

ヨーレイトフィードバック式四輪操舵車の 円旋回運動時における操舵応答安定性

森 和典*

Steering Response and Stability for Four-Wheel-Steering Vehicle through Yaw Rate Feedback Control under Cornering Behaviours

Kazunori MORI

Synopsis

Dynamics for four-wheel-steering (4WS) vehicles with lateral acceleration generated by circular turnings is studied theoretically using a mathematical model. In this paper, a analytical method is proposed which uses simple linear equations approximated by nonlinear equations of vehicle model considering the fluctuation of vertical loads and the suspension characteristics. And extended equivalent cornering power which is applicable to circular turnings is defined. It shows that 4WS system through control combined yaw rate-feedback and steering wheel angle-feedforward results in improvement in steering response during cornering by the use of this method.

1. まえがき

タイヤのコーナリング諸特性が線形として近似できるようなタイヤスリップ角が比較的小さい領域での四輪操舵(4WS)車の操縦性・安定性に関しては、数多くの研究が行われ、ほぼ解明されてきている。今後は、旋回走行時の舵の効きや安定性、緊急回避性など予防安全性とも密接な関わりがある横加速度を伴う旋回運動領域での操安性解析が重要になると考えられる。しかしながら、こうした操安性領域では、タイヤなどの非線形特性を考慮しなければならず、一般的に理論解析が難しくなる。タイヤ非線形特性などを含む車両運動性能の解析には、大規模な車両特性データをもとにして直接数値シミュレーション計算で解く方法もあるが、各種パラメータが車両の操舵応答性に与える影響を考察する上では必ずしも充分ではない。

そこで、本論では、横加速度を伴う旋回状態での4WSの操舵応答性向上手法について検討するために、車両懸

架特性、および左右輪荷重移動に起因するタイヤ非線形特性を考慮した運動方程式を近似的に線形化する簡易的な理論解析法を用いて、円旋回運動時における等価コーナリングパワーを定義するなど、タイヤ、懸架系特性および4WS制御則が車両の操縦性安定性に及ぼす影響を見通しよく、かつ容易に把握することを可能にした。さらに、上記解析法により、懸架系特性を考慮して導出したヨーレイトフィードバック方式による後輪操舵制御は、旋回運動時の操舵応答性の向上にも有効であることを明らかにしたので、その内容を報告する。

2. 解 析

2. 1 車両モデル

解析する車両モデルは図1に示されるような、3自由度系(ヨーレイト、車体スリップ角、ロール)とする。ここでは、解析を容易にするために、懸架系特性は線形とし、タイヤのスリップ角およびキャンバ角は左右輪同一と仮定する。運動方程式は次式で表わされる⁽¹⁾。

* 交通機械工学科
平成5年7月26日受理

$$\begin{aligned}
 Mv(\dot{\beta} + r) &= F_{1i} + F_{1o} + F_{2i} + F_{2o} & (1. a) \\
 I_z \dot{r} &= a_1(F_{1i} + F_{1o}) - b_1(F_{2i} + F_{2o}) & (1. b) \\
 I_\phi \ddot{\phi} + C_\phi \dot{\phi} + K_\phi \phi &= h(F_{1i} + F_{1o} + F_{2i} + F_{2o}) & (1. c)
 \end{aligned}$$

タイヤのスリップ角は

$$\begin{aligned}
 \beta_1 &= \delta_1 - \beta - ar/v \\
 \beta_2 &= \delta_2 - \beta + br/v
 \end{aligned} \quad (2)$$

実舵角は

$$\begin{aligned}
 \delta_1 &= \delta_f - \frac{t_c + t_{pf}}{K_{st}}(F_{1i} + F_{1o}) \\
 &\quad + \frac{\partial \phi_{rr}}{\partial \phi} \phi + C_{sf} \frac{F_{1i} + F_{1o}}{2} \\
 \delta_2 &= \delta_{cr} + \frac{\partial \phi_{rr}}{\partial \phi} \phi + C_{sr} \frac{F_{2i} + F_{2o}}{2}
 \end{aligned} \quad (3)$$

タイヤのキャンバ角は

$$\begin{aligned}
 \gamma_1 &= \frac{\partial \phi_{cf}}{\partial \phi} \phi + C_{b1} \frac{F_{1i} + F_{1o}}{2} \\
 \gamma_2 &= \frac{\partial \phi_{cr}}{\partial \phi} \phi + C_{b2} \frac{F_{2i} + F_{2o}}{2}
 \end{aligned} \quad (4)$$

ただし

$$\begin{aligned}
 a_1 &= a - t_{pf}, \quad b_1 = b - t_{pr} \\
 \delta_f &= \theta / N \\
 C_\phi &= (t_f^2 a_f + t_r^2 a_r) / 2 \\
 h_s &= h - (bh_f + ah_r) / \ell
 \end{aligned}$$

タイヤのコーナリング特性のモデルとして Fiala の式を採用する⁽²⁾。コーナリングフォース F_c およびキャンバ

スラスト F_a は次のようになる。

$$\begin{aligned}
 F_c(\beta, W) &= f(\phi_c) \mu W \cos \beta \\
 F_a(\gamma, W) &= f(\phi_a) \mu W
 \end{aligned} \quad (5)$$

ここで

$$\begin{aligned}
 \phi_c &= K_c \tan \beta / \mu W \\
 \phi_a &= K_a \tan \gamma / \mu W \\
 f(\phi) &= \phi - \frac{1}{3} \phi^2 + \frac{1}{27} \phi^3
 \end{aligned}$$

したがって各輪のサイドフォースは

$$\begin{aligned}
 F_{1i} &= F_c(\beta_1, W_{1i}) - F_a(\gamma_1, W_{1i}) \\
 F_{1o} &= F_c(\beta_1, W_{1o}) - F_a(\gamma_1, W_{1o}) \\
 F_{2i} &= F_c(\beta_2, W_{2i}) - F_a(\gamma_2, W_{2i}) \\
 F_{2o} &= F_c(\beta_2, W_{2o}) - F_a(\gamma_2, W_{2o})
 \end{aligned} \quad (6)$$

と表わされる。

2. 2 定常円旋回

定常円旋回 ($\dot{r} = \dot{\phi} = \dot{\beta} = \dot{\gamma} = 0$) の場合、ヨーレート r_0 、横加速度 a_0 、ロール ϕ_0 は、旋回半径を R_0 とすると $r_0 = v/R_0$, $a_0 = vr_0 = v^2/R_0$

