

Contrôleur flou T-S optimal pour une assistance à la conduite

B. Soualmi, C. Sentouh, J.C. Popieul and S. Debernard ¹

¹ Université de valenciennes

LAMIH UVHC, Campus du Mont Houy, valenciennes France

{boussaad.soualmi, chouki.sentouh}@univ-valenciennes.fr

{jean-christophe.popieul, serge.debernard}@univ-valenciennes.fr

Résumé :

Dans ce papier une assistance à la conduite pour un maintien de voie est proposée. Cette dernière est basée sur un contrôleur de type Takagi-Sugeno (T-S) optimal. Les nonlinéarités dues à la variation de la vitesse longitudinale sont prises en compte comme des paramètres variants pour obtenir une description quasi-LPV du modèle du véhicule. L'outil LMI est utilisé pour la synthèse du contrôleur T-S. Les résultats obtenus en simulation et tests sur simulateur de conduite montrent la pertinence de l'approche proposée.

Mots-clés :

Système Avancés d'Aide à la Conduite, Contrôleur Takagi-Sugeno, Commande Optimale, LMI.

Abstract:

In this work a driver assistance system based on a fuzzy Takagi-Sugeno optimal controller is proposed. A quasi-LPV model of the lateral vehicle dynamics is driven considering the longitudinal velocity variation than the LMI tool is used to reach the T-S controller. The proposed approach is validated with human driver in SHERPA dynamic simulator.

Keywords:

Advanced driver assistance systems, Takagi-Sugeno controller, LMI, optimal control.

1 Introduction

La place qu'occupe la voiture aujourd'hui dans la vie quotidienne est d'une importance capitale, elle est une garantie d'autonomie de déplacement des personnes [8]. Néanmoins, le nombre d'accidents de circulation reste assez important (67288 accidents corporels en France [12]), et ce, malgré les efforts déployés par la politique en matière de prévention, d'information, de répression ou de ceux des constructeurs automobiles en matière de sécurité passive (ceinture de sécurité, structure deformable, airbags...) et active (ABS, ESP, etc).

Avec les progrès réalisés dans l'automatique, l'informatique, les télécommunications et

la miniaturisation des composants électroniques (capteurs, calculateurs), la recherche est en mesure, aujourd'hui, de développer des systèmes avancés d'aide à la conduite (ADAS) pouvant réduire d'avantage le nombre d'accidents [6].

Plusieurs solutions ont été proposées dans la littérature, pour l'aide au maintien de voie [15, 11, 2, 3, 14, 4]. Dans un premier temps, l'automatique est introduite afin d'aider le conducteur à mieux maîtriser son véhicule ou bien améliorer ses performances. Dans [1] les auteurs proposent un système de maintien de cap de véhicule soumis à une perturbation de freinage asymétrique en agissant sur l'angle de braquage. Les auteurs [13] proposent une stabilisation du véhicule en agissant sur le freinage différentiel puis l'angle de braquage dans le cas où la première correction n'est pas suffisante. Mais cette solution -stabilisation du véhicule- seule ne peut combler les erreurs humaines. C'est dans cette optique que des systèmes avancés d'aide au maintien de la voie agissant directement sur la trajectoire du véhicule, commencent à émerger. Dans [11], une automatisation partielle de la conduite basée sur le contrôleur adaptatif développé dans [9] est proposée en considérant les variations des différents paramètres. [15] proposent un système de maintien de voie basé sur un contrôleur H_2 avec un retour complet de l'état. Pour remédier à l'effet de la variation de la vitesse longitudinale sur la dynamique latérale, dans [14] les auteurs représentent la dynamique latérale du véhicule en système LPV (Linear Parameter Varying) où la vitesse longitudinale est le paramètre variant. Dans [2] une un

contrôleur T-S pour un suivi de trajectoire est proposé.

