

La conduite en conditions limite : contrôle d'un modèle non linéaire du véhicule par une approche affine par morceaux via le suivi d'une référence en vitesse de lacet

André BENINE-NETO¹, Stefano SCALZI², Mariana NETTO¹, William PASILLAS-LÉPINE³, Saïd MAMMAR⁴

¹LCPC/INRETS - LIVIC
14 route de la Minière, 78000 Versailles, France
andre.benine-neto@lcpc.fr, mariana.netto@lcpc.fr

²Univ. of Rome Tor Vergata, Electronic Eng. Department
1 via del Politecnico, 00133, Rome, Italy
scalzi@ing.uniroma2.it

³LSS - Supélec
Plateau du Moulon, 3, rue Joliot Curie, 91192, Gif-sur-Yvette, cedex, France
pasillas@lss.supelec.fr

⁴IBISC - CNRS FRE 3190 UEVE
40 rue du Pelvoux 91020 Evry cedex, France
said.mammar@inrets.fr

Résumé— Cet article traite du contrôle de la dynamique du véhicule pour des situations dans les limites de stabilité de la conduite. Un modèle non linéaire des forces de contact pneumatique-chaussée est considéré et une approche affine par morceaux permet de faire face à la non-linéarité. L'action est sur l'angle de braquage. A partir de l'approche affine par morceaux, le système de contrôle proposé est capable de commuter uniquement en fonction de la vitesse de lacet qui est la mesure qui peut être obtenue à un coût accessible. La stabilité est prouvée par une fonction de Lyapunov quadratique par morceaux. Un ensemble de simulations est réalisé en utilisant le simulateur CarSim pour analyser la robustesse du système développé vis-à-vis des effets non-modélisés tels que les forces latérale et longitudinales combinées. Les simulations confirment que le système de contrôle proposé est plus performant vis-à-vis d'un contrôle sur modèle linéaire.

Mots-clés— contrôle en situations limites de conduite, système affine par morceaux, modélisation non linéaire des forces de contact, Fonction de Lyapunov Quadratique par Morceaux.

I. INTRODUCTION

Plusieurs systèmes automatisés ont été introduits dans le marché automobile pendant ces dernières années avec pour objectif l'amélioration de la sécurité. La technologie de contrôle par braquage actif est présente sur certaines voitures de série, et le "steer by wire" pourra s'intégrer dans les véhicules de série, par l'évolution et l'introduction des véhicules électriques dans le marché. Dans ce dernier cas, les éléments conventionnels de la colonne de direction sont remplacés par deux moteurs électriques pouvant être positionnés sur la crémaillère ou directement au niveau des roues avant. Plusieurs brevets existent [4], [13] et la recherche sur le sujet est abondante [1] - [10]. Dans [3], [9] et [6], le comportement non linéaire des forces entre les pneu-

matiques et la chaussée est pris en compte pour la synthèse de la loi de commande. Dans [3], un simple modèle rationnel du pneumatique est utilisé pour préserver la stabilité du véhicule dans des situations de manœuvrabilité extrême en développant un contrôleur par séquençement de gain pour la direction active et en résolvant des inégalités linéaires matricielles (LMI). Dans [9], une approche par modèle interne et commande prédictive est utilisée pour définir la commande en braquage.

Dans [6], une méthode de contrôle prédictif non linéaire est développée pour améliorer les réponses à proximité des limites de manœuvrabilité du véhicule : les entrées du correcteur sont l'écart latéral, la vitesse de lacet et l'angle de lacet. Le contrôleur est synthétisé sur la base de modèles linéaires et non linéaires du véhicule, en utilisant des mesures de vitesse latérale et longitudinale, d'angle de lacet et de vitesse de lacet.

Dans cet article, le comportement non linéaire des efforts des pneumatiques est pris en compte dans l'étape de synthèse de la commande en braquage. La stratégie de contrôle fait usage d'un contrôleur PI, dans lequel les gains dépendent de la paramétrisation de la dynamique du véhicule préalablement définie. Le contrôleur utilise l'information de vitesse de lacet pour assurer le suivi d'une vitesse de lacet de référence, en étant robuste par rapport à des perturbations constantes (grâce au gain intégral du contrôleur). La paramétrisation de la dynamique du véhicule est réalisée par rapport à la vitesse de lacet, qui constitue la seule variable mesurable à faible coût. Une fois le contrôleur synthétisé, le système contrôlé est décrit en utilisant le formalisme des systèmes affines par morceaux (PWA), dont l'ensemble de partitions recouvrent

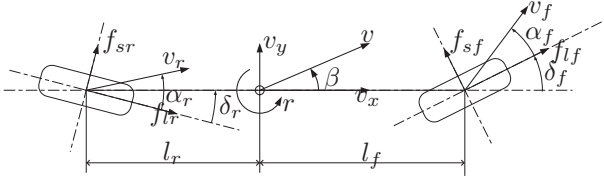


Fig. 1. Modèle simplifié du véhicule.

