

– 修士論文 –

遊星歯車を用いた電動パワーステアリングによる  
アクティブ操舵の実現に関する研究  
Realization of Active Steering Control  
using Electric Power Steering System  
with Planetary Gear

平成17年1月27日

指導教員： 堀 洋一 教授

東京大学大学院工学系研究科電気工学専攻

学籍番号 36336

青木健一郎

## 内容梗概

アクティブ前輪操舵 (AFS) は、操舵制御によって自動車の危険な挙動を抑える近未来技術である。本研究は、遊星歯車を用いるアクティブ操舵機構が、ハンドルから機械的な伝達があり反力も返ることから、安全性や操舵感の点で有望であると主張している。車両制御と運転者の操舵意図の相互干渉を解決するため、差動角によってアシスト量を変更する手法および規範モデルに基づいた反力制御手法を提案し、自作装置による実験によってその有効性を確認している。

# 目次

第1章	序論	1
1.1	研究の背景	1
1.1.1	自動車の安全技術	1
1.1.2	アクティブ前輪操舵の必要性	2
1.2	研究の目的	4
1.3	本論文の構成	5
第2章	自動車の運動制御	6
2.1	旋回する自動車の運動方程式	6
2.2	ヨー制御と組み合わせた運動制御手法の例	8
2.3	ステアバイワイヤを用いた運動制御手法の例	8
2.3.1	ステアバイワイヤの特徴	8
2.3.2	操舵反力の存在と応答遅れ感	10
2.3.3	$D^*$ 値によるステアリング制御	13
2.4	市販車へのアクティブ操舵適用例	15
第3章	遊星歯車を用いた電動パワーステアリングの実現	16
3.1	従来式電動パワーステアリングの動作原理	16
3.2	アクティブ操舵を実現する機構の検討	18
3.2.1	ステアバイワイヤ方式	18
3.2.2	遊星歯車方式	19
3.2.3	構成方法の比較	21
3.3	1組の遊星歯車を用いたステアリングの構成方法	21
3.3.1	ステアリング装置の構成	21
3.3.2	トルクセンサ不要のパワーアシスト手法	22
3.4	ステアリング制御系の設計	23
3.5	遊星歯車の角度関係に着目した車両運動制御の提案	24
3.5.1	ヨーレートフィードバックによる車両運動制御	24
3.5.2	逆モデルを用いたコントローラ設計	26
3.5.3	レーンチェンジを模したシミュレーション	27
3.5.4	アクティブ操舵と反力の干渉	28
第4章	ステアリング模擬装置を用いたアクティブ操舵の実験	30
4.1	実験装置の構成	30
4.1.1	ハードウェア構成	30

4.1.2	制御系設計と模擬負荷の特性	32
4.2	実験装置の操舵特性	33
4.3	アクティブ操舵の介入を想定した操舵実験	33
4.3.1	実験条件	33
4.3.2	実験結果	35
4.4	アクティブ操舵と反力の相互干渉問題	35
<b>第5章</b>	<b>アクティブ操舵と反力の非干渉化手法の提案</b>	<b>40</b>
5.1	可変アシスト比制御による非干渉化の提案	40
5.1.1	制御アルゴリズム	40
5.1.2	実験による制御効果の確認	40
5.1.3	実験結果の検討	41
5.2	規範モデル追従反力制御による非干渉化の提案	41
5.2.1	制御アルゴリズム	41
5.2.2	実験による制御効果の確認	45
5.2.3	実験結果の検討	45
5.3	可変アシスト・規範モデル混合制御による非干渉化の提案	48
5.3.1	制御アルゴリズム	48
5.3.2	実験による制御効果の確認	48
5.3.3	実験結果の検討	48
5.4	ハンドルを回しながら差動を行う実験	51
<b>第6章</b>	<b>結論</b>	<b>54</b>
6.1	本論文のまとめ	54
6.2	今後の課題	54
	<b>謝辞</b>	<b>56</b>
	<b>参考文献</b>	<b>57</b>
	<b>発表文献</b>	<b>59</b>
<b>付録A</b>	<b>遊星歯車の動作原理の導出</b>	<b>60</b>
A.1	はじめに	60
A.2	角度関係式の導出	61
A.3	トルク関係式の導出	64
A.4	実際の遊星歯車への適用例	65
A.5	「てこの原理」による動作の表現	66
<b>付録B</b>	<b>アクティブ操舵実験装置の製作</b>	<b>69</b>
B.1	遊星歯車などの機械部分の製作	69
B.2	モータドライブ回路の製作	70
B.3	制御のためのソフトウェア	74
B.4	MATLAB とリンクした実験環境の構築	75

# 第1章 序論

## 1.1 研究の背景

### 1.1.1 自動車の安全技術

近年、自動車関連の制御技術・電子技術の発達により高度な安全性能を実現した自動車が増加して販売されている。例えば、ブレーキ時のスリップを抑制するABS(Anti-lock Brake System)はほとんどの乗用車に標準装備されるようになった。最新技術では、トヨタの「プリウス」に搭載されているS-VSC(Steering-assisted Vehicle Stability Control)に見られるように、ステアリング制御によって旋回時の事故を防ぐ機能も開発されつつある[1]。また、BMWの5 seriesではDSC(Dynamic Stability Control)とアクティブステアリングの協調により、自動車の旋回安定性向上を図っている[2]。いずれも、より安全な自動車が求められていることを良く表している。

自動車の安全性には2つの考え方がある。衝突時に乗員を保護するパッシブセーフティ(衝突安全)と、事故を未然に防ぐアクティブセーフティ(予防安全)である。アクティブセーフティ技術には、ABSに代表される事故回避機能だけでなく、死角の低減や、安全に関わる情報提供、疲れにくい車内環境や車両性能なども含まれている。ABSやDSCなど自動車の安定化制御をまとめて車両運動制御と呼ぶ。車両運動制御技術の発展を年表にして図1.1に示す。

ABS(Anti-lock Brake System)はブレーキ制御によってスリップを防止する技術であり、乗用車ではほぼ標準装備となっている。さらに4輪独立制御ブレーキとして車両にヨーモーメントを発生させ安定化を図った技術はESC(Electronic Stability Control)やDYC(Direct Yaw moment Control)などと呼ばれている。ヨーモーメントは車両運動を制御するための操作量である[3]。舵角制御を利用したものにはAFS(Active Front Steering)とARS(Active Rear Steering)がある。ARSは後輪、AFSは前輪を制御する。

1970年代から90年代にかけて発展した運動制御技術はドライバーが操作しなければ動作しないため、操作が遅れた場合や気付かない場合には危険を回避することはできない。本論文ではこのような車両運動技術を「受動的な運転支援」技術と位置づける。

さらなる安全性向上のため、ドライバーより前に自動車が危険を回避する技術が注目されている。これを「能動的な運転支援」技術と位置づけるが、危険回避のみならず自動駐車などの運転支援も含む概念である。能動的運転支援ではカメラなどによる周辺状況認識に基づいた高度な危険判断技術と同時に、判断を実現するためのアクチュエータの開発が重要である。

能動的運転支援の1例として衝突軽減ブレーキが挙げられる[4]。前方車両に追突する危険がある場合アラームを発生し、さらに自動的にブレーキを掛けて衝突速度を低減する。今後はオートクルーズなどを含む前後方向の自動運転技術は実用化例が増えると考えられる。

安全技術のあり方	ドライバーの運転技術に頼った安全確保				電子制御を使った受動的運転支援		自動車の知能化能動的運転支援
	1900	1950	1960	1970	1980	1990	2000
駆動系					○ 電子制御4速AT	○ ハイブリッド車	○ オートクルーズ
(停止制御) ブレーキ系 (旋回制御)	● 油圧ブレーキ		● 後2輪ABS	● 4輪ABS		○ 回生協調ブレーキ	● 電動4輪駆動
操舵系		● 油圧PS		● 後輪操舵(ARS)	● 電動PS	○ 4輪独立ブレーキ制御(ESC)	● 可変減速比(VGS)
							● 差動ステア ● 危険回避支援 ● レーンキープ ● 自動駐車(IPA)

図 1.1: 運動制御技術の発展

### 1.1.2 アクティブ前輪操舵の必要性

21 世紀の自動車技術は、能動的な運転支援の開発が主流となることは間違いない。しかし、能動的運転支援のために必要となる自動車技術は十分には揃っていない。ブレーキ制御や、ブレーキを用いたヨーモーメント制御は技術的に高いレベルにあるが、一方でステアリング制御技術は高度な運転支援を実現するレベルに達していない。

現在製品化されているステアリング装置は、一部の例外を除いてハンドルと前輪の角度が拘束されている。つまり、いかに運動制御技術が進歩しても、自由に前輪の角度を変えることはできないため、安全性能の向上は限界に達してしまう。この限界を打破するためには、アクティブ前輪操舵 (AFS) を実現する新しい操舵装置が必要である。

AFS は受動的・能動的どちらの運転支援でも必要とされる技術である。図 1.2 のイメージは車両運動制御によって旋回中のスピンを防止している例である。旋回中に摩擦の小さい路面で後輪がスリップを起こすと、自動車は安定性を失ってスピンしてしまう。AFS 制御が実現すれば、後輪のスリップを検知して適切に前輪を戻すことで車両の安定性を回復できる。これは受動的な運転支援に相当する。

また図 1.3 のイメージは能動的な運転支援の例である。自動車にはカメラやレーダーセンサーがあり、前方の障害物を認識すると前輪を操舵して障害物を回避することができる。このような運転支援の目的は、自動操舵によって事故を回避することではなく、早めに操作を開始することで車両の安定性に余裕を持たせることである。

すなわち、アクティブ前輪操舵は自動車の運動性能や安全性を向上する近未来技術であり、将来は自動運転にもつながる重要な技術とすることができる。

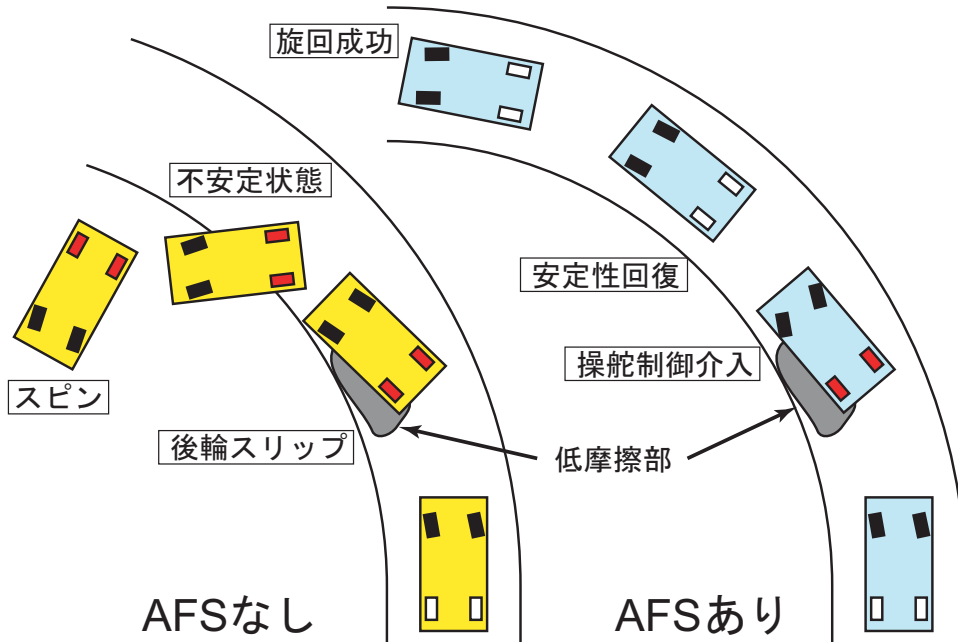


図 1.2: アクティブ操舵による運動制御

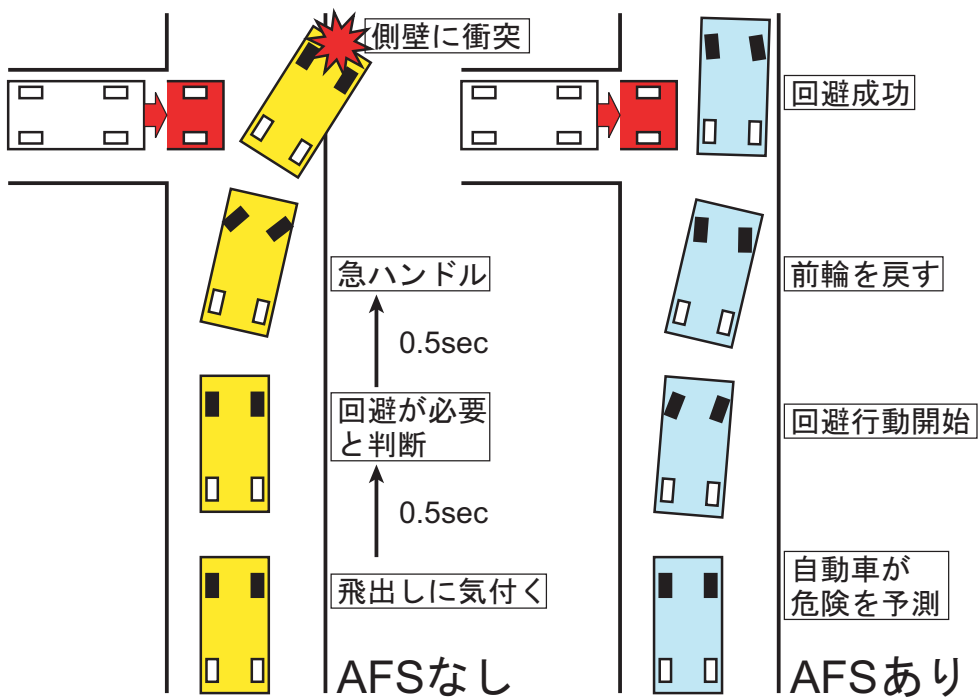


図 1.3: アクティブ操舵による危険回避

## 1.2 研究の目的

本研究の目的は、前輪アクティブ操舵 (AFS) を実現するステアリング装置を提案し、自動車の安全技術向上に貢献することである。本論文ではとくに 1 組の遊星歯車と電動パワーステアリングを組み合わせた操舵装置が有望であると主張する。一般的にアクティブ操舵装置に遊星歯車を用いるメリットとして次の点が挙げられる。

- 反力の機械的伝達があり操舵感が良い
- 故障時のフェイルセーフが容易である

さらに本論文では 1 組の遊星歯車および 2 つのモータを使った高性能な反力制御を提案する。1 組の遊星歯車を用いることで摩擦やバックラッシュが小さくなり、モータの持つ高い制御性を活かした反力制御が可能となる。1 組の遊星歯車を用いた場合のメリットをまとめれば、

- 遊星歯車が一体で回転するため摩擦が極めて小さい
- 遊星歯車が 1 組で済むためバックラッシュが小さい
- モータを用いた高度な反力制御が可能である
- パワーアシストのためのトルクセンサが必要ない
- ステアバイワイヤ方式と等価な制御が可能である

となる。以上のメリットは、現在製品として実用化されている 2 重遊星歯車やハーモニックギア方式では実現不可能である。

ステアバイワイヤとは、操舵輪と前輪を機械的に分離して電気信号によってトルクや角度を伝達するステアリング装置であり、制御の自由度が高い究極のステアリング技術である。提案方式は制御の観点からは究極のステアリング方式に最も近い方式と考えられる。一方で、遊星歯車のような差動機構を用いた場合、次の 2 つの問題が不可避である。

- アクティブ操舵による前輪操舵が操舵反力に  $h_a$  外乱として作用する
- 反力への外乱が原因で操舵角が変化しアクティブ操舵の効果が低減する

前者は「作用反作用の原理」に基づく本質的な性質である。また、差動機構は操舵角と前輪角の「差」しか制御できないため、操舵角が変化した場合は前輪角も変化してしまう。つまりアクティブ操舵の効果は、運転者がもつ外乱応答特性に常に影響される。

以上に述べた相互干渉は差動機構でアクティブ操舵を実現する場合に大きな問題となる。従来実用化されてきたアクティブ操舵装置では、これらの問題を解決していないため大きな差動角を伴うアクティブ操舵を実現できていない。

本研究は AFS と反力の相互干渉問題を解決する手法を 3 種類提案し、60 度という大舵角でのアクティブ操舵を実現することで自動車の安全性向上に貢献する。さらにアクティブ操舵の技術は将来の自動運転への応用も期待できる。



## 1.3 本論文の構成

本論文では、第2章でアクティブ操舵に関する先行研究を示し、第3章でアクティブ操舵の実現方法を提案する。第4, 5章は自作装置による実験結果を示し、本論文の主要部分を構成する。

具体的には、第2章において自動車の運動制御理論を説明し、アクティブ操舵に関する先行研究や製品の動向をまとめる。先行研究を検討し、アクティブ操舵を実現する装置に関する研究の必要性を示す。

第3章では1組の遊星歯車を用いたアクティブ操舵装置を提案し、ステアリング制御系の設計法を示す。さらに、この操舵装置を用いた車両運動制御手法を提案し、計算機シミュレーションによって前輪制御と操舵反力の干渉問題を提示する。

第4章では筆者が製作したステアリング実験装置によりアクティブ操舵を模擬した実験を行う。操舵装置としての基本特性を示したのち、前輪制御と操舵力の干渉問題を実験により確認する。

第5章では、第3, 4章で提示された干渉問題の解決法を提案する。差動角に従ってアシスト比を可変とする方法および規範モデルに基づいた操舵反力を与える方法により前輪制御が操舵反力に影響を及ぼさないようにする。さらにこれらの手法を実験により検証する。

第6章では本論文の結論を導き出し、今後の課題について述べる。

## 第2章 自動車の運動制御

自動車をより安全で運転しやすくする技術として、車両運動制御が積極的に取り入れられている。とくに近年、電子技術の発達により旋回する車両に対する運動制御が可能となった。本章では自動車の旋回運動を表す方程式を導出し、運動制御とくに操舵制御に関する研究動向を示す。

### 2.1 旋回する自動車の運動方程式

アクティブ操舵の前提となる自動車の運動方程式を導出する。この運動方程式は文献 [3] によるものである。

平面状で2次元運動をしている車両の状態は、次の3つの量により表すことが一般的である。すなわち、重心速度  $V$ 、重心での車体すべり角  $\beta$ 、ヨーレート  $\gamma$  である。とくに2次元車両姿勢制御では、 $\beta, \gamma$  を状態量とした状態方程式でモデルを表すことが一般的である。

一般に車両運動は平面上における回転を伴うので、車両に固定した座標系では慣性系とは異なる運動方程式に従って車両が運動する。この運動は位置に依存しないので、速度  $V$  による運動方程式になる。

図 2.1 に示すように、車体に固定された方向ベクトルを  $i, j$ 、 $V$  の  $i, j$  方向正射影をそれぞれ  $u, v$  とおき、慣性系（地面固定座標）での位置  $R$  とすると、 $V, \beta, \gamma, \dot{\beta}$  により、式 (2.1), (2.2) のように表される。

$$\dot{R} = ui + vj \quad (2.1)$$

$$\ddot{R} = \dot{u}i + u\frac{d}{dt}i + \dot{v}j + v\frac{d}{dt}j \quad (2.2)$$

ここで、ヨーレート  $\gamma$  について、

$$\frac{d}{dt}i = \gamma j, \quad \frac{d}{dt}j = -\gamma i \quad (2.3)$$

であるので、式 (2.4), (2.5) の微分方程式が得られる。

$$a_x = -V \sin \beta (\dot{\beta} + \gamma) + \dot{V} \cos \beta \quad (2.4)$$

$$a_y = V \cos \beta (\dot{\beta} + \gamma) + \dot{V} \sin \beta \quad (2.5)$$

次に、車両に加わる力を定式化する。図 2.2 は、タイヤに働く力を表したものである。図中の  $\alpha$  はタイヤ進行方向  $V$  とタイヤの前後方向のなす角、 $\theta$  は操舵角である。SF は、 $\theta$  が小さければコーナリングフォース (CF) とほぼ一致する。

$\alpha$  が小さいとき SF は  $\alpha$  に比例し、その比例係数を  $C$  とおけば、

$$SF = K\alpha \quad (2.6)$$

## 2.1 旋回する自動車の運動方程式

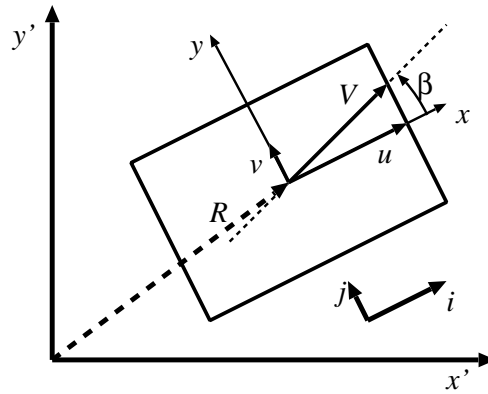


図 2.1: 車両運動の表現

と書くことができる。この  $K$  をコーナリングステイフネスと呼ぶ。また、 $\alpha$  は  $\beta, \gamma$  の影響を受け、線形化により前輪・後輪の  $\alpha$  はそれぞれ

$$\alpha_f = \beta + \frac{l_f}{V}\gamma - \theta_f \quad (2.7)$$

$$\alpha_r = \beta + \frac{l_r}{V}\gamma \quad (2.8)$$

と表せる。また、SAT(Self Aligning Torque) は、タイヤを進行方向に戻そうとする鉛直方向周りの力で、線形領域では  $\alpha$  に比例する。

本研究では前輪のみが操舵できる車両を考える。実際の車両は4輪であるが、方程式が複雑になるためここでは2輪モデルで近似する。モデルを図2.3に示す。このときの運動方程式は、状態量が  $\beta, \gamma$  であり、入力の前輪舵角  $\theta_f$  およびヨーモーメント  $M_z$  として式(2.9)のように表せる。

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{B}\mathbf{u} \quad (2.9)$$

ただし、

$$\mathbf{x} = \begin{bmatrix} \beta \\ \gamma \end{bmatrix}, \quad \mathbf{u} = \begin{bmatrix} \theta_f \\ M_z \end{bmatrix} \quad (2.10)$$

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} -2\frac{K_f+K_r}{MV} & -1 - 2\frac{l_f K_f - l_r K_r}{MV^2} \\ -2\frac{l_f K_f - l_r K_r}{I} & -2\frac{l_f^2 K_f + l_r^2 K_r}{IV} \end{bmatrix}, \quad \mathbf{B} = \begin{bmatrix} \frac{2K_f}{MV} & 0 \\ \frac{2l_f K_f}{I} & \frac{1}{I} \end{bmatrix} \quad (2.11)$$

以上により、車両の旋回運動を線形化し、状態方程式にすることができた。車両運動制御を実現する場合、状態方程式の入力である前輪角  $\theta_f$  とヨーモーメント  $M_z$  を制御する方法が考えられる。

ヨーモーメントの制御は、各輪のブレーキ力を独立に制御することで実現できる。車輪が4つあるのに対して、ブレーキ力の総和とヨーモーメントの2つを実現する場合、自由度の点では十分である。

一方左右前輪と操舵輪の角度関係は機械的に拘束されており、ドライバーの操舵角と前輪指令を同時に実現することは不可能である。そこで、ドライバーの操舵を実現しながら、必要に応じて車両運動制御による前輪制御を実現する新しい機構が必要になる。

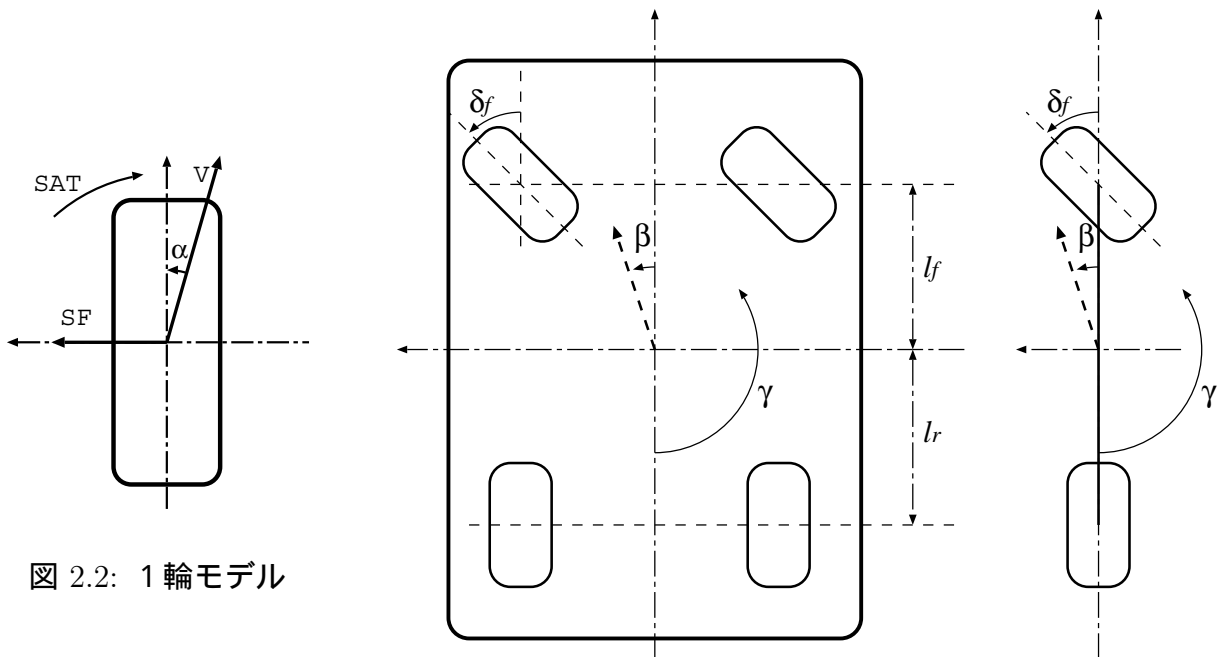


図 2.2: 1 輪モデル

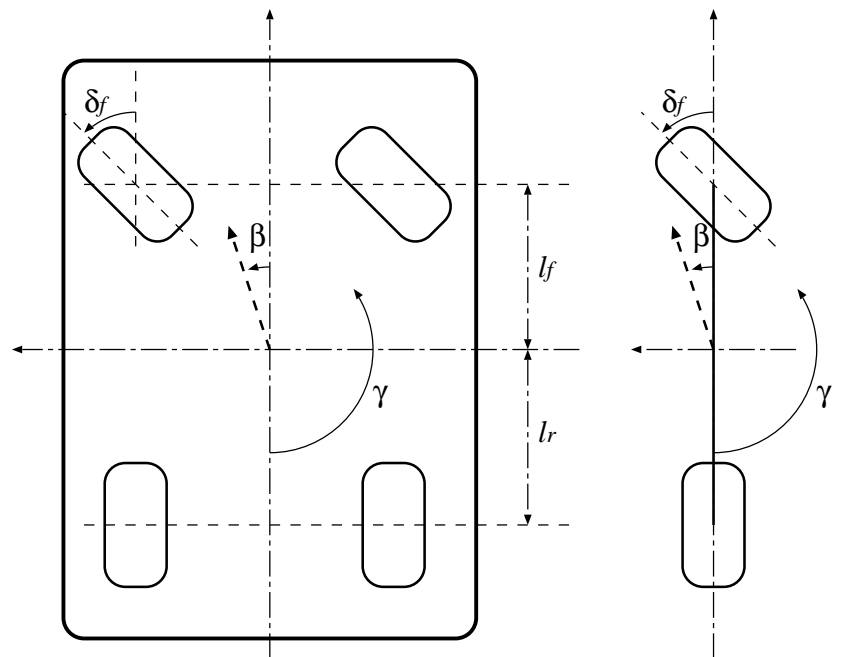


図 2.3: 4 輪モデルと 2 輪モデル

## 2.2 ヨー制御と組み合わせた運動制御手法の例

自動車の運動方程式より、車両を制御する量としてヨーモーメント ( $M$ ) と前輪舵角 ( $\theta_f$ ) の 2 つがある。車両旋回運動の自由度を  $\gamma, \beta$  の 2 つとすれば、モーメントと舵角によって車両旋回運動を制御することが妥当であると思われる。

本節で紹介する手法 [5] はモデルマッチング手法により車両運動をノミナル化している。規範モデルは舵角からヨーレートまで 1 次遅れ特性をもち、横滑り角は 0 になるように設定してある。制御器のブロックダイアグラムを図 2.4 に示す。

入力は操舵角  $\delta_f$  観測する状態量および出力はヨーレート  $\gamma$  と横滑り角  $\beta$  である。操作量はヨーモーメント  $M$  および前輪補償舵角  $\Delta\delta_f$  である。

この制御器ではフィードバックとフィードフォワードを組み合わせた状態制御を行っている。制御の結果はシミュレーションによって示されている。シミュレーションの設定は、80[km/h] で走行中に制動を行いながら旋回する状況である。図 2.5 は車両の挙動を、図 2.6 は横滑り角の変化を表している。

シミュレーション結果より制御がある場合は車両の不安定な挙動が抑えられていることがわかる。この研究のようにアクティブ操舵によって車両運動の安定化が可能になる。

## 2.3 ステアバイワイヤを用いた運動制御手法の例

### 2.3.1 ステアバイワイヤの特徴

Steer by wire (SBW) は、drive-by-wire や brake-by-wire、アクティブサスペンションなどを含む、“By-Wire” 技術の一つである。SBW では操舵角と転舵角を独立に制御できるため制御の自由度が高く、究極のステアリング方式として注目されている。

