

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

青木 健一郎*, 堀 洋一 (東京大学)

A Novel Configuration of EPS (Electric Power Steering) to Use as an Actuator to Realize AFS (Active Front Steering)

Ken-ichiro Aoki and Yoichi Hori (The University of Tokyo)

Abstract

In this paper, a novel design method of EPS (Electrical Power Steering) is proposed to be applied to AFS (Active Front Steering). The proposed EPS consists of a planetary gear and two motors. It can not only output AFS compensation angle but also cancel the interference between AFS action and driver's reaction force.

キーワード: 電動パワーステアリング アクティブ前輪操舵 遊星歯車
(Keywords: electric power steering, active front steering, planetary gear)

自動車技術として近年急速な発展を遂げているのが、省エネルギー技術と事故防止技術である。電動パワーステアリング (EPS) は従来の油圧式に比べ省エネルギー性に優れている⁽¹⁾。またアクティブ前輪制御 (AFS) による車両姿勢制御により安全性向上が期待されているが⁽²⁾、AFS は前輪を正確に制御できるアクチュエータを必要とする。近年普及してきた EPS は、高速かつ正確なモータ制御の利点を生かすことができる点で、AFS のアクチュエータとして適している。しかし従来の EPS は AFS のアクチュエータとして設計されていないため、AFS 実現のために不十分な構成である。

本研究は、AFS を実現するために必要となる EPS 制御器および機械的な構成を示すものである。制御面または機械的な構成の異なる 3 種類のステアリングを挙げ、それぞれについて AFS アクチュエータとしての応用の可能性を検討する。このような EPS の制御器に求められる要件は、

- AFS による補償舵角の実現
- AFS 作動トルクが反力に影響しない非干渉化
- パワーアシスト機能

である。

まず、1 つのモータを利用する従来型 EPS による AFS 実現を検討するが、機械的な自由度が不足するために非干渉化の要件を満たすことができない。

次に、機械系に遊星歯車機構を応用し、2 つのモータを制御する EPS を提案する。同時に、車体重量の増加を補償する AFS 制御器を設計し、EPS と組み合わせたシミュレーションを行うことで、非干渉化が可能であることを示し、提案手法の有効性を明らかにする。

最後に、操舵と転舵を個別のモータで制御するステアバイワイヤ (SBW) による構成を示す。さらなる一般的な考察により、遊星歯車式 EPS と SBW は、制御面で全く等価な自由度が得られるため、SBW による研究が遊星歯車式 EPS へ応用可能であることを示す。

1. AFS による車両姿勢制御の手法

1.1 ヨーレートの位相遅れを補償する AFS の設計

平面上で 2 次元運動をしている車両の状態は、図 1 に示すように、重心速度 V 、重心での車体すべり角 β 、ヨーレート γ の 3 つの量で表せる。簡単のため 2 輪モデルとして線形化し、状態量 β, γ と前輪舵角 θ_f 入力を用いた状態方程式を式 (1) に示す。

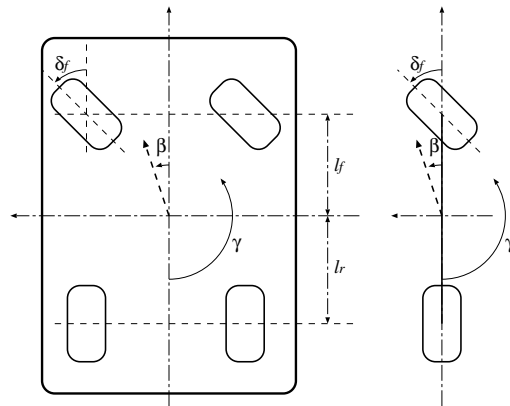


図 1 4 輪モデルと 2 輪モデル

Fig. 1. 4-wheel model and 2-wheel model.

