Problématique de l'identification de la liaison véhicule-sol

M. Basset¹, B. Zami^{1,2}, G.L. Gissinger¹, P. Baggio²

¹MIAM - Laboratoire MIPS - Université de Haute-Alsace - 68200 Mulhouse - France

² RENAULT - Dir. de la Recherche - Centre Technique - Parc de Gaillon - 27940 Aubevoye - France

michel.basset@uha.fr

Résumé

Dans le cadre de la dynamique du véhicule, l'intégration dans le modèle global du véhicule d'un modèle décrivant son interaction avec le sol est vitale. En effet, c'est par le pneu que passe la majeure partie des efforts appliqués au véhicule. Encore aujourd'hui, la connaissance des phénomènes mis en jeu dans la transmission des efforts par le pneumatique est limitée. Ainsi l'amélioration des modèles de description de cette interaction est impérative afin de répondre au besoin d'une meilleure modélisation de la dynamique véhicule.

Parmi les différents modèles de la littérature qui sont présentés, nous nous concentrerons sur le modèle de pneumatique de Pacejka (modèle couplé très largement utilisé en simulation). Ce dernier, bien qu'ayant un domaine de validité limité, est encore largement utilisé comme référence dans le monde industriel. La difficulté d'estimation de ses coefficients à partir d'essais expérimentaux est abordée. Cette opération, réalisée couramment sur banc d'essais par les manufacturiers de pneumatique, demande souvent à être complétée de manière à tenir compte des variations de conditions (revêtement, protocole d'essais ...) non prises en compte par le modèle. Aussi, encore aujourd'hui, il n'existe pas de méthode standard robuste qui permette d'ajuster automatiquement les coefficients aux conditions d'essai réelles. Cette problématique est présentée et ce papier donne les limites sur une première version de la méthode à suivre pour le recalage du modèle de Pacejka à partir des données fournies par le manufacturier, suite à des essais réels. Parallèlement, l'importance des conditions d'essai et de la mesure des variables d'entrée est discuté.

Mots Clef

Modélisation, identification, pneumatique.

1 Introduction

Aujourd'hui, l'effort consacré à l'amélioration des prestations (confort, sécurité, consommation, fiabilité etc...) est considérable. Tout cet effort passe par des moyens de simulation de plus en plus importants et donc une recherche de modèles de plus en plus performants. Dans le cadre de la dynamique du véhicule, l'intégration dans le modèle global du véhicule d'un modèle décrivant son interaction avec le sol est vitale. En effet, c'est par le pneu que passe la majeure partie des efforts appliqués au

véhicule. Encore aujourd'hui, la connaissance des phénomènes mis en jeu dans la transmission des efforts par le pneumatique est limitée. Ainsi l'amélioration des modèles de description de cette interaction est impérative afin de répondre au besoin d'une meilleure modélisation de la dynamique véhicule.

En se fondant sur un modèle servant actuellement de référence, le modèle de pneumatique selon Pacejka (modèle couplé très largement utilisé), nous abordons ici la problématique d'estimation des coefficients à partir d'essais expérimentaux. Cette opération, réalisée couramment sur banc d'essais par les manufacturiers de pneumatique, demande souvent à être complétée de manière à tenir compte des variations de conditions (revêtement, protocole d'essais ...) non prises en compte par le modèle. L'étude présentée rentre dans le cadre d'un projet qui a pour objectif de déterminer une méthode de recalage des coefficients pour des conditions d'essai « type ». Ce projet peut être divisé en quatre phases dont les trois premières sont exposées ici. Une synthèse des résultats actuels, donnée en conclusion de ce document, dresse un premier bilan.

La première partie est dédiée à la caractérisation de l'interface roue-sol. Un bref rappel des modèles existants est donné pour se focaliser sur le modèle largement répandu de Pacejka. Un état de l'art est dressé sur les méthodes permettant l'identification et le recalage de ce dernier.

La deuxième partie est réalisée à partir d'essais simulés. Avant de montrer les résultats obtenus pour le recalage du modèle précité, l'analyse de l'identifiabilité du modèle de Pacejka et, en conséquence, l'étude des paramètres pouvant être estimés de façon robuste, ont été menées. Ainsi, après avoir défini le critère de coût utilisé lors de l'estimation, les surfaces de ce critère, tracées en fonction des paramètres à estimer, sont analysées afin de donner des conclusions quant aux résultats espérés. Des exemples de résultats issus de la simulation de manœuvres spécifiques sont donnés.

