HAL
open science

Analysis and reconstruction of powered two wheeled (PTW) vehicles dynamics and limit lean angle detection

Chenane Chabane

To cite this version:

Chenane Chabane. Analysis and reconstruction of powered two wheeled (PTW) vehicles dynamics and limit lean angle detection. Automatique / Robotique. Université d'Evry-Val-d'Essonne, 2014. Français. NNT : 2014EVRY0037 . tel-01766717

HAL Id: tel-01766717

https://hal.science/tel-01766717

Submitted on 18 Apr 2018

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

Université d'Évry Val d'Essonne **École doctorale S&I**
Numéro d'ordre ...

Analyse et reconstruction de la dynamique des Véhicules à Deux Roues Motorisés (VDRM) et détection de situations limites de roulis

THÈSE

présentée et soutenue publiquement le 26 Juin 2014

pour l'obtention du

Doctorat de l'Université d'Évry Val d'Essonne

(Spécialité Automatique)

par

Chabane CHENANE

Composition du jury

Président :	Nacer K. M'SIRDI	Professeur des Universités, Polytech de Marseille
Rapporteurs :	Michel BASSET	Professeur des Universités, Université Haute-Alsace
	Alessandro C. VICTORINO	Maître de Conférences - HDR, UTC
Examinateurs :	Sébastien GLASER	Ingénieur TPE, IFSTTAR-LIVIC
	William PASILLAS-LEPINE	Chargé de recherche CNRS, Supélec
Encadrant :	Hichem ARIOUI	Maître de Conférences - HDR, Université d'Évry
	Dalil ICHALAL	Maître de Conférences, Université d'Évry
Directeur :	Saïd MAMMAR	Professeur des Universités, Université d'Évry

Laboratoire Informatique, Biologie Intégrative et Systèmes Complexes
IBISC-EA 4526. 40, Rue de Pelvoux 91020 Evry Courcouronnes

Remerciements

Le travail présenté dans ce mémoire a été effectué au sein du Laboratoire d'Informatique, Biologie Intégrative et Systèmes Complexes (IBISC) de l'Université d'Évry Val d'Essonne, sous la direction de Monsieur Saïd MAMMAR, Professeur à l'Université d'Evry et de Monsieur Hichem ARIOUI, Maître de Conférences HDR à l'Université d'Évry, ainsi que le co-encadrement de Monsieur Dalil ICHALAL, Maître de Conférences à l'Université d'Évry.

Je souhaite tout d'abord remercier Monsieur MAMMAR pour sa sympathie, son soutien scientifique et surtout sa confiance. Je voudrais remercier également Messieurs ARIOUI et ICHALAL pour leurs précieux conseils et leur bon suivi.

Je voudrais exprimer ma gratitude et mes sincères remerciements à Messieurs Michel BASSET, Professeur à l'Université de Haute Alsace et Alessandro C. VICTORINO, Maître de Conférences HDR à l'Université de technologie de Compiègne qui m'ont fait l'honneur d'être les rapporteurs de ma thèse.

J'adresse mes plus vifs remerciements à Messieurs Nacer K. M'SIRDI, Professeur à l'École Polytechnique Universitaire de Marseille, Sébastien GLASER Ingénieur TPE à IFSTTAR-LIVIC et William PASILLAS-LEPINE Chargé de recherche CNRS à Supélec, d'avoir accepté d'examiner mon travail. Je tiens a remercié encore une fois Monsieur GLASER pour son aide précieuse sur la fonction de risque.

Je souhaiterais remercier chaleureusement mes amis pour leurs soutient moral, sans oublié mes collègues de travail et l'ensemble du personnel du IBISC pour avoir créé une ambiance amicale tout au long de ma thèse.

Finalement, mes plus grands remerciements s'adressent à ma famille : mes parents, mes frères et sœurs pour leurs encouragements et leur soutien, malgré la distance qui nous a séparés.

Â toutes et à tous un grand merci (tanmirt).

Â mes parents
Â mes frères et soeurs
Â ma famille
Â mes amis

Citations

Tout obstacle renforce la détermination. Celui qui s'est fixé un but n'en change pas.
Léonard De Vinci

Le deux roues accompagne le temps jusqu'à ce qu'il s'arrète.
Chabane

Avant-propos

Résumé

Le monde des Véhicules à Deux Roues Motorisés (VDRM) a changé considérablement, en matière de qualité et de performances. Ces véhicules ont pris une place importante dans notre vie quotidienne, que ce soit pour les déplacements ou les loisirs, ce qui a contribué à l'augmentation et à la diversité du parc. Néanmoins, la sécurité des usagers est devenue une des préoccupations des institutions routières et des organismes de recherche, vu le nombre croissant des accidents et la vulnérabilité à laquelle sont confrontés.

Nos travaux de recherche s'inscrivent dans la thématique d'étude (modélisation et observation) et d'analyse de la dynamique limite des VDRM. L'objectif étant la conception des outils nécessaires à l'établissement de systèmes d'aide à la conduite, de type préventif, dédiés à renforcer la sécurité du conducteur et à améliorer sa conduite. Le principal outil est un bon dispositif de simulation, vu les contraintes rencontrées pour la réalisation en pratique des tests, tel que la sécurité du pilote, le coût, etc. C'est ainsi, qu'une synthèse de trois modèles dynamiques non linéaires, à un corps, à deux corps et à cinq corps, est proposée. Une fonction de risque, relative à l'angle de roulis du véhicule maximal, est établie. Sa variation en fonction des paramètres inertiels et géométriques de l'ensemble véhicule et conducteur, de leurs dynamiques et de l'infrastructure, a fait l'objet d'une étude approfondie. La difficulté d'implémentation de nombreux capteurs, nous a conduit à concevoir des méthodes d'observation des dynamiques importantes pour la mise en pratique des systèmes de sécurité. Pour ce faire, nous avons reconstruit les grandeurs, contribuant à la dynamique latérale, par l'application de l'observateur Proportionnel Double Intégral (P2I) sur deux cas de modèles (3DDL et 4 DDL). La dernière partie du mémoire, est consacrée aux travaux réalisés sur l'instrumentation du prototype Scooter dont dispose le laboratoire. L'analyse des données enregistrées sur piste et la validation des techniques d'observation développées y sont détaillées.

Mots clés : véhicules à deux roues motorisés, dynamique véhicule, systèmes d'aide à la conduite, équilibre latéral, observateurs à entrées inconnues.

Abstract

The world of Powered Two Wheeled (PTW) vehicles has changed considerably in quality and performance. These vehicles have taken an important place in our live, whether for transportation or leisure, which contributed to the increasing and diversity of their park. However, the safety of users has become a concern of road institutions and research organizations, given the increasing number of accidents

and vulnerability at which they are faced.

Our research fall within the thematic study of modeling, observation and dynamic limit analysis of the PTW vehicles. The main objective is to design tools needed to establish safety systems, of preventive kind, dedicated to enhance driver safety and improve his conduct. The main tool is a good device simulation, given the constraints encountered in the practical realization of tests, such as driver safety, cost, etc. For this, a synthesis of three non-linear dynamic models of one body, two bodies and five bodies, is proposed. A risk function relative to the maximum roll angle of the vehicle is established. Its variation according to the inertial and geometric parameters of the whole vehicle and driver, their dynamics and infrastructure, has been subject of extensive study. The difficulty of implementing many sensors has led us to develop methods to reconstruct the important dynamics for the implementation of safety systems. To do this, we reconstructed quantities contributing to the lateral dynamics by applying the Proportional Two Integral (P2I) observer. The last part of the manuscript is devoted to the work carried out about the instrumentation of the Scooter prototype, available at our laboratory. The analysis of the recorded data on the test track and the validation of the observers developed are detailed.

keywords : Powered Two Wheeled (PTW) vehicles, vehicle dynamics, advanced driver assistance systems, unknown input observer.

Table des matières

iii

v

Table des figures **1**

Liste des tableaux **5**

1 Introduction générale **9**

1.1 Introduction 9

1.2 Parc et accidentologie des VDRM 11

1.2.1 Parc des VDRM 11

1.2.2 Accidentologie 12

1.3 Facteurs d'accidents et scénarios types 13

1.3.1 Impact de l'infrastructure 15

1.3.2 Trajectoire de sécurité dans un virage 17

1.4 Systèmes de transports intelligents 18

1.4.1 Etapes d'intervention sécuritaires 18

1.4.2 Communication véhicule/conducteur 19

1.5 Plan du mémoire 21

1.6 Listes des publications 22

2 Modélisation dynamique : V2R, conducteur et infrastructure **23**

2.1 Introduction 23

2.2 Historique sur l'étude des deux roues 25

2.3 Géométrie et équilibre des VDRM 26

2.3.1 Géométrie des VDRM 26

2.3.2 Equilibre des VDR 28

2.4 Modélisation des efforts pneumatiques 30

2.4.1 Dynamiques conditionnant les efforts 31
2.4.2 Efforts de contact 35
2.5 Synthèse de Modèles des VDRM 48
2.5.1 Formalisme de Lagrange 50
2.5.2 Modèle à un seul corps d'un VDRM 52
2.5.3 Modèle à deux corps d'un VDRM 55
2.5.4 Modèle à cinq corps d'un VDRM 60
2.6 Conclusion 64

3 Dynamique limite de roulis des VDRM 67
3.1 Introduction 67
3.2 Systèmes d'assistance à la conduite des VDRM 68
3.3 Equilibre latéral d'un VDRM 72
3.3.1 Les forces de frottement 72
3.4 Analyse de la dynamique limite de roulis : modèle à 3DDL 75
3.4.1 Influence des paramètres inertiels et géométriques 77
3.4.2 Influence des paramètres de l'infrastructure 78
3.4.3 Influence des paramètres liés à la dynamique du véhicule . . . 82
3.5 Analyse de la dynamique limite de roulis : modèle à 4DDL 86
3.5.1 Influence du buste du conducteur 86
3.6 Conclusion 89

4 Observation de la dynamique latérale des VDRM 91
4.1 Introduction 91
4.2 Techniques d'observation appliquées aux VDRM 92
4.3 Observateurs de systèmes linéaires 93
4.3.1 Principe des observateurs et critères d'observabilité 94
4.4 Synthèse d'observateurs à entrées inconnues 95
4.4.1 Observateur Proportionnel Multi-Intégral à synthèse H_∞ . . . 97
4.4.2 Observateur Proportionnel Double Intégral à synthèse H_∞ . . 103
4.5 Estimation des états dynamiques et des entrées inconnues des VDRM 104
4.5.1 Observation d'un modèle à 3 DDL 104
4.5.2 Observation d'un modèle à 4 DDL 110
4.6 Conclusion 126

5 Tests expérimentaux et Validations **127**
5.1 Introduction 127
5.2 La platforme instrumentée 129
5.2.1 Synthèse des paramètres géométriques et inertiels 130
5.2.2 Dispositifs d'acquisition des mesures 131
5.3 Premiers tests 139
5.3.1 Données enregistrées sur piste 140
5.3.2 Reconstruction de quelques états et entrées inconnues 143
5.4 Conclusion 147

6 Conclusions et Perspectives **149**
6.1 Conclusions 149
6.2 Perspectives 151

A Équations des modèles non linéaires **153**
A.1 Équations du modèle à un seul corps 153
A.2 Équations du modèle à deux corps 154

B Modèles des efforts **157**
B.1 Modèles des efforts 157
B.1.1 Modèle linéaire 157
B.1.2 Modèle non linéaire 158

C Synthèse des équations pour le calcul de la fonction de risque **161**
C.1 Equation E_{qf} du modèle 4DDL 161
C.2 Equation E_{qr} du modèle 4DDL 162

D Modèle analytique à 4 DDL **163**

Bibliographie **165**

Bibliographie **165**

Table des figures

1.1 Exemple de véhicules à deux roues 10
1.2 Evolution des parcs depuis 1970 11
1.3 Taux de mortalité par catégorie d'usagers en 2013 12
1.4 Répartition des motocyclistes tués selon le milieu 13
1.5 Variation du rayon de courbure 16
1.6 Dévers inadéquat en virage 16
1.7 Trajectoire d'un VDRM dans un virage 17
1.8 Etapes d'intervention des différents systèmes de sécurité 19
1.9 Architecture du système de prévention du risque 20
1.10 IHM à mode vibratoire pour les VDRM 20

2.1 Les limites des angles de glissement latéral et de carrossage pour les véhicules 24
2.2 Géométrie d'un VDR 27
2.3 Position du point de contact 28
2.4 Equilibre en latéral 29
2.5 Efforts de contact pneu-sol 30
2.6 Angle et surface de glissement latéral 31
2.7 Variation des angles de glissement latéral en fonction du roulis 32
2.8 Variation de la longueur de relaxation en fonction de γ 34
2.9 Variation de la longueur de relaxation en fonction de F_z 34
2.10 Allure des forces de contact en fonction du glissement 35
2.11 Forces longitudinales au point de contact 36
2.12 Comparaison des valeurs des forces en (N) et des taux de glissement 37
2.13 Variation de F_x en fonction de F_z et σ 38
2.14 Force latérale linéaire en fonction de α et γ 39
2.15 Influence de σ sur la dérive et la force latérale 40
2.16 Influence de σ sur l'angle de carrossage et la force latérale 40
2.17 Influence de la charge et de l'angle de carrossage sur la force latérale 41
2.18 Dynamique transitoire de α et γ et leur impact sur F_y 41
2.19 Moment de lacet 42
2.20 Evolution linéaire du moment d'auto-alignement 43
2.21 Evolution non linéaire du moment d'auto-alignement $(-M_z)$ 43
2.22 Couple de renversement dû au glissement latéral et au carrossage . . 44

2.23 Moment de renversement en fonction de l'angle de carrossage 45
2.24 Moment de résistance au roulement 45
2.25 Variation de f_w et M_y en fonction de la vitesse longitudinale 46
2.26 Variation de F_x en fonction κ et de α 47
2.27 Variation de la force latérale 47
2.28 Variation du moment d'auto-alignement 47
2.29 Définition des repères R_a, R_0, R_1, R_2 et R_3 49
2.30 Configuration du modèle à un seul corps 52
2.31 Schéma de commande 54
2.32 Etats du modèle et condition d'équilibre latéral 54
2.33 Influence du dévers 55
2.34 L'influence du conducteur sur le DRM 56
2.35 Schéma d'un VDRM à deux corps 57
2.36 Changement de repère pour le corps M_c 58
2.37 Influence du buste du conducteur 60
2.38 Schéma d'un VDRM à cinq corps 61
2.39 Changement de repère pour le corps M_f 62
2.40 Influence du buste du conducteur 64

3.1 Classification des systèmes d'assistances aux VDRM 69
3.2 Le concept de l'ellipse de friction illustrant le couplage de la force de frottement longitudinale et latérale 73
3.3 Zones d'action des systèmes d'assistance 74
3.4 Influence des paramètres géométriques et inertiels 78
3.5 Influence de l'adhérence 79
3.6 Influence de la courbure de la route 81
3.7 Le dévers de la route 82
3.8 Influence de l'angle transversal de la route 83
3.9 Influence de la vitesse longitudinale 84
3.10 Influence de l'accélération longitudinale 85
3.11 Influence de l'inertie du buste du conducteur 87
3.12 Influence de l'inclinaison latérale du buste du conducteur 88

4.1 Schéma de principe d'un observateur 93
4.2 Schéma de principe d'un observateur à entrées inconnues 95
4.3 Structure d'un observateur PMI 99
4.4 Les états (bleu) et leurs estimation (rouge) 108
4.5 Les entrées inconnues (bleu) et leurs estimation (rouge) 108
4.6 Erreurs d'estimation des dynamiques 109
4.7 Trajectoire du véhicule à vitesse longitudinale $v_x = 15m/s$ 116
4.8 Simulation et estimation des mesures sans bruits 117
4.9 Simulation et estimation des états non mesurés sans bruits 117
4.10 Simulation et estimation des EI sans bruits 118
4.11 Simulation et estimation des mesures avec bruits 118

4.12 Simulation et estimation des états non mesurés avec bruits 119
4.13 Simulation et estimation des EI avec bruits 119
4.14 Trajectoire du véhicule 120
4.15 Simulation et estimation des mesures sans bruits 121
4.16 Simulation et estimation des états non mesurés sans bruits 121
4.17 Simulation et estimation des EI sans bruits 122
4.18 Simulation et estimation des mesures avec bruits 122
4.19 Simulation et estimation des états non mesurés avec bruits 123
4.20 Simulation et estimation des EI avec bruits 123
4.21 Simulation et estimation des mesures sans bruits 124
4.22 Simulation et estimation des états non mesurés sans bruits 125
4.23 Simulation et estimation des EI sans bruits 125

5.1 Le prototype scooter instrumenté 129
5.2 Modélisation CAO du véhicule sans et avec le conducteur 130
5.3 Unité d'acquistion des données 132
5.4 Positionnement de la centrale inertielle 133
5.5 Positionnement du codeur absolu 134
5.6 Positionnement du GPS Hi-204E 135
5.7 Le site de l'UFR 136
5.8 Trajectoire du scooter 136
5.9 Capteur à effet Hall de la roue arrière 137
5.10 Positionnement du capteur inclinomètre 138
5.11 Affichage des données sur l'IHM 139
5.12 Données de la centrale inertielle 141
5.13 Données du codeur optique 141
5.14 Données du capteur à effet hall de la roue arrière 142
5.15 Données du capteur inclinomètre 142
5.16 Le vecteur d'état : mesures et estimations 143
5.17 Les entrées inconnues : mesures et estimations 144
5.18 Les mesures et estimations 145
5.19 Estimations des états non mesurés 146
5.20 Les entrées inconnues : mesures et estimations 146

Liste des tableaux

3.1 Les paramètres des trois véhicules 77
3.2 Rayon de courbure minimal dans les virages en fonction de la vitesse 80
3.3 L'angle du dévers en fonction du rayon de courbure 81
3.4 Les paramètres inertiels des deux conducteurs 87

5.1 Paramètres du modèle à un seul corps 131
5.2 Paramètres du modèle à quatres corps 131

Notations

$i = f, r$: indice des pneumatiques avant et arrière

x et y (m) : déplacement longitudinal et latéral du véhicule

ϕ et ψ (rad) : angles de roulis et de lacet du véhicule

δ (rad) : angle de rotation de la fourche

ϕ_r (rad) : angle de roulis de buste du conducteur

ϕ_d (rad) : angle de dévers de la route

α et γ (rad) : angles de glissement latéral (de dérive) et de carrossage

κ $(\%)$: taux de glissement longitudinal

$\dot{\phi}$ et $\dot{\psi}$ $(rad.s^{-1})$: vitesses angulaires de roulis et de lacet du véhicule

$\dot{\delta}$ $(rad.s^{-1})$: vitesse angulaire de braquage

$\dot{\phi}_r$ $(rad.s^{-1})$: vitesse angulaire de roulis de buste du conducteur

τ $(N.m)$: couple appliqué par le conducteur sur la guidon

τ_c $(N.m)$: couple dû à l'inclinaison du buste du conducteur autour de la selle

h (m) : hauteur du centre de gravité du véhicule

p (m) : hauteur du centre de gravité du conducteur par rapport à la selle

h_c (m) : hauteur de la selle par rapport à la terre

R_f et R_r (m) : rayons des roues avant et arrière

L_f (m) : distance du centre de la roue avant au centre de gravité de la partie arrière

L_r (m) : distance du centre de la roue arrièere au centre de gravité de la partie arrière

m_f et m_r (kg) : masses des parties avant et arrière du véhicule

m_c (kg) : masse de la partie haute du conducteur

I_{ji} $(kg.m^2)$: moment d'inertie du corps $(i = f, r, c)$ selon l'axe $(j = x, y, z)$

ω_f et ω_r $(m.s^{-1})$: vitesses de rotation des roues avant et arrière

F_{xf} et F_{xr} (N) : forces longitudinales des pneumatiques avant et arrière

F_{yf} et F_{yr} (N) : forces latérales des pneumatiques avant et arrière

M_{xf} et M_{xr} $(N.m)$: moments de renversement des pneumatiques avant et arrière

M_{zf} et M_{zr} $(N.m)$: moments d'auto-alignement des pneumatiques avant et arrière

M_{yf} et M_{yr} $(N.m)$: moments de résistance au roulement des pneumatiques avant et arrière

ρ (m^{-1}) : courbure de la route

μ : coefficient d'adhérence de la chaussée

η (m) : chasse pneumatique

Acronymes

VDRM : Véhicule à Deux Roues Motorisé

ONISR : Observatoire National Interministériel de la Sécurité Routière

MADYMO : MAthematical DYnamic MOdel

DDL : Degré De Liberté

EI : Entrée Inconnue

CAS : Computer Algebra Software

LISP : list processing (traitement de listes)

ITS : Intelligent Transportation System

DDC : Dynamic Damping Control

LKS : Lane keeping System

LDW : Lane Departure Warning

ISA : Intelligent Speed Adaptation

DTC : Direct Tilt Control

MSC : Motorcycle Stability Control

IHM : Interface Homme Machine

LMI : Linear Matrix Inequality - Inégalité Matricielle Linéaire

LPV : Linear Parameter Varying - Linéaire à Paramètres Variants

TS : Takagi-Sugeno

CAO : Conception Assistée par Ordinateur

ECO : Mode économie d'énergie

VGA : Video Graphics Array

Chapitre 1

Introduction générale

Sommaire

1.1 Introduction **9**
1.2 Parc et accidentologie des VDRM **11**
1.2.1 Parc des VDRM 11
1.2.2 Accidentologie 12
1.3 Facteurs d'accidents et scénarios types **13**
1.3.1 Impact de l'infrastructure 15
1.3.2 Trajectoire de sécurité dans un virage 17
1.4 Systèmes de transports intelligents **18**
1.4.1 Etapes d'intervention sécuritaires 18
1.4.2 Communication véhicule/conducteur 19
1.5 Plan du mémoire **21**
1.6 Listes des publications **22**

1.1 Introduction

Les véhicules à deux roues, bicyclettes et à moteur tels que les Motos et les scooters, ont pris une place importante dans notre vie quotidienne, que ce soit pour les déplacements ou les loisirs. L'invention des premiers prototypes remonte à plus de 3 siècles. La Draisine fut la première machine des véhicules à deux roues, fabriquée par l'allemand Baron Karl von Drais en 1816 [1, 2] (cf, figure 1.1), et qui a marqué le début d'une longue série d'inventions menant aux deux roues contemporains. Si on considère le tout premier Véhicule à Deux Roues Motorisé (VDRM), même s'il était fait de bois, ce sera la machine américaine fabriquée par Sylvester Howard Roper en 1867. Cet engin était propulsé par un moteur à charbon à deux cylindres, reliés par une tige à une manivelle fixée sur la roue arrière.

L'histoire des véhicules à deux roues témoigne d'une riche aventure et c'est un des rares domaines où la bride de l'imagination des inventeurs fut librement lâchée. En effet, depuis leur invention à nos jours, de très grandes avancées ont marqué la qualité et le design de ces véhicules, principalement ceux à motorisation où l'on se projette vers de nombreux objectifs, en termes de puissance (Suzuki Hayabusa à $397km/h$) et d'énergie verte à base de moteurs électriques tel que le scoot'elec, qui est notre prototype expérimental.

FIGURE 1.1 – Exemple de véhicules à deux roues

Le monde des VDRM a changé considérablement, en matière de qualité et de performance, ce qui a contribué à l'augmentation et à la diversité du parc. Néanmoins, la sécurité des usagers est devenue une des préoccupations des institutions routières et des organismes de recherche, vu le nombre important des accidents et la vulnérabilité à laquelle ils sont confrontés.

Les travaux de recherche développés, tout au long de ce manuscrit, s'inscrivent dans la thématique d'étude (modélisation et observation) et d'analyse de la dynamique limite des VDRM sur laquelle œuvre notre laboratoire [3, 4, 5, 6]. L'objectif étant la conception des outils nécessaires à l'établissement de systèmes d'aide à la conduite, de type préventif, dédiés à renforcer la sécurité du conducteur et à améliorer sa conduite. Pour ce faire, nous commencerons par définir les principales causes

de l'insécurité routière, qui touche les usagers de ce type de véhicule et les solutions proposées, en termes de systèmes d'assistance avancée au conducteur.

1.2 Parc et accidentologie des VDRM

De nos jours, le parc des VDRM est estimé à environ 313 millions de véhicules. La grande majorité d'entre eux se trouve en Asie avec 77%, 14% en Europe, 5% en Amérique Latine, 2% en Amérique du Nord, et seulement 1% en Afrique, de même au Moyen-Orient [7]. Une des conséquences de cette croissance est une augmentation de l'exposition aux risques de la circulation, un véritable souci pour les pays développés, dont on abordera le cas en France plus loin.

1.2.1 Parc des VDRM

En France, le bilan de la sécurité routière de 2012 [8], de l'Observatoire National Interministériel de la Sécurité Routière (ONISR) montre que le parc des VDRM était de 3.8 millions de véhicules. La plus représentée est la catégorie des motocyclettes lourdes (125 cm^3 et plus) avec 1.7 millions de véhicules, un peu moins pour les motocyclettes légères (moins de 125 cm^3) et les cyclomoteurs (moins de 50 cm^3) avec 1.2 millions et 1.1 millions de véhicules respectivement. Malgré l'importante évolution du parc depuis 1970, comme le montre la figure 1.2 [9], le nombre actuel qui avoisine les 4 millions de véhicules, ne représente que 2% de la circulation.

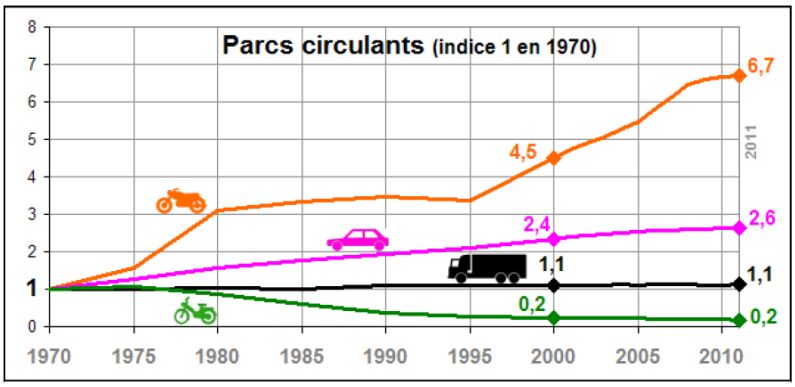

FIGURE 1.2 – Evolution des parcs depuis 1970

En France, un VDRM sur deux est destiné aux loisirs, principalement les grosses cylindrées. Il reste aussi un moyen de déplacement fiable, notamment dans les grandes villes, pour plusieurs avantages tels que : la remontée de files, place de parking, plus économique, moins cher, etc.

1.2.2 Accidentologie

Malheureusement, cette augmentation est suivie d'un risque de plus en plus grandissant. Ce risque, comparé à celui d'un conducteur d'un véhicule léger, est de 18.9 fois supérieur pour un conducteur de motocyclette, près de 17.6 fois supérieur pour un conducteur de cyclomoteur, 1.7 fois moindre pour un chauffeur de poids lourd et 3.6 fois moindre pour un conducteur de camionnette [9].

Le bilan provisoire de l'ONISR de 2013 [10] montre une baisse importante de la mortalité dans les voitures de tourisme. De même pour les cyclomotoristes, alors que la mortalité des motocyclistes est faiblement impactée. En raison de cette lente baisse par rapport aux autres catégories, la part des VDRM dans la mortalité totale devient plus forte avec 25% (cf, figure 1.3).

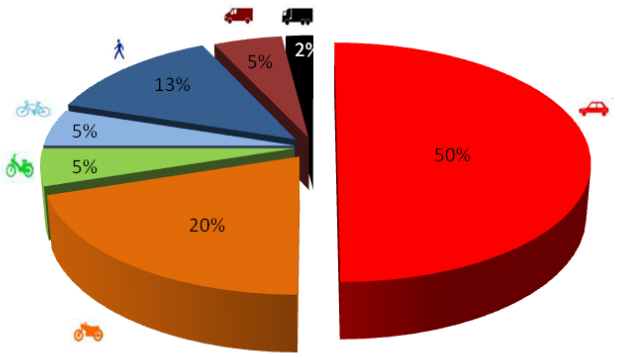

FIGURE 1.3 – Taux de mortalité par catégorie d'usagers en 2013

Si on considère seulement les accidents avec blessés graves et tués, le pourcentage des tués est plus élevé sur les routes à l'extérieur d'une localité (Rase compagne) où l'on roule à grande vitesse, qu'en milieu urbain. Le bilan de 2012 indique que plus d'un motocycliste sur deux ($55,7\%$) conduisant un véhicule de plus de 125 cm^3 est tué lors d'un trajet de loisir, contre $51,3\%$ pour les moins de $125cm^3$. La figure 1.4 consolide ce constat et donne un aperçu sur la répartition des tués selon le milieu. Ceci confirme l'implication du conducteur dans la majorité des accidents.

Selon l'organisme d'études du ministère français de l'urbanisme (Certu), plus d'un tiers des accidents impliquant les VDRM en milieu interurbain, se déroule

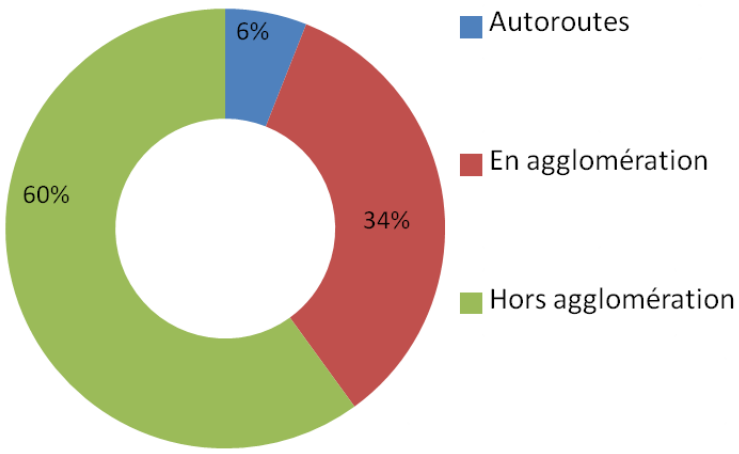

FIGURE 1.4 – Répartition des motocyclistes tués selon le milieu

dans les virages [11]. Le rapport indique que sur la période 2006 – 2008, le nombre des tués motocyclistes était de 41%. Concernant les accidents mortels, impliquant un véhicule seul, la portion des tués sur des trajectoires en courbe est deux fois plus importante que celle en ligne droite.

1.3 Facteurs d'accidents et scénarios types

L'analyse des statistiques permet d'établir plusieurs types de facteurs ayant causé l'accident d'un VDRM. Le facteur humain est généralement le plus répandu, les causes environnementales et les défaillances diverses le sont un peu moins, et les problèmes techniques plutôt rares. Les principales causes accidentogènes les plus rencontrées sont :

L'alcool : il affecte les trois éléments humains essentiels pour la bonne conduite d'un VDRM en toute sécurité à savoir la vision, l'évaluation du danger et le temps de réaction. Ce facteur est très fréquent dans les accidents des deux roues motorisés. Parmi toutes les catégories de conducteurs, les cyclomotoristes représentent la part la plus importante, ayant un taux d'alcool supérieur au taux légal. Elle est estimée à 9% pour les accidents corporels et de 36% pour les accidents mortels. Pour les motocyclistes, elle est de l'ordre de celle des automobilistes et représente 20% en 2012.

L'excès de vitesse : ou vitesse inadaptée joue un rôle prépondérant dans plus

de 40% des accidents mortels (ONISR). Une baisse significative des vitesses moyennes appliquées par les motocyclettes a été enregistrée depuis 2007 contrairement aux voitures de tourisme et aux poids lourds. À l'exception des autoroutes de liaison, les vitesses pratiquées par les motocyclistes sont supérieures à celles pratiquées par les automobilistes. De ce fait, l'excès de vitesse reste un facteur important des situations accidentogènes après l'alcoolémie.

Les infrastructures routières inadaptées : conçues principalement pour les voitures de tourisme et les poids lourds, elles sont moins adaptées pour les deux roues, pour lesquels elles peuvent être dangereuses, puisqu'elles tiennent rarement de leur conception physique. Les principales causes sont liées au manque des normes en matière de mobilier urbain et à la divergence des responsabilités entre les gestionnaires du réseau routier (État, collectivités territoriales). Ce dysfonctionnement provoque généralement la perte de l'adhérence indispensable à l'équilibre du véhicule, tel que la chaussée glissante, notamment au niveau des passages piètons, bouche d'égout, nid de poule, etc. Cela peut induire à des blessures ou les aggraver en cas de choc avec les barrières latérales.

Manque de formation : la formation de conduite des deux roues est très importante. Elle nécessite plus de pratique. Une étude comportementale menée par l'Institut Français des Sciences et Technologies des Transports, de l'Aménagement et des Réseaux (IFSTTAR) montre que le risque au moment de l'interfile, une pratique très courante chez les motards leur permettant un gain de temps et une fuilidité dans le trafic, est plus grand chez les novices. La peur peut entrainer chez eux des comportements inadaptés, d'où la nécessité d'enrichir la formation initiale.

La dynamique complexe du véhicule : les pertes de contôle les plus rencontrées en deux roues sont généralement dues à l'excés de vitesse, notament dans les virages, au mauvais dosage de freins puisque le freinage est l'une des opérations les plus difficiles à appréhender en conduite moto. En effet, lors d'un gros freinage, la suspension arrière de la moto se déleste et la fourche s'écrase, c'est ce qu'on appelle le transfert de charge. De plus, la mauvaise estimation de la trajectoire à suivre, conduit à des manœuvres inadaptées sur la direction et l'inclinaison du buste, au moment de l'entrée ou à la sortie d'un virage.

La fatigue : caractérisée par la difficulté à rester concentré sur les mouvements, surtout que la conduite d'un VDRM demande plus de concentration et l'exactitude dans les manœuvres que pour une conduite d'un autre véhicule. Ces effets se manifetent par des gestes et vision moins efficaces ainsi que des réactions plus lentes.

1.3.1 Impact de l'infrastructure

L'infrastructure routière offre l'une des meilleures façons de réduire les accidents pour les deux-roues motorisés, dès les premières étapes de sa conception. En effet, les constructeurs doivent s'assurer que la conception géométrique de la route et son aménagement sont finalisés, cela inclut toutes les dernières mesures de sécurité pour tous les types d'utilisateurs, que ce soit des poids lourds, des voitures particulières ou des deux-roues motorisés.

L'ERF (The European Union Road Federation) [12] est l'un des organismes qui a mis en évidence la façon dont les deux-roues motorisés souffrent de l'augmentation des niveaux de risque sur l'infrastructure routière européenne. Par exemple, les systèmes de protection en bordure de route [13], tels que les barrières en acier ou en béton, initialement développés pour protéger les occupants des voitures et/ou camions, constituent un véritable danger de mort pour les utilisateurs de VDRM. Des tests ont été réalisés sur le simulateur MADYMO (MAthematical DYnamic MOdel) développé par la société TASS international, montrent l'impact de collision entre le véhicule et les barrières de sécurité, en prenant deux cas possibles : barrière en béton et barrière en cordes, sur la posture du conducteur sous différents angles de choc. Les simulations ont montré que le risque de blessure au moment de la collision avec la barrière, que se soit en béton ou en cordes, est très élevé.

Les anomalies les plus rencontrées dans la conception des routes et qui constituent un danger pour les VDRM sont :

Adhérence de la chaussée : les usagers des VDRM se distinguent par une grande vulnérabilité, une surface de contact très réduite et surtout un équilibre précaire. Ce qui nécessite de bonnes conditions de l'état de la chaussée pour fournir l'adhérence convenable à la circulation des motocycles, particulièrement dans les virages. Quoique, la dégradation de l'état des marquages au sol et des surfaces routières colorées, les nids-de-poule et les fissures, le rapiéçage du revêtement et le mauvais emplacement des couvercles de bouche d'égout, diminuent les normes minimales exigées en termes d'adhérence et augmentent le risque de chute et de perte de contrôle de ces véhicules.

Distance de visibilité d'arrêt insuffisante : une des caractéristiques dangereuses des routes à l'extérieur d'une localité est le manque de visibilité, puisque la forme des virages est généralement relative au tracé du lieu même. De ce fait, la distance d'arrêt nécessaire devant un obstacle se trouve très réduite. Ajoutant les conditions de circulation du VDRM, en termes de vitesse et de l'angle d'inclinaison, la tâche d'évitement se complique et devient très risquée.

Tracé non-homogène : le changement brutal du rayon de courbure dans un virage et la différence entre les rayons de plusieurs virages successifs donne lieu

à des tracés non-homogènes (cf, figure 1.5). Ces anomalies rendent la tâche plus difficile pour les usagers des VDRM, par le choix de la vitesse d'approche et de l'angle d'inclinaison, à bien négocier le virage.

FIGURE 1.5 – Variation du rayon de courbure

Pente transversale insuffisante dans les virages : la pente transversale dite angle du dévers, est conçue pour un écoulement suffisant des eaux. En plus, cet angle permet d'absorber une partie de la force centrifuge et l'amélioration du guidage visuel et la stabilité des VDRM dans les virages. Cependant, un faux angle du dévers, comme le montre la figure 1.6, provoque facilement la chute des véhicules à deux roues motorisés (scooter, motos, etc.), en particulier s'il est associé à des manœuvres soudaines de braquage ou de freinage.

FIGURE 1.6 – Dévers inadéquat en virage

1.3.2 Trajectoire de sécurité dans un virage

Les chiffres de l'accidentologie, relative aux usagers des VDRM, montrent qu'un grand nombre d'accidents graves se déroulent dans les virages. Les facteurs sont nombreux, parmi eux le non respect de la trajectoire de sécurité [14]. Cette dernière est caractérisée par une conduite près de la ligne centrale, au moment d'un virage à droite, pour que le conducteur ne soit pas déporté par le haut de son corps et se retrouver sur le bord de la chaussée. Au moment d'un virage à gauche, la position du VDRM doit être du côté extérieur de la courbe, afin que le haut du corps du conducteur ne soit pas déporté sur la voie opposée (cf figure1.7). La négociation d'un virage par un conducteur d'un VDRM se fait en quatre étapes :

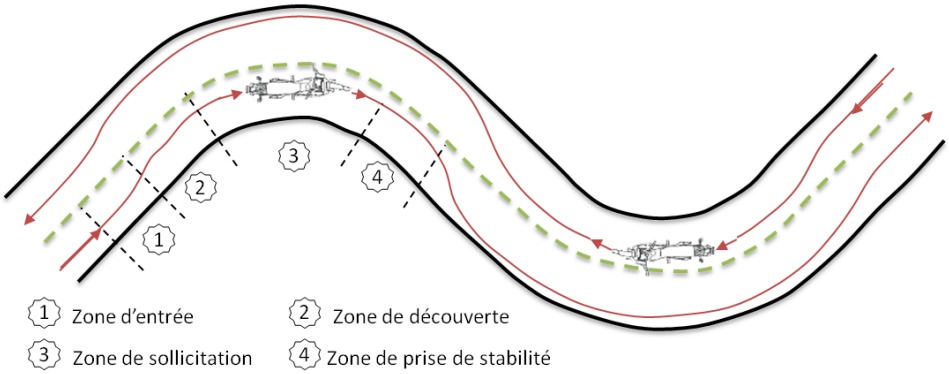

FIGURE 1.7 – Trajectoire d'un VDRM dans un virage

Zone d'entrée : dite aussi zone d'approche, est située à une centaine de mètres de la courbe, le pilote vient se positioner sur la partie droite ou gauche selon que le virage est à gauche ou à droite respectivement en adaptant sa vitesse.

Zone de découverte : en vitesse régulée, l'oeil du pilote filme au plus loin la sortie du virage sans regarder au delà de l'axe médian. A cette position, le pilote roule dans le passage de la roue droite ou gauche (virage à gauche ou à droite respectivement) des voitures, à vitesse constante.

Zone de sollicitation : lorsque le pilote voit la sortie du virage, il allonge le regard en venant le mettre parallèle à l'axe médian. Il accélère progressivement et vient positionner sa machine parallèlement à l'axe médian sans le dépasser avec son corps.

Zone de prise de stabilité : la prise de stabilité se fait à la sortie du virage, dans le cas où la route est droite. Dans le cas d'un autre virage, le pilote se prépare à le négocier de la même manière.

