

République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique



Université Dr. Tahar Moulay de Saïda
Faculté de la Technologie
Département d'Electrotechnique



Mémoire de Fin d'Etudes

En vue de l'obtention du diplôme de

Master (LMD)

Spécialité : AUTOMATIQUE ET SYSTEMES

Filière : AUTOMATIQUE

Intitulé :

**Modèle cybernétique de conducteur pour le contrôle
latéral partagé d'un véhicule**

Présenté par : ALLAM MOHAMED
BENAOUMEUR MOHAMED

Devant le jury composé de :

Président :

Encadreur : Dr. MERAH Abdelkader

Examineur : Dr. Mostefai Lotfi

Examineur : Pr. Miloudi Abdallah

Soutenu le07/2019

Promotion 2018-2019

Remerciements

Nous tenons à exprimer nos remerciements les plus vifs à notre encadreur Dr. Abdelkader Merah, qui a su nous guider et nous aider dans ce travail avec beaucoup de tact et de gentillesse et qui nous a permis de découvrir un domaine très intéressant celui des systèmes d'aide à la conduite. Qu'il trouve ici notre estime et notre profond respect.

Nous tenons également à remercier toutes les personnes qui ont participé, à titre professionnel ou personnel à la réalisation de ce travail.

Nos remerciements iront également vers tous ceux qui ont accepté avec bienveillance de participer au jury de ce mémoire.

Dédicace

Je dédie ce modeste travail à mes parents, mes frères et mes sœurs qui sans leur soutien, je ne serai pas là aujourd'hui à tous ceux qui nous ont aidé, soit de près ou de loin dans nos recherches, mes amis, ainsi qu'à toute la promotion de Automatique et Systèmes.

ALLAM MOHAMED

Dédicace

Je dédier ce modeste travail à mon très cher père, qui m'a toujours soutenu dans ma vie, et que je dois tous mes respects.

A ma très chère mère pour son aide précieuse, ainsi que tous les conseils qu'elle m'a apportés, pour son amour et sa compréhension ;

A mes frères et mes sœurs;

A mes amis, qui resteront à jamais présents dans mes pensées.

BENAOUMEUR MOHAMED

Résumé

Afin de faciliter la conduite et prévenir les accidents de collision et par sortie de voie, ce travail porte sur le développement d'un dispositif d'assistance au contrôle latéral d'un véhicule. Pour maintenir le véhicule dans la voie et faciliter la tâche de conducteur, un loi de commande a été conçu et évalué en simulation. Ce dernier se repose sur un principe similaire à celui des assistantes LKS commercialisées à ce jour. Sa conception repose sur une conception tenant compte a priori des modalités et enjeux du partage de la conduite avec le conducteur par l'utilisation d'un modèle cybernétique de conducteur. La commande LQR a été choisie pour ce qu'elle permet la prise en compte de la connaissance anticipée de la courbure de la route et la définition de critères de performance pertinents. Des critères innovants ont été utilisés pour évaluer le risque de sortie de voie, le niveau de partage des actions entre le conducteur et l'assistance au contrôle latéral, ainsi que son caractère coopératif ou contradictoire.

Mots Clé : Dynamique latérale et longitudinale du véhicule, Commande linéaire quadratique, Assistance préventive, LKS, LDA, Contrôle latéral partagé, Copilote électronique, modèle cybernétique de conducteur.

Sommaire

Introduction générale.....	13
----------------------------	----

Chapitre I

Etat de l’art sur les systèmes d’aide à la conduite

I.1 Introduction	15
I.2 Problématiques	15
I.3. Progression de l’intrusion de l’aide au guidage latéral	16
I.4 Le contrôle latéral.....	18
I.4.1 Vers l’assistance au contrôle latéral.....	18
I.4.2 Les systèmes de sécurité préventive	20
I.5 Conclusion.....	23

Chapitre II

Modélisation du véhicule et de son environnement

II.1 Introduction.....	25
II.2 Mouvements et organes du véhicule.....	25
II.2.1 Les mouvements du véhicule.....	25
II.2.2 Les or0ganes du véhicule	26
Figure II.2 : Les organes du véhicule.	26
II.3 les forces de résistance à l’avancement de véhicule	28
II.3.1 Force de résistance aérodynamique F_w	28
II.3.2 Force de résistance au roulement F_{roul}	28
II.3.3 Force de gravité F_{grav}	29
II.3.4 La force d’inertie.....	29

II.3.5 La Frottements internes	29
II.4 Modélisation de véhicule	29
II.5 Modélisation du contact roue-sol.....	32
II.5.1 Angle de dérive	32
II.5.2 Le glissement	33
II.5.3 Adhérence	34
II.5.3.1 Modèle de karchoo	34
II.5.3.2 Modèle de Pacejka	35
II.6 Modèle mécanique en vue de la simulation du véhicule	37
II.7 Le différentiel mécanique	38
II.8 La colonne de direction assistée électrique.....	40
II.9 conclusion	42

Chapitre III

Synthèse des lois de commande

III.1. Introduction :	44
III.2 Linéarisation de système	44
III.2.1. La linéarisation de la force latérale	47
III.3 Élaboration du modèle global véhicule-route (VR).....	49
III.4 Contrôle partagé entre copilote et conducteur	50
III.5 Partage en vue de la coopération homme-machine	51
III.5.1 Développement d'un modèle cybernétique du conducteur	53
III.5.2 Historique de la cybernétique	53
III.5.3 La pertinence de l'approche cybernétique pour la modélisation.....	54
III.5.4 Modèle cybernétique du conducteur	54
III.5.6 Mise en équation du modèle.....	58
III.5.7 Observation de l'état du conducteur	60
III.6 Élaboration du modèle global CVR	62
III.7 Contrôle partagé entre copilote et conducteur	63

III.7.1 Synthèse de la commande optimale LQR	64
III.7.1.1 Régulateur linéaire quadratique	64
III.7.1.2 Choix des matrices de pondération	65
III.8 Application pour l'assistance au suivi de voie	66
II.9 Conclusion	69

Chapitre IV

Simulation et interprétation des résultats

III.1. Introduction	71
IV.2. Simulation et interprétations des résultats	71
IV.3 Conclusion	78
Conclusion générale	80
Bibliographie	81

Symboles

θ	:Angle de tangage.
Φ	:Angle de roulis.
Ψ	:Angle de cap.
δ_f	:Angle de braquage.
CG	:Centre de gravité.
r	:La vitesse de l'acet.
V_x	:La vitesse longitudinale.
V_y	:La vitesse latérale.
ρ_{ref}	:La courbure de la route.
R	:Le rayon de la courbure.
F_{yf}, F_{yr}	:Les forces de contacts pneumatique-chaussée appliquées à la roue avant et arrière respectivement.
J_v	:L'inertie de véhicule
C_{yf}	:Coefficient de raideur des pneus avant
C_{yr}	:Coefficient de raideur des pneus arrière
	:Angle de glissement des pneus avant.
L_f	:Angle de glissement des pneus arrière
δ_f	:Angle de volant
M_v	:La masse du véhicule.
F_w	:Force de vent.
L	:La longueur entre les deux trains avant et arrière
L_f	:La longueur entre le train avant et le centre de gravité
L_r	:La longueur entre le train arrière et le centre de gravité
Hcg	:L'hauteur du centre de gravité
D	:La moitié de la longueur de train arrière
S_f	:Section frontale du véhicule
P	:La densité volumique de l'air
C_{px}	:Coefficient de pénétration de l'air
F_x	:La force longitudinale
F_y	:La force latérale
λ	:Le coefficient de glissement longitudinal
M	:L'adhérence
B	:Coefficient de raideur
C	:Facteur de forme
D	:La valeur maximale
E	:La courbure qui permet un contrôle des abscisses pour lesquelles les valeurs maximales des courbes sont atteintes
S_h	:Décalage à l'origine en horizontal
S_d	:Décalage à l'origine en verticale

u_{ti}	:Les vitesses linéaires
C_c	:Le couple de conducteur
C_a	:Le couple d'assistance
C_{at}	:Le couple d'auto-alignement
n_t	:La chasse géométrique
R_s	:Le rapport de réduction de la direction
I_s	:L'inertie de la colonne de direction
K_m	:Le gain de direction manuelle
δ_d	: Angle de braquage de volant.
α_i	:Angle de dérive des roues.
Ψ_L	:L'erreur sur l'angle de cap.
Ψ_d	:L'angle de la route.
Y_L	:L'écart latéral du véhicule par rapport au centre de voie, mesuré à une distance l_s en avant du véhicule.

Acronymes

VR	:Modèle Véhicule-Route.
ESP	:Electronic Stability Program
ABS	:Anti-lock breaking System.
LKS	:Lane Keeping System.
LDA	:Lane Departure Avoidance
TLC	:Time to line crossing

Liste des figures

Chapitre I

Figure I.1	électrique installé sur la colonne de direction	21
Figure I.2	Caméra en vision frontale	22
Figure I.3	Systems.LKS/LDA [Mer-16]	22
Figure I.4	Systèmes LKS/LDA	23

Chapitre II

Figure II.1	Les mouvements du véhicule	25
Figure II.2	Les organes du véhicule.	26
Figure II.3	Les forces de résistance à l'avancement de véhicule	28
Figure II.4	Mouvement du véhicule dans le système d'axes (X, Y)	30
Figure II.5	Forces au niveau des roues du véhicule, dans le plan (x, y)	31
Figure II.6	Glissement latérale de la roue	33
Figure II.7	(a) Courbe caractéristique selon le modèle de Pacejka, (b) Courbe de l'adhérence pour différent revêtement de la route	35
Figure II.8	agissant sur un véhicule dans un cas général de mouvement	38
Figure II.9	Différentiel mécanique	39
Figure II.10	Géométrie de véhicule en virage	40
Figure II.11	Modèle réduit de la colonne de direction	40
Figure II.12	Modèle de la colonne de direction pour la synthèse des lois de commande	41

Chapitre III

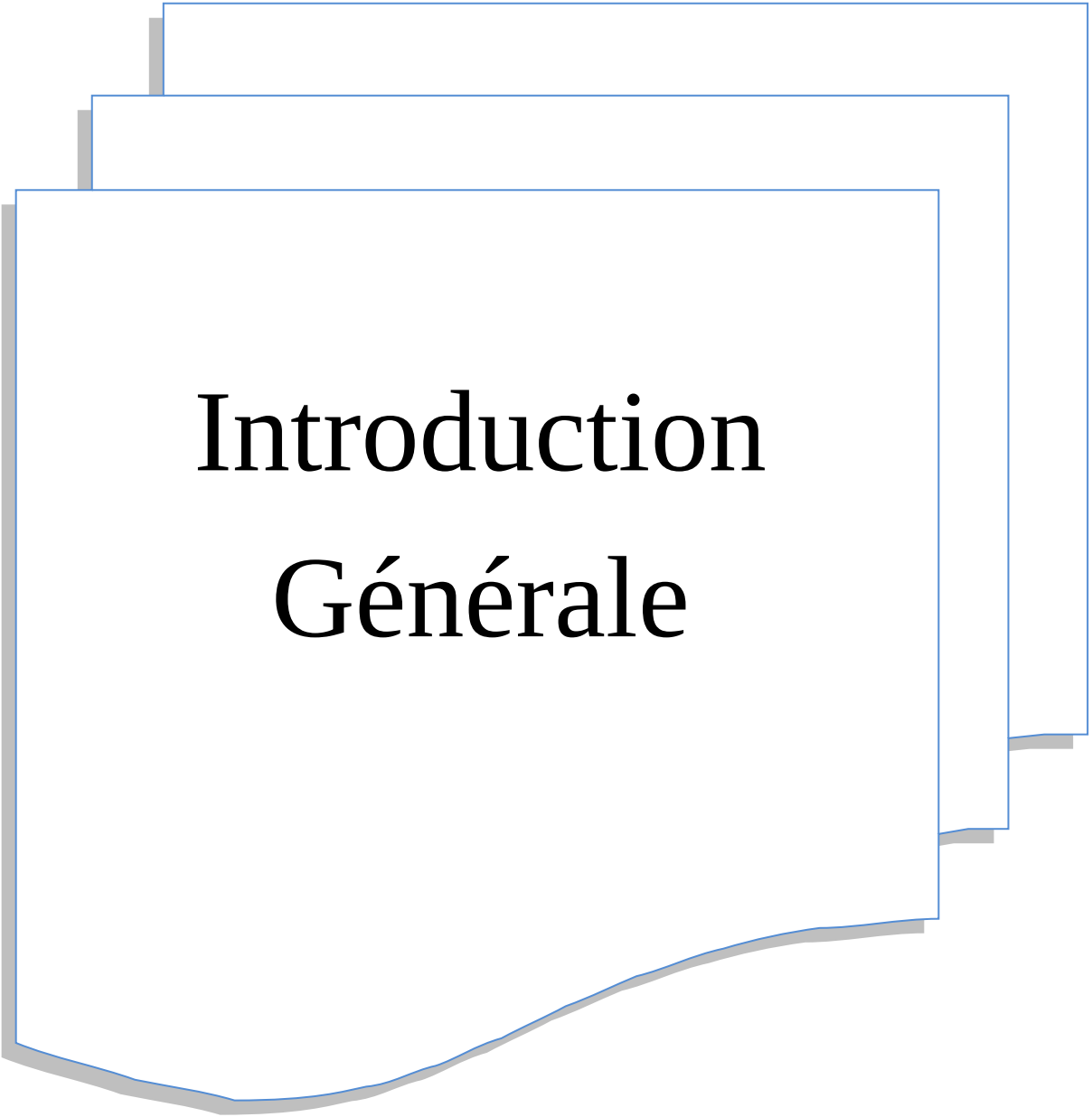
Figure III.1	Les différents mouvements de véhicule	44
Figure III.2	Modèle bicyclette	45
Figure III.3	Forces au niveau du contact pneu/chaussée	46
Figure III.4	Forme de la courbe d'adhérence	46
Figure III.5	Architecteur de Contrôle partagé conçu à base de modèle véhicule-route (VR)	50
Figure III.6	Architecture d'assistance	52
Figure III.7	Architecteur de modèle conducteur [Lou-12]	55
Figure III.8	Le modèle cybernétique de conducteur proposé par [Lou-12]	56
Figure III.9	représentation mathématique de modèle conducteur proposé par [Lou-12]	57
Figure III.10	angle de point tangent	60
Figure III.11	Observateur à ordre réduit de l'état de conducteur [Lou-12]	62

Liste des figures

Figure III.12	Architecteur de Contrôle partagé	63
---------------	----------------------------------	----

Chapitre IV

Figure IV.1	Piste d'essai	72
Figure IV.2	variables d'entrées (a).Vitesse de véhicule ; (b) Angle de braquage	73
Figure IV.3	Les perturbations (a).Vent latéral ; (b) Adhérence ; (c) Courbure de la route	73
Figure IV.4	Les efforts appliqués sur le volant	74
Figure IV.5	Les indications de suivi de voie (a) Déplacement latéral ; (b) Le cap relatif	75
Figure IV.6	(a).Courbure de la route ; (b) Trajectoire de véhicule	75
Figure IV.7	Les critères de stabilité (a).Vitesse de lacet ; (b) Angle de dérive	76
Figure IV.8	Les critères de confort (a) : 'Accélération latérale de véhicule' (b) : Variation de couple d'assistance	76
Figure IV.9	Comparaison entre le système commercialisé (LKS) et le système basé sur le modèle Cybernétique de conducteur	76



Introduction Générale

Introduction générale

Un véhicule automobile est un système mécanique, électronique et informatique destiné au transport des personnes et leurs biens, possédant ainsi une infrastructure dédiée, contrôlé et commandé par l'Homme, il est devenu indispensable à la vie quotidienne. Par contre, les risques de perte de contrôle, de dérapage, de sortie de route, de renversement et autres phénomènes, accompagnant son utilisation sont toujours présents. Ils consistent un vaste domaine de recherche pour les détecter, les prévenir et, éventuellement, les éviter.

Les véhicules automobiles « intelligents » sont de plus en plus équipés des nouvelles technologies de sécurité active et passive.

La sécurité passive : peut minimiser la gravité et les conséquences d'un accident en concevant, par exemple, des châssis, des capots, des pare-chocs et autres parties du véhicule pour absorber un maximum d'énergie lors du choc.

La sécurité active : intervient dès l'apparition des conditions dangereuses risquant d'aboutir à un accident. Elle vise à augmenter la sécurité routière en assistant le conducteur dans la détection de l'environnement entourant (par exemple en détectant la condition de la chaussée ou les autres véhicules pendant un dépassement), et/ou à l'aider directement dans le contrôle de son véhicule. Ces tâches font parties de ce que les systèmes d'aide à la conduite ADAS (Advanced Driver Assistant Systems) accomplissent. Parmi ces systèmes, on trouve le système d'anti-blocage des roues, dont l'abréviation de l'allemand *Antiblockiersystem* est ABS, qui limite le blocage des roues pendant un freinage brusque et intense, l'ESP, l'électro-stabilisateur programmé, qui améliore le contrôle de trajectoire, les limiteurs de vitesse, les systèmes anti-collisions,... etc.

La Sécurité préventive : systèmes d'aide anticipant les situations dangereuses et cherchant à effectuer une action préventive. En ce qui concerne les travaux sur l'assistance au contrôle latéral, les exemples se portent sur deux types de systèmes : l'assistance à l'évitement de sorties de voies LDA (Lane Departure Avoidance), et l'assistance au contrôle latéral pour le maintien dans la voie LKS (Lane Keeping Support).

Objectif

L'objectif que nous voulons atteindre est la réalisation d'un projet de fin d'études, en vue d'évaluer les connaissances théoriques requises durant notre formation. Nous devons pour cela faire un programme sur le logiciel Matlab/Simulink pour le contrôle latéral partagé entre le pilot et l'automate d'assistance d'un véhicule.

Plant de mémoire

Le manuscrit est scindé en quatre chapitres, le tout est suivi par des conclusions et des perspectives.

Chapitre I- Etat de l'art sur les systèmes d'aide à la conduite

Dans ce chapitre, nous présentons un état de l'art sur les systèmes d'aide à la conduite, on mise l'accent sur les systèmes d'assistance au contrôle latéral.

Chapitre II- Modélisation du véhicule et de son environnement

Dans ce chapitre, nous présentons le modèle dynamique de véhicule qui est caractérisée par les équations prenant en compte les aspects dynamique et aérodynamique. En présentons aussi le modèle de la colonne de direction. La modélisation de l'environnement de véhicule est basée sur le contact pneu-sol, l'amélioration des modèles de description de cette interaction est impérative afin de répondre au besoin d'une meilleure modélisation de la dynamique du véhicule.

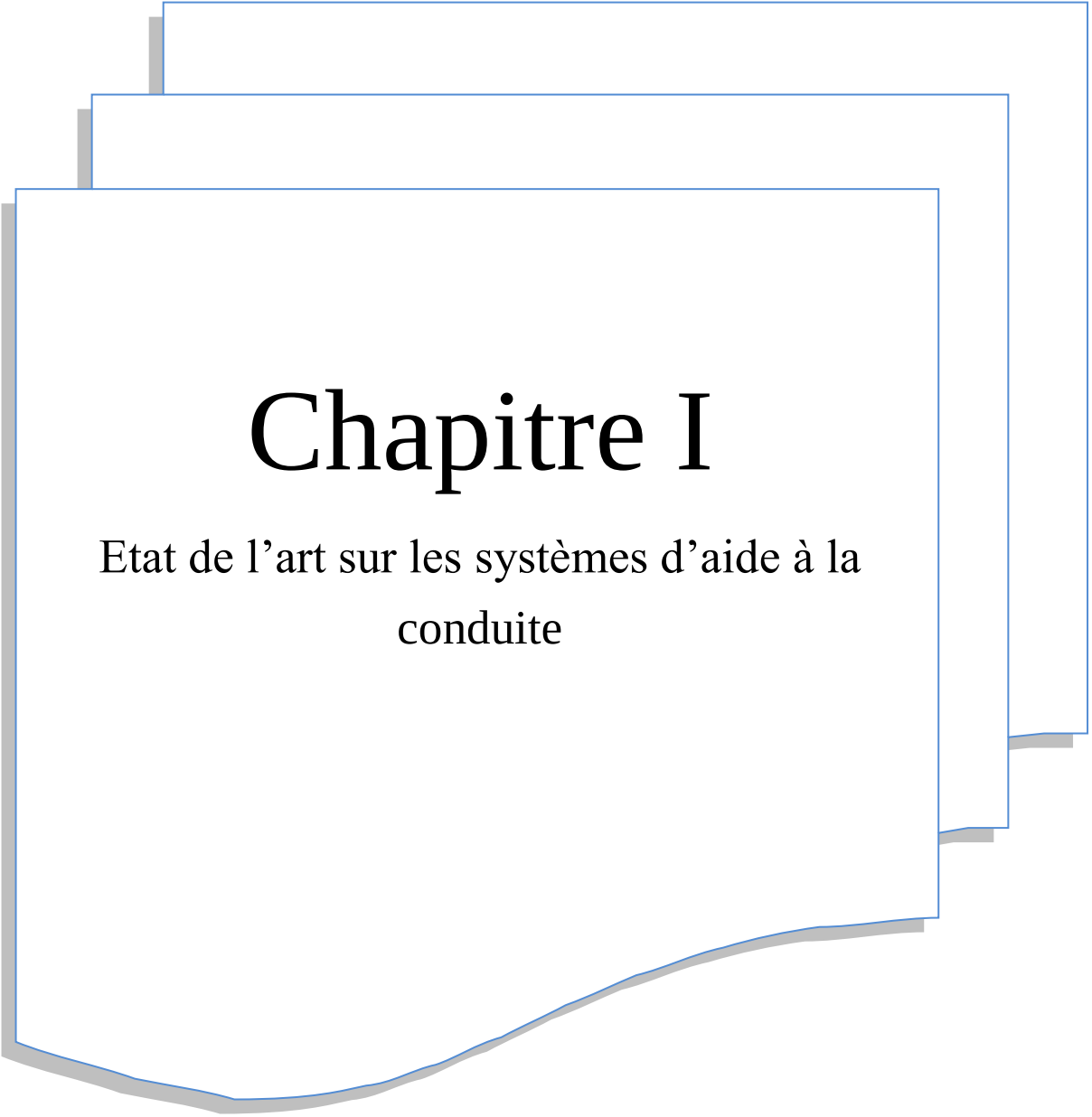
Chapitre III- Synthèse des lois de commande

Dans ce chapitre nous utilisons un modèle cybernétique du conducteur cohérent avec les connaissances actuelles dans le domaine de la sensorimotricité humaine, et nous étudions l'observation de l'état du conducteur. Ensuite, nous développons le modèle global CVR : conducteur-véhicule-route. Ensuite nous abordons la problématique de la synthèse de loi de commande linéaire quadratique (LQR). Le problème est formalisé dans le cas général. Ensuite, nous appliquons cette loi de commande pour la synthèse d'une conduite automatisée pour le suivi de voie. Enfin, on analyse les interactions conducteur-automate au travers des critères d'évaluation.

Chapitre IV- Simulation et interprétation des résultats

Le quatrième chapitre représentera l'étude en simulation de l'ensemble modèle dynamique de véhicule et le contrôleur proposé, tous les tests seront réalisés sur une piste d'essai qui contient plusieurs virages. La robustesse de la technique de contrôle proposée sera testée par rapport aux variations de l'adhérence, la courbure de la route et les rafales de vent. Enfin les différents résultats seront représentés dans la dernière partie de ce chapitre.

Finalement, une conclusion générale termine ce travail et en dressant les perspectives pour les travaux futurs.



Chapitre I

Etat de l'art sur les systèmes d'aide à la
conduite

I.1 Introduction

Les systèmes d'aide à la conduite sont un secteur en pleine mutation. La plupart des systèmes actuels présents en série dans les véhicules ont pour objectif de pallier aux défaillances du conducteur, mais l'évolution récente est d'ajouter l'intégration d'objectifs de confort ou d'efficacité énergétique. Les systèmes d'aide à la conduite agissent sur la sécurité soit en aidant le conducteur à éviter un accident ou une situation à risque, soit en cherchant à minimiser les conséquences.

I.2 Problématiques

L'automobile qui se déplace dans son infrastructure constitue un système complexe et rapide. Il peut devenir instable dans certains cas. Dans sa globalité, la problématique automobile est caractérisée par plusieurs éléments dont :

- Le véhicule qui peut être modélisé de manière plus ou moins complexe et contrôlé.
- L'interaction pneu-chaussée qui est difficile à modéliser et dont certaines grandeurs telles que l'adhérence sont difficilement mesurables.
- Le conducteur et son comportement qui est variable et dont la modélisation est réalisable de manière moyenne, approchée ou statistique. Toutefois, il constitue l'élément essentiel de la chaîne d'action et de contrôle du véhicule.
- La route génère les perturbations par sa géométrie, son état, son revêtement et son environnement. Elle impose au conducteur des choix plus ou moins urgents, sur autoroute, lors d'évitement d'obstacle, de maintien de voie ou bien de freinage d'urgence. Dans le but de la rendre plus sécuritaire, elle devient communicante.

