

Estimation des forces d'impact des véhicules poids lourds par différentiateurs exacts et modèle inverse

Omar KHEMOUDJ¹, Hocine IMINE¹, Mohamed DJEMAI²

¹Université Paris-Est, LEPSIS, UMR INRETS-LCPC,
58, boulevard Lefèbvre, 75732 Paris cedex 15, France.
omar.khemoudj@lcpc.fr, hocine.imine@lcpc.fr

²Univ Lille Nord de France, F-59000 Lille, France, UVHC, LAMIH, F-59313 Valenciennes, France,
CNRS, FRE 3304, F-59313 Valenciennes, France.
mohamed.djemaï@univ-valenciennes.fr

Résumé— Dans cet article, une méthode d'estimation des forces d'impact dynamiques de poids lourds est présentée. Un modèle couplé est développé : d'une part un modèle de dynamique du châssis dans le plan de lacet et un modèle de dynamique de l'essieu dans le plan de roulis. Dans la méthode proposée, les capteurs déjà présents dans le véhicule (capteurs de l'ABS et de l'ESP) auxquels seront ajoutés des capteurs à moindre coût. En vue d'optimiser la configuration des capteurs, on introduit un différentiateur robuste exact afin d'estimer les accélérations à partir des vitesses mesurées. Le modèle est ensuite inversé pour reconstituer les forces inconnues. L'approche est validée à l'aide du simulateur de dynamique véhicule PROSPER.

Mots-clés— poids lourd, forces d'impact, estimation, entrées inconnues, inversion de modèle, différentiateur exact, mode glissant.

I. INTRODUCTION

La problématique de l'estimation des forces d'impact est primordiale pour disposer de l'information nécessaire sur l'interaction entre le poids lourd et la chaussée. Cette information est particulièrement utile pour éviter l'endommagement de la chaussée et du véhicule et pour améliorer la sécurité routière.

L'estimation des forces de contact est traitée dans beaucoup de travaux. Dans [9] un filtre de Kalman étendu est utilisé pour estimer les forces longitudinales et latérales sur un modèle de véhicule bicyclette. Les forces sont considérées comme des états supplémentaires. Les auteurs en [11] ont appliqué un algorithme d'estimation similaire sur des véhicules poids lourds. L'inconvénient principal de cette approche est qu'un certain nombre d'hypothèses ont été faites sur le comportement des forces lors l'augmentation de l'état.

On peut également citer [12], [8] qui ont utilisé des observateurs à modes glissants pour estimer les forces de contact dans les véhicules poids lourds. Le profil de chaussée étant mesuré, la distance de la roue par rapport à la chaussée est mesurée. La force verticale est obtenue en multipliant la déformation du pneumatique par sa constante de raideur. Les forces longitudinales et latérales sont obtenues en utilisant le modèle de pneumatique de type Pacejka. Cette méthode nécessite la connaissance exacte des paramètres du véhicule et du pneumatique. Des travaux similaires à base de modes glissants sont également proposés dans [4] et [13]. Ces

méthodes donnent de bons résultats sous condition d'une bonne connaissance l'ensemble des paramètres du véhicule.

Une autre manière de déterminer les forces d'impact est d'utiliser les jauges de déformation au niveau du moyeu de la roue. Cette solution donne une mesure précise mais reste coûteuse. La barre d'essieu peut également être instrumentée par des jauges pour la mesure des déformations de cisaillements. Cette méthode est néanmoins limitée à des scénarii de conduite en ligne droite et ne convient pas pour des manœuvres en virage avec de larges forces latérales. De plus, l'utilisation des jauges dans le véhicule présente une complexité d'installation et d'étalonnage nécessitant un banc d'essai.

La méthode proposée consiste à un observateur à mode glissant [1][2] pour évaluer les forces qui sont considérées comme des entrées inconnues du système. L'avantage de cette approche est d'éviter l'utilisation de beaucoup de paramètre en adoptant une meilleure méthode de modélisation, d'optimiser le nombre de capteurs et de présenter une bonne alternative à l'utilisation des jauges de déformation. Cet article est divisé en trois parties. Dans la première partie, le modèle est décrit ainsi que sa validation. Dans la seconde partie, la méthode d'estimation est présentée. La troisième partie est consacrée à la présentation des résultats de simulation. Une conclusion et des perspectives sont données dans la dernière partie.

II. DESCRIPTION DU MODELE

Pour développer les observateurs et valider l'approche, un modèle de lacet du véhicule tracteur-semi remorque est utilisé. Il est décrit dans la Figure 1.