1.4 Systèmes de transports intelligents

Les systèmes de transports intelligents contribuent directement ou indirectement à la réduction des situations accidentogènes ainsi qu'à l'amélioration de la sécurité routière. Ce mode de transport repose sur l'équipement du véhicule avec des systèmes embarqués d'aide à la conduite. Ces systèmes sont en mesure de pallier les défaillances du conducteur, de l'aider dans l'accomplissement de sa conduite en toute sécurité en l'informant ou en réalisant à sa place la tâche pendant les opérations à risque, et de le protéger au moment de l'accident.

La communication entre les différents éléments routiers (Véhicule-Infrastructure) est nécessaire, nommée systèmes coopératifs. Cette coopération Véhicule-Véhicule et Véhicule-Infrastructure peut être classée en trois modes de fonctionnement :

- Systèmes autonomes : dans ce cas d'assistance, classée au premier niveau, seulement les capteurs embarqués sur le véhicule donnent l'information sur l'environnement immédiat du véhicule. Le dispositif intégré permet de détecter les obstacles, de freiner le véhicule en cas de situation d'urgence, de mesurer la distance entre véhicule, de se localiser grâce à une cartographie numérique, etc.

- Systèmes coopératifs : classés au deuxième niveau, ils regroupent les dispositifs de communication Véhicule-Infrastructure qui permettent une bonne connaissance de la situation environnante au conducteur, tel que les conditions de circulation en aval, l'adhérence de la chaussée et globalement l'état de la voie courante. En plus, ils s'appuient sur une connaissance très fine des véhicules présents sur la section et sur les voies adjacentes.

- Systèmes interactifs : à ce niveau, les véhicules échangent des informations en permanence entre eux, tout comme avec l'infrastructure et les opérateurs. Ceci, permet de bénéficier en temps réel des informations sur les caractéristiques de la route, les défaillances sur la trajectoire du véhicule, les conditions de circulation en cas d'accident, etc.

1.4.1 Etapes d'intervention sécuritaires

Il existe trois catégories de systèmes de sécurité, suivant leur niveau d'intervention lors des accidents : passifs, actifs et préventifs (cf, figure 1.8).

Les équipements de sécurité passive ne contribuent pas à l'évitement de l'accident, mais limitent les conséquences qui peuvent survenir au conducteur à cet instant. Ils sont le seul moyen de protection pour les usagers des VDRM, puisque dans la majorité des incidents, le conducteur se désolidarise de son véhicule et subit des chocs plus violents que les usagers des autres véhicules. Il s'agit du casque, du

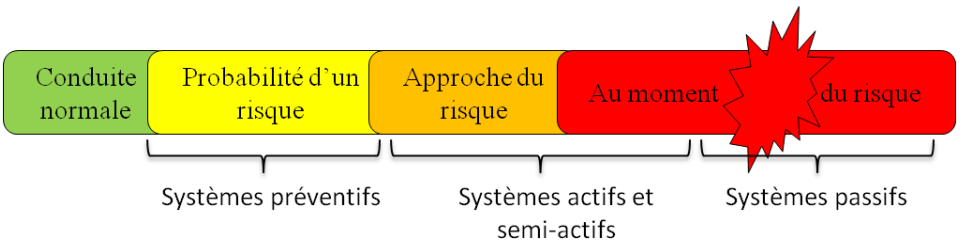

FIGURE 1.8 – Etapes d'intervention des différents systèmes de sécurité

blouson en cuir, de l'airbag intégré sur le véhicule, du gilet "airbag" qui s'active au moment de l'éjection du pilote de son véhicule, etc. Toutefois, une enquête menée par Opinionway, pour Assureurs Prévention et GEMA Prévention, démontre que les conducteurs des VDRM et des tricycles sont, trop souvent, peu et mal équipés que se soit par négligence ou par manque de moyens [15].

Les systèmes de sécurité active et semi-active sont conçus pour agir avant et au moment de la perte d'équilibre, de manière à rectifier les actions du conducteur ou bien de l'aider à accomplir des manœouvres difficiles. Pour les VDRM, la tâche des systèmes intégrés est souvent limitée au contrôle du freinage et de l'accélération du véhicule, tel que l'ABS, l'ASC, etc. Par la suite, une description plus détaillée de ce type de systèmes sera faite.

Le troième type de système de sécurité est basé sur la prévention afin de corriger les manœuvres du conducteur. Un tel système peut être développé dans le cadre d'une conduite automatisée, mais il a été vu plus judicieux de le concevoir comme une aide à la conduite, notamment pour les véhicules à quatre roues [16]. Plusieurs études ont été menées pour le développement de ce type de système dans le cas des véhicules 4 roues [17] et récemment pour les VDRM [18, 19]. La conception d'une aide à la conduite efficace demande une bonne connaissance de la dynamique du triplet Véhicules-Infrastructure-Conducteur et l'utilisation de capteurs (proprioceptifs et extéroceptifs) et d'observateurs permettant d'aquérir l'information utile pour la partie évaluation du risque, qui sert à générer une alerte au conducteur en amont d'un danger. Le schéma de fonctionnement est bien décrit par la figure 1.9.

1.4.2 Communication véhicule/conducteur

La conception de l'Interface Homme Machine (IHM) pour les VDRM suscite des problèmes d'implémentation et d'acceptation de la part des usagers. L'intégration de ces applications doit être harmonieuse dans le processus d'action et de la réaction entre le véhicule et le conducteur. En plus d'offrir des informations sur la dynamique et l'environnement entourant le conducteur, le dispositif ne doit pas limiter le plaisir de la rétroaction directe du véhicule et de la route sur ce dernier.

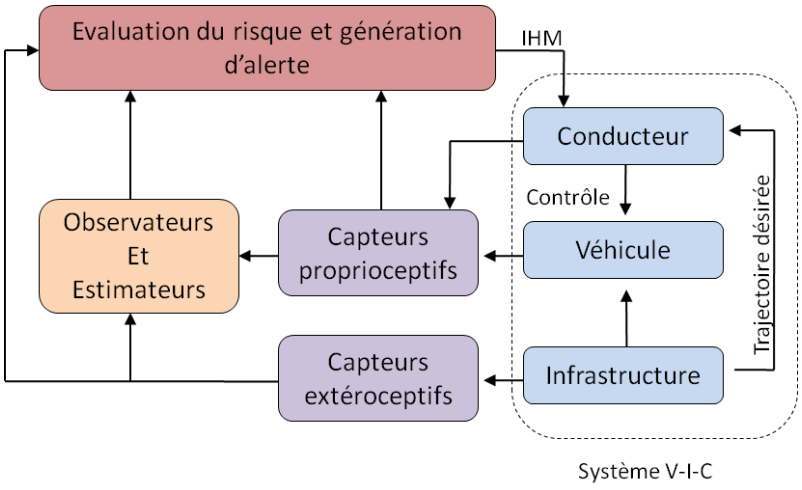

FIGURE 1.9 – Architecture du système de prévention du risque

Plus important pour les usagers des VDRM que pour ceux des véhicules quatre roues, l'attention pendant la conduite doit être prise en compte dans la conception du dispositif IHM. Toute distraction ou changement brusque dans la dynamique du véhicule à cause de l'IHM, peut facilement provoquer la perte de contrôle sur le véhicule. Les dispositifs d'information sont de différentes natures : Visuelle, acoustique ou vibratoire. L'information visuelle est vue inadaptée pour ce type de véhicule pendant les manœuvres complexes, puisque elle engendre un manque d'attention du conducteur [20]. Par conséquent, les dispositifs acoustiques et vibratoires (les bracelets et les gants équipés d'un dispositif vibratoire développés au cours du project SAFERADER (cf, figure 1.10), vibrations sur la selle, etc.) sont plus appropriés en cas de danger.

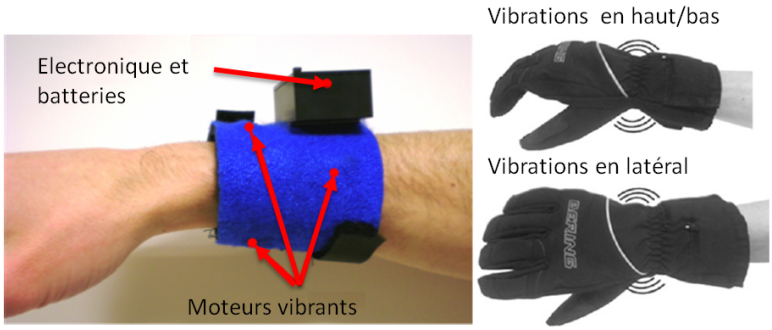

FIGURE 1.10 – IHM à mode vibratoire pour les VDRM

1.5 Plan du mémoire

Après avoir décrit l'évolution du parc des VDRM, l'accidentologie et ses causes, on a cité les solutions basées sur le développement des systèmes d'aide à la conduite, les différentes étapes d'intervention et les moyens utilisés.

La conception des systèmes d'aide à la conduite nécessite une bonne compréhension de la dynamique du véhicule et un bon dispositif de simulation, vu les contraintes rencontrées pour la réalisation en pratique des tests, tel que la sécurité du pilote, le coût, etc. C'est ainsi que le chapitre suivant, sera consacré à la modélisation de l'ensemble Véhicule, Infrastructure et Conducteur (VIC). Dans cette partie, on fera un état de l'art de l'étude des VDRM. On présentera quelques notions sur leurs constituants, leur géométrie et les relations d'équilibre auxquelles ils sont soumis. On détaillera le concept de la description mathématique, linéaire et non linéaire, des efforts de contact pneumatique chaussée. Une synthèse de trois modèles dynamiques non linéaires sera proposée.

Le chapitre trois sera consacré à l'analyse de la dynamique latérale limite des VDRM. On citera les différents systèmes d'assistance à la conduite conçus pour les usagers de ces véhicules et les éléments contribuant à l'équilibre latéral du système, au moyen du contact pneu-sol et des actions du conducteur. Une synthèse de fonction de risque, relative à l'angle de roulis du véhicule maximal, sera établie en fonction des paramètres inertiels et géométriques du couple véhicule et conducteur, de leurs dynamiques et de l'infrastructure.

La mise en pratique de ces systèmes d'aide à la conduite nécessite une base de données, décrivant l'évolution en temps réel de la dynamique de l'ensemble VIC, acquise à l'aide de capteurs physiques et logiciels. C'est pourquoi, dans le chapitre quatre, on s'intéressera à la deuxième catégorie et on reconstruira quelques grandeurs essentielles de la dynamique des VDRM. On commencera par un rappel des techniques les plus utilisées pour ces véhicules, du principe des observateurs de systèmes linéaires et de la synthèse des observateurs à entrées inconnues. On détaillera par la suite, les travaux d'estimation des états et des entrées inconnues effectués, en appliquant l'observateur Proportionnel Double Intégral (P2I) sur deux cas de modèles (3DDL et 4 DDL).

Le chapitre cinq est dédié à la partie instrumentation du prototype scooter, réalisée au sein de notre laboratoire. On illustrera le dispositif d'acquisition et de mesure des données, implémenté et les techniques utilisées pour l'identification des paramètres géométriques et inertiels. Ensuite, on présentera les données enregistrées des tests réalisés sur piste et la reconstruction des grandeurs à partir de ces mesures, en s'appuyant sur les observateurs développés dans le chapitre quatre.

Finalement, on terminera par un résumé des travaux effectués, leur apport dans

le cadre d'étude et de développement des solutions d'aide à la conduite pour les VDRM et les perspectives envisagées.

1.6 Listes des publications

C. Chenane, D. Ichalal, H. Arioui and S. Mammar (2012) Proportional Two Integral (P2I) Observer Synthesis for Single Track Vehicle, 20th IEEE Mediterranean Conference on Control and Automation (MED'12) , 1 - 6 Barcelone, Espagne.

C. Chenane, D. Ichalal, H. Arioui and S. Mammar (2012) Lateral Dynamics Reconstruction for Sharp'71 Motorcycle Model with P2I Observer, 2nd International Conference on Systems and Control, 1 - 6 Marrakech, Maroc .

D. Ichalal, C. Chenane, H. Arioui et S. Mammar (2012) Estimation de la dynamique latérale pour véhicules à deux roues motorisés, CIFA 2012, Septième Conférence Internationale Francophone d'Automatique, IFAC Grenoble, France.

C. Chenane, H. Arioui, D. Ichalal, S. Mammar and S. Glaser (2014) Analysis of the leaning limit dynamics of Powered Two Wheeled vehicles, 11th IEEE International Conference on Networking, Sensing and Control April 7-9, 2014, Miami, FL, USA IEEE Systems, Man, and Cybernetics Society Miami, FL, USA .

Chapitre 2

Modélisation dynamique : V2R, conducteur et infrastructure

Sommaire

2.1 Introduction **23**
2.2 Historique sur l'étude des deux roues **25**
2.3 Géométrie et équilibre des VDRM **26**
2.3.1 Géométrie des VDRM 26
2.3.2 Equilibre des VDR 28
2.4 Modélisation des efforts pneumatiques **30**
2.4.1 Dynamiques conditionnant les efforts 31
2.4.2 Efforts de contact 35
2.5 Synthèse de Modèles des VDRM **48**
2.5.1 Formalisme de Lagrange 50
2.5.2 Modèle à un seul corps d'un VDRM 52
2.5.3 Modèle à deux corps d'un VDRM 55
2.5.4 Modèle à cinq corps d'un VDRM 60
2.6 Conclusion **64**

2.1 Introduction

L'étude des véhicules à deux roues a suscité la curiosité des chercheurs depuis la fin du 19ème siècle. Plusieurs travaux ont mis en évidence le comportement du véhicule en interaction avec son environnent. Actuellement, de nombreux instituts de recherche œuvrent dans ce champs : l'équipe du Professeur Robin Sharp de l'Imperial College de Londres (Grande Bretagne), l'équipe du Professeur Vittore Cossalter de l'Université de Padoue (Italie), l'équipe du Professeur Hans B. Pacejka de l'Université de Delft au Pays Bas, le Laboratoire IBISC à l'Université d'Évry etc.
Une représentation efficace du comportement d'un véhicule dépendrait des dynamiques prises en compte et de la finnesse des comportements des pneumatiques.

Le comportement du véhicule est conditionné par celui des efforts pneumatiques, puisqu'ils sont soumis à des instabilités dictées par la dynamique d'interaction entre le pneu et la chaussée. Cette dernière est plus complexe pour les VDRM (moto et scooter) que pour les véhicules automobiles (voitures et poids lourds). En effet, les VDRM présentent au niveau des roues des angles de carrossage γ importants, tandis que les véhicules automobiles sont soumis à des angles de glissement latéral α plus importants, comme illustré par la figure 2.1.

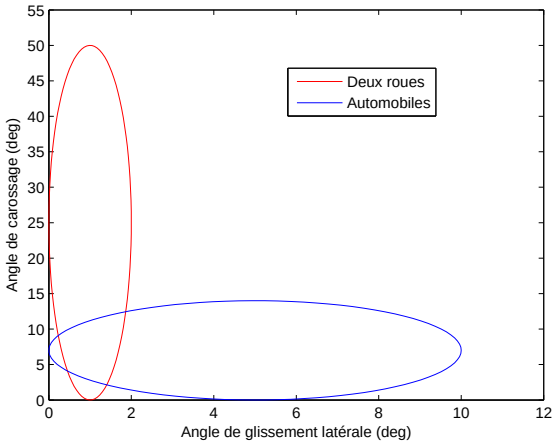

FIGURE 2.1 – Les limites des angles de glissement latéral et de carrossage pour les véhicules

Avec le progrès des outils de simulation, on arrive aujourd'hui à développer des modèles très complexes, nécessaires pour la simulation des observateurs et des fonctions de risque, ou bien les implémentés sur des simulateurs de conduite à des fins de formation. Le premier modèle de simulateur de conduite de moto a été introduit au Japon en 1995 [21]. D'autres simulateurs de moto existent du simple au plus complexe : le Honda SMARTrainer [22], le USAREUR training [23], le SIMACOM conçu par IFSTTAR en collaboration avec l'IEF (Université de Paris-Sud Orsay) et IBISC (Université d'Évry Val d'Essonne) [24, 25, 26], UNIPD Riding Simulator de l'université de Padoue [27], etc.

Dans ce qui suit, un historique sur la modélisation des VDRM est exposé. On abordera quelques notions sur l'influence des paramètres géométriques et inertiels, et les conditions d'équilibre en statique du véhicule. Ensuite, une analyse sera faite sur la modélisation des efforts pneumatiques et les variables dont ils dépendent. Une synthèse de modèles à un seul corps, à deux corps et à cinq corps est présentée.

2.2 Historique sur l'étude des deux roues

Rankine [28] est le premier à avoir étudié la stabilité des véhicules à deux roues en 1869 et avoir exposé la notion du contre braquage. Son étude ne considérait pas les efforts pneumatique-chaussée. En 1899 Whipple [29] a proposé une étude de stabilité quantitative par le biais du critère de Routh et Hurwitz. En plus des efforts pneumatiques, il a considéré le mouvement du roulis et de direction. Il a conclu que l'ensemble vélo-conducteur est auto-stable autour de vitesses allant de 16 à $20km/h$.

L'étude de Sharp en 1971 [30] consiste en l'analyse de la stabilité du véhicule en dynamique latérale et une discussion sur l'implication des paramètres de la géométrie du véhicule et le contrôle du conducteur. Le modèle de Sharp se base sur celui élaboré par Kondo [31], où il a considéré l'ensemble moto-conducteur comme deux corps rigides. Ce modèle à 4DDL représente les principaux modes instables expérimentalement rencontrés sur les bicycles [32], définit comme suit :

La Chute latérale (Capsize mode) : est non oscillatoire et dû à des mouvements de roulis de la moto provoquant sa chute latérale. Il est bien amortis à basse vitesse et moins amortis pour des vitesses supérieures à 16 km/h. Il décroit significativement pour des vitesses au-delà de 65 km/h.

Louvoiement (Weave mode) : un mode vibratoire où le véhicule subit des mouvements latéraux périodiques, rencontré à basses vitesses ≤ 20 km/h et pour des vitesses au-delà de 170 km/h [33]. Sa fréquence est de 0 à 4 Hz.

Le guidonnage (Wobble mode) : est caractérisé par un mouvement oscillatoire du corps avant par rapport à l'axe de rotation pour des vitesses longitudinales allant de 40 à 100 km/h. Sa fréquence est comprise entre $4 - 10Hz$ [34].

En 1983 Cornelis Koenen a décrit l'importance de représenter l'élasticité du corps avant et l'inclinaison du buste du conducteur dans l'analyse des mouvements vibratoires du véhicule dans les virages. Après la représentation de ces deux degrés de liberté, Koenen a modélisé l'effet des forces aérodynamiques et analysé leurs influences sur les différents modes vibratoires. Durant cette étude, il a montré l'influence des paramètres géométrique sur la dynamique du véhicule et le couplage des modes in-plane (relatif aux dynamiques longitudinale, verticale et de tangage) et out of plane (relatif aux dynamiques latérales) dans les manœuvres en courbe.

La complexité de la dynamique pneu/chaussée a monopolisé toutes les attentions au début des années 90. L'étude la plus marquante est celle faite par Pacejka en 1991 [35] où il a présenté sa formule magique issue d'une identification empirique des paramètres pneumatiques. Cette formule non linéaire décrit les forces longitudinale et latérale, les moments d'auto-alignement et de renversement, en fonction des glissements latéral et longitudinal, de l'angle de carrossage et de la charge verticale. Elle a été adaptée plus tard pour les motocycles [36].

En 1994, Sharp a développé un modèle [37], basé sur la version précédente [30], prenant en plus les DDL suivants : le déplacement latéral, la torsion de l'axe de direction relativement au corps arrière, la flexibilité de la roue arrière et le roulis de buste du conducteur. Les moments d'auto-alignement et les forces latérales sont considérés proportionnels à l'angle de glissement latéral, et le moment de renversement proportionnel à l'angle de carrossage. Les forces aérodynamiques furent modélisées. En 2001 [38], il a étudié les commandes du conducteur sur le véhicule qui sont le couple de direction et le mouvement de rotation du buste. L'auteur a noté que l'entrée de commande la plus précise reste le couple de direction.

S. Evangelou et al [39] ont étudié l'influence du dévers sur la stabilité des VDRM. Afin d'analyser l'influence de ce paramètre pour différentes manœuvres de vitesse et angle de roulis, la route a été supposée sous forme d'un cône. Les résultats ont montré qu'à basse vitesse, la stabilité des deux modes vibratoires (Louvoiement et le Guidonnage) atteint son maximum quand le véhicule est perpendiculaire par rapport au sol. Par contre, cette tendance s'inverse à grande vitesse, étant donné que les oscillations des deux modes sont minimisées sous l'effet des conditions de roulement. En conséquence, dans ce travail, il a été prouvé que l'angle de dévers pourrait être préjudiciable à la stabilité des VDRM.

Durant ces dix dernières années, différentes approches de modélisation ont été utilisées [40, 41, 42, 43, 44, 45, 46, 47], dans le but de représenter au mieux la dynamique des VDRM et de simplifier le calcul des équations qui la régissent.

2.3 Géométrie et équilibre des VDRM

2.3.1 Géométrie des VDRM

Généralement l'étude d'un VDR, motorisé ou non, se fait en le considérant comme étant un seul ou un ensemble de corps rigides. Parfois on considère l'effet des amortisseurs pour la modélisation de la dynamique verticale. Les pneumatiques sont souvent considérés comme des disques fins indéformables. La figure 2.2 montre les différentes dimensions utilisées pour la caractérisation de la dynamique du véhicule.

Le choix de la géométrie d'un véhicule à deux roues impacte de manière directe son comportement dynamique (manœuvrabilité, stabilité, etc.). Les différentes dimensions qui rentrent en jeu et leurs influences se résument comme suit :

L'empattement : est la distance entre les points de contact pneu-sol des pneumatiques avant et arrière. Plus il est grand plus le véhicule est stable en longitudinal, en vertical et en tangage. Cependant, cela augmente son instabilité en latéral.

L'angle de chasse : ε est l'angle d'inclinaison de l'axe de direction par rapport

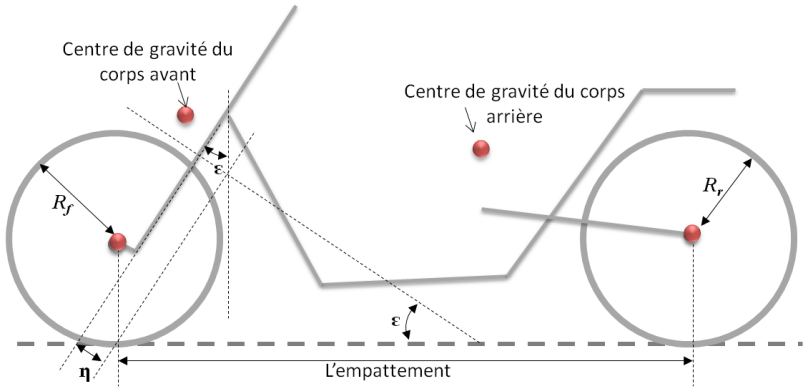

FIGURE 2.2 – Géométrie d'un VDR

à l'axe vertical. Plus il est petit, plus la maniabilité de la direction est plus facile, mais le véhicule devient plus instable. La valeur de l'angle de chasse est étroitement liée à celle de la chasse mécanique η. En générale, pour avoir une bonne manœuvrabilité, il faut composer entre l'augmentation de l'angle de chasse et la chasse mécanique en même temps.

La chasse mécanique : η est la distance entre les deux axes parallèles (de l'axe de direction et l'axe passant par le point de contact du pneu avant avec le sol). Elle augmente avec la charge verticale. Elle est à sa valeur maximale lorsque la dérive α est nulle et elle décroit avec l'augmentation de cette dernière. Elle détermine le rappel de la colonne de direction et conditionne de ce fait la maniabilité (quand elle est faible) et la stabilité (quand elle est importante) de la moto.

La fourche : ses caractéristiques sont prépondérantes pour l'adhérence, les variations de géométrie et la maitrise des modes vibratoires. Un aspect crucial doit être pris en compte lors de la conception de la fourche, puisque sous l'effet de la charge et en mouvement latéral la fourche fléchie, ceci provoque un mauvais alignement entre les roues avant et arrière, et entre la surface de contact du pneu avant et l'axe de direction. Afin de minimiser ce mauvais alignement, il faut une fourche plus rigide. Cependant, en raison de l'effet de levier, les forces de la route transmises par la zone de contact au cadre sont amplifiées [48]. Une solution alternative pour le système a été proposée dans [49].

Le centre de gravité : placé plus haut, cela augmente le transfert de charge au moment des actions accélération et freinage et diminue la dérive latérale du véhicule en virage. Inversement s'il est positionné plus bas. S'il est placé plus en avant, on limite le cabrage mais la stabilité, au freinage, du véhicule diminue. Plus en arrière, la stabilité du véhicule, en virage, augmente.

Le déplacement latéral du point de contact : le point de contact du pneu

arrière varie en latéral, en fonction du roulis du véhicule. Généralement, la section du pneu avant est plus petite que celle du pneu arrière, ce qui rend le changement du point de contact très important. Ce déplacement est exprimé en fonction de l'angle de roulis, de direction et du tangage [50].

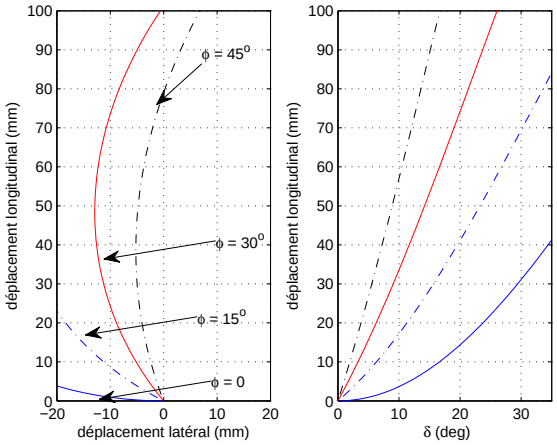

FIGURE 2.3 – Position du point de contact

La figure 2.3 montre le changement des coordonnées du point de contact du pneu avant pour des valeurs de δ allant de 0 jusqu'à 35° pour différentes valeurs du roulis. Au début, le point de contact se déplace latéralement à gauche. Quoique pour des valeurs de roulis très grande et à partir d'une certaine valeur de l'angle de direction (20°), le point se déplace vers le côté droit du plan de symétrie.

2.3.2 Equilibre des VDR

L'équilibre des VDR est très complexe, appelé "équilibre instable", puisque à vitesse nulle le véhicule est instable et que la liaison au sol est assurée par seulement deux aires de contact de petites dimensions. L'équilibre en longitudinal (2.1) est composé des forces aérodynamiques F_d et les forces des pneumatiques. La seule force motrice du véhicules est celle de la roue arrière F_{xr}. La force longitudinale F_{xf} appliquée sur le pneu avant est de nature résistive ainsi que les forces latérales F_{yf} et F_{fr}, avec un glissement latéral positif.

$$F_{xr} + F_{xf} + F_d + F_{yr}\sin(\alpha_r) + F_{yf}\sin(\alpha_f) = 0 \tag{2.1}$$

L'équilibre vertical (2.2) est composé des forces de gravité ($m_i g$), du transfert de charge F_{zi} et de la poussée aérodynamique F_l, peu significative et due à l'inclinaison du véhicule d'un angle ϕ, dans l'axe des z.

$$F_{zr} + F_{zf} + F_l \cos\phi + \sum m_i g = 0 \tag{2.2}$$

Afin de garder l'équilibre en latéral (2.3), il est nécessaire que l'ensemble conducteur-véhicule soit incliné vers l'intérieur du virage d'un angle de roulis ϕ. Cette inclinaison génère des forces F_{yi} au niveau des pneumatiques, pointées vers le centre du virage, qui annulent l'effet de la force centrifuge $m_i \frac{{V_x}^2}{R}$.

$$F_{yr} + F_{yf} + \sum m_i \frac{{V_x}^2}{R} = 0 \tag{2.3}$$

Cette inclinaison créée un équilibre des moments (2.4) dus à la force centrifuge F_a multipliée par la hauteur du centre de gravité du corps (H_s) et à la force gravitationnelle F_g multipliée par la distance H_c (voir la figure 2.4), ainsi que les moments de renversements M_{xf} et M_{xr}.

$$M_{xr} + M_{xf} + H_c \sum F_g = H_s \sum F_a \tag{2.4}$$

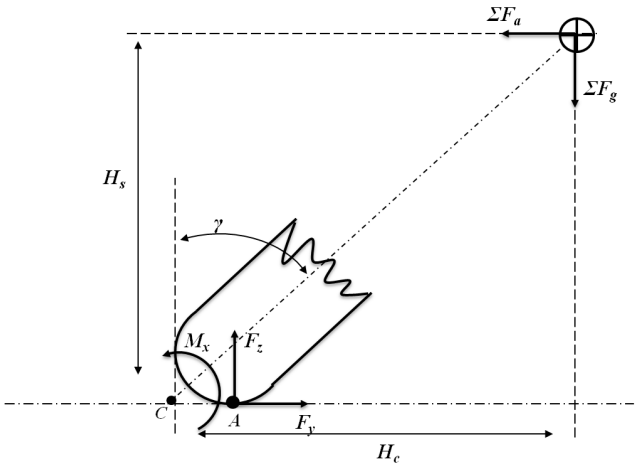

FIGURE 2.4 – Equilibre en latéral

2.4 Modélisation des efforts pneumatiques

Les pneumatiques constituent une partie importante dans la conception d'un véhicule à deux roues, puisque leurs caractéristiques influencent largement ses performances. L'équilibre et le contrôle du véhicule via les mécanismes de direction, d'accélération et de freinage, sont assurés grâce aux efforts latéraux et longitudinaux générés aux niveau des points de contact pneumatique-chaussée. Vue cet important rôle que joue les pneumatiques, il est nécessaire de comprendre leur comportement et de représenter au mieux les efforts d'interaction générés. La figure 2.5 donne un aperçu macroscopique sur ces efforts, représentés par un système de trois forces et trois moments, qui sont :

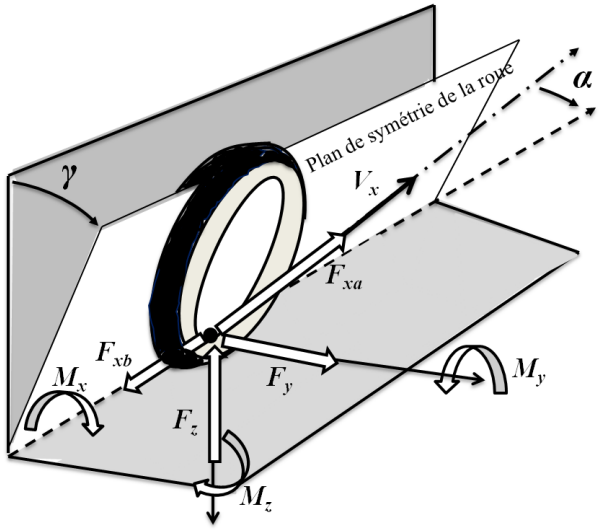

FIGURE 2.5 – Efforts de contact pneu-sol

- Une force verticale F_z, orthogonale au plan Sol est due à la charge verticale appliquée sur la roue.
- Une force longitudinale horizontale, générée sous l'effet d'accélération/décélération. Supposée positive F_{xa}, dans le sens des x, au cours du mouvement et négative F_{xb} au moment de freinage.
- Une force latérale F_y, générée au cours de l'actionnement du système de direction ou lors de l'inclinaison. Elle est verticale par rapport à la force longitudinale, dans la direction des y.
- Un moment d'auto-alignement M_z, appelé moment de lacet, autour de l'axe des z.
- Un moment de renversement M_x autour de l'axe des x.
- Un moment de résistance au roulement M_y autour de l'axe des y.

2.4.1 Dynamiques conditionnant les efforts

Les forces et moments de contact sont linéairement ou non linéairement dépendent des quantités physiques, générées par la dynamique du véhicule en interaction avec le sol. Ces quantités varient selon la géométrie du véhicule et la conception des pneumatiques et s'agissent de :

2.4.1.1 Angle de glissement latéral

L'angle de glissement latéral ou angle de dérive, est l'angle formé entre l'axe de la vitesse de déplacement du véhicule et le plan de symétrie de la roue. Contrairement au véhicules quatre roues où le glissement latéral peut atteindre 10°, pour les VDRM, cet angle ne dépasse pas les 2°. Au moment de glissement, la surface de contact est asymétrique, comme le montre la figure 2.6. On distingue deux surfaces, une surface qui a tendance à suivre le sens du mouvement de la vitesse et une autre déformée.

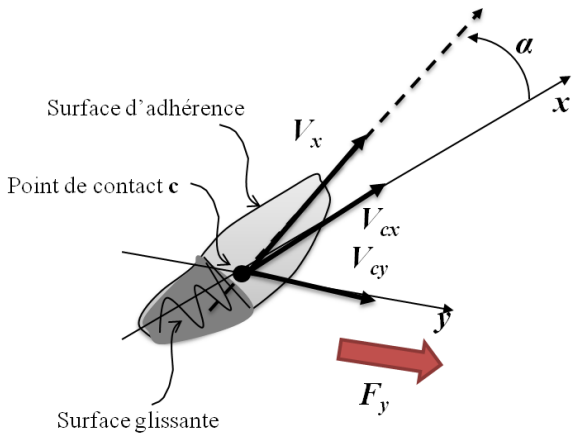

FIGURE 2.6 – Angle et surface de glissement latéral

La dérive est fonction des vitesses latérale et longitudinale au point de contact, elle est défini par l'équation (2.5). Elle diffère entre les roues avant et arrière. Ses expressions sont données par l'équation (2.6) [30]. Au cours des manœuvres d'inclinaison très grandes, l'angle de glissement latéral de la roue arrière atteint des valeurs plus grandes que celui de la roue avant, comme le montre la figure 2.7.

$$\alpha = \arctan\left(\frac{V_{cy}}{|V_x|}\right) \tag{2.5}$$

$$\begin{aligned} \alpha_f &= \arctan\left(\frac{\dot{y}+L_f\dot{\psi}+\eta(\delta\sin\phi\dot{\phi}-\dot{\delta}\cos\phi)}{\dot{x}} - \delta_f\right) \\ \alpha_r &= \arctan\left(\frac{\dot{y}-L_r\dot{\psi}}{\dot{x}}\right) \end{aligned} \tag{2.6}$$

Avec $\delta_f = \arcsin(\frac{\delta \cos \varepsilon}{\sqrt{1-(\sin \phi + \sin \varepsilon \cos \phi)^2}})$ est l'angle de braquage effectif.

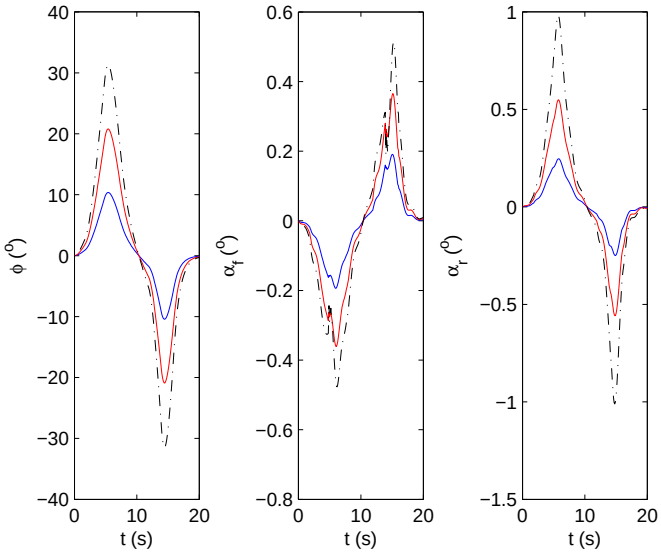

FIGURE 2.7 – Variation des angles de glissement latéral en fonction du roulis

2.4.1.2 Glissement longitudinal

Le glissement longitudinal κ est défini comme le pourcentage de différence entre la vitesse instantanée du véhicule en longitudinal et la vitesse linéaire des roues [51].

$$\begin{cases} \kappa_i = \frac{R_e\omega - V_x}{V_x} & \text{(freinage)} \\ \kappa_i = \frac{R_e\omega - V_x}{R_e\omega} & \text{(accélération)} \end{cases} \tag{2.7}$$

- ω est la vitesse de rotation de la roue.
- R_e est le rayon effectif (dynamique) de rotation.

2.4.1.3 Angle de carrossage

Il est évident qu'un VDRM s'incline en courbe afin de garder l'équilibre. L'angle d'inclinaison formé par le plan de la roue et l'axe vertical au plan du sol est appelé "angle de carrossage γ". Pour les VDRM, l'angle de carrossage de la roue arrière γ_r est égal à l'angle de roulis du corps arrière du véhicule qui atteint les 55°. L'angle de carrossage γ_f de la roue avant est différent de celui de la roue arrière, pour des angles de direction non nuls [50]. L'inclinaison du corps avant est plus grande par rapport à celle du corps arrière lorsque δ est différent de zéro et dans le même sens que

l'angle de roulis ϕ. Plus on braque le guidon, plus l'angle γ_f augmente. Ce dernier peut être exprimé en fonction de l'angle de roulis du corps arrière ϕ, de l'angle de direction δ, de l'angle de chasse et de l'angle de tangage μ :

$$\gamma_f = \arctan(\frac{\tan\phi\cos\delta + \sin\delta\sin(\varepsilon+\mu)}{\cos(\varepsilon+\mu)}\cos(\beta^{'} - \varepsilon)) \tag{2.8}$$

Si on ignore la dynamique du tangage et qu'on considère des angles de direction et de roulis très petits, l'expression (2.8) se simplifie comme suit :

$$\gamma_f = \phi + \delta\sin\varepsilon \tag{2.9}$$

2.4.1.4 Longueur de relaxation

Il a été prouvé expérimentalement qu'il y a un décalage dans le temps entre le glissement latéral et la force latérale, entre le glissement longitudinal et la force longitudinale [52]. Pour cette raison, la description des forces en régime stationnaire n'est pas suffisante. Afin de décrire le comportement des pneumatiques en régime transitoire, il faut synthétiser les valeurs instantanées, des forces [53, 54] ou de glissement latéral et angle de carrossage [50, 55], à partir de l'équation de relaxation du premier ordre suivante :

$$\frac{\sigma}{V_x}\dot{S}^{'} + S^{'} = S_{st} \tag{2.10}$$

- $S^{'}$ est la valeur en régime transitoire de l'effort, du glissement latéral ou de l'angle de carrossage.
- S_{st} est la valeur stationnaire du glissement latéral et de l'angle de carrossage ou de l'effort.
- σ est la longueur de relaxation.

Généralement, on prend cette longueur constante. Quoiqu'il a été prouvé [56] qu'elle varie typiquement avec la charge et l'angle de carrossage et qu'elle augmente avec l'augmentation de la vitesse longitudinale. Selon l'hypothèse de travail, on exprime la longueur de relaxation en fonction de la charge verticale [57], ou bien en fonction de la vitesse longitudinale et la raideur latérale [58].

$$\begin{cases} \sigma_f = K_{y\alpha f}(8.636\ 10^{-6} + 3.725\ 10^{-8}V_x + 8.389\ 10^{-10}{V_x}^2) \\ \sigma_r = K_{y\alpha r}(9.694\ 10^{-6} - 1.333\ 10^{-8}V_x + 1.898\ 10^{-10}{V_x}^2) \end{cases} \tag{2.11}$$

La figure 2.8 montre l'évolution de la longueur de relaxation du pneu avant et du pneu arrière en fonction de la vitesse, pour différentes valeurs des angles de carrossage ($\gamma_f = \gamma_r = \gamma$). La charge verticale est fixée à $2000N$. La variation de cette dernière influence considérablement la valeur de σ. Cette variation se voit bien dans la figure 2.9, où on a varié la charge entre 1600 et $3000N$ et fixé γ à 2°.

