

研究報告

車体横すべり角推定法の開発

山口裕之，浅野勝宏，天野也寸志

Development of Estimation Method of Vehicle Side Slip Angle

Hiroyuki Yamaguchi, Katsuhiro Asano, Yasushi Amano

要 旨

車体横すべり角は車両の走行姿勢を示す状態量であり，スピン抑制等の制御システムに必要な状態量である。制御システムではコストの点から，車載センサ信号と車両モデルを組み合わせた推定によりすべり角を検出している。車両の走行環境は乗車人数，タイヤ交換，雪などの天候，傾斜路などの道路形状によって様々に変化する。その結果，既定値の車両モデルは常にモデル化誤差を生じ，センサ信号はノイズ，オフセットを生じる。すべり角推定の課題は，走行環境変化によって生じた誤差をいかに抑え，推定精度を向上させるかという点にある。ただし，車載ECU上で処理で

きる演算規模でなければならない。

本研究では，車両の運動方程式に基づくモデル化誤差にロバストなオブザーバを構築した。特徴は，状態方程式を使用しないため，タイヤ，車速等の非線形性の記述が容易で，演算量が低減できる点にある。さらに，ロバスト性を超える外乱，すなわち大きな路面 μ 変化，傾斜路でのセンサオフセット発生，モデルが使用できないスピンに対しては個別に補正系を用意し，外乱の補償を行った。

実車検証の結果，本推定系により様々な走行環境下で良好なすべり角推定ができることを確認した。

キーワード

車両，姿勢制御，すべり角，推定，オブザーバ

Abstract

A control system for maintaining vehicle stability requires a side slip angle value that shows the vehicle attitude. From viewpoint of cost, in the system, the angle is detected using an estimation method based on the vehicle model from sensors. There are many types of running environment changes, for example, the number of passengers, the tire exchange, the climate such as snow, road shape as such cant, etc. Therefore, errors in the vehicle model and sensor's signal are generated. The subject is how precise estimation is achieved by suppression of the effect of errors. The size of system must be small because it is used in a vehicle's microcomputer.

A robust observer based on the vehicle equation is constructed. It is not expressed using the state variables, so it can easily express non-linear characteristics such as the tire differences. Also, its size is small. Moreover, each correction system is constructed for the changes in which the above correction ability is poor. These changes include any change in the coefficient of road surface friction, the generation of sensor offset on road inclination, and spin that can not be used in the vehicle model.

It is confirmed that the system can estimate the slip angle with a high accuracy under the various running environment changes.

Keywords

Vehicle, Attitude control, Side slip angle, Estimation, Observer

1. はじめに

車両の走行安定化を図る制御システム¹⁾では、車体横すべり角が必要である。そして、良好な制御性能を得るためには高精度なすべり角検出が要求される。すべり角検出法としては、対地車速センサを用いて直接検出する方法と、横加速度、ヨーレート等の車載センサから車両モデルに基づき推定する方法²⁻⁵⁾の2通りがある。前者は極めて高精度な検出ができるが、高価なため制御システムでは後者が採用されている。

車両の走行環境は乗車人数、タイヤ交換等の内的要因と、雪、傾斜路等の外的要因により変化する。また、すべり角推定演算はECU上で行われるため、演算規模の制約を受ける。このような条件下で、高精度なすべり角推定を行う必要がある。

本研究の目的は、簡易な構成で走行環境変化に適応するすべり角推定法を開発することにある。この目的に対し、1) 演算規模の小さい推定器、2) 路面判定法、3) スピン判定法、4) バンク路判定法の構築を行った。そして、各判定結果に基づき推定系の構成を変えて様々な走行環境下で推定精度向上を図った。本報では、開発した推定系の構成と実車検証結果を示す。

2. すべり角推定の現状と課題

車両モデルに基づく推定では、タイヤ、車速等の非線形要素をモデル化する必要がある。ただし、非線形性をできるだけ簡略化し、ECU上で処理できる演算規模としなければならない。また、推定精度向上のため、走行環境変化に対する補償が必要である。例えば、路

面摩擦係数（以下、路面 μ ）によるタイヤ特性変化、積載荷重等の車両特性変化、スピン時のタイヤグリップの急激な低下、傾斜の大きなバンク路での重力による横加速度センサのオフセット発生に対し、リアルタイムで補償しなければならない。しかし、提案されている推定法の多くは、車両モデルの離散化が必要のため非線形性の取扱いが複雑であり、また、環境変化に対する適応性が乏しいため、推定誤差が大きいのが現状である。すべり角推定では、車両モデルの簡易な表現と走行環境変化に対する補償法の確立が課題となる。

