



HAL
open science

Evaluation du risque de dérapage basée sur l'estimation du coefficient d'adhérence maximal

Raymond Ghandour, Alessandro Victorino, Ali Charara, Daniel Lechner

► **To cite this version:**

Raymond Ghandour, Alessandro Victorino, Ali Charara, Daniel Lechner. Evaluation du risque de dérapage basée sur l'estimation du coefficient d'adhérence maximal. JDMACS 2011, Jun 2011, France. pp.275-280. hal-00697722

HAL Id: hal-00697722

<https://hal.science/hal-00697722>

Submitted on 15 May 2012

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

Evaluation du risque de dérapage basée sur l'estimation du coefficient d'adhérence maximal

Raymond GHANDOUR¹, Alessandro VICTORINO¹, Ali CHARARA¹, Daniel LECHNER²

¹ Laboratoire HEUDIASYC UMR CNRS 6599, Université de Technologie de Compiègne UTC, BP 20529 - 60205 Compiègne, France.

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

rghandou@hds.utc.fr, acorreav@hds.utc.fr, acharara@hds.utc.fr,
daniel.lechner@inrets.fr

Résumé— La sécurité routière nécessite un diagnostic précis du comportement dynamique d'un véhicule routier. Ce diagnostic peut être décrit par l'évaluation des *indicateurs de risque*. L'estimation de ces indicateurs est d'une grande importance pour prévenir le conducteur d'un danger probable ou pour agir sur la dynamique du véhicule pour éviter le danger.

Nous proposons dans cet article, une méthode de détermination d'un indicateur de risque de dérapage basée sur l'estimation du coefficient d'adhérence maximal par le modèle quasi-statique de Dugoff, un observateur des efforts latéraux et verticaux et la méthode d'optimisation non linéaire de Levenberg-Marquardt.

Mots-clés— Dynamique de véhicule, indicateurs de risque, coefficient d'adhérence maximal, modèle de Dugoff, Optimisation non-linéaire.

I. INTRODUCTION

Le risque est la probabilité d'une exposition à un danger potentiel, attaché à une situation ou une activité dans une période donnée ou dans des circonstances déterminées. L'accident représente la réalisation de ce risque. Plusieurs variables peuvent caractériser des situations à risques et donc peuvent être utilisées pour l'avertissement.

Une des tendances les plus remarquables de l'industrie automobile est l'émergence de technologies de sécurité active. Au lieu de la protection passive et de la résistance aux collisions, l'accent a été déplacé vers la prévention des accidents et la réduction des dommages en utilisant des techniques de sécurité active [1]. Pour développer des dispositifs efficaces de sécurité active, il est nécessaire d'estimer avec précision le comportement dynamique du véhicule. A base de cette dynamique, plusieurs indicateurs de risques ont été conçu pour identifier les situations de risque et avertir le conducteur sur ces situations.

Parmi les indicateurs les plus traités dans la littérature, on cite : le transfert de charge latérale (LTR) [2], [3], l'excès de roulis [4], [5], la possible sortie de voie (Sous-virage et survirage) [6], l'excès de vitesse lors d'un virage [7] et le manque d'adhérence [11] - [17].

Certains sont liés au mode longitudinal et d'autres sont liés

au mode latéral. Ces indicateurs ont été traités dans la littérature en utilisant différentes méthodes d'estimation et pour différents types de véhicules.

Dans cet article nous proposons un indicateur de risque de dérapage basé sur l'observation robuste du coefficient d'adhérence latérale maximal (appelé ici adhérence maximale). L'adhérence maximale est un paramètre de la dynamique du véhicule étroitement lié à l'interaction pneumatique-chaussée, nécessaire au calcul ou à l'observation des forces au niveau des pneus, et qui caractérise l'état de la chaussée (sèche, mouillée, enneigée ou glacée). L'adhérence maximale créée au point de contact pneu-chaussée est fonction de plusieurs paramètres, tels que les forces latérales et verticales au niveau des pneus, l'état de la chaussée, la rigidité de dérive. Une estimation du coefficient d'adhérence maximal en temps réel, pendant le déplacement du véhicule, en utilisant des mesures faciles d'accès (accélérations, vitesses, angle de braquage, etc), permet de fournir au conducteur (ou à un système de pilotage automatique) un moyen d'avertissement d'une possible perte d'adhérence, qui éviterait une sortie de route imminente.

Une motivation pour l'estimation de l'indicateur de risque de dérapage, est donnée par le nombre important d'accidents liés aux conditions de la route, qui pourrait être réduit si le conducteur était correctement informé sur les conditions limites du véhicule en temps réel. La sécurité peut aussi être augmentée, puisque la performance de nombreuses applications dans le véhicule peut être améliorée par la connaissance de l'état actuel de l'adhérence et donc par l'information sur les possibles situations de dérapage.