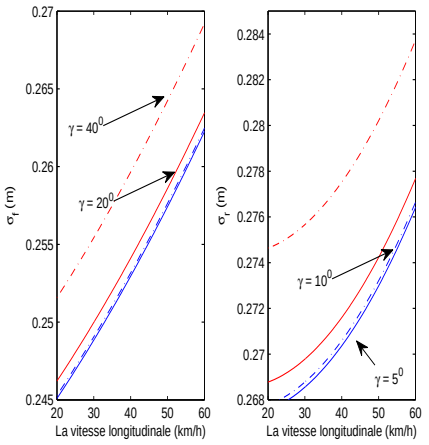

FIGURE 2.8 – Variation de la longueur de relaxation en fonction de γ

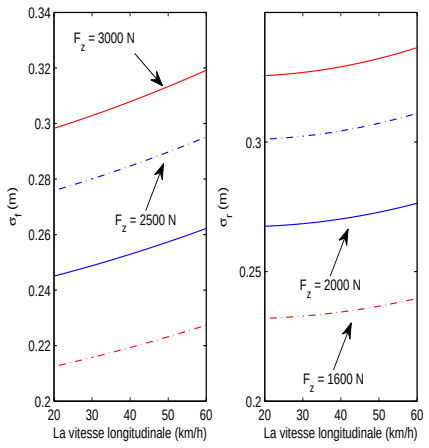

FIGURE 2.9 – Variation de la longueur de relaxation en fonction de F_z

2.4.1.5 Transfert de charge

Le transfert de charge est représenté par une force verticale due à la réaction du sol au poids du véhicule, au niveau des points de contact. Cette force augmente ou diminue de part et d'autre, sur les deux pneus, au cours des manœuvres d'accélération et de freinage. La hauteur du centre de gravité d'un deux roues est très importante, elle est de l'ordre d'un demi de la valeur de l'empattement. Pour cela, lorsque le conducteur freine, un important transfert de charge en résulte. Dans le cas où les suspensions et les pneumatiques sont considérés rigides, les charges sur les pneumatiques sont calculées comme suit[59] :

$$\begin{cases} F_{zf} = Mg\frac{L_r}{L_f+L_r} + \frac{h}{L_f+L_r}(F_{bf} + F_{br}) \\ F_{zr} = Mg\frac{L_f}{L_f+L_r} - \frac{h}{L_f+L_r}(F_{bf} + F_{br}) \end{cases} \tag{2.12}$$

Avec : F_{bf} et F_{br} sont les forces de freinage avant et arrière.

D'une façon équivalente, on exprime le transfert de charge en fonction de l'effort aérodynamique, décrit par la force F_d au niveau d'un point donné à hauteur de h_d par rapport au sol.

$$\begin{cases} F_{zf} = \frac{1}{L_f+L_r}(L_rMg - (h_dF_d + Mha_x)) \\ F_{zr} = \frac{1}{L_f+L_r}(L_fMg + (h_dF_d + Mha_x)) \end{cases} \tag{2.13}$$

Une fois les variables à l'origine des efforts de contact pneu-chaussée sont définies, on décrira ces efforts et analysera leur variation, en fonction de ces variables, utilisant différentes expressions : linéaire, non linéaire et couplé.

2.4.2 Efforts de contact

De nombreux modèles d'efforts, des véhicules automobiles, existent qui sont le modèle paramétrique de Pacejka et les modèles physiques dits "Analytiques" : Le modèle de Dugoff, le modèle de Gim, le modèle de la brosse (Brush model), le modèle de Kiencke et les modèles complexes de Guo (semi-empirique) et Lugre [60]. Par contre, pour les deux roues, on distingue principalement la formule magique de Pacejka, le modèle de LuGre [61] et quelques modèles linéaires [55, 34].

L'allure des forces de contact longitudinales et latérales est différente. On constate que les forces longitudinales passent par une valeur plus grande avant de se saturer à une valeur un peu inférieure. Par contre les forces latérales ont une allure plus fine. On distingue trois zones telles que le montre la figure 2.10 [16].

- La zone de pseudo-glissement linéaire : les forces évoluent, dans cette zone au cours d'une conduite normale, linéairement par rapport aux angles de glissement. Les forces peuvent être représentées par la tangente à l'origine.
- La zone de pseudo-glissement et glissement : dans cette zone les pneumatiques sont sollicitées au maximum. Cependant, le véhicule reste contrôlable.
- La zone de glissement totale : à ce stade les forces de contact sont saturées et le véhicule devient incontrôlable.

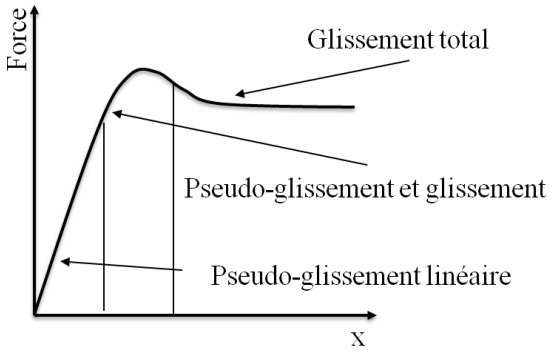

FIGURE 2.10 – Allure des forces de contact en fonction du glissement

Selon les hypothèses de travail, on considère le cas stationnaire ou dynamique pour la description des efforts :

Etat stationnaire : les efforts, linéaires ou non linéaires, sont fonction des variables génératrices qui sont les angles et taux de glissement et le transfert de charge (cf. Equation (2.14)). Dans ce cas de représentation, on considère les angles de glissement latéral et de carrossage comme une résultante directe des variables dynamiques du véhicule.

$$F = f(\kappa, \alpha, \gamma, F_z, ...) \tag{2.14}$$

Etat dynamique : où on prend en compte le phénomène transitoire dans la description des efforts. Dans ce cas, les efforts sont exprimés en fonction des angles et taux de glissement dynamiques (2.10).

$$F = f(\kappa^{'}, \alpha^{'}, \gamma^{'}, F_z, ...) \tag{2.15}$$

Une comparaison sera faite entre les deux états de fonctionnement, sur chaque effort, pour voir l'impact de la variation de la longueur de relaxation.

2.4.2.1 Force longitudinale

Les forces d'accélération et freinage génèrent des contraintes de cisaillement le long de la surface de contact pneu-sol. La vitesse du point de contact est inférieure à celle de la circonférence du pneumatique, au moment d'attraction et supérieure au moment du freinage (cf. équation (2.7)). On distingue deux parties de la surface de contact, une partie d'adhérence en avant et une partie de glissement en arrière. Notant que la force longitudinale de la roue arrière est la force motrice, permettant au véhicule d'avancer tandis que celle de la roue avant est généralement considérée nulle. La figure 2.11 montre les différents sens de la force longitudinale, dans les deux cas d'accélération/freinage, générée au niveau de la roue arrière.

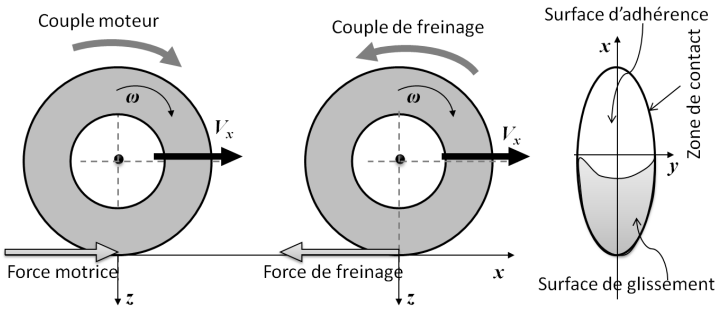

FIGURE 2.11 – Forces longitudinales au point de contact

a. Force linéaire : On décrit la force longitudinale, linéairement dépendante du taux de glissement longitudinale en cas de fonctionnement dans la zone de pseudo-glissement linéaire, pour des valeurs de $\kappa \leq 10\%$. Mis à part la représentation de la force en stationnaire, il est important que la réponse en transitoire soit correctement intégrée. A cet effet, on a comparé les valeurs du taux de glissement et de la force générées pour chaque cas, c-à-d avec et sans prise en compte du régime transitoire,

pour différentes valeurs de σ. Le régime stationnaire est représenté par κ et $F_{x\kappa}$ correspondante. Les valeurs en régime transitoire sont calculées de telle manière que : $F_{x\kappa_1^{'}}$ obtenue par $\kappa_1^{'}$ et $\sigma = 0.1\ m$, $F_{x\kappa_2^{'}}$ obtenue par $\kappa_2^{'}$ et $\sigma = 0.2\ m$ et $F_{x\kappa_3^{'}}$ obtenue par $\kappa_3^{'}$ et $\sigma = 0.3\ m$.

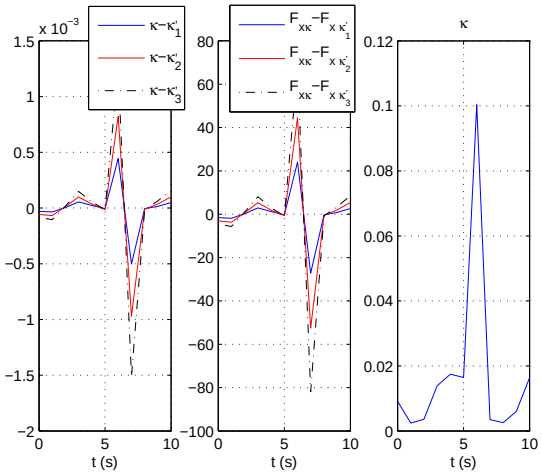

FIGURE 2.12 – Comparaison des valeurs des forces en (N) et des taux de glissement

La figure 2.12 donne un aperçu sur la différence entre la prise en compte ou non, de la relaxation au cours du calcul de la force longitudinale. On constate un écart significatif qui augmente proportionnellement avec la longueur de relaxation et la variation de taux de glissement.

b. Force non linéaire : Afin de décrire la force en non linéaire, on utilise la formule magique [62], [55]. L'analyse est faite à une vitesse longitudinale égale 50 km/h et une charge nominale égale à 1600 N. Deux tests ont été réalisés, le premier consisté à varier la charge F_z entre 1 kN, 2 kN et 3 kN. Le deuxième test est effectué en tenant compte du régime transitoire, pour des valeurs de σ égales à : 0.1, 0.2 et 0.3 m.

La figure 2.13 montre les résultats des simulations, à gauche la variation de F_x par rapport au transfert de charge, à droite la différence entre la force longitudinale calculée en régime statique et la force calculée, en tenant compte de la variation de σ.

On en déduit que l'effet du transfert de charge sur la force longitudinale est très important, vu que cette dernière augmente considérablement avec l'augmentation de la charge. La variation de la longueur de relaxation influence aussi la réponse en régime transitoire, où la différence se voit mieux, vu que l'écart augmente avec l'augmentation de la valeur de σ.

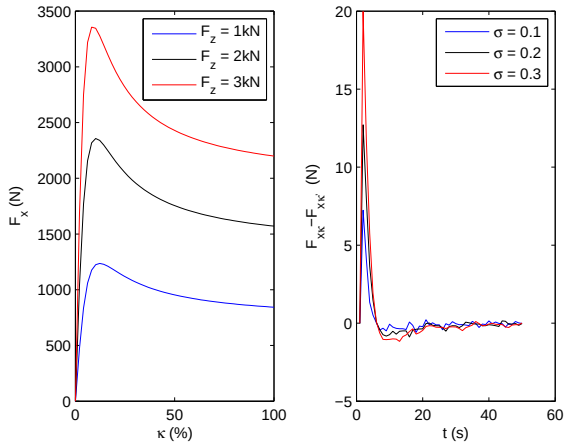

FIGURE 2.13 – Variation de F_x en fonction de F_z et σ

2.4.2.2 Force latérale

La force latérale du pneumatique est responsable du contrôle de la direction, de l'inclinaison et du glissement en latéral du véhicule. Elle est la résultante de deux forces, une générée sous l'effet du carrossage et une autre sous l'effet de la dérive latérale. Notons que la force due au carrossage est plus importante, notamment pour des petits angles de la dérive.

a. Force linéaire : Le fonctionnement linéaire est conditionné à des valeurs de carrossage très petites $\leq$ 10° et de dérive inférieures à 1.5^o. La figure 2.14 montre l'évolution de la force latérale pour différentes valeurs de α et de γ. L'effet de l'augmentation de carrossage se voit nettement par l'augmentation de la valeur de la force pour des dérives nulles.

Les figures 2.15 et 2.16 montrent l'influence de la longueur de relaxation sur la force latérale. Les simulations sont faites sur les deux forces composant cette dernière, c'est à dire en prenant la force due au glissement latéral à part et la force due au carrossage d'autre part, pour des valeurs de $\sigma = 0.1$, 0.2 et 0.3 m, qui correspondent aux dynamiques des $\alpha_1^{'}$, $\alpha_2^{'}$ et $\alpha_3^{'}$ ainsi que $\gamma_1^{'}$, $\gamma_2^{'}$ et $\gamma_3^{'}$ respectivement. De ces figures, on constate que l'impact du régime transitoire est plus important sur la composante due au glissement latéral que sur celle due au carrossage. Ceci s'explique par le fonctionnement en linéaire où les angles de carrossage sont petits.

b. Force non linéaire : Dans cette analyse, en non linéaire, on a utilisé la formule magique [62] (voir Annexe B). Premièrement, on a fait des tests pour voir

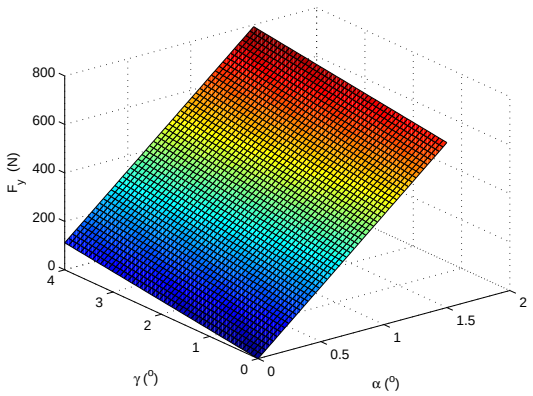

FIGURE 2.14 – Force latérale linéaire en fonction de α et γ

l'impact de la variation de la charge verticale et de l'angle de carrossage. Deuxièmement, on a disséqué l'influence de la variation de la longueur de relaxation (2.16) [55], en fonction du transfert de charge et de la charge nominale.

$$\sigma_\alpha = \sigma_\gamma = 0.00015F_{z0} + 0.0001(F_z - F_{z0}) \tag{2.16}$$

La figure 2.17 montre l'importante augmentation de la force latérale suivant la force verticale. Ainsi que vis-à-vis de l'angle de carrossage, où sa valeur augmente considérablement. La figure 2.18 révèle un petit écart entre les valeurs du glissement latéral ainsi que du carrossage, en statique et leurs valeurs correspondantes en dynamique. L'évolution de la force latérale, en fonction de la dérive $\alpha^{'}$ et du carrossage $\gamma^{'}$ est exposée et montre bien l'augmentation de la valeur de la force latérale selon l'angle de carrossage.

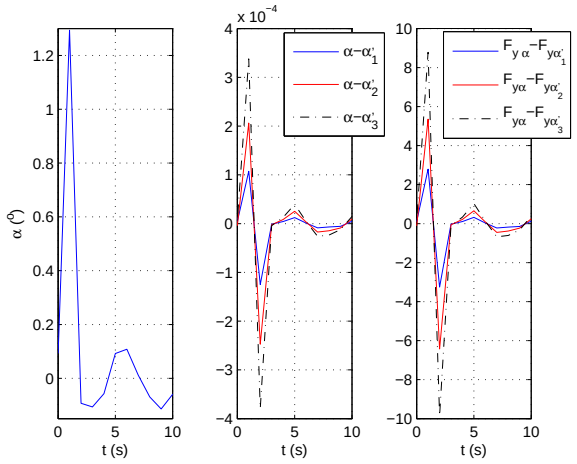

FIGURE 2.15 – Influence de σ sur la dérive et la force latérale

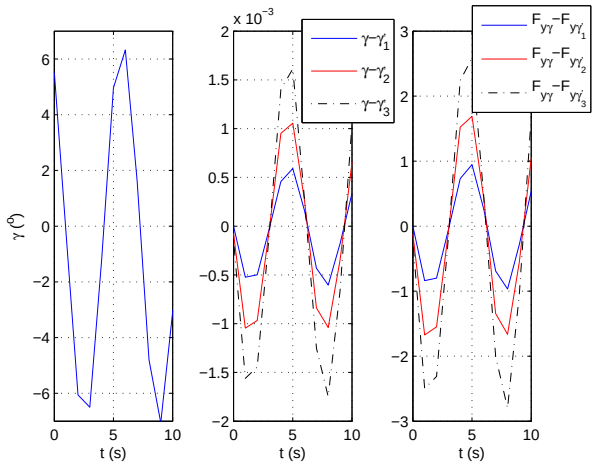

FIGURE 2.16 – Influence de σ sur l'angle de carrossage et la force latérale

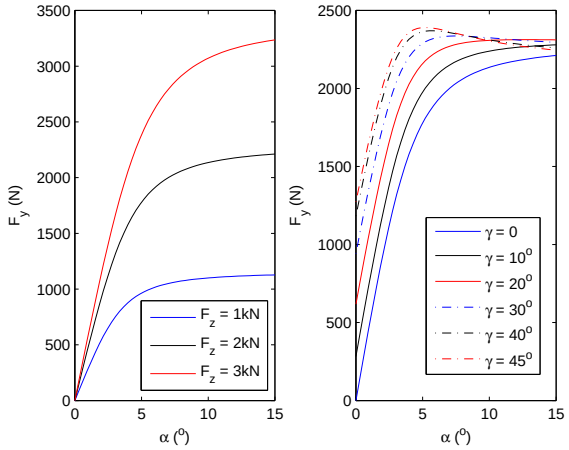

FIGURE 2.17 – Influence de la charge et de l'angle de carrossage sur la force latérale

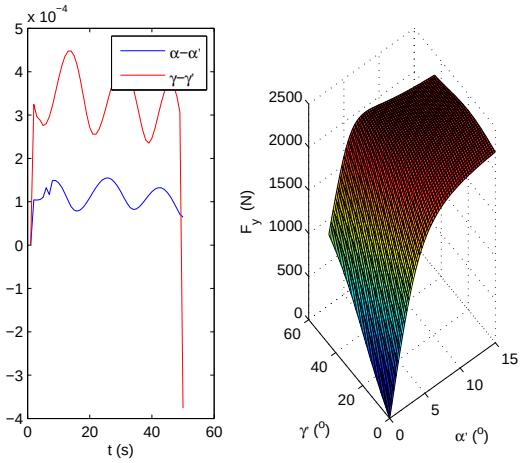

FIGURE 2.18 – Dynamique transitoire de α et γ et leur impact sur F_y

2.4.2.3 Moment d'auto-alignement

La répartition de l'effort de cisaillement latéral, généré par le glissement latéral au niveau du point de contact n'est pas symétrique. Par conséquent, la force résultante est appliquée au niveau d'un point situé à une distance du centre de la surface de contact. Cette distance η_t désigne le patch pneumatique. Dans la figure 2.19 on présente le moment de lacet, généré par la force latérale résultante, qui a tendance à retourner la roue de telle sorte à minimiser le glissement latéral. Pour cette raison, on l'appelle moment d'auto-alignement de la roue.

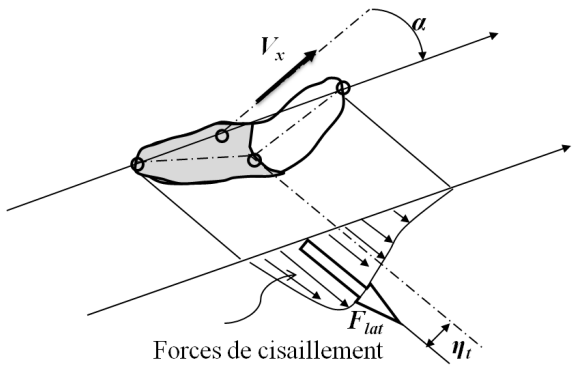

FIGURE 2.19 – Moment de lacet

Le moment d'auto-alignement est proportionnel à la force latérale F_{lat} résultante au cours de la déformation du pneumatique multiplié par la distance η_t.

$$M_z = -\eta_t F_{lat} \tag{2.17}$$

Il a été prouvé expérimentalement que la valeur de la chasse pneumatique atteint son maximum lorsque l'angle du glissement latéral est nul. Sa valeur diminue avec l'augmentation de l'angle de glissement et la diminution de la charge verticale. Elle peut être approximée linéairement en fonction du glissement latéral comme suit :

$$\begin{aligned} &\eta_t = \eta_{t0}(1 - \left|\frac{\alpha}{\alpha_{max}}\right|) \\ &\eta_t = 0 \qquad Si \quad |\alpha| \ > \ \alpha_{max} \end{aligned} \tag{2.18}$$

η_{t0} représente la valeur maximale de la chasse pneumatique comprise entre 1.5 à 5 cm et α_{max}, d'environ 15°, est la valeur de la dérive latérale pour laquelle η_t est nulle.

a. Moment linéaire : Il est linéairement fonction de la dérive latérale, du carrossage et de la force longitudinale due au déplacement latéral du point d'action de cette force d'une distance r_c (cf, équation (B.9)). La figure 2.20 montre l'évolution linéaire du moment en fonction de α et de γ. Le taux de glissement longitudinale est fixé à 8 %.

b. Moment non linéaire : Il est calculé à l'aide de la formule magique (Annexe B). Il est connu que la dynamique latérale d'un VDRM est souvent suivie d'une inclinaison. Cette inclinaison ajoutée au glissement latéral, augmente la torsion de la surface de glissement. Sur la figure 2.21, on a simulé le comportement opposé ($-M_z$) de l'effort afin de bien voir la forme de son évolution. On en déduit que le moment d'auto-alignement augmente pour de grands angles de carrossage et de glissement latéral.

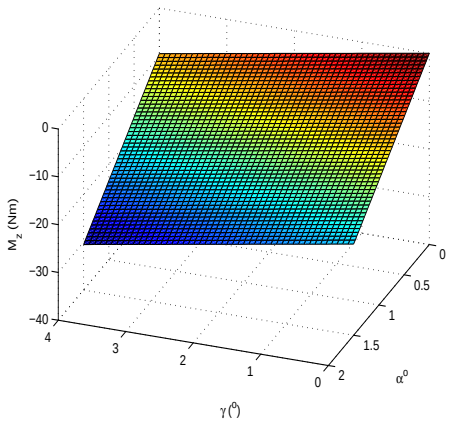

FIGURE 2.20 – Evolution linéaire du moment d'auto-alignement

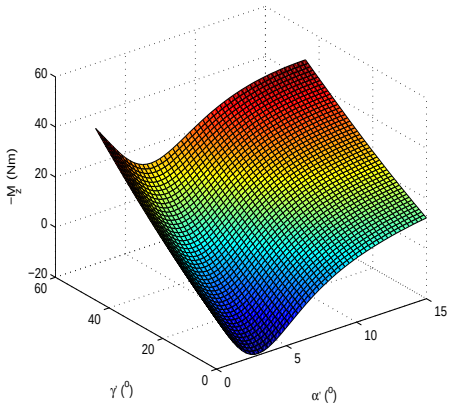

FIGURE 2.21 – Evolution non linéaire du moment d'auto-alignement ($-M_z$)

2.4.2.4 Moment de renversement

Le couple de renversement est la conséquence de déplacement latéral du point de contact sous l'effet de glissement latéral du carrossage (cf figure 2.22). En effet, le point de contact, où s'applique la charge verticale, se déplace latéralement sous l'effet de la déformation du pneumatique, ce qui provoque ce couple de renversement. Ce moment est souvent exprimé en fonction de la force verticale multipliée par la distance S_p, appelé Bras de levier.

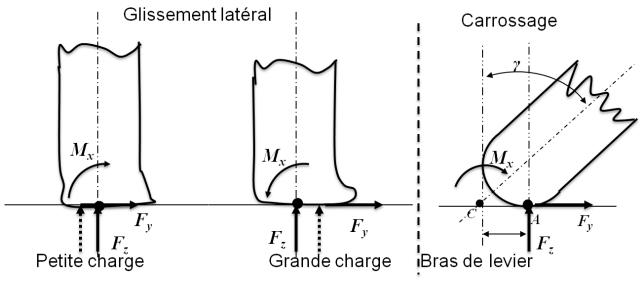

FIGURE 2.22 – Couple de renversement dû au glissement latéral et au carrossage

$$M_{xFz} = -S_p F_z \tag{2.19}$$

La composante due au carrossage est spécifique aux VDRM, puisque l'intervalle de variation de l'angle d'inclinaison de la roue est très large. Cette composante est exprimée en fonction de l'angle de carrossage (2.21). Elle est plus importante que la composante attendue sous l'effet du glissement latéral.

$$M_{x\gamma} = -r_c F_z \tan\gamma \tag{2.20}$$

L'expression du moment de renversement est principalement liée à celle due au carrossage. Sa forme linéaire est obtenue par la simplification de la fonction tangente de l'expression non linéaire (2.21), pour des valeurs de $\gamma \leq 10^o$.

$$M_{x\gamma} = -C_{M_{x\gamma}}\gamma = -r_c F_z \gamma \tag{2.21}$$

Deux tests de simulations, pour les deux cas linéaire et non linéaire, ont été faits à une charge $F_z = 2000\ N$. La figure 2.23 montre l'impact de l'angle de carrossage sur la valeur du moment de renversement. On en déduit que ce dernier atteint de grandes valeurs, pour des angles d'inclinaison importants.

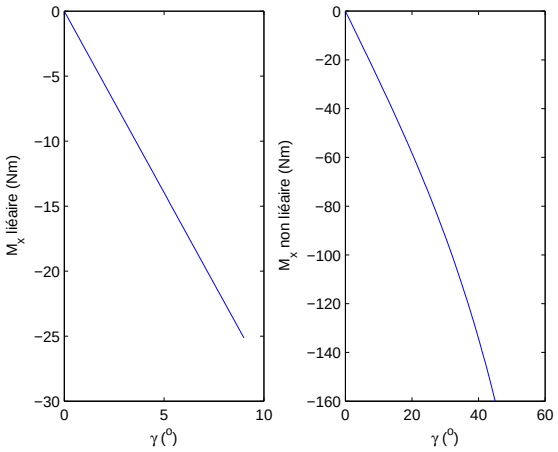

FIGURE 2.23 – Moment de renversement en fonction de l'angle de carrossage

2.4.2.5 Moment de résistance au roulement

La distribution asymétrique de la pression du pneumatique, engendre un petit déplacement d vers l'avant du point d'application de la force verticale, donnant lieu à un couple de résistance au roulement (cf, figure 2.24). Cette distance d dépend du coefficient de résistance au roulement f_w et du rayon de la roue R. De ce fait, l'expression du couple est donnée par :

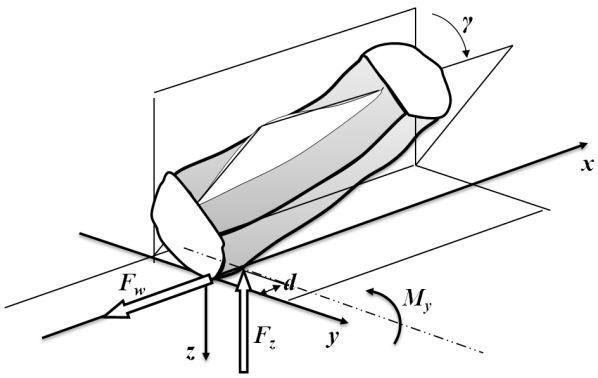

FIGURE 2.24 – Moment de résistance au roulement

$$M_y = f_w R F_z \tag{2.22}$$

Le coefficient f_w est exprimé en fonction de la pression P du pneumatique et de la vitesse longitudinale V_x du véhicule [50].

$$\begin{cases} f_w = 0.0085 + \frac{0.018}{P} + \frac{1.59\ 10^{-6}}{P} {V_x}^2 & V_x \leq 165km/h \\ f_w = \frac{0.018}{P} + \frac{2.91\ 10^{-6}}{P} {V_x}^2 & V_x > 165km/h \end{cases} \tag{2.23}$$

La figure 2.25 montre la variation du coefficient f_w et du moment de résistance au roulement, en fonction de la vitesse longitudinale. La pression P est fixée à 2.5 bar. Ces résultats montrent une augmentation importante du coefficient f_w et du couple M_y, suivant celle de la vitesse longitudinale.

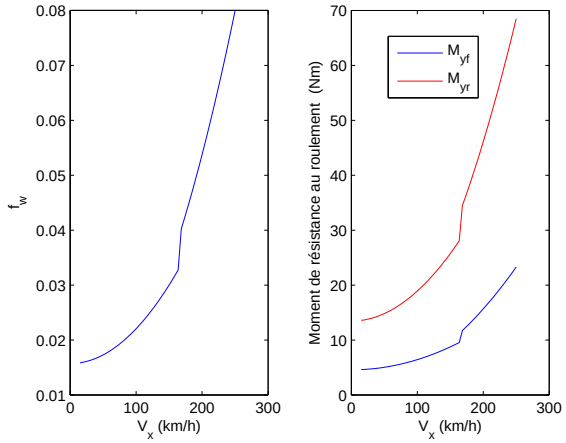

FIGURE 2.25 – Variation de f_w et M_y en fonction de la vitesse longitudinale

2.4.2.6 Efforts couplés

Les expressions des efforts couplés sont données dans l'annexe B. Concernant la force longitudinale, la dérive l'impacte plus que l'angle d'inclinaison de la roue. De la figure 2.26, on déduit qu'elle se sature rapidement, pour des valeurs de la dérive supérieures à 5°. Quant à la force latérale, elle est influencée par les trois variables α, γ et κ, dans le cas d'un couplage longitudinal et latéral. De la figure 2.27, on déduit que l'évolution de la force latérale a une allure très fine. La zone de pseudo-glissement se rétrécie avec l'augmentation du taux de glissement longitudinal et la zone de pseudo-glissement linéaire est très réduite pour des grandes valeurs de carrossage.

De même pour le moment d'auto-alignement, l'influence des trois variables α, γ et κ, est bien visible sur la figure 2.28. La zone de pseudo-glissement linéaire est nettement petite, ce qui reflète bien le cas des VDRM. L'impact de l'angle du carrossage se voit bien, puisque l'allure de la courbe augmente ou diminue selon que la valeur de γ augmente ou diminue respectivement.

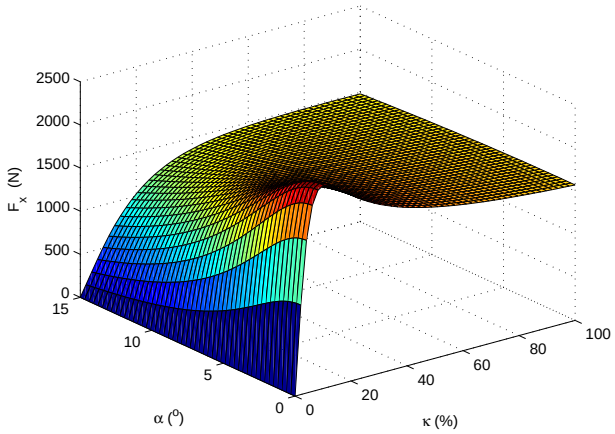

FIGURE 2.26 – Variation de F_x en fonction κ et de α

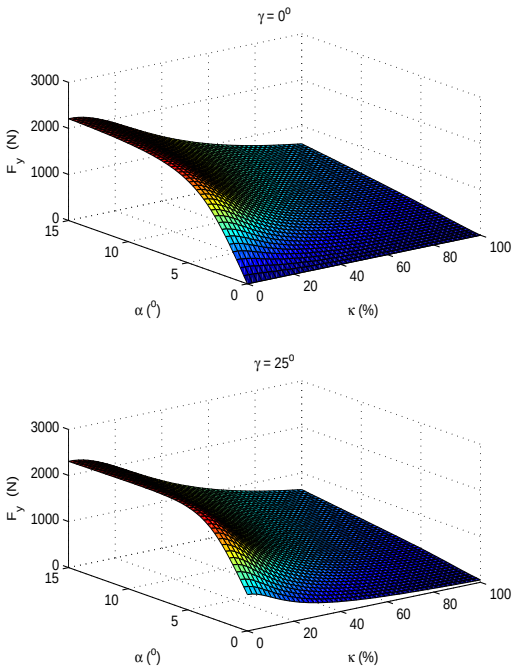

FIGURE 2.27 – Variation de la force latérale

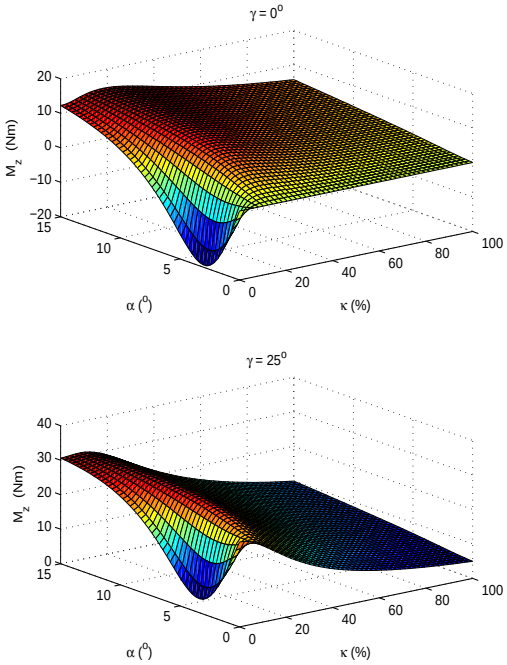

FIGURE 2.28 – Variation du moment d'auto-alignement

2.5 Synthèse de Modèles des VDRM

Récemment, avec le développement des outils de calculs, on utilise plus les formalismes multi-corps pour la modélisation des systèmes mécaniques. Des logiciels existent, basés sur des approches de l'assemblage des éléments mécaniques, tels que : ADAMS, DADS, Dymola, etc. Néanmoins, l'approche symbolique, qui se base sur le développement des équations de mouvement du système avec une pléthore de techniques, est la plus adaptée pour notre cas. Les méthodes basées sur l'approche symbolique peuvent être soit sous forme de contraintes fixées, utilisant des environnements autonomes tel que Autosim, basé sur un langage orienté objet LISP [38] [63]. Ou bien, des logiciels de calcul formel Computer Algebra Software (CAS), comme Maple. Une application, sur les VDRM, a été développée par Lot et DA Lio [40], qui permet l'obtention d'une forme symbolique minimale d'un système multi-corps à l'aide d'un package appelé "MBSymba".

Notre objectif dans cette section est d'avoir un ensemble de modèles, valides pour la description de la dynamique latérale non linéaire d'un VDRM, puisque les angles de roulis atteignent les 55°. D'avoir des modèles utiles pour la synthèse de la dynamique de roulis limite du véhicule et la conception des observateurs suivant des hypothèses de travail. On considère trois cas de modélisation du système VIC : Modèle à un seul corps rigide à 4 DDL (longitudinal, latéral, roulis et lacet), modèle à deux corps rigides à 5 DDL (longitudinal, latéral, roulis, lacet et roulis de buste du conducteur) et modèle à cinq corps rigides à 6DDL (longitudinal, latéral, roulis, lacet, direction et roulis de buste).

Le calcul des équations caractérisant la dynamique du système VIC, peut se faire par l'application d'un des deux principes suivant : Lois de Newton ou Formalisme de Lagrange.

Lois de Newton : ce traduit par le principe fondamental de la dynamique appliqué à un solide en translation et en rotation. Ceci nécessite la description des liaisons mécaniques des forces et des moments, internes et externes, agissant sur le système et leurs points d'application.

$$m_T\vec{a} = \sum \vec{F}_{ext} \qquad et \qquad I\vec{\dot{\omega}} = \sum \vec{M}_{ext} \tag{2.24}$$

Où : m_T est la masse totale du corps, $\vec{a}$ est son accélération, I est son inertie, $\vec{\dot{\omega}}$ est son accélération angulaire. $\vec{F}_{ext}$ et M_{ext} désignent les forces et les moments externes subit par le corps.

Formalisme de Lagrange : appelé aussi le principe de moindre action. Le lagrangien d'un système, noté L, est défini comme étant la différence entre les énergies potentielle V et cinétique T du système. Il est fonction des positions et des vitesses des éléments constituant le système.

$$\frac{d}{dt}\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_i} - \frac{\partial L}{\partial q_i} = Q_i \qquad ; \qquad L = T - V \tag{2.25}$$

Où : q_i sont les coordonnées généralisées.

La méthode appliquée dans notre cas est l'approche lagrangienne, que l'on décrira par la suite. Pour ce faire, on décrit l'énergie cinétique et potentielle de chaque corps par rapport à un référentiel choisi comme suit : les coordonnées de chaque corps sont exprimées dans le repères lié au véhicule R_1, qui est la projection verticale du point de centre de gravité du corps arrière, suivi d'une rotation d'un angle ϕ_d qui représente la pente transversale. Une fois les expressions de l'énergie cinétique, potentielle et dissipative de chaque corps sont obtenues, on utilise la méthode de calcul symbolique pour le développement des équations caractérisant la dynamique du VDRM. L'intérêt supplémentaire de cette partie de modélisation est la prise en compte de l'influence de l'infrastructure sur la dynamique latérale d'un VDRM, puisque des petites variations de la géométrie de la route impacte fortement la stabilité et la trajectoire de ce dernier.

Passage du repère absolu au repère véhicule : Le repère absolu est défini par R_a. Le mouvement de translation du repère R_a est présenté par le premier repère relatif R_0 lié au véhicule. La rotation du repère R_0 d'un angle ψ autour de l'axe des z_0 donne le repère défini comme le repère véhicule R_1. Le mouvement de rotation du repère R_1 autour de l'axe des x_1 d'un angle ϕ_d donne le repère R_2 et la rotation du repère R_2 autour de l'axe des x_2 d'un angle ϕ donne le repère R_3.Toutes ces transformations sont représentées par la figure 2.29.

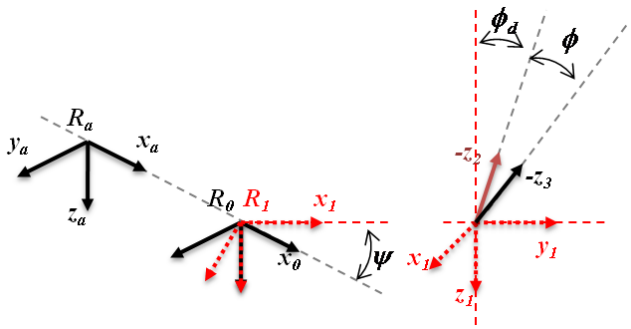

FIGURE 2.29 – Définition des repères R_a, R_0, R_1, R_2 et R_3

Les vecteurs du repère R_2 s'expriment par les coordonnées du repère R_3 de la manière suivante (ceci défini le passage du repère R_3 vers le repère R_2) :

$$\begin{cases} x_2 = x_3 \\ y_2 = y_3 \cos\phi - z_3 \sin\phi \\ z_2 = y_3 \sin\phi + z_3 \cos\phi \end{cases} \tag{2.26}$$

La matrice de passage correspondante est :

$$R_\phi = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos\phi & -\sin\phi \\ 0 & \sin\phi & \cos\phi \end{bmatrix}$$

Aussi, les vecteurs du repère R_1 s'expriment par les composantes du repère R_2 de la manière suivante (ceci défini le passage du repère R_2 vers le repère R_1) :

$$\begin{cases} x_1 = x_2 \\ y_1 = y_2 \cos\phi_d - z_2 \sin\phi_d \\ z_1 = y_2 \sin\phi_d + z_2 \cos\phi_d \end{cases} \tag{2.27}$$

La matrice de passage correspondante est :

$$R_{\phi_d} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos\phi_d & -\sin\phi_d \\ 0 & \sin\phi_d & \cos\phi_d \end{bmatrix}$$

Enfin, les vecteurs du repère R_0 s'expriment par les coordonnées du repère R_1 de la manière suivante (ceci défini le passage du repère R_1 vers le repère R_0, nécessaire pour la description de la trajectoire du véhicule) :

$$\begin{cases} x_0 = x_1 \cos\psi - y_1 \sin\psi \\ y_0 = x_1 \sin\psi + y_1 \cos\psi \\ z_0 = z_1 \end{cases} \tag{2.28}$$

La matrice de passage correspondante est :

$$R_\psi = \begin{bmatrix} \cos\psi & -\sin\psi & 0 \\ \sin\psi & \cos\psi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

2.5.1 Formalisme de Lagrange

L'approche Lagrangienne est très commode pour l'obtention des équations de mouvement des systèmes multi-corps à plusieurs degrés de liberté. On écrit l'énergie cinétique totale du système mécanique (VDRM) comme suit :

$$T = \sum (\frac{1}{2} m_i \dot{x}_i^2 + \frac{1}{2} I_i {\Omega_i}^2) \tag{2.29}$$

- m_i est la masse de chaque corps rigide. I_i est l'inertie de chaque corps rigide.
- $\dot{x}_i$ est la vitesse de translation de chaque corps dans le repère R_1.
- ω_i est la vitesse angulaire de chaque corps dans le repère R_1.