### 2.3 ステアバイワイヤを用いた運動制御手法の例

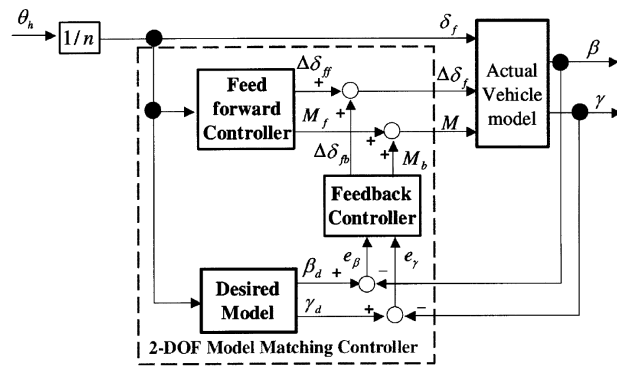


図 2.4: 統合制御系ブロック図

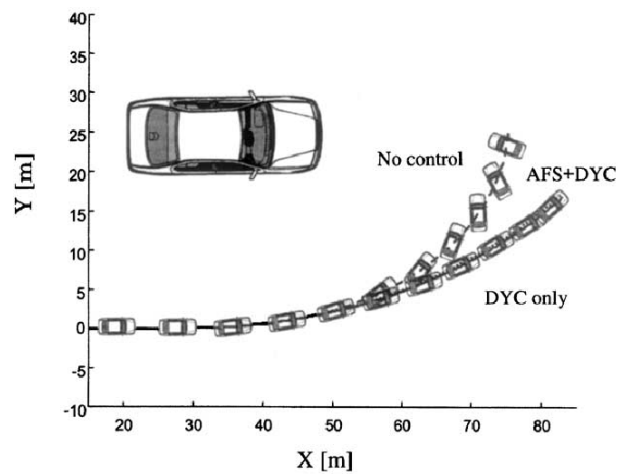


図 2.5: シミュレーションによる制御効果の確認

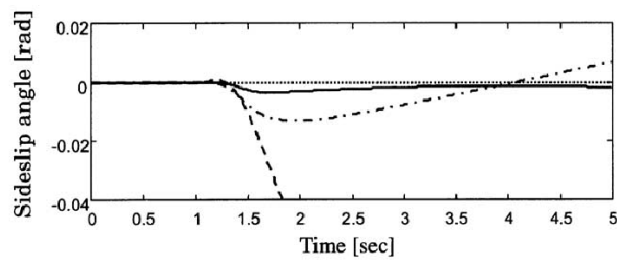


図 2.6: 横滑り角の変化 (実線)

例えば、EUにおけるいわゆる“X-By-Wire”プロジェクト [6] は、Daimler Chrysler, Robert Bosch などメーカーと大学が参加し、“By-Wire”技術についてさまざまな研究がなされた。SBW もその中の一分野である。特にフェイルセーフに主眼を置いた通信方式 (TTP/C) の開発や、ステアリングモータの検討、リアルタイム性の確保などが議論された。

また、GM は“By-Wire”技術と燃料電池を組み合わせた“Hy-Wire”という自動車を走行させることに成功している。“Hy-Wire”の操舵入力装置を図 2.7 に示す。この操舵入力装置は、アクセルやブレーキも兼ねており、“By-Wire”技術を高次元で融合させた例である。

SBW を従来のステアリングと比較したときのメリットは概ね次のような点である [7]。

1. 操舵入力装置の形や配置が自由に選べる
2. 操舵感を改善し路面振動を抑えることができる
3. ドライバーとの干渉せずにアクティブステアリング制御ができる
4. 条件に応じて最適の反力を与えることができる
5. ソフトウェア的にアシスト比が変更できる

これらのメリットは、大きく分けてハードウェア的メリット 1, 2 とソフトウェア的メリット 3, 4, 5 がある。次節からは、ソフトウェア的メリットとなる反力の最適化とアクティブステアリングについて解説する。

### 2.3.2 操舵反力の存在と応答遅れ感

SBW の制御方法に関する研究として、光洋精工による  $D^*$  制御について説明する [8, 9]。操舵システムの構成を図 2.8 に示す。本節では  $D^*$  制御を理解するために必要となる、操舵反力と操舵による応答遅れ感の関係について説明する。

通常我々が運転している自動車のステアリングホイールの動きは、十分剛性の高いトルクセンサを介してタイヤに拘束されている。そのため、タイヤのセルフライニングトルク (SAT) や外乱入力からステアリングホイールに伝達され、ドライバーは反力として感じている。この反力の存在が応答遅れ感と関わっていることを示したものが、図 2.9 である。図 2.9 では反力アクチュエータの付いた SBW 装置に正弦波トルクを入力しており、(a) が反力が全くない場合、(b) が適切な反力がある場合で応答を比較している。

操舵トルクと舵角の位相遅れ  $t_1$  に注目すると、反力がある場合に対して反力がない場合のほうが大きくなっていることが分かる。この位相遅れが大きいほどドライバーは操舵に対する応答遅れが大きいと感じる傾向がある。

また、実線で示されている  $D^*$  値の遅れ時間  $t_2$  も同様に、応答遅れと同じ傾向を示していることがわかる。この  $D^*$  は、次の計算式で定義される値である。

$$D^* \equiv K_1 G_y + K_2 \gamma \quad (2.12)$$

ここで、 $G_y$  は自動車の横加速度、 $\gamma$  はヨー角速度である。 $D^*$  は自動車の挙動を測定して得る値なので、車両ダイナミクスを通してドライバーが感じている応答遅れの指標として用いることができる。



図 2.7: Hy-Wire の操舵入力装置

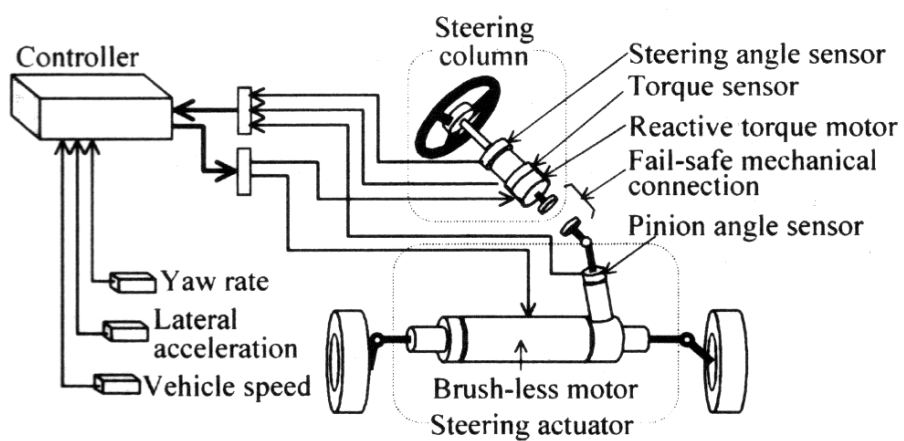


図 2.8: SBW による操舵系

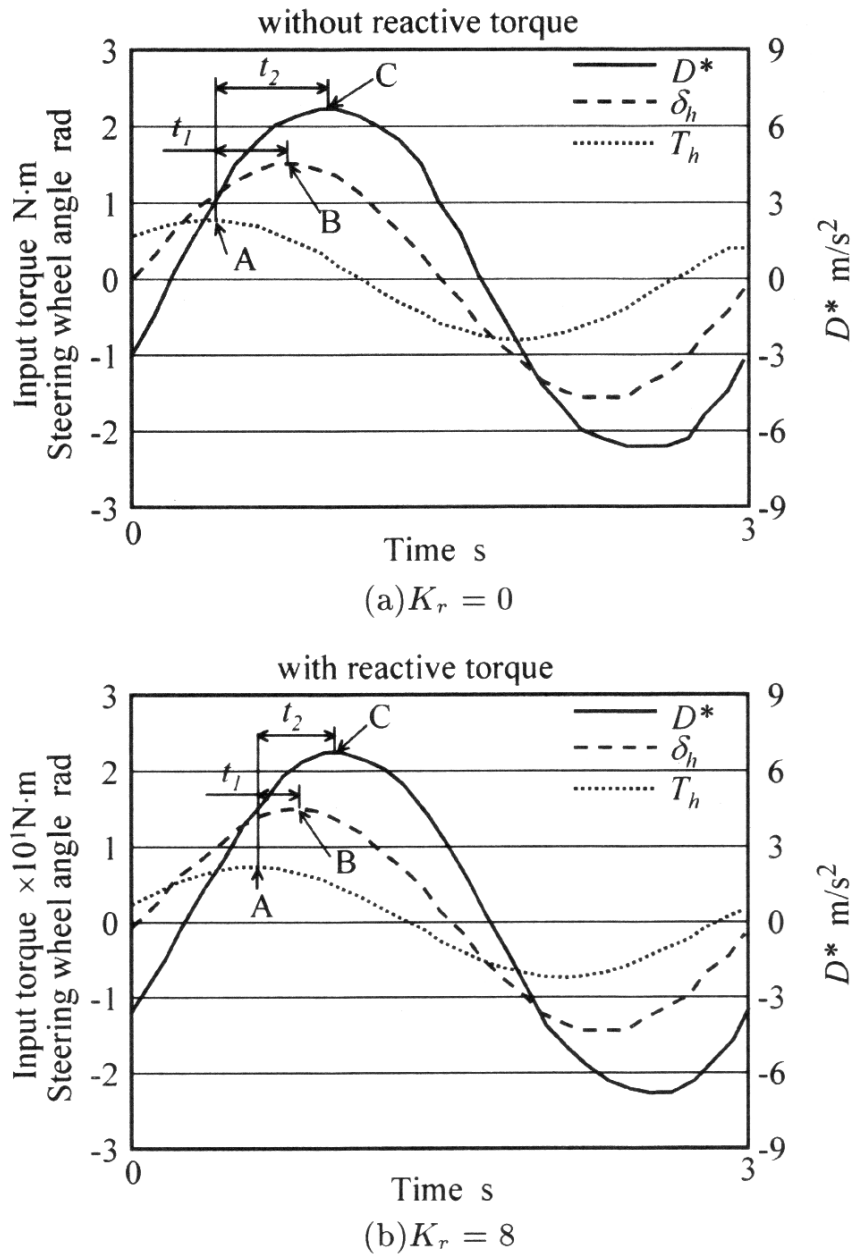


図 2.9: 操舵トルクと舵角および  $D^*$  値の関係



### 2.3 ステアパイワイヤを用いた運動制御手法の例

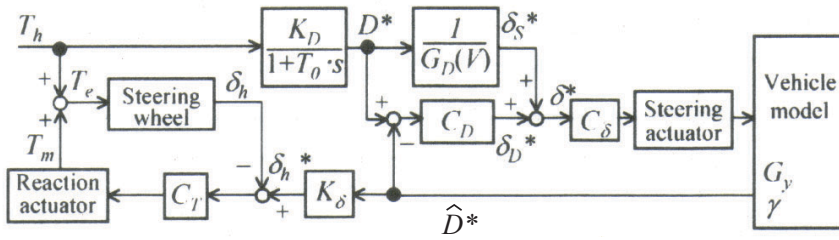


図 2.10:  $D^*$  制御のブロック図

#### 2.3.3 $D^*$ 値によるステアリング制御

SBW による前輪舵角制御を実現するためには、前輪舵角をステアリングホイール角に追従させる位置制御でも操舵の目標は達成できる。しかし、ステアリングホイールを入力装置として目標となる  $D^*$  を生成し、測定によって得られる  $D^*$  値を追従させることで、直接前輪舵角制御と比べて外乱に対しロバストな制御系が実現できる。

さらに、測定によって得た  $D^*$  値を使い、ドライバーに対して車両運動を提示することもできる。ここでは、車両運動フィードバックが可能な  $D^*$  制御について説明する。 $D^*$  制御のブロック図を図 2.10 に示す。

この制御ブロックで  $D^*$  は車両運動の目標となる  $D^*$  値であり、 $\hat{D}^*$  は実際の  $G_y, \gamma$  の測定値から計算した  $D^*$  値である。まず、ステアリングトルクから目標となる  $D^*$  値を計算し、 $\hat{D}^*$  を  $D^*$  に追従させるように前輪舵角を制御する。さらに、 $\hat{D}^*$  に比例するようにステアリングホイール角  $\delta_h$  を位置制御することで、ドライバーに反力を提示する。

#### 横風による外乱の抑制効果

$D^*$  制御では、車両の運動状態が反力に反映されるため横風やバンクなどの外乱をドライバーが認知しやすいと考えられる。直接前輪舵角制御では外乱に対するアクティブな補償は行われない。また、従来式によるステアリングでは横風による外乱を反力から判断し、適切な修正舵を与えるためには高度な運転技術が必要である。

$D^*$  制御により、横風に対して適切な修正舵が与えられている例を図 2.11 に示す。直接前輪舵角制御の場合およびヨーレートフィードバックによる場合を比較する。

直接前輪舵角制御ではドライバーによる修正舵が 1.8 秒も遅れている。これに対して、ヨーレート制御では遅れが 0.4 秒に、さらに  $D^*$  制御では 0.2 秒に短縮されており、 $D^*$  制御が横風による外乱抑圧に有効であることが分かる。

#### 圧雪路でのスリップ抑制効果

また、圧雪路におけるクイックレーンチェンジの実験結果を図 2.12 に示す。幅 3[m] のパイロンの間を 40[km/h] で通過し、10[m] 先で 7[m] オフセットした車線に移る。ちなみに 10[m] とは一般的な乗用車の車長の 2 倍程度であり、乾燥路であってもこのレーンチェンジは難しい。実験は、直接前輪舵角制御、ヨーレート制御、 $D^*$  制御で行っている。

前輪舵角制御では、操舵の初期段階でヨー角が発生しないためステアリングを切り過ぎ、結果として乗り移り時の切戻しが遅れてコースアウトしている。ヨーレート制御と  $D^*$  制御では両方とも乗り移りに成功している。

ヨーレート制御の場合、初期の操舵は前輪舵角制御と同じく切り過ぎ状態である。しか

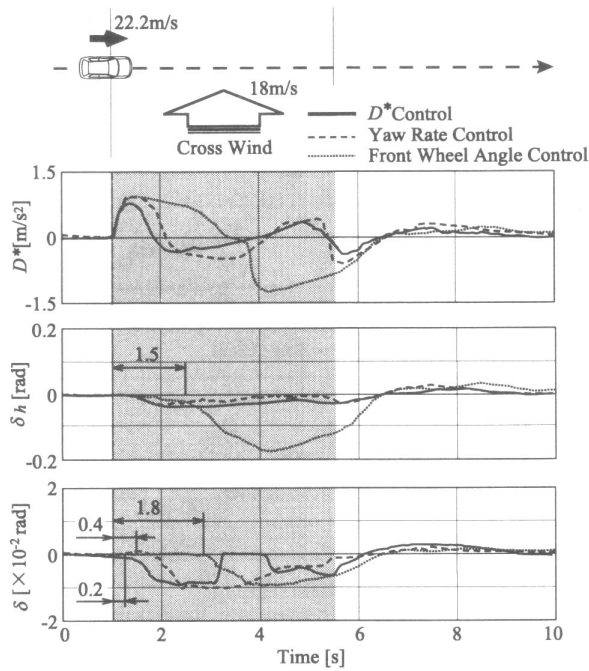


図 2.11:  $D^*$  制御による横風外乱補償

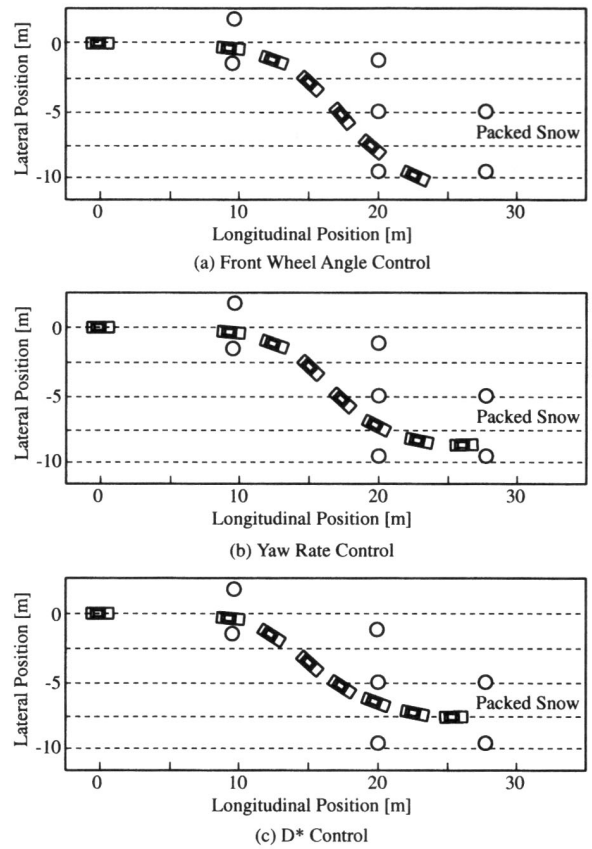


図 2.12:  $D^*$  制御によるクイックレーンチェンジ実験

## 2.4 市販車へのアクティブ操舵適用例

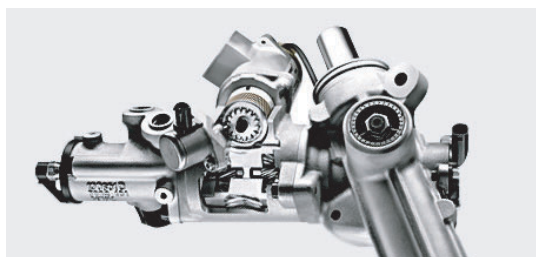


図 2.13: BMW による 2 重遊星歯車を用いた AFS アクチュエータ概観

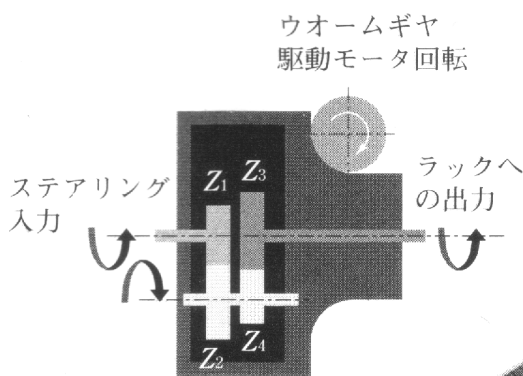


図 2.14: BMW による 2 重遊星歯車を用いた AFS アクチュエータ構造

し、制御による自動カウンターステアでヨーレートの発散を抑えている。一方  $D^*$  制御の場合は、操舵初期の段階でヨーレートの応答が速いためドライバーによる切り過ぎ自体が抑制され、次の乗り移りがスムーズに行われている。

2つの実験結果から、 $D^*$  制御もヨーレート制御も車両運動のノミナル化を達成しており、一見同じ結果に見える。しかし、 $D^*$  制御ではドライバーの不用意な操舵を抑制する効果があり、制御の介入がドライバーに的確に伝わっているという点でヨーレート制御とは大きく異なる。

## 2.4 市販車へのアクティブ操舵適用例

アクティブ操舵の技術は、既に市販車に搭載されているものがある。2005年1月時点で発売されている2種について説明する。

### ハーモニックギアによる方法

ハーモニックギアとは、特殊なスプラインを用いて同軸上で大減速比を得られる減速装置である。トヨタ自動車の「ランドクルーザー 100」シリーズでは、ハーモニックギアを用いた差動装置により可変ステアリング比 (VGRS) 制御を実現しており、低速時では減速比を小さく、高速時には減速比を大きくして操舵性の向上を図っている。

### 2 重遊星歯車による方法

2 重遊星歯車による方法は BMW 社が採用している [2]。同社の 5 series では可変ステアリング比制御のほか、オーバーステア時に自動的に反対方向に操舵する機能も実現されている。アクチュエータの概観および構造を図 2.13、図 2.14 に示す。

# 第3章 遊星歯車を用いた電動パワーステアリングの実現

アクティブ操舵を実現するためには従来のステアリングでは不十分である。本章では遊星歯車を用いた操舵機構がアクティブ操舵実現のために有利であることを示し、さらにアクティブ操舵を実現するためのモータ制御則を提案する。

## 3.1 従来式電動パワーステアリングの動作原理

現在市販されている乗用車のほとんどは、パワーステアリングが装備されている。パワーステアリングとは、軽い力でも運転できるようにドライバーの操舵力をアシストする装置である。

近年まで自動車のパワーステアリングは油圧式が主流であった。油圧式パワーステアリング(HPS)は操舵トルクによって開閉するバルブで油圧を制御し、ラック軸に推力を与える方式である。大きな出力が出るため現在でも大型の乗用車ではHPSが一般的である。

一方、油圧式に変わって近年普及しているのが図3.1のような電動パワーステアリング(EPS)である[10]。EPSはステアリング軸に取り付けたモータによって操舵力をアシストする。EPSは操舵時のみ動作するので省エネルギー性に優れる。例えば、EPSの消費エネルギーは油圧式の5%に過ぎず、燃費を3%~5%程度改善することが可能である[11]。最初にEPSが自動車への搭載されたのは1988年で軽自動車に搭載された[12]が、近年では高級乗用車にも採用される[13]など幅広く普及している。

EPSの模式図を図3.2に示す。ドライバーの操舵力はトルクセンサによって検出され、制御装置によってアシストに必要なモータ電流が制御される。EPSを制御ブロックとして表す場合は、一般的に2慣性モデルとして表す[14]。

2慣性モデルによるブロック図を図3.3に示す。トーションバーよりステアリングホイール側の慣性を $J_s$ 、タイヤ側の慣性を $J_w$ 、摩擦と剛性を $C_w, K_w$ 、トーションバーの摩擦と剛性を $C_t, K_t$ とする。また、制御器のアシストゲインを $G_c$ とする。

このとき、入力トルク $T_s$ から前輪角 $\theta_f$ までの伝達関数は

$$\frac{\theta_f}{T_s} = \frac{1 + G_c}{a_4 s^4 + a_3 s^3 + a_2 s^2 + a_1 s + a_0} \quad (3.1)$$

$$a_0 = K_w, a_1 = C_w \quad (3.2)$$

$$a_2 = J_w J_s + G_c J_s + \frac{K_w J_s}{K_t} + J_w \quad (3.3)$$

$$a_3 = \frac{C_w J_s}{K_t}, a_4 = \frac{J_w J_h}{K_t} \quad (3.4)$$

とかける。

3.1 従来式電動パワーステアリングの動作原理

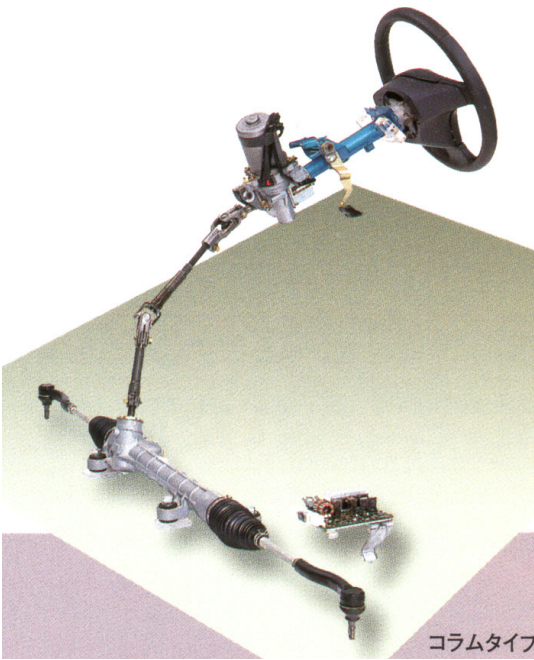


図 3.1: 電動パワーステアリング

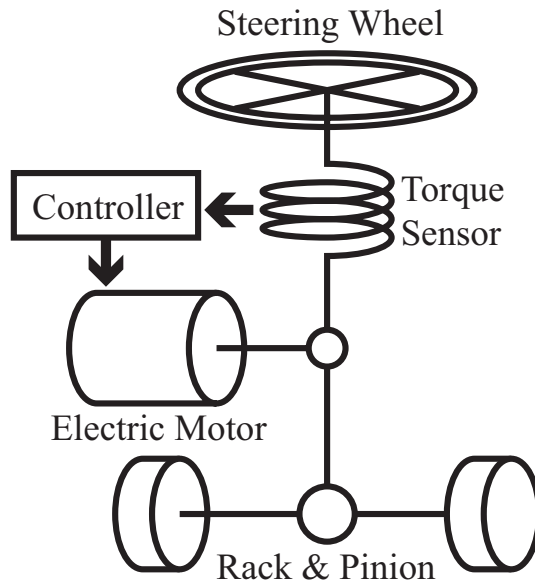


図 3.2: ステアリングモデル

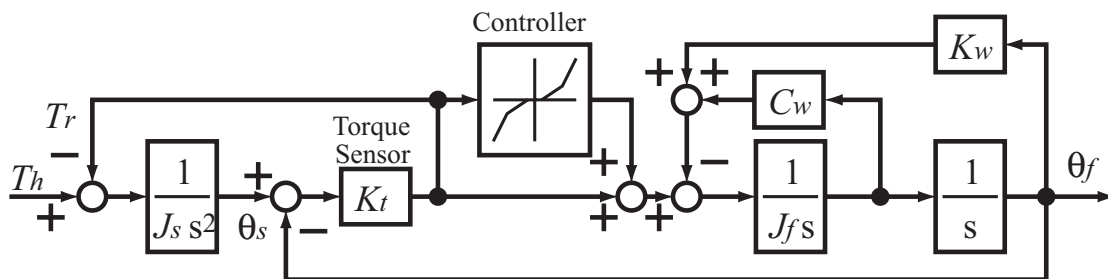


図 3.3: ステアリングのブロック図

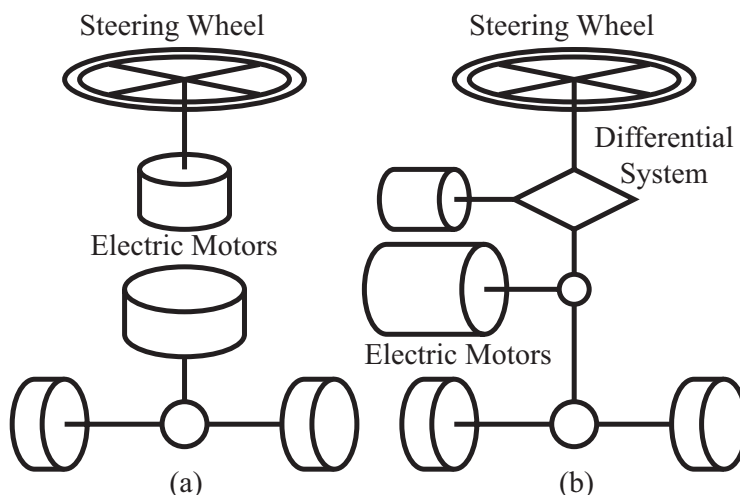


図 3.4: アクティブ操舵装置の構成

またブロック図からわかるとおり、EPS 制御器はトルクセンサで検出したトルクによってアシストトルクを決めており、モータの角度や角速度は測定していない。実際の EPS 制御器では  $G_c$  は定数ではなく不感帯などの非線形要素を含むが、油圧式パワーステアリングと同等の機構をトルクセンサとモータによって実現したものである。従って操舵角と前輪角は互いに拘束されており自由に動くことはできない点は油圧式と変わらない。

## 3.2 アクティブ操舵を実現する機構の検討

前節からわかるとおり、従来のパワーステアリングでは操舵角と前輪角が拘束されている。従って従来の構成では前輪の角度を自由に制御するアクティブ操舵を実現できない。

アクティブ操舵を実現する新しいステアリング装置は数多く提案されている。代表的な手法としては、遊星歯車やハーモニックギアなどの差動歯車を用いる手法、ケーブルとプーリー駆動による手法、操舵輪と前輪を機械的に切り離して電氣的接続とする手法 (ステアバイワイヤ) などがある。このうち、ステアバイワイヤ方式と遊星歯車方式について説明する。

### 3.2.1 ステアバイワイヤ方式

ステアバイワイヤとは、図 3.4 の模式図 (a) に示すように操舵輪と前輪が機械的に切り離されている。それぞれにはモータなどのアクチュエータが付いており、電氣的な信号処理によって連携して動くようになっている。操舵輪と前輪の間に機械的な拘束が全くないため、アクティブ操舵が実現できるのはもちろんのこと、路面状況に左右されることなく操舵感覚を自由に設定することができる。

たとえば図 3.5 に示すような制御系によってステアバイワイヤが実現できる。ステアバイワイヤ方式のメリットは次のような点にある。

- アクティブ操舵や操舵反力制御が自由に実現できる
- 操舵入力装置の形・方式・位置が自由に選べる

### 3.2 アクティブ操舵を実現する機構の検討

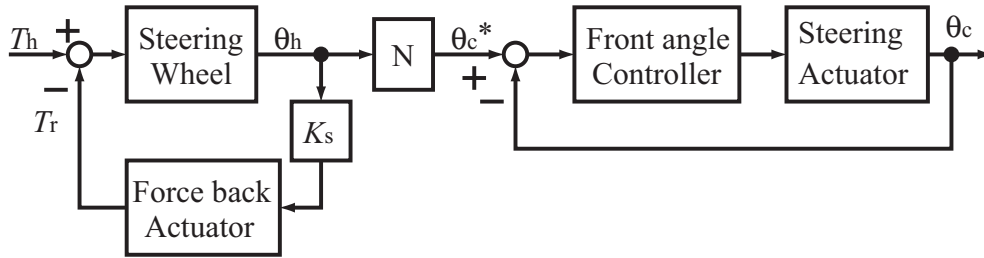


図 3.5: ステアバイワイヤによる EPS のブロック図

- 衝突時にもハンドルが飛び出さないので安全性が高い

一方で実用化においては次のような問題が指摘されている。

- アクチュエータが故障した場合の安全性確保が容易ではない
- 路面反力が機械的に伝わらず操舵感の点で運転者の支持が得にくい

将来高度な運転支援を実現するためにはステアバイワイヤは非常に魅力的である。しかし先に述べた問題が解決されていないため、ステアバイワイヤは実用化されていないのが現状である。

