

うねり路走行時における車両旋回性能の解析

(第1報：操舵・懸架系ステア特性の影響)

森 和典*

Analysis of Vehicle Cornering Behaviours on Undulated Road Surfaces

(1st Report: Effects of Steering Characteristics
of Suspension and Steering systems)

Kazunori MORI

Abstract

The effects of steering and suspension systems on automobile cornering performances in the case of turning on undulated road surfaces were investigated. A simple 4-wheel model for theoretical analysis is prepared to facilitate a grasp of the influence that each characteristic of a vehicle exerts to maneuverability and stability. The following becomes obvious as a result of analysis by computer simulation. In a winding path situation, the steering characteristics have an effect on the size of yaw rate fluctuation. At this time, the change of rear steering angles tends to exert influence on yaw rate more than that of front steering angles. Also, roll steer is more closely related to the yaw rate fluctuation than compliance steer. And, when the coefficient of front roll steer is set up to under-steer characteristics largely and that of rear is made zero, the change of yaw rate becomes small.

Key Words: Vehicle Dynamics, Undulated Road, Steering, Suspension, Simulation

1. まえがき

自動車の操縦性安定性に関する研究では、そのほとんどが水平で平坦な路面を想定している。しかし、実際の道路にはうねり路や凹凸路など様々な路面形態が存在する。広範な路面形態上での車両の運動性向上を図るためには、こうした非平坦路での解析もあわせておこなう必要がある。

これまで、勾配やバンク角がついた傾斜路面または非平坦路面を前提条件とした研究例としては、サーキット走行における4輪車および2輪車の最短時間コーナリング法に関するもの⁽¹⁾⁽²⁾、わだち路面におけるワンダリング現象の解析⁽³⁾⁽⁴⁾、うねり路面での車両の直進制動性能

の解析⁽⁵⁾などがあるが、未だ数少ない。また、車両の走行性能に大きな影響を及ぼすステアリング・サスペンション系の諸特性と非平坦路走行時における旋回性能との関連性を解析したものは見あたらない。非平坦路面上の走行の解析では、タイヤの上下動、車体揺動、ステアリング・サスペンションの動的特性、タイヤ荷重変動に伴う動特性など多くの状態量と特性パラメータを考慮しなければならず、理論解析モデルも多自由度となるため、解析および検討が平坦路面の場合に比べて複雑になる。

本報では、非平坦路面のなかで走行頻度が高いと思われるうねり路面に着目し、車両旋回性能の解析を実施した。特に、車両諸特性が旋回性能に及ぼす影響を把握しやすくするために比較的簡易な車両モデルを構築したこ

*交通機械工学科

平成8年9月24日受理

ここで、

$$a_1 = a - t_{pr}, \quad b_1 = b + t_{pr},$$

$$h_s = h - \frac{bh_f + ah_r}{\ell}$$

式(3)の右辺の M_{ϕ_f} と M_{ϕ_r} はそれぞれ前、後輪のロール剛性を示す。式(1)と式(2)の左辺は車体重心位置における横および上下方向の慣性力であり、これ以降、加速度を α_y, α_z で表わす。なお、式の簡単化を図るために、角度成分は小さいとして2次以上の項は省略し、ばね下質量を無視、車体の慣性相乗モーメントも零とする。また、ロール軸は車体に固定と仮定し、タイヤ接地面では非平坦路走行によりタイヤ上下力のみが直接的に変動するものとして路面横断方向の傾斜による影響は無いものとする。さらに、車体、操舵・懸架系およびタイヤの横剛性の影響は考慮しない。

車体の変位とホイールストロークは、それぞれ、

$$\begin{cases} u_1 = z - a\lambda - \frac{t_f}{2}\phi \\ u_2 = z + b\lambda - \frac{t_r}{2}\phi \\ u_3 = z - a\lambda + \frac{t_f}{2}\phi \\ u_4 = z + b\lambda + \frac{t_r}{2}\phi \end{cases} \quad (6)$$

$$\varepsilon_j = u_j - u_{0j} \quad (1 \leq j \leq 4) \quad (7)$$

ロール剛性は、

$$\begin{cases} M_{\phi_f} = -\frac{t_f}{2}F_{1z} + \frac{t_f}{2}F_{3z} - S_{kf}(\varepsilon_3 - \varepsilon_1) \\ M_{\phi_r} = -\frac{t_r}{2}F_{2z} + \frac{t_r}{2}F_{4z} - S_{kr}(\varepsilon_4 - \varepsilon_2) \end{cases} \quad (8)$$