L'énergie potentielle totale est la somme de l'énergie due à la gravité de chaque corps et un terme dû à la raideur du buste du conducteur dans le cas où ce dernier est pris en compte.

$$V = \sum gm_i h_i + \frac{1}{2} C_{\phi_r} {\phi_r}^2 \tag{2.30}$$

- h_i est la distance qui définit la variation de la hauteur du centre de gravité de chaque corps par rapport au sol, décrit dans le repère R_1.
- C_{ϕ_r} est le coefficient de raideur de buste du conducteur.

Dans notre cas, on suppose qu'une partie des forces seulement ne dérive pas d'un potentiel, comme les frottements et les amortissements. De ce fait, la fonction de dissipation est relative à l'amortissement du système de direction en rotation par rapport au corps principal, de la partie supérieure du corps du conducteur en rotation par rapport à sa partie inférieure. Toutes ces actions d'amortissement sont supposées linéaires et avoir un caractère visqueux idéal [64]. On obtient :

$$D_c = \frac{1}{2} K_\delta \dot{\delta}^2 + \frac{1}{2} K_{\phi_r} \dot{\phi}_r^2 \tag{2.31}$$

- K_δ est le cœfficient d'amortissement de la direction.
- K_{ϕ_r} est le cœfficient d'amortissement de buste du conducteur.

Les équations de la dynamique du VDRM sont établies par l'application de l'expression basique de Lagrange suivante :

$$\frac{d}{dt}\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial D_c}{\partial \dot{q}_i} + \frac{\partial V}{\partial q_i} = Q_i \tag{2.32}$$

Avec :

- Q_i sont les moments et forces généralisés.
- q_i sont la i^{ime} coordonnée généralisée. Le nombre de degrés de liberté du système est égal au nombre de coordonnées généralisées indépendantes.

La vitesse longitudinale v_x et la vitesse latérale v_y sont des dérivées par rapport au temps des quasi-coordonnées généralisées x_0 et y_0. Elles sont exprimées dans le référentiel R_1 par :

$$\begin{cases} v_x = \dot{x}_0 \cos\psi + \dot{y}_0 \sin\psi \\ v_y = -\dot{x}_0 \sin\psi + \dot{y}_0 \cos\psi \end{cases} \tag{2.33}$$

Tenant compte des relations (2.33) pour calculer les dynamiques (longitudinale, latérale et lacet) dans le repère considéré global, on utilise les équations de Lagrange modifiées :

$$\frac{d}{dt}\frac{\partial T}{\partial v_x} - \dot{\psi}\frac{\partial T}{\partial v_y} = Q_x \tag{2.34}$$

$$\frac{d}{dt}\frac{\partial T}{\partial v_y} + \dot{\psi}\frac{\partial T}{\partial v_x} = Q_y \tag{2.35}$$

$$\frac{d}{dt}\frac{\partial T}{\partial \dot{\psi}} + v_x\frac{\partial T}{\partial v_y} - v_y\frac{\partial T}{\partial v_x} = Q_\psi \tag{2.36}$$

$$\tag{2.37}$$

2.5.2 Modèle à un seul corps d'un VDRM

Un modèle détaillé d'un VDRM est très complexe parce que le système a de nombreux degrés de liberté et sa géométrie est limitée. Le plus simple modèle d'un VDRM, appelé aussi " Modèle bicyclette [65, 66]" utilisé pour l'étude de la dynamique des véhicules de tourisme, est celui où l'on considère l'ensemble Véhicule-Conducteur comme un seul corps rigide (cf, figure 2.30).

Les hypothèses de modélisation considérées sont :

1. Le système est composé d'un seul corps rigide constitué de : la structure principale, le conducteur, la fourche, le guidon, les suspensions et les roues.
2. La structure générale du système est supposée symétrique par rapport à l'axe des x.
3. Les roues sont des disques fins rigides.
4. La dynamique longitudinale ne subit pas de grandes variations.
5. Les moments et les forces sont considérés linéaires.

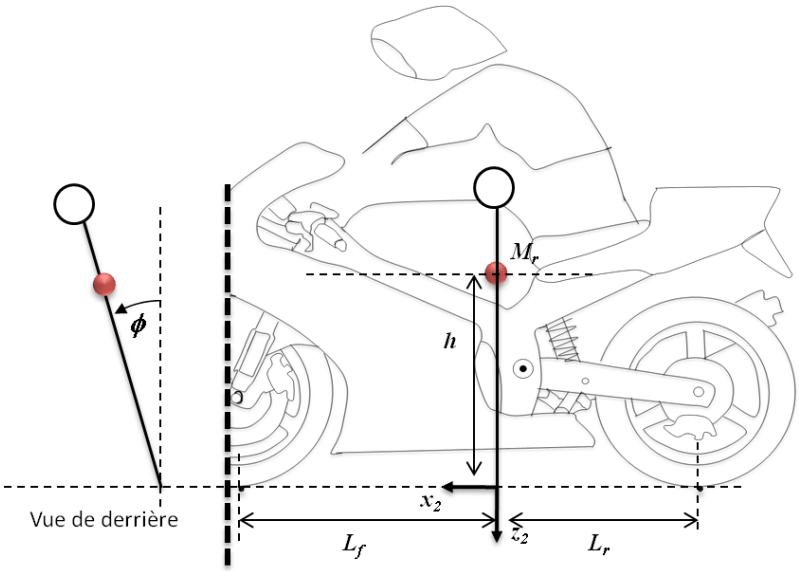

FIGURE 2.30 – Configuration du modèle à un seul corps

L'énergie cinétique T est par définition l'énergie associée au mouvement d'un corps et son expression est donnée par l'équation (2.29). Afin de décrire l'énergie cinétique du corps M_r, on doit d'abord exprimer les expressions de ses vitesses $V_1(M_r)$ et $\Omega_1(M_r)$ dans le repère R_1(cf, Equation (2.38)).

$$T = \frac{1}{2} m_r {V_1}^2(M_r) + \frac{1}{2} I {\Omega_1}^2(M_r) \tag{2.38}$$

- La vitesse de translation du point M_r exprimée dans le repère R_1 est donnée par :

$$\vec{V}_1(M_r) = \vec{V}(O) + \vec{\Omega}_3^0 \wedge \overrightarrow{OM_r} \tag{2.39}$$

Le point O est l'origine des référentiels R_0, R_1,R_2 et R_3.

$\vec{V}(O)$ est le vecteur vitesse de translation du repère R_0. Son expression vectorielle dans R_1 est : $\vec{V}(O) = \dot{x}_1\vec{x}_1 + \dot{y}_1\vec{y}_1 + 0\vec{z}_1$.

Le vecteur rotation instantanée du repère R_3 par rapport à R_0 a pour expression vectorielle : $\vec{\Omega}_3^0 = \vec{\Omega}_1^0 + \vec{\Omega}_2^1 + \vec{\Omega}_3^2 = \dot{\phi}\vec{x}_1 + 0\vec{y}_1 + \dot{\psi}\vec{z}_1$.

Remarque 2.5.1 *Le changement de la pente transversale ϕ_d de la route est considéré très petit. De ce fait, sa dynamique $\dot{\phi}_d$ est négligée.*

- La composante $\overrightarrow{OM_r}$ est exprimée dans R_1 par :

$$\overrightarrow{OM_r} = \begin{cases} 0 \\ h(\cos\phi_d \sin\phi + \sin\phi_d \cos\phi) \\ h(\sin\phi_d \sin\phi - \cos\phi_d \cos\phi) \end{cases} \tag{2.40}$$

- Le vecteur des vitesses angulaires $\vec{\Omega}_1(M_r) = p_r\vec{x}_1 + q_r\vec{y}_1 + r_r\vec{z}_1$ exprimé dans le repère véhicule en fonction des vitesses instantanées est donné par :

$$\begin{bmatrix} p_r \\ q_r \\ r_r \end{bmatrix} = R'_\phi R'_{\phi_d} \begin{bmatrix} \dot{\phi} \\ 0 \\ \dot{\psi} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \dot{\phi} \\ \dot{\psi}(\cos\phi \sin\phi_d + \sin\phi \cos\phi_d) \\ \dot{\psi}(-\sin\phi \sin\phi_d + \cos\phi \cos\phi_d) \end{bmatrix} \tag{2.41}$$

La matrice d'inertie a pour expression, dans le repère lié à ce mobile :

$$I = \begin{bmatrix} I_{xr} & 0 & -I_{rxz} \\ 0 & I_{yr} & 0 \\ -I_{rxz} & 0 & I_{zr} \end{bmatrix}$$

L'expression de l'énergie potentielle du corps M_r est donnée par :

$$V = m_r g h(\cos\phi \cos\phi_d - \sin\phi \sin\phi_d) \tag{2.42}$$

Afin d'établir les équations de la dynamique du modèle considéré, on applique l'approche de Lagrange (cf, Equation (2.32) et (2.34)). On obtient les équations

(A.1).

Pour la simulation du modèle, on a choisi une manœuvre en virage qui excite plus la dynamique du véhicule en latéral. La vitesse longitudinale est fixée à V_x= 35 km/h et l'angle du dévers est négligé. Le contrôle du modèle est basé sur le suivi d'un angle de roulis référence pour générer un angle de braquage δ [65], utilisant un correcteur proportionnel en fonction de la vitesse longitudinale, comme le montre la figure 2.31.

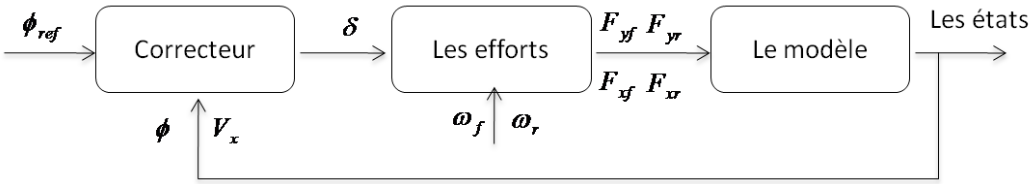

FIGURE 2.31 – Schéma de commande

Les résultats de simulation, illustrés par la figure 2.32, justifient le bon fonctionnement du modèle. La condition d'équilibre en latéral, qui assure la stabilité du véhicule en courbe et qui est définie par l'égalité entre la composante des forces latérales et celle de la force centrifuge (cf, équation (2.3)), est vérifiée.

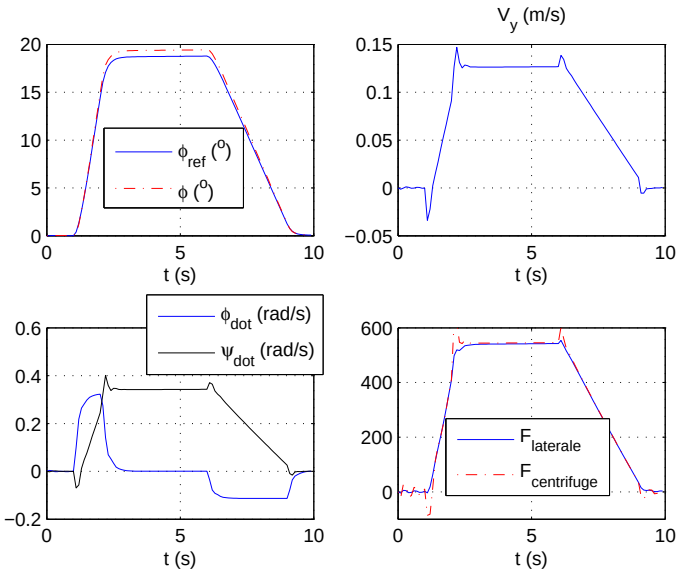

FIGURE 2.32 – Etats du modèle et condition d'équilibre latéral

La prise en compte de l'angle de dévers est très importante pour les manœuvres en courbe. En effet, cet angle permet de réduire les efforts latéraux auxquelles le véhicule est soumis. Afin de vérifier cela par simulation, on a réalisé deux cas de tests, un test sans la prise en compte du dévers (Cas1) et un autre avec un angle de dévers non nul (Cas2). Les tests ont été faits en prenant la même allure de l'angle de roulis. La figure 2.33 illustre les résultats obtenus. On remarque que les forces latérales sont presque égales, dans les deux cas, bien que la trajectoire dans le deuxième test soit caractérisée par un rayon de courbure plus petit. On en conclu que l'angle de dévers a permis de réduire l'effort latéral nécessaire pour prendre un rayon de courbure plus petit.

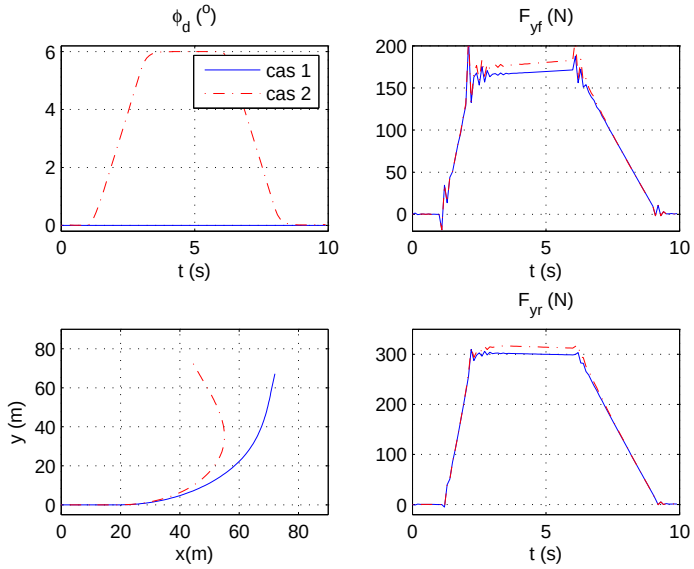

FIGURE 2.33 – Influence du dévers

2.5.3 Modèle à deux corps d'un VDRM

A contrario des véhicules automobiles, l'influence du conducteur est d'une grande importance pour les VDRM, puisque le rapport des masses véhicule/conducteur est très grand, exemple de notre cas, la masse du scooter dont dispose le laboratoire est de 115 Kg. Si on considère un conducteur normal d'une masse de 70 Kg, on voit bien que sa masse est de l'ordre de 60.8% de celle du scooter, ce qui n'est pas négligeable. L'effet du corps de conducteur sur la dynamique du VDRM se manifeste par les forces aérodynamiques, pendant les phases d'accélération/freinage. Ajouter à cela, l'inclinaison et le déplacement latéral de son buste durant les manœuvres en courbes, déplace le centre de gravité global du système (cf figure 2.34) [67], [68] .

A cet effet, on analysera le mouvement de rotation latérale de cette partie haute

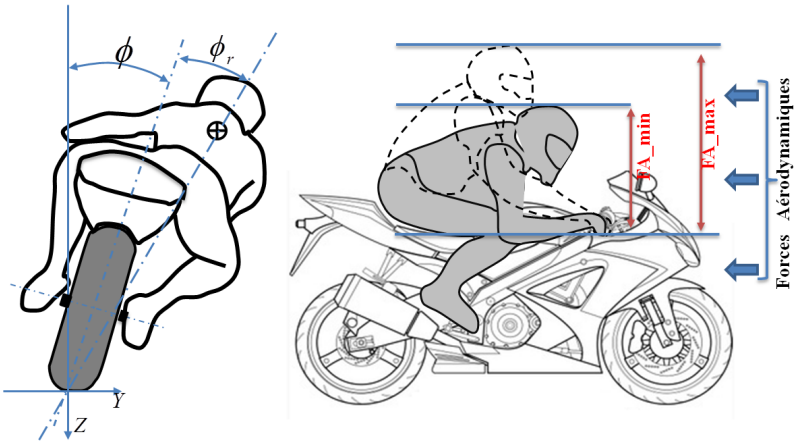

FIGURE 2.34 – L'influence du conducteur sur le DRM

du conducteur. Pour ce faire, on considère la partie haute du conducteur comme étant un corps solide, avec la possibilité de rotation par rapport au corps principal (cf, figure 2.35). Ceci donne lieu à un modèle à deux corps d'un VDRM, comparé à un double pendule inversé se déplaçant en longitudinal et en latéral avec deux liaisons rotatives en latéral (ϕ et ϕ_r).

Le modèle est basé sur les hypothèses suivantes :

1. La partie principale rigide composée de : La structure principale, les roues, le guidon, la fourche et les suspensions.
2. Le buste du conducteur, considéré rigide, est capable de tourner à gauche et à droite sur l'axe des x au niveau de la selle.
3. L'angle d'inclinaison du buste ϕ_r, par rapport à la selle, est considéré inférieur à 10°.

L'énergie cinétique totale du système est la somme des deux énergies de chaque corps (cf, équation (2.43)). Notant que l'énergie cinétique T_r du corps principal M_r est obtenue de la même manière que le calcul de l'énergie cinétique du modèle à un seul corps précédent.

$$T = T_r + T_c \tag{2.43}$$

L'énergie cinétique du corps M_c est obtenue comme suit :

$$T_c = \frac{1}{2} m_c {V_1}^2(M_c) + \frac{1}{2} I_c {\Omega_1}^2(M_c) \tag{2.44}$$

Avant de décrire la procédure de calcul des deux vitesses, de translation et de rotation du corps M_c, on définit le système de repère utilisé (cf, figure 2.36).

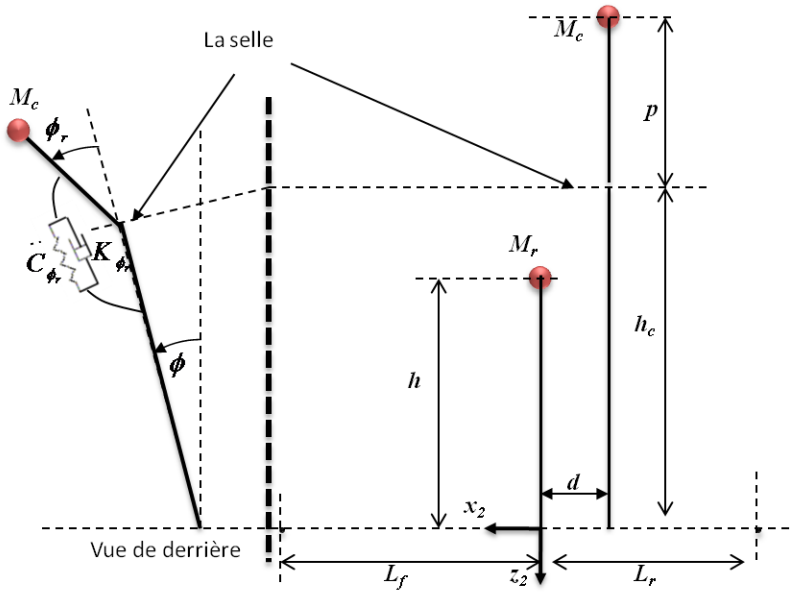

FIGURE 2.35 – Schéma d'un VDRM à deux corps

Les repères R_1, R_2 et R_3 sont définis comme précédemment. La translation du repère R_3 d'une distance d sur l'axe des x_3 définit le repère R_{3c}. La translation du repère R_{3c} d'une distance notée h_c sur l'axe des z_{3c} définit le repère R_{4c}. Enfin, la rotation du repère R_{4c} d'un angle ϕ_r autour de l'axe des x définit le repère R_{5c}.

- La vitesse de translation $\vec{V}_1(M_c)$ du corps M_c exprimée dans le repère R_1 est donnée par :

$$\vec{V}_1(M_c) = \vec{V}^0(O) + \vec{\Omega}^0_{5c} \wedge \overrightarrow{OM_c} \tag{2.45}$$

Avec :

$$\overrightarrow{OM_c} = \begin{cases} -d \\ y_c \cos\phi_d - z_c \sin\phi_d \\ y_c \sin\phi_d + z_c \cos\phi_d \end{cases} \tag{2.46}$$

$$\begin{cases} y_c = p \sin\phi_r \cos\phi + (p\cos\phi_r + h_c)\sin\phi \\ z_c = p \sin\phi_r \cos\phi + (p\cos\phi_r + h_c)\sin\phi \end{cases}$$

La matrice de passage correspondante est :

$$R_{\phi_r} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos\phi_r & -\sin\phi_r \\ 0 & \sin\phi_r & \cos\phi_r \end{bmatrix}$$

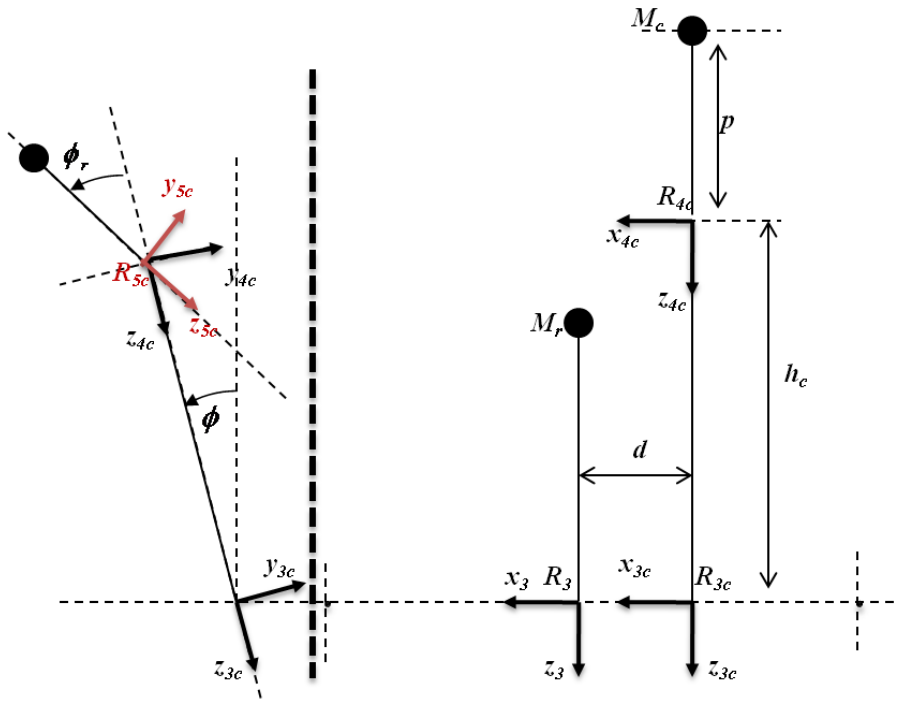

FIGURE 2.36 – Changement de repère pour le corps M_c

Le vecteur des vitesses de rotation instantanées du repère R_{5c} par rapport au repère absolu $\vec{\Omega}^0_{5c}$ est définit comme suit : $\vec{\Omega}^0_{5c} = \dot{\psi}\vec{z}_1 + \dot{\phi}\vec{x}_1 + \dot{\phi}_r\vec{x}_{4c}$.

Ce qui nous conduit à :

$$\vec{V}_1(M_c) = \left\{ \begin{array}{c} \dot{x}_1 \\ \dot{y}_1 \\ 0 \end{array} \right. + \left\{ \begin{array}{c} \dot{\phi} + \dot{\phi}_r \\ 0 \\ \dot{\psi} \end{array} \right. \wedge \quad \vec{OM}_c \tag{2.47}$$

- Le vecteur des vitesses angulaires $\vec{\Omega}_1(M_c) = p_c\vec{x}_1 + q_c\vec{y}_1 + r_c\vec{z}_1$ est donné par :

$$\vec{\Omega}_1(M_c) = \left\{ \begin{array}{c} p_c \\ q_c \\ r_c \end{array} \right. = R'_{\phi_r} \; R'_{\phi} \; R'_{\phi_d} \left\{ \begin{array}{c} \dot{\phi} + \dot{\phi}_r \\ 0 \\ \dot{\psi} \end{array} \right. \tag{2.48}$$

La matrice d'inertie I_c a pour expression :

$$I_c = \begin{bmatrix} I_{xc} & 0 & 0 \\ 0 & I_{yc} & 0 \\ 0 & 0 & I_{zc} \end{bmatrix}$$

L'expression de l'énergie potentielle du système est la somme de l'énergie potentielle de chaque corps, ajoutée à un terme dû à la raideur de buste du conducteur (cf, équation (2.30)) :

$$V = m_r gh(\cos\phi\cos\phi_d - \sin\phi\sin\phi_d) - m_c g(y_c\sin\phi_d + z_c\cos\phi_d) + \frac{1}{2}C_{\phi_r}{\phi_r}^2 \quad (2.49)$$

L'énergie dissipative du corps M_c est donnée par :

$$D_c = \frac{1}{2}K_{\phi_r}\dot{\phi}_r^2 \quad (2.50)$$

Les équations du système (cf, équations (A.2), (A.3) et (A.4)) sont obtenues par l'application du formalisme de Lagrange (cf, Equation (2.32) et (2.34)). Les forces généralisées sont considérées :

$$\begin{cases} Q_x = F_{xf} + F_{xr} \\ Q_y = F_{yf} + F_{yr} \\ Q_\psi = L_f F_{yf} - L_r F_{yr} + M_{zf} + M_{zr} \\ Q_\phi = M_{xf} + M_{xr} \\ Q_{\phi_r} = \tau_c \end{cases} \quad (2.51)$$

La simulation du modèle est effectuée en prenant le même scénario que précédemment avec le même contrôle défini par la figure 2.31. L'angle du dévers est pris non nul pour avoir plus de stabilité latérale.

Afin d'illustrer l'influence de la partie considérée mobile et qui représente le buste du conducteur, on réalise trois tests. Dans le premier test, on considère une action passive du conducteur c'est-à-dire $\tau_c = 0 \;\; Nm$. Dans les deux autres tests, on prend l'action active du conducteur dans les deux sens, dans le sens positif et dans le sens négatif de l'inclinaison du véhicule respectivement. Les résultats de simulation sont montrés par la figure 2.37.

La figure 2.37 montre bien l'importance de la position du centre de gravité de la partie haute du conducteur, puisque la trajectoire change significativement avec la variation de celle-ci.

A partir de cette analyse, on conclue que l'identification des valeurs des paramètres définissants les propriétés de la partie haute du conducteur est une étape difficile mais cruciale dans l'étude de son influence sur la dynamique du système globale. Notamment les cœfficients de raideur C_{ϕ_r} et d'amortissement K_{ϕ_r} de buste du pilote par rapport à sa partie basse du corps.

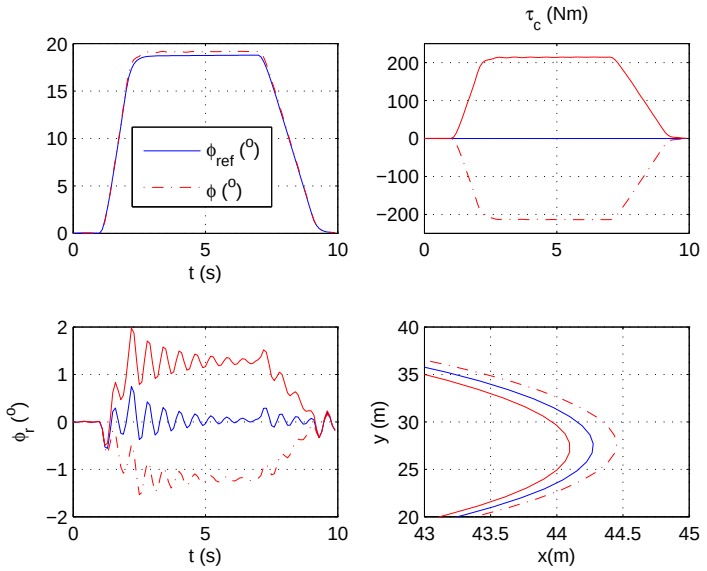

FIGURE 2.37 – Influence du buste du conducteur

2.5.4 Modèle à cinq corps d'un VDRM

Au cours de cette dernière partie de modélisation, on considèrera plus que deux corps rigides du VDRM pour avoir une analyse plus fine sur sa dynamique et mieux caractériser l'interaction des éléments la constituant. Pour ce faire, on suppose l'ensemble Véhicule, Infrastructure et Conducteur (VIC) comme étant une liaison de cinq corps rigides (cf, figure 2.38).

Le modèle à cinq corps est composé de :

1. Un corps arrière rigide M_r composé de : la structure principale, le moteur, les suspensions arrière et la partie basse du corps du conducteur.
2. Un corps avant rigide M_f composé de : la fourche, le guidon et les suspensions avant.
3. La partie haute du conducteur considérée rigide et compose le corps M_c.
4. Les roues sont des disques fins et rigides qui ont la possibilité de rotation sur l'axe des y.
5. Les angles de direction et de l'inclinaison du buste du conducteur sont considérés petits.
6. La dynamique verticale et du tangage sont négligées et la vitesse longitudinale ne varie pas trop.

L'énergie cinétique totale du système (cf, Equation (2.52)) est la somme des énergies cinétiques des corps qui le composent. Le calcul des deux énergies notées T_r et T_c du corps arrière et de la partie haute du conducteur respectivement, sont

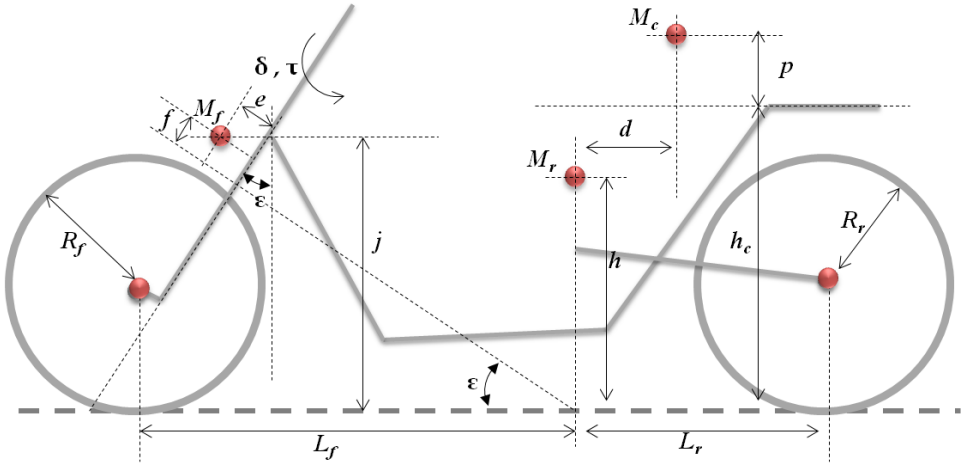

FIGURE 2.38 – Schéma d'un VDRM à cinq corps

calculées de la même manière que dans la partie précédente. Il nous reste qu'à développer l'énergie du corps avant, notée T_f et l'énergie due à la rotation des deux roues notée T_ω.

$$T = T_r + T_c + T_f + T_\omega \tag{2.52}$$

L'énergie cinétique du corps M_f est obtenue comme suit :

$$T_f = \frac{1}{2} m_f {V_1}^2(M_f) + \frac{1}{2} I_f {\Omega_1}^2(M_f) \tag{2.53}$$

Le système de repère utilisé pour le calcul de l'énergie cinétique du corps M_f, est bien décrit par la figure 2.39. Le repère R_{3f} est obtenu avec la rotation du repère R_3, déjà définit, autour de l'axe des y_3 d'un angle ε qui est l'angle de chasse. La translation du repère R_{3f} d'une distance égale à a nous donne le repère R_{4f}. La rotation du repère R_{4f} d'un angle δ autour de l'axe z_{4f} définit le repère R_{5f} où les coordonnées du point M_f sont décrites par $(\vec{O_{5f}M_f} = e\vec{x}_{5f} + 0\vec{y}_{5f} - f\vec{z}_{5f})$.

- La vitesse de translation $\vec{V}_1(M_f)$ du corps M_f exprimée dans le repère R_1 est donnée par :

$$\vec{V}_1(M_f) = \vec{V}^0(O) + \vec{\Omega}^0_{5f} \wedge \overrightarrow{OM_f} \tag{2.54}$$

Avec :

$$\overrightarrow{OM_f} = R_\delta \;\; Tr_a \;\; R_\varepsilon \;\; R_\phi \;\; R_{\phi_d} \begin{cases} e \\ 0 \\ -f \end{cases} \tag{2.55}$$

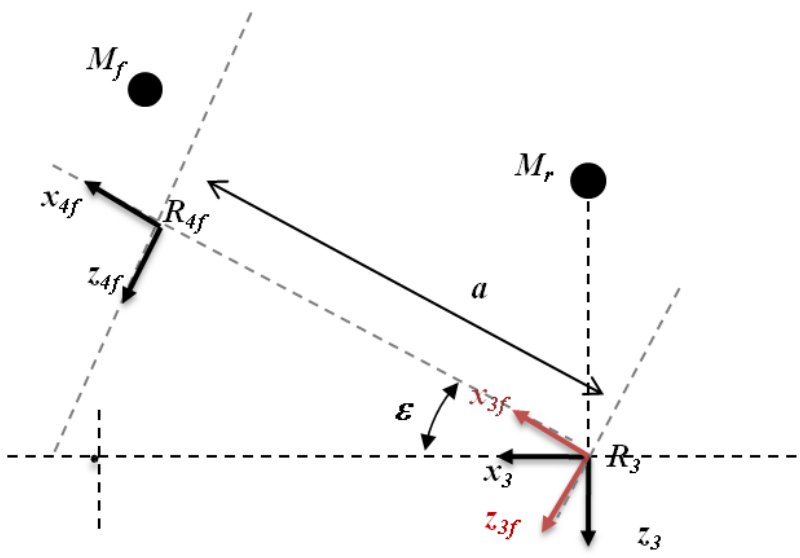

FIGURE 2.39 – Changement de repère pour le corps M_f

Les matrices de passage correspondantes sont :

$$R_\delta = \begin{bmatrix} \cos\delta & -\sin\delta & 0 \\ \sin\delta & \cos\delta & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad ; \quad R_\varepsilon = \begin{bmatrix} \cos\varepsilon & 0 & \sin\varepsilon \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin\varepsilon & 0 & \cos\varepsilon \end{bmatrix}$$

Avec Tr_a est le passage du repère R_{4f} au repère R_{3f} par une translation d'une distance a.

Le vecteur des vitesses de rotation instantanées du repère R_{5f} par rapport au repère absolu $\vec{\Omega}^0_{5f}$ est définit comme suit : $\vec{\Omega}^0_{5f} = \dot{\psi}\vec{z}_1 + \dot{\phi}\vec{x}_1 + \dot{\delta}\vec{z}_{4f}$. Ce qui nous conduit à :

$$\vec{V}_1(M_f) = \left\{ \begin{array}{c} \dot{x}_1 \\ \dot{y}_1 \\ 0 \end{array} \right. + \left\{ \begin{array}{c} \dot{\phi} + \dot{\delta}\sin\varepsilon \\ -\dot{\delta}\cos\varepsilon(\sin\phi\cos\phi_d + \cos\phi\sin\phi_d) \\ \dot{\psi} + \dot{\delta}\cos\varepsilon(\cos\phi\cos\phi_d - \sin\phi\sin\phi_d) \end{array} \right. \wedge \ \vec{OM_f} \quad (2.56)$$

- Le vecteur des vitesses angulaires $\vec{\Omega}_1(M_f) = p_f\vec{x}_1 + q_f\vec{y}_1 + r_f\vec{z}_1$ est donné par :

$$\vec{\Omega}_1(M_c) = \left\{ \begin{array}{c} p_f \\ q_f \\ r_f \end{array} \right. = R'_\delta \ R'_\varepsilon \ R'_\phi \ R'_{\phi_d} \left\{ \begin{array}{c} \dot{\phi} \\ 0 \\ \dot{\psi} \end{array} \right. + \left\{ \begin{array}{c} 0 \\ 0 \\ \dot{\delta} \end{array} \right. \quad (2.57)$$

La matrice d'inertie I_f a pour expression dans le repère lié à ce mobile :

$$I_f = \begin{bmatrix} I_{xf} & 0 & 0 \\ 0 & I_{yf} & 0 \\ 0 & 0 & I_{zf} \end{bmatrix}$$

L'énergie cinétique due à la rotation des deux roues, exprimée dans le repère véhicule R_1 est donnée par $T_\omega = T_{\omega_f} + T_{\omega_r}$.

$$\begin{cases} T_{\omega_f} = i_{fy}(q_f\omega_f + \frac{1}{2}\dot{\omega}_f) \\ T_{\omega_r} = i_{ry}((\cos\phi\sin\phi_d + \sin\phi\cos\phi_d)\dot{\psi}\omega_r + \frac{1}{2}\dot{\omega}_r) \end{cases} \tag{2.58}$$

L'expression de l'énergie potentielle du système composé des corps M_r, M_f et M_c est la somme de l'énergie potentielle de chaque corps ajouté à un terme dû à la raideur du buste du conducteur. Ce qui fait que l'on prend l'expression (2.49) et on rajoute le terme de l'énergie potentielle liée au corps M_f noté V_{M_f} :

$$V_{M_f} = m_f g(\cos(\phi + \phi_d)(\sin\varepsilon(\cos\delta e + a) + \cos\varepsilon f) - \sin(\phi + \phi_d)\sin\delta e) \tag{2.59}$$

L'énergie dissipative des deux corps M_f et M_c, définit avant (cf, Equation (2.31)), est donnée par :

$$D_c = \frac{1}{2}K_\delta\dot{\delta}^2 + \frac{1}{2}K_{\phi_r}\dot{\phi}_r^2 \tag{2.60}$$

Les équations du système sont obtenues par l'application du formalisme de Lagrange (cf, Equation (2.32) et (2.34)). Les forces généralisées sont considérées ainsi :

$$\begin{cases} Q_x = F_{xf} + F_{xr} \\ Q_y = F_{yf} + F_{yr} \\ Q_\psi = L_f F_{yf} - L_r F_{yr} + M_{zf} + M_{zr} - \tau\cos\varepsilon \\ Q_\phi = \eta\delta F_{zf}\cos\phi + M_{xf} + M_{xr} \\ Q_\delta = \tau - \eta F_{yf} + \eta F_{zf}(\sin\phi + \sin\varepsilon\sin\delta) \\ Q_{\phi_r} = \tau_c \end{cases} \tag{2.61}$$

La simulation du modèle est faite sur deux tests, afin d'examiner l'influence de la partie haute du conducteur sur la dynamique latérale du VDRM et sa trajectoire. Cette dernière est obtenue en générant un couple de braquage τ, selon un angle de roulis désiré ϕ_{ref}, permettant de stabiliser le véhicule [55].

Le premier test ($Test1$), est effectué en prenant l'action du conducteur ϕ_r dans le même sens du roulis du véhicule. Dans le deuxième ($Test2$), on considère une inclinaison dans le sens opposé. La vitesse longitudinale est prise constante égale à 30 km/h. Les résultats de simulation sont montrés dans les figures 2.40.

La figure 2.40 montre bien l'impact de l'inclinaison du buste du conducteur, dans les deux cas de test. Le changement de l'allure de la trajectoire confirme cet effet,

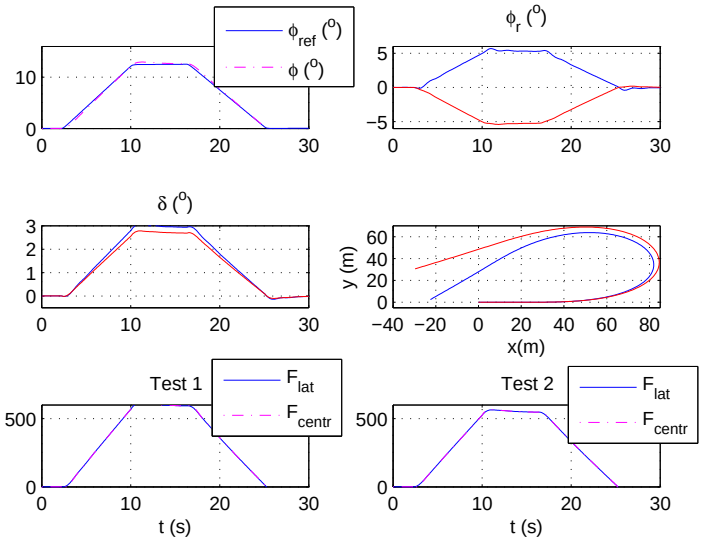

FIGURE 2.40 – Influence du buste du conducteur

puisque lorsque l'on s'incline dans le même sens que le roulis du véhicule, on positionne plus le centre de gravité global à l'intérieur. Ainsi l'effort latéral augmente, ce qui permet de prendre un rayon de courbure plus petit, et vice versa.

La condition d'équilibre (2.3), est bien respectée dans les deux cas de test, puisque les forces latérale et centrifuge sont équivalentes. Cela montre le bon fonctionnement du modèle établi.