Le travail présenté dans cet article propose une approche pour le contrôle latéral du véhicule en tenant en compte la variation de la vitesse longitudinale, et ce, en utilisant l'approche multi-modèles Takagi-Sugeno.

Ce papier est organisé comme suit. La modélisation T-S ainsi que le concept de la PDC est introduit en section 2. Dans la section 3, le modèle T-S du véhicule et le contrôleur T-S associé sont exposés. Les résultats de simulation et d'expérimentation sur simulateur de conduite sont rapportés dans la section 4. La section 5 conclut les résultats obtenus.

2 Modélisation T-S et contrôle PDC

La modélisation T-S est un outil puissant pour la représentation des systèmes nonlinéaires, à paramètres variants ou incertains sous forme d'un ensemble fini de règles floues de la forme [17]:

Règle_i: Si ρ_1 est M_{i1} ... et ρ_l est M_{il} Alors:

$$\begin{cases} \dot{x}(t) = A_i x(t) + B_i u(t) \\ y(t) = C_i x(t) + D_i u(t), i = 1..r \end{cases} \quad (1)$$

Avec : $x(t)$, $u(t)$ et $y(t)$ représentent le vecteur d'état, les signaux d'entrées et de sorties, respectivement. A_i , B_i , C_i et D_i représentent les matrices aux dimension appropriées du i^{em} sous-modèle linéaire et r le nombre de règles floues. Le vecteur ρ contient les paramètres variants qui peuvent dépendre (ou pas) des variables d'état ou bien une perturbation externe et *doit être connu ou mesurable à chaque instant* [7].

M_{ij} sont les fonctions d'appartenance floues des termes d'entrées.

En utilisant la méthode de centre de gravité pour la défuzzification de (1), la dynamique globale du système s'exprime :

$$\begin{cases} \dot{x}(t) = \sum_{i=1}^r h_i(\rho) [A_i x(t) + B_i u(t)] \\ y(t) = \sum_{i=1}^r h_i(\rho) [C_i x(t) + D_i u(t)] \end{cases} \quad (2)$$

Tel que: $h_i(\rho) = \frac{w_i(\rho)}{\sum_{i=1}^r w_i(\rho)}$ et $w_i(\rho) = \prod_{j=1}^l M_{ij}(\rho_j)$ est le degré de validité de la i^{eme} règle.

Il est clair que :

$$h_i(\rho(t)) \geq 0 \forall i = 1..r \text{ et } \sum_{i=1}^r h_i(\rho(t)) = 1$$

Le système non linéaire est ainsi représenté sous forme d'une somme convexe de sous-systèmes linéaires. La compensation parallèle distribué (PDC) est une technique de conception simple et naturelle pour un modèle type T-S décrit par (2) [21].

Dans le concept PDC, chaque règle de contrôle est conçue pour la règle correspondante du modèle T-S. Ainsi les théories des systèmes linéaires peuvent être utilisées pour concevoir les conséquences des règles de commande floues.

Soit K_i le retour d'état correspondant au i^{eme} sous-système linéaire de la règle correspondante, alors l'expression du contrôleur T-S est donnée par :

$$u(t) = - \sum_{i=1}^r h_i(\rho) K_i(\rho) x(t) \quad (3)$$

Il a été démontré que dans le cadre de modèle T-S et la conception de contrôle PDC, les conditions de conception pour la stabilité et les performances du système peuvent être formulées en termes de faisabilité d'un ensemble d'inégalités matricielle linéaires (LMIs) [21, 18, 19, 5].

