

実走行時タイヤデータを用いたモデル化手法

水野雅彦，高橋俊道，羽田昌敏

Magic Formula Tire Model Using the Measured Data of a Vehicle Running on Actual Roads

Masahiko Mizuno, Toshimichi Takahashi, Masatoshi Hada

要 旨

本研究の目的は，実車走行時に計測されたタイヤの諸データを用いて"Magic Formula"と呼ばれるタイヤモデルの係数を求めることにある。まず最初に，実車走行時のタイヤの諸データを同時に計測するため，タイヤ力を計測するタイヤ6分力計，タイヤの対地キャンバ角を計測するためのレーザー変位計，画像処理によりタイヤスリップ角を計測するための小型CCDカメラから構成される計測装置を考案した。次に，計測されたデータからいくつかの拘束条件を加えてMagic Formulaの係数を導出できる同定手法を開発した。さらに，この手法で導出したタイヤモデルと室内試験機の計測結果を用いて導出したモデルとを比較検討した。

Abstract

The aim of this study is to calculate the parameters of "Magic Formula" tire model using the measured data of a vehicle running on actual roads. To obtain the data, a new measuring system was first constructed. This system is composed of a multi-component force transducer to measure the tire forces, laser displacement sensors to measure the camber angle and an ultra-light CCD camera to measure the slip angle of a wheel by image processing. The identification method for deriving the Magic Formula parameters from the measured data sets by adding appropriate constraint conditions in the optimization calculation, was developed. Finally, the model obtained by the above process was compared with the model produced from the measured results on the indoor test bench.

キーワード

タイヤモデル，計測器，同定，シミュレーション，モデル化

1. はじめに

近年，車両運動解析の分野，特にABSやVSC (Vehicle Stability Control system) といった車両の安定性などを制御するシステムの開発では，広い範囲をカバーするタイヤモデルがシミュレーションなどにおいて必要とされている。

一般に，フラットベルト試験機などの室内試験

機で得られるデータは，荷重やキャンバ角一定の条件下でタイヤ滑り角やタイヤの滑り率を変化させて計測することが出来るため，高い精度でのタイヤモデルを構築するために用いられている。

しかし，これらの試験機で得られるデータにはいくつかの問題も抱えている。例えば，これら試験機で計測のために用いられる路面特性が実際の路面と異なっているということや，タイヤ試験機

の計測条件の中に実際の車両では現れないような走行条件に相当する計測条件が含まれていることなどがある。これらから、もし実路を走行している車両のデータをタイヤモデルに用いることが出来れば、より精度の高いタイヤモデルができるはずである。

これらの観点から、我々は各種路面を走行する車両の計測データを用いてタイヤモデルを開発する手法の開発を始めた。この研究の最初の試みとして、旋回時の車両のデータを用いて横力特性のモデルを作る方法をここでは報告する。最初に、タイヤ発生力とタイヤ姿勢角を同時に計測できる計測装置を新たに構築した。タイヤ姿勢角は小型CCDカメラの映像を用いて画像処理を行ってスリップ角を、レーザー変位計を用いてキャンバ角を計測する方法を用いている。次に、Magic Formula^{1, 2, 4)}と呼ばれるタイヤモデルの係数を同定することにより横力特性をモデル化した。以前に我々が開発したMagic Formula係数の同定手法は室内試験機のデータを用いるように作られているため、この手法に改良を加えた新たな同定プログラムを開発した。さらに、求めたモデルがタイヤの横力特性からは予想されないような曲線形状を求める場合がしばしばあることから、この同定計算に拘束条件を加えることにより新たな手法は構築されている。

最後に、ここで開発された横力特性モデルを室内試験機で計測されたデータを用いたモデルを比較する。

2. タイヤデータ計測と計測結果

2.1 計測方法

従来の研究³⁾においても、タイヤの発生力と姿勢角を同時に計測する方法が示されている。この研究ではタイヤ発生力の計測はタイヤ6分力計を用いて計測し、タイヤの姿勢角は車体のヨー運動を計測するヨー角速度計、車体スリップ角を計測するために車体スリップ角計、タイヤとボデーとの相対角を計測するためのレーザー変位計を用いて間接的に計測している。