Le comportement du véhicule est lié aux forces appliquées par la chaussée sur les pneumatiques. Le modèle de lacet est composé de deux essieux du tracteur et d'un essieu équivalent pour la remorque. En vue de décrire le mouvement du véhicule articulé. Le tracteur et la remorque sont représentés séparément. La force au niveau de la sellette qui est une force interne au véhicule articulé apparaît comme une force externe pour le tracteur et la remorque [6]. De plus, la force de sellette est représentée par deux composantes : une composante longitudinale notée X_h et une composante latérale notée Y_h .

On note F_{fx} et F_{fy} respectivement les forces longitudinales et latérales à l'avant du tracteur, F_{rx} et F_{ry} respectivement les forces longitudinales et latérales à l'arrière du tracteur, \ddot{x} et \ddot{y} sont respectivement les accélérations longitudinales et latérales du tracteur, l_f et l_r respectivement les distances entre le centre de gravité et l'essieu avant et arrière du tracteur, l_{ft} et l_{rt} correspondent respectivement aux distances entre le centre de gravité de la remorque et le point de sellette et l'essieu équivalent de la remorque. δ est l'angle de braquage à la roue et θ est l'angle de lacet relatif entre le tracteur et la remorque.

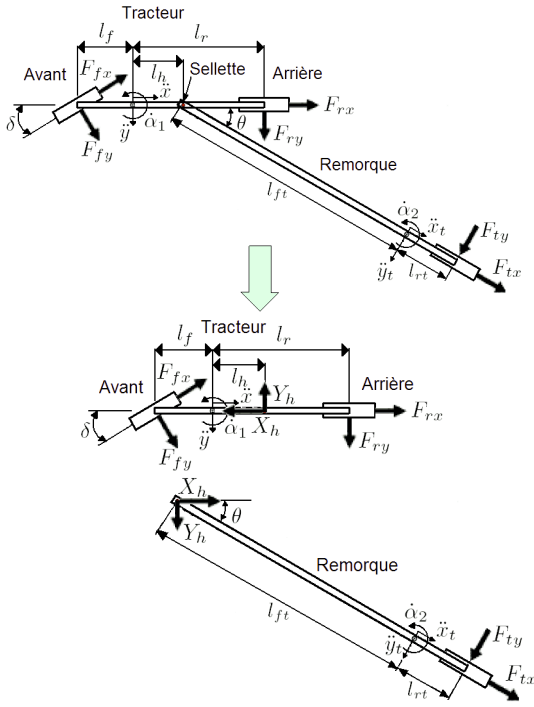


Fig. 1. Modèle étendu à un véhicule tracteur-semi remorque

Les équations de mouvement du tracteur dans le plan de lacet sont données dans l'axe longitudinal :

$$F_{fy} \sin(\delta) + F_{fx} \cos(\delta) + F_{rx} - X_h = M_1 \ddot{x} \quad (1)$$

dans la direction latérale

$$F_{fy} \cos(\delta) - F_{fx} \sin(\delta) + F_{ry} - Y_h = M_1 \ddot{y} \quad (2)$$

Le moment de lacet du tracteur autour du point de sellette est donné par :

$$(l_f + l_h)(F_{fy} \cos(\delta) - F_{fx} \sin(\delta)) - (l_r - l_h)F_{ry} = I_{z1} \ddot{\alpha}_1 \quad (3)$$

Remarque 1 : le paramètre I_{z1} est le moment d'inertie du tracteur autour de l'axe vertical passant par la sellette. Il est obtenu en utilisant le théorème de Huyghens

$$I_{z1} = I_{z1cog} + M_1 l_h^2 \quad (4)$$

où I_{z1cog} est le moment d'inertie autour de l'axe vertical passant par le centre de gravité du tracteur [7], M_1 est la masse totale du tracteur, l_h est la distance entre le centre de gravité du tracteur et le point de sellette. La dynamique de la remorque est donnée par un ensemble d'équations. Dans le sens longitudinal :

$$X_h + F_{tx} \cos(\theta) - F_{ty} \sin(\theta) = M_2 (\ddot{x}_t \cos(\theta) - \ddot{y}_t \sin(\theta)) \quad (5)$$

dans le sens latéral :

$$Y_h + F_{tx} \sin(\theta) + F_{ty} \cos(\theta) = M_2 (\ddot{x}_t \sin(\theta) + \ddot{y}_t \cos(\theta)) \quad (6)$$

et la dynamique de lacet :

$$(Y_h \cos(\theta) - X_h \sin(\theta)) l_{ft} - F_{ty} l_{rt} = I_{z2} \ddot{\alpha}_2 \quad (7)$$

où M_2 et I_{z2} sont les masse et moment d'inertie de la remorque autour de l'axe vertical passant par le centre de gravité de la remorque, \ddot{x}_t et \ddot{y}_t sont les accélérations longitudinales et latérales de la remorque.