3 Modèle du véhicule et contrôleur T-S

3.1 Modèle T-S du véhicule sur route

Afin d'étudier la dynamique latérale du véhicule dans un plan horizontal, le modèle bicyclette (Fig.1) est utilisé. Ce modèle s'obtient en négligeant la dynamique du roulis et du tangage et en remplaçant chaque essieu par une roue équivalente. Avec les hypothèses posées, le modèle nonlinéaire simplifié est donné par

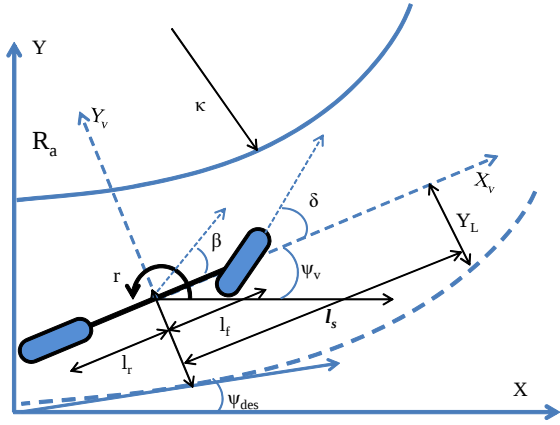


Figure 1: Représentation du modèle bicyclette sur route.

[16]:

$$\begin{cases} \dot{v}_y = \frac{F_{yf} + F_{yr} - c_y v_y^2}{m} - v_x r \\ \dot{r} = \frac{l_f F_{yf} - l_r F_{yr}}{I_z} \end{cases} \quad (4)$$

Où: v_x , v_y , r sont, respectivement, la vitesse longitudinale, la vitesse latérale et la vitesse du lacet. l_f et l_r sont, respectivement, les distances de l'essieu avant et arrière du centre de gravité du véhicule, c_y est le coefficient latéral de la traînée aérodynamique, m et I_z sont, respectivement, la masse du véhicule, et le moment d'inertie autour de l'axe du lacet. F_{yf} et F_{yr} sont les forces latérales équivalentes des roues avant et arrière.

Considérant des faibles angles de braquage et de dérive du véhicule, les force latérales des pneumatique sont données par:

$$\begin{cases} F_{yf} = 2C_f(\delta - \frac{v_y + l_f r}{v_x}) \\ F_{yr} = -2C_r \frac{v_y - l_r r}{v_x} \end{cases} \quad (5)$$

Avec δ : l'angle de braquage équivalent des roues avant.

Le positionnement du véhicule sur la route est étudié par deux variables supplémentaires (y_L) et (ψ_L) qui sont l'erreur latérale par rapport au centre de la voie à une distance (l_s) à l'avant du véhicule et l'erreur du cap. Leurs dynamiques

sont données par:

$$\begin{cases} \dot{y}_L = v_y + l_s r + v_x \psi_L \\ \dot{\psi}_L = r - v_x \kappa \end{cases} \quad (6)$$

κ étant la courbure de la route.

Ces deux variables peuvent être fournies par un système de vision (voir [10] par exemple).

Afin de quantifier le ressenti du conducteur aux couples sur la colonne de direction (couple de la commande et de l'autoalignement), la colonne de direction est modélisée. La dynamique simplifiée d'un système de direction assistée est donnée par [4]:

$$I_s \ddot{\delta} = T_d + T_c - \eta_t C_f (\delta - \frac{v_y + l_f r}{v_x}) - B_s \dot{\delta} \quad (7)$$

Avec T_c est le couple de la commande, T_d celui du conducteur, I_s est le moment d'inertie équivalent du système de direction et B_s son coefficient d'amortissement (frottement) équivalent.

En négligeant les forces aérodynamiques (i.e $c_y = 0$) la représentation d'état de (4) augmentée avec le positionnement sur route (6) et le système de direction (7) est :

$$\begin{cases} \dot{x}_v = A x_v + B_u u + B_w \kappa \\ y_v = C x_v \end{cases} \quad (8)$$

Tel que: $x_v = [v_y \ r \ \psi_L \ y_L \ \delta \ \dot{\delta}]^T$ le vecteur d'état du système, l'entrée du système u est le couple délivré par la commande (T_c) additionné à celui du conducteur (T_d).