#### 3.2.2 遊星歯車方式

アクティブ操舵を実現するもうひとつの方法は、図 3.4 の模式図 (b) のように機械的接続を残した差動機構をもちいる手法である。遊星歯車とは自動車の自動変速機にも応用されるなど汎用性のある差動機構である。差動機構の中でも強度や剛性が高くステアリングにも適しているがバックラッシの調整にやや難点がある。

遊星歯車は図 3.6 に示すように、サンギア、プラネタリギア、リングギア、プラネタリキャリアからなる歯車の集合体である。通常、サンギア、リングギア、キャリアから動力を取り出すが、これらの角度は互いに拘束されており、自由に動くことはできない。

サンギア (A)、キャリア (D)、リングギア (C) の角度の拘束式を式 (3.5) に示す。 $\theta_A, \theta_D, \theta_C$  はそれぞれの角度とし、サンギア、リングギアの歯数は  $Z_A, Z_C$  とおく。

$$\theta_C = \frac{-1}{\alpha} \theta_A + \frac{1 + \alpha}{\alpha} \theta_D \quad (3.5)$$

$$\alpha = \frac{Z_C}{Z_A} \quad (3.6)$$

この関係式から、どれか 2 つの角度が決まると残りの 1 つの角度が一意に決定されることがわかる。さらに、出力角度はほかの 2 つの入力角度の線形和によって決まっている。つまり、遊星歯車を使って角度の加算や減算が可能になる。なお式の導出は付録 A に示すので必要に応じて参照していただきたい。

対向させた 2 組の遊星歯車による手法

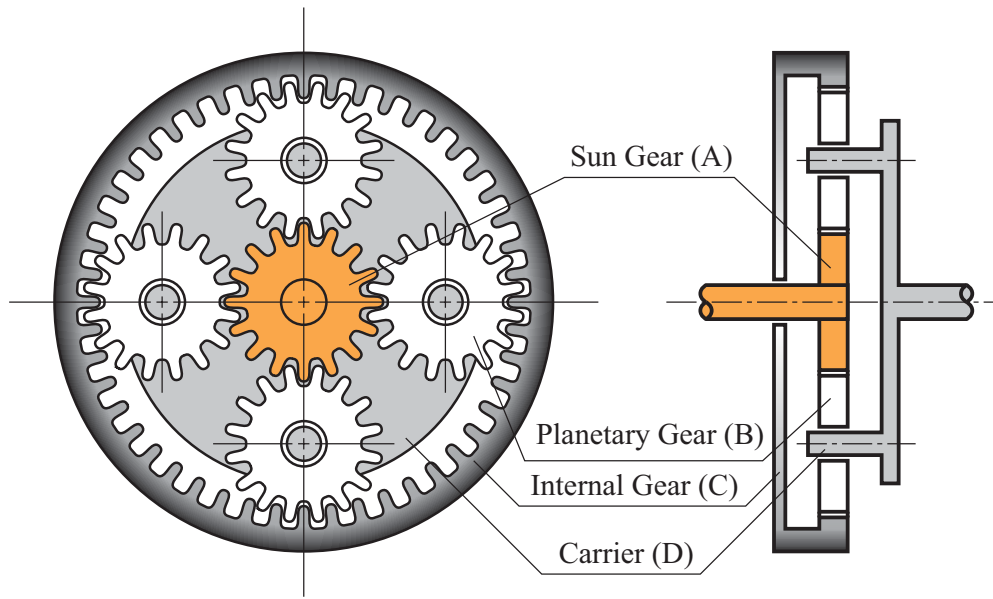


図 3.6: 遊星歯車機構

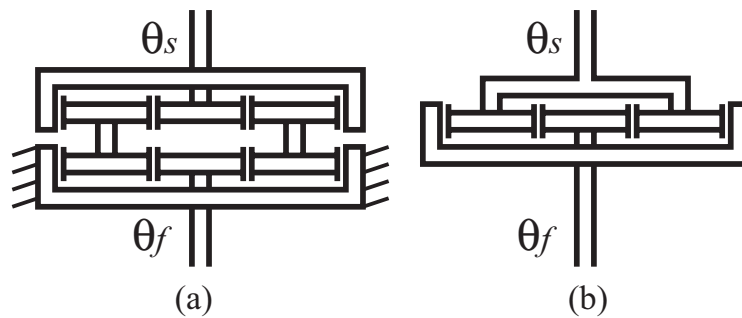


図 3.7: 遊星歯車による差動部分の比較

遊星歯車を使ってアクティブ操舵を実現し、車両運動性能を向上した研究例を示す [15]。この実験車では上位にある車両運動制御系は各種センサの情報から必要な操舵修正量を求め、下位のステアリング制御系に指令を出す。ステアリング制御系では指令に従って遊星歯車を駆動し、アクティブ操舵を実現している。

この研究によれば、操舵機構では図 3.7 の (a) に示すように遊星歯車を 2 組向かい合わせで使用している。2 組のうち片方はリングギアを固定しているため単純な減速装置として働く。もう一方はリングギアをウォームギアを介して角度制御用のモータと接続する。2 組の遊星歯車間では遊星歯車の公転によって動力が伝達される。このような構成の場合の入力  $\theta_1$  と出力  $\theta_2$  およびリングギアの角度の関係は

$$\theta_2 = \theta_1 + \frac{\alpha}{1 + \alpha} \theta_C \quad (3.7)$$

と求められる。可動側のリングギアを止めた場合には入出力間の角度差は生じないが、リングギアを駆動することで入出力間に角度差を生じる。リングギアはウォームギアによりモータと接続されており、角度は任意に制御可能である。



### 3.3 1組の遊星歯車を用いたステアリングの構成方法

#### 減速比の異なる2組の遊星歯車による手法

2組の遊星歯車を用いたもう一つの例を示す [2]。図 2.14 で示した BMW が市販している自動車に採用されている 2重遊星歯車という手法である。リングギアを用いず、遊星歯車の自転によって動力を伝達する点が特徴的といえる。アクティブ操舵としての機能は、遊星歯車が公転によって実現される。この装置における角度関係式は次の通りである。

1組の遊星歯車による手法 1組の遊星歯車を用いて差動装置とすることもできる。この場合の構成は図 3.7 の (b) に示す通りである。操舵輪をキャリアに、前輪をサンギアに接続し、リングギアをモータによって角度制御する。角度の関係は

$$\theta_C = \frac{-1}{\alpha}\theta_A + \frac{1+\alpha}{\alpha}\theta_D \quad (3.8)$$

なので、リングギアを固定した場合 ( $\theta_C = 0$ ) には入出力間に減速比が生じるが、ラック&ピニオンの設計を大きく変更する必要があり不都合である。減速比が生じないためには、リングギアを  $\theta_C = \theta_D$  となるように操舵角に追従させればよい。

#### 3.2.3 構成方法の比較

ステアバイワイヤ方式と数種類の遊星歯車方式を挙げたが、制御の点ではステアバイワイヤ方式が優れていることは明らかである。遊星歯車方式では前輪の受ける路面反力が必ずハンドルに伝わるため、反力制御に工夫が必要である。

一方遊星歯車方式のメリットは、ハンドルから路面まで機械的な接続があるため安全確保や操舵感覚の点で有利であること、また遊星歯車自体が既存の汎用技術であり強度や製造法に関する蓄積が多いことである。従って実用化には一番近い手法といえる。

アクティブ操舵による運転支援を早く実現するためには、遊星歯車を用いたアクチュエータを使用しながら、反力制御手法を工夫してステアバイワイヤに近づけることが最も現実的と考えられる。特に1組の遊星歯車を用いた方式は摩擦やバックラッシも少なく、ステアバイワイヤと等価な制御が実現できる可能性がある。

このような理由から、本論文では1組の遊星歯車を用いたアクティブ操舵アクチュエータを用いることにする。

### 3.3 1組の遊星歯車を用いたステアリングの構成方法

#### 3.3.1 ステアリング装置の構成

図 3.8 に1組の遊星歯車を用いた電動パワーステアリングの構成を示す。遊星歯車とそれを駆動するサブモータ以外は従来式の EPS と同じ構造である。ただしトーションバーによるトルクセンサは不要である (理由は後述する)。

アクティブ操舵装置では、ステアリングホイールとアシスト用のメインモータの間に遊星歯車を挿入している。遊星歯車のうちキャリアを操舵側、サンギアを前輪側に接続し、リングギアはサブモータに接続されている。

このような接続にしている理由は、同軸上で出力を取り出すためにサンギアとキャリアを操舵・前輪側と接続していることにある。また、サンギアとキャリアを逆にしても差動

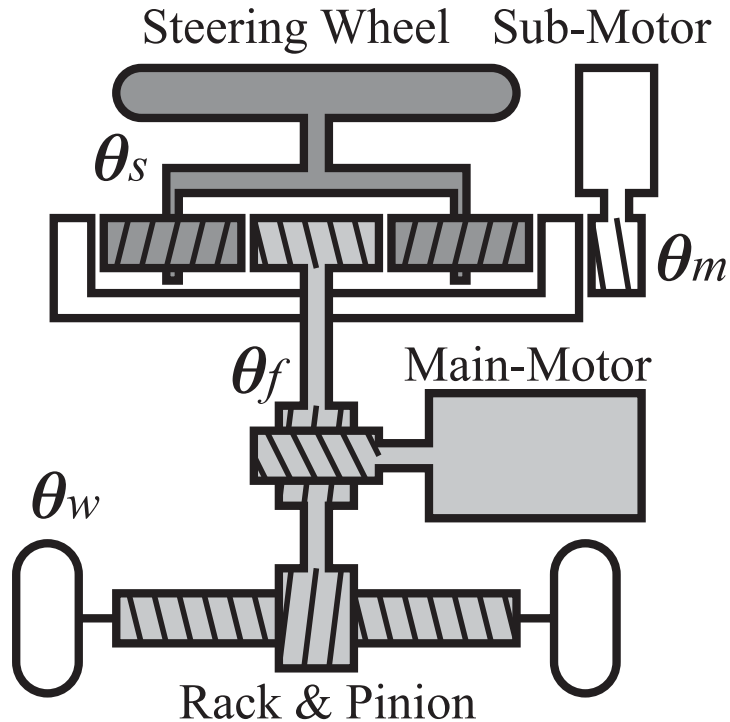


図 3.8: 遊星歯車機構を用いた AFS アクチュエータの構成

機構は成立するが、サブモータの容量が小さくできる点でも図 3.8 の構成が有利であると考ええる。

### 3.3.2 トルクセンサ不要のパワーアシスト手法

遊星歯車のトルク関係式は

$$T_A = \frac{T_C}{\alpha} = -\frac{T_D}{\alpha + 1} \quad (3.9)$$

と表せる (導出は付録参照)。式 (3.9) に示したとおり、遊星歯車の各出力軸に伝達されるトルクの比は歯車比のみで決まる。図 3.8 の構成でリングギアのトルクを推定できれば、他の軸のトルクも式 (3.9) より計算できるため、トルクセンサを必要としない EPS が実現可能になる。

実験装置では、式 (3.11) に従ってサブモータを常に角度制御している。よって、角度制御に必要なサブモータの電流そのものを操舵トルクとみなすことができる。サブモータ電流  $i_{sub}$  からアシスト電流  $i_{assist}$  を求める式は

$$i_{assist} = \left(1 + \frac{1 + \alpha}{\alpha} K_a\right) \frac{N_w}{N_r} i_{sub} \quad (3.10)$$

である。ここで、 $N_w$  アシストモータの減速比、 $K_a$  はアシスト比である。

### 3.4 ステアリング制御系の設計

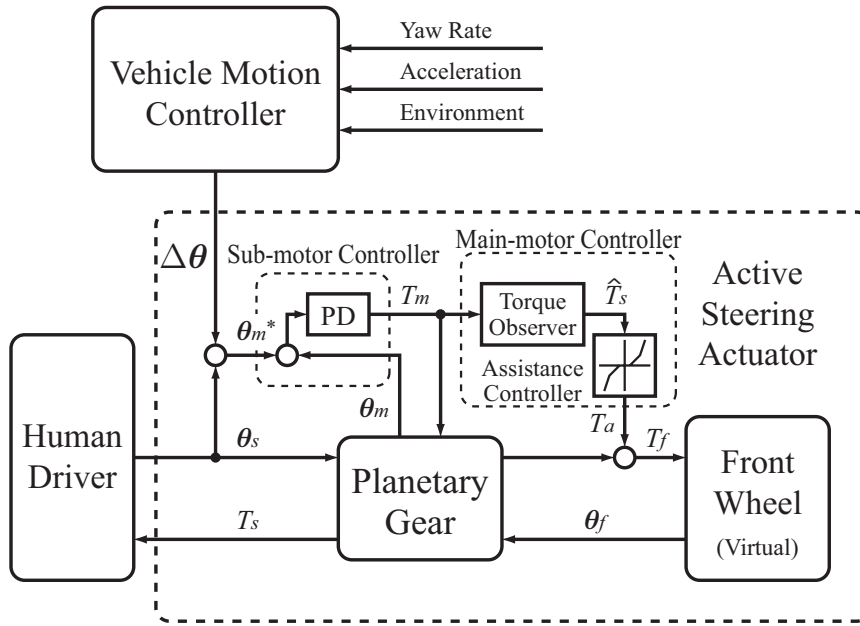


図 3.9: アクティブ操舵装置の制御系の構成

### 3.4 ステアリング制御系の設計

図 3.9 に 1 組の遊星歯車によるアクティブ操舵装置の制御ブロック図を示す。

サブモータの制御則

式 (3.5) に示すように、サブモータによってリングギアの角度を変えることで、操舵角とは独立に前輪角を制御することができる。リングギアの角度を操舵角と等しく追従させれば ( $\theta_C = \theta_D$ )、通常の EPS として動作する。

本実験装置はハンドル角とサブモータ角を測定するためにそれぞれエンコーダを持っており、通常時はサブモータが操舵角に追従して動く。AFS 動作時には前輪が目標角度になるようサブモータを駆動している。サブモータの角度指令  $\theta_m^*$  は

$$\theta_m^* = \theta_s - \frac{\Delta\theta}{\alpha} \quad (3.11)$$

とする。ただし  $\theta_s$ 、 $\theta_f$  は操舵角と前輪角である。角度制御則は比例および微分制御で、角速度を  $\omega$  で表せばモータトルク  $T_m$  は

$$T_m = K_p(\theta_m^* - \theta_m) + K_d(\omega_m^* - \omega_m) \quad (3.12)$$

である。

メインモータの制御則

メインモータは通常の EPS と同じ制御でよい。ただし通常の EPS ではトルクセンサによって操舵トルクを測定しているが、提案手法ではサブモータの電流を操舵トルクとみなしている。サブモータ電流を  $T_m$ 、アシストトルクを  $T_a$ 、アシスト比を  $K_a$  とすれば

$$T_a = \left(1 + K_a \frac{1 + \alpha}{\alpha}\right) T_m \quad (3.13)$$

である。 $T_m$  のみの項がある理由は、遊星歯車によってサブモータで吸収されたトルクを補償するためである。操舵系全体でのトルクの流れを模式化して図 3.10 に示す。遊星歯車で

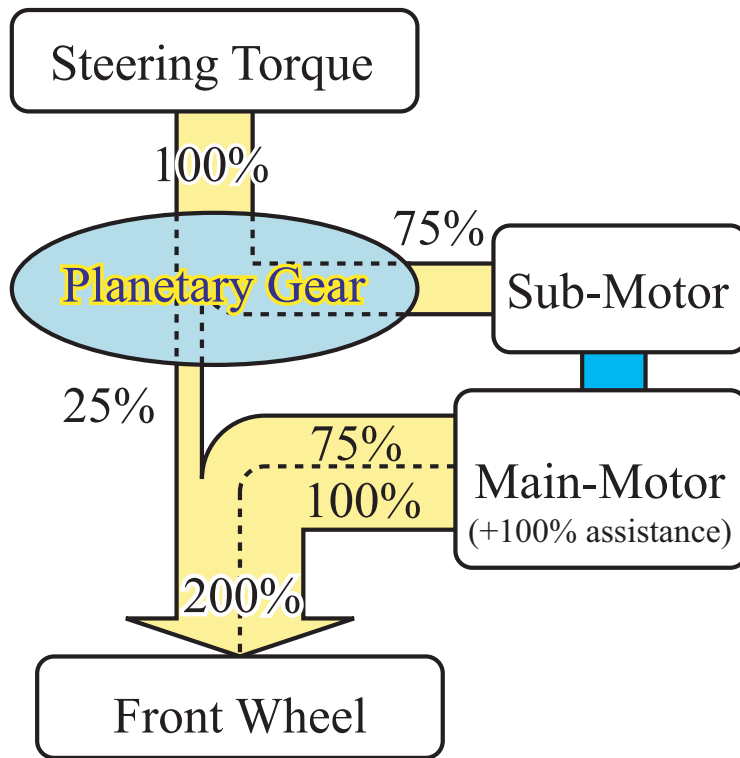


図 3.10: 操舵系のトルクの流れ

の  $\alpha = 3$  とした場合、操舵トルクの 75% がサブモータで吸収され、メインモータではアシストトルクとともに出力される。

### 3.5 遊星歯車の角度関係に着目した車両運動制御の提案

本節では遊星歯車があつ角度を加減算する機能を使った車両運動制御手法を提案し、シミュレーションにより安定したレーンチェンジができることを示す。

#### 3.5.1 ヨーレートフィードバックによる車両運動制御

自動車の旋回運動状態を表す状態量としてもっとも代表的なものはヨーレート  $\gamma$  である。いま、前輪舵角  $\theta_f$  に対するヨーレートの遅れは、式 (3.14) のような 1 次遅れとして表せるものとする。

$$\frac{\gamma}{\theta_f} = \frac{1}{J_v s + C_v} \quad (3.14)$$

補償角度  $\Delta\theta$  は、図 3.11 のように操舵角とヨーレートを比較してフィードバックすれば、ヨーレートが急激に大きくなった場合に前輪角を小さし、ヨーレートの増加を防ぐことができる。また、通常操舵においてもヨーレート応答特性が向上する。

このときの角度の関係は、

$$\theta_f = \theta_s + K(\theta_s - C_v \gamma) \quad (3.15)$$

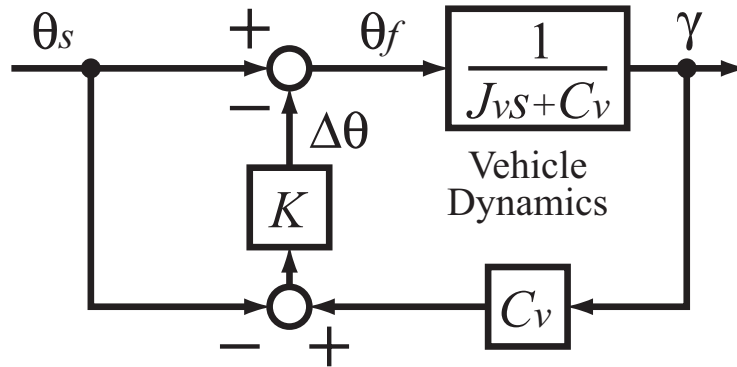


図 3.11: ヨーレートフィードバックによる AFS

である。したがって、

$$\frac{\gamma}{\theta_s} = \frac{1}{\frac{J_v}{1+K}s + C_v} \quad (3.16)$$

である。式 (3.15) と遊星歯車の角度の基本式 (3.17) を比較すると、両者は形が良く似ていることに気付く。

$$\theta_A = \theta_D + \alpha(\theta_C - \theta_D) \quad (3.17)$$

すなわち、 $K = \alpha$ ,  $\theta_D = C_v \gamma$  とおいた場合が式 (3.15) に一致しており、1組の遊星歯車で AFS が実現できることを示している。

ステアリング系の構成は図 3.8 と同じである。リングギアの角度  $\theta_m$  はサブモータにより位置制御する。制御則は式 (3.15) より

$$\theta_m = C_v \gamma \quad (3.18)$$

と決める。このとき車両のヨーレート応答特性は

$$\frac{\gamma}{\theta_s} = \frac{1}{J_v s / (1 + \alpha) + C_v} \quad (3.19)$$

である。つまりヨーレート応答の極は  $-(1 + \alpha)C_v / J_v$  になる。

AFS の動作を模式的に示すと図 3.12 のようになる。縦軸にそれぞれの回転角度を表すと、 $\theta_m, \theta_s, \theta_f$  は一直線上に並ぶ。この直線の動きが角度の変化と対応している (詳細は付録を参照)。

$\theta_m$  は  $\gamma$  に追従しているため、ステアリングの切りはじめでは  $\theta_s$  と  $\theta_f$  のみが動く (Step 1, 2)。このとき、 $\theta_f$  は  $\theta_s$  よりも速く動くので、位相を進める効果がある。実際にヨーレートが発生すると  $\theta_m$  も動きはじめ (Step 3)、最後に  $\theta_m, \theta_s, \theta_f$  がつりあう点で安定する (Step 4)。また、外乱によってヨーレートが急激に大きくなった場合、 $\theta_m$  が大きく  $\theta_f$  が小さくなるので、ヨーレートの変化を打ち消す方向に制御される。

すなわち、リングギアの角度を  $\gamma$  に追従させることで、自動的にヨーレートフィードバック型 AFS が実現されることが分かる。また AFS の動作は、遊星歯車機構が角度を演算するという本質的な機能によって実現されている。遊星歯車のモデルを含んだブロック図は図 3.13 のように表すことができる。

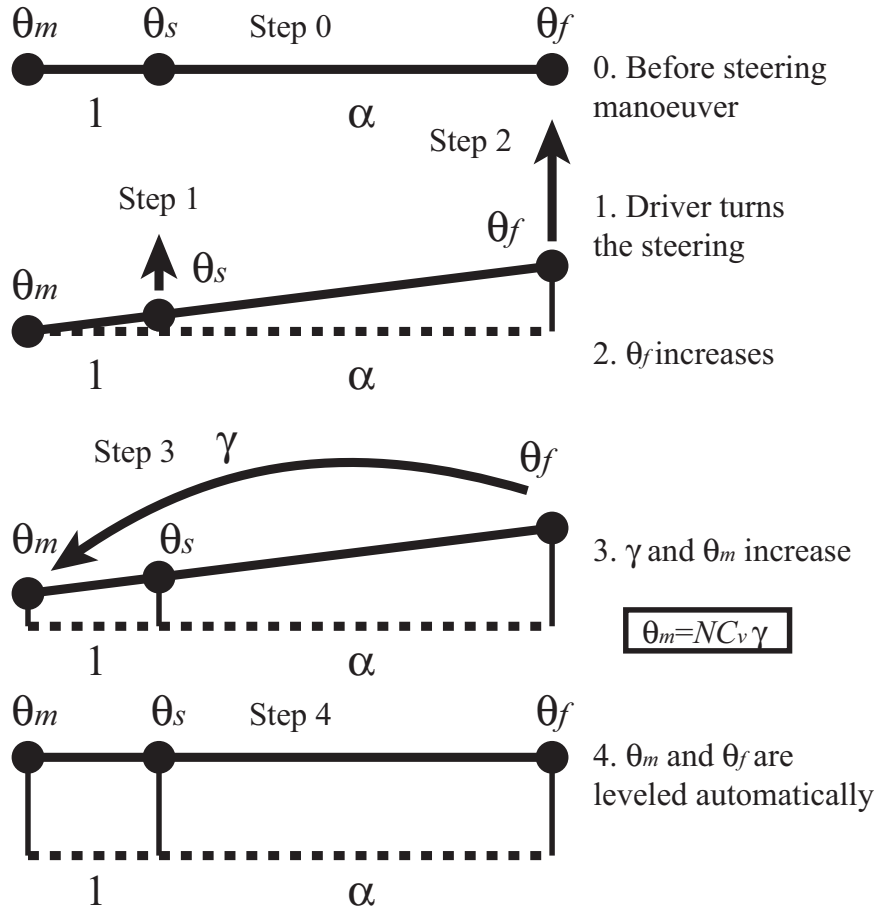


図 3.12: AFS 動作の模式図

### 3.5.2 逆モデルを用いたコントローラ設計

ヨーレートを直接サブモータの角度に対応させるだけでは、遊星歯車の歯車比でヨーレートの応答特性が決まってしまう。そこで、リングギアの角度指令制御器にノミナルモデルの逆モデルを用いた AFS の調整方法を示す。

いま、実際の自動車のヨーレート応答

$$\frac{\gamma}{\theta_f} = \frac{1}{J_v s + C_v} = P(s) \quad (3.20)$$

に対して、ノミナルモデルのヨーレート応答  $P_n(s)$  を

$$P_n(s) = \frac{1}{J_n s + C_n} \quad (3.21)$$

とする。図 3.14 のブロック図でに示すように、 $P_n(s)$  の逆関数を制御器に適用した場合、 $\theta_s$  から  $\gamma$  までの伝達関数は

$$\frac{\gamma}{\theta_s} = \frac{1 + \alpha}{\alpha P_n(s)^{-1} + P(s)^{-1}} = \frac{1}{J'_v s + C'_v} \quad (3.22)$$

と表される。ただし

$$J'_v = \frac{J_v + \alpha J_n}{1 + \alpha}, \quad C'_v = \frac{C_v + \alpha C_n}{1 + \alpha} \quad (3.23)$$

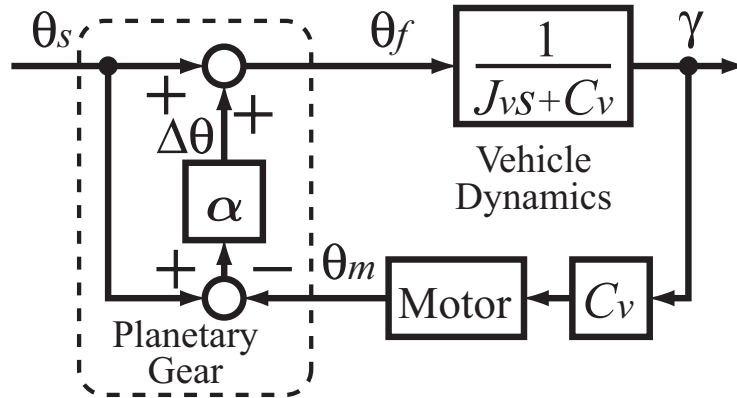


図 3.13: AFS のブロック図

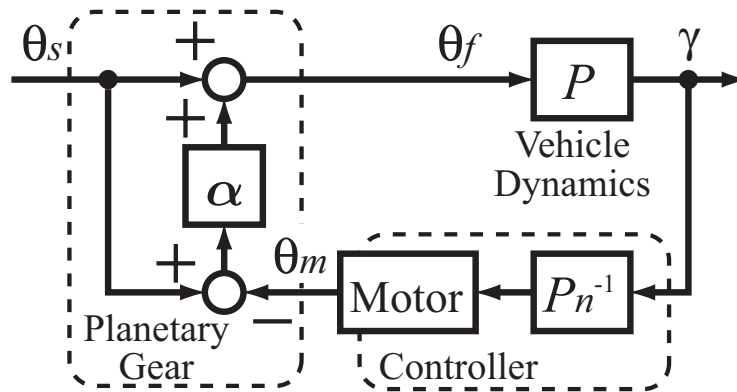


図 3.14: 逆モデルを用いた AFS のブロック図

である。

式 (3.22)、式 (3.23) より明らかなように、 $J_n, C_n$  を変化させることで応答特性を自由に定めることができるようになった。 $J_n = J_v, C_n = C_v$  と設定すれば、外乱抑圧効果を残しながら通常のヨーレート応答が得られる。

### 3.5.3 レーンチェンジを模したシミュレーション

AFS 動作時のシミュレーションを行う。シミュレーションに用いたステアリング系の諸量は表 3.1 に示す。車両は 4 輪非線形モデルを用いて、乾燥路面 ( $\mu = 0.9$ ) を 50[km/h] で走行しながらのレーンチェンジを模擬する。AFS の効果を確認するため、時間  $T = 1.9[\text{sec}]$  より  $T = 2.1[\text{sec}]$  まで、後輪で摩擦係数が  $\mu = \mu_1$  に下がり、スリップを起こしている状況を模擬する。

走行軌跡と舵角の変化を図 3.15 に示す。AFS が介入しない場合は自動車がスピンするため、走行軌跡が大きく外れている。一方 AFS 制御がある場合は、レーンからの逸脱が抑えられていることが分かる。

表 3.1: ステアリング系の諸量

	慣性 [kgm <sup>2</sup> ]	粘性 [Nmsec/rad]	剛性 [Nm/rad]
ハンドル	0.001	0.01	0
サブモータ	0.001	0.01	0
シャフト	0	0	200
前輪転舵系	0.1	3.0	30.0

### 3.5.4 アクティブ操舵と反力の干渉

いま、ステアリングが人間によって拘束されていることを前提に、拘束力の違いが AFS 制御系に与える影響を検証する。人間による拘束をばねと等しい効果であると考え、剛性を  $K_h = 0.1, 1.0, 10.0$ [Nm] と仮定する。このとき AFS による角度制御の開ループ伝達関数の周波数応答を図 3.16 に示す。

保舵力が変わっても安定性を損なうことはないが、保舵弱くなるに従って AFS の効果が小さくなることが読み取れる。特に  $K_h = 0.1$  になるとアクティブ操舵の角度指令がまったく実現されなくなる恐れがある。

保舵力による影響は図 3.15 の操舵角の変化にも現れている。AFS が動作した瞬間、0.5[rad] 程度ハンドル角が大きくなる。ボーデ線図で示したように保舵力が弱いほどこのような現象が大きく出ると考えられる。