$$\dot{x} = A x + u \dots \dots \dots (1)$$

ただし、

$$A = \begin{bmatrix} -2 \frac{K_f + K_r}{MV} & -1 - 2 \frac{l_f K_f - l_r K_r}{MV^2} \\ -2 \frac{l_f K_f - l_r K_r}{I} & -2 \frac{l_f^2 K_f + l_r^2 K_r}{IV} \end{bmatrix},$$
$$= \left[\frac{2K_f}{MV} \quad \frac{2l_f K_f}{I} \right]^t, \quad = [\beta \quad \gamma]^t, \quad u = \theta_f \quad \cdot (2)$$

AFS(Active Front Steering) は、車両姿勢を制御するために前輪の操舵量 θ_f を積極的に制御するものである。式 (1) に示した 2 次元運動方程式においてドライバーによる操舵が車両の運動に与える影響を考える。操舵により車両に発生する γ は式 (1) を変形することで、式 (3) のような 2 次系の応答として導くことができる⁽³⁾。

$$\frac{\gamma}{\theta_f} = G(0) \frac{1 + T_r s}{1 + 2\frac{\zeta}{2\pi f_n} s + \frac{1}{(2\pi f_n)^2} s^2} \dots\dots\dots (3)$$

ただし、 $G(0)$ は定常円旋回におけるヨーレートである。また、 f_n は固有振動数、 ζ は減衰定数で、車体重量や速度に依存し、自動車の過渡的な運動特性を大きく左右するパラメータである。

自動車の過渡特性を決める要因は、ステア特性やサスペンションの性能など他にも数多くあるが、ここでは一例として、 $M = 1000, 2000[\text{kg}]$ 、速度 $V = 60[\text{km/h}]$ としたときの周波数特性を図 2 の実線および鎖線で示す。なお、運動特性を求めるために必要なその他のパラメータは、一般的な乗用車のものを仮定している。

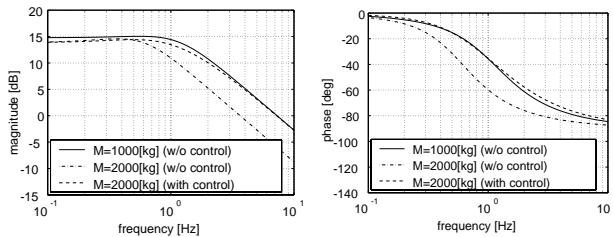


図 2 γ/θ_h の周波数特性
Fig. 2. Bode plot of γ/θ_h

図 2 より、車体重量の増加とともに舵角に対するヨーレート γ の追従特性が悪化し、重い車体ほど操舵に対して挙動が遅れていることを示している。このような応答遅れは前輪制御を行うことで補償することが可能である。図 3 に、ヨーレートフィードバックによる遅れ補償を行う AFS を示す

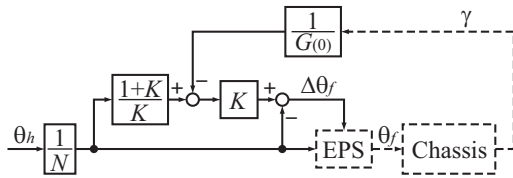


図 3 AFS による姿勢制御系
Fig. 3. Block diagram of AFS.

$M = 2000[\text{kg}]$ のとき $K = 1$ としてフィードバック制御を行ったときの周波数特性を、図 2 の破線で示す。AFS により、周波数特性が $M = 1000[\text{kg}]$ の場合とほぼ等しくなっていることが分かる。周波数が低い領域でゲインが 1[dB] 程度小さくなっているが、これは $G(0)$ が車体重量により異なるためである。

よって、比例制御による AFS では、比例定数を適切に選ぶことで、車両の周波数特性を変化させ、車両重量や速度の変化による運転感覚の違和感を補償することが可能である。

1.2 AFS を実現する EPS 構成法の分類

EPS(Electric Power Steering) は、この 10 年で大きく発展し、実用化されてきた技術である。最初の実用化は軽自動車への適用 (1988) であり、初期にはドライバーの入力トルクを増幅するのみであった。増幅ゲインは速度により可変である⁽⁴⁾。また、EPS 単独の制御として、PID 制御によりハンドルの戻り特性を改善する提案などがある⁽⁵⁾。