Le vecteur d'état X_v est composé des vitesses mesurées. Il est composé de la vitesse de lacet du tracteur $\dot{\alpha}_1$, des vitesses des roues avant et arrière du tracteur notées ω_{fw} et ω_{rw} , de la vitesse de lacet de la remorque notée $\dot{\alpha}_2$ et la vitesse de la roue de la remorque ω_{tw} .

$$X_v = [\dot{\alpha}_1 \quad \omega_{fw} \quad \omega_{rw} \quad \dot{\alpha}_2 \quad \omega_{tw}]^T \quad (8)$$

Le vecteur de sortie Y est composé des accélérations longitudinales et latérales du tracteur et les accélérations longitudinales et latérales de la remorque ramenées au repère du tracteur et notées respectivement \ddot{x}_t^* et \ddot{y}_t^* .

$$Y = \begin{bmatrix} \ddot{x} = \frac{1}{M_1} (F_{rx} + F_{fx} \cos(\delta) + F_{fy} \sin(\delta) - X_h) \\ \ddot{y} = \frac{1}{M_1} (F_{ry} - F_{fx} \sin(\delta) + F_{fy} \cos(\delta) - Y_h) \\ \ddot{x}_t^* = \frac{1}{M_2} (F_{tx} \cos(\theta) - F_{ty} \sin(\theta) + X_h) \\ \ddot{y}_t^* = \frac{1}{M_2} (F_{tx} \sin(\theta) - F_{ty} \cos(\theta) + Y_h) \end{bmatrix} \quad (9)$$

avec

$$\ddot{x}_t^* = \ddot{x}_t \cos(\theta) - \ddot{y}_t \sin(\theta) \quad (10)$$

et

$$\ddot{y}_t^* = \ddot{x}_t \sin(\theta) - \ddot{y}_t \cos(\theta) \quad (11)$$

Les équations de mouvement des roues sont également introduites. Elles sont données pour l'essieu avant du tracteur :

$$I_{fw} \dot{\omega}_{fw} = T_{fw} + r_w F_{fx} \quad (12)$$

pour l'essieu arrière du tracteur :

$$I_{rw} \dot{\omega}_{rw} = T_{rw} + r_w F_{rx} \quad (13)$$

et pour l'essieu de la remorque :

$$I_{tw} \dot{\omega}_{tw} = T_{tw} + r_w F_{tx} \quad (14)$$

avec I_{fw} , I_{rw} et I_{tw} sont respectivement les inerties en rotation des roues avant, arrière et de la remorque. r_w est supposé constant pour toutes les roues. T_{fw} , T_{rw} et T_{tw} sont respectivement les couples avant et arrière du tracteur et le couple arrière de la remorque.

Le modèle d'état peut être écrit sous la forme :

$$\begin{cases} \dot{X}_v = Bu + W_1(u)u_F \\ Y = W_2(u)u_F \end{cases} \quad (15)$$

avec u est le vecteur d'entrée connu composé des couples aux roues, de l'angle de braquage à la roue δ et l'angle de lacet relatif θ .

$$u = [T_{fw} \quad T_{rw} \quad T_{tw} \quad \delta \quad \theta]^T \quad (16)$$

Remarque 2 : En pratique, l'angle de braquage, la vitesse de lacet, les vitesses de rotation des roues et les couples moteurs sont des signaux disponibles dans le bus CAN du véhicule. L'angle de lacet relatif entre le tracteur et la remorque peut être obtenu en intégrant la différence entre la vitesse de lacet du tracteur et celle de la remorque.

Les forces inconnues u_F en entrée du modèle sont données par :

$$u_F = [F_{fx} \quad F_{rx} \quad F_{tx} \quad F_{fy} \quad F_{ry} \quad F_{ty} \quad X_h \quad Y_h]^T \quad (17)$$

La matrice $B \in R^{5 \times 5}$ est donnée par :

$$B = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{1}{I_{fw}} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{1}{I_{rw}} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1}{I_{tw}} & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (18)$$

