الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR

ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE YAHIA FARES DE MEDEA

FACULTE DE TECHNOLOGIE

Département du Génie Électrique



Mémoire de Fin d'Études

Présenté pour l'obtention du Diplôme

de Master en Génie électrique

Option : **Automatique et Systèmes**

THEME

Mise en œuvre d'un Contrôleur latéral et longitudinal: Application à la dynamique de conduite d'automobile

Proposé et dirigé par,

Mr. Abdelkrim KHERKHARE

Préparé et présenté par :

Mr. Mohamed KHELIL CHERFI

Mr. Samir SEBAI


بسم الله الرحمن الرحيم

Remerciements

Mes remerciements s'adressent tout d'abord au Dieu tout puissant de m'avoir donné tous ce que je possède et de guider mes pas vers le chemin du savoir.

Nous souhaiterons en premier lieu adresser nos vifs remerciements à notre encadreur Mr. Kherkhare Abdelkrim, Maitre de conférences à l'Université de Médéa, pour le sujet proposé pour l'encadrement actif dont nous avons bénéficié durant cette durée et pour tous les encouragements qu'il nous a cessé de nous apporter. Nous lui devons les remerciements les plus sincères.

Nous remercions Mrs les membres de jury qui nous ons fait l'honneur de s'intéresser à ce travail et avoir acceptés d'être les examinateurs de ce mémoire, et pour les discussions et échanges d'idées.

Nous adressons nos remerciements à tous nos amis pour leur soutien.

Enfin, Nous exprimons toute notre amitié à nos camarades avec lesquels nous garderons un souvenir.

Dédicace

« A dieu, le seul et unique »

A nos très chers parents et nos frères et sœurs,

A notre encadreur Mr.KHERKHARE Abdelkrim

A tous nos amis, A tous ceux qui ont participé de près ou de loin à la réalisation de ce travail.

SOMMAIRE

Introduction générale ……..... 1
CHAPITRE I : DYNAMIQUE LONGITUDINALE ET LATERALE DU VEHICULE…… 4
I.1.Introduction…….. 5
I.2.Etat de l'art sur les systèmes d'aide à la conduite véhicules……..... 5
I.2.1.Systèmes d'avertissement de franchissement de ligne (LDW) ……..... 5
I.2.2.Systèmes de maintien de voie (LKS) ……..... 6
I.2.3.Systèmes de contrôle de la stabilité en lacet ……..... 6
I.3.La dynamiques du véhicule……... 8
I.3.1.La dynamique longitudinale du véhicule …….. 8
I.3.1.1 Force aérodynamique……..... 10
I.3.2.La dynamique Latérale du véhicule……... 10
I.3.2.1.Modèle cinématique du mouvement latérale du véhicule ……..... 10
I.3.2.2.Modèle dynamique du mouvement latéral du véhicule …… 15
I.4.Simulation du mouvement du véhicule……..……... 18
I.4.1.Modèle dynamique du véhicule en termes de vitesse de lacet et de l'angle de glissement…… 18
I.5.Conclusion…… 26
CHAPITRE II : MODELISATION DES DYNAMIQUES DU VEHICULE SUR LAROUTE.. 27
II.1.Introduction ……..... 28
II.2.Dynamique du véhicule sur la route……..... 28
II.3.Forces et moments extérieurs agissant sur le véhicule …… 31
II.4.Origine des forces longitudinales et latérale…… 32
II.5.Angle de dérive d'un pneumatique…….. 34
II.6.Taux de glissement…….. 35
II.7.La dynamique des pneus…….. 36
II .7.1.Modèle de Pacejka…….. 36
II.8. Expressions du modèle de véhicule simplifié …… 37
II.9.Positionnement latéral du véhicule sur la route…….. 39
II.10.Système de direction avec assistance électrique……. 40
II.10.1 Modèle bicyclette du véhicule sur la route …… 42
II.11.Modèle conducteur pour le suivi de voie …….. 43
II.12.Trajectoire de référence…….. 46
II.13.Résultats des Simulations…….. 47
II.13.1.Simulations des forces longitudinales et latérales ……. 47
II.13.2.Simulations du modèle de base de pacejka…… 48
II.13.3.Simulations de positionnement de véhicule sur la route…… 49
II.14.Conclusion…….. 51
CHAPITRE III : **COMMANDE DE TYPE FLOU TS POUR LE MAINTIEN DE VOIE**…… 52
III.1.Introduction …… 53
III.2.Préliminaires sur la modélisation Takagi-Sugeno……..... 53
III.3.Construction de TS…… 55
III.4.Représentation floue Takagi-Sugeno (TS) du modèle du véhicule…….. 57
III.4.1.Validation du modèle TS du véhicule……..... 59
III.5.Stabilité et stabilisation d'un modèle TS……. 59
III.5.1 Stabilité d'un modèle floue TS……..... 59
III.5.1.1. Le formalisme LMI (Linear Matrix Inequalities)……... 60
III.5.1.1.1.Introduction aux Outils d'optimisation convexe LMI……..... 60
III.5.1.1.2.Problème de faisabilité …… 61
III.5.1.1.3.Problème de valeur propre (EVP : Eigen -Value Problem)……. 61

III.5.1.1.4.Problème de valeurs propres généralisées (General EVP)…….. 61
III.5.1.1.5.Techniques d'analyse et transformations matricielles…… 62
III.5.1.1.6.. Loi de commande floue ……. 64
III.5.2.Stabilisation d'un modèle TS……. 64
III.6. Problème de régulation…….. 65
III.7. Commande floue TS pour le maintien de voie……... 69
III.8.Résultats de simulation ……... 70
III.8.1.Paramètres de simulation du véhicule……..... 71
III.9.Conclusion…….. 85
Conclusion générale……... 76
77

LISTE DES FIGURES

Figure I.1 : Système LDW basé sur les marquages de voie……. 5
Figure I.2 : Système de maintien de voie…… 6
Figure I.3 : Le fonctionnement d'un système de contrôle de lacet …… 7
Figure I.4 : Mouvements du véhicule……. 8
Figure I.5 : Les forces longitudinales s'appliquant sur le véhicule ……... 9
Figure I.6 : Cinématique du mouvement latéral du véhicule…….. 11
Figure I.7 : Géométrie d'Ackermann [5]…… 14
Figure I .8 :Direction différentielle des roues avant……... 15
Figure I.9 : Dynamique latérale du véhicule……... 16
Figure I.10 : Angle de glissement des pneus..... 17
Figure I.11 : Schéma bloc du mouvement latéral du véhicule avec échelon comme entrée……... 19
Figure I.12 : Angle de braquages des roues avant (rad) ……. 20
Figure I.13 : La vitesse du lacet (rad/s) a 60 Km/h…… 20
Figure I.14 : L'angle de glissement du véhicule (rad) a 60 Km/h……... 20
Figure I.15 : La vitesse du lacet (rad/s) a 120 Km/h…….. 21
Figure I.16 : L'angle de glissement du véhicule (rad) a 120 Km/h……. 21
Figure I.17 : La vitesse du lacet (rad/s) a 140 km/h…… 21
Figure I.18 : L'angle de glissement du véhicule (rad) a 140 Km/h……. 22
Figure I.19 : Schéma bloc du mouvement latéral du véhicule avec signal un signal a modulation de fréquence comme entrée…… …….. 22
Figure I.20 : Angle de braquage des roues avant (rad) …….. 23
Figure I.21 : La vitesse du lacet (rad/s) a 60 Km/h……. 23
Figure I.22 : L'angle de glissement du véhicule (rad) a 60 Km/h……... 24
Figure I.23 : La vitesse du lacet (rad/s) a 120 Km/h……... 24
Figure I.24 : L'angle de glissement du véhicule (rad) a 120 Km/h……. 24
Figure I.25 : La vitesse du lacet (rad/s) a 140 km/h…… 25
Figure I.26 : L'angle de glissement du véhicule (rad) a 140 Km/h……. 25
Figure II.1: Degrés de liberté de mouvement du véhicule……..... 28
Figure II.2: Les différents repères pour la dynamique du véhicule…… 30
Figure II.3: Allure de la force longitudinale d'un pneumatique en fonction du taux de glissement…… 32
Figure II.4 : Allure de la force latérale d'un pneumatique en fonction de son angle de dérive……... 33
Figure II.5: Angle de dérive d'un pneumatique et les forces longitudinale et latérale résultantes…… 33
Figure II.6 : Courbe caractéristique selon le modèle de Pacejka…… 36
Figure II.7 : Représentation du modèle bicyclette à partir d'un modèle quatre roues…… 37
Figure II.8 : Positionnement du véhicule sur la voie de circulation……. 39
Figure II.9 : Représentation d'un système de direction assistée…….. 41
Figure II.10 : Point d'application de la force latérale d'un pneumatique……...…… 42
Figure II.11 : Structure du modèle conducteur pour le maintien de voie……... 44
Figure II.12: Schématisation du système global "Conducteur-Véhicule-Environnement"……... 44
Figure II.13 : Structure du modèle conducteur pour le maintien de voie …….. 45
Figure II.14 : Trajectoire de conduite……. 46
Figure II.15 : Zoom sur la voie de conduite dans un virage……... 47

Figure II.16 : Les forces longitudinales du véhicule…….. 47
Figure II.17 : La force latérale du véhicule…….. 47
Figure II.18 : Allure de la force latérale d'un pneumatique en fonction de l'angle de dérive……... 48
Figure II.19 : Allure de la force longitudinale d'un pneumatique en fonction du taux de glissement…….. 48
Figure II.20 : Allure du couple d'auto-alignement en fonction du taux de glissement…… 48
Figure II.21 :L'accélération latérale du véhicule sur la route……. 49
Figure II.22: La vitesse du véhicule sur la route…… 49
Figure II.23 :L'accélération latérale du véhicule sur la route……. 50
Figure II.24 : L'accélération longitudinale du véhicule sur la route……... 50
Figure III.1 : Fonctions d'appartenance de la vitesse longitudinale du véhicule…… 59
*Figure III.*2 : Déplacement du véhicule sur la trajectoire……... 70
*Figure III.*3 : Zoom sur le déplacement du véhicule sur la trajectoire…… 70
Figure III.4 : La vitesse longitudinale du véhicule……. 71
Figure III.5 : L'angle du braquage des roues du véhicule…….. 71
Figure III.6 : La force latérale du vent…… 72
Figure III.7 : Ecart latérale ……. 72
Figure III.8 : L'angle de glissement du véhicule…… 72
Figure III.9 : L'angle de lacet du véhicule…….. 73
Figure III.10 : L'angle de dérive des pneus……. 73
Figure III.11 : Couple du conducteur…….. 73
Figure III.12 : Couple du contrôleur……... 74
Figure III.13 : Couple du conducteur et du contrôleur……..... 74

LISTE DES TABLES

Tableau I.1 : paramètres de simulation 1 du véhicule…… 19
Tableau I.2 : paramètres de simulation 2 du véhicule…… 23
Tableau III.1 : paramètres du véhicule…… 71

SYMBOLES

Symbole	Dénomination
$R^a : O_a X_a Y_a Z_a$	Repère absolu considéré galiléen.
$R^v : O_v X_v Y_v Z_v$	Repère véhicule.
m	Masse du véhicule.
I_z	Moment d'inertie de lacet du véhicule.
ℓ_f	Distance du centre de gravite a l'essieu avant.
ℓ_r	Distance du centre de gravite a l'essieu arrière.
d	Largeur des essieux.
η_t	Chasse géométrique.
R_s	Rapport de réduction de la direction.
I_s	Moment d'inertie de la colonne de direction.
B_s	Coefficient d'amortissement de la colonne de direction.
C_f	Coefficient de raideur des roues avant.
C_r	Coefficient de raideur des roues arrière.
μ	Coefficient d'adhérence.
ℓ_d	Distance de visée du conducteur.
ℓ_S	Distance de visée du système de vision du véhicule.
ψ	Angle de lacet.
ψ_L	Angle de cap relatif.
y_L	Ecart latérale par rapport au centre de la voie a une distance ℓ_s a l'avant du véhicule.
y_c	Ecart latérale par rapport au centre de la voie calculé au centre de gravité du véhicule.
v_x	Vitesse longitudinale du véhicule.
v_y	Vitesse latérale du véhicule.
r	Vitesse du lacet du véhicule.
T_d	couple de braquage du contrôleur.
T_c	couple de braquage du contrôleur.
ρ	Paramètre variant.
κ	Courbure de la route.
α_f	Angle de dérive des pneus avant
α_r	Angle de dérive des pneus arrière

INTRODUCTION GENERALE

Introduction générale :

L'automobile est un mode de transport très utilisé. Malgré des avancées majeures dans la conception de véhicules et dans la réalisation d'infrastructures, les accidents routiers restent l'une des principales causes de mortalité. Chaque année, 1,3 million de personnes meurent dans des accidents de la route à travers le monde et entre 20 et 50 millions de personnes subissent des traumatismes non mortels. Selon l'Organisation Mondiale de la Santé *Rapport de situation sur la sécurité routière dans le monde* publié en 2015

La sécurité à bord des véhicules peut se définir à plusieurs niveaux :

La sécurité passive est composée de dispositifs ayant pour rôle de minimiser les effets de l'accident sans agir directement sur le véhicule. C'est dans ce sens que les "airbags" sont classés dans la catégorie des éléments de la sécurité passive. Comme autres exemples d'éléments de sécurité passive, nous pouvons citer les pneumatiques performants, la ceinture de sécurité.

La sécurité active regroupe tous les systèmes qui agissent directement sur le comportement du véhicule, souvent pour aider à corriger une des actions du conducteur. Par exemple de : l'ESP (Electronic Stability Program), l'AFU (Assistance au Freinage d'Urgence) et l'ABS (Anti-lock Braking System).

Les statistiques montrent que plus de 90% des accidents routiers sont dus partiellement ou totalement à une erreur humaine [1]. Cette réalité est l'une des motivations principales pour le développement de véhicules intelligents permettant de prévoir et de compenser une défaillance du conducteur, du véhicule ou même encore d'assurer une conduite autonome. On peut classer les véhicules intelligents en trois catégories [2] :

Les véhicules avec systèmes d'alerte :

De tels systèmes embarqués informent le conducteur sans agir sur le véhicule. Comme exemples, nous pouvons citer les véhicules équipés de systèmes d'alerte anti-collision et d'Avertissement de Franchissement Involontaire de Ligne (AFIL).

Les véhicules avec systèmes de correction :

Ici le système embarqué agit partiellement et ponctuellement sur le véhicule. Comme exemples, nous pouvons citer l'ABS, l'ESP ainsi que les systèmes d'évitements de collisions.

Les véhicules autonomes :

Un véhicule autonome est un véhicule capable de rouler automatiquement, en toute autonomie dans un trafic réel et sur une infrastructure non spécifique sans l'intervention d'un être humain dont le rôle est limité à la supervision.

La problématique liée à l'automatisation de la tâche de conduite est soulevée et la nécessité d'une coopération entre conducteur et assistance pour la conduite.

Ce mémoire traite le partage de la conduite entre un conducteur humain et un contrôleur capable de guider le véhicule. Mieux encore l'aider à suivre une trajectoire cible

Il est organisé en trois chapitres comme suit:

Chapitre I : Dynamique longitudinale et latérale du véhicule: Ce chapitre est consacré a un état de l'art sur les systèmes d'aide à la conduite des véhicules, puis nous discutons la dynamique longitudinale et latérale du véhicule. En fin de chapitre, nous présenterons une simulation d'un modèle simple du véhicule.

Chapitre II : Modélisation des dynamiques du véhicule sur la route : Ce chapitre présente le modèle véhicule plus complexe qui va prendre en compte les forces longitudinales et latérales, la dynamique des pneus et le modèle conducteur qui sera utilisé pour les simulations numériques et validation du modèle véhicule

Chapitre III : Commande type TS pour le maintien de voie : Ce chapitre est consacré à la technique de commande adoptée dans ce travail. Il s'agit de la modélisation floue de type Takagi-Sugeno (TS). Nous rappelons les bases théoriques de cette technique.

Le modèle du véhicule, introduit dans le chapitre II sera représenté par un modèle TS reproduisant le comportement du modèle original. Par la suite, les techniques LMI seront utilisées pour la synthèse d'un contrôleur TS de suivi de voie.

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

CHAPITRE I

LA DYNAMIQUE LONGITUDINALE ET LATERALE DU VEHICULE

I.1. Introduction :

Ce chapitre nous donne un aperçu de la dynamique longitudinale et latérale du véhicule, on démarrant par un état de l'art sur les systèmes d'aide à la conduite des véhicules, puis nous discuterons les dynamiques longitudinale et latérale du véhicule et on termine ce chapitre par une simulation d'un modèle simple du véhicule.

I.2. Etat de l'art sur les systèmes d'aide à la conduite des véhicules :

I.2.1. Systèmes d'avertissement de franchissement de ligne (LDW) :

Un système d'avertissement de franchissement de ligne (LDW : lane départure warning) est un système qui surveille la position du véhicule par rapport à la voie et fournit un avertissement si le véhicule est sur le point de quitter la voie. Un exemple d'un système LDW commercial en cours de développement est le système **Auto Vue** représenté sur la figure I-1.

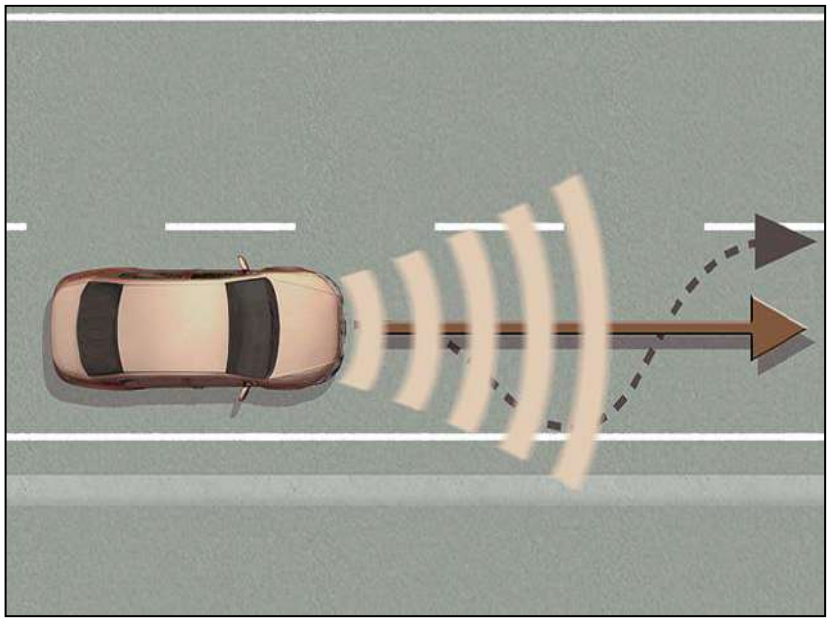


Figure I.1 : Système LDW basé sur les marquages de voie.

Le dispositif AutoVue est une petite unité intégrée composée d'une caméra, d'un ordinateur de bord et d'un logiciel qui se fixe au pare-brise, au tableau de bord ou au plafond.

Le système est programmé pour reconnaître la différence entre les marques de route et de voie. La caméra de l'unité suit les marques de voies visibles et transmet les informations à l'ordinateur de l'unité, qui combine ces données avec la vitesse du véhicule. À l'aide d'un logiciel de reconnaissance d'images et d'algorithmes exclusifs, l'ordinateur peut prédire

quand un véhicule commence à dériver vers un changement involontaire de voie. Lorsque cela se produit, l'appareil émet automatiquement le bruit de bande rugueuse communément appelé, avertissant le conducteur de faire une correction. AutoVue fonctionne efficacement pendant le jour et la nuit, et dans la plupart des conditions météorologiques où les marques de voie sont évidentes

En utilisant simplement le clignotant, un conducteur indique au système qu'un départ de voie prévu est que l'alarme ne sonne pas.

I.2.2. Systèmes de maintien de voie (LKS) :

Un système de maintien de voie contrôle automatiquement la direction pour garder le véhicule dans sa voie et aussi suivre la voie pendant qu'elle tourne autour.

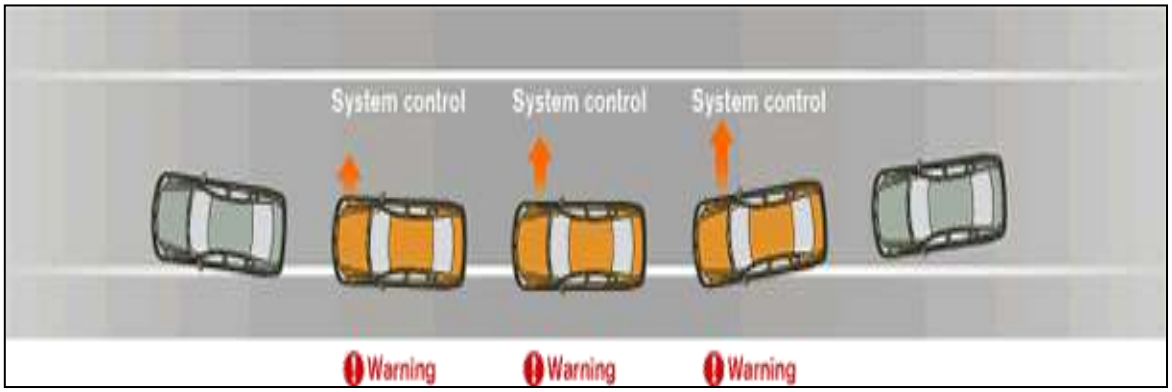


Figure I.2 : Système de maintien de voie.

Les systèmes de maintien sur la voie peuvent aider le conducteur et l'avertir lorsqu'il quitte involontairement sa voie ou lorsqu'il change de voie sans mettre de clignotant. Il suffit parfois d'un moment d'inattention pour faire un écart. Les systèmes contrôlent la position du véhicule sur la chaussée. L'alerte de franchissement involontaire de ligne avertit le conducteur si la voiture s'écarte involontairement de sa voie, et le système de suivi de voie l'aide à corriger la trajectoire de sa voiture.

I.2.3. Systèmes de contrôle de la stabilité en lacet :

Des systèmes de contrôle de la stabilité du véhicule qui empêchent les véhicules de tourner et de dériver ont été développés et commercialisés récemment par plusieurs constructeurs automobiles. De tels systèmes de contrôle de stabilité sont souvent appelés systèmes de contrôle de lacet ou systèmes de contrôle électronique de stabilité. La Figure I-3 montre schématiquement la fonction d'un système de contrôle de lacet. Sur cette figure, la courbe inférieure montre la trajectoire que le véhicule suivrait à une direction donnée par

le conducteur si la route était sèche et avait un coefficient de frottement élevé. Dans ce cas, le coefficient de frottement élevé est capable de fournir la force latérale requise par le véhicule pour négocier la route incurvée. Si le coefficient de frottement était faible ou si la vitesse du véhicule était trop élevée, le véhicule serait incapable de suivre le mouvement nominal requis par le conducteur - il voyagerait plutôt sur une trajectoire de plus grand rayon (plus petite courbure), comme montré dans la courbe supérieure. La fonction du système de commande de lacet est de rétablir la vitesse de lacet du véhicule autant que possible au mouvement nominal attendu par le conducteur. Si le coefficient de frottement est très faible, il ne sera peut-être pas possible d'atteindre entièrement le mouvement nominal de lacet qui serait atteint par le conducteur sur une surface de route à coefficient de frottement élevé. Dans ce cas, le système de commande de lacet réussirait partiellement en faisant en sorte que le taux de lacet du véhicule soit plus proche du taux de lacet nominal attendu.

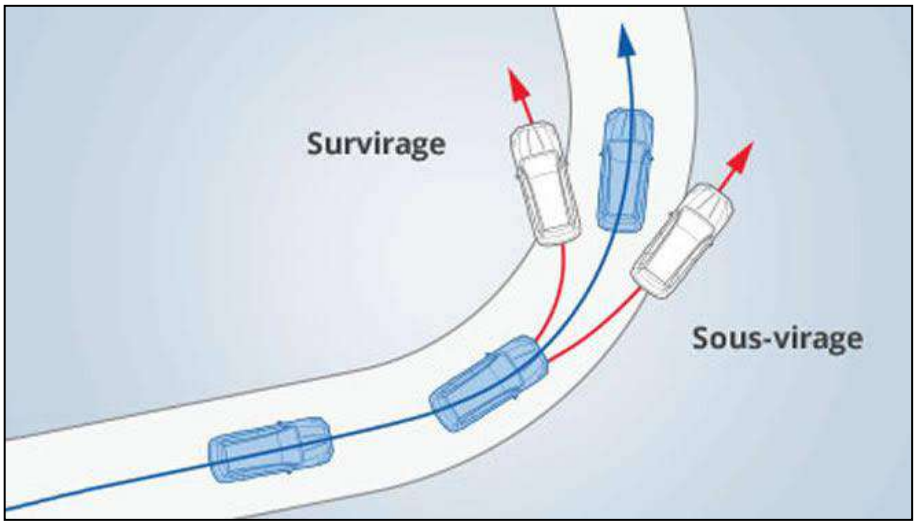


Figure I.3 : Le fonctionnement d'un système de contrôle de lacet.

Trois types de systèmes de contrôle de stabilité ont été proposés et développés pour le contrôle de lacet:

Systèmes de freinage différentiel: utilisant le système de freinage ABS. Pour appliquer le freinage différentiel entre les roues droites et gauches pour contrôler le moment de lacet.

Systèmes de transmission par câble: qui modifient l'entrée de l'angle de braquage du conducteur et ajoutent un angle de braquage de correction aux roues

Systèmes de distribution active du couple: qui utilisent des différentiels actifs et une technologie de transmission intégrale pour contrôler indépendamment le couple d'entraînement distribué à chaque roue et ainsi assurer un contrôle actif des moments de traction et de lacet. En règle générale, les systèmes de freinage différentiel ont reçu le plus d'attention. Les systèmes de distribution active du couple ont récemment fait l'objet d'une attention particulière et seront probablement disponibles sur les voitures de production à l'avenir.

I.3. La dynamiques du véhicule :

Lorsqu'un véhicule est mis en mouvement, trois types de dynamiques apparaissent. Ce sont les mouvements et efforts selon chacun des axes, à savoir la dynamique longitudinale, la dynamique latérale et la dynamique verticale.

Cela conduit à différentes modélisations qui couplent ou non ces trois dynamiques. Pour comprendre quels sont les efforts mis enjeu, la figure I.4 représente les degrés de liberté du centre de gravité du véhicule et les axes. Le repère $\{\vec{x}, \vec{y}, \vec{z}\}$ et les variables cinématique angulaires ϕ, θ et ψ seront utilisés dans ce paragraphe. Figure 1.4

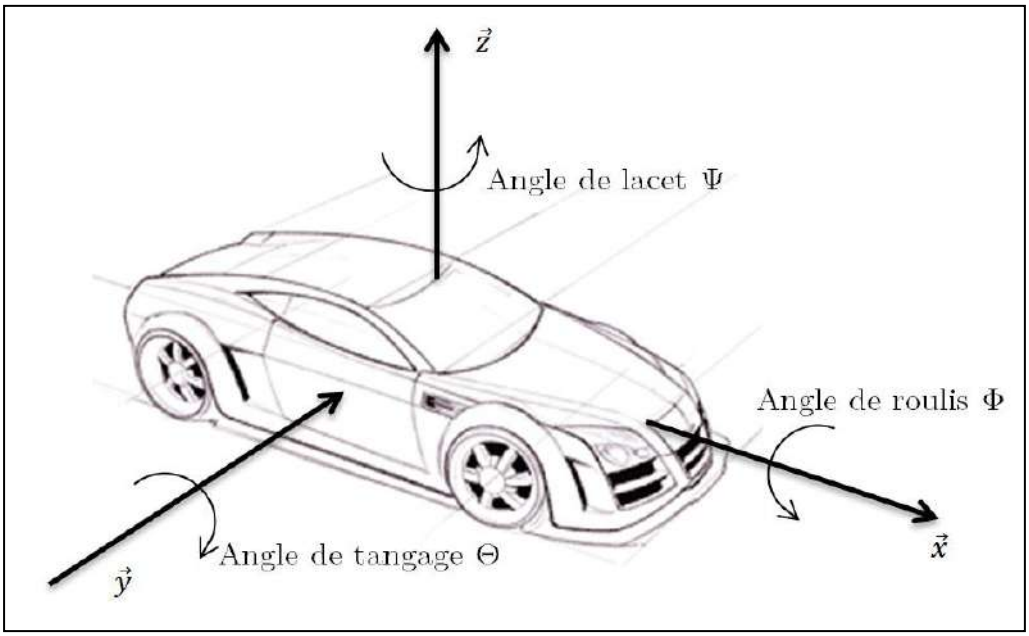


Figure I.4 : Mouvements du véhicule.