式(1. c)より

$$\phi_0 = Mh_s a_0 / K_\phi \quad (8)$$

また左右輪荷重移動量を前後それぞれ $\Delta W_1, \Delta W_2$ とすると

$$\begin{aligned}
 \Delta W_1 &= (h_f b M / \ell + K_{\phi 1} M h_s / K_\phi) a_0 / t_f \\
 \Delta W_2 &= (h_r a M / \ell + K_{\phi 2} M h_s / K_\phi) a_0 / t_r
 \end{aligned} \quad (9)$$

それぞれの輪荷重は

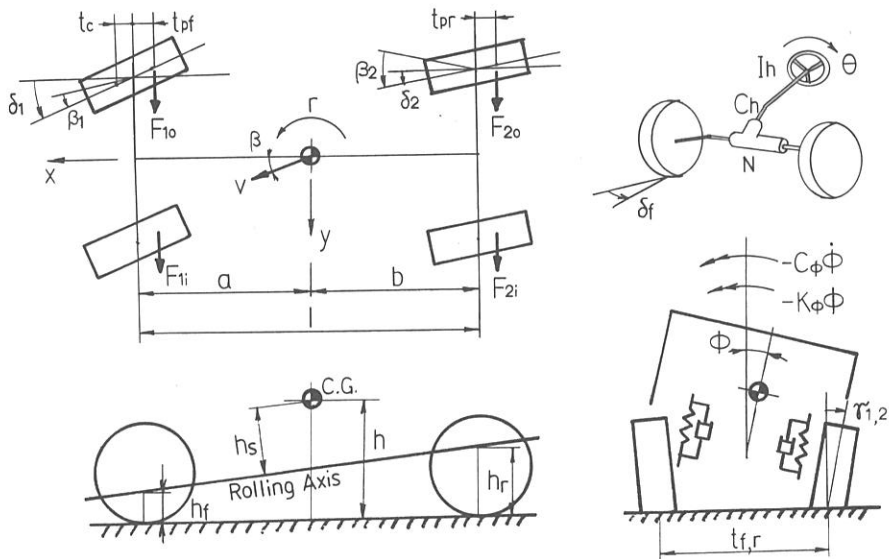


図1 解析モデル

$$\begin{aligned} W_{1i0} &= W_1/2 - \Delta W_1, \quad W_{1o0} = W_1/2 + \Delta W_1 \\ W_{2i0} &= W_2/2 - \Delta W_2, \quad W_{2o0} = W_2/2 + \Delta W_2 \end{aligned} \quad (10)$$

となる。

前、後輪に働くサイドフォースをそれぞれ F_f, F_r とすると

$$\begin{aligned} F_{f0} &\equiv F_{1i0} + F_{1o0} \\ &= \{F_c(\beta_{10}, W_{1i0}) - F_a(\gamma_{10}, W_{1i0})\} \\ &\quad + \{F_c(\beta_{10}, W_{1o0}) - F_a(\gamma_{10}, W_{1o0})\} \\ &= bMa_0/\ell \end{aligned} \quad (11)$$

$$\begin{aligned} F_{r0} &\equiv F_{2i0} + F_{2o0} \\ &= \{F_c(\beta_{20}, W_{2i0}) - F_a(\gamma_{20}, W_{2i0})\} \\ &\quad + \{F_c(\beta_{20}, W_{2o0}) - F_a(\gamma_{20}, W_{2o0})\} \\ &= aMa_0/\ell \end{aligned} \quad (12)$$

ただし、状態量を表わす記号の添字 0 は定常円旋回時の値を表わしている。上式(11), (12)において F_{f0}, F_{r0}, F_a は既知だから、後輪操舵制御舵角 δ_{cr0} を設定すれば、Newton-Raphson 法を適用して近似解 β_{10}, β_{20} が求められる。また式(2), (3)を用いて δ_{f0}, β_0 を得る。

2. 3 定常円旋回からの操舵過渡応答

次に定常円旋回の運動状態からステアリングを過渡的に微小操舵した時の車両の応答性について検討する。

式(1)~(6)は非線形方程式のため、解析的に直接解くことは困難である。そこで、定常状態からの摂動を考えることで線形化を図る⁽³⁾。ここで、各変数の変動分は Δ を付けて表わす。

式(1)~(4)より、運動方程式は次のように置き換えられる。

$$\begin{aligned} Mv(\Delta\dot{\beta} + \Delta r) &= \Delta F_f + \Delta F_r \\ I_z \Delta \dot{r} &= a_1 \Delta F_f - b_1 \Delta F_r \\ I_\phi \Delta \ddot{\phi} + C_\phi \Delta \dot{\phi} + K_\phi \Delta \phi &= h(\Delta F_f + \Delta F_r) \end{aligned} \quad (13)$$

$$\begin{aligned} \Delta\beta_1 &= \Delta\delta_1 - \Delta\beta - a\Delta r/v \\ \Delta\beta_2 &= \Delta\delta_2 - \Delta\beta + b\Delta r/v \end{aligned} \quad (14)$$

$$\begin{aligned} \Delta\delta_1 &= \Delta\delta_r - K_2 \Delta F_f + \frac{\partial \phi_{rf}}{\partial \phi} \Delta \phi + C_{sr} \frac{\Delta F_f}{2} \\ \Delta\delta_2 &= \Delta\delta_{cr} + \frac{\partial \phi_{rr}}{\partial \phi} \Delta \phi + C_{sr} \frac{\Delta F_r}{2} \end{aligned} \quad (15)$$

$$\begin{aligned} \Delta\gamma_1 &= \frac{\partial \phi_{cf}}{\partial \phi} \Delta \phi + C_{b1} \frac{\Delta F_f}{2} \\ \Delta\gamma_2 &= \frac{\partial \phi_{cr}}{\partial \phi} \Delta \phi + C_{b2} \frac{\Delta F_r}{2} \end{aligned} \quad (16)$$

サイドフォースの変動分を導く。ここで、各タイヤ力

の変動分は定常状態での値に比べて小さいとして、 $\Delta F_f, \Delta F_r$ を $\Delta\beta_{1,2}, \Delta\gamma_{1,2}, \Delta w_{1,2}$ のべき級数に展開し、その 1 次成分までとる。 $\Delta w_1, \Delta w_2$ は過渡的な操舵による前後輪の左右輪荷重移動量の変動分である。

$$\begin{aligned} &F_c(\beta_{10} + \Delta\beta, W_{1o0} + \Delta w_1) \\ &= \sum_{k=0}^n \frac{1}{k!} \left(\Delta\beta \frac{\partial}{\partial \beta} + \Delta w_1 \frac{\partial}{\partial W} \right)^k F_c(\beta_{10}, W_{1o0}) \\ &\quad + \frac{1}{(n+1)!} \left(\Delta\beta \frac{\partial}{\partial \beta} + \Delta w_1 \frac{\partial}{\partial W} \right)^{n+1} \\ &\quad \times F_c(\beta_{10} + \theta_1 \Delta\beta, W_{1o0} + \theta_1 \Delta w_1) \end{aligned} \quad (0 < \theta_1 < 1)$$

$$\begin{aligned} &\doteq F_c(\beta_{10}, W_{1o0}) + \frac{\partial F_c}{\partial \beta}(\beta_{10}, W_{1o0}) \Delta\beta \\ &\quad + \frac{\partial F_c}{\partial W}(\beta_{10}, W_{1o0}) \Delta w_1 \end{aligned}$$