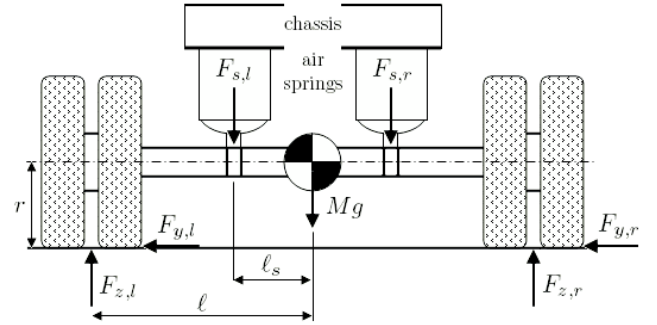
avec $l_{fh} = l_f + l_h$ et $l_{rh} = l_r - l_h$. La matrice $W_1(u) \in R^{5 \times 8}$ est donnée par

$$W_1(u) = \begin{bmatrix} \frac{l_{fh} \sin(\delta)}{I_{z1}} & 0 & 0 & \frac{l_{fh} \cos(\delta)}{I_{z1}} & -\frac{l_{rh}}{I_{z1}} & 0 & 0 & 0 \\ \frac{r_w}{I_{fw}} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{r_w}{I_{rw}} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -\frac{l_{rt}}{I_{z2}} & -\frac{l_{rt}}{I_{z2}} \sin(\theta) & \frac{l_{rt}}{I_{z2}} \cos(\theta) \\ 0 & 0 & \frac{r_w}{I_{rw}} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (19)$$

et la matrice $W_2(u) \in R^{4 \times 8}$ est donnée par

$$W_2(u) = \begin{bmatrix} \frac{1}{M_1} \cos(\theta) & \frac{1}{M_1} & 0 & \frac{1}{M_1} \sin(\theta) & 0 & 0 & -\frac{1}{M_1} & 0 \\ -\frac{1}{M_1} \sin(\theta) & 0 & 0 & \frac{1}{M_1} \cos(\theta) & \frac{1}{M_1} & 0 & 0 & -\frac{1}{M_1} \\ 0 & 0 & \frac{1}{M_2} \cos(\theta) & 0 & 0 & -\frac{1}{M_2} \sin(\theta) & \frac{1}{M_2} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1}{M_2} \sin(\theta) & 0 & 0 & \frac{1}{M_2} \cos(\theta) & 0 & \frac{1}{M_2} \end{bmatrix} \quad (20)$$

Pour pouvoir également évaluer les forces verticales, nous avons introduit un modèle de l'essieu comme le montre la Figure 2.



Les équations de mouvement de l'essieu dans le plan vertical sont données pour le mouvement de pompage :

$$F_{z,l} + F_{z,r} = F_{s,l} + F_{s,r} + M_{ax}g + M_{ax}a_{ax} \quad (21)$$

et pour les moments de roulis

$$(F_{z,l} - F_{z,r})\ell = (F_{s,l} - F_{s,r})\ell_s + F_y r_w + I_{ax} a_{\Phi} \quad (22)$$

avec $g = 9.81 m/s^2$ l'accélération gravitationnelle, $F_{z,l}$ et $F_{z,r}$ la force verticale à gauche et à droite de l'essieu, $F_{s,l}$ et $F_{s,r}$ les forces de suspension à droite et à gauche de l'essieu, F_y la force latérale totale appliquée à l'essieu qui est la somme des forces latérales appliquées à gauche $F_{y,l}$ et à droite $F_{y,r}$ de l'essieu, M_{ax} est la masse de l'essieu, I_{ax} est le moment d'inertie de l'essieu autour de l'axe de roulis, a_{ax} est l'accélération de pompage, a_{Φ} est l'accélération de roulis, ℓ est la distance entre le point d'application de la force de suspension et le centre de gravité de l'essieu, ℓ_s est la distance entre point d'application de la force verticale et le centre de l'essieu, et enfin r est la distance entre le sol et le centre de gravité de l'essieu. En vue

de simplifier le problème, nous avons considéré un certain nombre d'hypothèses.

Hypothèse 1 : le centre de roulis et le centre de gravité de l'essieu sont confondus.

Hypothèse 2 : l'essieu est rigide et parfaitement symétrique.

Hypothèse 3 : la distance r_w est constante et elle est égale au rayon de la roue.

Remarque 3 : Les forces agissant entre le châssis et l'essieu peuvent être mesurées à l'aide de capteurs de pression au niveau des coussins d'air des suspensions pneumatique du poids lourd étant donnée la force est quasi proportionnelle à la pression dans le coussin.

