

# Synthèse et validation d'une loi de commande linéaire robuste de braquage d'une automobile

Lghani MENCHOUR<sup>1,2</sup>, Daniel LECHNER<sup>1</sup>, Ali CHARARA<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Laboratoire INRETS-MA

Chemin de la Croix Blanche, 13300 Salon de Provence cedex, France  
*lghani.menhour@inrets.fr, daniel.lechner@inrets.fr*

<sup>2</sup>Laboratoire HEUDIASYC UMR 6599 CNRS

Université de Technologie de Compiègne, 60205 Compiègne, France.  
*lghani.menhour@hds.utc.fr, ali.charara@hds.utc.fr*

**Résumé**— Ce papier propose la synthèse d'un retour d'état robuste préprogrammé pour le contrôle de direction d'un véhicule. Celui-ci est utilisé pour simuler le comportement du véhicule sous des fortes sollicitations dynamiques. Les contraintes d'inégalités matricielles linéaires (LMI) et un modèle linéaire à paramètres variants sont utilisés pour la synthèse du retour d'état. Ensuite, une méthode d'interpolation des gains est utilisée pour la conception d'un retour d'état robuste préprogrammé. La structure du retour d'état est équivalente à celle d'un double PD robuste préprogrammé (Robust gain-scheduling two PD controller). A partir du PD préprogrammé et du réglage de Ziegler-Nichols, un double PID robuste préprogrammé est conçu. On termine cette étude par une validation expérimentale et des tests d'extrapolation en vitesse avec un modèle non linéaire et des données expérimentales du véhicule prototype Peugeot 307 développé par l'INRETS-MA.

**Mots-clés**— Angle de braquage, LMI, retour d'état robuste, gains préprogrammés, dynamique des véhicules, validation expérimentale.

## I. INTRODUCTION

Les récents résultats sur l'accidentologie montrent qu'une bonne connaissance du comportement dynamique et des limites physiques du véhicule peut réduire considérablement les pertes de contrôle dynamique. D'où l'intérêt de mettre en œuvre une loi de commande de braquage performante pour simuler le comportement non linéaire du véhicule. La commande de braquage d'un véhicule est traitée par beaucoup d'auteurs, [1] présentent la commande linéaire et non linéaire de la de braquage d'une automobile. [2] ont développé une commande d'effort à deux niveaux en utilisant un simulateur de conduite Clio II. [3] ont développé une commande à deux niveaux en utilisant une méthode analytique. [4] ont présenté un modèle du conducteur basé sur une optimisation  $H_\infty$ . Toutefois, beaucoup de ces travaux n'ont pas montré les performances de leurs commandes sous des fortes sollicitations dynamiques. Afin de dépasser cette limitation, une commande de braquage basée sur un retour d'état robuste par optimisation LMI et une méthode des gains préprogrammés est proposée ici. En effet, l'optimisation LMI est largement utilisée dans la conception de commandes robustes, [5] présentent la commande par mode glissant avec retour d'état basé sur l'optimisation LMI. [6] présentent une série d'applications des LMI dans la théorie de contrôle des systèmes dynamiques. [7] utilisent l'optimisation LMI pour la conception d'un contrôleur PID. [8] [9] utilisent les LMI pour la mise

en œuvre d'un retour d'état robuste.

Dans cette étude, on s'intéresse à la synthèse d'un retour d'état robuste préprogrammé de braquage d'une automobile par l'optimisation LMI et l'interpolation des gains. Dans l'approche classique pour appliquer la méthode d'interpolation des gains, ou gains préprogrammés, un système non linéaire est linéarisé autour d'un ensemble de points de fonctionnement. Pour chaque modèle linéaire local un régulateur est conçu de façon à satisfaire les performances requises. Le contrôle du système par l'interpolation des gains a le potentiel de répondre rapidement aux changements de conditions de fonctionnement. Récemment, des résultats sur les méthodes des gains préprogrammés ont été présentés pour des systèmes modélisés sous forme linéaire à paramètres variants (LPV) [10], [11], [12], [13]. Pour les systèmes LPV, quelques-unes des difficultés associées à la conception des contrôleurs à gains préprogrammés sont allégées. Plus précisément, les développements théoriques ont permis de synthétiser simultanément le contrôleur et la loi d'interpolation des gains qui garantissent la stabilité et les performances sur l'ensemble de variations des paramètres. On trouve dans la littérature plusieurs applications, par exemple, [12], [13], [14], [15], [16].

Ce papier est organisé comme suit : les modèles du véhicule utilisés sont présentés dans la section II. La section III est consacrée à la synthèse d'un retour d'état robuste préprogrammé. Ce dernier est synthétisé par l'optimisation LMI et une méthode des gains préprogrammés. La section IV est réservée aux résultats expérimentaux en conduite normale et à des tests d'extrapolation en vitesse. On conclut par quelques remarques dans la section V. A noter que la validation expérimentale est faite avec des données du véhicule prototype Peugeot 307 développé par l'INRETS-MA [17].

## II. MODÈLES DU VÉHICULE UTILISÉS

Dans cette étude deux modèles<sup>1</sup> de véhicules sont utilisés : le modèle linéaire à paramètres variants a été utilisé pour la conception de la loi de commande de braquage. Le second est un modèle non-linéaire quatre roues utilisé pour simuler le comportement non linéaire du véhicule en réalisant des extrapolations en vitesse.

