

低速時の小回り性と自然な操舵フィーリングを両立した大舵角後輪操舵システムの開発

永井 陽平 土屋 義明
Yohei Nagai Yoshiaki Tsuchiya

概要

低速時小回り性の向上を主目的とした後輪操舵システムは、操舵時の違和感が課題となっている。今回違和感の解析を通して、大舵角後輪操舵システムで高い小回り性能と自然なフィーリングを両立する制御則を開発した。

1. はじめに

1980年代、日本を中心に広まった後輪操舵システム(以下4WS)は、低速時の取り回し性や高速時の車両安定性に効果があった反面、操舵時の違和感や高コストのためそのほとんどが姿を消した。

2000年代後半以降、車両安定性確保を目的に、特に高速時同相操舵によるヨーレートゲイン低下を改善するための前後輪操舵システム¹⁾²⁾やドライバフィーリングを考慮し快適性と安定性の両立を図った前後輪操舵システム³⁾が提案され商品化されている。

また、4WSは自動駐車システムへの応用もあり近年採用する車両が増加している。しかし、低速の逆相操舵時「スネークフィーリング」などと表現されるドライバの違和感は後輪操舵による特徴との認識が強く制御量を制限する車両も多い。

今回、4WSの新たな制御則を開発し従来常識とされてきた逆相時の違和感を解消し、大舵角化による高い小回り性能と自然なフィーリングを両立した。

2. 制御則について

対象とする前後輪操舵の車両は式(1)~(2)のような車両の線形二輪モデルで示す。

$$\begin{cases} mV \left(\frac{d}{dt} \beta + \gamma \right) = -2K_f \alpha_f - 2K_r \alpha_r \\ I_z \frac{d}{dt} \gamma = -2l_f K_f \alpha_f + 2l_r K_r \alpha_r \end{cases} \quad (1)$$

$$\begin{cases} \alpha_f = \beta + \frac{l_f}{V} \gamma - \delta_f \\ \alpha_r = \beta - \frac{l_r}{V} \gamma - \delta_r \end{cases} \quad (2)$$

凡例) β : 車体スリップ角 γ : ヨーレート
 δ_f : 前輪操舵角 δ_r : 後輪操舵角

V : 車速 m : 車両重量
 I_z : 車両ヨー慣性 l : ホイールベース
 l_f : フロントホイールベース
 l_r : リアホイールベース
 K_f : 前輪のコーナリングステイフネス
 K_r : 後輪のコーナリングステイフネス

式(1)(2)をラプラス変換し整理すると式(3)~(5)が得られる。

$$\begin{bmatrix} \beta \\ \gamma \end{bmatrix} = \frac{1}{\Delta_s(s)} \begin{bmatrix} N_1(s) & N_2(s) \\ N_3(s) & N_4(s) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta_f \\ \delta_r \end{bmatrix} \quad (3)$$

$$\Delta_s(s) = s^2 + \frac{2(l_f(K_f + K_r) + m(l_f^2 K_f + l_r^2 K_r))}{mV I_z} s + \frac{4l_f^2 K_f K_r - 2mV^2(l_f K_f - l_r K_r)}{mV^2 I_z} \quad (4)$$

$$\begin{cases} N_1 = \frac{2K_f(2l_r K_r - mV^2 l_f)}{mV^2 I_z} + \frac{2K_f}{mV} s \\ N_2 = \frac{2K_r(2l_f K_f + mV^2 l_r)}{mV^2 I_z} + \frac{2K_r}{mV} s \\ N_3 = \frac{4l_f K_f K_r}{mV I_z} + \frac{2l_f K_f}{I_z} s \\ N_4 = -\frac{4l_r K_r K_f}{mV I_z} - \frac{2l_r K_r}{I_z} s \end{cases} \quad (5)$$

車両運動制御では、ヨー運動と横運動をそれぞれコントロールすることに加え、旋回時の車体姿勢(定常車体スリップ角)が重要な特性であることがわかっているため、本稿では以下の4点を目標特性とする。