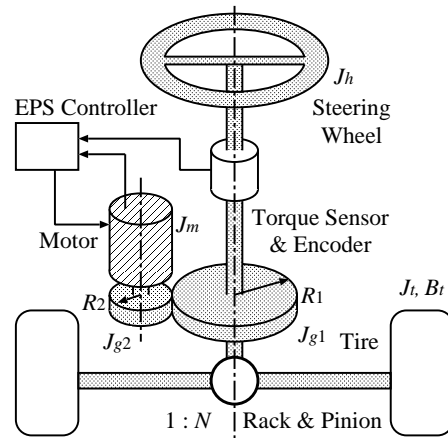


図 4 ステアリング装置の構成
Fig. 4. Configuration of steering system.

EPS を含むステアリング装置は一般的に図 4 のような構成である。モータは減速装置を介してハンドル軸と直結している。ドライバーがハンドルを回すトルク T_h から操舵角 θ_f までの伝達関数は、式 (4) のように表せる。

$$P(s) = \frac{\theta_f}{T_h} = \frac{1}{J_w s^2 + B_w s + K_w} \dots\dots\dots (4)$$

このモデルでは非線形要素を含んでいないが、実際のステアリング装置は飽和やヒステリシスを含む非線形システムである。

前章で述べた AFS を実現するアクチュエータとしては、前輪補償舵角 $\Delta\theta_f$ を制御入力とし、実舵角 θ_f を出力するようなシステムが必要である。本研究では、制御系または機械系の違いにより、図 5 に示す 3 種類の構成を考える。

- (1) パワーステアリングのコントローラ部で足し合わせる 1 モータ型
- (2) 機械的に足し合わせる 2 モータ型
- (3) 操舵部と転舵部を切り離す steer by wire (SBW)

2. 1 つのモータで AFS を実現する EPS システムの検討

2.1 AFS アクチュエータとしての制御器設計

1.2 節において AFS を実現する 3 つの方法を挙げたが、1 モータ型は車両への搭載が容易かつハードウェアの信頼性が確立されているという特徴がある。本章では従来と同じ機械系

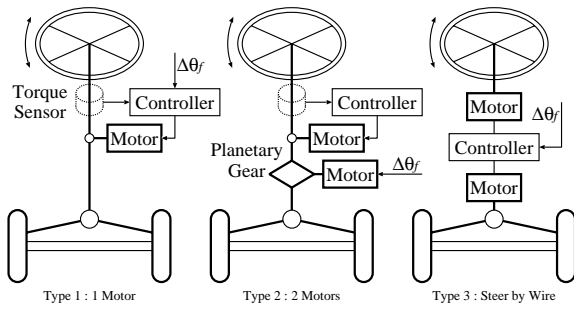


図5 EPSによるAFSアクチュエータの実現法

Fig.5. Three types of AFS actuator based on EPS.

を持つEPSに、AFSアクチュエータとしての機能を持たせる制御則を提案する。

AFSおよびパワーアシストという2つの機能を実現する際の制御目標として、式(5)および式(6)を定める。

$$\frac{\theta_f}{T_h} \rightarrow \text{操舵感覚} \dots\dots\dots (5)$$

$$\frac{\theta_f}{\Delta\theta_f} \rightarrow \text{AFS 実現} \dots\dots\dots (6)$$

操舵感覚は、単純なものとしてはハンドル入力トルクの増幅が考えられる。操舵感覚についてはさまざまな研究がなされているが、本研究では任意の伝達関数が実現できることを目標とする。また、AFS実現のためには高速に、正確に目標値に追従することを目標とする。

図6には、ステアリング系の剛性 K を考慮したEPSモデルと、制御系の構成を示す。破線で示した部分はドライバーによる制御の概要である。

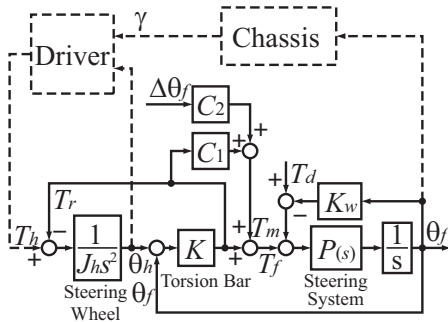


図6 EPSによるAFS制御系

Fig.6. Block diagram of EPS as AFS actuator.

