

Estimation embarquée des efforts latéraux et de la dérive d'un véhicule : validation expérimentale

Moustapha DOUMIAT¹, Daniel LECHNER², Alessandro VICTORINO¹, Guillaume BAFFET³, Ali CHARARA¹

¹Laboratoire HEUDIASYC (UMR CNRS 6599) Université de Technologie de Compiègne, Centre de recherche de Royallieu, BP 20529-60205 Compiègne, France

²Laboratoire INRETS-MA
Département Mécanismes d'accident, Chemin de la Croix Blanche, 13300 Salon de Provence, France

³IRCCYN, UMR CNRS 6597, 1 rue de la Noë, BP 92101, 44321 Nantes, Cedex 03, France

mdoumiat@hds.utc.fr, daniel.lechner@inrets.fr, acorreav@hds.utc.fr,
guillaume.baffet@emn.fr, acharara@hds.utc.fr

Résumé— Les principales préoccupations de la sécurité de conduite sont la compréhension et la prévention des situations critiques. Un examen attentif du nombre d'accidents révèle que la perte du contrôle du véhicule est l'une des causes principales des accidents routiers. L'amélioration de la stabilisation du véhicule est possible lorsque ses paramètres dynamiques sont connus. Certains paramètres fondamentaux de la dynamique, tels que les efforts de contact pneumatiques/chaussée, l'angle de dérive et l'adhérence, ne sont pas disponibles sur les véhicules de série; par conséquent, ces variables doivent être estimées. L'observateur proposé dans cette étude est de type filtre de Kalman, il est basé sur la réponse dynamique d'un véhicule équipé par des capteurs standards. Cet article décrit le procédé d'estimation et présente des évaluations expérimentales. Les résultats expérimentaux acquis avec le véhicule du laboratoire INRETS-MA prouvent l'exactitude et le potentiel de cette approche.

Mots-clés— Dynamique du véhicule, forces d'interaction pneumatique/chaussée, angle de dérive, observation d'état.

I. INTRODUCTION

Les différentes études montrent que la plupart des accidents de route sont dus aux erreurs de conduite [1]. La grande majorité des conducteurs a peu de connaissance sur le comportement dynamique, pour cela des systèmes d'aide à la conduite sont essentiels dans le contrôle du véhicule sur la route. Dans ce contexte, plusieurs systèmes de sécurité active ADAS (*Advanced Driver Assistance Systems*) existent, tels que les systèmes de freinage ABS ou de contrôle de trajectoire de type ESP. Une meilleure connaissance des variables dynamiques d'une automobile permettrait d'améliorer ces systèmes. La vitesse longitudinale, les accélérations, les débattements de suspension, la vitesse du lacet et les angles de braquage sont des variables facilement mesurables à l'aide des capteurs à faible coût, effectivement installés sur une grande gamme de véhicules récents. Par contre, d'autres paramètres fondamentaux pour l'amélioration de la sécurité et la maniabilité du véhicule, comme les efforts de contact pneumatiques/chaussée et l'angle de dérive, ne sont mesurables qu'avec des capteurs très onéreux, qui sont peu susceptibles d'apparaître, dans les années à venir, sur les véhicules ordinaires pour des raisons à la fois économiques et techniques; ce qui donne tout son intérêt

à cette approche de « capteurs virtuels ou logiciels ».

Comme le mouvement du véhicule est gouverné par les forces générées entre les pneus et la route, la connaissance de ces efforts est cruciale pour prévoir la trajectoire du véhicule. Ainsi, lors d'un virage, des angles de dérives s'établissent et les pneumatiques répondent par des efforts latéraux qui font tourner le véhicule dans le sens souhaité par le conducteur.

Une courbe caractéristique typique du comportement transversal d'un pneumatique est présentée sur la figure 1. On y distingue trois régions : linéaire avec un coefficient de proportionnalité C_α , transitoire et saturation ou glissement. En situation de conduite normale, lorsque le pneumatique est faiblement sollicité (régime linéaire : petites valeurs de dérive), le véhicule répond d'une façon prévisible par rapport aux commandes du conducteur. Par contre, quand le véhicule est soumis à de fortes sollicitations latérales, les efforts seaturent, le véhicule atteint sa limite de stabilité et un risque de dérapage est prévu.

De ce fait, des données précises sur ces efforts latéraux et sur l'angle de dérive, conduisent à une meilleure évaluation de l'adhérence de la route, des trajectoires possibles du véhicule et rendent possible le développement d'un outil de diagnostic capable de prévenir les risques d'accidents liés à des manoeuvres dangereuses.

Dans la littérature, de nombreuses études sont dédiées à l'estimation des variables dynamiques d'une automobile. Plusieurs travaux ont été menés afin d'estimer les efforts pneumatiques/chaussée, la dérive et l'adhérence. Par exemple, dans [6], l'auteur estime des paramètres de la dynamique, en utilisant un modèle complexe de neuf degrés de liberté. Dans [9], les auteurs estiment d'abord les vitesses longitudinale et latérale, pour déduire ensuite les efforts latéraux et l'angle de dérive. Dans [18] et [5], l'estimation de l'angle de dérive a été largement discutée. Plus récemment, dans [4] et [7], les auteurs estiment les efforts latéraux par train et non pas au niveau de chaque roue. D'autres études, par exemple [20], développent des observateurs des efforts roues/sol, mais elles utilisent des mesures des couples des roues nécessitant des capteurs de coût élevé.