- ① 車体スリップ角の目標定常ゲイン β_0^*
- ② ヨーレートの目標定常ゲイン γ_0^*
- ③ 横ジャークの目標過渡応答 J_H^*
- ④ ヨーレートの目標過渡応答 γ_1^*

前後輪のステア角を式(6)(7)のように表す。

$$\delta_f = \frac{1}{k} \left\{ 1 + \left(C_{10} + \frac{s}{N_3(s)} C_{11} \right) \right\} \delta_{MA} \quad (6)$$

$$\delta_r = \left(C_{20} + \frac{s}{N_4(s)} C_{21} \right) \delta_{MA} \quad (7)$$

- 凡例) C_{10} :前輪コントローラ定常項
- C_{20} :後輪コントローラ定常項
- C_{11} :前輪コントローラ微分項
- C_{21} :後輪コントローラ微分項
- k :ステアリングギア比
- δ_{MA} :ステアリング角度

ここでステアリング角度 δ_{MA} に対する目標車体スリップ角 β^* と目標ヨーレート γ^* を式(8)(9)のように記述し、後輪操舵コントローラの制御ゲインを導出する。

$$\beta^* = \frac{J_H^* s^3 + \beta_2^* s^2 + \beta_1^* s + \beta_0^*}{\Delta_s(s) N_3(s) N_4(s)} \delta_{MA} \quad (8)$$

$$\gamma^* = \gamma_0 \frac{(1 + \gamma_1^* s)}{\Delta_s(s)} \delta_{MA} \quad (9)$$

また、今回の制御対象は後輪操舵制御のみであるため、

$$C_{10} = C_{11} = 0 \quad (10)$$

式(3)(6)(7)(8)(9)(10)から制御特性は、

$$\begin{cases} C_{20} = \beta_0^* - \frac{2l_r K_r - mV^2 l_f}{2VK_r} \gamma_0^* & (11) \\ C_{21} = \gamma_0 \frac{2l_r K_r}{mV l_f} \gamma_1^* - \frac{1}{k} \frac{2l_f K_f}{I_z} + \frac{2l_r K_r}{I_z} C_{20} & (12) \end{cases}$$

と決定される。また、このとき以下の式が得られる。

$$\begin{cases} \beta_0^* = \frac{1}{k} - \frac{2l_f K_f + mV^2 l_r}{2VK_f} \gamma_0^* & (13) \\ l_f C_{21} = \frac{mV l_z}{4K_f K_r} J_H & (14) \end{cases}$$

式(11)~(14)から、定常ゲインはヨーレート γ_0^* もしくは車体スリップ角 β_0^* のどちらか一方、過渡応答についてもヨーレート γ_1^* もしくは横ジャーク J_H^* のどちらか一方を決めれば残る他方は計算により求まる。

3. 目標車両特性の設定

3.1 システムの狙い

- (i) 低速 違和感のない取り回し性向上、
最小回転半径短縮
- (ii) 中速 操舵応答の向上
- (iii) 高速 安心感の向上

3.2 目標車両特性の決定

前後輪操舵システムの開発を通じて得られた知見³⁾

から各速度域での狙いに対し、目標とする車両特性は定常項: β_0^* , 過渡項: γ_1^* とした。

3.3 低速域における目標車両特性

3.3.1 β_0^* の設定

狙いとする取り回し性向上、最小回転半径短縮は β_0^* を小さくすれば可能であるが、4WSシステムの作動最大角度の影響を受ける。図1は β_0^* とシステム最大角度およびその時の舵角の関係を示す。ドライバがハンドルを切り込んでいった際、システムの最大角度に飽和することによる車両挙動変化を避けるためハンドル切れ角最大値直前で最大角度に飽和させる。今回最大切れ角6degのシステムを用いるため β_0^* は0.37とした。