1. MLPV  $\Leftrightarrow$  Modèle Linéaire à Paramètres Variants, MNL4R  $\Leftrightarrow$  Modèle Non Linéaire Quatre Roues

### A. Modèle linéaire à paramètres variants

Le modèle latéral du véhicule illustré par l'équation 1 offre une approximation suffisante de la dynamique latérale du véhicule dans des conditions de conduite normale. Ce dernier utilise l'hypothèse de la symétrie du véhicule permettant de projeter les deux roues d'un même essieu au centre de l'essieu. Les efforts latéraux sont modélisés par une relation de proportionnalité entre les angles de dérive des roues et leurs rigidités  $F_{yf} = C_f \alpha_f$ ,  $F_{yr} = C_r \alpha_r$ . La représentation d'état des mouvements latéral et de lacet, considérés ici, est donnée par les équations suivantes :

$$\dot{X}(t) = A(t)X(t) + BU(t) \quad (1)$$

$$Z(t) = CX(t) \quad (2)$$

avec :

$$X(t) = [ \dot{Y}(t), \dot{\psi}(t), Y(t), \psi(t) ]^T, U(t) = [ \delta(t) ]$$

$$A = \begin{bmatrix} -\frac{C_0}{mV_x(t)} & -\frac{C_1}{mV_x(t)} & 0 & \frac{C_2}{m} \\ -\frac{C_3}{I_z V_x(t)} & -\frac{C_4}{I_z V_x(t)} & 0 & \frac{C_5}{I_z} \\ 1 & L_p & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \end{bmatrix}, B = \begin{bmatrix} \frac{2C_f}{2L_f C_f} \\ \frac{m}{I_z} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}^T$$

$$C = I_{4 \times 4}, C_0 = 2C_f + 2C_r, C_1 = 2C_f L_f - 2C_r L_r, C_3 = 2C_f + 2C_r, C_4 = 2C_f L_f - 2C_r L_r, C_5 = 2C_f L_f^2 + 2C_r L_r^2, C_6 = 2C_f L_f - 2C_r L_r$$

La matrice  $A(t)$  de la dynamique du modèle 1 est fonction de la vitesse : pour la  $j^{\text{ème}}$  valeur de la vitesse un  $j^{\text{ème}}$  modèle linéaire local peut être obtenu (pour  $j = 1, \dots, M$ ).

### B. Modèle non linéaire quatre roues

L'équation 3 montre les trois degrés de liberté (mouvements longitudinal, latéral et de lacet) d'un modèle non linéaire quatre roues. Dans ce modèle les vitesses de rotation des roues sont supposées connues, et elles sont introduites comme des entrées extérieures pour calculer les taux de glissement longitudinaux, puis les forces longitudinales.

$$\begin{aligned} \dot{V}_x &= \dot{\psi} V_y + (F_{x1} + F_{x2} + F_{x3} + F_{x4} - F_{aero_x}) / m \\ \dot{V}_y &= -\dot{\psi} V_x + (F_{y1} + F_{y2} + F_{y3} + F_{y4}) / m \\ \ddot{\psi} &= ((S_b/2) [(F_{x1} + F_{x3}) - (F_{x2} + F_{x4})] \\ &\quad + L_f (F_{y1} + F_{y2}) - L_r (F_{y3} + F_{y4})) / I_z \quad (3) \\ \dot{\psi} &= \dot{\psi} \\ \dot{X} &= V_x \cos \psi - V_y \sin \psi \\ \dot{Y} &= V_x \sin \psi + V_y \cos \psi \end{aligned}$$

$$\text{avec : } F_{xi} = \cos \delta_i F_{wxi} - F_{wyi} \sin \delta_i, F_{yi} = F_{wxi} \sin \delta_i + F_{wyi} \cos \delta_i, F_{aero_x} = \frac{1}{2} \rho S C_x V_x^2,$$

#### B.1 Formule Magique de PACEJKA

La formule Magique de PACEJKA [18], qui combine les glissement longitudinaux et latéraux est utilisée pour simuler le comportement non linéaire du véhicule.

$$\{F_{xwi}, F_{ywi}\} = f_{(x,y)}(\zeta_i, \lambda_i, \alpha_i, F_{zi}) \quad (i = 1 \dots 4)$$

Où  $f$  est une fonction non linéaire du taux de glissement  $\lambda_i$ , de l'angle de dérive  $\alpha_i$ , de la force verticale  $F_{zi}$  et de l'angle de carrossage  $\zeta_i$ .

#### B.2 Taux de glissement des roues

Pour la roue  $i$ , la fonction non linéaire du taux de glissement est définie comme suit :

$$\lambda_i = \frac{Rw_i}{V_{xwi}} - 1 \quad \text{si } V_{xwi} > Rw_i \\ \lambda_i = 1 - \frac{Rw_i}{V_{xwi}} \quad \text{si } V_{xwi} < Rw_i$$

$w_i$  sont des mesures et  $V_{xwi}$  sont les vitesses longitudinales des roues calculées par le modèle de l'équation 3.