このシミュレーションにより、実際の AFS アクチュエータを制御する場合は保舵力による AFS 制御系への影響を考慮しなければならないことがわかった。



3.5 遊星歯車の角度関係に着目した車両運動制御の提案

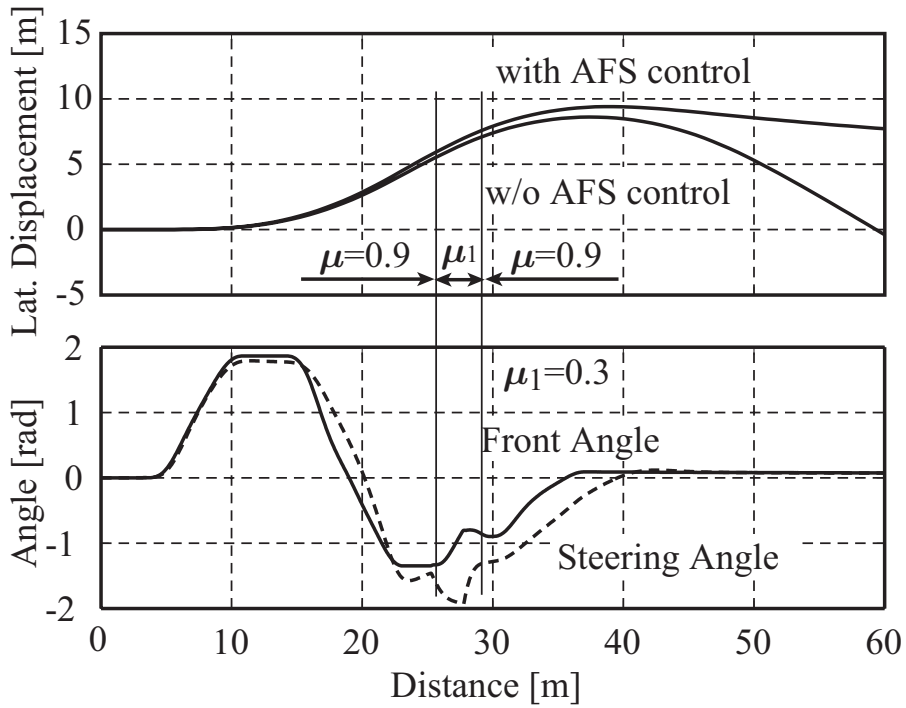


図 3.15: 提案手法によるレーンチェンジ

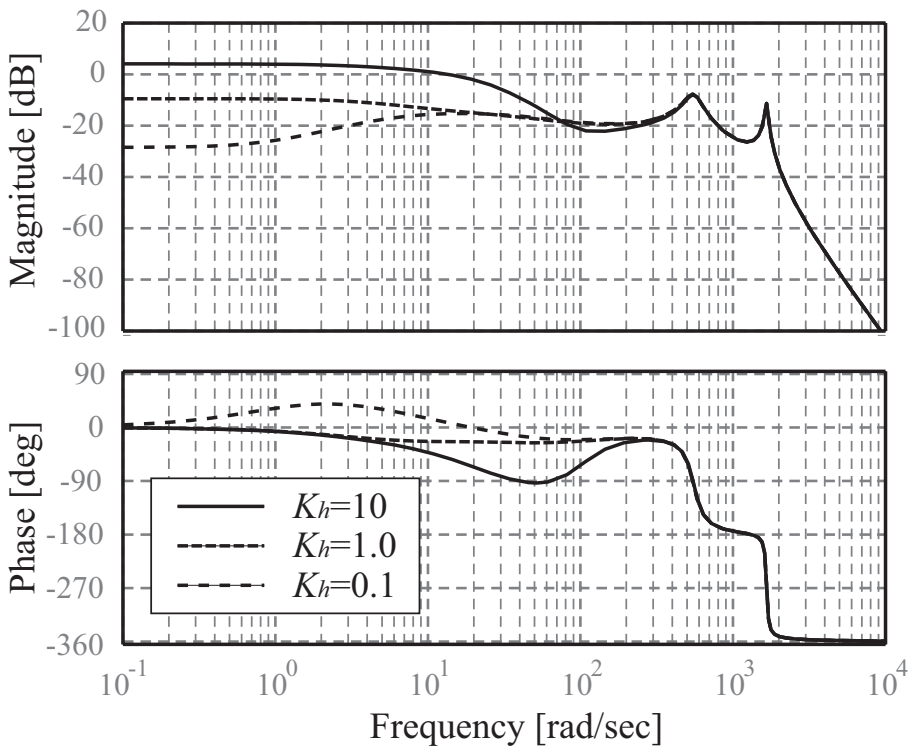


図 3.16: AFS 制御系の周波数特性

# 第4章 ステアリング模擬装置を用いたアクティブ操舵の実験

本章では自作したステアリング模擬装置を用いてアクティブ操舵の実験を行った結果を示す。実験は6種類の差動角パターンについて行い、最終的には角度制御と操舵反力が相互干渉する問題点を示す。

## 4.1 実験装置の構成

### 4.1.1 ハードウェア構成

1組の遊星歯車によるアクティブ操舵装置は市販されていないため、装置を自作してアクティブ操舵の実験を行った。実験方法として自動車へ取り付けて実験する方法と、台上に固定して実験する方法があるが、本研究はステアリング装置における角度やトルク制御について論じるものである。従って台上実験の方が再現性が良く、外乱も自由に設定できると考え、金属製の台の上に装置を載せた図4.1のような模擬装置とした。向かって右にモータドライバ、左に実験機本体が設置してある。電源は12[V]のスイッチング電源を用いている。

実験装置の構成を図4.2に示す。ステアリングホイール、遊星歯車、EPSモータ&ウォームギアアセンブリが一直線上に並び、平行してサブモータ、エンコーダが取り付けられている。

遊星歯車の部品は標準品の歯車やベアリングを使いキャリアを自作した。歯数の比は

$$\alpha = \frac{Z_C}{Z_A} = 3 \quad (4.1)$$

である。

EPSアセンブリは実際の自動車に用いられているものと同じである。定格電流45[A]の直流ブラシ付きモータである。サブモータにも同一のモータを使っている。

エンコーダは3つあり、ステアリング角、サブモータ角、前輪角をそれぞれ測定できる。分解能は3600[ppr]だが測定回路で4倍しているため実質上14400[ppr]である。

なおタイヤ反力は機械的に伝わらないため、タイヤの特性に合わせた反力をメインモータによって模擬している。そのほかの仕様は表4.1に示す。

#### 4.1 実験装置の構成

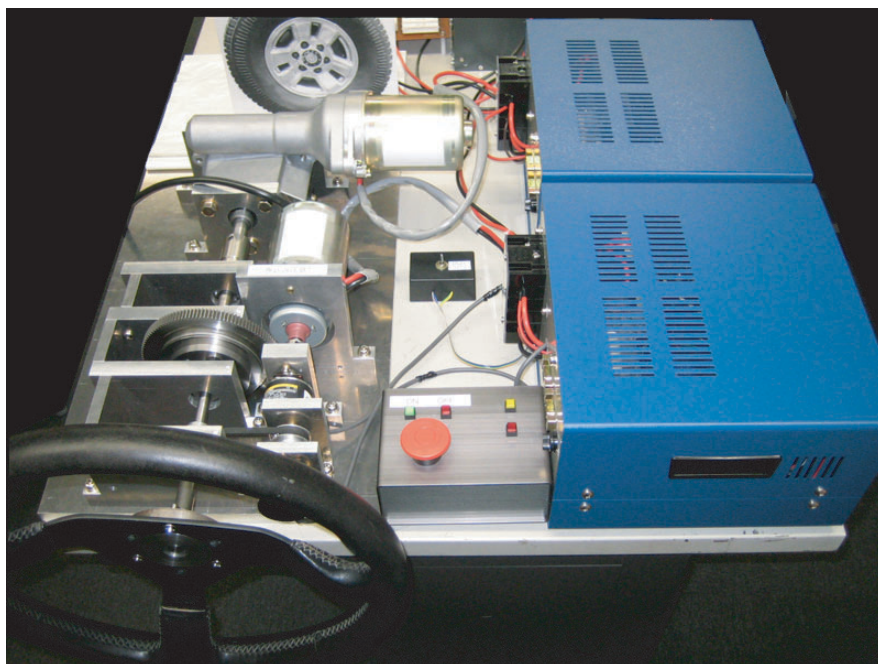


図 4.1: 製作した実験装置

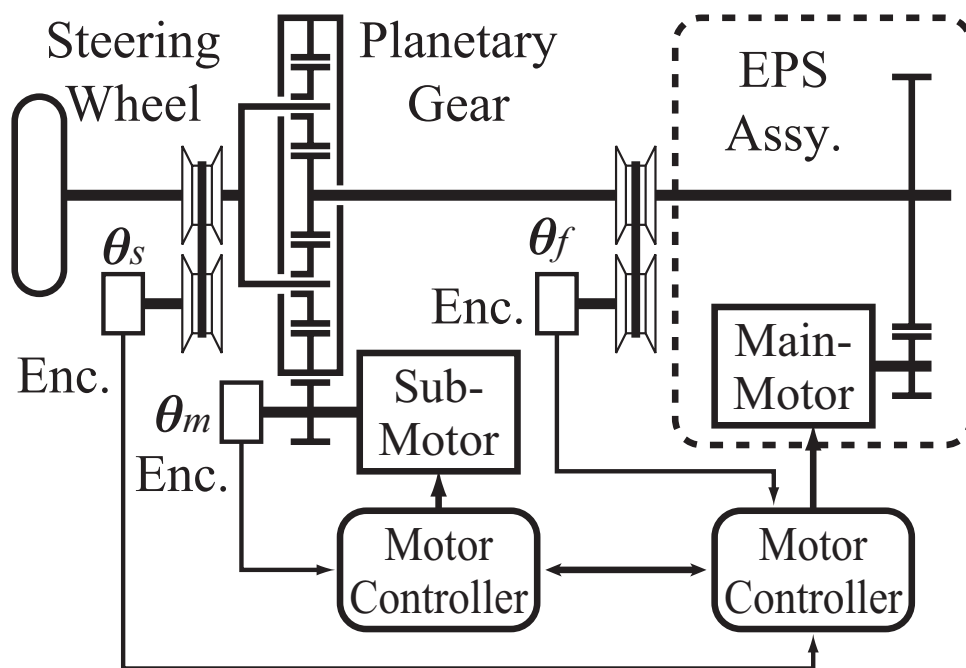


図 4.2: 実験装置の構成

表 4.1: 実験装置の仕様

モータドライバ	
駆動方式	PWM 4 象限チョッパ
定格出力	10[V] 25[A]
変調周波数	20[kHz]
電流制御周期	0.1[msec]
角度制御周期	1.0[msec]
CPU	ルネサス H8-3052
遊星歯車	
太陽歯車歯数	24 枚
遊星歯車歯数	24 枚
リングギア内歯歯数	72 枚
リングギア外歯歯数	120 枚
モータピニオン歯数	24 枚
体格	$\phi = 120, d = 40$ [mm]
その他	
ステアリングホイール径	350[mm]
ウォーム減速比	1:18

#### 4.1.2 制御系設計と模擬負荷の特性

制御系の設計は 3.4 節で示したとおりである。サブモータはフィードバックによる角度制御、メインモータはトルクアシストを行う。

メインモータのアシストトルク  $T_{assist}$  は操舵トルクの推定値  $T_s$  にアシスト比  $K_a$  を乗じて

$$T_{assist} = K_a \cdot T_s \quad (4.2)$$

のように求めている。

また負荷トルク  $T_{load}$  は SAT およびタイヤの摩擦をそれぞれ  $K_f, C_f$  として

$$T_{load} = K_f \theta_f + C_f \dot{\theta}_f \quad (4.3)$$

のように模擬している。

実際の自動車ではタイヤからの反力成分として摩擦や SAT があるが、自作した実験装置では外部から負荷を与えることができない。そこでアシスト用のモータを用いて負荷を模擬している。従ってアシスト用モータのトルク目標値  $T_m$  は

$$T_m = T_{assist} - T_{load} \quad (4.4)$$

と計算される。

## 4.2 実験装置の操舵特性

ステアリング装置の特性を知るために、正弦波上の操舵角を入力し操舵角と操舵トルクとの関係をグラフ化する方法が一般的に用いられている [16]。この手法によって、実験装置で負荷特性が操舵力に反映されているかどうか知ることができる。

実験は2種類の異なる模擬負荷において行った。負荷特性とアシスト比を表 4.2 に示す。

表 4.2: 操舵実験に用いた負荷特性

	負荷剛性 $K_f$ [Nm/rad]	負荷粘性 $C_f$ [Nm/(rad/sec)]	アシスト比 $K_a$
実験 1	10.0	1.0	4.0
実験 2	10.0	10.0	4.0

実験 1 の結果を図 4.3 に、実験 2 の結果を図 4.4 に示す。参考として市販の EPS で周期操舵を行ったときのトルク測定結果を図 4.5 に示す。

実験結果より負荷の摩擦を大きくしたほうがヒステリシスが大きくなっていることが分かる。よって提案するパワーステアリングによって路面反力が操舵反力として伝達できることがわかる。

## 4.3 アクティブ操舵の介入を想定した操舵実験

本章ではアクティブ操舵による角度制御が介入した場合を実験装置で模擬し、操舵角や反力への影響を検証する。

### 4.3.1 実験条件

実験装置を用いて、緊急時の AFS 動作を模擬した実験を行った。AFS 指令である  $\Delta\theta$  は上位の運動制御系から与えられるものだが、本実験ではあらかじめ決められたパターンを与えることにする。AFS 指令パターンは図 4.7 および図 4.6 のような立上り、立下り時間や角度の異なる 6 通りとした。

パターン 1~4 は操舵中に AFS 制御が働き、前輪側の回転角を  $\Delta\theta$  だけ強制的に戻し、1 秒後に復帰するパターンである。 $\Delta\theta$  は -30[deg], -60[deg], 30[deg], 60[deg] の 4 通り、指令値の立上り・立下り時間が 0.3 秒のパターンである。なお角度が正の方向を左回りとする。

パターン 5, 6 は立上り立下り時間が 1 秒のなめらかな波形である。最大値は -60[deg] と 60[deg] である。

負荷の設定は共通で、 $K_f = 10.0$ [Nm/rad],  $C_f = 1.0$ [Nm/(rad/sec)] である。プログラムスタートと同時にドライバーは左に 90 度ハンドルを切る。その後 AFS パターンを開始しパターンを終えると AFS は終了する。その間、ドライバーは通常の運転時と同じようにハンドルを保持しているものとする。パワーアシストのアシスト比は  $K_a = 4$  である。

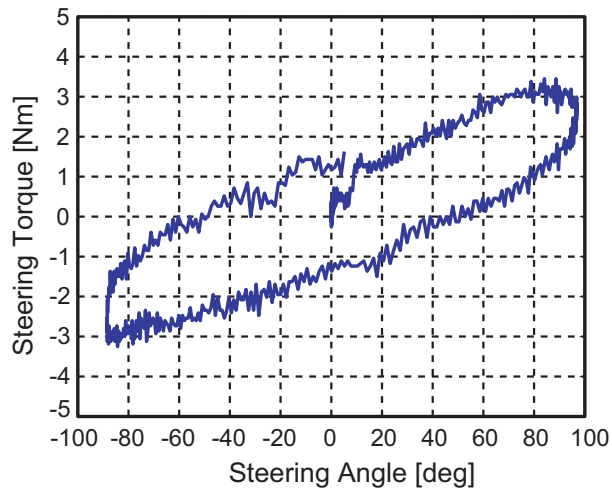


図 4.3: トルクと操舵角の関係 (実験 1)

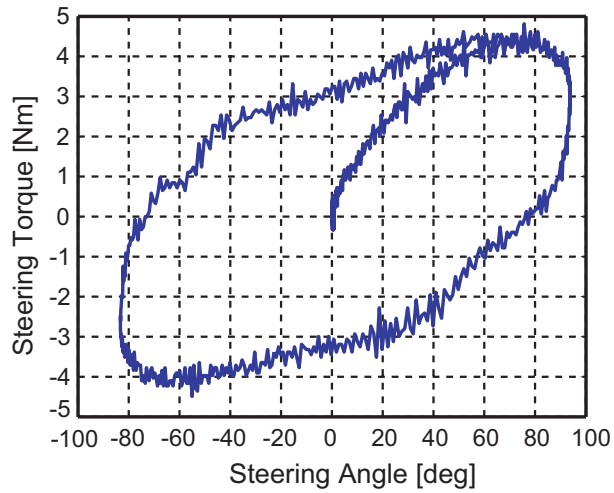


図 4.4: トルクと操舵角の関係 (実験 2)



図 4.5: 市販 EPS での実験結果

#### 4.4 アクティブ操舵と反力の相互干渉問題

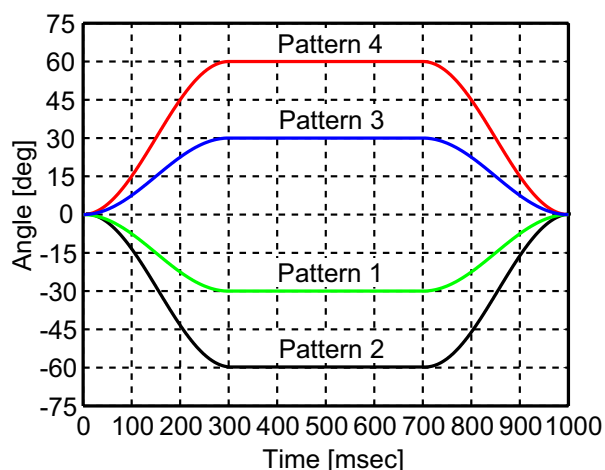


図 4.6: AFS による差動角パターン 1~4

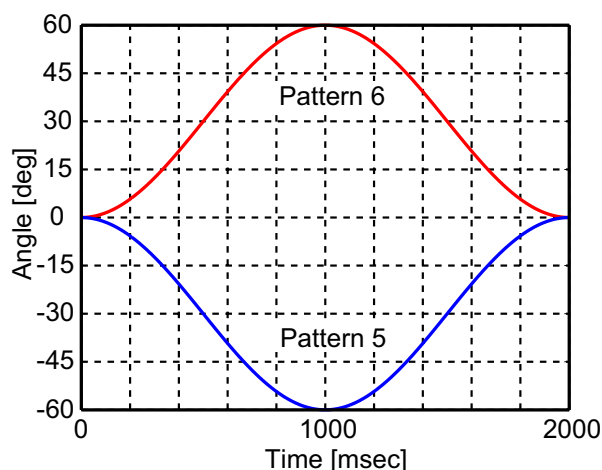


図 4.7: AFS による差動角パターン 5, 6

#### 4.3.2 実験結果

パターン 1~4 の実験結果を図 4.8 と図 4.9 に示す。操舵角  $\theta_s$ 、前輪角  $\theta_f$ 、リングギア角  $\theta_g$  および、サブモータ電流から計算される操舵トルクをプロットしてある。

同様にパターン 5, 6 の実験結果を図 4.10 に示す。

いずれのパターンも、AFS が動作していない通常操舵時においてリングギア角は操舵角に追従しており、AFS が動作している間は操舵角と前輪角の差である差動角が指令どおりに実現されていることがわかる。1 秒のゆっくりした指令だけでなく、0.3 秒の早い指令に対しても差動角が実現されている。

よって、提案するアクティブ操舵装置はパワーステアリングによってドライバーの操舵意図を実現すると同時に、アクティブ前輪操舵の差動角指令も実現していると言える。

#### 4.4 アクティブ操舵と反力の相互干渉問題

AFS の指令した差動角  $\Delta\theta$  は実現されているが、一方で操舵角も大きな影響が出ている。たとえばパターン 2 の  $\Delta\theta = -60$  度の場合、AFS 動作中は操舵角が 90 度から 110 度まで大きくなっており、前輪角は 50 度までしか戻っていない。この減少を車両運動制御系から見れば、差動角は実現できているが本来前輪は 30 度まで戻るべきであり、車両運動に対する効果が十分に発揮できない恐れがある。

さらに、反力にも AFS の影響がある。AFS 動作中は反力が半分近くに減っており、被験者にも不快感を与える結果になった。これは AFS による制御がドライバーへの反力に干渉していると言える。

意図せず操舵角が変化した原因はハンドルの保舵力が弱かったためと予想し、AFS の動作中にも操舵角が変化しないように強力にハンドルを拘束して追実験を行った。追実験の結果が図 4.11 である。

予想通り強く保舵した場合は操舵角の変化が見られなくなっている。しかし、ドライバーがいつでも強く保舵しているとは限らない。むしろ追実験では非現実的な運転姿勢でハン

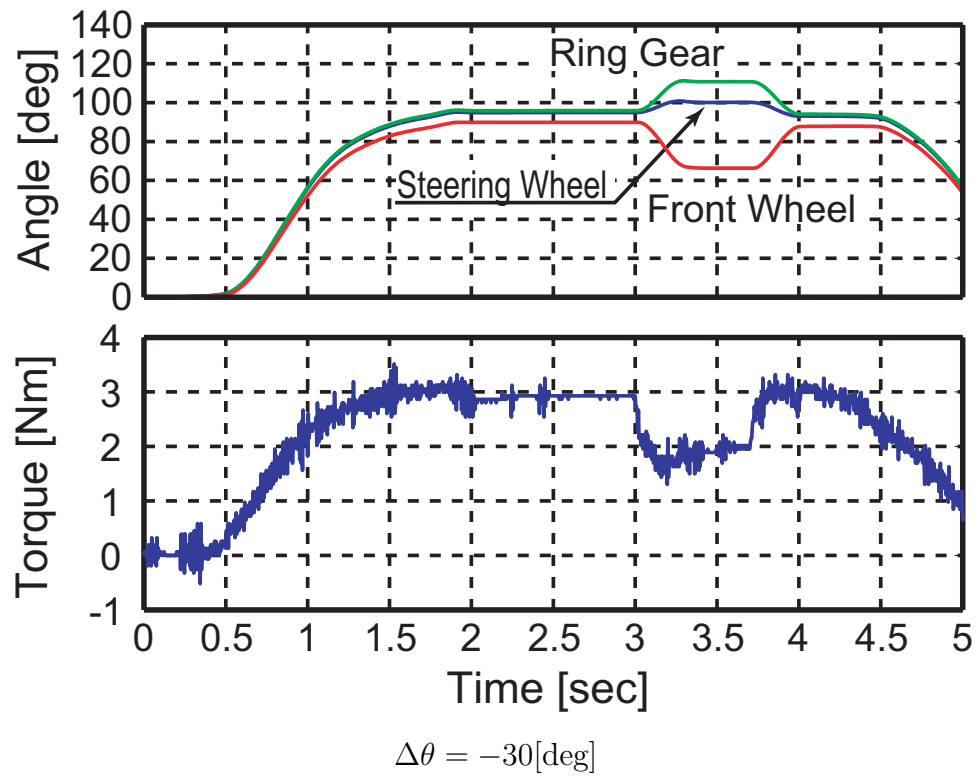


図 4.8: アクティブ操舵制御を模擬した実験



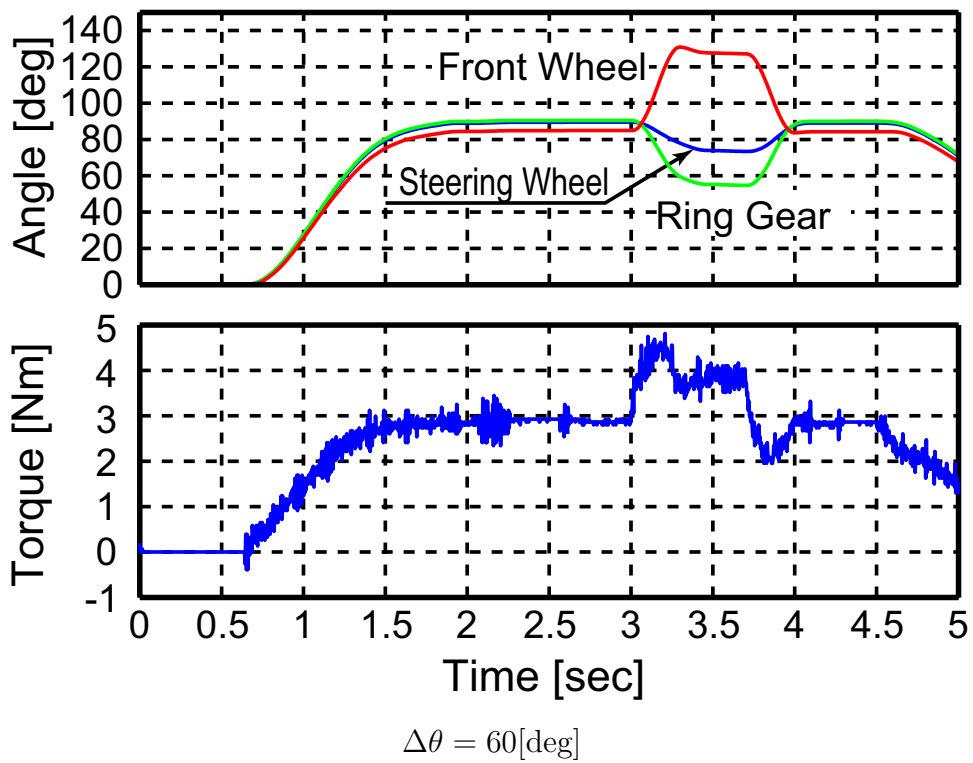
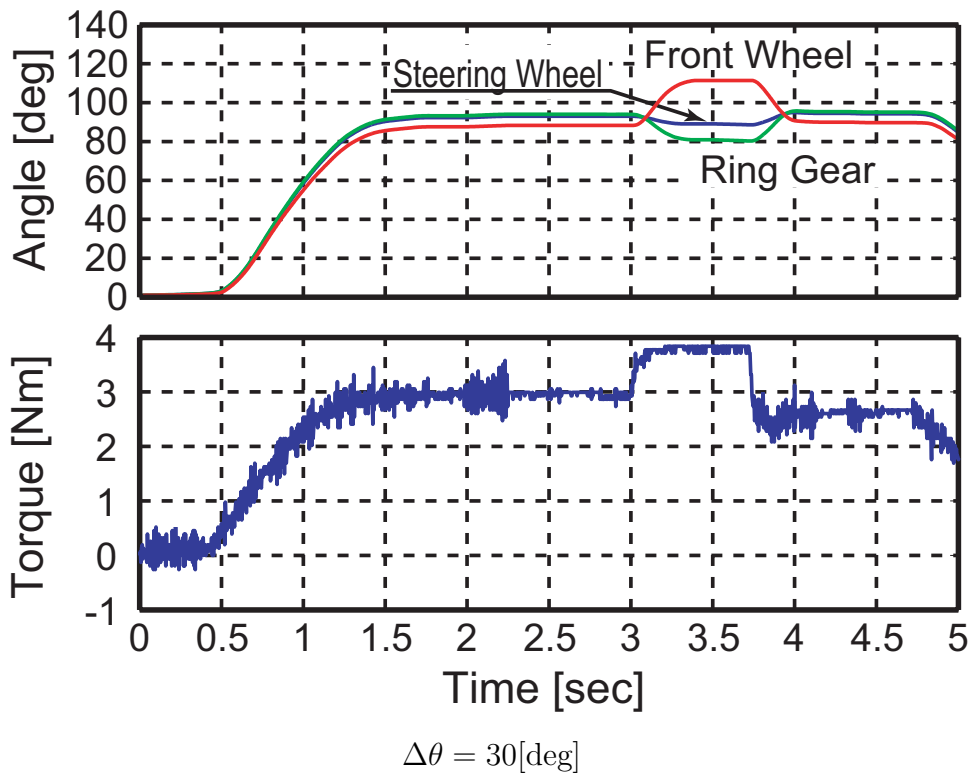
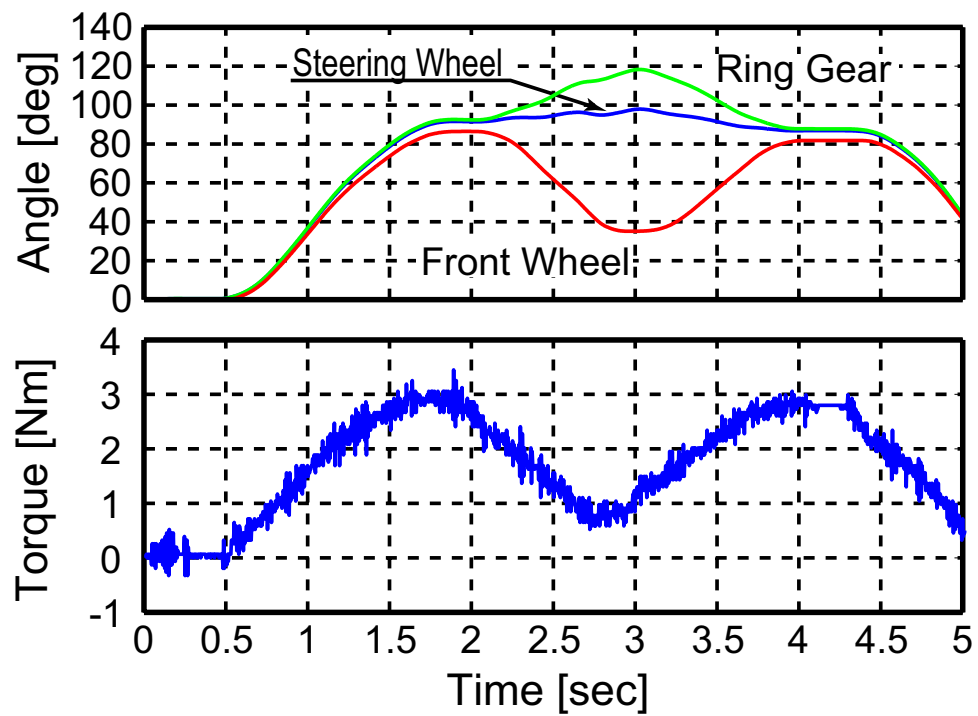
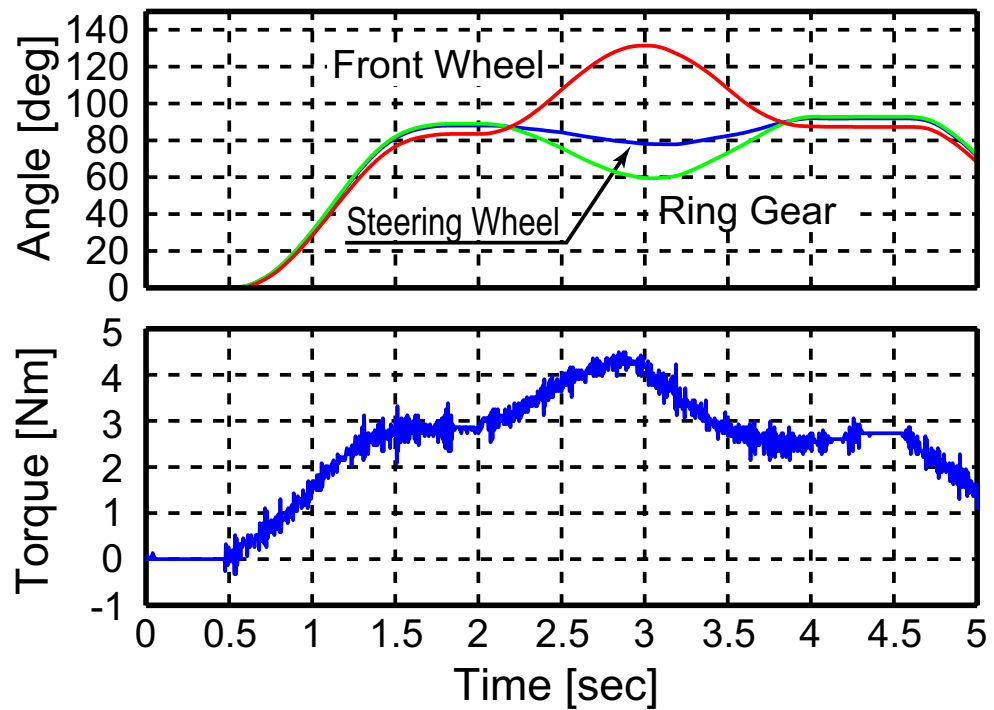