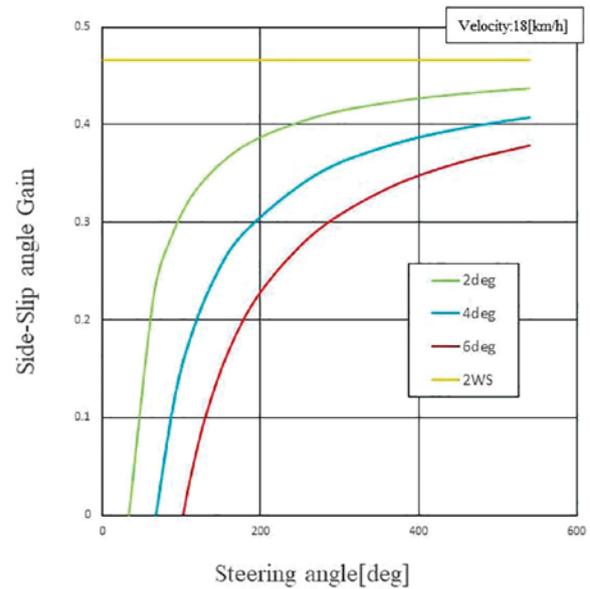


図1 操舵角に対する車体スリップ角ゲイン

3.3.2 γ_1^* の設定

γ_1^* の値を決定するに当たり β_0^* と γ_1^* を変更し前後席それぞれで官能評価を実施した結果を図2に示す。試験は交差点右左折、広場でのUターン、8の字走行、スラロームを組み合わせたコースで行い、速度は全域30km/h以下である。

- ①2WS ($\beta_0^* = 0.47$) から β_0^* のみ小さくした場合、操舵途中から後輪が外に動くように感じる典型的な違和感(スネークフィーリング)が生じ、値が小さい程その程度も大きい
- ②①から γ_1^* を大きくした場合、操舵初期から車両の動きの不自然さを感じ前後席共酔いを伴う違和感が強い
- ③さらに γ_1^* を大きくした場合、2.6以上の領域で前後席共全く違和感なく後輪の操舵自体も感じない領域が存在する
- ④③から γ_1^* を大きくした場合、約3.9以上にてドライ

は違和感を感じないが後席にて初期に進行方向と逆に動く違和感が生じる。以上から η_1^* を3.0に設定した。

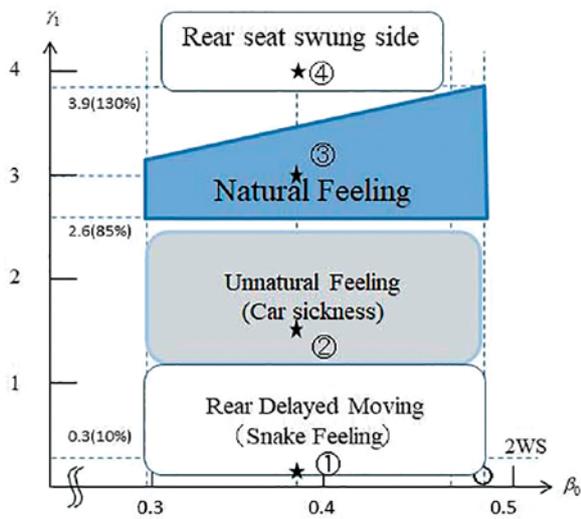


図2 官能評価結果

3.3.3 違和感の解析

$\beta_0^* = 0.37$ 一定とし、 η_1^* を変えたケース①から④について官能評価で差が明確であった、速い操舵での右左折を想定した条件(180deg/sec, 車速15km/h)において、操舵ロボットを用い計測を行った結果を図3から図6に示す。ドライバ特性を調査した結果⁴⁾によれば低速域では視覚でヨーレートを知覚し、体感で知覚する横ジャークの閾値はヨーレートの閾値よりも小さいことが示されている。今回違和感を解析するに当たり、ヨーレートと横Gの相関と横Gの変化に着目した。違和感を感じる①、②のケースでは初期のヨーレートに対する横Gの値が大きく2deg/sec時に0.5m/s²以上である。さらに、その後の横Gの変化のためヨーレート/横G特性が非線形となっている。違和感の無い③、④のケースではヨーレート2deg/sec時に横Gが0.4m/s²以下と小さく、ヨーレート/横G特性は線形である。