Le domaine de l'automobile est donc très riche pour la recherche de l'automaticien. Les méthodes classiques et modernes de l'automatique trouvent de nombreuses applications dans des situations très délicates dans la mesure où les signaux sont fortement bruités, les modèles élaborés non linéaires, sensibles à certaines variations de paramètres et d'ordre élevé. Les constructeurs et les pouvoirs publics se voient de plus en plus intéressés dans l'élaboration d'études de fond. Les accidents de la route ont des coûts humains et économiques considérables bien qu'ils soient en constante diminution. Les principales causes des accidents routiers restent la vitesse trop élevée, l'incapacité à prédire la trajectoire du véhicule, le manque d'attention et la négligence, l'incapacité à estimer la vitesse des autres véhicules, la distraction due à un événement extérieur au véhicule ou bien la mauvaise appréciation de l'état de la chaussée.

Selon les dernières statistiques de cette année 2016 on a :

Tableau I.1 Statistiques [Mer-16]

Les mois	Nombres des accidents	Nombres d'interventions	victimes choqué par véhicules		Victimes de collision de véhicule		Sortie involontaire de la route	
			blessés	décès	blessés	décès	blessés	décès
Janvier	44	87	/	/	33	/	37	06
Février	48	89	02	/	20	03	11	/
Mars	42	86	01	/	15	02	31	/
Avril	41	78	02	/	16	/	08	/
Mai	37	72	01	/	23	/	22	02
Juin	34	70	/	/	18	/	15	01
Juillet	54	104	02	/	58	/	18	01
Aout	51	108	/	01	23	/	62	/
Septembre	47	87	03	/	17	/	26	/
Octobre	30	60	06	02	09	/	08	/
Novembre	29	53	02	/	19	01	09	/
Décembre	29	57	03	01	07	/	18	/
La somme	486	951	22	04	258	06	256	10

Depuis quelques années, le véhicule se voit être le laboratoire où sont implantés de nouveaux équipements électroniques dans le but d'améliorer les conditions de conduite et la sécurité. Dans un futur très proche, on pourra trouver sur tous les véhicules :

- Des capteurs intégrés tels que des radars, lidars et caméras qui serviront à situer le véhicule et ses voisins dans son environnement.
- Des actionneurs électriques tels que le papillon, le dispositif d'assistance de direction, l'assistance électronique au freinage. Ils communiquent via le réseau de bord.
- Une interface communicante entre l'infrastructure et le véhicule via des capteurs disposés sur la route et embarqués.

Les thématiques de recherche dans le domaine automobile tendent donc à s'intéresser à des systèmes d'assistance et de copilote qui informent et assistent le conducteur dans ses manœuvres. Le système qui est considéré est alors constitué de l'infrastructure, du véhicule et du conducteur.

I.3. Progression de l'intrusion de l'aide au guidage latéral

Le guidage latéral automatique du véhicule a toujours constitué un point d'intérêt dès le début des systèmes intelligents de transport. Vers la fin des années 70, le ministère allemand de la recherche et de la technologie initiait un projet pour l'amélioration des performances du réseau de transport en commun dans les grandes villes [Kan-87]. Le résultat qui en découla est le système « 0-Bahn », qui rassemblait les avantages des transports ferrés et routiers. Des bus ont été conçus pour circuler sur des

voies étroites spécialement aménagées. Cependant, pour rouler dans ces voies les bus avaient besoin d'un contrôle de la direction de grande précision. Ceci a été réalisé via un câble électrique noyé au milieu de la voie. Une antenne embarquée permettait de mesurer les déviations du bus par rapport au câble et un dispositif de braquage automatique réalisait le contrôle automatique du bus le long du câble. L'idée d'utiliser un câble électrique a par ailleurs été explorée par de nombreux auteurs. Les études ont démontrés qu'une précision du contrôle de l'ordre de 2cm pouvait être atteinte [Fen-60], [Gar-60-],[Mer-16].

Vers la fin des années 90, les recherches mettent davantage l'accent sur le conducteur qu'on ne cherche plus à remplacer, mais à aider dans ses tâches de conduite. C'est le concept du « copilote » intelligent qui informe, averti et qui au final agit en cas de défaillance du conducteur qui s'impose [Fra-92]. Cinq niveaux d'assistance ont été proposés par [Kop-94], puis utilisés dans le contexte de la conduite automatisée par [Mer-16] : (1) information, (2) conseil, (3) avertissement, (4) assistance et (5) intervention. Dans les premiers niveaux - information, conseil et avertissement, il s'agit d'une aide passive, qui peut influencer le conducteur, mais pas directement la dynamique du véhicule, tandis que dans les suivants modes d'assistance et d'intervention des actionneurs sont prévus pour agir sur la dynamique du véhicule (aide active).

À titre d'exemple, le projet ARCOS a défini les modes d'assistance suivants [Mam-05] :

- Mode instrumenté : le conducteur est informé. Les informations primaires peuvent être fournies par des capteurs ou reconstituées par des observateurs. L'information peut se faire par affichage direct ou après traitement.
- Mode avertissement : le conducteur est averti en cas de risque. L'information est associée à une mesure de risque. Les mesures de risque de sortie de voie peuvent être l'accélération latérale, la vitesse de lacet, la vitesse latérale, l'écart latéral, l'angle de cap par rapport à l'axe de la voie ou le temps à sortie de voie (TLC), [Mam-06].
- Mode limite : les actions du conducteur sont limitées pour diminuer la croissance d'une mesure de risque.
- Mode médiatisé : le conducteur a l'initiative de l'action, mais le système de sécurité amplifie cette action pour réduire le risque d'accident.
- Mode régulé : le conducteur et l'assistance contrôlent simultanément le véhicule.
- Mode automatisé : le véhicule est contrôlé automatiquement et les actions du conducteur sont inhibées.

Tous ces modes utilisent des applications embarquées qui fournissent le positionnement du véhicule par rapport à sa voie de circulation et calculent les indicateurs de risque.

I.4 Le contrôle latéral

Le contrôle d'un véhicule est un vaste sujet qui se décompose en plusieurs domaines d'activités dont ceux qui concernent le groupe motopropulseur et le châssis. Dans le cas du contrôle dynamique du châssis, deux tâches se distinguent : le contrôle longitudinal et le contrôle latéral [PHT94].

Le contrôle longitudinal consiste à adapter l'allure du véhicule en agissant sur l'accélération et le freinage. Il est également possible de tenir compte de paramètres de conduite tels que l'état du contact pneu/chaussée ou bien de consignes fournies par l'intermédiaire de panneaux de signalisation ou de communication.

Le contrôle latéral est responsable du maintien de voie du véhicule et agit sur les organes de direction tels que la colonne pour le braquage des roues, la suspension et même les freins dans le cadre d'une sécurité active de type ESP (Electronic Stability Program).

I.4.1 Vers l'assistance au contrôle latéral

Le contrôle latéral trouve beaucoup d'applications dans le domaine de l'assistance à la conduite. L'adjonction d'un couple supplémentaire à celui exercé par l'automobiliste dans les manœuvres de suivi de voie ou bien pour les rejets de perturbations sont autant de stratégies prometteuses à l'étude [AB96], [AB98], [MB00].

Plus le confort de l'automobiliste est important, plus sa concentration est grande. Les aspects portant sur la qualité de la conduite sont donc considérés par les constructeurs et chercheurs depuis quelques années [KS80], [NW79], [SDHT91] et font l'objet de plus d'attention aujourd'hui. Les critères de confort doivent être obligatoirement pris en compte lors de la synthèse de correcteurs. Dans le cadre du maintien de voie ce qui constitue le contexte de notre travail, l'objectif du contrôle latéral est de maintenir à zéro une erreur de suivi de consigne tout en assurant le confort des passagers ce qui se traduit par une atténuation de l'amplitude des accélérations et une limitation des secousses latérales. Le contrôle de la dynamique latérale du véhicule nécessite la prise en compte à la fois d'une action lente pour assurer le suivi de voie et d'une action plus rapide que celle du conducteur, pour la commande du lacet par exemple, dans des situations critiques de perte de contrôle. De plus, il s'agit d'une problématique délicate dans la mesure où des paramètres variables comme la vitesse, la masse du véhicule, l'adhérence des pneumatiques rendent le système incertain. L'utilisation des correcteurs classiques de type PID ou à gain fixe ne permet plus de satisfaire aux exigences de robustesse et

performance [AGS+95]. Viennent s'ajouter également les perturbations telles que les rafales de vent, un dévers de la route, une plaque de verglas. L'élaboration d'une assistance au contrôle latéral s'avère donc être un problème de robustesse faces aux incertitudes et aux perturbations [Mam96], [OIU96].

De multiples méthodologies de commande combinées à des techniques de perception ont permis de réaliser des innovations en termes de sécurité active et d'assistance. Un état de l'art est effectué dans [AM96], [BM00], [Mam99]. Dans le cadre du contrôle latéral, les solutions techniques adoptées se fondent sur les méthodes de l'automatique, à savoir :

➤ **Les commandes classiques de type PD, PID [GTP96], [AGS+95] :**

Le but est de compenser le retard de phase induit aux vitesses longitudinales élevées. L'action intégrale a pour fonction d'annuler le déplacement latéral pour une courbure constante.

➤ **Les commandes robustes :**

LQG, FSLQ (Frequency Shaped Linear Quadratic), H_2 , H_∞ [PT90], [Mam00]. Elles garantissent la robustesse des lois de commande et prennent en compte les spécifications de performance et de qualité de conduite par l'introduction de pondérations fréquentielles sur différentes grandeurs représentatives.

➤ **Les commandes par modes glissants [GUP94], [AGS+95] :**

Les surfaces de glissement associent le déplacement latéral, l'angle de cap et la vitesse de lacet.

➤ **La commande floue [HT95], [Mam98] :**

Deux stratégies sont présentées : l'une est fondée sur la description de type Mamdani et essaie de reproduire le comportement d'un conducteur par l'exploitation d'informations exprimées en terme "rapide", "lent", "grand", "petit". L'autre correspond au formalisme de Tagaki-Sugeno. Ces approches permettent de construire des lois de commande robustes qui s'apparentent à des stratégies de séquençage de gain.

➤ **La commande neuronale [Pom93] :**

Les réseaux neuronaux sont de taille réduite et se distinguent par leur forme directe, radiale, ou récurrente. L'information entrante est fournie par les capteurs. Il faut également noter que les deux variables principales disponibles pour le bouclage sont constituées du déplacement latéral et de l'erreur sur l'angle de cap. De plus, l'information de courbure de la route peut être utilisée pour rendre le suivi de voie plus précis. De façon à mettre en application les différentes stratégies de contrôle

latéral, le véhicule nécessite une instrumentation en capteurs et actionneurs performante. Les méthodes de perception sont très variées et on distingue deux grandes catégories :

Les capteurs extéroceptifs :

Ils ont pour objectif de renseigner le véhicule sur son déplacement dans son environnement. Ils regroupent principalement :

- Une caméra. Elle est disposée dans l'habitacle et acquiert 30 images par secondes. Grâce à deux algorithmes de vision exécutés en temps réel et en parallèle, le déplacement latéral et l'erreur sur l'angle de cap sont déterminés.
- D'autres dispositifs tels que les câbles rayonnants, les plots magnétiques et les bandes lasers. Ils permettent de répondre aux défaillances du module de vision dont les performances s'avèrent dépendantes des conditions climatiques. Lorsqu'ils sont couplés à l'information délivrée via la caméra, la localisation latérale du véhicule est rendue plus précise et plus fiable.

Les capteurs proprioceptifs :

Ils fournissent des informations sur l'état du véhicule. Pour le contrôle latéral, ils sont constitués par :

- Un gyroscope : Il permet de déterminer la vitesse de l'angle de lacet. Il peut être utilisé pour des observateurs (estimation du rayon de courbure par exemple) et peut servir directement pour la commande.
- Un odomètre : Il mesure la vitesse longitudinale du véhicule. Cette information pourra être utilisée pour mettre en œuvre une stratégie dite de séquençement de gain.
- Un codeur optique : Il donne la position angulaire des roues avant. Ce capteur est utilisé pour l'asservissement en position du moteur implanté sur la colonne de direction.
- Un capteur de couple : Il est disposé sur la colonne et délivre l'effort exercé par le conducteur sur le volant.

I.4.2 Les systèmes de sécurité préventive

Les systèmes actuels d'assistance au suivi de voie visent à fonctionner sur des routes de faible courbure (autoroute) où le véhicule roule à une vitesse supérieure à 60 km/h. L'assistance assure la sécurité du véhicule lors d'une conduite dégradée caractérisée soit par l'inattention du conducteur

(malaise, endormissement, assoupissement, évanouissement, fatigue, alcoolisation, hypovigilance, activité annexe, etc.) ou par une erreur de guidage.

Les automates d'assistance agissent souvent sur le volant via un moteur électrique à courant continu monté sur la colonne de direction. Ce moteur est chargé de produire une commande visant le contrôle du couple ou de l'angle de braquage (Figure I.1). Certains modèles considèrent que l'action au volant est effectuée en termes de couple de braquage (ex. [Sen-09], d'autre la considère en termes d'angle de braquage (ex. [Col-08], ([Tof-07])). La considération de l'angle est justifiée par des considérations de robustesse du comportement du conducteur face aux changements des caractéristiques du retour d'effort sur le volant, tandis que la considération du couple est justifiée par le degré de liberté qu'elle offre, pour la prise en compte de l'intervention éventuelle d'un automate d'assistance [Nag-02].



Figure .I.1 Moteur électrique installé sur la colonne de direction.

Pour se positionner sur la voie et mesurer l'orientation du véhicule par rapport à la route, les automates d'assistance peuvent s'appuyer sur une camera frontale (Figure I.2) qui peut fournir le positionnement latéral et l'erreur sur l'angle de cap grâce à deux algorithmes de vision exécutés en temps réel et en parallèle. D'autres dispositifs, tels que les marquages magnétiques ou le GPS différentiel, permettent de répondre aux défaillances du module de vision dont les performances s'avèrent dépendantes des conditions climatiques. Lorsqu'ils sont couplés à l'information délivrée via la caméra, la localisation latérale du véhicule est rendue plus précise et plus fiable.



Figure. I.2 Caméra en vision frontale

Selon le mode de fonctionnement, les systèmes préventifs de sortie de voie prennent la forme d'un système LKS (Lane Keeping Support), ou d'un système LDA (Lane Departure Avoidance). La différence principale entre les deux types de systèmes est que le LKS agit de façon continue pour le maintien sur la voie, tandis que le LDA agit de manière conditionnelle sur la base d'un seuil de criticité.

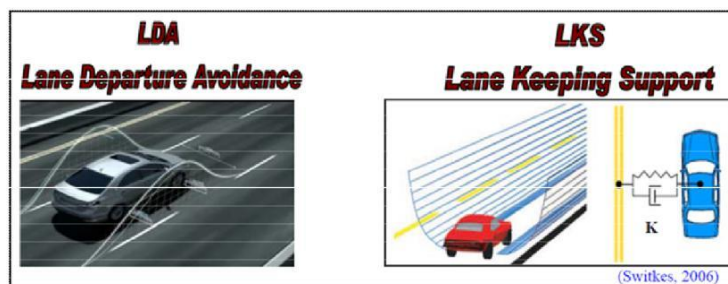


Figure.I.3 Systems.LKS/LDA [Mer-16]

Le LKS agit en continu pour faciliter le maintien dans la voie. Il aide à éviter la sortie de voie en réduisant la déviation latérale du centre de la trajectoire. Le couple ajouté au volant oppose une résistance lorsque le conducteur s'éloigne du centre de la voie et l'incite à aller dans le sens de l'automate. Le LKS peut être représenté comme un ressort qui crée autour du véhicule un genre de champ potentiel [Swi-06]. On peut trouver un système LKS dans la Nissan Cima 2001 par exemple, ou encore dans la Honda Accord 2004 et la Volkswagen Passat CC 2008 (Figure I.3).

Le LDA anticipe la sortie de voie et agit de manière conditionnelle afin de l'éviter. L'assistance est définie par une stratégie de commutation entre le conducteur et une loi de commande selon la situation du véhicule relativement à une zone de conduite considérée comme normale. Cette zone est caractérisée par des seuils définis à partir de l'écart latéral et du couple conducteur. Le LDA introduit une action pour corriger ce qu'il diagnostique comme une erreur de conduite, il envoie une alerte au conducteur quand le véhicule est proche de la sortie de voie, puis il dirige automatiquement le véhicule vers le centre de la voie [Ena-08],[Mer-16].

La Figure (I.4) représente une reformulation unifiée des systèmes LKS et LDA. Chacun de ces deux systèmes peut être obtenu en modifiant le coefficient du contrôle mutuel (m_m) entre le conducteur et un automate de suivi de voie. Dans le cas d'un système LKS, m_m est constant (comme dans Honda où $m_m = 80\%$). Par contre, pour un LDA, m_m bascule dynamiquement entre 0 et 1 en fonction des seuils définis sur les critères de risque.

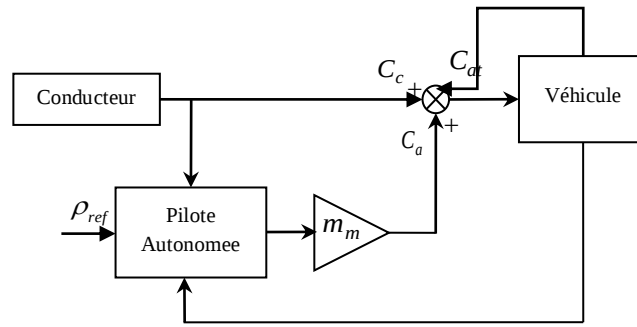
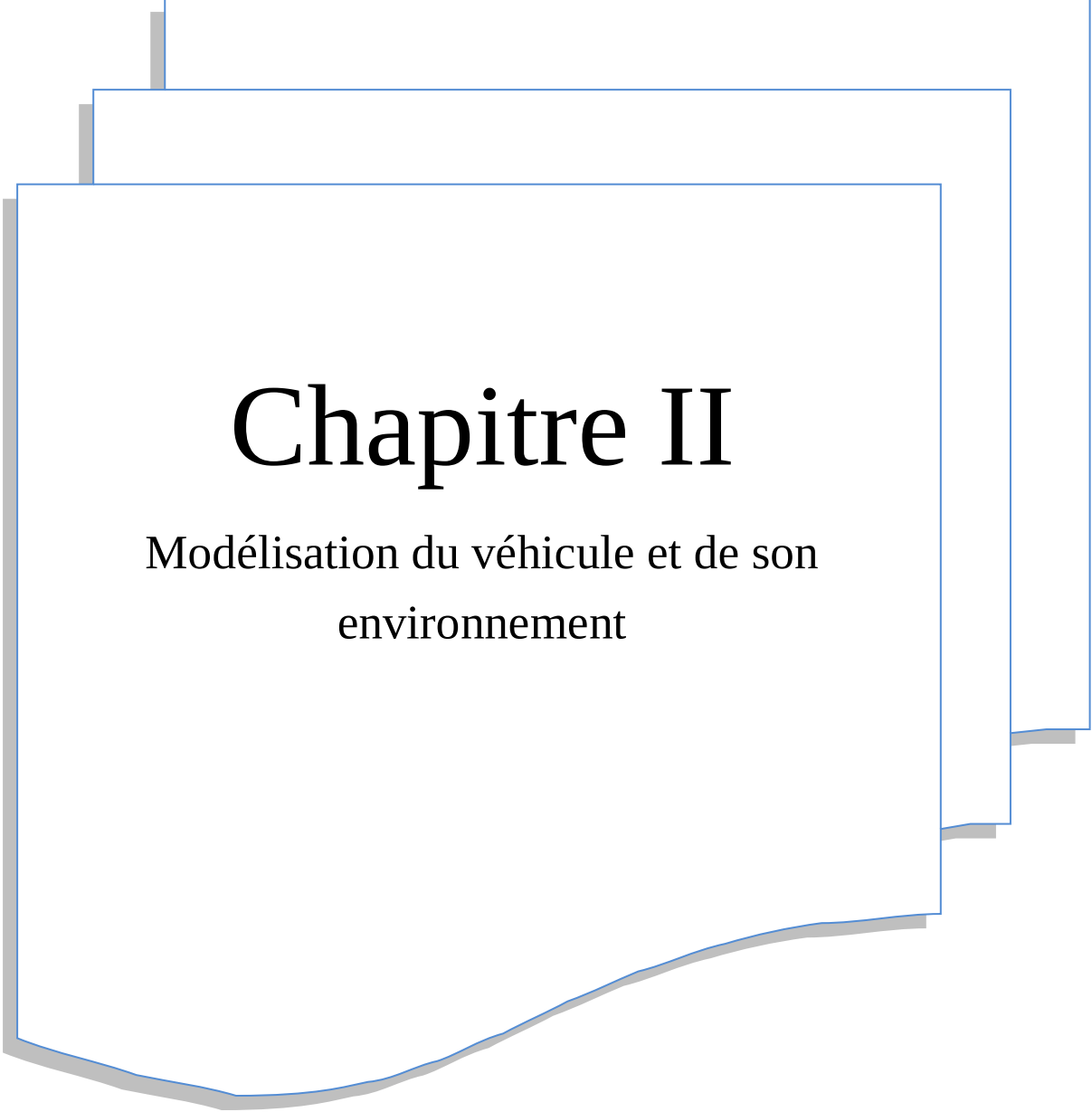


Figure. I.4 Systèmes LKS/LDA

Lorsque le conducteur négocie bien sa trajectoire, le LKS mesure en permanence l'angle idéal au volant pour rester sur la bonne trajectoire et produit une partie constante (m_m) de l'effort nécessaire pour accompagner le mouvement, et le conducteur complète le mouvement. En revanche, l'intervention du LDA est dominante quand les bornes de risque sont dépassées et inexistante lorsque le véhicule est proche du centre de la voie.

I.5 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté un état de l'art sur les systèmes d'aide à la conduite, on met l'accent sur les systèmes d'assistance au contrôle latéral. On a aussi présenté les différents capteurs et actionneurs utilisés dans le véhicule pour assister le conducteur et faciliter la tâche de conduite. Dans la dernière partie, on a présenté les deux types de système préventif de sortie de voie commercialisés à ce jour.



Chapitre II

Modélisation du véhicule et de son
environnement

II.1 Introduction

Un véhicule est un ensemble de corps reliés entre eux par plusieurs liaisons visant d'une part à assurer le mouvement du châssis mais aussi le confort des passagers qu'il transporte. Il est composé d'un châssis, et d'un système de liaison au sol comprenant : les pneumatiques, les roues, les trains et les suspensions. Les performances d'un véhicule au cours des différentes phases de son mouvement, en accélération, freinage, ou prise de virage résultent des réponses à des forces agissant sur ce véhicule, en chaque point de contact avec le monde extérieur. L'essentiel de l'étude de la dynamique automobile consiste par conséquent à comprendre comment et pourquoi les différentes forces sont produites, et à analyser leurs conséquences.

II.2 Mouvements et organes du véhicule

II.2.1 Les mouvements du véhicule

Le véhicule représenté sur la Figure (I.1) possède six degrés de liberté constitués par un ensemble de rotations et de translations. La translation sur l'axe x caractérise le déplacement longitudinal X du véhicule et le déplacement latéral se fait selon l'axe Y . La translation sur l'axe Z permet le mouvement vertical Z de la caisse du véhicule par l'intermédiaire de ses suspensions. La rotation autour de l'axe Z autorise le déplacement angulaire de lacet ψ , elle définit également son cap. De plus, la grandeur β qui constitue l'angle entre le cap et le vecteur vitesse V du véhicule est l'angle de dérive.

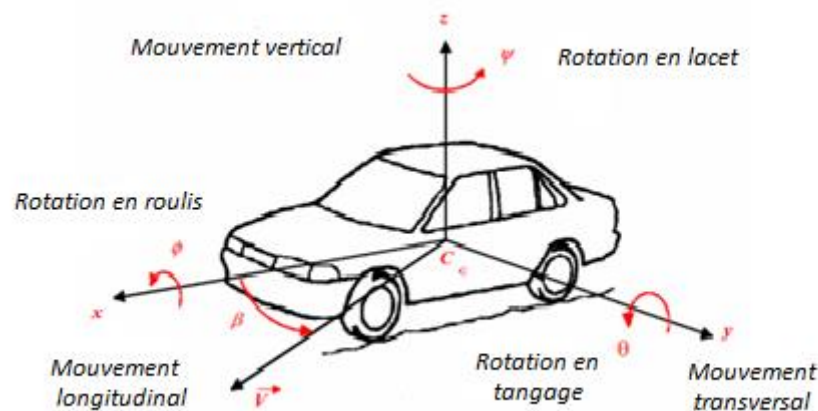


Figure II.1 Les mouvements du véhicule

La rotation autour de l'axe X définit l'angle de roulis ϕ , phénomène en particulier ressenti lorsque le véhicule se déplace dans un virage. La dernière rotation définit le mouvement de tangage par le déplacement angulaire θ . Il intervient par exemple lors des phases d'accélération et de freinage.