3. 環境変化を補償する推定法

3.1 推定器の基本構成

3.1.1 車両モデルの構成

すべり角推定は、サンプリングしたセンサ信号を、車両モデルに基づく状態方程式（オブザーバ）に入力して行う方法が一般的である。サンプリング信号を用いるため、状態方程式は離散化が必要となる。ただし、車両はタイヤ、車速等の非線形性が強く、非線形性を考慮した状態方程式を離散化すると演算量が大幅に増える。演算量低減のためには離散化を伴わないオブザーバが必要である。Fig. 1の車両モデルに対し、次式が成り立つ⁶⁾。

$$m \cdot V \cdot (\dot{\beta} + \dot{\theta}) = -C_f \cdot (\beta + L_f \cdot \dot{\theta}/V - \delta f) - C_r \cdot (\beta - L_r \cdot \dot{\theta}/V) \quad (1)$$

$$I \cdot \ddot{\theta} = -C_f \cdot L_f \cdot (\beta + L_f \cdot \dot{\theta}/V - \delta f) + C_r \cdot L_r \cdot (\beta - L_r \cdot \dot{\theta}/V) \quad (2)$$

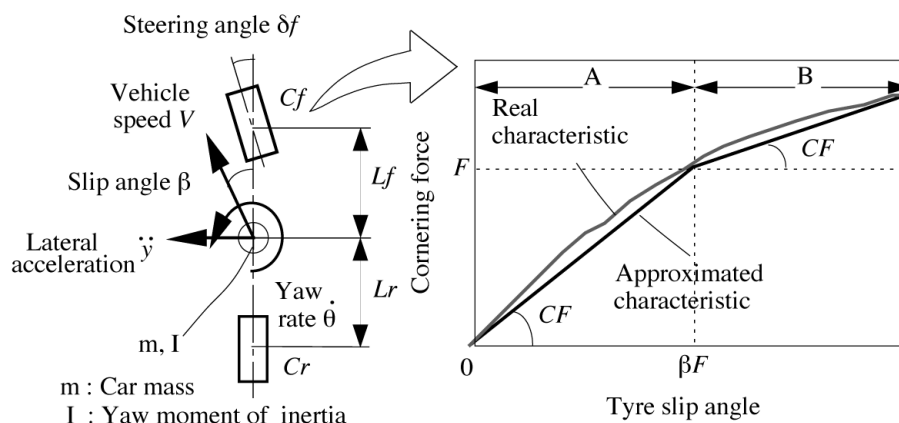


Fig. 1 Vehicle model.

ここで C_f , C_r はタイヤのコーナリングパワーである。タイヤのコーナリングフォースは Fig. 1 のように非線形特性を持ち, C_f , C_r は動作点でのタイヤすべり角に対するコーナリングフォースの傾きであるため非線形要素となる。 C_f , C_r は, 非線形関数で表わすと演算量が増えることから, 折れ線近似した Fig. 1 の領域 A, B における定数として与える。領域 A, B の判別は, 後述のすべり角推定値 $\hat{\beta}$ から求めたタイヤすべり角に基づき行う。

センサとして舵角, 横加速度, ヨーレート, 車輪速センサを使用する。車速 V は車輪速から求める。車速 V , すべり角速度 $\dot{\beta}$, ヨーレート $\dot{\theta}$ と横加速度 $\ddot{y}$ との間には次式が成り立つ⁶⁾。

$$\ddot{y} = V \cdot (\dot{\beta} + \dot{\theta}) \quad (3)$$

式(3) を式(1) に代入して式変形し, Fig. 1 を考慮して次式のすべり角算出式を得る。

$$\hat{\beta}[i] = - \frac{m \cdot \ddot{y}[i] + (C_f \cdot L_f - C_r \cdot L_r) \cdot \dot{\theta}[i] / V[i] - C_f \cdot \delta f[i] - C_f \cdot \beta F - C_r \cdot \beta R + F + R}{C_f + C_r} \quad (4)$$

i はサンプリング刻み, $\wedge$ は推定値を表わす。すべり角推定値は, 式(4) に現サンプリング時点の各センサ値を代入して得られる。 C_f , C_r は A, B の各領域における前後輪のコーナリングパワー, βF , βR は折れ点での前後輪のタイヤすべり角, F , R は折れ点でのコーナリングフォースであり, すべて定数である。すなわち, 式(4) は離散化が不要で非線形性が容易に表現できている。