以上から、ドライバは視覚でヨーレートを感じながら運転しているものの感度の高い横Gの変化を敏感に感じ、その絶対値と変化度合いで違和感を覚えていると考えられる。また、後席にて違和感を感じるケース④の前席、重心位置、後席それぞれの横Gの時間変化を図7に示す。後席では操舵初期旋回と逆方向に約0.4m/s²生じ、その後順方向に急変する横Gを違和感と感じていることが解る。

尚、違和感を感じないケース③については、計226名の被験者で調査を行った。路面はドライアスファルトから圧雪路、アイスバーンまでと様々な条件で約1年間かけて実施した。結果、最大切れ角6degで約60cm短縮する旋回半径の小ささに驚きの違和感を示す一部の意見

はあるものの、後輪操舵を感じる人は皆無であった。

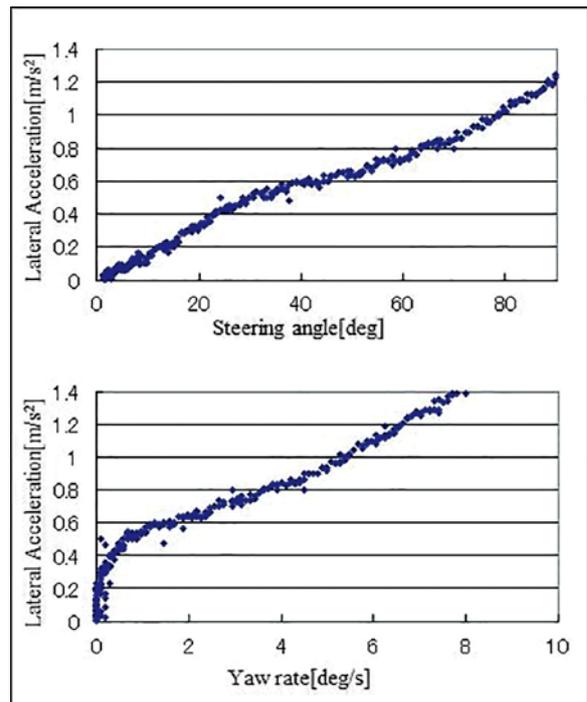


図3 操舵角およびヨーレートに対する横G(ケース①)

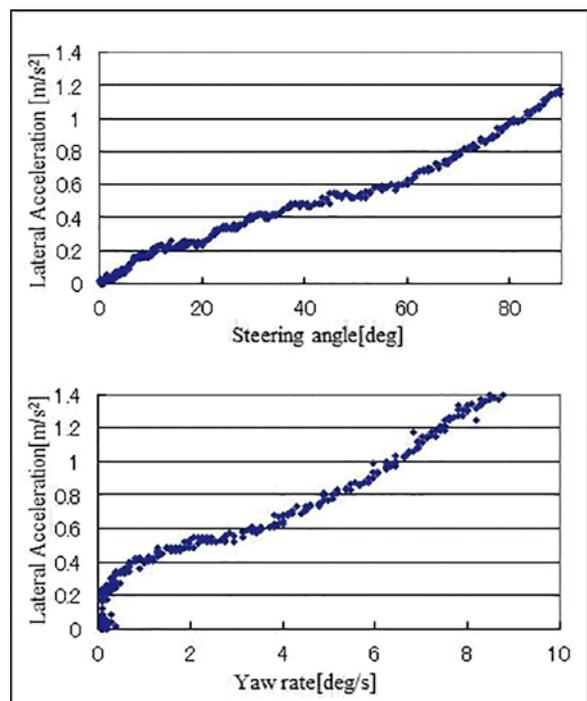


図4 操舵角およびヨーレートに対する横G(ケース②)