II.2.2 Les organes du véhicule

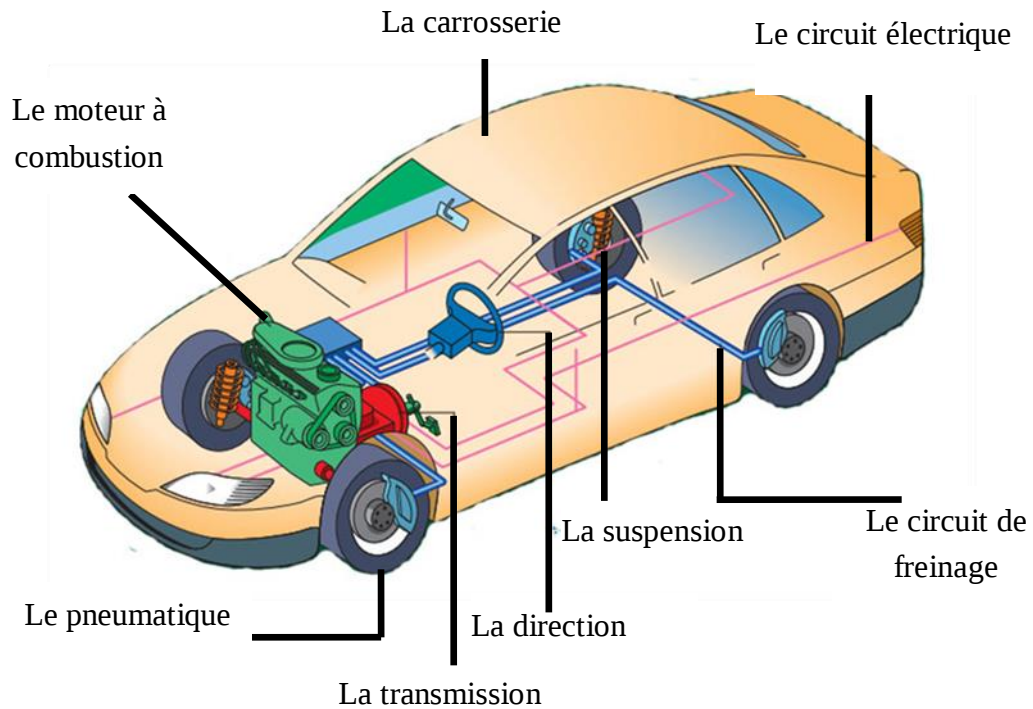


Figure II.2 : Les organes du véhicule.

La caisse

La caisse est composée du châssis et de la carrosserie. Elle est considérée comme un corps rigide ou plutôt comme une masse suspendue dont chaque extrémité est reliée à une roue à travers un système de suspension. Par hypothèse le repère du véhicule est confondu à celui de la caisse ce qui explique que le mouvement du véhicule soit en partie défini par le mouvement de translation et de rotation de la caisse.

Les roues (le pneumatique)

La roue est considérée comme un corps rigide enveloppé de pneumatique. C'est au niveau de l'interface pneumatique/chaussée que se développent les forces nécessaires à la

traction du véhicule. Les quatre roues du véhicule ont pour rôles principaux de fournir les forces motrices ou de freinage pour développer les efforts longitudinaux qui permettent d'accélérer et de freiner le véhicule. Ce sont elles qui permettent de mobiliser l'adhérence de la chaussée.

Le moteur à combustion

Le moteur à combustion utilise l'énergie produite par l'explosion d'un mélange air/essence pour créer un mouvement de rotation. L'explosion actionne des pistons à l'intérieur des cylindres. Généralement, il y a 4 cylindres dans un moteur. Ils sont réglés de sorte que l'un des 4 soit toujours dans la phase d'explosion. Le mouvement circulaire ne s'arrête donc jamais.

Le circuit électrique

Il démarre le moteur. Il stocke et distribue l'électricité vers les éléments de sécurité (phares, clignotants) et de confort (lève-vitre, autoradio).

Le circuit de freinage

Il ralentit, arrête et maintient à l'arrêt le véhicule.

La suspension

Grâce aux amortisseurs, elle assure une liaison entre la route, les roues et l'auto pour plus de confort et de tenue de route.

La direction

Assurée par le volant, elle permet de diriger le véhicule en orientant les roues dans une direction.

La transmission

Le mouvement de rotation produit par le moteur est communiqué aux roues grâce à la transmission. Celle-ci est composée, entre autres, de :

- L'embrayage, qui permet d'interrompre l'entraînement des roues par le moteur le temps de changer de vitesse ;

- La boîte de vitesses, qui permet d'adapter la vitesse du véhicule au type de route, par exemple

II.3 les forces de résistance à l'avancement de véhicule

Lorsqu'une voiture se déplace à vitesse constante, elle est soumise à un certain nombre de forces qui s'opposent à son déplacement : [Cha-93][Gen-97][Mul-01]

$$F_{tot} = F_w + F_I + F_f + F_{grav} + F_{roul} \quad (II.1)$$



Figure. II.3 Les forces de résistance à l'avancement de véhicule

II.3.1 Force de résistance aérodynamique F_w

Comme tout objet en mouvement, un véhicule est exposé à un ensemble d'efforts aérodynamiques dont le torseur est calculé au centre d'inertie du véhicule. Il se résume à la trainée longitudinale qui affecte principalement les performances en accélération, et la poussée latérale constituant une perturbation externe influant surtout la stabilité du guidage et la portée verticale. L'effort aérodynamique peut être approché par l'équation suivante :

$$\begin{cases} F_{wx} = k_x v_x |v_x| \\ F_{wy} = k_y v_y |v_y| \end{cases} \quad (II.2)$$

Où k_x, k_y se sont des coefficients qui représentent le produit entre la densité de l'air, la surface de référence obtenue par projection frontale ou latérale du véhicule et le coefficient de pénétration dans l'air.

II.3.2 Force de résistance au roulement F_{roul}

Lorsque le véhicule roule, un moment apparaît autour de l'axe latéral du pneu. En effet, le rayon de la roue R_w à l'arrêt est différent de celui en roulement. Cette différence crée

une zone de contact, qui une fois soumit à la charge verticale, génère un moment de résistance au roulement. La force de résistance au roulement est en fonction de la charge verticale et d'un coefficient de résistance au roulement C_{rr} :

$$F_{rouli} = F_{zij} C_{rr} \quad (II.3)$$

II.3.3 Force de gravité F_{grav}

Les forces de gravité, F_{grav} , n'entrent en jeu que si la route parcourue présente des pentes. Les forces de gravité sont d'autant plus grandes que la pente est forte et que la masse du véhicule grande.

$$F_{grav} = gM_v \sin(\alpha_p) \quad (II.4)$$

Où M_v est la masse du véhicule en, g l'accélération de la pesanteur (9.81 m/s^2), α_p l'angle de la pente.

II.3.4 La force d'inertie

La force d'inertie est liée à la masse du véhicule. Les frottements peuvent être réduits en optimisant les transmissions mécaniques en utilisant du lubrifiant (des produits utilisés en général pour réduire les frottements).

II.3.5 La Frottements internes

Les frottements internes sont les frottements internes du moteur et de la transmission. C'est une force intérieure, car la réaction correspondante s'exerce aussi sur le véhicule, c'est une perte de rendement.

II.4 Modélisation de véhicule

Le but de la modalisation est décrire le mouvement du véhicule dans le repère spatial tridimensionnel (déplacement bidimensionnel dans le plan de la route et rotation de la direction verticale).[Sek-13b][Har-07c].

Pour la modélisation du véhicule en considérant un déplacement le long des axes x, y , ainsi qu'une rotation autour l'axe verticale z , Figure II.5.

Les forces généralisées F_x, F_y et le moment de rotation totale M_z dans le repère inertiel (X, Y, ψ) sont donnés par les équations suivantes :

$$\begin{aligned} M_v \ddot{X} &= F_x \\ M_v \ddot{Y} &= F_y \\ J_v \ddot{\psi} &= M_z \end{aligned} \quad (\text{II.5})$$

A l'aide d'une simple rotation d'un angle ψ autour de l'axe $o\vec{Z}$, on peut évaluer le vecteur de vitesse associé au centre de gravité CG du véhicule

$$\begin{pmatrix} \dot{X} \\ \dot{Y} \\ \dot{\psi} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cos(\psi) & -\sin(\psi) & 0 \\ \sin(\psi) & \cos(\psi) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} V_x \\ V_y \\ r \end{pmatrix} \quad (\text{II.6})$$

Où V_x, V_y sont les vitesses du véhicule dans le plan (x, y) , et $r = \dot{\psi}$ est sa vitesse de lacet.

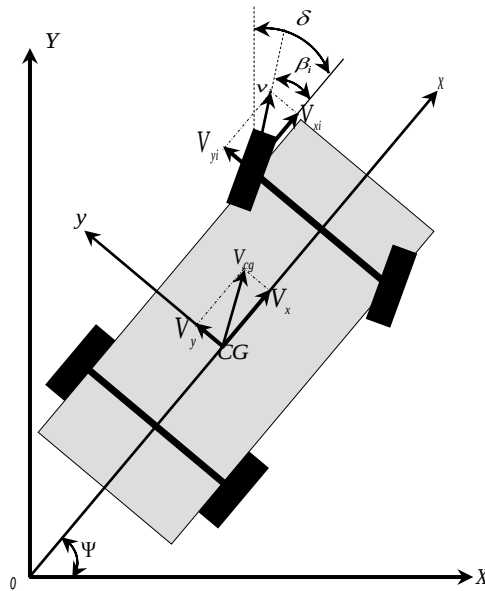


Figure. II.4 Mouvement du véhicule dans le système d'axes (X, Y)

En dérivant (II.6) par rapport au temps, on obtient les accélérations :

$$\begin{aligned}
 \frac{d}{dt}(\dot{X}) &= \dot{V}_x \cos(\psi) - V_x \dot{\psi} \sin(\psi) - \dot{V}_y \sin(\psi) - V_y \dot{\psi} \cos(\psi) \\
 \frac{d}{dt}(\dot{Y}) &= \dot{V}_x \sin(\psi) + V_x \dot{\psi} \cos(\psi) + \dot{V}_y \cos(\psi) - V_y \dot{\psi} \sin(\psi) \\
 \frac{d}{dt}(\dot{\psi}) &= \dot{r}
 \end{aligned} \tag{II.7}$$

En tenant compte de (II.5) dans les équations (II.7), on obtient :

$$\begin{aligned}
 \frac{F_x}{M_v} &= (\dot{V}_x - \dot{\psi} V_y) \cos(\psi) - (\dot{V}_y + \dot{\psi} V_x) \sin(\psi) \\
 \frac{F_y}{M_v} &= (\dot{V}_x - \dot{\psi} V_y) \sin(\psi) + (\dot{V}_y + \dot{\psi} V_x) \cos(\psi) \\
 \frac{M_z}{J_v} &= \dot{r}
 \end{aligned} \tag{II.8}$$

Pour établir les forces qui agissant sur le véhicule, on considère le repère (x,y) avec un braquage d'un angle δ des roues avant. Les forces qui agissant à l'interface roue-sol sont montrées sur la Figure II.6.

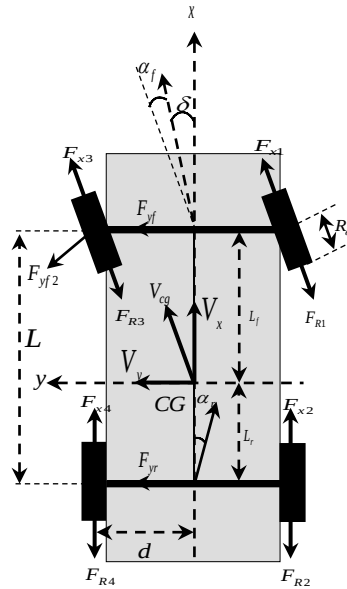


Figure. II.5 Forces au niveau des roues du véhicule, dans le plan (x, y)

En substituant l'équation (II.6) dans (II.8), on obtient les expressions des accélérations au centre de gravité (CG) du véhicule comme il est montré sur (II.9) :

$$\begin{cases} \frac{F_x}{M_v} = (\dot{V}_x - rV_y) \\ \frac{F_y}{M_v} = (\dot{V}_y + rV_x) \\ \frac{M_z}{J_v} = \dot{r} \end{cases} \quad (\text{II.9})$$

En remplaçant les différentes forces longitudinales et latérales dans l'équation (II.9) on obtient les expressions définitives des équations de mouvement :

$$\begin{aligned} M_v (\dot{v}_x - v_y r) &= F_{xf} \cdot \cos(\delta_f) + F_{xr} - F_{yf} \cdot \sin(\delta_f) - K_x \cdot v_x \cdot |v_x| \\ M_v (\dot{v}_y + v_x r) &= F_{xf} \cdot \sin(\delta_f) + F_{yr} + F_{yf} \cdot \cos(\delta_f) - K_y \cdot v_y \cdot |v_y| + F_w \end{aligned} \quad (\text{II.10})$$

$$J_v \dot{r} = L_f (F_{xf} \cdot \sin(\delta_f) + F_{yf} \cdot \cos(\delta_f)) - L_r \cdot F_{yr} + \frac{D}{2} (\Delta F_x - \Delta F_y \cdot \sin(\delta_f)) + L_w \cdot F_w \quad (\text{II.11})$$

Avec

$$\begin{aligned} F_{xf} &= F_{xfl} + F_{xfr} & F_{xr} &= F_{rfl} + F_{xrr} & F_{yf} &= F_{yfl} + F_{yfr} & F_{yr} &= F_{yrl} + F_{yrr} \\ \Delta F_x &= (F_{xrr} - F_{xrl}) + (F_{xfr} - F_{xfl}) - \cos(\delta_f) & \Delta F_y &= F_{yfr} - F_{yfl} \end{aligned}$$

II.5 Modélisation du contact roue-sol

II.5.1 Angle de dérive

Du fait que les pneus sont souples, ils se déforment sous l'action des forces exercées latéralement, de sorte qu'en virage, les roues étant braquées dans une direction donnée, le véhicule tend à se déplacer selon une trajectoire légèrement différente. Cette faible différence entre la direction théoriquement imposée par le braquage des roues et la direction réelle que prend le véhicule est appelée angle de dérive. La dérive dépend de nombreux facteurs l'angle de braquage des roues, la conception, la pression de gonflage et l'état des pneus, la vitesse du véhicule ainsi que son accélération ou son freinage, l'état du revêtement de la route, la charge verticale imposée aux pneus et le carrossage.

L'angle de glissement α_i s'exprime, pour un angle de braquage δ_i comme suit :

$$\alpha_i = \beta_i - \delta_i \quad (\text{II.12})$$

Avec β_i , angle de direction de la roue (i), et donné par la relation suivante :

$$\beta_i = \arctan\left(\frac{V_{yi}}{V_{xi}}\right) = \arctan\left(\frac{V_y + \dot{\psi} \cdot x_i}{V_x - \dot{\psi} \cdot y_i}\right) \quad (\text{II.13})$$

II.5.2 Le glissement

Le glissement longitudinal se définit comme l'écart entre la *vitesse circonférentielle* d'une roue et la *vitesse de translation* de la voiture, c'est une grandeur sans dimension qui s'exprime indifféremment par un pourcentage ou un coefficient.

Au niveau de chaque roue i ($i \in [1,2,3,4]$) , le coefficient de glissement longitudinal se calcule comme suit :

$$\lambda_i = \frac{R_{\omega} \omega_i - u_{ti}}{\max(R_{\omega} \omega_i, u_{ti})} \quad (\text{II.14})$$

Le coefficient de glissement est toujours compris entre 0 (0 % de glissement, ce qui signifie qu'il n'y a pas de différence entre la rotation de la roue et la translation de la voiture) et 1 (100 % de glissement, ce qui signifie que, soit la roue est totalement bloquée au freinage, soit elle patine alors que la voiture reste parfaitement immobile au démarrage).

Concernant le glissement latérale (par rapport au plan de rotation de la roue), il est évalué à travers l'angle de glissement (ou de drive) α , explicité par la Figure II.7

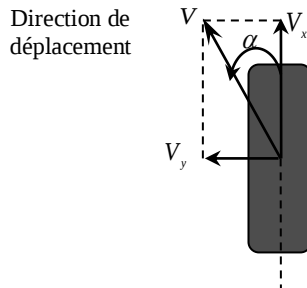


Figure. II.6 Glissement latérale de la roue

On a,

$$\alpha = \arctan\left(\frac{V_y}{V_x}\right) \quad (\text{II.15})$$

En se basant sur le vecteur de vitesse du centre de gravité du véhicule $[V_x V_y r]^T$ et de ses paramètres géométriques, on peut définir le glissement latéral pour les quarts roues avant et arrière comme suit :

$$\begin{cases} \alpha_1 = \arctan\left(\frac{1}{V_x + d}(V_y + rL_f)\right) - \delta \\ \alpha_3 = \arctan\left(\frac{1}{V_x - d}(V_y + rL_f)\right) - \delta \\ \alpha_2 = \arctan\left(\frac{1}{V_x - d}(V_y + rL_r)\right) \\ \alpha_4 = \arctan\left(\frac{1}{V_x - d}(V_y + rL_r)\right) \end{cases} \quad (\text{II.16})$$

Où

L_f : Distance perpendiculaire entre le train avant et la centre de gravité ;

L_r : Distance perpendiculaire entre le train arrière et la centre de gravité ;

δ : Angle de braquage des roues avant.

II.5.3 Adhérence

L'adhérence est un frottement entre deux surfaces, celle du caoutchouc du pneu et celle du sol. Il ne s'agit cependant pas d'une valeur constante, elle varie en fonction de la température, de la pression et, plus particulièrement, du degré d'humidité de la route. Ce qui est intéressant c'est que la meilleure adhérence du véhicule est obtenue avec un léger glissement du pneu.

II.5.3.1 Modèle de karchoo

Le facteur d'adhérence longitudinal d'une roue μ_a est défini comme le rapport de la force F_x et de la charge verticale F_z :

$$\mu_a = \frac{F_x}{F_z} \quad (\text{II.17})$$

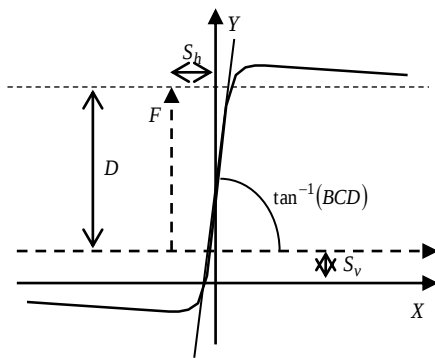
La Figure (II.7.b) montre les courbes tracées par la fonction de KACHROO, on remarque que la nature du revêtement du sol influe fortement le coefficient d'adhérence. Nous employons la fonction de Kachroo pour évoluer le paramètre μ_a qui varie de façon non linéaire en fonction du glissement λ de la roue, qu'elle soit motrice ou freinée.

$$\mu_a = \frac{2\mu_p S_p \lambda}{S_p^2 + \lambda^2} \quad (\text{II.18})$$

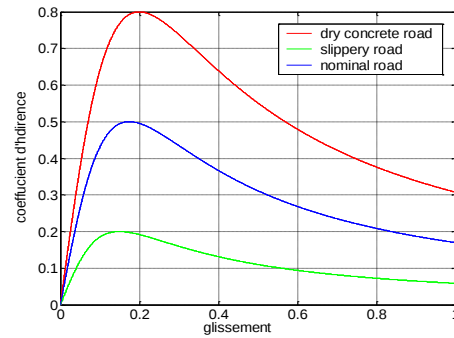
II.5.3.2 Modèle de Pacejka

Les modèles de Pacejka [Pace-02-79], connus sous le nom de « formule magique », sont issus de l'identification des paramètres de courbes à partir de relevés expérimentaux obtenus sur banc d'essai. Les paramètres du modèle du Pacejka nécessitent d'être ajustés aux conditions d'essais réelles (revêtement, protocole d'essais...) qui ne sont pas prises en comptes par les équations du modèle. Malgré son domaine de validité limité, il est encore utilisé comme référence dans le domaine industriel. Ce modèle quasi-statique non-linéaire permet de calculer les forces longitudinales, latérales, ainsi que le moment d'auto alignement. Il exprime aussi le couplage entre les efforts longitudinaux et latéraux. La seule expression à utiliser est donnée par :

$$\begin{cases} x = X + S_h \\ Y(X) = y(x) + S_v \\ y(x) = D \sin(C \tan^{-1}(BX - E(BX - \tan^{-1}(BX)))) \end{cases} \quad (\text{II.19})$$



(a)



(b)

Figure. II.7 (a) Courbe caractéristique selon le modèle de Pacejka, (b) Courbe de l'adhérence pour différent revêtement de la route

La formule (II.19) permet de décrire :

En entrée X, le glissement longitudinal ou l'angle de dérive de la roue

En sortie, respectivement l'effort longitudinal ou l'effort latéral et le moment d'auto-alignement

Les paramètres B , C , D , E , s_h et s_v dépendent de la force normale appliquée sur le pneumatique, des caractéristiques du pneumatique et du mode étudié. Ils ont une signification physique :

B : coefficient de raideur ; C : facteur de forme ;

B et C permettent d'ajuster les pentes aux origines et l'allure des courbes.

D : valeur maximale ;

E : courbure qui permet un contrôle des abscisses pour lesquelles les valeurs maximales des courbes sont atteintes ;

s_h : Décalage à l'origine en horizontal ; s_v : Décalage à l'origine en vertical ;

La figure (II.7 -a) montre qu'à partir de l'observation de la courbe caractéristique des efforts d'un pneumatique, il est possible de déterminer les paramètres B , C et D . Le paramètre E corrige la courbure de la courbe après le sommet. Le coefficient BCD représente la tangente à l'origine. Il est équivalent à la raideur d'adhérence du pneumatique en latéral ou en longitudinal

Les expressions des paramètres du mode longitudinal, latéral du modèle de Pacejka sont représentées sur le Tableau II.1 :

Tableau. II.1 Expression des paramètres du mode longitudinal, latéral

Mode longitudinal	Mode latéral
$\mu_x = b_1 F_z + b_2$	$\mu_y = a_1 F_z + a_2$
$D = \mu_x F_z$	$D = \mu_y F_z$
$BCD = (b_3 F_z^2 + b_4 F_z) e^{-b_5 F_z}$	$BCD = a_3 \sin(2 \tan^{-1}(F_z / a_4))$
$C = b_0$	$C = a_0$
$E = b_6 F_z^2 + b_7 F_z + b_8$	$E = a_6 F_z + a_7$
$B = BCD / CD$	$B = BCD / CD$
$S_h = b_9 F_z + b_{10}$	$S_h = a_9 F_z + b_{10}$
$S_v = 0$	$S_v = a_{12} F_z + a_1$

II.6 Modèle mécanique en vue de la simulation du véhicule

En tenant compte de la Figure II.6 et après des simples manipulations mathématiques, on peut aboutir aux équations dynamiques suivantes :

$$\begin{aligned}
 M_v (\dot{v}_x - v_y r) &= F_{xf} \cdot \cos(\delta_f) + F_{xr} - F_{yf} \cdot \sin(\delta_f) - K_x \cdot v_x \cdot |v_x| \\
 M_v (\dot{v}_y + v_x r) &= F_{xf} \cdot \sin(\delta_f) + F_{yr} + F_{yf} \cdot \cos(\delta_f) - K_y \cdot v_y \cdot |v_y| + F_w \\
 J_v \dot{r} &= L_f (F_{xf} \cdot \sin(\delta_f) + F_{yf} \cdot \cos(\delta_f)) - L_r \cdot F_{yr} + \frac{D}{2} (\Delta F_x - \Delta F_y \cdot \sin(\delta_f)) + L_w \cdot F_w
 \end{aligned} \tag{II.20}$$

Avec

$$F_{xf} = F_{xfl} + F_{xfr} \quad F_{xr} = F_{rfl} + F_{rrr} \quad F_{yf} = F_{yfl} + F_{yfr} \quad F_{yr} = F_{yrl} + F_{yrr}$$

Où F_{yi} et F_{ti} les forces latérales et longitudinales respectivement et elles sont données par :

$$F_x \begin{cases} x = X + S_h \\ F_x(X) = y(x) + S_v \\ y(x) = D \sin(C \tan^{-1}(BX - E(BX - \tan^{-1}(BX)))) \end{cases} \tag{II.21}$$

$$F_y \begin{cases} x = X + S_h \\ F_y(X) = y(x) + S_v \\ y(x) = D \sin(C \tan^{-1}(BX - E(BX - \tan^{-1}(BX)))) \end{cases} \tag{1.22}$$

Avec u_{ti} les vitesses linéaires du véhicule ramenées aux centres des roues et données par :

$$\begin{cases} u_{t1} = (V_x + dr) \cos(\delta) + (V_y + L_f r) \sin(\delta) \\ u_{t2} = V_x + dr \\ u_{t3} = (V_x - dr) \cos(\delta) + (V_y + L_f r) \sin(\delta) \\ u_{t4} = V_x - dr \end{cases} \tag{II.23}$$

En s'appuyant sur la figure (Figure II.8), les charge sur les essieux arrière et avant F_{zi} peuvent se en écrivant la somme des couples qui agissent sur les point de contact des roues. Elles se simplifient comme suit :

$$\begin{aligned}
 F_{z1} &= \frac{L_r g M_v}{2L} - \frac{h_{cg} M_v}{2L} (\dot{V}_x - r V_y) + \frac{h_{cg} M_v}{2l_w} (\dot{V}_y + r V_x) \\
 F_{z3} &= \frac{L_r g M_v}{2L} - \frac{h_{cg} M_v}{2L} (\dot{V}_x - r V_y) - \frac{h_{cg} M_v}{2l_w} (\dot{V}_y + r V_x) \\
 F_{z2} &= \frac{L_f g M_v}{2L} - \frac{h_{cg} M_v}{2L} (\dot{V}_x - r V_y) + \frac{h_{cg} M_v}{2l_w} (\dot{V}_y + r V_x) \\
 F_{z4} &= \frac{L_f g M_v}{2L} - \frac{h_{cg} M_v}{2L} (\dot{V}_x - r V_y) - \frac{h_{cg} M_v}{2l_w} (\dot{V}_y + r V_x)
 \end{aligned} \tag{II.24}$$

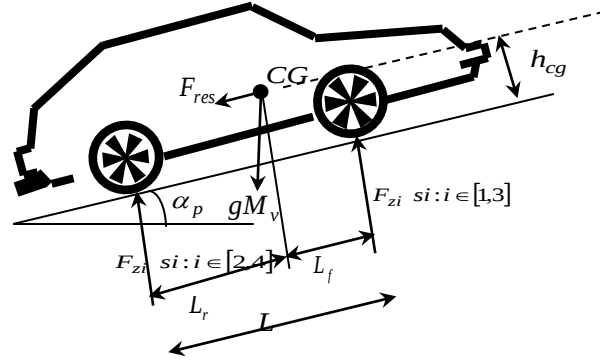


Figure. II.8 Forces agissant sur un véhicule dans un cas général de mouvement

II.7 Le différentiel mécanique

Un différentiel est un système mécanique qui a pour fonction de distribuer une vitesse de rotation par répartition de l'effort cinétique, de façon adaptative, immédiate et automatique, aux besoins d'un ensemble mécanique.