L'article est organisé comme suit : Dans la section II, on définit un état de l'art sur les indicateurs de risques traités dans la littérature ainsi que sur les travaux d'estimation du coefficient d'adhérence maximal. Dans la section III, on présente la méthode d'estimation itérative du coefficient d'adhérence latérale maximale. Dans la section IV, on définit l'indicateur de dérapage (IDD). Dans la section V, on présente les résultats qui valident la performance de

cette méthode, suivie de la conclusion et des perspectives.

II. ETAT DE L'ART

L'estimation des indicateurs de risque est de plus en plus traitée dans la littérature en se basant sur plusieurs paramètres de la dynamique du véhicule.

Dans [2] le transfert de charge latéral (LTR) est estimé pour les véhicules lourds en se basant sur le coefficient d'adhérence utilisé et l'angle de dérive des pneus et sans la connaissance des forces normales, alors qu'en [3] le LTR est estimé en se basant sur l'estimation des efforts verticaux appliqués sur chaque roue. Ces efforts sont estimés par un algorithme embarqué.

Dans [4] un indicateur de risque de renversement causé par l'excès de roulis est estimé en utilisant des estimations de l'angle de roulis et la mesure de l'accélération latérale, alors qu'en [5] cet indicateur est estimé pour les véhicules lourds, basé sur la prévision du transfert de charge latérale en s'appuyant sur les modèles de véhicules y compris les modèles à effets de glissement.

Dans [6], un algorithme qui permet de détecter et prédire les manoeuvres dangereuses est utilisé pour éviter les situations de sous-virage et de survirage.

Enfin dans [7] le cas de la vitesse excessive à l'approche d'un virage est traité, ainsi que les accidents de sortie de voie.

Dans cet article, nous présentons une méthode, pour estimer un indicateur de dérapage, basée sur l'estimation du coefficient d'adhérence maximal. Cette dernière est basée sur l'estimation robuste des efforts pneumatique chaussée, et en utilisant la méthode itérative d'optimisation non-linéaire de Levenberg-Marquardt.

L'estimation du coefficient d'adhérence latérale maximale est elle aussi de plus en plus traitée dans la littérature en utilisant plusieurs modèles de pneumatique et pour plusieurs états des chaussées. Plusieurs publications, estiment ce coefficient mais pour un état de route bien déterminé [9]. D'autres [8], [10], [11], et [12], estiment ce coefficient pour plusieurs types de chaussées. Les méthodes d'estimation développées sont, principalement basées sur des méthodes d'optimisation de l'erreur, comme la méthode de gradient descendant [8] et la méthode des moindres carrés récursives [10]. Dans ces travaux, les efforts au point de contact pneu-chaussée sont considérés connus, mesurés par des capteurs extrêmement coûteux, ou calculés par des méthodes en boucle ouverte.

Dans [8], deux méthodes pour estimer le coefficient d'adhérence maximale sont comparées. La première méthode est basée sur la méthode du gradient alors que la deuxième méthode est basée sur une classification stochastique avec des intervalles de confiance. Les deux méthodes se concentrent sur la dynamique transversale. Dans [11], un observateur non linéaire pour estimer le coefficient d'adhérence maximal et l'angle de dérive est présenté. Il est basé sur un état simultané et sur un cadre d'estimation des paramètres.

Dans [12], l'adhérence maximale pneumatique chaussée disponible pour identifier les états de route sèche et lubrifiée est estimée. Cette méthode repose sur l'hypothèse de faible glissement, et d'une faible adhérence utilisée, en conduite normale. Dans [13], un système pour estimer en temps réel le coefficient d'adhérence maximale est développé. Ce système est basé sur une méthode de modèle d'appariement et nécessite environ 16 capteurs pour estimer l'adhérence maximale sur chaque roue. Les meilleurs résultats sont obtenus dans le sens longitudinal et pour un minimum d'accélération ($2m/s^2$) et de vitesse (15 km/h). Dans [14] une recherche sur l'évolution de la modélisation pneumatique chaussée et sur les différentes techniques de contrôle associées est présentée, pour estimer le coefficient d'adhérence maximal et identifier les conditions de la route. Ces auteurs ont successivement étudié les recherches antérieures sur la modélisation longitudinale, latérale, pneumatique chaussée et les ont appliqués dans la conception des contrôleurs/observateurs de traction, de braquage et de freinage du véhicule. Dans [15] une estimation du coefficient d'adhérence maximal est proposée en se basant sur l'estimation des forces de contact pneumatique chaussée et trois observateurs en cascade. Dans [16], la détection du risque de mise en portefeuille est acquise en se basant sur l'estimation des forces de contact pneumatique chaussée et en considérant le μ_{max} mesuré par un capteur. Enfin, dans [17], une nouvelle approche pour estimer l'adhérence maximale est présentée. Elle est basée sur l'utilisation des méthodes algébriques pour l'estimation et le diagnostic par différentiation numérique des signaux bruités.