L'originalité de cette étude, par rapports à l'existant, est

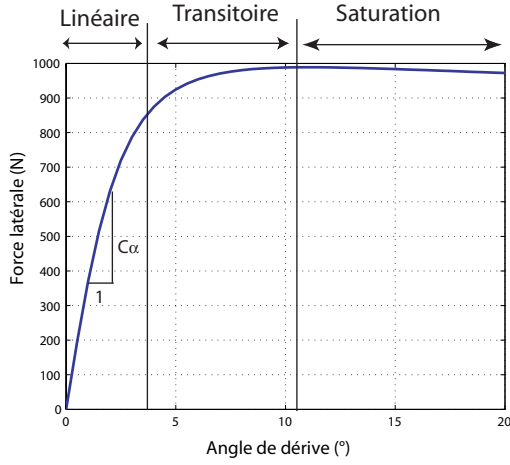


Fig. 1. Caractéristique typique du comportement transversal d'un pneumatique

de développer un processus temps-réel capable d'estimer les efforts latéraux au niveau de chaque roue ainsi que l'angle de dérive au centre de gravité (cdg). De plus, ce processus d'estimation a été développé uniquement en fonction des capteurs disponibles en standard sur le véhicule. La deuxième section de cet article présente le processus d'estimation. La troisième section présente le modèle de véhicule et la dynamique de l'interface pneumatiques/chaussée. La quatrième section décrit l'observateur et présente une étude d'observabilité. La cinquième section fournit des évaluations expérimentales provenant d'un essai sur un véhicule expérimental. Finalement, la dernière section présente les conclusions et perspectives.

II. PROCESSUS D'ESTIMATION

Le processus d'estimation est présenté dans sa totalité par le schéma bloqué illustré sur la figure 2, où a_x et a_{ym} sont respectivement les accélérations longitudinale et latérale, $\dot{\psi}$ est la vitesse du lacet, Δ_{ij} ($i =$ avant (1) ou arrière (2) et $j =$ gauche (1) ou droite (2)) est le débattement de suspension, w_{ij} est la vitesse de la roue, F_{zij} et F_{yij} sont respectivement les forces normales et latérales du contact roues/sol, β est l'angle de dérive au cdg.

Ce processus est séparé en deux blocs en séries, dont l'objectif est d'estimer les efforts verticaux et latéraux au niveau du contact pneumatiques/chaussée. Par conséquence, une évaluation de l'adhérence latérale sera possible. Le dispositif d'estimation nécessite les mesures suivantes :

- vitesse du lacet et les accélérations longitudinales et latérales, accessibles à partir d'une centrale inertielle ;
- débattements de suspension, mesurés par un capteur de débattement ;
- angle de braquage, mesuré par un capteur optique ;
- vitesses des roues, fournies par le système ABS.

Le rôle principal du premier bloc est de fournir la masse du véhicule, le transfert de charge et les efforts verticaux appliqués au niveau roues/sol, ainsi que l'accélération latérale corrigée relativement au roulis du véhicule, notée a_y . Ce bloc a été le sujet de nos études antérieures [11] et [13]. Cet article se focalise sur la description du deuxième bloc dont le but principal est d'estimer les efforts latéraux et la dérive. Ce deuxième bloc profite des estimations fournies par le bloc 1.

La stratégie de séparation du problème en plusieurs blocs

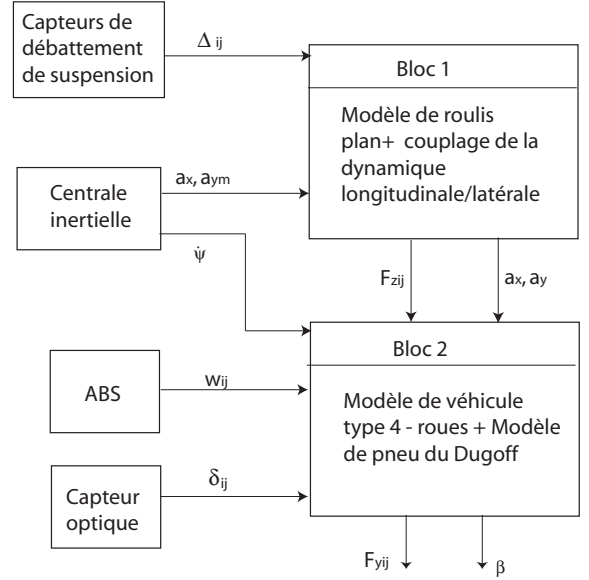


Fig. 2. Diagramme du processus d'estimation

permet de le simplifier et d'éviter les problèmes d'observabilité, découlant d'une utilisation inappropriée de la modélisation complète du système.