操舵感覚は、EPS制御器 C_1 によって決めることができる。もっとも単純なEPSでは、トルクセンサの入力を定数倍することで、トルクアシストを得ることが可能である。

この制御系では、AFS制御器 C_2 の出力を、EPSモータの発生するトルクに加算することで、AFSを実現することが可能

である。 C_2 は、 T_m から θ_f までの伝達関数の逆数とすればよい。しかし、実際のモデルは非線形であり、線形であると仮定しても、速度や路面状態タイヤの種類によってパラメータは大きく変動するので、この方法で θ_f を正しく追従させるためには各パラメータの正確な同定が不可欠である。

2.2 . AFS と反力の非干渉化における問題点

ドライバーの挙動について考える。ドライバーはハンドルにトルクを入力する以外に、ハンドルの角度や反力を情報として取り込み、適宜フィードバック制御を行っていると考えられる。反力は図6において T_r として示した力である。

ここで、AFSの動作がドライバーにどのような影響を与えるか定性的に考える。ドライバーはハンドル角から反力を推定しているため、AFSの動作は反力の急激な変化や、路面の不整による外乱ととらえられる。ドライバーは予期しない外乱を受けるので、通常これを抑制しようとする。そのため、AFSの動作と干渉する可能性がある。最悪の場合不安定なハンドル操作になりかねないので、AFSの動作がドライバーに伝わらないように設計しなければならない。

AFSの動作がドライバーに影響を与えないような非干渉化の定義を $\Delta\theta_f$ からハンドル角までの伝達関数 $\theta_h/\Delta\theta_f$ とすると、

$$\frac{\theta_h}{\Delta\theta_f} = \frac{KC_2}{P(s)J_h s^2 + KP(s) + KJ_h(1 + C_1)s^2} = 0 \quad (7)$$

とする必要がある。しかし、モータ制御器の設計によりこの伝達特性を0にすることはできないので、このままでは非干渉化は不可能である。非干渉化を実現するためには、操舵角と転舵角を独立に制御できる必要があるが、自由度が不足するため1つのモータでは実現不可能である。

3. 差動機構と2つのモータを利用した新しいEPSの設計

3.1 . 遊星歯車機構を利用した新しいEPSの提案

第2章ではAFS指令値とドライバーへの反力を非干渉化できないという問題点を示した。すなわち、操舵角と転舵角を独立に制御するために2つ以上のモータが必要がある。本章では、図5で示したタイプ2に相当する、2つのモータと遊星歯車機構を用いたステアリングを提案する。

遊星歯車機構は図7に示す4つの構成要素を持っている。ここでは太陽歯車A、遊星歯車B、内歯車C、キャリアDとする。キャリアは遊星歯車の公転を取り出している。また太陽歯車と内歯車の直径の比 $\alpha = r_C/r_A$ とする。

A, C, Dそれぞれの回転速度およびトルクを $\omega_A, T_A, \omega_C, T_C, \omega_D, T_D$ とすれば、これらの変数の間に式(8)~(10)の関係が成り立つ。ただし、回転方向は太陽歯車の軸のあるほうから見て左回りを正とする。またトルクは回転方向と同じ方向に出力する場合を正に定義する。

$$\omega_A - (1 + \alpha)\omega_D + \alpha\omega_C = 0 \dots\dots\dots (8)$$

$$T_A + \frac{2}{1 + \alpha}T_D + \frac{1}{\alpha}T_C = 0 \dots\dots\dots (9)$$

$$\omega_A T_A + \omega_D T_D + \omega_C T_C = 0 \dots\dots\dots (10)$$

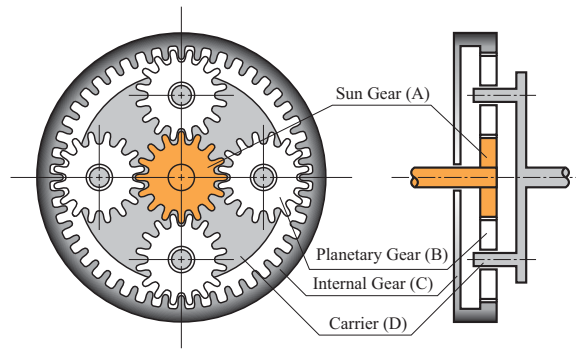


図7 遊星歯車機構

Fig. 7. Planetary gear system.