同様な近似により、 $\Delta F_f, \Delta F_r$ を求めると、次式のようにまとめられる。

$$\begin{aligned} \Delta F_f &= C_{f1}(\Delta\delta_1 - \Delta\beta - a\Delta r/v) \\ &\quad + R_{f1} \Delta \phi + L_{f1} \Delta w_1 \\ \Delta F_r &= C_{r1}(\Delta\delta_{cr} - \Delta\beta + b\Delta r/v) \\ &\quad + R_{r1} \Delta \phi + L_{r1} \Delta w_2 \end{aligned} \quad (17)$$

ここで

$$\begin{aligned} C_{f1} &= F_{c\beta 1} / \Delta_1 \\ R_{f1} &= \left(F_{c\beta 1} \frac{\partial \phi_{rf}}{\partial \phi} - F_{a\gamma 1} \frac{\partial \phi_{cf}}{\partial \phi} \right) / \Delta_1 \\ L_{f1} &= (F_{cw1} - F_{aw1}) / \Delta_1 \\ C_{r1} &= F_{c\beta 2} / \Delta_2 \\ R_{r1} &= \left(F_{c\beta 2} \frac{\partial \phi_{rr}}{\partial \phi} - F_{a\gamma 2} \frac{\partial \phi_{cr}}{\partial \phi} \right) / \Delta_2 \\ L_{r1} &= (F_{cw2} - F_{aw2}) / \Delta_2 \\ \Delta_1 &= 1 + K_2 F_{c\beta 1} + F_{a\gamma 10} C_{b1} - F_{c\beta 10} C_{sr} \\ \Delta_2 &= 1 + F_{a\gamma 20} C_{b2} - F_{c\beta 20} C_{sr} \\ K_2 &= (t_c + t_{pf}) / K_{st} \\ F_{c\beta j} &= \frac{\partial F_c}{\partial \beta}(\beta_{j0}, W_{j00}) + \frac{\partial F_c}{\partial \beta}(\beta_{j0}, W_{ji0}) \\ &= F_{c\beta j0} + F_{c\beta ji} \\ F_{cwj} &= \frac{\partial F_c}{\partial W}(\beta_{j0}, W_{j00}) - \frac{\partial F_c}{\partial W}(\beta_{j0}, W_{ji0}) \\ F_{a\gamma j} &= \frac{\partial F_a}{\partial \gamma}(\gamma_{j0}, W_{j00}) + \frac{\partial F_a}{\partial \gamma}(\beta_{j0}, W_{ji0}) \\ &= F_{a\gamma j0} + F_{a\gamma ji} \\ F_{awj} &= \frac{\partial F_a}{\partial W}(\gamma_{j0}, W_{j00}) - \frac{\partial F_a}{\partial W}(\gamma_{j0}, W_{ji0}) \end{aligned}$$

($j=1, 2$)

$$\Delta w_1 = (h_f \Delta F_f + I_{\phi 1} \Delta \ddot{\phi} + C_{\phi 1} \Delta \dot{\phi} + K_{\phi 1} \Delta \phi) / t_f$$

$$\Delta w_2 = (h_r \Delta F_r + I_{\phi 2} \Delta \ddot{\phi} + C_{\phi 2} \Delta \dot{\phi} + K_{\phi 2} \Delta \phi) / t_r \quad (18)$$

ただし、ここでは車両諸元の数値的な近似から $I_{\phi 1} \doteq W_1 / W \cdot I_{\phi}$, $I_{\phi 2} \doteq W_2 / W \cdot I_{\phi}$ とする。また $C_{\phi} = C_{\phi 1} + C_{\phi 2}$, $C_{\phi 1} = t_f^2 \alpha_f / 2$, $C_{\phi 2} = t_r^2 \alpha_r / 2$ で表わす。

式(18)を式(12)に代入すると

$$\begin{aligned} \Delta F_f &= \bar{C}_{f1} (\Delta \delta_f - \Delta \beta - \frac{a}{v} \Delta r) \\ &\quad + \bar{I}_{\phi 1} \Delta \ddot{\phi} + \bar{C}_{\phi 1} \Delta \dot{\phi} + \bar{R}_{\phi 1} \Delta \phi \\ \Delta F_r &= \bar{C}_{r1} (\Delta \delta_{cr} - \Delta \beta + \frac{b}{v} \Delta r) \\ &\quad + \bar{I}_{\phi 2} \Delta \ddot{\phi} + \bar{C}_{\phi 2} \Delta \dot{\phi} + \bar{R}_{\phi 2} \Delta \phi \end{aligned} \quad (19)$$

ただし

$$\begin{aligned} \bar{C}_{f1} &= t_f C_{f1} / \Delta_3, \quad \bar{C}_{r1} = t_r C_{r1} / \Delta_4 \\ \bar{I}_{\phi 1} &= L_{f1} I_{\phi 1} / \Delta_3, \quad \bar{I}_{\phi 2} = L_{r1} I_{\phi 2} / \Delta_4 \\ \bar{C}_{\phi 1} &= L_{f1} C_{\phi 1} / \Delta_3, \quad \bar{C}_{\phi 2} = L_{r1} C_{\phi 2} / \Delta_4 \\ \bar{R}_{\phi 1} &= (R_{f1} t_f + L_{f1} K_{\phi 1}) / \Delta_3 \\ \bar{R}_{\phi 2} &= (R_{r1} t_r + L_{r1} K_{\phi 2}) / \Delta_4 \\ \Delta_3 &= t_f - L_{f1} h_f \\ \Delta_4 &= t_r - L_{r1} h_r \end{aligned}$$