III. REPRÉSENTATION DU MODÈLE VÉHICULE/CHAUSSÉE

A. Modèle du véhicule

Un véhicule automobile est un système complexe, les modèles analytiques qui le décrivent peuvent compter un nombre de variables très important. Il est nécessaire de réduire la complexité des modèles afin d'alléger les calculs et d'envisager une implantation temps-réel.

Le modèle de véhicule, choisi pour cette étude, est le modèle « 4-roues » représenté sur la figure 3, où $\dot{\psi}$ est la vitesse du lacet, β est l'angle de dérive au cdg, V_g la vitesse du véhicule au cdg, L_1 et L_2 sont les distances du cdg aux essieux avant et arrière, $F_{x,y,i,j}$ sont les efforts longitudinaux et latéraux, les δ_{ij} sont les angles de braquage des roues avant et arrière, et E est la voie du véhicule. C'est un modèle simple qui correspond suffisamment à nos objectifs. Il a été largement utilisé dans la littérature pour décrire le comportement dynamique transversale du véhicule. Le modèle sera

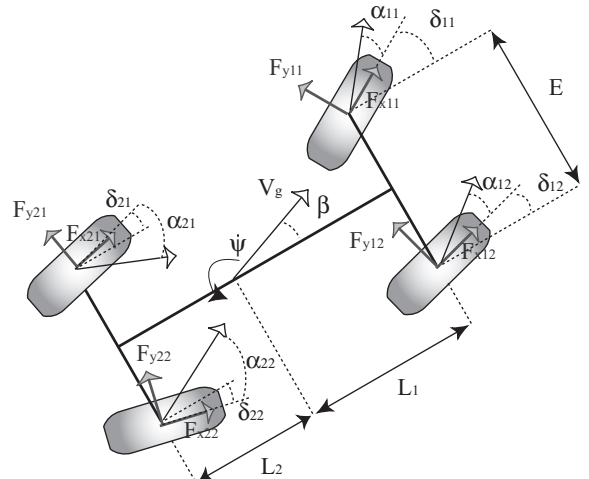


Fig. 3. Modèle du véhicule « 4-roues ».

simplifié pour les raisons suivantes :

- la non utilisation des mesures des couples des roues diminue l'observabilité du système ;
- l'estimation du glissement longitudinal est complexe à réaliser, car elle nécessite des estimations précises de la vitesse du véhicule et des rayons dynamiques des roues. Etant donné que ces informations ne sont pas disponibles avec une précision suffisante, l'estimation du glissement longitudinal est pour le moment inaccessible, en conséquence aucun modèle de force longitudinal ne sera utilisé.

Ces limitations mènent aux simplifications suivantes :

- les efforts longitudinaux arrière sont négligés relativement à ceux de l'avant (nous supposons que les roues motrices sont à l'avant du véhicule) ;
- l'ensemble des forces longitudinales est réduit à la somme des forces longitudinales avant $F_{x1} = F_{x11} + F_{x22}$;
- les angles de braquage d'avant sont égaux ($\delta_{11} = \delta_{12} = \delta$) et ceux d'arrière sont approximativement nuls ($\delta_{21} = \delta_{22} = 0$).

Les variables du modèle 4-roues simplifié évoluent alors selon les équations suivantes :

$$\begin{aligned} \dot{V}_g &= \frac{1}{m} \left[\begin{array}{l} F_{x1} \cos(\beta - \delta) + F_{y11} \sin(\beta - \delta) + \\ F_{y12} \sin(\beta - \delta) + (F_{y21} + F_{y22}) \sin(\beta) \end{array} \right], \\ \ddot{\psi} &= \frac{1}{I_z} \left[\begin{array}{l} L_1 [F_{y11} \cos \delta + F_{y12} \cos \delta + F_{x1} \sin \delta] - \\ L_2 [F_{y21} + F_{y22}] + \\ \frac{E}{2} [F_{y11} \sin \delta - F_{y12} \sin(\delta)] \end{array} \right], \\ \dot{\beta} &= \frac{1}{mV_g} \left[\begin{array}{l} -F_{x1} \sin(\beta - \delta) + F_{y11} \cos(\beta - \delta) + \\ F_{y12} \cos(\beta - \delta) + (F_{y21} + F_{y22}) \cos(\beta) \end{array} \right] - \dot{\psi}, \\ a_y &= \frac{1}{m} [F_{y11} \cos \delta + F_{y12} \cos \delta + (F_{y21} + F_{y22}) + F_{x1} \sin \delta], \\ a_x &= \frac{1}{m} [-F_{y11} \sin \delta - F_{y12} \sin \delta + F_{x1} \cos \delta]. \end{aligned} \quad (1)$$

où m est la masse du véhicule, I_z est le moment d'inertie autour de l'axe de lacet et α_{ij} les angles de dérives des roues avant et arrière .