$$A = \begin{pmatrix} a_{11} & a_{12} & 0 & 0 & b_1 & 0 \\ a_{21} & a_{22} & 0 & 0 & b_2 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & l_s & v & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ T_{s2} & T_{s1} & 0 & 0 & T_{s3} & T_{s4} \end{pmatrix}; B_u = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ \frac{1}{J_s} \end{pmatrix}.$$

$$B_w = (0 \ 0 \ 0 \ -v_x \ 0 \ 0)^T.$$

Avec :

$$a_{11} = -2 \frac{C_r + C_f}{m v_x}, \quad a_{12} = -v_x + 2 \frac{l_r C_r - l_f C_f}{m v_x},$$

$$a_{21} = 2 \frac{l_r C_r - l_f C_f}{I_z v_x}, \quad a_{22} = -2 \frac{l_r^2 C_r + l_f^2 C_f}{I_z v_x},$$

$$T_{s1} = 2 \frac{2C_f \eta_t}{J_s R_s v_x}, \quad T_{s2} = \frac{2C_f l_f \eta_t}{J_s R_s v_x} T_{s3} = -\frac{2C_f \eta_t}{J_s R_s},$$

$$T_{s4} = -\frac{B_s}{J_s}, \quad b_1 = 2 \frac{C_f}{m}, \quad b_2 = 2 \frac{l_f C_f}{I_z},$$

En considérant la vitesse longitudinale comme paramètre variant dans la dynamique latérale dans l'intervalle $[5, 25]m/s$ et définissant par $\rho_1 = v_x$ et $\rho_2 = \frac{1}{v_x}$, on obtient les quatre fonctions d'appartenance suivantes :

$$M_1^1 = \frac{\bar{\rho}_1 - \rho_1}{\bar{\rho}_1 - \underline{\rho}_1} = \frac{25 - \rho_1}{20} \text{ et } M_1^2 = 1 - M_1^1$$

$$M_2^1 = \frac{\bar{\rho}_2 - \rho_2}{\bar{\rho}_2 - \underline{\rho}_2} = \frac{\frac{1}{5} - \rho_2}{\frac{1}{5} - \frac{1}{25}} \text{ et } M_2^2 = 1 - M_2^1$$

La dynamique globale du modèle T-S obtenu s'écrit alors :

$$\begin{cases} \dot{x} = \sum_{i=1}^4 h_i(v_x) (A_i x + B_i u) \\ y = \sum_{i=1}^4 h_i(v_x) C_i x \end{cases} \quad (9)$$

Avec :

$$h_1 = M_1^1 \times M_2^2, \quad h_2 = M_1^1 \times M_2^1$$

$$h_3 = M_2^1 \times M_1^2, \quad h_4 = M_2^2 \times M_1^2$$

et les matrices A_i , B et C ($i = 1..4$) sont les matrices obtenues dans (8) pour les quatre sommums $[\bar{\rho}_1, \bar{\rho}_2]$, $[\bar{\rho}_1, \underline{\rho}_2]$, $[\underline{\rho}_1, \bar{\rho}_2]$, $[\underline{\rho}_1, \underline{\rho}_2]$, avec $\underline{\rho} = \min(\rho)$ et $\bar{\rho} = \max(\rho)$.

Une comparaison des sorties du système non-linéaire (4) et celles données par son modèle T-S (9) est rapportée sur la Figure (2). Les sorties sont le résultat de l'excitation des deux modèles avec un couple de braquage sinusoïdal et pour une variation de la vitesse longitudinale en palier. Comme on peut le constater la modélisation T-S donne une représentation exacte du modèle non linéaire.

Le contrôleur T-S correspondant est discuté dans la section suivante.