3. 1. 2 オブザーバの構成

車両定数は車重変化, タイヤ交換等によって変動を生じ, 式(4) を用いても推定誤差を生じる。そこで, オブザーバの推定誤差の補正機能に着目し, 式(4) に対してオブザーバを構築する。 $x = [\beta \ \theta]^T$, $u = \delta f$, $y_p = \dot{\beta}$ とすると, 式(1), (2) に基づく同次元オブザーバは次式で記述される。

$$\dot{\hat{x}} = A \cdot \hat{x} + B \cdot u + K_p \cdot (y_p - \hat{y}_p) \quad (5)$$

$$\hat{y}_p = C \cdot \hat{x} + D \cdot u \quad (6)$$

ただし, A , B , C , D は車両諸元からなる行列, K_p はオブザーバゲイン, $\hat{x}$ は推定状態量, $\hat{y}_p$ は推定値出力である。太字は行列あるいはベクトルを意味する。 y_p は, 式(3) より $\ddot{y}/V - \dot{\theta}$ として計測できる $\dot{\beta}$ とした。式(5) を $x(0) = 0$ として積分すると, $\hat{x}$ を得る。

$$\hat{x} = \int A \cdot \hat{x} + B \cdot u dt + K_p \cdot \int (y_p - \hat{y}_p) dt \quad (7)$$

式(7) の両辺に $C' = [1 \ 0]$ を乗じ, 次式を得る。

$$\hat{\beta} = C' \cdot \left(\int A \cdot \hat{x} + B \cdot u dt + K_p \cdot \int (y_p - \hat{y}_p) dt \right) \quad (8)$$

ただし, $\hat{y}_p$ は1サンプリング前のすべり角推定値 $\hat{\beta}$ を微分した $\dot{\hat{\beta}}$ とする。式(8) の右辺第1項は, 式(1), (2) のモデルに基づくすべり角推定値であるので, ここでは式(4) の $\hat{\beta}$ に置き換えられるとする。式(7), (8) から次式を得る。

$$\dot{\hat{\beta}} = \hat{\beta}' + K_1 \int (\dot{\beta} - \hat{\beta}) dt \quad (9)$$

ただし, $K_1 = C' \cdot K_p$ である。すべり角速度 $\dot{\beta}$ はセンサノイズ, ドリフト成分を含む。その結果, 式(9) 中の積分演算は誤差が収束しない, あるいは累積する可能性がある。そこで積分の代わりに, 下記のようにすべり角推定誤差 $\Delta\beta$ を求める。すべり角推定誤差 $\Delta\beta$ は, すべり角推定値 $\hat{\beta}$ を用いて次式で定義する。

$$\Delta\beta = \hat{\beta} - \beta \quad (10)$$

一方, 式(1), (4) から次式を得る (非線形性は省略)。

$$m \cdot V \cdot (\dot{\beta} + \dot{\theta}) = - (C_f + C_r) \cdot \beta' + \xi \quad (11)$$

$$\xi = - (C_f \cdot L_f - C_r \cdot L_r) \cdot \dot{\theta} / V + C_f \cdot \delta f \quad (12)$$

式(11) を, 式(9), (10) の関係を用いて記述する。

$$m \cdot V \cdot (\dot{\hat{\beta}} + \Delta\dot{\beta} + \dot{\theta}) = - (C_f + C_r) \cdot (\hat{\beta} - K_1 \int \Delta\dot{\beta} dt) + \xi \quad (13)$$

したがって, 式(13) から次式となる。

$$m \cdot V \cdot \Delta\dot{\beta} = (C_f + C_r) \cdot K_1 \int \Delta\dot{\beta} dt + \varepsilon' \quad (14)$$

$$\varepsilon' = - (C_f + C_r) \cdot \hat{\beta} + \xi - m \cdot V \cdot (\dot{\hat{\beta}} + \dot{\theta}) \quad (15)$$

式(14) の ε' は十分小さいと仮定すると次式を得る。

$$\int \Delta\dot{\beta} dt = m \cdot V \cdot \Delta\dot{\beta} / (C_f + C_r) \quad (16)$$

式(16) を用いて, 式(9) を次式のように書き換える。

$$\dot{\hat{\beta}} = \hat{\beta}' + K \cdot \Delta\dot{\beta} \cdot m \cdot V / (C_f + C_r) \quad (17)$$