2.6 Conclusion

Au cours de ce chapitre, nous avons réalisé un état de l'art global sur les VDRM, présentant un historique sur l'étude de leur dynamique et les différents modèles existants. Nous avons abordé les notions majeures et nécessaires pour leur équilibre longitudinal, vertical et latéral. L'influence des paramètres géométriques et inertiels sur la dynamique a été mise en exergue.

Les efforts de contact pneumatique-chaussée, caractérisés par de très grands angles de carrossage et des petits angles de glissement latéral, complètement différents par rapport à ceux d'un véhicule de tourisme, ont été bien détaillés.

Trois modèles non linéaires complémentaires de VDRM ont été élaborés. Les simulations montrent bien leur bon fonctionnement et l'impact des différentes grandeurs prises en compte, tel que le roulis de buste du conducteur et le dévers. En

effet, l'objectif de cette partie est multiple, puisque la dynamique des VDRM est très complexe et la modélisation des non linéarités relatives aux angles de roulis et les termes des dynamiques souvent négligées ($\dot{\psi}^2$, $\dot{\phi}^2$, etc.), apporte plus de justesse à l'étude de l'équilibre critique en latéral relatif à l'inclinaison des VDRM, qui fera l'objet du chapitre suivant.

Chapitre 3

Dynamique limite de roulis des VDRM

Sommaire

3.1 Introduction **67**
3.2 Systèmes d'assistance à la conduite des VDRM **68**
3.3 Equilibre latéral d'un VDRM **72**
3.3.1 Les forces de frottement 72
3.4 Analyse de la dynamique limite de roulis : modèle à 3DDL **75**
3.4.1 Influence des paramètres inertiels et géométriques 77
3.4.2 Influence des paramètres de l'infrastructure 78
3.4.3 Influence des paramètres liés à la dynamique du véhicule . . . 82
3.5 Analyse de la dynamique limite de roulis : modèle à 4DDL **86**
3.5.1 Influence du buste du conducteur 86
3.6 Conclusion **89**

3.1 Introduction

L'équipement des VDRM en systèmes d'aide à la conduite, reste infime en comparaison aux autres véhicules de tourisme et les poids lourds. Cela s'explique par de nombreuses raisons liées principalement à la dynamique complexe du véhicule et l'acceptabilité des systèmes d'assistance par les motocyclistes. De nombreux projets existent (SAFERIDER [69] et 2BESAFE [70]) ainsi que des organismes (FEMA [71] et ACEM [72]) qui investiguent la possibilité de l'amélioration de la sécurité routière, le confort des conducteurs des VDRM et le potentiel d'intégration des systèmes de sécurité actifs, passifs ou préventifs sur ce type de véhicule.

Une étude internationale a été menée par la Commission européenne 2BESAFE, à travers l'Europe et l'Australie, sur l'acceptation des systèmes d'assistance à la

conduite pour les VDRM par leurs usagers [73]. Les analyses ont montré une acceptabilité plus élevée pour les systèmes répandus et considérés fiables comme l'ABS, et plus faible pour les systèmes qui s'immiscent dans la conduite, tels que le régulateur de vitesse adaptatif. Les résultats de cette étude soulignent la résistance des motocyclistes aux systèmes d'assistance à la conduite et les stratégies possibles pour surmonter les obstacles liés à ce refus et l'amélioration de leur usage.

Le VDRM est un véhicule intrinsèquement instable et toute perte de contrôle devient très difficile à corriger en aval. De plus, dans environ 30% des cas, le conducteur n'a pas complètement le temps de corriger sa manœuvre et éviter l'accident. D'où l'équipement du véhicule avec des systèmes d'assistance est manifeste afin de l'aider à effectuer des actions correctes et réduire le risque de perte de contrôle sur le véhicule.

Dans ce chapitre, une revue des systèmes embarqués d'aide à la conduite, dédiés aux VDRM, sera faite. Ensuite, on abordera les notions fondamentales, nécessaires à l'équilibre en latéral de ces véhicules. Une fonction de risque relative à l'angle d'inclinaison limite du véhicule, est établie. L'objectif est d'analyser l'impact de plusieurs paramètres (l'infrastructure, la dynamique du véhicule et le buste du conducteur), sur cette dynamique limite. Enfin, on terminera par une synthèse des résultats.

3.2 Systèmes d'assistance à la conduite des VDRM

Il n'existe pas de définition normalisée des systèmes d'assistance à la conduite, du fait de leur interaction avec les actions du conducteur. Généralement, les systèmes d'aide dédiés aux VDRM sont une adaptation des systèmes développés pour les véhicules à quatre roues, pour répondre aux exigences des véhicules à deux roues motorisés et leurs caractéristiques spécifiques. Dans cette partie, on s'intéresse principalement aux systèmes embarqués sur le véhicule et que l'on peut classer en quatre catégories (cf, figure 3.1).

Les systèmes d'information : sont des équipements qui permettent d'avoir une information en temps réel sur l'environnement routier et de les communiquer au conducteur. On peut citer :

- Système de vision nocturne : les systèmes de vision nocturne, utilisent deux caméras Infrarouge (IR) installées sur les rétroviseurs du véhicule sans modifications majeures [74]. Ces deux caméras IR compensent le manque d'information lors de la conduite la nuit. Ils permettent d'identifier des objets ou bien d'alerter le conducteur en cas d'un danger de collision.

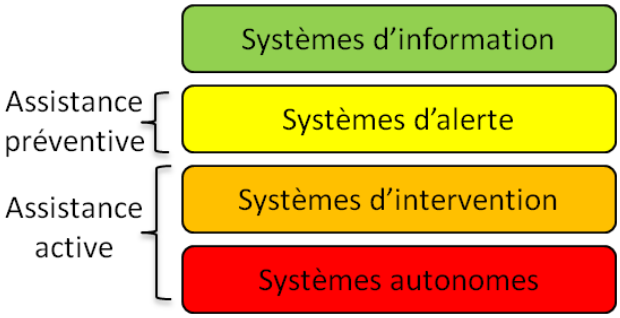

FIGURE 3.1 – Classification des systèmes d'assistances aux VDRM

- Système de navigation (GPS) : Très pratique pour la géolocalisation. Il combine un logiciel de cartographie et un logiciel de guidage. Il permet aussi d'avoir, à tout instant, l'itinéraire le plus court en distance ou le plus rapide en temps.

Les systèmes autonomes : sont des systèmes qui s'activent sans l'intervention du conducteur. On peut citer :

- Systèmes de contrôle de freinage : tel que l'ABS (anti-lock braking system) et le système de contrôle de traction DTC (Dynamic Traction Control) qui s'appuie sur la vitesse de rotation des deux roues mesurée par l'ABS et un capteur d'inclinaison, afin de réguler la vitesse du véhicule et le rendre plus stable en longitudinal [75].

- L'amplificateur de freinage : conçu pour appliquer une pression plus forte au freinage, du fait que les conducteurs n'appliquent pas l'effort suffisant sur les commandes au moment du freinage, évitant le blocage des roues [76].

- Airbag : conçu de deux manières possible, à l'avant du véhicule, l'airbag se déclenche automatiquement dans le cas d'une collision frontale pour amortir le choc longitudinal du conducteur. Ou bien équipant le blouson de cuir de tel manière que le mécanisme se déclenche, en cas de détachement du conducteur de son véhicule, en à peine 15 Millisecondes.

- Système de contrôle dynamique de l'amortissement (DDC) : est un système de contrôle de suspension semi-actif. Il analyse la situation des grandeurs obtenues via les capteurs du système de contrôle de traction DTC, ceux de l'ABS et de capteur inertiel, pour définir le bon niveau d'amortissement grâce à une soupape d'amortissement proportionnel à commande électrique [77].

Les systèmes d'intervention : sont des systèmes partiellement autonomes qui prennent en charge une partie de la tâche de conduite en cas d'anomalie. Les systèmes les plus connus sont :

- Système d'assistance à la tenue de route (LKS) : est un système d'assistance considéré comme une extension du système LDW (Lane Departure Warning), qui surveille la position du véhicule et alerte le conducteur quand le véhicule commence à rouler en dehors de sa trajectoire prévue [78]. Il y a généralement deux manières pour apporter une correction sur la trajectoire du véhicule : en agissant sur le couple de direction, le système LKA détecte les marqueurs de la voie et alerte le conducteur visuellement ou avec une alarme tout en appliquant un couple de contre braquage en cas de sortie de voie, soit, réguler la pression de freinage sur chaque roue pour générer un moment de lacet convenable et corriger la trajectoire du véhicule, tout en alertant le conducteur.

- Système intelligent d'adaptation de la vitesse (ISA) : est un système mis en œuvre sur les véhicules de tourisme pour empêcher le dépassement de la vitesse limite mise en vigueur, en agissant sur la puissance transmise par le moteur. Sur les VDRM [79], l'exigence fondamentale est d'avoir une réduction progressive de la puissance transmise aux roues, de sorte à maintenir la stabilité dynamique du véhicule. Le système fonctionne en deux étapes : la phase d'avertissement, quand le VDRM dépasse légèrement la limite de vitesse et la phase d'intervention, lorsque le VDRM dépasse largement la limite de vitesse. Néanmoins, le système reste en phase d'essai notamment vis à vis son acceptation par les usagers.

- Système d'assistance au freinage (MSC) : se base sur les données capteurs de vitesses des roues, de pression de freinage et d'un capteur inertiel pour la récupération des angles de roulis et de tangage, afin d'améliorer les actions de freinage et accélérations en toute sécurité dans les virages [80]. Ce type de systèmes est une approche bouleversante dans la conception des systèmes d'assistance au VDRM.

Les systèmes d'alerte : ou préventifs. Ils se basent sur les informations des capteurs et des fonctions de risque afin d'envoyer une alerte au conducteur en cas d'une anomalie [81, 82]. On distingue :

- Système de contrôle de la pression des pneus : Le maintien de la bonne pression des pneumatiques est très important puisque il influence grandement la manœuvrabilité du VDRM. Le système de surveillance de pression des pneus mesure, en permanence, la pression des pneus à l'aide de capteurs fixés sur les valves d'air de chaque roue et affiche la pression sur le tableau de bord du

véhicule.

- Systèmes d'alerte de vitesse en virage et de collision : Les Systèmes d'alerte de vitesse en virage CW (Curve Warning System) et de collision frontale FCW (Frontal Collision Warning) sont des systèmes qui ont fait leur apparition pour les VDRM ces dernières années [83]. Le système CW a été conçu de telle sorte à détecter les actions incorrectes ou insuffisantes du conducteur à l'approche d'un virage. La fonction CW calcule une manœuvre de référence sûre pour aborder le virage en se basant sur les données acquises par le GPS, les capteurs inertiels et le système de traitement numérique. Elle prédit les dynamiques de références en termes de vitesse longitudinale et d'angle d'inclinaison du véhicule. Le système FCW est un système de correction de la dynamique longitudinale du véhicule [84]. L'alerte est envoyée au conducteur lorsqu'un obstacle est détecté et que l'accélération du véhicule n'est pas bien adaptée pour bien s'arrêter en sécurité.

L'assistance en latéral des véhicules, notamment les VDRM, est un point important dans la réduction des situations accidentogènes. Plusieurs études ont porté sur la conception de systèmes de contrôle actif pour les véhicules étroits à trois ou à quartes roues, bien que leur dynamique se rapproche de celle des VDRM [85]. Néanmoins, ceci est possible car le véhicule dispose d'un système d'inclinaison actif (DTC) et que l'accélération latérale d'équilibre est comprise entre deux termes en fonction de la largeur du véhicule b, de la hauteur de son centre de gravité h et de l'angle de roulis ϕ (cf. équation (3.1)) [86].

$$g(\tan\phi - \frac{b}{2h\cos\phi}) < a_y < g(\tan\phi + \frac{b}{2h\cos\phi}) \tag{3.1}$$

La géométrie des VDRM rend cette tâche difficile, du fait que nous avons seulement deux points d'appui et que les angles d'inclinaison sont beaucoup plus importants que pour les véhicules étroits. L'impossibilité de contrôler le véhicule avec des actionneurs en latérale directement, impose d'agir plutôt sur la dynamique longitudinale et cela représente le principe de fonctionnement du système d'assistance au freinage. Quoique le nombre restreint d'actionneurs pouvant équiper le véhicule et la difficulté de prévoir la dynamique d'interaction du trio (Véhicule-Infrastructure-Conducteur), nous laisse favoriser l'aspect préventif plutôt que l'intervention pour la correction des manœuvres du conducteur. Notamment en latéral, vu que l'inclinaison du conducteur et de son véhicule est primordiale pour la stabilité du véhicule et que le moyen le plus efficace pour aider le conducteur à bien négocier le virage en toute sécurité, est de l'alerter en cas d'un risque lié à une mauvaise action de mise sur l'angle.

Dans ce qui suit, une étude de la dynamique latérale limite des VDRM sera proposée. Afin de bien cerner le problème et envisager des solutions en termes d'alertes

au conducteur, nous présenterons un rappel sur la notion d'équilibre en latéral des VDRM ainsi qu'une analyse des solutions développées.

3.3 Equilibre latéral d'un VDRM

L'équilibre latéral pour les VDRM peut être définit par l'équation (2.3). Cette relation assure l'équilibre de la dynamique latérale vis-à-vis de la dynamique longitudinale du véhicule et du rayon de courbure. Cependant, pour établir l'équation d'équilibre latéral relatif à l'angle d'inclinaison du véhicule, on utilise l'équation de roulis (A.1) du modèle à un seul corps. De cette relation, la condition d'équilibre est vérifiée en régime statique.

Nous déduisons alors la relation d'équilibre reliant l'accélération latérale et l'angle de dévers, avec l'angle de roulis du véhicule, comme suit :

$$mh\rho v_x^2 \cos(\phi + \phi_d) - mgh \sin(\phi + \phi_d) = 0 \quad \Rightarrow \quad \phi_{equ} = atan(\frac{\rho v_x^2}{g}) - \phi_d \tag{3.2}$$

Cette condition est nécessaire pour garder l'équilibre à tout instant. Néanmoins, on ne peut quantifier le risque lié à l'inclinaison du véhicule sans avoir des informations sur l'adhérence, la courbure et les accélérations du véhicule en temps réel.

3.3.1 Les forces de frottement

La stabilité d'un véhicule dépend essentiellement d'un paramètre important μ représentant le cœfficient de frottement entre les deux surfaces de contact du pneumatique et de la chaussée. Ce facteur est déterminé par la loi des frottements de Coulomb. Ce modèle décrit le comportement des forces de contact entre deux corps rigides. Cette variable est très difficile à appréhender parce qu'elle varie entre 0 et 1 en fonction de l'état de la chaussée, et des conditions du pneu [16].

La relation entre la force normale et la force tangentielle au niveau du point de contact est donnée par la deuxième loi des frottements de Coulomb, et est définie comme suit :

$$\|F_t\| \leq \mu \, \|F_z\| \tag{3.3}$$

La force tangentielle est décrite par deux composantes : la force longitudinale F_x et la force latérale F_y. Ainsi nous pouvons réécrire la relation (3.3) par l'équation du disque suivante :

$${F_x}^2 + {F_y}^2 \leq \mu {F_z}^2 \tag{3.4}$$

Les caractéristiques du pneumatique font que la composante longitudinale est plus importante que la composante latérale. Par conséquent, la forme de la relation de couplage des deux forces précédentes est elliptique. A cet effet, la relation est dite " Ellipse de friction " (cf, figure 3.2).

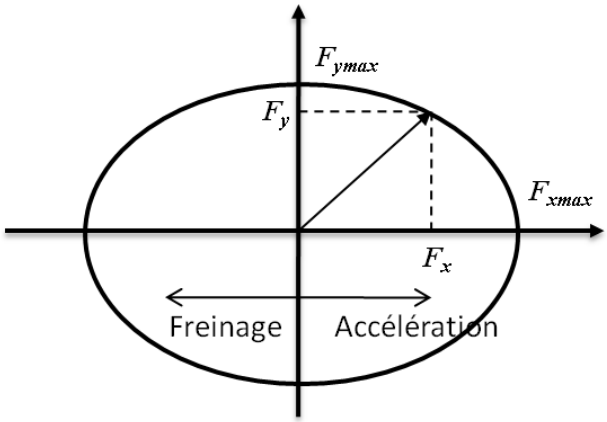

FIGURE 3.2 – Le concept de l'ellipse de friction illustrant le couplage de la force de frottement longitudinale et latérale

La connaissance de l'adhérence dite mobilisée (3.5), revient à avoir la mesure directe ou indirecte des forces normalisées latérales, longitudinales et verticales au point de contact pneumatique-chaussée [87].

$$\mu_{imob} = \frac{F_i}{F_z} \leq \mu_{imax} \qquad i = x, y. \tag{3.5}$$

La mesure directe de μ_{mob} vise une approche utilisant des capteurs de force (dynamométriques) encombrants et onéreux, ce qui laisse recours à d'autres méthodes de mesure indirectes. Ces dernières se basent sur quelques mesures et estimations de la dynamique du véhicule pour le calcul des forces de frottements.

Le comportement du conducteur d'un VDRM a une influence très sensible sur la dynamique du véhicule. En plus des commandes exercées pour le contrôle de la vitesse en longitudinale, le conducteur applique des mouvements d'inclinaison et de déplacement latéral, afin de changer la position du centre de gravité global de l'ensemble (Véhicule et Conducteur) et bien négocier les trajectoires en courbe. Quoique la physiologie de l'être humain rend la tâche toujours sujette à l'erreur, que ce soit en terme de retard à réagir face à un imprévu, l'état physique (l'âge, la fatigue), l'inexpérience à la conduite des VDRM, l'étourderie (la radio, l'alcool). Ajouter à cela, les mauvaises conditions climatiques (le brouillard, la pluie, le verglas) et les problèmes relatifs à l'infrastructure (méconnaissance de la route avec des virages à

courbures inhomogènes ou un dévers insuffisant voire inversé) compliquent plus la tâche de conduite.

Pour toutes ces raisons, nous jugeons plus opportun comme première solution, de prévenir le conducteur en cas d'atteinte d'une dynamique latérale à risque [3, 88]. Cela se traduit par l'envoi d'une information au conducteur lorsque l'on se retrouve au niveau de de la zone d'alerte, présentée sur la figure 3.3.

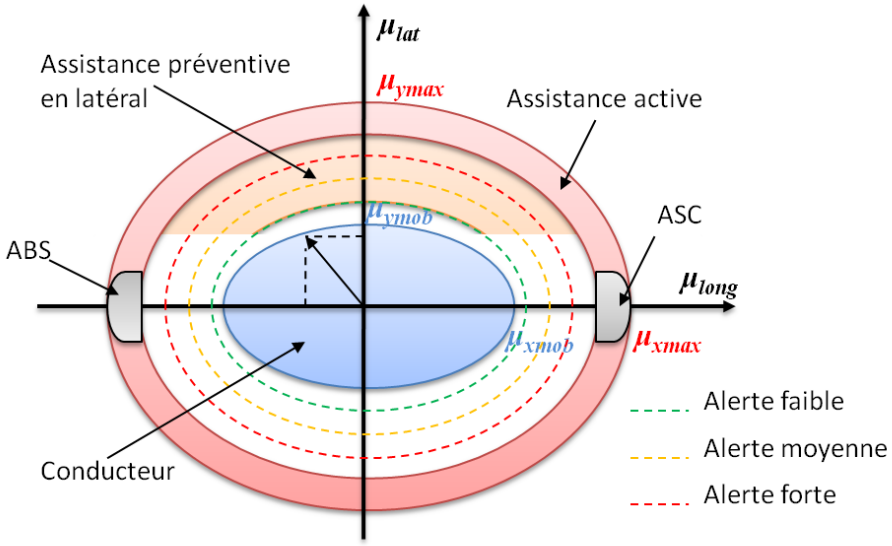

FIGURE 3.3 – Zones d'action des systèmes d'assistance

Pour ce faire, une bonne connaissance en temps réel de la dynamique du véhicule est nécessaire, ainsi que l'adhérence maximale présente à chaque instant. Au cours de notre étude, cette dernière sera fixée selon l'état de la chaussée qu'on désire simuler pour les différents cas possibles.

L'analyse de la dynamique latérale d'un VDRM relative à l'angle de roulis maximal, sera effectuée en prenant les deux cas de modèle, à savoir le modèle à un seul corps et le modèle double pendule inversé. L'influence des différents paramètres massiques et géométriques du véhicule, des paramètres relatifs à l'interaction entre le véhicule et l'infrastructure ainsi que la dynamique de l'ensemble (Véhicule-Conducteur), fera l'objet de cette analyse.

3.4 Analyse de la dynamique limite de roulis : modèle à 3DDL

Afin d'établir les solutions relatives aux angles de roulis limites, on reprend les équations du modèle à un seul corps établi précédemment (A.1). La vitesse longitudinale est considérée disponible. De ce fait, on se basera sur les trois degrés de liberté suivants : latéral, roulis et lacet.

Hypothèses simplificatrices :

- On considère la condition l'équilibre statique : $\dot{\psi} = \rho v_x$.
- L'angle du dévers est généralement inférieur à 10°. Cela nous permet d'appliquer la théorie des petits angles *i.e.* $\sin\phi_d = \phi_d$.
- La vitesse angulaire $\dot{\phi}$ est remplacée par son expression approximative (3.6), obtenue par la dérivé de l'équation (3.2).

$$\dot{\phi} = \frac{\dot{\rho} v_x + \rho a_x}{g(1 + (\tan\phi)^2)} \tag{3.6}$$

On remplace le terme $\ddot{\phi}$ de l'équation latérale par son expression déduite de l'équation du roulis. Pour réécrire les expressions des forces latérales (F_{yf} et F_{yr}) en fonction des autres variables (v_x, ρ, etc.). Cela donne :

$$\begin{cases} F_{yf} = \frac{1}{L_f + L_r}(L_r EQ_1 + EQ_2) \\ F_{yr} = \frac{1}{L_f + L_r}(L_f EQ_1 - EQ_2) \end{cases} \tag{3.7}$$

Les termes EQ_1 et EQ_2 désignent les deux équations latérale et de lacet respectivement.

A partir de l'équation (3.4), on obtient l'expression de l'adhérence maximale suivante :

$$\mu_{max} = max(\sqrt{\mu_{latf}^2 + \mu_{longf}^2}, \sqrt{\mu^2{}_{latr} + \mu^2{}_{longr}}) \tag{3.8}$$

Les expressions des adhérences latérale et longitudinale sont calculées de la manière suivante :

$$\mu_{latf} = \frac{F_{yf}}{F_{zf}} \quad ; \quad \mu_{latr} = \frac{F_{yr}}{F_{zr}} \tag{3.9}$$

$$\mu_{longf} = \frac{ma_x}{F_{zf}} \quad ; \quad \mu_{longr} = \frac{ma_x}{F_{zr}} \tag{3.10}$$

Le transfert de charge est obtenu suivant la relation (2.13), sans tenir compte de l'effet aérodynamique :

$$\begin{cases} F_{zf} = \frac{m}{L_f+L_r}(L_r g - h a_x) \\ F_{zr} = \frac{m}{L_f+L_r}(L_f g + h a_x) \end{cases} \tag{3.11}$$

On peut réécrire la formule (3.8) comme :

$$1 = max(\sqrt{\frac{\mu_{latf}^2}{\mu_{latmax}^2} + \frac{\mu_{longf}^2}{\mu_{longmax}^2}}, \sqrt{\frac{\mu^2{}_{latr}}{\mu_{latmax}^2} + \frac{\mu^2{}_{longr}}{\mu_{longmax}^2}}) \tag{3.12}$$

On définit les équations Eq_f et Eq_r comme suit :

$$Eq_f = \frac{\mu_{latf}^2}{\mu_{latmax}^2} + \frac{\mu_{longf}^2}{\mu_{longmax}^2} \tag{3.13}$$

$$Eq_r = \frac{\mu^2{}_{latr}}{\mu_{latmax}^2} + \frac{\mu^2{}_{longr}}{\mu_{longmax}^2} \tag{3.14}$$

Après avoir remplacé les expressions des adhérences dans chaque équation ((3.13) et (3.14)), on obtient :

$$\begin{cases} Eq_f = (L_r(m\ddot{y} - (\phi_d \sin\phi - \cos\phi)hm(M_{xf} + M_{xr} \\ +(\phi_d \sin\phi - \cos\phi)hm\ddot{y} + (\sin\phi\cos\phi + 2\phi_d\cos\phi^2 - \phi_d)(h^2 m - I_z)\rho^2\dot{x}^2 \\ \quad +(\phi_d \sin\phi - \cos\phi)mh\dot{x}^2\rho + (\phi_d\cos\phi + \sin\phi)mgh)/(I_x + mh^2) \\ -mh(\sin\phi + \phi_d\cos\phi)(\rho\dot{x})^2 + m\rho\dot{x}^2 \\ \quad -hm(\sin\phi + \phi_d\cos\phi)(\dot{\rho}\dot{x} + \rho\ddot{x})^2/(g^2(1 + (\tan\phi)^2)^2)) \\ +(mh^2 + (\cos\phi^2 - 2\sin\phi\phi_d\cos\phi)(I_z - mh^2))\ddot{\psi} - (\sin\phi + \phi_d\cos\phi)mh\ddot{x} \\ \quad +((2(\sin\phi\cos\phi + 2\phi_d\cos\phi^2 - \phi_d)(h^2 m I_z))(\dot{\rho}\dot{x} + \rho\ddot{x}) \\ /(g(1 + (\tan\phi)^2)) + (\sin\phi + \phi_d\cos\phi)mh\dot{y})\rho\dot{x} - M_{zf} - M_{zr})^2 \\ /(m^2(L_r g - h\ddot{x})^2\mu_{latmax}^2) + \ddot{x}^2(L_r + L_f)^2/((L_r g - h\ddot{x})^2\mu_{longmax}^2) \end{cases} \tag{3.15}$$

$$\begin{cases} Eq_r = (L_f(m\ddot{y} - mh(\phi_d \sin\phi - \cos\phi)(M_{xf} + M_{xr} \\ +(\phi_d \sin\phi - \cos\phi)hm\ddot{y} + (\sin\phi\cos\phi + 2\phi_d\cos\phi^2 - \phi_d)(h^2 m - I_z)\rho^2\dot{x}^2 \\ +(\phi_d \sin\phi - \cos\phi)hm\dot{x}^2\rho + (gh\phi_d\cos\phi + \sin\phi)ghm)/(I_x + mh^2) \\ -mh(\sin\phi + \phi_d\cos\phi)(\rho\dot{x})^2 + m\rho\dot{x}^2 \\ \quad -mh(\sin\phi + \phi_d\cos\phi)(\dot{\rho}\dot{x} + \rho\ddot{x})^2/(g^2(1 + (\tan\phi)^2)^2)) \\ -(mh^2 + (\cos\phi^2 - 2\sin\phi\phi_d\cos\phi)(I_z - mh^2))\ddot{\psi} - (\sin\phi + \phi_d\cos\phi)mh\ddot{x} \\ \quad -((2(\sin\phi\cos\phi + 2\phi_d\cos\phi^2 - \phi_d)(h^2 m I_z))(\dot{\rho}\dot{x} + \rho\ddot{x}) \\ /(g(1 + (\tan\phi)^2)) + (\sin\phi + \phi_d\cos\phi)mh\dot{y})\rho\dot{x} + M_{zf} + M_{zr})^2 \\ /(m^2(L_f g + h\ddot{x})^2\mu_{latmax}^2) + \ddot{x}^2(L_r + L_f)^2/((L_f g + h\ddot{x})^2\mu_{longmax}^2) \end{cases} \tag{3.16}$$

La valeur de l'angle de roulis d'équilibre à tout instant ϕ_{equ} est obtenue en prenant la valeur minimale des deux solutions (Sol_1 et Sol_2). Sachant que Sol_1 est la solution de l'équation $\sqrt{Eq_f} = 1$ et Sol_2 est la solution de l'équation $\sqrt{Eq_r} = 1$. Au final, la solution ϕ_{equ} est fonction des mesures ou des estimées des grandeurs suivantes :

$$\phi_{equ} = f\ \left(\ \mu_{latmax}, \mu_{longmax}, \rho, \dot{x}, \dot{y}, \phi_d, \ddot{y}, \ddot{x}, \ddot{\psi}, \dot{\rho}, M_{xf}, M_{xr}, M_{zf}, M_{zr}\ \right) \quad (3.17)$$

Dans ce qui suit et pour des raisons de simplification, les valeurs des adhérences maximales μ_{latmax} et $\mu_{longmax}$, sont considérées égales.

3.4.1 Influence des paramètres inertiels et géométriques

Comme discuté précédemment, la conception du véhicule a un effet important sur sa stabilité notamment dans le cas des trajectoires courbées. Les paramètres géométrique (l'empattement, la hauteur du centre de gravité) et inertiels (La masse et les moments d'inertie), jouent un rôle prépondérant.

Cette partie sera consacrée à l'étude de l'influence de ces paramètres sur la stabilité limite en latéral, plus précisément sur l'angle d'inclinaison du véhicule. Pour ce faire, trois cas de véhicules à deux roues motorisés (VDRM1 [89], VDRM2 et VDRM3 [30]) sont considérés, et leurs caractéristiques sont décrites dans le tableau 3.1.

	VDRM1	VDRM2	VDRM3
Masse (kg)	166.6	195	217
I_x(kg m^2)	11.86	25	31.184
I_z(kg m^2)	25.77	24	21.07
h (m)	0.536	0.8	0.615
L_f(m)	0.803	0.92	0.455
L_r(m)	0.55	0.33	0.48

TABLE 3.1 – Les paramètres des trois véhicules

Les simulations sont réalisées sur une manœuvre de référence en courbe, de telle sorte à mieux exciter la dynamique latérale du véhicule, avec des angles de roulis atteignant 20°.

Pour chaque type de véhicule, on calcule les valeurs des angles de roulis limite (ϕ_{min} et ϕ_{max}) et le roulis d'équilibre ϕ_{equ} correspondant. Pour mieux voir la différence entre les trois cas de véhicule, on fixe l'adhérence maximale à $\mu_{max} = 0.2$.

Les résultats sont montrés dans la figure 3.4.

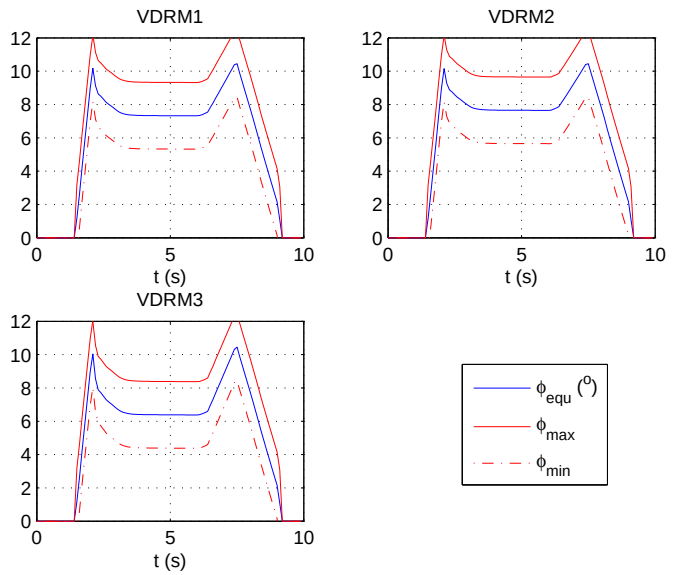

FIGURE 3.4 – Influence des paramètres géométriques et inertiels

Si on prend comme référence d'analyse les résultats obtenus dans le cas du VDRM1, on constate une légère augmentation de la valeur de ϕ_{max} obtenue dans le cas du VDRM2. La hauteur du centre de gravité du VDRM2 est plus importante que celle du VDRM1, et comme la force centrifuge est plus importante dans le cas où cette hauteur est plus grande, l'inclinaison du véhicule doit être aussi plus grande. Dans le cas contraire, la valeur de ϕ_{max} diminue.

Dans le cas du VDRM3, l'inclinaison autorisée est très faible. Cela s'explique par la position horizontale du centre de gravité du véhicule. Pour les deux cas de véhicule (VDRM1 et VDRM2), le centre de gravité est positionné plus à l'arrière, ce qui rend le véhicule plus stable en courbe, et capable de s'incliner plus facilement. A contrario du VDRM3 où la marge autorisée est très petite.

3.4.2 Influence des paramètres de l'infrastructure

Les éléments d'interaction de la dynamique du véhicule et la route sont : l'adhérence et le rayon de courbure. La route a aussi un impact du fait de sa géométrie, représentée par la pente et le dévers. La dynamique longitudinale est moins considérée dans cette étude, pour cela l'effet de la pente a été négligé.

3.4.2.1 Influence de l'adhérence

L'adhérence maximale d'une chaussée est un paramètre difficile à quantifier. On ne peut avoir recours qu'à l'adhérence mobilisée par le conducteur, grâce à des techniques d'estimation. Généralement, on la considère cette quantité proche de 1 lorsque le contact entre la roue et la surface de la chaussée est optimal. Entre 0.5 et 0.6 pour une chaussée humide ou légèrement mouillée. Entre 0.2 et 0.3 pour une chaussée glissante et au-dessous de 0.2 pour une chaussée verglacée.

L'analyse est réalisée sur quatre cas possibles de contact pneumatique-chaussée (i.e. $\mu_{max} = 0.8$, $\mu_{max} = 0.6$, $\mu_{max} = 0.4$ et $\mu_{max} = 0.2$). Le scénario considéré est une manœuvre en courbe où la vitesse longitudinale est fixée à $40km/h$ et le rayon maximal de la route est de $28.5m$. Les résultats de simulation sont présentés dans la figure 3.5.

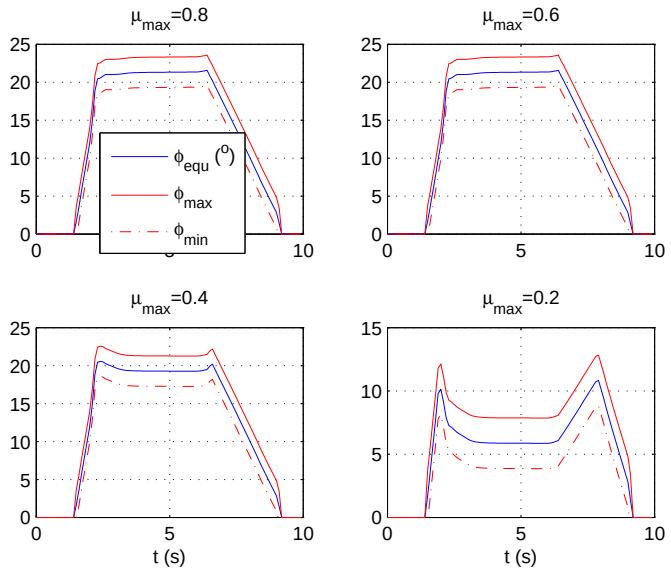

FIGURE 3.5 – Influence de l'adhérence

Les résultats montrent l'effet considérable de l'adhérence de la chaussée sur la stabilité du véhicule en courbe. Dans le cas où l'état de la route est mauvais, la manœuvre exécutée est très dangereuse. Notamment pour le dernier cas à $\mu_{max} = 0.2$, la valeur limite d'inclinaison autorisée est très petite. A contrario, pour les deux autres cas où l'adhérence est supérieure à 0.6, le scénario considéré ne présente pas de danger en termes de l'angle d'inclinaison du véhicule.

3.4.2.2 Influence de la courbure

La courbure de la route désigne sa variation géométrique en latéral. Il existe trois types de routes : la ligne droite ($\rho = 0$), le cercle ($\rho = \text{cst}$) et la clothoïde [5].

Une clothoïde permet la connexion entre les deux autres types de route, tout en respectant les conditions de confort dynamique, le gauchissement de la chaussée et le confort optique. D'où l'importance de ce paramètre pour une conduite sécurisée d'un VDRM, que ce soit en terme de perception de la route ou la prédiction de la trajectoire.

En virage, la courbure maximale qui correspond à un rayon de courbure minimal, est déterminante pour assurer les conditions de stabilité suffisantes au véhicule à une vitesse donnée. Le tableau suivant indique le rayon de courbure minimal à respecter en fonction des différentes vitesses [90] :

Vitesse (km/h)	50	60	70	80	100	120
Rayon de courbure (m)	75	120	175	240	420	650

TABLE 3.2 – Rayon de courbure minimal dans les virages en fonction de la vitesse

Ce paramétrage est vérifié aussi en cas de succession de virages.

En pratique, la prise d'un virage avec un VDRM est plus complexe. Par exemple, dans le cas d'un virage non uniforme, il est difficile de maintenir un bon angle d'inclinaison, pour les conducteurs non expérimentés et l'adapter à chaque fois. De plus, lorsqu'un obstacle survient, il est important de se servir de l'inclinaison du véhicule afin de l'éviter, en plus de la commande sur le guidon. Tous ces phénomènes, donnent lieu à des manœuvres dangereuses où le rayon de courbure peut être inadapté.

Dans cette partie, on suppose trois cas de prise de virage. Une trajectoire de référence est établie, dont la courbure est notée ρ. A chaque fois on augmente ce paramètre, en le multipliant par 1.5 et par 2, pour voir l'effet de la prise d'une route à rayon plus petit, avec les mêmes conditions de circulation, sur la valeur de l'angle de roulis limite. La vitesse longitudinale est fixée à $35km/h$ et l'adhérence maximale à 0.4. Les résultats de simulation sont illustrés sur la figure 3.6.

D'après les résultats, on constate que plus le virage se rétrécit plus la valeur de l'inclinaison limite diminue. Ce qui est évident, car le conducteur doit s'incliner plus, pour pouvoir prendre une telle trajectoire, mais il s'expose plus au danger de perdre l'équilibre et à la chute latérale.

Ceci reflète complètement le cas réel, où un conducteur d'un VDRM cherche souvent les extrémités du virage et suivre une trajectoire de sécurité, pour avoir un rayon plus grand, ainsi gagner plus de liberté en terme d'inclinaison, selon sa vitesse longitudinale.

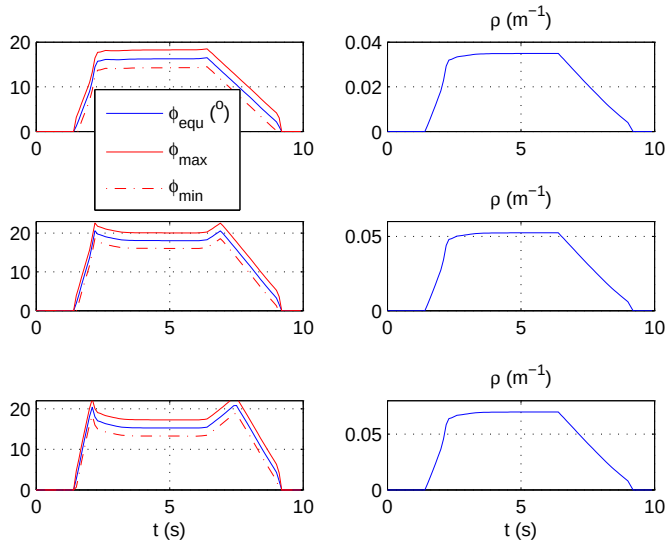

FIGURE 3.6 – Influence de la courbure de la route

3.4.2.3 Influence du dévers

L'inclinaison transversale de la route est conçue pour l'évacuation des eaux de pluie lorsque la pente de la route est nulle et surtout pour diminuer les sollicitations latérales au niveau du pneumatique, en éliminant une partie de l'accélération latérale (cf. figure(3.7). Ainsi, le drainage du véhicule est plus facile et l'adhérence est meilleure.

Dans les virages, l'angle du dévers dépend du rayon de courbure tel qu'il est définit dans le tableau 3.3.

Rayon de courbure (m)	≤ 450	600	850	1200	1600	> 1900
Angle de dévers	7 %	6 %	5 %	4 %	3 %	2.5 %

TABLE 3.3 – L'angle du dévers en fonction du rayon de courbure

La mesure directe de l'angle de dévers, en utilisant un GPS et un capteur inertiel, est très difficile vu que cet angle influence la dynamique du véhicule de la même manière que le roulis du véhicule lui-même. Néanmoins, ceci est possible via des techniques d'observations [66] basées sur un modèle bicyclette, où l'angle de dévers est considéré comme étant une entrée inconnue.