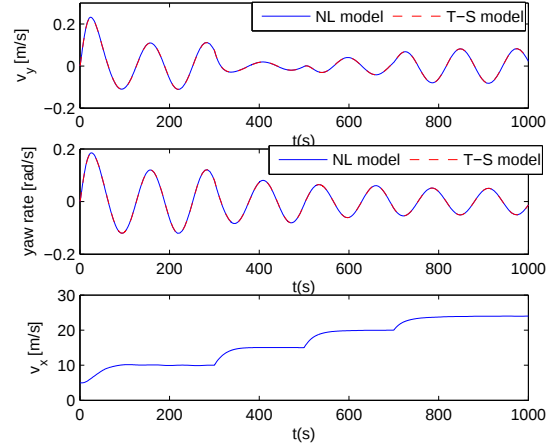


Figure 2: Comparaison des sorties du modèle nonlinéaire et du modèle T-S

3.2 Contrôleur T-S

Le but premier du contrôleur, recherché, est le maintien du véhicule sur la route, cela se traduit par la minimisation de l'écart latéral (y_L) ainsi que de l'erreur de cap (ψ_L). Le confort du conducteur comme second objectif: confort corporel par la minimisation de l'accélération latérale (a_y) et au volant par minimisation de la vitesse de braquage ($\dot{\delta}$). Le vecteur de performance à minimiser est donc $z = C_z x = [a_y, \psi_L, y_L, \dot{\delta}]$

Pour atteindre les objectifs cités, on propose un contrôleur T-S optimal de la forme (3) minimisant le critère quadratique donné par :

$$J = \int_0^{\infty} z^T Q z + u^T R u \, dt \quad (10)$$

Avec : $Q = \text{diag}[q_{a_y}, q_{\psi_L}, q_{y_L}, q_{\dot{\delta}}]$ et q_x est la pondération de la variable x et R la pondération sur le signal de commande.

Le problème à résoudre, à présent, est de retrouver les gains K_i permettant de minimiser J sous la dynamique A_i , B , C_z $i = \overline{1..r}$.

Soit $V(x) = x^T X x$ avec $X > 0$ et le signal de commande $u(t)$ satisfaisant l'équation Hamilton-Jacoby [20]:

$$\dot{V}(x(t)) + z(t)^T Q z(t) + u(t)^T R u(t) < 0 \quad (11)$$

Par le calcul de $\dot{V}(x(t))$ et remplacement de $u = -K_\rho x$, en utilisant le compliment de Schur (voir l'annex) le problème peut se réécrire :

$$\begin{bmatrix} PA_\rho^T + A_\rho P - (B_\rho M_\rho + M_\rho^T B_\rho^T) & PC_{z\rho}^T & M_\rho^T \\ C_{z\rho} P & -Q_i^{-1} & 0 \\ M_\rho & 0 & -R_i^{-1} \end{bmatrix} \quad (12)$$

Avec: $P = X^{-1}$ et $M_\rho = K_\rho P$

Les gains K_i du contrôleur T-S sont obtenus par la résolution des LMIs suivant [20]:

Minimiser γ :

$$\begin{bmatrix} \gamma & x(0)^T \\ x(0) & P \end{bmatrix} > 0 \quad (13)$$

et pour $1 \leq i \leq j \leq r$:

$$\begin{cases} \Pi_{ii} < 0 \\ \frac{1}{r-1}\Pi_{ii} + \frac{1}{2}[\Pi_{ij} + \Pi_{ji}] < 0 \end{cases} \quad (14)$$

Tel que :

$$\begin{aligned} \Pi_{ii} &= \begin{bmatrix} \frac{1}{2}T_{ii} & PC_{zi}^T & M_i^T \\ C_{zi}P & Y & 0 \\ M_i & 0 & S \end{bmatrix} \\ \Pi_{ij} &= \begin{bmatrix} T_{ij} & PC_{zi}^T & PC_{zj}^T & M_i^T & M_j^T \\ C_{zi}P & Y & 0 & 0 & 0 \\ C_{zj}P & 0 & Y & 0 & 0 \\ M_i & 0 & 0 & S & 0 \\ M_j & 0 & 0 & 0 & S \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (15)$$

Avec $G_{ji} = A_i - B_i K_j$, $Y = -Q^{-1}$, $S = -R^{-1}$ et

$$T_{ij} = P(G_{ij} + G_{ji})^T + (G_{ij} + G_{ji})P$$

Et enfin :

$$K_i = M_i P^{-1} \quad (16)$$

On suppose dans cette étude que le vecteur d'état $x(t)$ est disponible.