Le différentiel fonctionne de manière mécanique, il n'y a pas besoin de système électrique. Cependant, il peut l'être sur des véhicules haut de gamme bénéficiant généralement aussi d'un blocage de différentiel dont le contrôle est effectué par un calculateur. [Mer-16] Ce système peut à la fois être utilisé pour corriger le problème de différence de rotation entre les roues avant, mais aussi pour gérer la vitesse de rotation des roues arrière d'un véhicule à quatre roues motrices. Le principe est qu'un système de pignons astucieux va mécaniquement faire en sorte que les roues avant puissent tourner à une vitesse différente, avec plus de puissance délivrée à la roue qui subit le moins de résistance. Car la roue extérieure au virage a besoin de prendre plus de vitesse puisqu'elle doit parcourir plus de distance pour une même durée.

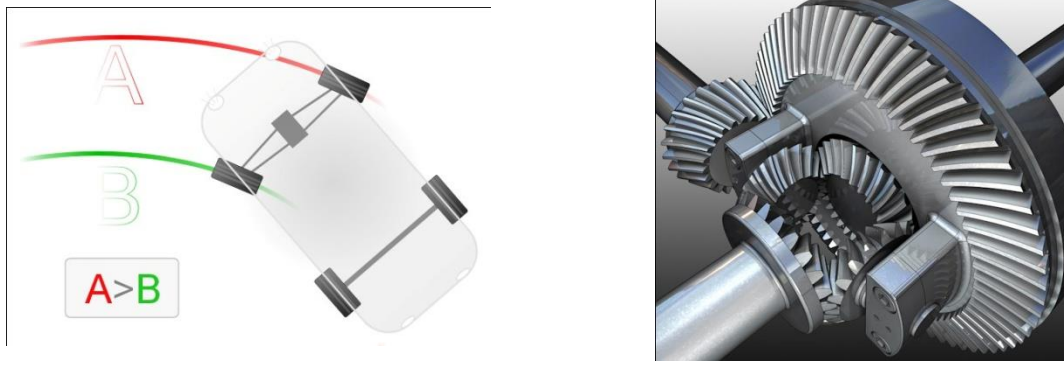


Figure. II.9 Différentiel mécanique

Pour cela, il faut connaître la vitesse du véhicule, la voie D (distance entre les deux roues) et le rayon de virage R du véhicule associé à chaque angle du volant. La vitesse linéaires des roues motrices (extérieures et intérieures) est donnée par :

$$V_L = \omega_v \left(R + \frac{D}{2} \right) \quad (\text{II.25})$$

$$V_R = \omega_v \left(R - \frac{D}{2} \right) \quad (\text{II.26})$$

Où R est le rayon du virage

$$R = \frac{E}{\tan(\delta)} \quad (\text{II.27})$$

En substituant l'équation (II.27) dans les équations (II.25) et (II.26), on obtient :

$$\omega_{r_l} = \frac{E + D/2 \cdot \tan \delta}{E} \omega_v \quad (\text{II.28})$$

$$\omega_{r_R} = \frac{E - D/2 \cdot \tan \delta}{E} \omega_v \quad (\text{II.29})$$

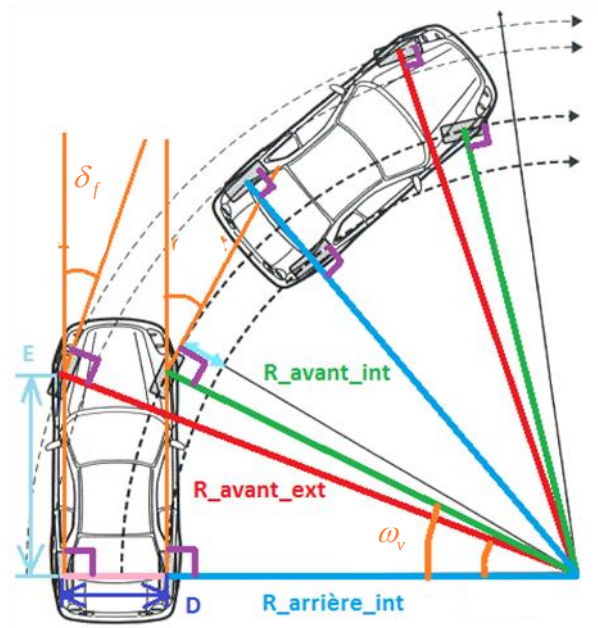


Figure. II.10 Géométrie de véhicule en virage

II.8 La colonne de direction assistée électrique

Comme nous le verrons dans les prochains chapitres, les commandes développées seront implantées sur un véhicule équipé d'une colonne de direction classique mais mue par un moteur électrique. La colonne de direction est donc au final le système qui transforme un angle de braquage du volant ou du moteur, dans le mode assistance active, en un angle de braquage des roues. Nous supposons donc l'existence d'un lien mécanique entre le volant et les roues avant directrices. Dans cette section, le modèle utilisé pour la synthèse de la loi de commande peut être plus simple. À titre d'exemple, nous pouvons considérer, comme sur la Figure (II.11), que la colonne de direction est composée d'un arbre unique.

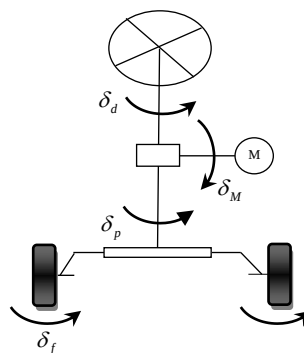


Figure. II.11 Modèle réduit de la colonne de direction

Cette hypothèse permet de formuler la dynamique de la colonne comme un système linéaire du second ordre schématisé sur la Figure (II.12).

La représentation d'état de ce modèle est la suivante :

$$\begin{bmatrix} \dot{\delta}_d \\ \ddot{\delta}_d \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ 0 & -\frac{B_s}{I_s} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta_d \\ \dot{\delta}_d \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ \frac{1}{I_s} & \frac{1}{I_s} & -\frac{1}{I_s} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} C_a \\ C_c \\ C_{at} \end{bmatrix} \quad (II.30)$$

$$\delta_f = \begin{bmatrix} \frac{1}{R_s} & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta_d \\ \dot{\delta}_d \end{bmatrix}$$

Les entrées de ce modèle sont le couple conducteur C_c , le couple d'assistance C_a et le couple d'auto-alignement C_{at} . Le couple d'auto-alignement peut être modélisé comme le produit de la chasse géométrique η_t et de la force latérale sur les roues avant $F_f = -2C_y \left(\beta + \frac{L_f}{V_x} r - \delta_f \right)$.

L'expression obtenue au niveau du volant est :

$$C_{at} = -\frac{2k_m C_y \eta_t}{R_s} \left(\beta + \frac{L_f}{V_x} r - \delta_f \right) \quad (II.31)$$

Ou

$$T_{SB} = \frac{2k_m C_y \eta_t}{R_s}, \quad T_{Sr} = \frac{2k_m C_y \eta_t L_f}{R_s V_x}$$

Le paramètre R_s est le rapport de réduction de la direction et I_s représente le moment d'inertie de la colonne de direction et k_m est le gain de direction manuelle.

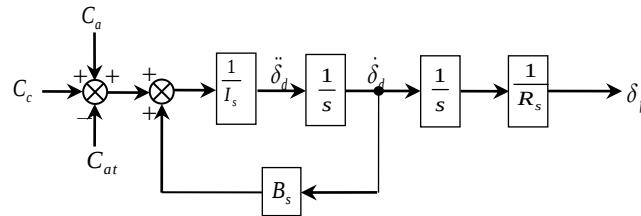
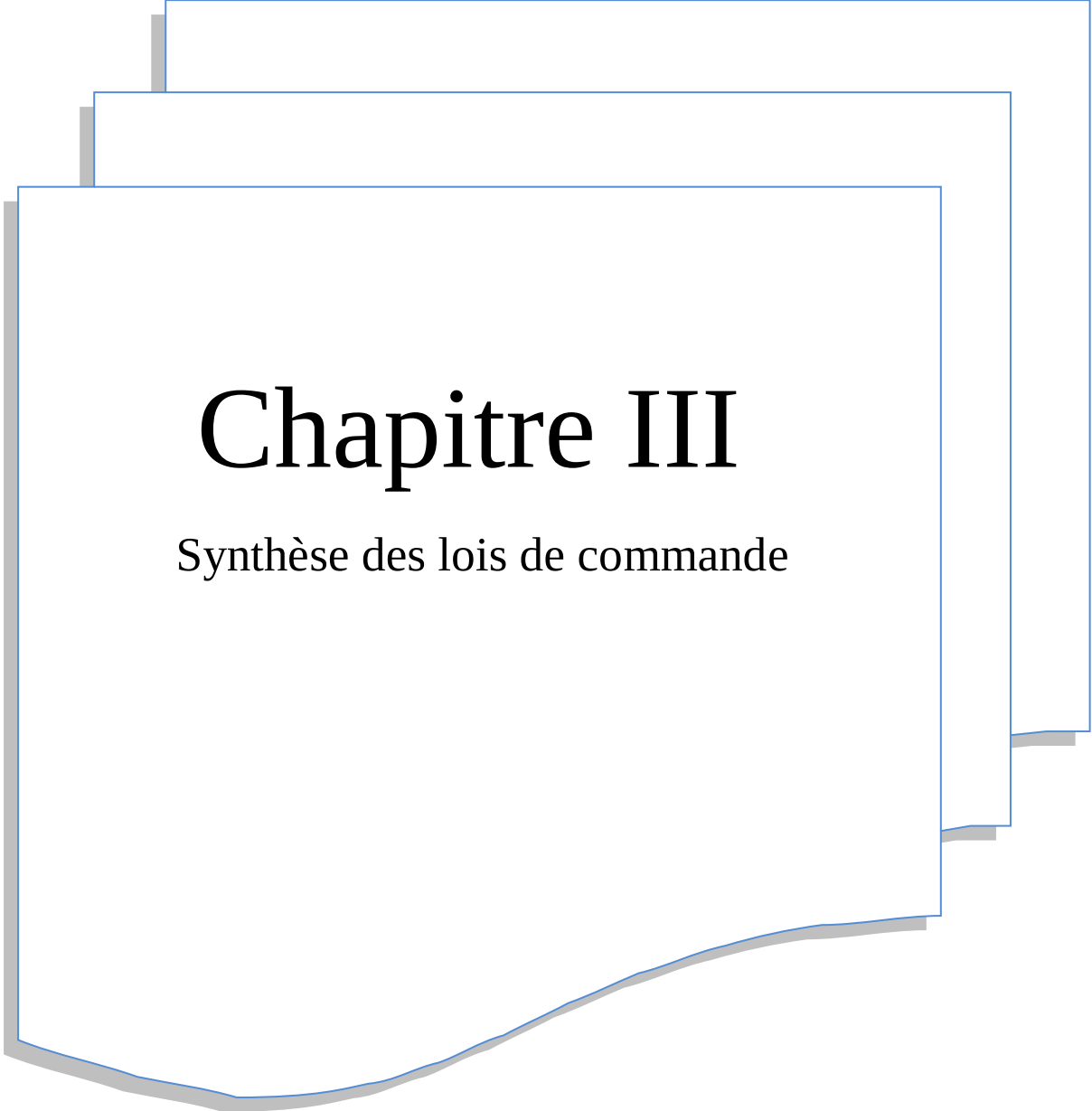


Figure. II.12 Modèle de la colonne de direction pour la synthèse des lois de commande.

II.9 conclusion

Nous avons présenté dans ce chapitre la partie mécanique de véhicule, cette dernière est caractérisée par les équations prenant en compte les aspects dynamiques et aérodynamiques. Nous avons aussi modélisé l'interaction entre les pneus de véhicule et la route par des modèles empiriques que ce soit le modèle de Karchoo ou la formule magique. Dans la dernière partie de chapitre on a modélisé le différentiel mécanique et la colonne de direction.



Chapitre III

Synthèse des lois de commande

III.1. Introduction :

Certaines techniques de commande nécessitent la connaissance de modèle de système pour faire la synthèse de loi de commande. Le nom de la commande linéaire quadratique : LQ ou LQR pour « Linear Quadratic Regulator » signifie que le système est linéaire et la commande est quadratique alors on a besoin de passer d'un modèle non linéaire de véhicule à un modèle linéaire exploitable.

III.2 Linéarisation de système

En se focalisant sur la dynamique latérale, cette section présente le modèle de véhicule utilisé pour la synthèse de l'assistance. Ce modèle est obtenu en considérant le véhicule comme un corps rigide qui ne subit aucune déformation et qui présente ainsi six degrés de liberté : trois rotations de la caisse et trois mouvements de translation (Figure III.1) [Raj-06]. Les mouvements de translations s'effectuent selon trois axes : un axe longitudinal CGX, un axe transversal CGY, et un axe orthogonal CGZ. Les mouvements de rotation s'effectuent selon les axes mentionnés précédemment et portent chacun un nom bien spécifique : la rotation de roulis caractérisée par l'angle (ϕ), la rotation de tangage caractérisée par l'angle (θ), et la rotation de lacet caractérisée par l'angle (ψ).

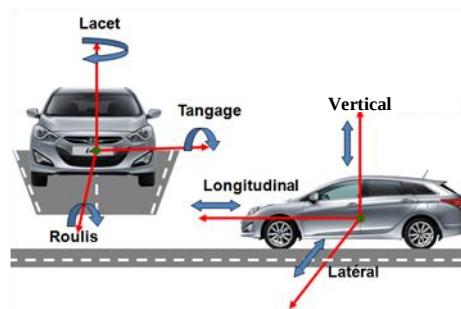


Figure.III.1 Les différents mouvements de véhicule

Pour obtenir un modèle linéaire exploitable dans la synthèse de l'assistance, on considère les hypothèses simplificatrices suivantes [Raj-06]

- Le véhicule est considéré comme un corps rigide qui roule sur une route approximativement plane horizontale, ce qui permet de négliger le mouvement de

translation vertical et la rotation de roulis et de tangage ($\theta=0$ et $\phi=0$) (les dynamiques de suspensions des roues sont complètement négligées).

- Nous considérons la symétrie du véhicule par rapport au plan XZ, ce qui permet de réduire le modèle à un modèle de deux roues conduisant ainsi au modèle «bicyclette».
- Pour les angles faibles (ζ), nous considérons l'approximation : $\cos(\zeta)=1$ et $\sin(\zeta)=\zeta$. Cette hypothèse est bien justifiée sur les autoroutes dont la courbure est faible.
- Les dynamiques longitudinales et latérales sont découplées, et la vitesse longitudinale du véhicule V_x reste approximativement constante. Les lois fondamentales de la dynamique sont formulées en considérant les forces de contact pneumatique-chaussée (F_{yf} , F_{yr}) comme les forces extérieures principales qui permettent de transmettre les forces agissant sur le volant au sol et ainsi assurer les différents mouvements du véhicule (Figure III.2).

Les simplifications supplémentaires précédentes permettront de retenir les seuls mouvements de lacet et de dérive, et d'aboutir ainsi aux équations du modèle «bicyclette».

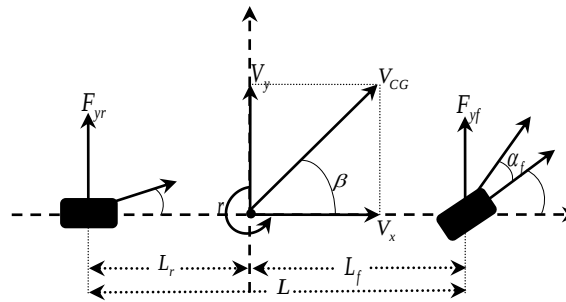


Figure.III.2 Modèle bicyclette

Sur la Figure (III.2), (V_x , V_y) sont les vecteurs de vitesse du véhicule. L_f et L_r sont les distances de centre de gravité CG à l'essieu avant et arrière respectivement. Les forces de contact pneumatique-chaussée sont décrites par les lois de Coulomb qui précisent que la résultante des efforts de frottement F est une force tangentielle qui s'oppose à la vitesse de glissement v_{gliss} (Figure III.3), et que son module est inférieur ou égal à la force normale au point d'application multipliée par un facteur μ appelé adhérence. L'adhérence est une variable difficilement mesurable, elle est fonction du revêtement routier, du pneumatique et surtout des conditions climatiques. μ varie entre 0 et 1. Lorsque l'adhérence est proche de 1, le contact entre le pneumatique et la chaussée est très bon. La chaussée est alors sèche avec de bons pneumatiques. Une adhérence comprise entre 0.5 et 0.6 correspond au déplacement du véhicule sur une chaussée humide ou légèrement mouillée. Lorsque la valeur atteint 0.2 ou 0.3, la chaussée est très glissante, en dessous, la route est verglacée [Rah-04]

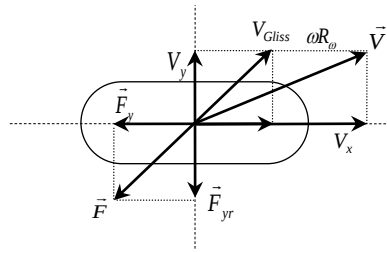


Figure.III.3 Forces au niveau du contact pneu/chaussée

La vitesse du véhicule au point de contact pneu/chaussée n'est pas forcément dans l'axe du pneumatique. La composante latérale de la vitesse V_y génère une force qui lui est opposée d'après la loi de Coulomb. Cette force latérale peut être exprimée linéairement dans le cas où l'angle de dérive $\alpha = \arctan(V_y/V_x)$ n'est pas très important (régime linéaire). Des relevés expérimentaux de contact entre le pneumatique et la chaussée montrent l'existence de trois zones différentes comme présente la Figure III.4 [Rah-04]

- une zone de pseudo-glisement linéaire lors d'une conduite normale sur une ligne droite ou un virage non serré ;
- une zone de pseudo-glisement et glissement. Ici le véhicule reste contrôlable et le pneumatique est utilisé dans la limite de ses capacités ;
- une zone de glissement total où la force de contact est saturée et le véhicule perd de sa manoeuvrabilité.

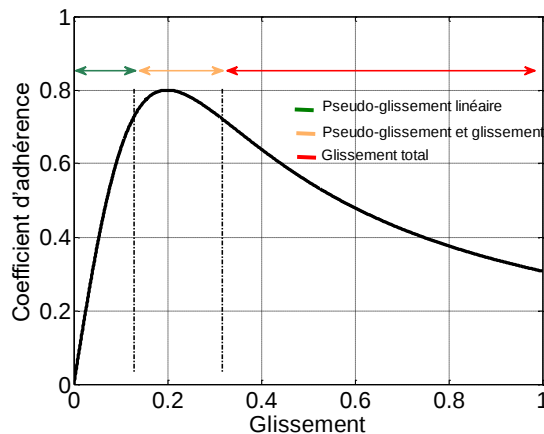


Figure.III.4 Forme de la courbe d'adhérence

Le cadre de l'application à l'assistance au contrôle latéral correspond à une conduite s'inscrivant dans la zone de pseudo-glisement linéaire. La courbe est assimilable à sa tangente à l'origine dont l'expression est la suivante :

$$F_y = \mu_y C_y \alpha \quad (\text{III.1})$$

C_y est la tangente à l'origine. Ce coefficient modélise la raideur du pneumatique. Il dépend du pneumatique et de la force normale appliquée. Cette formulation des efforts de contact pneu/chaussée est intéressante dans la mesure où elle intègre l'adhérence μ_y et constitue une expression linéaire de la force qui peut être utilisée dans les modèles de synthèse de lois de commande. Elle reste valable pour des faibles valeurs de α , qui correspondent pour des pneumatiques récents à $\alpha_{\max} = 0.07$ radian et $\lambda_{\max} = 0.05$.

Les forces longitudinales dépendent directement du coefficient de glissement du pneumatique (λ_i) alors que les forces latérales dépendent des angles de glissement (α_i). La formule magique de Pacejka [Pac-79] est utilisée sur chaque pneu pour déterminer les forces latérales :

$$y(x) = D \cdot \sin \left[C \cdot \arctan \left(B \cdot x - E \cdot (B \cdot x - \arctan(B \cdot x)) \right) \right] \quad (\text{III.2})$$

Pour les efforts latéraux :

$$F_{yi}(\alpha_i) = F_z \cdot D_i \cdot \sin \left[C_i \cdot \arctan \left(B_i \cdot \alpha_i - E_i \cdot (B_i \cdot \alpha_i - \arctan(B_i \cdot \alpha_i)) \right) \right] \quad (\text{III.3})$$

Les coefficients B_i ; C_i ; D_i ; E_i dépendent des caractéristiques des pneumatiques, des conditions d'adhérence et des paramètres du véhicule.

Pour être en mesure de simuler le système pour différents coefficients d'adhérence de la route, doit être incorporé aux paramètres Pacejka. Si μ est considéré comme une variable dans la plage [0 1], où $\mu = 0.2$, est considéré comme une route glacée et $\mu = 1$ est considéré comme une route sèche, alors il est possible de modifier les paramètres de pacejka comme suit :

$$B_i = B_i \cdot (2 - \mu) \quad C_i = C_i \cdot \left(\frac{5}{4} - \frac{\mu}{4} \right) \quad D_i = D_i \cdot \mu \quad (\text{III.4})$$

III.2.1. La linéarisation de la force latérale

La linéarisation, de l'équation (III.3), se fait autour de $\alpha_i = 0$:

$$F_{yi} \approx F_{yi}(0) + \frac{\partial F_{yi}(0)}{\partial \alpha_i} \cdot (\alpha_i - 0) \dots \dots \quad (\text{III.5})$$

$$F_{yi} \approx \alpha_i \cdot \left(D_i C_i \left(\left(B_i (1 - E_i) + E_i \frac{B_i}{1 + (B_i \alpha_i)^2} \right) \cos \left(C_i \arctan \left(B_i (1 - E_i) \alpha_i + E_i \arctan (B_i \alpha_i) \right) \right) \right) \right)_{\alpha_i=0}$$

Alors, les expressions des forces latérales résultant F_{yi} pour les petites α_i est donné par l'équation suivante :

$$F_{yi} \approx \alpha_i \cdot (D_i C_i B_i) \quad (\text{III.5})$$

Ainsi, les coefficients de raideur des pneus avant et arrière respectivement C_{yf}, C_{yr} peuvent être exprimés par :

$$C_{yi} = D_i C_i B_i \quad (\text{III.6})$$

Alors les forces latérales peuvent s'écrire :

$$F_{yf} = 2C_{yf} \alpha_f \quad F_{yr} = 2C_{yr} \alpha_r \quad (\text{III.7})$$

Les angles de dérive α_f et α_r sont décrits en fonction des paramètres cinématiques du véhicule :

$$\begin{aligned} \alpha_f &= \delta_f - \arctan \left(\frac{V_y + L_f r}{V_x} \right) \approx \delta_f - \frac{V_y + L_f r}{V_x} \\ \alpha_r &= -\arctan \left(\frac{V_y + L_r r}{V_x} \right) \approx -\frac{V_y + L_r r}{V_x} \end{aligned} \quad (\text{III.8})$$

δ_f est l'angle de braquage des roues avant, et $r = \dot{\psi}$ est la vitesse de lacet.