B. Validation du modèle

La validation du modèle de lacet et du modèle vertical d'essieu est établie à l'aide du simulateur *PROSPER* développé par oktal corp. [5]. Il s'agit d'un outil de validation mettant à disposition un modèle complet et donc très proche de la réalité. Nous avons utilisé deux scénarii de simulation: une ligne droite et une chicane afin d'exciter au mieux les transferts de charges dans le véhicule. Nous avons également introduit un profil de chaussées réel (acquisition faite sur une portion de route de la RN4). Nous présentons les résultats de validation du modèle de lacet dans la Figure 3 et les résultats de validations du modèle d'essieu dans la Figure 4.

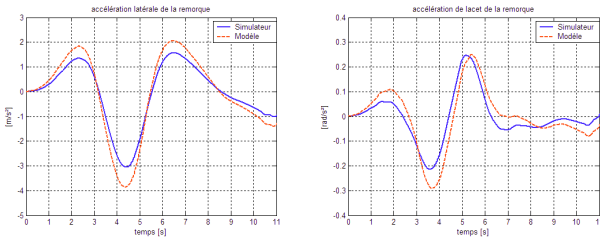


Fig. 3. Validation du modèle de lacet

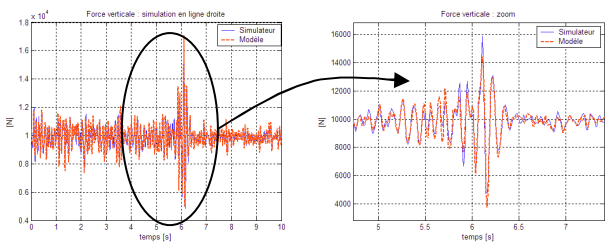


Fig. 4. Validation du modèle d'essieu

On remarque à partir des figures de validation que le modèle suit correctement les dynamiques de référence fournies par le simulateur. Pour le modèle de lacet, les accélérations de lacet du tracteur sont correctement reconstituées. Concernant la remorque, les accélérations sont reconstituées avec la présence d'une faible erreur de modélisation. Celle-ci est probablement due à la simplification consistant à considérer l'ensemble des essieux

de la remorque comme un essieu équivalent. Concernant le modèle d'essieu, il suit correctement le simulateur avec un erreur maximale de 1000 N (à 4 secondes) ce qui représente une erreur inférieure à 5% sur une force totale de 25000 N. On conclut que le modèle du véhicule est adéquat pour le développement de méthode d'estimation des entrées inconnues qui sont les forces d'impact.

III. ESTIMATION DES ACCELERATIONS ET DES FORCES D'IMPACT

Dans cette partie, nous présentons la méthode utilisée pour estimer les forces d'impact du poids lourd. L'estimation se fera en deux étapes principales, en premier lieu nous estimons les forces latérales appliquées sur les essieux, puis on détermine les forces verticales.

A partir du modèle d'état de l'équation (15), deux conditions doivent être satisfaites pour déterminer les forces d'impact. La matrice $W = \begin{bmatrix} W_1(u) \\ W_2(u) \end{bmatrix}$ doit être de rang plein et \dot{X}_v doit être connu sachant que X_v est mesuré.

$$\begin{bmatrix} \dot{X}_v - Bu \\ Y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} W_1(u) \\ W_2(u) \end{bmatrix} u_F \quad (23)$$

En utilisant un logiciel de calcul symbolique, on vérifie que W est d'ordre plein, nous pouvons donc calculer à chaque itération sa pseudo-inverse. De plus pour dériver les accélérations à partir des vitesses mesurées, un différentiateur exact est introduit. Le différentiateur exact est basé sur la théorie des modes glissants [3], il est donné par les équations :

$$\begin{cases} \hat{X}_v = Z + \lambda |\tilde{X}_v|^{\frac{1}{2}} \text{sign}(\tilde{X}_v) \\ \dot{Z} = \alpha \text{sign}(\tilde{X}_v) \end{cases} \quad (24)$$

avec $\tilde{X}_v = X_v - \hat{X}_v$, où \hat{X}_v est l'estimée de X_v et :

$$\begin{cases} \lambda = \text{diag}\{\lambda_1, \lambda_2, \dots, \lambda_5\} \\ \alpha = \text{diag}\{\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_5\} \\ |\tilde{X}_v|^{\frac{1}{2}} = \text{diag}\left\{|\tilde{X}_{v_1}|^{\frac{1}{2}}, |\tilde{X}_{v_2}|^{\frac{1}{2}}, \dots, |\tilde{X}_{v_5}|^{\frac{1}{2}}\right\} \\ \text{sign}(\tilde{X}_v) = [\text{sign}(\tilde{X}_{v_1}), \text{sign}(\tilde{X}_{v_2}), \dots, \text{sign}(\tilde{X}_{v_5})]^T \end{cases} \quad (25)$$

Remarque 4 : la pseudo-inverse peut être calculée off-line à l'aide d'un logiciel de calcul symbolique et être implémentée ensuite sur le calculateur embarqué.