図 4.9: アクティブ操舵制御を模擬した実験



パターン 5



パターン 6

図 4.10: アクティブ操舵制御を模擬した実験

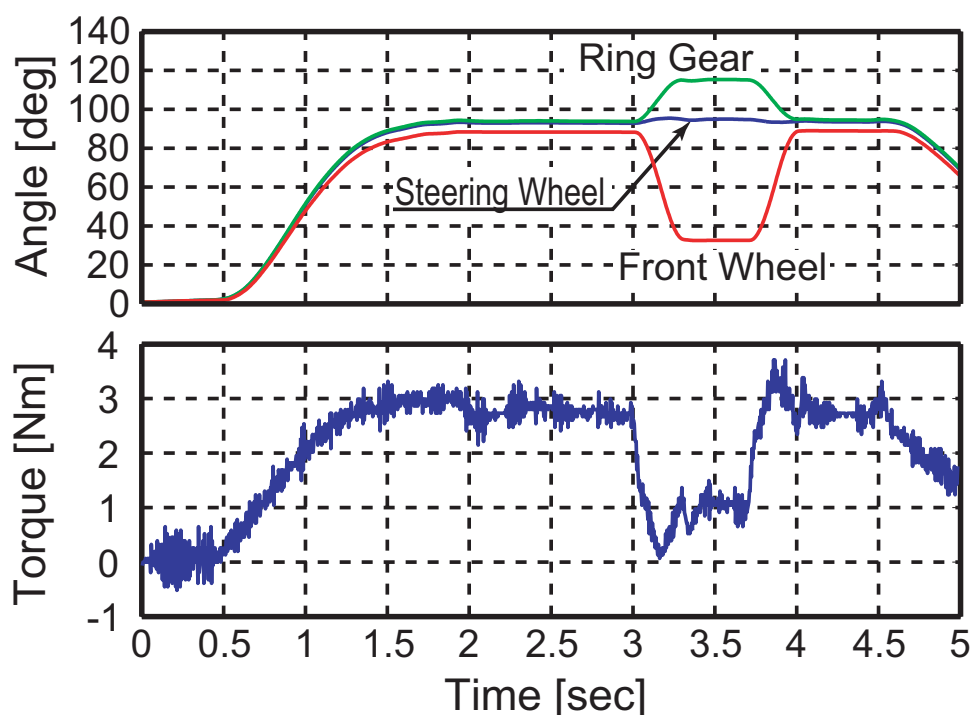


図 4.11: ハンドルを強く握った場合の実験結果

ドルを拘束しており、最初の実験が普通のドライバーの保舵特性に近いと考えられる。従って保舵力の強さが運動制御系に影響を与えている点で、ドライバーの特性が運動制御に干渉していると言える。

このような相互干渉問題は、差動角の絶対値が大きくなるほど顕著に現れる。逆に現在実用化されている差動式の AFS では干渉問題が解決していないため、差動角を大きくできないのである。

通常保舵時に AFS の動作によって操舵角が大きくなった原因は、急激な反力の減少にある。前輪角度が小さくなったことで SAT(セルフアライニングトルク) が小さくなり、同時に反力も減少する。遊星歯車のトルク分割式(式(3.5))からも明らかなように、歯車の角度関係はトルク伝達に影響しないため、ドライバーは SAT の現象を直接感じてしまう。

さらにこの制御法の最大の問題点は、ドライバーが予想しているステアリング挙動と制御された前輪の動きが正反対になる点である。例えば  $\Delta\theta = 60$  度の場合、AFS 制御によってハンドルはさらに深く切り込まれるが前輪は逆に大きく戻されている。これは、ドライバーによる車両状態把握をしにくくし、最悪の場合自動車の状態を誤認する恐れがある。さらに、ドライバーの保舵状態によって車両運動制御の効果に影響が出る点も問題である。このような運動制御系とドライバーの操舵が相互に干渉する現象は自動車を商品化する上で大きな障害になるため、非干渉化によって解決しなければならない。

第 5 章では、運動制御と操舵の非干渉化手法を提案する。

# 第5章 アクティブ操舵と反力の非干渉化手法の提案

第4章で述べたとおり、AFSによる角度制御とドライバーへの反力が相互干渉する点が、アクティブ操舵の実現において問題になる。本章では干渉問題を解決する手法を3つ提案し、実験によって非干渉化が達成できることを示す。

## 5.1 可変アシスト比制御による非干渉化の提案

### 5.1.1 制御アルゴリズム

AFSが反力に影響する原因は、前輪角が変化しているにもかかわらず反力をそのまま返しているためである。前輪角が変化しても反力が変化しないような制御を行えば、操舵角が一定に保たれると考えられる。

そこで、操舵角と前輪角の比によってアシスト量を可変とすることで反力の変化を吸収する方法を提案する。制御系のブロック図を図5.1に示す。保舵中は操舵角はほぼ一定なので、ドライバーが感じる力はSATとなる。SATは舵角とほぼ比例して大きくなると考えれば、

$$K_a = \frac{\theta_f}{\theta_s} K_{a0} \quad (5.1)$$

のようにアシスト比を可変とすることで保舵中の反力はほぼ一定になり、非干渉化できるはずである。

実験条件は第4章に示したパターン1~6を使う。 $\Delta\theta$ は-30, -60, 30, 60度である。なお実験装置の摩擦を補償するために前輪の動く方向にわずかな補償トルクを与えている。

### 5.1.2 実験による制御効果の確認

可変アシスト比制御を使った場合の実験結果を図5.2、図5.3、図5.4に示す。

ゆっくりとしたパターン5, 6の場合はトルクの減少が抑えられており、操舵角もほぼ一定に保たれていることが分かる。角度制御のみの図4.10と比較しても、反力の変動が小さくなっていると言える。

変化の速いパターン1~4では $\Delta\theta = 60$ 度の場合にサブモータトルクに振動が出ているものの、AFS動作中もほぼ同じ反力が伝わっていることが分かる。また、操舵角もほぼ90度と一定であり、前輪角は目標である30度まで小さくなっている。AFS制御の復帰後もトルクの振動以外は反力や角度に変化はない。

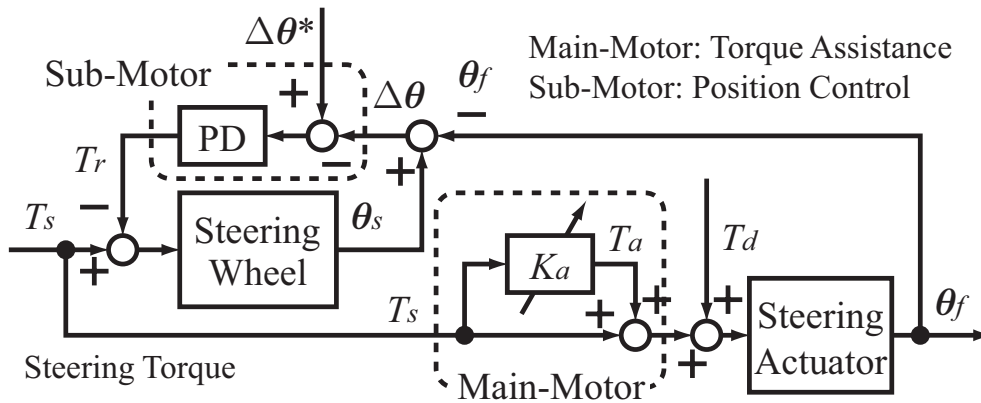


図 5.1: 可変アシスト制御のブロック図

### 5.1.3 実験結果の検討

まず、角度の変化率が小さいパターン 5, 6 では反力の変化や操舵角の変動がなくなっていることから、可変アシスト比制御の効果によって反力の違和感を解消することができたと言える。

つぎにパターン 1~4 のような変化率が大きな AFS 指令のうち、角度制御のみの実験でもっとも反力の変化が大きかったパターン 2 の  $\Delta\theta = -60$  度の場合に注目する。可変アシスト比制御の効果により、操舵角はほとんど変化していないため前輪角は目標どおり 30 度まで小さくなっていることがわかる。また反力もほぼ一定に保たれており角度制御のみのときに見られた反力の急激な減少も抑えられている。

しかし角度が変化する瞬間に注目すれば、反力が振動していることが分かる。この振動は、メインモータとステアリング軸の動力を伝達しているウォームホイール部分の摩擦の影響と考えられる。動作方向に応じた摩擦補償だけでは不十分で、商品化する場合は厳密な摩擦同定を行った上で摩擦補償を入れなければならないだろう。しかし、ステアリング系の摩擦は路面や速度といった走行条件で変化するのでこれらを正確に同定することは簡単ではない。

## 5.2 規範モデル追従反力制御による非干渉化の提案

### 5.2.1 制御アルゴリズム

可変アシスト比制御では反力の減少をアシスト比を変えることで補償したが、前輪での変化がハンドルに伝わらないように規範モデルに追従した反力を与えることもできる。規範モデルとは操舵角や角速度によって決まる反力であり、

$$T_r = K_s \theta_s + C_s \dot{\theta}_s \tag{5.2}$$

と表される。ここで、 $K_s$  は剛性、 $C_s$  は粘性定数である。式 (3.5) よりサブモータのトルクと反力は一定の比率になるため、サブモータを規範モデルに従ってトルク制御すればよいことが分かる。制御ブロック図を図 5.5 に示す。

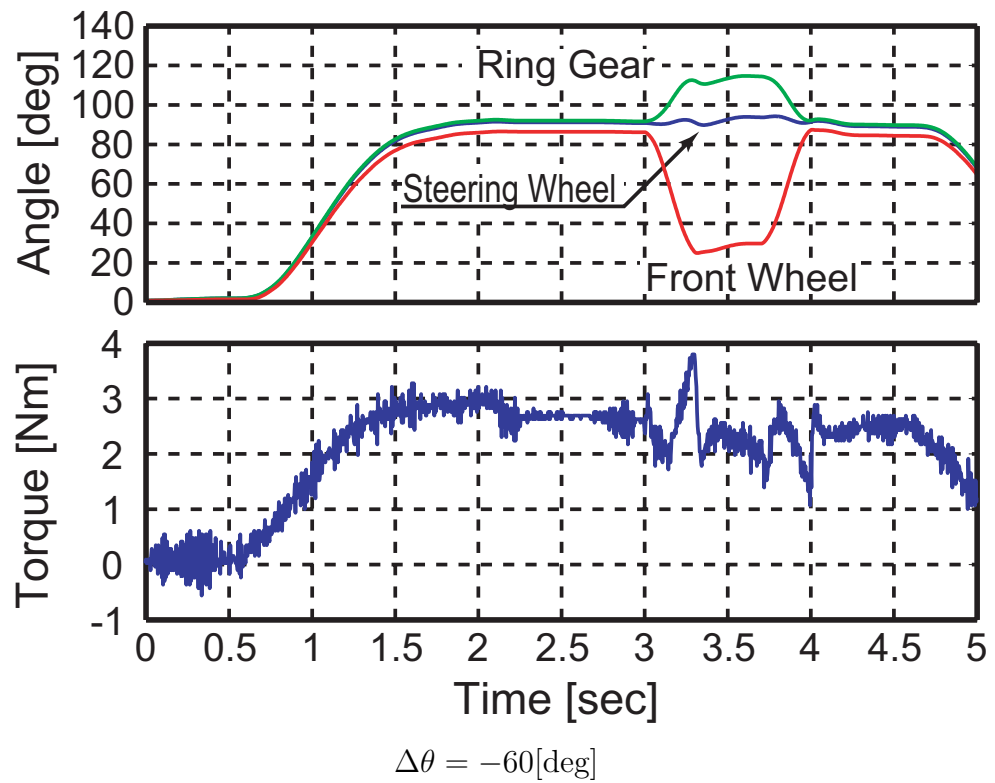
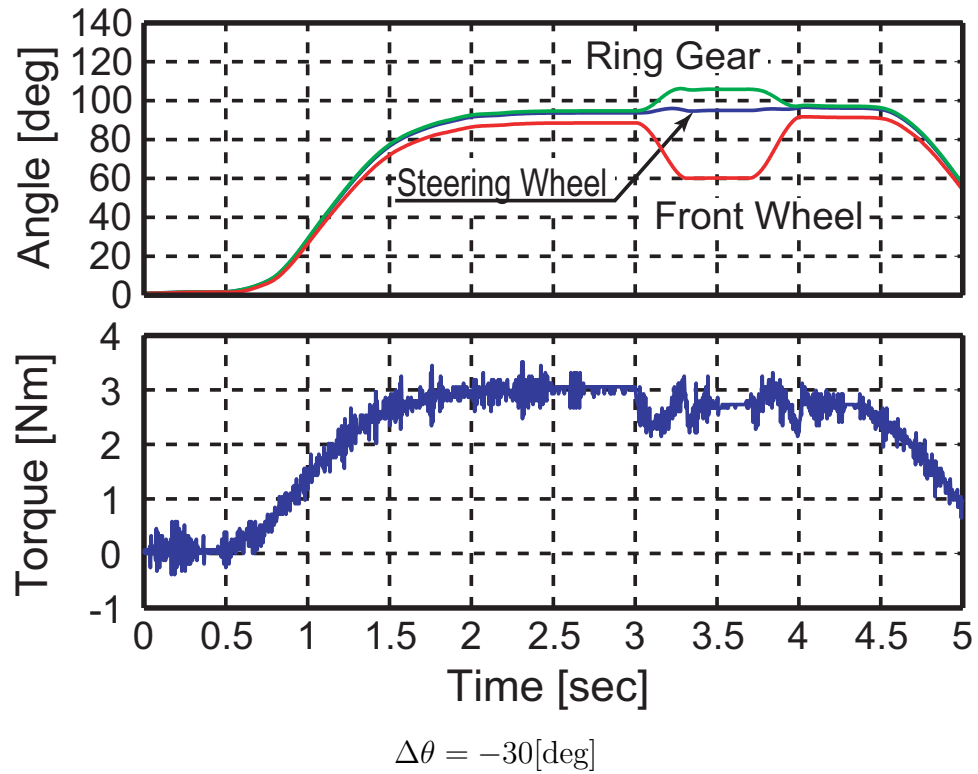


図 5.2: 可変アシスト制御適用時の実験結果

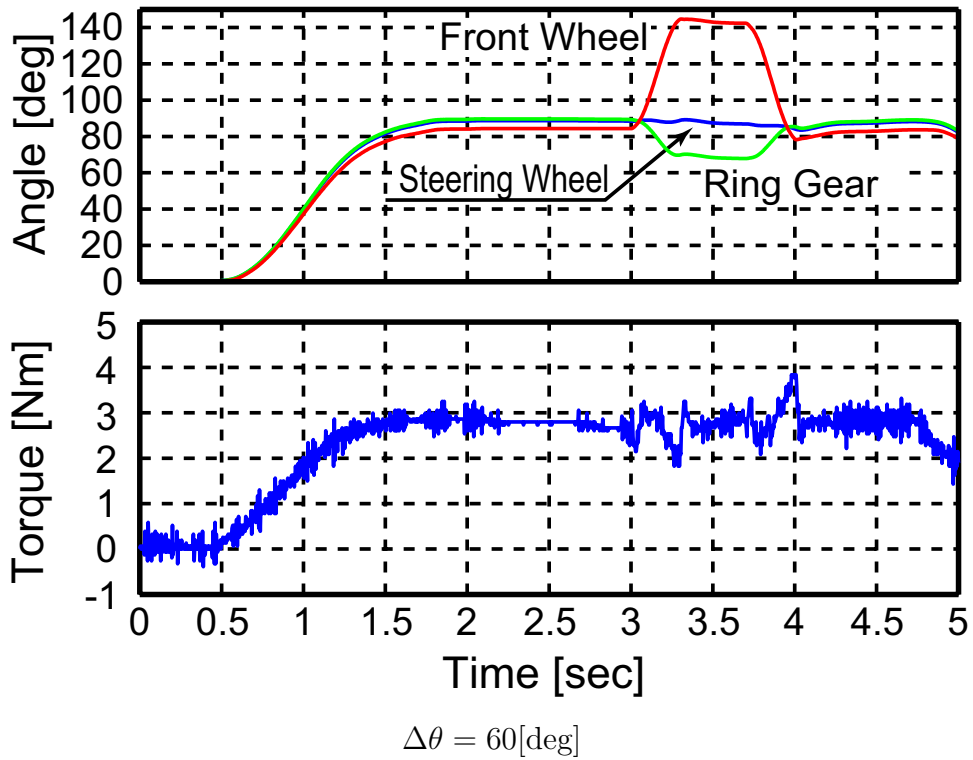
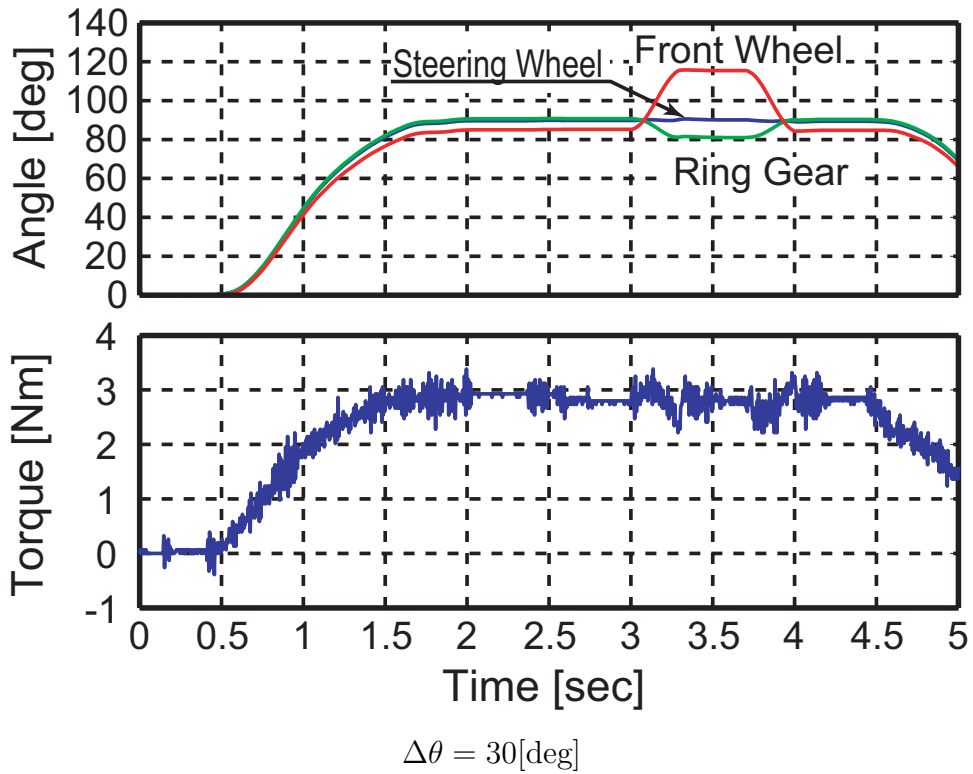
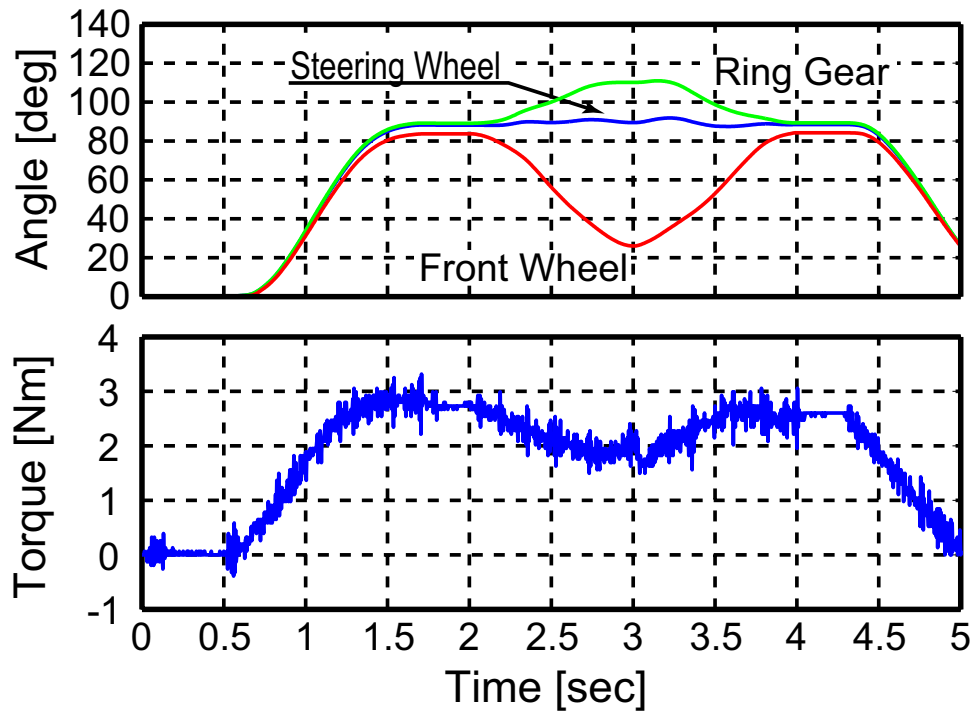
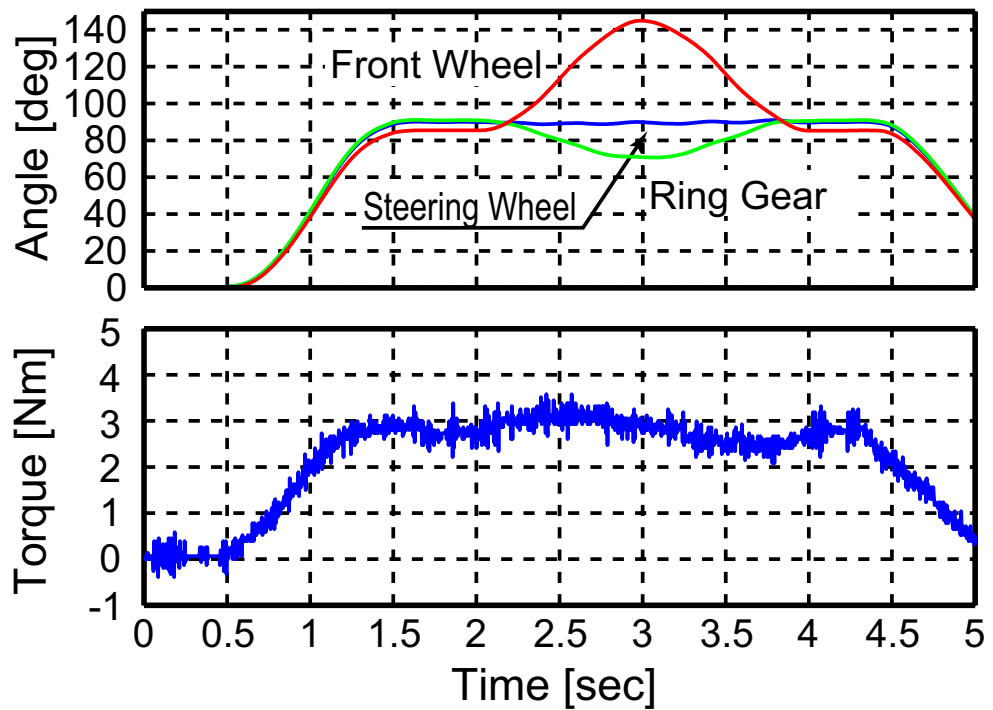


図 5.3: 可変アシスト制御適用時の実験結果



パターン 5



パターン 6

図 5.4: 可変アシスト制御適用時の実験結果



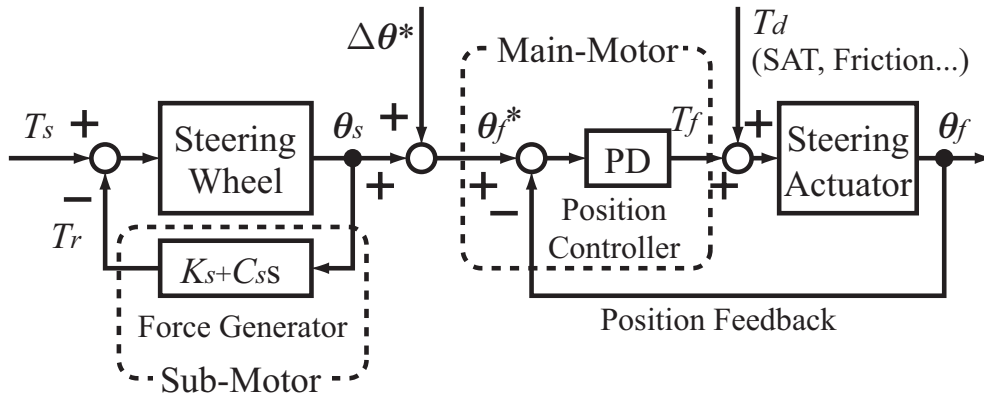


図 5.5: 規範モデル追従制御のブロック図

$K_s$  と  $C_s$  の値は前輪の負荷特性およびアシスト比  $K_a$  から決定した。それぞれ

$$K_s = \frac{K_f}{1 + K_a}, C_s = \frac{C_f}{1 + K_a} \tag{5.3}$$

とすることで規範モデルと通常操舵で感じる反力は等しくなる。

一方、前輪の角度は操舵角と差動角に追従するような角度制御をすればよく、角度の目標値は

$$\theta_f^* = \theta_s + \Delta\theta \tag{5.4}$$

と計算できる。角度制御は比例・微分制御 (PD 制御) である。ただしモータとエンコーダの間に樹脂製のウォームホイールがあるため、バックラッシュや剛性の低さが無視できない。本実験では微分制御による電流指令にリミッタを入れ、さらに回転方向に応じた静止摩擦補償を取り入れることで安定した角度制御を実現している。

### 5.2.2 実験による制御効果の確認

規範モデル追従制御を使った場合の実験結果を図 5.6 および図 5.7 に示す。差動角パターンは 1~4 である。

パターンの種類大きさによらず、AFS 動作中も角度の変化がほとんど見られず反力もほぼ一定に保たれていることがわかる。可変アシスト比制御で問題となった角度変化時の振動も全く観測されない。

### 5.2.3 実験結果の検討

規範モデル追従制御では、理想的な反力を直接与えることができるため前輪の動作と関係なく一定の反力が得られる。そのため操舵角の変化もなく、上位系である運動制御に関しても十分な効果が得られると考えられる。