l'espace d'état. La stabilité du système est prouvée en utilisant des fonctions de Lyapunov quadratiques par parties. Finalement, plusieurs simulations sont réalisées sur un modèle de véhicule (simulateur Carsim, D-class), afin d'explorer la robustesse par rapport aux effets non-modélisés tels que le couplage des forces de contact pneumatique-chaussée latérales et longitudinales, le roulis, le tangage et la dynamique du conducteur. Ces simulations tiennent compte de perturbations dans la dynamique latérale et de lacet ainsi que d'un changement brusque dans la direction du véhicule. Cet ensemble de simulations confirme que le contrôleur PWL proposé peut grandement améliorer la stabilité du véhicule et peut être avantageux dans les manœuvres très exigeantes pour la dynamique du véhicule. Les résultats obtenus sont systématiquement comparés à ceux du contrôleur développé uniquement pour la région linéaire.

II. DYNAMIQUE NON LINÉAIRE DU VÉHICULE

Un modèle de véhicule détaillé (CarSim D-Class) est utilisé dans les simulations numériques pour analyser la réponse du véhicule, avec ou sans loi de commande.

Ce modèle de véhicule CarSim utilise une modélisation du pneu [12] et des suspensions non linéaires et fait intervenir les effets les plus importants associés à la cinématique et à l'élasto-cinématique des trains. Les efforts verticaux sur le pneu, induits par les transferts de charge, sont également pris en compte.

Pour la conception de notre loi de commande, nous considérons le modèle bicyclette [2], illustré sur la figure 1. Ce modèle est bien connu pour prendre en compte les phénomènes essentiels de la dynamique latérale du véhicule :

$$\begin{aligned} m(\dot{v}_y + rv_x) &= f_{sf} \cos \delta_f + f_{sr} \\ J\dot{r} &= l_f f_{sf} \cos \delta_f - l_r f_{sr}, \end{aligned} \quad (1)$$

où r est la vitesse de lacet, v_x et v_y les vitesses longitudinale et latérale, δ_f l'angle de braquage, m la masse du véhicule, l_f et l_r les empattements avant et arrière, J l'inertie de lacet, et f_{sx} , avec $x = f, r$, sont les efforts latéraux des pneus (sur le train avant et arrière, respectivement).

Ces efforts sont modélisés par la formule magique de Pacejka [12],

$$f_{sx}(\alpha_x) = D \sin \{ \text{Catan} [(1 - E) B \alpha_x + E \text{atan}(B \alpha_x)] \}, \quad (2)$$

où α_x , avec $x = f, r$, sont les angles de dérive à l'avant et à l'arrière du véhicule, considérés suffisamment petits, et donnés par :

$$\alpha_f = \delta_f - \frac{v_y + l_f r}{v_x}, \quad \alpha_r = -\frac{v_y - l_r r}{v_x}. \quad (3)$$

La fonction de Pacejka, pour la roue avant, est illustrée sur la figure 2.

Ce modèle non linéaire simplifié (1), (2) et (3) possède, lorsque l'on analyse ses bifurcations [11], un domaine de stabilité limité, qui dépend de l'angle de braquage défini par le conducteur. Il fait aussi apparaître deux points d'équilibre instables et un point d'équilibre stable. L'origine des instabilités de ce modèle se trouve dans le comportement non linéaire des efforts pneumatiques. La synthèse d'une loi de commande qui prend en compte cette non-linéarité sera décrite dans les sections III portant sur la modélisation PWA et IV consacrée au contrôle.

III. MODÉLISATION AFFINE PAR MORCEAUX DE LA DYNAMIQUE DU VÉHICULE

Les efforts latéraux des pneus avant et arrière, décrits par (2), sont approximés par les fonctions affines suivantes :

$$f_{sf}(\alpha_f) = e_{fi} + d_{fi} \alpha_f \quad (4)$$

$$f_{sr}(\alpha_r) = e_{ri} + d_{ri} \alpha_r, \quad (5)$$

où d_{fi} , d_{ri} , e_{fi} et e_{ri} dépendent des efforts pneumatiques avant et arrière et de la région correspondante, représentée par l'indice (i). Pour la région qui contient l'origine (région 1), l'approximation linéaire des forces de contact souvent utilisée est obtenue en prenant $e_{f1} = 0$, $e_{r1} = 0$, $d_{f1} = c_f$ et $d_{r1} = c_r$ où c_f et c_r sont liés aux paramètres de la formule de Pacejka :

$$\begin{aligned} c_f &= B_f C_f D_f \\ c_r &= B_r C_r D_r. \end{aligned} \quad (6)$$