ここで、式 (8) は回転数の関係を表している。式 (9) は遊星歯車の定常状態における力のつりあい、式 (10) は入出力のつりあいである。

図8に遊星歯車機構の計算モデルでの表現を示す。入出力の違いにより、 ω_A, ω_D, T_C を入力とした (a) と、 T_A, T_D, ω_C を入力とした (b) を取り上げる。

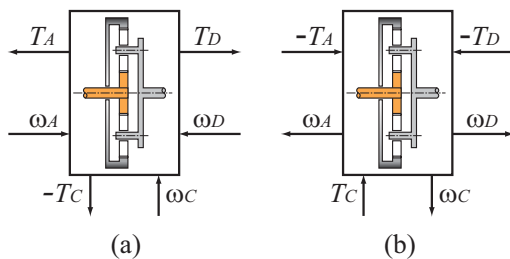


図8 遊星歯車機構のモデル表現

Fig. 8. Model of planetary gear system.

(a) について、式 (8)~(10) を変形して、

$$\omega_C = \frac{-1}{\alpha} \omega_A + \frac{1+\alpha}{\alpha} \omega_D \quad (11)$$

$$T_A = \frac{1}{\alpha} T_C = \frac{-1}{1+\alpha} T_D \quad \dots\dots\dots (12)$$

を得る。式 (12) は、回転数と関係なく入出力トルク比が決定されることを示している。

図9に、2つのモータと遊星歯車機構によるEPSシステムの表現を示す。遊星歯車機構のうち、太陽歯車(A)が操舵部に、キャリア(D)が転舵部に接続され、内歯歯車はモータと接続することにする。

6つの変数のうち3つを測定することで他の変数は計算によって求められる。ここではモータと接続している ω_D, ω_C, T_C が既知であるので、残りの T_A, T_D, ω_A も知ることができる。この方法により、従来のEPSで必須であったトルクセンサは不要になる。

ここで、内歯歯車に接続するモータをモータ1、太陽歯車に接続するモータをモータ2とし、それぞれ制御器 C_1 と C_2 で制御する。モータは理想的で十分早くトルク指令値に応答するものとし、図中では省いている。

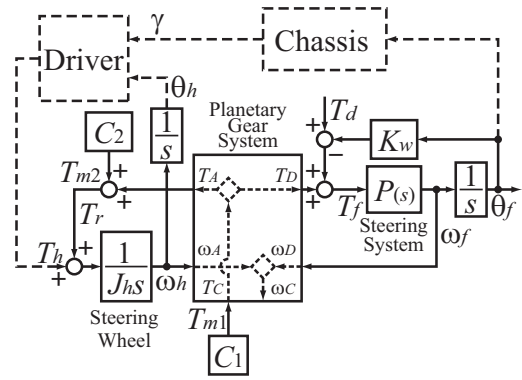


図9 2モータと遊星歯車機構によるEPS

Fig. 9. Block diagram of EPS with a planetary gear system and two motors.

