

特集 車両横運動特性を改善する駆動力及び電動 パワーステアリング制御の設計手法*

Design Method of Driving Force and Electric Power Steering Control to Improve Vehicle Lateral Motion Characteristics

田代 勉

Tsutomu TASHIRO

細江 繁幸

Shigeyuki HOSOE

In this paper, we propose new controls and appropriate design methods for driving force and Electric Power Steering (EPS). These controls improve the vehicle lateral motion characteristics. First, kinetic equations including the characteristics of the EPS system, and vehicle lateral and longitudinal motions are clarified. Control-design policies are derived from their frequency responses. Then, using the H-infinity control theory, it is important to find ways to compensate for external disturbances and characteristic variations, in order to realize a driving force controller which compensates for longitudinal and vertical disturbances at the wheels, and an EPS controller which compensates for vehicle lateral motion variations and lateral disturbances at the wheels. Finally, their effectiveness is shown using simulations and vehicle experimentations.

Key words: Motion control, Automobile, Maneuverability, Robust control, Electric power steering, Driving force control

1. 諸言

自動車のピッチ動作は前後方向の運動であるが、横運動に与える影響も大きい。これは、各輪で発生する横力は荷重依存性を持っていることによる。すなわち、ピッチ動作により前後輪間の荷重バランスが変動すると、前輪と後輪に作用する横力のバランスも乱れ、ステア特性（アンダーステア、オーバーステア等）を変化させる。従って、ピッチ振動が生じると、それに伴って車両横運動も乱される。

これに対し筆者らは最近、車両横運動の乱れを抑制する新しいEPS（電動パワーステアリング）制御とその設計手法を提案した¹⁾。この研究では、凹凸路面走行時などに生じる前後輪での荷重及び横力バランスの乱れを後輪への横力外乱として捉え、これにより生じる車両横運動の乱れを抑制する制御器を設計した。この結果、車両横運動の収束性等を改善するとともに、車両挙動に合致したインフォメーションをハンドル反力としてドライバに伝達できることを確認した。

この方法は、EPSのみを操作できる場合に車両横運動の乱れを抑制する有効な手法である。一方EPSに加えて駆動力も操作できる場合には、横運動への影響を考慮して前後運動を管理することも可能となるので、更なる機能向上を狙うことができる。すなわち、車両のピッチ振動は前後方向の運動であり、先に述べたよ

うに前後輪の荷重バランスを乱すことで車両の横運動を乱す原因となるが、駆動力を操作することでピッチ運動を調整できるので、これが横運動へ与える悪影響を抑制することも可能となる。

これらを踏まえ本研究では、車両の前後運動が横運動に与える影響に着目し、EPSと駆動力を操作することで車両横運動特性を向上する制御を提案する。まず操舵系と車両横運動系に加え、ピッチ、バウンス運動を含む車両前後運動系をモデリングする。次にこのモデルの特徴を調査し、路面から前後輪に作用する前後、上下方向の外乱入力により生じる前後輪間の荷重バランス変動を抑制する駆動力制御器と、前後輪間の横力バランス変動により生じる車両横運動特性を管理するEPS制御器を設計する。特にEPS制御器の設計では、前後輪の荷重変動が横運動に与える影響を前後輪のコーナリングパワーの変動として表現し、これに対するロバスト安定性を保証する、という新しい考え方を導入する。最後に制御器及びその設計方法の有効性を机上及び実車で検証する。

2. 制御対象のモデリング

本研究では操舵輪を前輪、駆動輪を後輪とする車両において、EPSモータのアシストトルクと駆動輪の駆動力を操作入力とする制御を行う。まず本章では、制

* 「日本機械学会論文集」第73巻第728号(2007年4月号)より転載

御対象である車両を、操舵系、車両横運動系、車両前後運動系に区分し、それぞれの関係を記述しつつモデリングする。

2.1 操舵機構のモデリング

Fig. 1に本研究で対象とするEPSの構成図を示す。ドライバが操作するハンドル(ステアリングホイール)と、操舵軸上に設置されたトーションバーのねじれ量に基づき操舵軸に作用するトルクを算出する操舵トルクセンサと、制御により操作されるアシストトルクを発生するモータと、アシストトルクを操舵軸へ伝達する減速機と、操舵軸の回転動作をラックへ伝えるピニオンと、ラック、ホイール、タイヤで構成される。

この操舵機構の動作は、ピニオン、ラック、ホイール、タイヤを一つの慣性物と取り扱うことで、式(1)~(4)に示す運動方程式により記述することができる。

$$T_h = J_h \ddot{\theta}_h + C_h \dot{\theta}_h + K_h (\theta_h - \theta_s) \quad (1)$$

$$R_m (T_m - J_m \ddot{\theta}_m - C_m \dot{\theta}_m) - K_h (\theta_h - \theta_s) = (J_w \ddot{\theta}_w + C_w \dot{\theta}_w - T_a) / R_s \quad (2)$$

$$\theta_m = R_m \theta_s \quad (3)$$

$$\theta_w = \theta_s / R_s \quad (4)$$

ここで、 T_h はドライバによるハンドル入力トルク、 J_h はハンドルの回転イナーシャ、 C_h はハンドル部位の粘性摩擦係数、 K_h はトーションバーのばね定数、 θ_s はトーションバーのハンドル側及びホイール側の舵角、 R_m はモータから操舵軸へのギヤ比、 T_m はモータが発生するモータアシストトルク、 J_m 、 C_m はモータの回転イナーシャ及び粘性摩擦係数、 θ_m はモータの回転角度、 J_w 、 C_w はピニオン、ラック、ホイール、タイヤのホイール舵角に対する等価慣性イナーシャ及