Comme mentionné précédemment, l'adhérence maximale est liée aux efforts développés au point de contact pneumatique chaussée. Cela est donc un paramètre important dans le calcul de ces efforts, et de l'angle de dérive. Dans nos travaux précédents, nous avons développé des observateurs pour estimer les forces et l'angle de dérive [19]. En revanche, l'adhérence maximale a été considérée comme un paramètre constant et supposé connu. La méthodologie utilisée pour l'estimation de l'adhérence maximale, présentée dans cet article, est ainsi une continuation des travaux antérieurs sur les observateurs des forces, pour les rendre robustes aux différents types de chaussées. Cette méthodologie sera présentée en détails dans la section III.

III. ESTIMATION DU COEFFICIENT D'ADHÉRENCE MAXIMALE

A. Méthode d'estimation

Le schéma bloc de la figure 1 représente la méthode utilisée pour calculer l'indicateur du risque de dérapage en se basant sur l'estimation du coefficient d'adhérence maximale.

Le premier bloc (Observateurs(Données)) est constitué des observateurs pour estimer les forces latérales ($F_{y_{ij}}$), les forces verticales ($F_{z_{ij}}$), et l'angle de dérive (α_{ij}). Cette méthode est présentée en détails dans [18] et [19]. Ces observateurs sont basés sur un modèle de véhicule 4 roues et utilisant la méthode d'estimation non linéaire UKF (Unscented Kalman Filter). La méthode d'estimation de μ_{max} , décrite

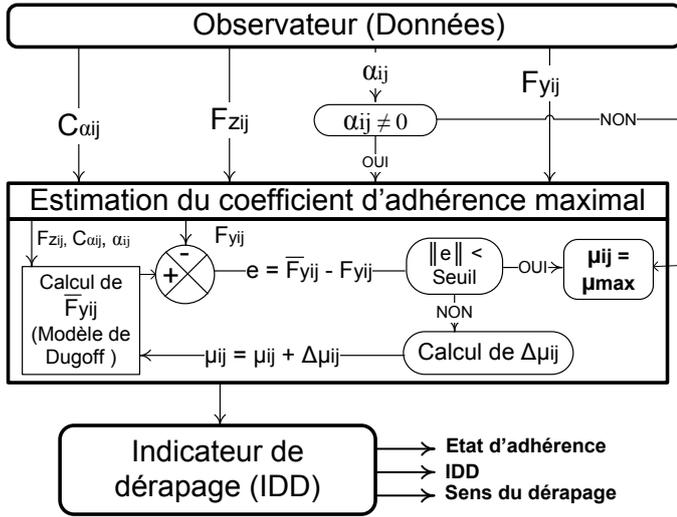


Fig. 1. Méthode d'estimation de l'indicateur de dérapage.

dans le paragraphe suivant, utilise les forces latérales dans l'interaction pneumatique chaussée. Le capteur pour mesurer ces forces sont aujourd'hui trop chers pour être embarqué dans les véhicules standards, c'est pourquoi l'utilisation de nos observateurs de forces (considérées comme des capteurs virtuels), basés sur des mesures pas chères, pour fournir les forces nécessaires à l'estimation du μ_{max} . Cette méthode d'estimation de ces efforts a été validée sur plusieurs sites publics en France et pour différentes types de trajectoires et a été implémentée et testée en temps réel sur le véhicule expérimental de l'INRETS-MA.

Le second bloc (Estimation du coefficient d'adhérence maximal) constitue la boucle d'optimisation non linéaire de Levenberg-Marquardt. L'objectif de cette boucle est de trouver une valeur d'adhérence maximale qui minimise l'erreur entre la force latérale fournie par le modèle de Dugoff ([20]) et la force latérale estimée par nos observateurs. Le modèle de Dugoff est représenté par l'équation 1, comme suit :

$$F_{yij} = -C_{\alpha_i} \tan \alpha_{ij} \cdot f(\lambda) \quad (1)$$

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

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

$$\lambda = \frac{\mu_{max} F_{z_{ij}}}{2C_{\alpha_i} |\tan \alpha_{ij}|} \quad (3)$$

où μ_{max} représente le coefficient d'adhérence maximal et $F_{z_{ij}}$ est la charge normale appliquée au pneu ij . Ce modèle simplifié néglige l'effet des efforts longitudinaux.