La vitesse du véhicule V_g , les angles de braquage δ_{ij} , la vitesse du lacet $\dot{\psi}$ et la dérive au cdg β sont ensuite utilisés pour le calcul des angles de dérive des roues avant et arrière α_{ij} , où :

$$\begin{aligned} \alpha_{11} &= \delta - \arctan \left[\frac{V_g \beta + L_1 \dot{\psi}}{V_g - E \dot{\psi} / 2} \right], \\ \alpha_{12} &= \delta - \arctan \left[\frac{V_g \beta + L_1 \dot{\psi}}{V_g + E \dot{\psi} / 2} \right], \\ \alpha_{21} &= -\arctan \left[\frac{V_g \beta - L_2 \dot{\psi}}{V_g - E \dot{\psi} / 2} \right], \\ \alpha_{22} &= -\arctan \left[\frac{V_g \beta - L_2 \dot{\psi}}{V_g + E \dot{\psi} / 2} \right]. \end{aligned} \quad (2)$$

B. Modèle de force latérale du contact pneumatique/chaussée

La modélisation des forces du contact pneumatique/chaussée est complexe car de nombreux phénomènes physiques interagissent, selon une multitude de caractéristiques environnementales et pneumatiques (charge appliquée, pression des pneus, revêtement de la chaussée, ...). La littérature est abondante en modèles du comportement dynamique du pneumatique. Nous distinguons des modèles physiques qui permettent de caractériser la surface

de contact roue/sol [21] et des modèles empiriques qui sont issus d'identifications des paramètres de courbes à partir de relevés expérimentaux obtenus sur banc d'essai [5], [8]. Le modèle de Dugoff a été retenu pour cette étude car il nécessite un nombre mineur de paramètres pour évaluer les efforts latéraux. C'est un modèle non linéaire, dont la formule simplifiée est donnée par :

$$F_{yij} = -C_{\alpha i} \tan \alpha_{ij} \cdot f(\lambda) \quad (3)$$

où $C_{\alpha i}$ est la rigidité de dérive et $f(\lambda)$ est donnée par :

$$f(\lambda) = \begin{cases} (2 - \lambda)\lambda, & \text{if } \lambda < 1 \\ 1, & \text{if } \lambda \geq 1 \end{cases} \quad (4)$$

$$\lambda = \frac{\mu F_{zij}}{2C_{\alpha i} |\tan \alpha_{ij}|} \quad (5)$$

Dans la formulation ci-dessus, μ représente le coefficient de frottement et F_{zij} est la charge normale appliquée au pneu ij . Ce modèle simplifié néglige l'effet des efforts longitudinaux [3].

C. Modèle de type longueur de relaxation

Lorsque l'angle de dérive varie, la force latérale correspondante est induite avec un retard. Ce comportement transitoire peut être formulé avec une variable appelée longueur de relaxation σ_i qui est la distance parcourue par le pneumatique durant la phase d'établissement de la force de contact pneumatique/chaussée. Le modèle de relaxation peut s'écrire de la façon suivante :

$$\dot{F}_{yij} = \frac{V_g}{\sigma_i} (-F_{yij} + \overline{F}_{yij}), \quad (6)$$

où \overline{F}_{yij} est calculé avec le modèle de référence du Dugoff.

IV. REPRÉSENTATION D'ÉTAT-CONSTRUCTION DE L'OBSERVATEUR

Cette section présente une description de l'observateur dédié à l'estimation des forces latérales et de la dérive. La représentation d'état du modèle non linéaire véhicule/chaussée décrit dans la section précédente s'écrit :

$$\begin{cases} \dot{X}(t) &= f(X(t), U(t)) + b_m(t) \\ Y(t) &= h(X(t), U(t)) + b_s(t) \end{cases} \quad (7)$$

Le vecteur d'entrée U comprend l'angle de braquage des roues et les forces normales estimées à partir du premier bloque (voir section) :

$$U = [\delta, F_{z11}, F_{z12}, F_{z21}, F_{z22}] = [u_1, u_2, u_3, u_4, u_5]. \quad (8)$$

Le vecteur de mesure Y comprend la vitesse du lacet, la vitesse du véhicule (approximée par la moyenne des deux vitesses de translation des roues arrières, fournies par le système ABS), ainsi que les accélérations longitudinale et latérale :

$$Y = [\dot{\psi}, V_g, a_x, a_y] = [y_1, y_2, y_3, y_4]. \quad (9)$$

Le vecteur d'état X comprend la vitesse du lacet, la vitesse du véhicule, l'angle de dérive au cdg, les forces latérales, et la somme des forces longitudinales avant :

$$\begin{aligned} X &= [\dot{\psi}, V_g, \beta, F_{y11}, F_{y12}, F_{y21}, F_{y22}, F_{x1}] \\ &= [x_1, x_2, x_3, x_4, x_5, x_6, x_7, x_8]. \end{aligned} \quad (10)$$