ただし, $K = K_1 / V$ とする。式(17) の $\Delta\dot{\beta}$ 算出の際, す

べり角推定値 $\hat{\beta}$ の微分が必要であり、微分ノイズに対する系の安定性確保のため、 $\Delta\dot{\beta}$ に2次のローパスフィルタ G_2 (時定数 $T_2=0.318s$), $\hat{\beta}$ に1次のローパスフィルタ G_1 (時定数 $T_1=0.159s$) 処理を施す。以上から、すべり角推定は次式で行う。

$$\dot{\hat{\beta}} = G_1 \cdot (\dot{\hat{\beta}} + G_2 \cdot K_1 \cdot \Delta\dot{\beta} \cdot m / (CF + CR)) \quad (18)$$

ただし、 CF , CR はFig. 1の非線形性を考慮した記号を用いた。モデル化誤差を生じた場合は、 ε が十分小さいという仮定が成り立たなくなる。このモデル化誤差の影響について次節で検討する。

3. 1. 3 オブザーバゲインの設定

車両に重量変化、タイヤ交換等を生じた場合、式(18)は次式のようにモデル化誤差 ε を生じる。

$$\dot{\hat{\beta}} = G_1 \cdot (\dot{\hat{\beta}} + G_2 \cdot K_1 \cdot \Delta\dot{\beta} \cdot m / (CF + CR) + \varepsilon) \quad (19)$$

式(10), (19) から、すべり角推定誤差 $\Delta\beta$ を得る。

$$\Delta\beta = \beta - G_1 \cdot (\dot{\hat{\beta}} + G_2 \cdot K_1 \cdot \Delta\dot{\beta} \cdot m / (CF + CR) + \varepsilon) \quad (20)$$

式(20)に基づき、モデル化誤差 ε からすべり角推定誤差 $\Delta\beta$ への伝達関数を求めると次式となる。

$$\Delta\beta = \frac{1}{1 + T_1 \cdot s + \frac{m \cdot K_1 \cdot s}{(1 + T_2 \cdot s)^2 \cdot (CF + CR)}} \varepsilon \quad (21)$$

モデル化誤差 ε からすべり角推定誤差 $\Delta\beta$ への影響を抑えるには、ゲイン K_1 を適切に設定して式(21)の分母を大きくする必要がある。そこで、ゲイン K_1 は、実車データを用いて推定精度を確認しながら大きな値に設定した。Fig. 2は、式(21)に各定数、高 μ 路の CF , CR (Fig. 1の領域Aにおける値), ゲイン K_1 の各値を代入して伝達特性を求めた結果である。Fig. 2から、本推定系は周波数が大きくなるほどモデル化誤差の影響が抑えられ、1Hzの周波数付近でモデル化誤差を1/5に低減できる。早い操舵ほど車両挙動が大きくすべり角が大きくなるため、本推定系は大きなすべり角を生じやすい走行時において、モデル化誤差の影響を受けにくい構造になっている。Fig. 2は高 μ 路用の結果であり、後述の中 μ 路、低 μ 路用の推定系についても同様の特性を得るようゲイン K_1 を設定した。

3. 2 路面 μ 変化時の補償

路面 μ は0.1 ~ 1.2程度と変化の幅が大きく、タイヤ特性が大きく変化する場合は上記モデル化誤差 ε が大きくなり、推定精度が低下する。路面 μ 変化によるタイヤ特性の補償が必要となる。補償法の一つとしてタ

イヤ特性をオンラインで同定する方法⁴⁾があるが、オンライン同定のため補償に遅れを生じる。そこで、予め各路面のタイヤ特性をモデルに用意しておき、走行路面を判定して路面に適合するタイヤ特性を選択することとする。ただし、路面 μ の細かな判定は困難であるため、上記推定系のロバスト性を利用する。上記推定系はゲイン K_1 の設定により、多少のタイヤ特性変動による推定誤差を十分小さくできる。したがって、0.1 ~ 1.2の μ 変化に対し、モデルで用意すべきタイヤ特性は高、中、低 μ 路の3段階で十分と考え、Fig. 3に示す3段階の路面判定法を開発した。これは横加速度が路面 μ を直接的に反映し、横加速度波形が各路面で異なることに着眼したもので、路面 μ による横加速度波形の違いから路面を判別するものである。すなわち、三つの路面の横加速度波形をオンラインで推定し、各路面の推定波形とセンサ波形とを照合して、最も一致する路面を現時点の走行路面として選定する。波形の照合精度を上げるには、推定波形は位相ずれを抑えセンサ波形に近づける必要がある。式(3)より、すべり角推定値の微分値を用いて推定波形が得られるが、微分値は波形ノイズが大きく、照合精度が低下する。そこで、横加速度推定値は式(1), (3) およびFig. 1から得られる非線形の2輪横加速度モデルを用いて算出した。算出の際、各路面のすべり角推定値が必要であり、式(18)を各路面について用意した。