La troisième partie présente les résultats d'essais réels qui viennent en grande partie valider les hypothèses faites sur le choix des coefficients à estimer. Ces essais ont été réalisés en collaboration avec un manufacturier de pneumatique sur un véhicule Renault Scénic équipé de quatre roues dynamométriques.

Ce papier nous permet alors de conclure et de donner les limites, dans une première version, de la méthode à suivre pour le recalage du modèle de Pacejka à partir des données fournies par le manufacturier, suite à des essais réels.

2 Interface roue-sol

Les principaux modèles de frottement de la littérature [3] permettent de décrire les forces générées à l'interface roue-sol. Ces modèles peuvent être classés selon deux catégories : les modèles statiques et les modèles dynamiques essentiellement fondés sur le modèle « poils de brosse ». A l'heure actuelle, parmi les différents modèles existants, le modèle LuGre est certainement le plus évolué. Une synthèse des principaux modèles développés est donnée dans le rapport de thèse de B. Zami [12].

En se positionnant au niveau de la modélisation du pneumatique, de nombreux modèles existent également, intégrant notamment la description faite par les modèles d'interface roue-sol. Cependant, aucun de ces modèles ne permet de prendre en compte tous les phénomènes physiques en jeu, tant la complexité est importante. Afin de les différencier, il est nécessaire d'évaluer non seulement leur performance pour la simulation, mais également le régime de fonctionnement (établi ou transitoire), la structure (linéaire ou non linéaire), la prise en compte de l'hystérésis et du carrossage. Le résultat d'une étude menée par A. Porcel [5] est donné en annexe (cf. tableau III).

D'autres modèles de connaissance basés sur les modèles de frottement peuvent également être rajoutés. Citons notamment le modèle issu du modèle de frottement de Bliman et Sorine [13]. Une application de ce modèle est donnée par Szymanski [14], pour décrire le comportement du pneumatique à faible vitesse. Le modèle présenté par Canudas [15] est lui basé sur le modèle de frottement de LuGre. Il a montré une bonne corrélation avec des mesures issues d'essais de freinage réalisés sur véhicule. Cependant, il est à remarquer que la complexité des modèles de connaissance rend leur utilisation délicate. Elle nécessite du matériel pour la caractérisation des sols et de la gomme, propre aux manufacturiers de pneumatique et aux spécialistes de la chaussée. De plus, aucun de ces modèles ne bénéficie, à l'heure actuelle, d'une utilisation assez large pour accéder facilement à leurs paramètres. Même si, à terme, certains de ces modèles paraissent très prometteurs, le modèle de Pacejka reste encore aujourd'hui un standard. Nous nous sommes alors centrés ici sur cette structure pour aborder les problèmes d'identification.

3 Hypothèses

L'étude ayant été définie autour du modèle de Pacejka, nous en présentons ici les caractéristiques principales ainsi que les méthodes existantes permettant son identification.

3.1 Modèle de Pacejka

Le modèle de Pacejka [4] est devenu le modèle de référence pour les constructeurs d'automobiles. Il est basé

sur la représentation mathématique du comportement dynamique du pneumatique à l'aide de fonctions analytiques possédant une structure particulière. Cette structure est, ainsi, capable de reproduire les mesures effectuées sur un pneumatique en banc d'essai.

La forme générale de la courbe caractéristique du pneumatique peut s'apparenter à une fonction sinusoïdale et avoir une représentation du même type. Les coefficients nécessaires à la calibration de ces équations sont tous issus de relevés expérimentaux.