Notre analyse est faite sur trois cas de valeurs de l'inclinaison transversale de la

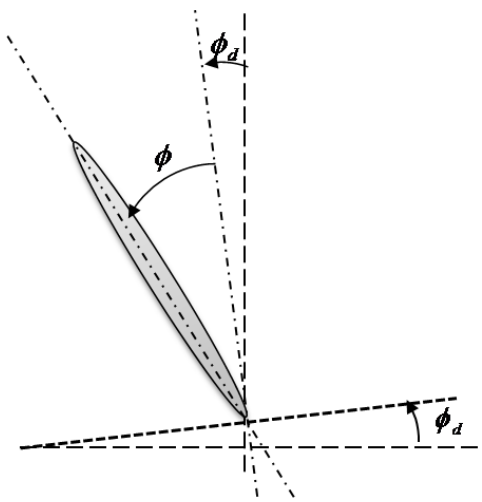

FIGURE 3.7 – Le dévers de la route

route dans un virage. L'angle de référence ϕ_d choisi pour la génération du profil de test est ensuite multiplié par deux et par quatre pour voir son impact sur la valeur de l'angle de roulis maximal. Les résultats sont représentés sur la figure 3.8.

D'après les valeurs des solutions de l'angle ϕ_{max} obtenues pour chaque cas, on constate que plus le dévers est important, moins on a la liberté de s'incliner plus. Ce qui est tout à fait évident, car il n'est pas nécessaire de s'incliner trop, tend que la pente transversale de la route est suffisamment grande, au risque d'augmenter le danger d'une chute latérale.

3.4.3 Influence des paramètres liés à la dynamique du véhicule

La dynamique longitudinale d'un VDRM a un rôle important vis-à-vis de son équilibre en latéral. Cela se traduit par les deux grandeurs qui sont la vitesse et l'accélération longitudinales. Cette dernière reflète indirectement l'impact du transfert de charge. Ci-dessous, une analyse de l'effet de chaque paramètre sur l'angle de roulis limite est abordée.

3.4.3.1 Influence de la vitesse longitudinale

Le couplage des deux dynamiques, longitudinale et latérale, ajoutant à cela la possibilité de s'incliner pour les VDRM, rend l'étude très difficile. Vu que cette complexité, laisse imaginer différentes manières pour un VDRM d'aborder une trajectoire en courbe. Au cours de ce test, on considère la même trajectoire c'est-à-dire la même courbure. Ceci nous permet de fixer quelques contraintes en termes de vitesse longitudinale et d'inclinaison latérale du véhicule.

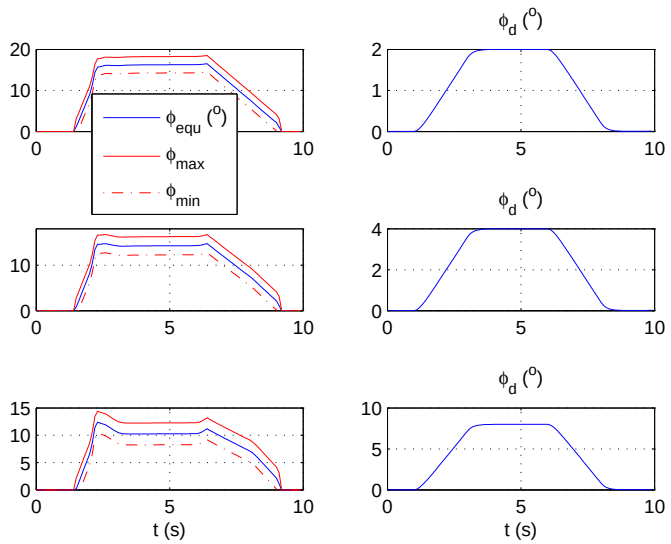

FIGURE 3.8 – Influence de l'angle transversal de la route

L'analyse sera faite sur trois cas de vitesses. Une vitesse v_x égale à 35, à 45 et puis à 55 km/h, afin de voir son impact sur la valeur autorisée du roulis limite, tout en gardant la même trajectoire. L'adhérence maximale est fixée à 0.4. Les résultats de simulation sont illustrés sur la figure 3.9.

La figure 3.9 montre trois cas de solutions pour des vitesses variant entre 30 et 60 km/h. On atteint la marge d'inclinaison maximale à chaque fois qu'on se penche plus, lorsque la vitesse longitudinale avec laquelle on prend le virage augmente. Certainement, puisque à grande vitesse, il est recommandé de s'incliner plus en courbe pour contrer la force centrifuge. Mais, cette inclinaison est soumise à des conditions garantissant la tenue d'équilibre, qui sont les frottements au niveau des deux surfaces de contact pneumatique-chaussée. De ce fait, la limite en angle de roulis autorisé diminue, avec la dégradation des conditions d'adhérence entre les pneumatiques et la route.

3.4.3.2 Influence de l'accélération/décélération longitudinales

Il est évident que la bonne technique pour aborder un virage en toute sécurité avec un VDRM est de freiner pendant la zone d'entrée tout en adaptant sa vitesse, de garder une vitesse constante au cours de la zone de découverte et d'accélérer progressivement dans la zone de sollicitation.

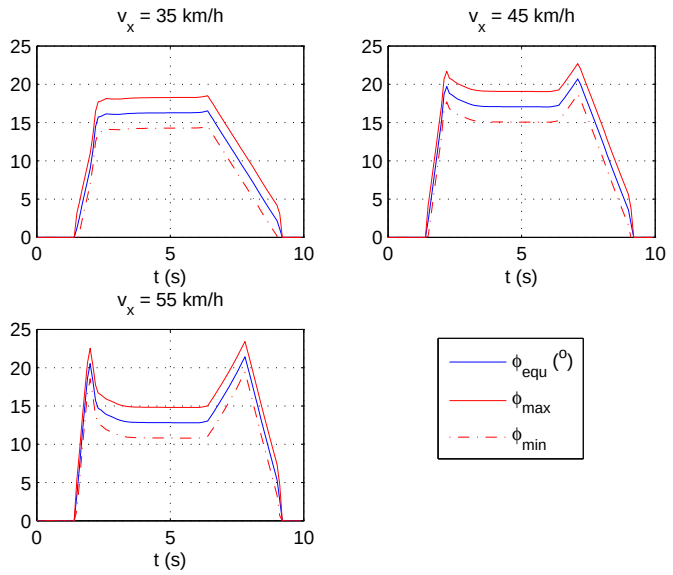

FIGURE 3.9 – Influence de la vitesse longitudinale

Souvent, on considère la vitesse longitudinale constante au cours de l'étude de la dynamique d'un VDRM en courbe. Mais, pour un conducteur, il est difficile de maintenir une vitesse constante tout au long du virage. Des variations ont lieu généralement à cause du manque d'expérience du pilote, ou bien au moment d'un évitement d'obstacle, etc.

Le test suivant concerne l'étude de trois situations possibles d'accélération en courbe. Ce qui nous permettra d'étudier indirectement l'impact du transfert de charge, vers l'arrière, sur la stabilité latérale du véhicule. Au départ, on suppose une vitesse constante. Ensuite, on prend deux cas d'accélérations différentes. Les solutions pour chaque cas sont calculées et montrées sur la figure 3.10.

D'après les résultats obtenus, la variation de la vitesse longitudinale impacte la valeur autorisée de roulis limite. Plus on accélère, au moment de l'inclinaison, plus on se rapproche de la limite autorisée, qui diminue aussi. Cet impact est moins important que celui de la valeur de la vitesse elle-même, sur la stabilité latérale du véhicule. Ceci s'explique, évidemment, par la relation entre la vitesse longitudinale et la force centrifuge qui conditionne ce phénomène.

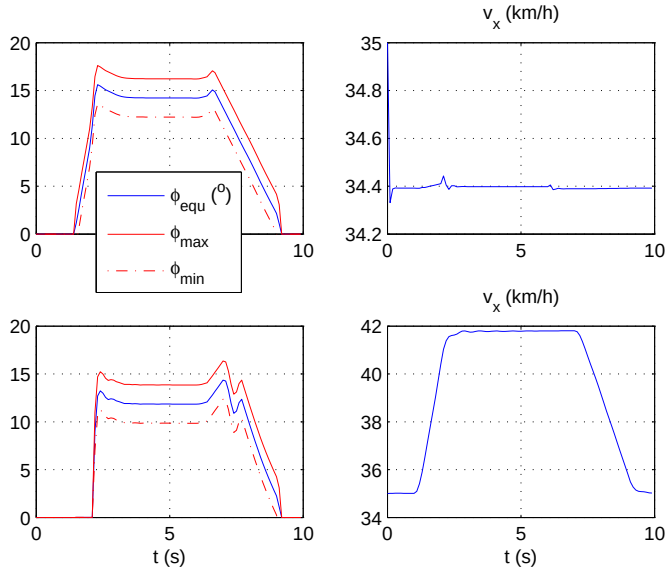

FIGURE 3.10 – Influence de l'accélération longitudinale

3.5 Analyse de la dynamique limite de roulis : modèle à 4DDL

Cette partie est consacrée à l'étude de l'influence de la partie haute du corps du conducteur sur la valeur limite de roulis du véhicule. Pour ce faire, on reprend le modèle double pendule inversé établie (cf, équations (A.2), (A.3) et (A.4)) et suivant quelques hypothèses simplificatrices, on établit les solutions de l'angle de roulis limite autorisé selon chaque cas d'étude.

Hypothèses :

- L'influence du dévers est négligée.
- On utilise la condition l'équilibre statique suivante : $\dot{\psi} = \rho v_x$.
- la vitesse angulaire du buste du conducteur est supposée constante ($\ddot{\phi}_r = 0$).
- La vitesse angulaire $\dot{\phi}$ est remplacée par son expression approximative (3.18), obtenue par la dérivé de l'équation de roulis correspondante.

$$\begin{cases} \dot{\phi} = -(-M_r g h \cos\phi - (M_r h \sin\phi + (h^{'} \sin\phi + p\phi_r \cos\phi)M_c)\rho v_x^2 \\ \quad +(-h^{'} \cos\phi + p\phi_r \sin\phi) g M_c)^{-1}((-\sin\phi v_x^2 - g\cos\phi) p M_c \dot{\phi}_r \\ \quad +(M_r h \cos\phi + (h^{'} \cos\phi - p\phi_r \sin\phi)M_c)(2 v_x \rho a_x + v_x^2 \dot{\rho}) \end{cases} \tag{3.18}$$

La synthèse des équations E_{qf} et E_{qr} (cf, équations (C.1) et (C.2)) a été faite de la même manière que dans le cas du modèle 3DDL. Au final, la solution ϕ_{equ} obtenue est fonction des grandeurs suivantes :

$$\phi_{equ} = f\ \left(\ \mu_{latmax}, \mu_{longmax}, \rho, \dot{x}, \dot{y}, \phi_r, \dot{\phi}_r, \ddot{y}, \ddot{x}, \ddot{\psi}, \dot{\rho}, M_{xf}, M_{xr}, M_{zf}, M_{zr}\ \right) \tag{3.19}$$

3.5.1 Influence du buste du conducteur

Le conducteur constitue une part non négligeable dans la dynamique et la stabilité du VDRM. Au cours de cette partie, on va disséquer l'apport critique de sa partie haute sur l'équilibre en latéral de l'ensemble du système. Pour cela, on analysera l'effet des paramètres inertiels composés de la masse (m_c), des inerties (I_{cx} et I_{cz}) et la position verticale (p) du centre de gravité par rapport à l'axe de rotation, pris comme référence sur la selle du véhicule. Ensuite, on abordera l'impact de la position latérale du centre de gravité du buste, suivant son inclinaison (ϕ_r) et non

pas son déplacement latéral.

3.5.1.1 Influence des paramètres inertiels

On considère deux conducteurs, assez différents de point de vue poids, inerties et position verticale du centre de gravité (p). On les note conducteur1 [89] et conducteur2 [62]. Le tableau 3.4 indique les paramètres des deux sujets.

	Conducteur1	Conducteur2
Masse (kg)	65	50
I_{cx} ($kg\ m^2$)	4.5	1.96
I_{cz} ($kg\ m^2$)	2.62	0.55
p (m)	0.19	0.4

TABLE 3.4 – Les paramètres inertiels des deux conducteurs

Le test de simulation est effectué à une vitesse longitudinale $v_x = 40km/h$ et un angle de roulis de buste ϕ_r atteignant les 10°. L'adhérence maximale est fixée à $\mu_{max} = 0.2$, afin de simuler une situation très critique et voir la différence entre les deux cas. Les résultats sont montrés par la figure 3.11.

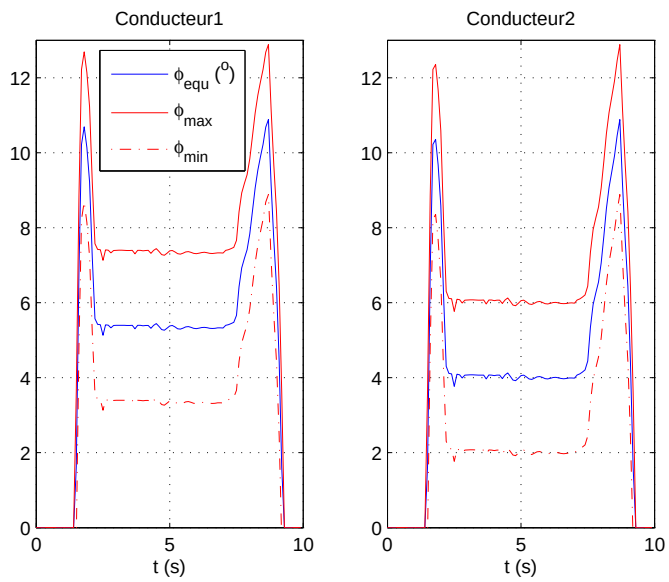

FIGURE 3.11 – Influence de l'inertie du buste du conducteur

D'après les résultats obtenus, le Conducteur 1 a plus de liberté de s'incliner, bien

que l'apport massique et inertiel du Conducteur2 soit tout à fait moindre par rapport au Conducteur1. L'impact de la position verticale (p) du centre de gravité du buste est plus important, puisque ce paramètre est deux fois plus grand dans le deuxième cas. Par conséquent, il joue un rôle déterminant dans la stabilité latérale du système.

Il en résulte que, plus la hauteur du centre de gravité du buste du conducteur est grande, plus son apport sur la dynamique latérale du système est prépondérant.

3.5.1.2 Influence de l'inclinaison du buste du conducteur

L'inclinaison latérale du buste du conducteur a un effet considérable sur le contrôle et l'équilibre de l'ensemble Véhicule et Conducteur. Cette partie sera consacrée à l'étude de l'impact de cette inclinaison sur la valeur maximale de l'angle de roulis du véhicule.

Les simulations sont faites à une vitesse longitudinale $v_x = 40km/h$ et une adhérence maximale de 0.25. On suppose deux scénarii, le premier avec un angle de roulis de buste ϕ_r petit et le deuxième avec un angle sept fois plus grand que le premier. Les résultats sont illustrés sur la figure 3.12.

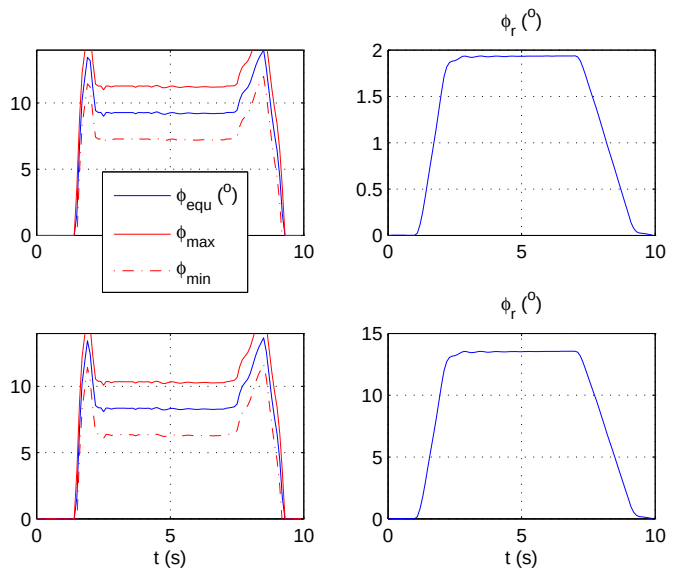

FIGURE 3.12 – Influence de l'inclinaison latérale du buste du conducteur

D'après les résultats des simulations, on constate que l'inclinaison de la partie haute du conducteur impacte la valeur de roulis d'équilibre du système, de telle manière que plus la valeur de l'angle ϕ_r est grande moins est la valeur de ϕ_{equ}. Notant

que l'amplitude de cet impact est liée aux valeurs géométriques et inertielles de cette partie haute du conducteur ainsi qu'aux conditions de circulation.

3.6 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté une synthèse des systèmes d'aide à la conduite destinés aux VDRM. Ces systèmes sont regroupés selon la tâche et la nature de l'aide qu'ils fournissent au conducteur. On en distingue : les systèmes d'information, les systèmes autonomes, les systèmes d'intervention et les systèmes d'alerte.

On a apporté des éclaircissements sur la conception de l'aide à la conduite en latéral pour les véhicules étroits et la difficulté de transposé cette aide au cas des VDRM, vu les contraintes dynamiques et géométrique relatives à ces derniers. Les notions d'équilibre en roulis et des forces de frottements relatives aux VDRM ont été aussi rappelés.

La vulnérabilité du conducteur due aux mauvaises actions prises, au moment de l'exécution des scénarios difficiles, nous a amené à faire une analyse des cas limites, par rapport à plusieurs paramètres dynamiques du système. La fonction de risque établie, relative à l'angle de roulis maximal admise dans des trajectoires en courbe, a donné des résultats probants. L'étude a montré l'impact des paramètres inertiels et géométriques des deux éléments, le véhicule et la partie haute du conducteur. Il en est de même de l'infrastructure, constituée de l'adhérence maximale, le dévers et la trajectoire, ainsi que la dynamique du véhicule relative aux vitesses et accélérations longitudinaux prises dans les virages.

L'évaluation du risque relatif à cet angle de roulis, nécessite des informations en temps réel sur l'état d'évolution du système. La mise en pratique se base sur l'implémentation de capteurs physiques et logiciels. Pour faire face à des contraintes liées au coût des capteurs et à la géométrie du VDRM, le chapitre suivant sera consacré à la reconstruction de certains états et entrées inconnues, essentiels pour la mise en œuvre de la fonction établie.

Chapitre 4

Observation de la dynamique latérale des VDRM

Sommaire

4.1 Introduction **91**
4.2 Techniques d'observation appliquées aux VDRM **92**
4.3 Observateurs de systèmes linéaires **93**
4.3.1 Principe des observateurs et critères d'observabilité 94
4.4 Synthèse d'observateurs à entrées inconnues **95**
4.4.1 Observateur Proportionnel Multi-Intégral à synthèse H_∞ . . 97
4.4.2 Observateur Proportionnel Double Intégral à synthèse H_∞ . 103
4.5 Estimation des états dynamiques et des entrées inconnues des VDRM **104**
4.5.1 Observation d'un modèle à 3 DDL 104
4.5.2 Observation d'un modèle à 4 DDL 110
4.6 Conclusion **126**

4.1 Introduction

La mise en pratique des systèmes d'aide à la conduite actifs, passifs et préventifs, repose sur l'acquisition de plusieurs données décrivant l'évolution, en temps réel, de la dynamique du véhicule. La mesure directe de plusieurs grandeurs s'avère parfois couteuse et encombrante notamment les VDRM, à cause de leur géométrie restreinte pour la mise en place des dispositifs volumineux. On en cite comme exemple, le capteur Correvit qui mesure l'angle de dérive, la mesure de la position du centre de gravité du buste du conducteur, etc. Ou bien, les grandeurs ne sont pas disponibles à la mesure directe à cause de la non disponibilité des capteurs adéquats, principalement les angles de roulis, de lacet et de tangage, la vitesse latérale, le transfert de charge, les efforts aux points de contact pneumatique-chaussée, etc.

Afin de pallier à ce problème, il est judicieux d'utiliser des techniques de reconstruction de ces grandeurs. Il existe plusieurs techniques d'observation linéaires (Observateur de Luenberger [91] , filtre de Kalman, PI, UIO [92]) et non linéaires (Filtre de Kalman Etendu, observateur à mode glissant [93, 94], Linear à Paramètres Variants (LPV) [95], Takagi-Sugeno (TS) [96, 6, 97, 98], etc.). La conception de ces méthodes se base sur des modèles analytiques, linéaires et non linéaires, comme ceux établies précédemment pour les VDRM.

Le fonctionnement des systèmes de contrôle et de sécurité nécessite la connaissance de l'évolution des dynamiques du véhicule en temps réel, tels que l'angle de roulis, l'angle de direction, la vitesse latérale, les forces latérales et l'entrée de commande qui est le couple de braquage. Néanmoins, les contraintes économiques et/ou techniques de mesure de ces grandeurs nous obligent à avoir recours à des techniques de reconstruction. C'est ainsi que cette partie a fait l'objet de la reconstruction de la dynamique latérale des VDRM.

Dans ce chapitre, on présentera les quelques travaux réalisés sur les véhicules à deux roues en terme d'observation des états et des entrées inconnues. Une revue générale, sur les observateurs des systèmes linéaires et les conditions d'existence de tels observateurs, sera donnée. Une synthèse des observateurs à entrées inconnues sera présentée. La synthèse sera faite sur les observateurs Proportionnel Multi-Intégral (PMI), d'une manière générale, ensuite sur les observateurs Proportionnel Double Intégral (P2I) plus précisément et qui fera l'objet de la conception des méthodes d'observation appliquées dans notre cas. Ces techniques seront développées sur trois types de modèles. Premièrement, sur un modèle à 3 degrés de liberté (3DDL), deuxièmement sur un modèle à 4DDL, où on considère deux cas différents, l'un à vitesse longitudinale constante et l'autre à vitesse longitudinale variable qui est plus réaliste. Une comparaison des deux méthodes sera faite. Enfin, on terminera par une conclusion sur les résultats obtenus.

4.2 Techniques d'observation appliquées aux VDRM

L'application des méthodes d'observation pour la reconstruction des dynamiques non mesurables et difficilement mesurables, des véhicules à deux roues n'est qu'à ces débuts. Contrairement aux véhicules de tourisme et poids lourd, où les études sur la thématique sont nombreuses et plus avancées. Toutefois, les techniques d'estimation relatives à ces derniers, reposent souvent sur le modèle simple d'un véhicule à deux roues dit modèle bicyclette. Ce retard s'explique par la difficulté, d'un point de vu coût et implémentation, à mettre en pratique un tel procédé sur les bicyclettes et les motocyclettes. Néanmoins, la tendance d'augmentation du parc relatif à ce type de véhicule, remet à jours la question de leur étude dans plusieurs pays.

La littérature concernant l'observation de la dynamique des VDRM, montre que la technique d'estimation la plus utilisée est le filtre de Kalman [99]. L'estimation de la dynamique latérale des motocycles avec des grands angles de roulis, allant jusqu'à 40°, a fait l'objet d'étude dans [100]. L'application du filtre de Kalman étendu a abouti à des résultats très proches des mesures pratiques, malgré que les forces sont considérés linéaires. L'efficacité de la mesure de la vitesse longitudinale des VDRM est un challenge important, puisque cette grandeur est essentielle dans le développement des systèmes de contrôle de traction. Cette tâche est plus difficile en comparaison avec les véhicules à quatre roues, puisque les deux phénomènes connus dans les VDRM, qui sont le cabrage et la plongée, faussent la mesure directe de la vitesse. Une étude de détection du phénomène de cabrage a été faite dans [101], en se basant sur l'estimation de la vitesse/accélération relative à la roue avant comparée à la vitesse/accélération du véhicule.

Une comparaison entre deux méthodes de reconstruction de l'angle de roulis [102], nécessaire pour l'implémentation des systèmes de sécurité, a été faite. L'une est basée sur l'utilisation d'une caméra frontale et l'autre sur l'estimation robuste par filtre de Kalman à partir des données du capteur inertiel. L'analyse a montrée le bon fonctionnement de la technique utilisant le procédé de vision, avec une précision d'environ deux degrés.

4.3 Observateurs de systèmes linéaires

Un reconstructeur d'état ou **observateur** est un système dynamique (algorithme d'estimation) basé sur un modèle de connaissance, qui utilise les entrées et les sorties mesurées comme entrées et fournit en sortie l'estimation de l'état du processus, comme illustré dans la figure 4.1.

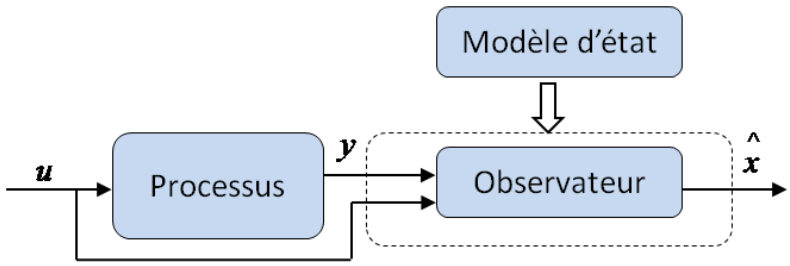

FIGURE 4.1 – Schéma de principe d'un observateur

Dans le cas des systèmes linéaires, la méthode d'observation la plus simple est l'observateur de Luenberger [91], utilisé dans le cas déterministe. Dans le cas stochastique, où le système est bruité ou soumis à des phénomènes aléatoires, on utilise

généralement le filtre de Kalman [103].

4.3.1 Principe des observateurs et critères d'observabilité

Soit un système linéaire à temps invariant décrit par l'équation d'état (4.1) :

$$\begin{cases} \dot{x}(t) = Ax(t) + Bu(t) \\ y(t) = Cx(t) + Du(t) \end{cases} \tag{4.1}$$

où $u(t) \in \mathbb{R}^{nu}$, $y(t) \in \mathbb{R}^m$ et $x(t) \in \mathbb{R}^n$ représentent respectivement la commande, la sortie (mesurée) et l'état du système. Les matrices A, B, C et D sont des matrices constantes de dimensions appropriées.

Comme les états dynamiques ne sont généralement pas tous accessibles, le but d'un observateur consiste à estimer ces états par un vecteur que nous noterons $\hat{x}(t)$. Cette estimation est réalisée par un système dynamique dont la sortie sera précisément $\hat{x}(t)$ et l'entrée sera constituée des informations disponibles, c'est-à-dire $u(t)$ et $y(t)$. La structure d'un observateur de type Luenberger (ou observateur identité) est sous forme :

$$\begin{cases} \dot{\hat{x}}(t) = A\hat{x}(t) + Bu(t) + L(y(t) - \hat{y}(t)) \\ \hat{y}(t) = C\hat{x}(t) + Du(t) \end{cases} \tag{4.2}$$

Le terme correctif apparait en fonction de l'erreur de reconstruction de la sortie $y(t) - \hat{y}(t)$, et le gain de correction L appelé gain de l'observateur.

On considère l'erreur d'estimation :

$$e(t) = x(t) - \hat{x}(t) \tag{4.3}$$

Sa dynamique est donnée par :

$$\begin{cases} \dot{e}(t) = \dot{x}(t) - \dot{\hat{x}}(t) \\ \qquad\quad = (A - LC)e(t) \end{cases} \tag{4.4}$$

La stabilité de l'observateur dépend de l'erreur d'estimation $e(t) = x(t) - \hat{x}(t)$. On dit que l'observateur est asymptotiquement stable si cette erreur $e(t)$ tend vers 0 lorsque t tend vers l'infini. Ceci dépend du choix du gain L tel que les valeurs propres de la matrice $(A - LC)$ soient à partie réelle strictement négative. L'existence de la matrice L est assurée par le critère de Kalman sur l'observabilité de la paire (A, C), **Thèorème** 4.3.1 [104].

Théorème 4.3.1 *[104] Les valeurs propres de (A-LC) peuvent être fixées arbitrairement si et seulement si la paire (A, C) est observable, i.e. :*

$$rang\left(\begin{bmatrix} C \\ CA \\ \vdots \\ CA^{n-1} \end{bmatrix}\right) = n$$

4.4 Synthèse d'observateurs à entrées inconnues

La nature complexe d'un système réel laisse souvent sa représentation d'état sujette à des erreurs de modélisation et à un manque d'information sur les grandeurs inconnues, telles que les perturbations. De ce fait, la prise en compte des entrées inconnues (EI) affectant le système est nécessaire pour une meilleure reconstruction de sa dynamique. Ces entrées inconnues sont modélisées comme perturbations additives représentant les erreurs de modélisation, les bruits de mesures ou bien les défauts de capteurs ou d'actionneurs. L'étude de l'influence des EI se fait soit par l'élimination de leur influence sur l'erreur d'estimation du vecteur d'état avec la méthode de découplage sous certaines contraintes structurelles, soit par la minimisation de leur effet en utilisant les techniques H_∞ lorsque le découplage n'est pas possible, soit par la reconstruction simultanée du vecteur d'état et d'une partie des signaux des EI (cf, figure 4.2) contenant l'information nécessaire pour l'établissement des techniques de contrôle, du diagnostic ou de génération d'alerte.

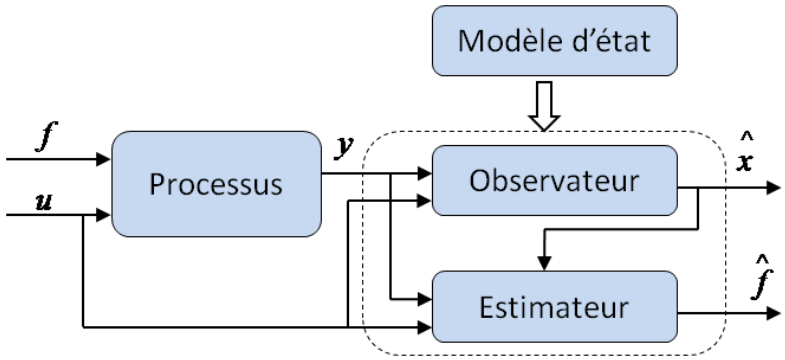

FIGURE 4.2 – Schéma de principe d'un observateur à entrées inconnues

On considére la forme la plus simple prenant en compte les EI dans le modèle suivant :

$$\begin{cases} \dot{x}(t) = Ax(t) + Bu(t) + B_f f(t) \\ y(t) = Cx(t) \end{cases} \tag{4.5}$$

où le vecteur d'état est $x(t) \in \mathbb{R}^n$, l'entrée connue $u(t) \in \mathbb{R}^{nu}$, la sortie $y(t) \in \mathbb{R}^m$, l'entrée inconnue $f(t) \in \mathbb{R}^{nf}$. Les matrices A, B, B_f et C sont constantes et connues de dimensions appropriées.

Supposons l'observateur d'ordre plein décrit par [105] :

$$\begin{cases} \dot{z}(t) = Nz(t) + Ly(t) + Gu(t) \\ \hat{x}(t) = z - Ey(t) \end{cases} \tag{4.6}$$

Où $z(t) \in \mathbb{R}^n$, $\hat{x}(t) \in \mathbb{R}^n$ est l'état observable. Les matrices N, L, G et E sont inconnues de dimensions appropriées. L'ensemble de ces matrices doit être déterminé afin de garantir la convergence de l'état estimé $\hat{x}(t)$ par l'observateur vers l'état réel $x(t)$. Les conditions nécessaires et suffisantes pour que l'observateur à EI 4.6 existe, sont données par le **Théorème** 4.4.1 [92].

Théorème 4.4.1 *[92] L'observateur à entrées inconnues 4.6 existe pour le système LTI 4.5, si et seulement si les deux conditions de rang suivantes sont satisfaites :*

$$\begin{cases} rang(CB_f) = rang(B_f) = n_f \\ rang \begin{bmatrix} sI_n - A & B_f \\ C & \boldsymbol{0} \end{bmatrix} = n + n_f \quad \forall s \in \mathbb{C}, \Re(s) \geq 0 \end{cases}$$

s : est la variable de Laplace.

L'estimation des entrées inconnue, en régime permanent, se fait par le remplacement de $x(t)$ par $\hat{x}(t)$ et du vecteur des entrées inconnues $f(t)$ par son estimation $\hat{f}(t)$ [106]. Nous obtenons :

$$\begin{cases} \dot{\hat{x}}(t) = A\hat{x}(t) + Bu(t) + B_f\hat{f}(t) \\ y(t) = C\hat{x}(t) \end{cases} \tag{4.7}$$

On se propose alors d'estimer le vecteur $f(t)$ en utilisant l'ensemble des équations (4.7) par inversion du modèle.

$$\hat{f}(t) = {B_f}^{-1}(\dot{\hat{x}}(t) - (A\hat{x}(t) + Bu(t))) \tag{4.8}$$

Néanmoins, cette méthode d'estimation est très sensible aux erreurs de modélisation tels que les incertitudes sur les paramètres des matrices A et B, ainsi qu'aux bruits dus à la dérivée du terme $\hat{x}(t)$ affecté par les bruits de mesures.

Une autre approche de reconstruction des entrées inconnues repose sur la connaissance de leurs dynamiques ou des hypothèses relatives à ces dernières en supposant que leurs variations sont bornées ou nulles. En effet, on applique l'action intégrale pour l'estimation des signaux EI et l'affinage de l'estimation d'état. Cette action permet de bien reconstruire l'EI, même en présence des bruits de mesures et de relaxer les conditions de découplage (conditions de rang). Ce type d'observateur est appelé observateur Proportionnel Intégral (PI).

4.4.1 Observateur Proportionnel Multi-Intégral à synthèse H_∞

L'observateur Proportionnel Intégral (PI) [107, 108] est une extension de l'observateur de Luenberger afin d'estimer les entrées inconnues constantes ou à faibles variations temporelles. Il a été présenté par B. Wojciechowski en 1978 [109]. La synthèse de cet observateur est basée sur des techniques issues de la commande H_∞. L'intégration de l'erreur d'estimation le rend efficace pour l'estimation des perturbations et des mesures bruitées.

L'observateur PI a été étendu pour estimer des entrées inconnues dynamiques en introduisant de multiples actions intégrales dans l'observateur d'état. On parle alors d'observateur Proportionnel Multi-Intégral (PMI) qui permet d'obtenir une estimation robuste des états et la reconstruction des entrées inconnues variables dans le temps. L'entrée inconnue est supposée décrite par un polynôme - qui peut ne pas être borné - $f(t)$ de la forme suivante [110] :

$$f(t) = D_0 + D_1 t + D_2 t^2 + ... + D_{k-1} t^{k-1} \tag{4.9}$$

Où la $k^{\text{ème}}$ dérivée par rapport au temps de f est nulle (c-à-d, $f^{(k)} = 0$) avec D_i $(i = 0, 1, ...k-1)$ sont des vecteurs constants inconnus.

Dans le cas où $f^{(k)}$ est non nulle mais bornée on la rajoute au vecteur des perturbations et on minimise son effet sur l'erreur d'estimation par la synthèse H_∞.

4.4.1.1 Structure de l'observateur PMI

Considérons le système linéaire invariant dans le temps suivant :

$$\begin{cases} E\dot{x}(t) = A^* x(t) + B_u^* u(t) + B_w^* w(t) + B_f^* f(t) \\ y(t) = Cx(t) + D_w w(t) + D_f f(t) \end{cases} \tag{4.10}$$

où $x(t) \in \mathbb{R}^n$ est le vecteur d'état, $u(t) \in \mathbb{R}^{nu}$ le vecteur de commande, $w(t) \in \mathbb{R}^{nw}$ le vecteur des perturbations affectants les états et les mesures du système, $f(t) \in \mathbb{R}^{nf}$ le vecteur des entrées inconnues et $y(t) \in \mathbb{R}^m$ le vecteur des mesures.

Dans le système linéaire obtenu à partir du modèle non linéaire du VDRM (cf, Equation (A.1)), la matrice E est de plein rang et non singulière ce qui nous permet de réécrire le système (4.10) sous la forme :

$$\begin{cases} \dot{x}(t) = Ax(t) + B_u u(t) + B_w w(t) + B_f f(t) \\ y(t) = Cx(t) + D_w w(t) + D_f f(t) \end{cases} \tag{4.11}$$

avec : $A = E^{-1}A^*$, $B_u = E^{-1}B_u^*$, $B_w = E^{-1}B_w^*$ et $B_f = E^{-1}B_f^*$.

On suppose que la $k^{\text{ème}}$ dérivée de l'entrée inconnue $f(t)$ est nulle, et on augmente le système (4.11) par l'entrée inconnue et ses $(k-1)$ dérivées successives

($\bar{x}^T = [x \;\; f \;\; f_1 \;\; \dots \;\; f_{k-1}]^T$), tel que $f_1 = f^{(1)}$, $f_2 = f^{(2)} ... f_{k-1} = f^{(k-1)}$.

On obtient :

$$\begin{cases} \dot{\bar{x}}(t) = \tilde{A}\bar{x}(t) + \tilde{B}_u u(t) + \tilde{B}_w w(t) \\ y(t) = \tilde{C}\bar{x}(t) + D_w w(t) \end{cases} \tag{4.12}$$

Où :

$$\tilde{A} = \begin{bmatrix} A & B_f & \mathbf{0} & \cdots & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & I_{nf} & \cdots & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & \ddots & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & I_{nf} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} \end{bmatrix}, \tilde{B}_u = \begin{bmatrix} B_u \\ \mathbf{0} \\ \vdots \\ \mathbf{0} \end{bmatrix}, \tilde{B}_w = \begin{bmatrix} B_w \\ \mathbf{0} \\ \vdots \\ \mathbf{0} \end{bmatrix}$$

et

$$\tilde{C} = \begin{bmatrix} C & D_f & \mathbf{0} & \cdots & \mathbf{0} \end{bmatrix}$$

Remarque 4.4.1 *Les **0** resprérentent des matrices nulles de dimensions appropriées.*

L'observateur Proportionnel Multi-Intégral s'écrit alors sous la forme suivante (cf, Equation (4.13)) [111]. Sa structure est shématisée dans la figure 4.3.

$$\begin{cases} \dot{\hat{x}} = A\hat{x} + B_u u + B_f \hat{f} + K_p(y - \hat{y}) \\ \hat{y} = C\hat{x} + D_f \hat{f} \\ \dot{\hat{f}} = K_I^0(y - \hat{y}) + \hat{f}_1 \\ \dot{\hat{f}}_1 = K_I^1(y - \hat{y}) + \hat{f}_2 \\ \vdots \\ \dot{\hat{f}}_{k-2} = K_I^{k-2}(y - \hat{y}) + \hat{f}_{k-1} \\ \dot{\hat{f}}_{k-1} = K_I^{k-1}(y - \hat{y}) \end{cases} \tag{4.13}$$

Les termes $\hat{f}_i$ avec $(i = 0, 1, \dots, k-1)$ sont les estimations des $(k-1)$ dérivées de $f(t)$.

La convergence de l'observateur dépend des gains (K_p, K_I^0,...,K_I^{k-1}) calculés de telle manière que les dynamiques des erreurs d'estimation des états et des entrées inconnues décroissent vers zéro.