このような間接計測においてはボデーが剛体という前提で計測するために、計測器の取付位置や

取付方法により計測結果が影響を受けやすくなる。

そこで今回は、Fig. 1に示すようなタイヤの姿勢角と発生力を同時に直接計測できるシステムを用いた。

この図に示すCCDカメラは画像処理によりスリップ角を計測するため取り付けられている。

スリップ角は原理的にビデオ映像に映った流線方向を計測することで計測できる。以下に画像処理においてそれを実施する原理を示す (Fig. 2を参照のこと。尚、図中番号は以下の手順に相当)。

<1>画像データの中央 (X_c, Y_c) を含む基準の領域 (A_c) を抽出し、その明るさを数値化する

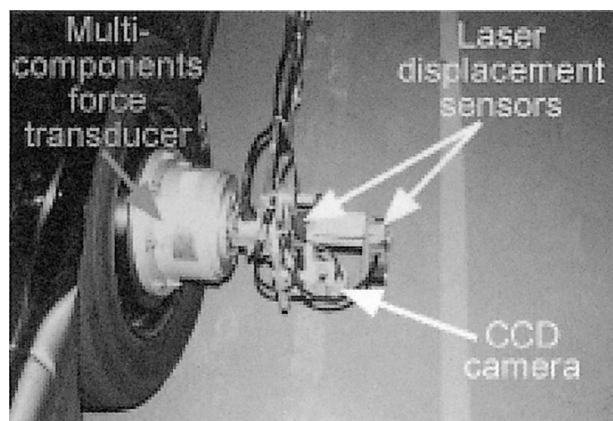


Fig. 1 The measurement system of tire forces and attitude.

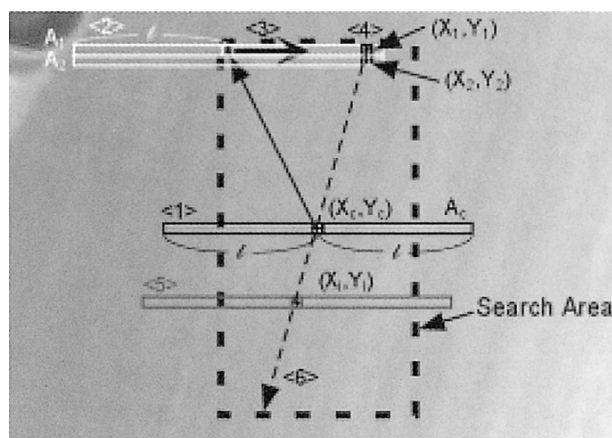


Fig. 2 The video picture of CCD camera and the principal of measuring slip angle.

<2> A_c と同じ大きさの領域（比較領域 A_1 ）をその領域の中央座標が画面内の探索領域の左上になるように設定し、その明るさを数値化する。そして、先に数値化した A_c と明るさを比較する

<3>比較領域 A_1 を1ピクセル分右に移動して同様に A_c と明るさを比較する

<4>これを比較領域の右端まで繰り返し、明るさの相関がもっとも A_c に高い領域を探し、その領域の中心点(X_1, Y_1)を見つける

<5>同様な方法で、探索領域のすべての列においてもっとも相関の高い点(X_i, Y_i)を見つける。

<6>探索されたすべての(X_i, Y_i)から一次相関法により流線の方法を計算する

ただし、以上のようにして求めた流線の方法はタイヤの進行方向とは反対になっていることに注意する必要がある。

次に、キャンバ角の計測方法はFig. 3に示すように、二つのレーザー変位計の正接により計測する方法を採っている。

これら二つの計測器の重量は取付治具を含めておよそ1kgと非常に軽く仕上げることができ、ばね下の運動に影響を与えないようになっている。

2.2 計測条件

今回の目的は、実路を走行している車両のデータを用いて定常状態のタイヤ横力特性モデルを導くことにある。そこで、車両の走行条件は、車速一定でスリップ角などの入力条件を変えるために