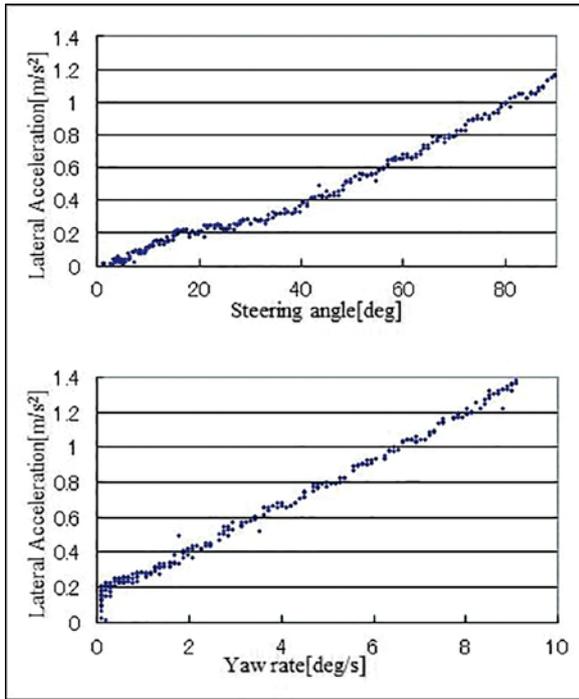


図5 操舵角およびヨーレートに対する横G(ケース③)

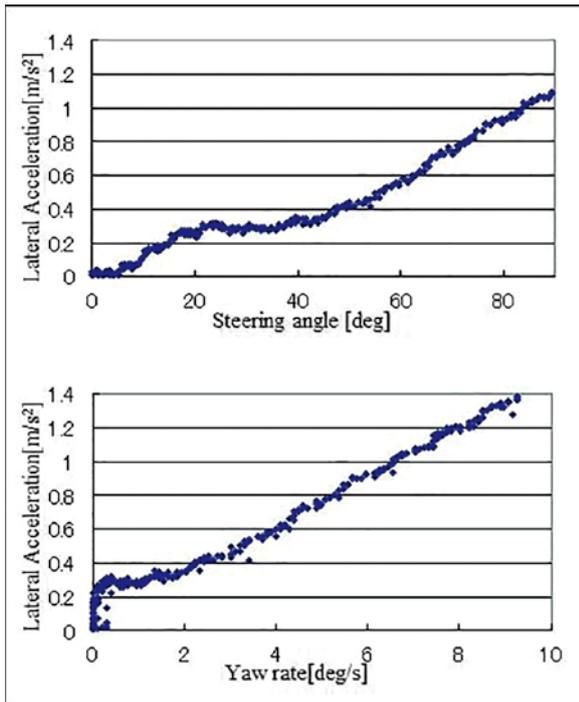


図6 操舵角およびヨーレートに対する横G(ケース④)

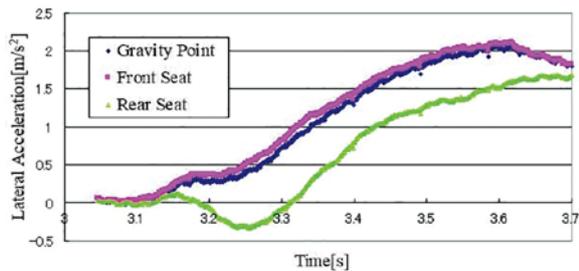


図7 後席における横G

3.4 中高速における目標車両特性

図8は舵角に対するヨーレートと横Gの時間差を示す.中速域は γ_1^* を大きくすることで操舵応答性を向上させ,高速域は β_0^* をゼロに近い値とすることで安心感を向上させている.