Les paramètres de la formule de Pacejka (2) sont donnés par le modèle du véhicule (Carsim D-Class) utilisé dans les simulations numériques avec des pneus de type 225/65R17 à l'avant et à l'arrière. Le système (1) est linéarisé par rapport au mouvement rectiligne uniforme ($v_x = v$, $r = 0$, $v_y = 0$, $\delta_f = 0$) prenant en compte les fonctions affines par morceaux (4) et (5) pour représenter les forces non linéaires. La dynamique du véhicule est donc représentée par l'ensemble de systèmes affines ci-dessous :

$$\dot{x} = A_i x + B_i u + a_i, \quad (7)$$

où i se réfère à chaque partition de l'espace d'état et les dynamiques correspondantes sont :

$$A_i = \begin{bmatrix} -\frac{d_{fi} + d_{ri}}{mv} & -1 - \frac{d_{fi} l_f - d_{ri} l_r}{mv^2} \\ \frac{d_{ri} l_r - d_{fi} l_f}{J} & -\frac{d_{fi} l_f^2 + d_{ri} l_r^2}{Jv} \end{bmatrix}, \quad (8)$$

$$B_i = \begin{bmatrix} \frac{d_{fi}}{mv} \\ \frac{d_{fi} l_f}{J} \end{bmatrix}, \quad a_i = \begin{bmatrix} \frac{e_{fi} + e_{ri}}{mv} \\ \frac{e_{fi} l_f - e_{ri} l_r}{J} \end{bmatrix}. \quad (9)$$

Les paramètres du modèle non linéaire simplifié du véhicule (1) sont identifiés à partir du modèle de véhicule Carsim (D-Class). L'angle de braquage de la roue avant $u = \delta_f$ est l'entrée de commande. L'angle de dérive du véhicule β , qui remplace v_y étant donné que $v_y = v \sin \beta$, et la vitesse de lacet r représentent les variables d'état $x = [\beta, r]^T$.

Dans un grand nombre de modélisations PWA, les partitions sont exprimées en fonction des variables d'état ; un

choix naturel aurait été de réécrire (7) comme fonction de α_f et α_r , comme cela a été proposé dans le problème de contrôle de traction dans [5] pour la “derive longitudinal de roues”. Néanmoins, α_f et α_r ne sont pas mesurables, ce qui entraînerait le besoin d’introduire des algorithmes d’estimation ou des capteurs optiques. Pour cette raison, dans cet article, les partitions sont définies à partir de la mesure de la vitesse de lacet, en analysant le comportement en état stationnaire du modèle non linéaire du véhicule (1).

En résolvant l’équation (1) en régime stationnaire pour plusieurs angles de braquage, les valeurs stationnaires de vitesse de lacet et de vitesse latérale peuvent être obtenues.

Pour chaque état du véhicule, on peut calculer, en utilisant l’équation (3), l’angle de derive des roues avant et arrière et par conséquent les efforts latéraux des pneus, marqués par \times dans la figure 2 (pour que la figure soit plus lisible, seuls les résultats pour la roue avant sont montrés, mais la même démarche a été utilisée pour la roue arrière).

Cette analyse en l’état stationnaire permet de faire le lien entre les efforts latéraux des pneus et la vitesse de lacet, celle qui est disponible à la mesure. Avec cette procédure, les partitions obtenues à partir des approximations des efforts latéraux des pneus par des fonctions affines par morceaux peuvent être associées à des partitions sur la vitesse de lacet.

Telles que décrites précédemment, ces approximations des forces de contact sont choisies de façon à prendre en compte le comportement linéaire et non linéaire des forces. Les approximations choisies sont montrées par les lignes pointillées sur la figure 2.

Les partitions définies par les angles de derive déterminent les deux hyperplans correspondants sur la vitesse de lacet, avec les valeurs \bar{r} , vu que la formule de Pacejka est une fonction impaire ($-f(x) = f(-x)$). Ces partitions sur la vitesse de lacet, illustrées dans la figure 3, sont des sous-ensembles qui couvrent tout l’espace d’état.

Une approche similaire pourrait être appliquée à l’angle de derive du véhicule β , comme d’ailleurs aux angles de derive de roues α_f et α_r , mais ces variables ne sont pas disponibles à la mesure avec les capteurs simples de série. Même si l’approximation de la force pneumatique (et de la vitesse de lacet correspondante) peut être raffinée, il est montré dans la section consacrée aux tests par simulation que le système obtenu par l’utilisation de cette partition simple est très performant.

IV. LOI DE COMMANDE

La loi de commande pour le système de direction active que nous proposons dans cet article a été conçue en suivant l’approche décrite dans [4]. Un contrôleur de type PI, à partir d’une erreur de suivi $\tilde{r} = r - r_d$, a été utilisé de façon à pouvoir garantir le suivi d’une consigne de vitesse de lacet constante ($\dot{r}_d = 0$), malgré la présence d’une perturbation constante et des incertitudes sur les paramètres du système.