式(13)~(16)に式(19)を代入して、ラプラス変換を行い、行列の形にまとめる。各変数記号は便宜上ラプラス変換後も同じ記号を使うことにする。

$$\begin{aligned} &\begin{bmatrix} Mv + \frac{\xi}{v} & Mv_s + \zeta & -\bar{I}_{\phi} s^2 - \bar{C}_{\phi} s - \bar{K}_{\phi} \\ I_s s + \frac{\eta}{v} & \xi' & I_{\phi m} s^2 + C_{\phi m} s + K_{\phi m} \\ -Mh_s v & -Mh_s v_s & I_{\phi s}^2 + C_{\phi s} s + K_{\phi} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta r \\ \Delta \beta \\ \Delta \phi \end{bmatrix} \\ &= \begin{bmatrix} \bar{C}_{f1} & \bar{C}_{r1} \\ a_1 \bar{C}_{f1} & -b_1 \bar{C}_{r1} \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta \delta_f \\ \Delta \delta_{cr} \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (20)$$

各係数は次の通り

$$\begin{aligned} \xi &= a \bar{C}_{f1} - b \bar{C}_{r1} \\ \xi' &= a_1 \bar{C}_{f1} - b_1 \bar{C}_{r1} \\ \eta &= a_1 a \bar{C}_{f1} + b_1 b \bar{C}_{r1} \\ \zeta &= \bar{C}_{f1} + \bar{C}_{r1} \\ I_{\phi m} &= b_1 \bar{I}_{\phi 2} - a_1 \bar{I}_{\phi 1} \\ C_{\phi m} &= b_1 \bar{C}_{\phi 2} - a_1 \bar{C}_{\phi 1} \\ K_{\phi m} &= b_1 \bar{R}_{\phi 2} - a_1 \bar{R}_{\phi 1}, \quad \bar{K}_{\phi} = K_{\phi 1} + K_{\phi 2} = K_{\phi} \end{aligned}$$

式(20)の左辺の 3×3 行列を A とし、 A の余因子行列を \tilde{A} , \tilde{A} における第 (i, j) 余因子を $\tilde{a}_{ij}(s)$ で表すと

$$\begin{bmatrix} \Delta r \\ \Delta \beta \\ \Delta \phi \end{bmatrix} = \frac{\tilde{A}}{|A|} \begin{bmatrix} \bar{C}_{f1} & \bar{C}_{r1} \\ a_1 \bar{C}_{f1} & -b_1 \bar{C}_{r1} \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta \delta_f \\ \Delta \delta_{cr} \end{bmatrix}$$

$$= \begin{bmatrix} C_{rf}(s) & C_{rr}(s) \\ C_{\beta f}(s) & C_{\beta r}(s) \\ C_{\phi f}(s) & C_{\phi r}(s) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta \delta_f \\ \Delta \delta_{cr} \end{bmatrix} \quad (21)$$

ここで

$$\begin{aligned} C_{rf}(s) &= \bar{C}_{f1} \{ \tilde{a}_{11}(s) + a_1 \tilde{a}_{21}(s) + \tilde{a}_{31}(s) \} / |A| \\ C_{rr}(s) &= \bar{C}_{r1} \{ \tilde{a}_{11}(s) - b_1 \tilde{a}_{21}(s) + \tilde{a}_{31}(s) \} / |A| \\ C_{\beta f}(s) &= \bar{C}_{f1} \{ \tilde{a}_{12}(s) + a_1 \tilde{a}_{22}(s) + \tilde{a}_{32}(s) \} / |A| \\ C_{\beta r}(s) &= \bar{C}_{r1} \{ \tilde{a}_{12}(s) - b_1 \tilde{a}_{22}(s) + \tilde{a}_{32}(s) \} / |A| \\ C_{\phi f}(s) &= \bar{C}_{f1} \{ \tilde{a}_{13}(s) + a_1 \tilde{a}_{23}(s) + \tilde{a}_{33}(s) \} / |A| \\ C_{\phi r}(s) &= \bar{C}_{r1} \{ \tilde{a}_{13}(s) - b_1 \tilde{a}_{23}(s) + \tilde{a}_{33}(s) \} / |A| \end{aligned}$$

横加速度は、 $\Delta a = v(s \Delta \beta + \Delta r)$ だから

$$\begin{aligned} \Delta a &= v \{ s C_{\beta f}(s) + C_{rf}(s) \} \Delta \delta_f \\ &\quad + v \{ s C_{\beta r}(s) + C_{rr}(s) \} \Delta \delta_{cr} \end{aligned} \quad (22)$$

式(21)はタイヤ特性が線形となる領域での運動方程式に類似する形となっており \bar{C}_{f1} , \bar{C}_{r1} は横加速度を伴う円旋回運動にまで拡張した等価コーナリングパワーと定義できる。

以上により、ステアリング操舵角と車両運動の状態変数との線形的な関係が得られた。

2. 4 4WS の制御方法

ヨーレイトフィードバック制御方式による4WSは操舵応答安定性に加えて、横風外乱などに対する自立安定性が向上することが知られている⁽⁴⁾⁽⁵⁾。ここでは、さらに旋回時の操舵応答性向上の可能性について検討する。

そのため、タイヤ特性が線形を示す領域において、所定の位置で車体の動的スリップ角を零とするように導かれた⁽⁶⁾ステアリング操舵角フィードフォワード制御方式(4WS-I)とヨーレイトフィードバック制御方式(4WS-II)を比較してみる。解析計算に際して、4WS-Iは文献(7)の制御則を用い、4WS-IIも4WS-Iと同じように懸架系特性を考慮した制御則を導出する。前後輪タイヤのコーナリングパワーが K_{cf} , K_{cr} でキャンバスタスト係数が $K_{\alpha f}$, $K_{\alpha r}$ の場合、動的スリップ角零の位置を車両重心から後方 e の距離とするような制御則は逆問題として求めることができ次式のようになる。

$$\delta_{cr}(s) = G_1(s) \delta_f(s) + G_2(s) r(s) \quad (23)$$

ただし

$$\begin{aligned} G_1(s) &= -C'_{f'} / C'_r \\ G_2(s) &= \{ Me I_{RS}^3 + (\lambda I_R + Me C_R + Mv I_R) s^2 \\ &\quad + (\lambda C_R + Me \epsilon + Mv C_R) s + \lambda K_R + Mv \epsilon \} / \\ &\quad \{ C'_{f'} (I_{RS}^2 + C_{RS} + K_R) \} \end{aligned} \quad (24)$$

ここで、各係数は

$$C'_{f'} = 2K_{cf} / \Delta_s, \quad C'_r = 2K_{cr} / \Delta_b$$

$$K'_{af} = 2K_{af}/\Delta_5, K'_{ar} = 2K_{ar}/\Delta_6$$

$$\Delta_5 = 1 - 2K_{cf}(C_{sf} - K_2) + K_{af}C_{b1}$$

$$\Delta_6 = 1 - 2K_{cr}C_{sr} + K_{ar}C_{b2}$$

$$\varepsilon = K_R - N_\phi$$

$$I_R = I_\phi/h, C_R = C_\phi/h, K_R = K_\phi/h$$

$$\lambda = \frac{C'_r(a+e) + C'_r(e-b)}{v}$$

$$N_\phi = C'_f \frac{\partial \phi_{rf}}{\partial \phi} - K'_{ar} \frac{\partial \phi_{cf}}{\partial \phi} + C'_r \frac{\partial \phi_{rr}}{\partial \phi} - K'_{ar} \frac{\partial \phi_{cr}}{\partial \phi}$$