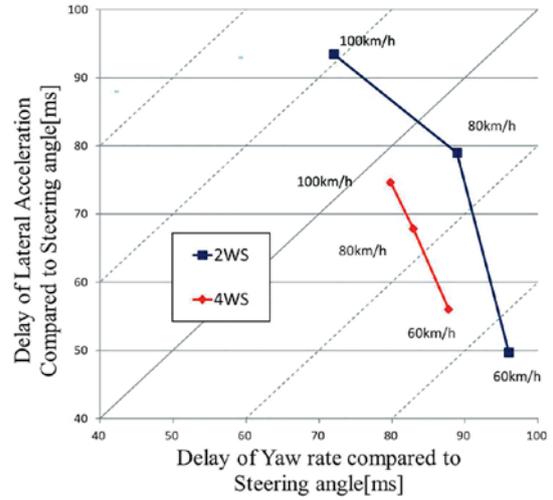


図8 操舵角に対するヨーレートおよび横Gの遅れ

3.5 目標車両特性のまとめ

以上の結果から目標車両特性は図9,10とした.また車両パラメータから計算した4WSコントローラの特性は図11,12となる.

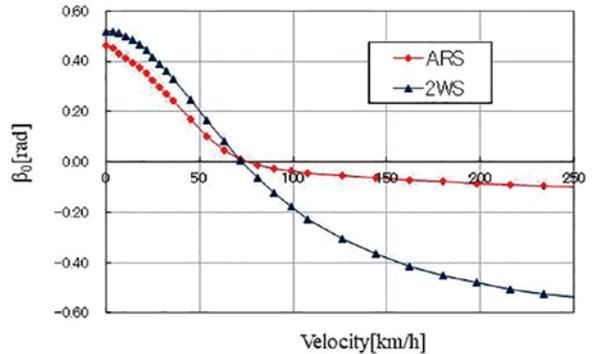


図9 目標車体スリップ角ゲイン β_0^*

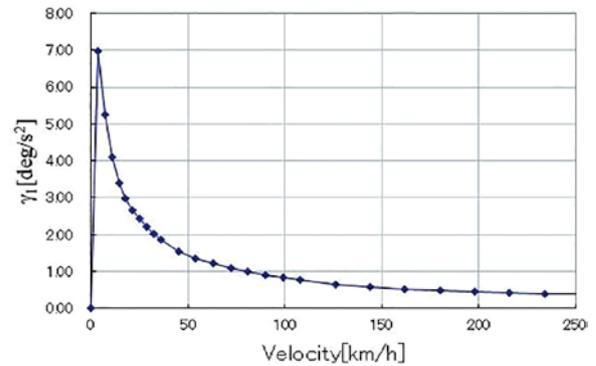


図10. 目標ヨーレート過渡応答 γ_1^*

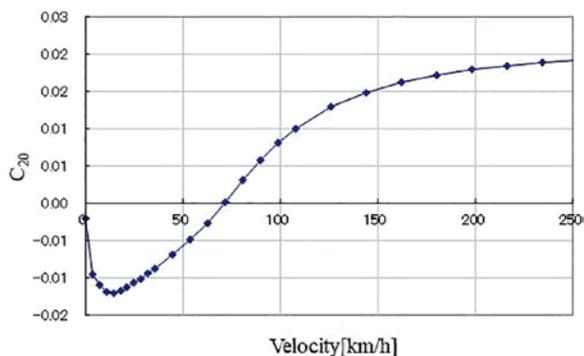


図11 定常コントローラゲイン C_{20}

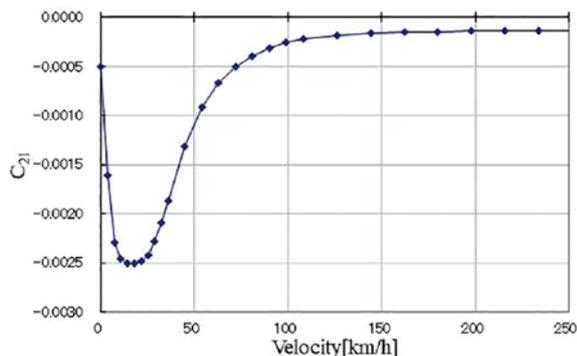


図12 過渡コントローラゲイン C_{21}

4. 製品化における課題と対応

4.1 ハンドル戻りの課題

4WSの大舵角化に伴い低速域では最小回転半径短縮が可能となるが回転中心が車両前方側に移動するため前輪のアッカーマン率が低下する。そのため、特にハンドル大舵角域でのハンドル戻りが悪化する。現在市販車の多くが電気PSを採用しており操舵角に応じた戻り側のアシストトルク追加で対応している車両も多い。図13は大舵角、微低速一定走行中にハンドルが戻り始めるアシストトルクを調査した結果である。