Les bruits du modèle et des mesures, respectivement $b_m(t)$ and $b_s(t)$, sont supposés blancs, centrés et indépendants. Les équations d'évolution du système s'écrivent alors :

$$\begin{aligned} \dot{X} &= f(X, U) = [\dot{x}_1, \dot{x}_2, \dot{x}_3, \dot{x}_4, \dot{x}_5, \dot{x}_6, \dot{x}_7, \dot{x}_8] \\ \dot{x}_1 &= \frac{1}{I_z} \begin{bmatrix} L_1[x_4 \cos u_1 + x_5 \cos u_1 + x_8 \sin u_1] - \\ L_2[x_6 + x_7] + \\ \frac{E}{2}[x_4 \sin u_1 - x_5 \sin u_1] \end{bmatrix}, \\ \dot{x}_2 &= \frac{1}{m} \begin{bmatrix} x_8 \cos(x_3 - u_1) + x_4 \sin(x_3 - u_1) + \\ x_5 \sin(x_3 - u_1) + (x_6 + x_7) \sin(x_3) \end{bmatrix}, \\ \dot{x}_3 &= \frac{1}{mV_g} \begin{bmatrix} -x_8 \sin(x_3 - u_1) + x_4 \cos(x_3 - u_1) + \\ x_5 \cos(x_3 - u_1) + (x_6 + x_7) \cos x_3 \end{bmatrix} - x_1, \\ \dot{x}_4 &= \frac{x_2}{\sigma_1} (-x_4 + \overline{F_{y11}}(\alpha_{11}, u_2)), \\ \dot{x}_5 &= \frac{x_2}{\sigma_1} (-x_5 + \overline{F_{y12}}(\alpha_{12}, u_3)), \\ \dot{x}_6 &= \frac{x_2}{\sigma_2} (-x_6 + \overline{F_{y21}}(\alpha_{21}, u_4)), \\ \dot{x}_7 &= \frac{x_2}{\sigma_2} (-x_7 + \overline{F_{y22}}(\alpha_{22}, u_5)), \\ \dot{x}_8 &= 0. \end{aligned} \tag{11}$$

Les équations d'observations sont données par :

$$\begin{aligned} y_1 &= x_1, \\ y_2 &= x_2, \\ y_3 &= \frac{1}{m} [-x_4 \sin u_1 - x_5 \sin u_1 + x_8 \cos u_1], \\ y_4 &= \frac{1}{m} [x_4 \cos u_1 + x_5 \cos u_1 + (x_6 + x_7) + x_8 \sin u_1]. \end{aligned} \tag{12}$$

Dans la suite, le vecteur d'état X sera estimé en appliquant un filtre de Kalman Étendu (EKF)(voir la section IV-A).

A. Méthode d'estimation

L'objectif d'un observateur, ou capteur virtuel, est d'estimer certaines variables inaccessibles du système (capteurs imprécis, inexistant, ...), et ceci à partir des informations disponibles et d'un modèle représentatif du système. Cette approche d'observation en boucle fermée est schématisée par la figure 4. Un exemple simple d'un modèle à boucle ouverte est donné par les relations (1). En raison de la modélisation incomplète, de la variation des paramètres du système et de la présence des bruits inconnus, un modèle en boucle ouverte s'écarterait des valeurs réels au cours du temps.

Afin de réduire les erreurs d'estimation, il faut que certaines variables estimées soient comparées à leurs mesures réelles. La différence est réinjectée dans l'observateur après multiplication par une matrice de gain K , ainsi le processus d'estimation sera complet (voir figure 4). Dans notre étude, et à cause de la non-linéarité du système véhicule-chaussée, le gain K est calculé selon l'algorithme du filtre de Kalman étendu qui a été l'objet de nombreuses recherches et applications [15], [16]. L'observateur développé est implanté en mode discret en utilisant l'approche d'Euler du premier ordre.

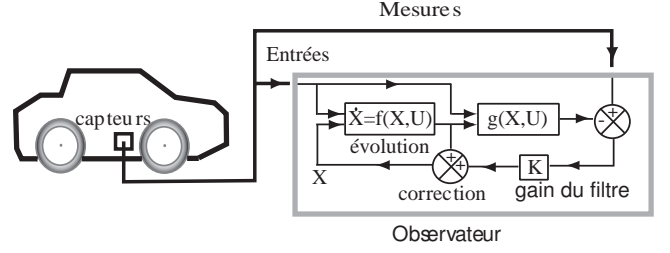


Fig. 4. Processus d'observation



Fig. 5. Véhicule expérimental du laboratoire INRETS-MA

B. Analyse d'observabilité

Le système est observable s'il est possible de calculer son état à partir des séquences connues d'entrées et de sorties. Cette propriété est souvent présentée comme la condition de rang de la matrice d'observabilité O (critère de Kalman). En utilisant la formulation d'état non linéaire du système, représenté dans la section III-A, l'observabilité est définie de manière locale et utilise la dérivée de Lie [14]. Une analyse d'observabilité du système a été considérée dans [19]. Il a été démontré que le système est observable, sauf si :

- les angles de braquage sont nuls ;
- véhicule est au repos ($V_g=0$).

Pour ces situations, nous supposons que les forces latérales et la dérive sont nulles, ce qui correspond approximativement à la réalité.