L'erreur entre cette valeur fournie par le modèle et la valeur de la force estimée est évaluée et constitue le critère d'arrêt de la boucle. Si cette erreur est inférieure à un certain seuil, alors le coefficient d'adhérence maximal utilisé par le modèle de Dugoff, est à un seuil près, celui développé au point de contact pneu-chaussée. La valeur du seuil est choisie de manière empirique issue d'un compromis entre la précision souhaitée et le temps d'exécution de la boucle de minimisation.

Le dernier bloc (Indicateur de dérapage (IDD)), constitue la partie du calcul de l'indicateur de dérapage. Ce bloc sera présenté en détails dans la section IV.

La formalisation de l'algorithme d'optimisation est basée sur trois hypothèses, qui seront validées plus loin dans cette section :

Hypothèse 1 : Le modèle quasi-statique de Dugoff, peut être utilisé dans l'estimation de la force latérale pour chaque pneu.

Hypothèse 2 : Si l'hypothèse 1 est vérifiée, nous supposons à chaque instant k de la trajectoire, il est possible de calculer une erreur $e_{ij} = \bar{F}_{y_{ij}} - F_{y_{ij}}$ où $\bar{F}_{y_{ij}}$ est la force latérale calculée avec le modèle de Dugoff et $F_{y_{ij}}$ la force latérale estimée par l'observateur.

Hypothèse 3 : Nous supposons que :

- La rigidité de dérive est connue ;
- Les forces latérales ($F_{y_{ij}}$) et verticales ($F_{z_{ij}}$) et l'angle de dérive (α_{ij}) sont estimés par les observateurs présentés dans [18] et [19].

B. Validation des hypothèses

Avant de développer l'algorithme pour l'estimation de l'adhérence maximale et donc l'indicateur de dérapage, il nous a paru indispensable de vérifier la validité des hypothèses, établies au paragraphe précédent. Pour cela, nous avons validé le modèle en utilisant les données d'une trajectoire effectuée par la Peugeot 307 de l'INRETS-MA sur le site public de Bourbriac (sur une chaussée sèche). La figure 2, montre l'évolution de la force latérale $F_{y_{11}measure}$ développée au niveau du pneu avant droit et mesurée par des capteurs (ligne continue en rouge dans la figure). La validation des hypothèses 1 et 2 consiste à calculer F_y en utilisant le modèle de Dugoff (équations 1- 3), pour un coefficient d'adhérence latérale maximal $\mu_{max} = 1.1$ (cette valeur n'est pas connue dans la pratique, mais elle correspond à un μ_{max} qui caractérise une chaussée sèche), et la comparer avec la F_y mesurée par les capteurs. Dans la figure 2, F_y calculée par Dugoff est montrée par la ligne pointillée en bleu. On voit que les courbes se superposent et que l'erreur $e_{11} = \frac{F_{y_{dugoff_{f_{11}}}}}{F_{y_{11}}} - F_{y_{11}}$ est petite (avec une moyenne de 46.8015 N). Cela indique que les hypothèses 1 et 2 ci-dessus ne sont pas rejetées.

C. Algorithme d'optimisation

La méthode d'optimisation utilisée est la méthode de Levenberg-Marquardt. L'algorithme de Levenberg-Marquardt (LM) est une technique itérative pour localiser le minimum d'une fonction à plusieurs variables, qui est exprimée comme la somme des carrés des fonctions à valeurs réelles non-linéaires. Elle est devenue une technique standard pour résoudre les problèmes de moindres carrés non linéaires, et largement adoptée dans un grand nombre de disciplines [21], [23]. La méthode LM peut être considérée comme une combinaison entre la méthode du gradient descendant et la méthode de Gauss-Newton. Quand une

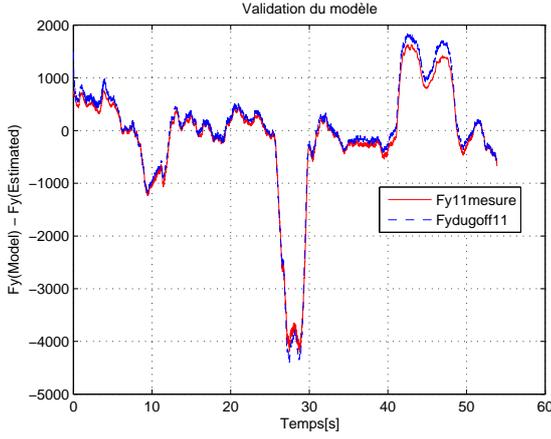


Fig. 2. Validation du modèle

solution est loin de la solution correcte, LM se comporte comme la méthode de gradient descendant : elle sera lente mais la convergence est garantie. Quand une solution est proche de la solution correcte, elle se comporte comme la méthode de Gauss-Newton.