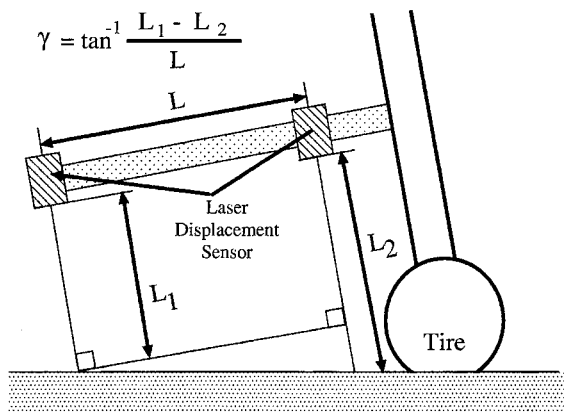


Fig. 3 The principal of measuring tire camber angle.

旋回半径を変化させて走行する定常円旋回を行うこととした。しかしながら、タイヤ姿勢角（スリップ角・キャンバ角）とタイヤに加わる荷重は旋回時にはある関係を持って変化するので、より精度の高いタイヤモデルを構築するのに必要な幅広い入力条件を得るため（Fig. 4参照）、車両の前後に重りを載せて車両の重量を変化させて走行した。

2.3 計測結果

計測結果をFig. 5及びFig. 6に示す。計測に使用したタイヤサイズは215/65R15で、空気圧は230kPaに設定した。

試験車両はミニバンタイプの車両を用いた。車両重量は計測器とドライバ1名乗車の状態で2,214kgで、計測器とドライバ1名乗車時、この状態で200kg・400kgの重りを載せた条件で実験を行った。計測結果は実験時のノイズを取るために移動平均を用いて処理している。

Fig. 5及びFig. 6から分かるように、重りを載せて初期荷重を変えたにもかかわらず室内試験機で計測したようにデータが広く分散して計測されなかった。これは、Fig. 6を見ても分かるように、タイヤ1輪に初期荷重として50kgあるいは100kg程度の増加では車両の姿勢変化に伴う荷重移動の範囲から考えるとさほど大きな変化とは言えず、結果として非常に幅広い入力条件を得ることができなかった。

この後のタイヤモデル構築にはここで得られたデータをもとに進める。

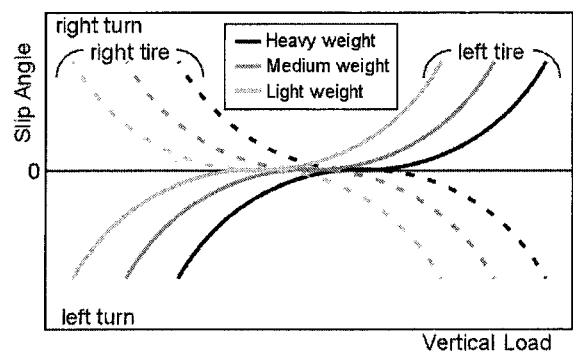


Fig. 4 The relationship between the slip angle and the tire vertical load.

3. 計測結果に基づく実走行タイヤモデルの構築

3.1 タイヤモデルと構築法

横力のモデル化をするために、Magic Formulaと呼ばれる実験同定モデルを用いた。純横力モデルの特性式⁴⁾を以下に示す。

$$F_y^*(x) = D \sin(C \arctan(B_x - E(B_x - \arctan(B_x)))) \quad (1)$$

$$F_y(\alpha) = F_y^*(x) + S_v \quad (2)$$

$$x = \alpha + S_h \quad (3)$$

$$C = a_0 \quad (4)$$

$$D = (a_1 F_z^2 + a_2 F_z)(1 - a_{15} \gamma^2) \quad (5)$$

$$BCD = a_3 \sin(2 \arctan(F_z / a_4)(1 - a_5 |\gamma|)) \quad (6)$$

$$E = (a_6 F_z + a_7)(1 - (a_{16} \gamma + a_{17}) \operatorname{sgn}(\alpha + S_h)) \quad (7)$$

