュエータは高圧シールと低フリクションを両立するため、テフロンシールと通常のラバーシールを組み合わせた新しい構造とした。ガスばねはマルチダンピング構造でガス容量の異なる2部品で構成する。特に、ばね定数の高いガスばねには金属ベローズを採用し高周波領域でも固着せず、低動ばねを保持できる構造とした。もう一方のガスばねは通常のフリーピストンタイプを採用した。

フェール時への対応に、フェールセーフバルブを搭載した。通電時にクローズとなるノーマルオープンのフェールセーフバルブは、フェール状態で電源がオフになるとバルブが解放になり、高圧側のオイルをタンク側へ排出する。この時、圧力が低下するとパイロット作動のチェックバルブが閉じて、アクチュエータ側のオイルは保持される。この結果、フェールが発生してもハイドロニューマチックサスペンションとなり、支障なく通常走行することが可能となる。

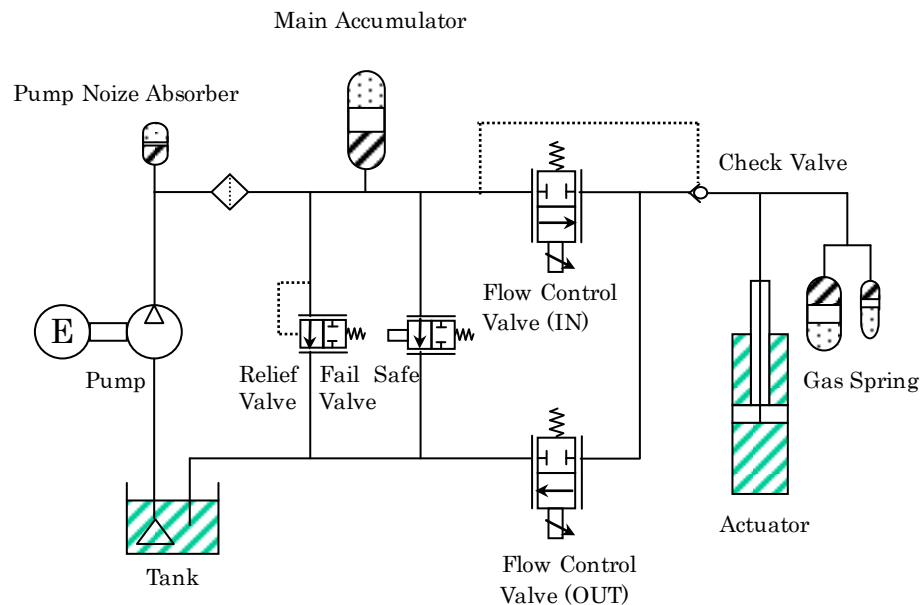


Fig 3-15 Hydraulic Circuit Scheme

試作車に採用した車両はエンジン排気量 3000 cc, FR 駆動セダンで基本緒元を表 3-3 に示す. 図 3-16, 3-17 はそれぞれフロントとリアのサスペンションモジュール図面である. 各輪に 2 個のガス室を設けており, 高周波領域で追従性を向上させるため小さい方のガスばねには金属ベローズを採用して低フリクションの構造とした. また, リア側はベローズをシリンダ内に設けて小型化すると同時に, 流体共振が発生し難いレイアウトとしている. 図 3-18 は車両全体のレイアウト図を示す. 制御バルブはフロントとリアに左右を同一ブロック構造としてそれぞれ配置し, リアにはメインアキュムレータも一体化した. オイルポンプはエンジン駆動で, フィルターとクーラーを設けてある. センサー類は, 車高センサーを各輪に 4 個, G センサーを 3 個配置し, 圧力センサーなど他のセンサー類はアクチュエータなどに内蔵している.

Table 3-3 Vehicle Data equipped with Slow Active Suspension

| Items                |             | Front       | Rear        | Reference             |
|----------------------|-------------|-------------|-------------|-----------------------|
| Weight (Unloaded)    | Kg          | 1037        | 896         | Total:1933            |
| Weight (Loaded)      | Kg          | 1114        | 984         | Total:2098            |
| Weight (Susp.)       | Kg          | 50          | 50          | One side              |
| Wheel Base           | mm          | 2950        |             |                       |
| Tread                | mm          | 1525        |             |                       |
| Suspension Stroke    | mm          | 90/100      | 90/100      | Bump/Rebound          |
| Caster angle         | deg         | 5° 55'41"   | -4° 2'6"    | Loaded                |
| Caster trail         | mm          | 34.6        | -39.0       | Loaded                |
| KingPin angle        | deg         | 11° 5'10"   | 4° 35'38"   | Loaded                |
| KingPin offset       | mm          | 10.7        | 76.7        | Loaded                |
| Camber angle         | deg         | -20'        | -1°         | Loaded                |
| Spring Coef.         | N/mm        | 22.24       | 18.76       | Wheel center position |
|                      | Main N/mm   | 42.5        | 42.5        |                       |
|                      | Sub N/mm    | 147.1       | 147.1       | Cylinder position     |
|                      | Coil N/mm   | 11.77       | 4.9         |                       |
| Stab. Spring Coef.   | N/mm        | 38.2        |             |                       |
| Lever ratio          |             | 0.705       | 0.704       |                       |
| Tire Spring Coef.    | N/mm        | 225.6       | 225.6       |                       |
| Damping              | Ten. N      | 105/420/841 | 122/458/916 | 0.1/0.3/0.6 m/s       |
|                      | Comp. N     | 70/212/420  | 62/183/372  | 0.1/0.3/0.6 m/s       |
| Load on Cylinder     |             | 719.15      | 627.84      |                       |
| Load for Gas spring  |             | 482.55      | 482.55      |                       |
| Load for Coil spring |             | 236.6       | 145.29      |                       |
| Roll height          | Unloaded mm | 66.5        | 124         |                       |
|                      | Loaded mm   | 44          | 87          |                       |
| Drive                |             |             |             | FR                    |

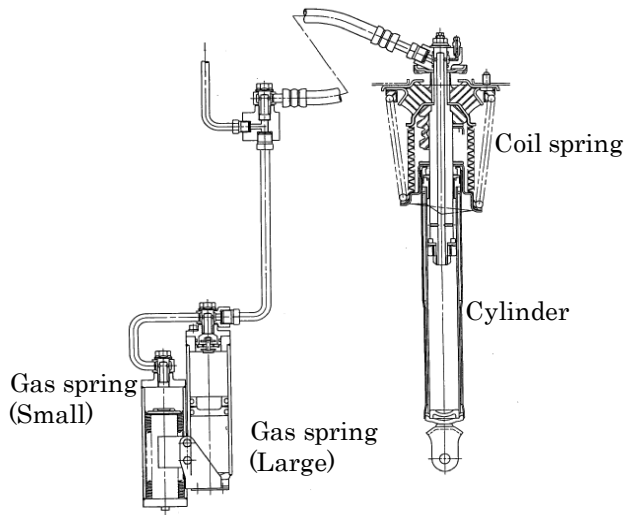


Fig 3-16 Front Suspension Ass'y

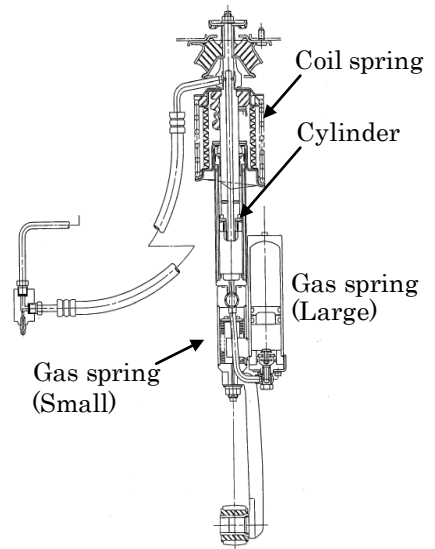


Fig 3-17 Rear Suspension Ass'y

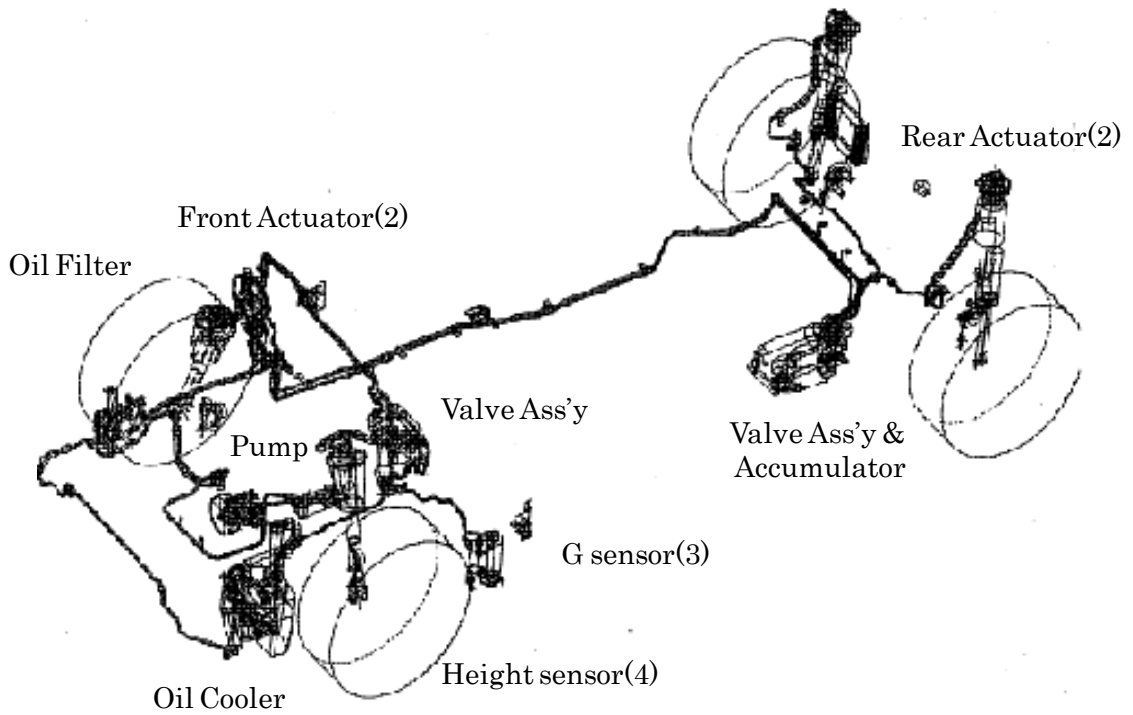


Fig. 3-18 Layout drawing of active suspension

### 3.2.3 テスト結果

図 3-19 は車両を加振ベンチに設置して、加振機から車体への加速度伝達特性を測定した結果である。実線は制御あり、破線は制御なしで、0~25 Hz の周波数での計測値を示している。実験は、油圧加振機による正弦波スイープ入力でフロント 2 輪を同相で加振し加振台の上下 G を測定すると同時に、フロントサスペンションタワー位置の上下 G を計測して、伝達特性を計算した。

制御なしでは、ばね上共振により 1 Hz 付近の振動伝達特性が高いが、制御することにより低く抑えられスカイック制御の効果が現れている。当初目標とした 10 dB の効果をほぼ達成することができた。しかしながら、15 Hz 以上の領域では制御することにより悪化している領域があり、これは制御の位相遅れが要因と推測される。

図 3-20 は荒れたアスファルト路面を車速 50 Km/h で走行した場合の車体上下 G を計測し、制御ありと制御なしを比較した結果である。計測結果からも低周波域の改善はあきらかであり、実際に乗車してみると車体の上下だけでなくロールやピッチも小さいため、窓外の景色の動きも小さくなることもあり、制御効果を体感することができた。また、懸念

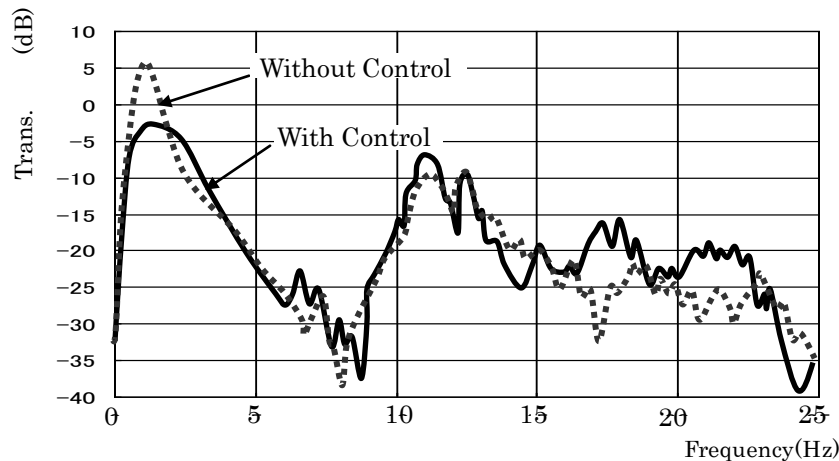


Fig 3-19 Acceleration Transmissibility between Shaker and Body on Bench Test

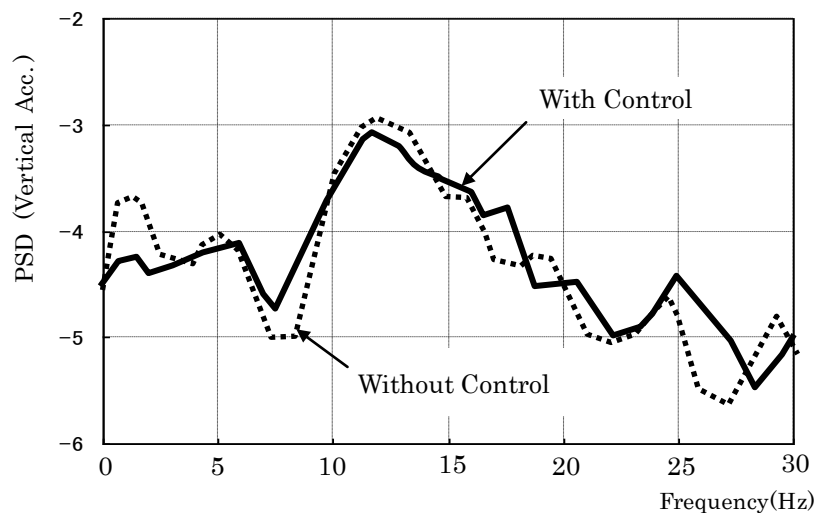


Fig 3-20 Ride Test on Damaged Asphalt Surface(50Km/h)

された高周波のゴツゴツ感は制御ありとなしの差は体感できるが、そのレベル差は小さく問題にはならないと判断した。

図 3-21 は、車速 50 Km/h で突起を乗り越えた場合の車体上下 G とサスペンションストロークを計測した結果で、実線は制御あり、破線は制御なしを示す。制御することにより突起を乗り越えた直後のサスペンションストロークは大きくなり、車体の姿勢変化や加速度を低減させている。また減衰作用も大きく、車体の揺り返しが見られなくなりフラットな乗り心地を実現できていることを示している。

図 3-22 は半径 30m の円周上を一定速度で走行した時の、車体ロール角と横 G の関係である。左図は車速 50 Km/h、右図は 100 Km/h で、共に制御することによりロール角を約半分に低減している。また 0.5 G 以下はロール角が一定で小さく、ゼロロールは実現できていないがほぼ満足できる性能である。ただし、ロール角はサスペンションストロークから算出した値でありタイヤの変位は含んでいない。

図 3-23 は定常旋回時に車体を逆（内向き）にロールさせるように制御して走行させた場合の映像を示した。半径 30 m の円周上を車速 50 Km/h で走行した場合で、上の写真は逆ロール制御とした場合、下の写真は制御なしとした場合である。逆ロール制御とすると写真のように定常状態では安定感を得られるが、スラロームなどを行った場合にはロールのタイミングに違和感があり実用向きではないと評価した。

図 3-24 は車線移行を行った場合の車体ロール角と各輪のサスペンションストロークの関係をグラフ表示したもので、制御あり／なしについてそれぞれ車速 50 Km/h と 100 Km/h の場合を比較した結果である。制御ありでは、過渡的な横 G に対してサスペンションストロークが小さく、車体ロールを小さく押さえていることが分かり、操縦性安定性が向上する。

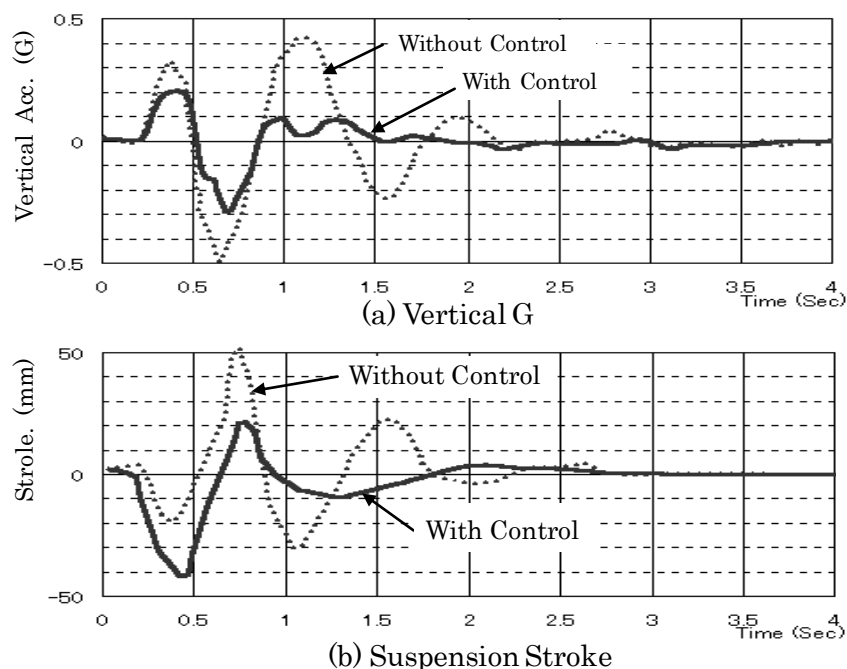


Fig 3-21 Vehicle motion at crossing over a projection(50Km/h)

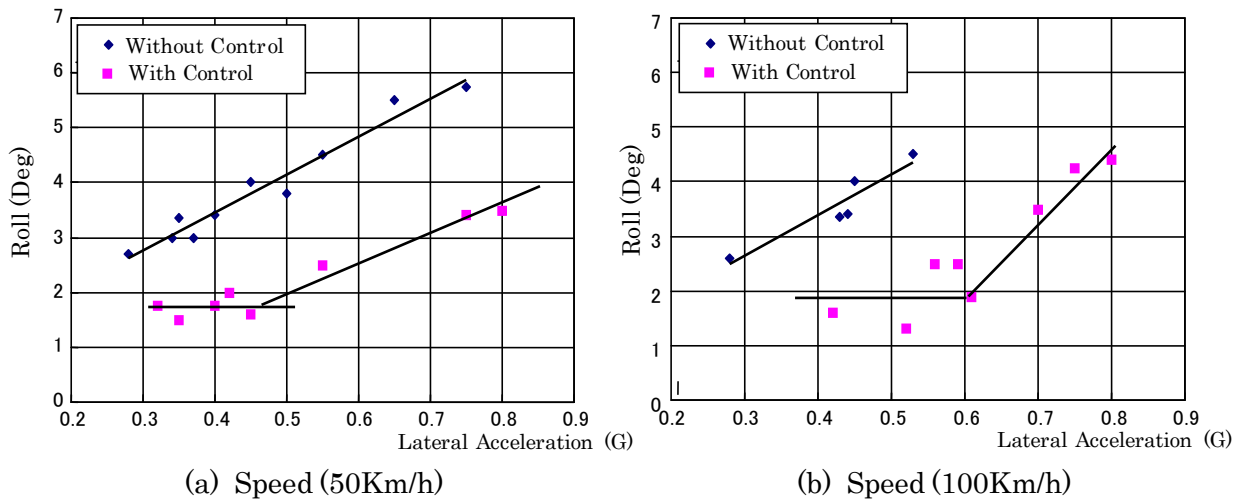


Fig 3-22 Lateral G vs Roll Angle (Constant speed)

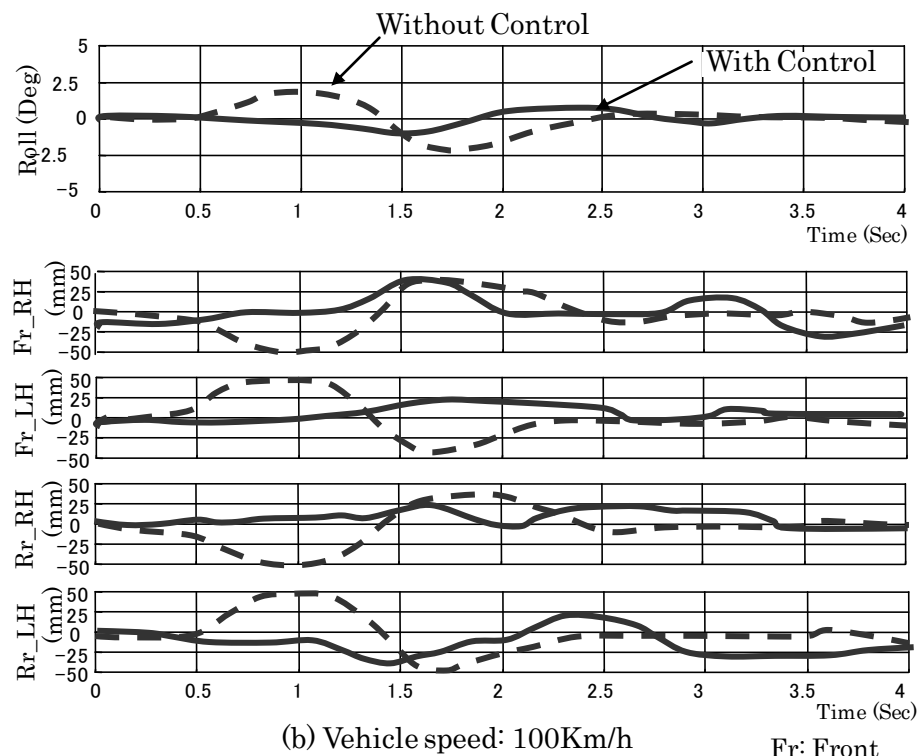
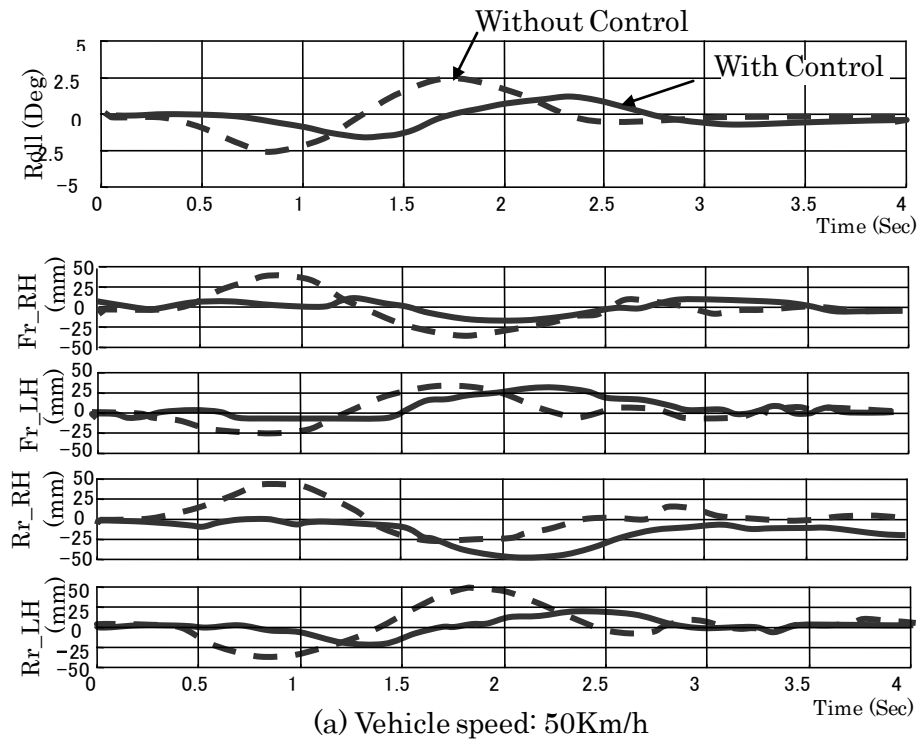


(a) Active Suspension



(b) Conventional Suspension

Fig 3-23 Body Roll Comparison on Constant Circle(R:30m,V:50Km/h)



Fr: Front  
 Rr: Rear  
 LH: Left hand  
 RH: Right hand

Fig 3-24 Roll Angle and Suspension Stroke



### 3.3 シート制御<sup>(60)</sup>

サスペンションにアクティブ制御を適用すれば、安定した車体姿勢や重厚感のある乗り心地を実現することが可能となる。例えば、操舵時に発生する車体ロール、うねり路や悪路走行時に発生する車体変動に対して制御効果が大きい。この特性は、ばね上共振周波数領域の比較的低い周波数での振動に効果が顕著であることを示している。一方、ばね上共振周波数よりも高い周波数領域は、制御効果が得られ難い領域である。特に、ばね下振動の影響はブルブルした振動として乗り心地を悪化させる要因となっている。

さらにばね下振動には、いかなるサスペンション制御によっても振動改善が不可能な不動点の関係しており、車両の乗り心地制御における重要な課題となっている。

このような観点から、不動点域の振動を改善するため車両のシートを制御する方法の可能性について考察した。車両のシートはドライバーポジションや頭上空間などが関係し、制御変位を大きく設定することは一般的に困難である。そこで、シート制御の条件として、シート部の振動を低減すると共に制御変位を小さくすることも必要条件として考慮した。制御変位を小さくするためには低周波領域での制御を抑制し、ばね下共振域の周波数領域を選択的に制御することが効果的であることに着目して周波数特性で重みを設定する周波数成形最適制御を採用した。また、ばね下振動とばね上振動を同時に低減するため、シートとサスペンションとの統合制御についても検討を加えた。

#### 3.3.1 制御系設計

##### (a) 不動点の存在

路面入力に対し、車体振動を出力とする振動伝達系には、サスペンション特性にかかわらず、ばね下振動の影響が不変となる不動点が存在する。<sup>(61),(62)</sup>

図3-25の2自由度モデルの運動を示すと

$$M_U \ddot{X}_U + C_A(\dot{X}_U - \dot{X}_S) + K_A(X_U - X_S) + K_T(X_U - X_0) = 0 \quad (3 \cdot 14)$$

$$M_S \ddot{X}_S + C_A(\dot{X}_S - \dot{X}_U) + K_A(X_S - X_U) = 0 \quad (3 \cdot 15)$$

式(3・14), (3・15)より,

$$M_U \ddot{X}_U + M_S \ddot{X}_S + K_T(X_U - X_0) = 0 \quad (3 \cdot 16)$$

式(3・16)をラプラス変換し,  $s=j\omega$  を代入すると

$$(-M_U \omega^2 + K_T)X_U - M_S \omega^2 X_S = K_T X_0 \quad (3 \cdot 17)$$

振動伝達特性を

$$H_A = \frac{\ddot{X}_S}{\dot{X}_0} \quad (3 \cdot 18)$$

とすれば,

$$\omega = \sqrt{\frac{K_T}{M_U}} \quad (3\cdot19)$$

のときの  $H_A(\omega)$  は次式で表される.

$$H_A(\omega) = -j \frac{\sqrt{M_U K_T}}{M_S} \quad (3\cdot20)$$

式(3・20)は、ばね上及びばね下質量とタイヤばね定数が一定であるならば、特定周波数でサスペンション特性に無関係に、振動伝達特性に不変の値が存在することを示している。図3-26は、サスペンションの仕様違いによる振動伝達特性を示しており、交点が不動点となっている。「Case-1」に対し「Case-2」はばね定数( $K_2$ )を10倍に、また「Case-3」は同様に減衰係数( $C_2$ )を0.1倍にして計算した。本図では示していないが、セミアクティブやフルアクティブなどサスペンションの方式や形式に拘らず不動点は避けることはできない点となる。

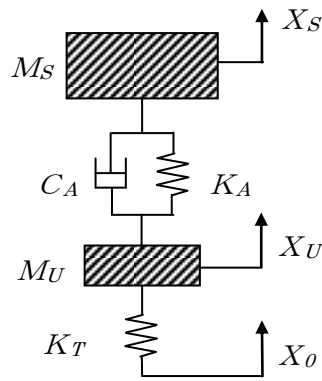


Fig 3-25 Vehicle Model

Table 3-4 Vehicle Parameters

| Symbol |                               | Case-1 | Case-2 | Case-3 |
|--------|-------------------------------|--------|--------|--------|
| $M_U$  | Unsprung Mass(Kg)             | 40     | ←      | ←      |
| $M_S$  | Sprung Mass(Kg)               | 420    | ←      | ←      |
| $C_A$  | Suspension Damping Rate(N/mm) | 1000   | ←      | 100    |
| $K_A$  | Suspension Spring Rate(Ns/mm) | 20000  | 200000 | 20000  |
| $K_T$  | Tire Spring Rate(N/mm)        | 200000 | ←      | ←      |

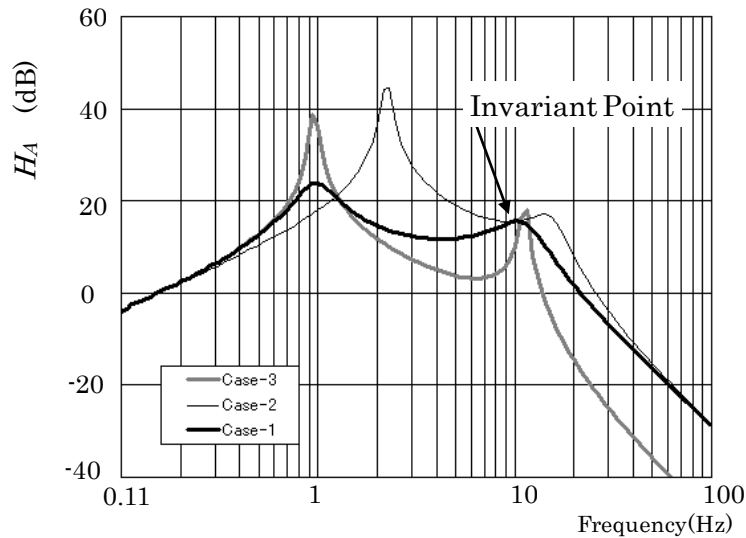


Fig 3-26 Invariant Point

このように、不動点はばね下振動を主体とする固有振動数に存在し、一般車両においては10 Hz 付近の振動となる。この振動は、乗員にはブルブルした感じの不快感を与える。サスペンションでは制御不能な領域の振動を改善するため、車両のシートに着目し、シートを制御することにより不動点の振動低減を試みる。

### (b) 制御系の設計

路面入力に起因する振動は、タイヤ、サスペンション、車体、そしてシートを介して人体に伝達される。そこで、車体とシートの結合部にアクチュエータを介在させて制御すれば、2自由度モデル固有の不動点理論が適用されない3自由度モデルを形成し、人体に伝達される不動点域の振動を制御することが可能と考えられる。つまり、車体を加振する反力を利用してシート振動を低減しようとする方法である。しかし、シートにアクチュエータを装着して振動制御するには、車両の機能・構造上大きな変位で制御することは困難であり、シート制御の変位は極力小さくすることが重要である。

また、車両振動の振幅は一般に低周波で大きく、高周波では小さい。通常の車両では、ばね上共振周波は1～2 Hz、ばね下共振周波数は10～14 Hzに存在し、不動点領域はばね下共振周波数付近に存在する。従って、シートを制御するには周波数に着目し、低周波域と高周波域との制御量を可変にすることが有効であると推察される。

ここでは、図3-27のモデルに表3-4、3-5の諸元値を用い、最適制御と周波数成形最適制御を適用して両者を比較検討する。

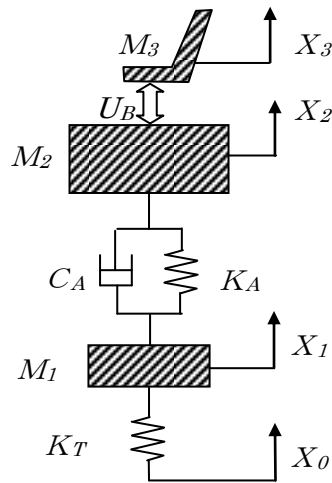


Fig 3-27 Active Controlled Seat

Table 3-5 Parameters of Active Controlled Seat Model

|       |                  |        |
|-------|------------------|--------|
| $M_1$ | Unsprung Mass    | 40 Kg  |
| $M_2$ | Sprung Mass      | 350 Kg |
| $M_3$ | Seat & Passenger | 70 Kg  |

(C) 最適制御

図 3-27 に示す 3 自由度モデルでシート制御力を  $U_B$  とすると運動は次式で示される

$$M_1 \ddot{X}_1 + C_A(\dot{X}_1 - \dot{X}_2) + K_A(X_1 - X_2) + K_T(X_1 - X_0) = 0 \quad (3 \cdot 21)$$

$$M_2 \ddot{X}_2 + C_A(\dot{X}_2 - \dot{X}_1) + K_A(X_2 - X_1) + U_B = 0 \quad (3 \cdot 22)$$

$$M_3 \ddot{X}_3 - U_B = 0 \quad (3 \cdot 23)$$

状態変数及び制御力を

$$X = \begin{Bmatrix} X_1 - X_0 \\ X_2 - X_1 \\ X_3 - X_2 \\ \dot{X}_1 \\ \dot{X}_2 \\ \dot{X}_3 \end{Bmatrix} \quad (3 \cdot 24)$$

$$U = U_B \quad (3 \cdot 25)$$

とにおいて状態空間表現する.

$$\dot{X} = AX + BU \quad (3 \cdot 26)$$

ここに,  $A, B$ は式(3・21)~(3・25)より導かれる係数行列である.

$$A = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 1 \\ -\frac{K_T}{M_1} & \frac{K_A}{M_1} & 0 & -\frac{C_A}{M_1} & \frac{C_A}{M_1} & 0 \\ 0 & -\frac{K_A}{M_2} & 0 & \frac{C_A}{M_2} & -\frac{C_A}{M_2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix} \quad (3 \cdot 27)$$

$$B = \begin{pmatrix} 0 & -1 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ -\frac{1}{M_2} & 0 \\ \frac{1}{M_3} & 0 \end{pmatrix} \quad (3 \cdot 28)$$

評価関数を次式とすれば

$$J = \int_0^{\infty} [X^T Q X + U^T R U] dt \quad (3 \cdot 29)$$

これを最小にするフィードバックゲイン( $K$ )及び最適制御力( $U$ )は次式となる.

$$K = R^{-1} B^T P \quad (3 \cdot 30)$$

$$U = -KX \quad (3 \cdot 31)$$

ただし,  $Q, R$ は重み係数であり,  $P$ は次のリカッチ方程式の解である

$$PA + P^T A - PBR^{-1}B^T P + Q = 0 \quad (3 \cdot 32)$$

路面からシートへの振動伝達特性，及び制御変位をそれぞれ  $H_B$ ， $D_B$ とし，式(3.33)と(3.34)で定義する．

$$H_B = \frac{\ddot{X}_3}{\dot{X}_0} \quad (3.33)$$

$$D_B = \frac{X_3 - X_2}{\dot{X}_0} \quad (3.34)$$

表 3-6 は最適制御に適用した重みである．ここに， $q_i$ は，以下で決定する重み( $Q$ )に適用する．

$$Q = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & q_i & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix} \quad (3.35)$$

図 3-28 は，表 3-6 で与えた重み係数により最適制御を適用した結果である．

制御なしは図 3-26 の Case-1 に相当し，シートと車体とが一体となった場合の特性を示している．Type-A は，振動伝達特性( $H_B$ )と制御変位( $D_B$ )を両立させる様に試行錯誤で重み係数を設定した．2自由度系のサスペンション制御で見られる不動点領域の振動伝達特性を改善しており，当初の狙いが達成できている．制御変位は 10 Hz 付近が最大となっているが，1 Hz 付近の制御変位もやや大きくなっているため，低周波で変位が大きくなる可能性もあり十分とはいえない．Type-B は，制御変位に関する重みを Type-A に対して 1/2 に設定したものである．この仕様で振動伝達特性は改善されるが制御変位が増大している．Type-C は同様に重みを Type-A に対し 5 倍に設定した．制御変位は小さくなるが，逆に振動伝達特性の改善代が小さくなる．

Table 3-6 Parameters of Weighting Functions for Optimal Control

|        | $q_i$ | $R$ |
|--------|-------|-----|
| Type-A | 200   | 1   |
| Type-B | 100   | 1   |
| Type-C | 1000  | 1   |

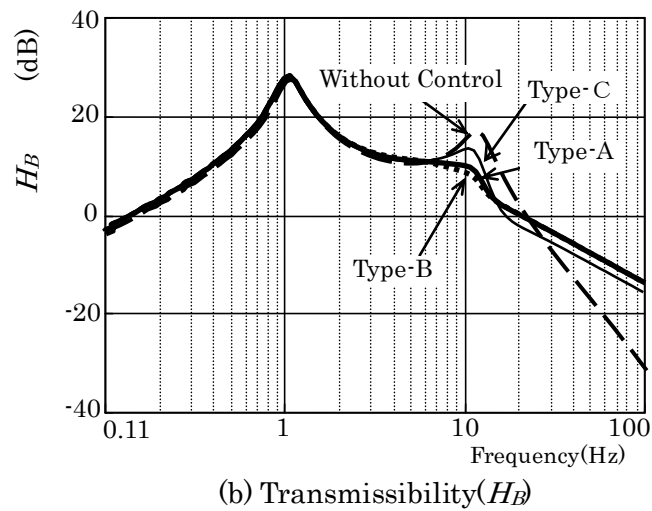
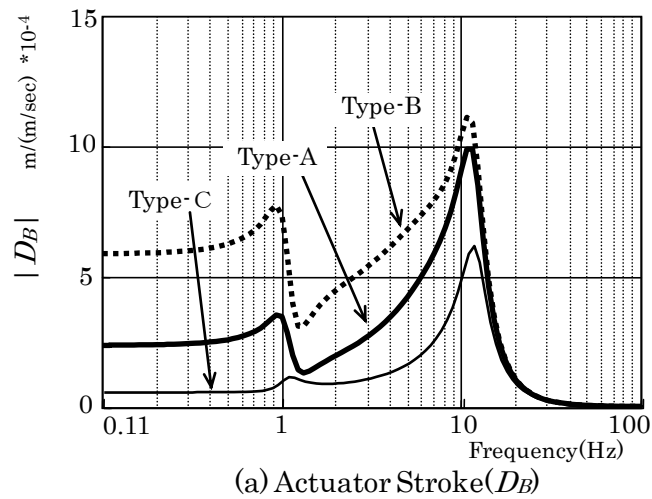


Fig 3-28 Optimal Control

(d) 周波数成形最適制御<sup>(63),(64)</sup>

周波数成形最適制御では、評価関数に周波数重みを適用する。最適制御の場合と同様に、状態変数( $X$ )、制御力( $U$ )、出力( $Y$ )、及び状態空間表現を次式とする。

$$X = \begin{Bmatrix} X_1 - X_0 \\ X_2 - X_1 \\ X_3 - X_2 \\ \dot{X}_1 \\ \dot{X}_2 \\ \dot{X}_3 \end{Bmatrix} \quad (3.36)$$

$$U = U_B \quad (3.37)$$

$$Y = X_3 - X_2 \quad (3.38)$$

$$\dot{X} = AX + BU \quad (3.39)$$

$W_Q(s)$ ,  $R_n$ を重みとして評価関数( $J_S$ )を式(3.40)で表現する.

$$J_S = \int_{-\infty}^{\infty} [Y^*(s)W_Q^*(s)W_Q(s)Y(s) + U^T R_n U]_{s=j\omega} d\omega \quad (3.40)$$

ただし, 右肩のアスタリスク(\*)は共役転置を表わす. 次に,

$$Z_Q(s) = W_Q(s)Y(s) \quad (3.41)$$

と置き, 状態空間表現に変換する.

$$\dot{\xi}_Q = A_Q \xi_Q + B_Q X \quad (3.42)$$

$$Z_Q = C_Q \xi_Q + D_Q X \quad (3.43)$$

$A_Q, B_Q, C_Q, D_Q$ は係数行列である.  $X, \xi_Q$ を拡大ベクトルに変形し,

$$X_n = \begin{Bmatrix} X \\ \xi_Q \end{Bmatrix} \quad (3.44)$$

とおくと, 以下の状態空間表現を得る.

$$\dot{X}_n = A_n X_n + B_n U \quad (3.45)$$

$$A_n = \begin{bmatrix} A & 0 \\ B_Q & A_Q \end{bmatrix} \quad (3.46)$$

$$B_n = \begin{bmatrix} B \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.47)$$

拡大ベクトルにより評価関数を表現すると次式となる.

$$J_n = \int_0^{\infty} [X_n^T Q_n X_n + U^T R_n U] dt \quad (3.48)$$



ここで重み係数( $Q_n$ )は以下の通りである.

$$A_n = \begin{bmatrix} D_Q^T D_Q & D_Q^T C_Q \\ C_Q^T D_Q & C_Q^T C_Q \end{bmatrix} \quad (3.49)$$

式(3.48)を最小とするフィードバックゲイン( $K$ )及び制御力( $U$ )は、次式となる.

$$K = R_n^{-1} B_n^T P_n \quad (3.50)$$

$$U = -KX \quad (3.51)$$

$P_n$ は以下のリカッチ方程式から求めることができる.

$$P_n A_n + A_n^T P_n - P_n B_n R_n^{-1} B_n^T P_n + Q_n = 0 \quad (3.52)$$

式(3.33), (3.34)と同様に振動伝達特性と制御変位を以下の通り定義する

$$H_C = \frac{\ddot{X}_3}{\dot{X}_0} \quad (3.53)$$

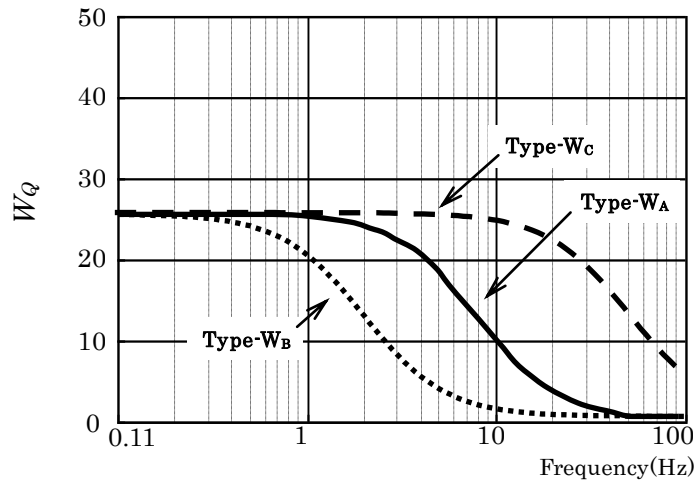
$$D_C = \frac{X_3 - X_2}{\dot{X}_0} \quad (3.54)$$

周波数重み( $W_Q(s)$ )は、制御変位に与える重みである. 低周波領域での制御変位を小さくし、ばね下振動領域の高周波領域でシート制御が作用するように重み関数( $W_Q(s)$ )を、2次遅れ系とした. また、周波数重み関数の違いによる制御特性の変化を検討するため、 $q$ ,  $\tau$ を表3-7で与えた.