I.3.1. La dynamique longitudinale du véhicule :

Les deux principaux éléments du modèle de véhicule longitudinal sont la dynamique du véhicule et la dynamique du groupe motopropulseur. La dynamique du véhicule est influencée par les forces longitudinales des pneus, les forces de traînée aérodynamiques,

les forces de résistance au roulement et les forces gravitationnelles. Le système longitudinal du groupe motopropulseur du véhicule comprend le moteur à combustion interne, le convertisseur de couple, la transmission et les roues.

Considérons un véhicule se déplaçant sur une route inclinée, tel qu'illustré à la figure I-5. Les forces longitudinales externes agissant sur le véhicule comprennent les forces de traînée aérodynamiques, les forces gravitationnelles, les forces longitudinales des pneus et les forces de résistance au roulement. Un équilibre des forces le long de l'axe longitudinal du véhicule donne :

$$m\ddot{x} = F_{xf} + F_{xr} - F_{aero} - R_{xf} - R_{xr} - mg\sin(\theta) \qquad \text{(I.1)}$$

Où

F_{xf} est la force longitudinale du pneu aux pneus avant

F_{xr} est la force longitudinale des pneus à l'arrière des pneus

F_{aero} est la force de traînée aérodynamique longitudinale équivalente

R_{xf} est la force due à la résistance au roulement des pneus avant

R_{xr} est la force due à la résistance au roulement à l'arrière des pneus

m est la masse du véhicule

g est l'accélération due à la gravité

θ est l'angle d'inclinaison de la route sur laquelle le véhicule se déplace

L'angle θ est défini comme étant positif dans le sens des aiguilles d'une montre lorsque la direction longitudinale du mouvement x est vers la gauche (comme dans la figure I -5). Il est défini comme négatif dans le sens contraire des aiguilles d'une montre lorsque la direction longitudinale du mouvement x est vers la droite.

.

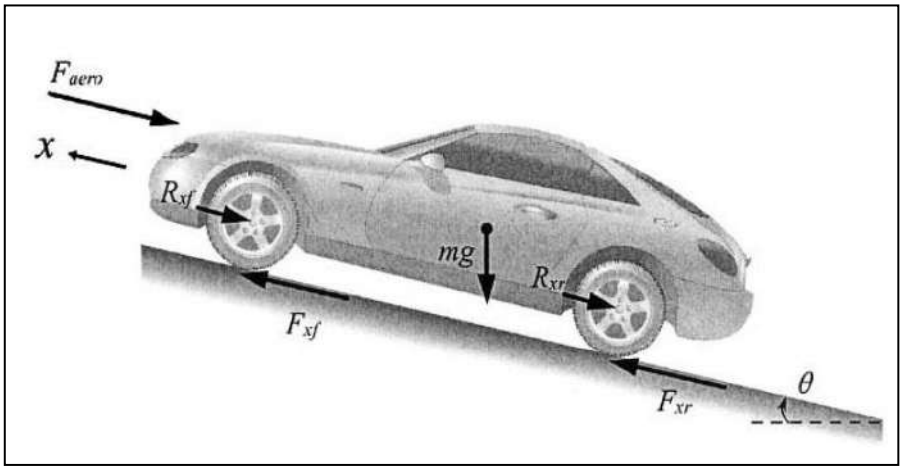


Figure I.5 : Les forces longitudinales s'appliquant sur le véhicule [3].

I.3.1.1. Force aérodynamique :

La modélisation des forces aérodynamiques en automobile provient des travaux effectués en aéronautique. Avec cette base de résultats, il est plus aisé d'appréhender l'effet de l'air sur la dynamique d'un véhicule. Cependant, l'application des théories de l'aéronautique fait apparaître des problèmes spécifiques, notamment à cause de la forme de l'objet.

La force aérodynamique s'appliquant sur le véhicule dépend de la densité de l'air ρ, du coefficient de trainée aérodynamique C, de la surface du véhicule projetée selon la direction de déplacement A et des vitesses du vent V_{vent} et du véhicule $V_{véhicule}$.

On a ainsi l'équation I.1 :

$$F_{aero} = \frac{1}{2}\rho C A (V_{vent} + V_{véhicule})^2 \qquad \text{(I.2)}$$

Le coefficient de traînée aérodynamique C peut être déterminé grâce à un test en roue libre Étant donné qu'il n'y aucun effort moteur, que ce soit une accélération ou un freinage, on peut négliger les efforts longitudinaux aux pneumatiques, efforts d'adhérence longitudinaux Les efforts longitudinaux sont en grande partie générés par le contact roue-sol. Cette partie spécifique de la modélisation est cruciale pour un comportement réaliste. En effet, le véhicule est mis en mouvement grâce aux efforts moteurs à l'interaction roue-sol mais doit vaincre la résistance au roulement des pneumatiques. La modélisation des pneumatiques est vue en détail dans le chapitre II.

I.3.2. La dynamique Latérale du véhicule :

I.3.2.1. Modèle cinématique du mouvement latérale du véhicule :

Sous certaines hypothèses décrites ci-dessous, un modèle cinématique pour le mouvement latéral d'un véhicule peut être développée. Un tel modèle fournit une description mathématique du mouvement du véhicule sans tenir compte des forces qui affectent le mouvement. Les équations du mouvement sont basées uniquement sur les relations géométriques régissant le système. Considérez un modèle de bicyclette du véhicule comme indiqué dans la figure I-6 [4]. Dans le modèle de bicyclette, les deux roues avant gauche et droite sont représentées par une seule roue au point A. De même, les roues arrière sont représentées par une roue arrière centrale au point B. Les angles de braquage pour les roues avant et arrière sont représentés respectivement par δ_f et δ_r.

Le modèle est dérivé en supposant que les roues avant et arrière peuvent être orientées. Pour la direction à roue avant uniquement, l'angle de braquage arrière δ_r peut être réglé à zéro.

Le centre de gravité (CG) du véhicule est au point C. Les distances des points A et B par rapport au CG du véhicule sont ℓ_f et ℓ_r respectivement. L'empattement du véhicule est $L = \ell_f + \ell_r$ .Le véhicule est supposé avoir un mouvement planaire. Trois coordonnées sont nécessaires pour décrire le mouvement du véhicule: X , Y et ψ .(X , Y) sont les coordonnées inertielles de l'emplacement du CG du véhicule tandis que ψ décrit l'orientation du véhicule. La vitesse au CG du véhicule est désignée par V et fait un angle β avec l'axe longitudinal du véhicule. L'angle β est appelé l'angle de glissement du véhicule.

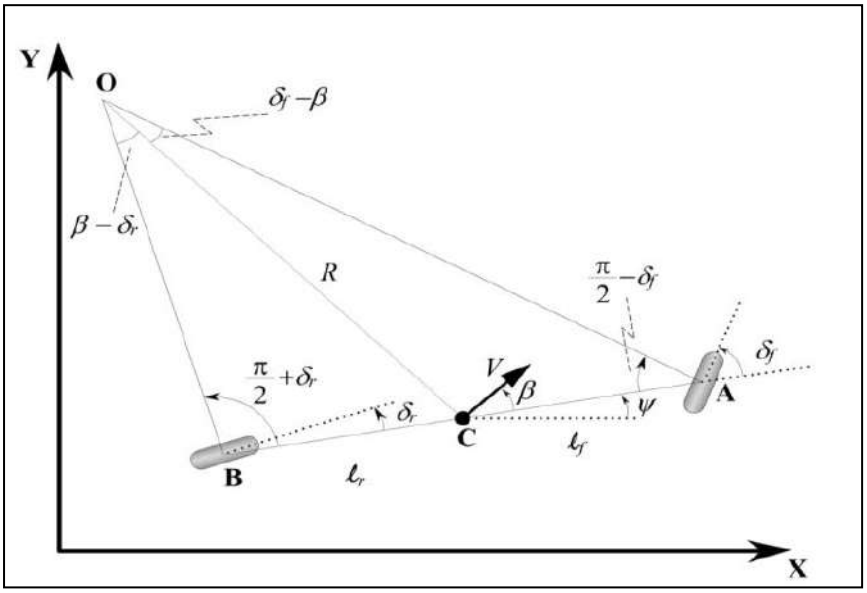


Figure I.6 : Cinématique du mouvement latéral du véhicule.

L'hypothèse majeure utilisée dans le développement du modèle cinématique est que les vecteurs de vitesse aux points A et B sont dans la direction de l'orientation des roues avant et arrière respectivement. En d'autres termes, le vecteur de vitesse à la roue avant fait un angle δ_f avec l'axe longitudinal du véhicule. De même, le vecteur de vitesse à la roue arrière fait un angle δ_r avec l'axe longitudinal du véhicule. Cela équivaut à supposer que les "angles de patinage" des deux roues sont nuls. Ceci est une hypothèse raisonnable pour un mouvement à basse vitesse du véhicule (par exemple, pour des vitesses inférieures à 5m/ s). À basse vitesse, la force latérale générée par les pneus est faible. Pour rouler sur

n'importe quelle route circulaire de rayon R, la force latérale totale des deux pneus est $\frac{mV^2}{R}$ Qui varie de manière quadratique avec la vitesse V et lorsque les forces latérales sont faibles, comme expliqué plus loin, il est en effet très raisonnable de supposer que le vecteur de vitesse à chaque roue est dans la direction de la roue.

Le point O est le centre de roulage instantané du véhicule. Le point O est défini par l'intersection des lignes AO et BO qui sont tracées perpendiculairement à l'orientation des deux roues. Le rayon du trajet du véhicule R est défini par la longueur de la ligne OC qui relie le centre de gravité C au centre de roulage instantané O. La vitesse au CG est perpendiculaire à la ligne OC. La direction de la vitesse au CG par rapport à l'axe longitudinal du véhicule est appelée l'angle de dérapage du véhicule β.

L'angle ψ est appelé angle de lacet du véhicule. L'angle de route pour le véhicule est $\gamma = \psi + \beta$

Appliquer la règle des sinus au triangle OCA.

$$\frac{\sin(\delta_f - \beta)}{\ell_f} = \frac{\sin\left(\frac{\pi}{2} - \delta_f\right)}{R} \tag{I.3}$$

Appliquez la règle sinus au triangle OCB.

$$\frac{\sin(\beta - \delta_r)}{\ell_r} = \frac{\sin\left(\frac{\pi}{2} + \delta_r\right)}{R} \tag{I.4}$$

De l'équation (I.3) :

$$\frac{\sin(\delta_f)\cos(\beta) - \sin(\beta)\cos(\delta_f)}{\ell_f} = \frac{\cos(\delta_f)}{R} \tag{I.5}$$

De l'équation (I.4) :

$$\frac{\cos(\delta_r)\sin(\beta) - \cos(\beta)\sin(\delta_r)}{\ell_r} = \frac{\cos(\delta_r)}{R} \tag{I.6}$$

Multiplier les deux côtés de l'Eq. (I.5) par $\frac{\ell_f}{\cos(\delta_f)}$

On a :

$$\tan(\delta_f)\cos(\beta)-\sin(\beta)=\frac{\ell_f}{R} \tag{I.7}$$

Multiplier les deux côtés de l'Eq. (I.6) par $\frac{\ell_r}{\cos(\delta_r)}$

On a :

$$\sin(\beta)-\tan(\delta_r)\cos(\beta)=\frac{\ell_r}{R} \tag{I.8}$$

Ajout d'équations (I.7) et (I.8) :

$$\{\tan(\delta_f)-\tan(\delta_r)\}\cos(\beta)=\frac{\ell_f+\ell_r}{R} \tag{I.9}$$

Si nous supposons que le rayon du trajet du véhicule change lentement en raison de la faible vitesse du véhicule, alors le taux de changement d'orientation du véhicule (c.-à-d.) $\dot{\psi}$ Doit être égal à la vitesse angulaire du véhicule. Puisque la vitesse angulaire du véhicule est $\frac{V}{R}$, il s'ensuit que :

$$\dot{\psi}=\frac{V}{R} \tag{I.10}$$

Utilisation de l'équation (I.9), équation (I.8) peut être réécrit comme :

$$\dot{\psi}=\frac{V\cos(\beta)}{\ell_f+\ell_r}\left(\tan(\delta_f)-\tan(\delta_r)\right) \tag{I.11}$$

Les équations globales du mouvement sont donc données par :

$$\dot{X}=V\cos(\psi+\beta) \tag{I.12}$$

$$\dot{Y}=V\sin(\psi+\beta) \tag{I.13}$$

$$\dot{\psi}=\frac{V\cos(\beta)}{\ell_f+\ell_r}\left(\tan(\delta_f)-\tan(\delta_r)\right) \tag{I.14}$$

Dans ce modèle, il y a trois entrées: δ_f , δ_r et V . La vitesse V est une variable externe et peut être supposée être une fonction variant dans le temps ou peut être obtenue à partir d'un modèle de véhicule longitudinal.

L'angle de glissement β peut être obtenu en multipliant l'Eq. (I.8) par ℓ_f et en le soustrayant de l'équation. (I.9) multiplié par ℓ_r :

$$\beta = \tan^{-1}\left(\frac{\ell_f \tan\delta_r + \ell_r \tan\delta_f}{\ell_f + \ell_r}\right) \tag{I.15}$$

Remarque :

Ici, il est approprié d'inclure une note sur l'hypothèse du modèle «bicyclette». Les roues avant gauche et droite étaient représentées par une roue avant dans le modèle de bicyclette. Il convient de noter que les angles de braquage gauche et droit en général seront à peu près égaux, C'est parce que le rayon de la trajectoire de chacune de ces roues est différent. Prenons l'exemple d'un véhicule à direction avant comme illustré à la figure I-7.

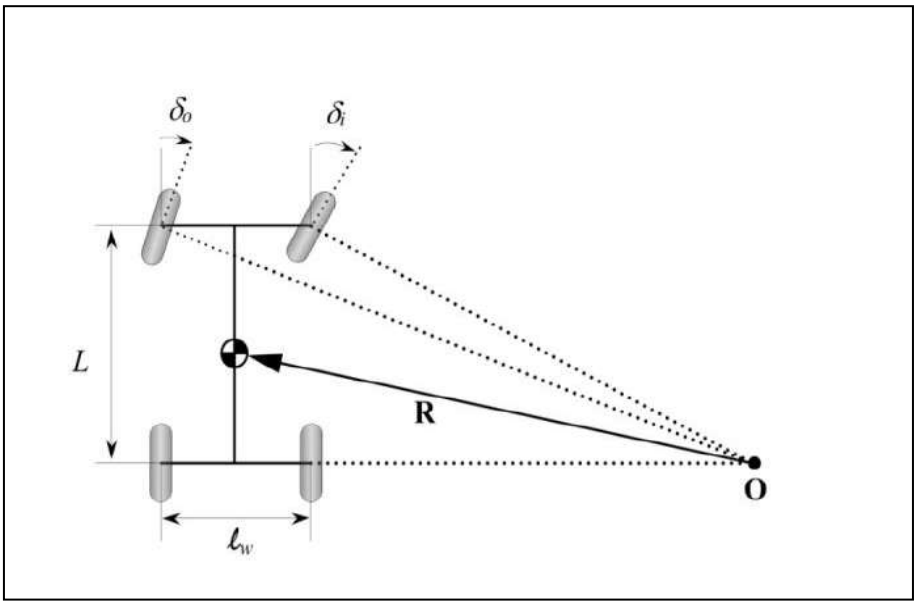


Figure I.7 : Géométrie d'Ackermann [5].

Soit ℓ_w la largeur de la voie du véhicule et δ_o et δ_i les angles de braquage extérieur et intérieur respectivement. Soit l'empattement $L = \ell_f + \ell_r$ qui peut être petit par rapport au rayon R. Si l'angle de glissement β est petit, alors Eq. (I.14) peut être approximée par

$$\frac{\dot{\psi}}{V} \approx \frac{1}{R} = \frac{\delta}{L} \tag{I.16}$$

Ou

$$\delta = \frac{L}{R} \tag{I.17}$$

Puisque le rayon des roues intérieures et extérieures est différent, nous avons

$$\delta_o = \frac{L}{R + \frac{\ell_w}{2}} \tag{I.18}$$

$$\delta_i = \frac{L}{R - \frac{\ell_w}{2}} \tag{I.19}$$

L'angle de braquage moyen des roues avant est approximativement donné par

$$\delta = \frac{\delta_o + \delta_i}{2} \cong \frac{L}{R} \tag{I.20}$$

La différence entre δ_o et δ_i est

$$\delta_o - \delta_i = \frac{L}{R^2}\ell_w = \delta^2 \frac{\ell_w}{L} \tag{I.21}$$

Ainsi, la différence des angles de braquage des deux roues avant est proportionnelle au carré de l'angle de braquage moyen. Une telle direction différentielle peut être obtenue à partir d'un arrangement de tirant trapézoïdal, comme le montre la figure I-8. Comme on peut le voir sur la figure, pour les virages à gauche et à droite, la roue intérieure tourne toujours un plus grand angle de braquage.

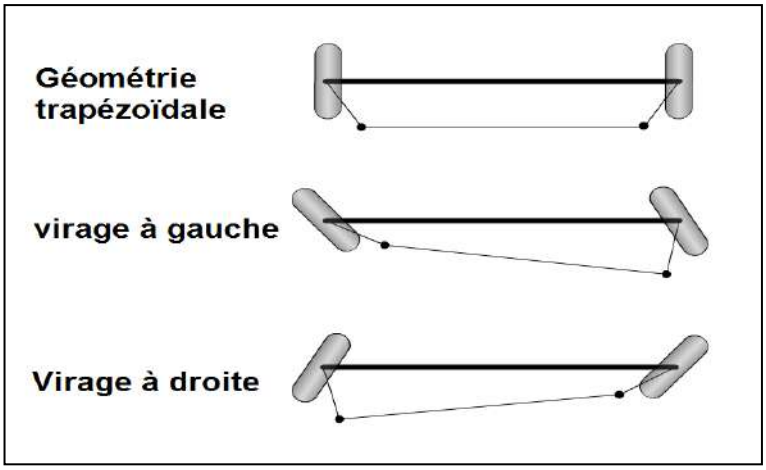


Figure I.8 : Direction différentielle des roues avant.

I.3.2.2. Modèle dynamique du mouvement latéral du véhicule :

Pour des vitesses plus élevées du véhicule, l'hypothèse que la vitesse à chaque roue est dans la direction de la roue ne peut plus être faite. Dans ce cas, au lieu d'utiliser d'un modèle cinématique, On doit développer un modèle dynamique de mouvement latéral du véhicule. Un modèle "bicyclette" du véhicule à deux degrés de liberté est considérée,

comme le montre la Figure I-9. Les deux degrés de liberté sont représentés par la position latérale du véhicule y et l'angle de lacet du véhicule ψ .

La position latérale du véhicule est mesurée le long de l'axe latéral du véhicule jusqu'au point O qui est le centre de rotation du véhicule. L'angle de lacet du véhicule ψ est mesuré par rapport à l'axe global X . La vitesse longitudinale du véhicule au CG. est désigné par X_x .

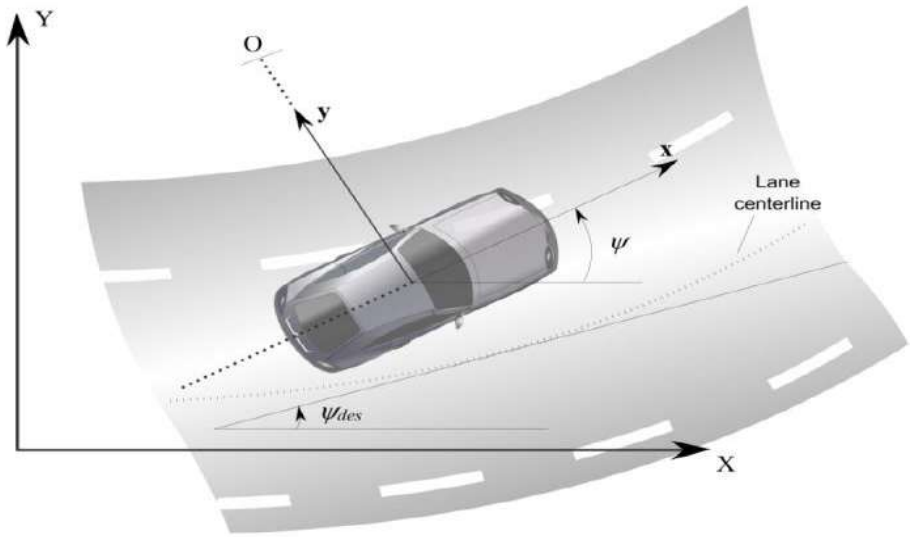


Figure I.9 : Dynamique latérale du véhicule.

En ignorant l'angle de roulis pour l'instant et en appliquant la deuxième loi de Newton pour le mouvement le long de y l'axe des ordonnées [6],

$$ma_y = F_{yf} + F_{yr} \tag{I.22}$$

Où $a_y = \left(\frac{d^2 y}{dt^2} \right)_{inertielle}$ est l'accélération inertielle du véhicule au CG dans la direction de l'axe y et F_{yf} et F_{yr} sont les forces latérales du pneu des roues avant et arrière respectivement. Deux termes contribuent à a_y : l'accélération $\ddot{y}$ qui est due au mouvement le long de l'axe y et l'accélération centripète $V_x\dot{\psi}$. Par conséquent

$$a_y = \ddot{y} + V_x\dot{\psi} \tag{I.23}$$

Substituer de l'équation (I.23) dans l'équation. (I.22), l'équation du mouvement de translation latérale du véhicule est obtenue

$$m\left(\ddot{y} + \dot{\psi}V_x\right) = F_{yf} + F_{yr} \tag{I.24}$$

L'équilibre du moment autour de l'axe z donne l'équation de la dynamique de lacet

$$I_z\ddot{\psi} = \ell_f F_{yf} - \ell_r F_{yr} \tag{I.25}$$

Où ℓ_f et ℓ_r sont les distances du pneu avant et du pneu arrière respectivement à partir du CG du véhicule.

L'étape suivante consiste à modéliser les forces latérales du pneu F_{yf} et F_{yr} à agir sur le véhicule. Les résultats expérimentaux montrent que la force latérale du pneu est proportionnelle à l'angle de glissement pour les petits angles de glissement. L'angle de dérapage d'un pneu est défini comme l'angle entre l'orientation du pneu et l'orientation du vecteur vitesse de la roue (voir Figure I-7). Dans la figure I-7, l'angle de glissement de la roue avant est

$$\alpha_f = \delta - \theta_{Vf} \tag{I.26}$$

Où θ_{Vf} est l'angle que le vecteur de vitesse fait avec l'axe longitudinal du véhicule et δ est l'angle de braquage de la roue avant. L'angle de glissement arrière est également donné par

$$\alpha_r = -\theta_{Vr} \tag{I.27}$$

Une explication physique de la raison pour laquelle la force latérale du pneu est proportionnelle à l'angle de glissement .

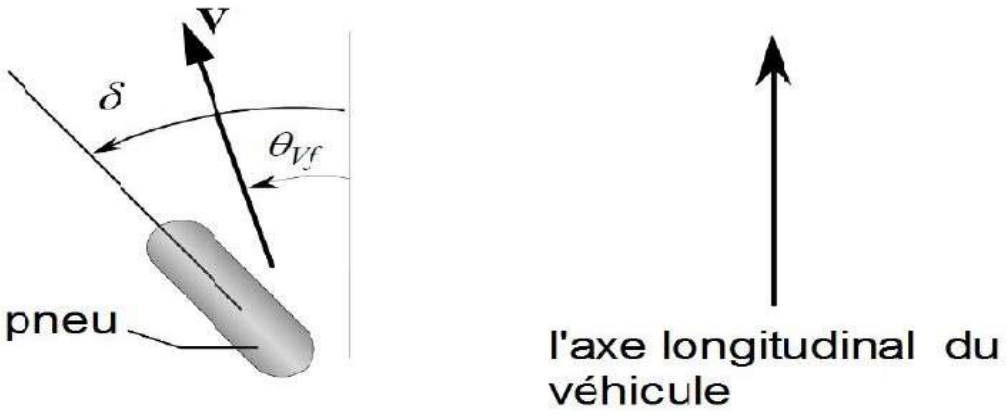


Figure I.10 Angle de glissement des pneus

La force latérale des pneumatiques des roues avant du véhicule peut donc s'écrire

$$F_{yf} = 2C_{\alpha f}\left(\delta - \theta_{Vf}\right) \tag{I.28}$$

Où la proportionnalité constante $C_{\alpha f}$ est appelée la rigidité en virage de chaque pneu avant, δ est l'angle de braquage des roues avant et θ_{Vf} est l'angle de la vitesse du pneu avant. Le facteur 2 explique le fait qu'il y a deux roues avant.

De même, le pneu latéral pour les roues arrière peut être écrit comme :

$$F_{yr} = 2C_{\alpha r}\left(-\theta_{Vr}\right) \tag{I.29}$$

Où $C_{\alpha r}$ est la rigidité en virage de chaque pneu arrière et θ_{Vr} est l'angle de la vitesse du pneu arrière.

Les relations suivantes peuvent être utilisées pour calculer θ_{Vf} et θ_{Vr} :

$$\tan\left(\theta_{Vf}\right) = \frac{V_y + \ell_f \dot{\psi}}{V_x} \tag{I.30}$$

$$\tan\left(\theta_{Vr}\right) = \frac{V_y + \ell_r \dot{\psi}}{V_x} \tag{I.31}$$

En utilisant des approximations de petit angle et en utilisant la notation $V_y = \dot{y}$,

$$\theta_{Vf} = \frac{\dot{y} + \ell_f \dot{\psi}}{V_x} \tag{I.32}$$

$$\theta_{Vr} = \frac{\dot{y} + \ell_r \dot{\psi}}{V_x} \tag{I.33}$$

Substituer des Eqs. (I.26), (I.27), (I.32) et (I.33) dans des équations. (I.24) et (I.25), le modèle d'espace d'état peut être écrit comme :

$$\frac{d}{dt}\begin{Bmatrix} y \\ \dot{y} \\ \psi \\ \dot{\psi} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & -\dfrac{2C_{\alpha f} + 2C_{\alpha r}}{mV_x} & 0 & -V_x - \dfrac{2C_{\alpha f}\ell_f - 2C_{\alpha r}\ell_r}{mV_x} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & -\dfrac{2\ell_f C_{\alpha f} - 2\ell_r C_{\alpha r}}{I_z V_x} & 0 & -\dfrac{2\ell_f{}^2 C_{\alpha f} + 2\ell_r{}^2 C_{\alpha r}}{I_z V_x} \end{bmatrix} + \begin{Bmatrix} 0 \\ \dfrac{2C_{\alpha f}}{m} \\ 0 \\ \dfrac{2\ell_f C_{\alpha f}}{I_z} \end{Bmatrix} \delta \tag{I.34}$$

I.4. Simulation du mouvement du véhicule :

I.4.1. Modèle dynamique du véhicule en fonction de vitesse de lacet et de l'angle de glissement :

Les équations du mouvement du véhicule sont réécrites comme suit:

$$\frac{d\beta}{dt} = -\frac{2\left(C_f + C_r\right)}{mV_x}\beta - \left\{1 + \frac{2}{mV_x{}^2}\left(\ell_f C_f - \ell_r C_r\right)\right\} r + 2\frac{C_f}{mV_x}\delta \tag{I .35}$$

$$\frac{dr}{dt} = -\frac{2\left(C_f + C_r\right)}{mV_x}\beta - \frac{2\left(\ell_f^2 C_f + \ell_r^2 C_r\right)}{I_z V_x} r + \frac{2\ell_f C_f}{I_z}\delta \tag{I .36}$$

L'angle de glissement latéral β et La vitesse de lacet r sont obtenus en intégrant le côté droit des équations ci-dessous. Il est possible d'avoir le type de bloc-diagramme intégré du mouvement du véhicule pour diriger l'entrée comme indiqué sur la *Figure I -11*. C'est la base du programme de simulation utilisant le logiciel Matlab-Simulink.