となる。

式(21)~(23)より $\Delta\delta_f$ に対する Δr , $\Delta\beta$, $\Delta\phi$, $\Delta\alpha$ の伝達関数を求めると

$$\frac{\Delta r}{\Delta\delta_f} = \frac{C_{rf} + G_1 C_{rr}}{1 - G_2 C_{rr}} \quad (25)$$

$$\frac{\Delta\beta}{\Delta\delta_f} = \frac{C_{\beta r}(1 - G_2 C_{rr}) + C_{\beta f}(G_1 + G_2 C_{rf})}{1 - G_2 C_{rr}} \quad (26)$$

$$\frac{\Delta\phi}{\Delta\delta_f} = \frac{C_{\phi r}(1 - G_2 C_{rr}) + C_{\phi f}(G_1 + G_2 C_{rf})}{1 - G_2 C_{rr}} \quad (27)$$

$$\frac{\Delta\alpha}{\Delta\delta_f} = v \left(s \frac{\Delta\beta}{\Delta\delta_f} + \frac{\Delta r}{\Delta\delta_f} \right) \quad (28)$$

式(25)~(28)で表わされる操舵応答伝達関数は、 s に関して有理関数の形をとる。

3. 計算および考察

3.1 4WS制御の効果

計算では、一般的な小型乗用車の車両諸元を用いたが、簡略化のためキャンバ特性は省略した。また4WS-I, IIは重心位置で車体の動的スリップ角を零とする制御(4WS-IIは式(23)で $e=0$)とする。また、参考のため $v=100$ km/h, $\alpha_0/g=0.4G$ での円旋回運動時における2WS車の4輪各タイヤのスリップ角とコーナリングフォースの関係の計算結果を図2に示す。

図3は旋回半径一定、図4は車速一定の場合の横加速度に対するヨーレイト定常ゲインの変化を示す。定常応答の場合、4WSは中低速域でゲインが高く、高速域で低くなり(図3)、車速一定時では横加速度が大きくなっても2WSよりゲイン低下は少ない傾向にある(図4)。特に、4WS-IIはIに比べてゲインが適度に高く、ステアリング操舵も少なく済むなど、舵の効きが良いと思われる。これは、前後輪の舵角比を $\Delta\delta_{cr}/\Delta\delta_f$ と定めると、4WS-IIは横加速度が大きくなるのに従い舵角比が小さくなるためである(図5)。

図6, 7はステップ応答および周波数応答について、4WS-I, IIと2WSの比較を示す。ステップ応答におい

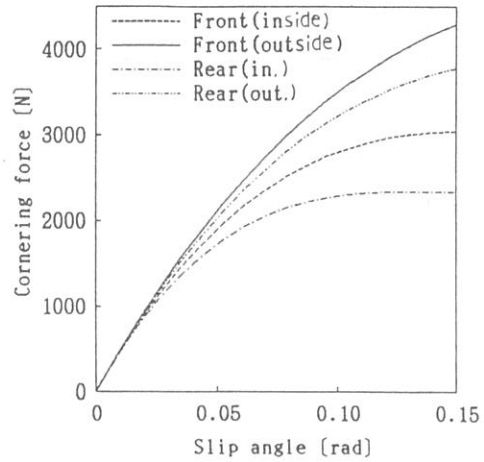


図2 タイヤのコーナリングフォース特性

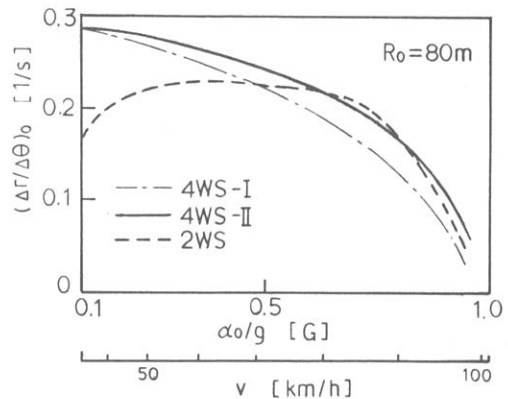


図3 ヨーレイト定常ゲイン (旋回半径一定)

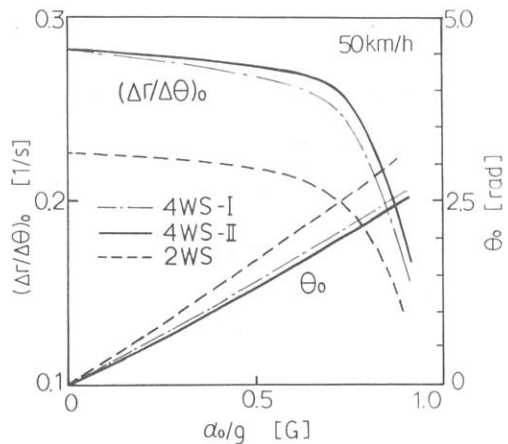


図4 ヨーレイト定常ゲイン (車速一定)

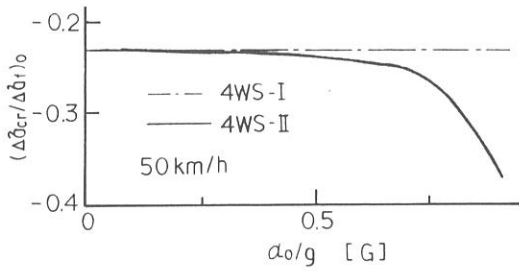


図5 前後輪の舵角比

て、4WS-IIはヨーレイト、横加速度ともに立ち上がりが早くオーバーシュートも少ない。また、周波数応答において、4WS-IIは使用頻度の高い操舵周波数1Hz近傍でもゲイン、位相遅れの低下が少なく良好な応答性を得る。さらに、ゲインの静動比も小さく減衰性も良いことがわかる。定常横Gである α_0/g をパラメータとした周波数応答特性を図8に示す。定常横Gが大きくなっても応答性・安定性の低下は2WSに比べて少なく、その差は定常横Gが大きいほど顕著になる。