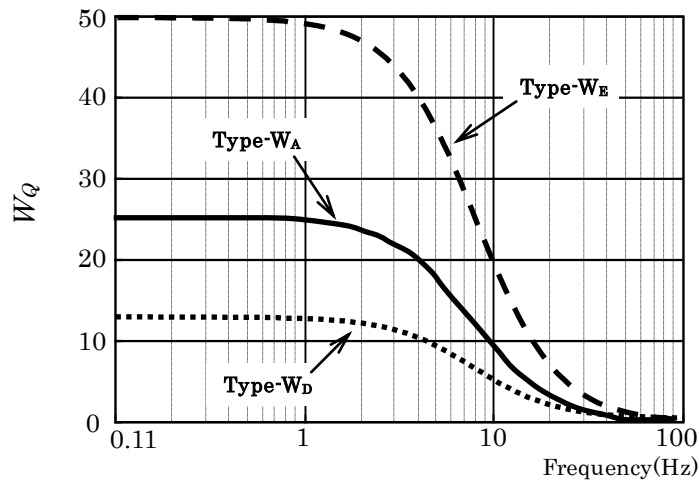
$$W_Q(s) = \frac{q}{(1 + \tau s)^2} \quad (3.55)$$

Table 3-7 Parameters of Weighting Functions  
for Frequency Shaped Control

|        | Type- $W_A$ | Type- $W_B$ | Type- $W_C$ | Type- $W_D$ | Type- $W_E$ |
|--------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|
| $q$    | 25          | 25          | 25          | 12.5        | 50          |
| $\tau$ | 0.02        | 0.08        | 0.003       | 0.02        | 0.02        |
| $R_n$  | 1           | 1           | 1           | 1           | 1           |



(a)  $W_A, W_B, W_C$



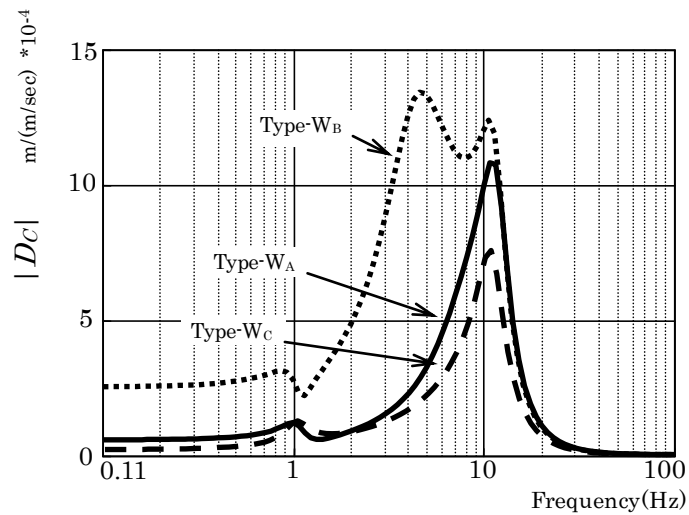
(b)  $W_A, W_D, W_E$

Fig 3-29 Weighting Function

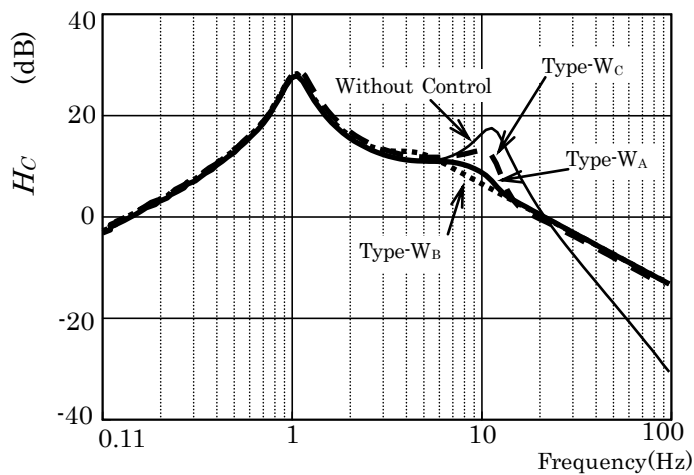
図 3-29 は表 3-7 に示す係数を適用した場合の重み関数を示している。Type- $W_A$  に対し、Type- $W_B$ 、 $W_C$  は、時定数  $\tau$  のみを変更し、Type- $W_D$ 、 $W_E$  は、Type- $W_A$  に対しゲイン ( $q$ ) のみを変更した。また、重み ( $R_n$ ) は全仕様同じ値に設定した。

図 3-30 に Type- $W_A \sim W_E$  の値を用いた場合の、制御特性を示す。時定数 ( $\tau$ ) を大きくすれば ( $W_B$ )、低周波域の重みが小さくなり振動伝達特性は良好となるが、制御変位が大きくなる。また、時定数 ( $\tau$ ) が小さい場合は ( $W_C$ )、制御変位は小さくなるが振動伝達特性の改善レベルは小さい。

図 3-31 はゲイン ( $q$ ) を変更した場合の結果である。ゲイン ( $q$ ) が小さい場合は ( $W_D$ )、制御量が増大し振動伝達特性の効果は大きいですが、制御変位が増大して好ましくない。また、ゲイン ( $q$ ) を大きく設定して制御量を抑制すると ( $W_E$ )、制御変位を小さくすることはできるが振動伝達特性の改善効果は小さくなる。



(a) Actuator Stroke( $D_C$ )

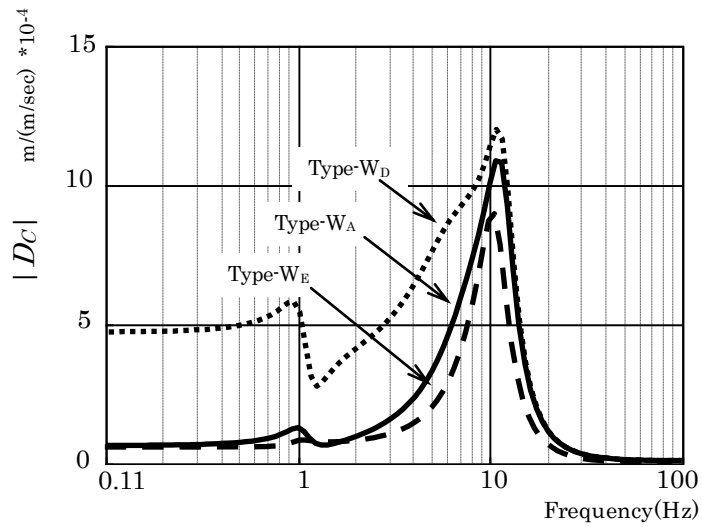


(b) Transmissibility( $H_C$ )

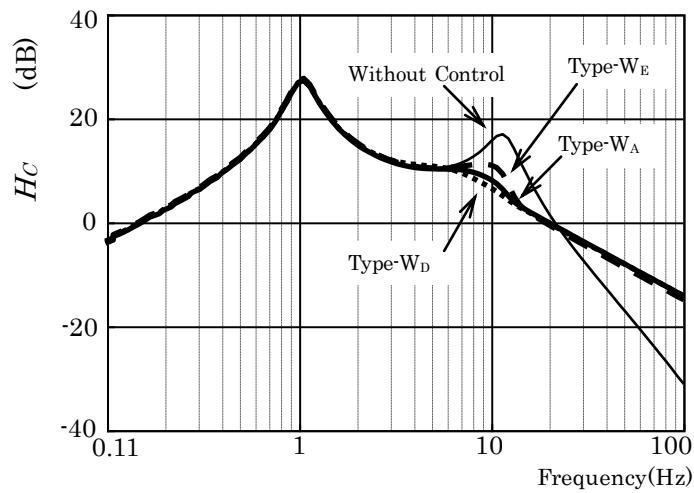
Fig 3-30 Frequency Shaped Optimal Control ( $W_A, W_B, W_C$ )

このように、制御変位と振動伝達特性とは相反する傾向となり、両者の妥協点を見いだすことが必要となる。周波数成形最適制御では周波数重み( $W_Q(s)$ )の調整により、振動伝達特性と変位制御量の増減を予測しながら調整することが可能となり、調整方法が容易である。

また、図 3-30 の周波数成形型最適制御(Type- $W_A$ )と図 3-28 の最適制御(Type-A)と比較すると、振動伝達特性は同等であるが、低周波領域の制御振幅は  $W_A$  の方が小さく良好な結果が得られており、周波数成形最適制御は有効な手法と考えられる。



(a) Actuator Stroke( $D_c$ )



(b) Transmissibility( $H_c$ )

Fig 3-31 Frequency Shaped Optimal Control ( $W_A, W_D, W_E$ )

### 3.3.2 シートとサスペンションの統合制御

ばね上共振に起因する低周波振動は、大変位となりシート制御で対応することは困難である。一方、サスペンション制御は低周波領域の振動改善に効果があり、シートとサスペンションとを統合して制御すれば、両者の特長を活かした制御が可能と考えられる。ここでは、図 3-32 のモデルを用い統合制御の可能性について検討する。

サスペンション制御力を  $U_A$  とすれば、統合制御モデルは式(3・56)～(3・58)で示すことができる。

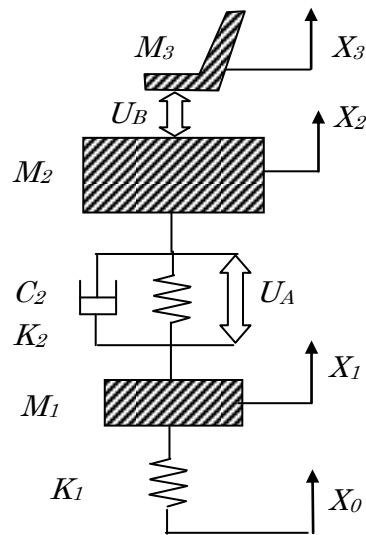


Fig 3-32 Integrated Control Model

$$M_1 \ddot{X}_1 + C_A(\dot{X}_1 - \dot{X}_2) + K_A(X_1 - X_2) + K_T(X_1 - X_0) + U_A = 0 \quad (3.56)$$

$$M_2 \ddot{X}_2 + C_A(\dot{X}_2 - \dot{X}_1) + K_A(X_2 - X_1) - U_A + U_B = 0 \quad (3.57)$$

$$M_3 \ddot{X}_3 - U_B = 0 \quad (3.58)$$

状態変数，制御力及び出力を次式とおき，周波数成形最適制御を適用する．

$$X = \begin{Bmatrix} X_1 - X_0 \\ X_2 - X_1 \\ X_3 - X_2 \\ \dot{X}_1 \\ \dot{X}_2 \\ \dot{X}_3 \end{Bmatrix} \quad (3.59)$$

$$U = \begin{Bmatrix} U_A \\ U_B \end{Bmatrix} \quad (3.60)$$

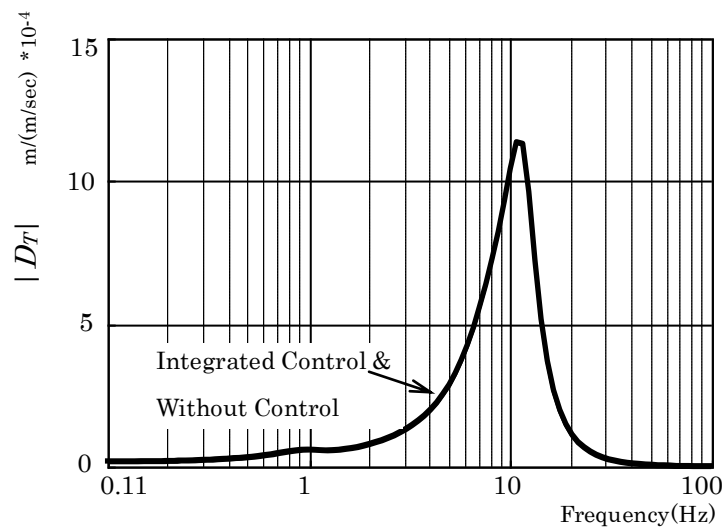
$$Y = X_3 - X_2 \quad (3.61)$$

前章の  $W_A$  に適用した周波数重み ( $W_Q$ ) を使用して以下の評価関数に適用する.

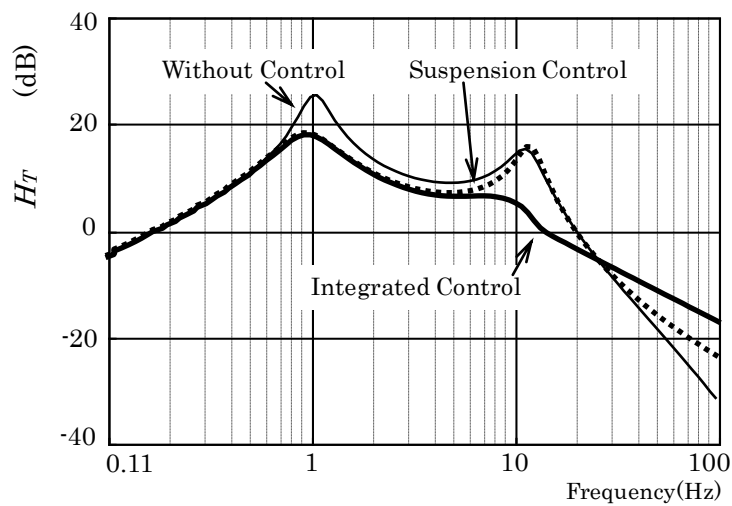
$$J_T = \int_{-\infty}^{\infty} [Y^*(s)W_Q^*(s)W_Q(s)Y(s) + U^T R_T U]_{s=j\omega} d\omega \quad (3.62)$$

ここに  $R_T$  は、制御力の重み関数で以下の値を設定した.

$$R_T = \begin{bmatrix} 0.05 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (3.63)$$



(a) Actuator Stroke ( $D_T$ )



(b) Transmissibility ( $H_T$ )

Fig 3-33 Integrated Control of Suspension and Seat

振動伝達特性と制御変位を前章と同様に、それぞれ  $H_T$ ,  $D_T$  と定義して計算した結果を図 3-33 に示す。図 3-33 下の振動伝達特性( $H_T$ )では比較のため、制御なしとサスペンション制御を示した。サスペンション制御は、図 3-32 の 3 自由度モデルに対しシートと車体の相対変位を拘束して、前記統合制御で算出したサスペンション制御ゲインを適用した。制御なしに対し、サスペンション制御はばね上共振を含む低周波域を中心に作用している。

一方、統合制御では、ばね上・ばね下両方の共振域で効果が認められ、シート制御はばね下共振域を中心に作用している。また、図 3-33 上に統合制御の場合の制御変位を示したが、ばね下共振域を中心に作用していることが明確である

図 3-34 は、路面からのインパルス入力に対しての応答を同様に計算した結果である。制御なしに対して、サスペンション制御では低周波成分は改善され高周波成分は現状のままであるが、統合制御では、低周波と高周波成分共に改善されている。

統合制御により、ばね下振動を低減できるようになればサスペンションの制御力を単独で作動させる以上の制御性能を実現できるものと思われ、統合制御による付加効果が期待できる。

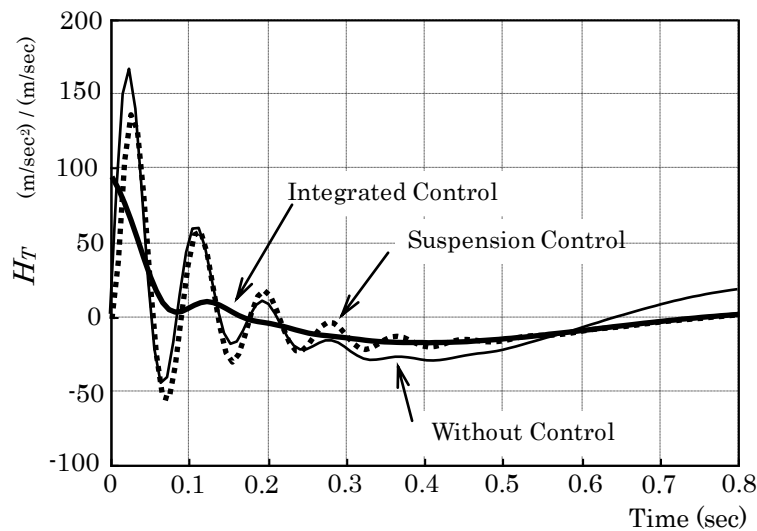


Fig 3-34 Integrated Control of Suspension and Seat (Impulse Response)

### 3.4 仮想ダイナミックダンパ制御<sup>(65)</sup>

車両用サスペンションは路面変動に起因する振動を遮断して良好な乗り心地を確保することや、旋回時などに発生する車体姿勢変化を抑制する機能が要求される。サスペンションに要求されるこれらの機能を高める手段として、制御式サスペンションの研究開発が行われ市販車にも搭載された。その多くは、減衰力可変式ダンパにスカイフックダンパ制御を適用したセミアクティブサスペンションで、ばね上共振域の振動改善に効果大きい。ばね上共振域の振動は、ばね上質量を剛体とする通常 1 Hz 付近の振動でフワフワした振動として体感される。

一方、ばね上共振域よりも高い周波数領域は、減衰力切換えによるショックや高調波成分の発生により振動特性の悪化が懸念される領域である。特に、ばね下質量を剛体とした 10 Hz 付近のばね下共振域の振動はブルブルした振動として感じられ、乗り心地を悪化させる要因となる。このような高い周波域の振動特性を改善することはセミアクティブサスペンションにとって重要な課題となっている。<sup>(66)</sup>

ここではばね下に仮想のダイナミックダンパを設定した場合に作用する力をサスペンション制御に適用して、ばね下共振域を含む高い周波数領域での乗り心地改善について検討した。この結果、ばね下共振域の振動伝達特性を悪化させることなく高周波域の特性を改善することが可能となった。また制御遅れの影響や対応方法を考慮した上でセミアクティブサスペンションモデルへの適用について検討し、スカイフックダンパ制御と併用すれば低周波から高周波域まで広い範囲で良好な乗り心地を確保できることがわかった。

#### 3.4.1 制御系設計

##### (a) ばね下振動の抑制

図 3-35 はスカイフックダンパ制御を適用した車両の一輪モデルである。路面変位を  $X_0$ 、ばね下、ばね上変位をそれぞれ  $X_1$ 、 $X_2$  とすれば運動は次式となる。

$$M_1 \ddot{X}_1 + C_2(\dot{X}_1 - \dot{X}_2) + K_2(X_1 - X_2) + K_1(X_1 - X_0) = 0 \quad (3.64)$$

$$M_2 \ddot{X}_2 + C_2(\dot{X}_2 - \dot{X}_1) + K_2(X_2 - X_1) + C_s X_2 = 0 \quad (3.65)$$

次に、路面から車体への振動伝達特性を次式とする。

$$H_s = \frac{\ddot{X}_2}{X_0} \quad (3.66)$$

図 3-36 は表 3-8 に示す設定値を用いて、サスペンション減衰( $C_2$ )、およびスカイフック減衰( $C_s$ )を表 3-9 に示す値にそれぞれ設定して振動伝達率  $|H_s|$  を比較した結果である。



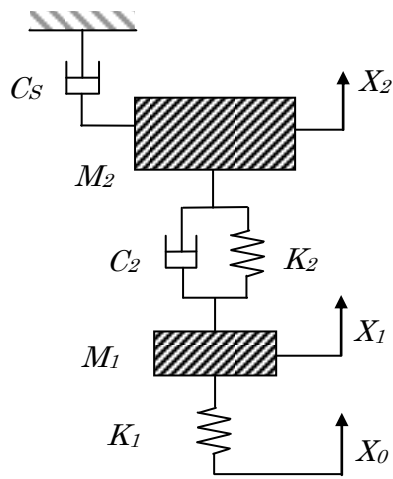


Fig 3-35 Vehicle Model

Table 3-8 Vehicle Model

|                        |       |            |
|------------------------|-------|------------|
| Unsprung Mass          | $M_1$ | 40 Kg      |
| Sprung Mass            | $M_2$ | 420 Kg     |
| Tire Spring Rate       | $K_1$ | 200000 N/m |
| Suspension Spring Rate | $K_2$ | 20000 N/m  |

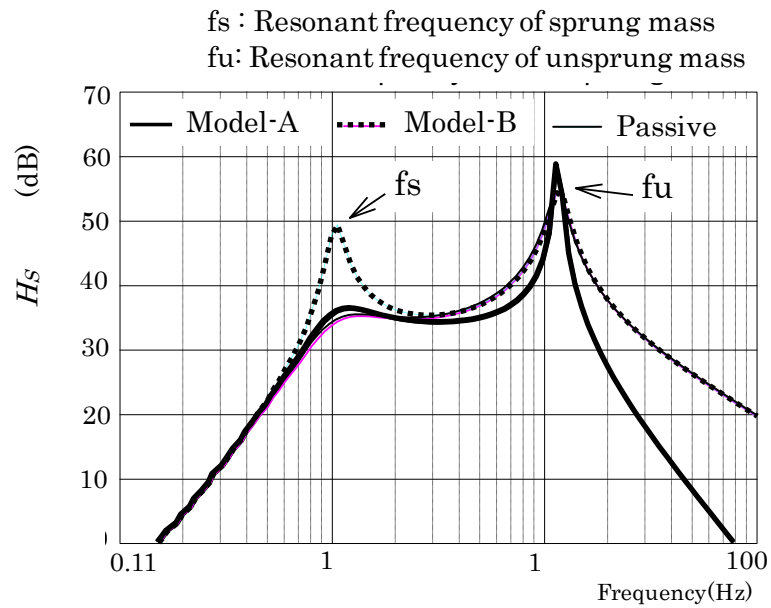


Fig 3-36 Frequency Response of Model-A, Model-B and Passive

スカイフック減衰のみ(Model-A)では、ばね下共振域(10 Hz 付近)以外での特性は良好であるが、ばね下共振域の特性が悪化する。スカイフック減衰とサスペンション減衰を組み合わせる(Model-B)と、ばね下共振域の特性は改善されるが、ばね上共振とばね下共振の中間の周波数領域と、ばね下共振よりも高い周波数領域での特性が悪化する。比較のため制御なし(Passive)を細線で示した。また  $f_s$ ,  $f_u$  は、制御なしでのばね上、ばね下の共振周波数でそれぞれ 1.05 Hz, 11.79 Hz である。

図 3-37 は制御なしの仕様で  $C_2$  を変化させた場合の振動伝達率の変化である。実線はばね下共振域付近での  $|H_S|$  の極大値と  $C_2$  との関係であり、 $C_2$  を大きくすれば振動伝達率を小さくできることがわかる。また点線は 50 Hz での  $H_S$  と  $C_2$  の関係で、高周波域の振動伝達率を小さくするには  $C_2$  を小さくすることが必要であることを示している。

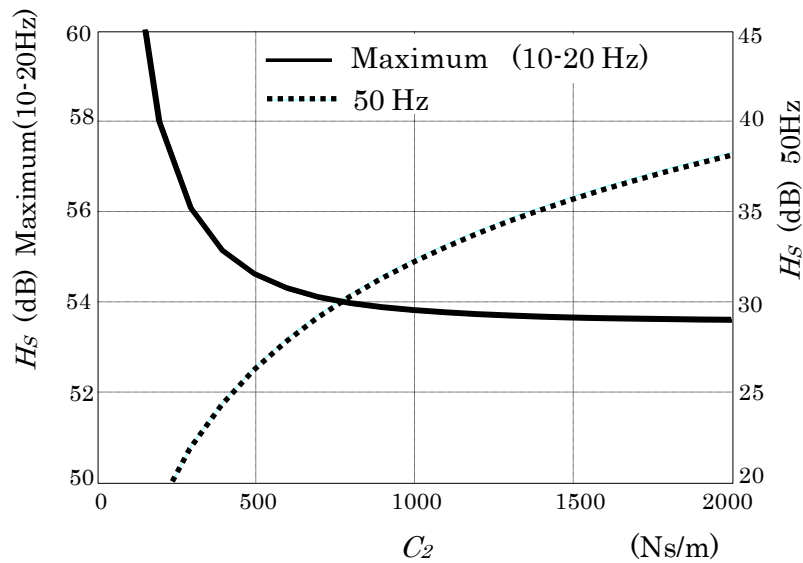


Fig 3-37 Relation Between  $H_s$  and  $C_2$

Table 3-9 Damping Value

|         | $C_2$ (Ns/m) | $C_s$ (Ns/m) |
|---------|--------------|--------------|
| Model-A | 0            | 3000         |
| Model-B | 1000         | 2000         |
| Model-C | 1000         | 0            |

このようにサスペンション減衰( $C_2$ )は周波数領域によって要求特性が異なり、ばね上共振よりも高い領域では、ばね下共振域を高減衰、それ以外の領域を低減衰の特性とすることが望ましい。またスカイフック減衰は、ばね上共振域でのみ高減衰となりそれ以外の周波数領域で低減衰となるサスペンション減衰を実現させている。(67)

ばね下にダイナミックダンパを設定すれば、ばね下共振域でのみ作用する減衰特性になり、振動伝達率の改善に効果が大きい。したがって、スカイフック減衰とばね下ダイナミックダンパを組み合わせると、振動伝達率のばね上共振域はスカイフック減衰で低減し、ばね下共振域はダイナミックダンパで低減させ、それ以外の周波数領域では減衰が作用せず、理想的な乗り心地を実現させることが可能となる。(68)

図3-38は、スカイフックダンパ制御にばね下ダイナミックダンパを配置したモデル(Model-C)で運動は次式で示される。

$$M_1 \ddot{X}_1 + K_1(X_1 - X_2) + K_2(X_1 - X_2) + C_3(\dot{X}_1 - \dot{X}_3) + K_3(X_1 - X_3) = 0 \quad (3.67)$$

$$M_2 \ddot{X}_2 + K_2(X_2 - X_1) + C_s X_2 = 0 \quad (3.68)$$

$$M_3 \ddot{X}_3 + C_3(\dot{X}_3 - \dot{X}_1) + K_3(X_2 - X_1) = 0 \quad (3.69)$$

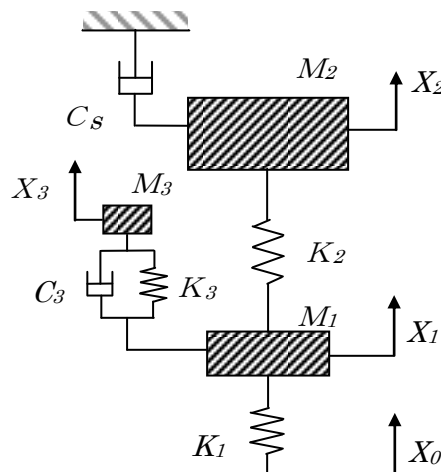


Fig 3-38 Model-C

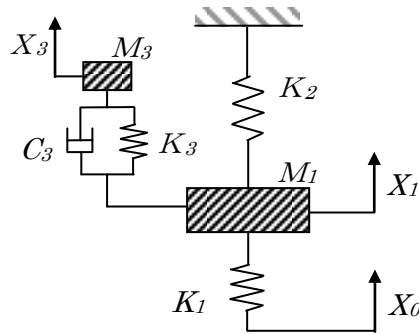


Fig 3-39 Dynamic Damper Model

次にダイナミックダンパの設計手順を示す。ダイナミックダンパはばね下に取り付けられているため、ばね上振動の影響は小さいことから、図 3-39 に示すモデルとして扱い、ばね下変位を減衰させるようにダイナミックダンパを設計する。路面変位に対するばね下変位を次式とすると、

$$H_U = \frac{X_1}{X_0} \tag{3.70}$$

式(3.67)～(3.69)から、ラプラス演算子  $s$  を用いて表現すると  $H_U$  は式(3.71)で示される。

$$H_U = \frac{K_1(M_3s^2 + C_3s + K_3)}{M_1M_3s^4 + (M_1 + M_3)C_3s^3 + [(M_1 + M_3)K_3 + M_3(K_1 + K_2)]s^2 + (K_1 + K_2)C_3s + (K_1 + K_2)K_3} \tag{3.71}$$

式(3.71)に、ダイナミックダンパの設計手法として知られている PQ 点理論を適用する。つまり、質量( $M_3$ )とばね( $K_3$ )が一定であるならば減衰( $C_3$ )はいかなる値を与えても P 点、Q 点 (図 3-40) を通ることと、2つの定点の  $|H_U|$  を等しくするという条件より、以下の式を導くことができる。(69)

$$K_3 = \frac{M_1 M_3 (K_1 + K_2)}{(M_1 + M_3)^2} \quad (3.72)$$

質量( $M_3$ )を定めれば、ばね( $K_3$ )は式(3-72)より求めることができる。次に、P点、Q点近傍での最大値を小さくするように  $C_3$ を設定する。ここでは、 $M_3$ を  $M_1$ の1/10として表3-10に示す値を設定しており、 $M_3$ と  $K_3$ で決定される共振周波数は10.73 Hzとなる。

この設定値(表3-10)で、振動伝達率を計算した結果を図3-41に示す。ばね下にダイナミックダンパを設定しスカイフック制御を適用すれば、低周波から高周波まで良好な特性となる。また、図3-42はばね下変位を出力した結果であり、制御なしと同等なレベルで変位を抑制している。ばね下変位はタイヤの接地力変動に関係し、変動が大きいと車両の操縦性が不安定になる。

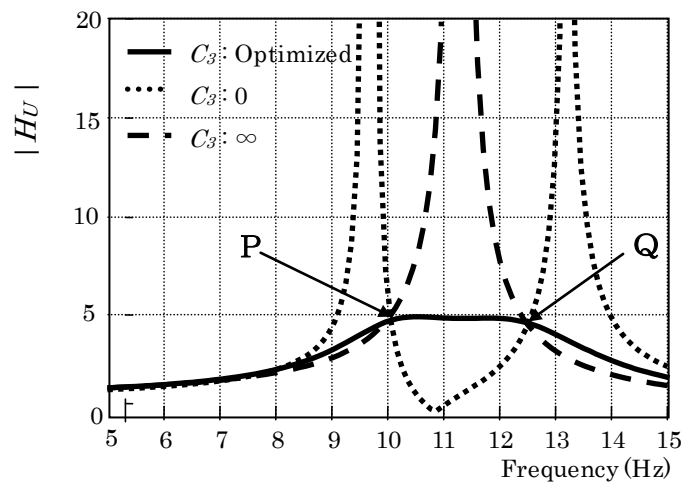


Fig 3-40 Optimization of Dynamic Damper

Table 3-10 Data of Dynamic Damper and Sky-hook Damper

|                                 |       |             |
|---------------------------------|-------|-------------|
| Mass of Dynamic Damper          | $M_3$ | 4.0 Kg      |
| Spring Rate of Dynamic Damper   | $K_3$ | 18181.2 N/m |
| Damping Rate of Dynamic Damper  | $C_3$ | 120.0 Ns/m  |
| Damping Rate of Sky-hook Damper | $C_S$ | 3000 Ns/m   |

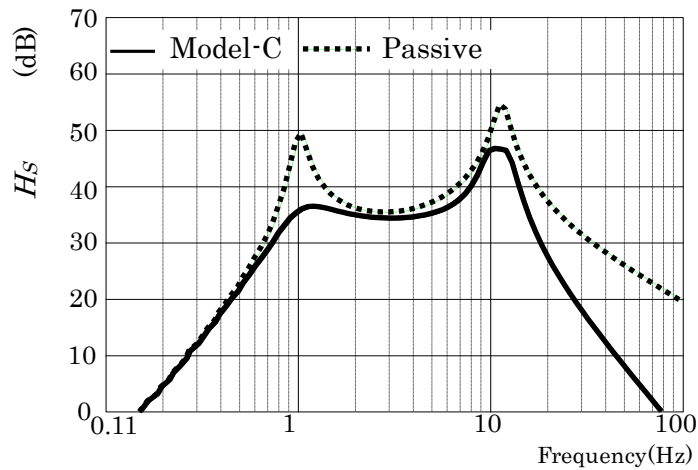


Fig 3-41 Frequency Response of Model-C

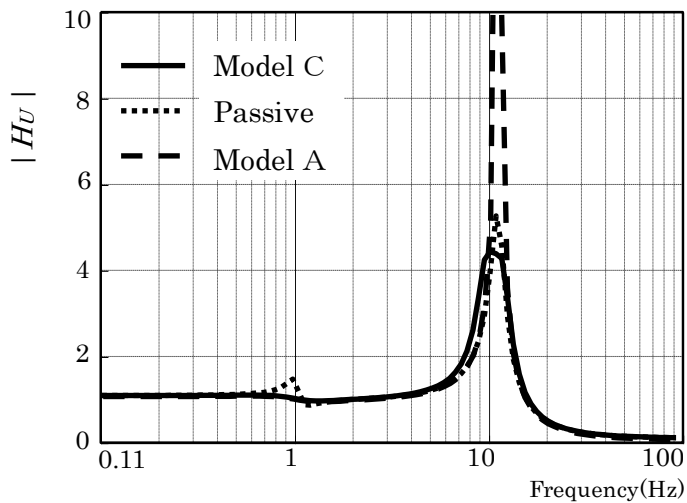


Fig 3-42 Unsprung Displacement of Model-C

**(b) 制御ロジックと効果**

ダイナミックダンパの付加は，振動伝達率の改善には効果的であるが，ばね下にダイナミックダンパを配置することはレイアウト上の制約があり，実用上の問題が大きい．ここでは，ばね下ダイナミックダンパと等価な機能を制御式サスペンションで実現させる仮想ダイナミックダンパ制御と，スカイフックダンパ制御を組合わせたモデル(Model-D)を検討する(図 3-43)．仮想ダイナミックダンパ制御力とスカイフックダンパ制御力をそれぞれ  $U_1$ ， $U_2$  と置けば以下の式となる．

$$M_1\ddot{X}_1 + K_1(X_1 - X_0) + K_2(X_1 - X_2) = -(U_1 + U_2) \quad (3.73)$$

$$M_2\ddot{X}_2 + K_2(X_2 - X_1) = U_1 + U_2 \quad (3.74)$$

$$U_1 = -C_3(\dot{X}_3 - \dot{X}_1) - K_3(X_3 - X_1) \quad (3.75)$$

$$U_2 = -Cs\dot{X}_2 \quad (3.76)$$

$U_1$ を  $X_1$ について整理すれば次式となり、ばね下振動を計測することで  $U_1$ の目標制御力を算出できる。

$$U_1(s) = \frac{(C_3s + K_3)X_1s^2}{s^2 + \frac{C_3}{M_3}s + \frac{K_3}{M_3}} \quad (3.77)$$

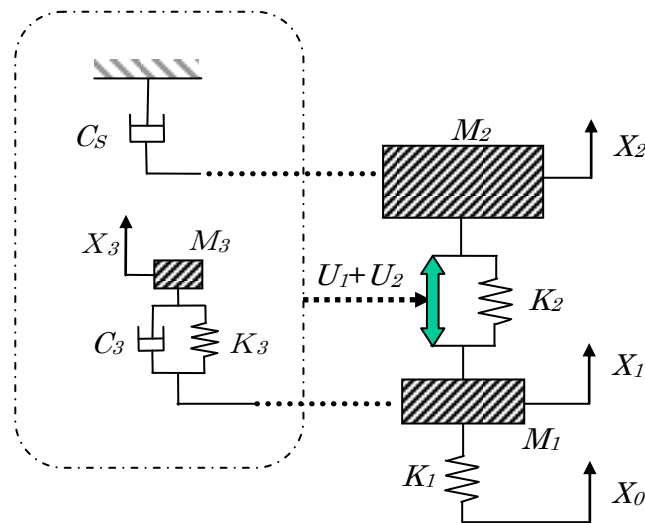


Fig 3-43 Model-D

図 3-44 に、Model-D の振動伝達率を実線で示した。仮想ダイナミックダンパ制御と実際のダイナミックダンパ付加（破線）との相違点は以下の通りとなる。

第一に、ばね下共振域では仮想ダイナミックダンパ制御が劣っており、制御なしと同等レベルになる。これは、実際のダイナミックダンパではマスの慣性力となる力が、仮想ダイナミックダンパ制御ではばね上に入力されるためと考えられる。第二は、10 Hz よりも小さい中間の周波数領域では仮想ダイナミックダンパ制御が若干優れているのに対し、10 Hz 以上の高周波領域ではやや劣る特性を示す。これは、ばね下( $X_1$ )に対するダイナミックダンパ( $X_3$ )の位相が、ダイナミックダンパの共振周波数を境に変化するため、図のような特性になると推察される。

また、図 3-45 は Model-D のばね下変位を示した。ばね下変位は実際のダイナミックダンパ付加と同等の特性となっている。

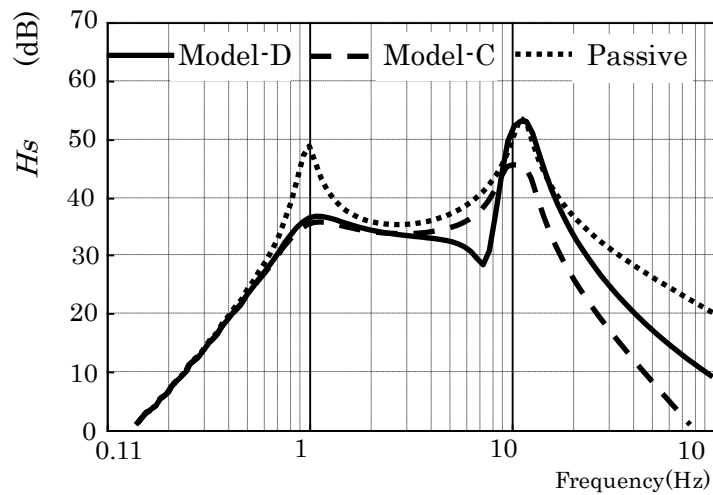


Fig 3-44 Frequency Response of Model-D

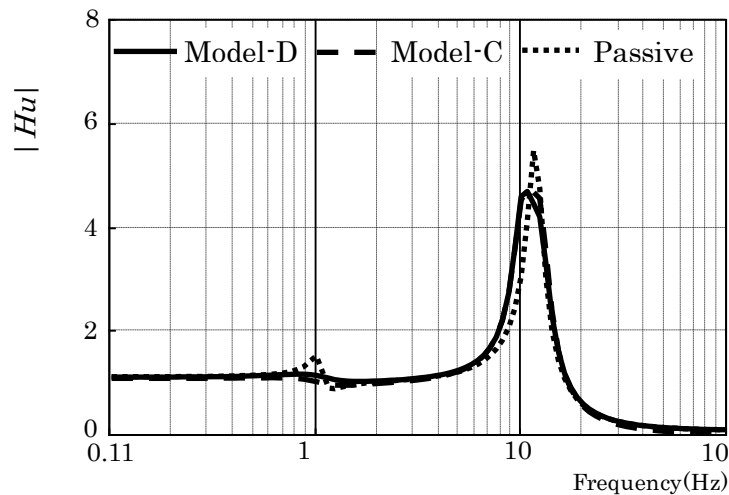


Fig 3-45 Unsprung Mass Displacement of Model-D

全般的にはこのような相違点が見られ、本来のダイナミックダンパは共振点に効果が現れるが、仮想ダイナミックダンパ制御は、共振点での効果はみられず、それより高い周波数領域の特性改善に効果的な制御方法であり、乗り心地改善に望ましい効果を得ることができると考える。

### (c) 遅れ要素の影響と補償

車両の状態量をセンサーで検知しコントローラで演算して制御する過程には遅れが存在する。遅れ要素は制御効果に悪影響を及ぼすだけでなく振動や異音になって顕在化することがある。遅れ要素の影響とその補償方法を考慮しておくことはシステム成立の必要条件であり、ここでは仮想ダイナミックダンパ制御での遅れの影響と対応について検討する。



・遅れ要素の影響

遅れ要素を無駄時間( $T$ )と1次遅れ時定数( $\tau$ )で表現すれば  $s$  領域では次式で示される.

$$D_T(s) = \frac{e^{-Ts}}{1 + \tau s} \quad (3 \cdot 78)$$

ここでは仮想ダイナミックダンパ制御に遅れ要素を加え以下のように設定した.

$$U_a(s) = U_1(s)D_T(s) \quad (3 \cdot 79)$$

$U_1$  を  $U_a$  に置き換え仮想ダイナミックダンパモデルに適用した場合の振動伝達率を, 図 3-46 の細線 (Time Delay) で示す. ここでは, 遅れ要素として無駄時間( $T$ )を 5 ms, 1次遅れ時定数( $\tau$ )を 10 ms に設定した. 遅れ要素を含む場合の振動伝達率は特にばね下共振域の悪化が顕著になる.