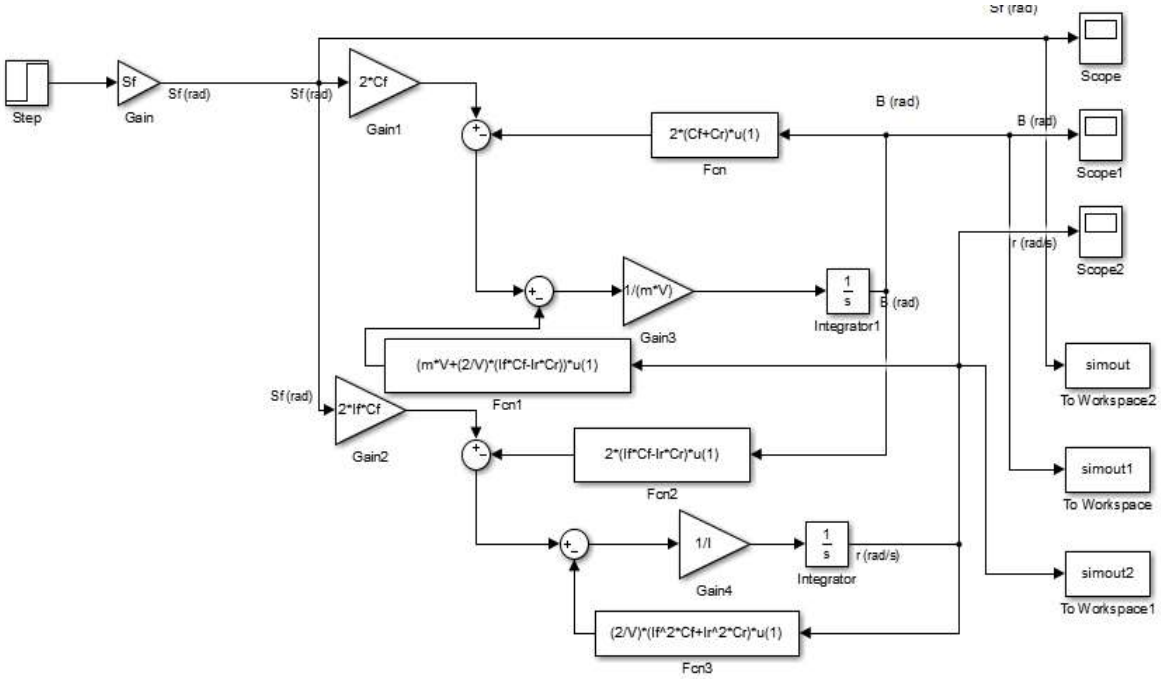


Figure I.11 Schéma bloc du mouvement latéral du véhicule avec échelon comme entrée

Les paramètres de simulation:

Valeur	Paramètre
m=1500	Masse (kg)
I=2500	Moment d'inertie autour de l'axe z: I (kgm^2)
lf=1.1	Distance de C.G à l'essieu avant (m)
lr=1.6	Distance de C.G à l'essieu arrière (m)
$l=lf+lr$	Empattement (m)
Cf=55000	Rigidité en virage avant (N/rad)
Cr=60000	Rigidité de virage arrière (N/rad)
dt=0.001	Taux de simulation (s)
tf= 3.0	Temps de simulation (s)
Sf=0.04	Angle de direction du pneu avant (rad)

Tableau I.1 paramètres de simulation 1 du véhicule.

Pour un échelon comme entrée et a des vitesses longitudinale variant entre 60,120 et 140 Km/h avec un angle de braquage fixe ont a obtenus les résultats suivant concernant les variations de l'angle de dérive du véhicule et la vitesse du lacet.

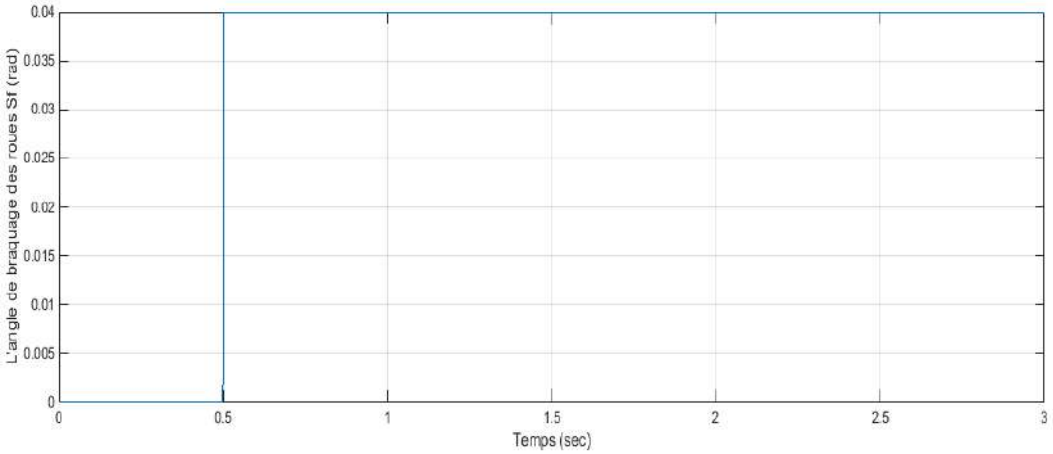


Figure.1.12 : Angle de braquages des roues avant (rad).

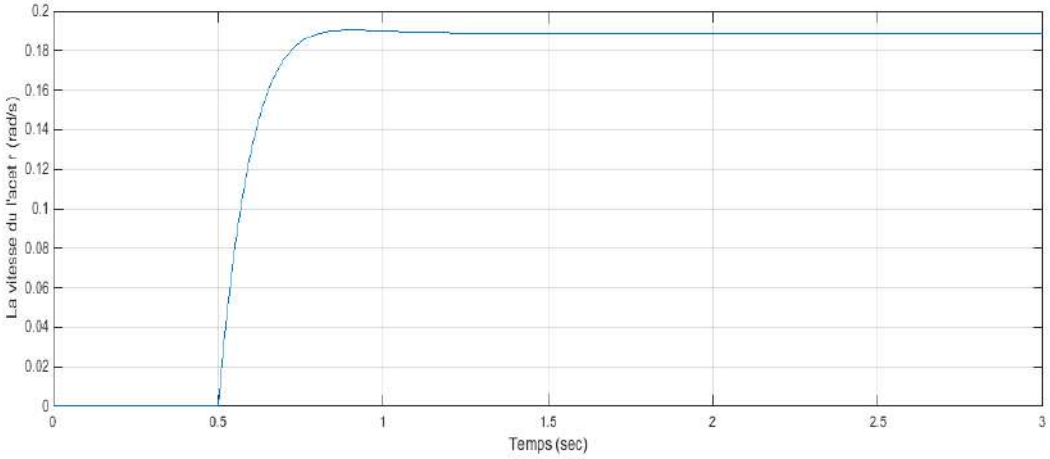


Figure.1.13 : La vitesse du lacet (rad/s) a 60 Km/h.

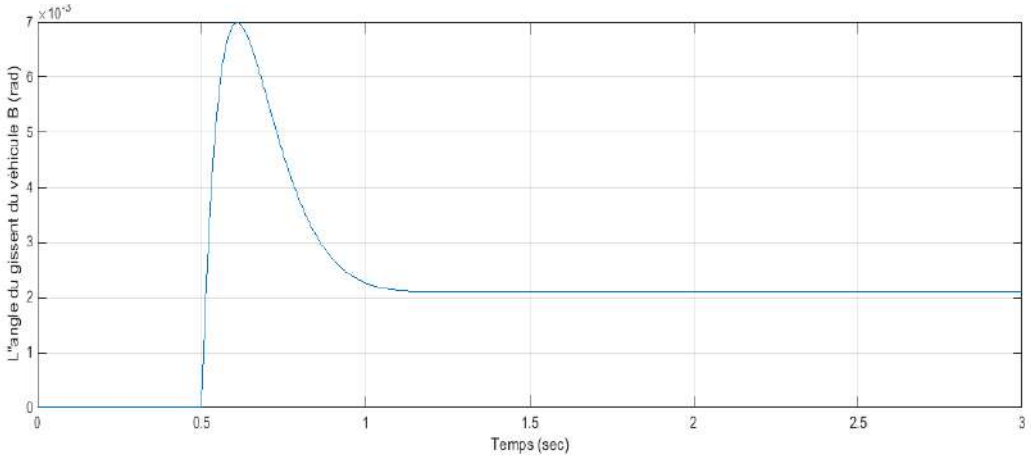


Figure.1.14 : L'angle de glissement du véhicule (rad) a 60 Km/h.

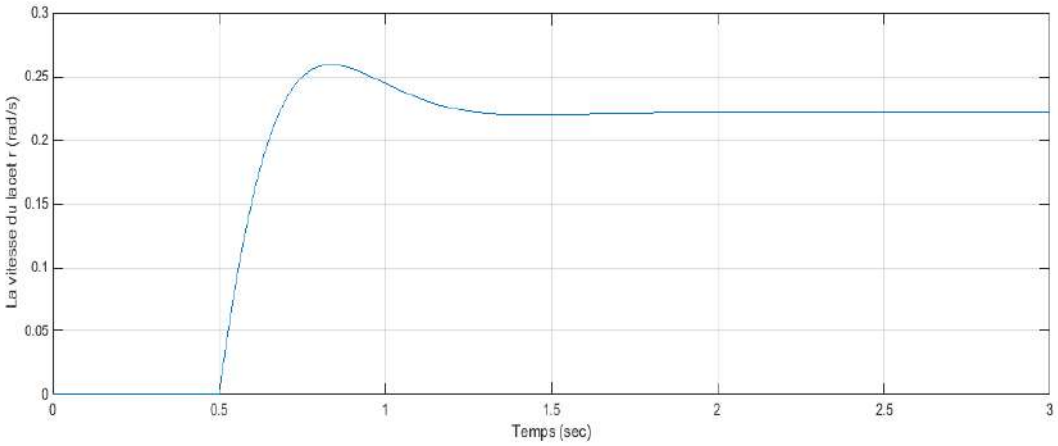


Figure I.15 : La vitesse du lacet (rad/s) a 120 Km/h.

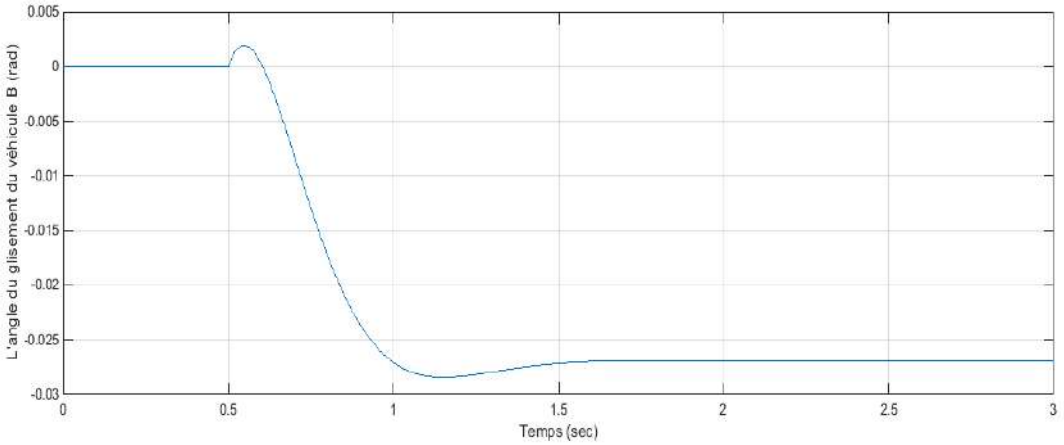


Figure.1.16 : L'angle de glissement du véhicule (rad) a 120 Km/h.

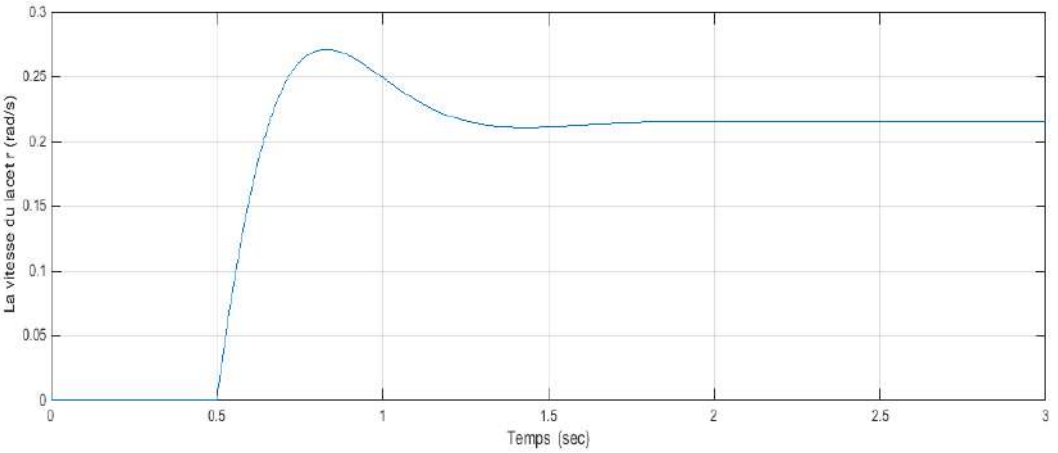


Figure.1.17 : La vitesse du lacet (rad/s) a 140 km/h.

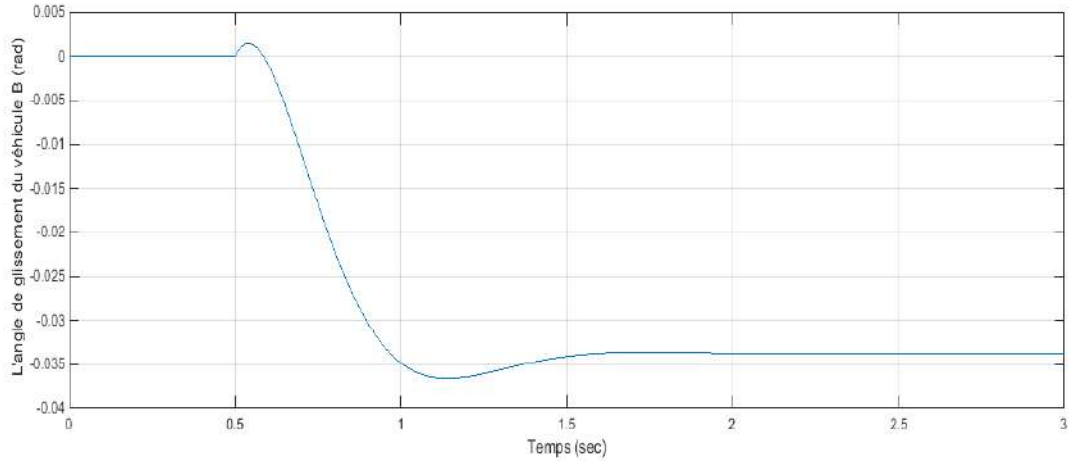


Figure.1.18 : L'angle de glissement du véhicule (rad) a 140 Km/h.

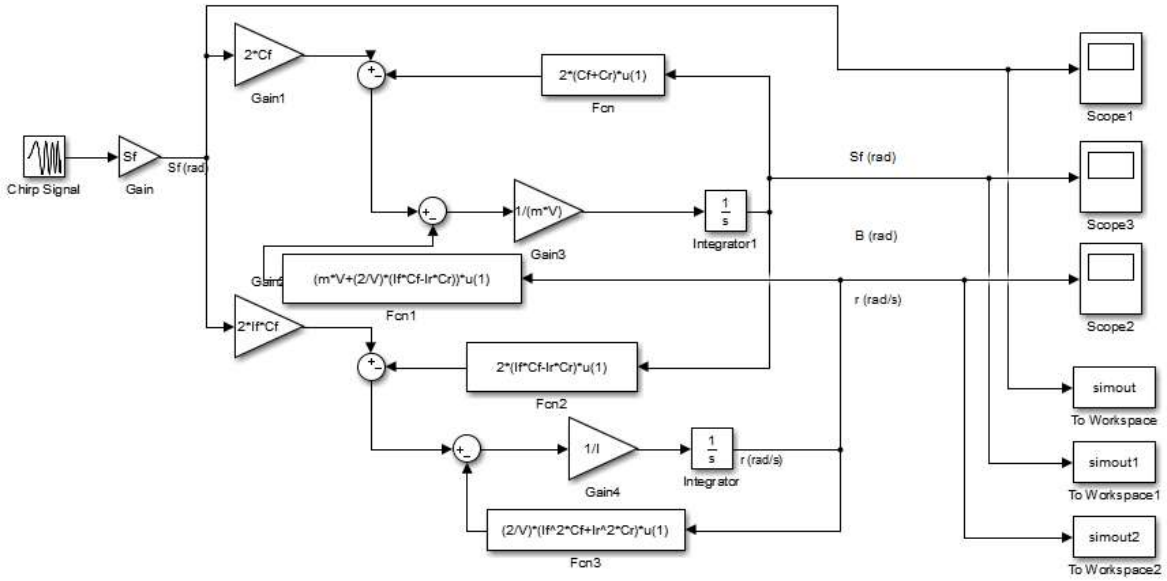


Figure I.19 : Schéma bloc du mouvement latéral du véhicule avec signal un signal a modulation de fréquence comme entrée.

Les paramètres de simulation:

Valeur	Paramètre
m=1500	masse (kg)
I=2500	moment d'inertie autour de l'axe z: I (kgm^2)
lf=1.1	distance de C.G à l'essieu avant (m)
lr=1.6	distance de C.G à l'essieu arrière (m)
l=*lf*+*lr*	empattement (m)
Cf=55000	rigidité en virage avant (N/rad)
Cr=60000	rigidité de virage arrière (N/rad)
dt=0.001	taux de simulation (s)
tf=20	temps de simulation (s)
Sf=0.04	vitesse (m/s)
	angle de direction du pneu avant (rad)

Tableau I.2 : paramètres de simulation 2 du véhicule.

Pour un signal a modulation de fréquence comme entrée et a des vitesses longitudinale variant entre 60,120 et 140 Km/h avec un angle de braquage fixe ont a obtenus les résultats suivant concernant les variations de l'angle de dérive du véhicule et la vitesse du lacet.

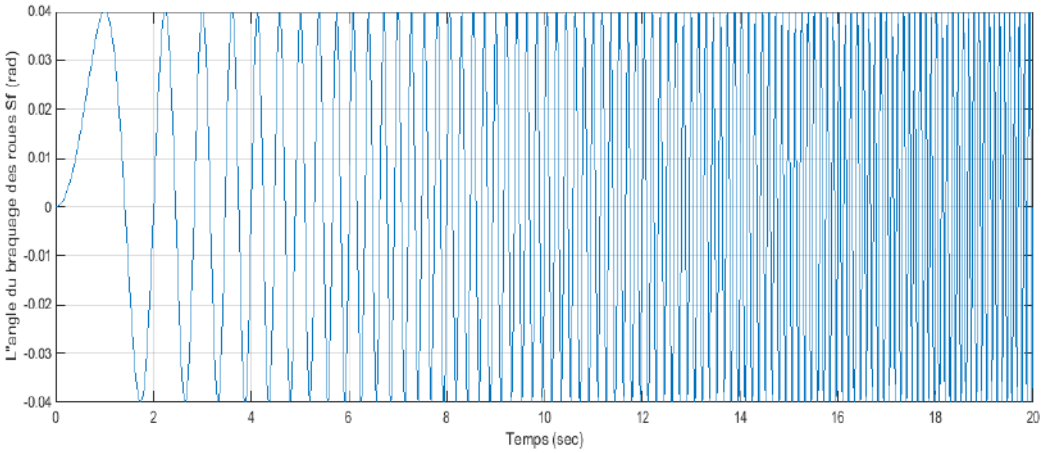


Figure.1.20 : Angle de braquage des roues avant (rad).

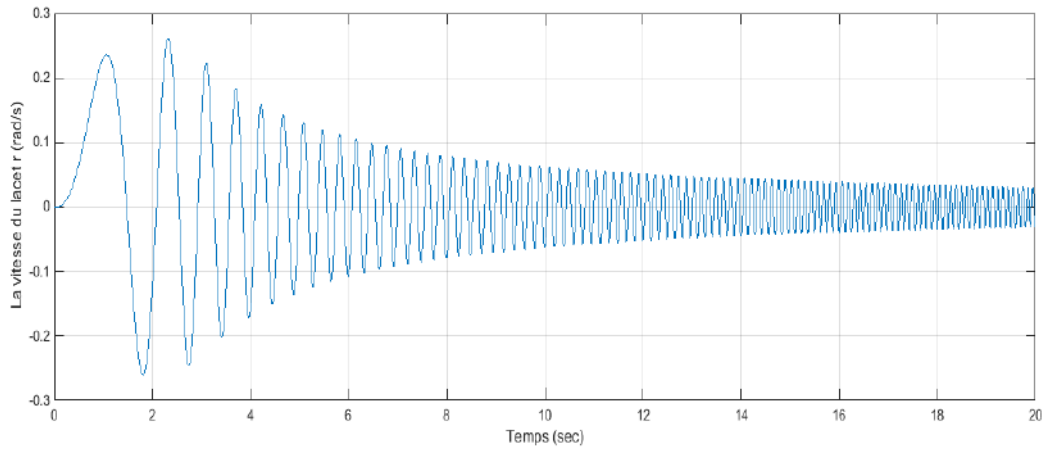


Figure.1.21 : La vitesse du lacet (rad/s) a 60 Km/h.

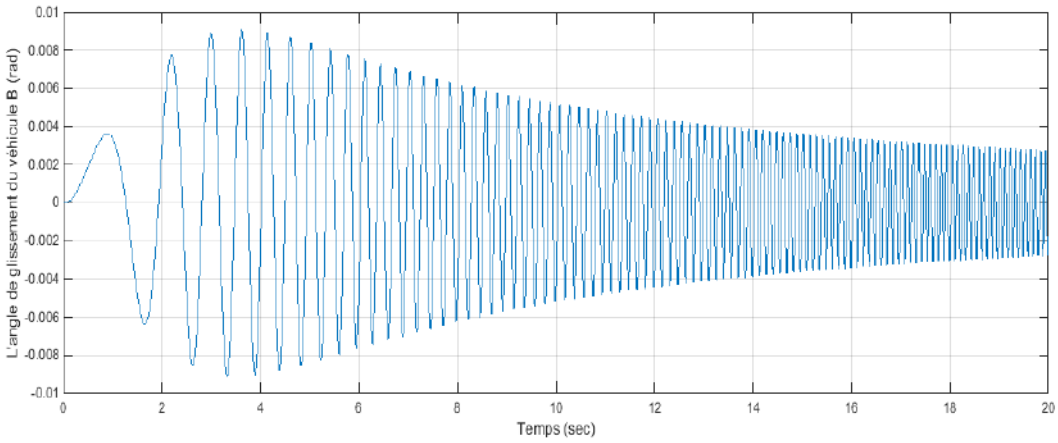


Figure.1.22 : L'angle de glissement du véhicule (rad) a 60 Km/h.

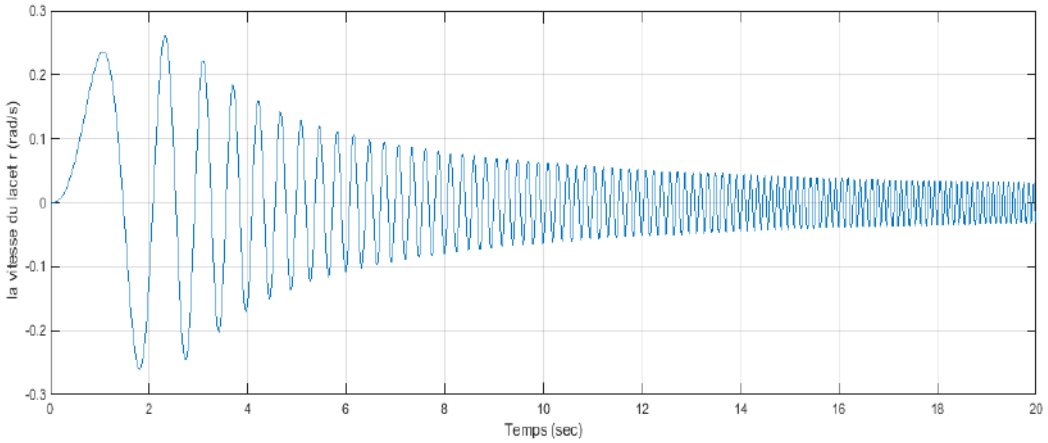


Figure I.23 : La vitesse du lacet (rad/s) a 120 Km/h.

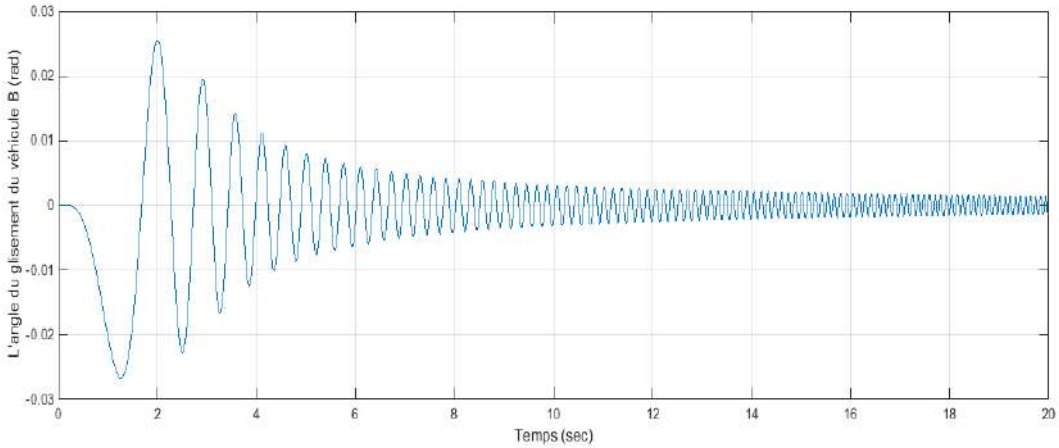


Figure.1.24 :L'angle de glissement du véhicule (rad) a 120 Km/h.

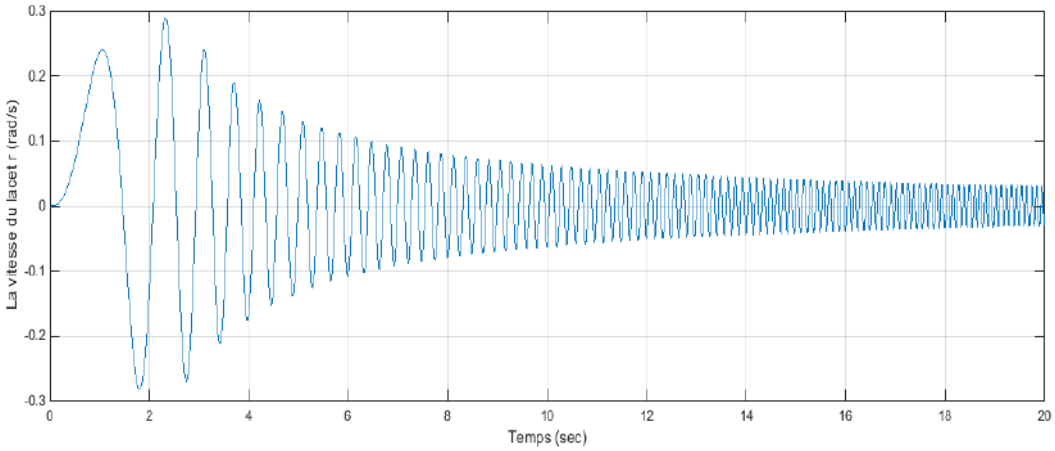


Figure.1.25 : La vitesse du lacet (rad/s) a 140 km/h.

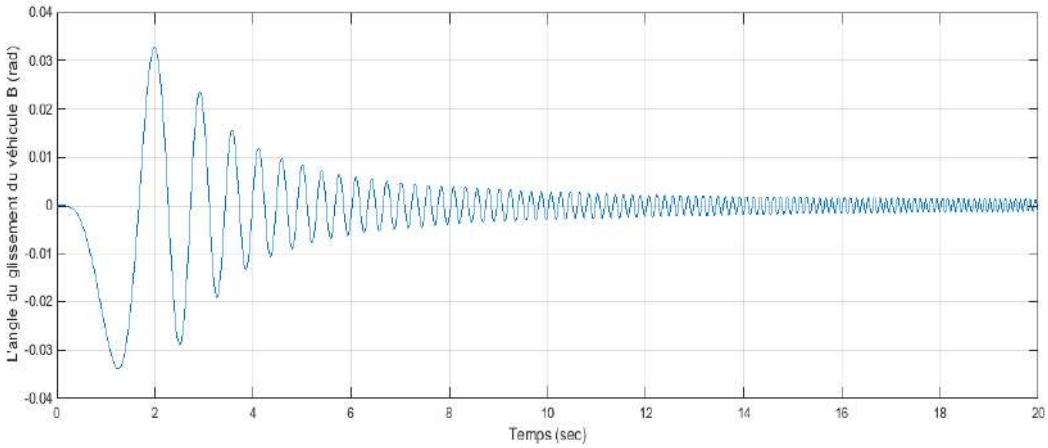


Figure.1.26 : L'angle de glissement du véhicule (rad) a 140 Km/h.

On peut constater que le mouvement latéral du véhicule est stable pour une vitesse de 60 Km/h et au de la de cette vitesse, l'angle de glissement devient négatif (glissement du véhicule).

Pour une valeur de vitesse supérieure à 60 km/h le véhicule rentre dans sa phase d'instabilité (Glissement considérable des roues avant).

On a supposé une succession de virage pour avoir l'influence de la vitesse réel du véhicule sur l'angle de glissement des roues avant et la vitesse de lacet.

I.5. Conclusion :

Dans ce chapitre, nous avons présenté un état de l'art sur les systèmes d'aide a la conduite des véhicules. On a aussi discuté la dynamique longitudinale et latérale du véhicule. En fin de chapitre, nous avons présenté une simulation d'un modèle simple du mouvement du véhicule. Dans le prochain chapitre on va traiter un modèle de véhicule sur la route.