V. RÉSULTAT D'EXPÉRIMENTATION

A. Véhicule expérimental

Le véhicule représenté sur la figure 5 est le véhicule expérimental du laboratoire INRETS-MA (Institut National de la Recherche sur les Transports et leur Sécurité - Département Mécanismes d'Accidents). C'est une Peugeot 307 équipée de nombreux capteurs incluant GPS centimétrique, des capteurs de débattements de suspension, des accéléromètres, des gyromètres, des Correvits et des moyeux dynamométriques. Parmi ces capteurs, les capteurs optiques Correvits (prix d'un Correvit : 15 k€) mesurent les angles de dérive et les vitesses longitudinale et latérale du véhicule, alors que les moyeux dynamométriques (prix d'un moyeux : 150k€) mesurent les forces et les couples des roues. La fréquence d'échantillonnage des capteurs est de 100 Hz.

B. Conditions de l'essai expérimental

Plusieurs essais expérimentaux dans différentes situations de conduite réalistes, allant des conditions normales jusqu'aux conditions défavorables, ont été effectués pour évaluer la performance de l'observateur présenté dans la sec-

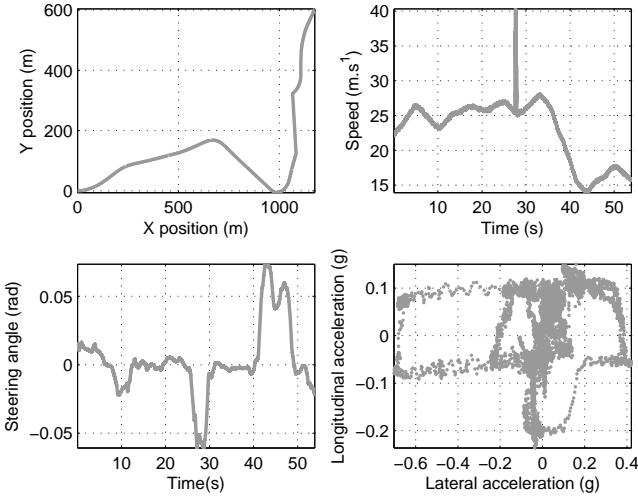


Fig. 6. Essai expérimental : trajectoire du véhicule, sa vitesse, angle de braquage et le diagramme des accélérations de la chicane

tion IV. Pour cette étude, nous présentons une chicane où la contribution de la dynamique joue un rôle important. La figure 6 présente la trajectoire de la Peugeot (sur une route sèche), sa vitesse, l'angle de braquage et le diagramme des accélérations au cours de l'essai. Ce diagramme montre que des fortes sollicitations latérales ont été obtenues (valeur absolue $\approx 0,6g$), ce qui signifie que le véhicule a roulé dans une situation critique.

C. Evaluation de l'observateur

Les résultats d'estimation sont présentés sous deux formes : des figures qui comparent les estimations et les mesures, et des tables d'erreurs normalisées. L'erreur normalisée d'une estimation z est définie dans [17] et [18] selon la relation suivante :

$$\epsilon_z = 100 \times \frac{\|z_{obs} - z_{mes}\|}{\max(\|z_{mes}\|)} \quad (13)$$

où z_{obs} est la variable estimée par l'observateur, z_{mes} est la variable mesurée et $\max(\|z_{mes}\|)$ est la valeur absolue du maximum de la variable mesurée durant le test.

Les figures 7 et 8 représentent les forces latérales sur les roues avant et arrière, alors que la figure 9 montre l'évolution de la dérive au cours de la trajectoire. En comparant les estimations aux mesures, les résultats sont relativement satisfaisants. Des faibles écarts entre estimations et mesures au cours de l'essai sont à noter. Cela pourrait être expliqué par la négligence de certains paramètres géométriques lors de la modélisation, en particulier les angles de carrossage qui produisent également des composantes de forces latérales [10].

Le tableau I donne les valeurs maximales des forces atteintes le long du parcours, la dérive, ainsi que les erreurs normalisées. Malgré la simplicité du modèle choisi, nous déduisons, que pour ce test, la performance de l'observateur est satisfaisante, avec erreur normalisée globalement inférieure à 7%.

Etant donné que les forces verticales et latérales, au niveau du contact roues/sol, sont estimées par le processus d'estimation complet, il est donc possible d'évaluer le coefficient

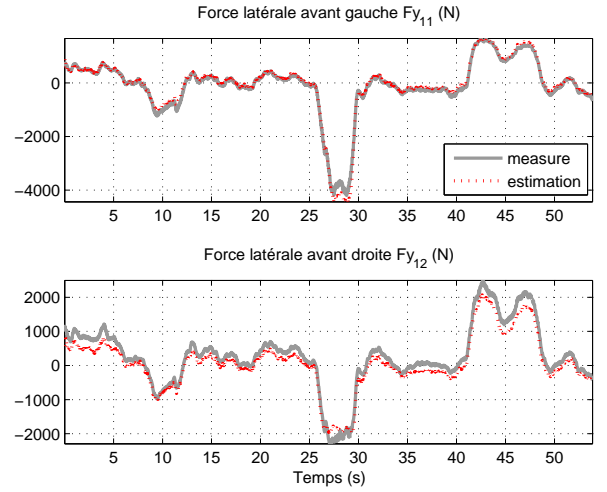


Fig. 7. Estimation des forces latérales aux pneus avant.