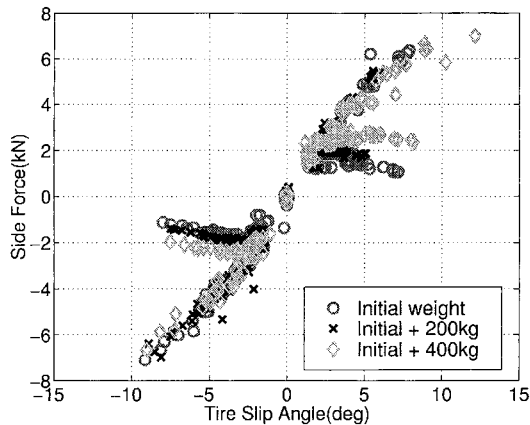


Fig. 5 The test result (slip angle vs. side force).

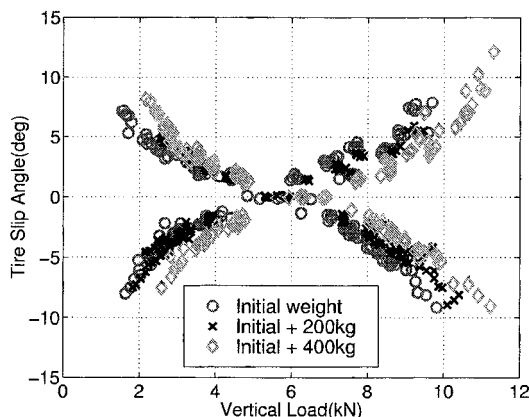


Fig. 6 The test result (vertical load vs. slip angle).

$$S_h = (a_8 F_z + a_9 + a_{10} \gamma) F_z \quad (8)$$

$$S_v = a_{11} F_z^2 + a_{12} F_z + (a_{13} F_z^2 + a_{14} F_z) \gamma \quad (9)$$

この式で、 α , γ , F_z は入力条件で、 α はスリップ角、 γ はキャンバ角、 F_z は上下荷重を示す。 F_y は出力にあたるタイヤの横力を示す。

B , C , D , E , S_h , S_v はあるキャンバ角と上下荷重の条件における特性を示す係数で、「大文字パラメータ」と呼ぶこととする。また、 a_0 – a_{17} は大文字パラメータの荷重依存性やキャンバ角依存性を表すための係数で「小文字パラメータ」と呼ぶこととする(詳細は文献⁴⁾を参照のこと)。

これら大文字及び小文字パラメータの同定法には以下に示す2つの方法が考えられる。

1. 2段同定法

最初に、ある一定の荷重・キャンバ角における B , C などの大文字パラメータを同定し、これを別の荷重・キャンバ角条件で繰り返し同定する。その後、これら大文字パラメータを用いて小文字パラメータ a_0 – a_{17} を再度同定する。

2. 1段同定法

小文字パラメータ a_0 – a_{17} をすべての計測データを用いて直接同定する。

今回の計測においては α , γ 及び F_z という入力条件が計測点各々で異なっていることから、1段同定法のみが同定可能であることは明らかである。そこで、最小二乗近似法を用いた1段同定法による同定結果例をFig. 7に示す。この結果を見て分

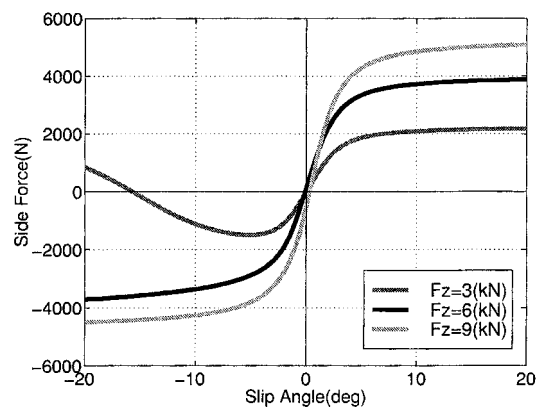


Fig. 7 The identified results with no constraints ($\gamma = 0$ [deg]).