S_{kj} はスタビライザ分であり、サスペンションばね分との関係は、

$$K_{\phi_i} = \frac{1}{2}k_i t_i^2 + S_{ki} t_i \quad (i=f, r)$$

となる。

タイヤが発生する横力は、タイヤスリップ角とキャンバ角が比較的小さい領域において次式が成立する。

$$F_{jy} = F_{jyc}(\beta_j, W_j) - F_{jya}(\gamma_j, W_j) \quad (1 \leq j \leq 4) \quad (9)$$

F_{jyc} と F_{jya} は、それぞれコーナリングフォースとキャンバラストを表わす。

上下力は、

$$\begin{cases} F_{1z} = -k_f \varepsilon_1 - c_f \dot{\varepsilon}_1 - S_{kf}(\varepsilon_1 - \varepsilon_3)/t_f \\ F_{2z} = -k_r \varepsilon_2 - c_r \dot{\varepsilon}_2 - S_{kr}(\varepsilon_2 - \varepsilon_4)/t_r \\ F_{3z} = -k_f \varepsilon_3 - c_f \dot{\varepsilon}_3 - S_{kf}(\varepsilon_3 - \varepsilon_1)/t_f \\ F_{4z} = -k_r \varepsilon_4 - c_r \dot{\varepsilon}_4 - S_{kr}(\varepsilon_4 - \varepsilon_2)/t_r \end{cases} \quad (10)$$

となるから、タイヤ接地荷重は

$$\begin{cases} W_1 = Mb/(2\ell) + F_{1z} \\ W_2 = Ma/(2\ell) + F_{2z} \\ W_3 = Mb/(2\ell) + F_{3z} \\ W_4 = Ma/(2\ell) + F_{4z} \end{cases} \quad (11)$$

となる。

タイヤスリップ角は、

$$\begin{cases} \beta_1 = \delta_1 - \tan^{-1} \frac{\dot{y} + ar}{v} \\ \beta_2 = \delta_2 - \tan^{-1} \frac{\dot{y} - br}{v} \\ \beta_3 = \delta_3 - \tan^{-1} \frac{\dot{y} + ar}{v} \\ \beta_4 = \delta_4 - \tan^{-1} \frac{\dot{y} - br}{v} \end{cases} \quad (12)$$

ステア角は、ステアリング操舵角だけでなくサスペンションとステアリングのジオメトリやコンプライアンスによっても変化し、ホイールストローク、タイヤ横力、前後力、上下力などの多変数関数として表わされる。ここでは、前述の仮定からホイールストロークとタイヤ横力の関数として、実用上問題無いと考えられる1次項までを採用する。キャンバ角の場合も同様である。

したがって前輪側のステア角は、

$$\begin{cases} \delta_1 = \delta_{01} - \frac{t_c + t_{pf}}{K_{st}}(F_{1y} + F_{3y}) + \delta_{f0} \\ \quad + \delta_{f0} + \frac{\partial \delta_{rf}}{\partial \varepsilon} \Big|_{\varepsilon=\varepsilon_1} \times \varepsilon_1 + \frac{\partial \delta_{cf}}{\partial F} \Big|_{F=F_{1y}} \times F_{1y} \\ \delta_3 = \delta_{03} - \frac{t_c + t_{pf}}{K_{st}}(F_{1y} + F_{3y}) - \delta_{f0} \\ \quad - \delta_{f0} + \frac{\partial \delta_{rf}}{\partial \varepsilon} \Big|_{\varepsilon=\varepsilon_1} \times \varepsilon_3 + \frac{\partial \delta_{cf}}{\partial F} \Big|_{F=F_{3y}} \times F_{3y} \end{cases} \quad (13-1)$$

後輪車は、

$$\begin{cases} \delta_2 = \delta_{02} + \delta_{r0} \\ \quad + \frac{\partial \delta_{rr}}{\partial \varepsilon} \Big|_{\varepsilon=\varepsilon_2} \times \varepsilon_2 + \frac{\partial \delta_{ch}}{\partial F} \Big|_{F=F_{2y}} \times F_{2y} \\ \delta_4 = \delta_{04} - \delta_{r0} \\ \quad - \frac{\partial \delta_{rr}}{\partial \varepsilon} \Big|_{\varepsilon=\varepsilon_4} \times \varepsilon_4 + \frac{\partial \delta_{ch}}{\partial F} \Big|_{F=F_{4y}} \times F_{4y} \end{cases} \quad (13-2)$$