On a

$$\begin{aligned} M_v (\dot{V}_y + V_x r) &= F_{yr} + F_{yf} + F_w \\ \Rightarrow M_v (\dot{V}_y + V_x r) &= 2C_{yf} \alpha_f + 2C_{yr} \alpha_r + F_w \\ \Rightarrow M_v (\dot{V}_y + V_x r) &= 2C_{yf} \left(\delta_f - \frac{V_y + L_f r}{V_x} \right) + 2C_{yr} \left(-\frac{V_y + L_r r}{V_x} \right) + F_w \\ \Rightarrow \dot{V}_y &= -2 \frac{C_{yf} + C_{yr}}{M_v V_x} V_y + \left(2 \frac{-C_{yf} L_f + C_{yr} L_r}{M_v V_x} - V_x \right) r + \frac{2C_{yf}}{M_v} \delta_f + \frac{1}{M_v} F_w \end{aligned} \quad (\text{III.9})$$

et

$$\begin{aligned}
 J_v \dot{r} &= L_f F_{yf} - L_r F_{yr} + L_w F_w \\
 \Rightarrow J_v \dot{r} &= 2L_f C_{yf} \alpha_f + 2L_r C_{yr} \alpha_r + L_w F_w \\
 \Rightarrow J_v \dot{r} &= 2L_f C_{yf} \left(\delta_f - \frac{V_y + L_f r}{V_x} \right) + 2L_r C_{yr} \left(-\frac{V_y + L_r r}{V_x} \right) + L_w F_w \\
 \Rightarrow \dot{r} &= \left(2 \frac{-C_{yf} L_f + C_{yr} L_r}{J_v V_x} \right) V_y - \left(2 \frac{C_{yf} L_f^2 + C_{yr} L_r^2}{J_v V_x} \right) r + \frac{2C_{yf} L_f}{J_v} \delta_f + \frac{L_w}{J_v} F_w
 \end{aligned}
 \tag{III.10}$$

En choisissant r et V_y comme variables d'état, le modèle bicyclette peut être écrit :

$$\begin{aligned}
 \dot{x} &= Ax + Bu + WF_w \quad x = [V_y \ r]^T \quad u = \delta_f \\
 \begin{bmatrix} \dot{V}_y \\ \dot{r} \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} -2 \frac{C_{yf} + C_{yr}}{M_v V_x} & 2 \frac{-C_{yf} L_f + C_{yr} L_r}{M_v V_x} - V_x \\ 2 \frac{-C_{yf} L_f + C_{yr} L_r}{J_v V_x} & -2 \frac{C_{yf} L_f^2 + C_{yr} L_r^2}{J_v V_x} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} V_y \\ r \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{2C_{yf}}{M_v} \\ \frac{2C_{yf} L_f}{J_v} \end{bmatrix} \delta_f + \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{1}{J_v} \end{bmatrix} M_z + \begin{bmatrix} \frac{1}{M_v} \\ \frac{l_w}{J_v} \end{bmatrix} F_w
 \end{aligned}
 \tag{III.11}$$

En définissant l'angle de dérive de véhicule (β) comme l'angle entre le cap de véhicule et le vecteur de vitesse ($\beta = \arctan(V_y/V_x)$), on peut réécrire le modèle comme suit :

$$\begin{bmatrix} \dot{\beta} \\ \dot{r} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -2 \frac{C_{yf} + C_{yr}}{M_v V_x} & 2 \frac{-C_{yf} L_f + C_{yr} L_r}{M_v V_x^2} - 1 \\ 2 \frac{-C_{yf} L_f + C_{yr} L_r}{J_v} & -2 \frac{C_{yf} L_f^2 + C_{yr} L_r^2}{J_v V_x} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \beta \\ r \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{2C_{yf}}{M_v} \\ \frac{2C_{yf} L_f}{J_v} \end{bmatrix} \delta_f + \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{1}{J_v} \end{bmatrix} M_z + \begin{bmatrix} \frac{1}{M_v} \\ \frac{l_w}{J_v} \end{bmatrix} F_w
 \tag{III.12}$$

III.3 Élaboration du modèle global véhicule-route (VR)

Après le développement de modèle latéral linéaire de véhicule, il est désormais possible d'élaborer un modèle global (VR) pour l'ensemble du système véhicule-route, afin de l'utiliser pour la synthèse de contrôleur. Le modèle VR sera obtenu en augmentant le modèle véhicule par le modèle de la colonne de direction et le système de vision, on trouve le modèle VR suivant :

$$\dot{x} = Ax + Bu + Fw
 \tag{III.13}$$

$$\begin{bmatrix} \dot{\beta} \\ \dot{r} \\ \dot{\psi}_L \\ \dot{Y}_L \\ \dot{\delta}_d \\ \ddot{\delta}_d \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & 0 & 0 & a_{15} & 0 \\ a_{21} & a_{22} & 0 & 0 & a_{25} & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ V_x & l_s & V_x & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ a_{61} & a_{62} & 0 & 0 & a_{65} & a_{66} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \beta \\ r \\ \psi_L \\ Y_L \\ \delta_d \\ \dot{\delta}_d \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0_L \\ 0 \\ 1/J_v \end{bmatrix} C_a + \begin{bmatrix} h_1 & 0 \\ h_2 & 0 \\ 0 & -V_x \\ 0 & -l_s V_x \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_z \\ \rho_{ref} \end{bmatrix} \quad (III.14)$$

$$a_{11} = -2 \frac{C_{yf} + C_{yr}}{M_v V_x}, \quad a_{12} = 2 \frac{-C_{yf} L_f + C_{yr} L_r}{M_v V_x^2} - 1, \quad a_{21} = 2 \frac{-C_{yf} L_f + C_{yr} L_r}{J_v}, \quad a_{22} = -2 \frac{C_{yf} L_f^2 + C_{yr} L_r^2}{J_v V_x}$$

$$e_1 = 2 \frac{C_{yf}}{M_v V_x}, \quad e_2 = 2 \frac{C_{yf} L_f}{I_z}, \quad h_1 = \frac{1}{M_v V_x}, \quad a_{15} = \frac{e_1}{R_s}, \quad a_{25} = \frac{e_2}{R_s}, \quad a_{61} = \frac{T_{sb}}{J_v}, \quad a_{62} = \frac{T_{sr}}{J_v}, \quad a_{65} = -\frac{T_{sb}}{R_s J_v}$$

$$a_{66} = -\frac{B_s}{J_v}$$

III.4 Contrôle partagé entre copilote et conducteur

L'architecture générale considérée du système de contrôle latéral partagé est rappelée sur la Figure (III.5).

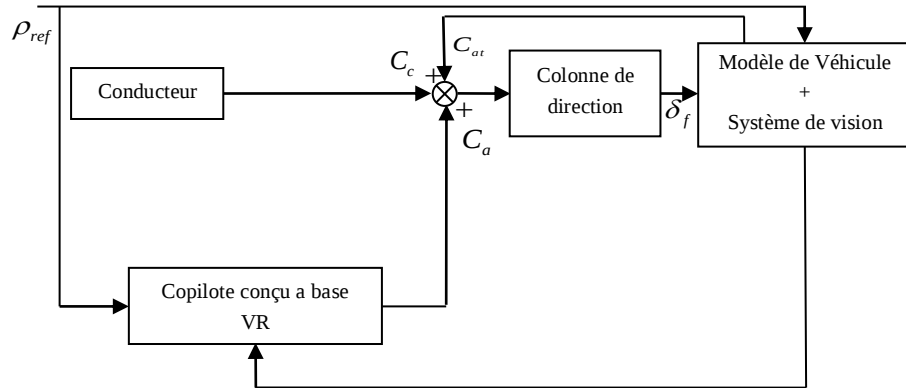


Figure.III.5 Architecteur de Contrôle partagé conçu à base de modèle véhicule-route (VR)

Les assistants LKS et LDA sont définies sur la base du système véhicule-route sans faire appel explicitement à un modèle conducteur. Ils ne tiennent pas compte du conducteur, mais seulement de la situation de conduite. Les deux systèmes (LKS et LDA) corrigent bien les erreurs du type cumulatif, qui surviennent en situation de conduite monotone (notamment en

ligne droite) : de faibles erreurs de déviation latérale s'accumulent avec le temps et mènent à un écart ΔY significatif. Le LDA limite la réaction humaine en ne faisant rien avant que ΔY dépasse un seuil prédéfini. Le LKS en revanche, résiste dès que $\Delta Y > 0$. Les deux systèmes conservent le comportement précédent en virage, alors même qu'il peut exister en ce cas des erreurs d'un autre type, dite « calculables », consécutives au choix par le conducteur d'un angle de braquage sous ou sur-vireur. L'assistance LDA/LKS corrige/résiste alors, sans tenir compte de la trajectoire effectivement souhaitée par le conducteur.

III.5 Partage en vue de la coopération homme-machine

Les assistantes LKS et LDA sont des copilotes qui ne cherchent pas à compléter l'action du conducteur en soi, mais uniquement à suivre un profil routier. Enfin, les LKS et LDA n'anticipent pas la réaction probable du conducteur, et n'essaient pas de coordonner leurs actions avec lui pour réagir vis-à-vis d'erreurs dites « imprévues », issues de perturbations extérieures ou d'une perception imparfaite de l'environnement. Pour cela, la conception des automates d'assistance LKS et LDA nécessite encore la prise en compte des facteurs humains en termes de modélisation des processus sensorimoteurs et cognitifs impliqués dans la tâche de contrôle de la trajectoire. Cette prise en compte sera la condition nécessaire à la fois à l'amélioration des fonctions de sécurité et à une meilleure acceptabilité des systèmes. L'utilité et la facilité d'utilisation sont les facteurs clés de l'acceptabilité d'un système d'assistance à la conduite [Mer-16]. Les études sur l'acceptabilité de l'assistance à la conduite sont encore rares. L'attitude la plus souvent privilégiée par les constructeurs est de faciliter au maximum leur utilisation en gardant un niveau d'utilité acceptable, et d'interférer au minimum avec le conducteur afin de ne pas créer de gêne, tout en ayant des bénéfices en termes de sécurité. Dans ce contexte, l'aide active au maintien de voie demeure difficile à réaliser, car l'interaction avec le conducteur, notamment par l'intermédiaire du volant, est problématique dans le cadre de gestion du compromis entre le confort et l'agrément de conduite du conducteur et la fonction de sécurité de l'aide.

Le mode partagé, tel qu'il est envisagé dans ce mémoire, relève du contrôle mutuel en proposant une interaction continue entre le conducteur et l'automate basée sur l'anticipation du risque et sur la prédiction des actions les plus probables du conducteur. La littérature comporte à l'heure actuelle peu d'éléments sur ce sujet qui pourraient être utilisés pour la

conception d'une assistance. La prise en compte d'un modèle du conducteur dans la synthèse des lois de commande pour l'assistance représente une seconde voie, à condition bien-sûr que le modèle représente fidèlement les actions du conducteur. Cette approche est un enjeu encore très ouvert. Le fonctionnement du mode partagé tel qu'il est envisagé, s'appuiera sur un modèle cybernétique du conducteur, support de la prédiction à court terme de son comportement. La Figure (III.6) représente le schéma global d'un dispositif de conduite avec assistance, basé sur le contrôle partagé.

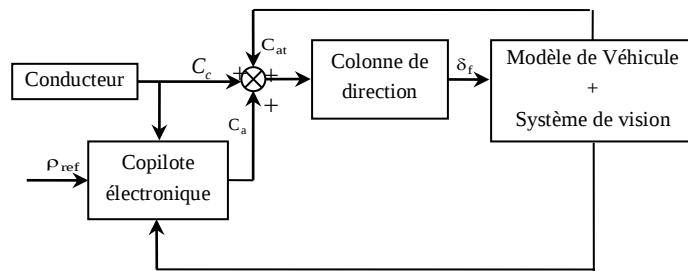


Figure. III.6 Architecture d'assistance

L'automate a ainsi la charge de compléter, de manière continue, l'action du conducteur sans générer d'interférences négatives (contre-réaction, surcompensation) au sein du couple conducteur-assistance. La loi de commande robuste mise en œuvre tirera parti d'un modèle de conducteur, support de la prédiction des actions probables ou souhaitées.

Notre but est d'améliorer la performance des systèmes existants en termes de coopération homme-machine et d'élargir leur domaine de validité en couvrant les virages dont le rayon est relativement faible. L'objectif est de mettre en œuvre un correcteur qui soit en mesure d'assister le conducteur dans les situations de suivi de voie. Il devra rejeter diverses perturbations auxquelles est soumis le véhicule telles que des vents latéraux ou une adhérence amoindrie de la route, tout en respectant les contraintes de confort et d'acceptabilité. L'assistance fonctionnera sur des routes de rayon supérieur à 120 m, lorsque la vitesse longitudinale est supérieure à 60Km/h (zone du comportement linéaire de la dynamique du véhicule). Le changement de voie n'est pas traité dans cette étude, l'assistance se désactive quand le conducteur montre, par les clignotants, son intention de changer la voie.

III.5.1 Développement d'un modèle cybernétique du conducteur

L'activité de conduite peut être décrite comme une activité impliquant différentes tâches organisées hiérarchiquement selon trois niveaux de contrôle : stratégique, tactique et opérationnel [Mic-85]. Le niveau stratégique se réfère aux activités liées à la planification du trajet et à la navigation. Le niveau tactique se réfère à l'interaction avec l'environnement (routes, trafics et autres usagers) via des règles de décision qui déterminent les manœuvres à effectuer selon le cas, comme l'évitement d'obstacle ou le changement de voie. Le niveau opérationnel concerne la mise en œuvre des actions sur les commandes pour le contrôle longitudinal et latéral du véhicule. Chaque boucle de contrôle repose sur des processus cognitifs spécifiques et avec des temporalités différentes, du plus lent (stratégique) au plus rapide (opérationnel). La réalisation d'un contrôle partagé du véhicule efficace et harmonieux dépendra nécessairement d'une bonne prise en compte du comportement du conducteur à la fois au niveau tactique et opérationnel. En conséquence, le projet PARTAGE s'est fixé l'objectif de modéliser l'activité de conduite de sorte que l'action des systèmes d'assistance soit déterminée par un ensemble de diagnostics et de prédictions du comportement du conducteur.

III.5.2 Historique de la cybernétique

La cybernétique est un domaine scientifique qui a existé pendant un peu plus de dix ans, de 1942 à 1956. Elle est apparue avec Norbert Wiener, mathématicien américain, Julian Bigelow, chercheur en ingénierie américain et Arturo Rosenblueth, physiologiste mexicain. Elle s'est développée sur la base de l'analogie personne-machine dans le domaine de la communication. Wiener écrit le Yellow Peril, les trois hommes cosignent un article commun autour des questions de feed-back et Pitts et McCulloch modélisent le cerveau comme une machine logique. De ces réflexions sur l'esprit, l'intelligence, le cerveau et les machines naîtra la cybernétique. Dix conférences lui seront consacrées de 1945 à 1953. Des conférences transdisciplinaires où les sciences exactes rencontreront les sciences humaines autour des questions d'information, de communication, de feed-back ou de contrôle. En 1948, Wiener publie *Cybernetics or control and communication on the animal and the machine*, ouvrage fondateur et référence de la nouvelle discipline. Mais dès 1956, la cybernétique est divisée et ses protagonistes se séparent [Aga-13].

III.5.3 La pertinence de l'approche cybernétique pour la modélisation

Les premiers travaux portant sur la modélisation du conducteur ont consisté à modéliser celui-ci comme un régulateur d'écart latéral dans la voie, en utilisant les résultats de commande optimale, la logique floue, les réseaux neuronaux, etc. [Mer-16]. Ces modèles ne cherchent pas à représenter les processus sensorimoteurs et cognitifs que le conducteur humain met en jeu. Leur domaine de validité est limité à des situations de conduite précises, pour lesquelles le conducteur agit comme un organe de contrôle déterminant les actions nécessaires au suivi de la trajectoire souhaitée [Cac-07]. Selon [Mer-16], ces modèles ignorent souvent :

- Le fait que les caractéristiques de la perception humaine peuvent affecter le contrôle. Par exemple, plusieurs modèles considèrent la géométrie de la route comme une entrée directe, en supposant que le conducteur perçoit correctement la courbure en avance, ce qui n'est pas forcément cohérent avec la perception humaine.
- Le fait que le conducteur s'adapte aux caractéristiques du véhicule au travers de l'élaboration et la mise à jour des modèles internes de certaines propriétés de la dynamique véhicule.
- Le fait que le conducteur contrôle son véhicule en utilisant des variables « estimées » et non pas toujours directement perçues. L'estimation de ces intermédiaires tient compte de l'état que le conducteur désire atteindre.

III.5.4 Modèle cybernétique du conducteur

Dans le cadre du contrôle latéral pour le suivi de voie, il est largement admis que le conducteur contrôle sa trajectoire en se basant sur la perception visuelle, puis il utilise son système neuromusculaire pour appliquer des commandes appropriées sur le volant. La Figure (III.7) montre la structure commune des modèles de contrôle de la trajectoire [Sav-99], [Mer-16].

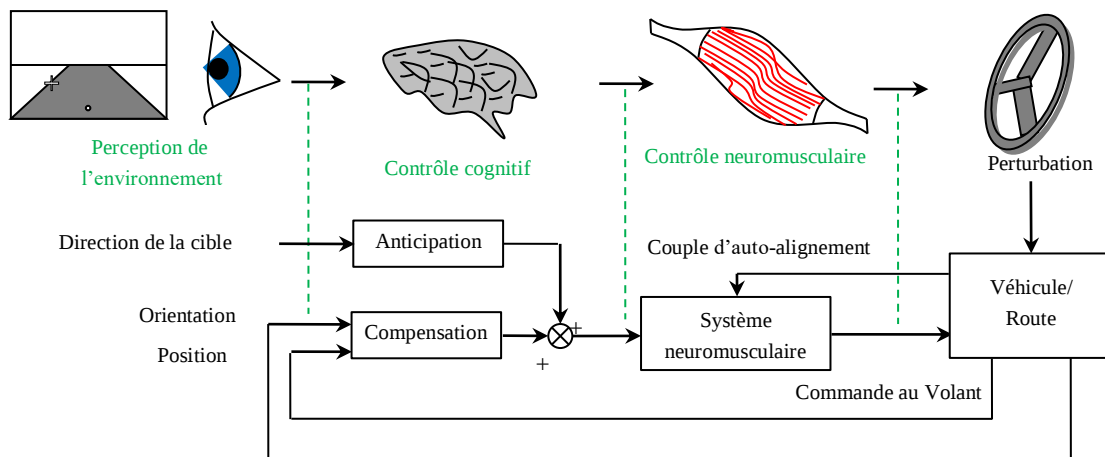


Figure.III.7 Architecteur de modèle Cybernétique du conducteur [Lou-12]

Le conducteur exerce, à partir de sa perception de l'environnement, un contrôle visuel suivant deux modalités différentes résumées par :

- Un modèle compensatoire, par lequel le conducteur corrige le positionnement du véhicule par rapport au centre de la voie en s'appuyant sur certaines variables perçues dans la région proche. L'erreur de positionnement considérée consiste en la différence entre le positionnement désiré du véhicule, et celui obtenu en maintenant les actions de pilotage en cours. Le modèle compensatoire possède souvent deux boucles de rétroaction : l'une sur la position latérale par rapport au centre de la voie (visée à une distance proche à l'avant du véhicule), et l'autre sur l'angle de cap du véhicule par rapport à la route (ex. [Hes-90])
- Un Modèle anticipatoire, par lequel le conducteur dirige son véhicule en fonction de la perception anticipée des changements de la courbure de la route. La nature des stratégies visuelles qui sous-tendent cette anticipation fait encore débat à l'heure actuelle, [Wil-10].

Les deux processus se construisent pendant l'apprentissage de la conduite. Le module interne d'anticipation détermine la commande de pilotage appropriée pour poursuivre la trajectoire souhaitée. Le module interne de compensation reflète la mémorisation des dynamiques latérales du véhicule et détermine donc la commande de pilotage appropriée pour compenser la déviation latérale par rapport à la trajectoire souhaitée [Kee-06].

L'architecture de la Figure (III.7) englobe la plupart des modèles cybernétiques publiés sur l'aspect de contrôle latéral du conducteur. En explorant la revue de question sur la modélisation cybernétique du conducteur pour le contrôle de la trajectoire, un modèle avancé a retenu notre attention.

En cohérence avec l'architecture générale de la Figure (III.7), [Lou-12] a développé le modèle cybernétique de la Figure (III.8).

L'anticipation est réalisée par une simple action proportionnelle (G_p) sur l'angle au point tangent θ_{far} . La stratégie de compensation du conducteur est par ailleurs supposée déduite de l'angle au point proche (θ_{near}) perçu à distance l_s à l'avant du véhicule, par l'intermédiaire de la transmittance (G_c). G_c agrège d'un certain point de vue la dynamique latérale du véhicule telle qu'elle peut être mémorisée par le conducteur. Finalement, le module de contrôle cognitif génère un angle (δ_{sw}), supposé traduire l'intention du conducteur en terme d'angle au volant, compte tenu d'un délai de traitement τ_p .

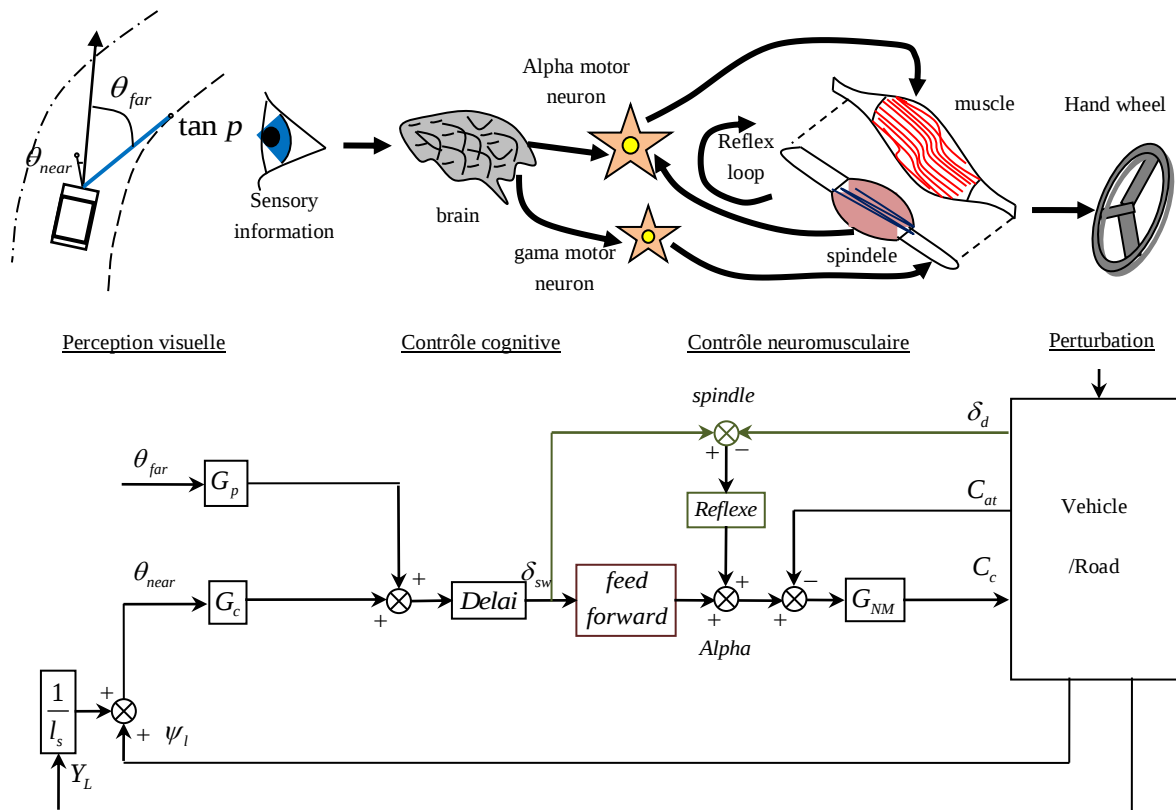


Figure III.8 Le modèle cybernétique de conducteur proposé par [Lou-12]

Le modèle du système NMS s'appuie sur les considérations physiologiques issues de [Col-08]. Le modèle proposé ici élabore un couple sur le volant, (C_c), et non une consigne angulaire. Cette hypothèse est à la fois plus réaliste, et conforme à l'objectif poursuivi, visant à développer un système d'aide à la conduite censé ajouter un couple d'assistance à celui produit par le conducteur. La Figure (III.4) donne la représentation mathématique considérée pour chaque sous-modèle.