3.2 . EPS 制御器の設計

操舵角と転舵角の差は、内歯歯車(C)の角度として現れる。ただし、遊星歯車の減速比のため、実際には式(13)に従って角度が大きくなる。減速比を1:Nとする。

$$\Delta\theta_f = \theta_f - \frac{\theta_h}{N} = \frac{\alpha}{N} \theta_C \quad \dots\dots\dots (13)$$

通常のステアリングを実現するには、操舵角と転舵角を等しくするため $\theta_C = 0$ になるようにモータ1を制御する。このときモータ1は図6に示したねじれ棒(Torsion Bar)と同じ動きを持つ。角度の次元で定常誤差を0にするために、 C_1 は ω_C に対してPI制御とする。一方AFS実現のためには、 ω_C を $\Delta\theta_f$ に追従させればよいので、制御則は式(14)のようになる。

$$T_{m1} = (K_p + \frac{K_i}{s})(\omega_C - \Delta\dot{\theta}_f) \quad \dots\dots\dots (14)$$

このときモータ1が発生するトルク T_{m1} が式(12)によってハンドルに伝わり、ドライバーは反力を感じる。この力は同時に転舵側にも伝達され、タイヤの方向を変える力になる。しかし、AFS作動トルクも同時に伝達されるので、AFSと反力の非干渉化のためにはモータ2により補償する必要がある。 $\Delta\theta_f$ と T_A の関係は

$$\Delta\dot{\theta}_f = \Delta\omega_f = P(s)T_f = (1+\alpha)P(s)T_A \quad \dots\dots\dots (15)$$

と表せるので、反力の補償式は式(16)のように計算される。

$$T_{m2} = -T_A = \frac{1}{1+\alpha} \frac{\Delta\dot{\theta}_f}{P(s)} \quad \dots\dots\dots (16)$$

式(16)より、補償すべきトルクを正確に求めるにはステアリングモデル $P(s)$ の逆関数を使う。しかし、 $P(s)$ は速度や路面状態に大きく依存するため、同定などの手法が必要になる。

EPSの機能として求められるトルクアシストは、反力制御によって実現する。モータ1の発生するトルクは操舵側に伝わるが、モータ2により反力を小さくするような制御をすることで

ドライバーは小さな力でハンドルを回すことができるため、パワーアシストを感じられるようになる。ここでは、単純に反力を定数倍 ($1/\lambda$ とする) に小さくするのみにとどめ、式 (17) のように制御する。

$$T_{m2} = \frac{-1}{\alpha} \frac{\lambda - 1}{\lambda} T_{m1} \dots\dots\dots (17)$$

以上により、AFS とパワーアシストを独立に制御し、AFS の作動トルクが反力に影響しない非干渉化が達成される。

4. AFS との組み合わせによる EPS の動作検証

4.1 . ヨーレートの遅れを補償する AFS 制御効果の確認

3 章で設計した遊星歯車式 EPS の有効性を確かめるため、1 章で設計した AFS と組み合わせて自動車の 2 次元姿勢制御を行う。図 10 に AFS を組み込んだ EPS のシステムを示す。

なお、式 (14) における EPS 制御器の定数は、 $K_p = 1000$, $K_i = 100$ である。また、AFS 制御器のゲインは $K = 1$ である。

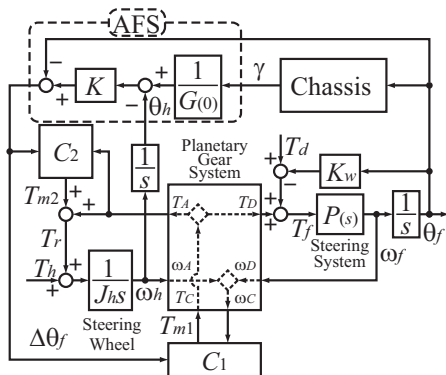


図 10 AFS を組み合わせた EPS システム
Fig. 10. EPS system as an actuator of AFS.

1 章で設計した AFS は、車体重量が増加した際に発生する、操舵に対するヨーレートの遅れを補償するものであった。シミュレーションにより、遊星歯車式 EPS に適用した場合、AFS 制御による効果があることを確認する。

図 11 に、周期的操舵に対して発生するヨーレートの遅れを、車体重量を $M = 1000, 2000[\text{kg}]$ と変化させた場合について示す。また、 $M = 2000$ のときは AFS による制御を行ったときの結果も示す (図中の破線)。ただし、便宜上 γ は $G(0)$ で除して舵角の次元として比較している。

このシミュレーションより、 $M = 2000[\text{kg}]$ の場合でも AFS 制御を行うことで $M = 1000[\text{kg}]$ の場合とほぼ等しいヨーレート特性が得られることが分かる。