La vitesse de lacet cible est calculée à partir de l’angle de braquage au volant, δ_p en prenant

$$r_d = K_\delta \delta_p, \quad (10)$$

où K_δ est calculé de façon à ce que

$$K_\delta = \lim_{s \rightarrow 0} C_1 [sI - A_1]^{-1} B_1, \quad (11)$$

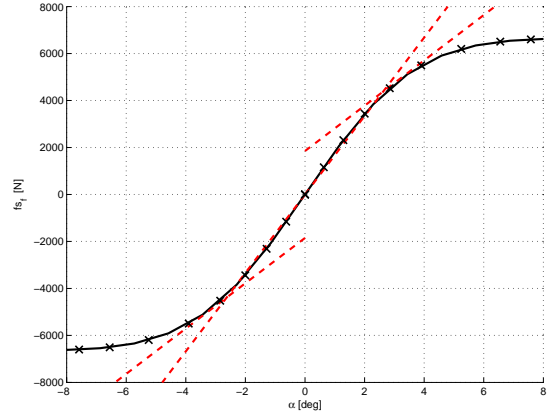


Fig. 2. État stationnaire de la force pneumatique non linéaire (trait plein) et affine par parties (ligne pointillée) pour le véhicule de Carsim à la vitesse longitudinale de $v = 30 \text{ m/s}$.

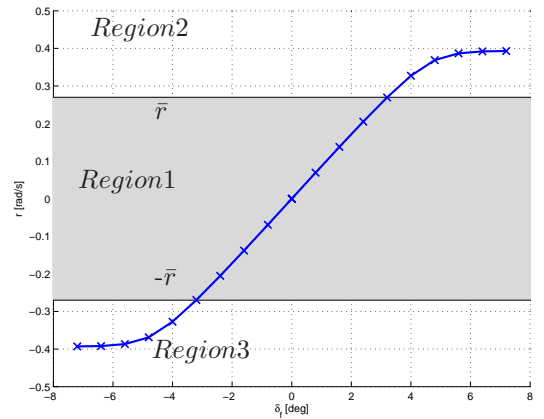


Fig. 3. Analyse de l’état stationnaire de la vitesse de lacet du modèle non linéaire en vitesse longitudinale de $v = 30 \text{ m/s}$ et angles de braquage différents ; Les régions calculées du système affine par morceaux sont mises en valeur par le rectangle gris.

avec $C_1 = [0 \quad 1]$. Ce qui conduit à la loi de commande :

$$\begin{aligned} \delta_f &= -K_{P_i}(r - r_d) - K_{I_i} \int_0^t (r - r_d) dv \\ &= -K_{P_i} \alpha_0 - K_{I_i} \alpha_0, \quad i = 1, 2, 3, \end{aligned} \quad (12)$$

où α_0 est l’état additionnel introduit par le terme dynamique de la loi de commande (12). La commande (12) ne contient pas de termes affines, mais la commutation entre les gains dépend des partitions de l’espace d’état, donc elle est classée parmi les commandes linéaires par morceaux (PWL). L’architecture de contrôle a été schématisée sur la figure 4.

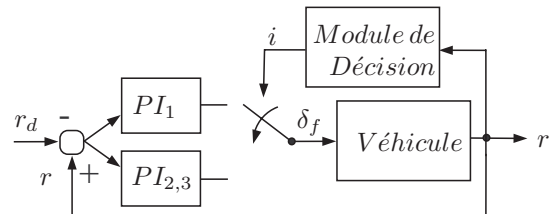


Fig. 4. Schéma de contrôle proposé.

En substituant (12) dans (7) on arrive à un espace d’état

augmenté de la dynamique du véhicule, dans lequel le modèle interne est contenu dans le système affine par morceaux, tel que montré ci-dessous :

$$\dot{x}_a = A_{ai}x_a + B_{ai}u_a + a_{ai}, \quad (13)$$

où

$$A_{ai} = \begin{bmatrix} -\frac{d_{fi}+d_{ri}}{vm} & \frac{l_r d_{ri} - d_{fi} l_f - v^2 m - K_{P_i} d_{fi} v}{v^2 m} & \frac{-K_{I_i} d_{fi}}{vm} \\ \frac{l_r d_{ri} - d_{fi} l_f}{J} & -\frac{l_f^2 d_{fi} + l_r^2 d_{ri} + K_{P_i} l_f d_{fi} v}{v J} & \frac{-K_{I_i} l_f d_{fi}}{J} \\ 0 & 1 & 0 \end{bmatrix} \quad (14)$$

$$B_{ai} = \begin{bmatrix} \frac{K_{P_i} d_{fi}}{vm} \\ \frac{K_{P_i} l_f d_{fi}}{J} \\ -1 \end{bmatrix} \quad a_{ai} = \begin{bmatrix} \frac{e_{fi} + e_{ri}}{vm} \\ \frac{e_{fi} l_f - e_{ri} l_r}{J} \\ 0 \end{bmatrix}, \quad (15)$$

et où $x_a = [\beta, r, \alpha_0]$ et $u_a = r_d$. Cette méthode de contrôle de la direction du véhicule permet de suivre une vitesse de lacet constante, en assurant de bonnes performances pendant les phases transitoires.