Le module de compensation (G_c) est considéré comme un régulateur dynamique agissant sur l'angle au point proche $\theta_{near} = \psi_l + Y_L/l_s$, où ψ_l est l'angle de cap du véhicule et Y_L est l'écart latéral visé à distance $l_s = 5m$ devant le véhicule. Le gain de compensation (K_c) est modulé par la vitesse longitudinale du véhicule (v_x) en considérant que le conducteur effectue moins de compensation avec l'augmentation de la vitesse. Le gain K_t représente le réflexe d'étirement du muscle par lequel le système NMS vérifie que l'angle désiré δ_{sw} est conforme à l'angle appliqué sur le volant (δ_d). Cette boucle fermée est censée être capable de rejeter les

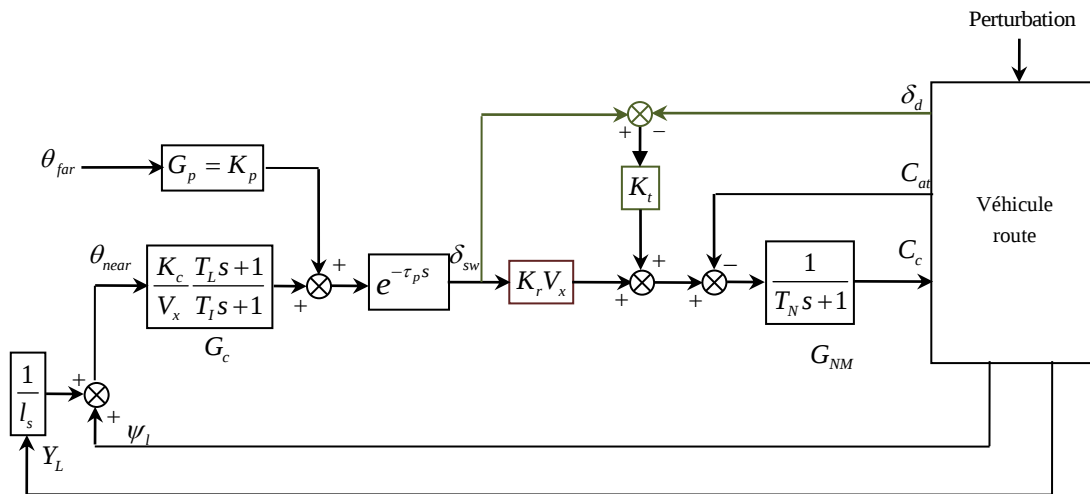


Figure III.9 la représentation mathématique de modèle conducteur proposé par [Lou-12]

perturbations à haute fréquence comme les rafales de vent [Sen-09], [Col-08]. Le modèle interne de la raideur de la direction (*'Feedforward'*) est considéré comme un gain K_r modulé par la vitesse v_x ; cela permet de tenir compte du fait que la direction durcit avec la vitesse. Les propriétés passives des bras (inertie, amortissement,...) sont modélisées par un système dynamique de premier ordre G_{NM} . Le retour d'effort pneumatique (C_{at}) sert à détecter les

changements rapides de perturbations extérieures comme celle provenant de la chaussée ou d'un coup de vent. Ce retour fournit au conducteur des informations complémentaires sur la dynamique du véhicule et sert à stabiliser le véhicule.

III.5.6 Mise en équation du modèle

Selon la Figure (III.9), le couple du conducteur s'écrit en fonction des entrées comme suit :

$$C_c = G_{NM} \begin{bmatrix} (K_r V_x + K_t) G_p e^{-\tau_p s} & ((K_r V_x + K_t) G_c e^{-\tau_p s}) & -K_t & -1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \theta_{far} \\ \theta_{near} \\ \delta_d \\ C_{at} \end{bmatrix} \quad (III.15)$$

L'approximer de délai de traitement ($e^{-\tau_p s}$) est donné par un modèle de *Padé* du premier ordre [Duv-98] :

$$e^{-\tau_p s} = \frac{1 - 0.5\tau_p s}{1 + 0.5\tau_p s} \quad (III.16)$$

L'erreur de cette approximation est négligeable devant les incertitudes liées à la variabilité comportementale d'un conducteur.

En considérant les variables d'état intermédiaires suivantes :

$$X_{1d}(s) = \frac{1}{T_I s + 1} \theta_{near} \quad X_{2d}(s) = \frac{1}{1 + 0.5\tau_p s} (G_p \theta_{far} + G_c \theta_{near}) \quad (III.17)$$

On obtient la représentation d'état minimale

$$\begin{bmatrix} \dot{X}_{1d} \\ \dot{X}_{2d} \\ \dot{C}_a \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_{11d} & 0 & 0 \\ a_{21d} & a_{22d} & 0 \\ a_{31d} & a_{32d} & a_{33d} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X_{1d} \\ X_{2d} \\ C_a \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & b_{12d} & 0 & 0 \\ b_{21d} & b_{22d} & 0 & 0 \\ b_{31d} & b_{32d} & b_{33d} & b_{34d} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \theta_{far} \\ \theta_{near} \\ \delta_d \\ C_{at} \end{bmatrix} \quad (III.18)$$

$$\begin{aligned} a_{11d} &= -\frac{1}{T_I} & a_{21d} &= \frac{K_c}{V_x} \frac{2}{\tau_p} \left(\frac{T_L}{T_I} - 1 \right) & a_{22d} &= -\frac{2}{\tau_p} \\ b_{34d} &= -\frac{1}{T_N} & a_{32d} &= \frac{K_r V_x + K_t}{T_N} & a_{33d} &= -\frac{1}{T_N} \\ b_{12d} &= \frac{1}{T_I} & b_{21d} &= \frac{2}{\tau_p} K_p & b_{22d} &= -\frac{K_c}{V_x} \frac{2}{\tau_p} \frac{T_L}{T_I} \end{aligned}$$

$$b_{31d} = -K_p \frac{K_r V_x + K_t}{T_N} \quad b_{32d} = \frac{K_r V_x + K_t}{T_N} \frac{K_c}{V_x} \frac{T_L}{T_I} \quad b_{33d} = -\frac{K_t}{T_N}$$

$$a_{31d} = -\frac{K_r V_x + K_t}{T_N} \frac{K_c}{V_x} \left(\frac{T_L}{T_I} - 1 \right)$$

Tableau.III. 1Description des paramètres de modèle cybernétique de conducteur [Lou-12]

Modèle Interne	Param- être	Domaine de variation	Fonction	Description
$G_p = K_p$	K_p	$K_p = 3.4$ $K_p \in [2-5]$	Gain d'Anticipation	$K_p > 15$: sur-virer , $K_p < 2$: sous- virer
$G_c = \frac{K_c}{V_x} \frac{T_L s + 1}{T_I s + 1}$	$\frac{K_c}{V_x}$	$K_c = 15$ $K_c \in [15-30]$	Gain de compensation	$K_c > 30$: trop de compensation qui amène à un système oscillant. K_c est modulé par la vitesse pour indiquer une moindre dépendance sur l'information visuelle proche avec une vitesse croissante.
	T_I	$T_I = 1$ $T_I \in [0.5-2]$	Constant compensatoire (détermine la bande- passante de la compensation)	T_I détermine l'intervalle des fréquences de l'angle au point proche dans laquelle la compensation s'effectue. Une valeur très faible indique que toutes les fréquences doivent être compensées, ce qui rend le système oscillant. Lorsque $T_I > 2$, G_c ne compense que les variations trop lentes de l'angle au point proche. Ce constant peut être utilisé comme un indicateur de la fatigue du conducteur [Pil-99]
	T_L	$T_L = 3$ $T_L \in [2-5]$	Constant compensatoire (détermine l'amortissement en compensation)	T_L détermine la rapidité en compensation de l'angle au point proche. Lorsque $T_L > 5$, la compensation est très rapide et amènerait à un système oscillant.
$e^{-\tau_p s} = \frac{1-0.5\tau_p s}{1+0.5\tau_p s}$	τ_p	$\tau_p = 0.04$ $\tau_p \in [0-0.1]$	Délai de traitement	Le délai de traitement approximé par Padé. Les tests ont montré qu'une valeur supérieure à 0.1s déstabilise le système. Lors de la simulation numérique, le temps d'exécution des algorithmes interfère avec τ_p et doit en être soustrait.
$K_r V_x$	K_r	$K_r = 1$ $K_r \in [0.5-1.5]$	Le modèle interne de la raideur de la direction	$K_r > 1.5$: sur-virer, $K_r < 0.5$: sous-virer. Cette valeur dépend de la rigidité de la colonne de direction et le retour d'effort pneumatique. K_r augmente avec des colonnes plus rigides ou avec des retours d'efforts plus importants.
K_t	K_t	$K_t = 12$ $K_t \in [0-16]$	Le gain du réflexe d'étirement	Détermine la force par laquelle le conducteur tient le volant. Lorsque $K_t = 0$, le conducteur ne tient pas bien le volant, ce qui rend le système vulnérable aux perturbations. Théoriquement, cette valeur peut-être très élevée reflétant la force maximale que le conducteur puisse l'exercer.
$G_{NM} = \frac{1}{T_N s + 1}$	T_N	$T_N = 0.1$	Constant neuromusculaire	Ce paramètre a été fixé pendant toutes les simulations selon plusieurs études qui ont amené à la même valeur.

En considérant que la courbure de la route reste à peu près constante dans les virages, et que l'angle au point tangent peut être exprimé par sa tangente, nous pouvons approximer θ_{far} par ($D_{far} \times \rho_{ref}$), où D_{far} est la distance au point tangent (Figure 3.30). La distance au point tangent est donc supposée constante en fonction de la courbure de la route ; cette hypothèse n'est pas absurde : sa valeur reste la plupart du temps dans l'intervalle [15-20] m sur les pistes ciblées par les systèmes d'assistance [Sen-09], La qualité de l'approximation ($\theta_{far} \approx D_{far} \times \rho_{ref}$) est très faiblement sensible à la variation de D_{far} , notamment en ligne droite qui correspond au cas ($\rho_{ref} \approx 0$). Cependant, cette approximation est négligeable devant les incertitudes venant de la variabilité de comportement d'un conducteur.

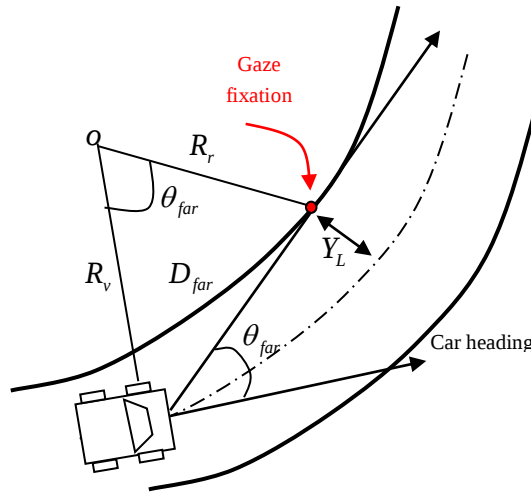


Figure.III. 10 angle de point tangent

III.5.7 Observation de l'état du conducteur

Le modèle conducteur évolue dans temps au travers de l'équation d'état suivante :

$$\begin{bmatrix} \dot{X}_d \\ \dot{C}_a \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{11d} & A_{12d} \\ A_{21d} & A_{22d} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X_d \\ C_a \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} B_{1d} \\ B_{2d} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \theta_{far} \\ \theta_{near} \\ \delta_d \\ C_{at} \end{bmatrix} \quad X_d = \begin{bmatrix} X_{1d} \\ X_{2d} \end{bmatrix} \quad (III.19)$$

Le vecteur d'état du modèle conducteur est composé des variables dont la signification est précisée dans le tableau (III.2). Le couple du conducteur C_c est connu, mais les deux autres « états » (X_{1d} , X_{2d}) ne peuvent pas être mesurés directement. En revanche, ces deux variables

peuvent être estimées par le biais d'un observateur d'ordre réduit qui exploiterait d'un côté les entrées du modèle conducteur $u_d = [\theta_{near} \quad \theta_{far} \quad \delta_d \quad C_{at}]$, et de l'autre sa sortie C_c . On considère la dynamique (III.20) pour l'observateur d'état réduit [Mer-16].

Tableau. III.2 Variables d'état du modèle conducteur

Variable d'état du modèle conducteur	Signification
$X_{1d}(s) = \frac{1}{T_l s + 1} \theta_{near}$	Image de l'angle au point proche tel que perçue par le conducteur (T _l indique la fatigue ou la distraction du conducteur)
$X_{2d}(s) = \frac{1}{1 + 0.5\tau_p s} (G_p \theta_{far} + G_c \theta_{near})$	Image de l'intention du conducteur en termes d'angle au volant
C_c	Couple exercé par le conducteur sur le volant

$$\begin{aligned} \hat{\dot{X}}_d &= Z + L_d C_c \\ \dot{Z} &= FZ + Hu_d + GC_d \end{aligned} \quad (III.20)$$

Où L_d est le gain d'observateur à régler, Z est une variable intermédiaire. F , H et G sont les matrices de la dynamique de l'observateur. Les matrices de l'observateur (F , H et G) peuvent donc être calculées comme suit [Mer-16] :

$$\begin{aligned} F &= A_{1d} - L_d A_{21d} \\ H &= B_{1d} - L_d B_{2d} \\ G &= FL_d + A_{2d} - L_d A_{22d} \end{aligned} \quad (III.20)$$

Le gain L_d doit être choisi tel que F soit Hurwitz. Cette condition est nécessaire pour que l'erreur de l'estimation soit décroissante dans le temps. La Figure (III.11) montre l'architecture de l'observateur réduit.

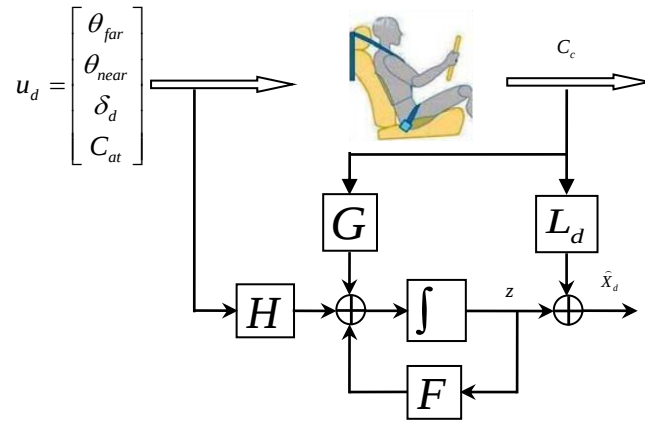


Figure. III. 11 Observateur à ordre réduit de l'état de conducteur [Lou-12]

III.6 Élaboration du modèle global CVR

Grace à la modélisation du conducteur, il est désormais possible d'élaborer un modèle global CVR pour l'ensemble du système conducteur-véhicule-route, afin de l'utiliser pour la synthèse d'un contrôle latéral partagé. Le modèle CVR sera obtenu en augmentant le modèle véhicule-route par le modèle du Cybernétique du conducteur, on trouve le modèle CVR suivant :

$$\begin{bmatrix} \beta \\ r \\ \psi_l \\ Y_L \\ \delta_d \\ \dot{\delta}_d \\ X_{1d} \\ X_{2d} \\ C_c \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_{11c} & a_{12c} & 0 & 0 & a_{15c} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ a_{21c} & a_{22c} & 0 & 0 & a_{25c} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ V_x & l_s & V_x & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ a_{61c} & a_{62c} & 0 & 0 & a_{65c} & a_{66c} & 0 & 0 & b_{61c} \\ 0 & 0 & b_{12d} & b_{12d}/l_s & 0 & 0 & a_{11d} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & b_{22d} & b_{22d}/l_s & 0 & 0 & a_{21d} & a_{22d} & 0 \\ b_{n31d} & b_{n32d} & b_{32d} & b_{32d}/l_s & b_{n35d} & 0 & a_{31d} & a_{32d} & a_{33d} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \beta \\ r \\ \psi_l \\ Y_L \\ \delta_d \\ \dot{\delta}_d \\ X_{1d} \\ X_{2d} \\ C_c \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ b_{61d} \\ 0 \\ 0 \\ -b_{34d} \end{bmatrix} C_a + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -V_x \\ -V_x l_s \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ b_{21d} D_{far} \\ b_{31d} D_{far} \end{bmatrix} \rho_{ref} \quad (III.21)$$

$$\begin{aligned} a_{11c} &= -2 \frac{(C_{yr} + C_{yf})}{M_v V_x} & a_{12c} &= -1 + 2 \frac{(C_{yr} l_r + C_{yf} l_f)}{M_v V_x^2} & a_{15c} &= \frac{2C_{yf}}{M_v V_x R_s} & a_{21c} &= 2 \frac{(C_{yr} l_r - C_{yf} l_f)}{J_v} \\ a_{22c} &= -2 \frac{(C_{yr} l_r^2 + C_{yf} l_f^2)}{V_x J_v} & a_{25c} &= \frac{2C_{yf} l_f}{J_v R_s} & a_{61c} &= \frac{C_{sb}}{J_v} & a_{62c} &= \frac{C_{sr}}{J_v} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 a_{65c} &= -\frac{C_{sb}}{J_v R_s} & a_{66c} &= -\frac{B_s}{J_v} & C_{sr} &= \frac{2k_m C_{yf} \eta_t}{R_s} \frac{l_f}{V_x} & C_{sb} &= \frac{2k_m C_{f} \eta_t}{R_s} \\
 b_{n31d} &= -b_{34d} C_{sb} & b_{n32d} &= -b_{34d} C_{sb} \frac{l_f}{V_x} & b_{n35d} &= b_{33d} + \frac{C_{sb}}{R_s} b_{34d} & b_{34d} &= -\frac{1}{T_N} \\
 a_{11d} &= -\frac{1}{T_I} & a_{21d} &= \frac{K_c}{V_x} \frac{2}{\tau_p} \left(\frac{T_L}{T_I} - 1 \right) & a_{22d} &= -\frac{2}{\tau_p} & b_{33d} &= -\frac{K_t}{T_N} \\
 b_{31d} &= -K_p \frac{K_r V_x + K_t}{T_N} & a_{32d} &= \frac{K_r V_x + K_t}{T_N} & a_{33d} &= -\frac{1}{T_N} & b_{21d} &= \frac{2}{\tau_p} K_p \\
 b_{12d} &= \frac{1}{T_I} & b_{22d} &= -\frac{K_c}{V_x} \frac{2}{\tau_p} \frac{T_L}{T_I} \\
 b_{32d} &= \frac{K_r V_x + K_t}{T_N} \frac{K_c}{V_x} \frac{T_L}{T_I} & a_{31d} &= -\frac{K_r V_x + K_t}{T_N} \frac{K_c}{V_x} \left(\frac{T_L}{T_I} - 1 \right)
 \end{aligned}$$

La simplicité du modèle du conducteur a permis l'élaboration d'un modèle global CVR, qui sera le modèle support de la conception du contrôle partagé.

III.7 Contrôle partagé entre le copilote électronique et le conducteur

L'architecture générale considérée du système de contrôle latéral partagé est rappelée sur la Figure (III.12).

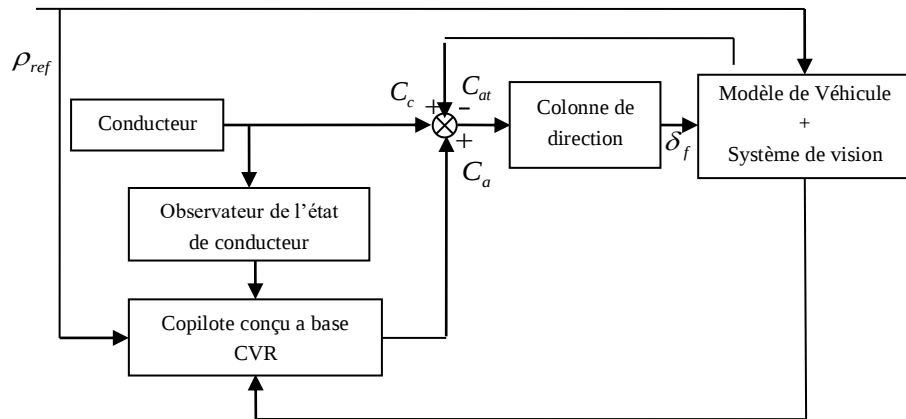


Figure. III.12 Architecteur de Contrôle partagé

La synthèse de la commande réalisée pour l'assistance au suivi de voie se base sur la commande robuste et optimale LQR, cette synthèse est appliquée et la performance est analysée.

III.7.1 Synthèse de la commande optimale LQR

Les problèmes de commande optimale se rencontrent dans la vie de tous les jours : comment arriver à destination le plus rapidement possible, comment minimiser sa consommation... Pour un système dynamique donné et dont les équations sont connues, le problème de commande optimale consiste alors à trouver la commande minimisant un critère donné. C'est sous cette forme que la commande optimale a été étudiée dès le XIX^{ème} siècle avec le calcul des variations. La commande optimale reste donc un sujet de recherche d'actualité.

Dans ce chapitre, on s'intéressera plus particulièrement aux systèmes linéaires dans le cas d'un critère quadratique, cas connu sous le nom de commande linéaire quadratique : LQ ou LQR pour « Linear Quadratic Regulator ». Le système est linéaire et la commande est quadratique. La commande optimale est un retour d'état.

De nombreuses méthodes de commande des processus utilisent le principe du retour d'état (commande optimale, placement de pôles, ...). Le principe de cette commande est de déterminer une commande telle que les pôles du système bouclé soient convenablement placés dans le plan complexe et satisfasse des performances de précision, de rapidité, de stabilité. Les pôles du système étant les valeurs propres de la matrice d'état, le but est donc de réaliser un asservissement modifiant convenablement la matrice d'état du système [Lar-96].

III.7.1.1 Régulateur linéaire quadratique

On considère le système linéaire continu, invariant dans le temps, régi par les équations suivantes :

$$\begin{cases} \dot{z}(t) = Az(t) + Bu(t) \\ y(t) = Cz(t) \end{cases} \quad z(t_0) = z_0 \quad (\text{III.22})$$

Où $z(t) \in R^n$ désigne le vecteur d'état, $u(t) \in R^m$ le vecteur de commande, $y(t) \in R^q$ le vecteur de sortie, et z_0 désigne l'état initial à l'instant initial $t=0$, A est la matrice d'évolution ou d'état, B la matrice de commande ou d'entrée, C la matrice de sortie ou de mesure.

La synthèse linéaire quadratique dénommée LQ ou LQR (Linéaire Quadratique Regulator) [Lar-96-10], et [Ous-95] consiste en la recherche d'une matrice gain K , telle que la commande par retour $u(t) = -K.z(t)$ stabilise le système et minimise le critère quadratique.

$$J = \int_0^{\infty} (z^T . Q . z + u^T . R . u) dt \quad (\text{III.23})$$

Où les matrices de pondérations Q et R satisfont :

$$Q = Q^T \geq 0 \quad R = R^T > 0 \quad (\text{III.24})$$

La matrice gain K optimale est donnée par :

$$K = -R^{-1} . B^T . \rho_0 \quad (\text{III.25})$$

Où ρ_0 est la solution de l'équation algébrique de Riccati :

$$\rho_0 A + A^T \rho_0 - \rho_0 B R^{-1} B^T \rho_0 + Q = 0 \quad (\text{III.26})$$

L'obtention du gain K passe donc par la recherche de la solution ρ_0 symétrique définie positive de l'équation de Riccati qui reportée dans l'équation (III.26), fournit la matrice gain K .

III.7.1.2 Choix des matrices de pondération

La synthèse des matrices de gain du contrôleur optimal, repose directement sur les matrices de pondération Q et R . On peut trouver dans la littérature deux méthodes pour les choisir. La première méthode est la règle de Bryson [Oli-94] qui suggère de choisir des matrices de pondération diagonales, dont les coefficients diagonaux sont égaux au carré de l'inverse de l'écart maximum souhaité sur la variable correspondante. Bryson [Oli-94] indique également que cette règle ne fournit que des valeurs initiales, que l'on peut ensuite améliorer par simulations successives. La règle de Bryson donne :

$$Q = \text{diag}(q_1, q_2, \dots, q_n) \quad \text{et} \quad R = \text{diag}(r_1, r_2, \dots, r_m) \quad (\text{III.27})$$

Avec

$$r_i = \left[\frac{1}{\sup(u_i)} \right]^2, i = 1, 2, \dots, m \quad \text{et} \quad q_i = \left[\frac{1}{\sup(y_i)} \right]^2, i = 1, 2, \dots, n$$

Dans la deuxième méthode, les pondérations peuvent être choisies symétriques. Elles sont généralement choisies diagonales. Ainsi, on se ramène au choix de n scalaires pour l'état et de m scalaires pour la commande. Il est intéressant de remarquer d'abord que la multiplication des pondérations Q et R par un même scalaire laisse inchangé le gain K . Voici une méthode simple de choix et de modification des pondérations en vue d'aboutir à un correcteur satisfaisant.

1. Au départ, on choisit généralement des pondérations égales aux matrices identité.
2. Dans une seconde étape, on accélère ou décélère globalement le système en multipliant la matrice Q par un scalaire λ_Q (accélération avec $\lambda_Q > 1$ et décélération avec $\lambda_Q < 1$), jusqu'à obtenir une dynamique moyenne adaptée.
3. Dans le cas où certains états auraient des dynamiques trop lentes par rapport à d'autres, on peut choisir d'augmenter la pondération de Q correspondant aux premiers.
4. Dans le cas où certains actionneurs seraient trop sollicités par rapport à d'autres, on peut choisir d'augmenter la pondération de R leur correspondant.

Les étapes 2, 3 et 4 peuvent être répétées dans l'ordre souhaité jusqu'à obtenir un correcteur satisfaisant le cahier des charges.