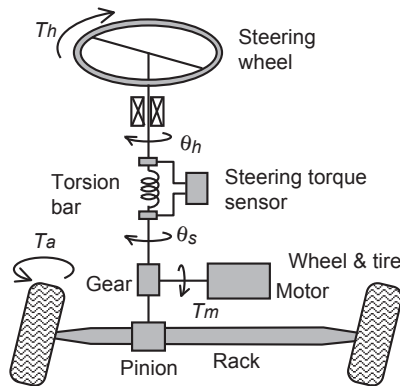


Fig. 1 EPS model

び粘性摩擦係数、 θ_w はホイールの舵角、 T_a は車両横運動等に応じて路面からホイールへ作用する操舵軸回りのトルク、 R_s はピニオンのギヤ比である。

これらを整理すると、操舵モデルは次の入力及び状態変数をもつ4次の線形状態方程式で記述できる。

$$\dot{X}_1 = A_1 X_1 + B_1 U_1$$

$$X_1 = [\theta_h \quad \dot{\theta}_h \quad \theta_s \quad \dot{\theta}_s]^T, U_1 = [T_h \quad T_m \quad T_a]^T$$

これらの入力のうち、ホイールへ作用する操舵軸回りの回転トルク T_a は後述する車両横運動モデルの出力として作用する。また、操舵トルクセンサ出力 T_t は式(5)により算出される。

$$T_t = K_h (\theta_h - \theta_s) \quad (5)$$

2.2 車両横運動のモデリング

本研究ではFig. 2に示すように、ロール運動を含む車両横運動モデルを扱う。従来、車両のスリップ角、ヨーレート、ロール角度を変数とし、前後輪に作用する横力を入力とする式(6)~(8)で表される運動方程式が知られている。²⁾

$$mV(\dot{\beta} + \gamma) - m_b h_b \ddot{\phi} = F_{yf} + F_{yr} \quad (6)$$

$$I_z \dot{\gamma} - I_{xz} \ddot{\phi} = F_{yf} L_{yf} - F_{yr} L_{yr} \quad (7)$$

$$I_\phi \ddot{\phi} - I_{xz} \dot{\gamma} - m_b h_{rb} V(\dot{\beta} + \gamma) = (-K_\phi + m_b g h_b) \phi - C_\phi \dot{\phi} \quad (8)$$

ここで、 m は車両のばね上及びばね下質量の和、 V は車速、 F_{yf} 、 F_{yr} は前輪及び後輪に作用する横力(左右2輪分の和)、 β は車両のスリップ角、 γ は車両のヨーレート、 m_b は車両のばね上質量、 h_b はロールセンタとばね上重心の上下方向距離、 ϕ は車両のロール角度、 L_{yf} 、 L_{yr} は車両重心位置と車両前後方向における前輪及び後輪の横力作用位置との距離、 I_{xz} は車両慣性乗積、 I_z は車両ヨー慣性モーメント、 I_ϕ は車両のばね上ロー

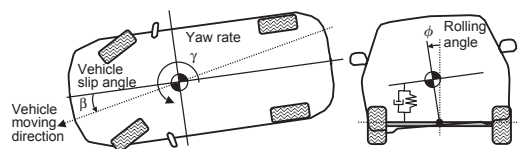


Fig. 2 Vehicle lateral motion model

ル慣性モーメント, K_ϕ, C_ϕ はそれぞれ車両のロール剛性係数及びロール減衰係数, g は重力加速度である.

前後輪に作用する横力 F_{yf}, F_{yr} に関して, 本研究ではホイール舵角 θ_w , 車両スリップ角 β , ヨーレート γ から算出される一般的な項に加え, 式(9), (10)に示すように前後輪に作用する横力外乱 $\tilde{F}_{yf}, \tilde{F}_{yr}$ の項を付加した形で表現する.

$$F_{yf} = 2K_{yf} \left(\theta_w - \beta - \frac{L_f}{V} \gamma \right) + \tilde{F}_{yf} \quad (9)$$

$$F_{yr} = 2K_{yr} \left(-\beta + \frac{L_r}{V} \gamma \right) + \tilde{F}_{yr} \quad (10)$$

ここで, K_{yf}, K_{yr} はそれぞれ前輪, 後輪1輪当たりのコーナリングパワーである. これらは例えば, Fig.3に示すような荷重依存性を持つことが知られている.³⁾

したがって, 前後輪の荷重をそれぞれ w_f, w_r とすれば, K_{yf}, K_{yr} はそれぞれFig. 3の特性を有する w_f, w_r の関数として表現できる.

これらを整理すると, 車両横運動モデルは次の入力及び状態変数と変動パラメータを持つ4次の状態方程式で記述できる.

$$\begin{aligned} \dot{X}_2 &= A_2(V, w_f, w_r) X_2 + B_2 U_2 \\ X_2 &= \left[\phi \quad \dot{\phi} \quad \beta \quad \gamma \right]^T, \quad U_2 = \left[\theta_w \quad \tilde{F}_{yf} \quad \tilde{F}_{yr} \right]^T \end{aligned}$$

車速 V , 前後輪の荷重 w_f, w_r は A_2 の変動パラメータである. 入力のうち, ホイール舵角 θ_w は操舵モデルの出力として作用する. また, ホイールに作用する操舵軸回りのトルク T_a は, 操舵輪である前輪に作用する横力 F_{yf} と, その作用位置と操舵回転中心の距離 L_w から式(11)により算出される.⁴⁾