Vu que, si on considère par exemple une vitesse de lacet positive, la loi de commande proposée commute entre l'équation (12) avec $i = 1$ et l'équation (12) avec $i = 2$, en fonction de la vitesse de lacet mesurée, la stabilité peut être prouvée en utilisant la théorie des systèmes affines par morceaux (voir [7] et [8]); ce qui sera fait dans la section suivante.

V. ANALYSE DE LA STABILITÉ

Pour traiter correctement les termes affines, on définit le vecteur \bar{x}_a comme le vecteur d'état étendu

$$\bar{x}_a = [x_a \quad 1]^T. \quad (16)$$

De façon similaire, nous noterons par une barre au dessus d'une matrice le fait que cette matrice a été modifiée pour être rendue compatible avec le vecteur d'état étendu. Le système (13) devient donc :

$$\dot{\bar{x}}_a = \bar{A}_{ai}\bar{x}_a + \bar{B}_{ai}r_d, \quad (17)$$

avec

$$\bar{A}_{ai} = \begin{bmatrix} A_{ai} & a_{ai} \\ 0_{1 \times 3} & 0 \end{bmatrix} \text{ et } \bar{B}_{ai} = \begin{bmatrix} B_{ai} \\ 0 \end{bmatrix}. \quad (18)$$

En suivant les définitions de [7], les trois partitions définies par les valeurs positives et négatives de \bar{r} mènent à la matrice de garde de cellule $\bar{E}_i = [E_i \quad e_i]$, définie par :

$$\bar{E}_i \bar{x}_a \geq 0 \quad \text{si} \quad x_a(t) \in X_i, \quad (19)$$

où X_i sont les différentes régions de l'espace d'état. En conséquence, pour chaque région, on définit :

$$\bar{E}_1 = 0_{2 \times 4}, \quad \bar{E}_2 = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & -\bar{r} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, \text{ et} \quad (20)$$

$$\bar{E}_3 = \begin{bmatrix} 0 & -1 & 0 & -\bar{r} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}.$$

La matrice $\bar{F}_i = [F_i \quad f_i]$ est appelée matrice de continuité; elle est définie par :

$$\bar{F}_i \bar{x}_a(t) = \bar{F}_j \bar{x}_a(t) \quad \text{pour} \quad x_a(t) \in X_i \cap X_j. \quad (21)$$

Les matrices suivantes sont définies :

$$\bar{F}_1 = \begin{bmatrix} 0_{2 \times 4} & \\ I_{3 \times 3} & 0_{3 \times 1} \end{bmatrix}, \quad \bar{F}_2 = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & -\bar{r} \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ I_{3 \times 3} & 0_{3 \times 1} \end{bmatrix} \text{ et}$$

$$\bar{F}_3 = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & -\bar{r} \\ I_{3 \times 3} & 0_{3 \times 1} \end{bmatrix}. \quad (22)$$

La stabilité du modèle affine par morceaux (13) peut alors être prouvée en utilisant le théorème décrit dans [8].

Considérons des matrices symétriques T , U_i et W_i telles que U_i et W_i sont composées d'éléments non-négatifs, tandis que

$$\begin{aligned} P_i &= F_i^T T F_i, & \text{pour } i = 1 \\ \bar{P}_i &= \bar{F}_i^T T \bar{F}_i, & \text{pour } i = 2, 3 \end{aligned} \quad (23)$$

satisfont

$$\begin{cases} A_{ai}^T P_i + P_i A_{ai} + E_i^T U_i E_i < 0 \\ P_i - E_i^T W_i E_i > 0 \end{cases} \quad \text{pour } i = 1, \quad (24)$$

$$\begin{cases} \bar{A}_{ai}^T \bar{P}_i + \bar{P}_i \bar{A}_{ai} + \bar{E}_i^T U_i \bar{E}_i < 0 \\ \bar{P}_i - \bar{E}_i^T W_i \bar{E}_i > 0 \end{cases} \quad \text{pour } i = 2, 3.$$

Alors, chaque trajectoire $x_a(t)$ du modèle affine par morceaux (13) avec $r_d \equiv 0$ tend vers zéro exponentiellement.

En résolvant les inégalités matricielle linéaires (24), une fonction de Lyapunov quadratique par parties

$$V(x_a) = \bar{x}_a^T \bar{P}_i \bar{x}_a, \quad \text{pour } i = 1, 2, 3, \quad (25)$$

a été calculée, de façon à garantir la stabilité de (13).

Le même formalisme de la preuve de stabilité, permet de traiter les cas $r_d \neq 0$ et constant, en faisant un changement de coordonnées et sont en cours de développement.