・遅れ補償

制御遅れへの対応にはさまざまな方法が考えられるが, ここでは対応を簡便にするためダイナミックダンパで適用したばね( $K_3$ )と減衰( $C_3$ )の2個のパラメータのみを変更して遅れ補償を行う方法について検討する

遅れ要素( $D_T$ )を補償するため  $K_3$  及び  $C_3$  をそれぞれ  $K_a$ ,  $C_a$  に変更したとき, 算出される制御力を  $U_C$  とする.

$$U_C(s) = \frac{(C_a s + K_a) X_1(s) s^2}{s^2 + \frac{C_a}{M_3} s + \frac{K_a}{M_3}} \quad (3 \cdot 80)$$

式(3-78), (3-79)より以下の関係が成立すれば遅れ要素( $D_T$ )を補償することができる.

$$U_C(s)D_T(s) = U_1(s) \quad (3 \cdot 81)$$

式(3-81)を  $K_a$ ,  $C_a$  について次式のように整理する

$$L_1(s) = [D_T(s) - \frac{U_1(s)}{M_3}] s \quad (3 \cdot 82)$$

$$L_2(s) = D_T(s) - \frac{U_1(s)}{M_3} \quad (3 \cdot 83)$$

$$[L_1(s) \ L_2(s)](C_a \ K_a)^T = U_1(s)s^2 \quad (3.84)$$

$\omega$ を角振動数,  $j = \sqrt{-1}$  として, 式(3.84)に  $s = j\omega$ を代入する. 次に,  $n$ 個の周波数を選び実数部と虚数部に分けると次式に変形できる.

$$A_L(C_a \ K_a)^T = B_L \quad (3.85)$$

$A_L, B_L$ は以下の通りである. ただし,  $Re, Im$ はそれぞれ実数部, 虚数部を表す.

$$A_L = \begin{pmatrix} Re[L_1(\omega_1)] & Re[L_2(\omega_1)] \\ Re[L_1(\omega_2)] & Re[L_2(\omega_2)] \\ \cdot & \cdot \\ Re[L_1(\omega_n)] & Re[L_2(\omega_n)] \\ Im[L_1(\omega_1)] & Im[L_2(\omega_1)] \\ Im[L_1(\omega_2)] & Im[L_2(\omega_2)] \\ \cdot & \cdot \\ Im[L_1(\omega_n)] & Im[L_2(\omega_n)] \end{pmatrix} \quad (3.86)$$

$$B_L = \begin{pmatrix} Re[-U_1(\omega_1)\omega_1^2] \\ Re[-U_1(\omega_2)\omega_2^2] \\ \cdot \\ \cdot \\ Re[-U_1(\omega_n)\omega_n^2] \\ Im[-U_1(\omega_1)\omega_1^2] \\ Im[-U_1(\omega_2)\omega_2^2] \\ \cdot \\ \cdot \\ Im[-U_1(\omega_n)\omega_n^2] \end{pmatrix} \quad (3.87)$$

$A_L$ の疑似逆行列( $A_L^+$ )を求めれば  $C_a$ ,  $K_a$ を算出することができる.

$$A_L^+ = A_L(A_L^T A_L)^{-1} \tag{3.88}$$

$$(C_a \ K_a)^T = A_L^+ B_L \tag{3.89}$$

ここでは, 5 Hz から 15 Hz の周波数域を 20 等分した周波数を用いて計算した. 表 3-10 のダイナミックダンパ設定値に対して遅れ要素( $T= 5\text{ms}$ ,  $\tau = 10\text{ms}$ )に対応させた値は表 3-11 となる.

この遅れ要素を含む車両制御モデルに表 3-11 の値を適用して振動伝達率を計算すると, 図 3-46 の実線 (Model-E) となり, 遅れによるばね下振動域の振動伝達特性の悪化を改善していることが分かる.

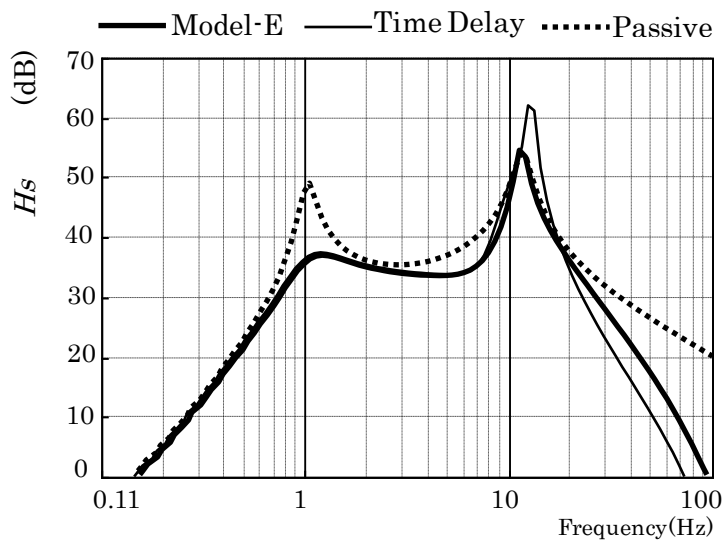


Fig 3-46 Frequency Response of Model-E

Table 3-11 Data of Virtual Dynamic Damper (With Time Delay)

|       |             |
|-------|-------------|
| $M_3$ | 4.0 Kg      |
| $K_S$ | 25265.2 N/m |
| $C_S$ | 487.5 Ns/m  |

3.4.2 可変ダンパ制御への適用

図 3-47 は, 仮想ダイナミックダンパ制御とスカイフックダンパ制御の統合制御をセミアクティブサスペンションに適用した場合のモデルである. 前章で示した制御力 $(U_1)$ ,  $(U_2)$ を演算により求め可変ダンパの減衰バルブを制御することにより同等の効果を得ようとするものである.

以下に示す条件式のように目標制御力とサスペンション相対速度の符号を考慮しながら減衰係数 $(C_2)$ を逐次変更する

$$(U_C + U_2)(\dot{X}_2 - \dot{X}_1) > 0 \quad C_2 = \frac{U_C + U_2}{\dot{X}_2 - \dot{X}_1} \quad (3.90)$$

$$(U_C + U_2)(\dot{X}_2 - \dot{X}_1) \leq 0 \quad C_2 = 0 \quad (3.91)$$

図 3-48 はばね上固有減衰振動数(1.1 Hz)で, 一定振幅( $1 \times 10^{-3}$  m)の正弦波を入力 $(X_0)$ とした時のばね上加速度 $(\ddot{X}_2)$ である. 破線で示した制御なしと比べ, 実線で示した制御ありは, スカイフックダンパ制御の効果により振幅を抑制している. 図 3-49 はばね下減衰固有振動数(11.8 Hz)で同様の入力を与えた場合のばね上加速度である. ばね下振動の影響は制御なしとほぼ同等レベルである. 図 3-50 は同様に 50 Hz で同様の入力を与えた時のばね上加速度で, 制御なしに比べ振動が改善されている.

このように, スカイフックダンパ制御と仮想ダイナミックダンパ制御を併用するとばね下振動の影響を悪化させることなく低周波から高周波域に至るまで, ばね上の振動特性を改善することが可能になる.

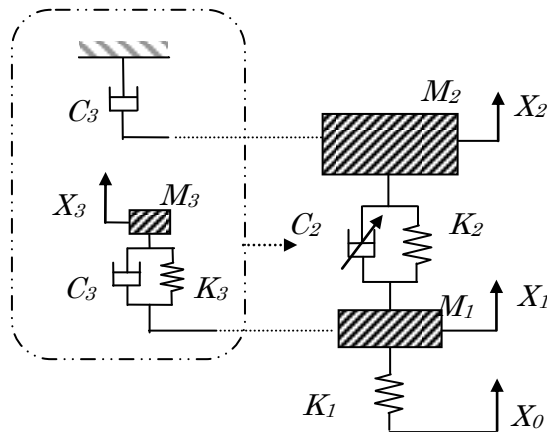


Fig 3-47 Virtual Dynamic Damper and Sky-hook Model

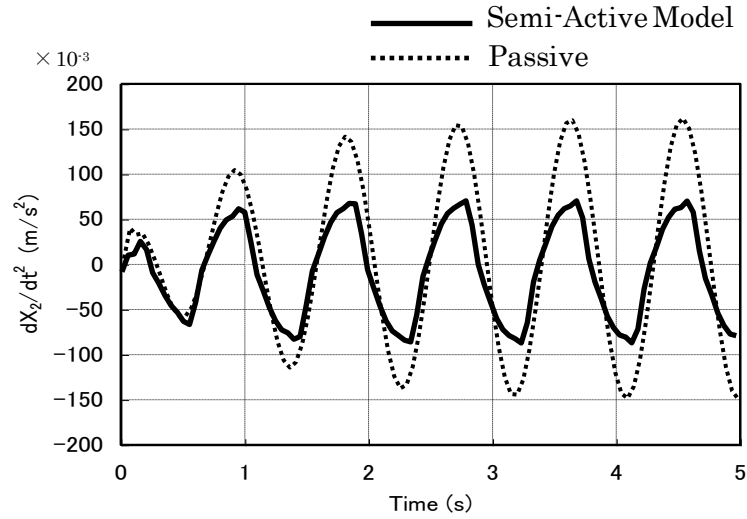


Fig 3-48 Semi-active Damper Model (1.1 Hz)

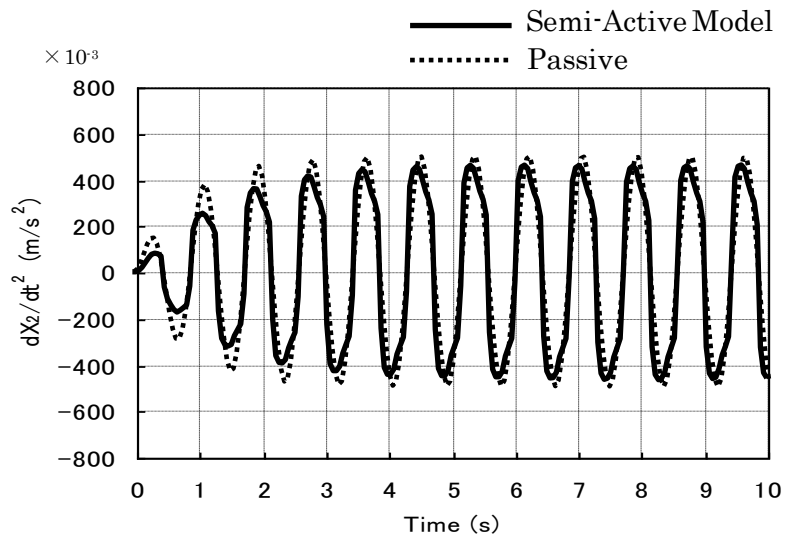


Fig 3-49 Semi-active Damper Model (11.8 Hz)

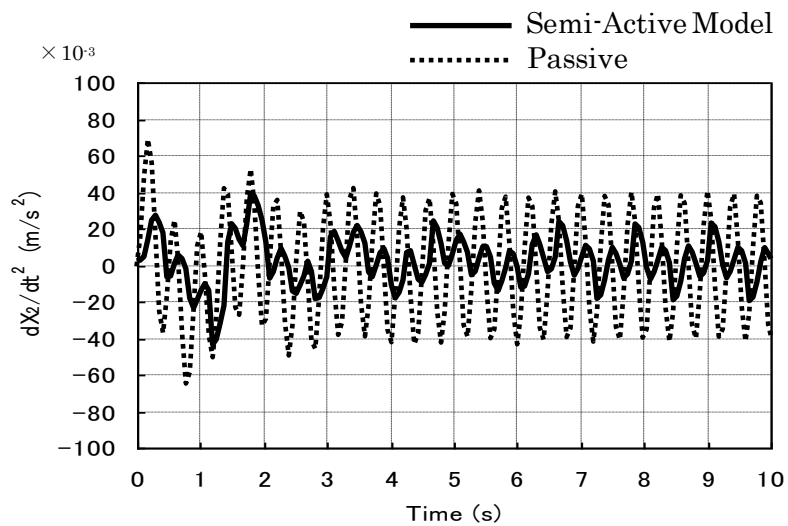


Fig 3-50 Semi-active Damper Model (50 Hz)

### 3.5 サスペンション制御まとめ

心地よい乗り心地特性を実現するには、フワフワ感として体感される低周波数領域からゴツゴツ感と呼ばれる高周波数領域までバランスよく振動を抑制することが必要である。本章ではまず低周波領域を改善する制御方法について、スカイフックダンパ制御を適用した油圧アクティブサスペンションを開発し、実現性を確認すると共に高周波域の振動を抑制するためのハード部品の開発を行った。次に、中間周波数領域のブルブル振動を制御するためのシート制御について研究を行い、サスペンション制御では低減できない不動点の振動改善が可能であることを示した。また、高周波域の振動制御について仮想ダイナミックダンパ制御を提案し制御効果を示すと共に、遅れによる振動の悪化にも対応できることを示した。

#### (1) 低周波域制御

低周波領域を振動抑制して高級車に相応しい乗り心地を目的として油圧アクティブサスペンションの制御ロジックやシステム構築を行った。スカイフックダンパ制御の採用により低周波領域の振動や姿勢変化は制御し、中高周波振動はガスばねによりパッシブに吸収するスローアクティブ方式を採用した。低周波の振動抑制により、フワフワ感を向上させるという当初の目標性能を達成したが、パイプ内の流体共振及び制御遅れに起因する高周波振動が発生した。このためパイプ内の流体共振を緩和するため配管のレイアウト変更、パイプ径の拡大、制御バルブの応答性向上などで対応した。また、実用化するためにはフェールセーフを万全にすることが必要であり、あらゆるフェールの条件を想定していかなる状態でも安全が確保できるよう詳細な検討を行った。開発にあたってはシミュレーション解析を行って性能の見通しを得た後、試作車を製作してテスト走行を行い実用的なシステムであることを確認すると共に、下記に示す見解を得た。

- ・ 油圧アクティブサスペンションにスカイフック制御を適用すると、制御なしに比べてばね上共振周波数領域でほぼ 10 dB の振動低減効果があり、フラットな乗り心地特性を実現することが可能である。
- ・ スローアクティブ方式で中高周波領域の乗り心地特性を確保するためにはベースとなるサスペンション性能や作動遅れの小さい制御バルブを採用するなどの配慮が必要である。
- ・ 特に、ガスばねの拡張部分に低フリクションの金属ベローズや、片側 2 個のガスばねを設けるマルチダンピング構造など採用すると高周波領域の振動抑制に効果がありゴツゴツ感を改善させることができる。
- ・ 車体姿勢制御によりレーンチェンジや突起乗り越し時などの姿勢変化が小さくなり、操縦性安定性が向上する。

**(2) 中間周波域制御**

不動点の乗り心地を改善する方法としてシート制御を提案し、3自由度の車両モデルに周波数成形最適制御を適用し、以下の見解を得ることができた。実際の車両では、人体はシートだけではなくフロアやハンドルにも接しているため、ここでの計算結果がそのまま人間の評価に一致するとは必ずしも言えない。また、アクチュエータ構造、シートの振動モードへの影響やロバスト性の検討など今後の研究課題も多いが、シート制御は乗り心地を大幅に向上するための有効な手段になるものと考えられる。

- ・ 車両のシートを制御することにより、サスペンション制御では低減できない不動点の振動改善が可能になる。
- ・ シート制御では制御変位を小さくすることが重要であり、低周波の領域には作用しないことが必要である。この条件を満足させる制御方法として、シート変位に周波数重みを適用する周波数成形最適制御が有効である。
- ・ シートとサスペンションを統合制御すれば、ばね下振動とばね上振動を共に低減する従来にない乗り地特性を実現できる可能性がある。

**(3) 高周波域制御**

中高周波領域の乗り心地に関して、ばね下振動の影響を改善するため、ばね下にダイナミックダンパを取り付ければ有効であることは以前から知られていたが、スペースや重量の関係から現実的な手段とはいえなかった。そこで、ダイナミックダンパの作用と同等な効果をサスペンション制御により実現するため仮想ダイナミックダンパ制御を提案した。2自由度モデルを用いて基本機能の効果を確認し、中高周波領域で悪化の懸念がある制御遅れの影響について考察を加えた。また、ダンパー制御を行うセミアクティブサスペンションへの適用についても合わせて検討した。この研究により得られた見解は以下のとおりである。

- ・ ばね下振動周波数領域より高い周波数領域の振動伝達を改善するのに非常に有効な制御ロジックである。
- ・ 実際のダイナミックダンパではばね下振動周波数領域の振動伝達特性が改善できるが、仮想ダイナミックダンパ制御ではパッシブとほぼ同レベルとなり改善は望めないが悪化することはない。
- ・ 制御遅れの影響はばね下振動域の振動伝達率の悪化として顕在化する。制御遅れの程度が所定範囲であればパラメータの設定値変更により遅れを補償して性能を確保することが可能である。
- ・ 可変ダンパによりスカイフックダンパ制御を適用するセミアクティブサスペンションに仮想ダイナミックダンパ制御を付加すると、ばね上振動領域と高周波領域の振動特性の両方を改善することができる。

## 第4章

### 電動パワーステアリング制御



#### 4.1 ステアリング制御の狙い

「2.1.2 操縦性安定性」で説明したように、操縦性安定性に求められる特性は多岐にわたり様々な角度からの評価が行われる。たとえば、これらの特性を定量評価するためウィーブ走行テストや手放し安定性などのテストが実施され、図 4-2 に示すようなデータ計測を通して車両開発に適用する。これらの評価項目は互いにトレードオフの関係にあるものも多く、性能育成のために多大のチューニング作業を要する場合があります。最終的には妥協点を見い出さざるを得ないこともある。さらに、性能のばらつきや感度の大きさが商品性に影響しているためロバストな性能も求められる。たとえば、図 4-1 は操舵特性を評価する指標として利用される操舵力と操舵角の関係を示すリサージュ図形の例であるが、複数の線図で示すような車両の個体差や運動状態、運転条件の差による特性差が発生して問題になる場合が発生する。

電動パワーステアリング(EPS: Electric Power Steering)は燃費を向上させるシステムとして注目されているが、操縦性安定性やロバストな操舵特性という視点から見ると油圧式パワーステアリング(HPS: Hydraulic Power Steering)よりも劣っており、商品として拡大展開していくには改善すべき課題を抱えている。

本章ではこのような課題に対応するため、外乱オブザーバ制御を EPS 制御に応用する研究を行った。外乱オブザーバ制御は、等価外乱から出力までの伝達関数をゼロに近づけ、目標値から出力までの伝達関数を 1 に近づけることができる。この特徴を活用して操舵入力目標については出力を 1 に近づけ、外乱に対しては出力をゼロに近づけることで操舵特性と車両安定性を両立させることが可能である。また同時に、EPS の課題となっているロバスト性の確保も外乱オブザーバ制御を適用すれば改善できると考えられる。つまり、外乱オブザーバ制御を適用すると車両の個体差や積載条件の変動を等価外乱として導出するため、それを打ち消すことによって個体差や条件の変化に対しても操舵特性や車両運動特性のばらつきが小さい車両を実現することが可能になる。

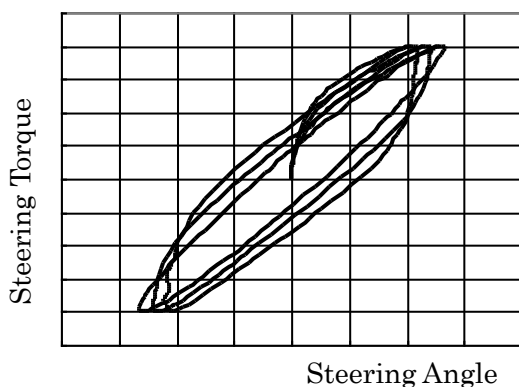


Fig 4-1 Lissajous's Figures of Steering Effort

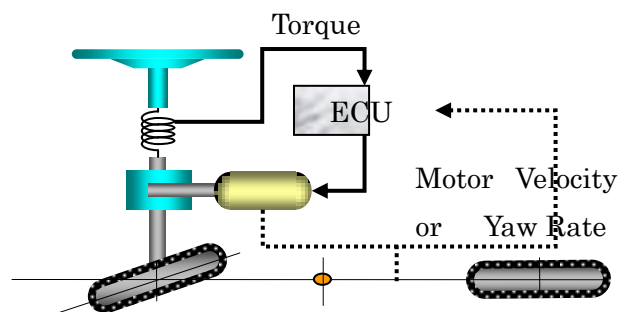


Fig 4-2 Overview of Steering Control

以上の考えにより，ここでは下記2種類の制御ロジックを発想した．

- ① 舵角速度オブザーバ制御 (SVOC: Steering Velocity Observer Control)
- ② ヨーレイトオブザーバ制御 (YROC: Yaw Rate Observer Control)

SVOCはモデル対象をステアリング系に限定することで制御を簡素化し，実用面を重視した制御ロジックである．一方，YROCはモデル対象を車両全体に拡大して車両運動に対して理想的な制御を求めようとしたものである．図4-2は2つの制御ロジックをまとめて示した概念図である．制御入力信号としてモータ回転速度を用いる方式がSVOCであり，車両ヨーレイトを活用する方式がYROCである．これら2種類の制御ロジックを比較しながら開発し，外乱オブザーバ制御の有用性検討を進めた．

## 4.2 従来制御の課題と新制御ロジック構想<sup>(70),(71)</sup>

### 4.2.1 ステアリング系のモデル化と運動特性

図4-3は研究に用いたEPSの簡略図である．モータをピニオン部に配置するピニオン式EPSを採用した．ピニオン式EPSは，モータを剛性の高いピニオン部に配置するためコラム式よりも操舵特性の改善が容易である．このシステムはピニオンギアとラックギアを有したラック&ピニオン型のステアリング形式をベースとしており，メカニカルな構造はマニュアルステアリングと共通である．トルクセンサはピニオン部に内蔵されており，ステアリングホイールからの入力によるトーションバーの捻りを操舵トルクとして計測する．コントローラに入力される信号は車速信号とトルクセンサー信号で，出力はモータの制御電流である．なお，全ての電源は車両のバッテリーを用いている．

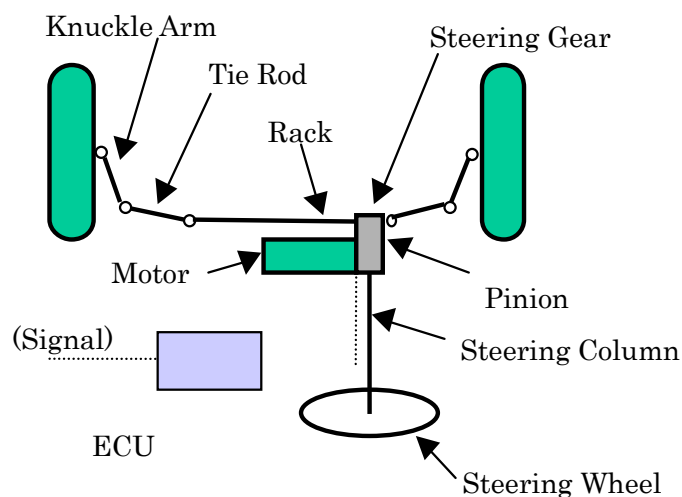


Fig 4-3 Schematic view of EPS

図4-4は図4-3のモデル図, 表4-1は適用データである. ステアリングホイール, モータ, タイヤ系の慣性, 及びトーションバーとタイヤでステアリング系を構成する. モータは減速ギアを介してコラム軸に力を伝達し, コラム軸の回転はステアリングギアやタイロッド, ナックルアームなどを介してキングピン軸の回転に伝達される.

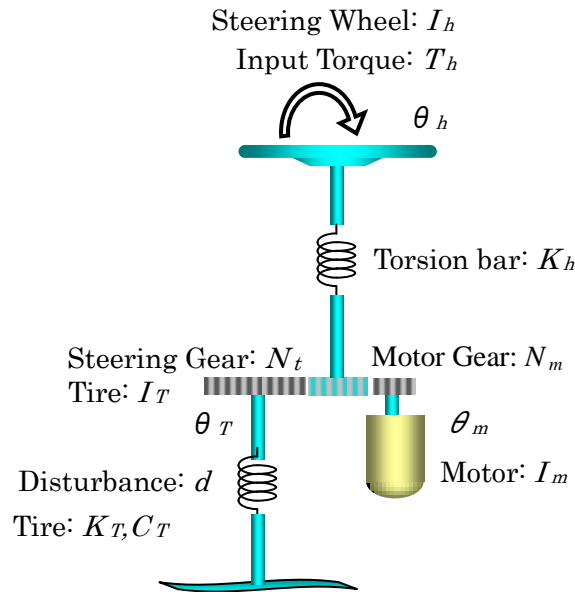


Fig 4-4 Steering Model

Table 4-1 Data table for Steering Model

|            |         |   |                        |
|------------|---------|---|------------------------|
| $I_h$      | 0.038   | $\text{Kg}\cdot\text{m}^2$                      | Steering wheel inertia |
| $I_m$      | 0.00025 | $\text{Kg}\cdot\text{m}^2$                      | Motor inertia          |
| $I_T$      | 3.0     | $\text{Kg}\cdot\text{m}^2$                      | Tire inertia           |
| $K_h$      | 135     | $\text{N}\cdot\text{m}/\text{rad}$              | Torsion bar stiffness  |
| $K_T$      | 6286.8  | $\text{N}\cdot\text{m}/\text{rad}$              | Tire stiffness         |
| $C_T$      | 300     | $\text{N}\cdot\text{m}\cdot\text{s}/\text{rad}$ | Tire damping           |
| $N_t$      | 15.35   | -   | Steering gear ratio    |
| $N_m$      | 18      | -   | Motor gear ratio       |
| $\theta_h$ | -       | rad   | Steering wheel angle   |
| $\theta_m$ | -       | rad   | Motor angle            |
| $\theta_T$ | -       | rad   | Tire angle             |
| $T_h$      | -       | $\text{N}\cdot\text{m}$                         | Input torque           |
| $d$        | -       | $\text{N}\cdot\text{m}$                         | Disturbance torque     |

図4-4のモデルは次の運動方程式で表現することができる.,

$$I_h \ddot{\theta}_h + K_h(\theta_h - N_t \theta_T) = T_h \quad (4.1)$$

$$I_m \ddot{\theta}_m + K_h(N_t \theta_T - \theta_h) / N_m + N_m N_t T_T = T_m \quad (4.2)$$

$$I_T \ddot{\theta}_T + C_T \dot{\theta}_T + K_T \theta_T = T_T + d \quad (4.3)$$

式(4.1)~(4.3)は, コラム, モータ, タイヤ(キングピン軸) 回りの回転でそれぞれギア比異なるため次式によりキングピン軸回りの基準軸に変換する.  $\theta_H$ ,  $\theta_M$ はキングピン軸まわりに等価変換したステアリングホイール及びモータの角度,  $T_H$ ,  $T_M$ はそれぞれ同様に変換したトルクである.

なお, 添字の小文字はステアリングコラムやモータ軸などの各軸での運動や係数であることを示し, 添字の大文字はキングピン軸回りへの変換値として区別した.

各部の回転角, トルクは以下ように変換できる.

$$\theta_H = \theta_h / N_t \quad (4.4)$$

$$\theta_M = \theta_m / (N_t N_m) \quad (4.5)$$

$$T_H = N_t T_h \quad (4.6)$$

$$T_M = N_t N_m T_m \quad (4.7)$$

また, 慣性及びばね係数も同様に以下の式で変換される.

$$I_H = N_t^2 I_h \quad (4.8)$$

$$I_M = (N_t N_m)^2 I_m + I_T \quad (4.9)$$

$$K_H = N_t^2 K_h \quad (4.10)$$

$I_H$ はステアリングホイールのキングピン軸回りの等価慣性となる. モータとタイヤはギアにより連動するため一体と考えることができ,  $\theta_M = \theta_T$ となり,  $I_M$ は式(4.9)で表現することができる. これらの式で示されるように, ステアリングホイールの慣性は, キングピン軸上ではギア比( $N_t$ )の2乗倍して等価変換され, モータ慣性はモータ減速ギアも含めたギア比( $N_t N_m$ )の2乗倍が等価な慣性となる. つまり, ステアリングホイールやモータの慣性は実際はタイヤと比べて小さくても, ステアリング系の運動に及ぼす影響は大きくなる. また同様に  $K_H$ は同様にギア比の2乗倍が等価剛性となる.

以上整理すると次の2自由度の運動として表現することができる.

$$I_H \ddot{\theta}_H + K_H(\theta_H - \theta_M) = T_H \quad (4.11)$$

$$I_M \ddot{\theta}_M + C_T \dot{\theta}_M + K_T \theta_M + K_H(\theta_M - \theta_H) = T_M + d \quad (4.12)$$

EPS に求められる性能は、ハンドル操舵力をアシストすると同時に減衰力を付与して、適度な操舵力特性と十分な車両安定性を確保することである。このような性能に対応するよう一般には次式で演算されるモータ制御力( $T_M$ )を適用する。

$$T_M = K_1 T_H (\theta_H - \theta_M) - K_2 C_T \dot{\theta}_M \quad (4.13)$$

ここで、 $K_1$ は操舵力アシストゲインで、トーションバーの変位量に比例するトルクセンサー信号を小さくするように制御し操舵力を軽減させる。 $K_2$ はモータ速度比例ゲインで操舵系にダンピングを与えて操舵特性と車両収斂性を確保するために設定している。この制御フローを図4-5に示す。

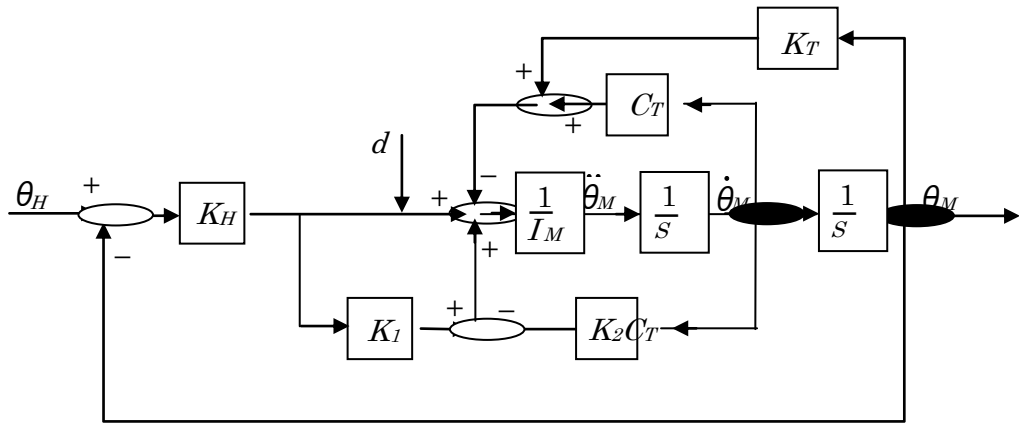


Fig 4-5 Block Diagram of Conventional Control

次に、EPS の性能を評価する指標として式(4-14)、(4-15)で示す  $R_H$ 、 $R_M$  を用いる。

$$R_H = \frac{T_h}{\theta_h} = \frac{T_H}{N_t^2 \theta_H} \quad (4.14)$$

$$R_M = \frac{\theta_M}{d} \quad (4.15)$$

$R_H$  は操舵力特性の指標で、ステアリングホイールへの操舵角と操舵力の関係を示し、周波数応答や、周波数を一定としたリサージュ図形で評価することが多い。周波数領域で評

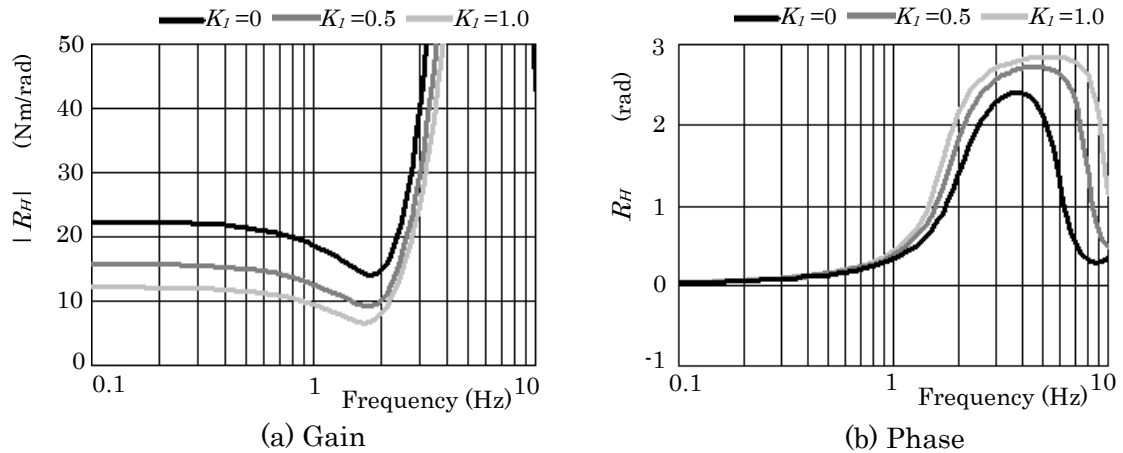


Fig 4-6 Steering Efforts affected by  $K_1$

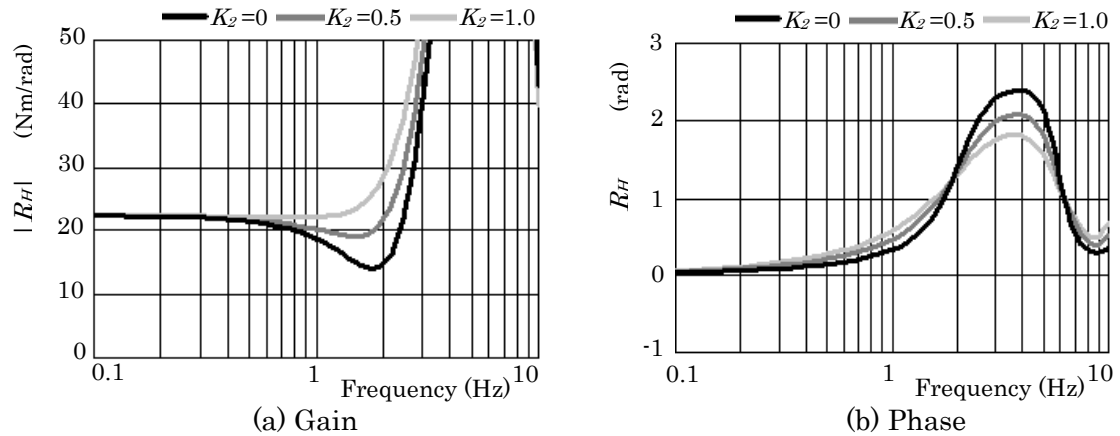


Fig 4-7 Steering Efforts affected by  $K_2$

価する場合は、人の反応時間を考慮すれば 5 Hz までが評価範囲である。1 Hz 以下の低周波で操舵する場合のハンドル重さは適切であるか、周波数の変化に対して滑らであるか、3 Hz 以上の高い周波域でハンドルが急激に重くなっていることはないか、などを評価する。