L'expression de cette équation est la suivante :

$$y = D \cdot \sin\left\{C \cdot \arctan\left[B \cdot x - E \cdot \left(B \cdot x - \arctan(B \cdot x)\right)\right]\right\} + S_{v} (1)$$

La courbe obtenue par l'équation ci-dessus est représentée en Figure 1 dont l'allure permet de retrouver facilement bon nombre de ces paramètres :

B : facteur de raideur

- C : facteur de forme
- D : valeur de pic (par rapport a l'axe x) (N)
- E : facteur de courbure
- BCD : rigidité de dérive (pente à l'origine)

Sv, Sx: offset vertical/longitudinal

- x : angle de dérive (rad)/glissement (%)
- y : variable de sortie (Fx ou Fy) (N)



FIG. 1 – Courbe caractéristique selon le modèle de Pacejka

Il est à noter que chacun des macro-coefficients détaillés ci-dessus est exprimé en fonction de plusieurs microcoefficients qui permettent au modèle de tenir compte des variations de charge et du carrossage. Ce modèle tient également compte du couplage entre chacun des axes de sollicitations et permet de déterminer la réponse dynamique du pneumatique. Au final, les entrées-sorties du modèle sont les suivantes :



FIG. 2 - Entrées-Sorties du pneumatique selon Pacejka

avec les entrées définies par:

- α : dérive du pneumatique
- κ : glissement
- γ : carrossage

Fz : effort vertical

La section 5.2 de ce document permettra de voir ces grandeurs, exprimées dans le repère (C,X,Y,Z) (cf. Figure 3) ci-contre, plus en détail.



FIG. 3 - Repère ISO du contact pneu-sol

Même si le modèle le permet, nous n'évoquerons pas la formulation de Mz et de My qui sortent du cadre de cette étude.

3.2 Bibliographie

Dans le domaine de l'identification du modèle de Pacejka, les travaux de Mr. Oosten [9] font référence en la matière et ont donné lieu au développement d'un logiciel d'identification chez TNO Automotive. Il est cependant possible de trouver d'autres études ([11], [8]) permettant d'exploiter l'aptitude des algorithmes génétiques à converger vers un minimum global, combiné ou pas avec un algorithme de type grimpeur. Les travaux de M.. Takahashi [6] sont en partie basés sur ceux de Mr. Oosten qu'il adapte pour permettre l'estimation de tous les coefficients à partir d'essais véhicule. Les problèmes, notamment dus au couplage des différentes entrées, rencontrés par ce dernier pour obtenir des courbes caractéristiques réalistes, nous a tout naturellement orienté vers l'estimation d'un jeu minimal de paramètres. La démarche couramment utilisée est de faire varier la hauteur du sommet de la courbe (cf. paramètre D en Figure 1) en fonction du niveau d'adhérence de la surface considérée. Des études ont permis de faire évoluer cette démarche pour également modifier la pente à l'origine de la courbe (cf. arctan (BCD) en Figure 1) [7], puis également la forme générale de la courbe [1] et enfin le facteur dit facteur de courbure (cf. paramètre E dans la formulation de Pacejka) [2] tenant compte de l'allure autour du maximum. Pour faire varier ces paramètres la formulation de Pacejka introduit les « scaling factors » suivants : $\lambda\mu$, $\lambda\kappa$, λc et λe . Ce sont donc ces trois puis quatre coefficients que nous avons estimés à l'aide du logiciel MFTool.

Ce logiciel, simple d'utilisation, présente l'énorme avantage d'estimer l'ensemble des coefficients du modèle

si la démarche préconisée ci-dessous (cf. Figure 4) est suivie. Le critère de coût (erreur quadratique) et l'algorithme d'optimisation (Levenberg–Marquardt) sont fixés et ne peuvent être modifiés.



(*)Dérive moyenne sur l'ensemble du fichier < 0.01 rad (0.57 deg) (**) Glissement moyen sur l'ensemble du fichier < 0.1 %



4 Etude de faisabilité

Les paramètres du modèle à estimer ayant été déterminés, nous vérifierons à l'aide de la simulation les meilleures conditions d'estimation de ces derniers à partir d'essais véhicule.