VI. RÉSULTATS DE SIMULATION

Un ensemble de simulations a été réalisé dans l'environnement de simulation CarSim :

- pour tester et valider la stratégie de contrôle vis-à-vis de forces de contact latérale et longitudinale combinées et vis-à-vis de dynamiques dont l'effet a été négligé lors de la synthèse de la loi de commande,
- pour évaluer l'amélioration apportée par la stratégie proposée (commande PWL), en comparaison d'une approche par modélisation linéaire.

Les simulations sont réalisées sur le même véhicule dans trois configurations différentes :

- le véhicule non contrôlé (unc);
- le véhicule contrôlé par un correcteur synthétisé sur modèle linéaire, équation (12) avec $i = 1$, (lin. contr) uniquement;
- le véhicule équipé de la stratégie fondée sur l'approche affine par morceaux, équation (12) avec $i = 1, 2, 3$, (PWL contr).

Le véhicule simulé dans CarSim (standard CarSim D-Class) utilise un modèle non linéaire détaillé des forces de contact et prend en compte les effets complexes liés à la suspension (modélisation par des ressorts non linéaires). Il est utilisé pour analyser les réponses des véhicules contrôlé et non contrôlé; concernant la colonne de direction, un actionneur avec une bande passante de 10Hz est considéré. Les simulations sont réalisées pour une vitesse longitudinale de $v = 30m/s$.

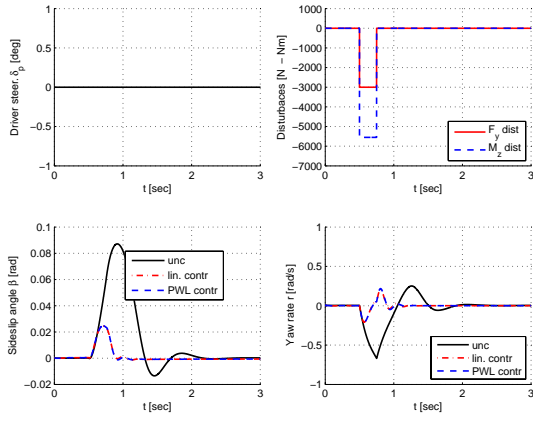


Fig. 5. Réponse à une perturbation du véhicule non contrôlé (unc) et des deux véhicules contrôlés ((lin. contr), (PWL contr)).

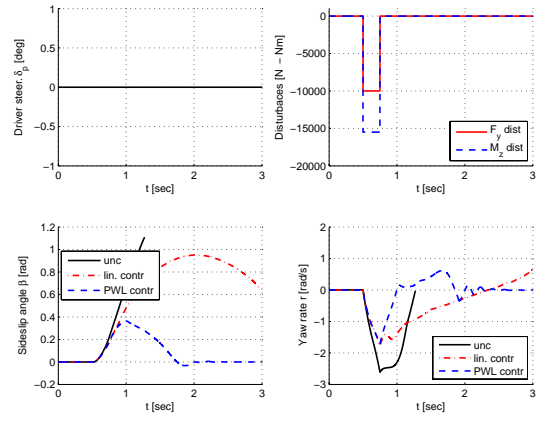


Fig. 7. Réponse à une perturbation soudaine du véhicule non contrôlé (unc) et des deux véhicules contrôlés ((lin. contr), (PWL contr)).

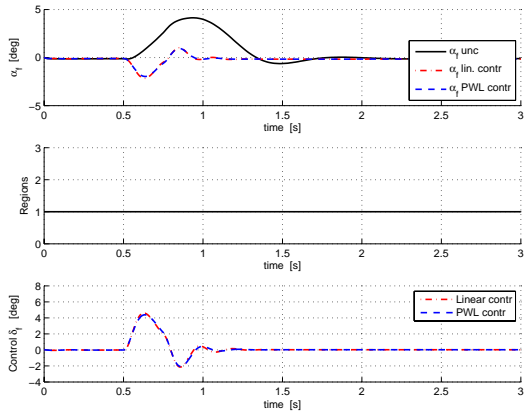


Fig. 6. Réponse à une faible perturbation du véhicule non contrôlé (unc) et des deux véhicules contrôlés ((lin. contr), (PWL contr)).

A. Réponse à des perturbations agissant sur les dynamiques latérale et de lacet

Pour analyser la performance du véhicule, il est soumis simultanément à deux perturbations agissant ainsi sur les dynamiques latérale et de lacet (montrées dans le second graphique des figures 5 et 7). Si les perturbations sont telles que la vitesse de lacet reste dans la région linéaire, ($i = 1$), qui correspond à $|r| < \bar{r}$, comme montré dans le quatrième graphique de la figure 5, le contrôle PWL proposé est égal au contrôle proposé pour la région linéaire uniquement.