CHAPITRE II

MODELISATION DES DYNAMIQUES DU VEHICULE SUR LA ROUTE

II.1. Introduction :

Ce chapitre présente un modèle du véhicule qui va prendre en compte la dynamique de la pneumatique avec ces forces longitudinales et latérales, le positionnement du véhicule sur la route ainsi que le modèle du conducteur qui sera par la suite adopté comme un modèle du véhicule sur la route.

II.2. Dynamique du véhicule sur la route :

Maintenant le véhicule est considéré comme un corps rigide présente six degrés de liberté : trois mouvements de translation et trois mouvements de rotation rapportés sur la figure II.1.Les mouvements de translation s'effectuent selon trois axes : OX, OY et OZ qui représentent respectivement, l'axe longitudinal (parallèle à l'axe de symétrie de la caisse), l'axe transversal (Perpendiculaire à l'axe longitudinal) et l'axe orthogonal aux deux axes précédents. Les mouvements de rotation s'effectuent autour de ces axes et sont : le roulis qui est la rotation autour de l'axe longitudinal OX, symbolisé par ϕ ; le tangage qui est la rotation autour de l'axe transversal OY symbolisé par θ et le lacet qui est la rotation autour de l'axe vertical OZ noté ψ .

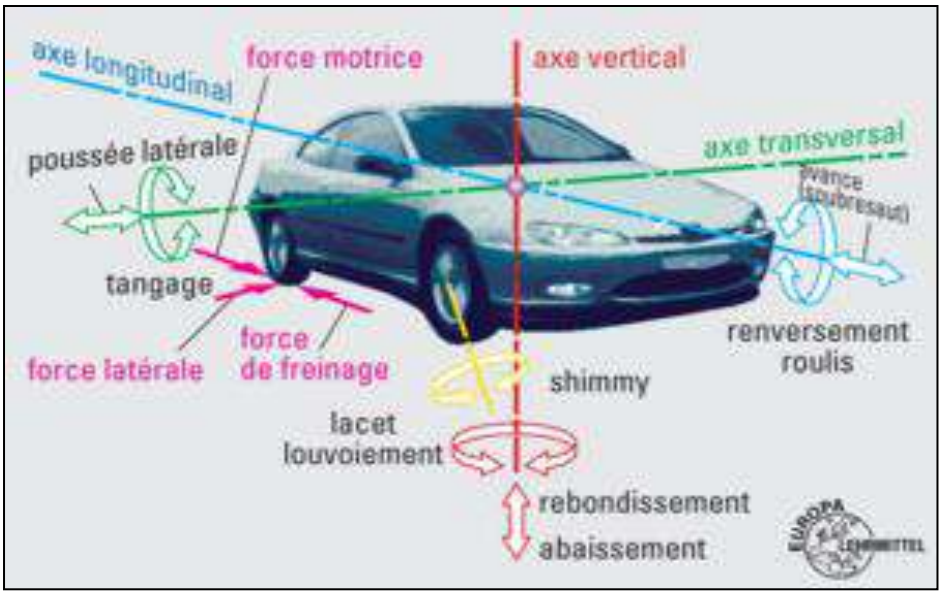


Figure II.1 : Degrés de liberté de mouvement du véhicule.

Pour pouvoir modéliser le véhicule, il est nécessaire de définir les repères qui permettent une description complète et précise de ses mouvements.

Le premier repère, $R^a(O^a, X_a, Y_a, Z_a)$ est le repère de référence galiléen, par rapport auquel on appliquera le principe fondamental de la dynamique et un deuxième repère, lié au véhicule, est noté

$R^v(O^v, X_v, Y_v, Z_v)$ où son origine correspond à la projection du centre de gravité du véhicule (CG) sur le sol (voir figure II.2).

Le passage du repère absolu R^a vers le repère véhicule R^v se fait par une translation de O^aO^v selon l'axe O^vX_v et une rotation d'un angle ψ autour de l'axe O^aZ_a (sortant du plan (X_a, Y_a).

Les coordonnées dans le repère véhicule d'un point P, de coordonnées (x_a^p, y_a^p, z_a^p) dans le repère absolu s'obtiennent par :

$$\begin{pmatrix} x_v^p \\ y_v^p \\ z_v^p \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} x_a^p \cos(\psi) + y_a^p \sin(\psi) \\ -x_a^p \sin(\psi) + y_a^p \cos(\psi) \\ z_a^p \end{pmatrix} = \underbrace{\begin{pmatrix} \cos(\psi) & \sin(\psi) & 0 \\ -\sin(\psi) & \cos(\psi) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}}_{P_v^a} \begin{pmatrix} x_a^p \\ y_a^p \\ z_a^p \end{pmatrix}$$

On nomme la matrice P_a^v par la matrice de passage du repère absolu au repère véhicule.

En appliquant le premier principe de la mécanique newtonienne on obtient :

$$\sum \vec{F}_{ext} = m\vec{\Gamma}_a^v \qquad \text{(II.1)}$$

Où $\sum \vec{F}_{ext}$ est la somme des forces extérieures, $\vec{\Gamma}_a^v$ est le vecteur d'accélération absolue du véhicule exprimé dans le repère véhicule et m sa masse. Pour des raisons de simplification, nous ne retiendrons dans la suite que trois degrés de liberté dans le mouvement du véhicule sous les hypothèses suivantes :

Hypothèse 1 : La route est considérée plane et uniforme (sans devers ni pente).

Hypothèse 2 : Le mouvement de translation se réduit à deux degrés de liberté : le mouvement vertical est négligé et on ne considère que les translations longitudinale et latérale.

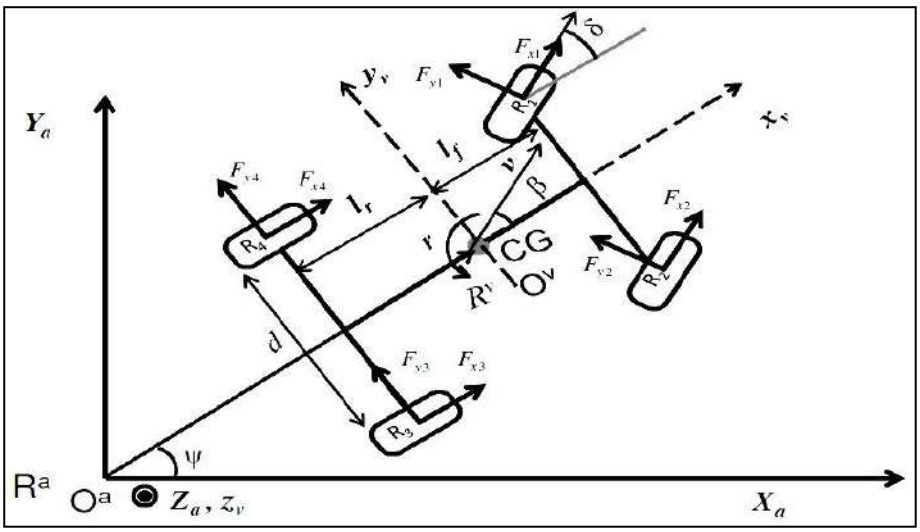


Figure II.2 : Les différents repères pour la dynamique du véhicule.

Hypothèse 3 Les mouvements de roulis et de tangage sont négliges et le mouvement de rotation se résume au mouvement de lacet.

De ces hypothèses, on considère que :

– La vitesse relative du véhicule $\vec{V}_r = \begin{pmatrix} v_x \\ v_y \\ 0 \end{pmatrix}$

– Et sa vitesse de rotation relative $\vec{\omega}_a = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ \dot{\psi} \end{pmatrix}$

Accélération absolue du centre de gravité du véhicule L'accélération absolue du centre de gravité du véhicule exprimée dans le repère véhicule et donnée par :

$$\vec{\Gamma}_a^v = \vec{\Gamma}_r^v + \vec{\omega}_a \times \vec{V}_r = \frac{d}{dt}\vec{V}_r + \vec{\omega}_a \times \vec{V}_r = \begin{pmatrix} \dot{v}_x \\ \dot{v}_y \\ 0 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} -\dot{\psi} v_y \\ \dot{\psi} v_x \\ 0 \end{pmatrix} \quad \text{(II.2)}$$

Où (×) désigne le produit vectoriel

$$\Rightarrow \vec{\Gamma}_a^v = \begin{pmatrix} \dot{v}_x - \dot{\psi} v_y \\ \dot{v}_y + \dot{\psi} v_x \\ 0 \end{pmatrix} \quad \text{(II.3)}$$

En remplaçant dans l'équation de (II.1) on obtient :

$$\sum \vec{F}_{ext} = m \begin{pmatrix} \dot{v}_x - \dot{\psi} v_y \\ \dot{v}_y + \dot{\psi} v_x \\ 0 \end{pmatrix} \quad \text{(II.4)}$$

Puisqu'on néglige les mouvements verticaux du véhicule (le mouvement de roulis et de tangage), le véhicule est considéré comme étant un corps solide (les mouvements de suspension ainsi que la hauteur du centre de gravité sont négligés), le deuxième principe de la mécanique newtonienne peut s'écrire :

$$\sum \vec{M}_z = I \frac{d}{dt} \vec{\Omega} \quad \text{(II.5)}$$

$$\sum \vec{M}_z = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ I_z \ddot{\psi} \end{pmatrix} \quad \text{(II.6)}$$

La dynamique de véhicule pour les mouvements considères peut s'écrire alors :

$$\Rightarrow \begin{cases} \sum F_x = m\left(\dot{v}_x - v_y r\right) \\ \sum F_y = m(\dot{v}_y + v_x r) \\ \sum M = I_z \dot{r} \end{cases} \quad \text{(II .7)}$$

Où δ est l'angle de braquage des roues avant et $r = \dot{\psi}$ est la vitesse de lacet du véhicule.

Dans la suite, les efforts agissant sur le véhicule sont formalisés.

II.3. Forces et moments extérieurs agissant sur le véhicule :

Comme évoque dans (II.4), le véhicule interagit avec l'environnement extérieur -la route- principalement via ses pneumatiques. La modélisation des forces de contact des roues n'est pas simple, puisqu'elle dépend de plusieurs facteurs liés principalement : aux caractéristiques physiques du pneumatique et de la chaussée ainsi que de son état (sèche, mouillée, verglacée...), de la charge verticale appliquée sur le pneumatique, de sa dynamique et surtout des angles de dérive des roues [7]. Comme rapporté sur la figure II.2, sur chaque pneumatique, la force exercée sur ce dernier peut être décomposée en force longitudinale notée (F_{xi}) et latérale (F_{yi}) i=1..4 (roue 1.gauche avant, 2. droite avant 3. arrière droite 4. arrière gauche).En reprenant l'équation (I.7) [8] :

$$\Rightarrow \begin{cases} m(\dot{v}_x - v_y r) = (F_x1 + F_x2)\cos(\delta) - (F_y1 + F_y2)\sin(\delta) + F_x3 + F_x4 \\ m(\dot{v}_y - v_x r) = (F_x1 + F_x2)\sin(\delta) + (F_y1 + F_y2)\cos(\delta) + F_y3 + F_y4 \\ I_z \dot{r} = l_f((F_x1 + F_x2)\sin(\delta) + (F_y1 + F_y2)\cos(\delta) - l_r(F_y3 + F_y4) \\ \quad + \frac{d}{2}\left(F_x3 - F_x4 + (F_x2 - F_x1)\cos(\delta) + (F_y1 - F_y2)\sin(\delta)\right) \end{cases} \quad \text{(II.8)}$$

Avec l_f, l_r sont, respectivement, les distances de l'essieu avant et arrière au centre de gravité du véhicule et d la largeur de chaque essieu. v_x, v_y et r sont, respectivement, la vitesse longitudinale, la vitesse latérale du véhicule.

II.4. Origine des forces longitudinales et latérale :

Les forces agissant sur le véhicule au niveau du contact pneumatique/chaussée (force d'interaction roue/sol) se décomposent en forces longitudinale et latérale. L''evolution de ces forces montre l'existence de trois zones différentes. La figure II.3 représente l'allure de la caractéristique de la force latérale d'un pneumatique F_y en fonction de son angle de dérive (α_i) ainsi que sa force longitudinale F_x en fonction de sa dérive longitudinale (λ_i). Trois plages de fonctionnement sont distinguées :

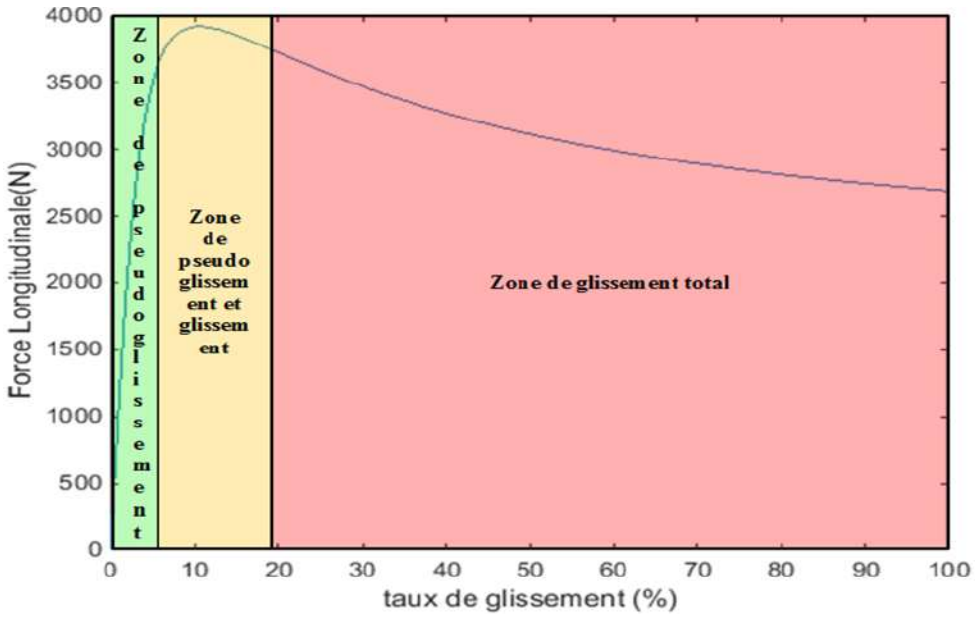


Figure II.3 : Allure de la force longitudinale d'un pneumatique en fonction du taux de glissement.

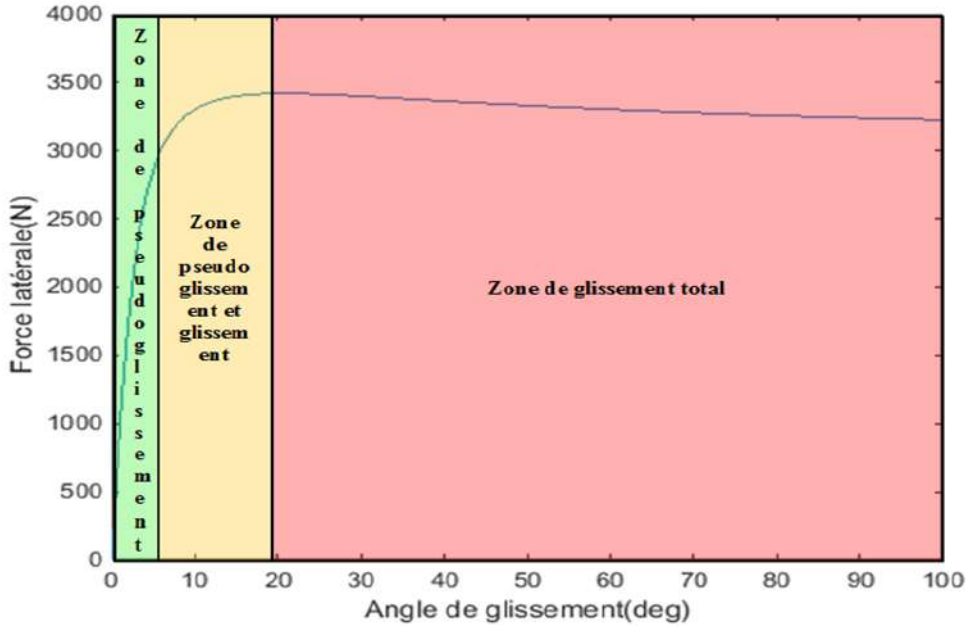


Figure II.4 : Allure de la force latérale d'un pneumatique en fonction de son angle de dérive.

1. Plage de pseudo-glissement linéaire : dans cette zone, les forces du pneumatique varient linéairement en fonction des glissements et peuvent être approximées par :

$$\begin{cases} F_{xi} = K_i \lambda_i \\ F_{yi} = C_i \alpha_i \end{cases} \quad \text{(II.9)}$$

Ou K_i et C_i sont les coefficients de raideur longitudinale et latérale d'un pneumatique i. Cette correspondance a une faible mobilisation de l'adhérence (conduite normale).

2. Plage de pseudo-glissement et glissement : les forces dans cette zone sont non linéaires et se saturent pour des sollicitations a la limite de l'adhérence dans laquelle le Véhicule reste toujours contrôlable ;

3. Plage de glissement total dans cette zone, les forces sont saturées suite à une forte mobilisation de l'adhérence et le véhicule devient difficilement contrôlable.

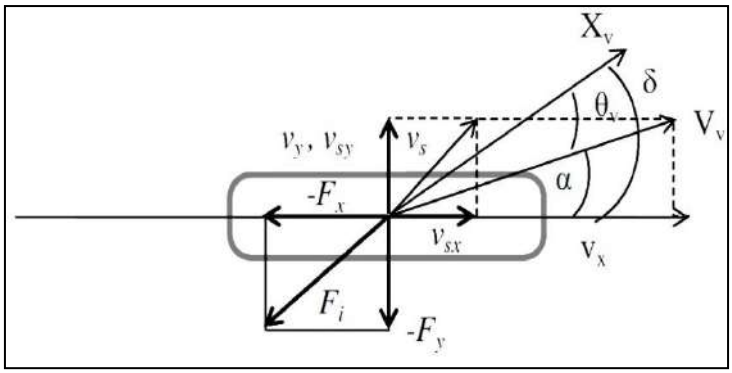


Figure II.5: Angle de dérive d'un pneumatique et les forces longitudinale et latérale résultantes.

Comme nous nous intéressons à un système d'assistance au contrôle de la dynamique latérale du véhicule utilisable pour des manœuvres normales et ne sollicitant pas trop les dérives des pneumatiques, nous ne considérons que la plage de pseudo-glissement linéaire. De ce fait les forces des pneumatiques peuvent être approximées par les expressions (II.9).

II.5. Angle de dérive d'un pneumatique :

L'angle de dérive d'une roue i est l'angle forme entre l'orientation de la roue (angle de braquage δ_i) et l'orientation de son vecteur de vitesse (θ_{vi}) (figure II.5) :

$$\alpha_i = \delta_i - \theta_{vi} \tag{II.10}$$

L'angle que forme le vecteur de vitesse de la roue avec l'axe longitudinal du véhicule peut être calculé connaissant les vitesses du centre de gravité du véhicule (CG) dans le plan OXY $(v_x, v_y, 0)$, la vitesse de rotation "lacet" $\Omega = (0, 0, r)$ et les dimensions du véhicule (figure II.2).

Avec un changement de repère, on obtient pour chacune des roues :

$$\begin{cases} \tan(\theta_{v1}) = \dfrac{v_y + l_f r}{v_x - \dfrac{d}{2} r} \\ \tan(\theta_{v2}) = \dfrac{v_y + l_f r}{v_x - \dfrac{d}{2} r} \\ \tan(\theta_{v3}) = \dfrac{v_y + l_r r}{v_x - \dfrac{d}{2} r} \\ \tan(\theta_{v4}) = \dfrac{v_y + l_r r}{v_x - \dfrac{d}{2} r} \end{cases} \tag{II.11}$$

En remplaçant l'expression de θ_v dans (II.10) on obtient :

$$\begin{cases} \alpha_1 = \delta_f - \arctan\left(\dfrac{v_y + l_f r}{v_x - \dfrac{d}{2} r}\right) \\ \alpha_1 = \delta_f - \arctan\left(\dfrac{v_y + l_f r}{v_x - \dfrac{d}{2} r}\right) \\ \alpha_3 = -\arctan\left(\dfrac{v_y + l_r r}{v_x - \dfrac{d}{2} r}\right) \\ \alpha_4 = -\arctan\left(\dfrac{v_y + l_r r}{v_x - \dfrac{d}{2} r}\right) \end{cases} \quad \text{(II.12)}$$

Pour des faibles angles de dérive et en considérant que $\left(\frac{d}{2}|r| \ll v_x\right)$ l'expression (II.12) peut se réécrire :

$$\begin{cases} \alpha_{1,2} = \delta_f - \left(\dfrac{v_y + l_f r}{vx}\right) \\ \alpha_{3,4} = -\left(\dfrac{v_y + l_r r}{v_x}\right) \end{cases} \quad \text{(II.13)}$$

II.6. Taux de glissement :

Le taux de glissement (λ) représente le rapport entre la vitesse de glissement le maximum des deux vitesses, linéaire, v_{xri}, et de roulement ($R_r w_i$: sa vitesse de rotation w_i multipliée par son rayon R_r). La vitesse de glissement (v_{sxi}) est la différence entre la vitesse linéaire d'une roue au point de contact pneu/sol v_{sxi} et sa vitesse de roulement (voir figure II.5) :

$$v_{sxi} = v_{sxi} - R_r w_i \quad \text{(II.14)}$$

Cette vitesse est à l'origine des forces longitudinales agissant sur les roues (le véhicule).

$$\lambda_i = \frac{R_r w_i - v_{xri}}{\max(v_{xri}, R_r w_i)} \quad \text{(II.15)}$$

D'après cette expression, au freinage, la valeur de (λ) est négative et devient positive en accélération.

II.7. La dynamique des pneus:

II .7.1. Modèle de Pacejka:

Le modèle de Pacejka est base sur une représentation mathématique du comportement dynamique du pneumatique à l'aide de fonctions analytiques permettant de reproduire les mesures effectuées sur un pneumatique en banc d'essai [9]. La formule analytique du modèle d'effort de Pacejka, surnommée "la formule magique de Pacejka", est issue des relevés expérimentaux et son expression est donnée par :

$$F_{x,y}(\lambda,\alpha) = D\sin(C\arctan\left[B(1-E)(\lambda,\alpha) + E\arctan((\lambda,\alpha))\right]) \quad \text{(II.16)}$$

Les paramètres B, C, D et E dépendent de la force normale appliquée sur le pneumatique, de l'angle de carrossage, des caractéristiques physiques du pneumatique et de la chaussée, de la nature de leur contact. A partir de l'observation de la courbe caractéristique des efforts d'un pneumatique, il est possible de déterminer les paramètres principaux B, C et D. Ce modèle quasi-statique non-linéaire permet de calculer les forces longitudinales, latérales, ainsi que le moment d'auto alignement

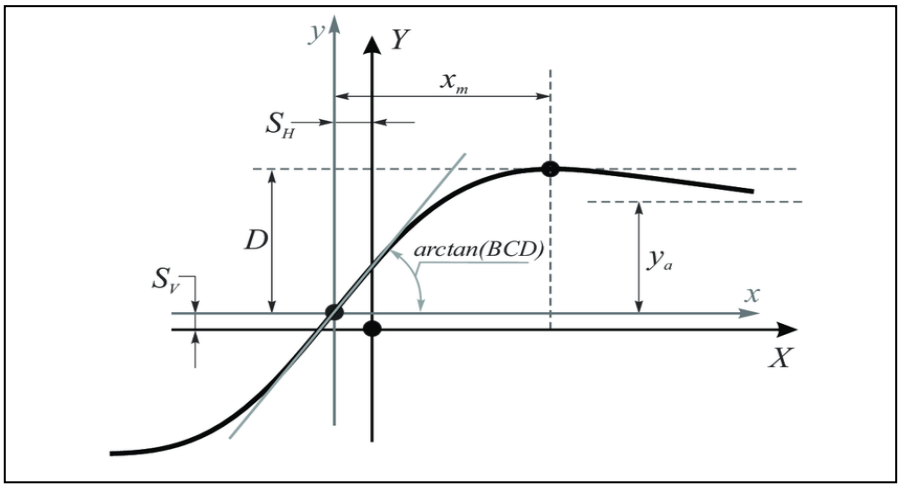


Figure II.6 : Courbe caractéristique selon le modèle de Pacejka.

B: coefficient de raideur

C: facteur de forme

D: valeur maximale de la courbe

E:courbure

Sv: décalage à l'origine en vertical

Sh: décalage à l'origine en horizontal

BCD: tangente à l'origine

Les entrées respectives:

- glissement longitudinal,
- la dérive

Des identifications Pacejka $F_x = f(Glissement), F_y = f(dérive)$

II.8. Expressions du modèle de véhicule simplifié :

Nous d´écrivons dans cette partie les équations dynamiques du modèle bicyclette du véhicule à 3 DDL. Ce modèle peut être obtenu en posant l'hypothèse suivante :

Hypothèse 4 : Les forces des roues du même essieu sont identiques.de cette hypothèse, on peut remplacer chaque essieu par une roue équivalente. On adopte la notation f pour designer la roue avant et r pour la roue arrière. En plus des forces des pneumatiques qui agissent sur le véhicule, nous considérons une force du vent latérale (f_w), ayant comme centre d'impact le point distant de l_w en avant du centre de gravité du véhicule (voir figure II.5). Nous introduisons, également, les forces aérodynamiques longitudinale et latérale qui sont propositionnelles au carré des vitesses du véhicule, agissant dans le sens inverse du mouvement. Ce qui donne

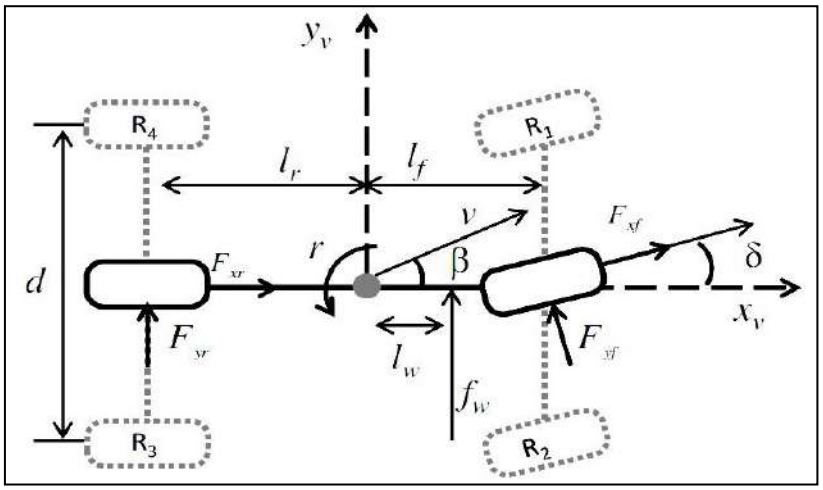


Figure II.7 : Représentation du modèle bicyclette à partir d'un modèle quatre roues.

$$\begin{cases} m(\dot{v}_x - v_y r) = F_{xf}\cos(\delta) - F_{yf}\sin(\delta) + F_{xr} - c_x v_x |v_x| \\ m(\dot{v}_y - v_x r) = F_{xf}\sin(\delta) + F_{yf}\cos(\delta) + F_{yr} + f_w - c_y v_y |v_y| \\ I_z \dot{r} = l_f (F_{xf}\sin(\delta) + F_{yf}\cos(\delta)) - l_r F_{yr} + l_w f_w \end{cases} \quad \text{(II.17)}$$

Avec $c\{x,y\}$ est le coefficient de la traînée aérodynamique, respectivement, longitudinale et latérale .On peut constater que ce modèle présente des non linéarités dues aux fonctions trigonométriques, ces non linéarités peuvent être approximées en ajoutant les hypothèses suivantes :

Hypothèse 5 : L'angle de braquage (δ) est petit.

De l'hypothèse5, on peut approximer $\cos(\delta)\simeq 1 \text{et} \sin(\delta)\simeq 1$, on déduit alors, que $F_{yf}\sin(\delta)\ll F_{xf}$, ce qui nous permet de réécrire le modèle comme suit :

$$\begin{cases} \dot{v}_x = \dfrac{F_{xf}+F_{xr}-c_x v_x|v_x|}{m}+v_y r \\ \dot{v}_y = \dfrac{F_{yf}+F_{yr}+f_w-c_y v_y|v_y|}{m}-v_x r \\ \dot{r} = \dfrac{l_f F_{yf}-l_r F_{yr}+l_w f_w}{I_z} \end{cases} \quad \text{(II.18)}$$

En incluant le couple de traction issu du moteur et qui est appliqué aux roues avant le modèle final devient :

$$\begin{cases} \dot{v}_x = \dfrac{T_t-T_r}{I_{eff}}-\dfrac{c_x v_x|c_x v_x}{m}+v_y r \\ \dot{v}_y = \dfrac{F_y f+F_y r+f_w-c_y v_y|v_y|}{m}-v_x r \\ \dot{r} = \dfrac{l_f F_y f-l_r F_{yr}+l_w f_w}{I_z} \end{cases} \quad \text{(II.19)}$$

Ou : T_t et T_r sont le couple de traction du moteur et le couple résistant, I_{eff} est l'inertie effective et les forces latérales équivalentes de chaque essieu sont données par :

$$\begin{cases} F_{yf}=C_f\alpha_f=C_f(\delta-\dfrac{v_y+l_f r}{v_x}) \\ F_{yr}=C_r\alpha_r=-C_r(\dfrac{v_y-l_r r}{v_x}) \end{cases} \quad \text{(II.20)}$$

Telle que : $C_f=C_1+C_2$ et $C_r=C_3+C_4$ leurs coefficients de raideur latérale. Nous considérons dans la suite que les deux modes longitudinal et latérale du véhicule sont découplés et peuvent être commandés séparément [10].