車両はFR車で2WSのアッカーマン率は58%である。4WSの大舵角化によって非常に大きなアシストトルクが必要で、6deg以上では電気PSの最大出力に近いアシストが必要である。

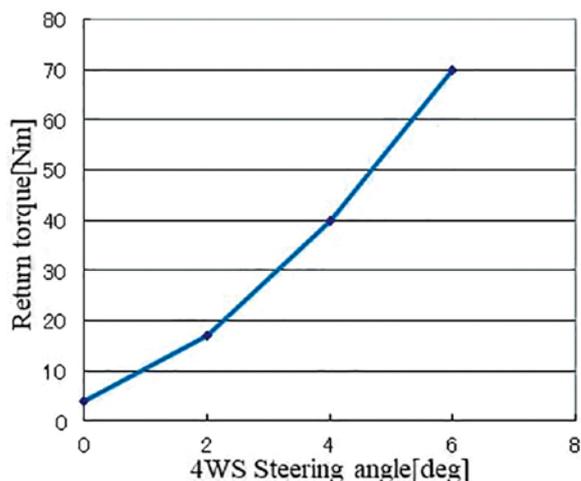


図13 4WS操舵角に対する必要戻しトルク

4.2 速い繰り返し操舵の課題

低速域での違和感解消のため γ_1^* が大きな値となったためコントローラの過渡特性も従来の一般的な値に対し約10倍と非常に大きな値となった。前輪にステアリング機構を有する車両ではキングピン軸回りの共振周波数は前輪<後輪のため速い左右の繰り返し操舵を行った場合、その周波数によって車両の運動モードが変化する。図14~図17は30km/h、舵角 ± 30 deg、0.5~2.5Hz入力時の車両重心位置横G、ヨーレートおよび前席、後席位置の横Gを示す。特に後席は2.5Hz時に横G ± 8 m/s²と0.5Hzに比べ2倍以上に増加する。今回、ある値以上の操舵速度の正負のピークが一定時間以内に成立するとの条件で4WS作動を停止する仕様を織り込み、通常の早い操舵に影響を及ぼすことなく課題を解決した。図18,19に操舵周波数に対する前席、後席シート位置横Gのピーク値対策前後と2WSとの比較を示す。約1.0Hz以上での後席横G増加が抑制できた。