表1は式(24)を用いて算出した後輪操舵の制御定数である。

3. 2 残留コーナリングフォース

タイヤの最大コーナリングフォースと実コーナリングフォースとの差を残留コーナリングフォースと呼ぶとすると、前2輪、後2輪分の残留コーナリングフォース R_{cr} 、 R_{cr} は次式で表される。

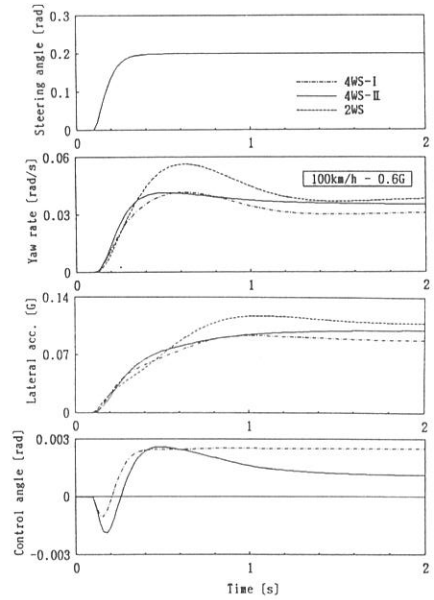


図6 ステップ応答

$$\begin{aligned}
 R_{cr} &= \mu(W_{1i} + W_{1o}) - F_f = \mu W_1 - F_f \\
 &= (\mu - \alpha_0) W_1 - \Delta F_1 \\
 &= (\mu - \alpha_0) W_1 - F_{c\beta 1} \Delta \beta_1 - F_{cw 1} \Delta w_1
 \end{aligned} \tag{29}$$

$$\begin{aligned}
 R_{cr} &= \mu(W_{2i} + W_{2o}) - F_r \\
 &= (\mu - \alpha_0) W_2 - F_{c\beta 2} \Delta \beta_2 - F_{cw 2} \Delta w_2
 \end{aligned} \tag{30}$$

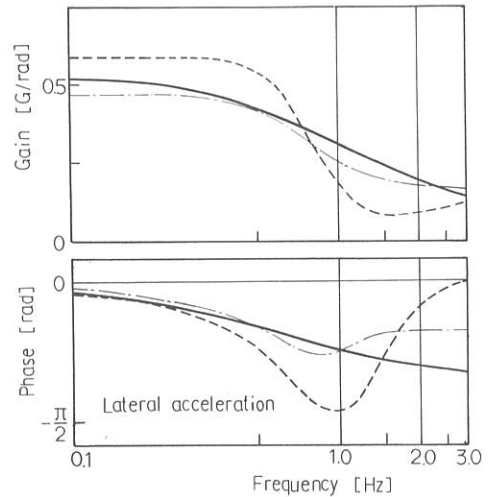
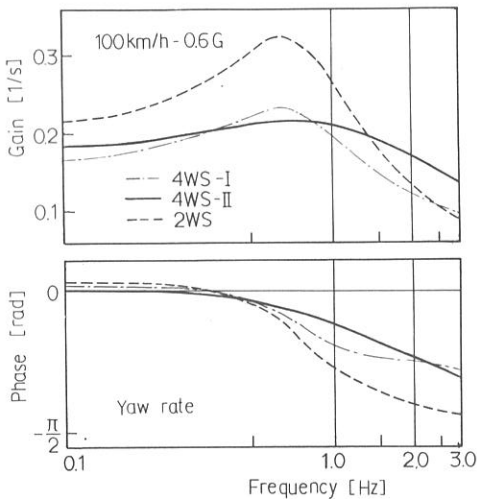


図7 周波数応答

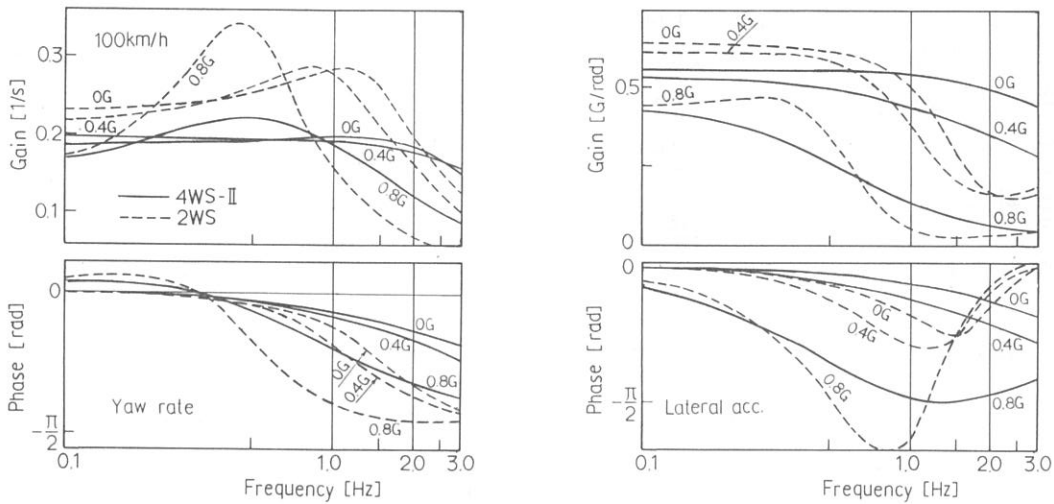


図8 定常横Gに対する周波数応答の変化

表1 後輪操舵の制御定数

Control	Velocity		50km/h		100km/h	
	Transfer function	Order of s	Numerator	Denominator	Numerator	Denominator
4WS-I	$G_1(s)$	0	-0.213414	1	0.19344	1
		1	-0.044723	0.134952	-1.88548E-04	0.120328
		2	-0.0039398	0.0120992	9.54919E-05	0.01084
		3	2.26638E-04	3.86451E-04	-1.59128E-04	2.71336E-04
4WS-II	$G_1(s)$	0	-0.586461	1	-0.586461	1
		0	0.0824329	1	0.24545	1
	$G_2(s)$	1	0.0076061	0.0860908	0.0221497	0.0860908
		2	6.97365E-04	7.89323E-03	0.0020308	7.89323E-03

図9は、図6と同じ条件でのステップ応答のシミュレーション計算結果である。4WS-IIは、残留分の変化が少なく、タイヤの力を有効に発生させている。

3.3 動的車体スリップ角零の位置と操舵応答特性
式(23)の制御則を用いて、タイヤ特性が線形になる領域で、動的車体スリップ角零の位置を変えた場合の旋回運動時のヨーレイト特性を計算する。eを重心前方に移動させるほどゲインが増大し、位相遅れが小さくなることがわかる(図10)。これは、タイヤ線形域におけるヨーレイト特性と同じ傾向であり、線形領域の特性がそのまま非線形領域まで拡張されたことを示す。