3. 3 バンク路走行時の補償

バンク路では、路面傾斜による重力成分が横加速度センサのオフセットとなるため、オフセット補償が必要である。その方法として、車両モデルから求めた横加速度推定値とセンサ値との偏差量から補償する方法がある。ただし、車両モデルはモデル化誤差を持つため補償精度が低下する。したがって、モデルを用いな

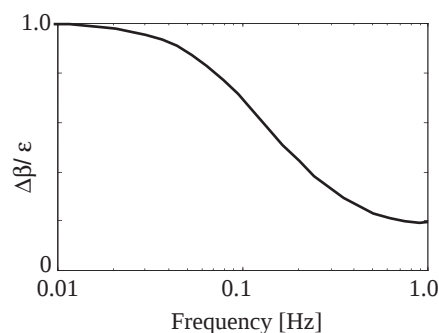


Fig. 2 Transfer function of modeling error.

い補償法が必要であり、ヨーレートに着目した。ヨーレートは重力の影響を受けず、ヨーレートと车速の積と、横加速度との偏差量の低周波数成分から、重力加速度成分が抽出できる。ただし、偏差はタイヤグリップが低下する低 μ 路あるいは限界走行においても生じる。補償をバンク路のみに限定するため、バンク路判定が必要となる。Fig. 4にバンク路判定法を示す。こ

れは、すべり角推定値を微分し、オフセット誤差を除いたすべり角速度推定値と、センサ信号から得たすべり角速度との偏差を求め、偏差が大きい場合にバンク路と判定するものである。路面傾斜が大きい場合は早いバンク路判定が必要である。そこで、偏差の大きさに応じて評価点をつけ、評価点のしきい値比較でバンク路判定する。センサノイズによる誤判定を防ぐた

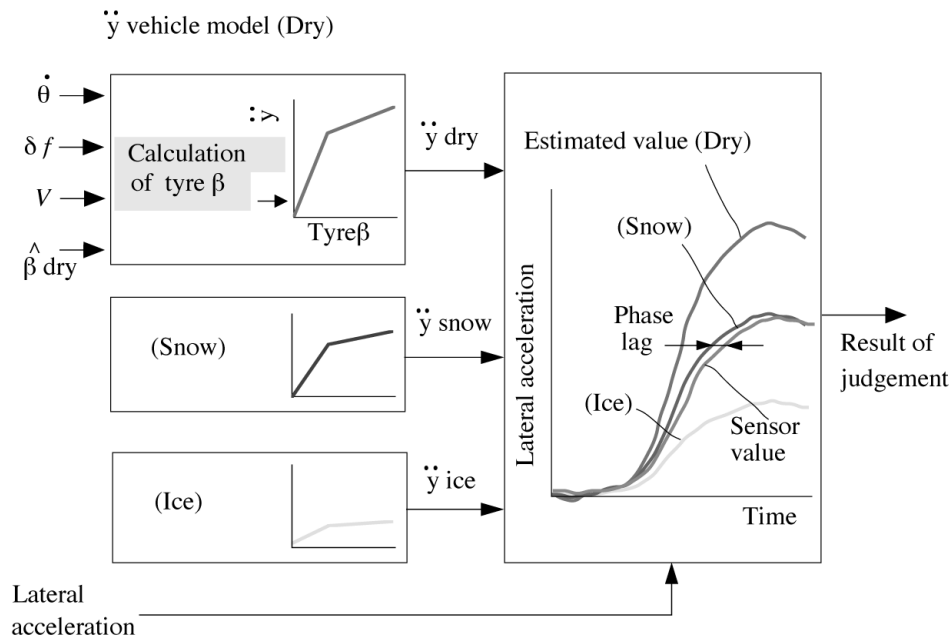


Fig. 3 Method of road judgement.