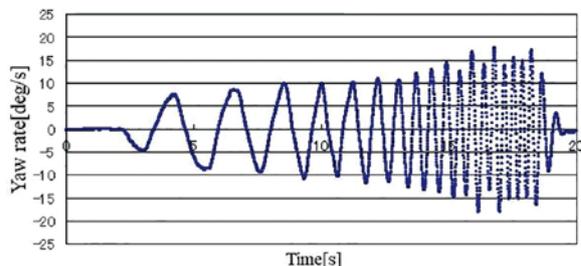


図14 重心位置におけるヨーレート

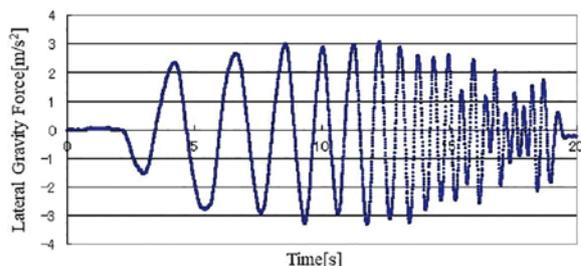


図15 重心位置における横G

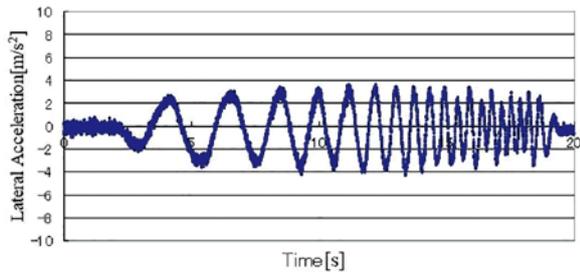


図16 前席における横G

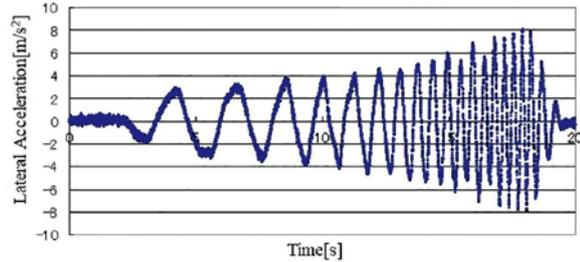


図17 後席における横G

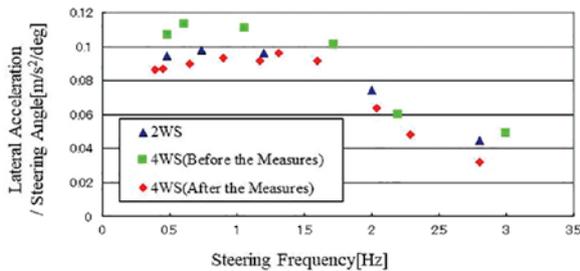


図18 前席における操舵角に対する横Gの比較

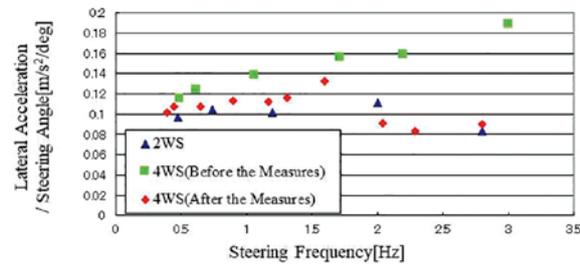


図19 後席における操舵角に対する横Gの比較

参考文献

- 1) T.Katayama et al.:Development of 4 Wheel Active Steer,SAE World Congress 2008-01-0495,(2008)
- 2) M.Schuster et sl.:The New Steering System of BMW - The Integral Active Steering.
- 3) リムピバンテン ティーラワット他:ドライバー快適性と車両安定性を両立した前後輪操舵システムの開発,自動車技術会学術講演会前刷集,No.20125082,(2012)
- 4) 服部義和 他:人間の感受性を考慮した4輪アクティブステア制御,自動車技術会学術講演会前刷集No.20075879,(2007) ANALYSIS”FISITA,2008/9 F2008-03-012

筆者



永井 陽平

走行安全第二制御技術部
4WSシステムの開発に従事



土屋 義明

走行安全第二制御技術部
4WSシステムの開発に従事

5. まとめ

車体スリップ角定常項 β_0^* とヨーレートの過渡項: γ_1^* を目標車両特性とした4WSの制御則を開発し,低速で大舵角にも関わらず従来の後輪操舵の特徴である違和感を解消した.さらに,それに伴う課題も解決し製品化可能な大舵角4WSシステムを開発した.