La description de l'algorithme de Levenberg-Marquardt basée sur la minimisation de la fonction d'erreur développée entre les forces latérales des observateurs et ceux du modèle de Dugoff, est présentée en détails dans [18] et [22].

IV. INDICATEUR DE DÉRAPAGE

Après l'application de la méthode décrite dans la section III, le coefficient d'adhérence maximal est estimé.

Ayant ce coefficient estimé, le risque associé peut être identifié en se basant sur la valeur maximale du coefficient d'adhérence.

Le risque associé est la perte du contrôle du véhicule. Nous avons développé un indicateur pour estimer une possible perte de contrôle du véhicule.

L'indicateur de dérapage (IDD) est donné par l'équation suivante :

$$IDD = \begin{cases} (1 - |(\mu_{max} - \mu_{ij}) / \mu_{max}|, & \text{if } \mu_{ij} \leq \mu_{max} \\ 1, & \text{if } \mu_{ij} > \mu_{max} \end{cases} \quad (4)$$

Avec μ_{max} le coefficient d'adhérence maximale, et μ_{ij} le coefficient d'adhérence utilisé du pneumatique pendant le mouvement du véhicule.

Les valeurs possibles que IDD peut avoir sont définies par : $0 \leq IDD \leq 1$.

Si la valeur de IDD dépasse 0.8, alors le véhicule est soumis à une possible situation de dérapage.

Les résultats de l'indicateur de dérapage, sont présentés dans la section V.

V. RÉSULTATS EXPÉRIMENTAUX ET VALIDATION

L'efficacité de la méthode d'estimation de l'indicateur de risque de dérapage basée sur l'estimation du coefficient

d'adhérence maximal, a été testée en utilisant des données expérimentales.

Les essais sur la route ont été effectués avec la Peugeot 307 de l'INRETS-MA ([24]).

A. Véhicule de l'INRETS MA



Fig. 3. Véhicule d'essai de l'INRETS-MA.

Le véhicule expérimental utilisé dans cette étude est le véhicule d'essai de l'INRETS-MA (Institut de la Recherche sur les Transports et leur Sécurité - Département Mécanismes d'Accidents) présenté à la figure 3 ([24]). C'est une Peugeot 307 équipée de nombreux capteurs parmi lesquels des accéléromètres, des gyromètres, des capteurs de mesure de l'angle de braquage, des capteurs linéaires de suspension, et des moyeux dynamométriques. Ces moyeux mesurent en temps réel les forces et les moments agissant au centre de la roue. La fréquence d'échantillonnage pour ces différents capteurs est de 100 Hz.

Les données acquises par ce véhicule ont été utilisées pour tester la performance de la méthode présentée dans la section III. Les données expérimentales correspondent à une route sèche. Les tests ont été faits sur table en utilisant des données acquises pendant le déplacement de notre véhicule expérimental.

B. Validation de la méthode

La voiture a effectué différentes manoeuvres sollicitant notamment la dynamique transversale. Trois différentes manoeuvres sur chaussée sèche sont effectuées sur trois voies publiques en France : Bourbriac, Callac et Rostronen.

La méthode proposée est testée sur les données acquises expérimentalement, en temps différé sur table, pour chaque manoeuvre avec l'application d'une fenêtre glissante sur les données. Chaque fenêtre correspond à 20 secondes de données avec un pas de 2 secondes au cours de la trajectoire. C'est-à-dire, on considère les 20 premières secondes (≈ 2000 points de mesure à une fréquence de 100 Hz), on applique les méthodes décrites dans les sections 3 et 4 pour l'évaluation de l'IDD dans cette fenêtre. Ce processus continue en glissant la fenêtre en avant d'un pas de 200 points (2 secondes à 100 Hz).