3.4 操舵力特性

簡単なステアリング系モデルを用いて、操舵力 T_h の特性を調べる。

$$\Delta T_h = I_h s^2 + C_h s + (t_c + t_{pf}) \Delta F_f / N \quad (31)$$

図11は操舵角に対する操舵力の周波数応答を示す。4WS-IIは、操舵周波数に対するゲイン低下が少なく、舵の手ごたえ感が減少しない。

以上各種応答特性の計算結果を調べたが、特に注目すべき点は、タイヤのスリップ角が大きくなりコーナリングフォースが非線形特性を示す領域でも、4WS-IIは良好な操舵応答安定性が得られるという点である。

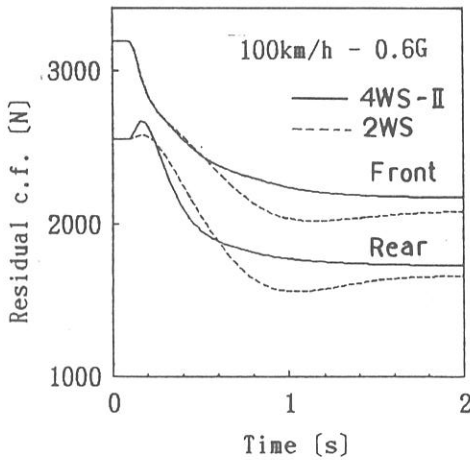


図9 残留コーナリングフォース

4. まとめ

横加速度を伴う旋回運動時における四輪操舵車の操舵応答性に関する解析をおこない、次のような結果を得た。

- (1) 横加速度による左右輪荷重移動量および車両懸架系特性を考慮した簡易的な理論解析モデルが作成できた。
- (2) 車両の定常円旋回からの過渡操舵応答の性質を解析的に導き、横加速度を伴う円旋回にまで拡張したスタビリティファクタを定義した。
- (3) 懸架系特性も考慮して、動的車体スリップ角が零となる位置を任意に保つことが可能なヨーレイトフィー

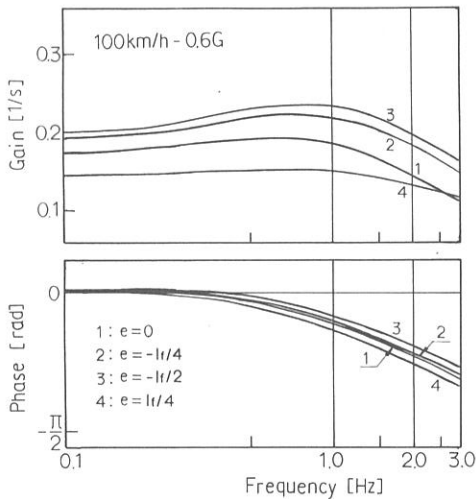


図10 動的車体スリップ角零の位置とヨーレイト特性

ドバック式4WS 制御則を理論的に導出した。

- (4) これらを用いて、具体的な車両を例にして検討をした結果、上記(3)のヨーレイトフィードバック式4WSの制御は、旋回時における操舵応答安定性の向上に有効であることが明らかになった。
- (5) また、4WSは2WSに比べて、残留コーナリングフォースの変化が少なく、タイヤの力を有効に利用できる。

本研究の解析では車両の懸架系特性を考慮しているため、トー、キャンパ変化、コンプライアンスステアなどが4WS 制御に与える影響を定量的に把握する場合にも有効と考えられる。

今後の課題としては、解析結果と実際の現象との比較、車両懸架系特性の非線形性の影響の検討、制駆動力を伴う車両運動の解析、定常および過渡操舵応答特性をより一層改善できる制御手法の策定などがあげられる。

付 録

1. 本論文中で用いた数式の内容は以下の通りである。

$$\bar{a}_{11}(s) = Mh_s v I_{\phi m} s^3 + (\xi' I_{\phi} + Mh_s v C_{\phi m}) s^2 + (\xi' C_{\phi} + Mh_s v K_{\phi m}) s + \xi' K_{\phi}$$

$$\bar{a}_{21}(s) = (Mh_s v I_{\phi} - Mv I_{\phi}) s^3 + (Mh_s v \bar{C}_{\phi} - I_{\phi} \zeta - Mv C_{\phi}) s^2 + (Mh_s v \bar{K}_{\phi} - Mv K_{\phi} - C_{\phi} \zeta) s - \zeta K_{\phi}$$

$$\bar{a}_{31}(s) = Mv I_{\phi m} s^3 + (\zeta I_{\phi m} + Mv C_{\phi m} + \xi' \bar{I}_{\phi}) s^2 + (Mv K_{\phi m} + \zeta C_{\phi m} + \xi' \bar{C}_{\phi}) s + \zeta K_{\phi m} + \xi' \bar{K}_{\phi}$$

$$\bar{a}_{12}(s) = -I_2 I_{\phi} s^3 - (Mh_s v I_{\phi m} + I_2 C_{\phi} + I_{\phi} \eta / v) s^2$$

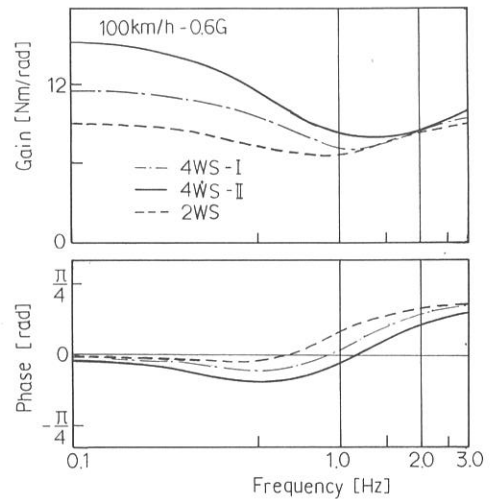


図11 ステアリング操舵力特性

$$\begin{aligned}
 & -(Mh_s v C_{\phi m} + I_z K_{\phi} + C_{\phi} \eta / v) s \\
 & - Mh_s v K_{\phi m} - K_{\phi} \eta / v \\
 \bar{a}_{22}(s) = & \{(Mv + \xi / v) I_{\phi} - Mh_s v \bar{I}_{\phi}\} s^2 \\
 & + \{(Mv + \xi / v) C_{\phi} - Mh_s v \bar{C}_{\phi}\} s \\
 & + (Mv + \xi / v) K_{\phi} - Mh_s v \bar{K}_{\phi} \\
 \bar{a}_{32}(s) = & -I_z I_{\phi} s^3 - \{\bar{I}_{\phi} \eta / v + I_z \bar{C}_{\phi}\} s^2 \\
 & + (Mv + \xi / v) I_{\phi m} s - \{\bar{C}_{\phi} \eta / v \\
 & + \bar{K}_{\phi} I_z + (Mv + \xi / v) C_{\phi m}\} s \\
 & - \bar{K}_{\phi} \eta / v - (Mv + \xi / v) K_{\phi m} \\
 \bar{a}_{13}(s) = & -Mh_s v I_{\phi} s^2 - Mh_s \eta s + Mh_s v \xi' \\
 \bar{a}_{23}(s) = & \xi Mh_s s - Mh_s v \zeta' \\
 \bar{a}_{33}(s) = & -Mv I_z s^2 - (M\eta + \zeta I_z) s \\
 & + (Mv + \xi / v) \xi' - \zeta \eta / v
 \end{aligned}$$