4.1 Identifiabilité

L'identification du modèle ayant été traitée dans la littérature (cf. section 3.2) le problème de l'identifiabilité du modèle ne sera pas traité dans un premier temps. D'autant plus que cette étape qui est primordiale dans le cadre d'une démarche qui intègre une phase de modélisation est coûteuse à mettre en œuvre. Cependant, il important de pouvoir diagnostiquer rapidement des problèmes de convergence de l'algorithme d'optimisation pour un critère de coût donné. C'est la raison pour laquelle nous utilisons le tracé de la surface de coût en fonction des paramètres à estimer. Vu la difficulté rencontrée pour tracer une hypersurface dans un espace à quatre dimensions, nous utilisons le tracé des trois fonctions suivantes :

$$Log (C) = f1(\lambda\mu,\lambda\kappa)$$

$$Log (C) = f2(\lambda\kappa,\lambdac)$$

$$Log (C) = f3 (\lambda\mu,\lambdac)$$
(2)

où C est le critère de coût quadratique défini par :

$$C = \frac{1}{nb \ pts} \left(\sum_{Sx=0}^{100} \left(F(Sx,\lambda_0) - \hat{F}(Sx,\lambda) \right)^2 \right)$$
(3)

Sur la surface définie par la fonction f2 (cf. Figure 5) il est constaté un minimum local en (3.5,3.5). en plus du minimum global de la fonction en (1,1). L'utilisation d'outils d'optimisation classiques est alors suffisante si l'on considère, de plus, qu'une simple modification de l'univers de discours de Sx, suffit à obtenir la Figure 6 ciaprès.

En ne prenant que les points de la zone linéaire de la courbe de pneumatique dans le calcul du critère de coût, soit :

$$Sx \in [0, 0.4] \tag{4}$$

le minimum local de la courbe disparaît et l'on facilite ainsi l'estimation des « scaling factors ». La surface tracée en Figure 6 est la surface type que l'on souhaite avoir et que l'on a pour les autres fonctions f1 et f3, ici non tracées.



FIG. 5 – Critère de coût / $\lambda \kappa$, λc



FIG. 6 – Critère de coût / $\lambda \kappa$, λc calculé sur la zone linéaire

4.2 Protocole d'essai

La définition d'un protocole d'essai qui sensibilise au mieux les paramètres à estimer est un travail très important dans le processus d'identification. Il permet de maximiser le rapport, information tirées des essais / nombre d'essais réalisés. Dans le processus d'identification qui nous concerne, ce protocole est étroitement lié avec la méthode d'estimation qui a été décidée. Pour les « scaling factors » à estimer, TNO préconise d'alimenter le logiciel de fichiers d'essais contenant des sollicitations en FX pur et en Fy pur. L'expérience acquise en terme de protocole d'essai nous a permis d'identifier certains modes opératoires que nous avons voulu valider en simulation dans un premier temps. La démarche suivie est donc la suivante :

A. réalisation des procédures d'essais sur MADA¹

- B. recueil des entrées et sorties du pneumatique
- C. test d'estimation des paramètres

A-Simulation des procédures d'essai sous MADA

Deux procédures d'essai ont été identifiées, une en dynamique longitudinale et l'autre en transversale. En transversale nous réalisons une « mise en virage » dont les profils de vitesse et d'angle au volant sont donnés cidessous (cf. Figure 7).



FIG. 7 – Profils de vitesse et d'angle au volant pour une mise en virage

(1) Véhicule à l'arrêt 10 sec, (2) Accélération, mise en vitesse (3) Vitesse stabilisée (de base) 5 sec, (4) Phase débrayée 2 sec, (5) Braquage progressif à vitesse constante ($\approx 30^{\circ}/s$) jusqu'à provoquer le déséquilibre du véhicule, (6) Débraquage et mise en roues libres jusqu'à arrêt total du véhicule, (7) retour aux zéros.

B-Recueil des données

Seule la phase 5 est utilisée pour l'estimation des paramètres. Un fichier au format tydex² est alors généré.

C-Estimation des paramètres

Notre outil d'estimation nous permet de constater que, dans le cadre de la dynamique transversale, la roue arrière intérieure est sujette à des excitations couplées et ne pourra de ce fait être considérée. Dans le cadre des essais en dynamique longitudinale, nos fichiers peuvent être utilisés pour estimer aussi bien des coefficients de la formulation longitudinale pure que ceux de la formulation couplée.