Le premier essai est effectué par le véhicule sur la voie publique de Bourbriac avec une fréquence de 100 Hz. Les résultats sont présentés à la figure 4. La première partie (en

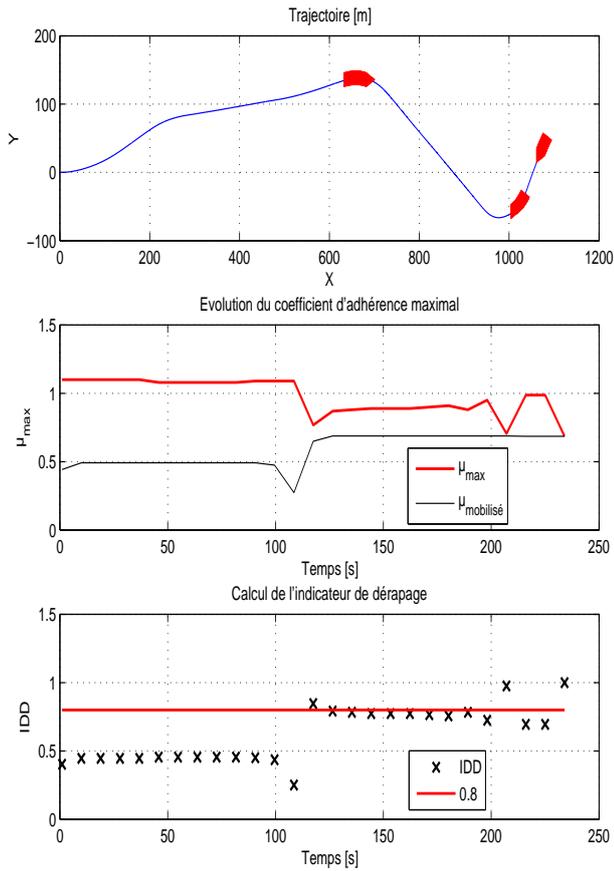


Fig. 4. Essai Bourbriac

haut) de la figure 4 présente la trajectoire effectuée par le véhicule. La seconde partie représente l'évolution du coefficient d'adhérence maximal tout au long de la trajectoire, et la dernière partie représente le calcul de l'indicateur de dérapage (IDD).

La marque en rouge sur la trajectoire représente la partie qui correspond à un indicateur du dérapage supérieur à 0.8 et donc une valeur du coefficient d'adhérence mobilisé (utilisé) supérieure à 80% de la valeur du coefficient d'adhérence maximale. Dans cette partie, il y aura une alerte de danger.

Le coefficient d'adhérence mobilisé (utilisé) est également affiché avec le coefficient d'adhérence latérale maximale pour montrer le dépassement de 80% de μ_{max} et donc justifier de plus l'occurrence d'une situation dangereuse.

On constate pour cet essai que l'adhérence maximale pneumatique chaussée est bonne, sur presque toutes les fenêtres de la trajectoire. Le IDD dépasse la valeur 0.8 à cause d'une chute brutale de la vitesse de conduite juste avant un virage à la fin de la trajectoire.

Le second essai est effectué par le véhicule sur la route publique de Callac avec une fréquence de 100 Hz. Les résultats sont présentés à la figure 5.

La première partie (en haut) de la figure 5 présente la

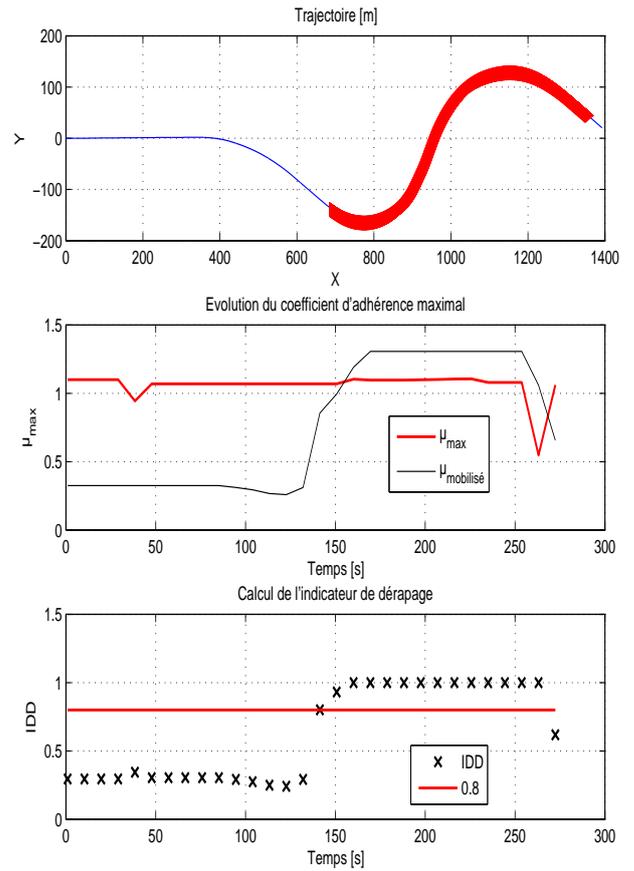


Fig. 5. Essai Callac

trajectoire effectuée par le véhicule. Les autres parties de la figure indiquent que l'adhérence maximale pneumatique chaussée est bonne, sur presque toutes les fenêtres de la trajectoire. Le IDD dépasse la valeur 0.8 à cause d'un passage d'un virage à une grande vitesse et en raison de l'augmentation de la vitesse de conduite ($Vitesse > 100Km/h$).