En considérant que les vitesses sont localement bornées, pour tout choix des conditions initiales $Z(0)$ et $\hat{X}_v(0)$ il existe un choix de α et λ tel que l'erreur \tilde{X}_v tend vers zéro en temps fini pour $i = 1, \dots, 5$. La démonstration complète est présentée dans [10]. Par ailleurs, pour assurer la convergence du

différentiateur, il suffit de vérifier les conditions suffisantes suivantes :

$$\alpha_i > \sigma_i \quad (26)$$

et

$$\lambda_i > (\sigma_i + \alpha_i) \sqrt{\frac{2}{\alpha_i - \sigma_i}} \quad (27)$$

le paramètre σ est une borne supérieure de la dérivée de l'accélération à savoir le jerk. Nous avons pris comme valeur 10. Le différentiateur converge en temps fini, de plus l'avantage du différentiateur exact par rapport aux autres différentiateurs (par exemple l'approximation d'Euler) est que le différentiateur exact est robuste au bruit et ne génère pas de déphasage.

IV. RESULTATS DE SIMULATION

Dans cette section, nous présentons les résultats de l'estimation des accélérations ainsi que des forces latérales et verticales. On réalise un scénario de conduite en chicane. Les forces estimées sont comparées à celles données par *prosper*.

Le véhicule de simulation est un tracteur semi remorque tridem. Dans la figure 5, nous montrons respectivement l'estimation des accélérations de lacet pour le tracteur et la semi-remorque. Dans la figure 6, nous montrons l'estimation des forces latérales de la remorque (essieu équivalent).

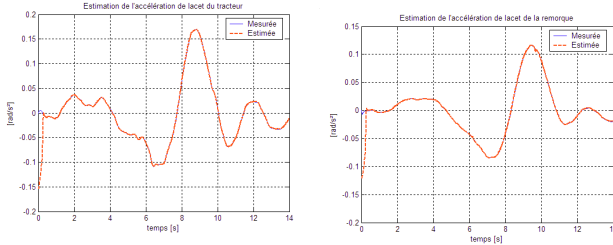


Fig. 5. Estimation des accélérations de lacet

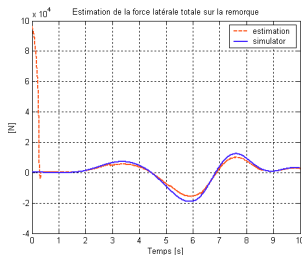


Fig. 6. Estimation de la force totale latérale de remorque

En premier lieu, on remarque que les accélérations de lacet sont bien estimées à partir des vitesses de lacet mesurées issues des gyromètres. La convergence est atteinte en temps fini. On note un temps de convergence de 0.3 secondes ce qui est correct pour une application d'estimation en temps réel. Le phénomène de broutement dû au mode glissant a pu être réduit à l'aide d'un choix judicieux des gains du différentiateur, celui-ci a été fait à partir de la simulation. La faible erreur d'estimation et l'absence de déphasage entre les accélérations mesurées et estimées permettent de conclure sur l'efficacité du différentiateur exact.

A partir des valeurs estimées des accélérations, on détermine la force latérale totale comme le montre la Figure 6. Elle est obtenue en faisant une inversion du modèle. On remarque que la force latérale est correctement estimée après un petit temps de convergence, ceci correspond au temps de convergence des estimations des accélérations.

Dans la figure 7, nous montrons l'estimation des forces verticales au niveau des essieux de la remorque. Les forces verticales ont pu être reconstituées après le même temps de convergence des différentiateurs. Il existe néanmoins des écarts au niveau des maximums, ces écarts sont dus aux hypothèses de modélisation notamment de la distribution uniforme de la force totale latérale sur les trois essieux du tridem de remorque, les forces latérales étant plus importantes sur l'essieu arrière du tridem par rapport aux essieux avant et milieu.