Dans le troisième et quatrième graphiques de la figure 5, il est montré que l'angle de dérive et la vitesse de lacet contrôlés sont améliorés par les deux actions de contrôle en comparaison au véhicule non contrôlé. Pour montrer les améliorations apportées par l'approche PWL, les perturbations montrées dans le second graphique de la figure 7, sont introduites dans les dynamiques latérale et de lacet. Dans ce cas, les perturbations sont suffisantes pour conduire à une situation $|r| > \bar{r}$ (comme le montre le quatrième graphique de la figure 7) pour quelques intervalles de temps. Comme conséquence, le signal de contrôle (PWL contr) est différent de celui généré pour le modèle linéaire (lin. contr). Dans les troisième et quatrième graphiques de la figure 7, il est montré que seul le véhicule contrôlé par l'approche PWL proposée est stabilisé. Le signal de contrôle visible sur le troisième graphique de la figure 8 commute, en accord avec les partitions choisies, en réduisant l'erreur de

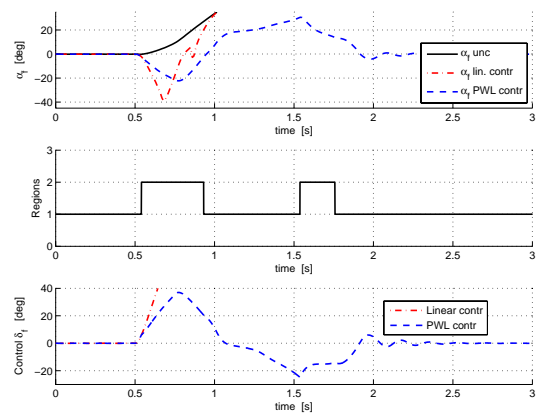


Fig. 8. Réponse à une perturbation soudaine du véhicule non contrôlé (unc) et des deux véhicules contrôlés ((lin. contr), (PWL contr)).

poursuite de la vitesse de lacet.

B. Changement soudain de direction

Plusieurs changements soudains de direction ont été simulés pour montrer le suivi de la consigne en vitesse de lacet, et la réponse plus réactive du véhicule contrôlé. Les figures 9 et 10 montrent un changement de direction soudain réalisé par le conducteur dans l'angle de braquage (δ_p), montré dans le premier graphique de la figure 9. La manœuvre est très exigeante, et cela peut être identifié sur l'accélération latérale visible dans le second graphique de la figure 9. Dans ce cas, seule l'approche PWL donne des résultats satisfaisants, comme cela est montré dans les troisième et quatrième graphiques de la figure 9, sur lesquels sont affichés l'angle de dérive et la vitesse de lacet respectivement. Le contrôle PWL montré dans le troisième graphique de la figure 10 commute, en accord avec les partitions choisies, maximisant l'accélération latérale (deuxième graphique de la figure 9) et réduisant en même temps l'erreur de poursuite sur la vitesse de lacet.

Le contrôle PWL proposé peut donc améliorer considérablement la stabilité du véhicule. Il est adapté aux manœuvres sollicitantes et aussi avantageux par rapport au contrôle synthétisé pour la région linéaire uniquement.

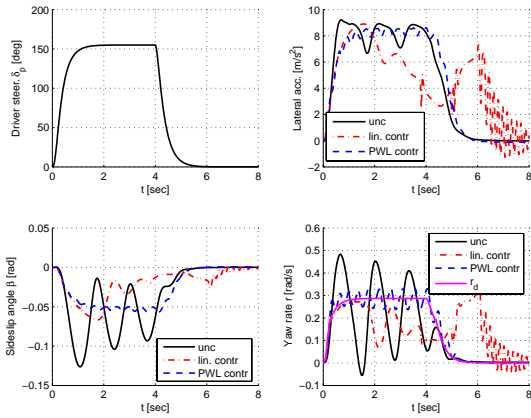


Fig. 9. Réponse à un changement soudain de direction du véhicule non contrôlé (unc) et des deux véhicules contrôlés (lin. contr, (PWL contr)).

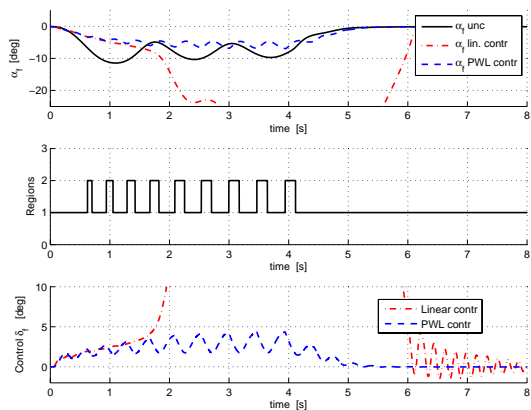


Fig. 10. Réponse à un changement soudain de direction du véhicule non contrôlé (unc) et des deux véhicules contrôlés (lin. contr, (PWL contr)).