4 Simulations et résultats

4.1 Validation sur Matlab/Simulink

Une première série de tests est réalisée en simulation sur Matlab/Simulink afin d'ajuster le

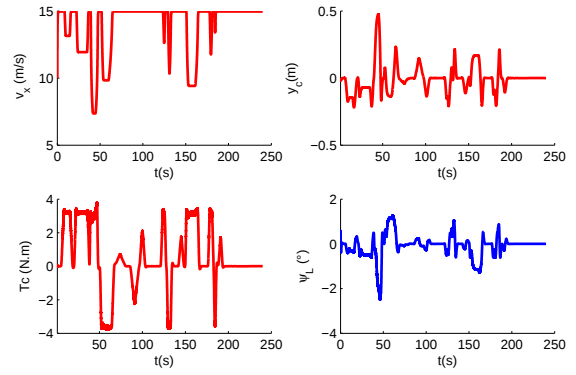


Figure 3: Résultats de simulation, haut gauche: vitesse du véhicule (v_x), haut droite : écart latéral (y_c), bas gauche : couple du contrôleur (T_c), bas droite : erreur de cap (ψ_L).

contrôleur qui sera, par la suite, implémenté sur le simulateur de conduite SHERPA.

Le modèle d'écrit en (4) est utilisé pendant les simulations. La vitesse longitudinale est régulée par le contrôleur mode glissant similaire à celui développé dans [16], tandis que le contrôle latéral est assuré par le contrôleur T-S développé ici. Comme rapporté sur la Figure (3), le véhicule reste sur la voie avec un écart latéral inférieur à 40cm, et ce, malgré la variation de la vitesse longitudinale.

4.2 Test en conduite

Après un bon réglage de la loi de commande en simulation, l'approche proposée est testée sur le simulateur SHERPA (Fig.4).

Dans cet essai, le contrôle latéral du véhicule est assuré à la fois par un conducteur humain et le contrôleur proposé tandis que la vitesse longitudinale est gérée uniquement par le conducteur. Comme déjà souligné précédemment, le but principal est de tester la capacité de l'approche proposée à assurer un bon maintien de voie.

Comme on peut le voir sur la Figure 5 l'approche proposée permet de maintenir le véhicule sur la route avec un écart latéral inférieur à 0.5m et une erreur de cap inférieure à 10° sur toute la trajectoire réalisée avec une faible intervention du conducteur (voir couple



Figure 4: Le simulateur SHERPA .

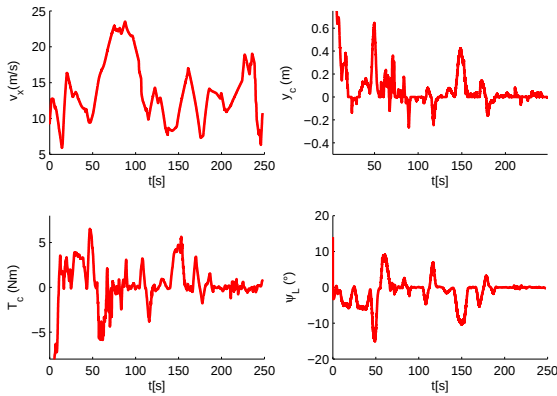


Figure 5: Résultat d'un test de conduite sur simulateur, haut: vitesse du véhicule v_x et erreur latérale y_c , le bas: couple de l'assistance T_c et erreur de cap ψ_L .

conducteur dans la Figure 6).

Afin de mettre en avant le ressenti du conducteur, une représentation des couples délivrés par le conducteur (T_d), l'assistance (T_c) ainsi que le couple d'auto-alignement (T_{al}) est rapportée sur Fig.6.