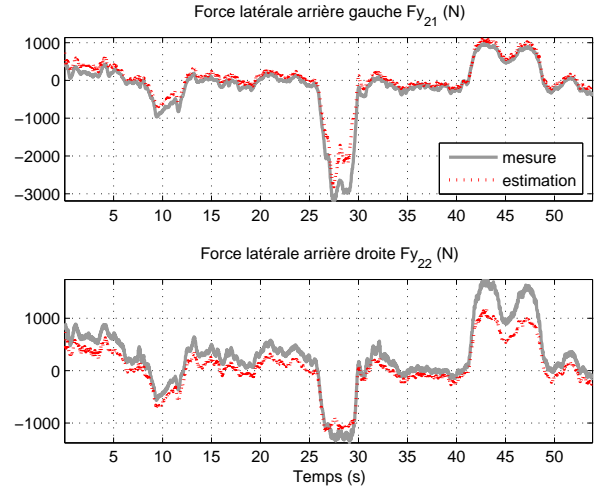


Fig. 8. Estimation des forces latérales aux pneus arrière.

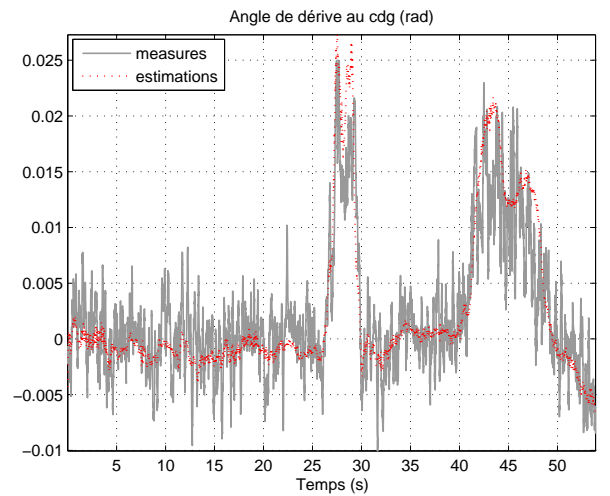


Fig. 9. Estimation de l'angle de dérive au cdg.

	Max	Moyenne %	Ecart type %
F_{y11}	4200 (N)	1.98	2.07
F_{y12}	2500 (N)	7.52	3.62
F_{y21}	3190 (N)	5.07	5.13
F_{y22}	1740 (N)	10.31	7.24
β	0.025 (rad)	8.32	9.41

TABLE I

VALEURS ABSOLUES MAXIMALES DES MESURES, MOYENNES ET ÉCARTS TYPES DES ERREURS NORMALISÉES.

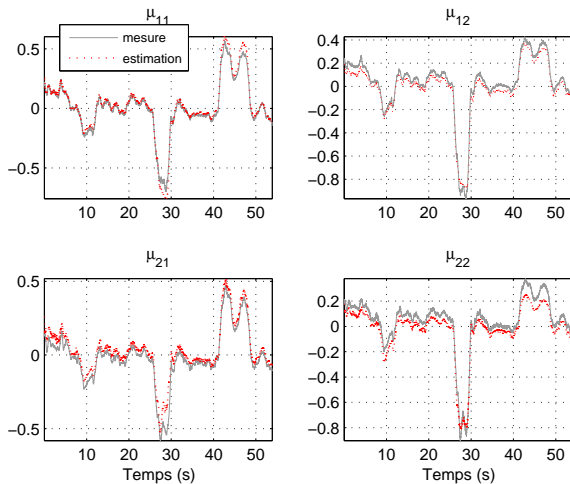


Fig. 10. Coefficient de frottement latéral

de frottement latéral μ défini par :

$$\mu_{ij} = \frac{F_{yij}}{F_{z_{ij}}} \quad (14)$$

D'après la figure 10 qui montre les coefficients de frottement latéral, on remarque que les évaluations de μ_{ij} et les mesures correspondantes sont similaires. En plus, des valeurs importantes de μ_{ij} ont été détectées au cours de la trajectoire, en particulier lorsque l'accélération latérale atteint $0.6g$. Au cours de cette manœuvre, nous remarquons que μ_{12} et μ_{22} qui correspondent aux pneus délestés, atteignent la limite d'adhérence d'une route sèche (une route sèche montre une adhérence élevée de l'ordre $0.9-1.1$). Cela signifie que les limites de stabilité ont été atteintes durant cet essai.

VI. CONCLUSION

Nous avons présenté dans cet article une nouvelle méthode d'estimation des forces latérales et de la dérive, facteurs déterminants pour la stabilité du véhicule. L'observateur est développé à partir d'un modèle simplifié du véhicule de type 4-roues. L'interface du contact pneumatique/chaussée est représentée par le modèle Dugoff. Ensuite, une évaluation du coefficient de frottement est effectuée en fonction des estimations des efforts résultantes du processus d'estimation.