Le dernier essai est effectué par le véhicule sur la route publique de Rostronen avec une fréquence de 100 Hz. Les résultats sont présentés à la figure 6.

La première partie (en haut) de la figure 6 présente la trajectoire effectuée par le véhicule. Les autres parties de la figure indiquent que l'adhérence maximale pneumatique chaussée est bonne, sur toutes les fenêtres de la trajectoire. Le IDD dépasse la valeur 0.8 en virage et pour une conduite à haute vitesse ($Vitesse > 100Km/h$).

Pour les trois essais, il y avait une grande correspondance entre les estimations et les valeurs réelles de la force latérale, et donc les valeurs estimées et la valeur réelle de μ_{max} . Ces bons résultats confirment la validité de la méthode proposée.

VI. CONCLUSION ET PERSPECTIVES

Dans cet article, nous avons présenté une nouvelle méthode pour estimer un indicateur de dérapage basé sur l'es-

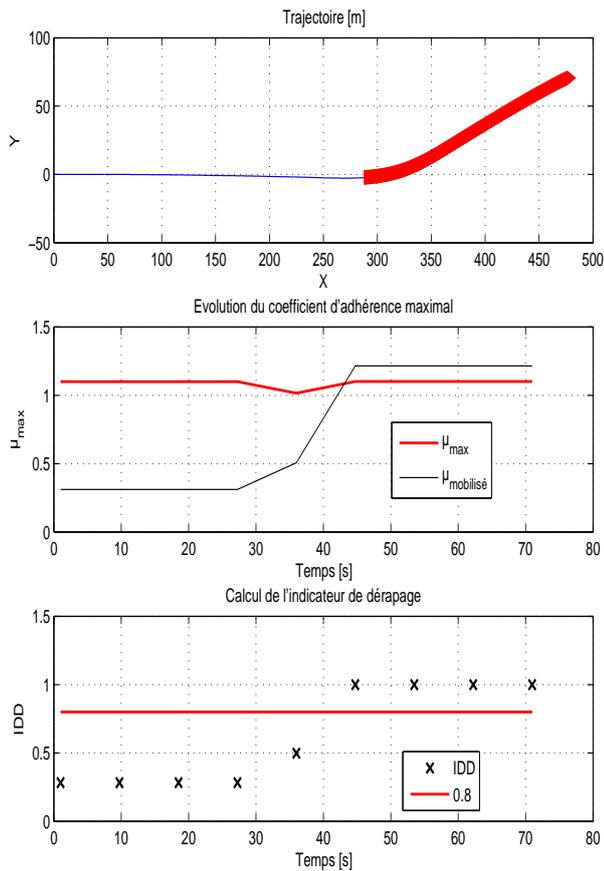


Fig. 6. Essai Rostromen

timisation du coefficient d'adhérence latéral maximal, avec une application d'un système de fenêtre glissante. Cette méthode est basée sur une technique d'optimisation non linéaire (Levenberg Marquardt) appliquée à une fonction d'erreur entre les forces estimées par les observateurs installés dans le véhicule et ceux calculées par un modèle théorique d'interaction pneumatique chaussée (modèle de Dugoff). La méthode a été testée en utilisant des données expérimentales du véhicule du laboratoire INRETS-MA.

Ayant cet indicateur estimé, nous pouvons avertir le conducteur sur une possible perte de contrôle du véhicule (accident).

Suite à ce travail, nous avons l'intention de valider la méthode embarquée sur un véhicule réel, et d'intégrer l'approche multi-modèle.

RÉFÉRENCES

[1] M. Aga et A. Okada, *Analysis of vehicle stability control (VSC)'s effectiveness from accident data*, Proceedings of the 18th International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles, Nagoya, Japan, 2003.

[2] R. Kamnik, F. Boettiger, et K. Hunt, *Roll dynamics and lateral load transfer estimation in articulated heavy freight vehicles*, Journal of automobile engineering, Vol. 217, No. 11, pp. 985-997, 2003.

[3] M. Doumiati, A. Victorino, A. Charara, D. Lechner, *Lateral load transfer and normal forces estimation for vehicle safety : experimental test*, Vehicle System Dynamics, Vol. 47, No. 12, pp. 1511-1533, December 2009.

[4] J. Yoon, D. Kim, et K. Yi, *Design of a rollover index-based*

vehicle stability control scheme, Vehicle System Dynamics, Vol. 45, No. 5, pp. 459-475, Mai 2007.