Les intervalles de confiance à 95% associés aux valeurs estimées du Tableau 1 ci-dessous, représentent un bon indicateur quant à la qualité de l'excitation même si certains coefficients ($\lambda \kappa x$, $\lambda \kappa y$) semblent avoir une valeur élevée par rapport à l'univers de discours des « scaling factors ». En effet nous avons le plus souvent :

$$\forall i \in \{\mu, k, c\}, \forall j \in \{x, y\}$$

$$\lambda_{ij} \in [0, 5]$$
(5)

Les intervalles de confiance sont calculés à partir d'une loi de Student, d'un niveau de confiance à β % et m-n degrés de liberté soit

¹ *M*odèle *Avancé D*ynamique *Automobile*. Logiciel de simulation Renault

	λ_{ij}	Valeurs	Intervalles de confiance (95%)
	$\lambda_{\mu x}$	1.0611	[1.0611,1.0611]
Longi	$\lambda_{\kappa x}$	22.618	[22.618,22.618]
	λ_{cx}	1.6265	[1.6264,1.6265]
	$\lambda_{\mu y}$	0.96793	[0.96792,0.96794]
Trans	$\lambda_{\kappa y}$	-16.333	[-16.333,-16.333]
	λ_{cy}	1.4648	[1.4647,1.4649]

TAB. I – Résultats de l'estimation à partir d'essais simulés

La simulation ayant été réalisée avec un autre modèle de pneu que Pacejka 1996, il n'a pas été possible de comparer les coefficients entre eux. Il a, néanmoins, été possible d'obtenir de très bonnes superpositions entre les courbes caractéristiques.

4.3 Sensibilité aux erreurs de mesures

Les résultats présentés précédemment se positionnent dans un cadre idéal où nous disposons de tous les capteurs et n'avons pas d'erreur de mesure. Cette situation n'est malheureusement pas si courante et c'est la raison pour laquelle nous avons voulu savoir s'il était possible d'estimer les « scaling factors » à partir de grandeurs (torseur d'effort de liaison roue / sol et entrées du modèle de Pacejka) estimées.

Nous nous sommes, pour réaliser cette étude, inspirés des travaux de Van der Jagt [7] pour réaliser cette étude. Nous réalisons pour cela plusieurs simulations et comparons les résultats de l'estimation des « scaling factors », obtenus à partir des mesures et ceux obtenus à partir des grandeurs estimées. Le synoptique de cette démarche se trouve ciaprès (cf. Figure 8).



FIG. 8 – Synoptique d'estimation à partir de mesures issues du véhicule

Les forces aux trains et les vecteurs d'entrée du modèle de Pacejka sont estimés à partir des grandeurs suivantes issues du véhicule :

- angle au volant
 - accélération transversale
 - vitesse de lacet
 - vitesse longitudinale
 - débattement roue / caisse

Cette démarche n'a, pour l'instant, été testée que dans le cadre de la mise en virage. Les résultats sont très satisfaisants puisque l'on montre qu'avec des estimations allant parfois jusqu'à 7 % d'erreur, sauf sur la dérive qu'il nous faut mesurer, il est possible de retrouver les coefficients $\lambda\mu$, $\lambda\kappa$ et λc , avec une erreur inférieure à 6%. Les résultats de cette étude sont un bon point de départ pour définir la sensibilité du processus d'identification face aux incertitudes et ce, de manière plus approfondie.

5 Essais & Résultats

L'étude de faisabilité ayant montré qu'il est possible d'estimer les principaux coefficients permettant de tenir compte d'un changement des conditions de surface à partir d'essais véhicule, il nous reste donc à valider cette approche par des essais réels.

5.1 Mesures

La campagne d'essais s'est réalisée avec un partenaire manufacturier de pneumatique. Cette campagne a été réalisée sur une Mégane Scénic équipée de deux jeux de pneumatique distincts, hiver et été en 205/50-R16. 147 voies de mesure ont été enregistrées à une fréquence d'échantillonnage de 1khz. Parmi les voies qui nous intéressent tout particulièrement, nous retenons:

- 4 torseurs de liaison roue/sol (roues dynamométriques Kistler)
- Le vecteur vitesse à l'arrière du véhicule et au niveau des centres de roues avant (capteurs optiques Corrsys-Datron)
- Les vitesses de rotations des roues (système ABS et roues Kistler)

Notez qu'il n'y a pas de capteurs permettant de mesurer le carrossage.