かるように，同定結果は普通予想される横力特性には合わない結果となった。しかし，計測点に対する同定結果の一致度合いは悪くない。

そこで，以下の節に示す拘束条件を同定計算に加えることで上述の問題を解決できると考えられる。

なお，この同定プログラムはMatlabTMの“Optimization Toolbox”を使用して計算を行っている。

3.2 形状パラメータの適値と拘束条件

従来の研究において，各パラメータがそれぞれのタイヤ特性（横力・前後力・セルフアライニングトルク）を表現するためにはパラメータに適値が存在することが知られている。文献⁴⁾によれば，“Shape factor”と呼ばれる大文字パラメータ C と“Curvature factor”と呼ばれる E に関して，Magic Formulaがタイヤ横力特性を表わすためには以下の不等式を満足する必要がある。

$$1.0 < C < 1.65 \quad (10)$$

$$-(1 + 0.5C^2) < E < 1 \quad (11)$$

そこで，この拘束条件を加えた同定を行った。その結果をFig. 8に示す。

この図から分かるように，Fig. 7のような非現実的な結果よりは改善されたものの，原点周りでの非対称性が非常に強いものとなっている。そこで，これ以外に加える拘束条件についても考える。

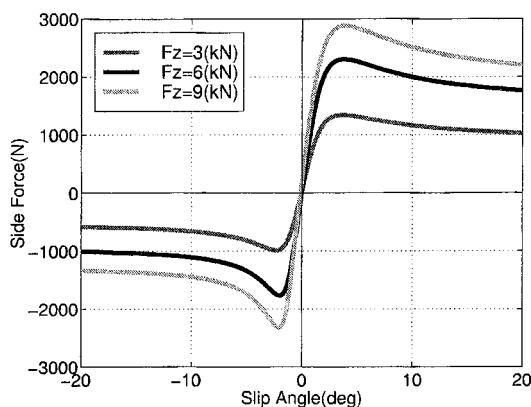


Fig. 8 The identified results with constraint conditions of equations (10) and (11) ($\gamma = 0[\text{deg}]$).

3.3 その他の拘束条件とタイヤモデルとの関係

この実験データは実路走行時の車両で計測していることから，スリップ角・キャンバ角の絶対的な0点，及びその時の横力の値が計測器の誤差などの問題で正確に決定できない。このような状況で考えると，拘束条件として以下の仮定を考える。

$$a_{17} = 0 \text{ where } \gamma = 0 \quad (12)$$

$$S_h = S_v = 0 \text{ where } \gamma = 0 \quad (13)$$

この条件は，キャンバ角が0度の時に横力モデルが原点を通過し，かつ原点周りでモデルが対称になることを意味している。

この拘束条件を加えた同定結果をFig. 9に示す。この図を見ると，モデルの形状は横力タイヤモデルとしての特性を満足しているものの，モデルのピーク値は乾燥路面上での実験値と比べてかなり小さくなっている。

これは，Fig. 10に示すように，横力の最大値がキャンバ角の影響を大きく受けているためである。この点に関して後ほど考察する。

この同定結果に対してキャンバ角の影響を修正するため， S_h 及び S_v に関する拘束条件を室内試験機で取られた多くのタイヤデータをもとに類推して加えることとする。

$$|S_h / \gamma| = 0.1(\text{deg}) \quad (14)$$

$$|S_v / \gamma| < 25F_z (\text{N} \cdot \text{deg}) \quad (15)$$

さらに，キャンバ角が0度の時にDパラメータが最大値を取るように以下の条件を加える。

$$a_{15} > 0 \quad (16)$$

これらの拘束条件式(10)～(16)をすべて加えた同定結果をとFig. 11, 12とに示す。また，計測点と計測時のタイヤへの入力条件を求めたモデルに当てはめたときの出力結果（横力値）の比較結果もFig. 13に示す。

Fig. 11, 12をFig. 9, 10と比較すると，横力最大値を上下荷重で割った値が乾燥路面相当の路面摩擦係数に近い値となっており，かつキャンバ角の変化によるモデルの変化も室内試験で通常得られる結果とさほど差がないことから，求めた結果は妥当なものと推測される。さらに，Fig. 13で分かるように，計測点と計算結果との誤差も小さく，モデルの精度も通常のシミュレーションでは問題