図 4-6 は、アシストゲイン( $K_1$ )を変化させた場合の  $R_H$  を計算した結果である。本図では  $K_1$  を 0.5, 1.0 に増大させた場合を示した。 $K_1$  を 0.5 とした場合の静的な  $|R_H|$  は  $2/3$  となり、 $K_1$  を 1.0 とした場合は  $1/2$  となる。このように、操舵入力の大きさは  $K_1$  の値に応じてリニアに調整することができる。一方、 $K_1$  を大きくすると位相進みも大きくなり、アシストゲインを調整する場合は位相特性も充分考慮することが重要である。

図 4-7 は同様に  $K_2$  を変化させた場合の操舵力特性である。 $K_2$  はモータ回転速度に比例する減衰特性を扱うパラメータであり、1 ~ 3 Hz の共振現象が現れる領域で減衰効果があることが判る。しかし、 $K_2$  を大きくすると 3 Hz 以上の比較的高い周波数の値が高くなっていることには注意が必要である。また、位相特性は  $K_2$  の大きさに応じて進み要素が大きくなる。これも  $K_1$  と同様に、位相特性を考慮したパラメータ設定が必要であることを示してい

る。

リサージュ図形で評価する場合は、周波数を一定にして繰り返し操舵し、操舵特性を評価する。リサージュ図形に不自然な領域はないか、フリクションや減衰は適切か、切り返し域で充分滑らかであるかなどを評価する。ステアリング系のフリクションは主にラックとピニオンギアの間で発生するが、EPS ではモータが介在して減速ギアのフリクションがさらに付加される。図 4-8 は、操舵力特性をリサージュ図形で表現した計算結果である。 $R_H$ を構成する操舵角( $\theta_h$ )と操舵力( $T_h$ )をそれぞれ横軸と縦軸にして図形を描いている。計算は車速 100 Km/h, 操舵周波数を 0.8 Hz とし,  $K_1$ を 1.5,  $K_2$ を 0.5 とおいて, (a) はフリクションなし, (b) はフリクション 20 N・m をキングピン軸上に与えた場合を比較して示した。リサージュ図形はフリクションの影響により角のある図形になる。操舵のしやすさから評価すると、適度なフリクションが存在する方が中央付近の安定感があり適値があると考えられている。しかし、現状では絶対値評価が困難で官能評価による判断となるため、実車によりフリクションの適値を見出すことが行われている。このようなリサージュ図形は、車速や周波数によって形状が変化するため、条件を変えて評価することが必要である。

外乱応答性( $R_M$ )は路面などからの外乱に起因するモータ角で、車両のヨー運動の収斂性やキックバックの大きさなどを評価する。図 4-9 はパラメータ( $K_1$ ), ( $K_2$ )を変更した場合の  $R_M$  である。(a) は  $K_1$  を変化させた場合の影響を調べた結果である。 $K_1$  を大きくすればピーク周波数が低下すると共にピーク値も上昇する。これは、アシストゲインとなる  $K_1$  が等価的にばねを低下させたためと考えられる。一方、モータ回転速度に比例するゲイン( $K_2$ ) を大きくすれば  $|R_M|$  のピーク値は低下し、路面からの外乱を低減させる効果があることが分かる。

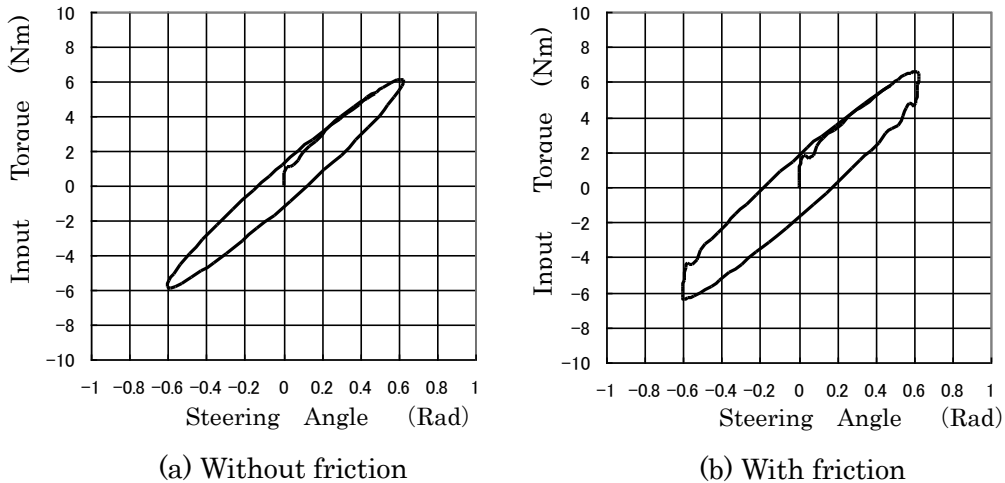


Fig 4-8 Lissajous's figures of steering effort

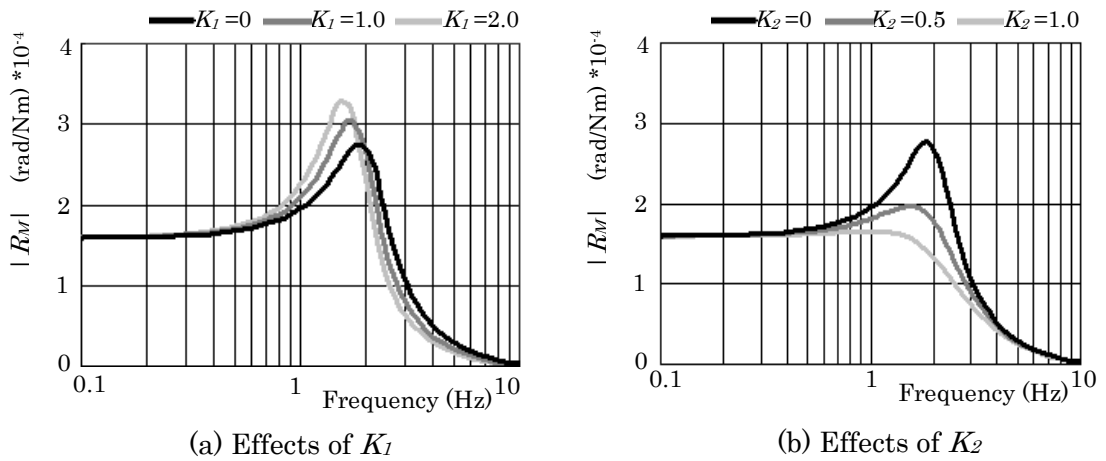


Fig 4-9 Disturbance Response

#### 4.2.2 車両-ステアリング系のモデル化と運動特性

ここでは EPS を搭載した車両の運動性能と操舵特性を評価するため、4.2.1 でモデル化したステアリング系モデルを車両モデルと統合し、車両-ステアリング系の運動モデルを作成する。まず、この統合モデルに従来の EPS 制御を適用した場合の基本特性を明らかにする。

車両モデルは図 4-10 及び表 4-2 に示す 2 輪モデルを採用した。このモデルを用いて車速  $V$  で走行している車両運動は次式で示すことができる。(74)

$$\left\{ mV + \frac{2(l_f K_f - l_r K_r)}{V} \right\} \dot{\psi} + mV\beta + 2(K_f + K_r)\beta = 2K_f \delta_f \quad (4.16)$$

$$I_v \ddot{\psi} + \frac{2(l_r^2 K_f + l_r^2 K_r)}{V} \dot{\psi} + 2(l_f K_f - l_r K_r)\beta = 2l_f K_f \delta_f \quad (4.17)$$

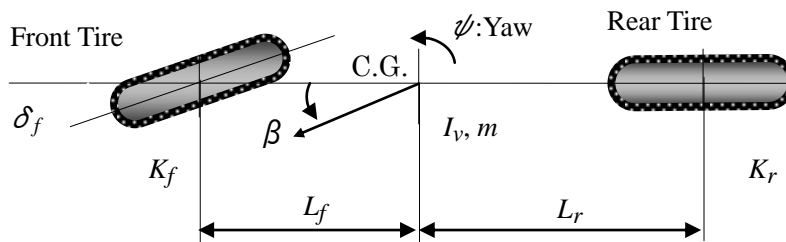


Fig 4-10 Vehicle Model



Table 4-2 Data table for the Vehicle Model

|            |       |       |                                      |
|------------|-------|-------|--------------------------------------|
| $m$        | 1268  | Kg    | Vehicle mass                         |
| $I_v$      | 2041  | Kg·m  | Vehicle yaw moment of inertia        |
| $V$        | -     | m/s   | Vehicle speed                        |
| C.G.       | -     | -     | Center of gravity                    |
| $L_f$      | 1.085 | m     | Distance between front axle and C.G. |
| $L_r$      | 1.530 | m     | Distance between rear axle and C.G.  |
| $K_f$      | 57153 | N/rad | Front cornering stiffness            |
| $K_r$      | 78139 | N/rad | Rear cornering stiffness             |
| $\psi$     | -     | rad   | Yaw angle                            |
| $\beta$    | -     | rad   | Side slip angle                      |
| $\delta_f$ | -     | rad   | Tire angle                           |

キャスタートレールとニューマチックトレールの和をトレール( $\xi$ )とすれば、前輪のセルフアライニングトルク( $T_s$ )は次式となる。

$$T_s = 2\xi K_f \left( \beta + \frac{I_v \dot{\psi}}{V} - \delta_f \right) \quad (4.18)$$

$T_s$ はステアリング系の入力となり式(4-12)は以下のように変形される。

$$I_M \ddot{\theta}_T + C_T \dot{\theta}_T + K_T \theta_T + K_H(\theta_T - \theta_H) = T_M + T_S \quad (4.19)$$

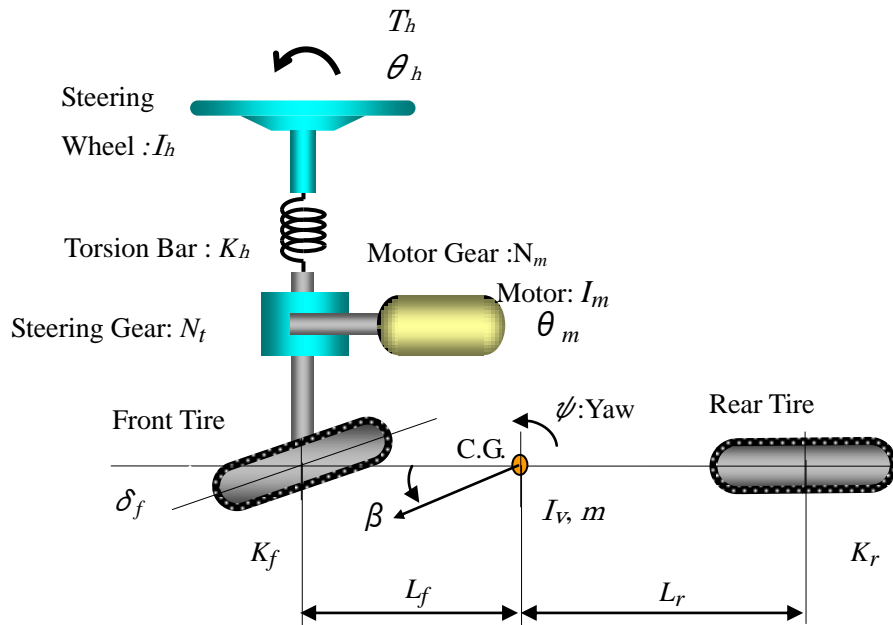


Fig 4-11 Vehicle-Steering Model

$\theta_T = \delta_f$ であるから、式(4-16)~(4-19)は以下の式で表現できる。ただし、タイヤ系の減衰係数( $C_T$ )はそのままの形で表現した。

$$\left\{mV + \frac{2(l_f K_f - l_r K_r)}{V}\right\} \dot{\psi} + mV\dot{\beta} + 2(K_f + K_r)\beta = 2K_f \theta \quad (4-20)$$

$$I_v \ddot{\psi} + \frac{2(l_f^2 K_f + l_r^2 K_r)}{V} \dot{\psi} + 2(l_f K_f - l_r K_r)\beta = 2l_f K_f \theta \quad (4-21)$$

$$I_M \ddot{\theta}_T + C_T \dot{\theta}_T + 2\xi K_f \theta_T + K_H(\theta_T - \theta_H) - 2\xi K_f \left(\beta + \frac{l_f \dot{\psi}}{V}\right) = T_M \quad (4-22)$$

$$T_M = K_1 K_H(\theta_H - \theta_M) - K_2 C_T \dot{\theta}_M \quad (4-23)$$

また、車両系のモデルとステアリング系のモデルを統合して図示すると図4-11となる。これらの式により Matlab を適用して車両全体の運動解析を行った。

車両の運動性能を評価するため次式で示すステアリングホイールの操舵入力に対する車両ヨーレート応答を用いる。

$$R_Y = \frac{\dot{\psi}}{\theta_h} \quad (4-24)$$

また、操舵特性を評価する指標は式(4-14)で示した操舵力特性( $R_H$ )を流用する。

まず、車両・ステアリングの統合モデルを用い、 $K_1$ を変化させた場合の影響について計算した結果を図4-12、図4-13に示す。図4-12は、車両ヨーレートへの影響で、 $K_1$ を大きくすれば、応答ゲインは大きくなりアンダステア傾向を示す。この時、位相特性はほとんど変化していない。図4-13は操舵特性の計算例で、ステアリング系のみのモデル結果と同様の傾向となるが変化の度合いが減少する。

図4-14は $K_2$ に対する車両応答を計算した結果で、 $K_2$ はヨーレートゲインのピーク値を低減させている。つまりヨーダンピングを高めて安定性を向上させる効果がある。しかし、 $K_2$ を大きくすれば位相遅れも大きくなることから、操縦性を悪化させる懸念もあり $K_2$ の値を設定するには十分な実車による検討が必要である。同様に図4-15は $K_2$ に対する操舵力で減衰を大きくすると操舵力は大きく(重く)なる。

以上のように、操舵トルクに対応するアシストゲイン( $K_1$ )とモータ回転速度に対応する減衰ゲイン( $K_2$ )は、操舵特性と車両運動性能に影響する重要なパラメータであり、適切に値を設定すれば、優れた車両性能を実現させることが可能である。

しかし、減衰ゲイン( $K_2$ )はヨーレートのダンピングを向上させると同時に、操舵特性にも減衰力として作用するなどトレードオフの関係もあり、妥協も必要である。さらに、メカニカルな要素のばらつきがそのまま性能差となるなど、市場ニーズへの対応などを考慮すると課題は残っている。

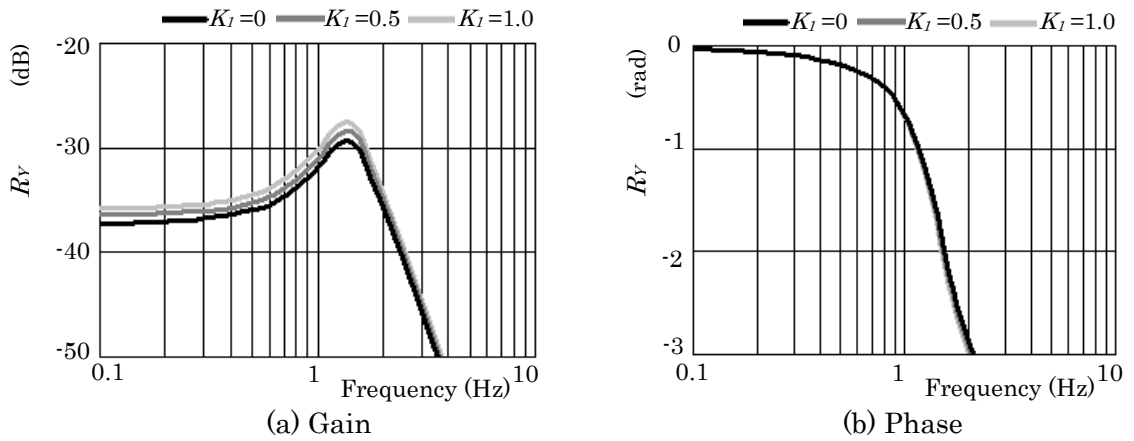


Fig 4-12 Yaw Rate Response( $R_Y$ ) influenced by  $K_I$

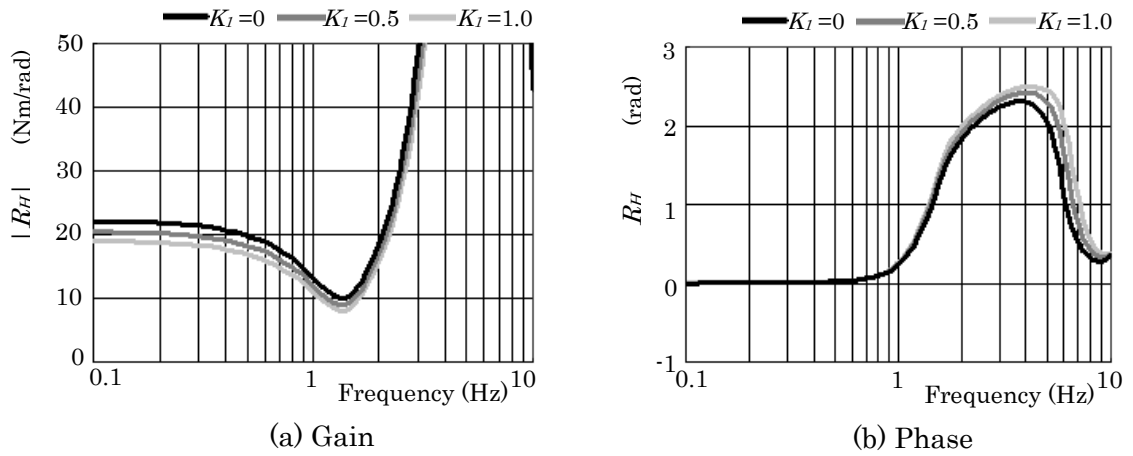


Fig 4-13 Steering Input Response( $R_H$ ) influenced by  $K_I$

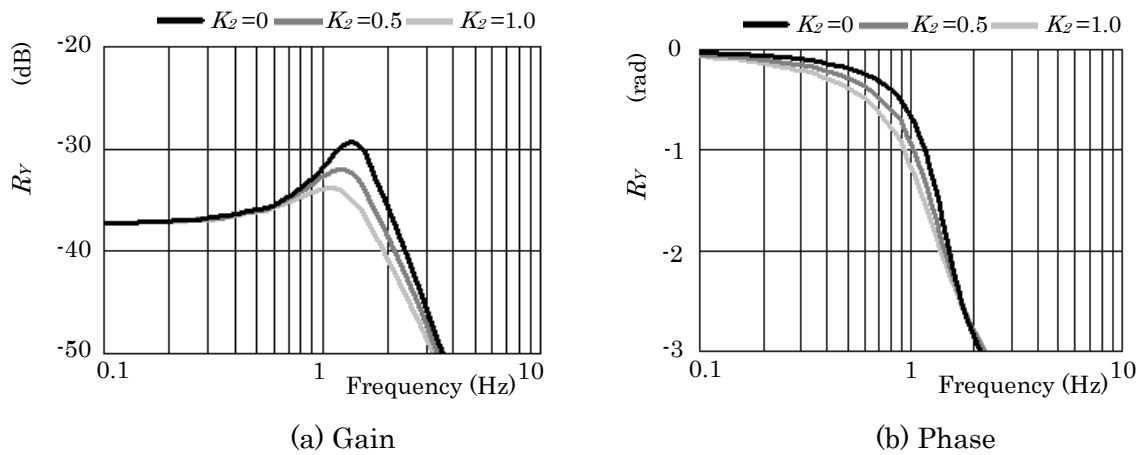


Fig 4-14 Yaw Rate Response( $R_Y$ ) influenced by  $K_2$

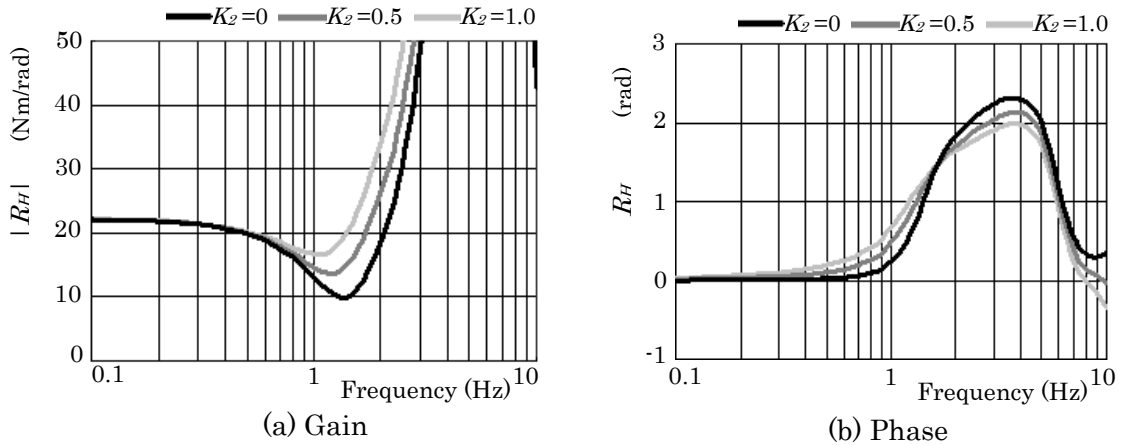


Fig 4-15 Steering Force Response( $R_H$ ) influenced by  $K_2$

### 4.2.3 従来制御の課題

従来制御で操舵系にダンピングを与えるパラメータ( $K_2$ )は、操舵力特性と車両の収斂性に関係している。実際の車両開発では、これらを両立させるため、実車走行により操舵フィーリングや車両安定性の官能評価、操舵力特性やヨーレートなどのデータ計測を制御パラメータを繰り返し変更しながら最適値を設定している。

たとえば、操舵力特性を優先して  $K_2$  を決定すると車両収斂性が不十分となり、逆に車両収斂性を優先して減衰特性を決定すると望ましい操舵力特性を得られないというケースは頻繁に発生する。図 4-16 は、ダンピングパラメータ( $K_2$ )を 2 と 0.5 に設定した場合の車両のステップ応答(a)と 0.5 Hz で操舵した場合の操舵力線図(b)である。ステップ応答では、 $K_2$  を 2 に設定すれば十分な減衰特性を得ることができるが、操舵力線図をみると  $K_2$  を大きくすれば操舵力も変化することを示している。車両運動性能から要求される減衰特性の

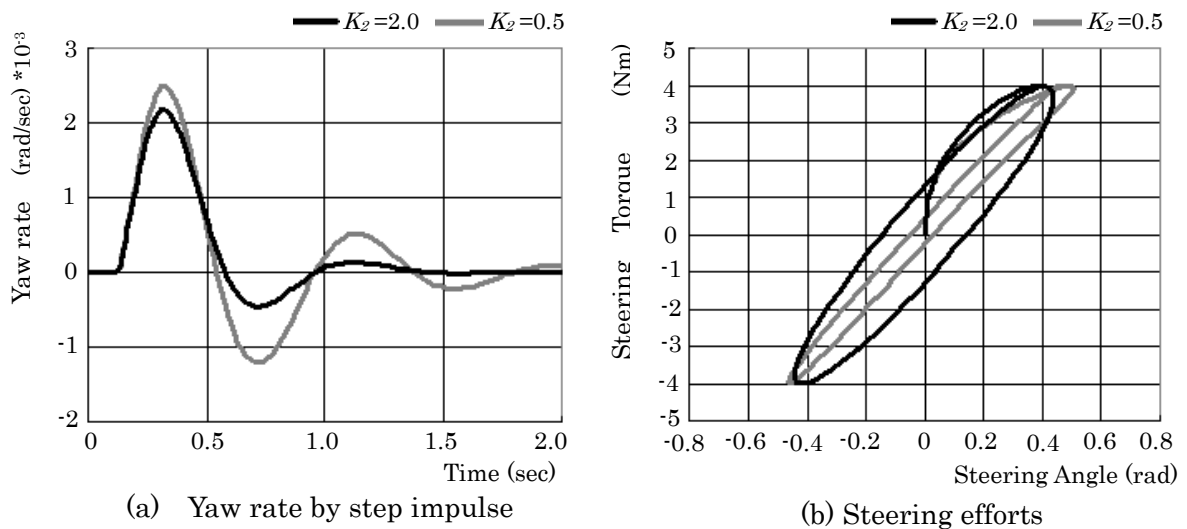


Fig 4-16 Trade off relation by  $K_2$

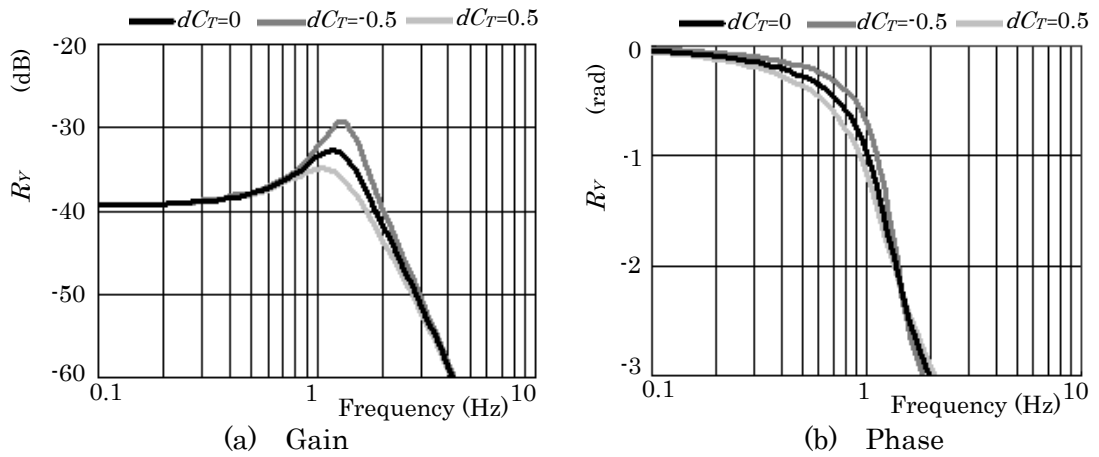


Fig 4-17 Yaw rate fluctuation by tire damping

$K_2$ の最適値は、操舵力特性から要求される  $K_2$ の最適値と一致しない。実際には、このようなトレードオフの関係の妥協点を見出すように  $K_2$ を決定している。

操舵系のばね、減衰、フリクションのばらつきは操舵力特性や車両収斂性に影響する。これらは部品や車体の寸法精度、材料や加工精度など様々な要因によるものである。図 4-17 はタイヤの減衰特性を 50 %減少( $dC_T=-0.5$ )と、50 %増大( $dC_T=0.5$ )したケースについて車両ヨーレイトの周波数応答を比較したものである。 $dC_T$ はタイヤ減衰特性の変化率である。この結果、タイヤ減衰のばらつきは車両の安定性に影響することが分かる。また、図 4-18 は車速によりヨーダンピングが変化し、高速になれば車両挙動が不安定になることを示している。

このように、量産を前提とした部品のばらつきと個々の車両性能との関係を十分に把握することや、車速違いなどによる車両運動特性を十分に把握してして全ての個々の車両が十

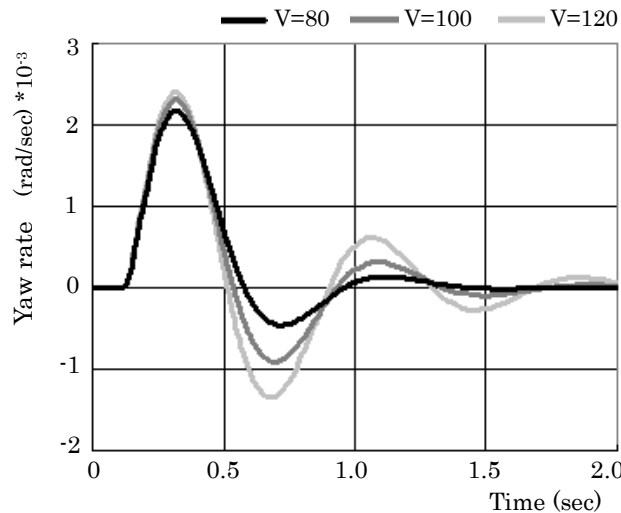


Fig 4-18 Yaw rate fluctuation by Vehicle speed

分な性能を有するように対応することが重要である。たとえば、部品の加工や寸法のばらつき、組み付けのばらつき、路面状態や気温などの環境の違い、積み荷の積載や乗車人員、タイヤの種類や空気圧など使用条件の違い、また走行状態、経年変化など様々な変動要素が存在している。このような変化、変動に対して車両の操舵特性や運動性能の変動は当初の目標値から大きく変動しないことが望ましい。これらの外的、内的変動に対応できる制御が可能であれば、市場での個々の量産車の品質保持という大きなニーズに応えることができる。

しかし、従来の制御方法ではパラメータの最適化により試作車の性能は確保できるが、市場の量産車のばらつきに必ずしも対応できている補償はない。従って部品や組み付けばらつきはできる限り小さくして性能のばらつきが発生しないよう設計、生産、その他市場でのサービスなどにおいても様々な配慮がなされている。しかし、部品の寸法精度や取り付け精度のばらつきを小さくするために、設備投資や製造時間などが必要になり製造コストを引き上げる要因となり、対応には限界がある。

以上の課題を整理すると以下のように集約される。

- 1) 操舵力特性と車両安定性のトレードオフを高い次元で両立させること
- 2) 高いロバスト性を有すること

これらを実現するためには、部品の作りこみと生産品質の向上及びソフトウェアの育成が重要であることは言うまでもないが、従来の制御方法では性能改善に限界がある。次節では、これらの課題に対応する新しい制御ロジックを提案し、その内容説明と効果検証について述べる。

#### 4.2.4 制御ロジック構想<sup>(72),(73)</sup>

従来制御の課題を踏まえ、その対応方法として外乱オブザーバ制御の適用を検討する。等価外乱オブザーバ制御は、等価外乱に対する出力をゼロに近づけることと、目標値に対する出力を1に近づけることを両立させる制御器である。また高いロバスト性能を確保できるという特長があり近年多方面で実用化が進められている。このような機能をEPS制御に応用すれば従来制御が抱える課題に対応できEPSの普及を促進できると考えられる。

操舵性能や車両運動についての改善の着眼点の1つは、操舵入力(目標値)に対する制御量の伝達関数を1に近づけ、路面や横風など外乱に対する制御量の伝達関数をゼロに近づけて安定性を向上させることである。これは、操舵入力に対する制御量の伝達特性と外乱に対する制御量の伝達特性をそれぞれ最適化することで、操舵力特性と車両安定性を高い次元で両立させることが期待できる。

もう1つの着眼点は、ロバスト性の高さを量産車の品質向上に活用することである。従来制御では製品ばらつきや車両使用条件の違いが操舵特性や車両運動性能の変動となって現れるが、ロバスト性の高さを活用すれば操舵性能や車両運動性能の変動を小さくすることが期待できる。

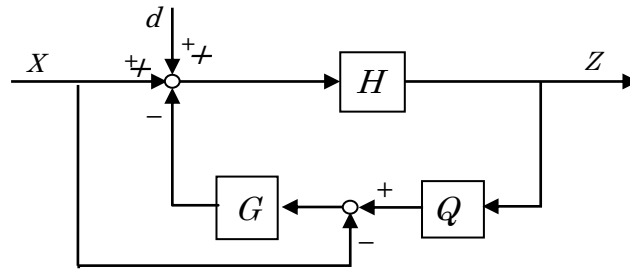


Fig 4-19 Flow of Disturbance Observer Control

図 4-19 は  $X$  を入力， $Z$  を出力， $d$  を外乱とし，システム( $H$ )を制御対象とした外乱オブザーバ制御の基本フローである． $Q$  はコントローラ， $G$  は制御ゲインである．

入力( $X$ )に対する出力( $Z$ )の伝達特性は次式となる．

$$\frac{Z}{X} = \frac{(1+G)H}{1+GQH} \quad (4\cdot24)$$

同様に外乱( $d$ )に対する出力( $Z$ )の伝達特性は次式となる．

$$\frac{Z}{d} = \frac{H}{1+GQH} \quad (4\cdot25)$$

次にコントローラ( $Q$ )をシステム( $H$ )の逆関数で構成する．

$$Q = \frac{1}{H} \quad (4\cdot26)$$

式(4-26)を式(4-24)に代入すれば， $Z/X=H$ となり， $Q$  や  $G$  に無関係にシステム( $H$ )で伝達特性が決定される．同様に式(4-26)を式(4-25)に代入すれば次に示す関係が得られる．

$$\frac{Z}{d} = \frac{H}{1+G} \quad (4\cdot27)$$

式(4-27)より，外乱( $d$ )に対してはフィードバック系を構成している．つまり，入力( $X$ )に対する出力( $Z$ )の伝達特性と，外乱( $d$ )に対する出力( $Z$ )の伝達特性は区別されている．

この点を考慮し，出力( $Z$ )を速度成分とすれば，入力( $X$ )に対しては減衰効果がなく，外乱に対してのみ減衰効果をもたせることが可能である．

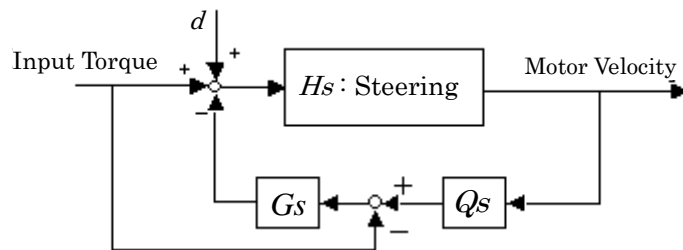
システム( $H_s$ )をステアリング系と想定すると， $X$ は操舵入力つまりトルクセンサーの出力信号であり， $Z$ はモータ回転速度である．まず，従来制御を適用するステアリングシステム( $H_s$ )を構成するように  $K_1$ ， $K_2$ を操舵特性から決定する．次に，コントローラ( $Q$ )はシス

テム( $H_s$ )の逆関数とする。次に外乱に対しては、ゲイン( $G_s$ )を調整して十分な減衰特性が得られるように設定する。このようにして、操舵特性と車両安定性に必要な減衰特性をそれぞれ別の特性として独立させて設けることが可能となる。

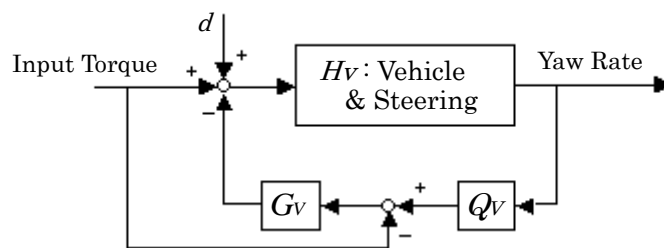
次に、ロバスト性に対しては、ステアリングシステム( $H_s$ )のフリクションなどのばらつき要素は制御フローの中で外乱と認識される。 $Q_s$ はばらつきを全く含まない理想モデルであり、この理想モデルの性能と比較されてフィードバックする制御を構成しているため、アウトプット出力はばらつきによる変動要素を有効に押さえることが可能である。

同様にシステム( $H$ )がステアリング系を含む車両系と想定すると、出力を車両のヨーレイトとして扱えば、操舵特性と車両ヨーレイトの安定性を両立させる性能の実現が期待できる。ロバスト性についても、車両の様々な変動要因がそのまま車両運動性能の変動となることを押さえて、当初の目標性能を有効に確保することが可能になる。

このような観点から、出力をモータ舵角速度とする制御方法と、出力を車両のヨーレイトとする制御方法を提案し、その効果について検証を進める。また、ここでは前者は舵角速度を観測するのでこのロジックによる制御を舵角速度オブザーバ制御(SVOC: Steering Velocity Observer Control)とし、後者はヨーレイトを観測するのでヨーレイトオブザーバ制御(YROC: Yaw Rate Observer Control)と呼ぶことにした。図4-20(a)に舵角速度オブザーバ制御、図4-20(b)はヨーレイトオブザーバ制御のフローをそれぞれ示す。



(a) Steering Velocity Observer Control(SVOC)



(b) Yaw Rate Observer Control (YROC)

Fig 4-20 Block Diagram of Steering Control



### 4.3 舵角速度オブザーバ制御 (SVOC)

#### 4.3.1 制御系設計

図4-4で示すタイヤを含んだステアリング系を対象にして、トルクセンサー信号から舵角速度目標値を算出し、実舵角速度との差を小さくする制御ロジックが図4-21に示す制御フローである。SVOCで扱う等価モデル( $P_S$ )は、ギアやトーションバーなどのハード部品と制御系からなるステアリングシステムである。 $P_S$ は従来制御の係数( $K_1$ ), ( $K_2$ )を含む関数となり以下の式で与える。

$$Q_S = \frac{G_S}{P_S} \quad (4.28)$$

$$P_S = \frac{(1 + K_1)S}{I_A S^2 + C_A(1 + K_2)S + K_A} \quad (4.29)$$

ここで  $P_S$  に適用される  $I_A$ ,  $C_A$ ,  $K_A$  は以下に示すとおり実対象と等価な値を与える。

$$I_A = I_M \quad (4.30)$$

$$C_A = C_T \quad (4.31)$$

$$K_A = K_T \quad (4.32)$$

また、 $G_S$  は時定数が  $\tau_s$  の1次ローパスフィルタで  $K_S$  は制御ゲインである。

$$G_S = \frac{K_S}{1 + \tau_s S} \quad (4.33)$$

$G_S$  は操舵トルク信号のフィルタ処理を行うと同時に、 $Q_S$  を以下の式として安定化させている。

$$Q_S = \frac{K_S \{ I_A S^2 + C_A(1 + K_2)S + K_A \}}{(1 + \tau_s S)(1 + K_1)S} \quad (4.34)$$

図4-22は、 $Q_S$  のゲインと位相である。 $K_S$  は1とし、時定数( $\tau_s$ )を7 Hz相当(0.027)と100 Hz相当(0.00159)で比較した結果である。3 Hzまでの位相差はほぼ確保できており、7 Hzの時定数で適用は可能と判断した。