#### B.3 Angle de dérive

Les équations non linéaires des angles de dérive des pneumatiques sont :

$$\alpha_1 = \delta - \arctan \left( \frac{V_y + L_f \dot{\psi}}{V_x - \frac{S_b}{2} \dot{\psi}} \right), \alpha_2 = \delta - \arctan \left( \frac{V_y + L_f \dot{\psi}}{V_x + \frac{S_b}{2} \dot{\psi}} \right), \\ \alpha_3 = -\arctan \left( \frac{V_y - L_r \dot{\psi}}{V_x - \frac{S_b}{2} \dot{\psi}} \right), \alpha_4 = -\arctan \left( \frac{V_y - L_r \dot{\psi}}{V_x + \frac{S_b}{2} \dot{\psi}} \right)$$

#### B.4 Forces verticales

Les équations des forces verticales qui agissent sur chaque roue sont :

$$F_{z1} = \frac{L_r mg - hm(a_x + \frac{L_r}{S_b} a_y)}{2(L_f + L_r)}, F_{z2} = \frac{L_r mg - hm(a_x - \frac{L_r}{S_b} a_y)}{2(L_f + L_r)}, \\ F_{z3} = \frac{L_f mg + hm(a_x - \frac{L_f}{S_b} a_y)}{2(L_f + L_r)}, F_{z4} = \frac{L_f mg + hm(a_x + \frac{L_f}{S_b} a_y)}{2(L_f + L_r)}$$

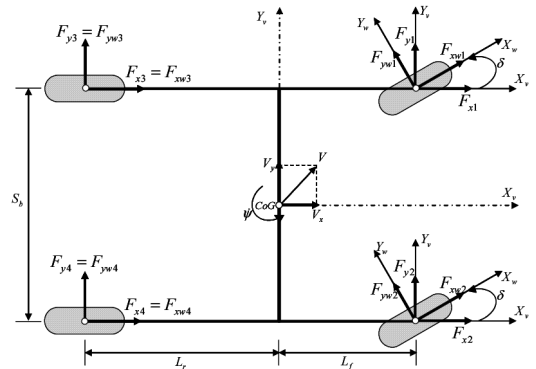


Fig. 1. Modèle non linéaire quatre roues

Nomenclature des modèles du véhicule utilisés.

$V_x, V_y$  : vitesses longitudinale et latérale [ $m.s^{-1}$ ].  $\dot{\psi}$  : vitesse de lacet [ $rad.s^{-1}$ ].  $\ddot{\psi}$  : accélération de lacet [ $rad.s^{-1}$ ].  $g$  : accélération de gravité [ $m.s^{-2}$ ].  $m$  : masse du véhicule [ $kg$ ].  $I_z$  : moment d'inertie par rapport à l'axe de lacet [ $kg.m^2$ ].  $\delta$  : angle de braquage [ $rad$ ].  $F_{xi}, F_{yi}, F_{zi}$  : forces longitudinales, latérales et verticales dans le repère du véhicule [ $N$ ].  $F_{wxi}, F_{wyi}$  : forces longitudinales et latérales dans le repère de la roue [ $N$ ].  $R$  : Rayon de la roue [ $m$ ].  $w_i$  : vitesse de rotation de la roue  $i$  [ $rad/s$ ].  $Y, \psi$  : déplacement latéral [ $m$ ] et l'angle de lacet [ $Deg$ ].  $F_{aero_x}$  : force aérodynamique longitudinale [ $N$ ].  $L_p$  : distance de visée [ $m$ ].

### III. CONTRÔLE DE BRAQUAGE DU VÉHICULE

La synthèse du contrôle de l'angle de braquage est divisée en deux parties : la première partie est réservée à la résolution d'un problème d'optimisation convexe basé sur les LMI. La seconde partie traite l'interpolation des gains calculés dans la première partie par la méthode **Gain-Scheduling** décrite dans [12] et [13].

#### A. Contrôleur robuste par retour d'état

Considérons le problème de retour d'état d'un système linéaire à paramètres variants donné par l'équation 1. Pour la conception de cette loi de commande nous supposons que toutes les sorties du système sont disponibles, et le problème de contrôle par retour d'état robuste peut être formulé dans le schéma d'optimisation  $H_\infty$ .

Posons  $e(t) = X(t) - r(t)$  l'erreur de poursuite des références, avec  $r(t)$  est le signal de références. Le système 1 peut être ré-écrit comme suit :

$$\dot{e}(t) = A(t)e(t) + BU(t) + B_w w \quad (4)$$

$$\epsilon(t) = Ce(t) \quad (5)$$

La nouvelle forme 4 est une représentation du système dans un problème de stabilisation  $H_\infty$ , avec  $B_w = I$  et  $w = A(t)r(t) - \dot{r}$  est la borne des perturbations pour réduire au minimum leurs effets sur le suivi des signaux de référence. Considérons la fonction de coût suivante :

$$J(e, u) = \int_{t_0}^{\infty} (e^T Q_j e + U^T R_j U - \gamma_j^{-1} w^T w) \quad (6)$$

où  $Q_j > 0$  et  $R_j > 0$  sont des matrices à spécifier. Pour que le système de l'équation 1 ait un contrôleur stabilisant, la paire  $(A_j, B_j)$  doit être stabilisable. A noter que l'indice  $j$  correspond à la  $j^{\text{ème}}$  valeur de la vitesse autour de laquelle la paire  $(A_j, B_j)$  est obtenue.