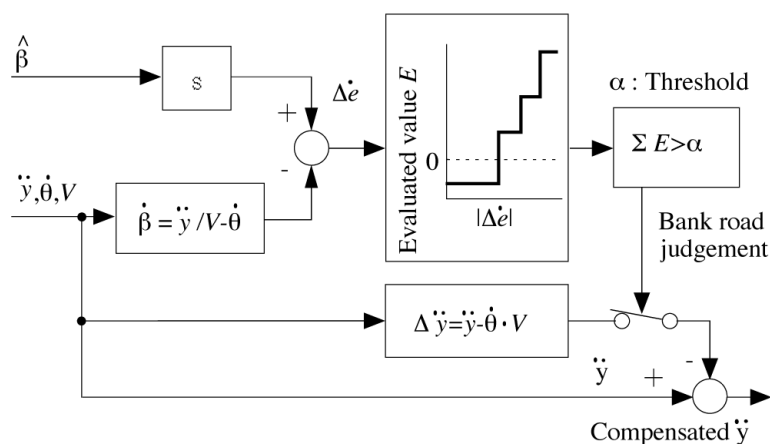


Fig. 4 Method of bank road judgement.

め、偏差 Δe はローパスフィルタ処理し、さらに評価点の累積値でバンク路判定をした。バンク路判定時は、補正した横加速度センサ値を用いてすべり角を推定する。

3.4 スピン時の補償

スピン時は車両に働く慣性力がタイヤ横力の限界を超えるため、Fig. 1のようなタイヤ非線形性の補正では式(1), (2)の車両モデルが成り立たない。スピン時は、センサ信号から得たすべり角速度の積分による推定法の方が精度がよい¹⁾。そこで、推定系切換えのためのスピン判定が必要となる。スピン時はすべり角が急激に増大するため、短時間にスピン判定しなければならない。判定時間を短くするには、しきい値比較によるON-OFF的な判定法が適しており、判定に用いる状態量としては、タイヤ横力とを表わす横加速度が適している。ただし、横加速度センサ値はタイヤすべり角の増加とともに飽和するため、しきい値の設定ができない。センサ値が飽和する理由は、Fig. 5に示すように車両のタイヤ特性が飽和するためである。そこで、飽和しないタイヤ特性を持つ横加速度推定値をスピン判定に用いた。横加速度推定値はすべり角の増加とともに大きくなり、走行限界付近にしきい値が設定できる。その結果、しきい値判定により瞬時にスピン検出できる。横加速度限界値は路面 μ によって変わるため、路面判定結果に基づきしきい値、参照する横加速度推定値を変更する。

4. 実車評価試験

4.1 試験方法

Fig. 6に開発したすべり角推定系の構成を示す。

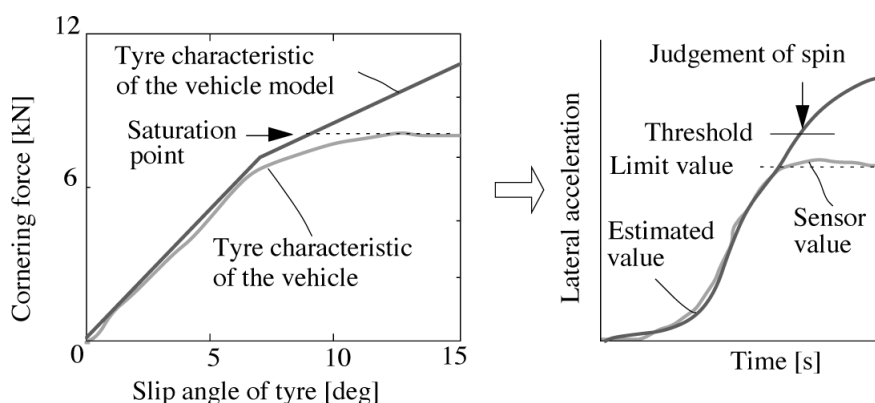


Fig. 5 Method of spin judgement.

ECU上での処理時間は最大0.9ms、ROM容量は12kBであり、コンパクトな推定系が実現できた。実車検証時は、解析を円滑に進めるため、パソコン上ですべり角推定を行った。推定周期は8msとした。基本性能試験として路面 μ が均一な乾燥路、雪上路、氷上路でのスラローム、旋回等、ロバスト性試験としてまたぎ路等不均一な路面 μ での走行、タイヤ交換、過積載による車両特性変化、傾斜の大きなバンク路通過の試験を行った。