III.8 Application pour l'assistance au suivi de voie

Pour la synthèse de cette loi de commande, on utilise le modèle d'état du système (CVR). Ce dernier est le modèle qui intègre l'évolution de la dynamique du véhicule (bicyclette), le système visuel, le système de direction et le modèle cybernétique de conducteur.

On suppose les qualités (confort, sécurité, effort, robustesse, ...) de l'automate d'assistance évaluées au travers d'un critère quadratique du type :

$$J = \int_0^{\infty} (z^T \cdot Q \cdot z + u^T \cdot R \cdot u) dt \quad (\text{III.28})$$

Optimiser ces qualités reviendrait dès lors à minimiser le critère ci-dessus, dans lequel z est le vecteur de performance globale. Ce vecteur a été choisi de manière à faire intervenir des

grandeurs corrélées avec le risque de sortie de voie, l'effort de l'assistance et le niveau de partage. Mentionnons ainsi que :

- En termes de risque de sortie,
 - L'erreur sur l'angle de cap du véhicule (ψ_l), témoigne de la performance de suivi de voie, et permet l'anticipation sur l'erreur de positionnement ;
 - L'écart latéral du véhicule par rapport au centre de la voie (Y_L), témoigne de la performance de positionnement du véhicule dans la voie ;
 - L'écart en termes d'accélération latérale (a), représente l'écart entre l'accélération latérale du véhicule et l'accélération latérale imposée par un suivi exact du centre de la voie. Il représente partiellement une image du niveau de confort dans le sens que sa variation rapide risque d'être perçue comme désagréable.
- En termes de partage et d'effort,
 - Le couple conducteur (C_c) ; un couple conducteur de faible amplitude peut témoigner de la satisfaction du conducteur vis-à-vis du comportement de l'automate ;
 - Le couple d'assistance (C_a) ; un couple d'assistance de faible amplitude est favorable du point de vue de l'acceptabilité ;
 - La différence pondérée instantanée entre les couples produits, par l'assistance d'une part, et le conducteur d'autre part : ($C_a - \alpha_m C_c$) ; le respect strict de cette contrainte induirait une participation de l'automate à hauteur de $\alpha\%$ de celle du conducteur, allant dans le sens de l'accompagnement de l'effort du conducteur.
 - Le produit scalaire instantané entre les couples produits, par l'assistance d'une part, et le conducteur d'autre part : ($C_a \times C_c$) ; une valeur négative de ce produit témoigne d'une contradiction entre l'action du conducteur et l'action de l'automate.

Le vecteur de performance z s'écrit en fonction de l'état du système CVR comme suit :

$$\begin{bmatrix} \psi_l \\ Y \\ a \\ C_a - \alpha_m C_c \\ C_c \\ C_a \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -l_s & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ V_x a_{11c} & V_x a_{12c} & 0 & 0 & V_x a_{15c} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -\varepsilon \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \beta \\ r \\ \psi_l \\ Y_L \\ \delta_d \\ \delta_d \\ X_{1d} \\ X_{2d} \\ C_c \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 1 \\ 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} C_a \quad (III.29)$$

Si la matrice de contrôlabilité $C_T = [A \ AB \ A^2 B \dots A^{n-1} B]$ est non-singulière ou de l'ordre n . Cela signifie que le système est contrôlable et la commande C_a va influencer ou contrôler la variation de chaque variable d'état.

Si la matrice d'observabilité $O_T = [C \ CA \ CA^2 \dots CA^{n-1}]$ est non-singulière ou de l'ordre n . Cela signifie que le système est observable et chaque variable d'état va influencer ou contrôler la variation de la sortie y .

Le nombre d'état de vecteur de performance z étant égale à $n=6$ et le nombre d'entrées de commande étant égale à $m=1$, les matrices de pondération sont donnée par (3.39) :

$$Q = \begin{bmatrix} q_{11} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & q_{22} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & q_{33} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & q_{44} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & q_{55} & q_{56} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & q_{66} \end{bmatrix}, \quad R = r_1 \quad (III.30)$$

Les coefficients q_{11} , q_{22} et q_{33} sont les pénalités sur l'erreur de suivi de voie, l'erreur de positionnement latéral et l'écart entre l'accélération latérale du véhicule et l'accélération latérale imposée par la route respectivement. Ces derniers doit être réglés de manière à obtenir un bon compromis performance-robustesse. Les valeurs significatives aux coefficients de partage (q_{44} et q_{56}) doit être choisies pour obtenir le mode partagé. Les pénalités (q_{44} et q_{56}) induisent la prise en compte de « l'état » du conducteur et non pas seulement de l'état de la dynamique du véhicule.

q_{44} induit la prise en compte privilégiée de « l'intention » du conducteur (angle de braquage souhaité), au détriment d'autres variables d'état du conducteur. L'assistance soulage le conducteur d'une partie de son effort, dans une portion liée au facteur α_m qui définit le niveau de partage.

q_{56} pénalise le produit scalaire entre les couples conducteur et d'assistance et augmente le retour sur le couple privilégiant ainsi l'action du conducteur par rapport à l'action de l'automate. Cela empêche ce mode partagé d'aller contre le conducteur (Quand $q_{56} < 0$, La minimisation du critère quadratique se fait par éviter toute contradiction entre le couple de l'automate et le couple du conducteur).

Le choix des matrices de pondération de ces variables la règle de Bryson est utilisée.

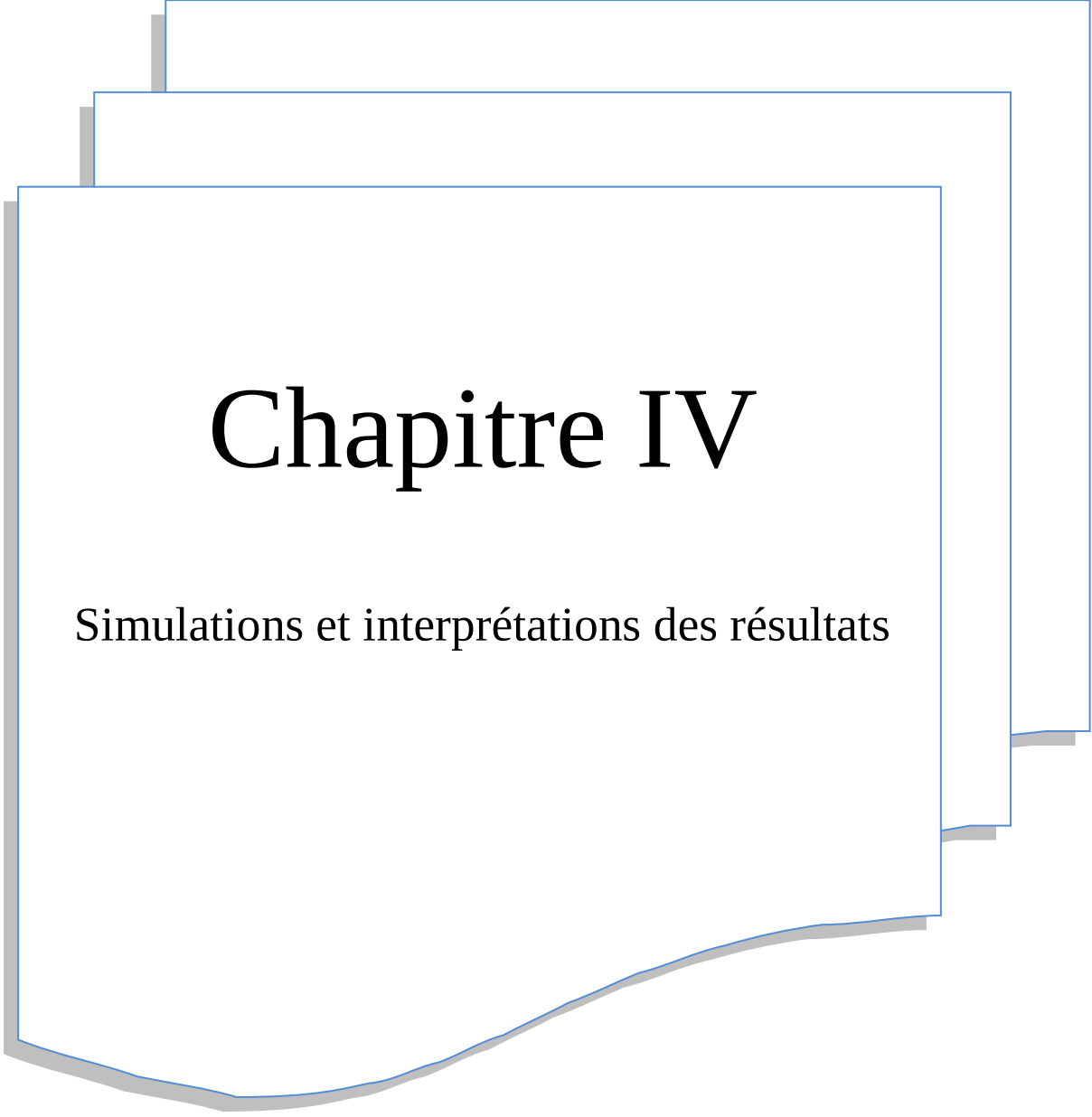
$$Q = \begin{bmatrix} 2000 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 5000 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 3 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 5 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & -5 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, \quad R = 0.3 \quad (\text{III.31})$$

Une fois les coefficients de pondération Q et R obtenus, la matrice de gain K qui minimise la fonction quadratique ρ_0 est calculée en utilisant la fonction LQRY de Matlab, on trouve :

$$K = [242.0157 \quad 26.4990 \quad 210.1461 \quad 29.2195 \quad 4.0010 \quad 0.2273 \quad 24.2177 \quad 2.6497 \quad -0.2077]$$

II.9 Conclusion

Ce chapitre porte sur le développement d'un système de sécurité préventive pour le suivi de voie. Ce système est basé sur un modèle cybernétique de conducteur utilisé pour élaborer un modèle CVR, ce dernier est utilisé pour la synthèse de la commande linéaire quadratique avec des pondérations sur la sortie, cette technique permet de compléter la tâche de conducteur par l'application des efforts d'assistance cohérente aux actions de conducteur.



Chapitre IV

Simulations et interprétations des résultats

III.1. Introduction

La détermination du modèle mathématique de l'ensemble modèle véhicule , le système de vision et le modèle cybernétique de conducteur nous a permis de trouver les équations avec lesquelles nous pouvons commencer la deuxième tâche de notre projet qui est la simulation, menant à l'évaluation de la commande proposée à travers de plusieurs critères, Citons ainsi :

- La qualité de suivi de voie évaluée par le biais de l'écart latéral du véhicule par rapport au centre de la voie et le cap relatif de véhicule.
- Pour le confort des voyageurs, l'accélération latérale doit rester inférieure à 2m/s^2 (ou $0.2g$) et ne dépasse pas 4m/s^2 dans le cas extrême [Ena-08], [Mer-16].
- L'amplitude et la vitesse de variation maximales du couple d'assistance. Selon [Mer-16], l'amplitude du couple d'assistance ne doit pas dépasser 10N.m et sa vitesse de variation doit rester inférieure à 3.5N.m/s . Cette limitation accroît, selon Switkes, la sécurité en cas de défaillance de l'assistance (le conducteur est en mesure de compenser l'effort développé par l'assistance).

IV.2. Simulation et interprétations des résultats

Dans les travaux cités dans la bibliographie, l'efficacité et la faisabilité des lois de commande synthétisées peuvent être vérifiées par des tests sur des véhicules prototypes ou sur des simulateurs, ce qui n'a pas été disponible pour nous.

Puisque l'interaction entre le conducteur et le simulateur se fait principalement au niveau du volant et les deux pédales accélération et frein, on a proposé un simple modèle de conducteur. Le modèle de conducteur proposé pour la simulation, sert à corriger la trajectoire de véhicule en se basant sur le déplacement latéral de véhicule par rapport au centre de la voie comme indicateur et applique un couple sur la colonne de direction pour maintenir le véhicule sur la voie, et en même temps utilise les deux pédales pour augmenter ou réduire la vitesse de véhicule suivant la géométrie de la route.

Des séries de simulation sur le logiciel Matlab/Simulink sont présentées pour montrer l'efficacité et la fiabilité de la méthode proposée. Tous les tests figurant dans ces séries de simulation sont réalisés sur une piste de 5.4 Km qui comporte plusieurs virages (figure IV.1).

Dans ces séries en supposant le conducteur passe par trois phases. Les différentes perturbations introduites durant la période de conduite sont résumé dans le tableau IV.1.

Tableau IV.1 Les séries de simulation

Phase	Période	Effort produit par le conducteur	Perturbations		
			Vitesse	Adhérence	Rafale de vent latéral
1	$t \in [0 - 90s]$	100%	70 Km/h	$\mu = 1$	$F_w = 500N$, $t \in [10 - 12s]$
2	$t \in [90 - 210s]$	50%		$\mu = 0.4$ $t \in [120 - 152s]$	$F_w = 500N$, $t \in [130 - 132s]$
3	$t \in [210 - 280s]$	20%		$\mu = 1$	$F_w = 500N$, $t \in [250 - 252s]$

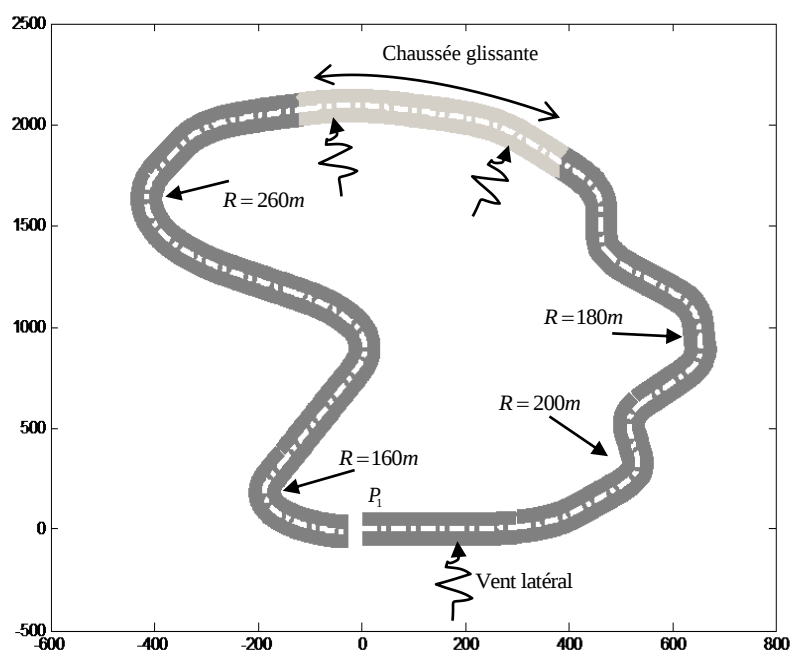


Figure. IV.1 Piste d'essai

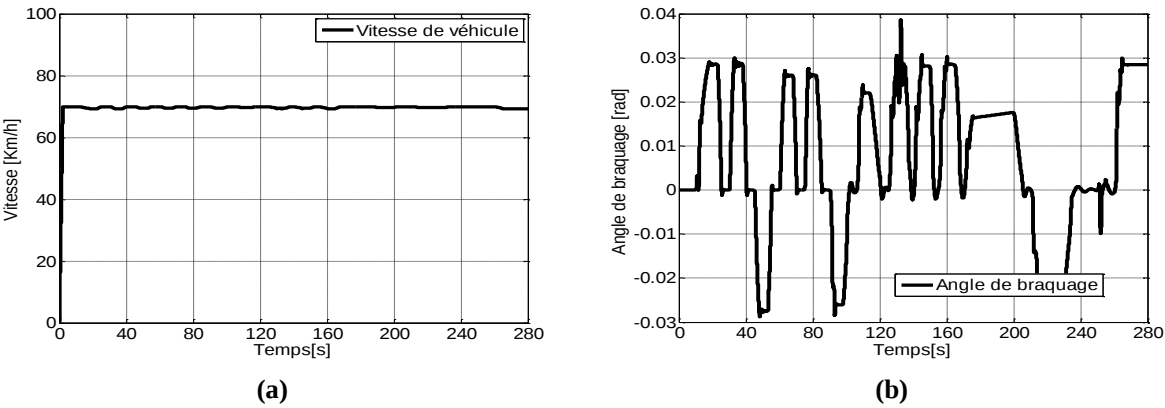


Figure. IV.2 Les variables d’entrées (a).Vitesse de véhicule ; (b) Angle de braquage

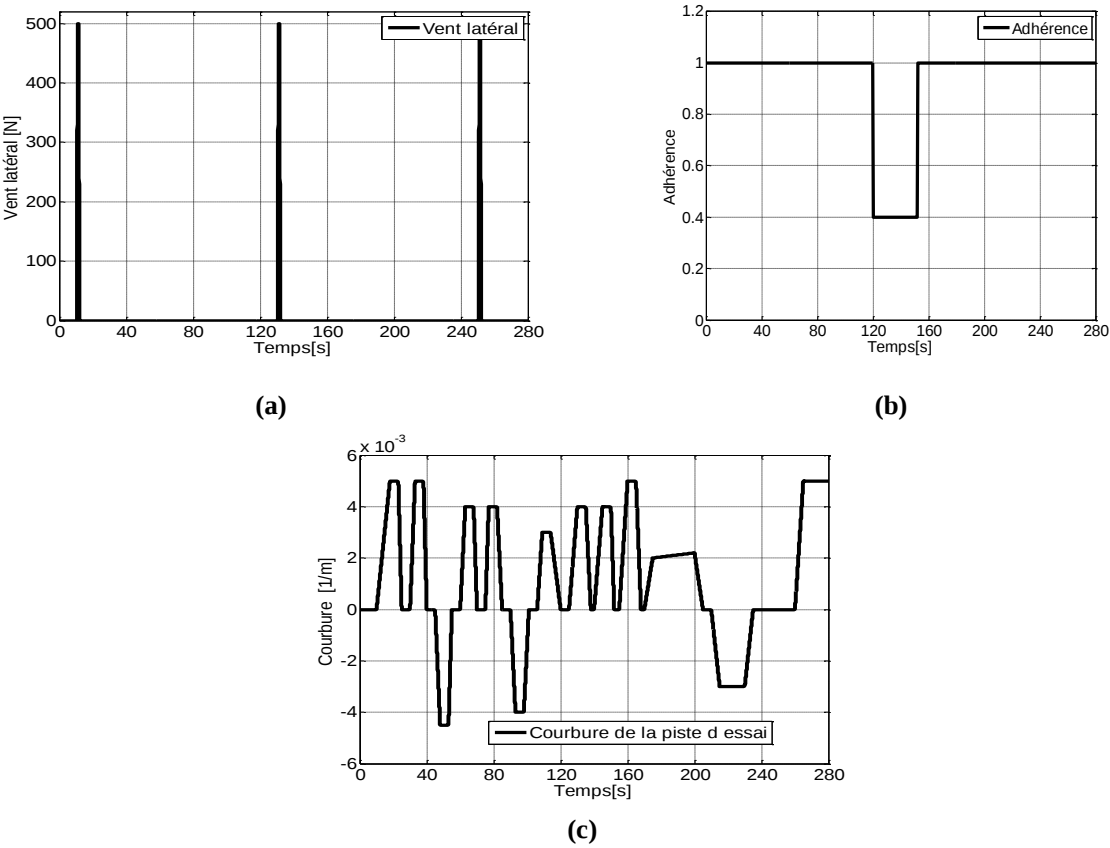


Figure. IV.3 Les perturbations (a).Vent latéral ; (b) Adhérence ; (c) Courbure de la route

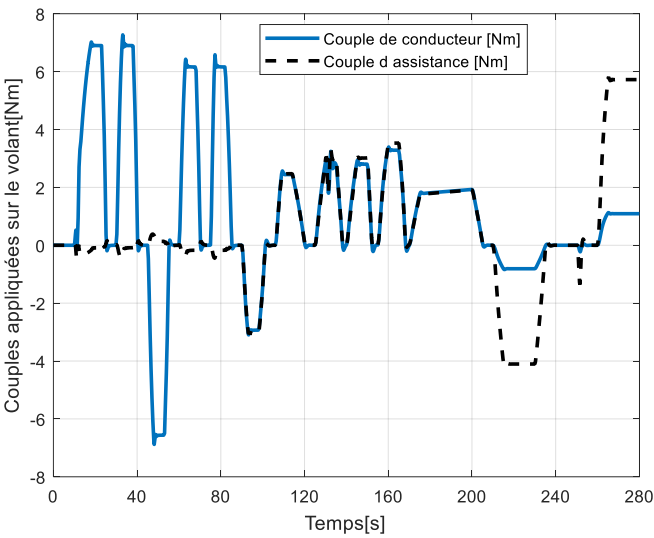
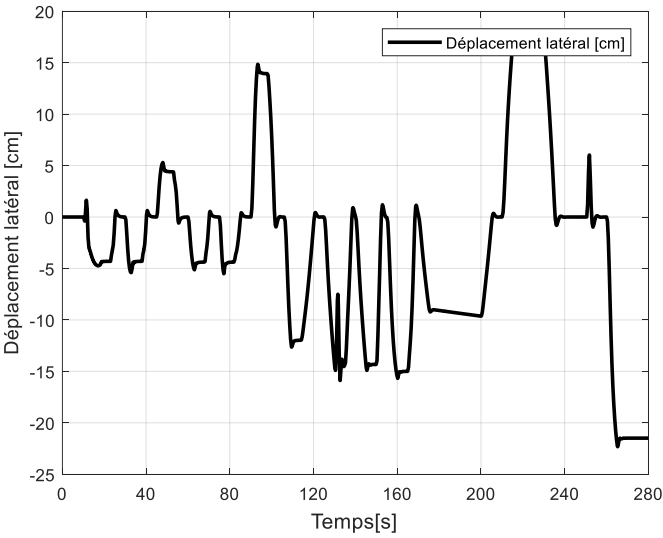
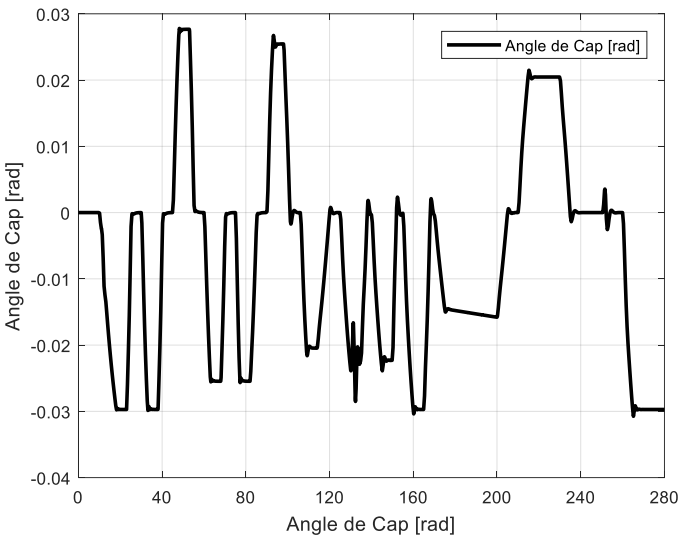


Figure. IV.4 Les efforts appliqués sur le volant

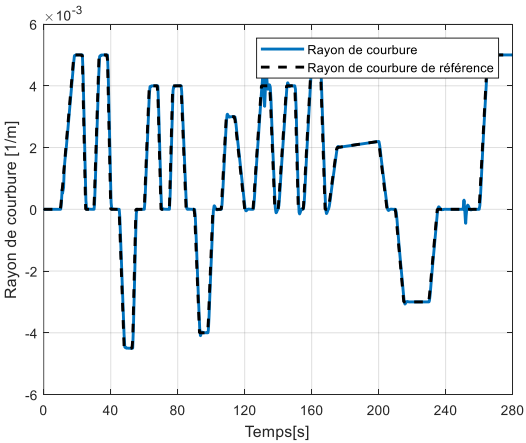


(a)

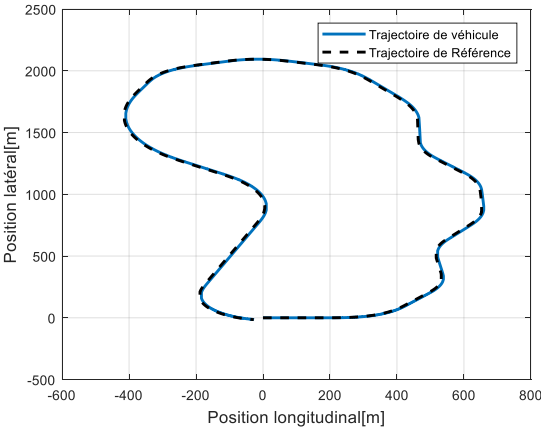


(b)

Figure. IV.5 Les indications de suivi de voie (a) Déplacement latéral ; (b) Le cap relatif



(a)



(b)