ない程度の大きさとなっていることが分かる。

これらの結果から、実路走行時の車両で計測したデータから Magic Formula の係数を同定するという目的は、得られた横力モデルの形状や計測点とモデル出力の適合度合いなどから十分達成できたと考える。

4. 考察

4.1 室内試験機と実走行時のタイヤ特性について

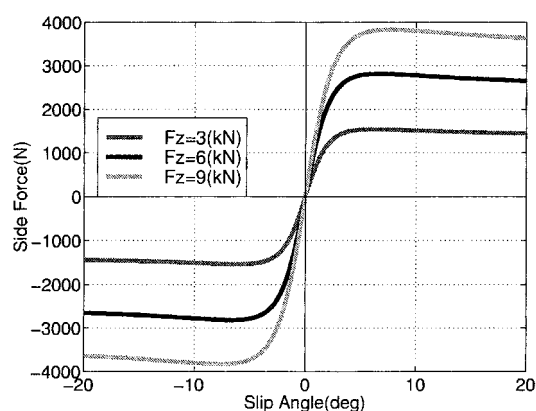


Fig. 9 The identified results with constraint conditions of equations (10), (11), (12) and (13) ($\gamma = 0[\text{deg}]$).

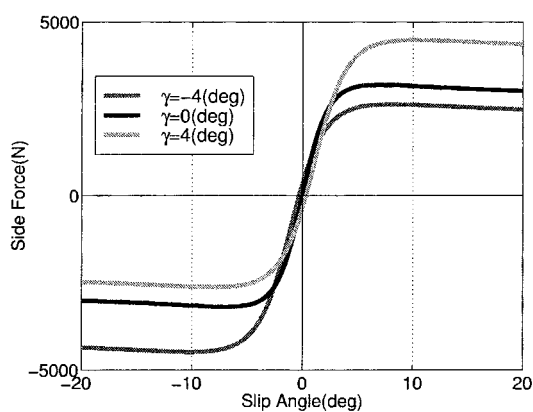


Fig. 10 The identified results with constraint condition of equations (10), (11), (12) and (13) ($F_z = 7[\text{kN}]$).

ここでは 3.3 節で得られたタイヤ横力特性とタイヤ試験で一般的に用いられるフラットベルト試験機の計測結果から求めたタイヤモデルとの特性を比較検討する。同一サイズのタイヤを実車計測時と同じ内圧にてフラットベルト試験機にて計測する。計測方法は、一定荷重・キャンバ角においてスリップ角を変化させる方法とした。フラットベルトの路面は「セーフティウォーク」と呼ばれるすべり止めが張り付けられている。

Fig. 14, 15 にフラットベルト計測結果から同定し

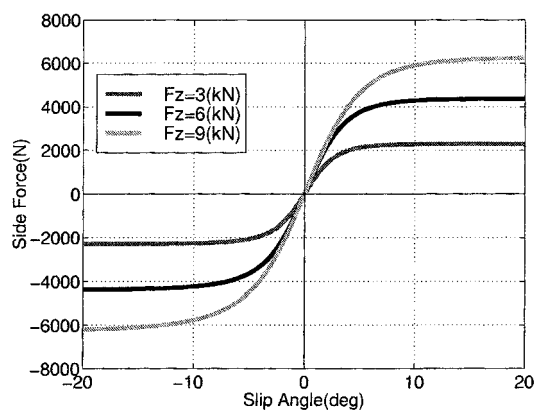


Fig. 11 The identified results of final constraint conditions ($\gamma = 0[\text{deg}]$).

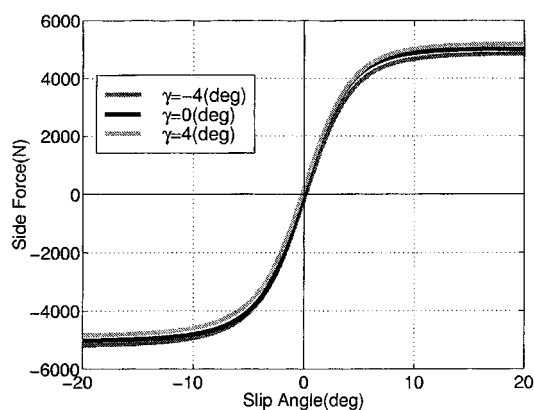


Fig. 12 The identified results of final constraint conditions ($F_z = 7[\text{kN}]$).