**Théorème 1** : [8] Considérons le système linéaire à paramètres variants 1 et la fonction de coût 6. S'il existe une matrice symétrique définie positive  $P_j > 0$  et un niveau d'atténuation  $\gamma_j > 1$  qui satisfassent la LMI suivante :

$$\begin{bmatrix} A_j P_j + P_j A_j^T + Q_j & P_j & P_j B \\ \bullet & -\gamma_j^{-1} I & 0 \\ \bullet & \bullet & R_j \end{bmatrix} < 0 \quad (7)$$

alors  $U = -K_j e(t)$  est la loi de commande  $H_\infty$ , avec  $K_j = R_j^{-1} B^T P_j$  et  $\bullet$  signifie les parties symétriques de la matrice LMI.

La vitesse est considérée variable, donc le modèle de l'équation 1 est un modèle LPV. Par ailleurs, afin de réduire le temps de calcul des gains  $K_j$  pour chaque valeur de la vitesse, les intervalles de vitesse sont définis et dans lesquels ces gains sont considérés constants. Dans le paragraphe suivant nous introduisons la méthode Gain-Scheduling pour interpoler les gains  $K_j$ .

#### B. Interpolation des gains du contrôleur par la méthode Gain-Scheduling

Dans cette sous-section, on propose d'introduire une méthode d'interpolation des gains pour le calcul des gains

intermédiaires à partir des  $M$  gains calculés dans la première partie. Cette méthode est basée sur le théorème d'interpolation des gains (ou Gain-Scheduling) traité dans [12], [13].

**Théorème 2** : Compte tenu de  $A(V_x)$  et  $B$  définis dans l'équation 1,  $V_x \in [V_{x_{min}} = 10, V_{x_{max}} = 45m/s]$ , supposons que les gains du retour d'états  $K_1, K_2, \dots, K_M$  correspondant aux vitesses  $V_{x1} < V_{x2} < \dots < V_{xM} \in [10, 45m/s]$  qui satisfassent la condition de stabilité. S'il existe  $\gamma > 1$  et les matrices symétriques définies positives  $P_1 < P_2 < \dots < P_M$  tel que :

$$(A(V_{xj}) + BK_j)^T P_j + P_j (A(V_{xj}) + BK_j) \leq -\gamma I \quad (8)$$

pour  $V_x \in [V_{xj_{min}}, V_{xj_{max}}]$ ,  $j = 1, \dots, M$ , alors il existe un intervalle  $[V_{xbj}, V_{xcj}] \subset [V_{xj_{min}}, V_{xj_{max}}] \cap [V_{xj+1_{min}}, V_{xj+1_{max}}] \cap [V_{xj}, V_{xj+1}]$ , tels que le gain continu du retour d'état de la forme :

$$K(V_x) = \begin{cases} K_j, & V_x \in [V_{xj}, V_{xbj}[ \\ \bar{K}_j(V_x) P^{-1}(V_x), & V_x \in [V_{xbj}, V_{xcj}] \\ K_{j+1}, & V_x \in ]V_{xcj}, V_{xj+1} \end{cases} \quad (9)$$

avec

$$\bar{K}_j(V_x) = \frac{V_{xcj} - V_x}{V_{xcj} - V_{xbj}} K_j P_j + \frac{V_x - V_{xbj}}{V_{xcj} - V_{xbj}} K_{j+1} P_{j+1}$$

$$P(V_x) = \begin{cases} P_j, & V_x \in [V_{xj}, V_{xbj}[ \\ \frac{V_{xcj} - V_x}{V_{xcj} - V_{xbj}} P_j + \frac{V_x - V_{xbj}}{V_{xcj} - V_{xbj}} P_{j+1}, & V_x \in [V_{xbj}, V_{xcj}] \\ P_{j+1}, & V_x \in ]V_{xcj}, V_{xj+1} \end{cases}$$

A noter que les valeurs  $V_{xbj}$  et  $V_{xcj}$  sont choisies telles que :

$$[V_{xbj}, V_{xcj}] \subset [V_{xj_{min}}, V_{xj_{max}}] \cap [V_{xj+1_{min}}, V_{xj+1_{max}}]$$

La stabilité exponentielle du  $(A(V_x), B)$  pour toute valeur de la vitesse  $V_x$  appartenant à l'intervalle  $[V_{x_{min}}, V_{x_{max}}]$  doit vérifier :

$$|\dot{V}_x(t)| < \min_{j=1, \dots, M} \frac{|V_{xcj} - V_{xbj}|}{\|P_{j+1} - P_j\|}, \quad t > 0 \quad (10)$$

**Remarque 1** : Les gains  $K_1, K_2, \dots, K_M$  et les matrices symétriques définies positives  $P_1, P_2, \dots, P_M$  qui garantissent la stabilité asymptotique du système sont calculées dans le paragraphe précédent. La démonstration est faite par la fonction de Lyapunov [8] et par résolution de la contrainte LMI de l'équation 7.

Finalement le retour d'état robuste préprogrammé est donné par l'équation suivante :

$$U(t) = \delta(t) = K(V_x)e(t) = K_d^y(V_x)\dot{e}_y(t) + K_d^\psi(V_x)\dot{e}_\psi(t) + K_p^y(V_x)e_y(t) + K_p^\psi(V_x)e_\psi(t) \quad (11)$$

L'équation 11 a une structure équivalente à la somme de deux contrôleurs PD préprogrammés. Le premier corrige le

déplacement latéral ( $PD(y, \dot{y})$ ) le second l'angle de lacet ( $PD(\psi, \dot{\psi})$ ).