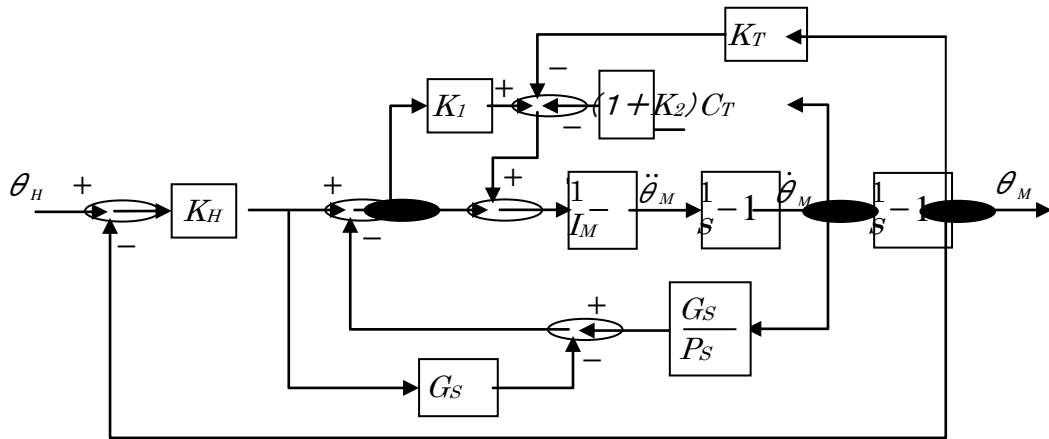


Fig 4-21 Block Diagram of Steering Velocity Observer Control

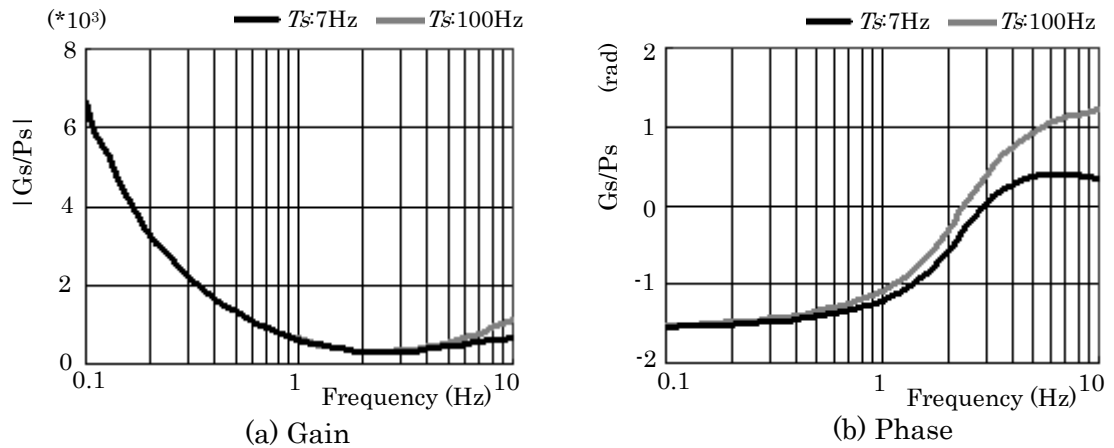


Fig 4-22 Gs/Ps (Filtered and non-filtered)

### 4.3.2 ステアリングモデルによる性能評価

ここでは、図 4-4 で示したステアリング系モデルに図 4-21 に示す SVOC を適用し、シミュレーションによってさまざまな性能検証を行った。従来制御も含めて全てのケースで  $K_1$ ,  $K_2$  共に 0.5 として計算している。

図 4-23 は、操舵応答特性( $R_H$ )の計算結果である。従来制御と SVOC ( $K_S=0.5, 1.0, 1.5$ ) は全て同じラインとなり、操舵力特性は従来制御の  $K_1$ ,  $K_2$  で決定され、SVOC の制御ゲイン  $K_S$  には無関係である。これは、図 4-21 から明らかなように、モータ回転速度から算出した操舵系への入力に誤差が生じないためにモータへの指令が発生しない。従って、全ての場合で従来制御の特性と同一特性となっている。

一方、図 4-24 に示す外乱応答は SVOC の方が従来制御よりも低い値となる。また、制御ゲイン( $K_S$ )を大きくすれば、ピーク値が下がり減衰効果が大きくなることを示している。

これは操舵特性と外乱応答に対しての減衰特性をそれぞれ個別に調整できることを示し

ている。つまり、操舵特性は従来制御の設計方法でパラメータ設定などを行い、外乱に対する応答はSVOCで適値を決めていくことができる。

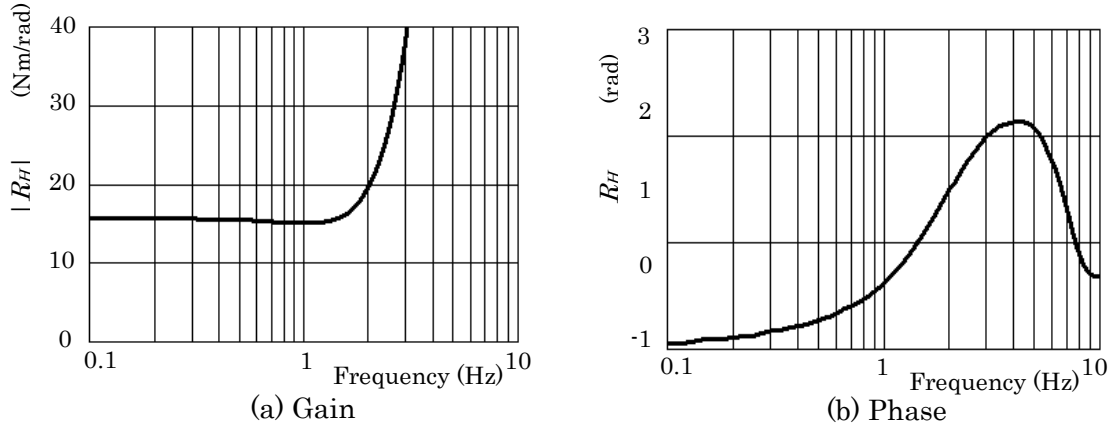


Fig 4-23 Steering Effort( $R_H$ ) of Controlled and Conventional

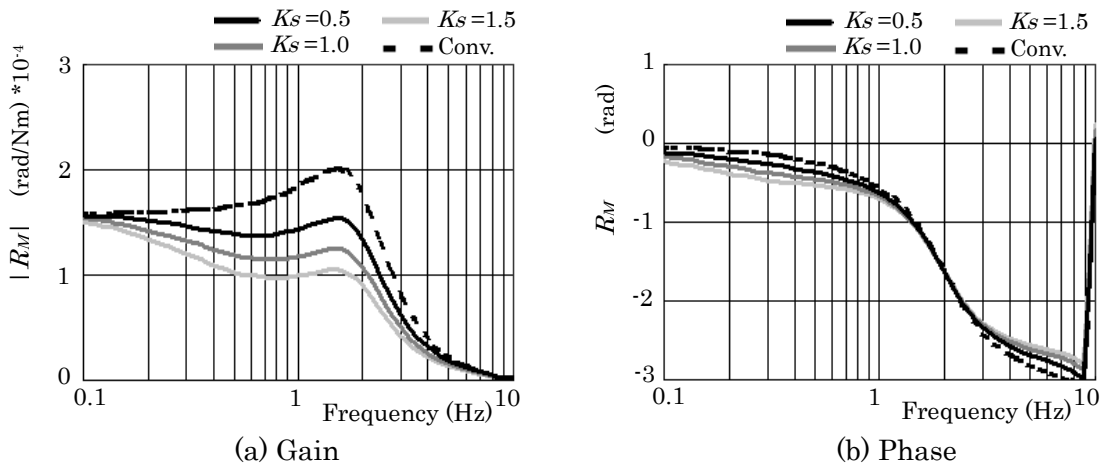


Fig 4-24 Disturbance Response( $R_M$ )

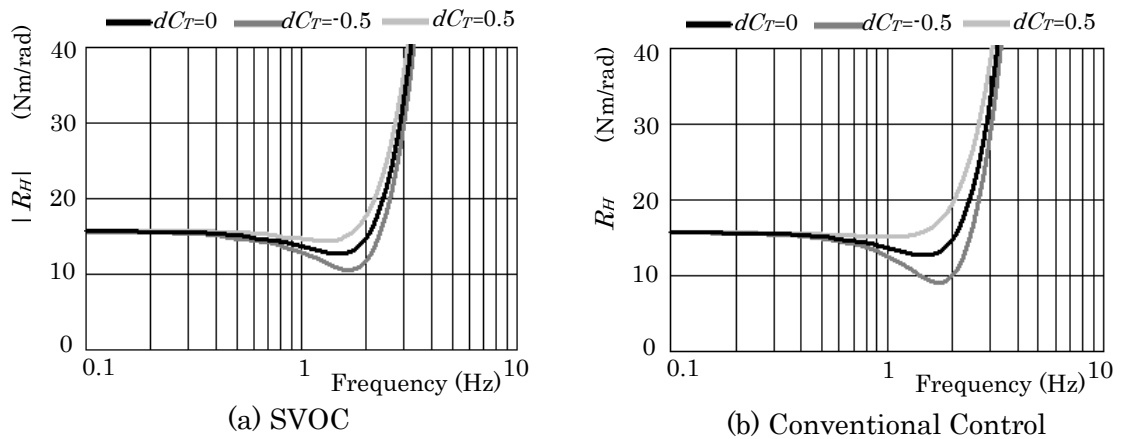


Fig 4-25 Robustness of Steering Effort( $R_H$ ) to Tire-damping

図4-25は操舵力特性( $R_h$ )のロバスト性についてSVOCと従来制御(Conventional)とを比較計算した結果である。タイヤのキングピン軸回りの減衰係数を  $-50\%$ ,  $0\%$ ,  $50\%$ に変化させた場合の操舵力特性変化を検討した。1 Hz 付近の操舵力の落ち込みと共に、3 Hz 以上の操舵力の上昇についてもSVOCの方が変化量が小さくロバスト性が向上していると判断することができる。

図4-26は同様にタイヤ減衰係数を変化させた場合の外乱応答( $R_M$ )についてSVOCと従来制御を比較した結果である。SVOCにすれば $|R_M|$ を小さくして外乱の影響を受け難くできると共に、タイヤの減衰係数変化に対しても従来制御に比べ変動成分を小さくすることが可能となり、性能向上とロバスト性向上に効果があることが判る。

図4-27, 4-28はタイヤ減衰係数及びステアリング系のフリクションを変化させた場合の、操舵力と操舵角の関係をリサージュ図形で示した。共に操舵周期は0.5 Hz, 操舵力は4 Nmとした。図4-27はタイヤ減衰係数を  $-100\%$ ,  $0\%$ ,  $100\%$ ,  $200\%$ と変化させた場合の応答である。従来制御に比べSVOC制御は変動幅が小さくロバスト性が向上していると判断できる。同様に図4-28はタイヤフリクションを0 Nm, 10 Nm, 20 Nmと変化させた場合の応答である。フリクションの変化に対してもSVOCにすれば従来制御よりも変動幅が小さくなりロバスト性能の向上がみられる。

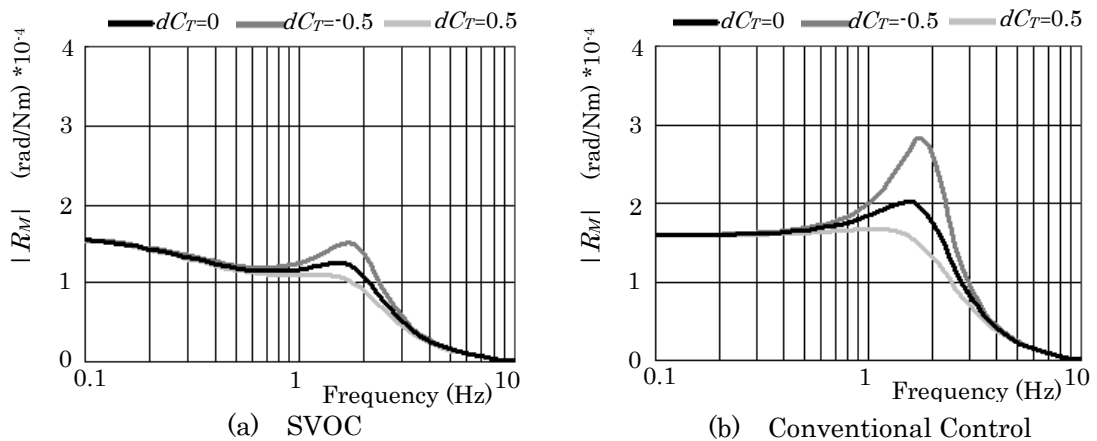


Fig 4-26 Robustness of Disturbance Response( $R_M$ ) to Tire-damping

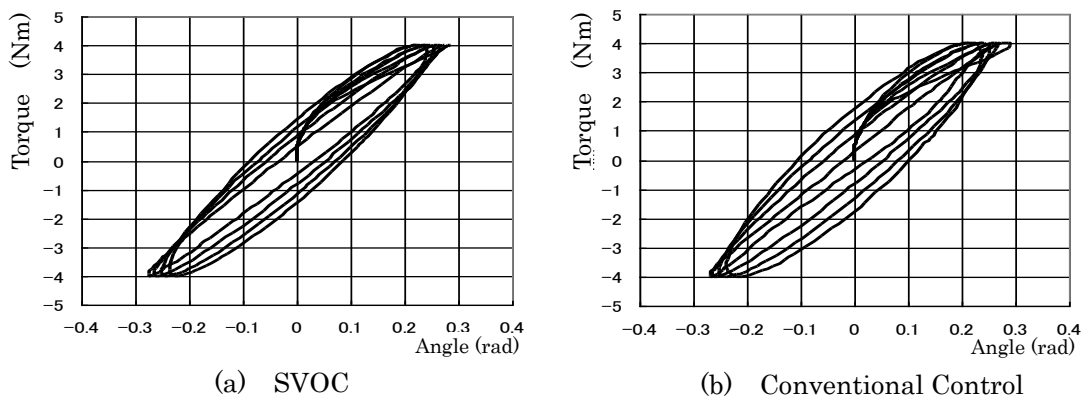


Fig 4-27 Robustness of Steering Torque/Angle to Tire-damping

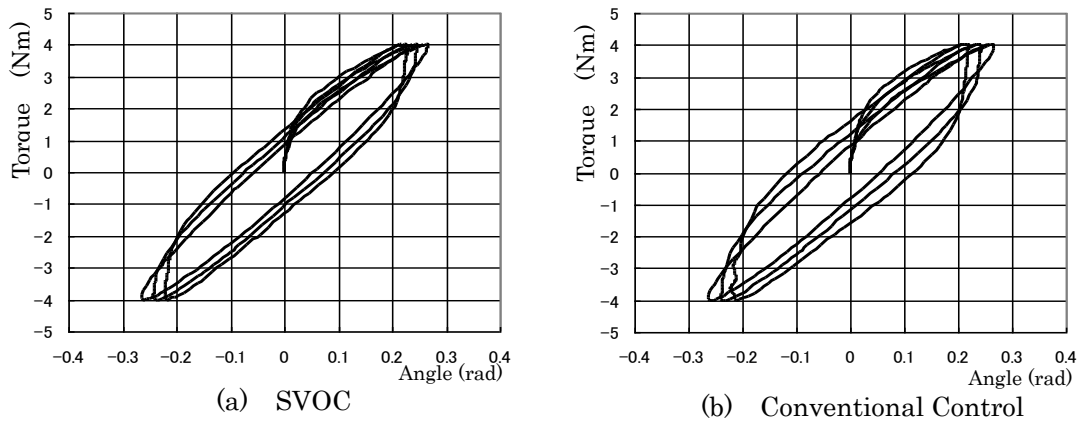


Fig 4-28 Robustness of Steering Torque/Angle against Friction

### 4.3.3 車両モデルによる性能評価

図 4-11 に示すステアリング-車両モデルに SVOC を適用して性能検証を行った。計算条件はステアリング系モデルに適用したものと同一のパラメータ設定で、 $K_1=0.5$ ,  $K_2=0.5$  とした。また、車両緒元についても図 4-11 と同一条件とし、特に車速の記載のないものは全て 100 Km/h で計算している。

図 4-29 は操舵力特性( $R_H$ )の SVOC と従来制御の比較である。低周波の領域では SVOC と従来制御はほぼ等しいが、1 Hz 付近の落ち込み量は SVOC の方が小さい。車両系のないステアリングモデルで計算した場合は図 4-23 に示すように SVOC と従来制御は一致するが、1 Hz 付近の落ち込み量は SVOC の方が小さい。これは車両系モデルで計算すると車両運動が付加されるためこれがステアリング系の外乱となり、外乱抑制効果の大きい SVOC の方が 1 Hz 付近の落ち込み量を小さくしていると推察される。

また、SVOC のゲイン( $K_S$ )を変化させても操舵力特性への影響は小さい。

図 4-30 は図 4-29 と同様の条件で外乱特性( $R_M$ )についてゲインと位相を比較した結果である。操舵特性と同様に低周波でのゲインは同等となるが、ピークゲインを比較すると SVOC は従来制御に比べて減衰が大きく系を安定させる効果があることが分かる。また、SVOC の制御ゲイン( $K_S$ )を大きくすればピーク値をさらに下げることが可能で、減衰効

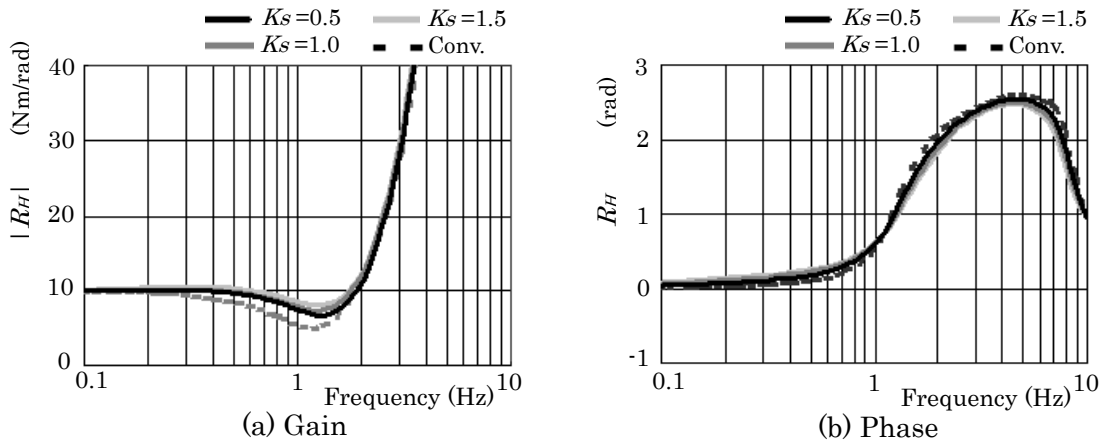


Fig 4-29 Steering Effort( $R_H$ )

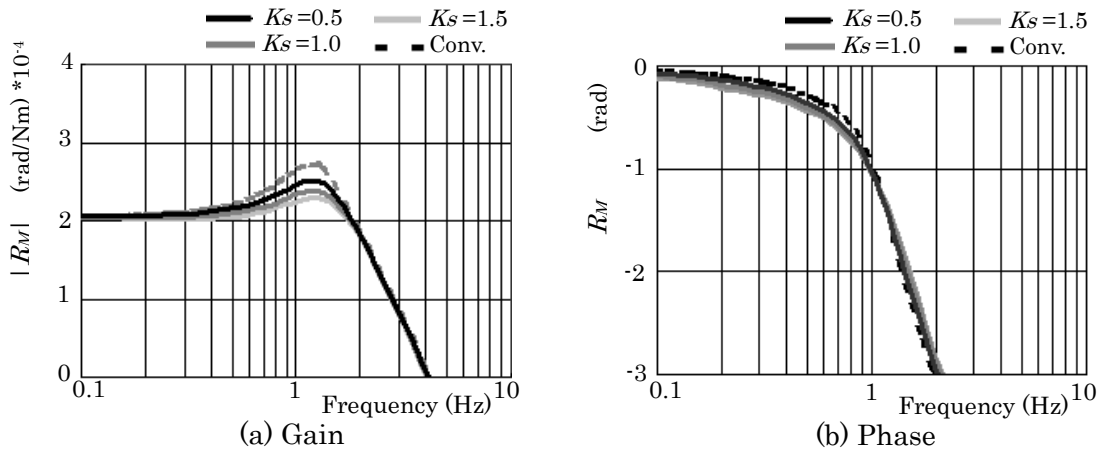
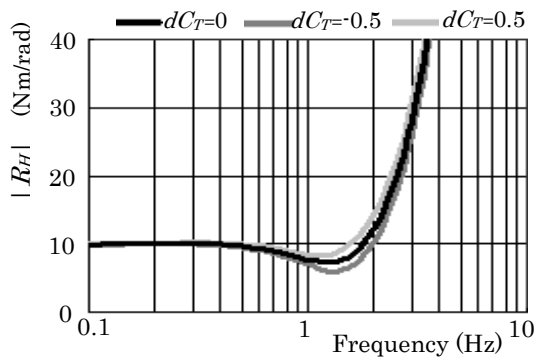


Fig 4-30 Disturbance Response( $R_M$ )

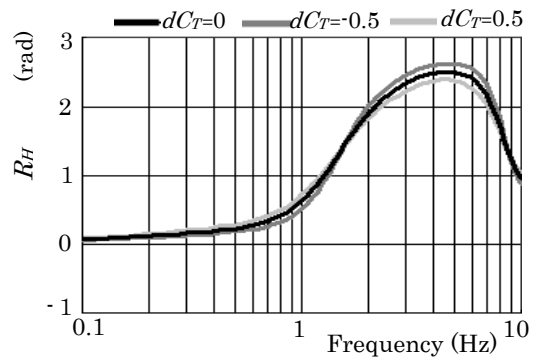
果を大きくして安定性を向上させることができる。つまり、図 4-29 で示す操舵力特性を維持したままで、外乱応答特性を変化させることが可能である。また、位相については大きな変化が見られない。

図 4-31 はタイヤ減衰を現状、50%増大、50%減少させた場合の操舵力特性( $R_H$ )を SVOC と従来制御で比較して示した。SVOC の制御ゲイン( $K_S$ )は 1 として計算した。図中の記載で、 $dC_T=0$  が現状、 $dC_T=-0.5$  が 50%減少、 $dC_T=0.5$  が 50%増大した条件であることを示している。従来制御と SVOC を比較して 1 Hz 以下の低周波側と 3 Hz 以上の高周波側の差異はみられないが、SVOC の方が 1 Hz 付近の落ち込み量が小さいことに加えて、タイヤ減衰の変動による操舵力への影響も従来制御より SVOC の方が小さく好ましい特性を示している。また、位相については外乱特性と同様に両者とも大きな変動は現れていない。

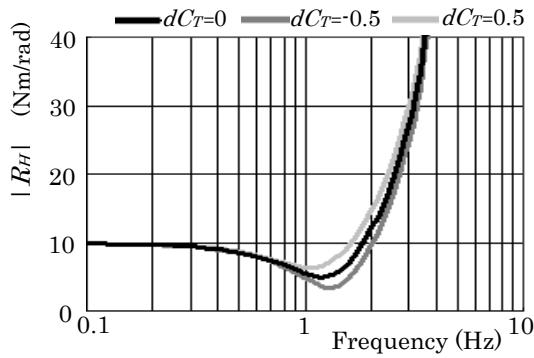
図 4-32 は、タイヤ減衰が 0%、+50%、-50%と変化した場合の車両ヨーレートへの影響( $R_Y$ )を比較して示した。従来制御では、タイヤ減衰の影響がヨーレートのピーク値に顕著に現れるが、SVOC ではヨーレートの変動幅は小さく良好な特性を示している。また、位相特性への変化も SVOC の方が小さく良好である。図 4-33 は、ステアリングにインパルス入力を与えた場合の車両ヨーレート応答について車速を変えて出力した。一般に車速が大きくなればヨーレートの収束性は悪化するが、従来制御にくらべ SVOC は悪化する程度が小さく抑えられている。図 4-34、4-35 は同様にステアリングにインパルス入力を与え、タイヤ特性が変化した場合の車両ヨーレート応答の変動について従来制御と SVOC を比較した結果である。それぞれタイヤの減衰、ばね係数を 0%、+50%、-50%と変えて計算した。従来制御に比べ、SVOC の方がタイヤ特性の変化に対してロバスト性が高いことが推察できる。図 4-36 は車速を変化させた場合の、車両ヨーレートと操舵力のリサージュ図形を比較した結果である。操舵速度は 0.5 Hz で、車速を 40 から 120 Km/h に変化させて計算した。従来制御では車速の変化に対して操舵力とヨーレートの関係が大きく変動するのに対して、SVOC では変化の度合いが小さく、安定した操舵の実現が期待できる。



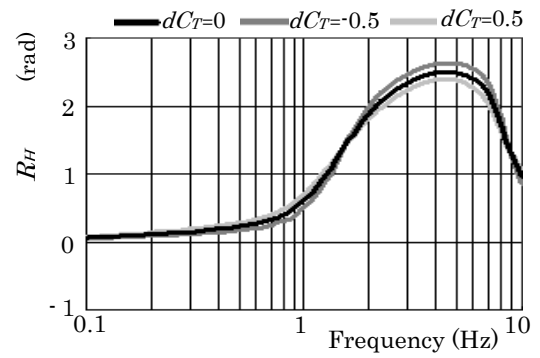
(a) Gain of SVOC



(b) Phase of SVOC

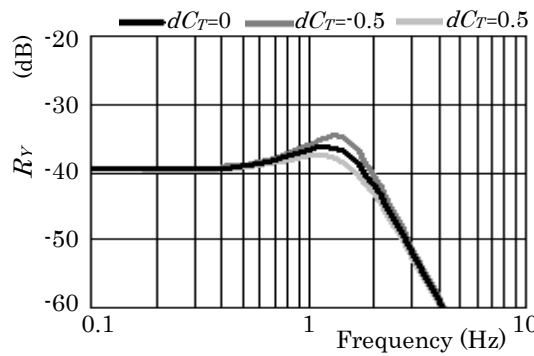


(c) Gain of Conv.

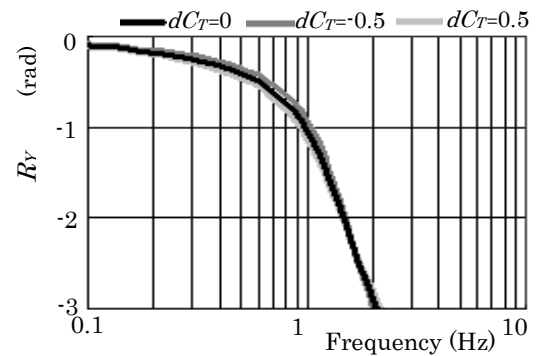


(d) Phase of Conv.

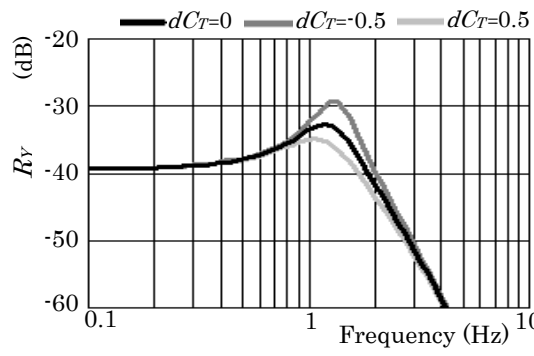
Fig 4-31 Robustness of Steering Effort( $R_H$ ) to Tire-damping



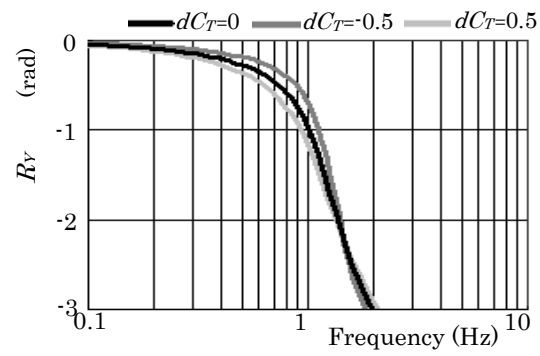
(a) Gain of SVOC



(b) Phase of SVOC

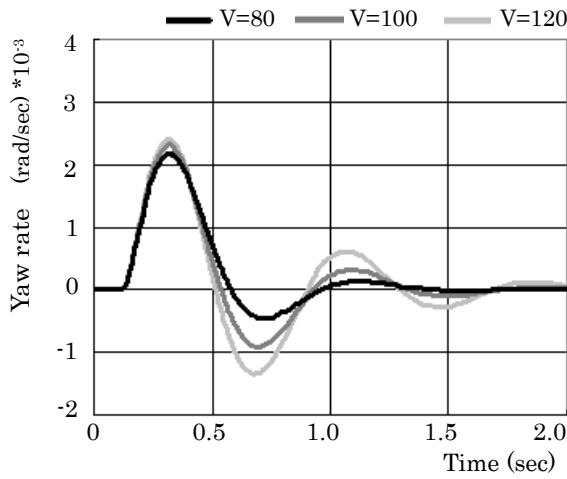


(c) Gain of Conv.

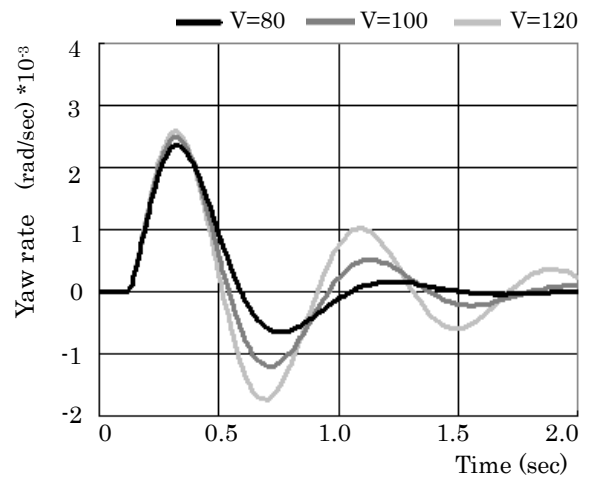


(d) Phase of Conv.

Fig 4-32 Robustness of Disturbance( $R_Y$ ) to Tire-damping

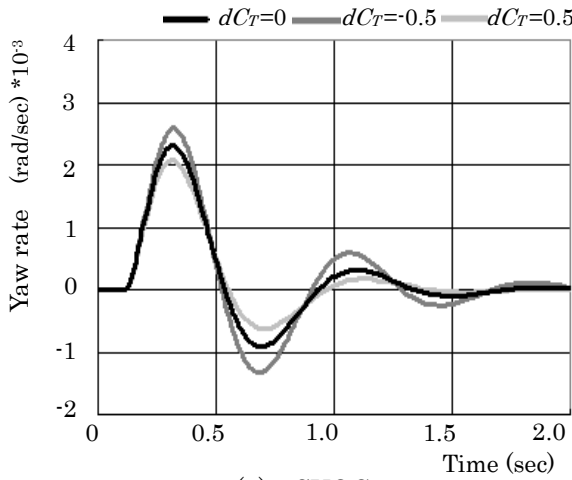


(a) SVOC

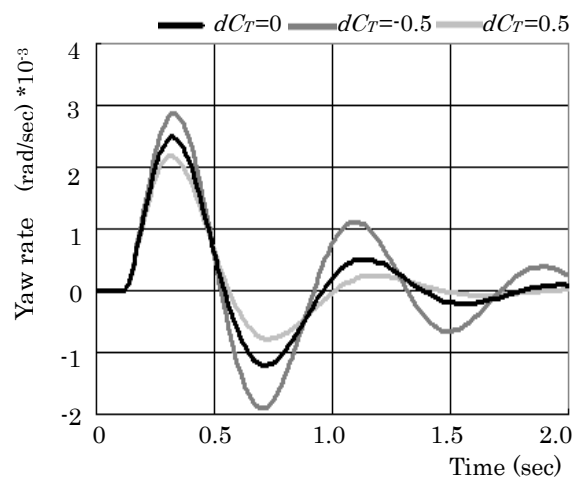


(b) Conventional Control

Fig 4- 33 Robustness of Yaw Rate Response to Vehicle Speed

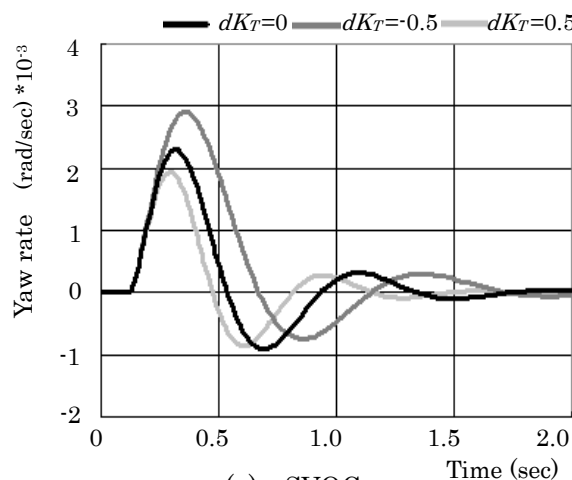


(a) SVOC

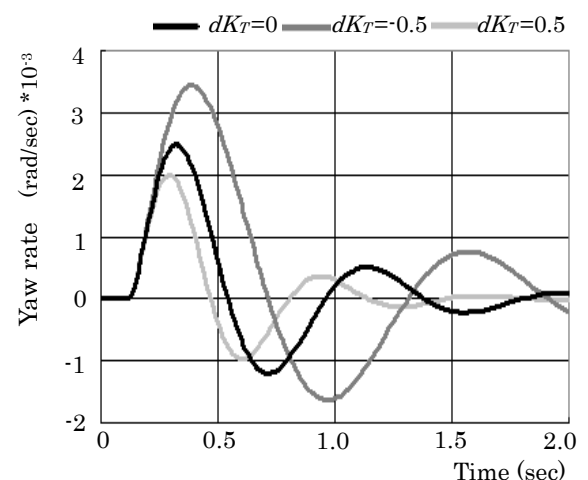


(b) Conventional Control

Fig 4- 34 Robustness of Yaw Rate Response to Tire Damping



(a) SVOC



(b) Conventional Control

Fig 4- 35 Robustness of Yaw Rate Response to Tire Stiffness



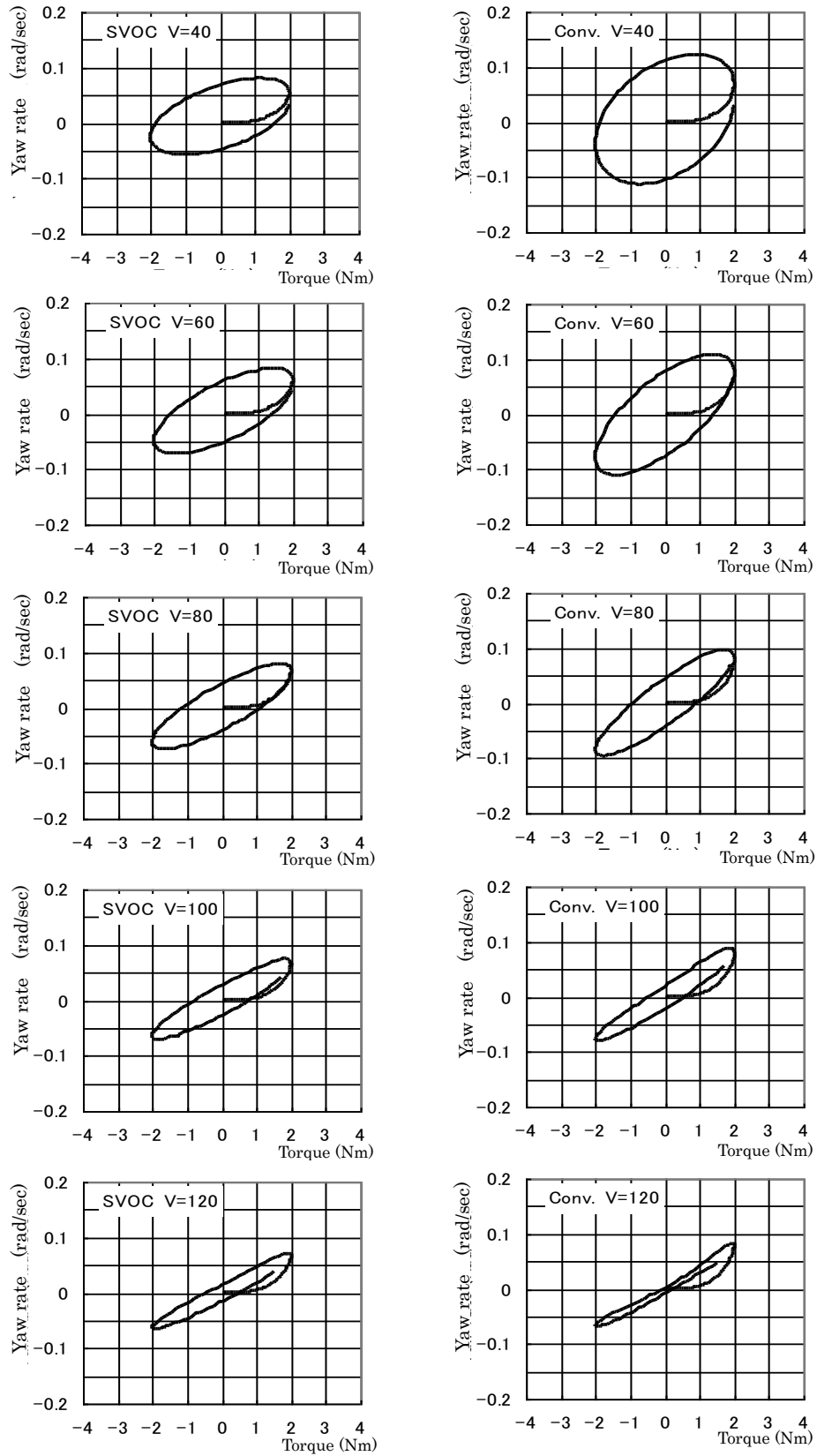


Fig 4- 36 Robustness of Yaw Rate vs. Steering Torque

## 4.4 ヨーレイトオブザーバ制御 (YROCC)

### 4.4.1 制御系設計

ヨーレイトオブザーバ制御は、車両-ステアリング系全体を対象としており、車両の実ヨーレイトとステアリングセンサーから演算される理想ヨーレイトを比較してステアリングを制御する制御方法である。

「4.2.2 車両-ステアリング系のモデル化と運動特性」と同様に、車両系及びステアリング系の運動モデルは次式で示すことができる。

$$\left\{mV + \frac{2(l_f K_f - l_r K_r)}{V}\right\} \dot{\psi} + mV\dot{\beta} + 2(K_f + K_r)\beta = 2K_f\theta \quad (4.35)$$

$$I_v \ddot{\psi} + \frac{2(l_f^2 K_f + l_r^2 K_r)}{V} \dot{\psi} + 2(l_f K_f - l_r K_r)\beta = 2l_f K_f \theta \quad (4.36)$$

$$I_M \ddot{\theta}_T + C_T \dot{\theta}_T + 2\xi K_f \theta_T + K_H(\theta_T - \theta_H) - 2\xi K_f \left(\beta + \frac{l_f \dot{\psi}}{V}\right) = T_M \quad (4.37)$$

$$T_M = K_1 K_H(\theta_H - \theta_M) - K_2 C_T \dot{\theta}_M \quad (4.38)$$

上式(4.35)~(4.38)を用いて、車両-ステアリング系の伝達特性( $H_V$ )を算出する。

$$H_V = \frac{\dot{\psi}}{K_H(\theta_H - \theta_M)} \quad (4.39)$$

オブザーバ( $P_V$ )は  $H_V$  の逆数となるため、出力を安定にさせるため 3 次のローパスフィルター( $G_V$ )を設定する。

$$P_V = \frac{G_V}{H_V} \quad (4.40)$$

$$G_V = \frac{K_V}{(1 + \tau_v s)^3} \quad (4.41)$$

図 4-37 は YROCC を構成する上記コントローラの制御フローである。

図 4-38 はフィルター特性、 $G_V$  の妥当性を検討した結果である。グラフで **Original** と示した線は 100 Hz の 3 次ローパスフィルターを設定した場合であり、**Filtered** と示した線は 10 Hz の 3 次ローパスフィルターとした場合である。時定数はゲインや位相が **Original** なラインを復元できる範囲で大きな値を設定することが必要である。ここでの時定数は試行錯誤により 10 Hz に設定した。3 Hz 以上で位相差が大きくなり、制御効果が低下する恐れがあるが、車両のヨーレイト共振はより低い周波数で発生するため許容できると想定した。