ただし規範モデル追従制御では、前輪が受ける外乱をハンドルに伝えることができない。通常運転しているときには問題ないが、縁石に触れたときや砂利道などで路面からの反力

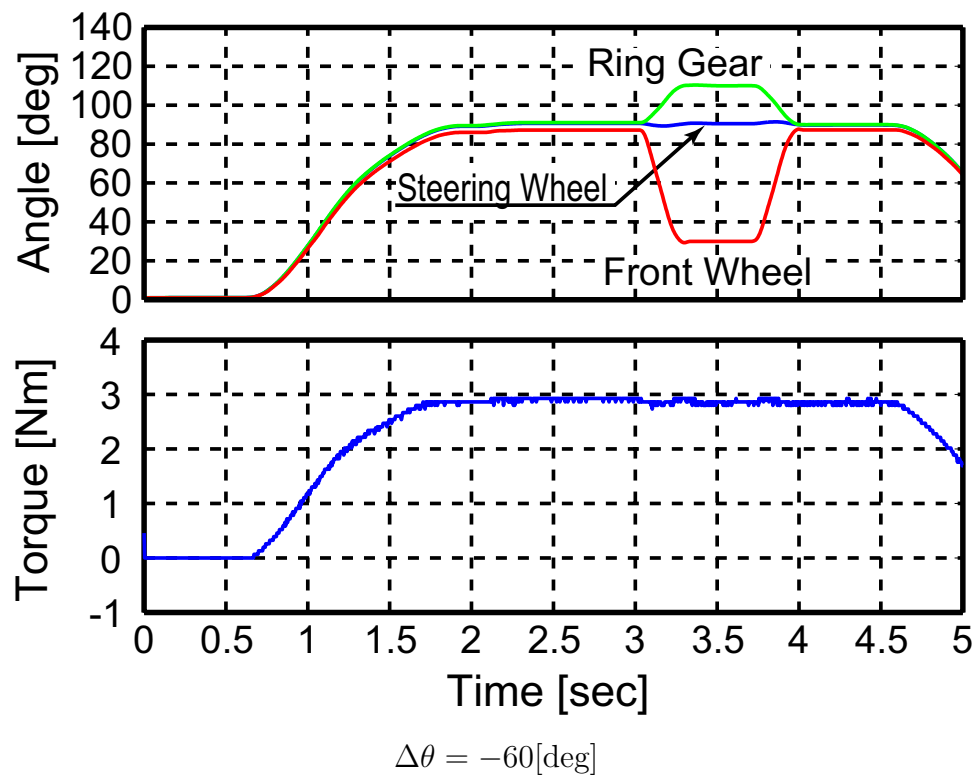
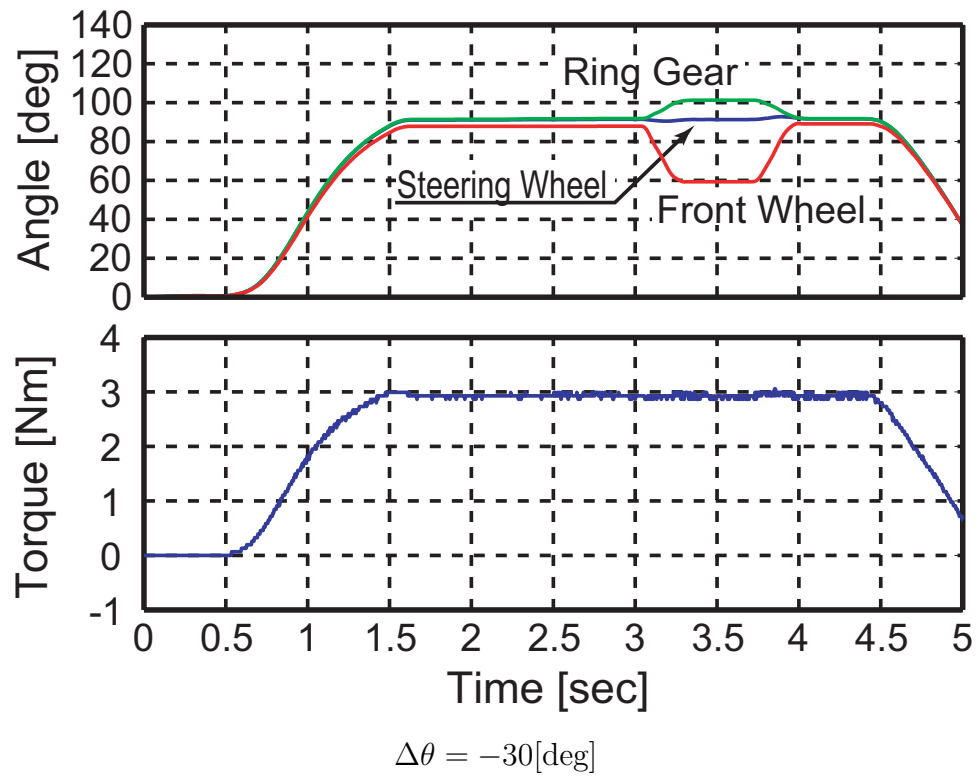


図 5.6: 規範モデル追従制御適用時の実験結果

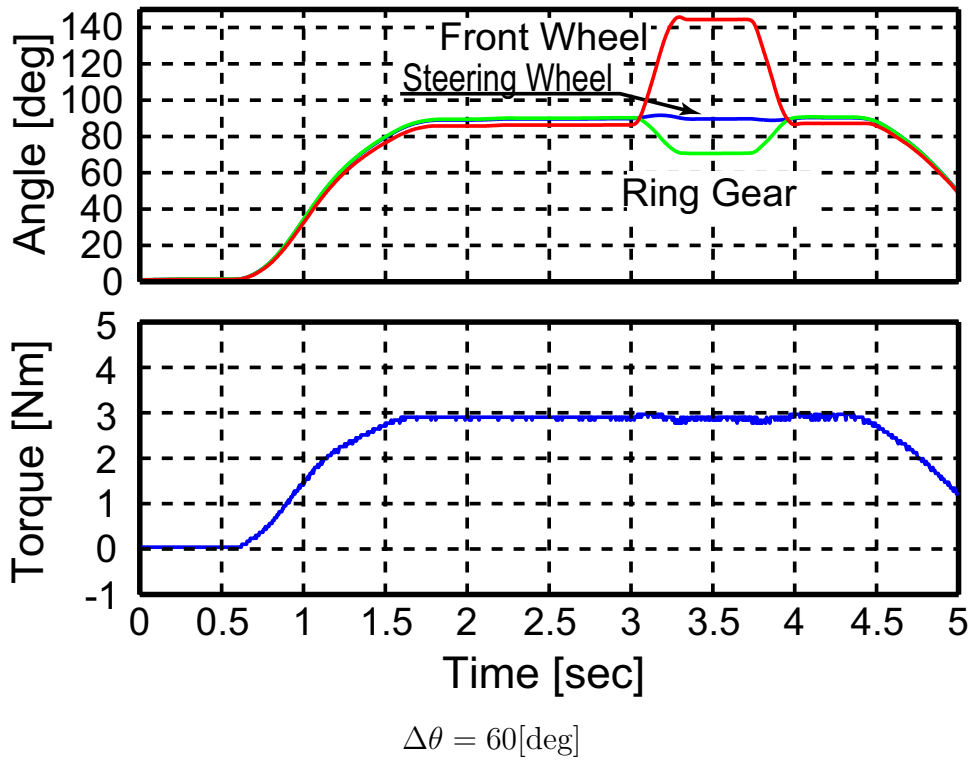
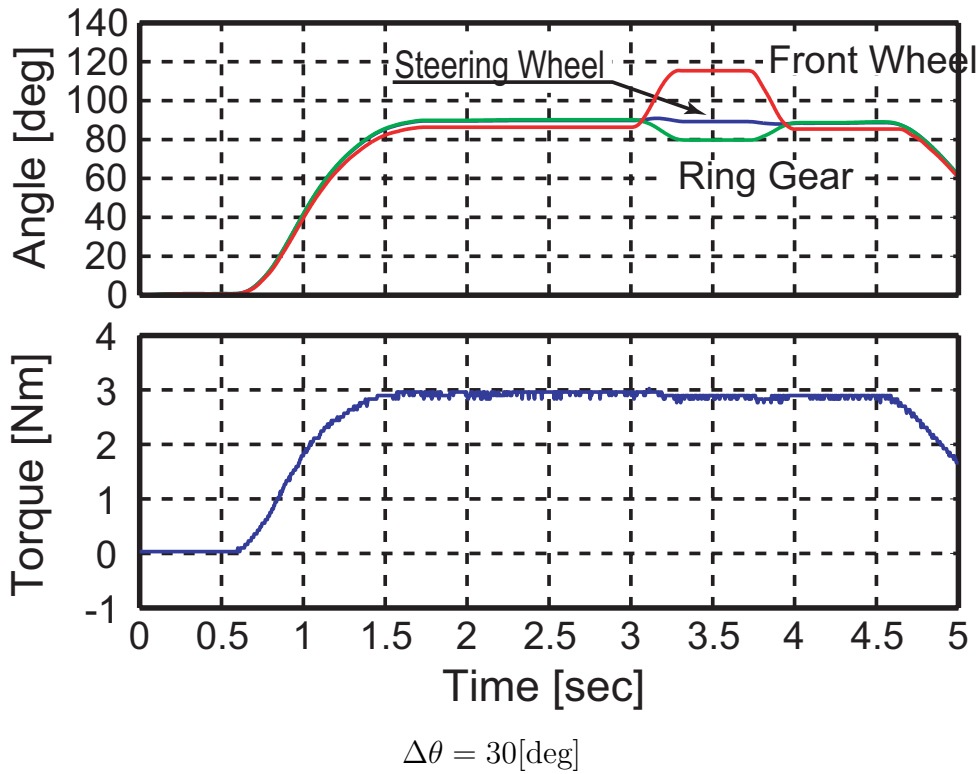


図 5.7: 規範モデル追従制御適用時の実験結果

がない場合には問題となる恐れがある。前輪が受ける外乱を反力として伝えるためには、前輪にかかる力を測定もしくは推定してサブモータのトルクに反映させるか、車両状態に応じた反力を作り出す必要がある。

## 5.3 可変アシスト・規範モデル混合制御による非干渉化の提案

### 5.3.1 制御アルゴリズム

可変アシスト方式では、差動角が変化する瞬間でのトルク変動が問題になる。一方、規範モデル追従方式では路面反力の伝達ができない。そこで、両手法を適切に切り替えてお互いの欠点を補完する方法を考える。

差動角が変化する瞬間は規範モデル追従方式とすることでトルク変動を抑え、差動角が一定の場合や差動を行わないときには可変アシスト方式とすれば、路面反力の伝達も可能である。

両方式を切り替えるタイミングは上位制御系から指令することにする。差動角の変化率によって切り替える手法も考えられるが、差動する瞬間のトルク変動を抑えるには上位より指令したほうが確実である。

### 5.3.2 実験による制御効果の確認

混合方式による実験結果を図 5.8 および図 5.9 に示す。差動角のパターンは 1~4 である。

可変アシスト比制御と比較すると角度が変化する瞬間のトルク変動がなく、スムーズに AFS が実現されていることが分かる。

### 5.3.3 実験結果の検討

可変アシスト比制御のみでは差動角が変化する瞬間の反力変動が問題になった。しかし、差動角が変化する間だけ規範モデル追従制御に切り替えることで、反力の変動が小さくなり、提案手法が効果的であることが示された。

もっとも条件が厳しいパターン 2 ( $\Delta\theta = -60$  度) では、制御を切り替えたときに 0.1 秒以下の短時間、反力変動が見られるが、可変アシスト比制御のみの場合と比較すると継続時間は短くなっており、操舵には全く影響がない。

パターン 2 で  $t = 3.4 \sim 3.7$  付近でわずかに反力が小さくなっている原因は静止摩擦力の影響である。前輪角が一定のときタイヤ反力 ( $T_d$ )、操舵反力 ( $T_r$ )、アシストトルク ( $T_a$ )、静止摩擦 ( $T_f$ ) によって力がつりあっている。操舵反力は

$$T_r = T_d - T_a - T_f \quad (5.5)$$

によって生じるため静止摩擦の分だけ反力が低減されてしまう。前輪の角度が小さくなると  $T_d$  に対して  $T_f$  の割合が大きくなるため、 $\theta_f = 30$  度まで戻すパターン 2 では操舵反力が計算より小さくなっている。そのほかのパターンでは静止摩擦の割合が小さいため AFS 動作中の反力の減少は目立たない。

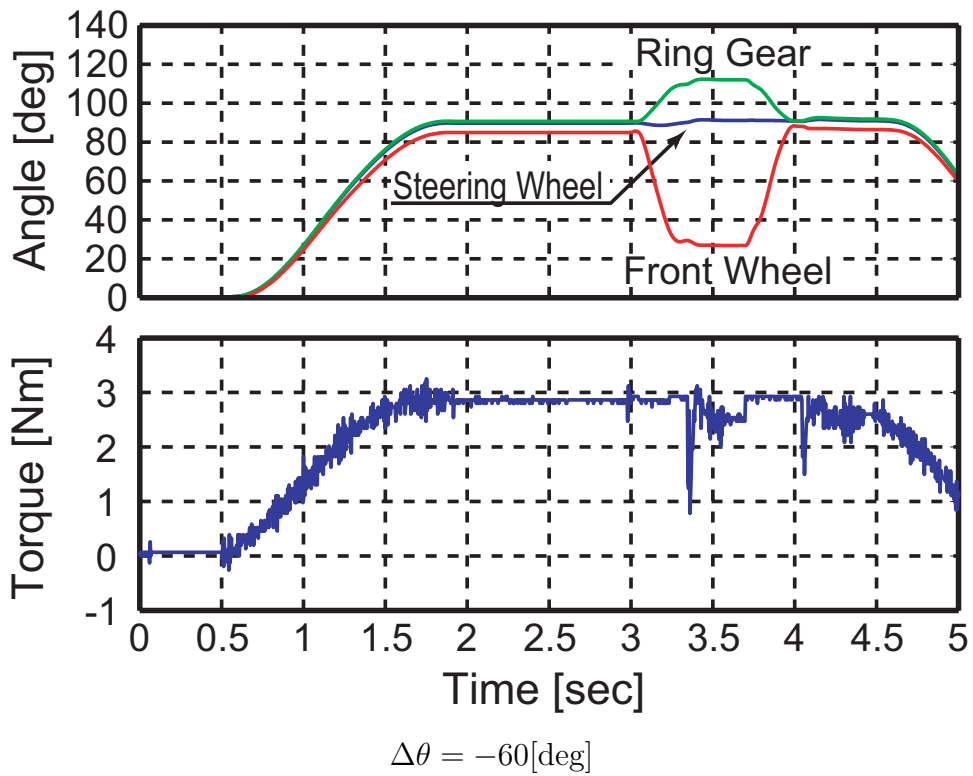
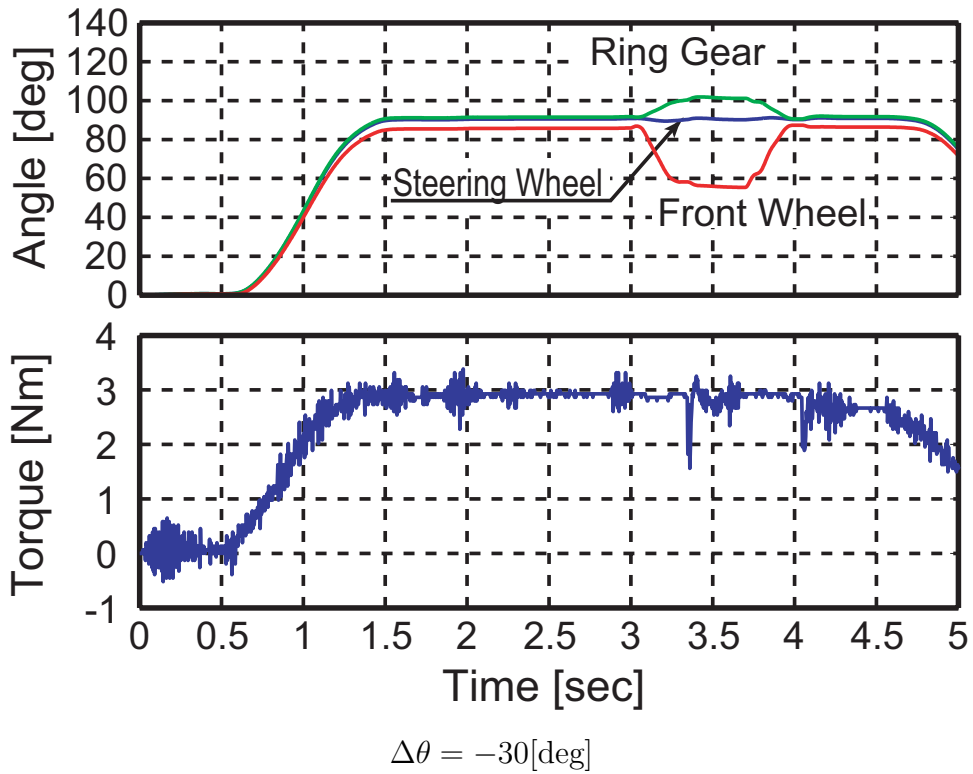


図 5.8: 可変アシスト・規範モデル混合制御の実験結果

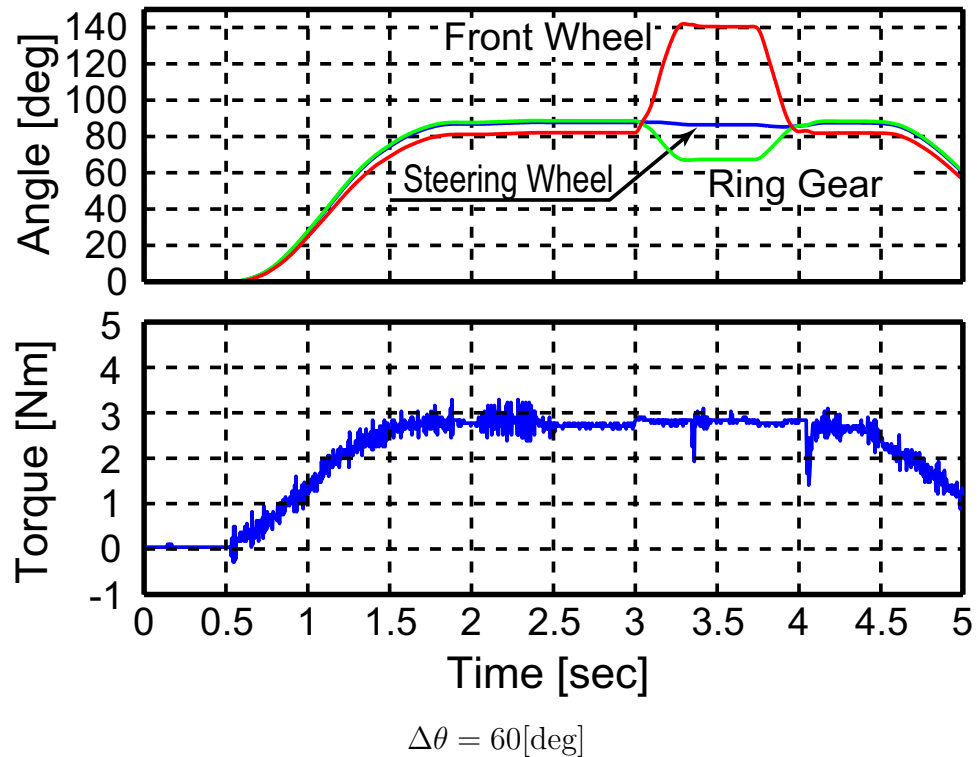
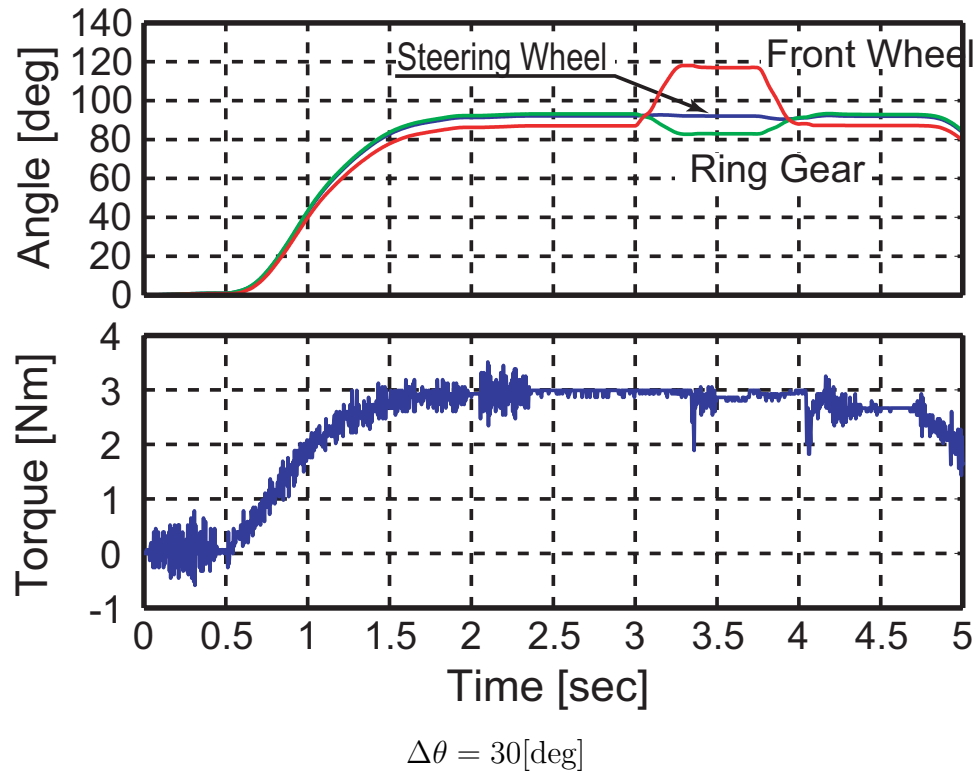


図 5.9: 可変アシスト・規範モデル混合制御の実験結果

#### 5.4 ハンドルを回しながら差動を行う実験

---

しかし、前輪舵角が小さい場合の静止摩擦の影響を除けば理想的な反力が得られており、可変アシスト比制御と規範モデル追従制御の混合制御の効果が実証できたと言える。

### 5.4 ハンドルを回しながら差動を行う実験

前節まではドライバーが一定の操舵角を保った状態で AFS パターンを与えたが、実際の車両ではハンドルを回しながら AFS が動作する場合も考えられる。とくに、操舵角を大きくしている途中で AFS が介入するパターンが現実的である。

本実験では、被験者にはできるだけ一定の角速度を保ってハンドルを回すように指示している。途中で外乱が入った場合でも無理に角度を戻さず、角速度のみを一定に保つように操舵する。

差動角のパターンはパターン 2( $\Delta\theta = -60$  度)として、制御を行わない場合、可変アシスト比制御のみの場合、規範モデル追従制御の場合、混合制御の場合について実験を行った。実験結果は図 5.10 ~ 図 5.13 に示す。

角度制御のみの場合は AFS の介入と同時に操舵角が急に大きくなっているが、可変アシスト比制御や規範モデル追従制御では操舵角はほぼ一定の割合で大きくなっており、ドライバーの意図する操舵ができています。さらに混合制御では反力もほぼ一定に保たれ、操舵角への影響は全く見られない。

この実験結果からも、AFS による角度制御と操舵反力の干渉問題を解決する上で、混合制御が有効であると結論付けることができる。

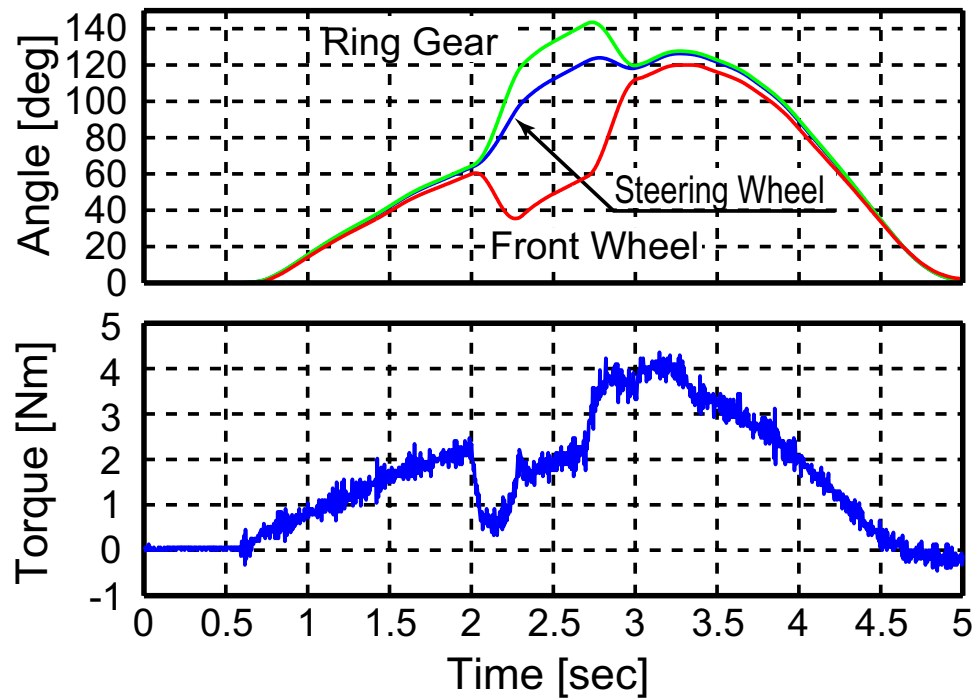


図 5.10: 角度制御のみの実験結果

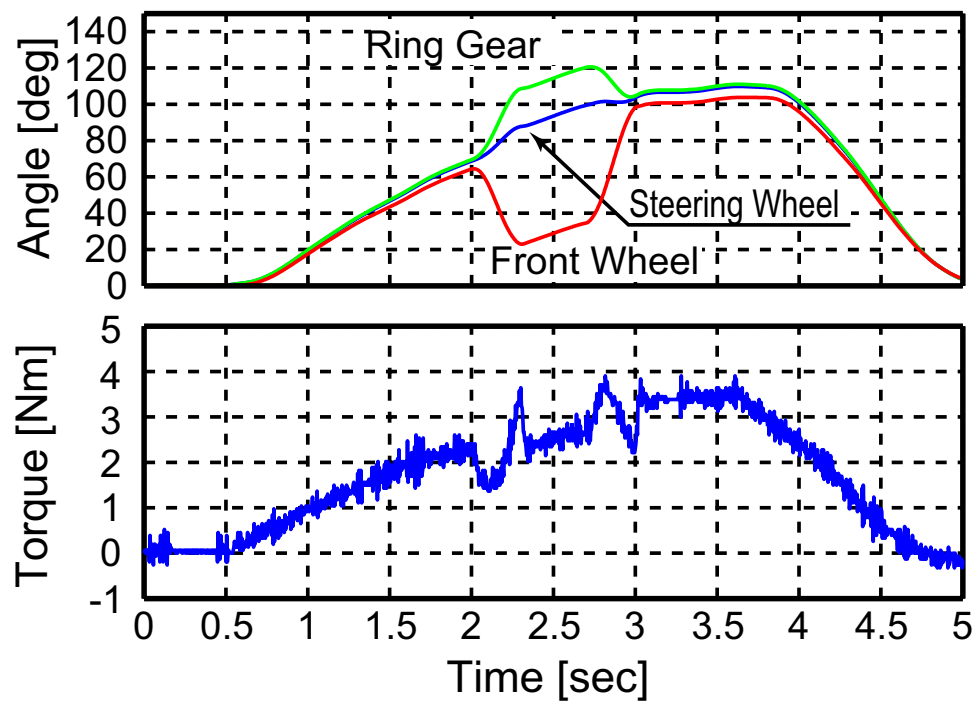


図 5.11: 可変アシスト制御適用時の実験結果



5.4 ハンドルを回しながら差動を行う実験

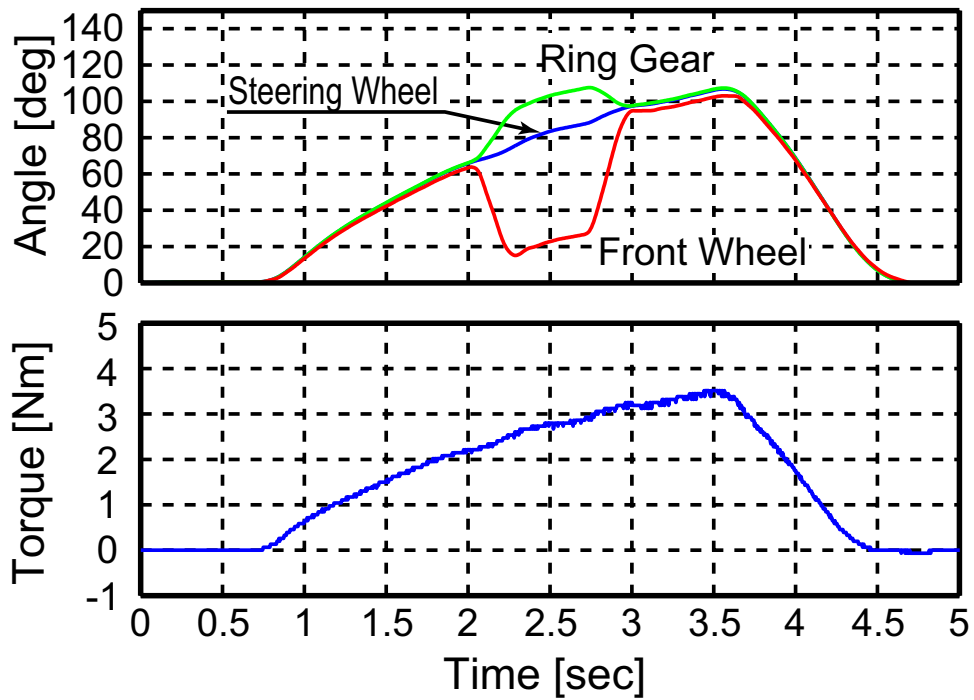


図 5.12: 規範モデル追従制御適用時の実験結果

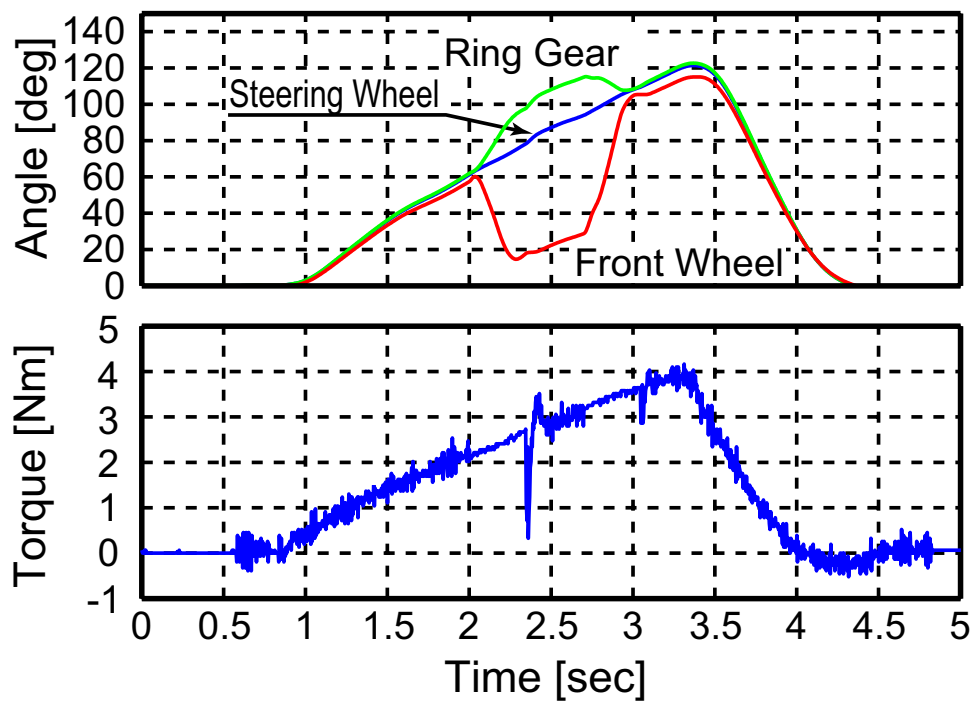


図 5.13: 混合制御適用時の実験結果

## 第6章 結論

### 6.1 本論文のまとめ

本論文の第1章では、将来の自動車技術においてアクティブ操舵が重要な役割を果たすことを主張した。しかし現状ではアクティブ操舵を実現するために十分なアクチュエータが開発されていないため、アクチュエータに関する研究には大きな意義がある。とくに数十度の大きな角度の介入があった場合にもドライバーに影響しないアクチュエータが求められている。