4.2 . AFS 補償舵角と反力の非干渉化の確認

図 12 には、ドライバーに感じられる反力を、AFS 動作時と非動作時について示す。図では、AFS 動作時と非動作時の反力の波形がほぼ重なっており、AFS による制御と反力を非干渉化

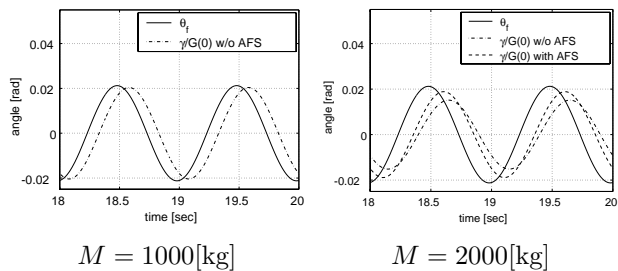
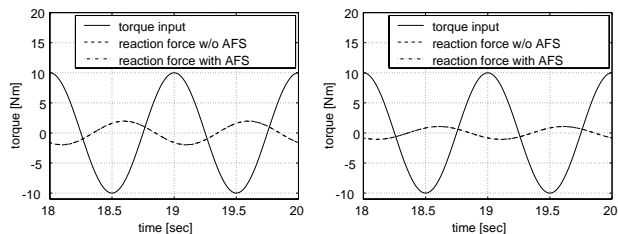


図 11 周期操舵に対する γ の応答

Fig. 11. Response of γ

できていることが分かる。また、トルクアシストを行ったときの波形も示す。 $\lambda = 2$ のとき、反力は半分になっているが、AFS 動作時も反力は変化していないことがわかる。



No torque assist ($\lambda = 1$). Torque assist ($\lambda = 2$).

図 12 AFS 動作時の反力の変化

Fig. 12. Change of reaction force when AFS is active.

5. SBW を含めた一般的考察

5.1 . モータ位置に関する一般的考察

本章では、2 つのモータの位置を太陽歯車と内歯歯車にしたが、キャリアに取り付けても良い。よってモータの位置による組み合わせのバリエーションは 3 種類存在する。ここで反力 T_r および転舵トルク T_f を出力とする 1 つのシステムとして、図 13 のような遊星歯車機構とモータを組み合わせたものを考える。式 (12) により

$$T_r = T_A + T_{m1} = -\frac{1}{\alpha} T_{m2} + T_{m1} \dots\dots\dots (18)$$

$$T_f = T_D + T_{m3} = \frac{1+\alpha}{\alpha} T_{m2} + T_{m3} \dots\dots\dots (19)$$

と表せるので、 T_r と T_f は回転数とは関係なく、遊星歯車の減速比 α とモータのトルクのみによって決まる。さらに、その位置にかかわらず 2 つのモータを選ぶことで、 T_r と T_f を独立に出力可能であることがわかる。

5.2 . SBW (Steer by Wire) と遊星歯車 EPS の等価性

図 14 に SBW (Steer by Wire) による操舵システムの構成

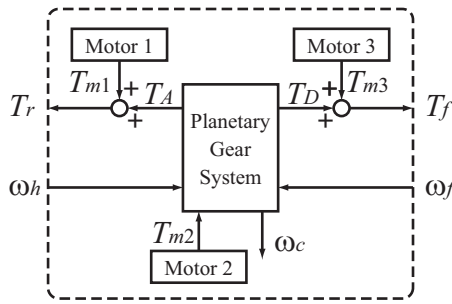


図 13 遊星歯車とモータの一般的構成

Fig. 13. General configuration of planetary gear system and motors.