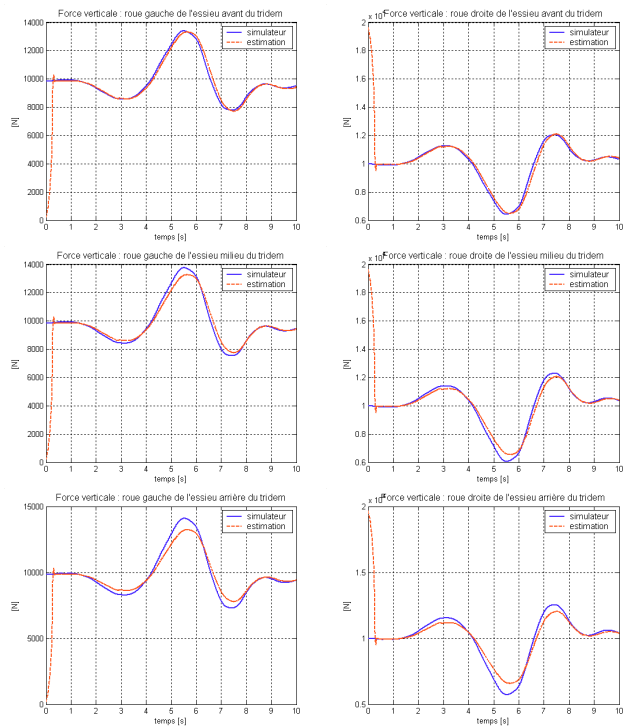


Fig. 7. Estimation des forces verticales sur l'essieu arrière de la remorque

Pour tester la robustesse de la méthode, nous introduisons un profil de chaussée issue d'une acquisition sur la route nationale RN 10 sur une distance de 700m. Le profil est représenté dans la Figure 8.

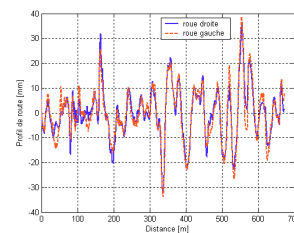


Fig. 8. Profil de chaussée de RN10 en entrée du modèle

Sur la Figure 9, l'estimation des forces verticales avec remorque à vide est montrée. On remarque que la méthode répond correctement aux perturbations issues de l'irrégularité de la chaussée.

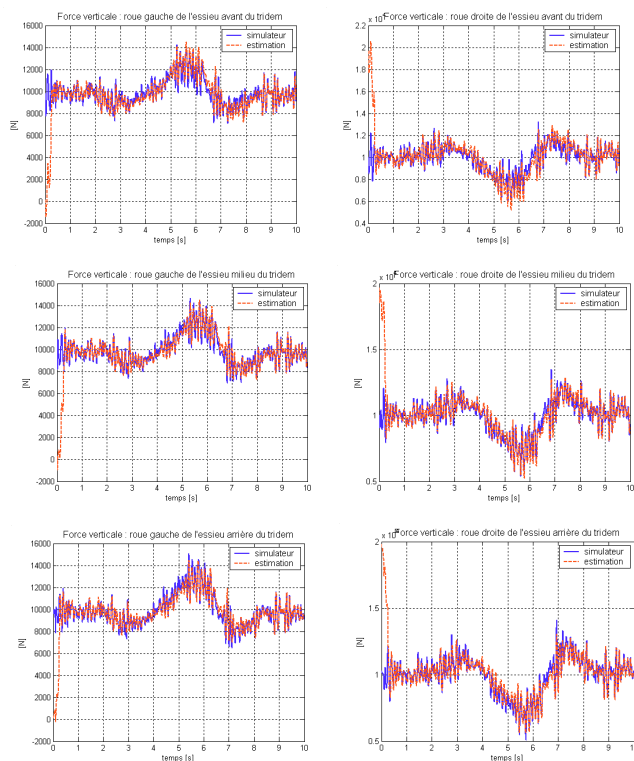


Fig. 9. Estimation des forces verticales pour un véhicule à vide

Dans la Figure 10, on montre l'estimation des forces d'impact verticales avec profil de route irrégulier et véhicule à pleine charge (40 tonnes : PTR A légal en France). On remarque qu'il existe des écarts notamment aux virages de la chicane. Ceci est probablement dû aux erreurs de modélisation notamment de phénomènes de dérive qui peuvent apparaître au niveau des pneumatiques provoquant des saturations des forces.

V. CONCLUSION

Dans cet article, nous présentons une méthode pour estimer les forces verticales appliquées au niveau des essieux d'un tracteur semi-remorque. A travers cette méthode, nous avons proposé une solution pour évaluer les charges verticales dynamiques dans les poids lourds. La méthode est basée sur une modélisation ciblée du véhicule avec un des paramètres accessibles et une configuration optimale de capteur exploitant notamment les capteurs installés en série dans le véhicule.