Les essais suivants ont pu être réalisés :

- Freinage en ligne droite et en courbe
- Accélération en ligne droite
- Lâcher de pied en virage
- Sinus
- Mise en virage

Les essais ont été planifiés de manière à commencer par les essais les moins sollicitants et terminer par les plus sollicitants ou destructeurs pour le pneumatique. Pour chaque série d'essais, nous avons respecté une phase d'échauffement des pneumatiques et un minimum de deux répétitions par essai.

Comme décrit dans la section 4.2, les premiers essais exploités sont les essais de freinage en ligne droite et de mise en virage. Les essais de freinage en ligne droite ont été réalisés à différentes intensités de décélérations et ce sur différentes surfaces :

- asphalte sec
- asphalte (différent du précédent) mouillé
- carrelage mouillé

Malheureusement pour des raisons de planning et de problèmes techniques, seul le pneu été a pu bénéficier d'essais sans ABS et les essais de mise en virage n'ont malheureusement pas pu être réalisés sur l'asphalt mouillé.

5.2 Résultats

Une phase de prétraitement des données est souvent nécessaire avant toute estimation à partir de données issues d'essais de manière à palier aux problèmes d'ajustement de gain, offset, changement de repère etc. Le travail réalisé pour les différentes entrées et sorties du pneumatique est le suivant :

Le glissement

La formulation de Pacejka pour calculer le glissement est la suivante :

$$\kappa = \frac{\omega R_e - V_x}{V_x} \tag{7}$$

ω : vitesse de rotation de la roue (rad/sec)
 Re :rayon effectif de la roue estimé à partir de Fz
 Vx : vitesse du centre roue selon l'axe X.

Il a été nécessaire de recaler la vitesse Vx donnée par le capteur Corrsys SL. En effet, les informations délivrées par la capteur sont retardées de 60 ms en moyenne de part l'introduction d'un filtre à moyenne glissante. Le gain et les offsets sont ajustés de manière à obtenir un glissement nul dans la phase débrayée et une vitesse nulle à l'arrêt.

La dérive

Elle est avancée de 60 ms au même titre que la vitesse.

Le carrossage

Cette grandeur a tout d'abord été considérée comme étant nulle pour les essais de freinage en ligne droite. Elle sera mise à la valeur du carrossage initial par la suite. Dans le cas des mises en virage cette grandeur est issue de la simulation, ce qui nous permet d'avoir une valeur approchée.

L'effort vertical

Ce dernier, issu d'une roue dynamométrique équipant la roue, est donné dans un repère fixé au plan de jante. Il est donc nécessaire d'effectuer le changement de repère adéquat à partir de l'angle de carrossage.

Toutes ces données sont filtrées à 10hz par un filtre passebas de Butterworth d'ordre 8.

5.2.1 Essais de freinage en ligne droite

Les coefficients sont estimés à partir des essais sans ABS et l'objectif est de les valider sur l'ensemble de la

campagne. Le tableau (cf. Tableau 2) qui suit résume les coefficients obtenus. Ces derniers sont bien corrélés avec la connaissance a priori que l'on a du contact pneu /sol.

Doma	λ_{μ}	λ_k	λ_{c}	λ_{e}	
Initial	1	1	1	1	
Longitudinal	Sec	1.19	0.92	1.02	1
	Mouillé	0.92	0.81	1.16	1
Transversal	Sec	1.001	1.19	0.87	1
	Mouillé	-	-	-	-

TAB. II – Coefficients λ_i estimés

En effet, lors d'une variation des conditions d'adhérence, en passant de notre surface sèche à humide, il a été nécessaire de diminuer le facteur de pic et le facteur de forme qui donne de ce fait un caractère moins progressif au pneu sous la pluie. Quant à la rigidité longitudinale son évolution du sec au mouillé est déjà plus difficilement interprétable physiquement. Le tracé des courbes caractéristiques (cf. Figure 9) obtenues à partir de ces coefficients en est une bonne illustration.

La validation croisée qui a pour principe de valider les résultats obtenus sur d'autres essais de la campagne est un gage de robustesse de l'identification. Les résultats de cette dernière ne sont pas totalement au rendez-vous pour l'instant. Il est vrai qu'en estimant trois paramètres plutôt qu'un, l'erreur quadratique a été réduite de près de 30% sur sec et 20% sur enrobé mouillé. Malheureusement cela n'est valable que sur un peu plus de 60% des essais de freinage en dynamique longitudinale pure. Toutes les voies n'ont pas encore été exploitées pour expliquer pourquoi certains essais ne se prêtaient pas à cette corrélation.