4.2 試験結果

Fig. 7 ~ Fig. 9に推定結果を示す。図中、真値は対地車速センサを用いた計測結果である。各図より、様々な走行環境下で良好な推定結果が得られた。Fig. 10は、推定誤差の度数分布を調べたものである。横軸はすべり角最大値における推定誤差、縦軸はその精度が得られた試験回数を示している。Fig. 10より、推定誤差0°を中心とした分布が得られ、高精度なすべり角推定が実現できた。

5. まとめ

- 1) 離散化が不要で、簡易な非線形車両モデルに基づくオブザーバを構築した。
- 2) 路面 μ 変化、路面傾斜、車両スピン等の走行環境変化を判定する各判定法を開発した。
- 3) 判定結果に基づき、走行環境変化を補償するすべり角推定法を開発した。
- 4) 実車走行試験の結果、高精度なすべり角推定が実現できることを確認した。

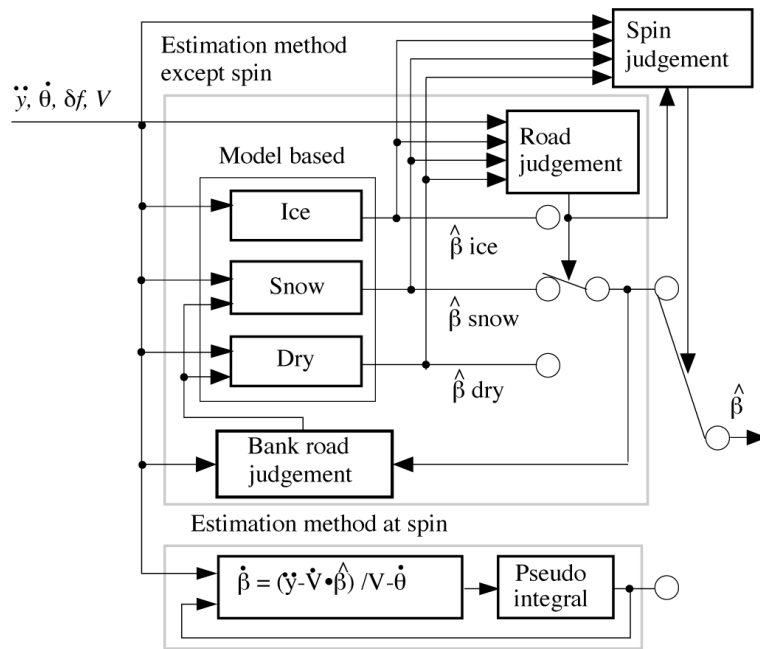
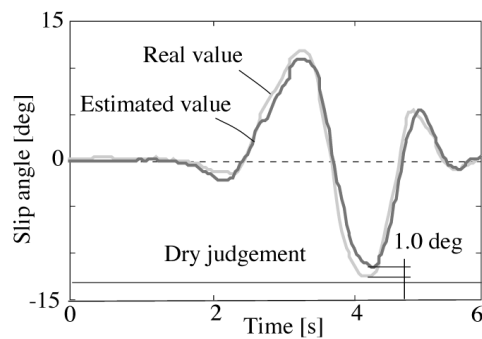
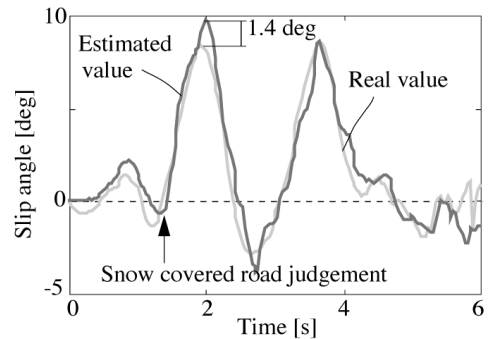


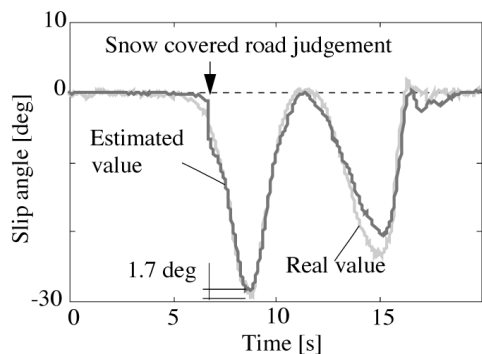
Fig. 6 Estimation system of vehicle side slip angle.