である。式(13)における右辺の係数の正負符号は、式(7)でホイールストロークがリバウンド側を正としリバウンド側を負としていることも考慮して表1のように定義する。

表中, US は車両のステア特性をアンダーステア側にするようなタイヤ横力の方向を, OS はオーバーステア側とする方向を示している。

前輪側対地キャンパ角は,

$$\left\{ \begin{array}{l} \gamma_1 = \gamma_{01} + \gamma_{r0} + \frac{\partial \gamma_{RF}}{\partial \epsilon} \Big|_{\epsilon = \epsilon_1} \times \epsilon_1 \\ \quad + \frac{\partial \gamma_{SF}}{\partial \delta} \Big|_{\delta = \delta_{01}} \times \delta_{01} + \frac{\partial \gamma_{CF}}{\partial F} \Big|_{F = F_{1Y}} \times F_{1Y} \\ \gamma_3 = \gamma_{03} - \gamma_{r0} - \frac{\partial \gamma_{RF}}{\partial \epsilon} \Big|_{\epsilon = \epsilon_3} \times \epsilon_3 \\ \quad - \frac{\partial \gamma_{SF}}{\partial \delta} \Big|_{\delta = \delta_{03}} \times \delta_{03} + \frac{\partial \gamma_{CF}}{\partial F} \Big|_{F = F_{3Y}} \times F_{3Y} \end{array} \right. \quad (14-1)$$

後輪側は

$$\left\{ \begin{array}{l} \gamma_2 = \gamma_{02} + \gamma_{r0} + \frac{\partial \gamma_{RF}}{\partial \epsilon} \Big|_{\epsilon = \epsilon_2} \times \epsilon_2 \\ \quad + \frac{\partial \gamma_{SF}}{\partial \delta} \Big|_{\delta = \delta_{02}} \times \delta_{02} + \frac{\partial \gamma_{CF}}{\partial F} \Big|_{F = F_{2Y}} \times F_{2Y} \\ \gamma_4 = \gamma_{04} - \gamma_{r0} - \frac{\partial \gamma_{RF}}{\partial \epsilon} \Big|_{\epsilon = \epsilon_4} \times \epsilon_4 \\ \quad - \frac{\partial \gamma_{SF}}{\partial \delta} \Big|_{\delta = \delta_{04}} \times \delta_{04} + \frac{\partial \gamma_{CF}}{\partial F} \Big|_{F = F_{4Y}} \times F_{4Y} \end{array} \right. \quad (14-2)$$

となる。右辺の最初から第4項までは対車体基準のキャンパ角であり, 対地基準のキャンパ角に変換するために第5項にロール角を加えている。またキャンパ角の正負符号は図2のようにタイヤが旋回外側に傾斜した場合を正とし, その反対を負とする。ステア角の場合と同様に, ロールキャンパ係数とキャンパ剛性係数の符号を表1に示す。

3. 2 タイヤ動特性

タイヤ特性式として酒井の式⁽⁷⁾を用いる。ただし, シミュレーション計算に使用する場合, タイヤスリップ角に関して横力は奇関数でなければならないため, 次式のように変形する。

$$F_{jy0} = k_{yj} \tan \beta_j (1 - |q_j|)^2 + W_j \mu_d q_j |q_j| (3 - 2|q_j|) \quad (15)$$

ただし,

$$q_j = \frac{k_{yj}}{3\mu_d W_j} \tan \beta_j$$

式(15)において, 添字 i が f の時, 添字 j は1または3とし, 添字 i が r の時, 添字 j は2または4とする。添字0はタイヤ荷重を一定として考えた場合の静特性を示す。

k_{yj} はタイヤ荷重により変化し,

$$k_{yj} = \mu_d k_0 \left\{ \frac{4}{3} \left(\frac{W_j}{W_0} \right) - \frac{1}{3} \left(\frac{W_j}{W_0} \right)^2 \right\}$$

と仮定する。 k_0 はタイヤ荷重が W_0 のときのコーナリン

Table 1 Positive and negative signs of coefficient of steering characteristics

Steer characteristics	Front		Rear	
	OS	US	OS	US
Coefficient				
Roll steer	-	+	+	-
Compliance steer	+	-	-	+
Roll camber	+	-	-	+
Camber stiffness	-	+	+	-