Par calcul des normes des différents couples, on trouve que le conducteur fournit l'équivalent de 5% du couple total nécessaire pour réaliser le trajet et le reste est fourni par l'assistance.

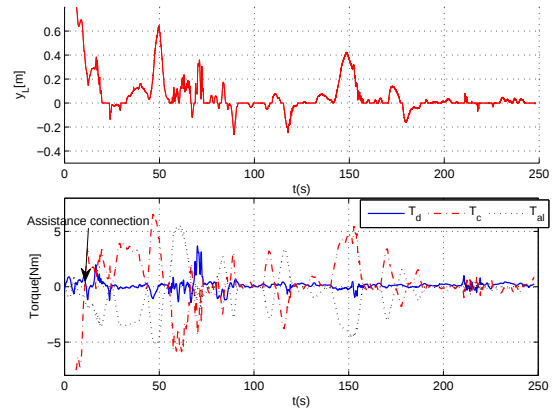


Figure 6: Ressenti du conducteur en conduite sur simulateur, haut: erreur latérale y_L , le bas: couple conducteur T_d , couple de l'assistance T_c , couple d'auto alignement T_{al} .

5 Conclusions

Une assistance au maintien de la voie est proposée dans ce papier. Cette assistance est basée sur un contrôleur T-S correspondant à la modélisation T-S du modèle bicyclette non-linéaire du véhicule. L'objectif est le maintien du véhicule au centre de la voie, sans autant rejeter les actions du conducteur.

L'approche proposée est validée dans un premier temps en simulation avec Matlab/Simulink puis implémentée sur le simulateur dynamique SHERPA afin de mieux quantifier le ressenti du conducteur. Les résultats obtenus jusqu'à présent sont assez prometteurs.

L'objectif qui sera exploré dans les travaux futures concerne l'étude des interactions du contrôleur proposé avec le conducteur à la fois pendant la conduite normale -maintien de la route- et dans des cas d'urgence; présence d'obstacles non détecté, changement de voie... etc. Une piste consiste à prendre en compte le conducteur dans l'étape de synthèse du contrôleur, et ainsi, améliorer la coopération entre le système d'assistance et le conducteur.

A Annex

Dérivé de la fonction de Lyapunov :

$$\begin{aligned}\dot{V}(x(t)) &= x(t)^T (A_p - B_p K_p)^T X x(t) \\ &\quad + x(t)^T X (A_p - B_p K_p) x(t) \\ &= x(t)^T ((A_p - B_p K_p)^T X + X (A_p - B_p K_p)) x(t) \\ &\quad + z(t)^T Q z(t) + u(t)^T R u(t) = x(t)^T C_{zp}^T Q C_{zp} x(t) \\ &\quad + x(t)^T (B K_p)^T R (B K_p) x(t) \\ &= x(t)^T (C_{zp}^T Q C_{zp} + (B K_p)^T R B K_p) x(t)\end{aligned}\quad (17)$$

Complément de Schur :

$$\begin{cases} R > 0 \\ Y + X^T R X < 0 \end{cases} \Leftrightarrow \begin{bmatrix} Y & X^T \\ X & -R^{-1} \end{bmatrix} \quad (19)$$