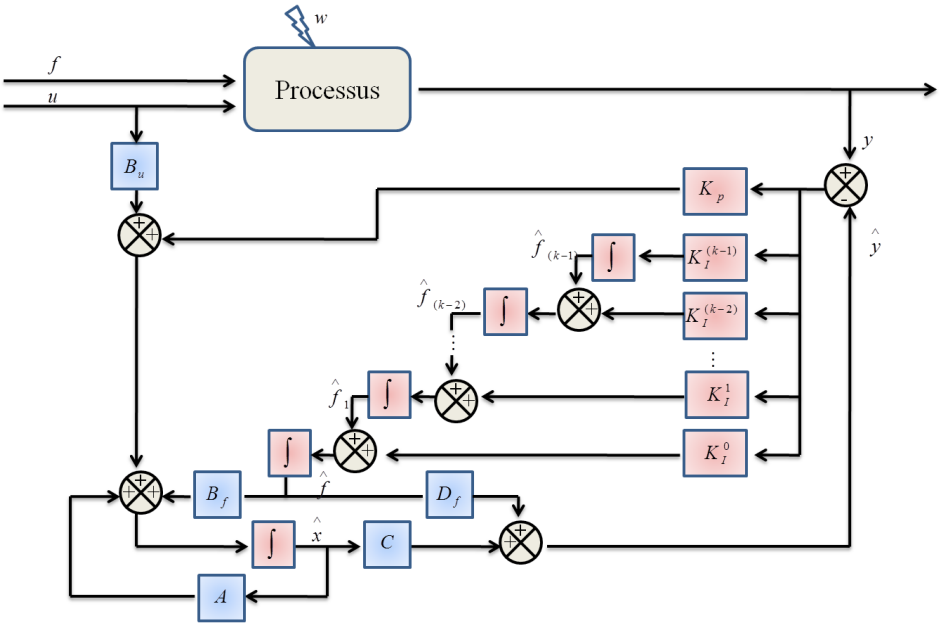

FIGURE 4.3 – Structure d'un observateur PMI

Les erreurs d'estimation des états et des entrées inconnues sont données par :

$$\begin{cases} e & = & x - \hat{x} \\ e_0 & = & f - \hat{f} \\ e_1 & = & f_1 - \hat{f}_1 \\ \vdots & & \\ e_{k-1} & = & f_{k-1} - \hat{f}_{k-1} \end{cases}$$

Les dynamiques des erreurs sont données sous la forme :

$$\begin{cases} \dot{e} = (A - K_pC)e + (B_w - K_pD_w)w + (B_f - K_pD_f)e_0 \\ \dot{e}_0 = -K_I^0Ce + e_1 - K_I^0D_fe_0 - K_I^0D_ww \\ \dot{e}_1 = -K_I^1Ce + e_2 - K_I^1D_fe_0 - K_I^1D_ww \\ \vdots \\ \dot{e}_{(k-2)} = -K_I^{(k-2)}Ce + e_{(k-1)} - K_I^{(k-2)}D_fe_0 - K_I^{(k-1)}D_ww \\ \dot{e}_{(k-1)} = -K_I^{(k-1)}Ce - K_I^{(k-1)}D_fe_0 - K_I^{(k-1)}D_ww \end{cases} \tag{4.14}$$

Mettons

$$\tilde{e} = \begin{bmatrix} e \\ e_0 \\ e_1 \\ \vdots \\ e_{(k-2)} \\ e_{(k-1)} \end{bmatrix} \quad et \quad \tilde{K} = \begin{bmatrix} K_p \\ K_I^0 \\ K_I^1 \\ \vdots \\ K_I^{(k-2)} \\ K_I^{(k-1)} \end{bmatrix}$$

On peut la réecrire sous la forme augmentée :

$$\dot{\tilde{e}} = (\tilde{A} - \tilde{K}\tilde{C})\tilde{e} + (\tilde{B}_w - \tilde{K}D_w)w \tag{4.15}$$

Afin de calculer les gains de l'observateur assurant la stabilité de l'erreur d'estimation $\tilde{e}$, on considère la fonction de Lyapunov suivante :

$$V(t) = \tilde{e}^T(t)P\tilde{e}(t) \tag{4.16}$$

tel que P est une matrice symétrique et définie positive ($P = P^T > 0$). La dérivée de la fonction de Lyapunov est donnée par l'équation (4.17).

$$\dot{V} = \tilde{e}^T[P(\tilde{A} - \tilde{K}\tilde{C}) + (\tilde{A} - \tilde{K}\tilde{C})^T P]\tilde{e} + w^T(\tilde{B}_w - \tilde{K}D_w)^T P\tilde{e} + \tilde{e}^T P(\tilde{B}_w - \tilde{K}D_w)w \tag{4.17}$$

Le gain de l'observateur $\tilde{K}$ est calculé de manière à stabiliser le système génèrant l'erreur d'estimation d'ètat et à assurer un taux d'atténuation de l'effet des perturbations $w(t)$ sur l'erreur d'estimation défini par $\|T_{\tilde{e}w}\|_\infty < \gamma$, $\gamma > 0$, où $T_{\tilde{e}w}$ représente le transfert de $w(t)$ vers $\tilde{e}(t)$.

Tout cela se traduit par les contraintes suivantes appliquées aux normes L_2 de $\tilde{e}(t)$ et $w(t)$:

$$\lim_{t\to 0} \tilde{e}(t) = 0, \quad w(t) = 0, \quad t \geq 0 \tag{4.18}$$

$$\frac{\|\tilde{e}\|_2}{\|w\|_2} < \gamma, \quad \|w\|_2 \neq 0 \tag{4.19}$$

Les normes L_2 de $\tilde{e}(t)$ et $w(t)$ sont définies par :

$$\begin{cases} \|\tilde{e}(t)\|_2 & = & \left(\int_0^\infty \tilde{e}(t)^T\tilde{e}(t)dt\right)^{1/2} \\ \|w(t)\|_2 & = & \left(\int_0^\infty w(t)^T w(t)dt\right)^{1/2} \end{cases} \tag{4.20}$$

On suppose l'inégalité suivante :

$$\dot{V}(t) + \tilde{e}(t)^T\tilde{e}(t) - \gamma^2 w(t)^T w(t) < 0 \tag{4.21}$$

Si l'inégalité (4.21) est vérifiée, alors le système générant l'erreur d'estimation d'état est stable et le transfert de $w(t)$ vers $\tilde{e}(t)$ est borné par γ.

On remplace l'équation (4.17) dans (4.21), on obtient :

$$\begin{array}{c}\tilde{e}^T[P(\tilde{A}-\tilde{K}\tilde{C})+(\tilde{A}-\tilde{K}\tilde{C})^T P+I]\tilde{e}+w^T(\tilde{B}_w-\tilde{K}D_w)^T P\tilde{e}\\ +\tilde{e}^T P(\tilde{B}_w-\tilde{K}D_w)w-\gamma^2 w^T w<0\end{array} \tag{4.22}$$

L'objectif est d'exprimer le problème sous une contrainte LMI. On considère le changement de variable ($\tilde{Z}=P\tilde{K}$). L'inégalité (4.22) sera équivalente à :

$$\begin{array}{c}\tilde{e}^T[\tilde{A}^T P+P\tilde{A}+\tilde{C}^T\tilde{Z}^T-\tilde{Z}\tilde{C}+I]\tilde{e}+w^T(\tilde{B}_w^T P-{D_w}^T\tilde{Z}^T)\tilde{e}\\ +\tilde{e}^T(P\tilde{B}_w-\tilde{Z}D_w)w-\gamma^2 w^T w<0\end{array} \tag{4.23}$$

On met (4.23) sous forme matricielle :

$$\begin{pmatrix}\tilde{e}\\ w\end{pmatrix}^T\begin{pmatrix}\tilde{A}^T P+P\tilde{A}+\tilde{C}^T\tilde{Z}^T-\tilde{Z}\tilde{C}+I & P\tilde{B}_w-\tilde{Z}D_w\\ \tilde{B}_w^T P-{D_w}^T\tilde{Z}^T & -\gamma^2 I\end{pmatrix}\begin{pmatrix}\tilde{e}\\ w\end{pmatrix}<0 \tag{4.24}$$

La forme quadratique (4.24) est définie négative si et seulement si l'inégalité matricielle linéaire (4.25) est négative.

$$\begin{pmatrix}\tilde{A}^T P+P\tilde{A}+\tilde{C}^T\tilde{Z}^T-\tilde{Z}\tilde{C}+I & P\tilde{B}_w-\tilde{Z}D_w\\ \tilde{B}_w^T P-{D_w}^T\tilde{Z}^T & -\gamma^2 I\end{pmatrix}<0 \tag{4.25}$$

Pour améliorer les performances de l'observateur il est possible de minimiser le gain du transfert sous contraintes LMI. En choisissant γ comme une variable et le changement de variable $\bar{\gamma}=\gamma^2$, le problème d'optimisation est donné par :

$$\begin{cases}\min\limits_{P,\tilde{Z},\bar{\gamma}}\ \bar{\gamma}\\ \begin{pmatrix}\tilde{A}^T P+P\tilde{A}+\tilde{C}^T\tilde{Z}^T-\tilde{Z}\tilde{C}+I & P\tilde{B}_w-\tilde{Z}D_w\\ \tilde{B}_w^T P-{D_w}^T\tilde{Z}^T & -\bar{\gamma}I\end{pmatrix}<0\end{cases} \tag{4.26}$$

Après résolution du problème d'optimisation, on obtient les gains de l'observateur avec $\tilde{K}=P^{-1}\tilde{Z}$ et le gain d'atténuation $\gamma=\sqrt{\bar{\gamma}}$. Ainsi, le problème d'optimisation est donné par le **Théorème** 4.4.2.

Théorème 4.4.2 *[112] La dynamique de l'erreur d'estimation*(4.15) *des états, des entrées inconnues et de leurs dérivées est stable et satisfait les contraintes* (4.18) *et* (4.19) *s'il existe une matrice symétrique et définie positive* $P=P^T>0\in\mathbb{R}^{(n+q\ nf)(n+q\ nf)}$ *et la matrices des gains* $\tilde{Z}\in\mathbb{R}^{(n+q\ nf)m}$ *tels que :*

$$\begin{pmatrix} \tilde{A}^T P + P\tilde{A} + \tilde{C}^T \tilde{Z}^T - \tilde{Z}\tilde{C} + I & P\tilde{B}_w - \tilde{Z}D_w \\ \tilde{B}_w^T P - {D_w}^T \tilde{Z}^T & -\gamma^2 I \end{pmatrix} < 0 \tag{4.27}$$

Les gains de l'observateur sont obtenus par : $\tilde{K} = P^{-1}\tilde{Z}$.

q : est le degré de l'observateur PMI et γ un scalaire positif ($\gamma > 0$).

Le type d'entrées inconnues traitées jusqu'à présent sont des signaux à dérivées $k^{\text{ème}}$ nulle ($f^{(k)}(t) = 0$). On peut relaxer cette hypothèse en prenant ($f^{(k)}(t) \neq 0$) mais bornée. Dans ce cas, on considère la $k^{\text{ème}}$ dérivée une perturbation bornée et on minimise son effet sur l'erreur d'estimation. Le vecteur augmenté des perturbations et les matrices associées s'écrivent :

$$\tilde{w}(t) = \begin{bmatrix} w(t) \\ f^{(k)}(t) \end{bmatrix}, \quad \tilde{B}_w = \begin{bmatrix} B_w & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \vdots & \vdots \\ \mathbf{0} & I_{nf} \end{bmatrix}, \quad \tilde{D}_w = \begin{bmatrix} D_w & \mathbf{0} \end{bmatrix}$$

4.4.1.2 Conditions d'existence de l'observateur

Les conditions générales d'existences des observateurs sont citées dans [110] et [113]. On suppose que :

- Les mesures sont linèairement indépendantes (c-à-d le rang de $[C \;\; D_f \;\; D_w] = m$).
- Les entrées inconnues et les perturbations sont linèairement indépendantes.

$$rang \begin{bmatrix} B_f & B_w \\ D_f & D_w \end{bmatrix} = nf + nw \tag{4.28}$$

Lemme 4.4.1 *[110] Sous les conditions supposées dans (4.28),l'observateur Proportionnel Multi-Intégral pour le système (4.11) existe si les conditions suivantes sont vérifiées.*

$$rang \begin{bmatrix} I_n & \boldsymbol{0} & \boldsymbol{0} \\ C & -I_m & \boldsymbol{0} \\ \boldsymbol{0} & \boldsymbol{0} & I_{nf} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} I_n & \boldsymbol{0} & B_f \\ C & D_f & \boldsymbol{0} \\ \boldsymbol{0} & \boldsymbol{0} & D_f \end{bmatrix} = n + rang(D_f) + rang \begin{bmatrix} B_f \\ D_f \end{bmatrix} \tag{4.29}$$

$\Leftrightarrow$

$$rang \begin{bmatrix} D_f & CB_f \\ \boldsymbol{0} & D_f \end{bmatrix} = rang(D_f) + rang \begin{bmatrix} B_f \\ D_f \end{bmatrix} \tag{4.30}$$

4.4.2 Observateur Proportionnel Double Intégral à synthèse H_∞

L'observateur Proportionnel Double Intégral est un cas particulier des observateurs PMI où la deuxième dérivée de l'entrée inconnue est supposée nulle ($f^{(2)}(t) = 0$). Dans ce cas, on augmente le système avec l'entrèe inconnue et sa première dérivée ($\bar{x}^T = [x \quad f \quad f_1]^T$).

Le système s'écrit :

$$\begin{cases} \dot{\bar{x}}(t) = \tilde{A}\bar{x}(t) + \tilde{B}_u u(t) + \tilde{B}_w w(t) \\ y(t) = \tilde{C}\bar{x}(t) + D_w w(t) \end{cases} \tag{4.31}$$

avec :

$$\tilde{A} = \begin{bmatrix} A & B_f & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & I \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} \end{bmatrix}, \tilde{B}_u = \begin{bmatrix} B_u \\ \mathbf{0} \\ \mathbf{0} \end{bmatrix}, \tilde{B}_w = \begin{bmatrix} B_w \\ \mathbf{0} \\ \mathbf{0} \end{bmatrix}$$

et

$$\tilde{C} = \begin{bmatrix} C & D_f & \mathbf{0} \end{bmatrix}$$

Ainsi on obtient les équations de l'observateur suivantes :

$$\begin{cases} \dot{\hat{x}} = A\hat{x} + B_u u + B_f \hat{f} + K_p(y - \hat{y}) \\ \hat{y} = C\hat{x} + D_f \hat{f} \\ \dot{\hat{f}} = K_I^0(y - \hat{y}) + \hat{f}_1 \\ \dot{\hat{f}}_1 = K_I^1(y - \hat{y}) \end{cases} \tag{4.32}$$

Les erreurs d'estimation des états, de l'entrée inconnue et sa première dérivée sont : $e = x - \hat{x}$, $e_{f0} = f - \hat{f}$, $e_{f1} = f_1 - \hat{f}_1$, et leurs dynamiques sont exprimées par (4.33) :

$$\begin{cases} \dot{e} = (A - K_p C)e + (B_w - K_p D_w)w + (B_f - K_p D_f)e_0 \\ \dot{e}_{f0} = -K_I^0 Ce + e_1 - K_I^0 D_f e_0 - K_I^0 D_w w \\ \dot{e}_{f1} = -K_I^1 Ce - K_I^1 D_f e_0 - K_I^1 D_w w \end{cases} \tag{4.33}$$

Le gain de l'observateur $\tilde{K}^T = [K_p \;\; K_I^0 \;\; K_I^1]^T$ est calculé en appliquant le **Théorème** 4.4.2.

Dans le cas où la 2ème dérivée de $f(t)$ est non nulle mais bornée, on augmente le vecteur de perturbations (cf, Equation (4.34)), pour minimiser son effet sur l'erreur d'estimation et on applique la même procédure que précédemment.

$$\tilde{w}(t) = \begin{bmatrix} w(t) \\ f^{(2)}(t) \end{bmatrix} \tag{4.34}$$

4.5 Estimation des états dynamiques et des entrées inconnues des VDRM

Dans cette partie, on développera des observateurs à entrées inconnues appliqués aux VDRM [114, 96, 115]. La synthèse se basera sur deux modèles analytiques, modèle à un seul corps à 3DDL et modèle à cinq corps à 4DDL, obtenus à partir des simplifications de ceux présentés dans la partie modélisation (chapitre 2).

4.5.1 Observation d'un modèle à 3 DDL

Le modèle linéaire à un seul corps d'un véhicule à deux roues est la base d'analyse de la dynamique des VDRM et des véhicules à quatre roues. Dans cette partie, le modèle analytique utilisé est obtenu suivant des hypothèses de simplifications du modèle (A.1) :

On considère que :

1. Les angles de roulis (ϕ) et de direction (δ) sont petits (ϕ ; $\delta \leq 10^o$).
2. L'influence du dévers est négligée..
3. La vitesse longitudinale est constante.
4. Le véhicule ne subit pas de changements de dynamique brusques.
5. Les moments et les forces sont linéaires par rapport aux angles de glissement latéral et du carrossage.

A partir du modèle (cf, Equation (A.1)) non linéaire et sous les hypothèses, on aboutit au modèle simplifié linéaire :

$$\begin{cases} m\ddot{y} + mh\ddot{\phi} + m\dot{\psi}\dot{x} = F_{yf} + F_{yr} \\ mh\ddot{y} + (mh^2 + I_x)\ddot{\phi} + mh\dot{x}\dot{\psi} = mgh\phi + M_{xf} + M_{xr} \\ (I_z + mh^2)\ddot{\psi} = L_f F_{yf} - L_r F_{yr} + M_{zf} + M_{zr} \end{cases} \tag{4.35}$$

On remplace les efforts avec leurs expressions équivalentes, et on réecrit le modèle sous la forme :

$$\begin{cases} m\ddot{y} + mh\ddot{\phi} + m\dot{\psi}v_x = C_{F\alpha f}(\frac{\dot{y}+L_f\dot{\psi}-\eta\dot{\delta}}{v_x}) + C_{F\alpha r}(\frac{L_r\dot{\psi}-\dot{y}}{v_x}) + (C_{F\gamma f} + C_{F\gamma r})\phi \\ \qquad +(C_{F\alpha f}\cos\varepsilon + C_{F\alpha r}\sin\varepsilon)\delta \\ \\ mh\ddot{y} + (mh^2 + I_x)\ddot{\phi} + mhv_x\dot{\psi} = mgh\phi - C_{Mx\gamma f}(\phi + \delta\sin\varepsilon) - C_{Mx\gamma r}\phi \\ \\ (I_z + mh^2)\ddot{\psi} = (C_{M\alpha f} - L_f C_{F\alpha f})(\frac{\dot{y}+L_f\dot{\psi}-\eta\dot{\delta}}{\dot{x}}) - (L_r C_{F\alpha r} + C_{M\alpha r})(\frac{L_r\dot{\psi}-\dot{y}}{\dot{x}}) \\ \qquad +(C_{M\gamma f} + C_{M\gamma r} + C_{F\gamma f}L_f - C_{F\gamma r}L_r)\phi \\ \qquad +((C_{F\alpha f}L_f - C_{M\alpha f})\cos\varepsilon + (C_{F\gamma f}L_f + C_{M\gamma f})\sin\varepsilon)\delta \end{cases} \tag{4.36}$$

On réecrit le modèle (4.36) sous la forme d'espace d'état suivante :

$$\begin{cases} E^*\dot{x}(t) = A^*x(t) + B^*u(t) \\ y(t) = Cx(t) \end{cases} \tag{4.37}$$

Avec : $x(t) = [\dot{y}, \dot{\phi}, \dot{\psi}, \phi]^T$, $u(t) = [\dot{\delta}, \delta]^T$.

Le vecteur des mesures $y(t)$ est composé des grandeurs $\dot{\phi}$ et $\dot{\psi}$, obtenues via la centrale inertielle.

$$E^* = \begin{bmatrix} m & mh & 0 & 0 \\ mh & mh^2 + I_x & 0 & 0 \\ 0 & 0 & I_z + mh^2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad ; \quad B^* = \begin{bmatrix} \frac{C_{F\alpha f}\eta}{v_x} & C_{F\alpha f}\cos\varepsilon + C_{F\gamma f}\sin\varepsilon \\ 0 & 0 \\ \frac{(C_{F\alpha f}L_f - C_{M\alpha f})\eta}{v_x} & b^*_{32} \\ 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$b^*_{32} = (C_{F\alpha f}L_f - C_{M\alpha f})\cos\varepsilon + (C_{F\gamma f}L_f + C_{M\gamma f})\sin\varepsilon$

$$A^* = \begin{bmatrix} -\frac{C_{F\alpha f}+C_{F\alpha r}}{v_x} & 0 & a^*_{13} & C_{F\gamma f} + C_{F\gamma r} \\ 0 & 0 & -mhv_x & mhg - C_{Mx\gamma f} - C_{Mx\gamma r} \\ a^*_{31} & 0 & a^*_{33} & a^*_{34} \\ 0 & 1 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$a^*_{13} = -mv_x + \frac{-C_{F\alpha f}L_f + C_{F\alpha r}L_r}{v_x}$
$a^*_{31} = \frac{-C_{F\alpha f}L_f + C_{F\alpha r}L_r + C_{M\alpha f} + C_{M\alpha r}}{v_x}$
$a^*_{33} = \frac{-C_{F\alpha f}{L_f}^2 - C_{F\alpha r}{L_r}^2 + C_{M\alpha f}L_f + C_{M\alpha r}L_r}{v_x}$
$a^*_{34} = C_{M\gamma f} + C_{M\gamma r} + C_{F\gamma f}L_f - C_{F\gamma r}L_r$

Étant donné que la matrice E^* est non singulière, on réécrit le système (4.37) sous la forme :

$$\begin{cases} \dot{x}(t) = Ax(t) + Bu(t) + B_d d(t) \\ y(t) = Cx(t) \end{cases} \tag{4.38}$$

Avec : $A = E^{*-1}A^*$, $B = E^{*-1}B^*$.

Le vecteur $d(t)$ est l'entrée de perturbation inconnue.

L'installation de capteurs sur un véhicule à deux roues est confrontée à de nombreuses contraintes de montage, de coût, etc. La mesure directe de l'angle de braquage et de sa vitesse angulaire, par exemple, nécessite la mise en place d'un codeur optique. Chose qui est coûteuse et encombrante à mettre sur la colonne de direction d'un véhicule de production. De ce fait, une reconstruction de ces deux dynamiques en même temps que les états du système est très intéressante.

Dans ce qui suit, on propose une estimation des états du système (4.38) et la reconstruction du vecteur des entrées inconnues $u(t)$. Pour ce faire, on suppose que la seconde dérivée de l'angle de braquage est bornée.

On augmente le système par les éléments du vecteur $u(t)$ et on construit un observateur P2I qui estime le vecteur augmenté $\bar{x}(t)$ tout en minimisant l'influence du signale $w(t) = [\ddot{\delta}(t), d(t)]^T$ considéré comme EI.

Le système augmenté est donné par :

$$\begin{cases} \dot{\bar{x}}(t) = \bar{A}\bar{x}(t) + B_w w(t) \\ y(t) = \bar{C}\bar{x}(t) \end{cases} \tag{4.39}$$

Avec : $\bar{x}(t) = [\dot{y}, \dot{\phi}, \dot{\psi}, \phi, \dot{\delta}, \delta]^T$, $w(t) = [\ddot{\delta}(t), d(t)]^T$

$$\bar{A} = \begin{bmatrix} A & B \\ \mathbf{0} & \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 1 & 0 \end{bmatrix} \end{bmatrix} \quad ; \quad B_w = \begin{bmatrix} \mathbf{0} & B_d \\ 1 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \quad ; \quad \bar{C} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

La condition nécessaire pour la conception de l'observateur P2I est l'observabilité de la paire $(\bar{A}, \bar{C})$. Dans notre cas, la condition est vérifiée.

On considère l'observateur sous la forme suivante :

$$\begin{cases} \dot{\hat{\bar{x}}}(t) = \bar{A}\hat{\bar{x}}(t) + K(y(t) - \hat{y}(t)) \\ \hat{y}(t) = \bar{C}\hat{\bar{x}}(t) \end{cases} \tag{4.40}$$

L'erreur d'estimation est notée : $e(t) = \bar{x}(t) - \hat{\bar{x}}(t)$. Sa dérivée est donnée par :

$$\begin{cases} \dot{e}(t) &= \dot{\bar{x}}(t) - \dot{\hat{\bar{x}}}(t) \\ &= (\bar{A} - K\bar{C})e(t) + B_w w(t) \end{cases} \tag{4.41}$$

Le gain K est calculé de manière à satisfaire les conditions d'optimisation du **Thèorème** 4.4.2.

4.5.1.1 Résultats de simulation

Les tests et les analyses de l'observateur développé sont faits sur un scénario en latéral, obtenu par la simulation du modèle non linéaire à un seul corps (cf, équations (A.1)). La vitesse longitudinale est prise constante, égale à $30km/h$ et l'influence du dévers est négligée.

Afin d'améliorer les performances de l'observateur, on fait le choix d'une région LMI pour limiter la partie imaginaire de ses pôles [116], ce qui limite l'influence du phénomène oscillatoire pendant la phase transitoire. Pour ce faire, la région LMI définie par S est choisie tel que $S = \{z \in C \mid \mathrm{Re}(z) < -a,\ |z| < R\}$ qui est une intersection du demi plan gauche définie par $Re(z) < -a$ et le disque de centre (0, 0) et de rayon R [112]. Ceci nous conduit à résoudre les contraintes LMI déjà définies et le problème d'optimisation suivant :

$$\bar{A}^T P + P\bar{A} - \bar{Z}C - C^T\bar{Z}^T + 2aP < 0 \tag{4.42}$$

$$\begin{bmatrix} -RP & P\bar{A} - \bar{Z}C \\ \bar{A}^T P - C^T\bar{Z}^T & -RP \end{bmatrix} < 0 \tag{4.43}$$

Les simulations ont été faites avec $a = 12$ and $R = 15$.

Les figures 4.4 et 4.5 montrent les résultats de simulation des états (vitesse latérale, vitesse de roulis, vitesse de lacet et l'angle de roulis), des EI (vitesse angulaire de braquage et angle de braquage) ainsi que leurs estimés (en rouge pointillés).

A partir de ces résultats (cf, figures 4.4 et 4.5), on constate une bonne convergence de l'observateur et une reconstruction correcte des EI. L'erreur d'estimation de chaque dynamique, montrée dans la figure 4.6, confirme ce qu'a été dit, puisque elle est très petite.

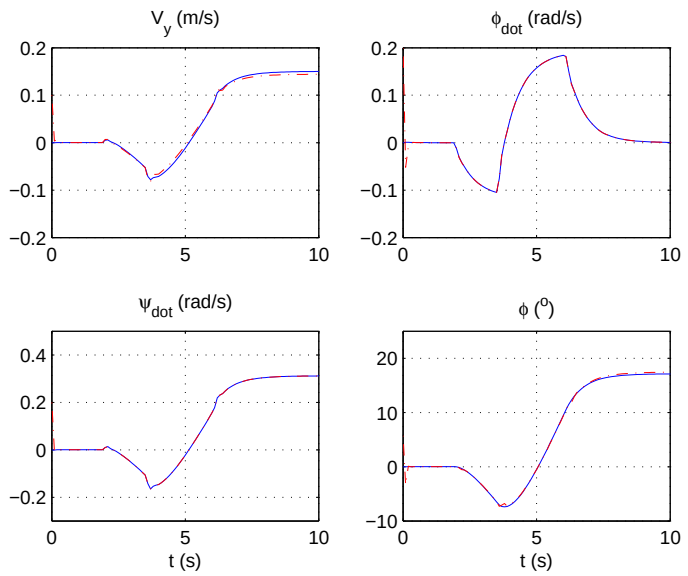

FIGURE 4.4 – Les états (bleu) et leurs estimation (rouge)

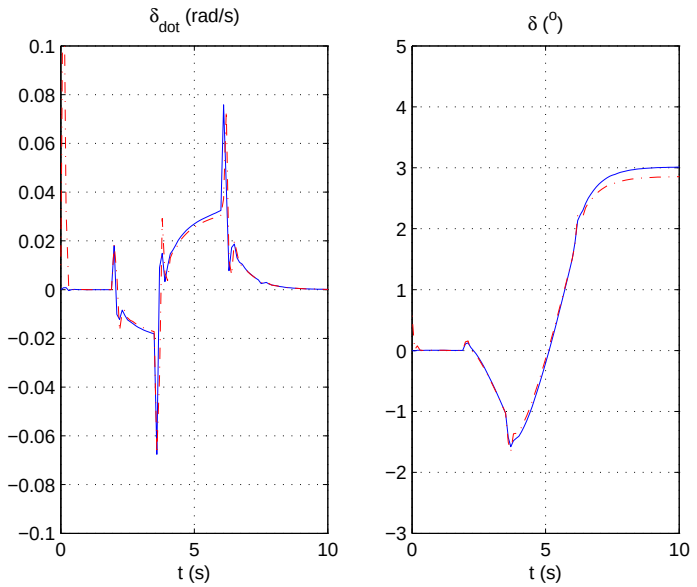

FIGURE 4.5 – Les entrées inconnues (bleu) et leurs estimation (rouge)

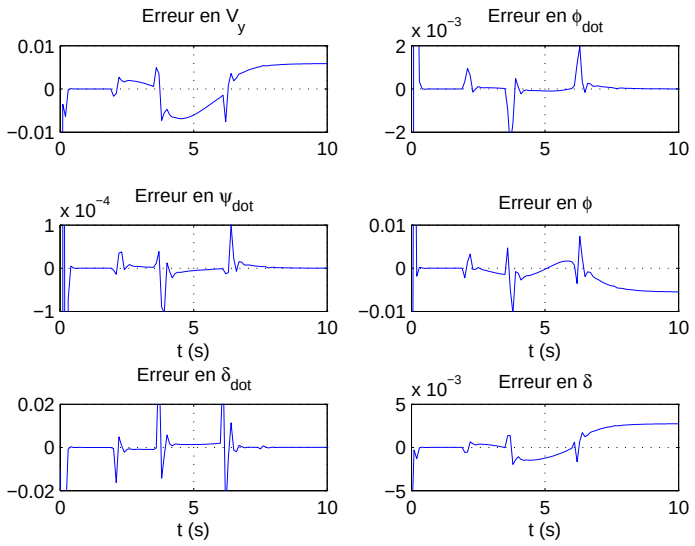

FIGURE 4.6 – Erreurs d'estimation des dynamiques

4.5.2 Observation d'un modèle à 4 DDL

Dans cette partie, on s'intéresse à l'estimation des états dynamiques d'un VDRM en se basant sur un modèle plus représentatif. La stabilité d'un VDRM est régit par l'interaction entre les pneumatiques et la chaussée aux points de contact, mais aussi par la dynamique de chaque partie le constituant par rapport à une autre. Ces éléments connectés par des liaisons souvent rotatives, comme l'ensemble de la colonne de direction et la structure principale du véhicule, ont un impact considérable sur l'équilibre et la trajectoire du véhicule. D'où la nécessité de les prendre en compte dans la synthèse des reconstructeurs d'états. Aussi, le couple de direction considéré comme l'entrée de commande principale, difficilement accessible à la mesure dans le cas des véhicules destinés au marché, est une grandeur dont la reconstruction est d'une grande importance.

De ce fait, on reprend le modèle non linéaire à cinq corps obtenue dans la partie modélisation (chapitre 2) et on tient compte de quelques hypothèses simplificatrices, afin de pouvoir construire des méthodes d'observation des états et des entrées inconnues considérées.

Afin d'obtenir le modèle analytique, on considère :

1. Les angles de roulis (ϕ) et de direction (δ) sont petits (ϕ ; $\delta \leq 10^o$).
2. L'influence du dévers est négligée.
3. La partie haute du conducteur est fixe par rapport à la structure principale du véhicule.
4. La vitesse longitudinale est constante.
5. Le véhicule ne subit pas des changement de dynamique brusques, ni de grandes manœuvres.
6. Les forces latérales sont considérées linéaires.
7. Les moments d'auto-alignement et de renversement sont négligés.

Après simplification, on obtient un modèle analytique équivalent au modèle de base développé par Sharp [30], qui est écrit sous la forme compacte montrée dans l'annexe 3 D.1.

On peut réecrire l'équation (D.1) sous forme d'espace d'état :

$$\begin{cases} \dot{\tilde{x}}(t) &= A^*\tilde{x}(t) + B^*\tau \\ y(t) &= C\tilde{x}(t) \end{cases} \tag{4.44}$$

avec : $\tilde{x}(t) = [\delta \;\; \phi \;\; \dot{y} \;\; \dot{\psi} \;\; F_{yf} \;\; F_{yr} \;\; \dot{\delta} \;\; \dot{\phi}]^T$.

$$A^* = \begin{bmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{I} \\ -\mathbf{M}^{-1}\mathbf{P} & -\mathbf{M}^{-1}\mathbf{H} \end{bmatrix} \quad , \quad B^* = \begin{bmatrix} \mathbf{0} \\ -\mathbf{M}^{-1}\mathbf{G} \end{bmatrix}$$

En revanche sous cette forme, l'angle de roulis ϕ n'est pas observable. Pour contourner ce problème, on a séparé les états observables et non observables. Afin de pouvoir estimer l'angle de roulis, on l'a considéré comme une entrée inconnue.

$$\begin{cases} \dot{x}(t) &= Ax(t) + B_1\ \phi + B_2\ \tau \\ y(t) &= Cx(t) \end{cases} \tag{4.45}$$

où : $x(t)$ est le nouveau vecteur d'état donné par $[\delta\ \ \dot{y}\ \ \dot{\psi}\ \ F_{yf}\ \ F_{yr}\ \ \dot{\delta}\ \ \dot{\phi}]^T$.

$$A = \begin{bmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{I} \\ -\mathbf{M}^{-1}\mathbf{P}(:,1) & -\mathbf{M}^{-1}\mathbf{H} \end{bmatrix} \quad , \quad B_1 = \mathbf{P}(:,1)$$

$$B_2 = \begin{bmatrix} \mathbf{0} \\ -\mathbf{M}^{-1}\mathbf{G} \end{bmatrix} \quad , \quad C = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

L'observateur Proportionnel Double Intégral est conçu de manière à estimer les états et les deux entrées inconnues (ϕ et τ), pour cela on a supposé que ($\ddot{\phi} \neq 0$) et ($\ddot{\tau} \neq 0$) mais sont bornées.

On augmente le sysème des deux entrées inconnues $\bar{x} = \begin{bmatrix} x^T & \xi_1 & \xi_2 & \xi_3 & \xi_4 \end{bmatrix}^T$.

Avec :

$$\begin{cases} \dot{\xi}_1 &= \ddot{\phi} \\ \dot{\xi}_2 &= \xi_1 = \dot{\phi} \\ \dot{\xi}_3 &= \ddot{\tau} \\ \dot{\xi}_4 &= \xi_3 = \dot{\tau} \end{cases}$$

Le système augmenté s'écrit :

$$\begin{cases} \dot{\bar{x}}(t) &= \bar{A}\bar{x}(t) + \bar{B}\bar{u}(t) \\ y(t) &= \bar{C}\bar{x}(t) \end{cases} \tag{4.46}$$

Où :

$$\bar{A} = \begin{bmatrix} A & \mathbf{0} & B_1 & 0 & B_2 \\ \mathbf{0} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \mathbf{0} & 1 & 0 & 0 & 0 \\ \mathbf{0} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \mathbf{0} & 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix} \quad , \quad \bar{B} = \begin{bmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ 1 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 1 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$\bar{u}(t) = \begin{bmatrix} \ddot{\phi}(t) \\ \ddot{\tau}(t) \end{bmatrix} \quad , \quad \bar{C} = \begin{bmatrix} C & \mathbf{0} \end{bmatrix}$$

Ainsi on obtient les équations de l'observateur :

$$\begin{cases} \dot{\hat{x}}(t) &= A\hat{x}(t) + B_1\hat{\xi}_2 + B_2\hat{\xi}_4 + K_p(y(t) - \hat{y}(t)) \\ \dot{\hat{\xi}}_1(t) &= K_{i1}(y(t) - \hat{y}(t)) \\ \dot{\hat{\xi}}_2(t) &= \hat{\xi}_1 + K_{i2}(y(t) - \hat{y}(t)) \\ \dot{\hat{\xi}}_3(t) &= K_{i3}(y(t) - \hat{y}(t)) \\ \dot{\hat{\xi}}_4(t) &= \hat{\xi}_3 + K_{i4}(y(t) - \hat{y}(t)) \end{cases} \tag{4.47}$$

Il est évident que ($\hat{\xi}_1 = \dot{\phi}$) est estimé dans le vecteur d'état $\hat{x}(t)$, donc on peut l'utiliser pour calculer $\hat{\dot{\phi}}$ sans minimiser $\ddot{\phi}$. La nouvelle expression de l'observateur P2I est :

$$\begin{cases} \dot{\hat{x}}(t) &= A\hat{x}(t) + B_1\hat{\xi}_2 + B_2\hat{\xi}_4 + L_p(y(t) - \hat{y}(t)) \\ \dot{\hat{\xi}}_2(t) &= \hat{\dot{\phi}} + L_{i1}(y(t) - \hat{y}(t)) \\ \dot{\hat{\xi}}_3(t) &= L_{i2}(y(t) - \hat{y}(t)) \\ \dot{\hat{\xi}}_4(t) &= \hat{\xi}_3 + L_{i3}(y(t) - \hat{y}(t)) \end{cases} \tag{4.48}$$

Le gain de l'observateur $\tilde{K} = [K_p \quad K_{i1} \quad K_{i2} \quad K_{i3}]^T$, est calculé de manière à assurer la convergence de l'observateur et sa robustesse vis-à-vis des perturbations et des secondes dérivées des entrées inconnues en appliquant le critère de stabilitè au sens de Lyapunov et le **Théorème** 4.4.2.

4.5.2.1 Conception de l'observateur à base de modèle polytopique

La dynamique longitudinale du véhicule est souvent variable, même au cours des trajectoires en courbe, d'une manière voulue ou intensionnelle de la part du conducteur. De ce fait, il est important de prendre en compte les variations de la vitesse longitudinale dans la synthèse d'observateur pour des résultats plus précis.

L'objectif de cette partie est de prendre en considération ces variations de la vitesse longitudinale et rendre plus robuste, la méthode développée précédemment.

Ainsi, on réécrit le modèle (4.45) en fonction du paramètre variable v_x, sous la forme :

$$\begin{cases} \dot{x}(t) &= A(v_x)x(t) + B_1\phi(t) + B_2(v_x)\tau(t) \\ y(t) &= Cx(t) \end{cases} \tag{4.49}$$

On considérant le modèle LPV en fonction de v_x, on peut le réécrire sous la forme Takagi-Sugeno (TS) [117, 118, 119] à variable de décision mesurable avec des fonctions de pondération μ_i dépendantes de v_x et satisfaisant la propriété de la somme convexe suivante :

$$\begin{cases} \sum_{i=1}^{r} \mu_i(v_x) = 1 & \forall t \\ 0 \leq \mu_i(v_x) \leq 1 \quad , \quad i \in 1, ..., r & \forall t \end{cases} \tag{4.50}$$

Le modèle (4.49) s'écrit alors comme suit :

$$\begin{cases} \dot{x}(t) &= \sum_{i=1}^{4} \mu_i(v_x)(A_i x(t) + B_{2i}\tau(t)) + B_1\phi(t) \\ y(t) &= Cx(t) \end{cases} \tag{4.51}$$

On augmente le système (4.51), de même que pour (4.46), par $\dot{\xi}_2 = \ddot{\tau}$, $\dot{\xi}_3 = \xi_2 = \dot{\tau}$. Le nouveau système obtenu est :

$$\begin{cases} \dot{\bar{x}}(t) &= \sum_{i=1}^{4} \mu_i(v_x)(\bar{A}_i\bar{x}(t)) + \bar{B}\alpha(t) \\ y(t) &= \bar{C}\bar{x}(t) \end{cases} \tag{4.52}$$

Avec : $\alpha(t) = \ddot{\tau}(t)$.

$$\bar{A}_i = \begin{bmatrix} A_i & B_1 & 0 & B_{2i} \\ \Psi & 0 & 0 & 0 \\ \mathbf{0} & 0 & 0 & 0 \\ \mathbf{0} & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix} \quad , \quad \bar{B} = \begin{bmatrix} \mathbf{0} \\ 0 \\ 1 \\ 0 \end{bmatrix}$$

$$\bar{C} = \begin{bmatrix} C & \mathbf{0} \end{bmatrix} \quad , \quad \Psi = \begin{bmatrix} \mathbf{0} & 1 \end{bmatrix}$$

L'expression de l'observateur P2I est donnée par :

$$\begin{cases} \dot{\hat{x}} &= \sum_{i=1}^{4} \mu_i(v_x)(A_i\hat{x} + B_{1i}\hat{\xi_1} + K_{Pi}(y - \hat{y})) + B_2\hat{\xi_3} \\ \dot{\hat{\xi_1}} &= \sum_{i=1}^{4} \mu_i(v_x)(K_{I1i}(y - \hat{y})) + \dot{\hat{\phi}} \\ \dot{\hat{\xi_2}} &= \sum_{i=1}^{4} \mu_i(v_x)(K_{I2i}(y - \hat{y})) \\ \dot{\hat{\xi_3}} &= \sum_{i=1}^{4} \mu_i(v_x)(K_{I3i}(y - \hat{y})) + \hat{\xi_2} \end{cases} \tag{4.53}$$

Où : K_{Pi}, K_{I1i}, K_{I2i} et K_{I3i} sont les matrices des gains de l'observateur.

On considère l'observateur sous la forme d'espace d'état compacte suivante :

$$\dot{\hat{\bar{x}}}(t) = \sum_{i=1}^{4} \mu_i(v_x)(\bar{A}_i\hat{\bar{x}}(t) + K_i(y(t) - \bar{C}\hat{\bar{x}}(t))) \tag{4.54}$$

K_i est la matrice des gains de l'observateur.