Il est cependant possible d'avancer les deux points suivants :

Capteur de vitesse longitudinale

Nous avons comparé la mesure du capteur de vitesse à la roue, ramené dans le repère véhicule, aux autres mesures de vitesse disponibles. Cela nous a permis de constater que la position de ce vecteur par rapport aux autres pouvait varier. En effet, le retard de cette mesure peut varier d'un essai à l'autre et selon que l'on soit ou non dans la phase de freinage. Il est donc possible que cela occasionne des incohérences dans le calcul du glissement. **Conditions d'expérimentation**

Le protocole a une influence certaine sur le résultat de l'estimation comme cela a pu être démontré au cours du projet TIME [10]. Cela pourrait donc biaiser nos résultats, notamment en phase de régulation ABS, phase pendant laquelle la dynamique du pneu intervient d'avantage et où l'on s'éloigne des sollicitations rencontrées lors des essais d'apprentissage.

5.2.2 Essais de mise en virage

Les coefficients estimés pour la caractérisation transversale sont résumés dans le Tableau 2. Ces coefficients n'ont cependant pas, dans l'immédiat, amélioré la corrélation calcul essais. Cela est notamment du aux problèmes rencontrés pour faire coïncider les points de fonctionnement du pneumatique en simulation avec ceux rencontrés lors des essais. Il est donc légitime de penser que le vecteur donné pour le carrossage sera en décalage par rapport au carrossage réel. Dans l'immédiat, nous utilisons les mêmes coefficients que ceux trouvés pour les essais longitudinaux. Même si ces paramètres ne sont pas optimaux ils permettent néanmoins d'améliorer les résultats comme il est possible de la constater en Figure 10.



FIG. 10 – Efforts Fx et Fy lors d'un essai de mise en virage

6 Conclusion - Perspectives

Nous avons présenté le résultat d'une méthode permettant d'améliorer la corrélation entre le calcul et les essais au niveau des mesures pneumatiques. La simulation nous a permis de diagnostiquer d'éventuels problèmes et de confirmer la faisabilité de la méthode. Il a donc été relativement aisé par la suite d'estimer trois coefficients du modèle de Pacejka $\lambda\mu$, $\lambda\kappa$ et λc permettant un recalage du modèle. Les caractéristiques, longitudinale et transversale du pneu, obtenues à partir d'essais sur banc, sont donc modifiées pour qu'elles soient valides sur les pistes du Centre Technique d' Aubevoye. Néanmoins,

face aux différents problèmes rencontrés lors de la validation croisée deux points importants définissent les travaux à venir.

La robustesse de l'identification face aux incertitudes. Ce point se voudra non seulement garantir un résultat par la prise en compte des incertitudes de mesures mais également définir l'instrumentation minimum qu'il estnécessaire de mettre en place sans pour autant « trop » dégrader les résultats de l'identification.

La variation des coefficients induite par les conditions d'expérimentation. De manière à minimiser ces variations nous avons jusqu'alors voulu rapprocher le plus possible les essais servant à la validation croisée, des essais permettant l'estimation des coefficients. A terme, la solution de ce problème se trouvera peut-être dans une étude d'identification du modèle en temps réel à l'aide de méthodes récursives.