II.9. Positionnement latéral du véhicule sur la route :

Une assistance au maintien de la voie a comme objectif d'apporter une aide au conducteur dans la tache de conduite en continu en l'aidant a maintenir le véhicule sur la route, avec un bon positionnement. Le positionnement latéral du véhicule sur la route est défini par deux variables : l'écart latéral, qui représente la distance euclidienne du centre de gravité du véhicule au centre de la voie de circulation, et le cap relatif comme schématisée sur la figure II.10. Le cap relatif (erreur de cap) du véhicule sur la voie est la différence entre son cap (ψ_v) cap de la route (ψ_{des}), soit :

$$\psi_L = \psi_v - \psi_{des} \tag{II.21}$$

Par dérivation on obtient la dynamique de cette erreur :

$$\dot{\psi}_L = r - vx\cos(\psi_L)\kappa \tag{II.22}$$

Où κ est la courbure de la route qui est l'inverse du rayon de courbure. Considérant une faible erreur de cap (ψ_L) on peut approximer $\cos(\psi_L) \simeq 1$ce qui permet d'écrire :

$$\dot{\psi}_L = r - v_x\kappa \tag{II.23}$$

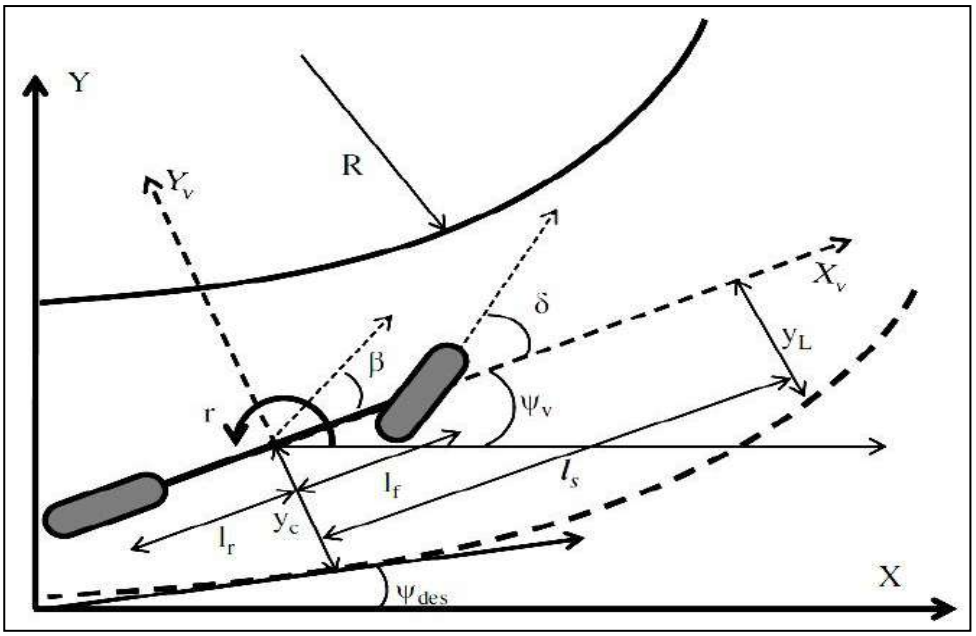


Figure II.8 : Positionnement du véhicule sur la voie de circulation.

Le conducteur durant sa conduite anticipe ses manœuvres et ne régule pas l'écart latérale du centre de gravité du véhicule (y_c) mais plutôt l'écart latérale a une distance l_s à l'avant du véhicule. D'après la figure (II.10) :

$$y_L = y_c + l_s \sin(\psi_L) \tag{II.24}$$

La dérivation de cette équation permet d'obtenir la dynamique de l'écart latérale en avant du véhicule :

$$\dot{y}_L = v_y + l_s r + v_x \psi_L \tag{II.25}$$

En résumé, la dynamique du positionnement latérale du véhicule sur la route est donnée par :

$$\begin{cases} \dot{y}_L = v_y + l_s r + v_x \psi_L \\ \dot{\psi}_L = r - v_x \kappa \end{cases} \tag{II.26}$$

Dans le cas pratique, ces deux variables de positionnement sont données généralement par un système de vision permettant la reconnaissance des marquages de la route [11].

II.10. Système de direction avec assistance électrique:

Dans le présent travail, nous ne recherchons pas à automatiser complètement le contrôle latérale du véhicule, mais notre objectif est la conception d'un système partageant le contrôle du véhicule en permanence et de façon continue avec le conducteur humain. L'organe le plus utilise par le conducteur durant la conduite est le volant. Avec celui-ci, le conducteur positionne le véhicule dans l'environnement. Mais le rôle du volant ne se limite pas uniquement à cette fonction de contrôle. Le volant restitue au conducteur une partie des efforts qui s'exercent sur essieu avant du véhicule, grâce a quoi, le conducteur dispose d'informations sur l'état de la route (sèche, glissante, déformations, ...etc.), l'état de gonflement des roues...etc. En raison de cet échange "d'efforts" entre le conducteur et le véhicule, l'utilisation du couple de braquage comme signal de commande est le choix le plus approprié pour la conception d'une assistance au contrôle latérale active permettant ou tolérant les actions du conducteur.

Dans l'étude réalisée dans [12], les auteurs ont opère une comparaison entre une commande en angle de braquage (ne nécessitant pas la modélisation du système de direction) et une commande en couple de braquage. Ils ont conclu que la commande en angle est robuste vis-à-vis des perturbations de couples externes, comme le couple d'auto alignement mais

aussi celui du conducteur, et rejette toute intervention en couple sur le système de direction, ce qui n'est pas le cas dans une commande en couple. Ainsi, en faisant le choix d'une commande en angle, les actions du conducteur sur la colonne de direction seraient assimilées à des perturbations et donc rejetées (perturbation sur un asservissement de l'angle). Cette caractéristique de la commande en angle rend ce choix impropre au développement d'une commande latérale partagée.

Aussi, l'introduction d'une assistance active, agissant sur le système de direction du véhicule pour le guider, interagira immédiatement avec le conducteur. Afin de quantifier le ressenti du conducteur au couple de commande, la colonne de direction est modélisée.

La figure II.12 représente un système de direction de véhicule simplifie équipé d'un capteur de couple mesurant le couple applique sur la colonne par le conducteur et d'un moteur électrique permettant d'injecter un couple de braquage supplémentaire dans la colonne de direction.

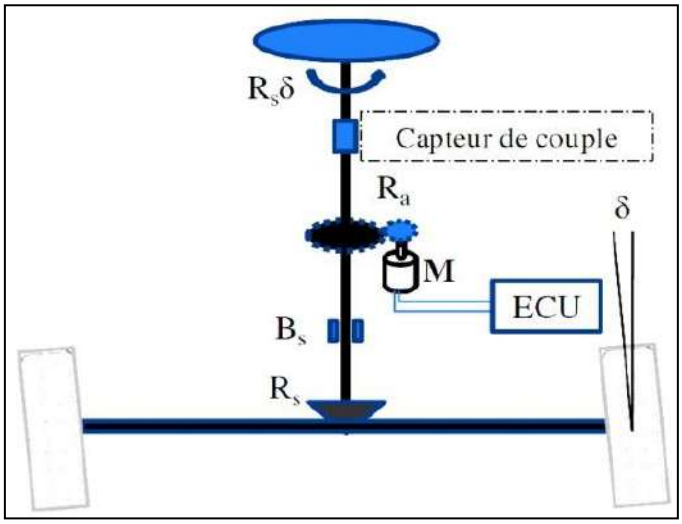


Figure II.9 : Représentation d'un système de direction assistée.

En appliquant les lois fondamentales de la dynamique en bas de la colonne, on retrouve :

$$I_s\ddot{\delta} + B_s\dot{\delta} = T_d + T_m - T_{al} \qquad \text{(II.27)}$$

Ou δ (comme indique sur la figure II.11) est l'angle de braquage des roues avant, l_s est le moment d'inertie équivalent du système de direction et B_s son coefficient d'amortissement équivalent. T_d est le couple applique par le conducteur, T_m est le couple du moteur électrique et T_{al} est le couple d'auto alignement. Pour le calcul du couple d'auto-alignement il est

nécessaire de considérer le point d'application des forces latérales des roues (figure II.13) : La force latérale résultante d'un pneumatique (II.10) ne s'applique pas sur le point de projection du centre de la roue sur la bande de Roulement mais s'applique en un point en retrait du centre du pneumatique d'une distance (η_t) (figure II.13).Le couple d'auto alignement peut être modélise par le modèle suivant [13] [8].

$$T_{al} = \eta_t F_{yf} = \eta_t C_f (\delta - \frac{v_y + l_f r}{v_x}) \qquad \text{(II.28)}$$

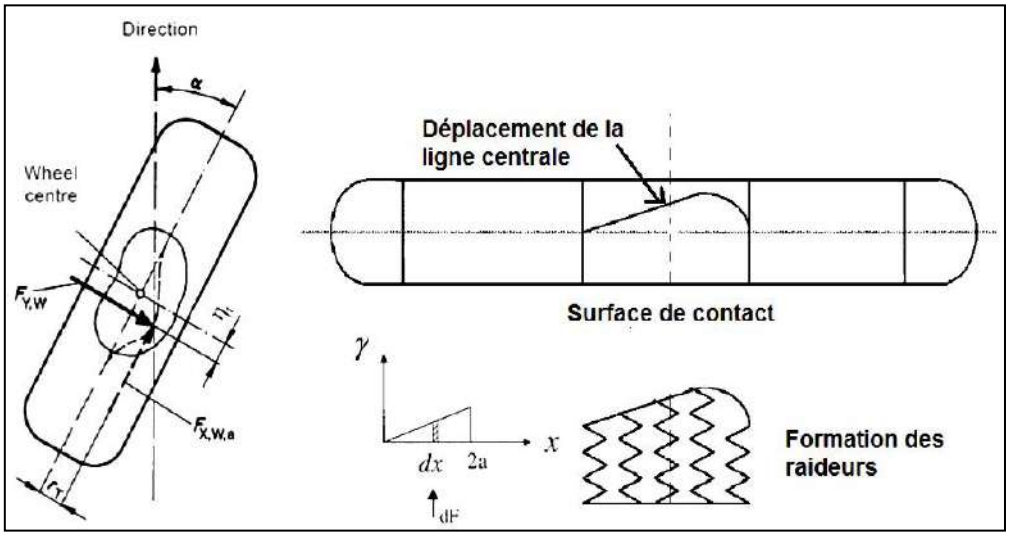


Figure II.10 :Point d'application de la force latérale d'un pneumatique .

Pour une simplification de notation, nous négligeons la dynamique du moteur électrique (puisque elle est plus rapide qu'à celle du système de direction) et adoptons la notation $T_c = T_m$ pour le couple de commande. La dynamique simplifiée du système de direction s'écrit alors :

$$J_s \ddot{\delta} = T_d + T_c - \eta_t C_f (\delta - \frac{v_y + l_f r}{v_x}) - B_s \dot{\delta} \qquad \text{(II.29)}$$

II.10.1. Modèle bicyclette du véhicule sur la route :

En négligeant les forces aérodynamiques (i.e. $c_y = 0$) la représentation d'état du modèle bicyclette (II.18) augmenté du modèle de positionnement latérale du véhicule sur la route (II.26) et du système de direction du véhicule (II.28) avec comme variables d'état $x_v = \begin{bmatrix} v_y & r & \psi_L & y_L & \delta & \dot{\delta} \end{bmatrix}^T$ devient alors :

$$\begin{cases} \dot{x}_v = Ax_v + B_u u + B_w w \\ Yv = Cx_v \end{cases} \quad \text{(II.30)}$$

L'entrée du système est le couple délivre par la commande additionnée a celui du conducteur $(u = T_c + T_d)$ et le vecteur de perturbation $\omega = [f_w, \kappa]$ contient la force latérale du vent et la courbure de la route. Les matrices du système II.29 sont données comme sui

$$A = \begin{pmatrix} a_{11} & a_{12} & 0 & 0 & b_1 & 0 \\ a_{21} & a_{22} & 0 & 0 & b_2 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & l_s & v_x & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ T_{s1} & T_{s2} & 0 & 0 & T_{s3} & T_{s4} \end{pmatrix}, Bu = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ \frac{1}{J_s} \end{pmatrix}, Bw = \begin{pmatrix} e_1 & 0 \\ e_2 & 0 \\ 0 & -v_x \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{pmatrix} \quad \text{(II.31)}$$

Avec :

$$a_{11} = -\frac{C_r + C_f}{mv_x}, a_{12} = -v_x + \frac{l_r C_r - l_f C_f}{mv_x}, b_1 = \frac{C_f}{m}, e_1 = \frac{1}{m}$$

$$a_{21} = \frac{l_r C_r - l_f C_f}{I_z v_x}, a_{22} = -\frac{l_r^2 C_r + l_f^2 C_f}{I_z v_x}, b_2 = \frac{l_f C_f}{I_z}, e_2 = \frac{l_w}{I_z}$$

$$T_{s1} = \frac{C_f \eta_t}{J_s R_s v_x}, T_{s2} = \frac{C_f l_f \eta_t}{J_s R_s v_x}, T_{s3} = \frac{-C_f \eta_t}{J_s R_s}, T_{s4} = -\frac{B_s}{J_s}$$

II.11. Modèle conducteur pour le suivi de voie :

Afin d'étudier les interactions entre le conducteur et le système d'aide au maintien de voie, nous avons besoin d'un modèle conducteur permettant de simuler (imiter) le style de conduite d'un être humain. La modélisation du conducteur ou de la tache de conduite est une problématique étudiée depuis les années 1960 [14, 15, 16]. L'objectif de ces études est le développement de modèles permettant la simulation, la réalisation, l'évaluation et la validation des systèmes d'assistance à la conduite. Dans [14] un modèle mathématique du conducteur est élaboré ayant comme entrée l'erreur latérale à une distance l_p en avant du véhicule. Un modèle a deux niveaux, anticipation et compensation, est propose dans [18]. Le modèle utilise une région de la route "´éloignée" a l'avant du véhicule pour l'anticipation et une région "proche" pour la compensation. Il a été démontré dans [19] que le conducteur se guide sur la route en regardant deux points nommes le point proche et le point lointain. A partir de ce constat, les auteurs de [15] caractérisent les deux points par deux angles visuels

portant la même nomination (θ_{near} et θ_{far} voir figure3.10) et en exploitant les résultats de [17], ils proposent un modèle base sur un contrôleur Proportionnel intégral (PI) ayant comme entrées les deux variables de perception et en sortie l'angle de braquage. Les auteurs de [16] ont propose un modèle cybernétique intégrant la dynamique neuromatrice ainsi que les capacités anticipatoires et compensatoires du conducteur et ayant pour entrées les angles au point proche et au point lointain et pour sortie le couple de braquage.

Son architecture est présentée sur la figure II.15 ou on peut distinguer le contrôle visuel anticipatoire, le Figure II.14 – Schéma des angles visuels utilises par le conducteur pour le maintien de voie [16] contrôle visuel correctif (compensatoire) ainsi que le retour kinesthésique dans le processus de braquage.

Ces différents niveaux de contrôle sont modélisés par les transferts suivants :

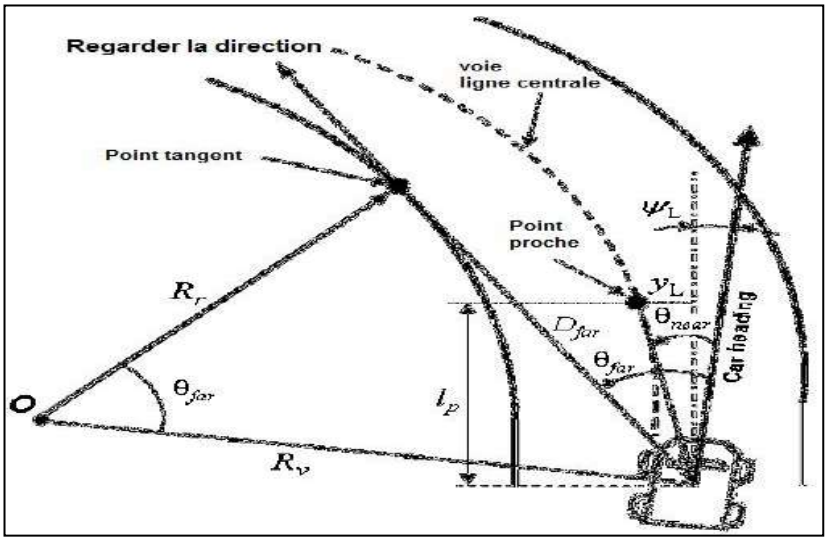


Figure II.11: Structure du modèle conducteur pour le maintien de voie.

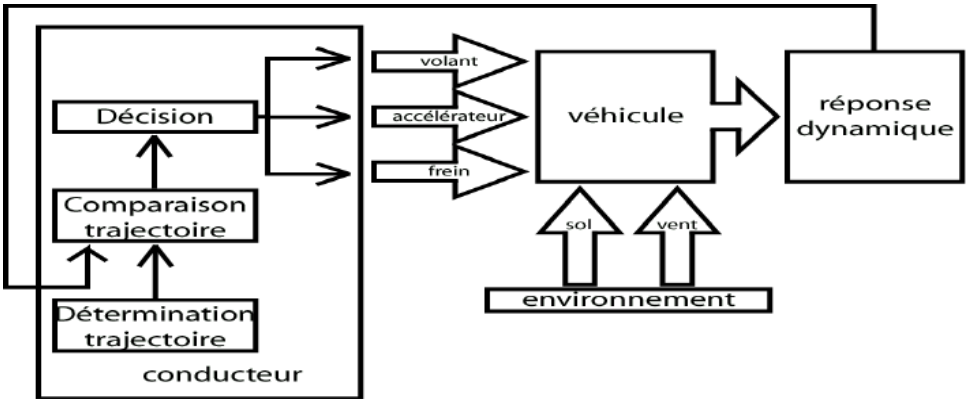


Figure II.12 : Schématisation du système global "Conducteur-Véhicule-Environnement".

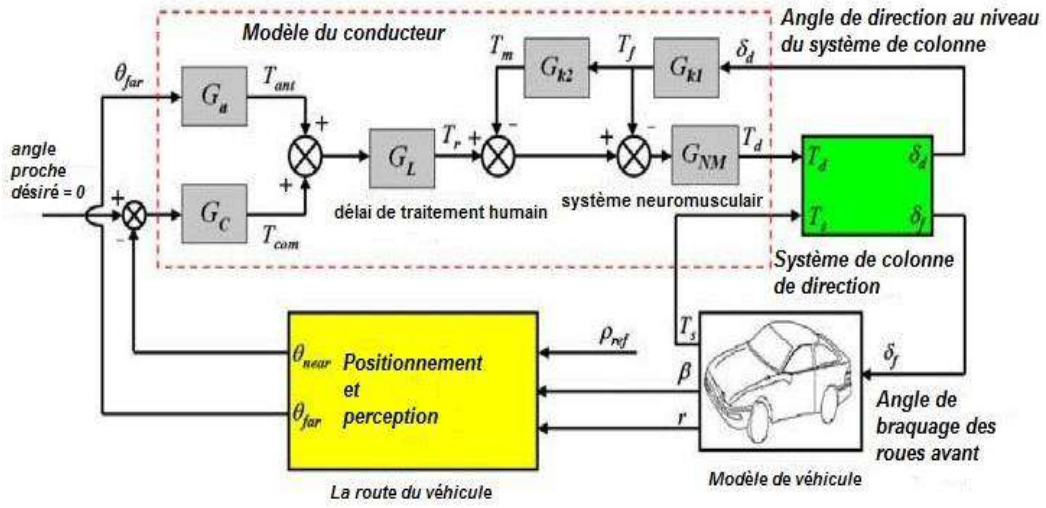


Figure II.13 : Structure du modèle conducteur pour le maintien de voie.

Le comportement anticipatoire est représenté par un gain proportionnel a l'angle visuel au point tangent du virage θ_{far} ce qui donne :

$$Ga(s) = Ka \tag{II.32}$$

Le comportement compensatoire est modélisé par la fonction de transfert Gc ayant pour entrée l'angle θ_{near} tel que :

$$G_c(s) = K_c \frac{T_L s + 1}{T_I s + 1} \tag{II.33}$$

Avec K_c représenté le gain de l'action proportionnelle du conducteur par rapport a l'erreur au niveau de l'angle visuel proche T_L et T_I sont les constantes de temps,

Respectivement, d'avance et de retard Les activités du traitement sensoriel dans le système nerveux central et périphérique qui représentent le délai de traitement des informations visuelles est modélisé par un retard pur :

$$G_L(s) = e^{-\tau s} \tag{II.34}$$

La dynamique neuromusculaire est approximée par un filtre de premier ordre avec une constante de temps T_{nm} ; La compensation kinesthésique est divisée en deux parties : la première représenté la perception par le conducteur du couple résistant au volant modélisé par la fonction de transfert

$$G_{k1} = K_D \frac{s}{s + \frac{1}{T_1}} \tag{II.35}$$

La seconde partie est introduite pour rajouter un couple additionnel afin de compenser le couple résistant perçu au niveau de la colonne de direction :

$$G_{k2} = K_G \frac{T_{k1}s + 1}{T_{k2}s + 1} \tag{II.36}$$

Les paramètres du modèle sont en partie supposes connus (Tnm, T_1, τ_P, K_D) et le reste est identifiés. C'est ce modèle qui est retenu dans ce travail pour les simulations de conduite partagée.

II.12. Trajectoire de référence:

La trajectoire de conduite est réalisée à partir d'une trajectoire réel qui comporte des virages et des lignes directes pour bien maître notre contrôleurs en épreuve.

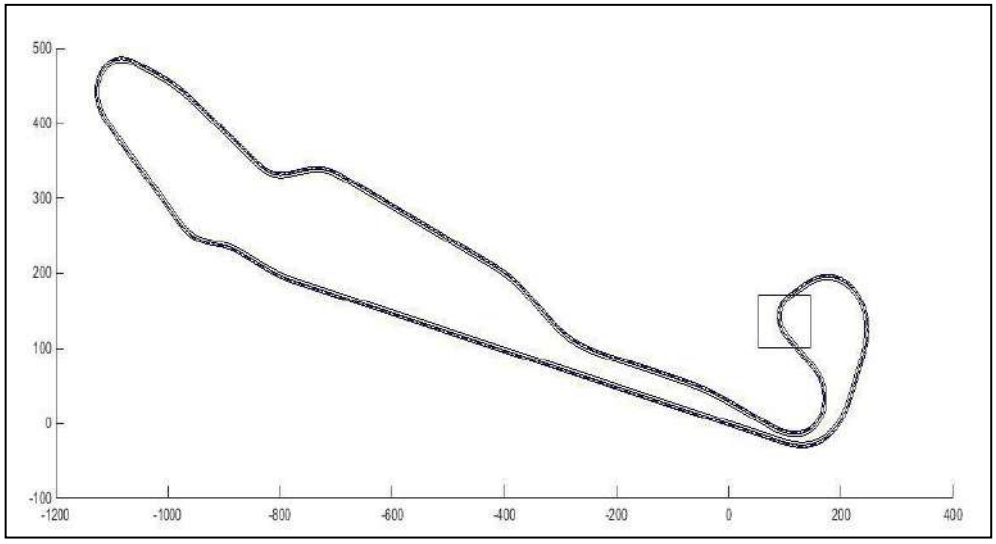


Figure II.14 : Trajectoire de conduite.

Notons que la route est en double voie et celle qui nous concerne est pontier en milieu (Voir la figure II.18).

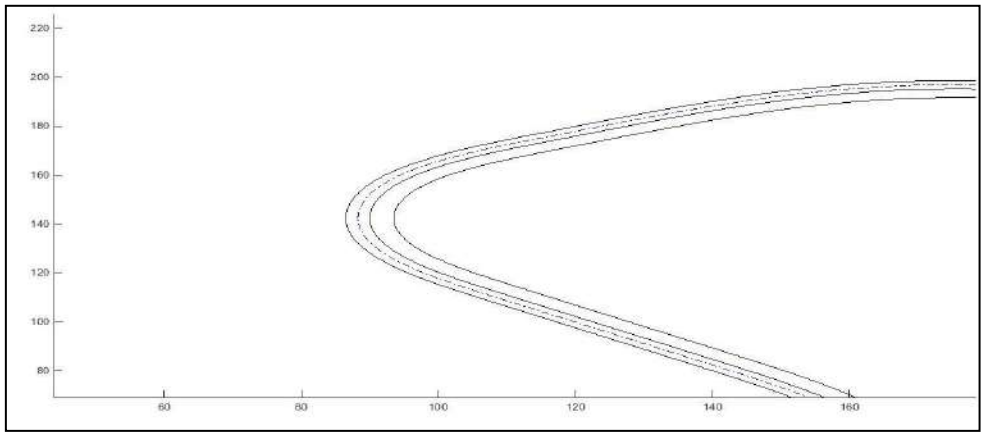


Figure II.15 : Zoom sur la voie de conduite dans un virage.

II.13. Résultats des Simulations:

II.13.1. Simulations des forces longitudinales et latérales :

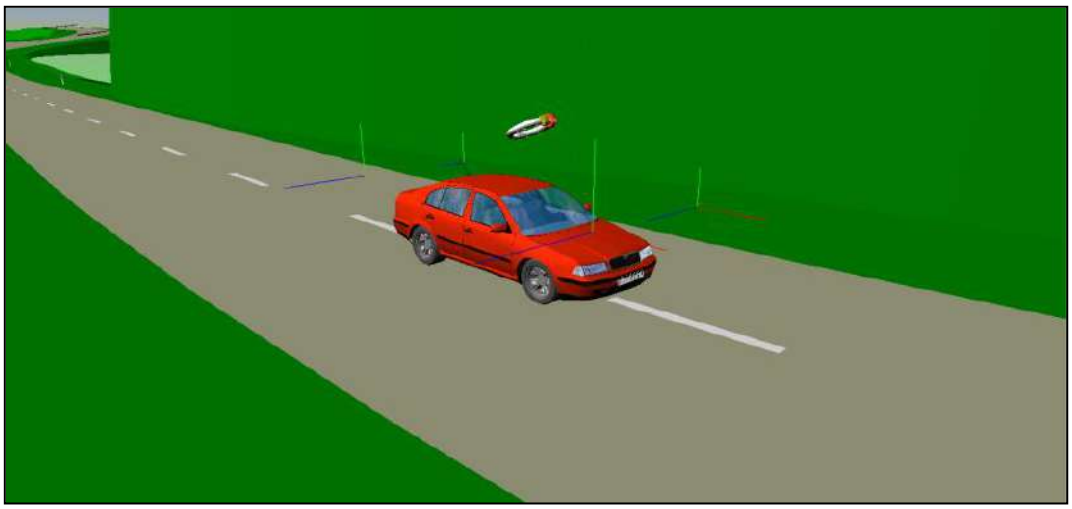


Figure II.16: Les forces longitudinales du véhicule.

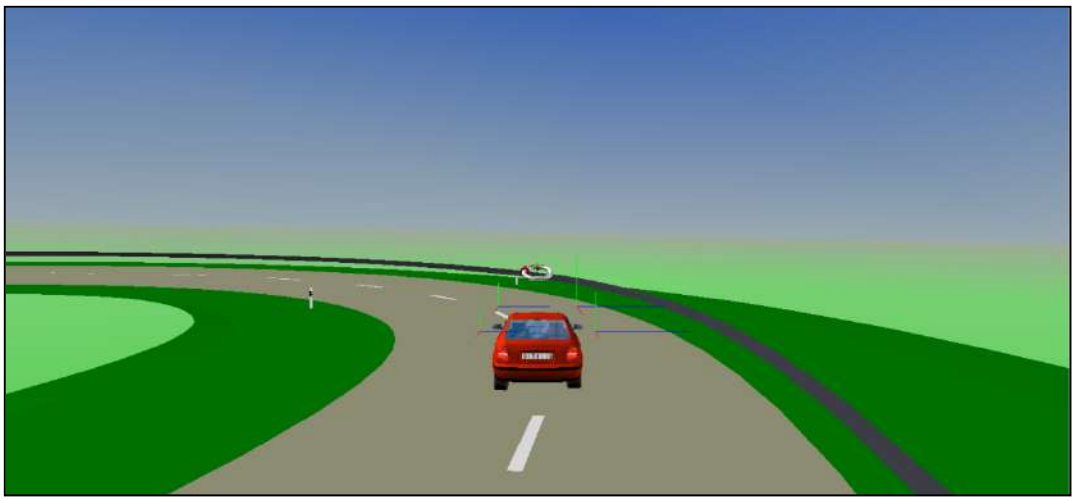


Figure II.17 : Les forces latérales du véhicule.