$$T_a = L_w + F_{yf} \quad (11)$$

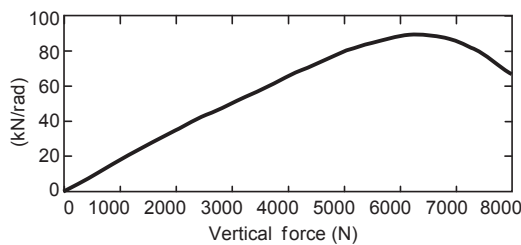


Fig. 3 Cornering power characteristics

2.3 車両前後運動のモデリング

車両前後運動モデルを記述するに当たり本研究では, ばね上のピッチ, バウンス運動を表現できるとともに, 前輪側, 後輪側別々に外力が作用し, それらが異なる経路で車両運動に影響を及ぼす, Fig. 4の機構を考える. 車両は, ばね上, ばね下前輪側, ばね下後輪側に区分され, それぞれが質量を有しているものとする. ばね下前輪側及び後輪側から上方に伸びた軸にばねとダンパで表現されるサスペンションがあり, さらにその上部でばね上と結合されている. ばね下前輪側及び後輪側から上方に伸びた軸とばね上の結合部は, 各軸とばね上間の変位差が許容できるように回転可能なリンク機構が仮想的に設置されており, その回転動作に対してばねとダンパが作用するものとする. 絶対空間に固定され, 車両の前後方向と上下方向を x - z 軸とする座標系に対し, ばね下はともに前後方向にのみ動作自由度を有し, 上下方向は z 軸の原点に固定されている. 一方, ばね上は前後及び上下に動作自由度を有すると同時に, 重心回りの回転自由度を有する.

これらに対して路面からばね下前輪側, 後輪側に前後力が作用し, ばね上の仮想リンク箇所には上下力が作用するものとする. 本来前後力は車輪の回転状態, 上下力はばねの伸縮状態に応じた路面の反力として車輪に作用するが, ここではともに外力として作用するものとしてモデリングする. また, 上下力の作用箇所をばね上としているのは, 前述のようにばね下は上下方向の動作自由度を持たないためである.

前述した仮想的なリンク機構での回転角, 及びサスペンションの上下変位を微小とすると, この車両前後運動モデルの動作は以下の運動方程式で記述できる.

$$m_f \ddot{x}_f + \frac{K_{nf}}{h^2} (x_f - x_b - h\eta_b) + \frac{C_{nf}}{h^2} (\dot{x}_f - \dot{x}_b - h\dot{\eta}_b) = \tilde{F}_{yf} \quad (12)$$

$$m_r \ddot{x}_r + \frac{K_{nr}}{h^2} (x_r - x_b - h\eta_b) + \frac{C_{nr}}{h^2} (\dot{x}_r - \dot{x}_b - h\dot{\eta}_b) = \tilde{F}_{yr} \quad (13)$$

$$\begin{aligned} m_b \ddot{x}_b &= \frac{K_{nf}}{h^2} (x_f - x_b - h\eta_b) + \frac{K_{nr}}{h^2} (x_r - x_b - h\eta_b) + \frac{C_{nf}}{h^2} (\dot{x}_f - \dot{x}_b - h\dot{\eta}_b) \\ &+ \frac{C_{nr}}{h^2} (\dot{x}_r - \dot{x}_b - h\dot{\eta}_b) \end{aligned} \quad (14)$$

$$\begin{aligned} m_b \ddot{z}_b + K_f (z_b + l_f \eta_b) + K_r (z_b - l_r \eta_b) + C_f (\dot{z}_b + l_f \dot{\eta}_b) + C_r (\dot{z}_b - l_r \dot{\eta}_b) \\ = \tilde{F}_{zf} + \tilde{F}_{zr} \end{aligned} \quad (15)$$

$$\begin{aligned} I_b \ddot{\eta}_b + K_f l_f (z_b + l_f \eta_b) - K_r l_r (z_b - l_r \eta_b) - \frac{K_{nf}}{h} (x_f - x_b - h\eta_b) - \frac{K_{nr}}{h} (x_r - x_b - h\eta_b) \\ - \frac{C_{nf}}{h} (\dot{x}_f - \dot{x}_b - h\dot{\eta}_b) - \frac{C_{nr}}{h} (\dot{x}_r - \dot{x}_b - h\dot{\eta}_b) - \frac{C_{nf}}{h} (\dot{x}_f - \dot{x}_b - h\dot{\eta}_b) \\ + C_f l_f (\dot{z}_b + l_f \dot{\eta}_b) - C_r l_r (\dot{z}_b - l_r \dot{\eta}_b) = L_{yf} \tilde{F}_{yf} - L_{yr} \tilde{F}_{yr} \end{aligned} \quad (16)$$

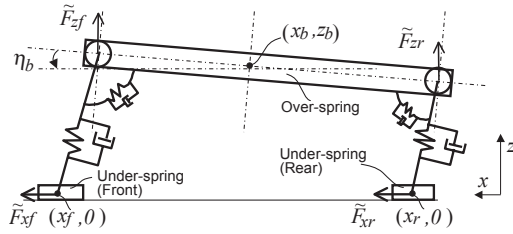


Fig. 4 Vehicle longitudinal motion model

ここで、 m_f, m_r はばね下前輪側及び後輪側の質量、 I_b はばね上重心回りのピッチ慣性モーメント、 L_{xf}, L_{xr} はばね上重心位置とばね下前輪側及び後輪側重心位置の x 方向距離、 h はばね上重心高さ、 K_{zf}, C_{zf} は前輪側、 K_{zr}, C_{zr} は後輪側サスペンション上下動作に対するばね及びダンパ係数、 K_{η_f}, C_{η_f} は前輪側、 K_{η_r}, C_{η_r} は後輪側仮想リンク機構部の回転動作に対するばね及びダンパ係数、 x_f, x_r, x_b はそれぞれ絶対座標軸上におけるばね下前輪側重心位置、ばね下後輪側重心位置、ばね上重心位置の x 軸方向位置、 z_b はばね上重心位置の z 軸方向位置 (バウンス位置)、 η_b はばね上ピッチ角度、 $\tilde{F}_{yf}, \tilde{F}_{yr}$ はばね上前輪側及び後輪側前後力、 $\tilde{F}_{xf}, \tilde{F}_{xr}$ はばね上前輪側及び後輪側上下力である。