$$|A| = \sum_{i=0}^4 A_i s^i \text{ とすると}$$

$$A_4 = Mh_s v I_z \bar{I}_{\phi} - Mv I_z I_{\phi}$$

$$A_3 = -M^2 h_s v^2 I_{\phi m} + Mh_s \eta \bar{I}_{\phi}$$

$$+ Mh_s v I_z \bar{C}_{\phi} - I_{\phi} (M\eta + \zeta I_z)$$

$$- Mv I_z C_{\phi} + Mh_s v I_{\phi m} (Mv + \xi / v)$$

$$A_2 = (Mv + \xi / v) \xi I_{\phi} - Mh_s v (\zeta I_{\phi m} + Mv C_{\phi m})$$

$$+ Mh_s \eta \bar{C}_{\phi} + Mh_s v I_z \bar{K}_{\phi} - Mh_s v \xi \bar{I}_{\phi} - \eta \zeta I_{\phi} / v$$

$$- (M\eta + \zeta I_z) C_{\phi} - Mv I_z K_{\phi} + Mh_s v (Mv + \xi / v) C_{\phi m}$$

$$A_1 = (Mv + \xi / v) \xi C_{\phi} - Mh_s v (\zeta C_{\phi m} + Mv K_{\phi m})$$

$$+ Mh_s \eta \bar{K}_{\phi} - Mh_s v \xi \bar{C}_{\phi} - \eta \zeta C_{\phi} / v$$

$$- (M\eta + \zeta I_z) K_{\phi} + Mh_s v (Mv + \xi / v) K_{\phi m}$$

$$A_0 = (Mv + \xi / v) \xi K_{\phi} - Mh_s v \zeta K_{\phi m}$$

$$- Mh_s v \xi \bar{K}_{\phi} - \eta \zeta K_{\phi} / v$$

$$\frac{\partial F_c}{\partial \beta} = K_c \sec^3 \beta \frac{df(\psi_c)}{d\psi_c} - \mu W \sin \beta f(\psi_c)$$

$$\frac{\partial F_c}{\partial W} = -\frac{K_c \sin \beta}{W} \frac{df(\psi_c)}{d\psi_c} + \mu \cos \beta f(\psi_c)$$

$$\frac{\partial F_a}{\partial \gamma} = -K_a \sec^2 \beta \frac{df(\psi_a)}{d\psi_a}$$

$$\frac{\partial F_a}{\partial W} = -\frac{K_a \sin \gamma}{W} \frac{df(\psi_a)}{d\psi_a} + \mu f(\psi_a)$$

$$\frac{df(\psi)}{d\psi} = 1 - \frac{2}{3} \psi + \frac{1}{9} \psi^2$$

2. 記号 {パラメータ基準値}

車両モデルで用いた記号と、計算に使用した主なパラメータ基準値は以下の通りである。

M : 車両質量 {1500 kg}

I_z, I_{ϕ} : ヨー, ロール慣性モーメント {240, 55 kgm²}

ℓ, a, b : 軸距, 重心~前・後軸距離 {2.6, 1.2, 1.4 m}

t_f, t_r : 前・後輪トレッド {1.45, 1.45 m}

t_c : キアスタートレール {0.03 m}

t_{pf}, t_{pr} : 前・後輪ニューマチックトレール {0.03, 0.03 m}

$\alpha, \alpha_f, \alpha_r$: 横加速度, 前・後輪の減衰力

β, v : 車体スリップ角 (at, C.G.), 車速

$\beta_1, \beta_2, \gamma_1, \gamma_2$: 前・後輪スリップ角, 対地キャンバ角

r, ϕ : ヨーレイト, ロール角

δ_1, δ_2 : 前・後輪の実舵角

δ_f, δ_{cr} : ステアリング実舵角, 後輪操舵制御舵角

h, h_f, h_r : 車両重心高, 前・後ロールセンタ高さ

$K_{\phi 1}, K_{\phi 2}$: 前・後ロール剛性 {38, 32 kNm/rad}

K_{ϕ}, K_{st} : ロール剛性, ステアリング剛性

K_c, K_{cf}, K_{cr} : 前・後輪コーナリングパワー {64 kN/rad}

K_a, K_{af}, K_{ar} : 前・後輪キャンバスラスト係数

C_{sf}, C_{sr} : 横力による前・後輪コンプライアンスステア

C_{b1}, C_{b2} : 横力による前・後輪キャンバ剛性

$\frac{\partial \phi_{rf}}{\partial \phi}, \frac{\partial \phi_{rr}}{\partial \phi}$: 前・後輪単位ロール角当りのトー角変化

$\frac{\partial \phi_{cf}}{\partial \phi}, \frac{\partial \phi_{cr}}{\partial \phi}$: 前・後輪単位ロール角当りのキャンバ角変化

W, W_1, W_2 : 車両重量, 前・後輪軸重

F_{mn}, W_{mn} : 各車輪のサイドフォース, 輪荷重

ここで, $m=i, o, n=1, 2$, はそれぞれ旋回内・外輪, 前・後輪を示す。

θ, T_h : ステアリング操舵角, 操舵力

N : ステアリングギア比 {15.4}

I_h, C_h : ステアリング系の慣性モーメント, 減衰係数

μ, g : 路面摩擦係数 {1.0}, 重力加速度

s : ラプラス記号

文 献

- (1) 安部, 自動車の運動と制御, (1992), 147, 山海堂
- (2) 酒井, タイヤ工学, (1987), 190, グランプリ出版
- (3) 森, 日本機械学会論文集, C59-560 (1993), 1080
- (4) Sato, H., ほか3名, IMecE, C124/83 (1983), 147
- (5) 横矢・ほか3名, 自動車技術, Vol. 45-10, (1991), 47
- (6) 井口, 自動車技術会論文集, 35 (1987), 120
- (7) 森・ほか4名, 自動車技術会論文集, 45 (1990), 31