II.13.2. Simulations du modèle de base de Pacejka:

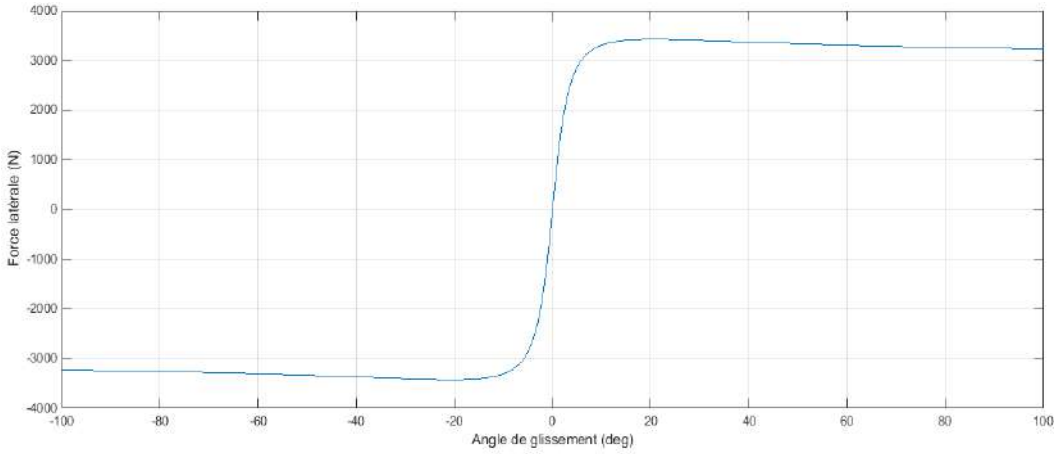


Figure II.18 : Allure de la force latérale d'un pneumatique en fonction de l'angle de dérive.

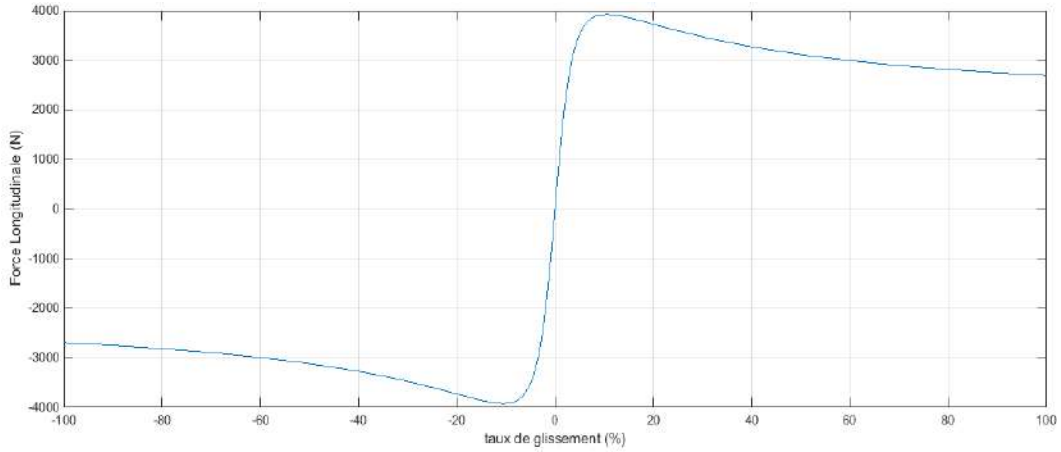


Figure II.19 : Allure de la force longitudinale d'un pneumatique en fonction du taux de glissement.

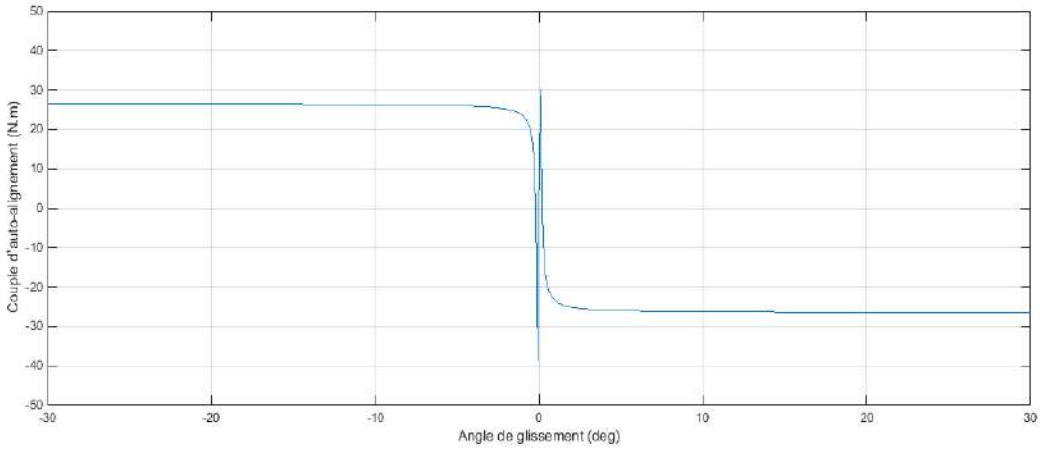


Figure II.20 : Allure du couple d'auto-alignement en fonction du taux de glissement.

On remarque l'apparition de deux zones, d'une part une zone linéaire $|\alpha| < 5\,°$ pour F_y, F_x et $|\alpha| < 2\,°$ pour le couple d'auto-alignement et d'autre part, une zone non linéaire dont laquelle, les efforts pneumatiques commencent à se saturer. De plus, le carrossage de la roue affecte sensiblement ces efforts.

II.13.3. Simulations de positionnement de véhicule sur la route :

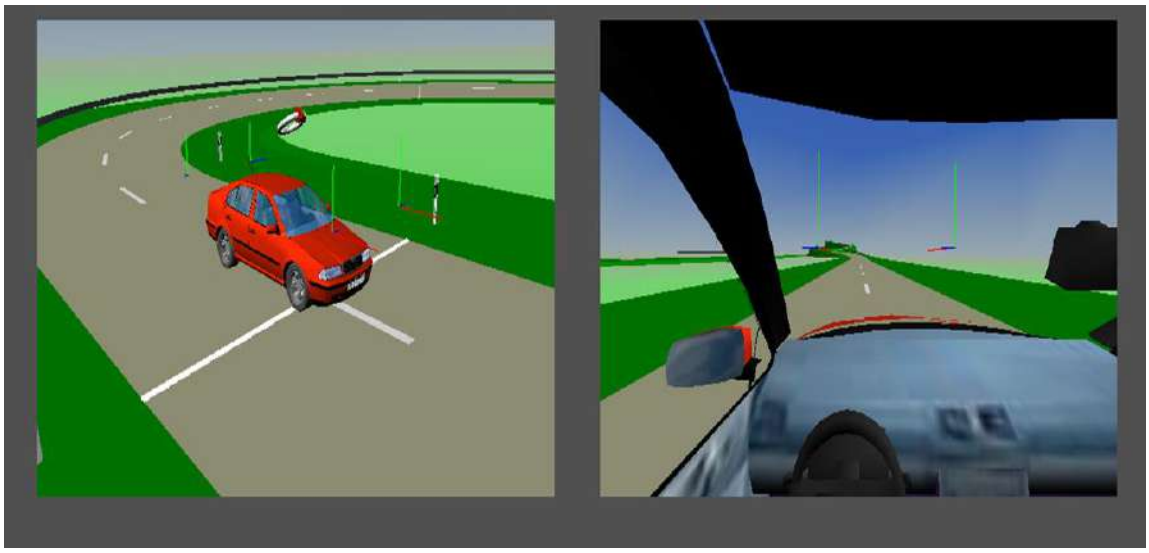


Figure II.21 : L'accélération latérale du véhicule sur la route.

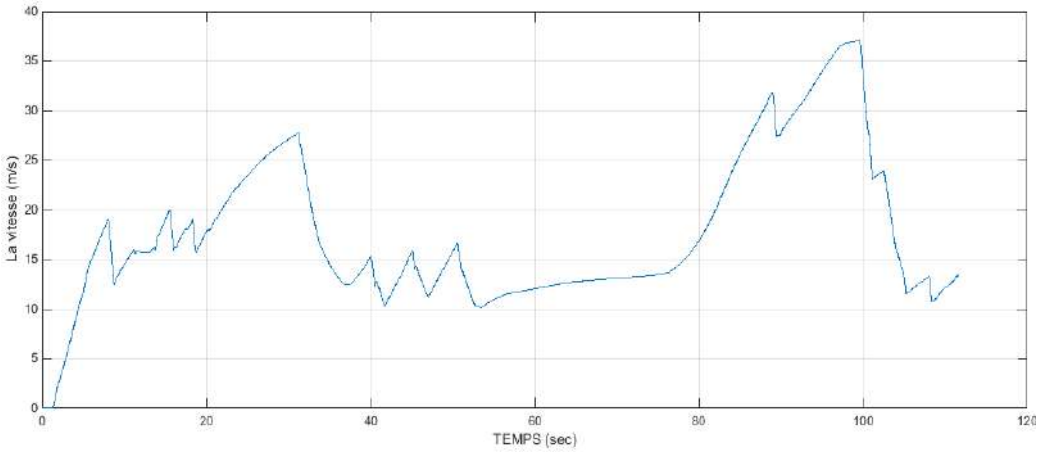


Figure II.22 : La vitesse du véhicule sur la route.

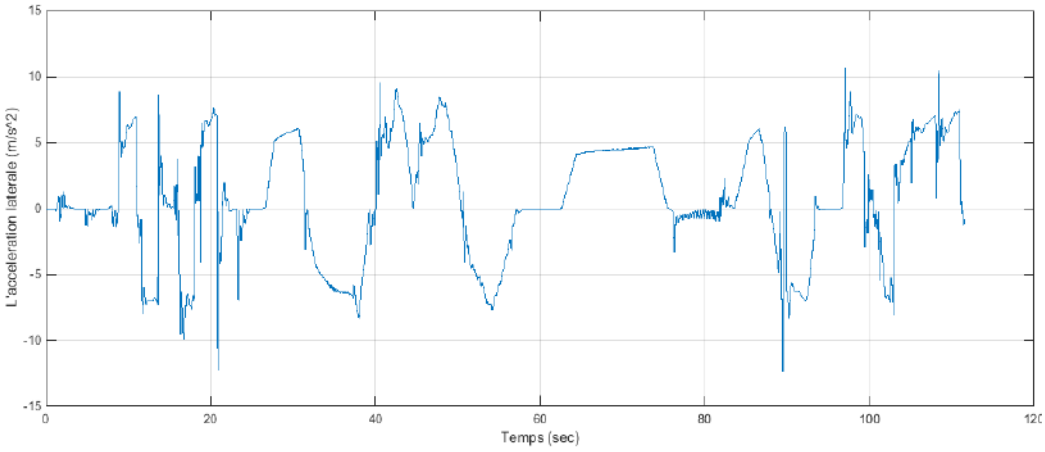


Figure II.23 : L'accélération latérale du véhicule sur la route.

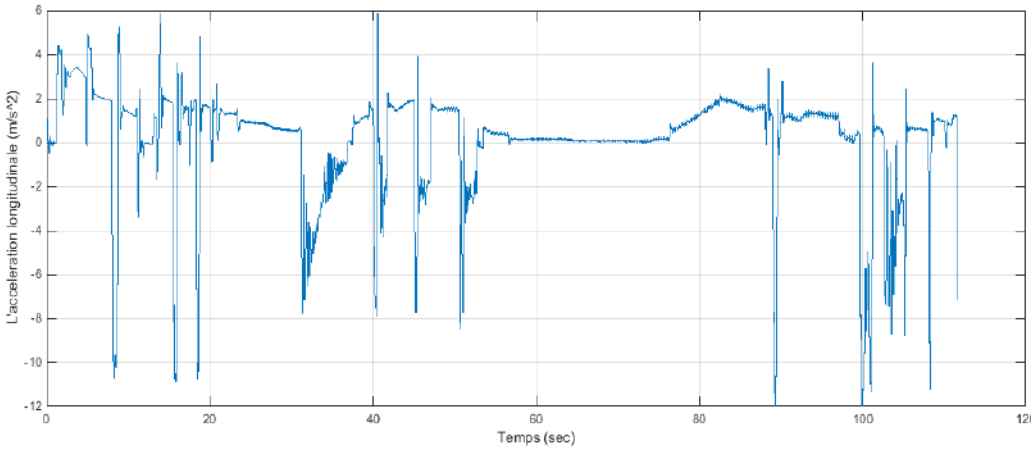


Figure II.24 : L'accélération longitudinale du véhicule sur la route

Selon les déférents états de la route on peut bien remarquer que la vitesse du véhicule augmente pour une ligne droite de conduite et s'affaiblie en présence de virages ce qui engendre des variations des accélérations longitudinales et latérales.

II.14. 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 la formule magique de pacejka.

Dans le prochain chapitre, on va utiliser ces modèles bien sûr avec la linéarisation de ces derniers par l'utilisation des hypothèses simplificatrices afin de les utiliser dans la synthèse de contrôleur flou Takagi-Sugeno (TS).

CHAPITRE III

COMMANDE FLOUE DE TYPE TS POUR LE MAINTIEN DE VOIE

III.1. Introduction :

La logique floue est introduite à la base comme un outil permettant d'intégrer le raisonnement d'un expert pour la commande d'un procédé mal connu ou difficilement modélisable [19]. La logique floue type Mamdani, n'est pas nécessaire de disposer d'un modèle du système qu'on veut commander, pour élaborer un contrôleur.la modélisation floue de type Takagi-Sugeno (TS) est plus proche mathématiquement de la représentation des systèmes variant dans le temps, poly topiques ou LPV (Linear Parameters Varying) [20]. La modélisation ou représentation de type TS est une combinaison de modèles linéaires interconnectes par des fonctions scalaires non-linéaires variables dans le temps et ayant les propriétés de somme convexe [21, 22, 24]. Le passage du modèle non-linéaire à sa représentation TS (dans un domaine compact des variables d'état) peut se faire de façon systématique en utilisant l'approche par secteurs non-linéaires. L'étude de la stabilité et la stabilisation de ces modèles est généralement basée sur les fonctions de Lyapunov quadratique [24] et la résolution du problème de stabilité ou de stabilisation est souvent formulé sous forme d'inégalités matricielles linéaires : LMI (Linear Matrix Inequality) [25]. Les lois de commande obtenues sont par retour d'état et ne permettent pas d'intégrer des contraintes de performance et/ou de robustesse.. Dans [26] la synthèse d'une loi de commande longitudinale et latérale d'un véhicule en considérant un modèle bicyclette non-linéaire a été étudiée pour la réalisation d'un attelage virtuel.

III.2.Préliminaires sur la modélisation Takagi-Sugeno :

La modélisation TS a été proposée par Takagi et Sugeno [27] comme un outil pour représenter les systèmes non-linéaires, les systèmes a paramètres variant et les systèmes incertains de type :

$$\begin{cases} \dot{x}(t) = f\left(x(t)\right) + g\left(u(t)\right) \\ y(t) = h\left(x(t)\right) \qquad i = 1..r \end{cases} \tag{III.1}$$

Sous forme d'un ensemble fini de règles SI...ALORS. Chacune des règles est de la forme :

Règle i : Si $\rho_1(t)$ est M_{i1} ... ET ρl est M_{il} Alors :

$$\begin{cases} \dot{x}(t) = A_i x(t) + B_i u(t) \\ y(t) = C_i x(t) \qquad i = 1..r \end{cases} \tag{III.2}$$

Ou le vecteur ρ contient les paramètres variant (non-linéarités) qui peuvent dépendre (ou pas) des variables d'´etat ou d'une perturbation externe (doivent être mesurables ou estimées

[28]). $M_{ij} \in [0,1]$ Sont les fonctions d'appartenance des sous-ensembles flous des prémisses. $x(t) \in \mathbb{R}^n$ est le vecteur d'état du système $u(t) \in \mathbb{R}^m$ et $y(t) \in \mathbb{R}^p$ sont, respectivement, le vecteur des entrées et le vecteur des sorties. $A_i \in \mathbb{R}^{n\times n}$, $B_i \in \mathbb{R}^{n\times m}$ et $C_i \in \mathbb{R}^{p\times n}$ ont les matrices-constantes- du i^{eme} sous-modèle linéaire.

En utilisant la multiplication comme interprétation des "ET" des prémisses, chaque i^{ème} sous-modèle est valide a un degré :

$$w_i(\rho) = \prod_{j=1}^{l} \mu(M_{ij}) \tag{III.3}$$

Tel que $\mu(M_{ij}) \in [0,1]$ est les degrés d'appartenance de la variable ρ_j a la fonction M_{ij}. En utilisant la somme pondérée pour le calcul du modèle TS global, on obtient :

$$\begin{cases} \dot{x}(t) = \dfrac{\sum_{i=1}^{r} w_i(\rho)(A_i x(t) + B_i u(t))}{\sum_{i=1}^{r} w_i(\rho)} \\ y(t) = \dfrac{\sum_{i=1}^{r} wi(p) Cix(t)}{\sum_{i=1}^{r} wi(\rho)} \qquad i = 1..r \end{cases} \tag{III.4}$$

Si on note par $h_i(\rho) = \dfrac{w_i(\rho)}{\sum_{i=1}^{r} w_i(p)}$ le modèle TS global devient alors :

$$\begin{cases} \dot{x}(t) = \sum_{i=1}^{r} h_i(\rho)(A_i x(t) + B_i u(t) \\ y(t) = \sum_{i=1}^{r} h_i(\rho) C_i x(t) \qquad i = 1..r \end{cases} \tag{III.5}$$

Il est clair que les fonctions h_i vérifient la propriété de somme convexe, c'est à dire :

$$\rho = [x_1, f(t)]$$

$$\begin{cases} h_i(\rho) \geq 0 \quad \forall i \\ \sum_{i=1}^{r} h_i(\rho) = 1 \end{cases} \tag{III.6}$$

Pour la lisibilité du manuscrit nous adoptons la notation h_i en replacement de $h_i(\rho)$.

III.3. Construction de modèle TS :

Plusieurs méthodes existent dans la littérature pour représenter un modèle non-linéaire sous forme TS (III.5) :

1. Une première méthode utilise une identification à partir de mesures des entrées/sorties du système a d´défaut d'avoir un modèle mathématique de ce dernier [27].

2. Une deuxième méthode consiste à linéariser un modèle non-linéaire ou un système identifie autour de plusieurs points de fonctionnement et les relier par des fonctions non linéaires [29].

3. Le dernier cas est celui pour lequel on dispose du modèle non-linéaire du système. Il est alors possible de construire sa représentation exacte TS dans un domaine compact des variables non-linéaires [30] [23]. Pour construire la représentation exacte TS d'un modèle non-linéaire, il est nécessaire que les non linéarités du modèle soient bornés [27]. La représentation exacte TS découle du lemme ci-dessous [31, 32].

Lemme III.1 *Soit une fonction f(x) bornée sur un intervalle [x1, x2], alors cette fonction peut être représenté par deux fonctions f1(x), f2(x) vérifiant les propriétés*

$f_1(x) \geq 0,\ f_2(x) \geq 0$ *et* $f_1(x) + f_2(x) = 1$

tel que :

$$f(x) = \alpha f_1(x) + \beta f_2(x) \qquad \text{(III.7)}$$

avec : $\alpha = \underline{f}, \beta = \overline{f}$ *et*

$$f_1(x) = \frac{\overline{f} - f(x)}{\overline{f} - \underline{f}}\ ,\ f_2(x) = \frac{f(x) - \underline{f}}{\overline{f} - \underline{f}}$$

$\overline{f} = \max(f)$ et $\underline{f} = \min(f)$

Exemple III.1: Considérons le modèle non-linéaire suivant

$$\dot{x} = \begin{pmatrix} 1 & cox(x_1) \\ f(x) & -1 \end{pmatrix} x + \begin{pmatrix} \cos(x_1) \\ 2 \end{pmatrix} u \qquad \text{(III.8)}$$

Avec $f(t) \in \left[\underline{f}, \overline{f}\right]$ et $x_1 \in [-\pi, \pi]$

En considérant comme prémisses le vecteur $\rho = [x_1, f(t)]$ les fonctions d'appartenances de la non linéarité en x_1 sont :

$$M_1^1 = \frac{1 - \cos(x_1)}{2}, M_1^2 = \frac{1 + \cos(x_1)}{2}$$

Et celles de la fonction $f(x)$ sont :

$$M_2^1 = \frac{\overline{f} - f(x)}{\overline{f} - \underline{f}}, M_2^2 = \frac{f(x) - \underline{f}}{\overline{f} - \underline{f}}$$

En faisant les combinaisons

$$h_1 = \mu(M_1^1 \mu(M_2^1), h_2 = \mu(M_1^1)\mu(\mathrm{M}_2^2), h_3 = \mu\left(M_1^2\right)\mu\left(M_2^1\right), h_4 = \mu\left(M_1^2\right)\mu\left(M_2^2\right)$$

On obtient les matrices des quatre sous-modèles TS tels que :

$$A_1 = \begin{pmatrix} 1 & -1 \\ \underline{f} & -1 \end{pmatrix}, A_2 = \begin{pmatrix} 1 & -1 \\ \overline{f} & -1 \end{pmatrix}, B_1 = B_2 = \begin{pmatrix} -1 \\ 2 \end{pmatrix}$$

$$A_3 = \begin{pmatrix} 1 & 1 \\ \underline{f} & -1 \end{pmatrix}, A_4 = \begin{pmatrix} 1 & 1 \\ \overline{f} & -1 \end{pmatrix}, B_3 = B_4 = \begin{pmatrix} 1 \\ 2 \end{pmatrix}$$

Dans la suite l'équivalence de (III.9) à (III.10) appelée *complément de Schur* sera très utile

Lemme III.2 *Soit les matrices* $R = R^T$ *et* $Y = Y^T$ *de dimensions appropriées alors :*

$$\begin{cases} R > 0 \\ Y + X^T R X < 0 \end{cases} \tag{III.9}$$

$$\Leftrightarrow \begin{bmatrix} Y & XT \\ X & -R^{-1} \end{bmatrix} < 0 \tag{III.10}$$

Ce lemme permet de passer d'une contrainte quadratique en une contrainte LMI. Supposant que la seule information concernant les h_i est leur propriétés de somme convexe (III.6).

Lemme III.3 [134] *Soit* Υ_i *des matrices de tailles appropriées alors la condition :*

$$\sum_{i=1}^{r} hi\Upsilon_i < 0 \tag{III.11}$$

Est vérifiée si : $\Upsilon_i < 0, \quad i = 1..r$ (III.12)

Ce résultat est une condition suffisante qui par contre introduit plus de conservatisme puisqu'on ne tiens pas compte des fonctions h_i.

Dans le cas de double somme c'est à dire :

$$\sum_{i=1}^{r}\sum_{j=1}^{r} h_i h_j \Upsilon_{ij} < 0 \tag{III.13}$$

Si on regarde le premier résultat du lemme (III.3), la solution est que : $\Upsilon_{ij} < 0, \forall (i, j) \in \{1..r\}^2$

Mais puisque $h_i h_j = h_j h_i$, le résultat peut s'écrire :

Lemme III.4 [134] *La condition (III.13) est vérifiée si :*

$$\begin{cases} \Upsilon_{ii} < 0 \\ \Upsilon_{ij} + \Upsilon_{ji} < 0 \ pour \quad i = 1..r,\ j = i+1..r \end{cases} \tag{III.14}$$

III.4. Représentation floue Takagi-Sugeno (TS) du modèle du véhicule :

Rappelons que la représentation d'état du modèle latérale du véhicule discute dans le chapitre précédent est :

$$\begin{cases} \dot{x}_v = Ax_v + B_u u + B_w w \\ y_v = Cx_v \end{cases} \tag{III.15}$$

Telle que :

$$A = \begin{pmatrix} \frac{-C_r + C_f}{mv_x} & -v_x + \frac{l_r C_r - l_f C_f}{mv_x} & 0 & 0 & \frac{C_f}{m} & 0 \\ \frac{l_r C_r - l_f C_f}{I_z v_x} & -\frac{l_r^2 C_r + l_f^2 C_f}{I_z v_x} & 0 & 0 & \frac{l_f C_f}{I_z} & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & l_s & v_x & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{C_f \eta_t}{J_s R_s v_x} & \frac{C_f l_f \eta_t}{J_s R_s v_x} & 0 & 0 & -\frac{C_f \eta_t}{J_s R_s} & -\frac{B_s}{J_s} \end{pmatrix}, B_u = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ \frac{1}{J_s} \end{pmatrix}$$

$$B_w = \begin{pmatrix} \frac{1}{m} & \frac{l_w}{I_z} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -v_x & 0 & 0 \end{pmatrix}^T$$

$$M_2^2 = 1 - M_2^1$$

Avec comme entrée du système le couple délivré par la commande additionne a celui du conducteur $(u = T_c + T_d)$, les perturbations externes sont la force du vent latérale et la courbure de la route $w = [fw, \kappa]$.

Comme on peut le constater, la matrice dynamique (A) du système (III.15) dépend de la vitesse longitudinale du véhicule en proportionnel v_x et en inverse v_x^{-1}. En supposant qu'elle est mesurable, la représentation exacte TS du modèle du véhicule (III.15) est obtenue en considérant les deux non linéarités $\rho_1 = v_x$ et $\rho_2 = v_x^{-1}$ comme deux paramètres variant dans un intervalle $[v_{\min}, v_{\max}]$.D'après le lemme 4.1, les quatre fonctions d'appartenances, sont définies comme suit :

$$M_1^1 = \frac{\overline{\rho_1} \quad -\rho_1}{\overline{\rho_1} \quad -\underline{\rho_1}} = \frac{v_{\max} - \rho_1}{v_{\max} - v_{\min}} \text{ et } M_1^2 = 1 - M_1^1$$

$$M_2^1 = \frac{\overline{\rho_2} \quad -\rho_2}{\overline{\rho_2} \quad -\underline{\rho_2}} = \frac{v_{\max}^{-1} - \rho_2}{v_{\min}^{-1} - v_{\max}^{-1}} \text{ et } M_2^2 = 1 - M_2^1$$

La dynamique du modèle TS globale est donnée par :

$$\begin{cases} \dot{x} = \sum_{i=1}^{4} h_i (A_i x + Bu + B_{wi} w \\ \qquad y = \sum_{i=1}^{4} h_i C x \end{cases} \tag{III.16}$$

Avec

$h_1 = M_1^1.M_2^1, h_2 = M_1^1.M_2^2$

$h_3 = M_1^2.M_2^1, h_4 = M_1^2.M_2^2$

et $A_i, B, B_{wi} \text{ et } C, i = 1..4$ sont les matrices des quatre sous-modèles obtenues pour les combinaisons des extremums $\rho_1 \text{ et } \rho_2$: $\left[\overline{\rho_1} \quad , \overline{\rho_2}\right], \left[\overline{\rho_1} \quad , \underline{\rho_2}\right], \left[\underline{\rho_1} \quad , \overline{\rho_2}\right], \left[\underline{\rho_1} \quad , \underline{\rho_2}\right]$.tels que :

$$A = \begin{pmatrix} -\rho_2 \frac{C_r + C_f}{m} & -\rho_1 + \rho_2 \frac{l_r C_r - l_f C_f}{m} & 0 & 0 & \frac{C_f}{m} & 0 \\ \rho_2 \frac{l_r C_r - l_f C_f}{I_z} & -\rho_2 \frac{l_r^2 C_r + l_f^2 C_f}{I_z} & 0 & 0 & \frac{l_f C_f}{I_z} & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & l_s & \rho_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ \rho_2 \frac{C_f \eta_t}{J_s R_s} & \rho_2 \frac{C_f l_f \eta_t}{J_s R_s} & 0 & 0 & -\frac{C_f \eta_t}{J_s R_s} & -\frac{B_s}{J_s} \end{pmatrix}, B_u = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ \frac{1}{J_s} \end{pmatrix}$$

$$B_w = \begin{pmatrix} \frac{1}{m} & \frac{l_w}{I_z} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -\rho_1 & 0 & 0 \end{pmatrix}^T, C = I6$$

Nous considérons, dans un premier temps, que toutes les variables d'état sont mesurables d'où $C = I6$ (la matrice identité de dimension 6).