これらを整理すると、車両前後運動モデルは以下の入力及び状態変数をもつ10次の線形状態方程式として記述できる。

$$\begin{aligned} \dot{X}_3 &= A_3 X_3 + B_3 U_3 \\ X_3 &= [x_f \quad \dot{x}_f \quad x_r \quad \dot{x}_r \quad x_b \quad \dot{x}_b \quad z_b \quad \dot{z}_b \quad \eta_b \quad \dot{\eta}_b]^T \\ U_2 &= [\tilde{F}_{yf} \quad \tilde{F}_{yr} \quad \tilde{F}_{xf} \quad \tilde{F}_{xr}]^T \end{aligned}$$

ここで本研究では、車両前後運動モデルのばね上前後方向速度 \dot{x}_b が車両横運動モデルの車速 V として作用するものとして、両モデルを関係付けることとする。なお V はばね上とばね下一体での車速 (車両の前後及び横方向速度のベクトル和) であるのに対して、 \dot{x}_b はばね上とばね下が前後方向に変位を取りうる前提でのばね上の前後方向速度である。このため厳密には両者は異なるものである。しかし、その違いは制御設計時にモデル化誤差として補償し得る範囲内と考えられるため、本研究では両者をモデル上等しいものとして以後扱う。また各輪の荷重はサスペンションの伸縮に依存して変化すると考えると、前輪二輪及び後輪二輪の荷重の和 w_f, w_r は以下の式で計算できる。 w_{f0}, w_{r0} は前

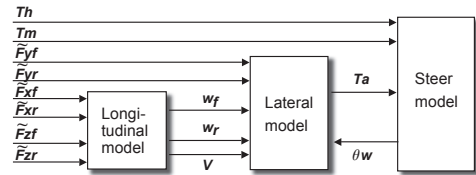


Fig. 5 Vehicle model structure

輪二輪、後輪二輪の静荷重の和である。

$$w_f = K_{zf}(z_b + L_{xf}\eta_b) + C_{zf}(\dot{z}_b + L_{xf}\dot{\eta}_b) + w_{f0} + \tilde{F}_{yf} \quad (17)$$

$$w_r = K_{zr}(z_b - L_{xr}\eta_b) + C_{zr}(\dot{z}_b - L_{xr}\dot{\eta}_b) + w_{r0} + \tilde{F}_{yr} \quad (18)$$

2.4 各モデルの関係

これまでに記述した操舵、横運動、前後運動各モデルの入出力はFig. 5に示す関係で結合される。操舵モデルと横運動モデルは、ホイール舵角 θ_w とホイールに作用する操舵軸回りのトルク T_a を介して相互に影響を及ぼし合う。一方前後運動モデルは、前輪二輪及び後輪二輪の荷重の和 w_f, w_r 、車速 V の変化として横運動モデルに影響を与えるが、操舵及び横運動モデルの影響を受けない。

なお実際には、ホイール舵角や横運動状態が変化すると例えばドラッグ力のような前後力も発生するので、車両前後運動モデルは操舵及び車両横運動モデルの影響を受けている。しかし、本研究ではこれらを、路面凹凸等により生じる走行抵抗と同様の外乱入力として取り扱う。

3. 制御器の設計

3.1 制御対象の特徴把握

本節では制御設計の指針を立案するために、前章で記述したモデルの特性を調査する。モデルを車両前後運動モデルと操舵-車両横運動モデルの二つに区分して、まず車両前後運動モデルにおいて、外乱入力が車速及び荷重に与える影響を調査し、その後操舵-車両横運動モデルにおいて、車速、荷重及び外乱入力の影響を調査する。この際、車両は定速走行を想定し、ドライバのアクセル操作による加減速の影響は考慮しない。このため、車両横運動モデルの変動パラメータである車速 V は、路面の凹凸やハンドル操作によりふらつく程度を想定するとともに、前述した車両前後運動モデルのばね上前後方向速度 \dot{x}_b と車両横運動モデルの車速 V の違いを吸収できる範囲として、基準車速

60km/hに対し±5km/hの範囲に分布するものとする。また各輪の荷重も、定速走行中の変化として、静荷重±30%の範囲に限定する。

また操舵一車両横運動モデルでは、トルクセンサ出力 T_l を観測しモータのアシストトルク T_m を操作する、Fig. 6の特性を有する一般的なEPS制御を実施した状態でその特性を調べる。この制御器は、ドライバのハンドル操作に対して適切なハンドル重さを設定し、かつハンドル反力の振動を抑制するよう設計されているが、本研究のような車両運動の影響は考慮されていない。

モデルの定数は、Table 1に示すものを用いた。各定数のうち、例えばモータから操舵軸へのギヤ比 R_m のように設計値で定められるものはその値を用い、設計値から明確に定められないものについては、実車で計測したデータとモデルの計算結果が合うよう、その値を調整している。また、コーナリングパワー K_{yf} , K_{yr} は、ロール運動による荷重変化の影響を無視し、ピッチ運動に基づき算出される前輪二輪及び後輪二輪の荷重の和 w_f , w_r それぞれの1/2が左右輪に均等に作用しているものとして、Fig. 3に示す荷重依存特性を用いて算出している。