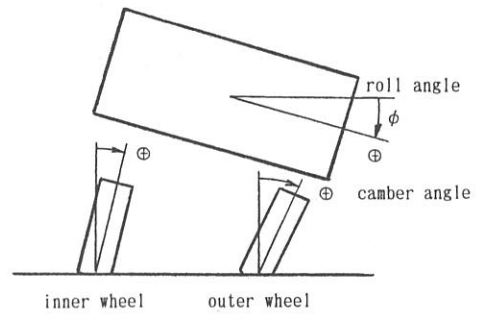


Fig. 2 Direction of positive camber angles

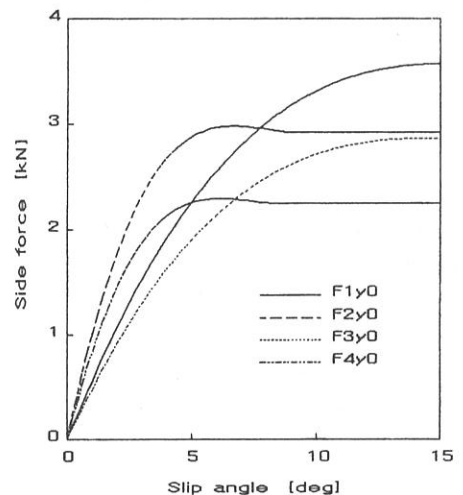


Fig. 3 Side force vs. tire side slip angle

グパワーである。

図3は横加速度を伴った旋回中の車両4輪のタイヤ荷重をもとにしてタイヤスリップ角と横力の関係を式(15)により計算した例である。

さらにタイヤ荷重の変動に伴う横力の動的変化は、

$$\sigma(W_j) \frac{dF_{jy}}{dx} + F_{jy} = F_{jy0} \quad (16)$$

となる報告⁽⁸⁾⁽⁹⁾があり、計算にはこの特性を組み込む。 σ はタイヤの緩和長を表わしたタイヤ荷重の関数になる。図4は式(16)による動的変化の様子を計算した例である。タイヤ静止荷重3kN、変動荷重振幅1kN、タイヤスリップ角2deg、車速20 km/h、路面波長5mとした。図中、横力を示す実線は式(16)を考慮した場合、波線は動特性を考

慮せずに $F_{jy} = F_{jy0}$ とした場合を示す。

4. 解析

4.1 車両仕様と走行路面

車両特性は、旋回性能に影響が大きく、比較的設計的な調整が容易と考えられるステアリング、サスペンション系の動的ジオメトリ（ここではロールステア）とコンプライアンスに焦点を絞り非平坦路走行時の車両性能への影響を検討した。各種設計パラメータの影響把握を容易にするために、式(13)(14)でキャンパ角特性、初期ホイールアライメントを零として省略した。また、 $\delta_{01} = \delta_{03} = \theta/N$ とした。計算には一般的な後輪駆動、前輪操舵の小型乗用車の車両諸元を用いた。表2は計算に用いた主な特性