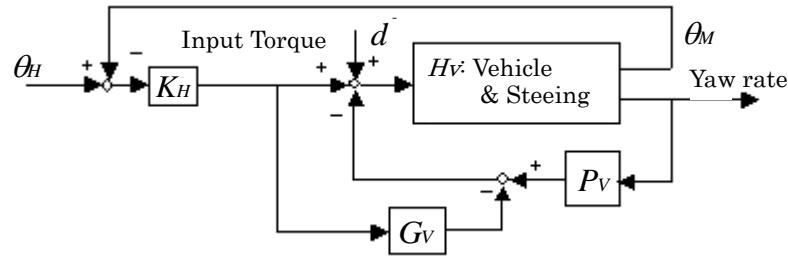


Fig 4-37 Yaw Rate Observer Control(YROCC)

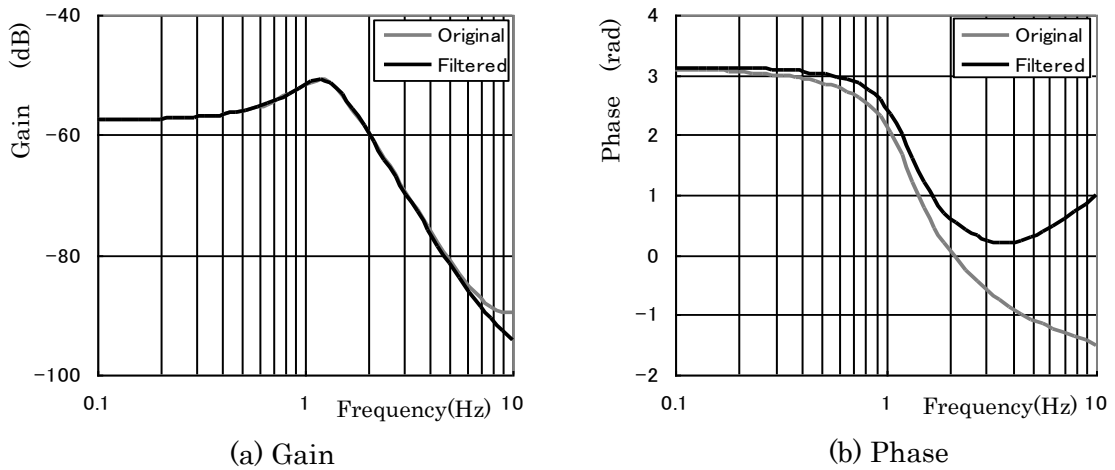


Fig 4-38 Filter setting (10Hz vs. 100Hz)

#### 4.4.2 車両モデルによる性能評価

図 4-39 はステアリングにインパルス入力を与えた場合の車両ヨーレート応答について車速を変えて出力した。従来制御にくらべ YROCC は悪化する程度が小さく抑えられている。また、図 4-33 で示した SVOC と比較しても大きな優位性が見られる。

図 4-40, 41 は同様にステアリングにインパルス入力を与え、タイヤ特性が変化した場合の車両ヨーレート応答の変動について従来制御と YROCC を比較した結果である。それぞれタイヤの減衰、ばね係数を  $-50\%$ 、 $0\%$ 、 $50\%$  と変えて計算した。従来制御に比べ、YROCC の方がタイヤ特性の変化に対してロバスト性が高いことが推察できる。さらに図 4-34, 35 で示した SVOC よりも一層の効果があることが確認できる。

図 4-42 は車速を変化させた場合の、車両ヨーレートと操舵力のリサージュ図形を比較した結果である。図 4-36 で示した SVOC と同一の条件で、操舵速度は  $0.5\text{ Hz}$  で、車速を  $40\text{ km/h}$  から  $120\text{ km/h}$  に変化させて計算した。従来制御では車速の変化に対して操舵力とヨーレートの関係が大きく変動するのに対して、YROCC では変化の度合いが小さい。しかしながら、 $40\text{ km/h}$  など低速の特性は望ましくなく、車速に応じた補正が必要と判断される。

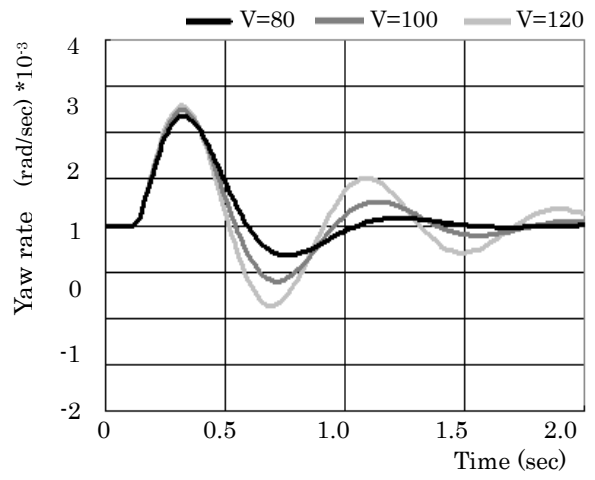
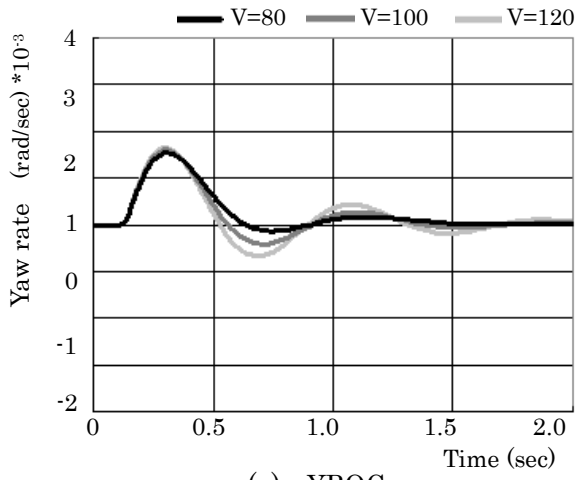


Fig 4- 39 Robustness of Yaw Rate Response to Vehicle Speed

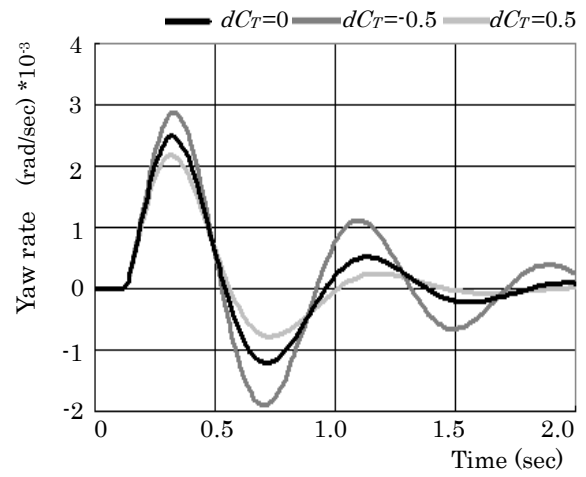
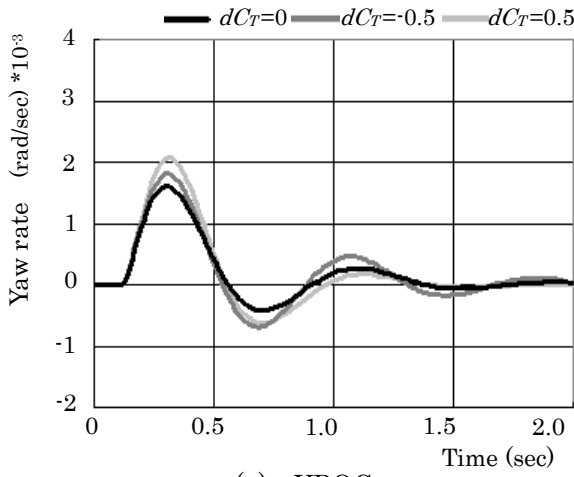


Fig 4- 40 Robustness of Yaw Rate Response to Tire Damping

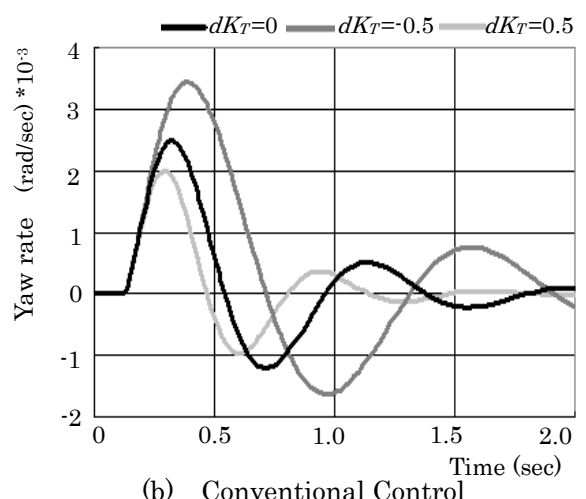
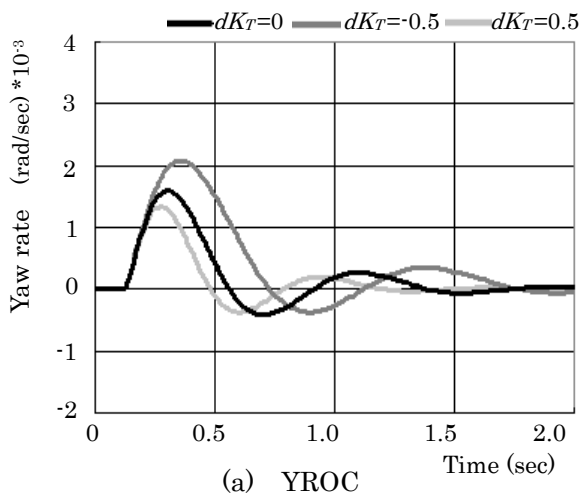


Fig 4- 41 Robustness of Yaw Rate Response to Tire Stiffness

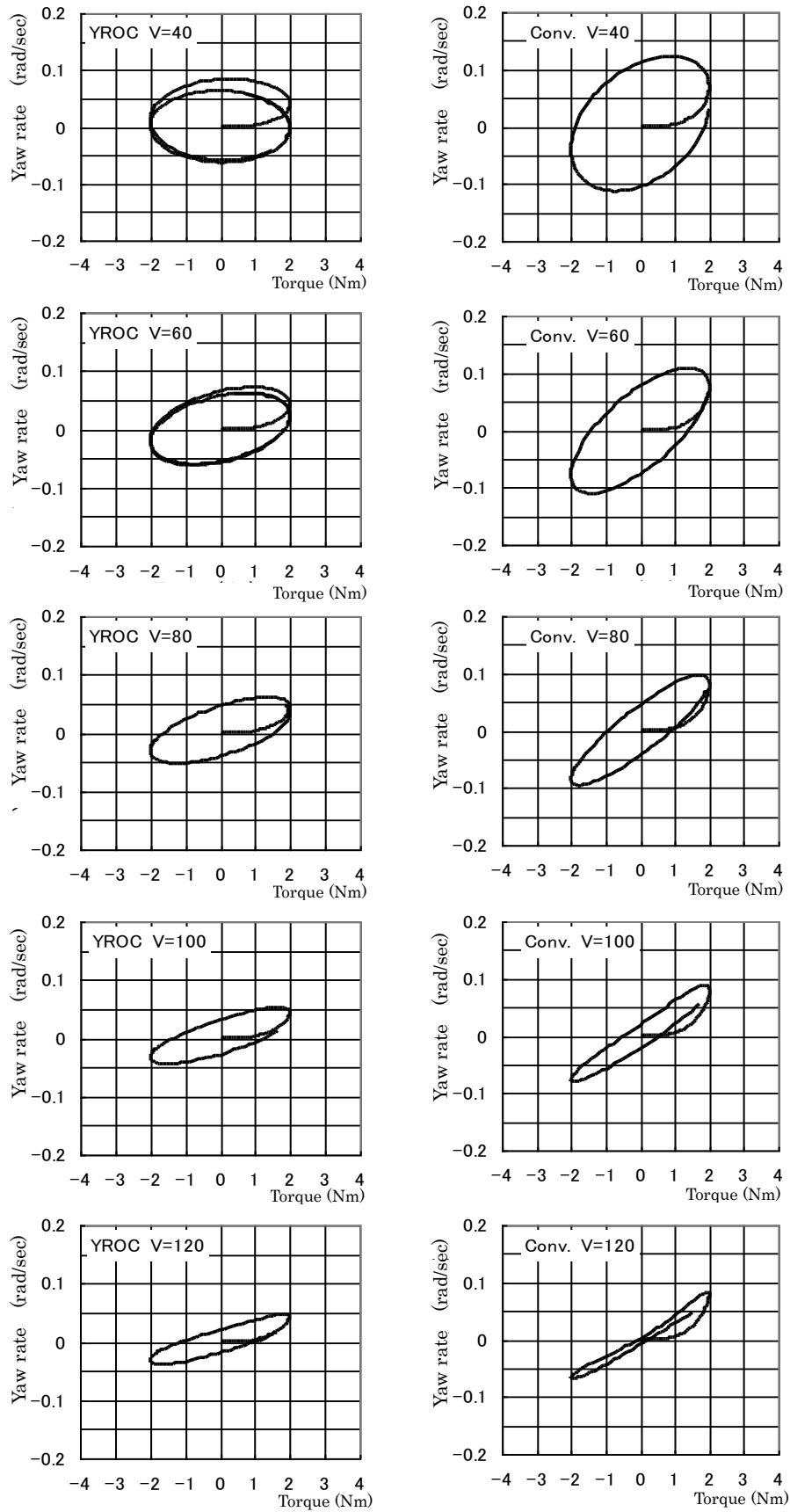


Fig 4-42 Robustness of Yaw Rate vs. Steering Torque

## 4.5 テスト車両の設計と試作

### 4.5.1 車両及びシステム

実験に用いた車両は図4-43, 表4-3に示す1.2tクラスの大衆車で, エンジン排気量1500ccのFF車である. 装着タイヤは165/70R13を適用した. 実験では2名乗車相当で, 計測値は総重量で1188 Kg, 各輪ではそれぞれFL 369 Kg, FR 362 Kg, RL 236 Kg, RR 221 Kgである.



Fig 4-43 Figure of the Test Vehicle

Table 4-3 Specifications of the Test Vehicle

|                           |                       |
|---------------------------|-----------------------|
| Drive                     | 2WD(FF)               |
| Trans mission             | 5MT                   |
| Length                    | 3800 mm               |
| Width                     | 1670 mm               |
| Hight                     | 1500 mm               |
| Cabin length              | 1680 mm               |
| Cabin width               | 1375 mm               |
| Cabin hight               | 1240 mm               |
| Wheel base                | 2390 mm               |
| Occupant                  | 5 persons             |
| Turning circle            | 4.7 m                 |
| Suspension type (Front)   | McPherson Strut       |
| Suspension type (Rear)    | Torsion beam          |
| Stabilizer (Front & Rear) | Torsion bar           |
| Tire                      | 165/70R13             |
| Engine                    | 1500 cc SOHC          |
| Engine Maximim Power      | 100 HP (74kW/6000rpm) |

ステアリングは図 4-44 に示すピニオン式 EPS で、ステアリングホイールとタイヤとの転舵比は 16.2 である。モータは 45 A のブラシ付モータを採用し、トルクセンサーはピニオン部に内蔵している。

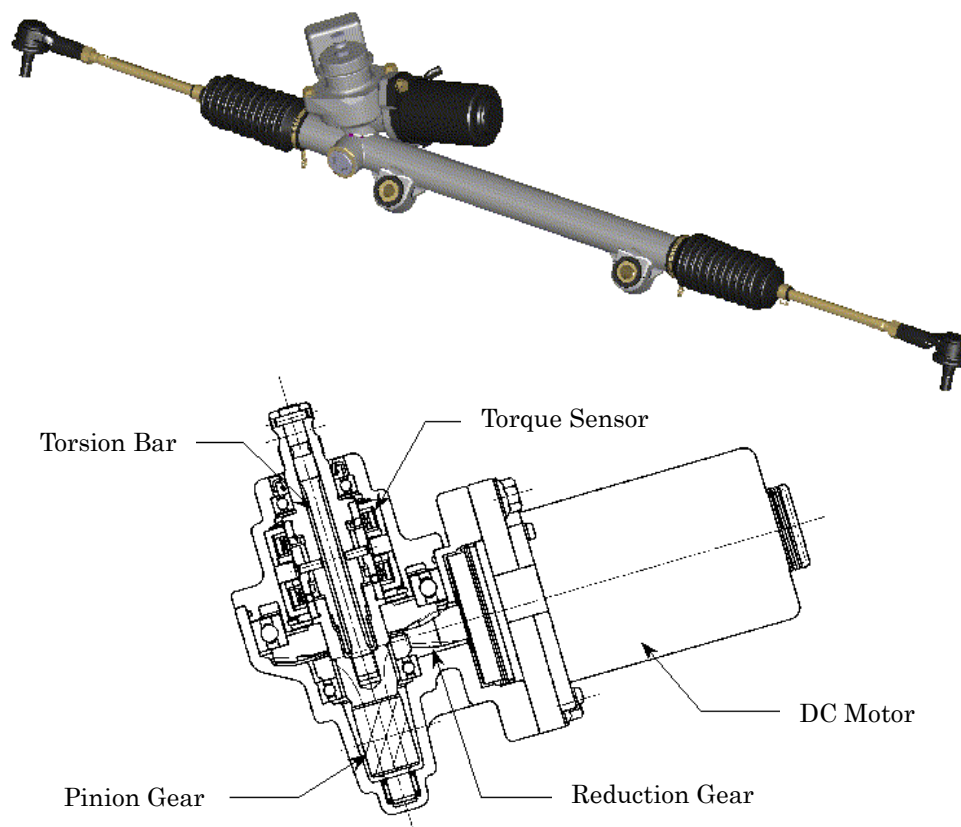
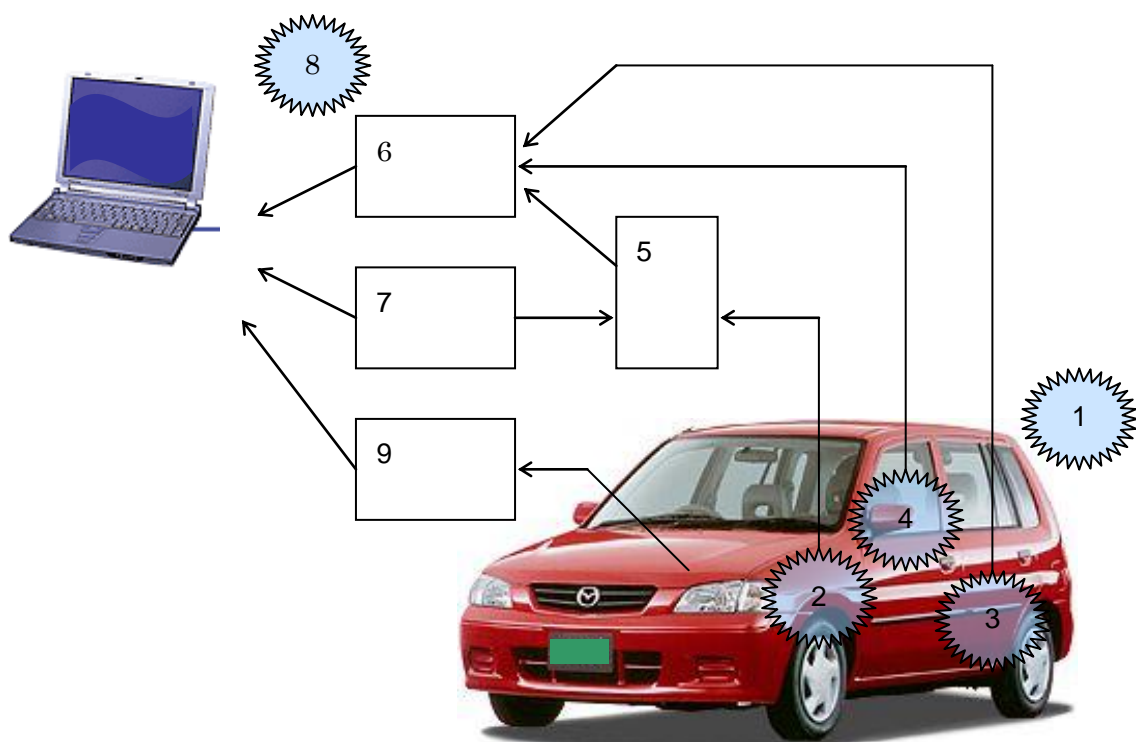


Fig 4-44 Figure of Steering System

Table 4-4 Specifications of Steering System

|                            |                         |
|----------------------------|-------------------------|
| Motor gear reduction ratio | 13.5                    |
| Total gear ratio           | 16.2                    |
| Knuckle arm radius         | 116.6 mm                |
| Maximum assist power       | 5090 N                  |
|                            | (Manual power excluded) |
| Maximum rack force         | 5600 N                  |
| Maximum motor current      | 45 A                    |
| Weight                     | 10.5 Kg                 |

図4-45はコントローラやセンサーなど制御やデータ収集として利用するエレクトロニクス部品を示した。制御用のコントローラとPCを通信回線で連結し、PC上でパラメータ設定や信号のモニターができるように構成した。この装置を用いることにより、テストコースでパラメータの調整やデータ確認が実行可能である。



- |                      |                                   |
|----------------------|-----------------------------------|
| EPS Unit             | 1. Prototype vehicle              |
| ◇Output to PC        | 2. Motor encoder                  |
| Input torque signal  | 3. Yaw rate sensor                |
| Vehicle speed pulse  | 4. Steering angle sensor          |
| Estimated motor rate | 5. EPS unit                       |
| Motor current        | 6. A/D convert card ~ for PC I/F  |
| ◇Input from PC       | 7. D/A convert card ~ for PC I/F  |
| Target current       | 8. Mobile PC                      |
| Fail safe signal     | 9. Current source inverter for PC |

Fig 4-45 Controller and Sensors



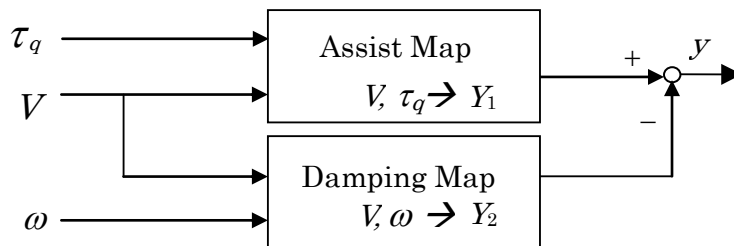
4.5.2 基本制御

基本制御とは、パワーステアリングに要求される基本機能である操舵力のアシストと減衰力の確保であり、制御式では式(4.42)で示すことができる。実際の車両では、車速によってアシスト力や減衰力を可変にすることが必要であり、試作車の基本制御は図 4-46 で示すフローで構成した。

アシスト制御に必要な信号はトルクセンサー信号( $\tau_q$ )と車速( $V$ )で、トルクセンサー信号が大きくなればアシスト力を増大し、車速が大きくなればアシスト力を低減するように図 4-47 で示すマップを構成した。また、減衰力はモータ回転速度( $\omega$ )と車速によって可変となるように設定し、図 4-48 で示すマップにより制御した。モータ回転速度( $\omega$ )は直接に測定するのではなく、モータ端子電圧とモータ端子電圧から以下の式で推定して利用した。

$$\omega = 1.1523E - 0.3339I \tag{4.42}$$

このような推定値を使うことは精度上では不利であるが、市販車両での活用を考えるとコスト低減の効果があり実用的と考えられる。



|          |                      |
|----------|----------------------|
| $V$      | Vehicle Speed        |
| $\tau_q$ | Torque Sensor Signal |
| $\omega$ | Motor Speed          |
| $y$      | Control Signal       |
| $y_1$    | Assist Signal        |
| $y_2$    | Damping Signal       |

Fig 4-46 Flow chart of Basic Control

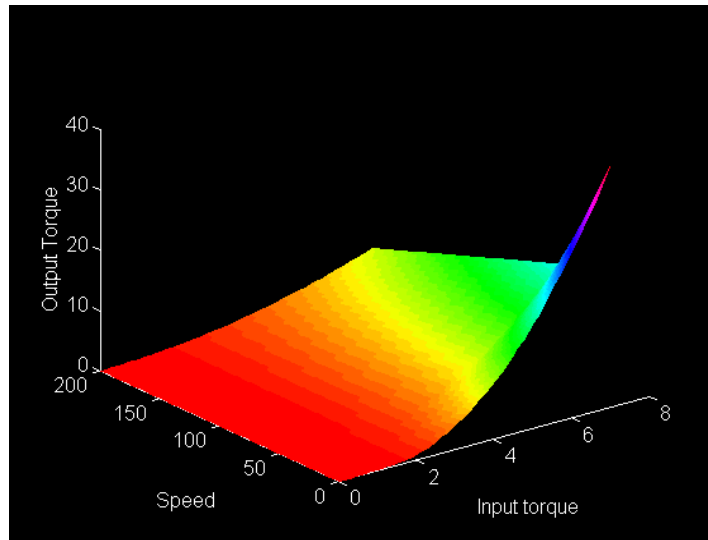


Fig 4-47 Power Assist Map

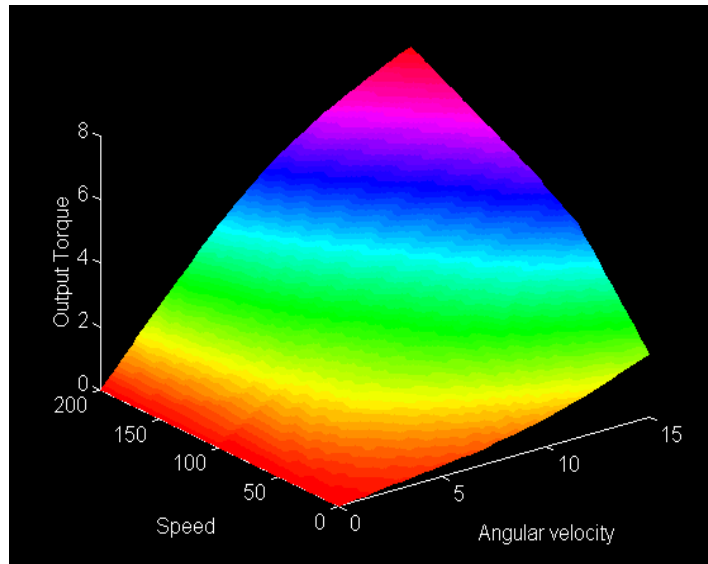


Fig 4-48 Damping Map

#### 4.5.3 操舵速度オブザーバ制御 (SVOC) の設計

SVOC は基本制御をベースとして舵角速度を対象とする外乱オブザーバ制御を付加した構成で、フローチャートに示すと図 4-49 になる。アシストマップとダンピングマップは図 4-47 と図 4-48 で示す基本制御で最適化した結果を利用した。

$P_s$  は操舵入力に対する舵角速度の伝達関数で、 $G_s$  は伝達関数( $P_s$ )の逆数の安定化とチューニング要素として用いる。

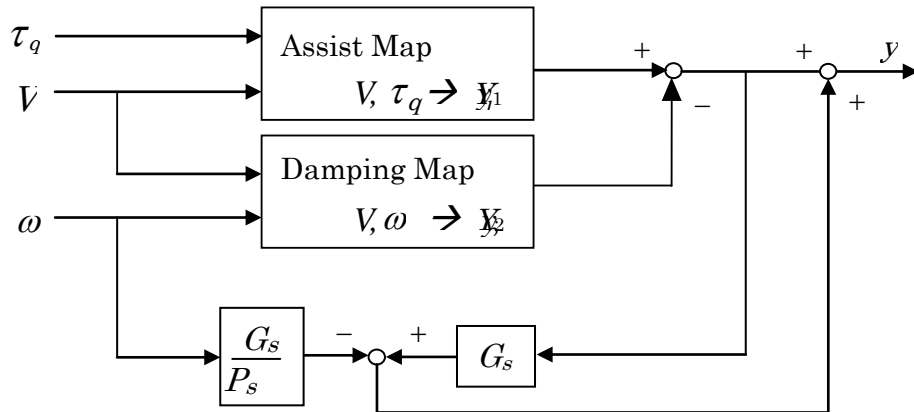


Fig 4-49 Flow Chart of SVOC

伝達関数( $P_s$ )を式(4.43)とおき、試作車のテストからパラメータ同定を行った。

$$P_s = \frac{B_p s}{s^2 + 2A_p \Omega^2 + \Omega^2} \quad (4.43)$$

走行テストは以下の要領で実施した。

- ・測定中は可能な限り一定の車速を維持する。
- ・測定中は可能な限りハンドルを操作せず、トルク信号が発生しないようにする。
- ・所定の車速にて定常走行状態から、以下の指令電流( $y$ )の出力指令値を与えた時のモータ角速度を測定する。ただし、パラメータは走行状況に合わせ設定する

図 4-50 は指令電流値とモータ角速度の計測結果である。車速は毎時 20 Km から 100 Km までを 20 Km/h ごとに計測した。データ収集には 10 Hz のローパスフィルターを設定し、サンプリングタイムは 10 ms とした。

これらのデータを Matlab System Identification Tool に取り入れ、時系列データによる同定計算を実行した。図 4-51 はステアリング系のパラメータ( $\Omega$ ,  $A_p$ ,  $B_p$ )を同定した結果である。

次にこれらのパラメータを用いてフィルター( $G_s$ )の特性設定をバンドパスフィルターとした。

$$G_s = \frac{T_{HS}}{(T_{LS} + I)(T_{HS} + I)} \quad (4.44)$$

実車にてチューニングを行い  $T_L$ を  $\pi^{-1}$ ,  $T_H$ を  $(14\pi)^{-1}$  とした。それぞれ、0.5 Hz と 7 Hz に相当する。次にこれらのパラメータの妥当性を検証するためのテストを実施した。指令信号をサイン波形で入力してモータ角速度について実車と計算値を比較したのが図 4-52 である。同定結果の方がややゲインは小さくなっているが許容レベルとした。

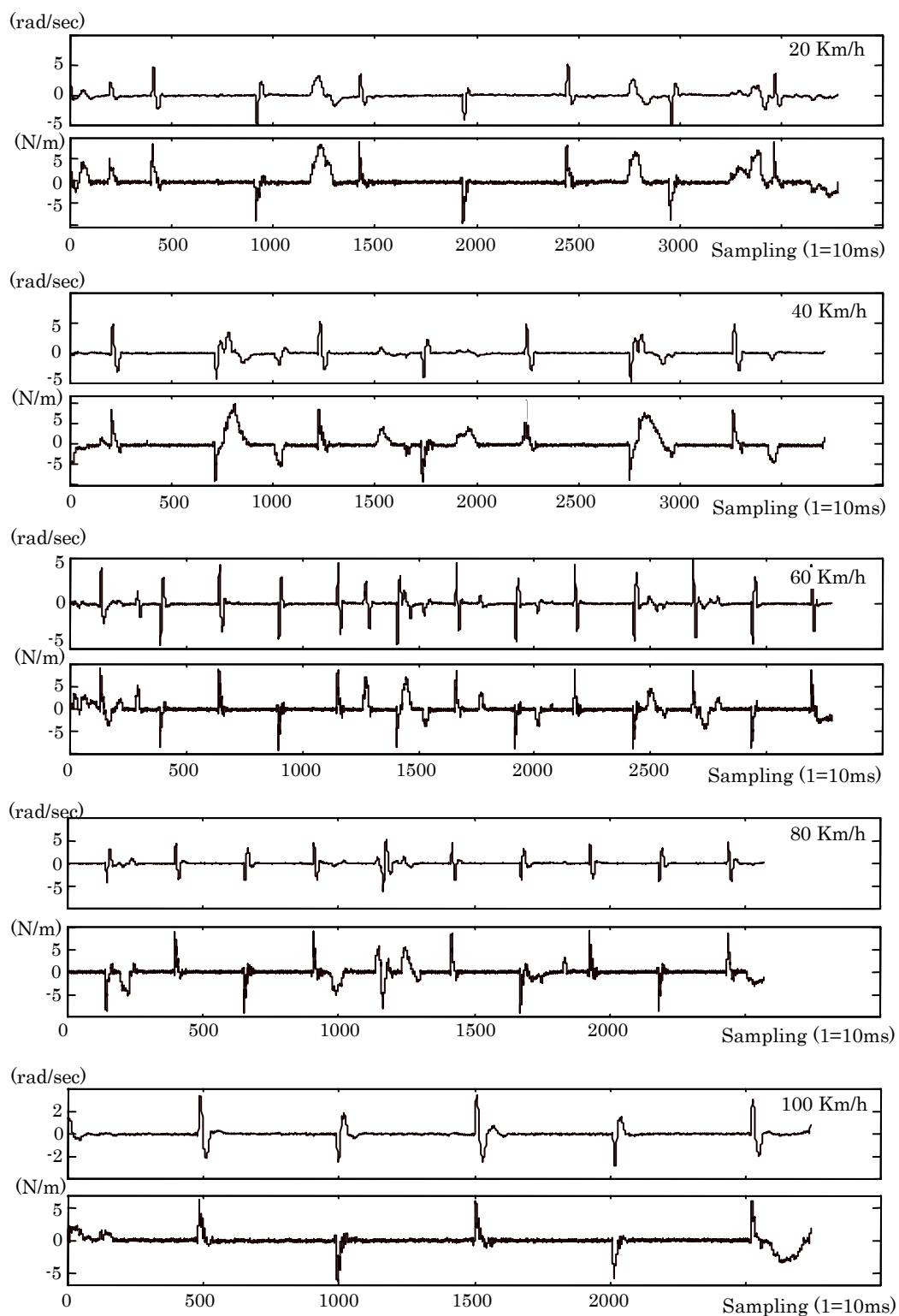


Fig 4-50 Input & Output signal of Steering System(*Hs*)  
 (Upper: Motor Rotating Vel. for Output  
 Lower: Motor Control Signal for Input)

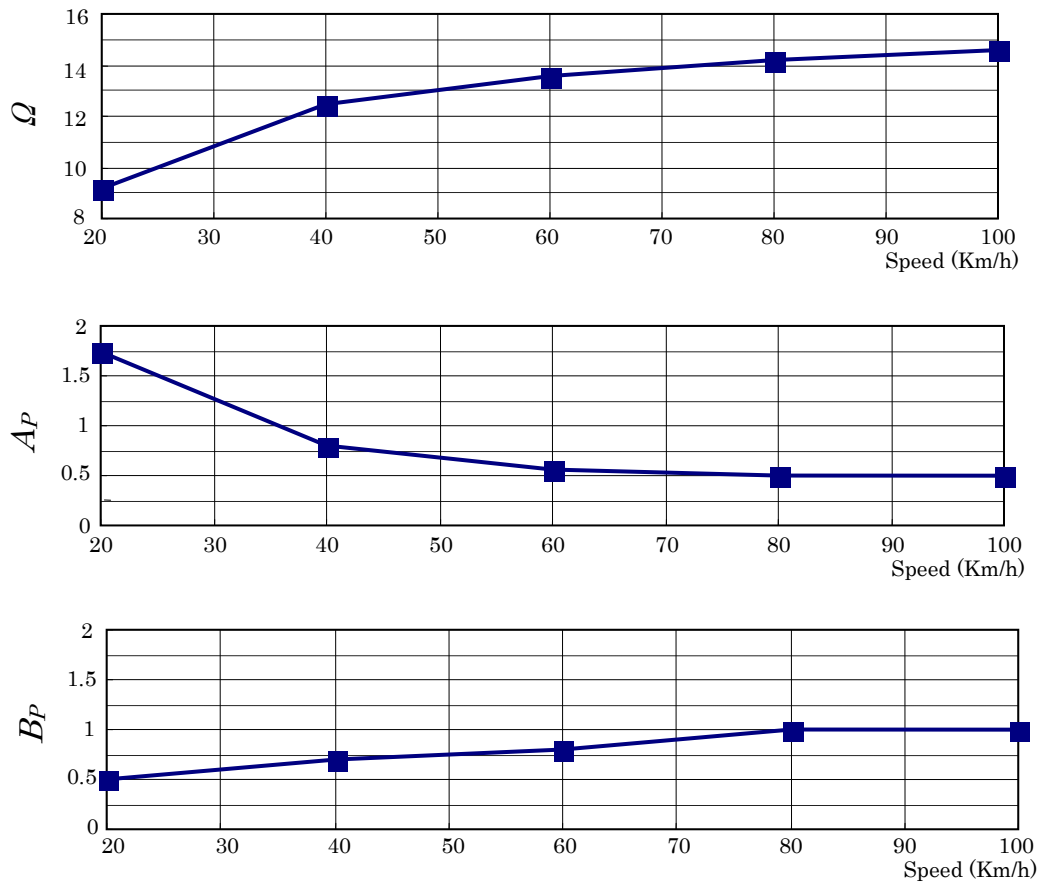


Fig 4-51 Identified Result of Steering System

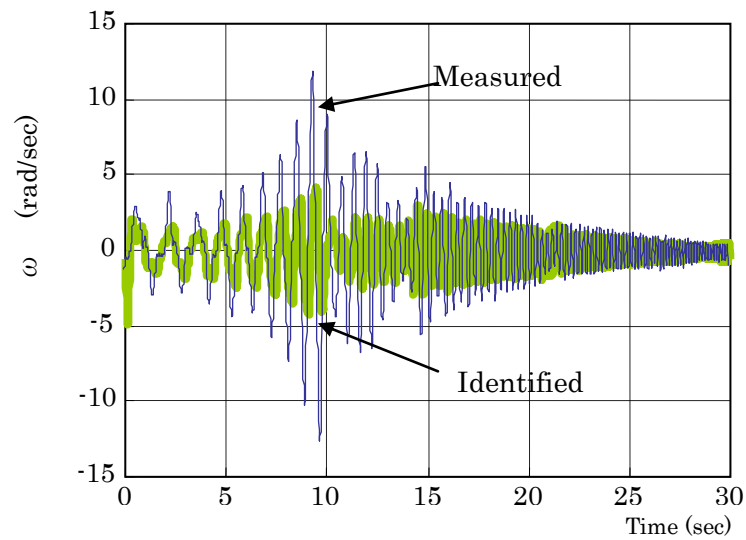


Fig 4-52 Motor rotating speed between Identified and Measured (100Km/h)

4.5.4 ヨーレイトオブザーバ制御 (YROCC) の設計

図 4-53 は YROCC の制御フローである。図 4-46 に示した基本制御をベースとしており、SVOC と同じアシストマップ、ダンピングマップを利用した。この制御では、車両ヨーレイト( $\dot{\psi}$ )を観測し、演算された目標ヨーレイトとの差をゼロに近づける制御を行う。これを実行するためにはステアリング系を含む車両モデルの伝達特性、つまり入力トルク( $\tau_q$ )に対する車両ヨーレイト( $\dot{\psi}$ )の伝達特性を求めることが必要である。また、制御に際しては伝達特性の逆数を利用するため信頼性の高い特性値を求めることが必要であり、さらに系の安定性を十分検討することが重要である。図の  $G_V$  は指令信号から車両ヨーレイトへの伝達特性であり、 $Q_n$  は安定化などを考慮するフィルターを示す。