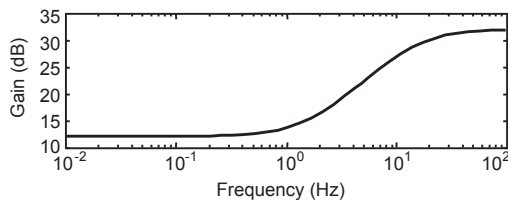


Fig. 6 EPS conventional controller characteristics

Table 1

Para.	Value	Para.	Value
J_i	0.025 (kgm ²)	C_i	0.1 (Ns/rad)
K_i	100 (N/rad)	R_m	13.67
J_m	33000 (kgm ²)	C_m	0.03 (kgm ² /s)
J_w	11.98 (kgm ²)	C_w	9 (kgm ² /s)
R_s	17.3	L_w	0.05 (m)
m	1800 (kg)	m_b	1600 (kg)
h_b	0.45 (m)	L_{yf}	1.2 (m)
L_{yr}	1.6 (m)	I_{xz}	0 (kgm ²)
I_z	2650 (kgm ²)	I_ϕ	2300 (kgm ²)
K_ϕ	55000 (N/rad)	C_ϕ	5000 (Ns/rad)
m_b	1600 (kg)	m_f	100 (kg)
m_r	100 (kg)	K_{zf}	57300 (N/m)
K_{zr}	58700 (N/m)	C_{zf}	2200 (Ns/m)
C_{zr}	1850 (Ns/m)	$K_{\eta r}$	500000 (N/rad)
$K_{\eta r}$	500000 (N/rad)	$C_{\eta r}$	30000 (Ns/rad)
$C_{\eta r}$	30000 (Ns/rad)	L_{xf}	1.2 (m)
L_{xr}	1.6 (m)	I_b	2500 (kgm ²)
h_p	0.55 (m)	w_{j0}	10500 (N)
w_{r0}	7140 (N)		

Fig. 7に車両前後運動モデルの前輪側及び後輪側へ作用する、前後及び上下方向の外乱入力 \tilde{F}_{yf} , \tilde{F}_{yr} , \tilde{F}_{zf} , \tilde{F}_{zr} に対する前後輪の荷重差 w_f-w_r 及び車速 V の周波数特性を示す。前後方向の外乱入力に対する車速はほぼ積分器の特性を示しているが、その他についてはすべて1~2Hzに共振特性を持っていることが分かる。車速や荷重の変化は操舵一横運動モデルの変動パラメータであるため、これらの時間変化に合わせて各輪の横力は変動する。そしてこの結果は、外乱により生じる各輪の横力変動には1~2Hzの振動成分が多く含まれることを意味する。また上下方向の力 \tilde{F}_{zf} , \tilde{F}_{zr} はばね上前輪側及び後輪側前後力の場合、力が作用する輪が前輪か後輪かによって周波数特性が異なるのに対し、前後方向の力 \tilde{F}_{yf} , \tilde{F}_{yr} の場合、その影響はほとんど観測されないことが分かる。

次に操舵一車両横運動モデルに関して、Figs. 8-9に前輪及び後輪に作用する横力外乱 \tilde{F}_{yf} , \tilde{F}_{yr} からロール角度 ϕ までの周波数特性を示す。Fig. 8は前後輪の荷重がともに静荷重に等しい状態で、車速を上下限(65,55km/h)に設定した場合、Fig. 9は車速が基準値60km/hの状態、前後輪の荷重を上下限(静荷重±30%)の組合せで設定した場合である。外乱が作用する輪を問わず0.8~2Hzの領域で共振特性を有していることが分かる。この帯域は車両前後モデルに存在する共振周波数1~2Hzと重なっているため、前後輪の上下及び前後方向の外乱入力により、ロール振動はより顕著になると考えられる。また車速 V の変化により周波数特性のゲインの大きさは変化するが、共振周波数等ゲイン特性が折れ曲がる周波数はほとんど変化しない。これに対して荷重 w_f , w_r の変化により、ゲインの大きさに加え、特性が折れ曲がる周波数も変化することが分かる。

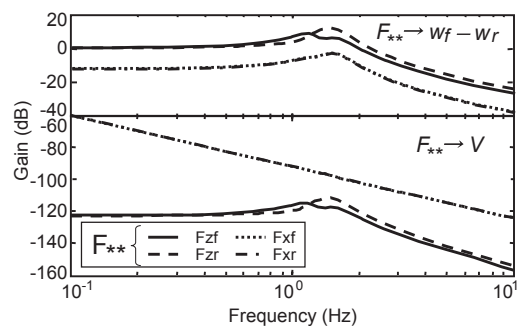


Fig. 7 Frequency responses (w_f-w_r/\tilde{F}_{yf} , \tilde{F}_{yr} , \tilde{F}_{zf} , \tilde{F}_{zr})

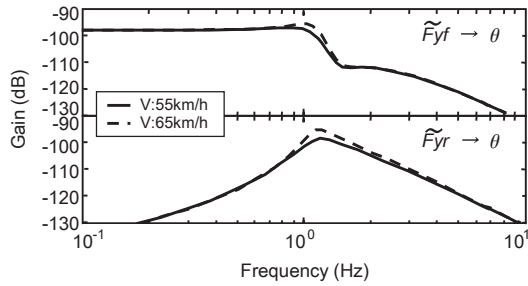


Fig. 8 Frequency responses ($\phi / \tilde{F}_{yf}, \tilde{F}_{yr}$)

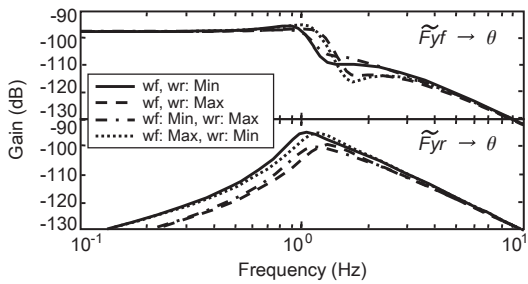


Fig. 9 Frequency responses ($\phi / \tilde{F}_{yf}, \tilde{F}_{yr}$)