そこで第3章では遊星歯車と2つのモータを用いたアクティブ操舵装置と、それを制御する制御系を提案した。第4章で自作装置による実験を行った結果、60度のAFS介入を行った場合には角度制御と反力が相互干渉する問題点を示した。

そして、第5章ではこのような相互干渉を解決する3つの制御手法を提案した。すなわち

- 可変アシスト比制御
- 規範モデル追従反力制御
- これらを適切に切り替える混合制御

である。

これらの手法を実験した結果、可変アシスト比制御では差動角の変化率が大きいときの反力変動が問題となった。一方規範モデル追従制御だけでは、タイヤに加わる外乱もドライバーに伝達されなくなる。これらの欠点を補った手法が混合制御であり、差動角が変化するときは規範モデル追従、そのほかの時には可変アシスト比制御として制御方法を切り替え、通常操舵時の路面反力の伝達を可能にした。提案手法はドライバーがハンドルを回転させている状況でも有効であることが示され実用的な制御手法と言える。

混合制御手法によってアクティブ操舵の差動角指令を実現すると同時にドライバーに対する反力の干渉を抑えており、非干渉化を達成することができた。60度という大きな差動角でドライバーとの干渉を抑えたAFSが実現できたことは、今後の自動車安全技術向上に大きく貢献するものと考えている。

### 6.2 今後の課題

新しい混合制御手法

本論文で提案した混合制御手法は、可変アシスト比制御と規範モデル追従制御を時間によって切り替えており、位置制御とトルク制御を分けて扱っている。しかし、位置制御は典型的なフィードバック制御でトルク制御はフィードフォワード制御であり、これらを同

## 6.2 今後の課題

---

時に使った2自由度制御手法も考えられる。もしこのような切り替えではなく中間型の制御ができるとすれば、シームレスで性能の良いアクチュエータ制御が可能になるだろう。様々な状況に対応した制御手法の研究

本論文中での実験で模擬した状況は、差動によっても操舵角の正負が変わることはない。逆に操舵角が30度において-60度の差動を行う状況では、本論文で述べた手法が対応できないことは明らかである。また、操舵角が0のときに危険回避のためにAFSが介入した状況も想定していない。このような様々な状況に対応するには、いくつかの場合わけをした上でそれぞれ反力の与え方を研究する必要があるだろう。

### 実車に搭載した実験

本論文で差動装置としての動作やパワーステアリングの特性は確認できたので、実際の自動車に取り付けてアクティブ前輪操舵を動作させることができる。そしてAFSの動作をドライバーがどのように感じるか、反力制御手法は適切かどうかなど議論することができる。実験の安全上フェイルセーフ機構をつけるなどハードルは高いが、差動式アクチュエータを使った大舵角のアクティブ操舵を実現することの価値も大きい。

アクティブ前輪操舵は車両運動制御技術の中でも最も難易度の高い技術のひとつであるが、自動車の安全技術が発展するためには必要不可欠である。さらなる研究により、少しでも早くより多くの自動車にアクティブ操舵が搭載されることを願っている。

# 謝 辞

3年間にわたって暖かい指導して下さった堀洋一先生に感謝いたします。実験装置の製作を指導して下さった内田利之技術官、いつも快く工作機械を使わせて下さった電気系工作室の渋谷武夫助手に御礼申し上げます。また研究室生活を通して私を支えて下さった研究室の皆様、卒業生の皆様、様々なアドバイスをしてく下さった企業・諸団体の皆様に心より感謝いたします。

## 参考文献

- [1] “日経メカニカル D&M”, No.589, pp.45-52, 2003.
- [2] Philip Koehn and Michael Eckrich, “Active Steering - The BMW Approach Towards Modern Steering Technology”, SAE paper, 2004-01-1105, 2004.
- [3] 安部正人, “自動車の運動と制御”, 山海堂, 1992.
- [4] 本田技研ウェブサイト,  
“[www.honda.co.jp/INSPIRE/](http://www.honda.co.jp/INSPIRE/)”
- [5] 永井正夫, 小竹元基, 高峰, “DYC と前輪操舵制御系の協調制御に関する研究”, 自動車技術会学術講演会前刷集 No.5-01, 2001.
- [6] Thomas Fuhrer et al., “The Steer-By-Wire Prototype Implementation: Realizing Time Triggered System Design, Fail Silence Behavior and Active Replication with Fault-Tolerance Support”, SAE technical paper, 1999.
- [7] Werner Harter et al., “Future Electrical Steering Systems: Realizations with Safety Requirements”, SAE technical paper, 2000.
- [8] 中野史郎ほか, “ステアバイワイヤにおける操舵制御に関する研究 - 第一報 : 操舵反力制御と前輪舵角制御について -”, 自動車技術会論文集, Vol.31, No.2, pp.53-58, 2000.
- [9] 中野史郎ほか, “ステアバイワイヤにおける操舵制御に関する研究 (第2報) -  $D^*$  制御による車両応答の改善 -”, 自動車技術会論文集, Vol.33, No.3, pp.121-124, 2002.
- [10] 井尻和一郎ほか, “電動パワーステアリングの技術動向”, KOYO Engineering Journal, No.162, 2002.
- [11] “NSK Technical Journal”, No.672, 2001.
- [12] Nakayama, T. and Suda, E., “The present and future of electric power steering”, Int. J. of Vehicle Design, Vol. 15, Nos 3/4/5, pp. 243-254.
- [13] トヨタ自動車ウェブサイト,  
“[http://www.toyota.co.jp/jp/tech/new\\_cars/crown\\_majesta/index.html](http://www.toyota.co.jp/jp/tech/new_cars/crown_majesta/index.html)”
- [14] 栗重正彦ほか, “電動パワーステアリングの操舵トルク低減制御方式”, 日本機械学会論文集, No.675, pp.3238-3245, 2002.

- [15] 本山廉夫, “ステアバイワイヤと車両運動制御”, 自動車技術, Vol.57, No.2, 2003.
- [16] 自動車技術会, “自動車技術ハンドブック (1)”, pp.244, 2004.

## 発表文献

- 青木健一郎, 堀洋一, “アクティブ前輪操舵 (AFS) を実現するための電動パワーステアリング (EPS) の新しい構成法”, IIC-03-54, 2003 年 3 月 15 日
- 青木健一郎, 堀洋一, “2 つのモータと差動機構によりアクティブ前輪操舵 (AFS) を実現するシステムの提案”, VT-03-1, 電気学会自動車研究会, 2003 年 7 月 25 日
- 青木健一郎, 堀洋一, “ステアバイワイヤを用いた自動車の操舵性向上”, VT-04-4, 電気学会自動車研究会, 2004 年 3 月 23 日
- 青木健一郎, 堀洋一, “遊星歯車を用いた操舵装置によるアクティブ操舵実現”, 電気学会産業応用部門大会, 2004 年 9 月 16 日
- 青木健一郎, 堀洋一, “遊星歯車を用いたアクティブ操舵における反力制御手法”, 電気学会自動車研究会, VT-05-15, 2005 年 1 月 21 日

# 付録A 遊星歯車の動作原理の導出

論文本編では遊星歯車の角度、トルク関係式の導出法に触れていない。本研究では遊星歯車の動作に関する理解が重要であるので、付録において遊星歯車の基本式を導出しなければならない。遊星歯車は回転体であるため直感的理解が難しいが、その本質は誰でも知っている「てこの原理」に帰着させることができる。この付録の最後にてこの原理による置き換えを示すので理解の助けになるだろう。

## A.1 はじめに

遊星歯車と聞いてその動作が頭に浮かぶ人はほとんどいないだろう。しかし目に見えない場所では数多くの遊星歯車が活躍している。少なくとも人口の数十倍にのぼる数の遊星歯車が、日本国内で使用されているはずである。

遊星歯車の最も身近な応用例は自動車の自動変速機やデフ(差動機構)である。自転車の内装式変速機にも一般的に使われており、小型かつ同軸上で減速したいモータには遊星歯車が多用されている。プリウスの動力分割機構も1組の遊星歯車が使われている。

遊星歯車はいたるところで応用されているにもかかわらず、その動作を詳細に記した文献は非常に少ないと思われ、文献があったとしても難解なため直感的な理解が不可能なものばかりである。

この付録は、1対の歯車の動作原理から説明をはじめており、歯車に馴染みがない人でも遊星歯車の動作を理解できるように式の導出方法を細かく示した。最後に「てこ」に置き換えた考え方を紹介するが、遊星歯車の動作は実は「てこの原理」の回転型であることが理解できるはずである。この付録が「メカ」に対する理解の一助となることを願っている。

一対の歯車における伝達関係式

最初に図 A.1 のように噛み合った1対の歯車 X と Y の角度関係を考える。この歯車の角度を  $\theta_X, \theta_Y$  また歯数を  $Z_X, Z_Y$  と表す。バックラッシュは考えない。

歯車 X が左に1回転すると歯は  $Z_X$  枚噛み合って回転する。このとき歯車 Y も同じ枚数の歯車が噛み合うので Y の回転角度は  $-Z_X/Z_Y$  回転である。よって

$$\theta_X \cdot Z_X = -\theta_Y \cdot Z_Y \quad (\text{A.1})$$

なる関係式が成り立つ。

実際の歯車は慣性や噛み合わせによる摩擦が生じるが、伝達されるトルクと比較して影響が小さいと考えてトルク関係を導出することにする。歯車の半径を  $R_X, R_Y$  とすると、歯車が伝達するトルク  $T_X, T_Y$  と接触面に働く力  $F_X, F_Y$  の関係は

$$T_X = F_X \cdot R_X, T_Y = F_Y \cdot R_Y \quad (\text{A.2})$$



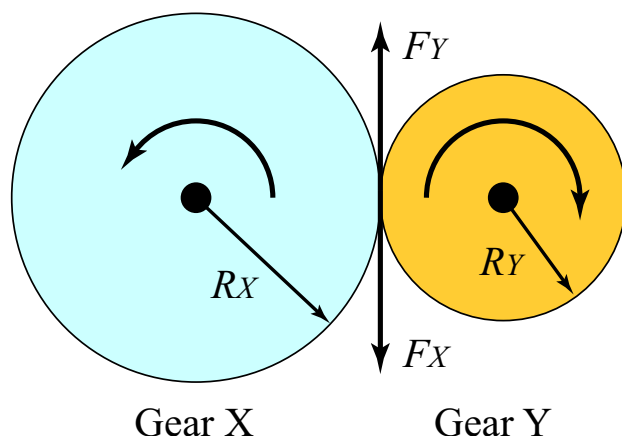


図 A.1: 1 対の歯車

表 A.1: 遊星歯車にかかわる記号の定義

部品名	角度	トルク	力	半径	歯数
サンギア	$\theta_A$	$T_A$	$F_A$	$R_A$	$Z_A$
遊星ギア	$\theta_B$	$T_B$	$F_B$	$R_B$	$Z_B$
リングギア	$\theta_C$	$T_C$	$F_C$	$R_C$	$Z_C$
キャリア	$\theta_D$	$T_D$	$F_D$	$R_D$	

$R_D$  は遊星ギアの公転半径

$T_D$  は遊星ギアを公転させるトルク

である。作用反作用の関係から  $F_X = -F_Y$  であり、歯車の半径と歯数は比例すると考えると

$$\frac{T_X}{Z_X} = -\frac{T_Y}{Z_Y} \tag{A.3}$$

と求められる。伝達されるトルクの向きは反対になるが回転方向も反対になるため角速度とトルクの積である仕事量は入力と出力で等しい。実際には歯車での損失が数%程度あるため必要に応じて伝達効率を考えることがある。

## A.2 角度関係式の導出

遊星歯車機構は図 A.2 のようにサンギア (A)、遊星ギア (B)、リングギア (C)、キャリア (D) から構成される。角度やトルクなどにかかわる記号の定義を表 A.1 にまとめる。

なお、遊星ギアの回転角度とは外から観測した角度である。例えば遊星ギアとサンギアを接着剤で固定したままキャリアを 1 周させた場合でも遊星ギアは 1 周したと考えなければならない。キャリアに固定した回転計で測定した場合は遊星ギアが回転していないように見えるので注意すること。

まずキャリアが静止していると考え ( $\theta_D = 0$ )、ほかのギアの角度関係を考える。歯車は完全に噛み合っているため、中心にあるサンギアが +1 周すると歯車は  $Z_A$  枚動き、遊星歯

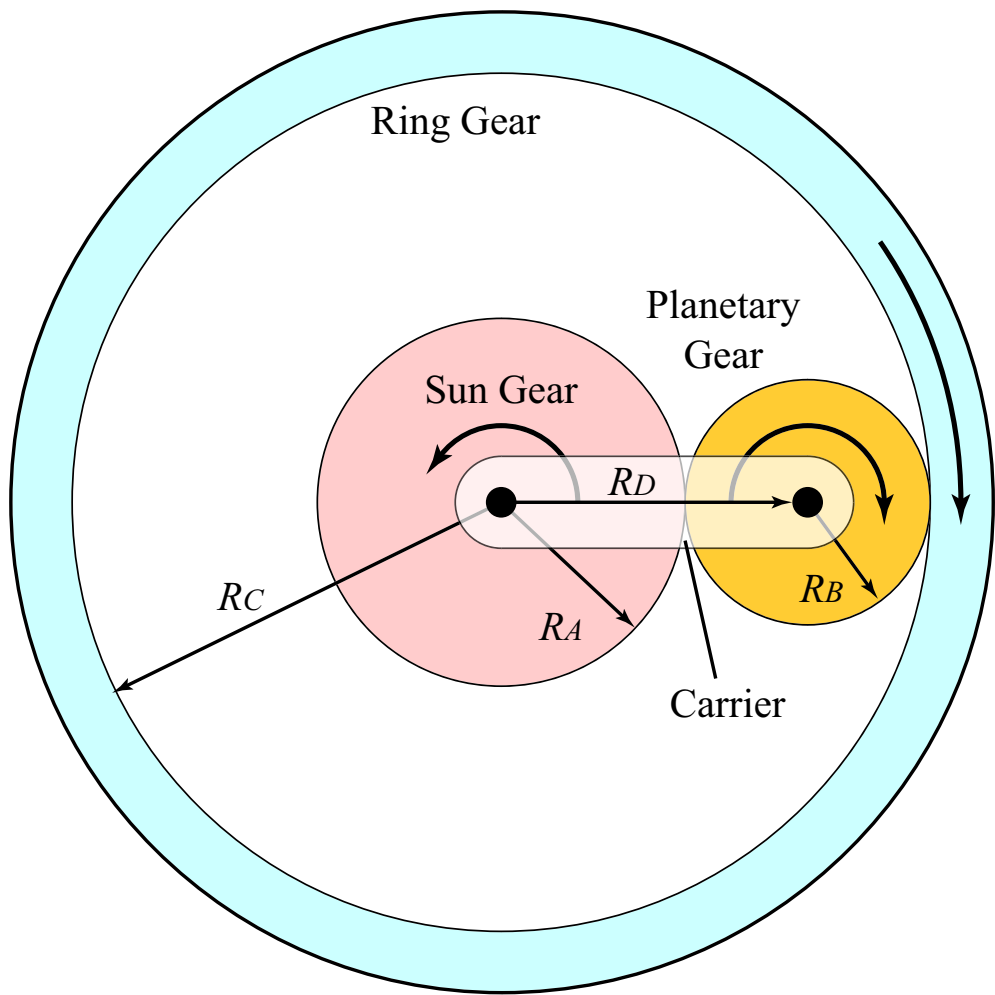


図 A.2: 簡略化した遊星歯車の構造

### A.3 トルク関係式の導出

---

車は  $-Z_A/Z_B$  周する。このときリングギアと噛み合う歯数も  $Z_A$  枚であるから、リングギアは  $-Z_A/Z_C$  周する。よって、

$$\theta_A = -\frac{Z_C}{Z_A}\theta_C = -\frac{Z_B}{Z_A}\theta_B \quad (\text{A.4})$$

とかくことができる。

次にキャリアも回転している場合を考える。キャリアが回転していてもキャリア上に立って観測すれば式 (A.4) が成立しているはずである。この現象を外部から観測した場合にも式 (A.4) における歯車の角度からそれぞれキャリアの角度  $\theta_D$  を引くことで角度関係が記述できる。すなわち

$$\theta_A - \theta_D = -\frac{Z_C}{Z_A}(\theta_C - \theta_D) = -\frac{Z_B}{Z_A}(\theta_B - \theta_D) \quad (\text{A.5})$$

である。ここでサンギアとリングギアの歯数比として

$$\alpha = \frac{Z_C}{Z_A} \quad (\text{A.6})$$

を用いて歯数比のみを考えることにする。遊星歯車の構造から

$$Z_A + 2Z_B = Z_C \quad (\text{A.7})$$

であるから

$$\frac{Z_B}{Z_A} = \frac{\alpha - 1}{2} \quad (\text{A.8})$$

と表すことができる。

よって式 (A.5) を整理すると、

$$\theta_A + \alpha\theta_C - (1 + \alpha)\theta_D = 0 \quad (\text{A.9})$$

および

$$2\theta_A + (\alpha - 1)\theta_B - (1 + \alpha)\theta_D = 0 \quad (\text{A.10})$$

が導出される。

ここで式 (A.9) はサンギア、リングギア、キャリアから出力を取り出す場合に使われる式で本編でも用いている。一方式 (A.10) はリングギアがない遊星歯車の角度関係を記述しており、BMW による 2 重遊星歯車の動作を理解する上で役に立つだろう。

回転に関わる変数は 4 つあるが、4 つのうち 2 つが自由に決められる角度 (独立変数) であり残りの 2 つは必然的に決まる角度 (従属変数) である。

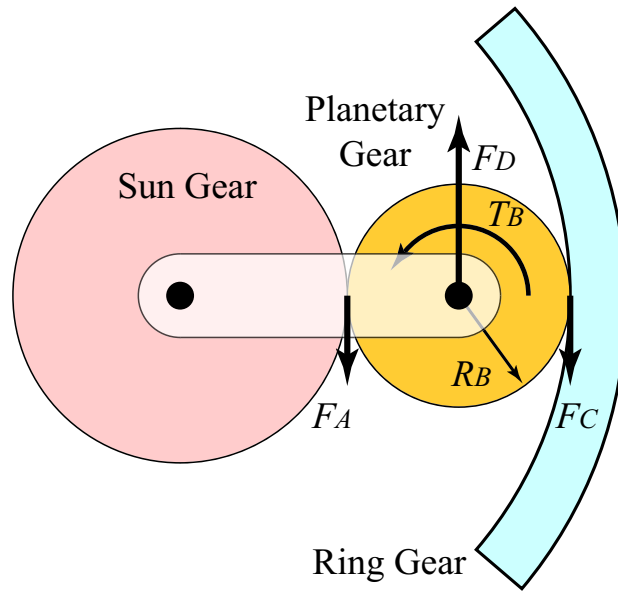


図 A.3: 遊星ギアまわりの力のつりあい

### A.3 トルク関係式の導出

次にトルクの関係を考える。トルクの関係は図 A.3 のような遊星ギアに生じる力のつりあいによって求めることができる。力のつりあいを考える前に、半径の比を  $\alpha$  で表す場合の計算を示す。

各要素の半径に関係は

$$R_A + 2R_B = R_C, \quad R_A + R_C = 2R_D \quad (\text{A.11})$$

である。半径の比と歯数の比は等しいので  $R_C/R_A = Z_C/Z_A = \alpha$  とすると

$$\frac{R_C}{R_A} = \alpha, \quad \frac{R_C}{R_B} = \frac{2\alpha}{\alpha - 1}, \quad \frac{R_C}{R_D} = \frac{2\alpha}{\alpha + 1} \quad (\text{A.12})$$

と変形できる。

次に力のつりあいを (i) 円周方向と (ii) 回転方向に分けて考える。

#### (i) 円周方向の力のつりあい

円周方向に働く力は、キャリアが遊星ギアを公転させようとする力、サンギアとリングギアとの接触面に働く力である。ただし慣性や摩擦は考えないことにする。これらのつりあい式は

$$F_A + F_C + F_D = 0 \quad (\text{A.13})$$

である。これらの力は  $F = T/R$  であるから、トルクに直すと

$$\frac{T_A}{R_A} + \frac{T_C}{R_C} + \frac{T_D}{R_D} = 0 \quad (\text{A.14})$$

と書ける。ここで  $R_D$  は遊星歯車が公転する軌道の半径である。

#### A.4 実際の遊星歯車への適用例

##### (ii) 回転モーメントのつりあい

回転モーメントを生じる力は、遊星ギア自体を自転させる外部トルク（または出力トルク）とサンギアおよびリングギアによって駆動されるトルクである。従ってモーメントのつりあい式は

$$T_B + R_B(F_C - F_A) = 0 \quad (\text{A.15})$$

である。よってトルクに換算すれば

$$-\frac{T_A}{R_A} + \frac{T_B}{R_B} + \frac{T_C}{R_C} = 0 \quad (\text{A.16})$$

と書ける。

トルク関係式の導出

式 (A.12), 式 (A.14), 式 (A.16) より、

$$\frac{T_A}{2} + \frac{T_C}{2\alpha} + \frac{T_D}{\alpha + 1} = 0 \quad (\text{A.17})$$

$$\frac{T_A}{2} - \frac{T_C}{2\alpha} - \frac{T_B}{\alpha - 1} = 0 \quad (\text{A.18})$$

のようなトルク関係式を導くことができる。

トルク関係式も変数は4つあるが2つが独立で残り2つは従属になる。ただしその組み合わせは角度の変数と関連しており、角度関係式で独立変数として選んだ2つの要素は必ずトルク関係式で従属変数にしなければならない。つまり  $\theta_A$  と  $T_A$  を同時に独立変数に選ぶことはできない。

## A.4 実際の遊星歯車への適用例

実際の遊星歯車では4つの要素のうち3つしか使わない場合が多い。例えば本論文で使った遊星歯車機構では、遊星ギアの自転運動は直接取り出していない。またBMWの2重遊星歯車にはリングギアがないため遊星ギアの自転、公転、サンギアの3つを使っている。

これらの遊星歯車機構における関係式を導出する場合は、使わない要素のトルクを0にすればよい。導出方法を2つの例について説明する。

本論文で使っている遊星歯車の例

遊星歯車の自転を使わないので、 $T_B = 0$  とおく。このとき

$$\theta_A + \alpha\theta_C - (1 + \alpha)\theta_D = 0 \quad (\text{A.19})$$

$$T_A = \frac{T_C}{\alpha} = -\frac{T_D}{\alpha + 1} \quad (\text{A.20})$$

である。

リングギアを持たない遊星歯車の例

リングギアがないので、 $T_C = 0$  とおく。このとき

$$2\theta_A + (\alpha - 1)\theta_B - (1 + \alpha)\theta_D = 0 \quad (\text{A.21})$$

$$\frac{T_A}{2} = \frac{T_B}{\alpha - 1} = -\frac{T_D}{\alpha + 1} \quad (\text{A.22})$$

である。

BMW の 2 重遊星歯車ではこのタイプの遊星歯車を 2 組向かい合わせて使っており (図 2.14 を参照)、キャリアの回転 (遊星ギアの公転) によって差動を実現している。しかし 2 組の歯数比が等しいとキャリアを駆動しても入出力の角度差は生じないため、2 組の歯数比を変えている点に工夫が見られる。

## A.5 「てこの原理」による動作の表現

遊星歯車は回転体であるがゆえに直感的な動作の理解が困難である。もし遊星歯車の動作が「てこ」のような直線上の力のつりあい表現できるとしたら、理解の助けになるだけでなく物理法則の美しさにも感動するはずである。

サンギア・キャリア・リングギアのみの表現

本編で使った遊星歯車の動作はサンギア・キャリア・リングギアの 3 要素だけ考えればよい。式 (A.19) を変形すると

$$\theta_D = \frac{1}{1+\alpha}\theta_A + \frac{\alpha}{1+\alpha}\theta_C \quad (\text{A.23})$$

とかけるが、これは内分の式である。つまり  $\theta_A$  と  $\theta_C$  を  $\alpha : 1$  に内分した点が  $\theta_D$  とみなしても良い。さらにトルクの式 (A.20) を変形すると

$$\alpha T_A - 1 \cdot T_C = 0, \quad T_A + T_C + T_D = 0 \quad (\text{A.24})$$

と表せる。この 3 つの式を満たす直線状の物体は図 A.4 のような棒である。歯車の角度を棒上の点の位置に、トルクを力に読み替えると、この棒は点 (a) と点 (c) を  $\alpha : 1$  に内分した点が (d) と考えられる。さらに点 (c) まわりのモーメントのつりあいおよび棒全体にかかる力の総和は式 (A.24) と同じ式で表される。すなわち

$$X_d = \frac{1}{1+\alpha}X_a + \frac{\alpha}{1+\alpha}X_c \quad (\text{A.25})$$

$$\alpha F_a - 1 \cdot F_c = 0, \quad F_a + F_c + F_d = 0 \quad (\text{A.26})$$

が棒の上でも成り立っている。これはまさに「てこの原理」そのものである。

この置き換えは遊星歯車を理解する上でとても役に立つ。角度と位置、トルクと力が方向を含めて完全に対応している。角度の代わりに角速度でもよく、その場合は角速度と位置が対応する。自動車の変速機やプリウスに使われるハイブリッドの原理もすべてこの図で理解することができる。

すべての要素を含む表現

3 つの要素だけでなくすべての要素を含んだものも「てこ」に置き換えられる。考え方は 3 要素の場合と同じだが角度の拘束式が式 (A.19) と式 (A.21) の 2 つになる。前者は 3 要素と同じで後者も変形によって内分の形に直せる。すなわち

$$X_d = \frac{2}{1+\alpha}X_a + \frac{\alpha-1}{1+\alpha}X_b \quad (\text{A.27})$$

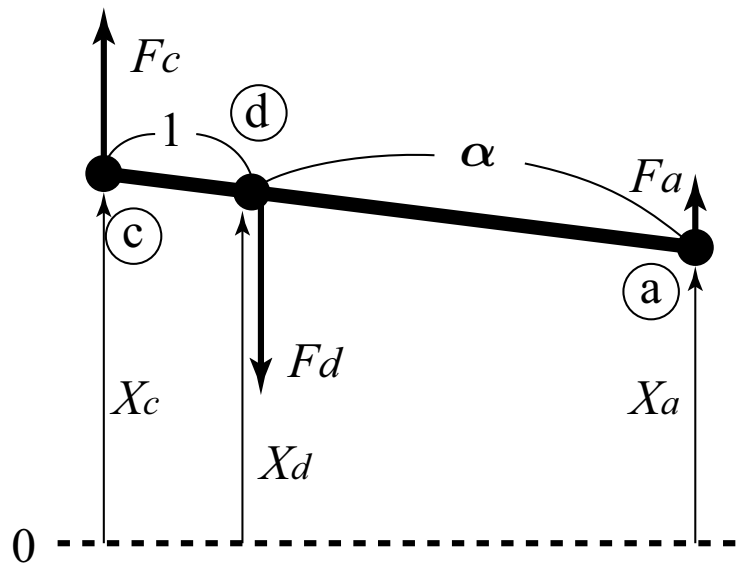


図 A.4: 「てこの原理」による動作の表現 (3要素)