安定でかつ制御効果の高いロジックを得るためには伝達関数( $G_V$ )とフィルタ特性( $Q_n$ )を適切に設定することが重要である。同定するパラメータの精度を確保するため、対象となるシステムをステアリング系( $H_s$ )と車両系( $H_V$ )に分けて実車から伝達特性を同定することにした。指令電流( $y$ )、入力トルク( $\tau_q$ )と車両ヨーレイトの関係はステアリング系と車両系に分けて表現すると図 4-54 で示すことができる。

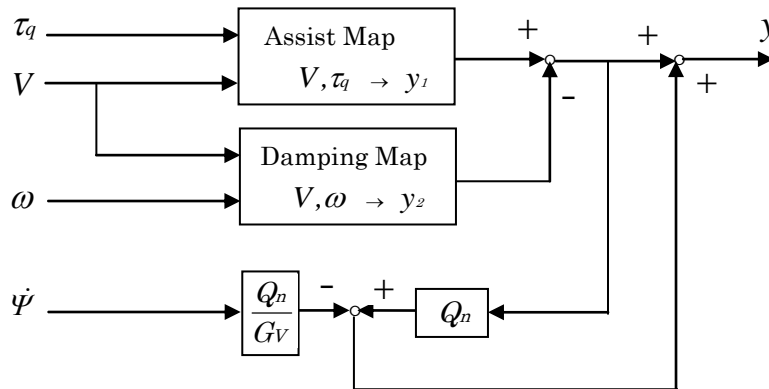


Fig 4-53 Flow Chart of original YROCC

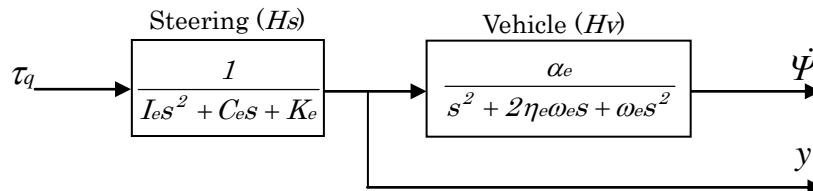


Fig 4-54 Transfer Function of Steering and Vehicle

まず、ステアリング系の特性を求めるため、実車を用いてデータ計測を実行した。測定に際しては、前輪をジャッキアップしステアリングホイールを固定した状態で、電流指令値を与えたときのトルクセンサ出力を測定した。ステアリングホイールを固定し、タイヤをフリーとしているためマスはモータ・タイヤであり、ばねは主にトーションバーの振りで構成される。

図4-55はこの条件でステアリング系( $H_s$ )を実測した結果である。(a)はトルクセンサー信号、(b)はモータ指令電流値で、出力値を操舵力に換算して示した。このデータを Matlab に取り込み Matlab System Identification Tool を用いて伝達特性を同定した。各パラメータ同定結果及び計算条件を表4-5に示す。

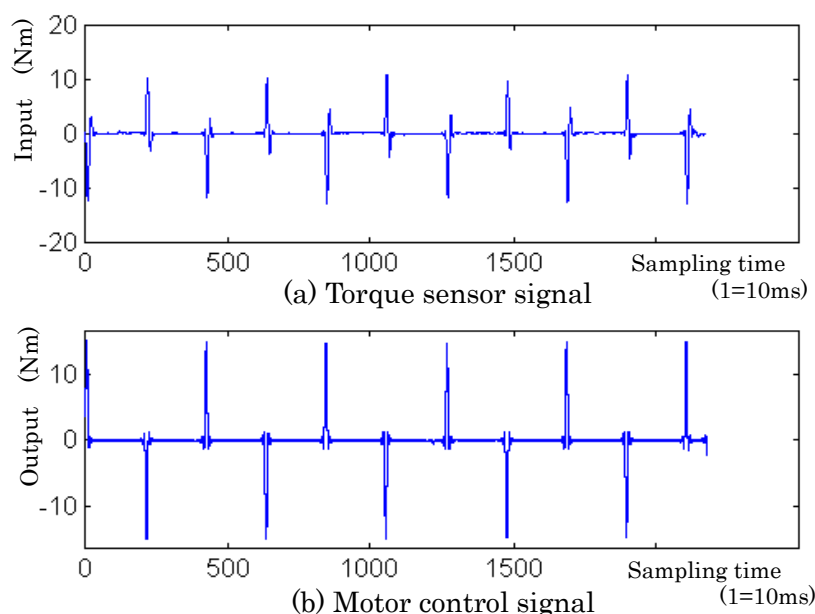


Fig 4-55 Measured Data of Steering System( $H_s$ )

Table 4-5 Identified Parameters and Data  
Measurement Condition

|                  |       |
|------------------|-------|
| Sampling time    | 10 ms |
| Filter frequency | 10 Hz |
| Number of data   | 2176  |

|       |                        |
|-------|------------------------|
| $I_e$ | 0.096 Kgm <sup>2</sup> |
| $C_e$ | 0.2518 Nm·sec/rad      |
| $K_e$ | 135 Nm/rad             |

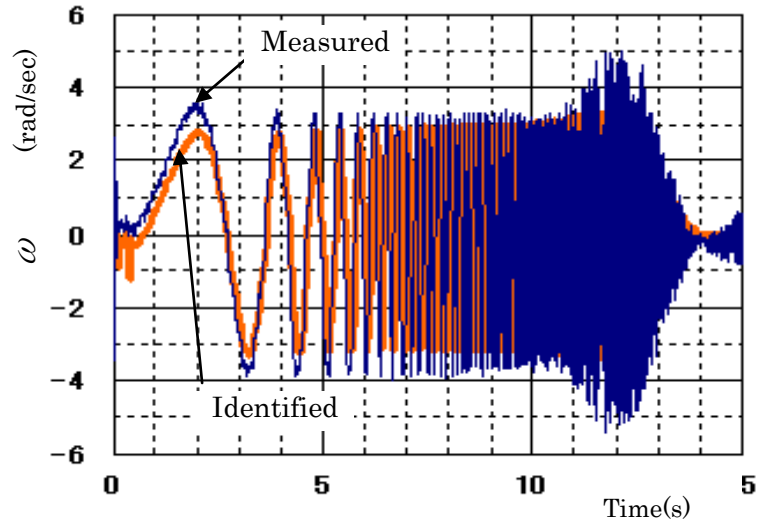


Fig 4-56 Comparison of Identified and Measured  $H_s$

図 4-56 は同定したパラメータの妥当性を検証するため、同定データを得る場合と同様に前輪をジャッキアップし、ステアリングホイールを固定した状態でモータ指令信号としてサイン波形入力をした場合のモータ回転角速度と、同定値から計算した結果を比較したグラフである。実験値と同定値は概ね一致しておりステアリング系の同定パラメータの精度はほぼ良好であると考えられる。

次に、電流指令値に対する車両ヨーレイトの伝達特性を測定することにより車両伝達特性( $H_v$ )の同定を実施した。車速は 20 Km/h から 100 Km/h まで、20 Km/h おきに測定した。所定車速にて定常走行している状態から、モータ指令電流( $y$ )を与えた時の車両ヨーレイトを測定する。測定中は可能な限り一定の車速を維持し、可能な限りハンドルを操作せず、トルク信号が発生しないようにした。図 4-57 は、実測データ出力で INPUT はモータ指令電流、OUTPUT は車両ヨーレイトである。これらの測定値及び同定したステアリング伝達特性( $H_s$ )を用いて、車両伝達特性( $H_v$ )を求めた。 $H_v$ は図 4-54 の定義式を適用し、各パラメータを Matlab System Identification Tool を利用して同定した。図 4-58 は車両伝達特性パラメータの同定結果である。 $\omega_e$  は車速の増加と共に増大するが $\alpha_e$  及び $\eta_e$  は減少し一定の値に漸近する。

このパラメータの妥当性を検証するためサインスイープ入力を正確に実行できるようにステアリング自動操舵装置を搭載し、自動入力によるサインスイープテストを実行した。図 4-59 が同定されたパラメータ値から計算されるヨーレイト特性を比較した結果である。これは車速 100 Km/h での比較結果で、ともに 10 秒付近の操舵周波数で振幅が最大になっており固有振動数はほぼ一致していると考えられるが、振幅には差が認められ特に共振域での差異が最大になっている。



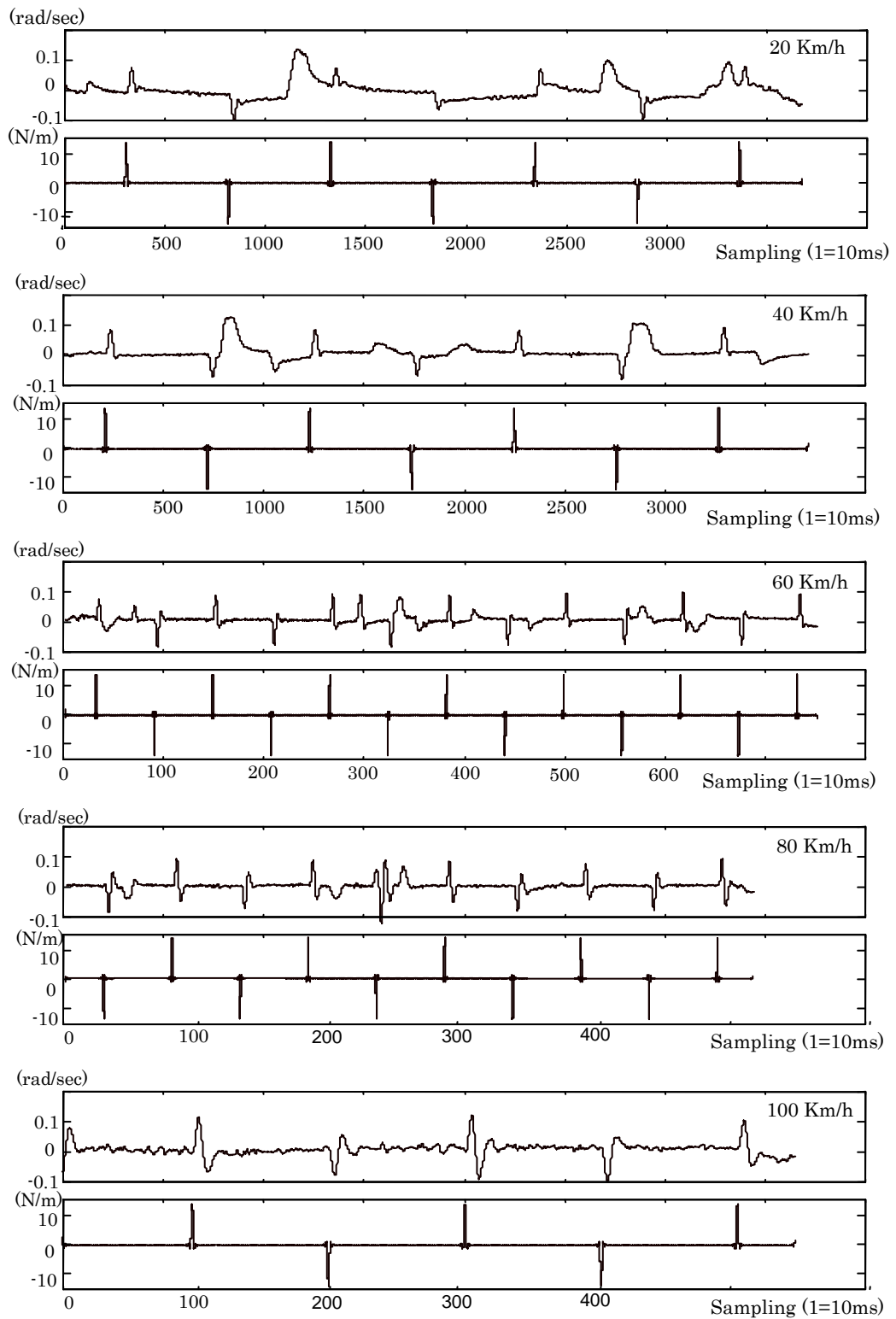


Fig 4-57 Input & Output signal of Vehicle( $Hv$ )  
 (Upper: Vehicle Yaw rate for Output  
 Lower: Motor Control Signal for Input)

これら同定したステアリング伝達特性( $H_s$ )及び車両伝達特性( $H_v$ )を用いて図 4-53 に示すヨーレートオブザーバ制御の適用を試みた。走行条件によってはヨーレートの応答性などに改善の傾向はみられたが、フィルタ特性 ( $Q_n$ ) をいかに設定しても安定性を得ることができなかった。これは同定したパラメータの精度が不十分でモデルと実車との差が大きく安定限界の範囲を超えたものと想定される。ただし、実車の挙動から安定性の確保ができればヨーレート制御のメリットがあると判断できたため、安定性の検討を詳細に行うと共に、ロバスト性に優れた制御方法の採用について検討を行った。

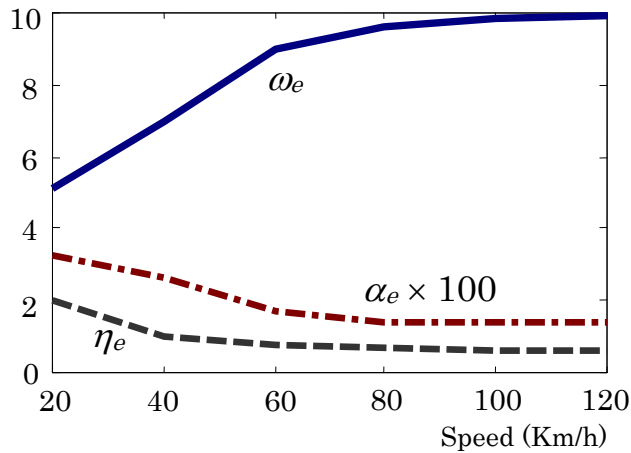


Fig 4-58 Identified Parameters for each speed

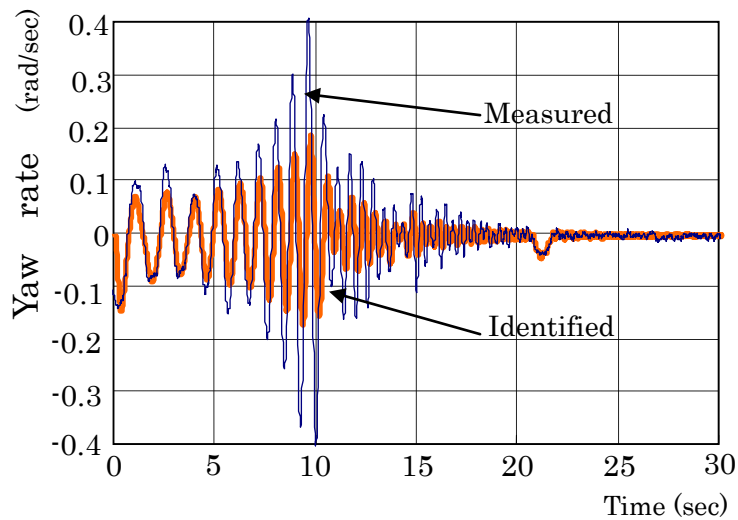


Fig 4-59 Comparison of Yaw Rate Signal between Measured and Identified  $H_v$  (100Km/h)

試作車で発生した制御不良の要因を解明するため、YROC を適用する場合の安定性について検討した<sup>(13)</sup>。車両のモデル化に際しては、低次元化による誤差やパラメータ推定誤差など実車とモデルが不一致となる要因は様々あるが、ここでは低次元化した車両モデルのパラメータ誤差に起因する系の安定・不安定について考察する。実車の真値は測定不能であるため、ここではモデル化した車両システムが真値であると仮定し、パラメータに誤差が発生した場合の系の安定性に及ぼす影響を考察した。

図4-60はYROCを簡易的に表現したフローチャートである。 $G_0$ は、車両・ステアリングシステム本体、 $G_e$ は $G_0$ のモデル、 $Q_n$ はフィルター、入出力はそれぞれ操舵角信号と車両ヨーレートである。

車両システムを図4-54に示す伝達関数( $H_V$ )を次式で定義して、そのモデルを真の値であると仮定する。

$$G_0 = \frac{1}{I_0 s^2 + C_0 s + K_0} \cdot \frac{a_0}{s^2 + 2y_0 w_0 s + w_0^2} \quad (4.45)$$

次に、モデル化した伝達関数を次式として与え、各パラメータには実験で同定した値を適用する。

$$G_e = \frac{1}{I_e s^2 + C_e s + K_e} \cdot \frac{a_e}{s^2 + 2y_e w_e s + w_e^2} \quad (4.46)$$

同定したパラメータは誤差を含んでおり、同定誤差を $\Delta_e$ とおけば $G_e$ は以下の式で表現することができる。

$$G_e = G_0(1 + \Delta_e) \quad (4.47)$$

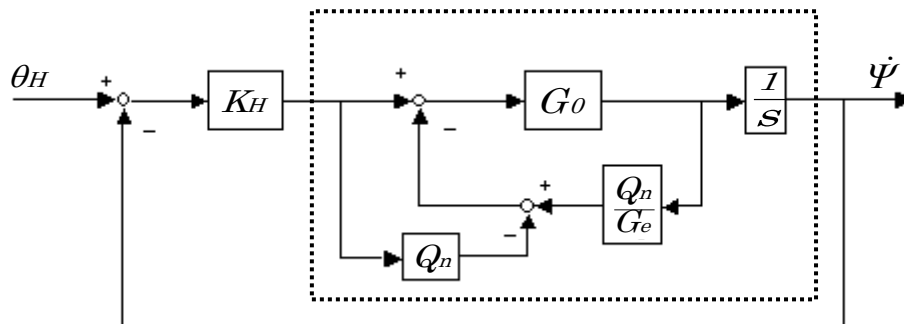


Fig 4-60 Block Diagram of YROC System

次に、図4-60の破線で囲まれた範囲の伝達特性を  $P_o$  とおくと、式(4-47)より以下の式を導くことができる。

$$P_o = (1 + \Delta o) \frac{G_o}{S} \quad (4-48)$$

ただし、 $\Delta o$  は不確かさで、以下で与える。

$$\Delta o = \frac{\Delta e Q_N}{1 + Q_N + \Delta e} \quad (4-49)$$

次に、図4-61を等価変換すると図4-62で示すことができる。

このフィードバック系が安定であるためにはスモールゲイン定理より以下の式を満足する必要がある。

$$\|\Delta o T_o\|_\infty < 1, \quad T_o = \frac{K_H G_o}{S + K_H G_o} \quad (4-50)$$

この式に、同定したパラメータ値を適用すれば各パラメータが系の安定性に及ぼす感度を検討することができる。

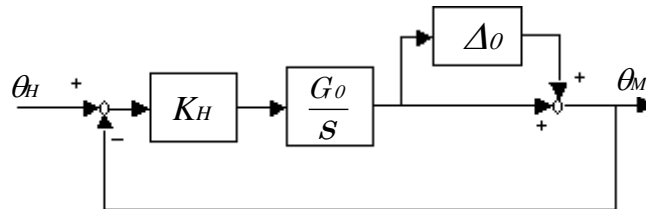


Fig 4-61 Block Diagram including Deviation

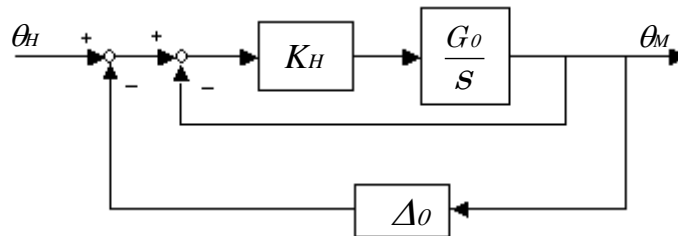
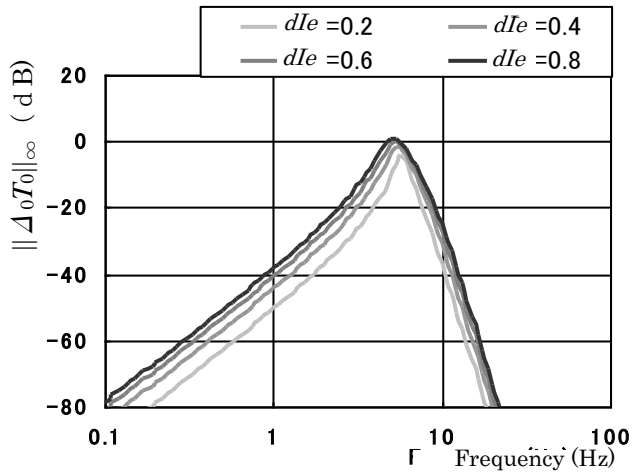
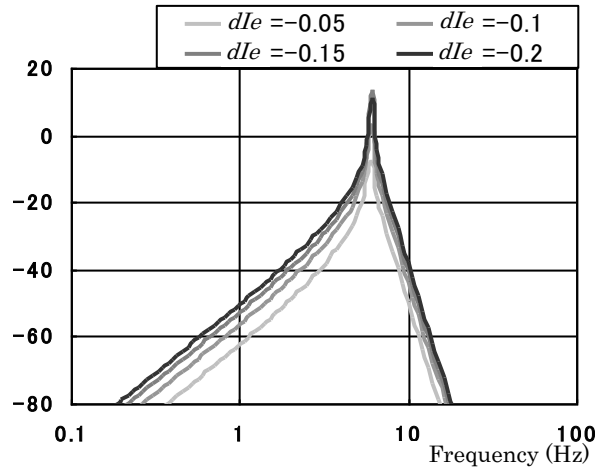


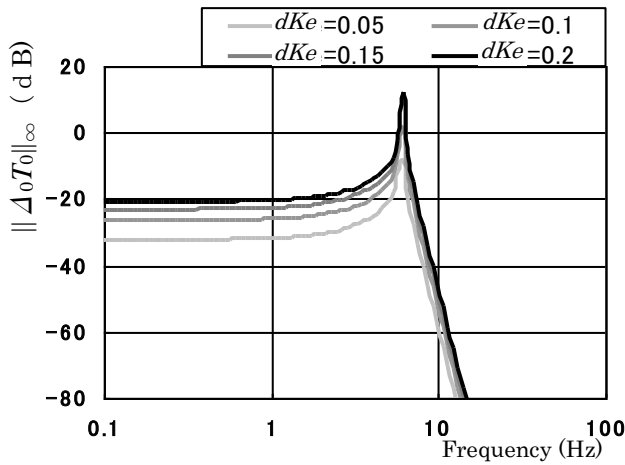
Fig 4-62 Equivalent Block Diagram to Fig 4-61



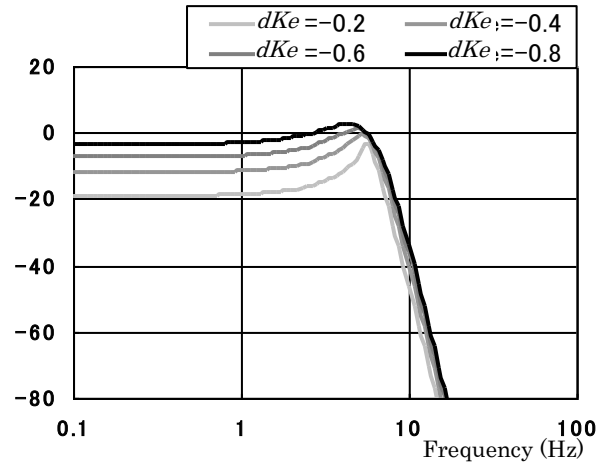
(a)  $I_e$  (0.2 to 0.8 by 0.2)



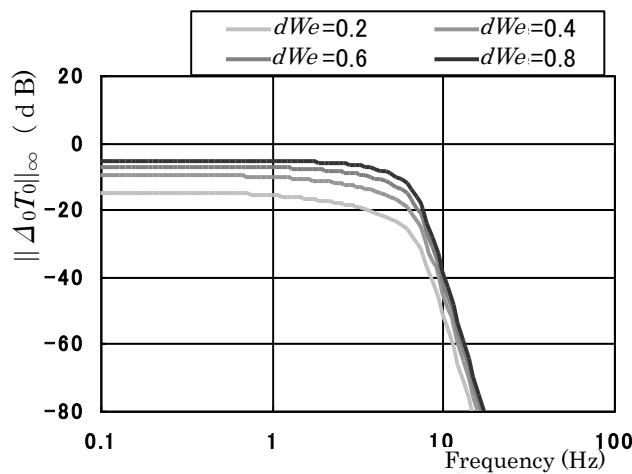
(b)  $I_e$  (-0.2 to -0.05 by 0.05)



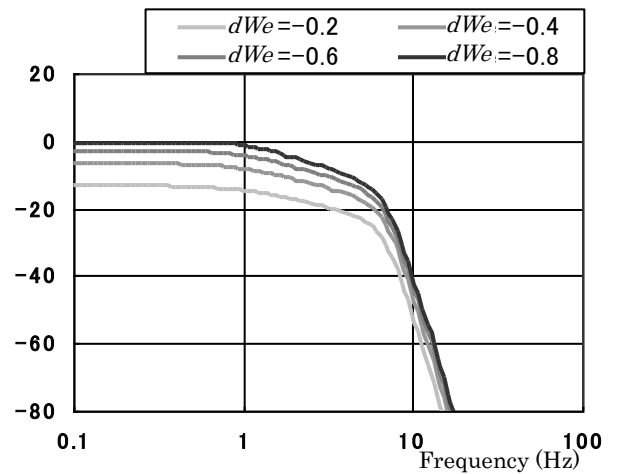
(c)  $K_e$  (0.05 to 0.2 by 0.05)



(d)  $K_e$  (-0.8 to -0.2 by 0.2)



(e)  $W_e$  (0.2 to 0.8 by 0.2)



(f)  $W_e$  (-0.8 to -0.2 by 0.2)

Fig 4-63 H-infinity norm ( $\Delta_o T_o$ )

図4-63はパラメータ変動に対する $H_\infty$ ノルムの値を変化を比較した計算結果である。図は、それぞれ $I_e$ ,  $K_e$ ,  $W_e$ についてパラメータの同定誤差が発生した場合に $H_\infty$ ノルムがどのように変化するかを検討した。図で、 $dI_e$ ,  $dK_e$ ,  $dW_e$ はそれぞれ $I_e$ ,  $K_e$ ,  $W_e$ の誤差を示しており、たとえば $dI_e=0.2$ は $I_e$ のパラメータ同定値が1.2倍である。そして、グラフが0 dBを超える領域は不安定になることを示している。

$I_e$ の誤差を変化させた場合、値が1.8倍付近ピーク値が0 dBより大きくなり不安定になる。また、小さく見積もられた値を適用すると10%程度の誤差でも不安定になると推測され、大き目の値を設定する必要がある。 $K_e$ の誤差が発生した場合も $I_e$ と同様に10 Hzよりやや小さい周波数領域でピークになり、特にプラス側に誤差が発生すると不安定になる。 $W_e$ は誤差がマイナス側に発生すると低周波の領域で0 dBよりも大きい値になり安定性が損なわれる。この他全てのパラメータについても同様の計算を実行したが、ここで示したパラメータよりも影響が少ないことが分かったため図示は省略した。

ここで示した安定性の評価は、実車モデルを真であることを前提として検討したものであるが実際の車両を正確に表現したものでなく、この仮定自体に大きな誤差を含んでいる。従って、試作車に適用する場合の系の不安定となる条件は一層厳しくなると考えるべきである。このような検討も加えてYROC制御の安定化を試みたが、安定解を見出すことはできなかった。

#### 4.5.5 ヨーレイト追従制御 (YRFC) への改造

実車でYROCを実現させることが困難であったため、同様の制御を実現させるために制御ロジックを変更し目標ヨーレイトを計算し、目標値と測定値の誤差をフィードバックする方法 (YRFC: Yaw rate following control) について検討した (図4-64)。

外乱オブザーバ制御を適用するYROCと目標追従させるYRFCとは、運動性能やロバスト性などに様々な差異があると思われるが、理想モデルから算定する運動目標値に追従した制御を行った場合の車両挙動については基本性能を検証できると考えたからである。

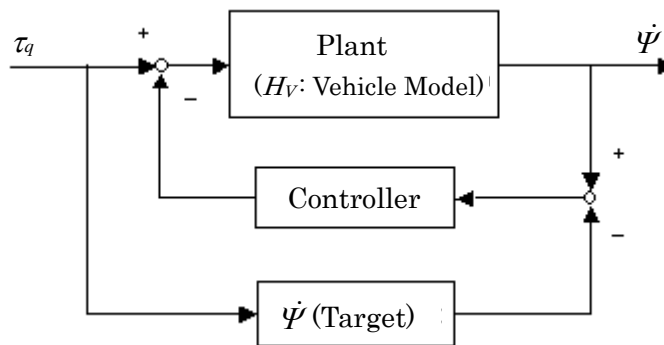


Fig 4-64 Yaw Rate Following Control

安定性を確保を優先するため  $H^\infty$  コントローラを採用ことにした。初期モデルでは目標ヨーレートは操舵力に比例した値として設定し、車速は 20 Km/h ごとに固定して検討した。同定された車両をモデル( $H_v$ )として目標ヨーレートと演算結果の差をフィードバックするロジックをつくり、 $H^\infty$ 制御を適用する。まず、車両モデルを拡大して拡大車両モデルを  $P(s)$  として以下のように定義する。

$$P(s) = \left( \begin{array}{c|c} W_s & -W_s H_v \\ \hline 0 & W_T H_v \\ \hline I & -H_v \end{array} \right) \quad (4-53)$$

ここに、 $W_s$ ,  $W_T$ それぞれ感度関数、相補感度関数で式(4-54), (4-55)とおき、 $\tau_1$ と $\tau_3$ の時定数を設定する。感度関数についてはできるだけ追従性を高め、少なくとも Base より高い応答性が得られるように設定し、相補感度関数についてはステアリングホイール系の振動を考慮して検討する。

$$W_s = \frac{1}{\tau_1 s + 1} \quad (4-54)$$

$$W_T = \tau_3 s^3 \quad (4-55)$$

車両拡大モデルの閉ループ伝達関数を  $T(s)$  としたとき、内部安定で無限大ノルムが 1 以下になる安定化制御器を求める。

$$\|T_s\|_\infty \leq 1 \quad (4-56)$$

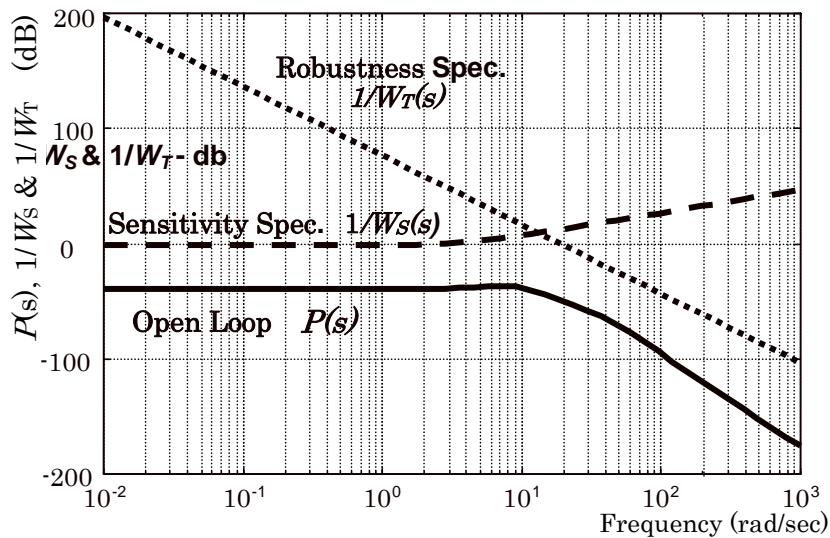


Fig 4-65 Open Loop and Design Specifications

感度関数と相補感度関数はそれぞれ 0.25 Hz と 2.5 Hz 相当に設定して, Matlab Tool Box に設定された Function の Hinfopt.m を利用して制御器を算出した. 図 4-65 はそれぞれの関数と  $P(s)$  のオープンループをボード線図で表現した結果である.

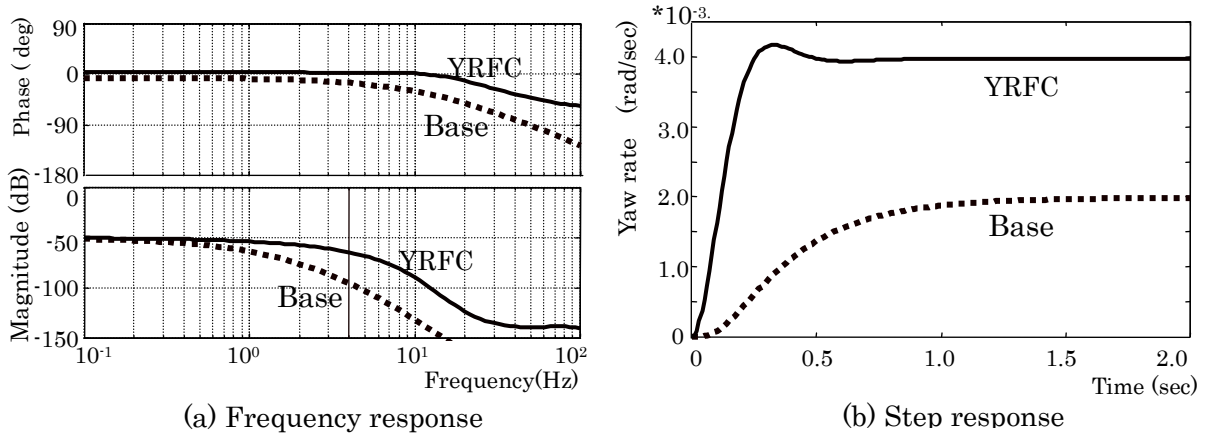


Fig 4-66 Yaw rate response of YRFC and Base (60Km/h, Normal Friction)

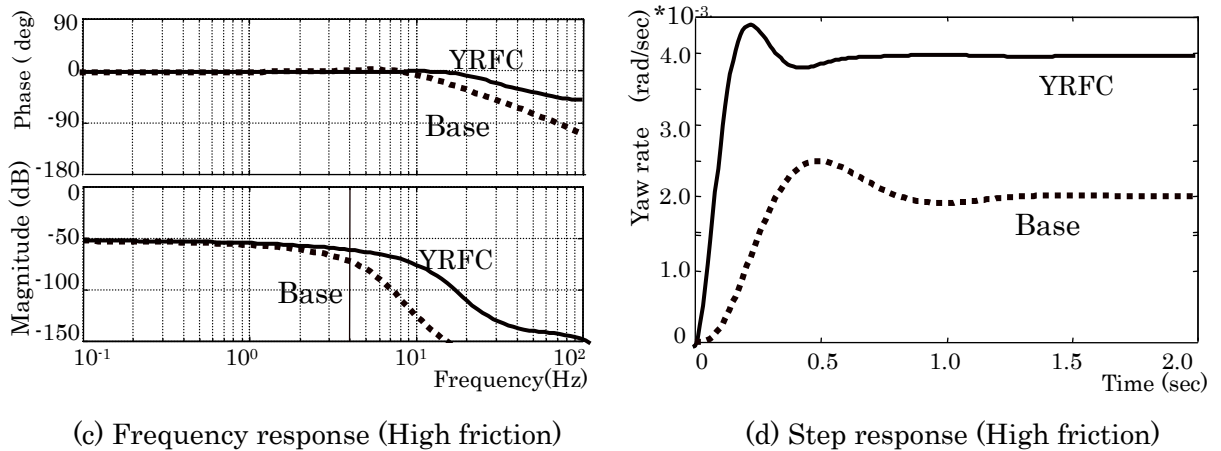
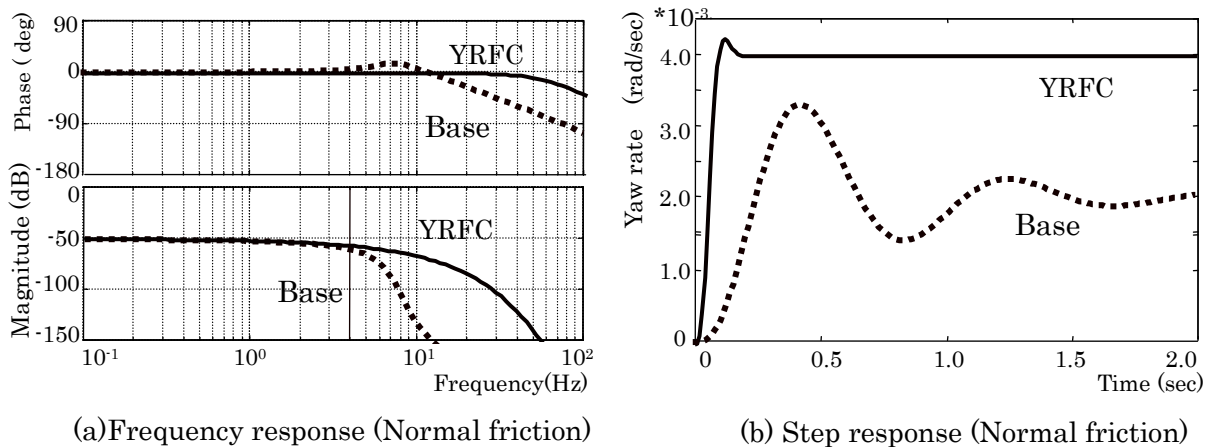


Fig 4-67 Comparison of Yaw rate response between YRFC and Base under different friction (100Km/h)



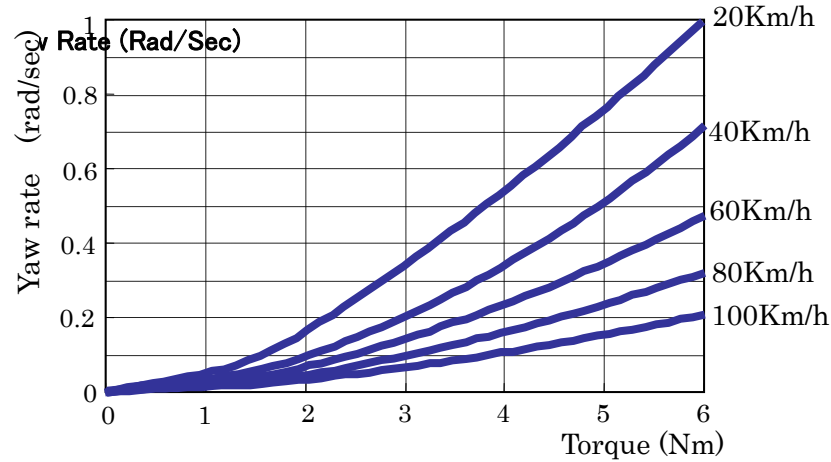


Fig 4-68 Yaw Rate Target Map

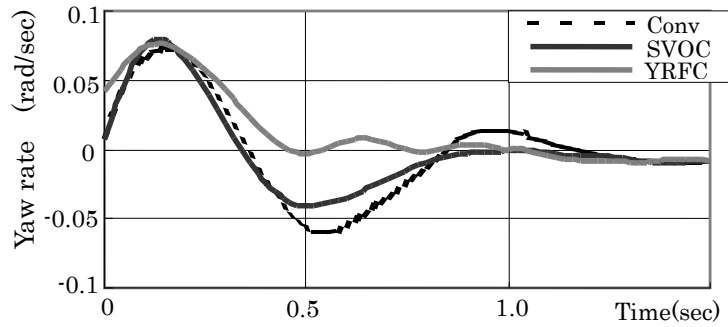
次に、この計算で算出した制御器を車両同定モデルに適用して制御性能を検討した。図 4-66 は YRFC で制御する車両と従来制御の車両運動特性を比較した結果である。図の左側は、車速 60 Km/h で走行した場合の操舵力に対するヨーレイトをボード線図で表現したものでゲインと位相をそれぞれ記載している。右は、ステップ状に操舵入力を与えた場合の車両ヨーレイトの大きさを示す。YRFC と Base を比較した場合、ボード線図から YRFC の方がヨーレイトゲインは大きく位相遅れも小さいことが分かり、右図のように応答性がよく、ゲインも高くなり望みの特性が得られている。また、図 4-67 は、車速を 100 Km/h として同様の計算を行った結果である。ただし、上図はギアフリクションが平均レベル(8.1 Nm)、下図はフリクションを 1.5 倍に増加(12.2 Nm)させた場合の比較である。通常のフリクションで車速の違いを比較すると、Base は車速が高くなると位相遅れが大きくなるためステップ応答も振動的になるが、YRFC では安定した特性が得られる。また、図 4-67 の上下を比較してみると、フリクションの違いにより Base 車両の挙動変化は大きいですが、YRFC は変化代が小さく、ロバスト性に優れていると考えられる。