3.2 制御系設計

本節では、前節の調査結果を踏まえて制御器を設計する。設計に際し、車両運動特性の管理に主眼を置き、ハンドル重さを設定し、ハンドル反力の振動を抑制する制御は、Fig. 6の特性を有する制御器を設計済みとする。制御器の導出には、外乱入力に対する特性を設計可能なH_∞制御を用い、上下方向、前後方向の外乱に対する荷重変動を補償する駆動力制御器と、車両横運動特性のばらつき及び横方向の外乱に対する車両横運動特性を補償するEPS制御器を設計する。

まず前後運動に関して、一般化プラントはFig. 10のように構成した。制御出力は、前後輪の横力バランスを安定化することを狙って前後輪の荷重差 $w_f - w_r$ を選択し、観測出力はピッチ角速度 $\dot{\eta}_b$ とバウンス速度 \dot{z}_b とした。外乱入力には前後輪に作用する上下方向の力 $\tilde{F}_{zf}, \tilde{F}_{zr}$ と後輪に作用する前後方向の力 \tilde{F}_{xr} とし、前輪に作用する前後方向の力 \tilde{F}_{yf} は省略した。これはFig. 7より、 $\tilde{F}_{yf}, \tilde{F}_{yr}$ から制御出力である $w_f - w_r$ までの特性は、周波数全域でほぼ等しいため、 \tilde{F}_{xr} を用いれば \tilde{F}_{yf} の影響も考慮できると考えられるとともに、 \tilde{F}_{xr} を用いれば後述する操作入力に与える影響も管理できると考えられるためである。操作入力は要求駆動力 F_{wr} とし、Fig. 11に示す不確かさを含む特性を経て \tilde{F}_{xr} に反映されるものとした。これらは、駆動源であるエ

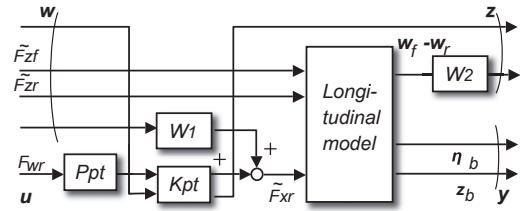


Fig. 10 Longitudinal motion generalized plant

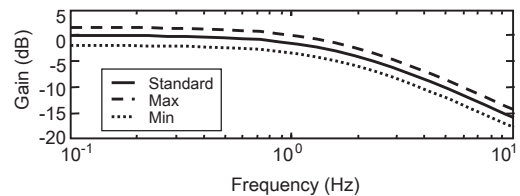


Fig. 11 Driving force realization characteristics

ンジンやトルクを伝達するトランスミッションでの遅れ、エンジン、トランスミッションの特性ばらつき、駆動輪での接地荷重や滑り状態変化によるばらつきを考慮して設定しており、一般化プラントFig. 10では、基準の遅れ特性 P_{pt} に対し、LFT（線形分数変換）を用いて下式で示される K_{pt} を設定している。

$$K_{pt} = \begin{bmatrix} 1 & 0.2 \\ 1 & 0 \end{bmatrix}$$

重み関数 W_2 は、制御出力である前後輪の荷重差 $w_f - w_r$ に対して、高周波数側でのゲインを高めることで、その変動を抑制することを狙う。重み関数 W_1 はの入力部位に配置され、Fig. 11に示す操作入力である駆動力の実現特性を考慮して、高周波域のゲインを落とす特性とした。 W_1, W_2 のゲインや周波数特性の詳細は、加減速のための駆動力変化に対して、車速変化が鈍らないよう注意しながら、設計とシミュレーションを繰り返すことでFig. 12に示すものを設定した。

一方、操舵—横運動について、一般化プラントはFig. 13のように構成した。外乱入力は、操舵系に与える影響が常に車両運動を介して伝達される後輪への横力 \tilde{F}_{yf} とした。前輪に作用する横力 \tilde{F}_{yf} は、式(11)に示すように操舵軸回りのトルク Ta として、ホイール舵角 θ_w を変化させることで直接操舵系に作用する経路を有するのに対し、 \tilde{F}_{yr} の場合、車両のスリップ角 β やヨーレート $\dot{\gamma}$ を変化させ、その結果前輪横力 F_{yf} を変化させることで Ta に影響を与えるという、車両運動を介して操舵系に作用する経路のみを有する。本研究で

は先述のように操舵系特性を規定する制御器 (Fig. 13中の C_{std}) は設計済みとし, 車両運動特性の補償を狙う制御器を設計するので, その影響が直接操舵系に作用する \tilde{F}_{yf} は省略し, \tilde{F}_{yr} のみを入力として考慮することとした. また前述したように, 前後輪の荷重が静荷重に対して $\pm 30\%$ の範囲で変動することを想定し, コーナリングパワー K_{yfs}, K_{yrs} のばらつきを考慮した. これは前輪二輪及び後輪二輪が静荷重 w_{f0}, w_{r0} の場合のコーナリングパワー K_{yfo}, K_{yro} に対し, LFT表現を用いて下式で示される K_{yfm}, K_{yrm} を設定している.

$$K_{yfm} = \begin{bmatrix} K_{yfo} & 0.3K_{yfo} \\ 1 & 0 \end{bmatrix}, \quad K_{yrm} = \begin{bmatrix} K_{yro} & 0.3K_{yro} \\ 1 & 0 \end{bmatrix}$$

また, 観測出力は車両のロール角度 ϕ , 操作入力にはモータのアシストトルク T_m であり, この操作入力には Fig. 6で示される特性を有する制御器 C_{std} の出力に加算する. 重み関数 W_3 は Fig. 14に示すように, 外乱入力である後輪の横力 \tilde{F}_{yr} の高周波帯域を抽出するような