[5] N. Bouton, R. Lenain, B. Thuilot, et J.-C. Fauroux, *A rollover indicator based on the prediction of the load transfer in presence of sliding : application to an All Terrain Vehicle*, IEEE International Conference on Robotics and Automation, pp. 1158-1163, Avril 2007.

[6] C. Ewards, R.G. Hebden et S.K. Spurgeon, *Sliding mode observers for vehicle mode detection*, Vehicle System Dynamics, Vol. 43, No. 11, pp. 823-843, November 2005.

[7] C. Sentouh, *Analyse du risque et détection de situations Limites - Application au développement des systèmes d'alerte au conducteur*, Thèse de Chouki Sentouh, Université d'Evry Val d'Essonne, Septembre 2007.

[8] L. Haffner, M. Kozek, et J. Shi, *Comparison of two Methods for the Estimation of the Maximum Coefficient of Friction in a Cornering Maneuver of a Passenger Vehicle*, International Symposium on Advanced Vehicle Control (AVEC), Volume 16, pages 92-97, 2008.

[9] G. Erdogan, L. Alexander, et R. Rajamani, *Friction coefficient measurement for autonomous winter road maintenance*, Vehicle System Dynamics, Volume 47, Numéro 4, pages 497-512, Avril 2009.

[10] C. Liu, et H. Peng, *Road Friction Coefficient Estimation For Vehicle Path Prediction*, Vehicle System Dynamics, Volume 25, pages 413-425, 1996.

[11] C. Ahn, et H. Peng, H.E. Tseng, *Robust Nonlinear Observer To Estimate Road Friction Coefficient and Tire Slip Angle*, 10th International Symposium on Advanced Vehicle Control (AVEC), Royaume-Uni, Aout 2010.

[12] S. Muller, M. Uchanski, et K. Hedrick, *Estimation of the Maximum Tire-Road Friction Coefficient*, Journal of Dynamics Systems, Measurement, and Control, Volume 125, pages 607-617, 2003.

[13] D. Lechner, G. Schaeffer, G. Yahiaoui, J.-P. Colinot, et C. Naude, *On-board estimation of friction potential*. FISITA World Automotive Congress, Japon, 2006.

[14] L. Li, F.-Y. Wang, et Q. Zhou, *Integrated longitudinal and lateral tire/road friction modeling and monitoring for vehicle motion control*, IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems, Vol. 7, No. 1, pp. 1-19, Mars 2006.

[15] A. Rabhi, N.K. M'Sirdi, et A. Elhajjaji, *Estimation of contact forces and tire road friction*, 15th Mediterranean conference on control and automation, Athènes, Grèce, Juillet 2007.

[16] M. Bouteldja, M. Djemai, V. Cereso, et M. Liegeois. *Estimation des efforts latéraux à l'aide d'un observateur pour la détection du risque de mise en portefeuille des véhicules articulés*. Sixième Conférence Internationale Francophone d'Automatique (CIFA), Nancy, France, 2-4 juin 2010.

[17] J. Villagra, B. d'Andréa Novel, M. Fliess, et H. Mounier. *An algebraic approach for maximum friction estimation*. 8th IFAC Symposium on Nonlinear Control Systems (NOLCOS), Bologne, Italie, Septembre 2010.

[18] R. Ghandour, A. Victorino, M. Doumiati, et A. Charara, *Tire/road friction coefficient estimation applied to road safety*, 18th Mediterranean conference on control and automation, Marrakesh, Maroc, Juin 2010.

[19] M. Doumiati, D. Lechner, A. Victorino, G. Baffet, and A. Charara, *Estimation embarquée des efforts latéraux et de la dérive d'un véhicule : validation expérimentale*, JDJNMACS'09, Angers, France, Mars 2009.

[20] J. Dugoff, P. Fanches et L. Segel, *An analysis of tire properties and their influence on vehicle dynamic performance*, SAE paper (700377), 1970.

[21] W.Press, S. Teukolsky, W. Vetterling, et B. Flannery, *Numerical Recipes in C (3rd Edition)*, Cambridge University Press, 2007.

[22] M. Lourakis, *A brief description of the Levenberg-Marquardt Algorithm Implemented by levmar*, Foundation for Research and Technology - Hellas (FORTH), Institute of Computer Science, Crète, Grèce, 2005.

[23] R. Hartley, A. Zisserman, *Multiple View Geometry in computer vision (second edition)*, Cambridge University Press, 2003.

[24] D. Lechner, *Embedded laboratory for vehicle dynamic*, International Symposium on Advanced Vehicle Control (AVEC), Kobe, Japon, 5-9 Octobre 2008.