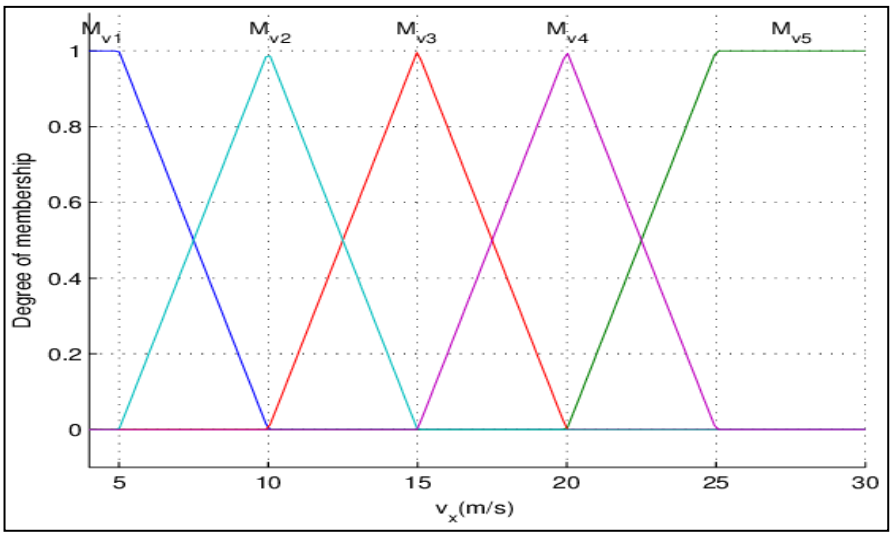


Figure III.1 : Fonctions d'appartenance de la vitesse longitudinale du véhicule.

III.4.1. Validation du modèle TS du véhicule :

Afin de l'exploiter pour la synthèse de lois de commande, le modèle TS du véhicule (III.16) a été valide, en simulation, en comparant son comportement a celui du modèle véhicule originel (III.15).

III.5. Stabilité et stabilisation d'un modèle flou TS :

III.5.1. Stabilité d'un modèle flou TS :

Comme déjà discute dans la section précédente, la représentation ou modèle TS est une somme convexe de sous-systèmes linéaires. Le fait que tous les sous-systèmes soient stables n'est pas une condition suffisante pour garantir la stabilité du système global [23]. Comme déjà évoque, la stabilité d'un modèle TS est généralement étudiée par la méthode de Lyapunov [24]. La première étape dans l'´etude de la stabilité avec cette méthode est le choix d'une fonction de Lyapunov $V(x)$ satisfaisant les conditions suivantes :

- $V(x)=0 \Rightarrow x=0$
- $V(x)$ est définie positive : $V(x)>0, x\neq 0$
- $\|x\| \to \infty \Rightarrow V(x) \to \infty$

Soit le système autonome TS suivant :

$$\dot{x}=\sum_{i=1}^{r} h_i A_i x \qquad \text{(III.17)}$$

La condition de stabilité du system (III.17) découle directement du théorème de Lyapunov et est donnée par le théorème suivant :

Théorème III.1 Le modèle TS décrit par (III.17) est globalement asymptotiquement stable s'il existe une matrice symétrique définie positive commune $P(P=P^T>0)$ telle que :

$$A_i^T P + PA_i < 0, \forall i \in [1,r] \quad \text{(III.18)}$$

Démonstration : Soit la fonction de Lyapunov,

$$V(x) = x^T Px; P > 0 \quad \text{(III.19)}$$

D'après le théorème de Lyapunov, le système auquel est associe la fonction $V(x)$ converge asymptotiquement vers 0 si : Pour $V(x)>0$ (ce qui est garanti puisque $P>0$ et (III.18) est une forme quadratique)

$$\dot{V}(x) < 0 \quad \text{(III.20)}$$

On a :

$$\dot{V}(x) = \dot{x}^T Px + x^T P\dot{x} \quad \text{(III.21)}$$

$$= x^T (\sum_{i=1}^{r} h_i A_i^T) Px + x^T P (\sum_{i=1}^{r} h_i A_i) x$$

$$= x^T \sum_{i=1}^{r} h_i (A_i^T P + PA_i) x$$

Donc (III.20) est valide si et si seulement si :

$$\sum_{i=1}^{r} h_i (A_i^T P + PA_i) < 0 \quad \text{(III.22)}$$

et d'après le lemme III.3 on retrouve la condition (III.18).

III.5.1.1. Le formalisme LMI (Linear Matrix Inequalities) :

III.5.1.1.1. Introduction aux Outils d'optimisation convexe LMI :

Les résultats d'analyse et de synthèse dans ce mémoire, se basent essentiellement sous des formulations de problèmes d'optimisation convexes. Celles-ci présentent l'avantage d'avoir un cout de calcul raisonnable et le résultat obtenu correspond à un minimum global unique, ce qui exclu l'existence d'un minimum local de la fonction à optimiser. La convexité d'un problème d'optimisation a les avantages suivants:

- Le temps de calcul pour trouver une solution est raisonnable.
- Il n'existe pas le minimum local de la fonction cout à optimiser, le résultat obtenu correspond à un minimum global unique.
- La possibilité de formuler de nombreux problèmes d'analyse (stabilité, certains performances, etc.) en termes LMI.

• La capacité de traiter des problèmes à données incertains en commande robuste, qui à joué pour beaucoup dans l'essor de cette approche ces dernières années.

Définition :

Etant donnée une famille de matrices symétriques P_0 et $P_i, i=1,2,....,n$ de $R^{P.P}$ et un vecteur $x=\left(x_1,x_2,...,x_n\right)^T \in R^n$, une inégalité matricielle linéaire (LMI) stricte (resp. non strict) en x est de la forme :

$$F\left(x\right)=P_0+\sum_{i=1}^{n}x_1P_1>0 \quad (resp.\geq 0) \tag{III.23}$$

La contrainte $F(x)>0$ est convexe [33] et appelée contrainte LMI.

Remarque :

Etant donnée plusieurs LMI, elles peuvent être regroupés dans une matrice diagonale constituant une seule contrainte LMI.

On distingue trois types de problèmes d'optimisation convexe rencontrés sous forme de LMI.

III.5.1.1.2. Problème de faisabilité :

Trouver un vecteur x tel que $F(x)>0$ .Ce problème est résolu généralement en cherchant le

Vecteur x minimisant le scalaire t tel que :

$$F(x)<t.I \tag{III.24}$$

Si la valeur minimale de t est négative alors le problème est faisable.

III.5.1.1.3. Problème de valeur propre (EVP : Eigen -Value Problem) :

Minimiser la plus grande valeur propre d'une matrice symétrique sous une contrainte de type LMI :

Minimiser λ *Sous les contraintes*

$$\begin{cases}\lambda I-A(x)>0\\ B(x)>0\end{cases} \tag{III.25}$$

III.5.1.1.4. Problème de valeurs propres généralisées (General EVP) :

Minimiser la plus grande valeur propre généralisée d'une paire de matrices par rapport à une contrainte LMI :

Minimiser λ *Sous les contraintes*

$$\begin{cases}\lambda B(x)-A(x)>0\\ B(x)>0C\\ C(x)>0\end{cases} \tag{III.26}$$

III.5.1.1.5. Techniques d'analyse et transformations matricielles :

En général, les conditions sur la stabilité ne sont pas données sous forme de LMI directement.

Pour cela, elles nécessitent quelques transformations matricielles. Dans la suite nous présentons quelques techniques de transformation matricielle utiles pour les résultats établis dans ce mémoire.

a. ***Congruence*** : Si $P(x)>0$ et X est régulière, alors : $X^T P(x) X > 0$.

b. ***Complément de Schur*** : [33] soient trois matrices $R(x)=R(x)^T$

$Q(x)=Q(x)^T$ et $S(x)$ affines par rapport à la variable x. Les LMI suivantes sont équivalentes:

1) $\begin{bmatrix} Q(x) & S(x) \\ S(x)^T & R(x) \end{bmatrix} > 0$

2) $R(x)>0$, $Q(x)-S(x)R(x)^{-1}S(x)>0$

c. ***Complément de Schur généralisé*** :

$$\begin{cases} Y - XR^{-1}X^T - US^{-1}U^T > 0 \\ R>0, S>0 \end{cases} \Leftrightarrow \begin{bmatrix} Y & X & U \\ X^T & R & 0 \\ U^T & 0 & S \end{bmatrix} > 0 \qquad \text{(III.27)}$$

c. ***Contrainte quadratique convexe*** : la contrainte sur la norme $\|Z(x)\|<1$ où $Z(x)\in R^{p.q}$

est affine par rapport à la variable $x\in R^p$ est représentée par

$$\begin{bmatrix} Ip & Z(x) \\ Z(x) & Iq \end{bmatrix} > 0 \qquad \text{(III.28)}$$

e. ***Lemme de S- procédure*** [33] :

C'est une technique qui permet d'approcher un ensemble de contraintes quadratiques par une seule contrainte quadratique.

Lemme III.5 : Soient $F_0,...,F_p$ des fonctions quadratiques de la variable $\varsigma\in R^m$ avec :

$$F_i(\varsigma)=\varsigma^T T_i \varsigma + 2u_i^T\varsigma + v_i \qquad \text{(III.29)}$$

Où $T_i=T_i^T\in R^p, i\in\{0,...,p\}$.

Alors la proposition (1) implique la proposition (2)

(1) Il existe : $\tau_i\geq 0$ $i\in\{1,...,p\}$ tels que : $\begin{bmatrix} T_0 & u_0 \\ u_0^T & v_0 \end{bmatrix} - \sum_{i=1}^{p}\tau_i \begin{bmatrix} T_i & u_i \\ u_i^T & v_i \end{bmatrix} \geq 0$

(2) $F_0(\varsigma)\geq 0$ pour tout $\varsigma\neq 0$ tel que $F_i(\varsigma)\geq 0, i\in\{1,...,p\}$.

f. *Le carré matriciel et ses dérivées* :

(3) Lemme III.6 [34]: Soit deux matrices A et B de dimensions appropriées, on a

$$A^T B + B^T A \le \gamma . A^T A + \gamma^{-1} . B^T B \qquad \text{(III.30)}$$

où γ est une constante positive.

Pour réduire le conservatisme, cette propriété peut être également écrite en fonction d'une matrice définie positive $M > 0$.

$$A^T B + B^T A \le A^T M A + B^T M^{-1} B \qquad \text{(III.31)}$$

Les propriétés (III.30) et (III.31) ont l'avantage de pouvoir éliminer les termes anti-diagonaux et les ramener dans les blocs diagonaux, comme l'explique l'exemple III.2.

Exemple III.2:

On souhaite éliminer les termes anti-diagonaux A et B de la matrice suivante :

$$\begin{bmatrix} Y & W^T + B^T A^T \\ W + AB & Z \end{bmatrix} < 0 \qquad \text{(III.32)}$$

(III.32) peut s'écrire :

$$\begin{bmatrix} Y & W^T \\ W & Z \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & B^T A^T \\ AB & 0 \end{bmatrix} < 0 \qquad \text{(III.33)}$$

Or

$$\begin{bmatrix} 0 & B^T A^T \\ AB & 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ A \end{bmatrix} \begin{bmatrix} B & 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} B^T \\ 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 0 & A^T \end{bmatrix} \qquad \text{(III.34)}$$

En utilisant la propriété (III.31), on obtient l'inégalité :

$$\begin{bmatrix} 0 \\ A \end{bmatrix} \begin{bmatrix} B & 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} B^T \\ 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 0 & A^T \end{bmatrix} < \begin{bmatrix} 0 \\ A \end{bmatrix} M \begin{bmatrix} 0 & A^T \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} B^T \\ 0 \end{bmatrix} M^{-1} \begin{bmatrix} B & 0 \end{bmatrix} \qquad \text{(III.35)}$$

La condition (III.32) est satisfaite si :

$$\begin{bmatrix} Y + B^T Q^{-1} B & W^T \\ W & Z + AQA^T \end{bmatrix} < 0 \qquad \text{(III.36)}$$

g. *Lemme d'élimination* :

Ce lemme est aussi connu sous le nom de projection, il est très utilisé dans les formulations LMI.

Lemme III.7 [33]: Pour des matrices réelles $W = W^T, M, N$ de tailles appropriées, les propriétés suivantes sont équivalentes :

Il existe une matrice réelle K telle que :

$$W + M.K.N^T + N.K^T.M^T < 0 \qquad \text{(III.37)}$$

Il existe un scalaire réel σ tel que :

$$W < \sigma MM^T \text{ et } W < \sigma NN^T \quad \text{(III.38)}$$

Les compléments orthogonaux *M* et *N* de *M* et *N*, respectivement, vérifient :

$$M^T WM < 0 \text{ et } N^T WN < 0 \quad \text{(III.39)}$$

III.5.1.1.6. Loi de commande floue :

Pour garantir la stabilité d'un modèle de type T-S, nous avons recours à la synthèse d'une commande stabilisante. Pour ce faire, en s'inspirant des résultats d'analyse de stabilité des systèmes dynamiques, on aboutit à des conditions de synthèse de commande par retour d'état [35]. Les conditions sur les gains de commande ainsi obtenues, ne sont pas nécessairement formulées directement en un problème LMI. En effet, dans certains cas, on obtient des inégalités matricielles non linéaires, se qui nécessitent un ensemble de transformations matricielles pour les rendre linéaires. Plusieurs formules de commande floue sont proposées dans la littérature, on ne citera ici que les plus utilisés, c'est la loi de commande basée sur le retour d'état et connue sous le nom de PDC (*Parallel Distributed Compensation*).

III.5.2. Stabilisation d'un modèle TS :

Soit le modèle TS (III.2), la PDC (*Parallel Distributed Compensation*) partageant les mêmes règles des prémisses du modèle TS initial de la forme :

***Règle i* :** Si $\rho_1(t)$ est M_{i1}... ET ρ_l est M_{i1} Alors :

$$u(t) = K_i x(t) \quad \text{(III.40)}$$

Le signal de commande en chaque instant est :

$$u(t) = \sum_{i=1}^{r} h_i K_i x(t) \quad \text{(III.41)}$$

Ou les h_i sont les mêmes que celles de (III.2).

La boucle fermée du système TS (III.2) avec la loi de commande (III.41) donne :

$$\begin{cases} \dot{x}(t) = \sum_{i=1}^{r}\sum_{j=1}^{r} h_i h_j (Ai + B_i K_j) x(t) \\ y(t) = \sum_{i=1}^{r} h_i C_i x(t) \end{cases} \quad \text{(III.42)}$$

Pour assurer la stabilité du système en boucle fermée (III.42), on procède de la même manière que dans le cas du système autonome (III.17) avec cette fois-ci des matrices dynamiques: $G_{ij} = A_i + B_i K_j$

Soit la fonction de Lyapunov $V(x) = x^T Px$ la stabilité du système (III.42) revient a trouver les gains $K_i, i = 1..r$ et une matrice $P > 0$ tel que :

$$\sum_{i=1}^{r}\sum_{j=1}^{r} h_i h_j (G_{ij}^T P + PG_{ij}) < 0 \qquad \text{(III.43)}$$

Le problème ainsi pose est non-linéaire en P et K_i, il faut faire un premier changement de variable $X = P^{-1}$ puis introduire les variables intermédiaires $N_i = K_i X$ pour convertir le problème (III.43) en des contraintes LMI convexes comme suit.

En multipliant a gauche et a droite les inégalités (III.43) par X , on obtient :

$$\sum_{i=1}^{r}\sum_{j=1}^{r} h_i h_j (XA_i^T + N_j^T B_i^T + A_i X + B_i N_j) < 0 \qquad \text{(III .44)}$$

En définissant :

$$\Upsilon_{ij} = XA_i^T + N_j^T B_i^T + A_i X + B_i N_j \qquad \text{(III.45)}$$

Et en exploitant le résultat du lemme III.4, la stabilité du système (III.42) est donnée par le théorème suivant.

Théorème III.2 *[130] Le modèle TS (III.2) avec la loi de commande (III.41) est globalement asymptotiquement stable, s'il existe une matrice $X > 0$ et les matrices N_i tel que (III.14) est vérifiée. Dans ce cas, les gains de la PDC (III.41) sont donnes par $K_i = N_i X^{-1}$*

III.6. Problème de régulation

Considérant le modèle TS (III.48) d'un système non-linéaire affecte par une perturbation bornée $w(t)$ tel que :

$$\begin{cases} \dot{x}(t) = \sum_{i=1}^{r} h_i (A_i x(t) + B_i u(t) + B_{wi} w(t) \\ y(t) = \sum_{i=1}^{r} h_i C_i x(t) \end{cases} \qquad \text{(III.46)}$$

Nous cherchons un contrôleur TS de type (III.41), permettant de minimiser le critère quadratique :

$$J = \int_0^{\infty} z^T(t) Q z(t) + u^T(t) R u(t) dt \qquad \text{(III.47)}$$

Tel que $z(t)=\sum_{i=1}^{r} h_i C_{zi} x(t)$ est le vecteur de performance, $Q>0$ et $R>0$ sont les matrices de pondération de dimensions appropriées. La boucle fermée du système (III.46) avec la loi de commande (III.41) s'écrit alors :

$$\begin{cases} \dot{x}(t)=\sum_{i=1}^{r}\sum_{j=1}^{r} h_i h_j (A_i+B_i K_j)x(t)+\sum_{i=1}^{r} h_i B_{wi} w(t) \\ =\sum_{i=1}^{r} h_i^2 (G_{ii}x(t)+B_{wi}w(t))+\sum_{i=1}^{r}\sum_{j=1}^{r} h_i h_j ((G_{ij}+G_{ji})x(t)+(B_{wi}+B_{wj})w(t)) \\ y(t)=\sum_{i=1}^{r} h_i C_i x(t) \end{cases} \quad \text{(III.48)}$$

Le théorème suivant donne les conditions d'existence du contrôleur TS (III.41) minimisant le critère (III.47) et permettant une atténuation de la perturbation d'un facteur λ .

Théorème III.3 *[138] Le système (III.48) est stable et* $x^T(0)Px(0)+\lambda^2\|w(t)\|_2^2$ *est la borne supérieur du critère (III.47), s'il existe une matrice* $P>0$ *et les gains* K_i *satisfaisant les inégalités suivantes :*

$$\begin{aligned} &G_{ii}^T P+PG_{ii}+C_{zi}^T Q C_{zi}+K_i^T R K_i+\frac{1}{\lambda^2}PB_{wi}B_{wi}^T P<0 \\ &(G_{ij}+G_{ji})^T P+P(G_{ij}+G_{ji})+C_{zi}^T Q C_{zj}+C_{zj}^T Q C_{zi}+K_i^T R K_j+K_j^T R K_i \\ &+\frac{1}{2\lambda^2}P(B_{wi}+B_{wj})(B_{wi}+B_{wj})^T P<0 \end{aligned} \quad \text{(III.49)}$$

Pour $i=1..r$ et $j=i+1..r$

Dans la suite, pour la lisibilité dans la démonstration on notera x en remplacement de $x(t)$ et w a la place de $w(t)$

Démonstration Soit la fonction de Lyapunov $V(t)=x^T Px$ avec $P=P^T>0$, par dérivation on obtient :

$$\dot{V}(t)=\dot{x}^T Px+x^T P\dot{x} \quad \text{(III.50)}$$

En remplaçant $\dot{x}$ par son expression du système en boucle fermé

$$\begin{aligned} \dot{V}(x)&=\sum_{i=1}^{r} h_i^2 x^T\left(G_{ii}^T P+PG_{ii}\right)x+\sum_{i=1}^{r} h_i^2 2x^T PB_{wi}w \\ &+\sum_{i=1}^{r}\sum_{j=i+1}^{r} h_i h_j x^T\left(\left(G_{ij}+G_{ji}\right)^T P+P\left(G_{ij}+G_{ji}\right)\right)x \\ &+\sum_{i=1}^{r}\sum_{j=i+1}^{r} h_i h_j 2x^T P\left(B_{wi}+B_{wj}\right)w \end{aligned} \quad \text{(III.51)}$$

En considérant la propriété matricielle suivante :

$$2x^T PB_{wi} w(t) \le \frac{1}{\lambda^2} x^T PB_{wi} Px + \lambda^2 w(t)^T w(t) \quad \text{(III.52)}$$

$$2x^T P(B_{wi} + B_{wi}) w(t) \le \frac{1}{2\lambda^2} x^T P(B_{wi} + B_{wj})(B_{wi} + B_{wi})^T Px + 2\lambda^2 w(t)^T w(t)$$

Et en replaçant dans (III.52) :

$$\begin{aligned} &\dot{V}(t) \le \sum_{i=1}^{r} h_i^2 x^T (G_{ii}^T P + PG_{ii} + \frac{1}{\lambda^2} PB_{wi} B_{wi} P)x + \lambda^2 w(t)^T w(t) \\ &+\sum_{i=1}^{r} \sum_{j=i+1}^{r} h_i h_j x^T ((G_{ij} + G_{ji})^T P + P(G_{ij} + G_{ji}))x \\ &+\sum_{i=1}^{r} \sum_{j=i+1}^{r} h_i \frac{1}{2\lambda^2} x^T P(B_{wi} + B_{wj})(B_{wi} + B_{wj})^T Px + 2\lambda^2 w^T w \end{aligned} \quad \text{(III.53)}$$

Si les conditions (III.49) sont vérifiées alors :

$$\begin{aligned} &\dot{V}(t) \le -x^T (\sum_{i=1}^{r} h_i^2 (C_{zi}^T QC_{zi} + K_i^T RK_i))x + \lambda^2 w^T w - \\ &x^T (\sum_{i=1}^{r} \sum_{j=i+1}^{r} h_i h_j (C_{zi}^T QC_{zj} + C_{zj}^T QC_{zi} + K_i^T RK_j + K_j^T RK_i))x \end{aligned} \quad \text{(III.54)}$$

$$\Rightarrow \dot{V}(t) < -(z^T Qz + u^T Ru) + \lambda^2 w^T w \quad \text{(III.55)}$$

En intégrant cette inégalité de 0 à ∞ on retrouve

$$J \le V(0) + \lambda^2 \|w\|_2^2 = x(0)^T Px(0) + \lambda^2 \|w\|_2^2 \quad \text{(III.56)}$$

Pour minimiser cette borne, on ajoute une autre contrainte qui est minimiser γ telle que :

$$x(0)^T Px(0) < \gamma \quad \text{(III.57)}$$

La recherche des gains K_i se fait en transcrivant les conditions (III.49) et (III.57) en des LMIs et en recherchant γ minimale.

On procède comme dans le cas de la stabilisation en faisant le changement de variable $X = P^{-1}$ et en multipliant a gauche et a droite par X les inégalités (III.49) et en notant $N_i = K_i X$,on obtient :

$$\begin{aligned} &\Upsilon_{ii} + XC_{zi}^T QC_{zi} X + N_i^T RN_i + \frac{1}{\lambda^2} B_{wi} B_{wi}^T < 0 \\ &\Upsilon_{ij} + \Upsilon_{ji} + X(C_{zi}^T QC_{zj} + C_{zj}^T QC_{zi})X + \\ &N_i^T RN_j + N_j^T RN_i + \frac{1}{2\lambda^2} (B_{wi} + B_{wj})(B_{wi} + B_{wj})^T < 0 \end{aligned} \quad \text{(III.58)}$$

Ou Υ_{ji} est définie en (III.49).En utilisant le complément de Schur (III.9) on trouve :

$$\begin{bmatrix} \Upsilon_{ii} & XC_{zi}^T & N_i^T & B_{wi} \\ C_{zi}X & -Q^{-1} & 0 & 0 \\ N_i & 0 & -R^{-1} & 0 \\ B_{wi}^T & 0 & 0 & -\lambda^2 I \end{bmatrix} < 0 \qquad \text{(III.59)}$$

$$\begin{bmatrix} \Upsilon_{ij}+\Upsilon_{ji} & XC_{zi}^T & XC_{zj}^T & N_i^T & N_j^T & B_{wi}+B_{wj} \\ C_{zi}X & -Q^{-1} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ C_{zi}X & 0 & -Q^{-1} & 0 & 0 & 0 \\ N_i & 0 & 0 & -R^{-1} & 0 & 0 \\ N_j & 0 & 0 & 0 & -R^{-1} & 0 \\ (B_{wi}+B_{wj})^T & 0 & 0 & 0 & 0 & -2\lambda^2 I \end{bmatrix} < 0 \qquad \text{(III.60)}$$

Pour $i = 1..r$ et $j = i+1..r$

En appliquant le complément de Schur, la contrainte $x(0)^T Px(0) < \gamma$ peut se réécrire :

$$\begin{bmatrix} \gamma & x(0)^{\mathrm{T}} \\ x(0) & X \end{bmatrix} > 0 \qquad \text{(III.61)}$$

La recherche des gains K_i est donnée par le théorème suivant.

Théorème III.4 *Pour un état initial x(0) quelconque et un λ donnée, les gains K_i de la loi de commande (III.20) permettant de minimiser le critère (III.43) sont donnes par la résolution des LMIs (III.55), (III.56) et minimiser γ tel que (III.57).*

Si le problème est faisable, les gains K_i sont calculables par :

$$K_i = N_i X^{-1} \qquad \text{(III.62)}$$

Corollaire III.1 *Dans le cas où les matrices d'entée du système sont constantes (III.5), c-a-d, $B_i = B$ et $B_{wi} = B_w \quad \forall i$, ainsi que les matrices de sortie, Ci = C ∀i, les conditions d'existence du contrôleur (III.20) deviennent : Pour λ donnée , minimiser γ tel que :*

$$\begin{bmatrix} \gamma & x(0)^T \\ x(0) & X \end{bmatrix} > 0 \qquad \text{(III.63)}$$

et pour $i = 1..r$

$$\begin{bmatrix} \Upsilon_{ii} & XC_z^T & N_i^T & B_w \\ C_z X & -Q^{-1} & 0 & 0 \\ N_i & 0 & -R^{-1} & 0 \\ B_w^T & 0 & 0 & -\lambda^2 I \end{bmatrix} < 0 \qquad \text{(III.64)}$$

Le paramètre λ est à choisir de telle sorte que le problème soit faisable.

III.7. Commande floue TS pour le maintien de voie :

Dans cette partie nous exposons une commande pour le maintien de voie d'un véhicule automobile avec comme objectifs du contrôleur : maintenir le véhicule au centre de la voie, ce qui se traduit par :

– Minimiser l'erreur de cap (ψ_L) du véhicule pour assurer une bonne performance de suivi de voie.

– Minimiser l'écart latérale à l'avant du véhicule (y_L) pour assurer une bonne anticipation.

– Minimiser la vitesse de braquage pour garantir un confort de conduite (amélioration du dumping).

– Minimiser le signal de commande (T_c couple de braquage) pour éviter la saturation et l'échauffement du moteur du système de direction.

Ce qui donne un vecteur de performance $z = \left(\psi_L, y_L, \dot{\delta}\right)^T$ donc :

$$Cz = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$$

Et le critère à minimiser :

$$J = \int_0^\infty z^T Qz + T_c R T_c dt \qquad \text{(III.65)}$$

Avec $Q = diag(q_{\psi L}, q_{yL}, q_{\dot{\delta}})$ la matrice des pondérations sur les variables du vecteur de performance et R la pondération sur le signal de commande.

Comme la matrice d'entrée B du modèle flou TS du véhicule (III.16) et la matrice de sortie du vecteur de performance Cz sont constantes, le contrôleur est obtenu en appliquant le résultat du corollaire III.1.

Pour la résolution des contraintes LMI nous avons utilisé, dans ce travail, la *Toolbox YALMIP(Une boîte à outils pour la modélisation et l'optimisation dans MATLAB).*

Les résultats de simulation obtenus pour une conduite automatique réalisée par contrôleur dans la figure III.2 pour

$x_0 = \left[1m/s, 1°/s, 5°, 0.5m, 2, 10°/s\right]^T$ et les pondérations $Q = diag(15, 18, 2)$ et $R = 1$.

Comme on peut le constater, les variations de la vitesse longitudinale du véhicule n'affectent nullement les performances du contrôleur proposé. Le contrôleur assure un bon maintien de voie.