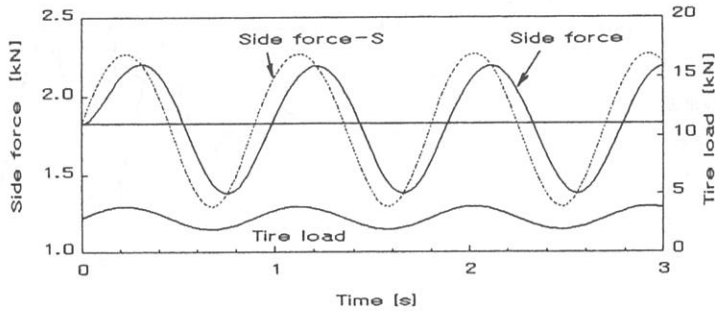


Fig. 4 Side force under time-varying vertical load

Table 2 Data of specification of vehicle and tire for calculation

$M = 1467\text{kg}$, $I_x = 550\text{kg}\cdot\text{m}^2$, $I_y = 1500\text{kg}\cdot\text{m}^2$, $I_z = 2430\text{kg}\cdot\text{m}^2$
$a = 1.18\text{m}$, $b = 1.44\text{m}$, $t_{pf} = 0.03\text{m}$, $t_{pr} = 0.03\text{m}$, $t_c = 0.03\text{m}$
$t_f = 1.45\text{m}$, $t_r = 1.46\text{m}$, $K_{\phi_f} = 37.3\text{kN}\cdot\text{m}/\text{rad}$, $K_{\phi_r} = 32.4\text{kN}\cdot\text{m}/\text{rad}$
$k_f = 20\text{kN}/\text{m}$, $k_r = 20\text{kN}/\text{m}$, $c_f = 3.5\text{kN}\cdot\text{s}/\text{m}$, $c_r = 2.2\text{kN}\cdot\text{s}/\text{m}$
$h = 0.49\text{m}$, $h_f = 0.043\text{m}$, $h_r = 0.095\text{m}$, $N = 15.4$, $K_{st} = 10.6\text{kN}\cdot\text{m}/\text{rad}$
$k_0 = 0.6\text{kN}/\text{deg}$ at $W_0 = 8.06\text{kN}$

Table 3 Specification of steering and suspension Characteristics

Specification		A	B	C	D	E	F
Roll steer coeff. [%]	Front	0	5us	10us	0	←	10us
	Rear	4us	←	←	10us	0	←
Compliance steer coeff. [deg/N]	Front	1.196×10^{-5} os	1.055×10^{-4} os	1.991×10^{-4} os	1.196×10^{-5} os	←	1.991×10^{-4} os
	Rear	8.893×10^{-5} us	←	←	-5.456×10^{-5} os	1.846×10^{-4} us	←

値である。ロールステアと、ステアリング剛性分を含むコンプライアンスステアの組み合わせ6仕様(表3)について検討した。表3の各仕様はタイヤ線形特性領域でヨーレイト定常ゲインが同じになるように設定している。

路面形態の種類は数が多いため、走行頻度が高いと思われるうねり路について解析を行ない、路面入力はサイン波とした。シミュレーションでは、車速60 km/hで定常横加速度 $a_y/g=0.3G$ でうねり路面を旋回走行する場面を想定している。路面は振幅0.015m、波長14.9mとし左右輪間の路面変位差は0°(Case I)と180°(Case II)の2つの場合を検討した。路面形状を図5に示す。なお路面波長は時間周波数が車両前輪の上下方向の固有振動数である1.12Hz近傍となるように設定している。

4.2 計算および考察

①操舵系と前輪懸架系特性の影響

ステアリングと前輪サスペンションのロールステアとコンプライアンスステアの各係数をパラメータとして表3のA, B, C仕様について比較検討した。

計算の結果、Case Iの路面ではヨーレイトなど車両状態量に有意差が無かった。これは、左右輪間の荷重変動差が全横力に及ばず影響は少なく、また車輪の上下変位によるロールステアを線形としたためにロールステアによる発生横力が左右輪で打ち消し合う形になったためと考えられる。

Case IIの路面でのヨーレイトと横加速度の計算結果を図6に示す。ヨーレイトの変化に差があり、us方向のロールステアを大きくし、それに伴いos方向のコンプライアンスステアを大きくするほどヨーレイトの変動が小さくなる。

C仕様が最も良好である。横加速度も同じ傾向にあるものの、その差は小さい。図7はローリングなど他の車両状態量変化であるが、3仕様ともに同じで差は無い。図7と同様の傾向は後述の後輪サスペンション仕様を変えた場合も当てはまることから、サイン波路面ではヨーレイト特性に最も有意差が生じることがわかった。以後は車両状態量としてヨーレイト特性を比較する。