References

- [1] J. Ackermann and T. Bünte. Yaw disturbance attenuation by robust decoupling of car steering. *Control Engineering Practice*, 5(8):1131–1136, 1997.
- [2] A. El Hajjaji and S. Bentalba. Fuzzy path tracking control for automatic steering of vehicles. *Robotics and Autonomous Systems*, 43(4):203–213, 2003.
- [3] A. El Hajjaji, A. Ciocan, and D. Hamad. Four wheel steering control by fuzzy approach. *Journal of Intelligent & Robotic Systems*, 41(2):141–156, 2005.
- [4] N.M. Enache, S. Mammar, M. Netto, and B. Lusetti. Driver steering assistance for lane-departure avoidance based on hybrid automata and composite Lyapunov function. *IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems*, 11(1):28–39, 2010.
- [5] T.M. Guerra and L. Vermeiren. Control laws for Takagi-Sugeno fuzzy models. *Fuzzy Sets and Systems*, 120(1):95–108, 2001.
- [6] R. Isermann. Mechatronic systems—innovative products with embedded control. *Control Engineering Practice*, 16(1):14–29, 2008.
- [7] J. Li, H.O. Wang, D. Niemann, and K. Tanaka. Dynamic parallel distributed compensation for Takagi-Sugeno fuzzy systems: An LMI approach. *Information sciences*, 123(3-4):201–221, 2000.
- [8] S. Mammar, P. Martinet, S. Glaser, M. Netto, L. Nouveliere, and B. Thuilot. Méthodes de l’automatique pour l’assistance et l’automatisation de la conduite automobile. In *Journées Nationales de la Recherche en Robotique (JNRR05)*, France, 2005.
- [9] R. Marino and P. Tomei. *Nonlinear Control Design*. Prenice-Hall, 1995.
- [10] J.C. McCall and M.M. Trivedi. Video-based lane estimation and tracking for driver assistance: survey, system, and evaluation. *IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems*, 7(1):20–37, 2006.
- [11] M.S. Netto, S. Chaib, and S. Mammar. Lateral adaptive control for vehicle lane keeping. In *Proceedings of the American Control Conference, 2004.*, volume 3, pages 2693–2698. IEEE, 2004.
- [12] O.N.I.S.R. Sécurité routière -chiffres clés : La mortalité routière en france 2010. Technical report, Ministère de la l’intérieur, de l’outre-mer, des collectivités locales et de l’immigration, septembre 2010.
- [13] C. Poussot-Vassal, O. Sename, L. Dugard, and SM Savaresi. Vehicle dynamic stability improvements through gain-scheduled steering and braking control. *Vehicle System Dynamics*, 49(10):1597–1621, 2011.
- [14] Thibaut Raharijaona, Checrel P., and Yagoubi M. Commande l’p’v d’ordre réduit sous la forme retour d’état-observateur appliquée l’assistance au contrôle latéral. In *IEEE Conférence Internationale Francophone d’Automatique CIFA2006*, Bordeaux, France, may 2006.
- [15] M. Shimakage, S. Satoh, K. Uenuma, and H. Mouri. Design of lane-keeping control with steering torque input. *JSAE Review*, 23(3):317–323, 2002.
- [16] D. Swaroop and S.M. Yoon. The Design of a Controller for a Following Vehicle in an Emergency Lane Change Maneuver. *Institute of Transportation Studies, Research Reports, Working Papers, Proceedings*, 1999.
- [17] T. Takagi and M. Sugeno. Fuzzy identification of systems and its applications to modelling and control. *IEEE Transactions on Systems, Man and Cybernetics-Part B : Cybernetics*, 15(1):116–132, 1985.
- [18] K. Tanaka, T. Ikeda, and H.O. Wang. Fuzzy regulators and fuzzy observers: relaxed stability conditions and lmi-based designs. *IEEE Transactions on Fuzzy Systems*, 6(2):250–265, 1998.
- [19] K. Tanaka and H.O. Wang. *Fuzzy control systems design and analysis: a linear matrix inequality approach*. Wiley-Interscience, 2001.
- [20] HD Tuan, P. Apkarian, T. Narikiyo, and Y. Yamamoto. Parameterized linear matrix inequality techniques in fuzzy control system design. *IEEE Transactions on Fuzzy Systems*, 9(2):324–332, 2001.
- [21] H.O. Wang, K. Tanaka, and M.F. Griffin. An approach to fuzzy control of nonlinear systems: Stability and design issues. *IEEE Transactions on Fuzzy Systems*, 4(1):14–23, 1996.