た結果を示す。Fig. 11, 12とFig. 14, 15を比較すると以下のことが言える。

フラットベルト計測データに基づいたモデルはモデルの最大値が実路計測データに基づくモデルよりも大きくなっている。例えば、モデルの入力条件となる上下荷重を9kNとしたときには、フラットベルト計測データを用いたモデルにおいては最大値が約7.3kNになるのに対して実路計測データに基づくモデルでは6.4kNになっている。これはフラットベルト路面の摩擦係数が実路のそれに比べて大きくなっていると考えられる。

しかしながら、原点付近の勾配についてはほとんど同じになっている。これはコーナリングステイフネスがタイヤトレッド部の横剛性にほとんど支配されているというタイヤの構造から推測できる。

4.2 計測法についての今後の改良点

実路データからの同定結果 (Fig. 11, 12) とフラットベルトデータからの同定結果 (Fig. 14, 15) を比較すると、スリップ角の絶対値が10度を越えた付近から同定結果の形が異なっていることが分かる。

まず10度を越えたあたりの勾配が異なっていることが分かる。実路データをもとに同定を行った結果 (Fig. 11) ではピーク値が明確でなく若干右上がりの状況になっているのに対し、フラットベルトデータをもとにした結果 (Fig. 14) では明らかなピークが存在し、右下がりの領域が存在する。

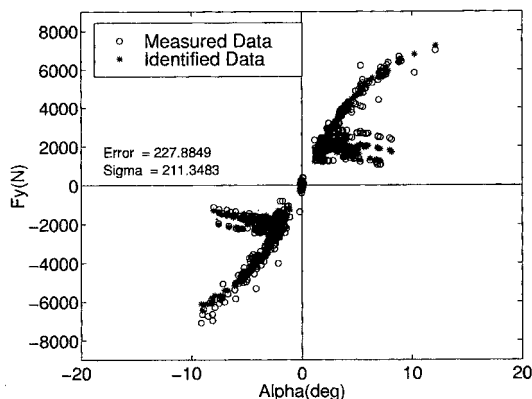


Fig.13 The comparison between the measured and the identified results.

これは今回の計測範囲がスリップ角で10度程度までしかない (Fig. 5, 6参照のこと) ため、これ以上の領域で実路とフラットベルトの特性差を議論するには、スリップ角がより大きな領域まで計測する必要がある。

もう一つは、フラットベルトで計測した結果に基づくモデル (Fig. 15参照) ではスリップ角の絶対値が10度近傍の領域で曲線が交わっているのに対し、実路で計測した結果に基づくモデル (Fig. 12参照) においては交わらない。

3. 3節でも述べたように、同定計算においては横力最大値へのキャンバ角の影響は実際にはあ

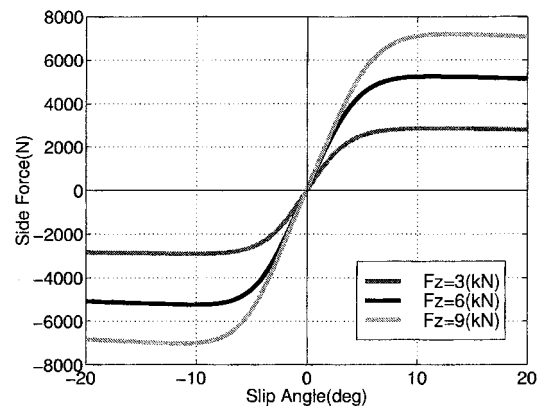


Fig. 14 The identified results from the data on the flat belt test machine ($\gamma = 0[\text{deg}]$).