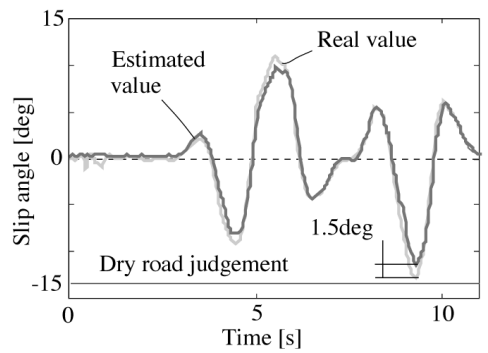
(a) Lane change (dry road, 100km/h)



(a) Split road (dry-icy road, slalom, 40km/h)



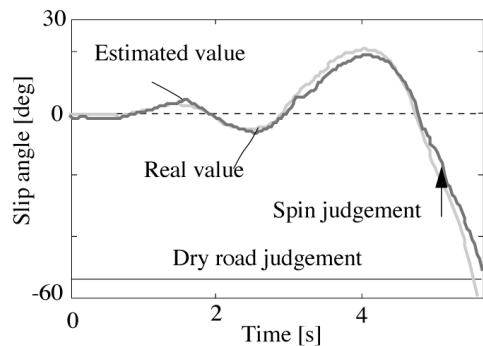
(b) Turn (snow covered road, 50km/h)



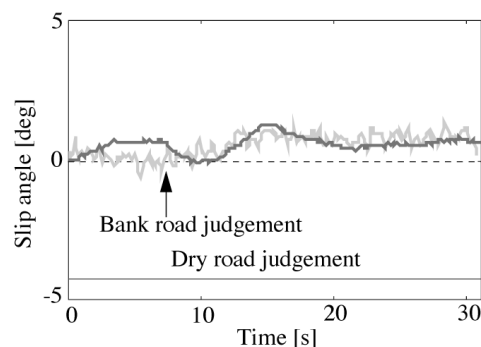
(b) Movable load +140kg, with studless tyre (dry road, slalom, 80km/h)

Fig. 7 Result of fundamental experiment.

Fig. 8 Result of robustness experiment.

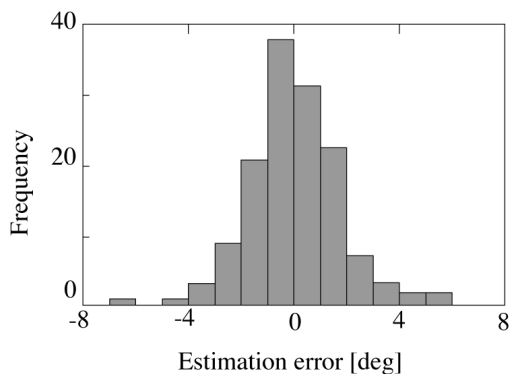


(a) Spin (dry road, slalom, 120km/h)



(b) Bank road (dry road, straight, 60km/h)

Fig. 9 Result of spin and bank road judgement.

Fig. 10 Frequency of estimation error.
(at maximum slip angle)

参考文献

- 1) 西尾彰高, ほか2名: "車体横すべり防止装置の開発 第2報", 自動車技術会2000年春季学術講演前刷集, (2000), 5
- 2) Leffler, H.: "Consideration of Lateral and Longitudinal Vehicle Stability by Function Enhanced Brake and Stability Control", SAE Tech. Pap. Ser., No.940932(1994)
- 3) Fukada, Y.: "Estimation of Vehicle Slip-angle with Combination Method of Model Observer and Direct Integration", AVEC '98, (1998), 201
- 4) 神永真杉, ほか1名: "適応オブザーバを使用した車両の横滑り角推定", 自動車技術会1998年春季大会講演前刷集, (1998), 231
- 5) Abe, M.: "Estimation of Vehicle Side-Slip Angle for DYC by Using On-Board-Tire-Model", AVEC '98, (1998), 437
- 6) 安部正人: 車両の運動と制御, (1992), 247, 山海堂
(2000年9月21日原稿受付)

著者紹介



山口裕之 Hiroyuki Yamaguchi
生年: 1960年。
所属: CVT研究室。
分野: 車両運動の状態推定。
学会等: 日本機械学会, 自動車技術会会員。



浅野勝宏 Katsuhiro Asano
生年: 1955年。
所属: 路面摩擦推定研究室。
分野: 自動車の状態推定, 制御に関する研究。
学会等: 電気学会会員。
工学博士。



天野也寸志 Yasushi Amano
生年: 1957年。
所属: 予防安全研究室。
分野: マンマシンシステム, システム制御に関する研究。
学会等: 計測自動制御学会, 日本機械学会, 自動車技術会会員。
工学博士。