Comme perspective à ce travail, les forces verticales peuvent être utilisés comme des données indicatives de la dynamique du véhicule en vue du développement de systèmes embarqués de contrôle actif visant à réduire l'endommagement de la chaussée et à l'amélioration de la sécurité sur ce type de véhicule. L'objectif sera de stabiliser les variations des forces d'impact ainsi estimées à l'aide d'un système de commande.

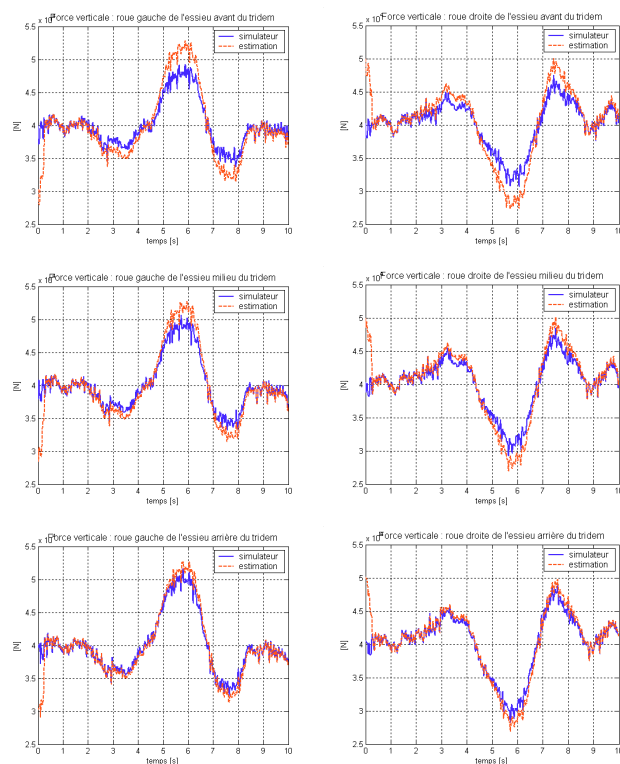


Fig. 10. Estimation des forces verticales pour un véhicule à pleine charge

REFERENCES

- [1] Khemoudj O., Imine H., et Djemaï M. Unknown input observation via sliding modes: application to vehicle contact forces, IEEE Multi-conference on Systems and Control 2009, Saint Petersburg, Russie, juillet 2009.
- [2] Khemoudj O., Imine H., et Djemaï M. Robust observation of tractor-trailer vertical forces using inverse model and robust differentiator. SAE world congress, Detroit, Etats-Unis, avril 2010.
- [3] Davila J., Fridman L., et Poznyak A., Observation and identification of mechanical systems via second order sliding modes. *International Journal of Control*, 79(10):1251–1262, 2006.
- [4] A. Rabhi, N. M'sirdi and A. El Hajjaji, Estimation of contact forces and tire road friction, 15th Mediterranean Conf. on Control and Automation, IEEE-Med'07, Athènes, Grèce, juin 2007.
- [5] Delanne Y., Schmitt V. et Dolcemascolo V. Heavy truck rollover simulation. 18th International Conference on the Enhanced Safety of Vehicles, Nagoya, Japon, mai 2003.
- [6] Ellis. J. R. Vehicle handling dynamics. Mechanical Engineering Publications Limited, 1994.
- [7] Gäfvert M., Sanfridson M. et Claesson V., Truck model for yaw dynamics control. Rapport technique, Lund institute of technology, 2000.
- [8] Imine H. and Dolcemascolo V. Sliding mode observers to heavy vehicle vertical forces estimation. *International Journal of Heavy Vehicle Systems*, 15(1):53–64, 2008.
- [9] Ray L. R. Non linear state and tire force estimation for advanced vehicle control. IEEE Transaction on control systems technology, 3(1), 1995.
- [10] Saadaoui H., Manamanni N., Djemaï M., Barbot J.P. et T. Floquet. Exact differentiation and sliding mode observers for switched lagrangian systems. *Nonlinear analysis*, (65) 2006.
- [11] Siegrist P. M. A methodology for monitoring tyre-forces on off-highway mining trucks, Thèse de doctorat de l'Université du Queensland, Australie, 2003.
- [12] Bouteldja. M. Modélisation des interactions dynamiques poids lourd/infrastructures pour la sécurité et les alertes. Thèse de doctorat de l'Université de Versailles Saint-Quentin, novembre 2005.
- [13] Cadiou J. C., El Hadri A., Chikhi F., Non-linear tyre forces estimation based on vehicle dynamics observation in a finite time, *Journal of Automotive Engineering*, Volume 218, Number 12 / 2004 Pages 1379-1392.