②後輪懸架系特性の影響

後輪サスペンション特性の影響を調べるために、ロー

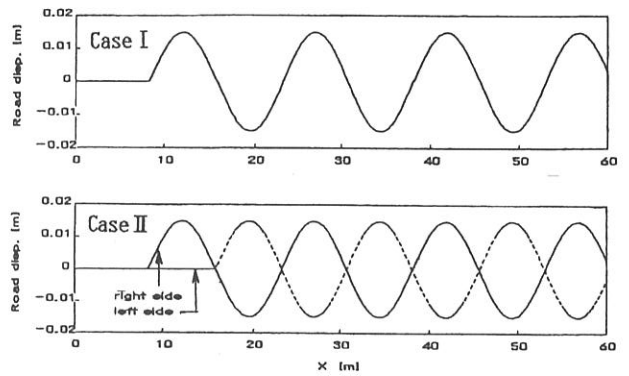


Fig. 5 Vertical displacement of winding road surface

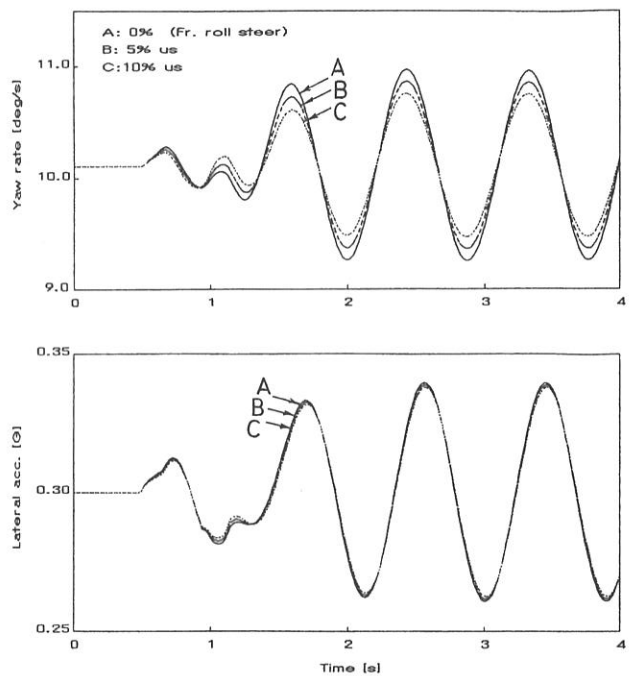


Fig. 6 Comparison of yaw rate and lateral acceleration characteristics

ルスティア us が 0%, 4%, 10% である E, A, D 仕様を比較した。図8はCase II路面走行時のヨーレイト特性である。前輪に比べて後輪特性はヨーレイトに及ぼす影響が大きく、ヨーレイトの変動が大きい。後輪では、ロールステアを零とし、アンダースティアをコンプライアンスステアで確保すればヨーレイトの変動が小さくなる。

③実舵角特性

ロールステアとコンプライアンスの影響を個々に調べるために、前後輪ロールステアがそれぞれ10% us, 0%

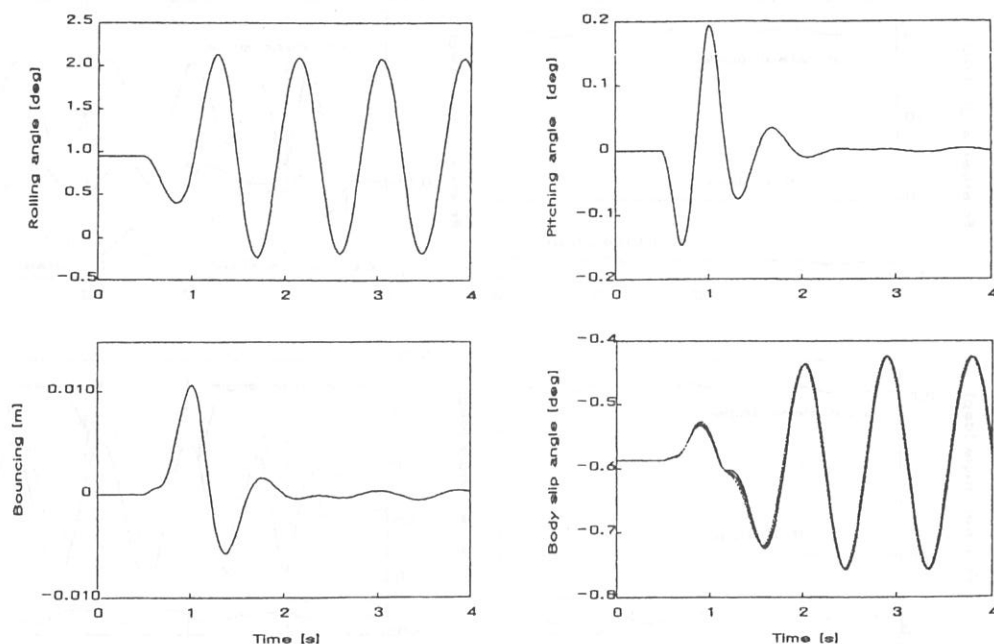


Fig. 7 Calculated vehicle behaviours

のF仕様と、前後輪に0%でコンプライアンスステアによりUSを確保したE仕様、基準とするA仕様について比較した。Case II路面走行の場合の結果を図9に示す。E、F仕様共にヨーレイトの変動幅は小さいが、特にF仕様は①と②の結果からも予想される通り最も良い。

図10はA、D、E、F-4仕様の前後輪実舵角を舵角成分毎に分けた計算結果である。主としてタイヤ荷重の変動に伴った横力変化によって生じるコンプライアンスステア成分は車輪の上下動により生じるロールステア成分に比べて、前後輪とも舵角変動幅が小さいことがわかる。