Considérons l'équation d'un contrôleur PID et le réglage proposé par Ziegler-Nichols :

$$U(t) = K_p \left( e(t) + \frac{1}{T_i} \int_0^t e(\tau) d\tau + T_d \dot{e}(t) \right) \quad (12)$$

$$= K_p e(t) + K_i \int_0^t e(\tau) d\tau + K_d \dot{e}(t)$$

$$K_p = 0.6K_u, \quad T_i = 0.5T_u, \quad T_d = 0.125T_u \quad (13)$$

De l'équation 13 on peut avoir  $T_i$  en fonction de  $T_d$  :

$$\frac{T_i}{T_d} = \frac{0.5T_u}{0.125T_u}, \quad \Rightarrow \quad T_i = 4T_d \quad (14)$$

de l'équation 12 et 14 on déduit :

$$K_i = \frac{K_p^2}{4K_d} \quad (15)$$

Finalement de l'équation 15 illustre les expressions des constantes intégrales sur  $y$  et  $\psi$  :

$$K_i^y(V_x) = \frac{K_p^y{}^2(V_x)}{4K_d^y(V_x)}, \quad K_i^\psi(V_x) = \frac{K_p^\psi{}^2(V_x)}{4K_d^\psi(V_x)} \quad (16)$$

Finalement l'expression de la commande qui combine les deux contrôleurs PID est :

$$\delta = K_p^y(V_x)e_y + K_i^y(V_x) \int_0^t e_y(\tau) d\tau + K_d^y(V_x)\dot{e}_y + K_p^\psi(V_x)e_\psi + K_i^\psi(V_x) \int_0^t e_\psi(\tau) d\tau + K_d^\psi(V_x)\dot{e}_\psi \quad (17)$$

#### IV. VALIDATION

##### A. Véhicule expérimental

Les données expérimentales utilisées dans ce travail sont acquises par le véhicule illustré par la figure 2, Ce véhicule expérimental Peugeot 307 est développé par l'Institut National de Recherche sur les Transports et leur Sécurité - Département Mécanismes d'Accidents. Ce véhicule est équipé d'un certain nombre de capteurs tels que gyromètres, accéléromètres, capteur de l'angle de braquage, roues dynamométriques, correvit qui mesure la vitesse longitudinale et latérale. La fréquence d'acquisition est de  $100Hz$ . Cette validation est faite avec des données expérimentales acquises sur la Peugeot 307 pilotée par un conducteur le long d'une route réelle, en parallèle la loi de commande proposée ici, pilote en braquage le long de la même trajectoire deux modèles du véhicule (LPV et NL4R) séparément.



Fig. 2. Véhicule expérimental de l'INRETS-MA

##### B. Validation avec des données réelles

La figure 3 montre les gains du retour d'états préprogrammés et la commutation entre la méthode LMI et la méthode des gains préprogrammés. Les indices pairs correspondent aux gains calculés par les LMI à vitesse constante  $V_{xj} = (V_{xjmin} + V_{xjmax})/2$ , et les indices impairs correspondent aux gains calculés par la méthode gains préprogrammés à vitesse variable  $V_{xj} \in [V_{xbj}, V_{xcj}]$ . On remarque que l'interpolation assure un passage continu entre les gains de la méthode LMI.

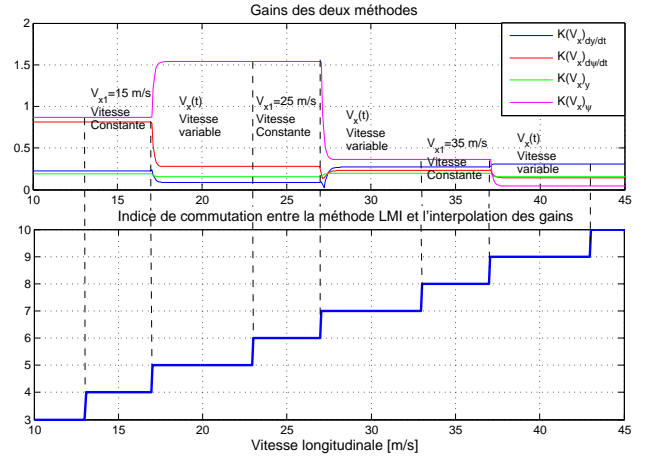


Fig. 3. Gains du retour d'états préprogrammé et la commutation entre les gains des deux méthodes

La figure 4 illustre une comparaison entre les 2 PD (équation 11) préprogrammés et 2 PID (équation 17) en utilisant le modèle LPV. On constate que les braquages des deux lois de commande sont identiques, tandis les 2 PID préprogrammés présentent des meilleures performances en terme de suivi des signaux de références, ce qui montre le rôle des actions intégrales.

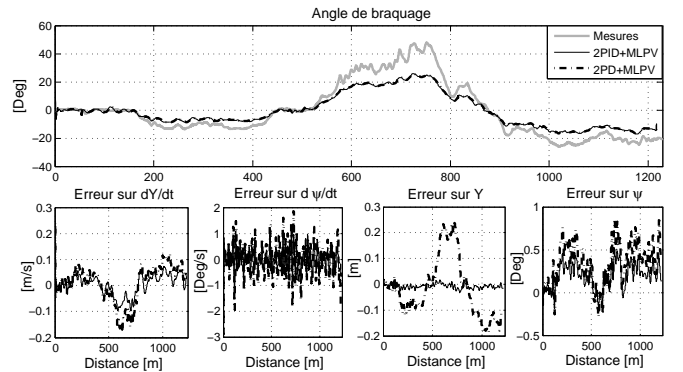


Fig. 4. Comparaison entre 2PD et 2PID en terme de l'angle de braquage et les erreurs de poursuite

Les figures 5 et 6 montrent la validation expérimentale<sup>2</sup> de la loi de commande proposée en utilisant le modèle LPV (ligne discontinue) et le modèle NL4R (ligne continue) en terme de poursuite de trajectoire : les erreurs de poursuite commises sur les états du système sont faibles (figure 6).