例を示す。SBW ではハンドルからタイヤまでの間が物理的に切り離されており、操舵角と転舵角は完全に独立に動作する。SBW による操舵システムの特徴は、機械的に独立した 2 つのアクチュエータを用いることで、 T_r と T_f を独立に制御できることである。

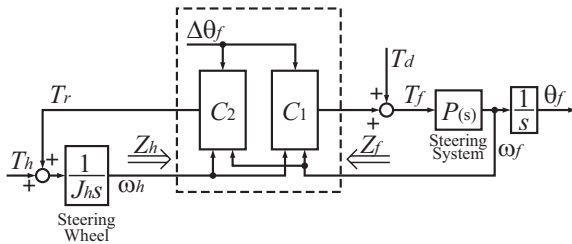


図 14 Steer by Wire によるステアリング構成

Fig. 14. Configuration of steer by wire system

3 章において、2 つのモータの取り付け位置の違いが、制御面での影響を及ぼさないことを示した。ここで、操舵側 (A) と転舵側 (D) にモータを取りつけた遊星歯車 EPS に注目する。内歯歯車 (C) にはモータがないため、入出力がなく空転している状態 ($T_C = 0$ より $T_A = T_D = 0$) である。このとき、ハンドルへの反力トルク T_r はモータ 1、転舵トルク T_f はモータ 3 のみに依存し、遊星歯車機構は無視できるため SBW と全く同じ構成である。

さらに、遊星歯車式 EPS の制御は 2 つのモータ位置によらず同等であるため、遊星歯車機構と 2 つのモータを用いたステアリングは、制御面で SBW と全く等価に扱うことが可能であり、広義に SBW と分類できる。

SBW によるステアリングシステムは、最も先進的なシステムとして研究が盛んに行われている。それは、2 つのモータにより操舵側と転舵側を独立に制御できるためである。一方で SBW は機械的な接続がないため、故障時の安全確保の為にバックアップが必要であり、信頼性と自由度を上げるとともにコストも増大する。また安全性をどの程度保証すればよいかという議論も必要である。

6. 結 論

表 1 提案手法の分類

Table 1. Classified table of proposed method.

構成方法	1 モータ	遊星歯車	SBW
トルク増幅機能	○	○	○
路面反力制御		○	○
AFS 補償舵角の実現	×	○	○
AFS と反力の非干渉化	×	○	○
フェイルセーフ性	○	○	
ハンドルの自由な配置	×	×	○

本論文では、AFS による制御を実車で実現するための、パワーステアリングの構成を 3 種類に分類した。それぞれにおいて実現できる機能の分類を、表 1 に示す。在来と同じ機械系を利用した 1 つモータによる EPS では、AFS 制御がドライバーへの反力に伝わるため、安全上の問題から非干渉化が必要であることを示した。

次に、操舵部と転舵部を遊星歯車機構で接続し、2 つのモータを利用することで独立な制御が可能となる、遊星歯車式 EPS を提案した。提案した EPS は、ドライバーのトルクアシストと同時に AFS 動作が可能であり、さらに AFS と反力の非干渉化が可能である。またシミュレーションにより提案手法の有効性を示した。

最後に SBW について考察し、制御理論の観点から遊星歯車式 EPS と全く等しい自由度の制御が可能であることを示し、広義の SBW としての扱いを提案した。さらに、従来と同等のフェイルセーフ性をより少ないバックアップで実現することができる SBW として、遊星歯車式 EPS を位置づけることも可能である。

今後はプラントの同定アルゴリズムを含めたモデルにより、AFS アクチュエータとしての性能を検証するとともに、操舵系の剛性や歯車のバックラッシュが制御に与える影響についても検討、実験を行う必要がある。また、直接ヨーモーメントを与えることができる DYC (Direct Yaw moment Control) との協調制御によりさらに高度な姿勢制御の可能性を探る。

文 献

- (1) "NSK Technical Journal", No.672, 2001.
- (2) Masao Nagai, Motoki Shino, Feng Gao, "it Study on Integrated Control of Front Steering Angle and Direct Yaw Moment, 自動車技術会学術講演会前刷集 No.5-01, 2001.
- (3) Masato Abe, "Vehicle Dynamics and Control", 山海堂, 1992.
- (4) 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.
- (5) Ji-Hoon Kim, Jae-Bok Song, "Control logic for an electric power steering system using assist motor", Mechatronics 12 (2002), pp. 447-459.