5. まとめ

うねり路を旋回走行する場合について、操舵・懸架系ステア特性が車両運動特性に及ぼす影響の解析計算を行ない、次のような結果を得た。

- (1) 非平坦路走行時における車両の操縦性安定性の解析に供するため、操舵系および懸架系の諸特性が車両運動へ及ぼす影響を比較的容易に把握できる、簡便な理論モデルを構築し

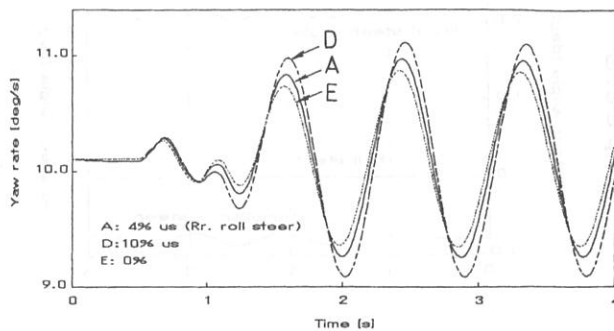


Fig. 8 Comparison of yaw rate characteristics

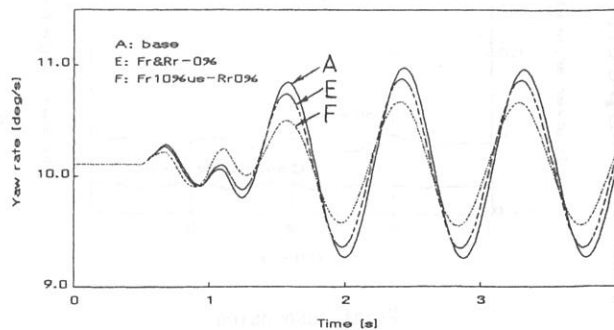


Fig. 9 Comparison of yaw rate characteristics

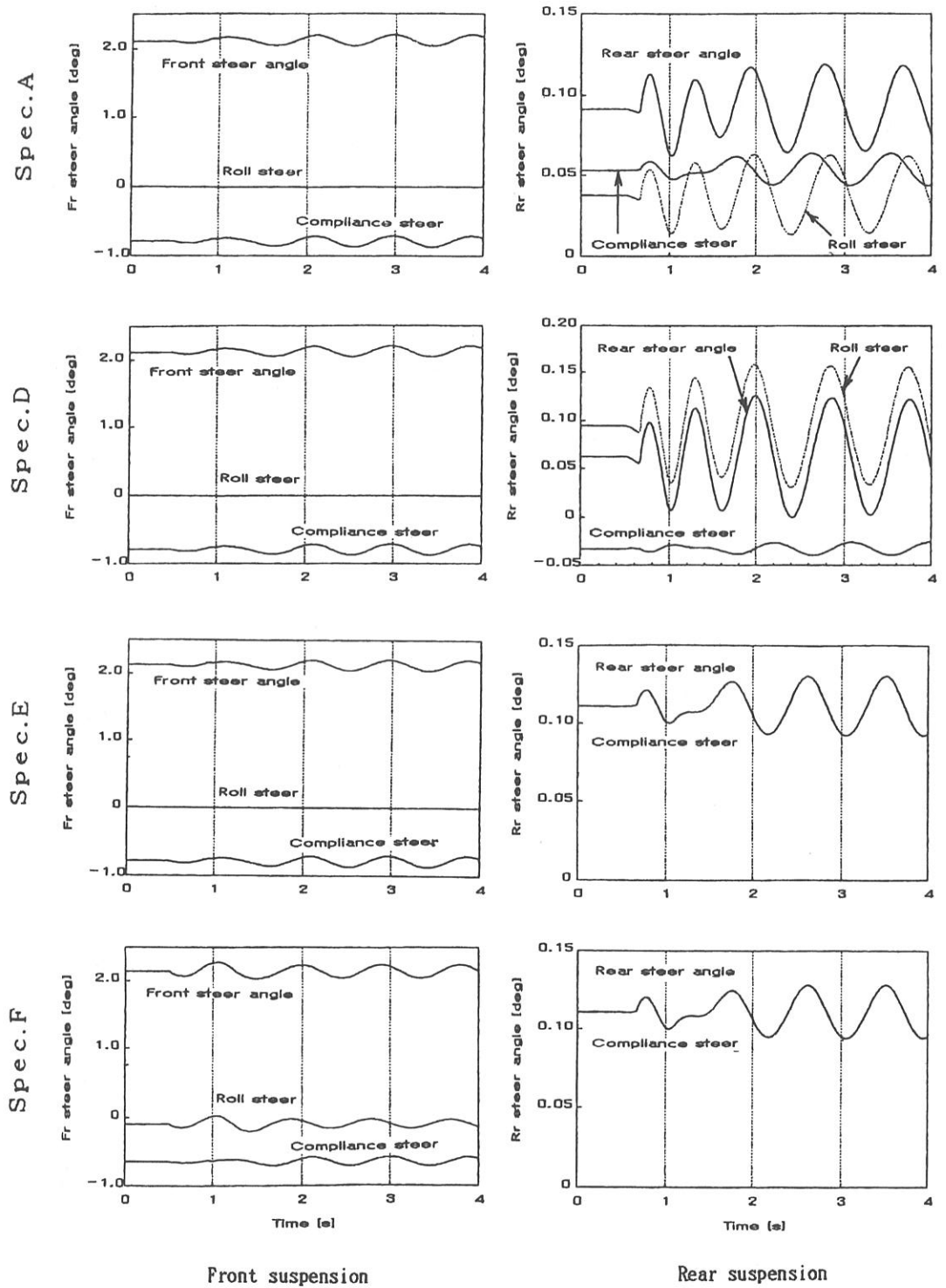


Fig. 10 Comparison of steering characteristics between each specification

た。

- (2) うねり路走行において、操舵・懸架系のステア特性はヨーレイト変動の大きさに影響を及ぼす。前輪よりも後輪のステア特性変化のほうがヨーレイトへの影響が大きい傾向にある。
- (3) ロールステアは、コンプライアンスステアよりもヨーレイト変動に影響を及ぼす。前輪のus方向のロールステア係数を大きくし、後輪のロールステア係数を零にすれば、ヨーレイト変動が小さくなる。

なお、この場合、ロールステア係数は一定である。ただし、ロールステアを大きくする場合は、直進性能や制駆動を伴う旋回性能、タイヤ偏摩耗等にも悪影響を及ぼす可能性があるために、多面的に性能を把握する必要がある。

本報告では、非平坦路をうねり路に限定し、主要と思われる操舵・懸架系ステア特性の影響を調べたが、現実には路面形態は様々なものがあるし、車両側の特性パラメータも数が多い。今後、タイヤ入力の時間周波数や左右輪間の路面位相差をパラメータとしたときの車両挙動の調査、車両直進性能や前後力を伴った場合の運動性能の解析、タイヤ接地力変化を少なくするための操舵・懸架系特性の制御方法の検討などを実施する予定である。