2. Le site utilisé dans cette étude, se trouve dans les Côtes d'Armor en Bretagne, il a été sélectionné pour sa dangerosité pour le projet RADARR

L'angle de braquage calculé par la loi de commande est très proche de celui mesuré sur le véhicule (figure 5), sauf quand celle-ci est couplée avec le modèle LPV.

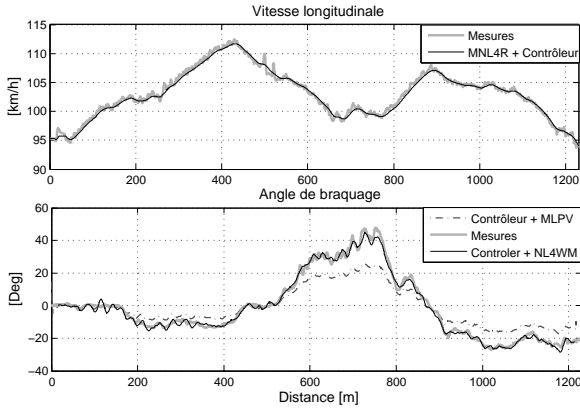


Fig. 5. Vitesse longitudinale et angle de braquage : Contrôleur couplé avec le modèle du véhicule non linéaire quatre roues

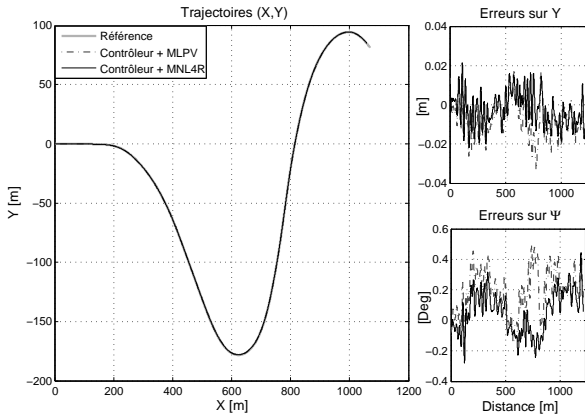


Fig. 6. Trajectoires : Référence et celles des modèles (LPV et NL4R) couplés au contrôleur, Erreurs de poursuite

La figure 7 compare les performances du système composé par des modèles (LPV, NL4R) couplés au le contrôleur : les principales variables dynamiques sont proches de celles mesurées dans ce test effectué sous des fortes sollicitations dynamiques (accélération latérale atteint  $0.65 g$ ).

les figures de 8 à 12 montrent les résultats de simulations avec des vitesses incrémentées de l'essai utilisé ci-dessus, ce test est effectué à  $100 km.h^{-1}$  dans le deuxième virage. Trois modèles non linéaires couplés au contrôleur sont utilisés avec des incréments respectivement, de  $+6 km.h^{-1}$ ,  $+12 km.h^{-1}$  et  $+18 km.h^{-1}$ . L'objectif de ces tests est de prouver la robustesse et la stabilité de la loi de commande proposée ici, puisque les erreurs de suivi restent modérées, même dans le deuxième virage plus difficile, avec un incrément de  $+18 km.h^{-1}$  (c'est-à-dire la vitesse dans le virage atteint  $118 km.h^{-1}$ ), l'erreur sur le déplacement latéral n'excède pas  $0.3 m$  (figure 9), quand l'accélération latérale atteint  $8.5 m.s^{-2}$  (figure 10), et les angles de dérive avant  $7.4 deg$ . La figure 11 montre que les forces latérales opèrent dans les zones de non linéarités, et atteignent leurs limites physiques puisque elles sont saturées.

La figure 12 montre le mouvement de dérive dans le

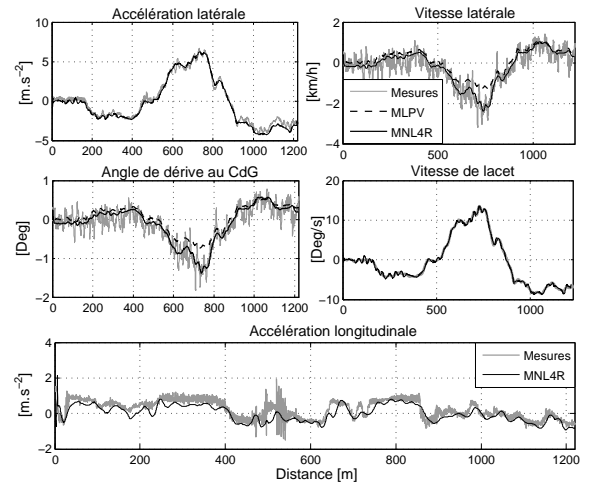


Fig. 7. Variables dynamiques du véhicule : Mesures et modèles (LPV et NL4R) couplés au contrôleur