La comparaison des estimations à des données expérimentales réelles démontre le potentiel du processus d'estimation, ce qui prouve qu'il est possible de remplacer les Corvits et les moyeux dynamométriques par des capteurs logiciels, qui peuvent fonctionner en temps réel lorsque le véhi-

cule est en mouvement. C'est l'un des résultats importants de ce travail. Une autre contribution majeure concerne l'estimation des forces latérales agissant sur tous les pneus du véhicule. C'est une évolution par rapport à la littérature actuelle concernant la dynamique du véhicule.

Nous envisageons de travailler sur l'amélioration du modèle véhicule/chaussée en vue d'élargir le domaine de validité du processus d'estimation. De plus, il sera d'une importance capitale d'étudier l'effet du couplage de la dynamique longitudinale/latérale sur le comportement latéral des pneus.

RÉFÉRENCES

- [1] F. Aparicio et al, « Discussion of a new adaptive speed control system incorporating the geometric characteristics of the road, » *Int. J. Vehicle Autonomous Systems*, vol.3, No.1, pp.47-64, 2005.
- [2] P. Bolzern, F. Cheli, G. Falciola and F. Resta, « Estimation of the nonlinear suspension tyre cornering forces from experimental road test data, » *Vehicle System Dynamics*, vol.31, pp. 23-24, 1999.
- [3] Y. Hsu and J. Chistian gerdes, « Stabilization of a steer-by-wire vehicle at the limits of handling using feedback linearization, » *Proceedings of IMECE2005, AMSE International Mechanical Engineering Congress and Exposition*, Florida, U.S.A, 2005.
- [4] G. Baffet A. Charara, D. Lechner and D. Thomas, « Experimental evaluation of observers for tire-road forces, sideslip angle and wheel cornering stiffness, » *Vehicle System Dynamics*, vol. 45, pp. 191-216, june 2008.
- [5] U. Kiencke and L. Nielsen, *Automotive control systems*, Springer, 2000.
- [6] L. R. Ray, « Nonlinear tire force estimation and road friction identification : simulation and experiments, » *Automatica*, vol. 33, no. 10, pp. 1819-1833, 1997.
- [7] G. Baffet, A. Charara and J. Stephant, « Sideslip angle, lateral tire force and road friction estimation in simulations and experiments, » *IEEE International Conference on Control Applications*, Munich, Germany, 2006.
- [8] J. Dugoff, P. Fanches and L. Segel, « An analysis of tire properties and their influence on vehicle dynamic performance, » *SAE paper (700377)*, 1970.
- [9] J. Dakhllallah, S. Glaser, S. Mammam and Y. Sebsadji, « Tire-road forces estimation using extended Kalman filter and sideslip angle evaluation, » *American Control Conference*, Seattle, Washington, U.S.A, June 2008.
- [10] N. D. Smith, « Understanding parameters influencing tire modeling, » *Formula SAE Platform*, Colorado State University, 2004.
- [11] M. Doumiati, G. Baffet, D. Lechner, A. Victorino and A. Charara, « Embedded estimation of the tire/road forces and validation in a laboratory car, » *9th International symposium on advanced vehicle control*, Kobe, Japan, Octobre 2008.
- [12] W.F. Milliken and D.L. Milliken, *Race car vehicle dynamics*, Society of Automotive Engineers, Inc, U.S.A, 1995.
- [13] M. Doumiati, A. Victorino, A. Charara, D. Lechner and G. Baffet, « An estimation process for vehicle wheel-ground contact normal forces, » *IFAC WC'08*, Seoul Korea, july 2008.
- [14] H. Nijmeijer and A.J. Van der Schaft, *Nonlinear dynamical control systems*, Springer Verlag, 1991.
- [15] R.E. Kalman, « A new approach to linear filtering and prediction problems, » *Transactions of the ASME- Journal of Basic Engineering*, vol. 82, series D, pp.35-45,1960.
- [16] G. Welch and G. Bishop, *An introduction to the Kalman Filter*, Course 8, University of North Carolina, chapel Hill, Departement of computer science, 2001.
- [17] J. Stéphant, A. Charara and D. Meizel, « Evaluation of sliding mode observer for vehicle sideslip angle, » *Control Engineering Practice*, vol. 15, pp. 803-812, July 2007.
- [18] J. Stéphant, A. Charara and D. Meizel, « Virtual sensor, application to vehicle sideslip angle and transversal forces, » *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, vol. 51, no. 2, April 2004.
- [19] G. Baffet, *Développement et validation expérimentale d'observateurs des forces de contact pneumatique/chaussée d'une automobile*, Thèse de doctorat, Université de Technologie de Compiègne, France, 2007.
- [20] Rabhi. A. R, « Modélisation pour l'estimation de l'état et des forces d'interaction véhicule-route, » *In Proc. Conf. Int. Franco-phonie d'automatique (CIFA 2004)*, Douz, Tunisia, 2004.
- [21] C. Canudas-De-Wit, P. Tsiotras, E. Velenis, M. Basset, G. Gisinger, « Dynamic friction models for road/tire longitudinal interaction, » *Vehicle System Dynamics*, vol. 39, pp. 189-226, 2003.