VII. CONCLUSIONS

Dans cet article, nous avons montré qu'une loi de commande appliquée au braquage du véhicule peut être synthétisée en tenant compte du modèle non linéaire des forces de contact pneumatique-chaussée. La dynamique du véhicule a été paramétrée en fonction de la vitesse de lacet, supposée mesurée, par considération du comportement en régime permanent du véhicule. Cette paramétrisation évite l'utilisation des angles de dérive des pneus, qui ne sont pas directement mesurables et pour lesquels des algorithmes d'estimation ou des capteurs optiques très onéreux seraient nécessaires.

Intuitivement il faudrait prendre en compte des pentes négatives dans le modèle PWA (figure 2), par contre il n'était pas possible de prouver la stabilité du système par la théorie des fonctions de Lyapunov quadratiques par morceaux. Néanmoins, la paramétrisation du modèle non linéaire par des droites avec pentes positives permet l'approximation des efforts de contact de pneu dans une zone qui nous intéresse. En plus cette paramétrisation a été évaluée par plusieurs simulations sur CasSim, pour un véhicule standard D-Class. Elles confirment que la modélisation PWA et le contrôleur correspondant sont capables d'améliorer la stabilité du véhicule même dans des manœuvres très exigeantes ou en présence des perturba-

tions constantes, en comparaison à l'utilisation d'un correcteur synthétisé sur un modèle linéaire.

Les simulations montrent aussi la robustesse vis-à-vis des effets non modélisés tels que les forces de contact latérale et longitudinale combinées, le tangage, le roulis, ainsi que des perturbations dans la dynamique du conducteur via l'angle de braquage.

L'utilisation du contrôleur PI proposé, dont les gains dépendent de la dynamique du véhicule réparamétrée, est capable d'assurer la poursuite asymptotique du signal de référence en vitesse de lacet, sur la base de l'erreur de poursuite en vitesse de lacet, en présence de perturbations constantes.

Un inconvénient commun à la plupart des systèmes de contrôle automobiles est la dépendance du coefficient de l'adhérence dans les modèles de référence. Il faudra réaliser des schémas incluant des estimateurs ou des analyses de robustesse. La suite de ce travail portera sur la synthèse d'une loi de commande par une approche PWL réalisée sur le modèle non linéaire présent augmenté des variables de positionnement. Cela permettra à terme de contrôler le véhicule par exemple dans les scénarios suivants : évitement d'un obstacle, retour vers la voie après glissement sur verglas et changement de voie dans des conditions difficiles.

VIII. REMERCIEMENTS

Ce travail a été réalisé dans le cadre du projet français ANR PARTAGE.

RÉFÉRENCES

- [1] J. Ackermann. Robust car steering by yaw rate control. *IEEE Conference on Decision and Control*, pages 2033–2034, 1990.
- [2] J. Ackermann. *Robust Control*. Springer, London, 2002.
- [3] S. C. Baslamisli, I. Polat, and I. E. Kose. Gain scheduled active steering control based on a parametric bicycle model. *Proceedings of the 2007 IEEE Intelligent Vehicles Symposium, Istanbul, Turkey*, pages 1168–1173, June 2007.
- [4] G. Baumgarten. Motor vehicle steering system having a yaw rate controller. *United States Patent Pub.*, (US 20040070268), April 2004.
- [5] F. Borrelli, A. Bemporad, M. Fodor, and D. Hrovat. *A Hybrid Approach to Traction Control*. Springer Berlin / Heidelberg pp. 162-174, 2001.
- [6] P. Falcone, F. Borrelli, J. Asgari, H. E. Tseng, and D. Hrovat. Predictive active steering control for autonomous vehicle systems. *IEEE Trans. on Control Systems Technology*, 15(3) :566–580, May 2007.
- [7] M. Johansson. *Piecewise Linear Control Systems. A Computational Approach*. Springer, London, 2003.
- [8] M. Johansson and A. Rantzer. Computation of piecewise quadratic lyapunov functions for hybrid systems. *IEEE Transactions on Automatic Control*, 43(4) :555–559, April 1998.
- [9] S. D. Keen and D. J. Cole. Steering control using model predictive control and multiple internal models. *Proceedings of the 8th International Symposium on Advanced Vehicle Control, Taipei, Taiwan*, August 2006.
- [10] C. MacAdam. Application of an optimal preview control for simulation of closed-loop automobile driving. *IEEE Trans. on Systems, Man, and Cybernetics*, 11 :393–399, June 1981.
- [11] E. Ono, S. Hosoe, H. D. Tuan, and S. Doi. Bifurcation in vehicle dynamics and robust front wheel steering control. *IEEE Trans. on Control System Technology*, 6(3) :9–14, May 1998.
- [12] H. Pacejka. *Tire and Vehicle Dynamics*. Elsevier Butterworth-Heinemann, 2004.
- [13] A. Pauly and G. Baumgarten. Overlay steering system and method for motor vehicles. *United States Patent Pub.*, (US 6854558) :1761–1668, February 2005.