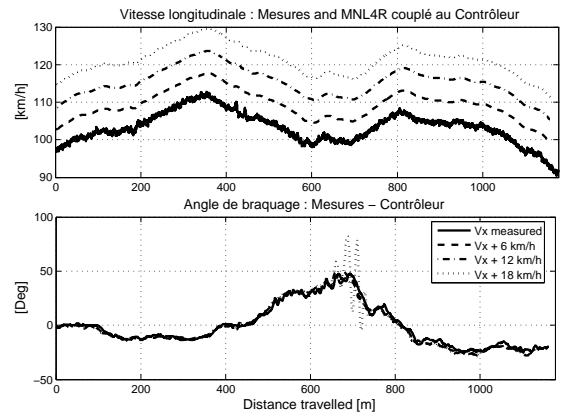


Fig. 8. Vitesses et Angles de braquage : mesurés et Calculés par les MNL4R couplés au contrôleur

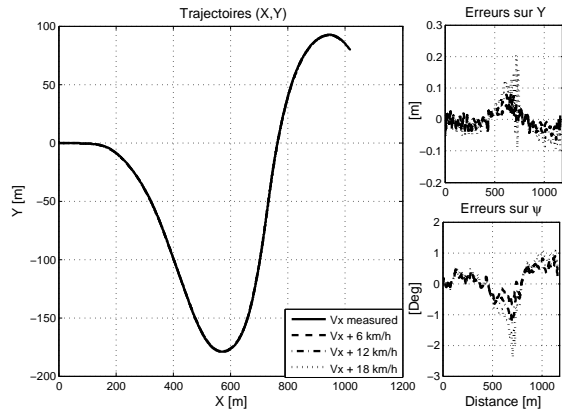


Fig. 9. Trajectoire de référence et trajectoires des MNL4R couplés au contrôleur

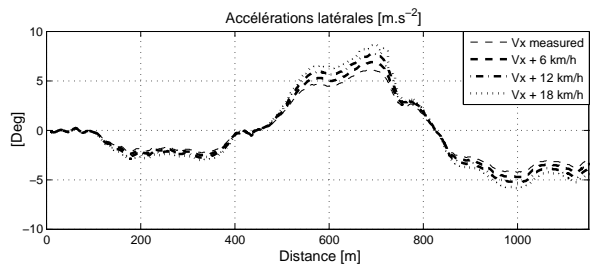


Fig. 10. Accélérations latérales pour les extrapolation en vitesse

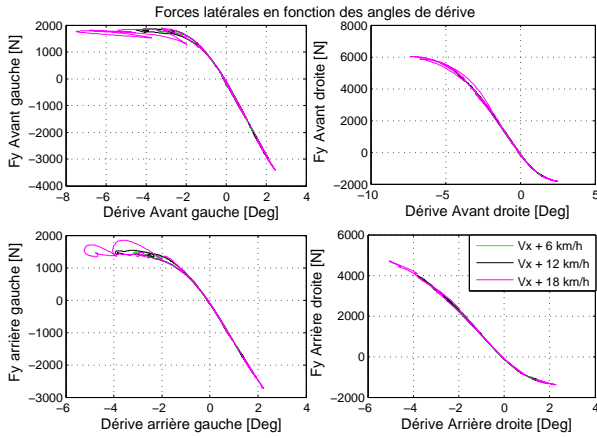


Fig. 11. Forces latérales en fonction des angles de dérives

plan de phase  $(\beta, \dot{\beta})$  [19] pour le modèle simulé avec un incrément de  $+18 \text{ km.h}^{-1}$ , et le véhicule a franchie le second virage à  $118 \text{ km.h}^{-1}$ . Dans ces résultats les angles de dérives avant opèrent en dehors de la zone de stabilité des angles de dérives, les angles de dérives arrières atteignent les limites de la région de stabilité. Ceci peut être considéré comme l’alarme d’une situation critique sur les angles de dérives avant et cette vitesse de  $118 \text{ km.h}^{-1}$  peut être considérée comme une vitesse critique dans ce virage.

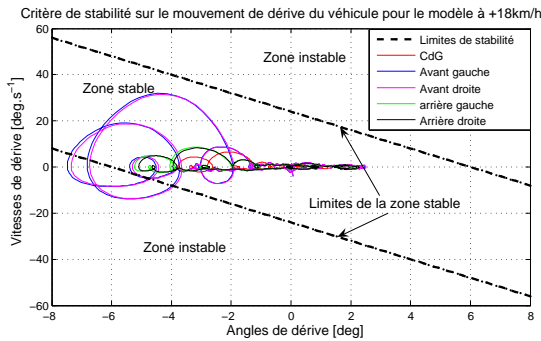


Fig. 12. Critère de stabilité sur le mouvement de dérive du véhicule

## V. CONCLUSION

Ce papier est consacré à la conception d’un contrôleur par retour d’états robuste avec gains préprogrammés pour le contrôle de la direction d’un véhicule. Ce contrôleur est conçu par la résolution de  $M$  contraintes LMI : pour  $M$  modèles linéaires,  $M$  contrôleurs sont calculés. Ensuite une technique d’interpolation des gains est utilisée pour la synthèse d’un contrôleur temps variant. Il convient de souligner que le choix judicieux du nombre  $M$  est nécessaire, donc un compromis en fonction des résultats doit être fait, par exemple, un nombre élevé de points  $M$  rend le système de contrôle plus rapide et performant, mais, un effet de commutation entre les régimes de fonctionnement du contrôleur est facilement provoqué. Dans cette étude, nous avons proposés une démarche pour étendre le retour d’états LPV à un double PID LPV en utilisant le réglage proposé Ziegler-Nichols, sans oublier qu’il existe d’autres méthodes  $H_\infty$  pour la synthèse des PID robustes. La validation expérimentale et différents tests effectués ont mis