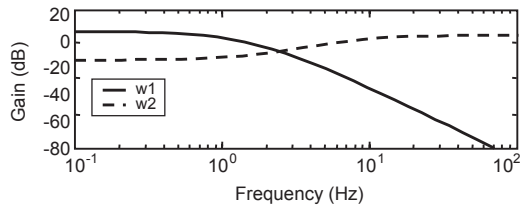


Fig. 12 Frequency responses of W_1, W_2

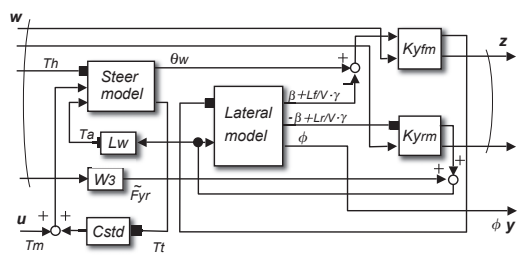


Fig. 13 Steering – lateral motion generalized plant

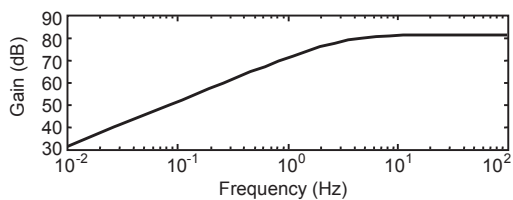


Fig. 14 Frequency responses of W_3

特性とし, そのゲインや周波数特性の詳細は, 設計とシミュレーションを繰り返して決定した.

4. 評価結果

4.1 机上評価結果

本節では設計した制御器をシミュレーションにより評価する. Figs. 15-18に車速が60km/h一定, ハンドルを左回転させる方向へのハンドル入力トルクが1Nm一定の状態において, 前後輪から上下, 前後, 横方向の外力がランダムに与えられる条件での前後輪の荷重差 $w_f - w_r$, 操舵トルクセンサ出力 T_t , ハンドル舵角 θ_h , ロール角度 ϕ の挙動を示す. T_t, θ_h は左回転,

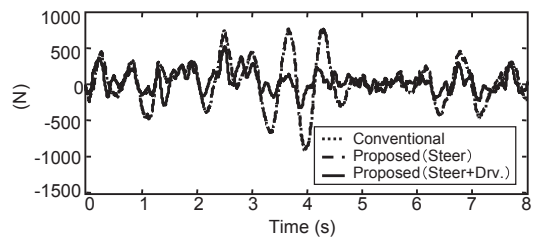


Fig. 15 Simulation result of $w_f - w_r$

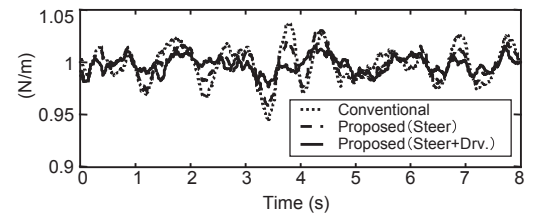


Fig. 16 Simulation result of T_t

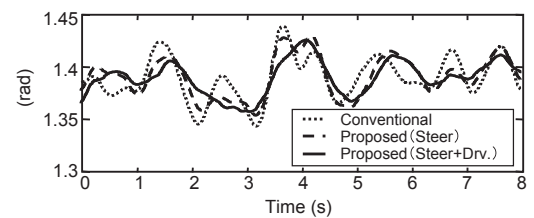


Fig. 17 Simulation result of θ_h

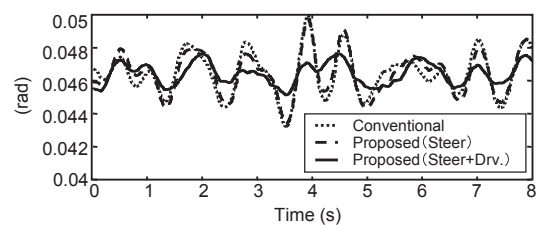


Fig. 18 Simulation result of ϕ

ϕ は右回転を正としている。従来制御として、駆動力一定でFig. 6の特性を有するEPS制御を実施する場合(点線)、これに加えて前章の方法で導出したEPS制御を実施し、駆動力制御は実施しない場合(破線)、駆動力とEPS両方の制御を実施する場合(実線)、の三種類を比較する。制御を問わず、入力される外力の時間波形は同一である。

まず w_f-w_r に関して、EPS制御のみを実施し駆動力制御を実施しない場合、共振周波数である1~2Hzの振動が強く現れているのに対して、駆動力制御を実施する場合には、振動振幅が非常に小さくなっている。また、操舵トルクセンサ出力 T_t 、ハンドル舵角 θ_h 、ロール角度 ϕ に関して、駆動力制御を実施せず、EPSのみ提案する制御を用いる場合でも、従来制御と比較して各信号の変動が小さくなることが確認できるが、駆動力制御を加えることでさらに変動が抑制されている。

4.2 実車評価結果

次に従来制御を実施する場合と、前章で設計した駆動力、EPS両方の制御を実施する場合の実車評価結果を示す。Figs. 19-20は、車速ほぼ60km/h一定、ハンドル舵角 θ_h がほぼ0度でドライバがハンドルを支える程度に軽く握っている状態でベルジャン路(石畳路)を走行した場合の実験結果である。時間軸に対してベルジャン路の同一箇所を等しい速度で走行し、試験条件を再現している。

従来制御の場合、操舵トルクセンサ出力 T_t 、ハンドル舵角 θ_h 、ロール角度 ϕ 全てに大きな変動が見られる。これに対し提案する制御の場合、各信号とも1~2Hz程度の変動が低減する、というシミュレーション同様の効果が確認された。なお、操舵トルクセンサ出力 T_t のところどころに、制御の結果生じたと考えられる10~20Hz程度の従来制御より大きな変動も確認されるが、この変動が生じる条件で10名以上のドライバによる官能評価を実施した結果、ハンドルフイーリング悪化を示唆するコメントはなく、変動は問題のない範囲に留まっていることが確認されている。