Figure. IV.6 (a).Courbure de la route ; (b) Trajectoire de véhicule

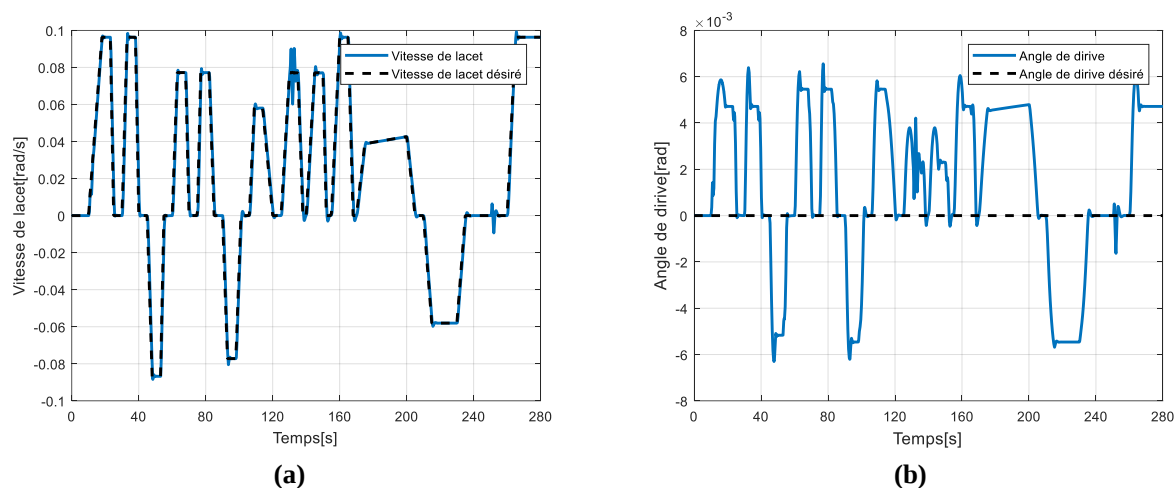


Figure. IV.7 Les critères de stabilité (a).Vitesse de lacet ; (b) Angle de dérive

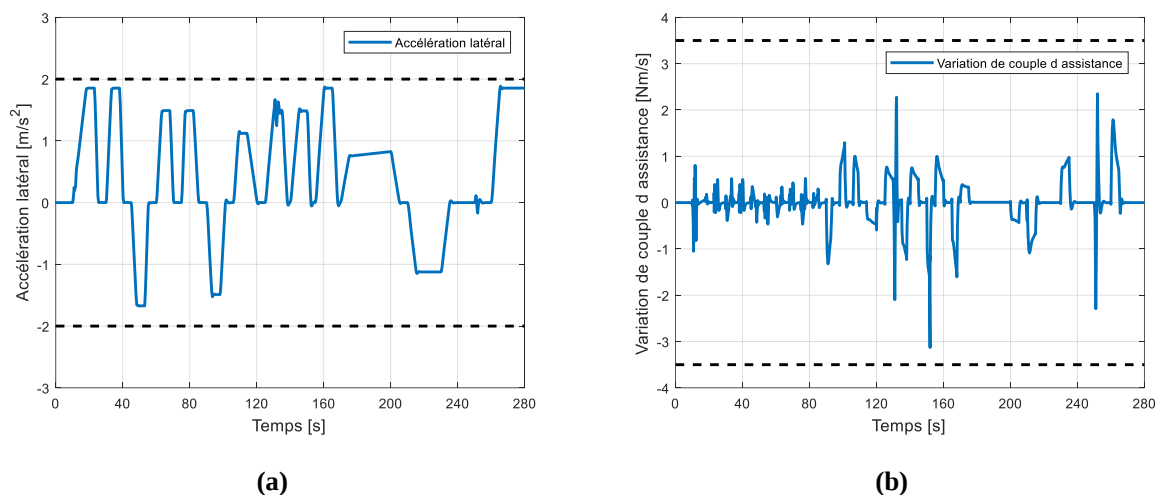


Figure. IV.8 Les critères de confort (a) : 'Accélération latérale de véhicule' (b) : Variation de couple d'assistance

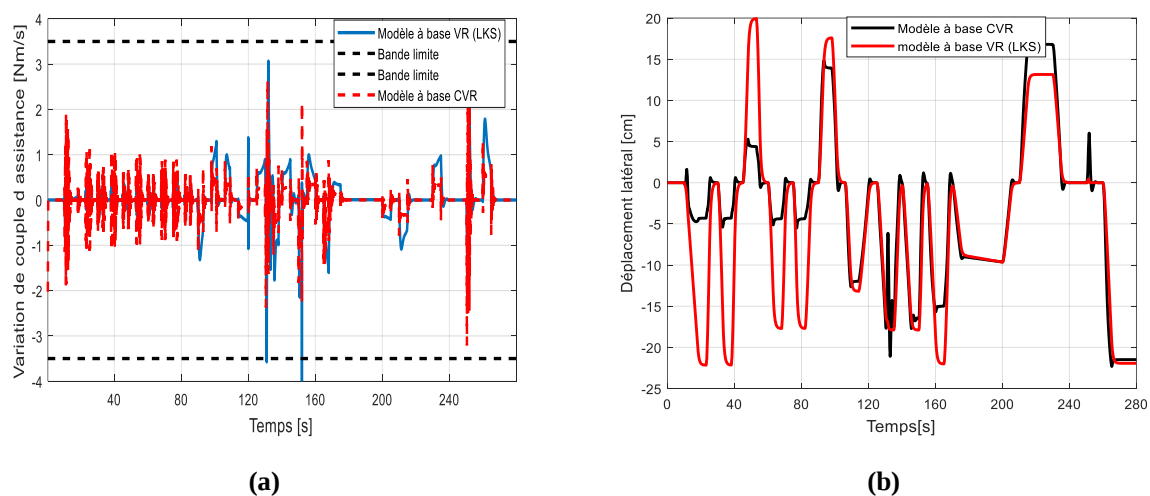


Figure. IV.9 : Comparaison entre le système commercialisé (LKS) et le système basé sur le modèle Cybernétique de conducteur.

Durant la première phase $t \in [0-90s]$, Le conducteur prend totalement la tâche de conduite (Figure. IV.4) et positionne le véhicule au centre de voie avec une erreur latéral très faible ($Y_L = 10cm$)(Figure. IV.5.a), et un angle de cap relative environ ($\psi_L = 0.03rad$) (Figure. IV.5.b), dans ce cas la le niveau de partage est presque nul, ce qui permet de désactivé l'assistance ($C_a = 0$)(Figure.IV.4).

Durant la deuxième phase $t \in [90-210s]$, le conducteur réduit jusqu'à 50% les efforts appliquées sur le volant en lissant le reste pour l'assistance (Figure. IV.4). Une augmentation de déplacement latéral de véhicule par rapport au centre de la voie mesuré à une distance de (5 m) en avant de véhicule jusqu'à ($Y_L = 20cm$) (Figure. IV.5.a), permet au contrôleur d'augmenter le niveau de partage jusqu'à 50%, capable de garder le déplacement latéral environ 20 cm et permet aussi le rejet de perturbations introduit soit par une rafale de vent latéral (Figure. IV.3.a) ou une adhérence amoindrie (Figure IV.3.b).

Durant la troisième phase $t \in [210-280s]$, le conducteur réduit jusqu'à 20% les efforts appliquées sur le volant en lissant le reste pour l'assistance (Figure. IV.4). L'erreur latéral augment jusqu'à (22 cm) (Figure. IV.5.a), le contrôleur (l'assistance) augmente l'effort appliquée sur le volant pour compléter la tâche de conducteur en gardant le véhicule sur la voie de circulation.

D'une façon générale, L'algorithme de commande, fournir un suivi robuste d'une trajectoire (figure. IV.6). Des simulations ont été effectuées selon plusieurs scénarios représentant différentes situations de conduite. Les différents tests effectués mettent en évidence la robustesse de la loi de commande développée, en effet, l'erreur maximale de suivi était généralement inférieure à 25cm durant les périodes transitoires même lors des fortes sollicitations non linéaires. Aussi, l'angle de volant est lisse (Figure. IV.3.b). Notez que la robustesse du système de contrôle a été testée par rapport aux variations de vitesse et de courbure, et d'autres perturbations.

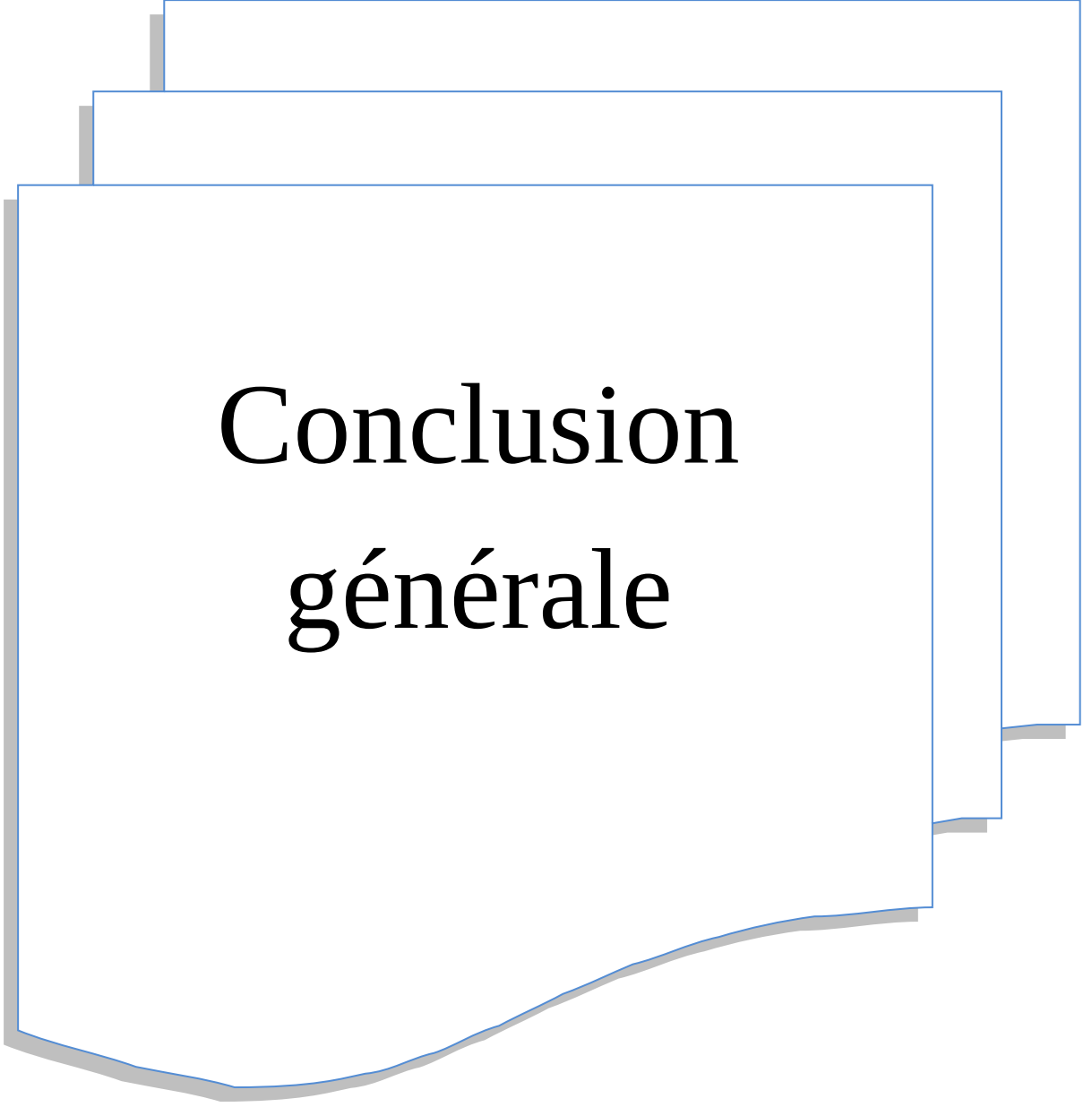
La figure (IV.7) montre que la vitesse de lacet et l'angle de dérive de véhicule suivent leurs valeurs désirées se qui permet une meilleure tenue de la route.

Dans toute la durée de simulation, l'amplitude et la vitesse de variation maximales du couple d'assistance ne dépasse pas 10 N.m et 3.5 N.m/s respectivement. Cela permet de préserver le confort des passagers. La figure IV.8.a montre que l'accélération latérale reste autour de 0.2g pendant toute la durée de conduite.

La figure (IV.5) présente quelques avantages de l'utilisation de modèle Cybernétique de conducteur dans la boucle de régulation. Ce dernier permet d'exercer des actions cohérentes avec celles appliquées par le conducteur ce qui permet de limiter la variation de couple d'assistance et garder le déplacement latéral par rapport au centre de la voie dans une plage acceptable.

IV.3 Conclusion

Ce chapitre a été consacré à la simulation de l'ensemble modèle de véhicule, système visuel et le modèle Cybernétique de conducteur, menant à l'évaluation de la commande proposée. Les résultats de simulation montrent que le contrôleur proposé permet de maintenir le véhicule dans la voie de circulation en laissant le conducteur le mètre de son véhicule, en plus il permet aussi d'assurer la stabilité, la sécurité de véhicule et le confort de passagers.



Conclusion générale

Conclusion générale

Les travaux effectués lors de ce mémoire se sont focalisés sur les applications des méthodes et techniques d'Automatique à des problématiques actuelles de véhicule.

Après l'énoncé des motivations, la première partie s'est attachée à fixer les objectifs de ce travail de recherche. Un état de l'art relativement exhaustif des systèmes intelligents de transport et des assistantes au contrôle latéral a permis de prendre la mesure des enjeux de ce travail.

Ensuite, nous avons présenté un modèle à trois degrés de liberté, traduisant la dynamique du véhicule : l'évolution du déplacement longitudinal, du déplacement latéral et le lacet du véhicule. Ensuite, une analyse d'un différentiel mécanique assurant la stabilité du véhicule dans des situations des virages est présentée

Ensuite, nous avons proposé une assistance préventive à la sortie involontaire de voie qui agit dès que les capacités à conduire du conducteur sont jugées insuffisantes et que le véhicule dérive vers les bords de la voie. L'assistance intervient directement sur la colonne de direction par l'intermédiaire d'un moteur électrique. Une fois enclenchée, elle rétablit la trajectoire du véhicule sur l'axe de la voie, en tenant compte des actions du conducteur.

Pour améliorer les performances des systèmes LKS, nous avons utilisé un modèle cybernétique du conducteur cohérent avec les connaissances actuelles dans le domaine de la sensorimotricité humaine. Ensuite, on a appliqué la loi de commande (LQR) pour la synthèse d'une conduite automatisée pour le suivi de voie. Enfin, on a analysé les interactions conducteur-automate au travers des critères d'évaluation.

Les résultats obtenus semblent être satisfaisants et sont similaires à ceux obtenus par les travaux cités dans la bibliographie. Enfin, nous espérons que ce travail servira comme une contribution essentielle à la poursuite des recherches et des développements dans notre université.

Bibliographie

- [AB96] J. Ackermann and T. Bunte. Handling improvement for robustly decoupled car steering dynamics. 4 th IEEE Mediterranean Symposium New Directions in Control and Automation, 1996.
- [AB98] J. Ackermann and T. Bunte. Handling improvement of robust car steering. International Conference on Advances in Vehicle Control and Safety, 1998.
- [AGS+95] J. Ackermann, J. Guldner, W. Sienel, R. Steinhauser, and V.I Utkin. Linear and non-linear controller design for robust automatic steering. IEEE Transactions on Control Systems Technology, Special Issue on Automotive Steering, 3 :132–143, 1995.
- [AM96] D. Aubert and S. Mammar. Contrôle latéral automatique d'un véhicule à l'aide d'une caméra : cas du suivi de route. revue R.T.S (Recherche-Transports-Sécurité), 1996.
- [BM00] J.M. Blosseville and S. Mammar. Update from the french program : La route automatisée. IEEE Intelligent Transportation Systems Conference, 2000.
- [Col-08] Cole, D. J., *Neuromuscular dynamics and steering feel*, Proceedings of Steering Tech , Munich, Germany, 2008.
- [Duv-98] D.Duverney, *Théorie de Nombres*, Dunod, 1998.
- [Ena-08], Enache, N. M., *Assistance préventive à la sortie de voie*, thèse, LIVIC-LCPC, 2008.
- [Fen-76] R. Fenton, G. Melocik et K. Olson, *On the steering of automated vehicles: Theory and experiment*. IEEE Transaction on Automatic Control, Vol. 21, pp. 306-315, 1976.
- [Fra-92]. T. Fraichard, M. Hassoun et N. Lefort, *An electronic co-pilot: The Pro-Lab II demonstrator*. Proceeding of the 3rd PROMETHEUS Collision Avoidance Workshop, pp. 230-237, 1992.
- [Gar-60] K. Gardels, *Automatic car controls for electronic highways*. General Motors Research Laboratory Warren, Michigan, Tech. Rep. GMR-276, Jun. 1960.
- [Gen-97] G. Genta, *Motor vehicle dynamics: modeling and simulation*, Series on Advances in Mathematics for Applied Sciences. World Scientific Publishing Co. Pte. Ltd, Vol. 43, 1997
- [GTP96] J. Guldner, H.S. Tan, and S. Patawardhan. Analysis of automatic steering control for highway vehicles with look-down lateral reference systems. Vehicle System Dynamics, 26 :243–269, 1996.
- [GUP94] J. Guldner, V.I. Utkin, and S. Patawardhan. A sliding mode control approach to automatic car steering. American Control Conference, 1994.
- [Har-07c] K. Hartani, M. Bourahla, Y. Miloud, T. Terras, M. Chikouche, M. Sekkour, *Commande directe de couple d'un groupe motopropulseur synchrone à aimants permanents : Application véhicule électrique*, MOAD'07, Bejaïa, Novembre 18-19-20, 2007.
- [Hes-90] Hess, R. A., A. Modjtahedzadeh, « A control theoretic model of driver steering behavior », Control Systems Magazine, IEEE, Vol. 10, Issue 5, pp. 3-8, Aug 1990.
- [Hin-97] P. Hingwe and M. Tomizuka, "Experimental evaluation of a chatter freesliding mode control for lateral control in AHS," in American Control Conference, vol. 5, 1997.
- [HT95] T. Hessburg and M. Tomizuka. An adaptation method for fuzzy logic controllers in lateral control of a vehicle. rapport de recherche UCB-ITS-PRR-95-21, PATH Research Report, 1995.
- [Kan-87] A. Kanafani, R. E. Parson et H. R. Ross Status of Foreign Advanced Highway Technology. California PATH Research Paper UCB-ITS-PRR-87-2, 1987.

Bibliographie

-
- [Kee-06] Keen, S. D., D. J. Cole, « Steering control using model predictive control and multiple internal models », Proceedings of AVEC '06 The 8th International Symposium on Advanced Vehicle Control, August 20-24, 2006, Taipei, Taiwan.
- [Kop-94] M.Kopf Ein Beitrag zur modellbasierten, *adaptiven Fahrerunterstützung für das Fahren auf der deutschen Autobahnen. Fortschrittberichte VDI*, Reihe 12, Verkehrstechnik/ Fahrzeugtechnik, No. 203, VDI-Verlag, 1994.
- [KS80] Y. K. Kwak and C.C. Smith. An active and passive steering controller study of rubber-tired automated guideway transit vehicles. Transactions of ASME, Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, (102) :168–173, 1980.
- [Lar-96] Larmiat.P., *Automatique : Commande des systèmes linéaire*. 2ème édition. Edition Hermès, paris. 1996.
- [Lou-12] Louay Saleh. Contrôle Latéral Partagé d'un Véhicule Automobile. Automatique / Robotique. Ecole Centrale de Nantes (ECN), 2012.
- [Mam00] S. Mammar. Two-degree-of-freedom H_∞ optimization and scheduling for robust vehicle lateral control. Vehicle Systems Dynamics Journal, 34 :401–422, 2000.
- [Mam-05] S. Mammar, P. Martinet, S. Glaser, M. Netto, L. Nouvelière et B. Thuilot, *Méthodes de l'automatique pour l'assistance et l'automatisation de la conduite automobile*. Actes de la 5e Journées Nationales de la Recherche en Robotique, Guidel, Morbihan, 5-7 octobre, pp. 263-272, 2005.
- [Mam-06] S. Mammar, S. Glaser et M. Netto, *Time to line crossing for lane departure avoidance: A theoretical study and an experimental setting* IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems, Vol. 7, pp. 226-241, 2006.
- [Mam96] S. Mammar. H_∞ robust steering of a vehicle. IEEE Intelligent Vehicles, 1996.
- [Mam98] S. Mammar. Robust automatic steering using fuzzy modelling and lmi control. IFAC Conference on System Structure and Control, 1998.
- [Mam99] S. Mammar. Le contrôle latéral pour l'automatisation et l'assistance à la conduite. Congrès international francophone ATEC, 1999.
- [Man-06] J. He, D. A. Crolla, M. C. Levesley, and W. J. Manning, "Coordination of active steering, driveline, and braking for integrated vehicle dynamics control," Journal of Automobile Engineering, vol. 220, pp. 1401-1420, Jan. 2006.
- [Mer-16] Merah Abdelkader, Contribution à l'amélioration de la sécurité et la stabilité d'un véhicule électrique à l'aide des systèmes de contrôle latéral et longitudinal. Thèse de doctorat, université de Saida 2016.
- [MB00] S. Mammar and V.B. Baghdassarian. Two-degree-of-freedom formulation of vehicle handling improvement by active steering. American Control Conference, 2000.
- [Mic-85] Michon, J.A. (1985). A critical view of driver behaviour models: What do we know? What should we do? In L. Evans & R.C. Scwing (Eds.), Human Behaviour and Traffic Saffety (pp. 485---524). Plenum Press. New York: Plenum Press.
- [Nag-02] Nagai, M., H. Mouri, P. Raksincharoensak, *Vehicle lane-tracking control with steering torque input* , Vehicle System Dynamics supplement 37 . pp. 267-278, 2002
- [NW79] R.L. Nisonger and D.N. Wormley. Dynamic performance of automated guideway transit vehicles with dual-axle steering. IEEE Transactions on Vehicular Technology, 28 :88–94, 1979.
- [OIU96] R.T. O'Brien, P.A. Iglesias, and T.J. Urban. Vehicle lateral control for automated highway systems. IEEE Transactions on Control Systems Technology, 4 :266–273, 1996.
- [Ous-95] Oustaloup A., la dérivation non entiere : *Théorie, Synthèse et Application*'. Edition Hermes, Paris. 1995
- [Pac-79] H.B Pacejka., *Tires factors and vehicle handling*. Int. J Vehicle Design, 1 :1–23, 1979.

Bibliographie

- [Pace-02] H.B. Pacejka, *Tire and Vehicle Dynamics*, SAE International, 2002.
- [Pom93] D.A. Pomerleau. Neural network for intelligent vehicles. Intelligent Vehicles Conference, 1993.
- [PHT94] H. Pham, K. Hedrick, and M. Tomizuka. Combined lateral and longitudinal control of vehicles. American Control Conference, pages 1205–1206, 1994.
- [PT90] H. Peng and M. Tomizuka. Vehicle lateral control for highway automation. American Control Conference, pages 788–794, 1990.
- [Rah-04] Raharijaona, T., *Commande robuste pour l'assistance au contrôle latéral d'un véhicule automobile*, thèse, Supélec, 2004.
- [Raj-06] R. Rajamani, *Vehicle dynamics and control*. Springer Verlag, 2006.
- [Sav-99] Savkoor, A. R., S. Aulsebrook, « Analysis of driver's steering and speed control strategies in curve negotiation », *Vehicle System Dynamics*, 1999, N. 33, pp. 94-109
- [Sen-07] Sentouh, C., *Analyse du risque et détection de situations limites, Application au développement des systèmes d'alerte au conducteur*, thèse, Université d'Evry Val d'Essonne, IBISC, 2007.
- [Sen-09] Sentouh, C., Ph. Chevrel, F. Mars, F. Claveau, *A human-centred Approach of Steering Control Modelling*, Proceedings of the 21st IAVSD Symposium on Dynamics of Vehicles on Roads and Tracks, 2009.
- [SDHT91] S.E. Shladover, C.A. Desoer, J.K. Hedrick, and M. Tomizuka. Automatic vehicle control developments in the path program. *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, 40, 1991.
- [Wil-10] Wilkie, R.M., Kountouriotis, G.K., Merat, N., Wann, J.P., « Using vision to control locomotion: looking where you want to go ». *Experimental Brain Research*, 2010, 204, 539-547

Annexe

Paramètres du véhicule

Masse du véhicule :	1562 Kg
Moment d'inertie du véhicule :	2630 Kg.m ²
Longueur entre le train avant et le centre de gravité :	1.104 m
Longueur entre le train arrière et le centre de gravité :	1.421 m
Longueur entre les deux trains avant et arrière :	1.525 m
Hauteur du centre de gravité :	0.5 m
Moitié de la longueur du train arrière :	0.75 m
Section frontale véhicule :	2.04 m ²
Densité volumique de l'air :	1.2 Kg.m ⁻³
Coefficient de pénétration dans l'air :	0.25
Coefficient de résistance au roulement :	0.01
Rigidités au glissement latéral des pneus avant :	37407 N/rad
Rigidités au glissement latéral des pneus arrière :	51918 N/rad
Moment d'inertie de la roue :	1.284 Kg.m ²
Rayon de la roue :	0.294m
Longueur entre le centre de la roue et le point où sa charge agit :	0.0037 m