en évidence les propriétés de robustesse de cette approche, sous des fortes sollicitations dynamiques dans un virage, lorsque le véhicule atteint ses limites physiques, les forces latérales sont saturées. Ce résultat est établi en utilisant un critère de stabilité sur le mouvement de dérive du véhicule et des tests d’extrapolation en vitesse. Dans les travaux futurs, la pente et le dévers de la route seront estimés dans le but de rendre la trajectoire de référence plus réaliste.

## RÉFÉRENCES

- [1] J. Ackermann, J. Guldner, W. Sienel, R. Steinhauser and V. I. Utkin, *Linear and Nonlinear Controller Design for Robust Automatic Steering*, IEEE Trans. on aut. cont., vol. 3(1), pp. 112-143, 1995.
- [2] D. Toffin, G. Reymond, A. Kemeny and J. Droulez, *Role of steering wheel feedback on driver performance : driving simulator and modeling analysis*, Vehicle System Dynamics, vol. 45, pp. 375-388, June 2007.
- [3] J. Edelmann, M. Plochl, W. Reinalter and W. Tieber, *A passenger car driver model for higher lateral accelerations*, Vehicle System Dynamics, vol. 45, pp. 1117-1129, December 2007.
- [4] V. Cerone, M. Milanese and D. Regruto, *Combined Automatic Lane-Keeping and Driver’s Steering Through a 2-DOF Control Strategy*, IEEE Trans. on Cont. Syst. Tech., vol. 17, pp. 135-142, Jan. 2009.
- [5] A. Seuret, C. Edwards, S. K. Spurgeon and E. Fridman, *Static Output Feedback Sliding Mode Control Design via an Artificial Stabilizing Delay*, IEEE Trans. on Aut. Cont., vol. 54, pp. 256-265, 2009.
- [6] S. Boyd, L. El Ghaoui, E. Feron and V. Balakrishnan, *Linear Matrix Inequalities in System and Control Theory*, SIAM, Philadelphia, 1994.
- [7] M. Vagia, G. Nikolakopoulos and A. Tzes, *Design of a robust PID-control switching scheme for an electrostatic microactuator*, Control Engineering Practice, vol. 16, pp. 1321-1328, 2008.
- [8] T. Yucelen, *Robust output-feedback tracking control of multi-variable continuous-time systems in an LMI setting*, UKACC, Manchester, UK, 2008.
- [9] S. Skogestad and I. Postlethwaite, *Multivariable feedback control : analysis and design*, John Wiley and Sons, 2007.
- [10] P. Apkarian and P. Gahinet and G. Becker, *Self-Scheduled  $H_\infty$  Control of Linear Parameter-Varying Systems : A Design Example*, Automatica, vol. 31(9), pp. 1251-1261, 1995.
- [11] P. Apkarian and P. Gahinet, *A Convex Characterization of Gain-Scheduled  $H_\infty$  Controllers*, IEEE Trans. Aut. Cont., vol. 40(5), pp. 853-864, 1995.
- [12] D. J. Stilwell and W. J. Rugh, *Interpolation of Observer State Feedback Controllers for Gain Scheduling*, IEEE Transactions on automatic control, vol. 44 :6, pp. 1225-1229, June 1999.
- [13] C. J. Bett, *THE ELECTRICAL ENGINEERING HANDBOOK : CONTROLS AND SYSTEMS : Gain-Scheduled Controllers*, Elsevier Academic Press, pp. 1107-1114, 2005.
- [14] P. Apkarian, J. M. Biannic and P. Gahinet, *Self-Scheduled  $H_\infty$  Control of a Missile via Linear Matrix*, Journ. of Guidance Control and Dyn, vol. 18 (3), pp. 532-538.
- [15] S. Mammar, *Two-Degree-of-Freedom  $H_8$  Optimization and Scheduling for Robust Vehicle Lateral Control*, Vehicle System Dynamics, vol. 34 :6, pp. 401-422, December 2000.
- [16] M. Oosterom and R. Babuska, *Design of a gain-scheduling mechanism for flight control laws by fuzzy clustering*, Control Engineering Practice, vol. 14, pp. 769-781, 2006.
- [17] D. Lechner, *Embedded laboratory for vehicle dynamic*, in Proceedings of AVEC, Kobe, Japan, 2008.
- [18] H. B. Pacejka and I. J. M. Besselink, *Magic Formula Tyre Model with Transient Properties*, Vehicle System Dynamics Supplement, vol. 27, pp. 234-249, 1997.
- [19] J. He, D A Crolla, M. C. Levesley and W. J. Manning, *Coordination of active steering, driveline, and braking for integrated vehicle dynamics control*, IMechE J. Automobile Engineering, vol. 220, pp. 1401-1421, 2006.
- [20] L. Menhour, D. Lechner and A. Charara, *Steering Control Based on a Two-Level Driver Model : Experimental Validation and Robustness Tests*, IEEE-MSC, Saint Petersburg, RUSSIA, July 2009.