6. あとがき

シミュレーション計算の方法としては、他に、機構系と弾性系を同時にかつ多量に取り込むことが可能な汎用運動解析ソフトを用いて車両の大規模モデルを構築した

もので、解析することも可能である。しかし、ここで報告したような比較的簡易な理論モデルは、各種パラメータの設定も容易で、式の形態やその解から特定の現象が直感的に理解しやすいという特徴をもつ。こうした簡易理論モデルは車両の初期開発段階や最終的な要素チューニング段階時において有効に活用できると考える。

最後に、本論文を執筆するに当たって、図の作成やデータの整理に協力していただいた本学大学院生の浅川和秀君に感謝の意を表す。

文 献

- (1) 藤岡・ほか1名, 自動車技術会学術講演会前刷集, 9433092, Vol. 942 (1994-5), 5-8.
- (2) 藤岡・ほか2名, 自動車技術会学術講演会前刷集, 9535576, Vol. 953 (1995-5), 29-32.
- (3) 小池・ほか1名, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.912161, 1991.
- (4) 永井・ほか1名, 自動車技術会学術講演会前刷集, 921025, Vol. 921 (1992-5), 99-102.
- (5) 高橋・ほか2名, 自動車技術会学術講演会前刷集, 9535585, Vol. 953 (1995-5), 33-36.
- (6) Y. Tukuda, SAE paper, No. 881774, 1988.
- (7) 酒井, 自動車技術, Vol. 30, No.11, 1976, 968-972.
- (8) H.B. Pacejka, et al, JSAE International Symposium on Advanced Vehicle Control, 923064, (1992-9), 360-365.
- (9) E. Bakker et al, SAE paper, No. 870421, 1987.