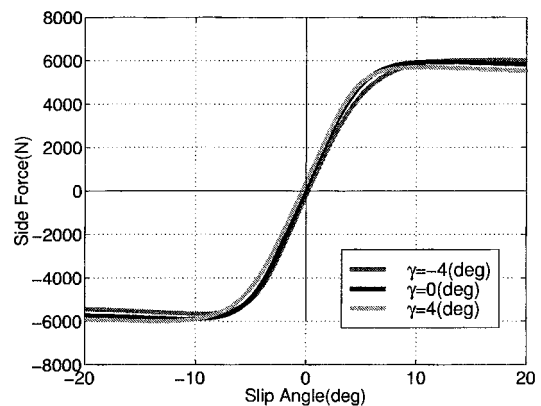


Fig. 15 The identified results from the data on the flat belt test machine ($F_z = 7[\text{kN}]$).

り得ないほど大きい。

これらの現象を確認しモデルの改良に結びつけるためには、スリップ角とキャンバ角の組合せというテスト条件をより明確に切り分ける必要があると考えられる。Fig. 16に実車実験時のスリップ角とキャンバ角の関係について示しているが、計測時の荷重水準を3水準変えたにもかかわらずキャンバ角の変化がスリップ角の変化と非常に近い関係で動いていることが分かる。スリップ角とキャンバ角との関係を切り分けるためには、例えばサスペンションアームの取り付け位置や長さを変えというようなサスペンション機構を変更することが必要であるとする。

5. まとめ

今回の研究のまとめを以下に示す。

1. 実走行中にタイヤで発生している力と対地キャンバ角・スリップ角を同時に直接計測するための装置を考案した。
2. 適切な拘束条件を加えた新しい同定方法により、実路で計測したデータを用いたMagic Formulaタイヤモデルを構築した。
3. 実路で計測したデータに基づくタイヤモデルと室内試験機データによるそれをを比較した。その結果、室内試験機と実路でのタイヤ発生力に差があることが分かった。

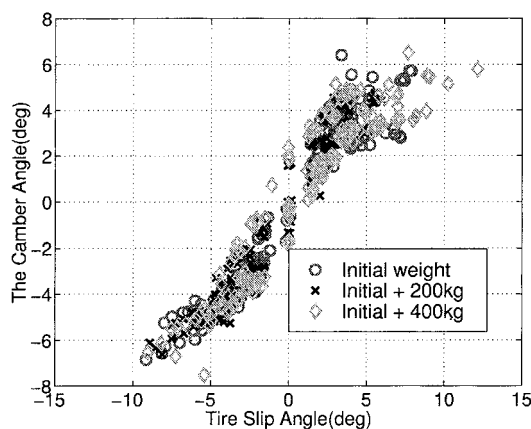


Fig. 16 The relationship between the slip angle and the camber angle in this test.

最後に、本研究のためにデータ計測の協力やご助言などをいただいたトヨタ自動車株式会社の方々に厚く御礼申し上げます。

参考文献

- 1) Bakker, E., et al. : "Tyre Modelling for Use in Vehicle Dynamics Studies", SAE Tech. Paper Ser., No. 870421, (1987)
- 2) Bakker, E., et al. : "A New Tyre Model with an Application in Vehicle Dynamics Studies", SAE Tech. Paper Ser., No. 890087, (1989)
- 3) 牧田光弘, 鳥居修司 : "実路でのタイヤコーナリング特性", 自動車技術会学術講演会前刷集921,(1992), 61,
- 4) Pacejka, H. B. and Bakker, E. : "The Magic Formula Tyre Model", Proc. 1st International Colloquium on Tyre Models for Vehicle Dynamics Analysis, (held in Delft, The Netherlands, Oct 21-22, 1991)

著者紹介



水野雅彦 Masahiko Mizuno

生年：1959年。

所属：機械力学研究室。

分野：タイヤ力学モデルに関する研究。

学会等：日本機械学会，自動車技術会会員。



高橋俊道 Toshimichi Takahashi

生年：1953年。

所属：機械力学研究室。

分野：車両運動学，タイヤ力学に関する研究。

学会等：自動車技術会，日本機械学会会員。

1996年FISITA論文賞。



羽田昌敏 Masatoshi Hada

生年：1967年。

所属：機械力学研究室。

分野：タイヤモデルに関する研究。