のように点 (d) は点 (a) と点 (b) を  $(\alpha - 1) : 2$  に内分した点である。よって cd 間の距離を 1 とすれば bc 間の距離は  $(\alpha + 1)/(\alpha - 1)$  と計算できる。この距離関係を「てこ」で表せば図 A.5 のようになる。点 (a) と点 (c) の延長上に点 (b) が配置されている。

角度関係は図 A.5 となるが、トルク関係も同じ図で表せることを確認しておく。図 A.5 で点 (d) まわりのモーメントのつりあいは

$$\alpha F_a - F_c - \frac{2\alpha}{\alpha - 1} = 0 \tag{A.28}$$

である。各項を  $2\alpha$  で除すれば

$$\frac{F_a}{2} - \frac{F_c}{2\alpha} - \frac{F_b}{\alpha - 1} = 0 \tag{A.29}$$

を得るので、式 (A.14) と同じ形であることがわかる。さらに点 (b) まわりのモーメントを計算すれば、

$$\left(\alpha + 1 + \frac{\alpha + 1}{\alpha - 1}\right) F_a + \frac{\alpha + 1}{\alpha - 1} F_c + \frac{2\alpha}{\alpha - 1} F_d = 0 \tag{A.30}$$

なので、これらを整理すれば

$$\frac{F_a}{2} + \frac{F_c}{2\alpha} + \frac{F_d}{\alpha + 1} = 0 \tag{A.31}$$

である。この式は式 (A.12) と同じ形である。よってトルクの関係も図 A.5 によって表せることが確認できた。

いくつかの応用例

遊星歯車の応用例のほとんどは3要素の図 A.4 で理解できるはずである。例えばリングギアが固定された減速機では  $X_c$  を 0 に固定して考えればてこの原理と同じである。てこの原理より  $X_d : X_a = 1 : 1 + \alpha$  であることが一目で分かる。遊星歯車では  $\theta_d : \theta_a = \omega_d : \omega_a = 1 : 1 + \alpha$  である。トルクも同じようにてこの原理で考えればよい。

ハイブリッド車として知られるプリウスの無段変速機にも遊星歯車が用いられている。

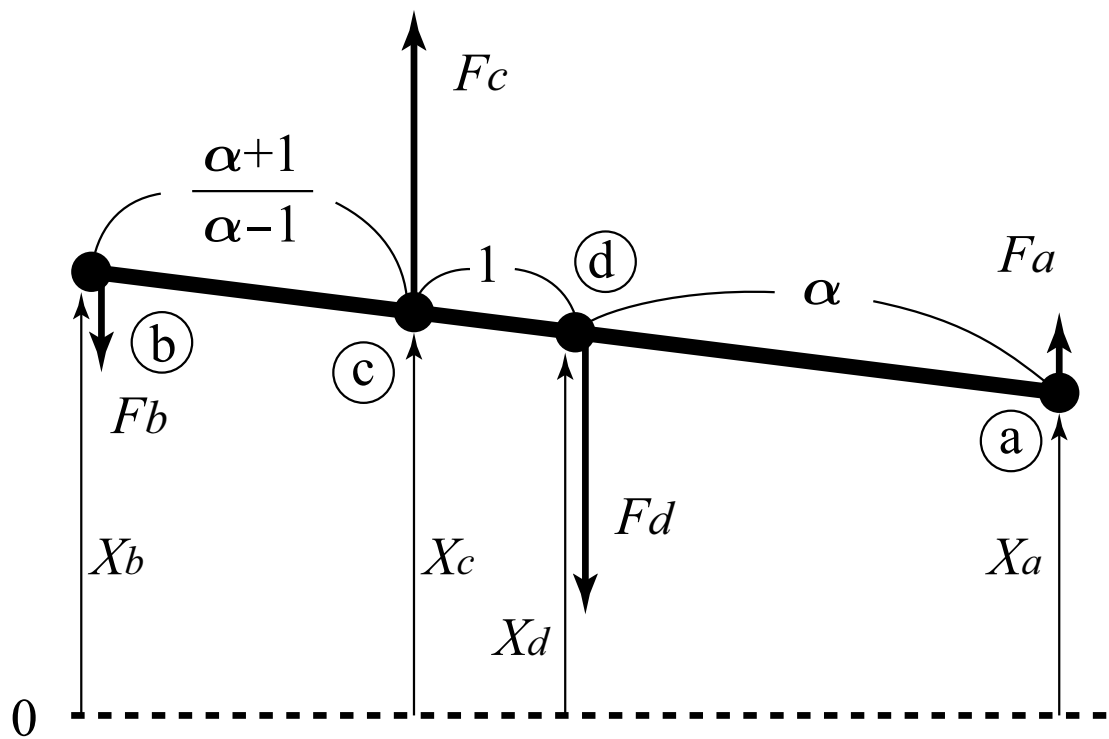


図 A.5: 「てこの原理」による動作の表現 (4要素)



## 付録B アクティブ操舵実験装置の製作

本研究ではアクティブ操舵を実現する実験装置を自作した。構想から完成までおよそ8ヶ月かかったが、とくに遊星歯車の製作には5ヶ月近くを費やした。本実験装置の製作フェーズは大きく分けて4つからなっている。

- 遊星歯車などの機械部分の製作
- モータを駆動する電力変換装置の製作
- 制御のためのソフトウェアの作成
- MATLAB とリンクした実験環境の構築

実際の製作に当たっては、これらを同時並行で設計・製作することで制作期間を短期間に抑えることができた。制御としては実験装置内で閉じているが、パラメータ設定やデータ収集のためにPCとのリンクが必要である。

以下、それぞれのフェーズに分けて製作過程や図面を紹介する。

### B.1 遊星歯車などの機械部分の製作

遊星歯車は多くの場所で応用されているにもかかわらず、既製品として売られているものはほとんどない。特に操舵用途に使える強度やバックラッシの既製品はなく、既製品の平歯車を組み合わせて製作することになった。とくに難しいのがキャリアの製作であり、歯車がスムーズに動くために  $10\mu\text{m}$  まで誤差が小さくなるように細心の注意を払って作業した。

平歯車は協育歯車工業の標準品を使っている。表 B.1 に使用した歯車の一覧を示す。材質はすべて S45C という機械用炭素鋼である。

表 B.1: 遊星歯車に使用した歯車の一覧

パーツ名	型番	ピッチ円直径	歯数	使用個数
Sun Gear	S1S 24B+1008	$\phi 24$	24	1
Planetary Gear	S1S 24A-0808	$\phi 24$	24	3
Ring Gear	IS1S 72A-1000	$\phi 72$	72	1
Reduction Gear	S1S 120A=1018	$\phi 120$	120	1
Pinion Gear	S1S 24B+1210	$\phi 24$	24	1

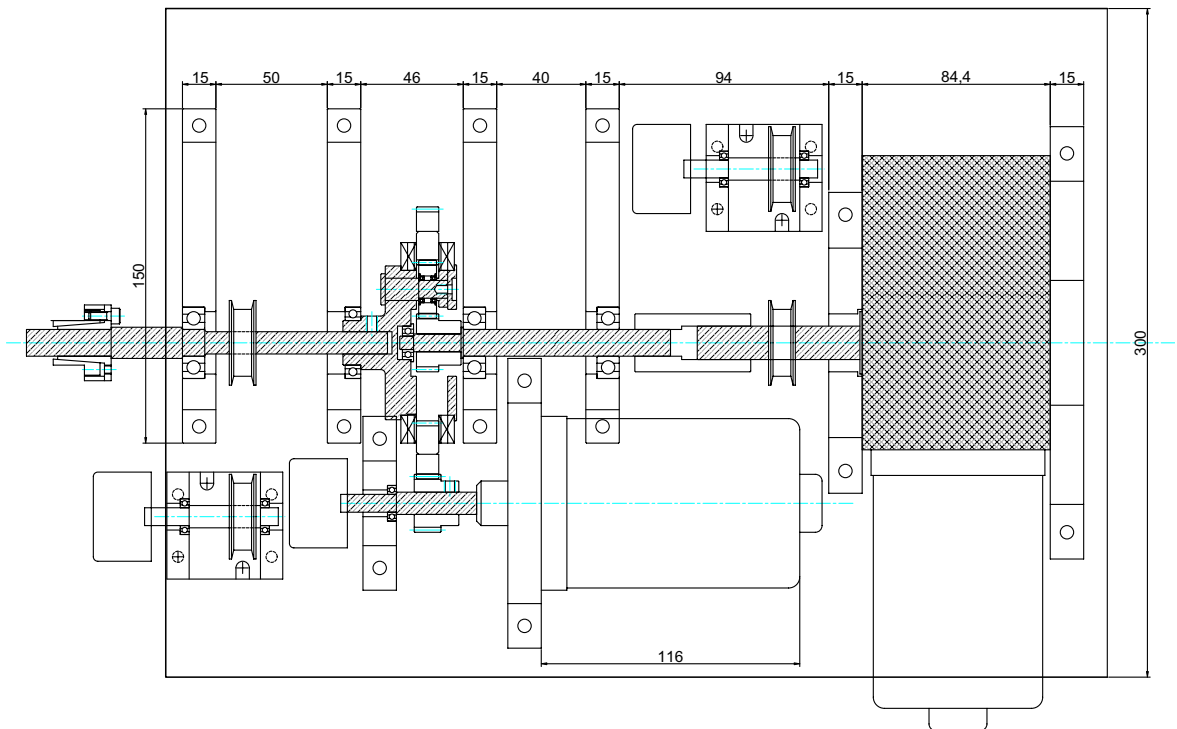


図 B.1: 実験装置の設計図 (一部)

遊星歯車は3枚使った。リングギアは内歯車であるが、動力を取り出すために直径120mmの平歯車の中にはめ込んである。この平歯車はサブモータにつながるピニオンとかみ合っており、結果的にサブモータから見て1:5の減速比でリングギアを駆動していることになる。実験装置の設計図の一部を図B.1に示す。

EPSモータとウォームギアが一体になったEPSアセンブリは市販の乗用車に使われているものを取り寄せて使用している。サブモータにもEPSと同じモータを使用している。遊星歯車とステアリングホイール、EPSアセンブリを接続している軸などはS45Cを使った。軸はすべてベアリングによって支持されており、摩擦の小さいスムーズな回転を実現している。

実験装置の全景を図B.2に、遊星歯車付近の拡大写真を図B.3に、遊星歯車自体の写真を図B.5にそれぞれ示す。

## B.2 モータドライブ回路の製作

モータドライブ回路の仕様は本編でも示したが表B.2に再掲する。メインモータ、サブモータともドライバの仕様は同じである。メインモータドライバの写真を図B.5に、ドライバの構成図を図B.6に、電流センサアンプを図B.7に示す。

2つのモータのドライブ回路は2度の試作を経て製作したが、実験装置に使っているものでも前期型(サブモータ)と後期型(メインモータ)で詳細が異なっている。後期型では回路が単純化され、コネクタの配置も見直された。また、メインモータドライバは前輪角を測定するエンコーダを処理するためマイコンボードを2枚重ねて搭載している。

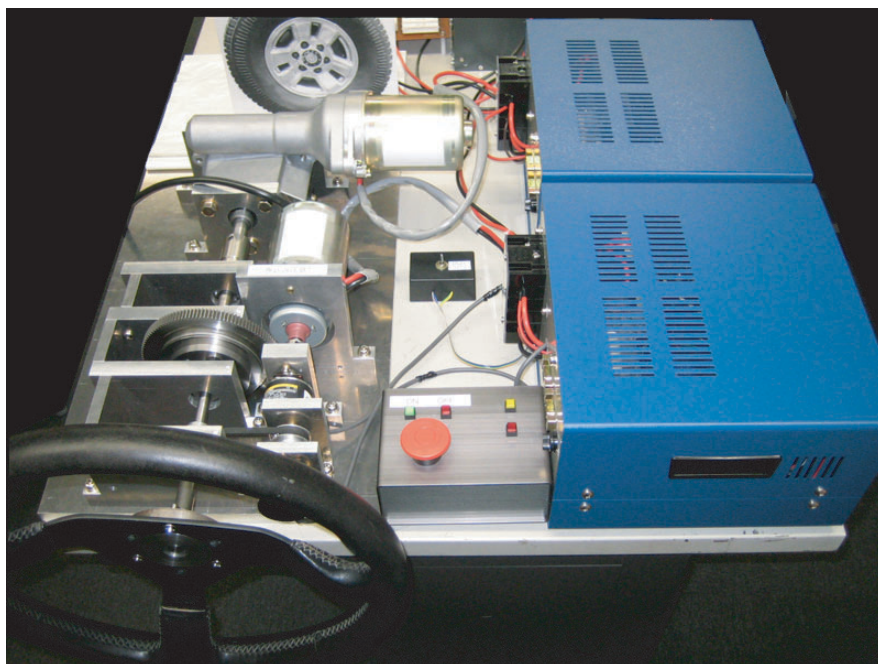


図 B.2: 実験装置

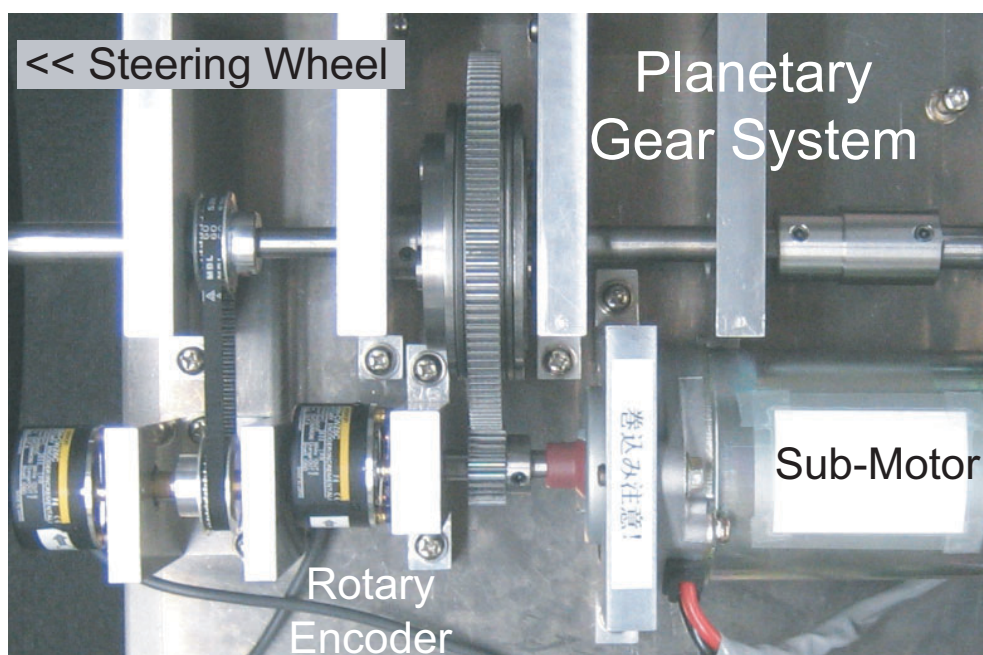


図 B.3: 遊星歯車付近の拡大写真



図 B.4: 遊星歯車の写真

2つのモータドライバ間では、エンコーダ情報や電流指令などを交換しており、1msecごとに双方向通信を行っている。通信速度は156.25kbpsである。

通信はRS232Cと同じだがハンドシェイクは独自の手法である。とくにスイッチングノイズが大きく発生源との距離も近いいため、データ確認のためのパリティを強化したりハンドシェイク方法を工夫したりして高信頼なデータ通信を実現している。

表 B.2: モータドライバの仕様

モータドライバ	
駆動方式	PWM 4 象限チョッパ
定格出力	10[V] 25[A]
変調周波数	20[kHz]
電流制御周期	0.1[msec]
角度制御周期	1.0[msec]
CPU	ルネサス H8-3052(25MHz)
マイコンボード	秋月電子通商 AKI-H8/3052

## B.2 モータドライブ回路の製作

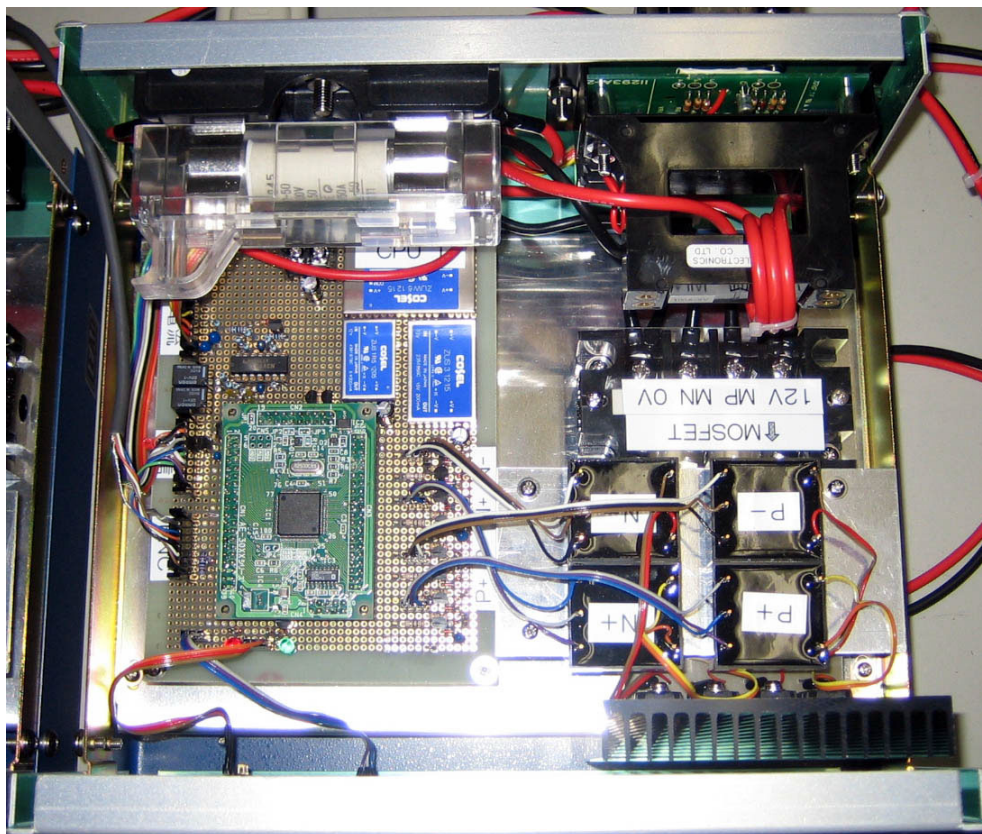


図 B.5: モータドライバの写真

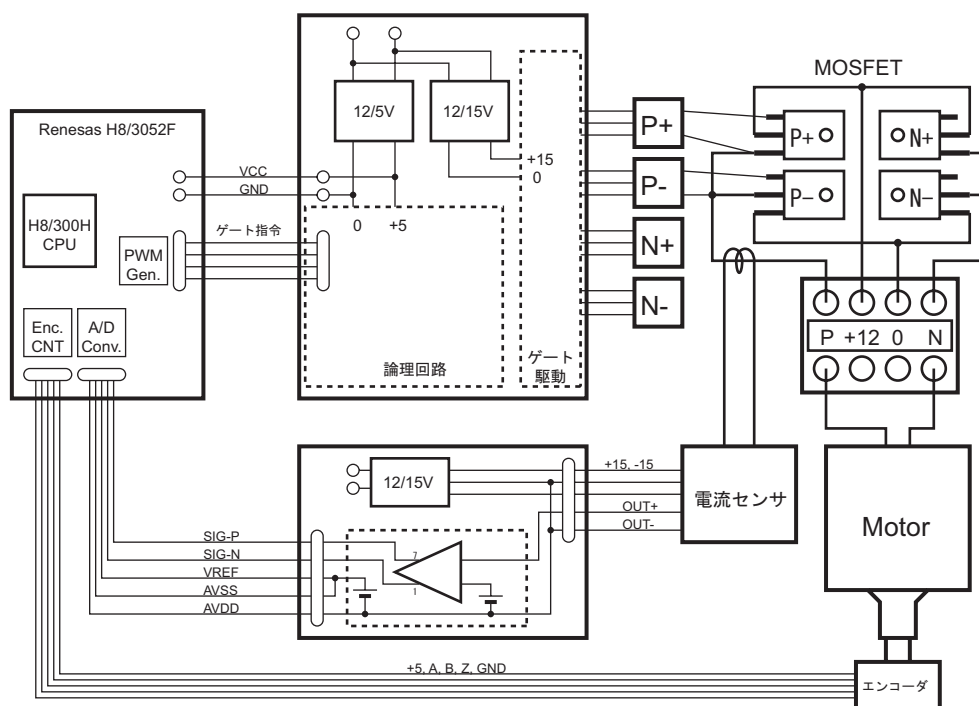


図 B.6: モータドライバの回路構成

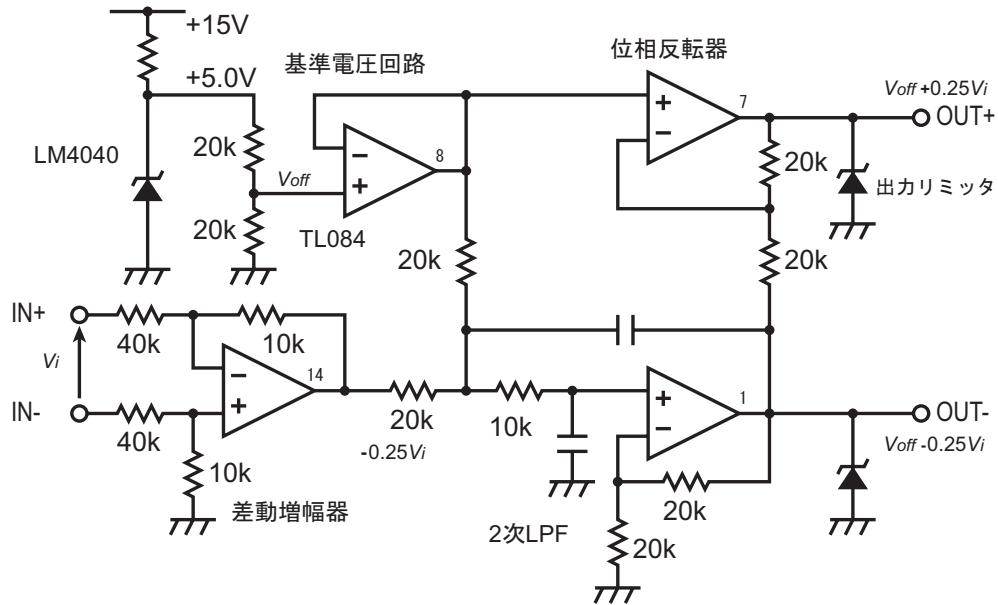


図 B.7: 電流センサアンプの構成

### B.3 制御のためのソフトウェア

制御は実験装置内で完結しているため、角度制御などすべての計算プログラムをマイコン上に実装している。

マイコンは 32bit がレジスタが 8 本あり、32bit の四則演算やシフトが可能である。ただし小数が使えないためすべて整数計算している。内部バスは 16bit である。

マイコンにはあらかじめモータ制御に必要な機能が搭載されている。PWM 機能付きタイマ、エンコーダカウンタ、10bitAD コンバータ、DA コンバータ、シリアル通信、DMAC、I/O ポート、RAM8kB などがすべて 1 チップに入っている。

なお、プログラムはすべてアセンブラで書いている。

#### 電流制御

PWM の変調波は 10kHz なので同じ周期で電流制御を行うことにした。電流測定回路は電流センサの出力 (20V<sub>p-p</sub>) を自作したアンプで振幅を 5V<sub>p-p</sub> に変換し、2.5V のバイアスをかけてマイコンの AD 変換器に入れている (マイコンの ADC は 0-5V 入力である)。またバイアス電圧の変動を吸収するため位相反転した波形と同時に AD 変換し、正相と逆相の電圧差を電流としている。さらに AD 変換周波数は倍の 20kHz として 2 サンプルの合計を求めているため、結果的に 12bit の精度で電流を測定していることになる。

#### 位置制御など

位置制御の周期は 1msec である。しかし、1msec の間に位置制御以外にも電流制御を 10 回、エンコーダの読み込み、角速度の計算、通信などをしなければいけないため、CPU 内部での制御のタイミング管理が重要になってくる。

制御プログラムの実行順序はすべてスロットによって管理されている。1msec の間を 20 個のスロットに分割し、スロット番号に従って制御を実行することで効率の良い時間管理を実現している。

PWM に使う三角波のアップダウン切り替え点と同期して 25μsec ごとにタイマ割り込み

を発生させ、スロット番号を 0A, 0B, 1A, 1B... と増加させていく。制御は 0~9 まであり、例えば制御 0A は位置制御、制御 1A は通信、制御 9A はエンコーダ処理などである。B のスロットはすべて電流制御に使われる。このときのタイミングチャートを図 B.8 に示す。1 スロットに許されるクロック数は 1250 クロックである。しかし各スロットの開始前に電流制御をスタートしたり途中で電流測定値をバッファしたりする割り込みがあるため、実際には 1000 クロック程度である。現在の制御レベルでは全 CPU 能力のうち 30% 程度しか使っていないのでさらに複雑な制御も可能である。その場合も制御スロットによる管理手法が役に立つだろう。

## B.4 MATLABとリンクした実験環境の構築

最後に整備した機能が PC とのリンクである。PC 上の MATLAB との通信は RS-232C の手順によっている。PC からマイコンにコマンドを送ることで、マイコンがパラメータを更新したり実験結果を送ったりできるようになっている。MATLAB はパラメータ設定やデータ取得・プロット・保存などをすべて GUI 上でできるようにしてあり、効率の良い実験環境を構築した。

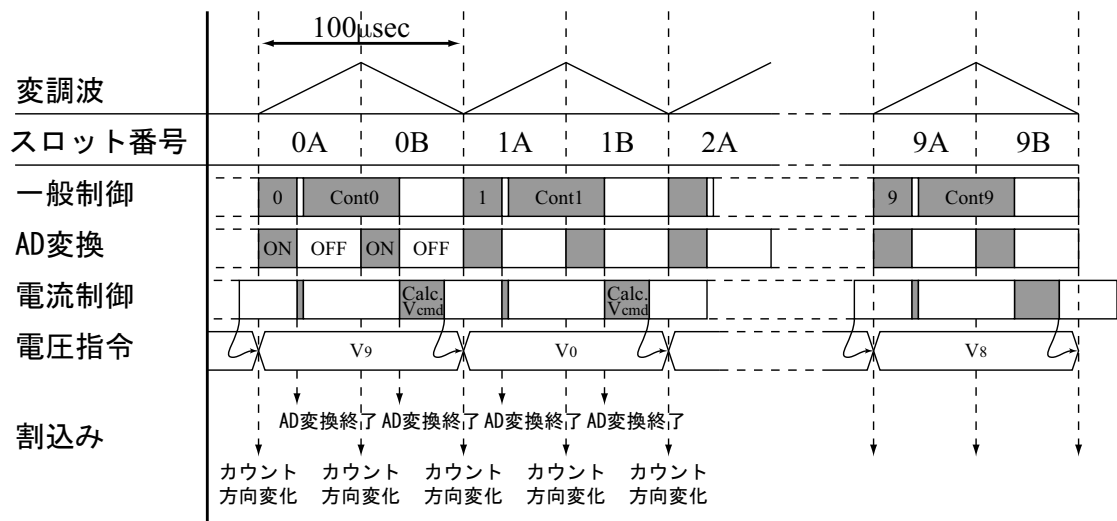


図 B.8: 制御のタイミングチャート

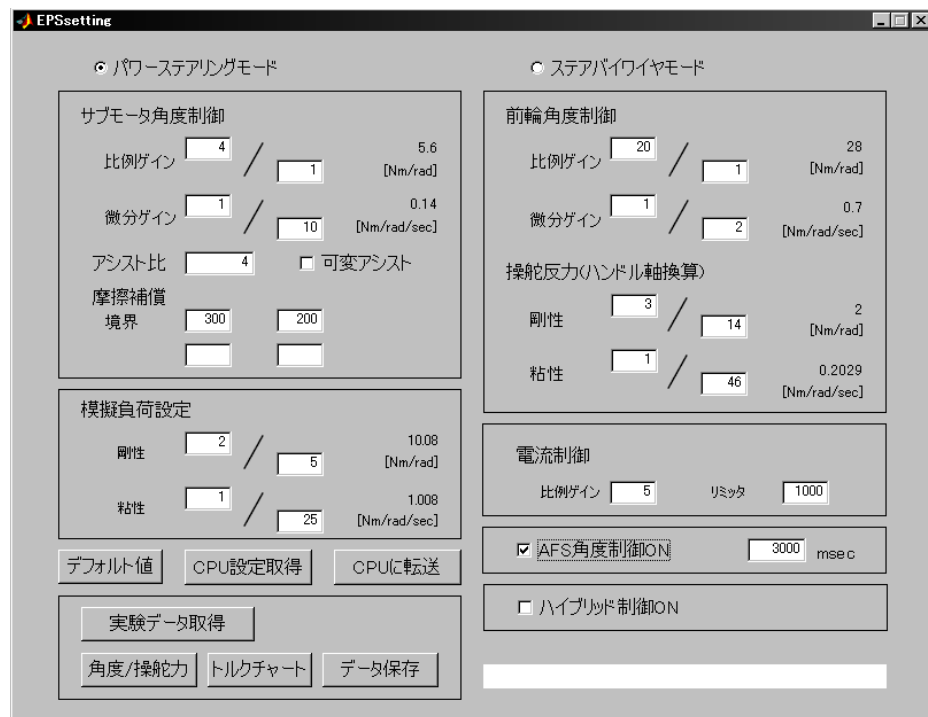


図 B.9: MATLAB の GUI を使ったパラメータセッティング