7 Références

- [1] H. Fischeim et al, The Influence of the Track Surface Structure on The Frictional Force Behaviour of Passenger Car Tyres in Dry and Wet Track Surface Conditions., ATZ, Vol. 10, pp. 950-962, 2001.
- [2] F. Mancosu, Overview of VERT Project :prediction of full vehicle behaviour in dangerous situations, http://skid.dicea.unifi.it/verthome.html
- [3] H. Olsson, K. J. Aström, C. Canudas-De-Wit, M. Gäfvert and P. Lischinsky, Friction Models and Friction Compensation. European Journal of Control, Vol. 4, pp. 176-195, 1998.
- [4] H.B Pacejka, The tyre as a vehicle Component, Proceedings og XXVI FISITA Congres, Prague, 1996.
- [5] A. Porcel, Contribution à la commande multivariable des systèmes complexes rapides, instables ou pseudostables. Application au contrôle de stabilité de véhicules par approche « 12 forces ». PhD thesis, Université de Haute-Alsace, 2003.
- [6] T. Takahashi et al, The modeling of tire characteristics of passenger and commercial vehicles on various road surfaces, Proceedings of AVEC 2000, Ann Arbor, Michigan 2000.
- [7] P. Van Der Jagt et A. W. Parsons, Road Surface Correction Of Tire Test Data, Vehicle System Dynamics, Vol. 25, pp. 147-165, 1996.
- [8] D. Vetturi et al., Genetic Algorithm for Tyre Model Identification in Automative Dynamics Studies. Proceedings of 29th ISATA Symposium, 1996.
- [9] J.J.M. Van Oosten et al, Determination of Magic Formula Tire Model Parameters, in Proceedings 1st International Colloquium on Tire Models for Vehicle Dynamics Analysis, VSD, Editor. Swets & Zeitlinger B V: Amsterdam / Lisse. 1993

- [10] J.J.M. Van Oosten et al, EC Research Project TIME -Tire Measurements, Forces and Moments - WP 2: Analysis of parameters influencing tyre test results, VDI-Fortschritt-Berichte, Reihe 12, Nr. 362, 1998.
- [11] http://www.yearstretch.com/yearstretch/shop
- [12] B. Zami, Contribution à l'identification de la liaison Véhicule-Sol d'un véhicule automobile Estimation des paramètres de modèles de pneumatiques. PhD thesis, Université de Haute-Alsace, 2005.
- [13] M. Sorine et J. Szymanski, A new all-Vehicle-Speed Dynamic Tire Model, Proceedings of IFAC Symposium on Control in Transportation Systems, 2000.

- [14] J. Szymanski, Modèle réduit du contact pneu-sol et application à l'automobile, Techn. Rep., Renault, 1999.
- [15]C. Canudas-De-Wit, P. Tsiotras, E. Velenis, M. Basset and G. Gissinger, Dynamic Friction Models for Road/Tire Longitudinal Interaction. Vehicle System Dynamics, Vol. 39, N° 3, pp. 189-226, 2003.

Critères Nom	Définition Modèle	Type Modèle	Structure Modèle	Régime Fonctionnement	Complexité	Disponibilité Paramètres	Hystérésis	Carrossage	Temps Calcul	Date
BERNARD	Physique	M.conn.	Non Linéaire	Transitoire/Etabli	Elevée	Oui	Oui	Non	Elevé	1999
MANCOUSO	Physique	M.Conn.	Linéaire	Transitoire/Etabli	Elevée	Non	Oui	Oui	Elevé	1999
RATTI	Physique	M.Conn.	Non Linéaire	Transitoire/Etabli	Elevée	Non	Non	Non	Acceptable	1986
ZANTEN	Physique	M.Conn.	Non Linéaire	Etabli	Elevée	Non	Non	Non	Elevé	1990
ZHOU	Physique	M.Conn.	Linéaire	Transitoire	Elevée	Non	Oui	Oui	Acceptable	1999
BUCKHARDT	Semi – Empirique	M.Hyb.	Non Linéaire	Etabli	Petite	Oui	Non	Non	Acceptable	1993
GUO	Semi – Empirique	M.Hyb.	Non Linéaire	Transitoire/Etabli	Moyen	Oui	Oui	Oui	Acceptable	2000
MILLIKEN	Semi – Empirique	M.Hyb.	Non Linéaire	Etabli	Petite	Oui	Non	Oui	Acceptable	1995
PACEJKA	Semi – Empirique	M.Hyb.	Non Linéaire	Transitoire/Etabli	Petite	Oui	Oui	Oui	Acceptable	1997
SHIM	Semi – Empirique	M.Hyb.	Linéaire	Etabli	Petite	Non	Non	Non	Petit	2000
DIHUA	Empirique	M.Rep.	Non Linéaire	Etabli	Moyen	Non	Non	Non	Acceptable	1999
TAKAHASHI	Semi – Empirique	M.Rep.	Non Linéaire	Etabli	Petite	Non	Non	Non	Acceptable	1996
	TADI		. 1							

8 Annexe

TAB. III – Liste des principaux modèles de pneumatique et de leurs spécificités selon [5]