III.8. Résultats de simulation :

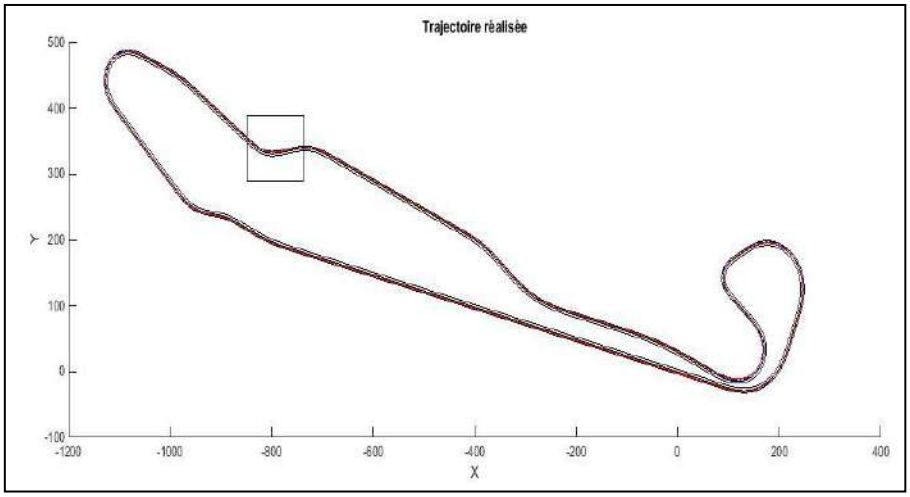


Figure III.2 : Déplacement du véhicule sur la trajectoire

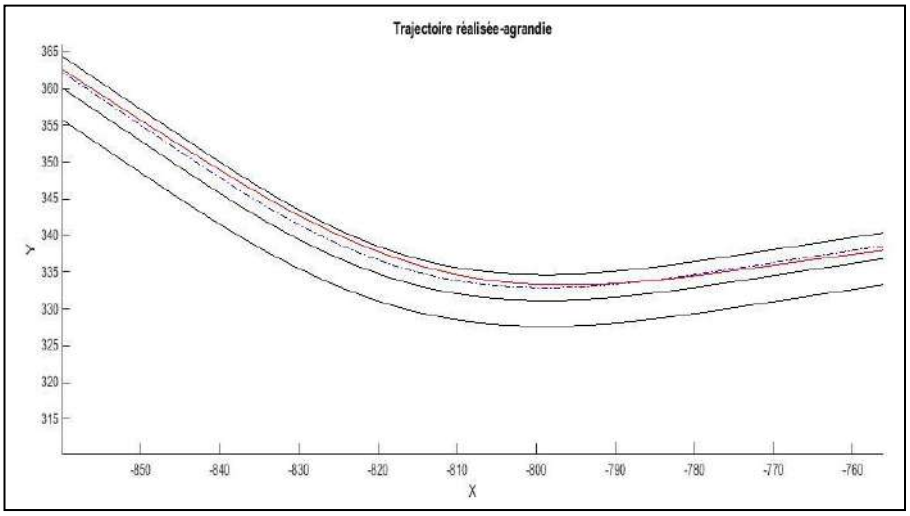


Figure III.3 : Zoom sur le déplacement du véhicule sur la trajectoire.

On peut remarquer que le véhicule suit bien la trajectoire aussi bien dans le mouvement longitudinale que latérale.

Les gains LMI obtenu par la toolbox YALMIP :

K_i = **[-8.0397 -14.4795 -63.0158 -3.5054 0.0080 -0.3115]**

Ainsi que la matrice de Lyapunov :

$$P = \begin{bmatrix} 0.1756 & -0.0317 & -0.0046 & -0.0342 & 0.1132 & -1.7399 \\ -0.0317 & 0.0533 & -0.0018 & -0.0047 & -0.0099 & -1.2410 \\ -0.0046 & -0.0018 & 0.0009 & -0.0007 & -0.0073 & 0.0256 \\ -0.0342 & -0.0047 & -0.0007 & 0.0971 & -0.0468 & 0.1558 \\ 0.1132 & -0.0099 & -0.0073 & -0.0468 & 0.4514 & -0.4557 \\ -1.7399 & -1.2410 & 0.0256 & 0.1558 & -0.4557 & 416.5912 \end{bmatrix}$$

III.8.1. Paramètre de simulation du véhicule:

Paramètre	Valeur
m (kg)	1500
ℓ_f (m)	1.0065
C_f (N /rad)	47135
J_s (kgm^2)	0.05
R_s _	16
I_z (kgm^2	2452
ℓ_r (m)	1.4625
C_r (N /rad)	56636
B_s (N /rad)	0 .5
ηt (m)	0.13

Tableau III .1 paramètres du véhicule.

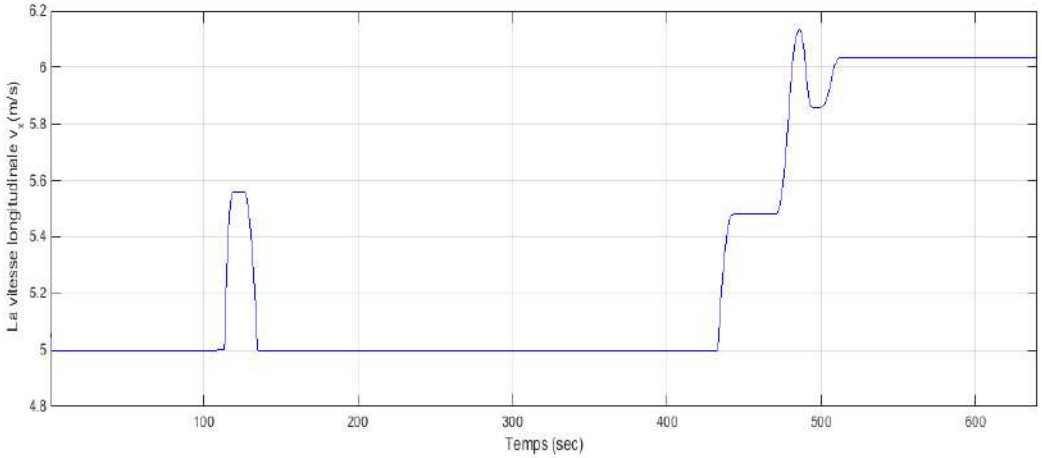


Figure III.4 : La vitesse longitudinale du véhicule.

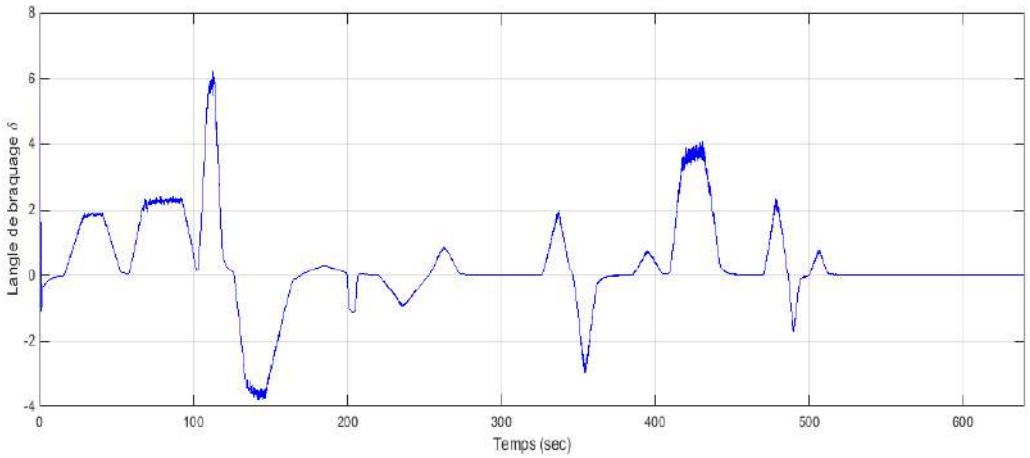


Figure III.5 : L'angle du braquage des roues du véhicule.

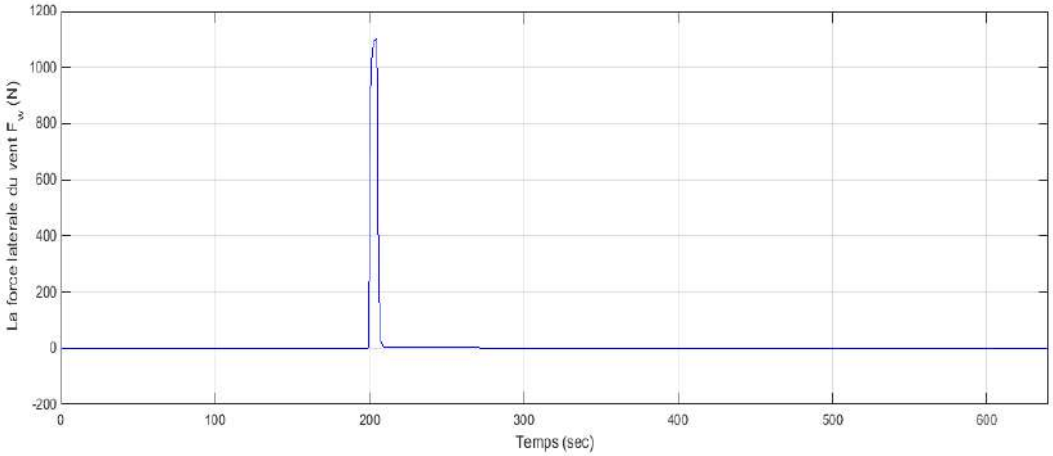


Figure III.6 : La force latérale du vent.

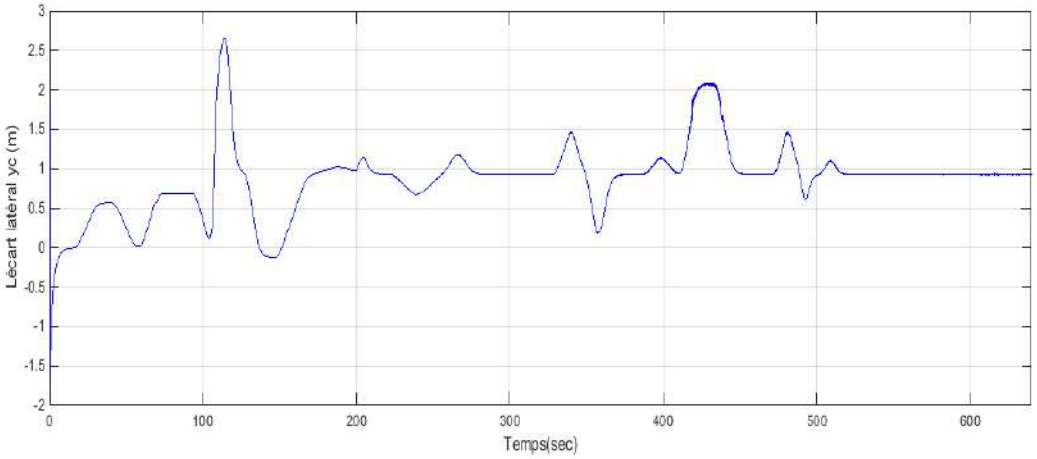


Figure III.7 : Ecart latérale.

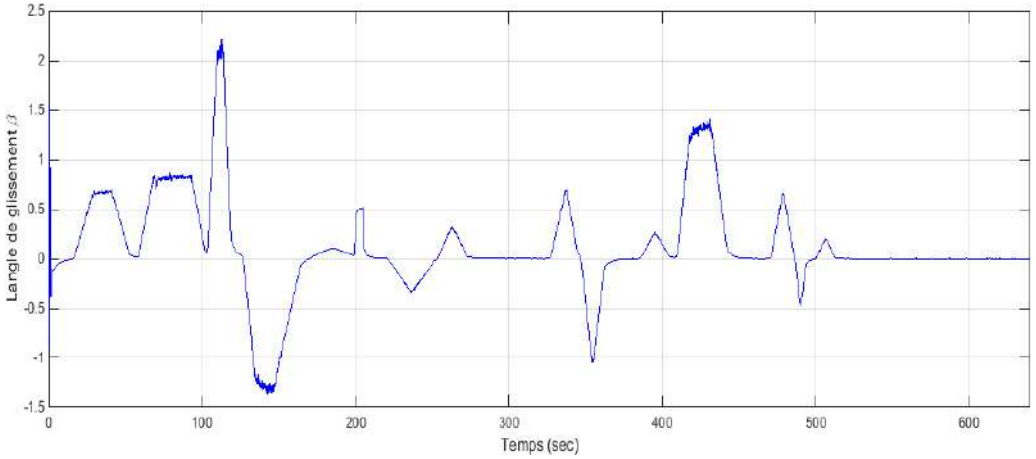


Figure III.8 : L'angle de glissement du véhicule.

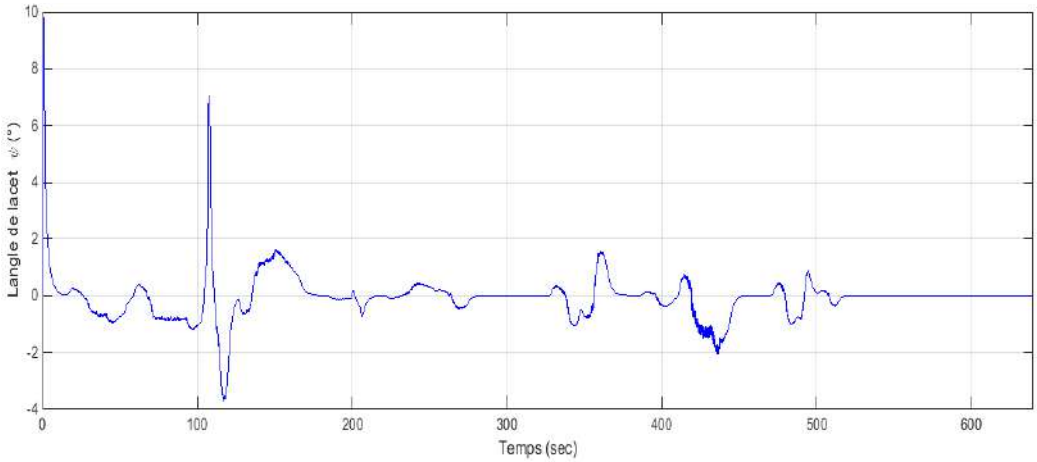


Figure III.9 : L'angle de lacet du véhicule.

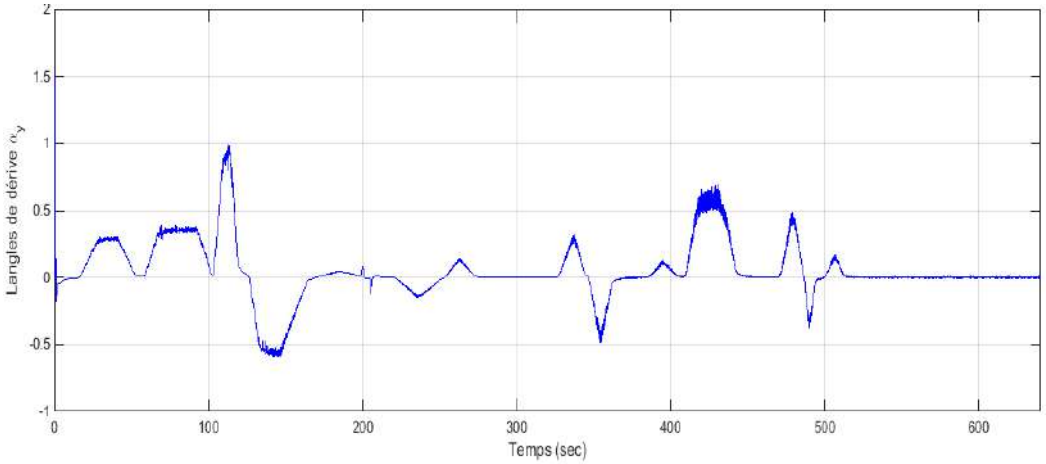


Figure III.10 : L'angle de dérive des pneus

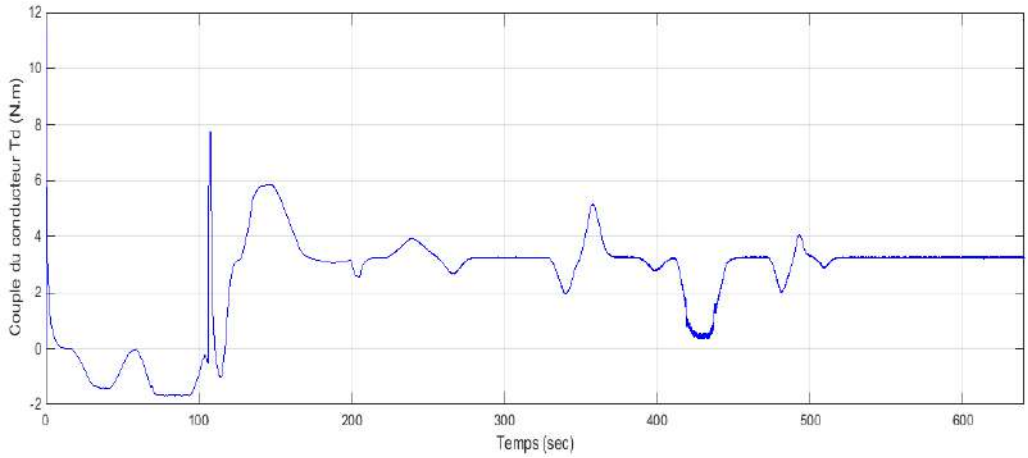


Figure III.11 : Couple du conducteur.

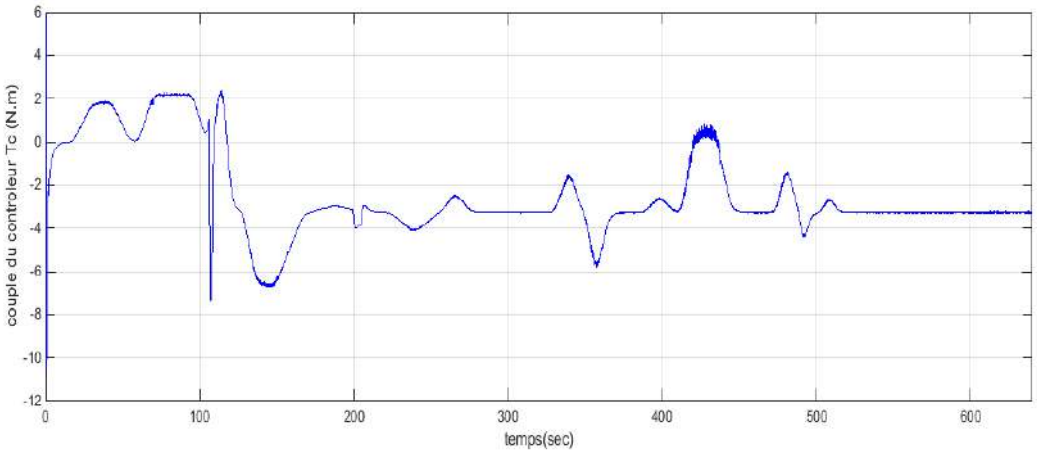


Figure III.12 : Couple du contrôleur.

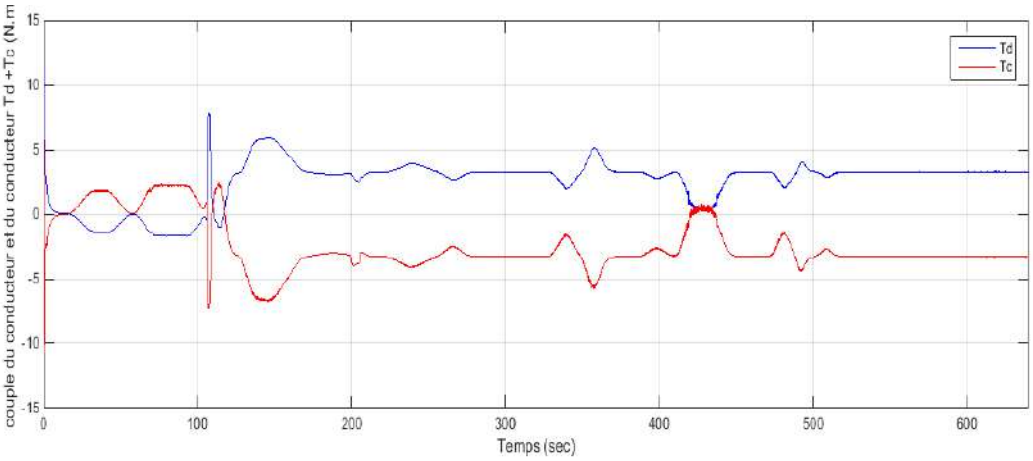


Figure III.13: Couple du conducteur et du contrôleur.

Dans la figure III.4 on peut voir que la vitesse longitudinale varie selon l'état de la conduite, a environ 430 s on remarque qu'elle augmente progressivement pour des lignes direct et se stable pour des virages et cela suivant la trajectoire du véhicule.

Pour la figure III .5 on voit bien qu'il y a un important changement de direction de la droite vers la gauche dans les 120 s selon les virages qui sont un peu proche l'un de l'autre. On peut bien le voir sur la figure III.9 qui montre les variations de l'angle de lacet.

Pour la figure III.6 on a injecté a 200 s une force du vent latéral de 1500 N comme une perturbation et on remarque bien une légère différence dans le couple, l'angle du braquage du véhicule et l'angle du glissement du véhicule ce qui implique que notre contrôleur est robuste en face des perturbations externes,

La figure III.7 montre que le véhicule maintien un peu prés 1 mètre d'écart pour ce positionné au milieu de la route pour les lignes direct et cette distance varie entre 2 et 0 dans le cas des virages.

On va bien que dans la figure III.5 et figure III.8 l'angle du glissement du véhicule suit bien l'angle du braquage des roues ce qui indique qu'il n y a pas de glissement.

Le maintien du véhicule est assuré par le couple conducteur et contrôleur en contre réaction (figure III.13) et en voit bien que le contrôleur en agissant sur la direction essaye d'anticiper les actions du conducteur.

Le véhicule termine sa trajectoire dans environ 650 sec et selon les situations de conduite (Latéral en présence de virage) sur la route. On peut distinguer aussi que le contrôleur développé assure bien le maintien de véhicule sur sa trajectoire dans le cas de la présence des perturbations agissants sur le véhicule.

III.9. Conclusion :

Ce chapitre à été consacre a la construction du modèle de type flou TS du véhicule, a l'étude sa stabilité pour l'élaboration et la simulation d'un contrôleur flou TS pour le maintien de route. Les résultats de simulation montrent que le contrôleur de type flou TS permet d'assurer la stabilité et la sécurité de véhicule.

CONCLUSION GENERALE

Conclusion générale :

Les travaux effectués dans ce mémoire se sont focalisés sur les applications des méthodes et techniques d'Automatique à des problématiques actuelles de véhicule. La première partie s'est attachée à fixer les objectifs de ce travail. Nous avons présenté un bref état de l'art sur les systèmes de sécurité des véhicules. On a aussi discuté la dynamique longitudinale et latérale du véhicule.

Ensuite Nous avons présenté la modélisation du véhicule sur la route et validation par simulation d'un modèle prenant en compte les aspects dynamiques et aérodynamiques.

Dans le dernier chapitre, on a utilisé ces modèles pour la linéarisation de ces derniers par l'utilisation des hypothèses simplificatrices afin de les utiliser dans la synthèse de contrôleur flou TS.

En perspective, nous espérons pouvoir faire la conception d'un partage de conduite dans la présence d'un obstacle sur la route la prise en compte de la dynamique verticale du véhicule. Nous souhaitons que cette étude puisse donner un coup de pousse pour ceux qui vont nous succéder et continuer l'élaboration de ce projet.

BIBLIOGRAPHIE

[1] Gissinger, G. (2002). *La voiture intelligente* (Traité IC2, série Systèmes automatisés). Hermes Science. 2002

[2] R. Bishop.Intelligent *Vehicles Technology and Trends*. Artech House, 2005.

[3] Rajesh Rajamani. *Vehicle Dynamics and Control*. Springer, 2012.

[4] Wang, D. and Qi, F., "Trajectory planning for a four wheel steering vehicle," *Proceedings of the 2001 IEEE International Conference on Robotics and Automation, Seoul, Korea,* May21-26, 2001.

[5] Ackerman, J., "Robust control prevent car skidding, "*IEEE Control Systems Magazine,* Vol. 17, No. 3, June 1997, pp. 23-31.

[6] Guldner, J., Tan, H.-S. and Patwardhan, S., "Analysis of automatic steering control for highway vehicle with look-down lateral reference systems", *Vehicle System Dynamics,* vol. 26, no. 4, pp.243-269, 1996.

[7] [Soualmi et al., 2012] Soualmi, B., Sentouh, C., Popieul, J. C., and Debernard, S.(2012).

[8] S. Mammar and D. Koenig. Vehicle handling improvement by active steering. *Vehicle System Dynamics*, 38(3):211–242, 2002.

[9] H.B. Pacejka, E. Bakker, and L. Nyborg. Tyre modelling for use in vehicle dynamics studies. *SAE paper*, 870421, 1987.

[10] Ahmed Chaibet. *Contrôle Latéral et Longitudinal pour le Suivi de Véhicule*. PhD thesis, University of Evry-Val-d 'Essonne, June 2006.

[11] J.C. McCall and M.M. Trivedi. Video-based lane estimation and tracking for driver assistance: survey, system, and evaluation. *IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems*, 7(1):20–37, 2006.

[12] M. Nagai, H. Mouri, and P. Raksincharoensak. Vehicle lane-tracking control with steering torque input. *Vehicle System Dynamics*, 37:267–278, 2003.

[13] Jornsen Reimpell, Helmut Stoll, and Jurgen Betzler. *Automotive chassis: engineering principles*. Butterworth-Heinemann, 2001.

[14] RA Hess and A. Modjtahedzadeh. A control theoretic model of driver steering behavior. *IEEE Control Systems Magazine*, 10(5):3–8, 1990.

[15] Dario D Salvucci and Rob Gray. A two-point visual control model of steering. *Perception-London*, 33(10) :1233–1248, 2004.

[16] C. Sentouh, P. Chevrel, F. Mars, and F. Claveau. A sensorimotor driver model for steering control. *In IEEE International Conference on Systems, Man and Cybernetics,* pages 2462–2467, 2009.

[17] Edmund Donges. A two-level model of driver steering behavior. *Human Factors: The Journal of the Human Factors and Ergonomics Society*, 20(6):691–707, 1978.

[18] Michael Land and Julia Horwood. Which parts of the road guide steering? *Nature*, 377:339–340, 1995.

[19] Lotfi A Zadeh. Fuzzy sets. *Information and control*, 8(3):338–353, 1965.

[20] A. Sala, T.M. Guerra, and R. Babuska. Perspectives of fuzzy systems and control. *Fuzzy Sets and Systems*, 156(3):432–444, 2005.

[21] K. Tanaka, T. Ikeda, and H.O. Wang. Robust stabilization of a class of uncertain nonlinear systems via fuzzy control : quadratic stabilizability, H∞ control theory, and linear matrix inequalities. *IEEE Transactions on Fuzzy Systems*, 4(1):1–13, 1996.

[22] K. Tanaka, T. Ikeda, and H.O. Wang. Fuzzy regulators and fuzzy observers : relaxed stability conditions and LMI-based designs. *IEEE Transactions on Fuzzy Systems*, 6(2):250–265, 1998.

[23] Antonio Sala. On the conservativeness of fuzzy and fuzzy-polynomial control of nonlinear systems. *Annual Reviews in Control*, 33(1):48–58, 2009.

[24] K. Tanaka and H.O. Wang. *Fuzzy control systems design and analysis : a linear matrix inequality approach*. Wiley-Interscience, 2001.

[25] Pascal Gahinet, Arkadii Nemirovskii, Alan J Laub, and Mahmoud Chilali. The LMI control toolbox. *In Proceedings of the 33rd IEEE Conference on Decision and Control*, 1994. Volume 3, pages 2038–2041. IEEE, 1994.

[26] P. F. TOULOTTE. *Attelage virtuel pour véhicules automatisés*. PhD thesis, Université de Valenciennes et du Hainaut-Cambrésis, 2006.

[27] T. Takagi and M. Sugeno. Fuzzy identification of systems and its applications to modelling and control. *IEEE Transactions on Systems, Man and Cybernenics-Part B: Cybernetics*, 15(1):116–132, 1985.

[28] J. Li, H.O.Wang, D. Niemann, and K. Tanaka. Dynamic parallel distributed compensation for Takagi-Sugeno fuzzy systems: An LMI approach. *Information sciences*, 123(3-4):201–221, 2000.

[29] A. El Hajjaji and S. Bentalba. Fuzzy path tracking control for automatic steering of vehicles. *Robotics and Autonomous Systems*, 43(4):203–213, 2003.

[30] H.O. Wang, K. Tanaka, and M.F. Griffin. An approach to fuzzy control of nonlinear systems: Stability and design issues. *IEEE Transactions on Fuzzy Systems*, 4(1):14–23, 1996.

[31] T.M. Guerra and L. Vermeiren. Control laws for Takagi-Sugeno fuzzy models. *Fuzzy Sets and Systems*, 120(1):95–108, 2001.

[32] T.M. Guerra and L. Vermeiren. LMI-based relaxed non quadratic stabilization conditions for nonlinear systems in the Takagi-Sugeno's form. *Automatica*, 40(5):823–829, 2004.

[33] Boyd, S., El Ghaoui, L., Feron, E., and Balakrishnan, V., *Linear Inequalities in System and Control Theory*. Philadelphia, PA: *SIAM*, 1994

[34] Zhou, K., and Khargonedkar, P., Robust Stabilization of linear systems with norm-bounded time-varying uncertainty. *Sys. Control Letters*., 10, pp. 17-20, 1988.

[35] Wang, H.O., Tanaka, K., and Griffin, M., An approach to fuzzy control of non linear systems : Stability and design issues. *IEEE Transactions on Fuzzy Systems*, Vol 4, pp 14-23, 1996.