これらの結果を見ると目標ヨーレイト追従制御(YRFC)により、当初の YROC の目標特性にほぼ近い特性を得ることが可能であると考えられる。

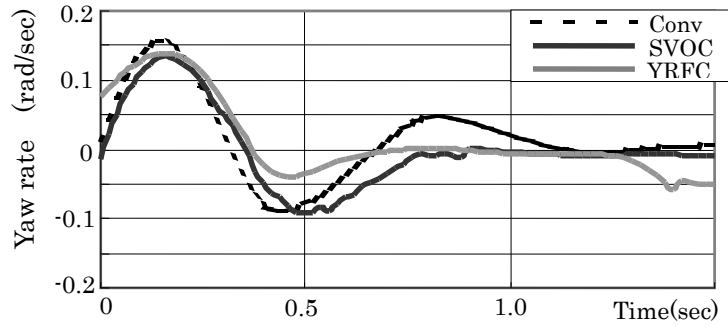
実車への適用に際しては、目標ヨーレイトを正確に与えるため、車両・ステアリングモデルから車速(20 Km/h)ごとにヨーレイトを算出したデータと実車データとを比較しながら、図 4-68 に示す目標ヨーレイトをマップで作成した。また、低車速ではヨーの発生が小さく操舵が不安定になるため、停車状態では従来型の EPS 制御を適用することにした。ここで求めた  $H_{\infty}$ 制御ゲインを実車に適用すると発振することなく制御することが可能であった。しかし、車両挙動に不自然な部分が散見されたため、制御ゲインを補正しながら実車テストを繰り返して実車への適用値を確定した。

4-6 実車テスト結果

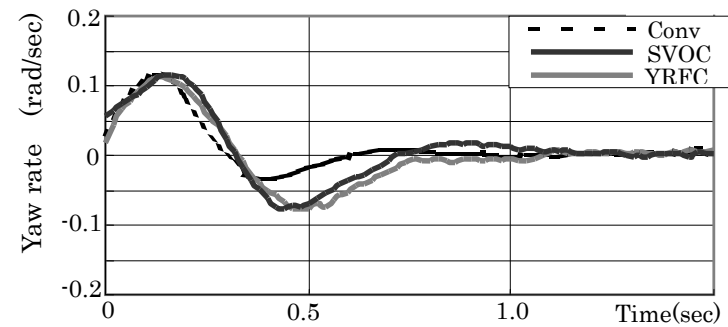
図4-69は実車でインパルス応答テストを実行した結果である。直線路で車速が一定になった後にステアリングにインパルス入力を与え、その後は手放し状態で車速を一定保持し、車両の収斂性を評価する。試験はドライバーの手入力で行うため、入力にバラツキが見られるが、何回か試験を行ったうちの最も操舵トルク波形の近いものを比較した。ヨーレートはほぼ車両中央に配置している。毎時80 Km, 100 Km, 120 Kmの車速で、従来制御(Conv.),



(a) 120Km/h



(b) 100 Km/h



(c) 80 Km/h

Fig 4-69 Impulse response of the vehicle test

SVOC, YRFC それぞれの制御を行った場合のヨーレイトを比較して示した。各車速において、従来制御に比べ SVOC の方がオーバーシュートが小さく直進状態への収斂時間が短縮されており、安定性が向上していると判断できる。また、YRFC ではさらに安定性を向上させることができることが確認できた。また、従来制御では車速増大に比例して収斂性が悪化していくが、SVOC や YRFC を適用すると車速の変化に対する収斂性の変化は小さく、高いロバスト性を確保できることも確認できた。

図 4-70 は操舵力とヨーレイトの関係を示したリサージュ図形である。この試験は weave テストと呼び、長く幅の広い直線路を用いて車速を一定に保ちながら操舵をサイン波形状に規則正しく行っていくテストである。

従来制御の 40 Km/h ではヨーレイトが小さい領域でトルク幅が広がっておりフリクション感が大きいことを示しているが、SVOC ではトルク幅は狭まりハンドルセンター付近のフリクション感が小さくなっていることを示している。YRFC ではさらに小さくなりより改善されている。また、ヨーレイトの大きな領域（ハンドル角を反転させる領域）においても、従来制御では滑らかな切り替えしができているが、特に YRFC では滑らかさが向上していると判断される。図 4-69, 4-70 は従来よりトレードオフの関係が強くチューニングが困難であったが、SVOC や YRFC を適用すると、より高いレベルで両立させることが可能と考えられる。特に、実験を行ったドライバーからは操舵フィーリングは格段に向上して運転しやすくなったことが体感できるとのコメントがあった。

図 4-71 はステアリングギアのヨーク（押し付けねじ）を調整して、大きなフリクションを与えてインパルステストを行った結果である。車速 100 Km/h で図 4-69 に示したテストと同様のテストを実施した。従来制御(Conv.)ではフリクションの影響を受けるため、フリクションの大きな仕様と小さな仕様では特性に大きな差異がある。一方、SVOC ではフリクションの差による収斂性の特性差は小さいことが分かる。同様のフリクションで操舵特性を計測した結果が図 4-72 で、操舵力とヨーレイトの関係を示したリサージュ図形で示した。従来制御(Conv.)ではフリクションの影響がリサージュ図形に現れているが、SVOC は従来制御よりもフリクションの影響は小さいことが示されている。この実験結果ではデータとして顕著な差にはなっていないが、主観評価では大きな差であることが体感された。量産時の製品バラツキによるフリクションの変動に対して性能バラツキを抑える効果があることが期待できる。

図 4-73 は、積載重量を変えてインパルステストを行った結果である。Light は前席 2 名、Normal は前席 2 名／後席 2 名、Heavy はさらにトランクルームに 100 Kg のウェイトを搭載して計測した。車速 120 Km/h でテストした結果、従来制御(Conv.)では積載条件による収斂性の変動が大きく、特に Heavy の状態での安定性には改善が必要であることが分かった。一方、SVOC では車両挙動の変動が認められるが従来制御よりも変動幅は小さく、また Heavy の状態でも大きく車両挙動が乱れることなく安心して走行できることが確認できた。

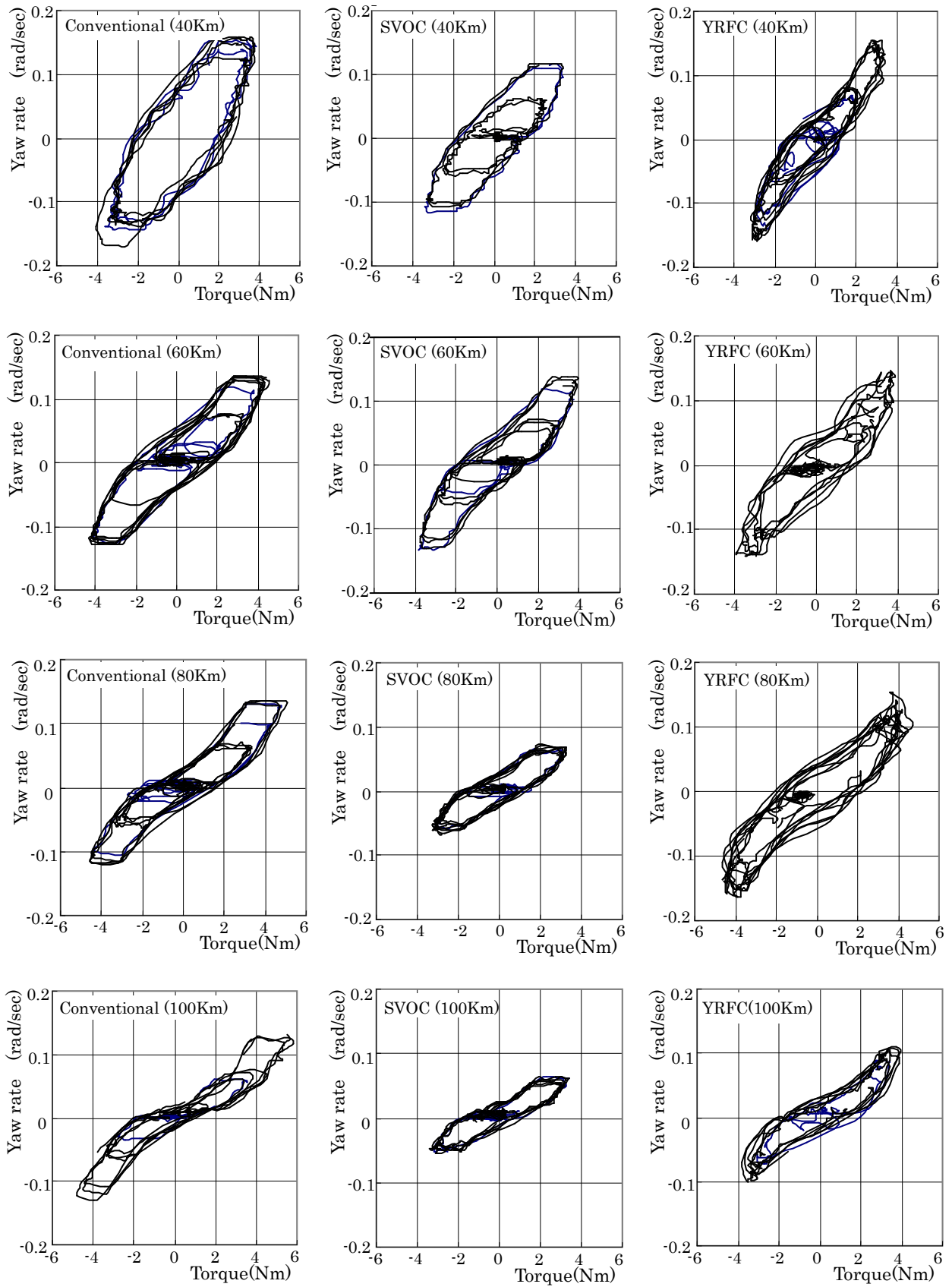


Fig 4-70 Lissajous's figures of test result

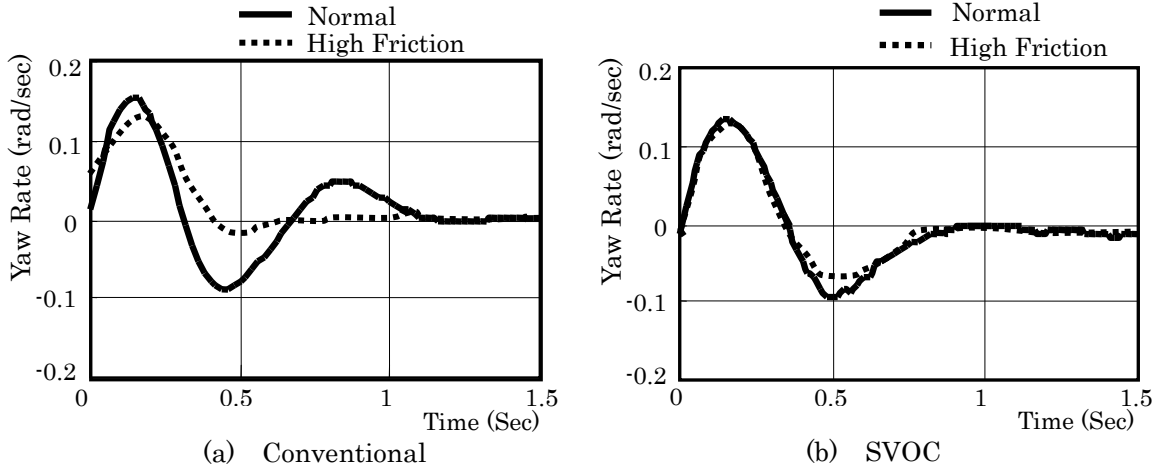


Fig 4-71 Yaw Rate response of high friction gear (100Km/h)

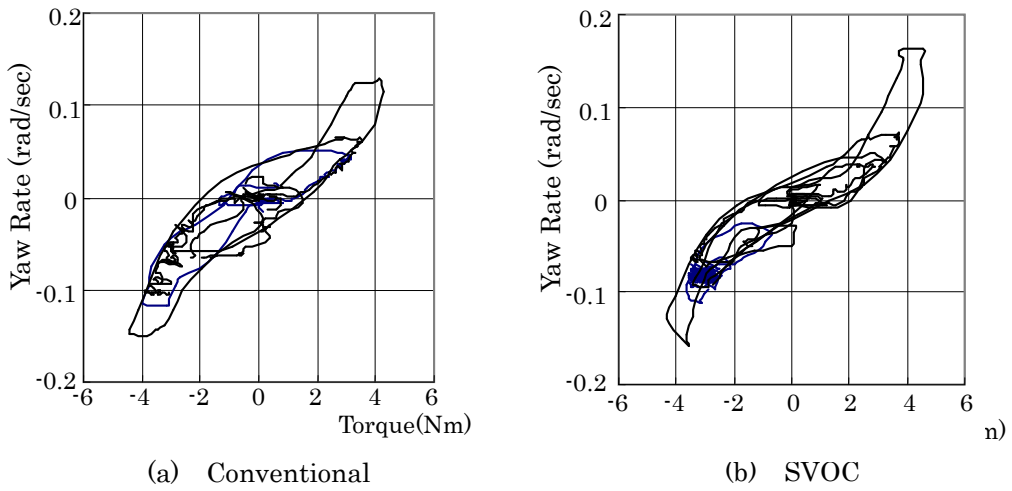


Fig 4-72 Lissajous's figures of high friction gear (100Km/h)

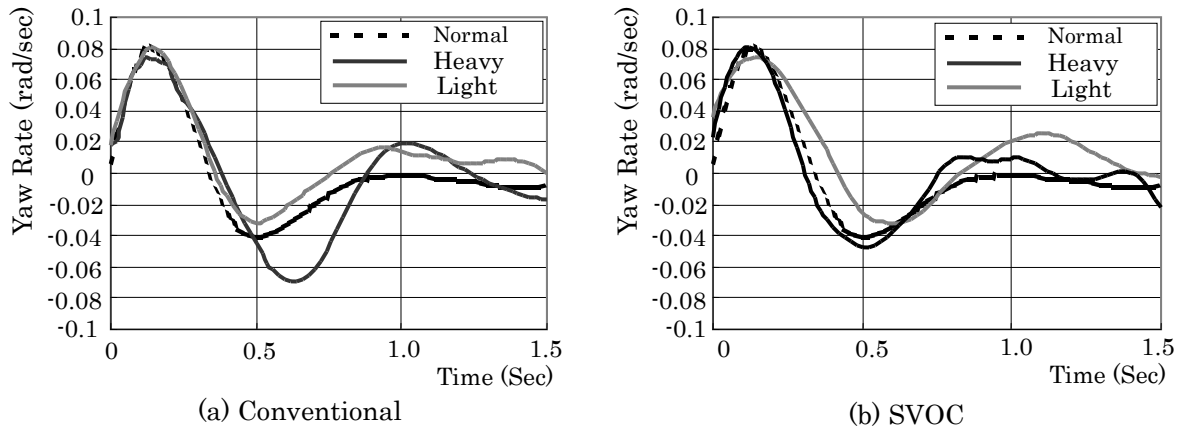


Fig 4-73 Impulse response with different weight (120Km/h)

#### 4.7 電動パワーステアリング制御のまとめ

省エネルギー効果のある EPS はステアリング系に慣性の大きいモータが介在するため操舵特性と車両安定性の両立が油圧パワーステアリング(HPS)よりも困難である。従来より EPS 制御はモータ回転角速度に比例する減衰力を作用させて、車両安定性と操舵性能の両立を図っていた。しかし、車両安定性は確保できるが操舵が重くなるなどトレードオフの問題が大きな課題となっている。本研究では、従来制御よりも高いレベルで操舵特性と車両安定性の両立させることを目的として、外乱オブザーバ制御を応用した下記2種類の制御を提案し、解析と実車を用いて効果を検証した。

##### (1) 舵角速度オブザーバ制御 (SVOC)

ステアリング系をモデル化して、トルクセンサー信号入力からモータ駆動速度の目標値を算出して制御するロジックを提案した。この制御ロジックは等価外乱オブザーバ制御の応用であり、操舵特性と車両安定性の両立だけでなくロバスト性の向上も目的として開発した。シミュレーション検討を行って基本性能を確認した後、試作車を製作して走行テストにより効果を検証した。

- ・ 操舵入力となるトルクセンサー信号に対して目標モータ速度を設定するため操舵特性が向上すると同時に、外乱に対しては減衰効果が作用するため車両安定にも効果があり、両立技術として有効な制御方法であることを示した。
- ・ 車両や部品のバラツキ、走行条件や運転状態に対して操舵特性や運動特性特性の変動が小さく、高いロバスト性を実現できることが分かった。
- ・ SVOC は制御ロジックが簡素であり、従来のシステムを一部改良すれば適用可能な実用的なロジックである。

##### (2) ヨーレイトオブザーバ制御 (YROC) とヨーレイトフォロ잉制御 (YRFC)

SVOC はステアリング系をモデル化した制御であるのに対し、YROC は車両全体をモデルとした制御方法である。つまり、トルクセンサー信号を入力として車両目標ヨーレイトを演算して制御する方法である。系が大きく不安定になりやすいことから  $H_{\infty}$ 制御を適用したモデルフォロ잉制御(YRFC)に変更して実車適用した。この車両で走行テストを行ない下記見解を得ることができた。

- ・ SVOC よりもさらに車両安定性を向上させることができる。
- ・ 制御対象が車両全体を含みモデルが大きくなるため制御ロジックが複雑になり系が不安定になりやすいが、 $H_{\infty}$ 制御などのロバスト制御を適用することにより実車適用が可能である。
- ・ 低速度でのヨーレイト特性や操舵フィーリングなどは不自然な特性になり、車速に応じたパラメータ設定が必要になる。

## 第 5 章

### 結論

車両の運動性能を向上させるため、サスペンション制御と電動パワーステアリング制御を対象に乗り心地性能と操縦性安定性を改善する研究を行なった。性能改善の狙いと制御方法の有効性を理論的に明らかにしてシミュレーション解析や実車検証を行なうとともに、制御システムの実用性についても検討し、以下の見解を得ることができた。

#### 1) サスペンション制御

快適な乗り心地特性を実現するには、車両振動を広い周波数領域にわたって分析し、悪化領域の要因や相互関係を充分理解して振動特性を確保することが必要である。制御式サスペンションはこのような快適性と同時に、制御効果を付加して商品としての価値が実感できることが求められている。従来の研究により低周波数領域については制御式サスペンションの効果は明らかにされていたが、中高周波数領域の乗り心地改善に制御を活用する研究は積極的に進められていない。これは、低周波数領域に比較して中高周波数の領域は制御効果が体感しにくいと思われるが、商品価値を高めて実用化を促進するためには重要な研究分野であった。

このような状況を踏まえて、本研究では低周波数から中高周波数領域まで制御を活用する方法に取り組み、特性改善が可能であることを示した。特に、中高周波数領域を制御によって改善すれば、制御式サスペンションの特長である低周波域の制御効果と組み合わせで一層の商品価値を向上できることを示し、乗り心地制御の機能拡大に貢献できたと考える。各周波数別項目別に整理すると以下の通りである。

##### (i) 低周波数域の制御

低周波数領域の特性確保に着目したスカイフックダンパ制御を適用する油圧アクティブサスペンションの研究を行なった。制御ロジックやシステムの構築、部品設計などを通して車両を試作し、低周波振動を約 10dB 改善できることを検証した。低周波数領域の制御を行なうと位相遅れなどの影響で高周波領域の振動特性が悪化するため、マルチダンピング構造や金属ベローズの採用など様々な発想や工夫をハード部品に折り込み、高周波振動特性を抑制した。低周波域はアクティブ制御、高周波域はパッシブに振動吸収することで良好な乗り心地特性を実現させた。

##### (ii) 中間周波数域の制御

中間周波数領域のブルブル振動を制御するためのシート制御について研究を行った。路面からの入力に対する車体振動にはサスペンション制御では低減できない不動点が存在するが、シート制御によりこの振動域の特性改善が可能であることを示した。シートを制御するには構造上、制御量を小さくすることが必要であるため制御効果と制御量を同時に最適化することが必要である。最適制御の適用では有効な解が得られないため、周波数成形最適制御を用いて両立解を導いた。この結果、ブルブル振動の低減と低周波数領域での制御量を両立させることが可能となり、狙いの特性を実現させることができた。また、スカイフックダンパ制御を行うサスペンション制御と周波数成形最適制御を適用するシート制



御を統合すれば低周波数領域からばね下振動域まで良好な乗り心地特性を確保できることを示した。

### (iii) 中高周波数域の制御

中高周波数領域の振動制御については仮想ダイナミックダンパ制御を提案して検討した。この制御は、ばね下に重量のあるダイナミックダンパやラバーを付加することなくサスペンションの制御によってばね下ダイナミックダンパと同等の効果を求めようとするものである。この制御は実際のダイナミックダンパが存在しないためダイナミックダンパの共振周波数領域の振動抑制の効果は小さいが、共振周波数領域以上の周波数での振動抑制に効果がある。また、中高周波数領域で問題になる制御遅れによる発振などの影響を検討し、制御遅れを考慮したパラメータ設定が可能であり、現実的な制御方法であることも証明した。さらに、スカイフックダンパ制御との協調制御を行なうと低周波数領域から高周波数領域までの振動を幅広く抑制できることが分かった。ばね下の仮想ダイナミックダンパ制御は新しい発想に基づく制御方法であり、高周波数領域でもサスペンション制御が有効であることを示した。

## 2) 電動パワーステアリング制御

電動パワーステアリング(EPF)は、油圧パワーステアリングに対して省エネルギーに効果があり今後の拡大適用が望まれている。しかし、EPFにはステアリング系に慣性の大きいモータが介在するため外乱による車両安定性と操舵特性の両立が課題となっている。従来より活用されている減衰力制御は、外乱による車両安定性を確保するためモータ回転角速度に比例した力を発生させるが、操舵時にも反力を発生させるため操舵力が重くなるなどの問題がありパラメータ調整を困難にさせている。また、ステアリング制御の研究の多くは制御効果が明快な4輪操舵やステアバイワイヤ制御であり、EPFの開発は商品化に向けた実用化開発が主体となっている。これはEPFが構造上、ステアリングシャフトやギアなど物理的にステアリングホイールとタイヤが連結したシステムであるため制御自由度が小さく、明確な改善効果が現れにくいのが理由と考えられる。

このような背景から本研究は、従来のEPF開発を基礎研究段階から再検討し、EPFの基本機能や要件を満足させる制御ロジックについて検討した。理想的な操舵力特性と外乱による車両安定性を両立させる制御ロジックの構築が課題である。この課題を達成させる方法として外乱オブザーバ制御に着目した。外乱オブザーバ制御は、伝達関数(制御量/目標値)を1に近づけることと、伝達関数(制御量/等価外乱)をゼロに近づけることを両立させるという特徴がある。この特徴を利用して操舵入力目標については1に近づけ、外乱に対してはゼロに近づけることで操舵特性と車両安定性を両立させることが可能になる。また、外乱オブザーバ制御は車両の個体差や積載条件の変動を等価外乱として導出するため、それを打ち消すことによって個体差や条件の変化に対してもばらつきの小さい車両運動性能を実現することができる。

この考えに基づき、舵角速度オブザーバ制御 (SVOC : Steering Velocity Observer Control) とヨーレイトオブザーバ制御 (YROCC : Yaw Rate Observer Control) を発案して実現の可能性を検討した。SVOC はモデル対象をステアリング系に限定することで制御を簡素化し、実用面を重視した制御ロジックである。一方、YROCC はモデル対象を車両全体に拡大して車両運動に対して理想的な制御を求めようとしたものである。

(i) 舵角速度オブザーバ制御 (SVOC)

SVOC は操舵トルクを入力とし、制御器としてステアリング系簡易モデルを適用した制御ロジックであり、簡素で実践的な制御方式である。操舵入力に対しては適切なアシスト力を発生させ、外乱に対しては減衰力を発生させることを車両解析モデルを用いて検証した。次に実車で効果を確認するため、EPS を搭載した車両の走行テストによりステアリング系パラメータを同定し、車載用コントローラを開発した。これを実車に搭載して走行テストを行った結果、滑らかな操舵特性と外乱による車両安定性を従来の制御よりも高いレベルで両立させることができた。また、積載条件やステアリングギアのフリクションのばらつきに対しても操舵特性や車両安定性の変化が小さくロバストな特性を実現できを確認した。このシステムは、現在商品化されているシステムに対して制御部分のみを改善すれば実現できるため早期実用化が期待できる。

(ii) ヨーレイトオブザーバ制御 (YROCC)

YROCC は車両系全体を制御モデルとする方法で制御ロジックやシステム構成は複雑になるが、車両ヨーレイトを検知して制御するため SVOC よりも優れた車両安定性を期待することができる。車両解析モデルで検討し、YROCC は外乱に対して車両安定性に効果が大きいことを示した。次に、SVOC と同様な手順でコントローラを設計するため車両テストを実施したが、実車で安定性が得られなかったため  $H_{\infty}$ 制御を適用するモデルフォローイング制御 (YRFC) に制御ロジックを変更した。この結果、車両を安定して制御することが可能になり、解析予測の通りに優れた車両安定性と応答性を実現することができた。商品化するためには操舵特性の改善など解決すべき課題があるが、YROCC/YRFC のポテンシャルの高さを証明することができた。

以上のように、サスペンション制御とステアリング制御を対象に実験的・解析的なアプローチを行ない、乗り心地、操舵性能、車両安定性など車両運動性能に対する制御技術の有効性を示すことができた。制御技術は性能向上だけでなく、技術そのものが車の魅力を高める役割を担っている。将来、車両運動性能は人と車との調和を目指した新しい概念に向かいつつあり、車両運動性能における制御技術適用のさらなる研究が望まれる。

## 文献

- (1)自動車技術ハンドブック(基礎・理論編), 自動車技術会編 (1990)
- (2)藤波・山本・久岡, 操だ特性とドライバフィーリングの関係について  
自動車技術会学術講演会前刷集 951 (1995)
- (3)金子・小出・木原, 感性に基づく車両運動性能評価, 自動車技術 Vol.54 (2000.11)
- (4)金井, 近代制御理論とその飛行制御系設計への適用  
日本航空宇宙学会誌 第27巻 第308号 (1979)
- (5)吉田・野波, 振動と運動の制御手法の展望  
日本機械学会論文集 (C編) 第57巻 534号 p345~p354 (1991)
- (6)自動制御ハンドブック (基礎編, 応用編), 計測自動制御学会編(1983)
- (7)永井・平野・浅見・原田, 自動車技術シリーズ (2) 自動車の制御技術 6.制御技術の  
現状と将来展望, 自動車技術会, 朝倉書房 (1997)
- (8)H.S.Roh・Y.Park, Preview control of active vehicle suspensions based on a state  
and input estimator, SAE Paper No.981121 (1998)
- (9)A.Thompson, Active Suspensions with Vibration Absorbers and Optimal Output  
Feedback Control, SAE 841253 (1984)
- (10)土井 他, 周波数特性を考慮したサスペンション制御  
日本機械学会シンポジウム講演論文集 No. 910-52 p67~72 (1991/9)
- (11)小林他, 外乱オブザーバと予見フィードフォワードを用いたワイヤボンダ用テーブル  
の位置決め制御, NSK Technical Journal No.664(1997)
- (12)C.Kim・P.I.Ro, A sliding mode controller for vehicle active suspension  
systems with non-linearity I Mech E , Vol.212 No.2 (1998)
- (13)土手・原島, モーションコントロール, 現代制御シリーズ④, コロナ社, 1993
- (14)永井, アクティブサスペンションの制御理論の動向, Tokico Review  
Vol36 No.3 p6~p10 (1993)
- (15)Hayashi, Expectation for Vehicle Control in Next Generation,  
JSAE, AVEC'98(1998.9)
- (16)景山, 自動車の運動性能に関する研究動向, 自動車技術 Vol.54 (2000.11)
- (17)竹原, 車両運動制御のためのセンサー技術, 日本機械学会講習会 No.920-70 (1992)
- (18)S.Otake・M.Onoda・K.Nagase, Automotive High Pressure Sensor, AVEC98 9836680  
(1998)
- (19)寺村・長谷田・下山・阿部・松岡, スマートアクチュエータを用いた減衰力制御サスペン  
ションシステムの開発, 自動車技術会学術講演会前刷集 No.961, 9632820, (1996)
- (20)H.J.Feigel・N.Romano, New valve technology for active suspension  
SAE Paper No.960727 (1996)

- (21)渡辺・水向ほか, 自動車のサスペンション, カヤバ工業株式会社編, 山海堂
- (22)竹原, エレクトロニクスによるサスペンション制御技術の現状と将来, 自動車技術  
Vol.45 p28~34 (1991)
- (23)小西他, 電子制御エアサスペンションシステムの開発, 日産技報, 第23号,  
p17~p23(1987)
- (24)Tokico Home Page, 研究&技術, エレクトロニクス技術: セミアクティブサスペンシ  
ョン, [http://www.tokico-giken.co.jp/tokico/kenkyu/s\\_a\\_sus/s\\_a\\_sus.html](http://www.tokico-giken.co.jp/tokico/kenkyu/s_a_sus/s_a_sus.html) (2001)
- (25)D.C.Karnopp 他, Vibration Control Using Semi-active Force Generators,  
ASME, Vol 98, p914~p918(1974)
- (26)塩練・永井, セミアクティブサスペンションの安定性に関する研究  
自動車技術会論文集 No.42 p90~94 (1988/12)
- (27)藤岡・木戸, 可変ダンパの制御方式に関する研究  
自動車技術会論文集 No.45 p48~53 (1989/10)
- (28)J.EMURA 他, Development of the semi-active suspension system based on the  
Sky-Hook damper theory, SAE Paper No.940863 (1994)
- (29)K.Yi, A robust semi-active suspension control law to improve ride quality  
AVEC'94 No.9438259 (1994)
- (30)O.Isobe 他, Sliding mode controller for semi-active suspension system for  
commercial vehicles, AVEC'96 No.9623857(1996)
- (31)T.Nakayama 他, Development of semi-active control system with PUDLIS  
AVEC'96 No.9623992(1996)
- (32)S.Ohsaku 他, Nonlinear  $H_{\infty}$  state feedback controller for semi-active controlled  
suspension, AVEC'98 No.9836365 (1998)
- (33)武場 他, トヨタアクティブコントロールサスペンションの開発  
トヨタ技術 第40巻 第1号 p78~p94 (1990)
- (34)川原崎 他, 日産油圧アクティブサスペンションの開発  
自動車技術会学術講演会前刷集 892, p193~196 (1989)
- (35)A.G.Thompson, An active suspension with optimal linear state feedback  
Vehicle System Dynamics 5 (1976)
- (36)松下・則次・和田, アクティブエアサスペンションの最適制御  
日本機会学会論文集 (C編) 第56巻 562号 (1990)
- (37)川谷 他,  $H_{\infty}$ 制御理論に基づくアクティブサスペンションの設計  
計測自動制御学会論文集 Vol.27 No5 p554~p561(1991)
- (38)藤岡・菊池, ピッチングを考慮した最適なスカイフックダンパ  
自動車技術会 学術講演前刷集 924 p229~232 (1992/10)
- (39)則次, ハイブリッドアクティブサスペンションの消費エネルギーを考慮した振動制御

- 平成7年度秋季油空圧学会講演会論文集 p97~p100 (1995)
- (40)真田, 則次, 橋本, 高岩, 竹原, ハイブリッドアクティブサスペンションによる高効率振動制御, 計測自動制御学会第9回流体制御シンポジウム, pp.117-122, 1994
- (41)藤田, 則次, 橋本, 高岩, 竹原, サスペンションの制御とエネルギー回生, 日本機械学会中国四国支部第34期講演会, pp.261-262, March 1996.
- (42)藤岡・木村, 予見制御によるアクティブサスペンションの性能向上に関する論理的研究 自動車技術会学術講演会前刷集 901, 901037,(1990/5)
- (43)松下・堂田・則次, 外乱オブザーバを用いた空気式リアサスペンションの予見制御 日本機械学会論文集 (C編) 第63巻 615号(1997)
- (44)Fujioka・Yamanouchi, Estimation for Vehicle Position by Using Kalman Filter and Disturbance Observer, JSAE, AVEC'98, 9836608(1998.9)
- (45)Kashani・Strelow, Fuzzy Logic Active and Semi-active Control of Off-road Vehicle Suspension, JSAE, AVEC'98, 9837012(1998.9)
- (46)G.D.Buckner, Intelligent estimation of system parameters for active vehicle suspension control SAE Paper, 9921009 (1999)
- (47)西本・伊後, 実車評価によるピニオンタイプ電動パワーステアリングの改善 Koyo Engineering Journal No148 (1995)
- (48)井尻・大道ほか, 電動パワーステアリングシステムの開発 Koyo Engineering Journal No134 (1988)
- (49)清水・杉野, 電動パワーステアリングの制御 日本機械学会講演会論文集 Vol. C No910-17(1991)
- (50)竹間・島田, 乗用車用電動パワーステアリング (EPS) N S K Technical Journal No.654 (1992)
- (51)喜福ほか, 電動パワーステアリング制御技術, 三菱電気技報, Vol70, No9 (1996)
- (52)許斐ほか, 電動パワーステアリングの開発, 自動車技術会学術講演前刷集 983(1998-5)
- (53)S.Patrik, 電動式パワーステアリング (EPS) システムの数値シミュレーション Koyo Engineering Report No161(2002)
- (54)大沼・榎山, ワゴンR+ (プラス) の電動パワーステアリングの開発 SUZUKI Technical Report, Vol 26 (2000)
- (55)M.Kurishige ほか, A Control Strategy to reduce Steering Torque for Stationary Vehicle Equipped with EPS, SAE 1999-01-0403
- (56)M. Kurishige ほか, A New Control Strategy to Improve Steering Wheel Returnability SAE 2000-01-0815
- (57)T.Kohno ほか, Development of Electric Power Steering(EPS) System with H $\infty$  Control SAE 2000-01-0813

- (58)A. Badawy ほか, Modeling and Analysis of an Electric power Steering System  
SAE 1999-01-0399
- (59)J.Tajima ほか, Research on Effect of Steering Characteristics on Control  
Performance of Driver-Vehicle System from a Viewpoint of Steer-by-Wire System  
Design, AVEC'98 No9837238 (1998)
- (60)竹原・則次, シート制御による車両の乗り心地改善の研究  
日本機会学会論文集 (C編) 61 - 589 p157~162 (1995)
- (61)J.Hedric, Invariant Properties of Automotive Suspension IMechE Proceeding  
Intercontinental Conference on Advanced Suspension (1988/10)
- (62)佛円 他, 自動車用セミアクティブサスペンションの設計上の留意点  
日本機会学会 No.920-69 振動・音響シンポジウム講演論文集 (1992/8)
- (63)吉田・野波, 振動と運動の制御手法の展望  
日本機会学会論文集 (C編) 第57巻 534号 p345~p354 (1991)
- (64)吉田 他, 周波数成形評価関数を用いた車両サスペンションのフィードフォワード併合  
最適制御の実験的研究, 日本機会学会シンポジウム講演論文集 No.900-42 (1990/7)
- (65)竹原・則次, 仮想ダイナミックダンパを用いたサスペンション制御  
日本機会学会論文集 (C編) 62 - 603 p46~51 (1996)
- (66)堤 他, セミアクティブサスペンションの開発  
自動車技術会学術講演会前刷集, 901,901039, p169~172, (1995/5)
- (67)Y.Tagawa 他, Suspension Control System Design by Model Matching Method  
AVEC'94 9438510 (1994/10)
- (68)自動車工学ハンドブック(設計編), 自動車技術会, p491~p496 (1991)
- (69)振動工学ハンドブック, 振動工学ハンドブック編集委員会, P145~P148, P858~P861  
養賢堂(1976)
- (70)森本, 則次, 橋本, 高岩, 竹原, 自動車用電動パワーステアリングの特性改善,  
中国四国支部, 第35期総会・講演会, 1997年3月6日
- (71)竹原・則次 他, 電動式パワーステアリングのモータ慣性の影響と補償  
自動車技術会学術講演会前刷集 974(1997/10)
- (72)Takehara/Sakamoto, Control Logic Design and Development of Electric  
Power-Assisted Steering(EPAS), AVEC'02 (2002.9)
- (73)竹原・吉岡, 外乱オブザーバを用いた電動パワーステアリングによる操舵/車両応答  
特性の向上, 日本機械学会論文集 (C編), 2003 投稿予定
- (74)安部, 自動車の運動と制御, 山海堂 (1992)

## 謝辞

最後になりましたが、本論作成にあたり東京大学工学部、藤岡健彦助教授には理論展開から論文構成の細部に至るまで熱心にご指導頂いた上、折りに触れ激励して頂きました。心より感謝申し上げます。

また、岡山大学工学部システム工学科、則次俊郎教授には長年にわたりアクティブサスペンションやEPSの研究をご指導頂くと共に、機械学会などへの投稿についても大変お世話になりました。改めて感謝致します。

本論文作成に際しては、東京大学工学部、藤田隆史教授、金子成彦教授、鎌田実教授、大和裕幸教授には貴重なご指導を賜りました。深く感謝の意を表します。

アクティブサスペンションの開発では金澤啓隆氏（執行役員）、枝廣毅志氏（シャシー開発部長）、上村昭一氏（商品企画部主任）、森田俊樹氏（シャシー開発部主任）、熊田拓佳氏（同）、浜田謙二氏（シャシー開発部主務）、柴田峰東氏（ビスティオン）、またトキコ㈱の小原隆夫氏、中盾孝雄氏、内田油圧㈱の石井進氏をはじめ多くの方々に大変お世話になりました。EPSの開発では吉岡史郎氏（統括主査）、吉岡透氏（シャシー開発部マネージャ）、坂本清氏（シーメンス）、花本芳宜氏（シャシー開発部主務）、日本精工㈱の関谷昌三氏、遠藤修司氏や多数の関係者に大変なご指導ご協力を頂いたことで開発を進めることができました。また、学位取得にあたり上司の岡田和之氏（車両開発本部長）にはご理解と励ましを頂きました。ここに改めて皆様に感謝致します。

さらに、この他にも多くの方々にご指導、ご理解、ご協力を頂いた結果このような研究を進められたものであり、この場をお借りして感謝申し上げます。

今後とも、研究者として車両運動性能の向上に貢献できるように微力を尽くしたいと思います。