次に、設計段階で直接その効果を狙っていないが、実車で確認された顕著な効果の例を示す。Figs. 21-22は平坦な路面にて、車速60km/h、ハンドル舵角65度の状態から時刻0.5秒でハンドルを手放した場合の実験結果を示している。ハンドル、車両挙動とも速やかに収束することが望ましいが、従来制御の場合、

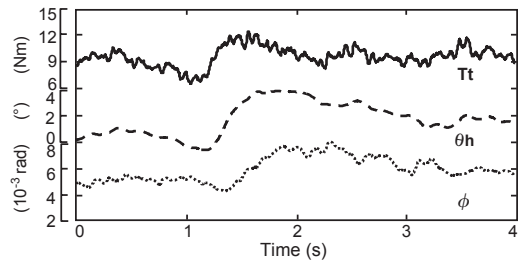


Fig. 19 Experimental result with conventional control

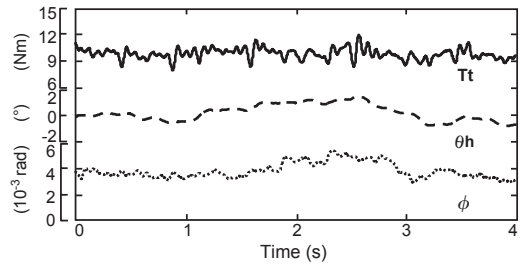


Fig. 20 Experimental result with proposed control

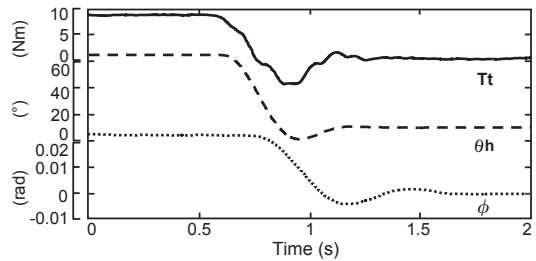


Fig. 21 Experimental result with conventional control

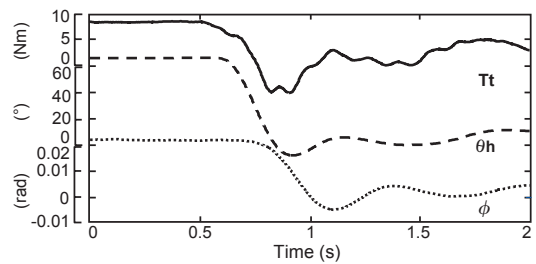


Fig. 22 Experimental result with proposed control

ハンドル手放し後1.5秒経過してもハンドル、ロール動作ともに振動が継続している。一方提案する制御の場合、ハンドル手放し後1.1秒程度で全ての信号が収束している。これは従来制御の場合、前後輪に作用する横力やハンドル舵角、車両の横運動状態のバランスが乱れているのに対し、提案する制御ではこれらがバランスよく管理されているためと考えられる。

官能評価では、提案する制御を実施すると車両の直進安定性が良い、段差乗り越え時やハンドル操作時のロールやピッチ挙動が速やかに収束する、車両の剛性が増したように感じられる、等のコメントが得られた。また設計範囲外の条件であるが、滑り易い圧雪路走行時にて、ハンドルインフォメーションとしてタイヤの滑り出しが判り易い、修正舵により滑り出し後の車両挙動を整えやすい、等の効果を示すコメントが得られた。これらは制御により、各輪の荷重や動作、車両姿勢が安定した結果もたらされたと考えられる。

5. 結言

車両の前後輪に作用する外乱入力による前後輪の荷重の変動と、それにより生じる車両横運動の乱れを管理する駆動力、EPS制御を設計し、以下の結果を得た。

- (1) 前後輪荷重バランスを安定化する駆動力制御と、前後輪荷重の乱れに起因する車両横運動特性ばらつきを補償し、前後輪に作用する横力変動に対する車両横運動特性を安定化するEPS制御を設計し、シミュレーション・実車で効果を確認した。
- (2) 特に凹凸路面走行時の直進安定性、ハンドル手放し時の車両横運動及びハンドル舵角の収束性の向上が顕著に確認された。

- (3) 制御器は、ピッチ角速度、バウンス速度を観測量とする駆動力制御、ロール角度を観測量とするEPS制御により実現できる。

この制御器は H_∞ 制御問題として定式化し、これを解くことで導出できる。

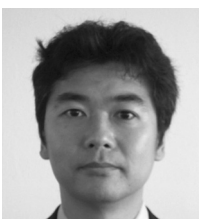
- (4) 車両の前後運動が、前後輪の荷重バランスを乱すことで横運動に影響を与える、という考え方を基に制御器を設計することで、車両横運動特性を向上する役割を駆動力に付与することができる。

本研究では、ばね上運動が車両横運動特性に与える影響を考慮して、駆動力とEPSの制御器を設計した。ばね下やタイヤ等より高い周波数帯域を考慮した制御の実現とその設計手法の確立は今後の課題である。

<参考文献>

- 1) 田代, 細江: 日本機械学会論文集C編, No.719 (2006-7), pp. 2056-2064.
- 2) 安部: 自動車の運動と制御(第二版), 山海堂(2003), pp. 163-173, pp. 20-22, pp. 155-158.
- 3) 酒井: タイヤ工学, グランプリ出版(2001), p. 125.
- 4) 安部, 大沢: 自動車の運動性能向上技術(自動車技術会編), 朝倉書店(1998), p. 22.

<著 者>



田代 勉
(たしろ つとむ)

DENSO Automotive Deutschland
GmbH Technical Research
Department
制御理論, システム理論を応用した車両制御の開発に従事



細江 繁幸
(ほそえ しげゆき)

理化学研究所バイオ・ミメティック
コントロール
研究センターセンター長
工学博士
制御理論および車両制御, バイオ・ミメティック制御などへの応用研究に従事