L'observateur P2I est conçu par la minimisation de l'effet des perturbations ($\alpha(t)$) sur l'erreur d'estimation, sous la contrainte LMI suivante (cf, **Théorème** 4.4.2) :

$$\begin{pmatrix} \bar{A}_i^T P + P\bar{A}_i - \bar{C}^T Z_i^T - Z_i\bar{C} + I & P\bar{B} \\ \bar{B}^T P & -\bar{\gamma}I \end{pmatrix} < 0 \tag{4.55}$$

Le gain de l'observateur est calculé à partir de $K_i = P^{-1}Z_i$, et le taux d'atténuation par $\gamma = \sqrt{\bar{\gamma}}$.

Preuve :

On considère l'erreur d'estimation $e(t) = \bar{x} - \hat{\bar{x}}$. Sa dynamique est donnée par :

$$\begin{cases} \dot{e}(t) &= \dot{\bar{x}}(t) - \dot{\hat{\bar{x}}}(t) \\ &= \sum_{i=1}^{4} \mu_i(v_x)(\bar{A}_i - K_i\bar{C})e(t) + \bar{B}\alpha(t) \end{cases} \tag{4.56}$$

On suppose la fonction de Lyapunov suivante :

$$V(t) = e^T(t)Pe(t) \tag{4.57}$$

Avec P une matrice symétrique définie positive.

La dérivée de la fonction de Lyapunov est calculée de la manière suivante :

$$\dot{V} = e^T[P\Phi_i + {\Phi_i}^T P]e + \alpha^T \bar{B}^T Pe + e^T P\bar{B}\alpha \tag{4.58}$$

Avec : $\Phi_i = \sum_{i=1}^{4} \mu_i(v_x)(\bar{A}_i - K_i\bar{C})$.

On suppose la norme L_2 du transfert entre $\alpha(t)$ et l'erreur d'estimation $e(t)$ (cf, équations (4.18)-(4.20)). Ainsi, si l'inégalité (4.59) est vérifiée, on assure la stabilité de la dynamique de l'erreur d'estimation, et le transfert des perturbations vers l'erreur $e(t)$ sera bornée par le taux γ.

$$\dot{V}(t) + e^T e - \gamma^2 \alpha^T \alpha \ < 0 \tag{4.59}$$

En remplaçant (4.58) dans (4.59), on obtient :

$$e^T[P\Phi_i + {\Phi_i}^T P + I]e\alpha^T \bar{B}^T Pe + e^T P\bar{B}\alpha - \gamma^2 \alpha^T \alpha < 0 \tag{4.60}$$

On fait le changement de variable ($K_i = P^{-1}Z_i$), et on réécrit l'inégalité (4.60) sous la forme LMI suivante :

$$\begin{pmatrix} e \\ \alpha \end{pmatrix}^T \begin{pmatrix} \Delta & P\bar{B} \\ \bar{B}^T P & -\gamma^2 I \end{pmatrix} \begin{pmatrix} e \\ \alpha \end{pmatrix} < 0 \tag{4.61}$$

Avec : $\Phi = \sum_{i=1}^{4} \mu_i(v_x)({\bar{A}_i}^T P + P\bar{A}_i - \bar{C}^T {Z_i}^T - Z_i\bar{C}) + I$.

La forme quadratique (4.61) est négative, si est seulement si l'inégalité matricielle linéaire (4.62) est vérifiée.

$$\begin{pmatrix} {\bar{A}_i}^T P + P\bar{A}_i - \bar{C}^T {Z_i}^T - Z_i\bar{C} + I & P\bar{B} \\ \bar{B}^T P & -\gamma^2 I \end{pmatrix} < 0 \tag{4.62}$$

Finalement, on effectue le changement de variable $\bar{\gamma} = \gamma^2$ pour retrouver la contrainte LMI (4.55).

4.5.2.2 Résultats de simulation

Les tests des deux observateurs développés, sont faits sur un scénario excitant plus la dynamique latérale du véhicule. On a effectué les tests sur deux cas différents, un cas sans prise en compte des bruits des mesures, et un autre cas où on considère un bruit aléatoire borné de l'ordre de 10% sur chaque mesure. Une étude comparative a été faite, dans un troisième test, entre les deux observateurs sur un

scénario à vitesse longitudinale variable dans le but de conclure sur la robustesse de l'observateur linéaire.

Les gains des deux observateurs sont calculés de manière à respecter les contraintes LMI de chaque méthode, tout en vérifiant le problème d'optimisation (cf, équations (4.42) et (4.43)), qui améliore les performances de l'observateur.

Premier test : Les résultats de simulation du modèle linéaire à vitesse longitudinale $v_x = 15m/s$ sur un scénario en latéral (cf, figure 4.7) et les estimations obtenues par l'observateur P2I, sont illustrés par les figures (4.8, 4.9, 4.10, 4.11, 4.12 et 4.13).

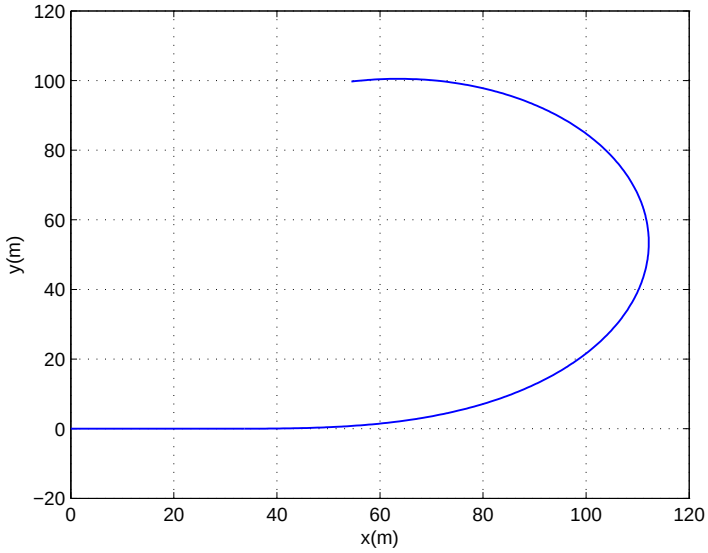

FIGURE 4.7 – Trajectoire du véhicule à vitesse longitudinale $v_x = 15m/s$

Les résultats obtenus montrent la bonne convergence de l'observateur, que ce soit pour l'estimation des états non mesurés ou pour la reconstruction des entrées inconnues. Quoique, on note une influence des bruits de mesures sur l'estimée de la vitesse angulaire de direction ($\dot{\delta}$). Ceci s'explique par la dynamique de cette grandeur qui est très petite.

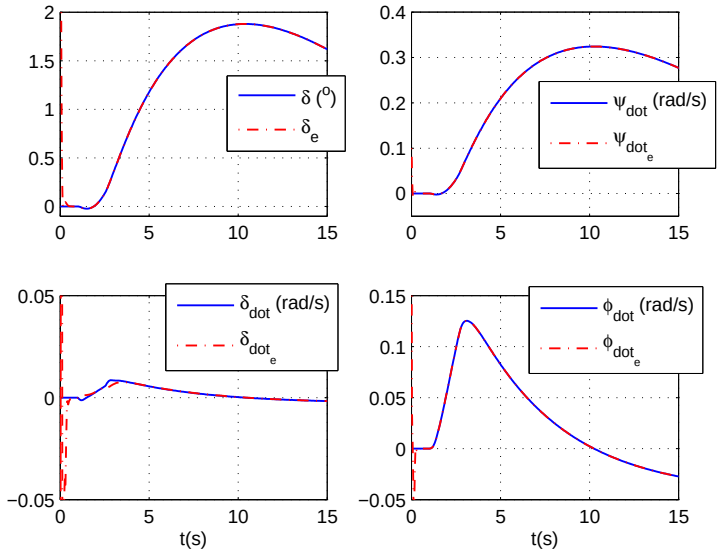

FIGURE 4.8 – Simulation et estimation des mesures sans bruits

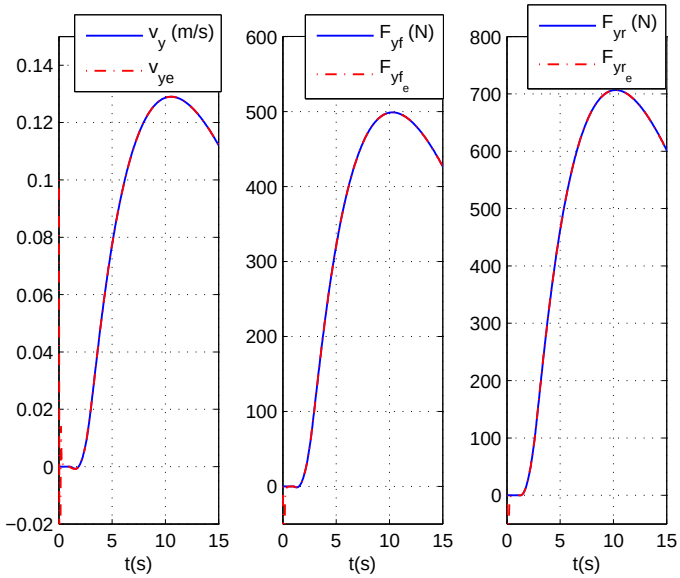

FIGURE 4.9 – Simulation et estimation des états non mesurés sans bruits

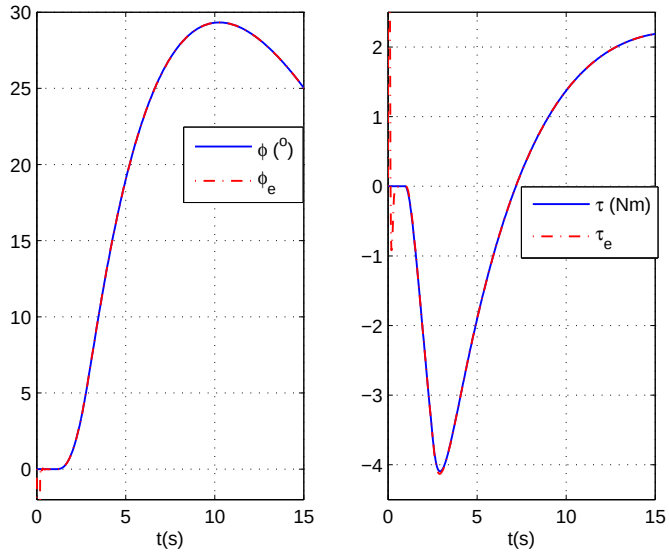

FIGURE 4.10 – Simulation et estimation des EI sans bruits

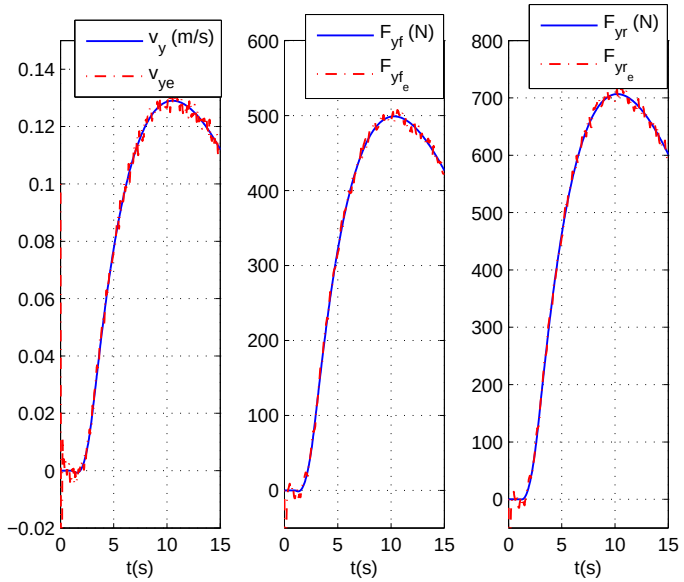

FIGURE 4.11 – Simulation et estimation des mesures avec bruits

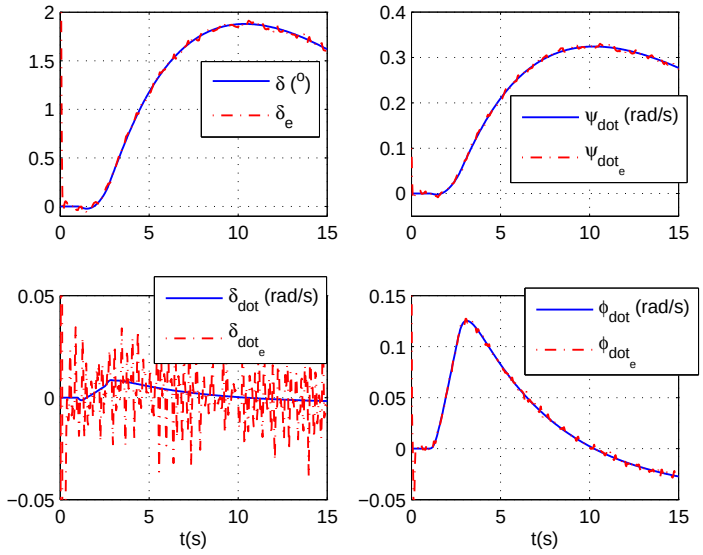

FIGURE 4.12 – Simulation et estimation des états non mesurés avec bruits

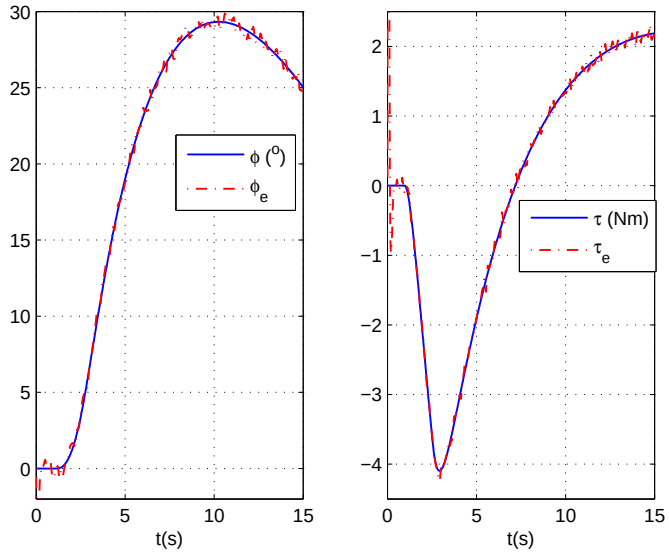

FIGURE 4.13 – Simulation et estimation des EI avec bruits

Deuxième test : Ce test est fait par la simulation du modèle non linéaire qui prend en compte la dynamique longitudinale et du reconstructeur des états et des entrées inconnues basé sur la méthode TS. La vitesse longitudinale est prise variable entre 45 et 55 km/h et la trajectoire du véhicule est illustrée par la figure 4.14. Les résultats des simulations sont montrés dans les figures (4.15, 4.16, 4.17, 4.18, 4.19, 4.20).

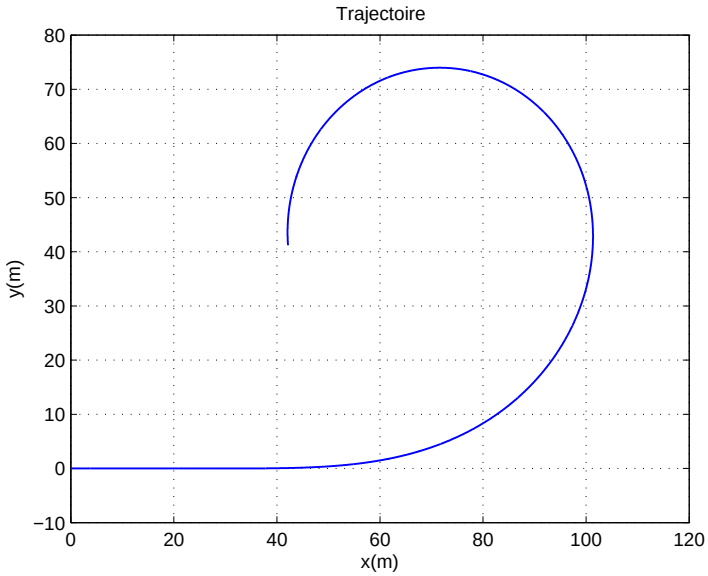

FIGURE 4.14 – Trajectoire du véhicule

Les simulations montrent une bonne convergence de l'observateur P2I à base du modèle TS pendant l'estimation des états non mesurés et de l'entrée inconnue ϕ. Les résultats sont acceptables même en présence des bruits de mesure. Cependant, la reconstruction du couple de braquage est soumise à une petite erreur de convergence, pas très significative, dans les deux cas.

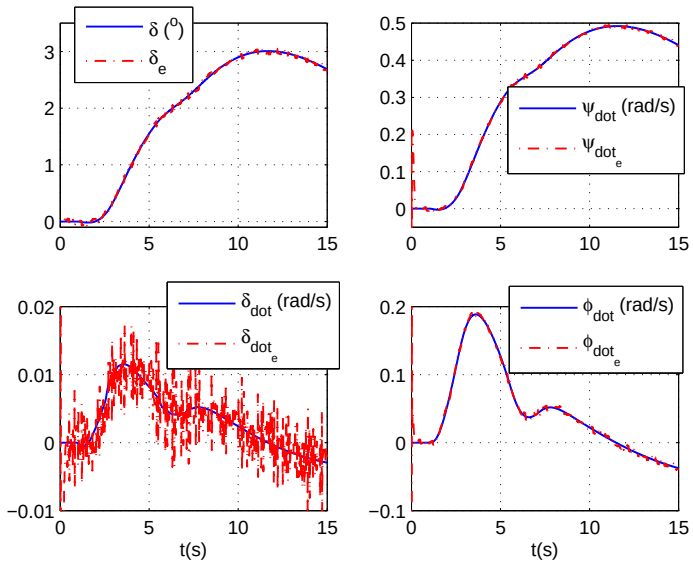

FIGURE 4.15 – Simulation et estimation des mesures sans bruits

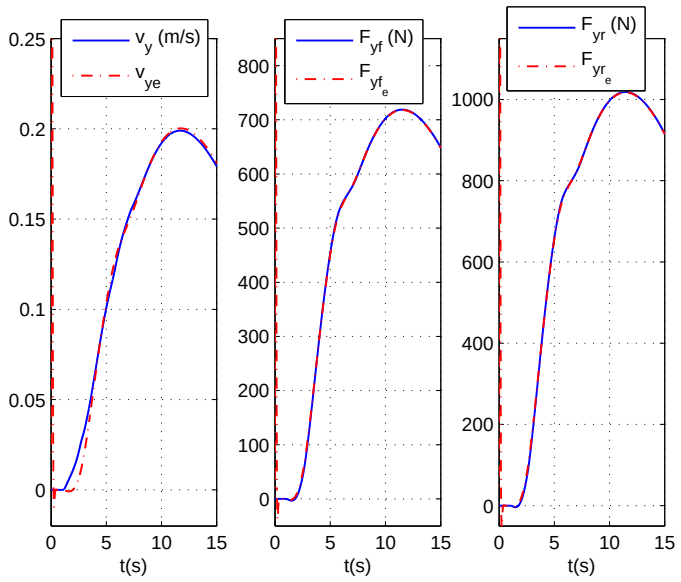

FIGURE 4.16 – Simulation et estimation des états non mesurés sans bruits

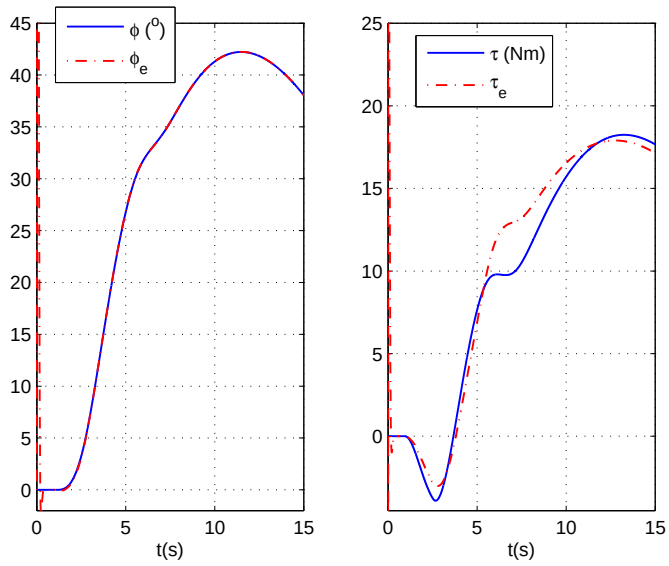

FIGURE 4.17 – Simulation et estimation des EI sans bruits

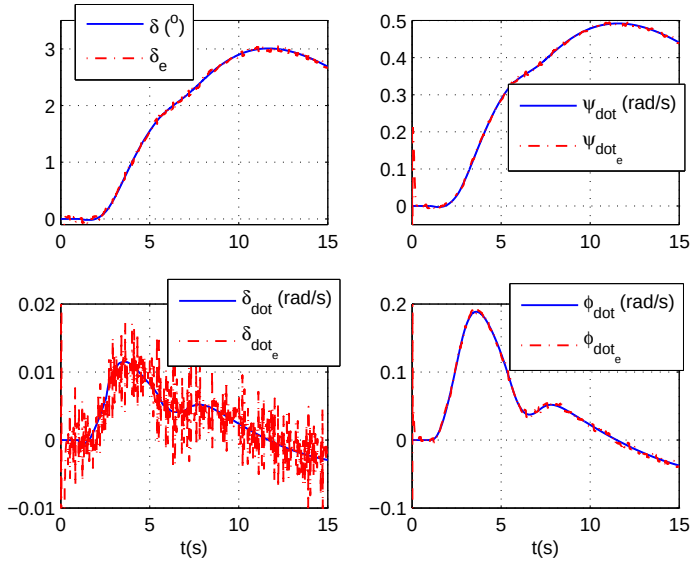

FIGURE 4.18 – Simulation et estimation des mesures avec bruits

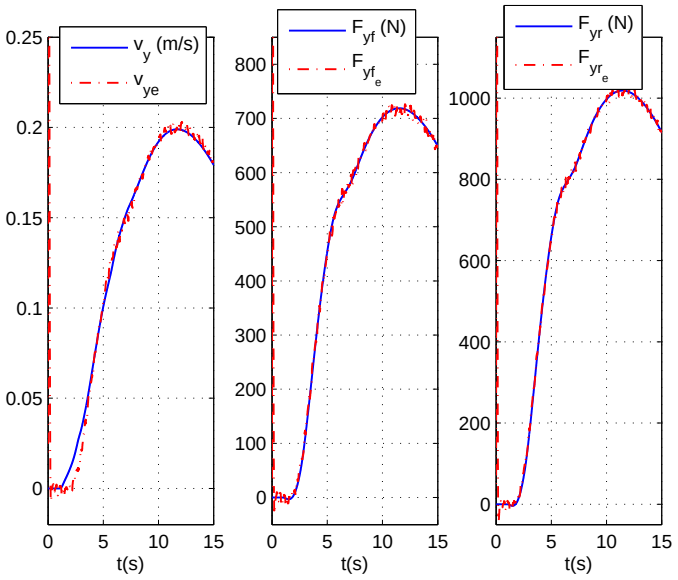

FIGURE 4.19 – Simulation et estimation des états non mesurés avec bruits

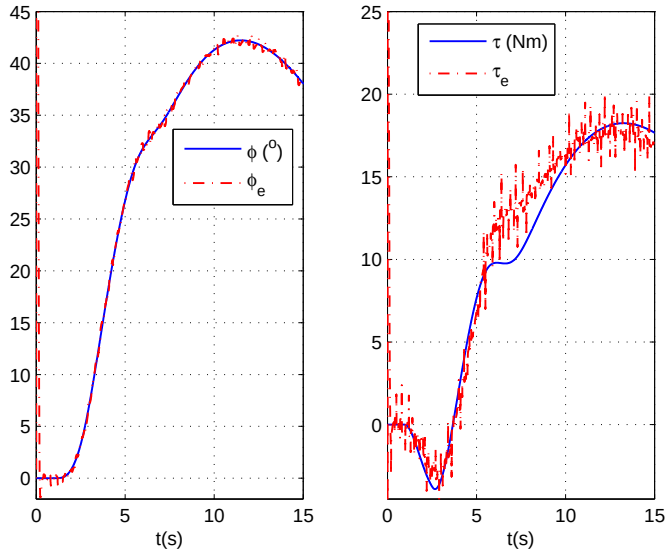

FIGURE 4.20 – Simulation et estimation des EI avec bruits

Troisième test : Durant ce test, une comparaison est faite, entre l'observateur linéaire conçu à vitesse constante et l'observateur à base du modèle polytopique, sur un scénario à vitesse variable entre 24 et 30 km/h, obtenu par la simulation du modèle non linéaire à cinq corps décrit dans le chapitre 2. Le but est de tester la convergence de la première méthode d'estimation, signée par Σ_{e1} dans les figures (couleur rouge pointillée), et de montrer la robustesse de la deuxième méthode, signée par Σ_{e2} (couleur noire pointillée). Avec Σ représente la variable d'état ou l'entrée inconnue estimée.

Le test est effectué sans la prise en compte des bruits de mesures et les résultats sont illustrés sur les figures (4.21, 4.22 et 4.23).

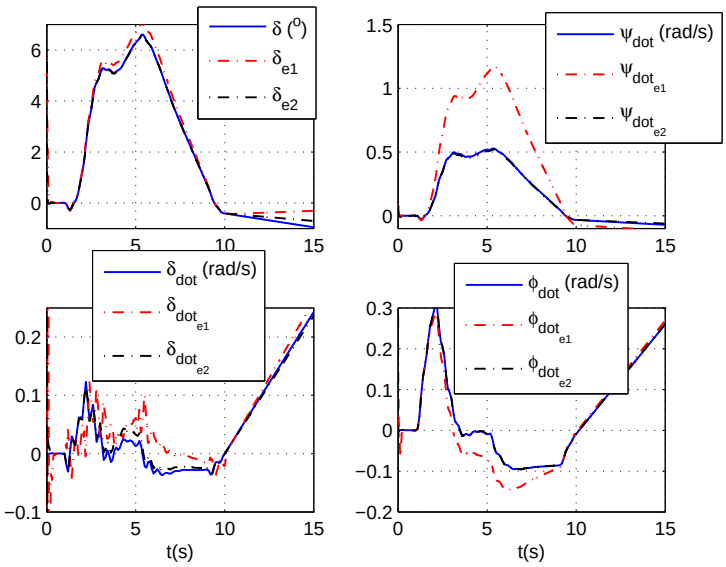

FIGURE 4.21 – Simulation et estimation des mesures sans bruits

Les simulations montrent une convergence acceptable des estimations, états non mesurables et entrées inconnues, de l'observateur Proportionnel double intégral à vitesse variable (LPV polytopique) vers les grandeurs réelles. Cependant, les estimations obtenues à partir de l'observateur linéaire, à vitesse constante, sont moins bonnes et ne reconstituent pas vraiment la dynamique du modèle d'un VDRM à cinq corps.

Ceci confirme la robustesse de la deuxième méthode d'observation conçue à partir du modèle polytopique. On montre aussi l'importance de la prise en compte de la vitesse longitudinale variable, dans la conception des observateurs, pour les scénarios susceptibles de représenter plus la réalité où cette grandeur est souvent variable.

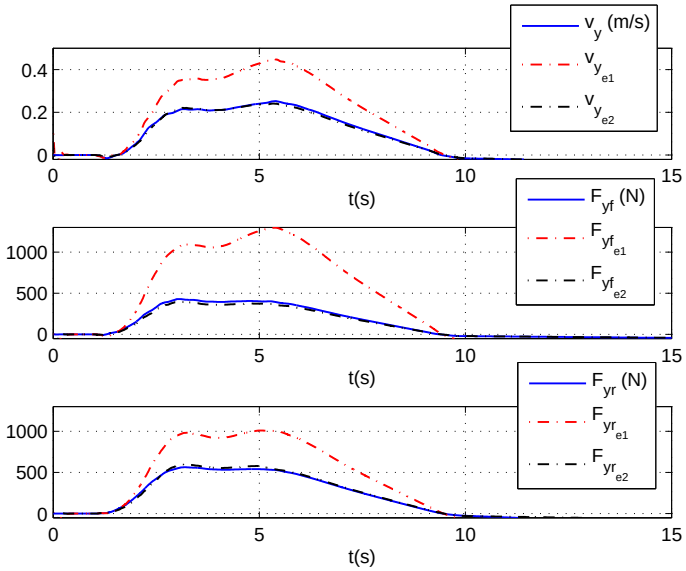

FIGURE 4.22 – Simulation et estimation des états non mesurés sans bruits

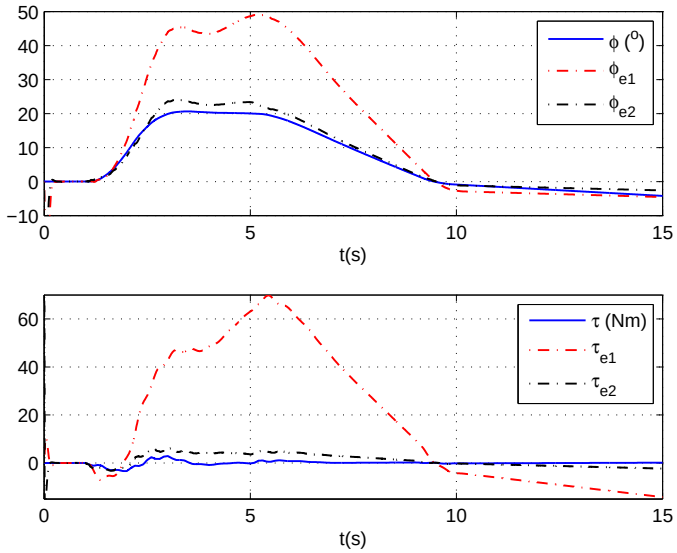

FIGURE 4.23 – Simulation et estimation des EI sans bruits

4.6 Conclusion

Un bref état de l'art sur les méthodes d'observation appliquées aux VDRM, a montré que le filtre de Kalman et le filtre de Kalman étendu sont les plus utilisés. On a présenté des notions sur les observateurs des modèles linéaires et une synthèse des observateurs à entrées inconnues (PMI et P2I).

L'application de l'observateur P2I sur trois cas de modèles différents, à été très satisfaisante en terme de convergence des estimations des états non mesurables et la reconstruction des entrées inconnues qui sont l'angle de braquage et sa vitesse angulaire, dans le premier cas, et l'angle de roulis et le couple de braquage dans les deux autres. Le premier test a été réalisé sur un observateur linéaire à base du modèle à un seul corps. Les deux autres tests ont été réalisés en prenant un cas à vitesse longitudinale fixe, utilisant le modèle linéaire, et un autre cas à vitesse variable basé sur un modèle non linéaire de type TS. La comparaison entre les deux reconstructeurs d'état a montré la robustesse de l'observateur P2I à base de modèle TS et l'importance de prendre la vitesse longitudinale comme paramètre variable, puisqu'elle est souvent sujette aux variations.

La validation des méthodes développées dans cette partie est un des objectifs fixé et d'une très grande importance, puisque cela nous permettra de concrétiser plus les techniques développées. Le chapitre suivant est consacré à cette étude, dans lequel on présentera la plateforme d'instrumentation et les travaux effectués pour la réalisation des tests pratiques.

Chapitre 5

Tests expérimentaux et Validations

Sommaire

5.1 Introduction **127**
5.2 La platforme instrumentée **129**
5.2.1 Synthèse des paramètres géométriques et inertiels 130
5.2.2 Dispositifs d'acquisition des mesures 131
5.3 Premiers tests **139**
5.3.1 Données enregistrées sur piste 140
5.3.2 Reconstruction de quelques états et entrées inconnues 143
5.4 Conclusion **147**

5.1 Introduction

La littérature révèle un grand nombre de travaux récents, réalisés sur l'instrumentation des véhicules à deux roues, bicyclette ou VDRM. Les premières applications ont été concentrées sur la mesure des éléments principaux pour l'analyse des modes vibratoires et le contrôle du véhicule. La mesure du couple de braquage en est une des grandeurs importantes. Différentes méthodes ont été utilisées dans ce contexte, que ce soit par l'installation d'un système dynamomètrique, d'une gamme de $+/-70\ Nm$ et une précision de 1% [120], d'un système à base de jauges de contraintes [121], d'un système à transducteur de force linéaire monté sur le guidon [65], etc.

L'identification des propriétés mécaniques des pneumatiques est cruciale, pour disposer d'une bonne description des efforts de contact pneu-sol, notamment les paramètres de la formule magique dans le cas des efforts non linéaires [35, 55]. Toutefois, le dispositif est très complexe, on peut citer la machine appelée Mototyremeter, développée par l'équipe de recherche de l'université de Padova [50]. Le

dispositif mesure les quantités suivantes : la force latérale en fonction de l'angle de roulis, la force latérale en fonction de l'angle de glissement latéral, le couple d'auto-alignement, le couple de torsion et la force de résistance au roulement. De même, d'autres dispositifs ont été conçus pour l'identification des paramètres des pneumatiques pour les bicyclettes [122].

La mesure des angles (roulis, lacet et tangage), des vitesses angulaires et des accélérations linéaires du véhicule, se fait par le biais de capteurs inertiels (centrale inertielle, accéléromètre à un seul axe, etc). D'autres techniques ont été étudiées pour récupérer l'angle de roulis du véhicule par le biais d'une caméra frontale [102]. Un projet de contrôle du moteur a été fait [123], en utilisant le procédé FPGA (Field-Programmable Gate Array) qui offre plusieurs avantages en termes de processeur, de synchronisation, de prise de décision rapide et d'exécution simultanée de tâches parallèles. La vitesse de rotation de chacune des deux roues est mesurée, généralement, par un capteur à effet hall placé sur la partie fixe de la fourche/la partie arrière, avec un disque denté monté sur la roue. L'allongement des suspensions et du transfert de charge peuvent être évalués par le moyen de potentiomètres linéaires [101]. Cependant, ce dispositif n'est utile que pour les mesures de validation, car il est trop fragile et coûteux.

Le choix des appareils et capteurs installés dans les procédés de fabrication relatif au VDRM doit respecter quelques normes qui sont : la légèreté, la dimension réduite et la robustesse. Ainsi, s'explique l'importance de concevoir des techniques de reconstruction de quelques grandeurs, qu'on a vues dans la partie précédente, et leur mise en pratique qui est une partie de nos travaux de recherche, qu'on détaillera ci-dessous.

Dans ce chapitre, on va présenter la plateforme expérimentale qui servira à la réalisation des tests et à la validation des méthodologies développées. Tout d'abord, on présentera la technique de conception assistée par ordinateur (CAO), utilisée pour la synthèse des valeurs paramétriques de deux cas de modèle (un corps et deux corps). Ensuite, on définira les dispositifs d'acquisition des mesures et de traitement des données utilisés. On montrera les premiers résultats des tests expérimentaux obtenus sur piste et on essayera de faire, sur la base de ces données, la validation des techniques d'observation P2I développées dans le chapitre précédent. Enfin, on terminera par une conclusion, résumant les résultats des travaux effectués.

5.2 La platforme instrumentée

Le prototype VDRM à instrumenter, dont dispose le laboratoire, est un scooter électrique (Peugeot Scoot'elec) (cf, figure 5.1). Le véhicule peut atteindre une vitesse maximale de $45km/h$ pour une autonomie de $45km$. En mode ECO, à vitesse stabilisée à $30km/h$, son autonomie est de $65km$. La motorisation est assurée par un moteur à courant continu à excitation séparée, d'une puissance nominale de 1.3 kW à 4300 tr/min. Le scoot'elec est équipé de 3 batteries Cadmium-Nickel $6V$ / $100Ah$ couplées en série, d'une masse totale de $38,4$ kg.

Le véhicule est équipé d'une unité de commande électronique (l'UCE), qui sert d'interface entre le moteur et les batteries par le contrôle des courants à forte intensité et l'amélioration de ses caractéristiques optimisées (autonomie, vitesse et accélération). Les pneumatiques du véhicule sont identiques, de type Tubeless 110/80.10, d'un diamètre $411mm$ et d'une pression de gonflage à 5 bars. Ils présentent un facteur de résistance au roulement égal à 6 mm. La masse totale à vide du véhicule est 115 kg.

FIGURE 5.1 – Le prototype scooter instrumenté

Le véhicule, tel qu'il a été acquis, est standard et ne dispose pas d'une architecture d'acquisition de données. Afin que nous puissions réaliser les tests de validation nécessaires des techniques de reconstruction d'états et fonctions de risque obtenues, nous l'avons équipé d'un ensemble de dispositifs d'acquisition et de mesure des données, comme le montre la figure 5.1, et qu'on détaillera un peu plus par la suite. Une conception assistée par ordinateur (CAO) était nécessaire pour l'identification des paramètres géométriques et inertiels du véhicule, vu que ces derniers ne sont pas fournis par le constructeur. Cette modélisation géométrique a été réalisée sous le logiciel SolidWorks en prenant deux cas possibles : modèle à un seul corps et modèle à deux corps (corps avant et corps arrière).

5.2.1 Synthèse des paramètres géométriques et inertiels

L'identification des paramètres inertiels des roues, du corps avant et du corps arrière, se fait au moyen de systèmes appelés en anglais bi-filar et tri-filar [58]. Le système consiste à penduler chaque corps, à mesurer la position de son centre de gravité par la technique de ligne verticale, la période d'oscillation et la masse, et ainsi remonter aux inerties par un calcul classique. Dans notre cas, la décomposition du véhicule n'est pas possible. Pour y remédier, on a reconstitué géométriquement le système, véhicule et conducteur, à l'aide du logiciel SolidWorks.

5.2.1.1 Modélisation CAO du prototype scooter

L'outil permet la conception de chaque élément constituant le véhicule, de définir ses propriétés massiques, géométriques et les matériaux le composant, ainsi que les différentes liaisons permettant l'assemblage des éléments conçus, qui sont : Le cadre, l'ensemble guidon/fourche, les fixations des roues, le moteur, les roues avant/arrière, les batteries, la scelle et les éléments de carrosserie. On a également la possibilté de représenter approximativement les propriétés du conducteur (cf, figure 5.2).

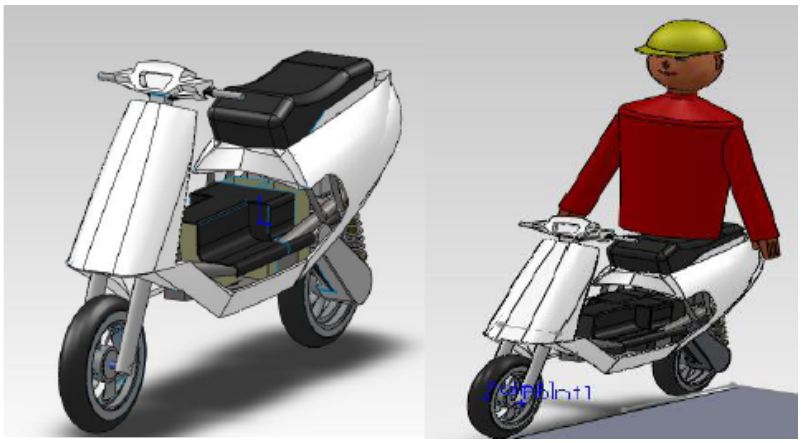

FIGURE 5.2 – Modélisation CAO du véhicule sans et avec le conducteur

Cette méthode nous permet d'extraire les paramètres du système sous formes différentes, que ce soit de le définir comme un seul corps ou deux corps, de prendre ou pas en compte le conducteur. Les paramètres sont déterminés par rapport à un système de coordonnées défini, dont le référentiel est placé au point de projection verticale de centre de gravité du corps arrière sur le sol.

Afin de synthétiser les paramètres nécessaires pour l'analyse des méthodes d'observation que nous avons développées, on a considéré deux cas de modélisation CAO de l'ensemble scooter et conducteur. Premièrement, on a pris le système comme un

seul corps rigide et on a récupéré les valeurs de ses paramètres, mentionnées dans le tableau 5.1.

Paramètres	Valeurs	Paramètres	Valeurs
m (kg)	115+80	L_f (m)	0.8
Ix (kgm^2)	10	L_r (m)	0.5
Iz (kgm^2)	15	η (m)	0.08
h (m)	0.5	ε (rad)	0.4363

Table 5.1 – Paramètres du modèle à un seul corps

Deuxièmement, on a décomposé le système en deux corps rigides, un corps avant constitué du guidon, de la fourche et de la roue avant. Un corps arrière composé de la structure principale (Batteries, chassi, selle, etc.), du conducteur et de la roue arrière. En fin, On a identifié les valeurs des paramètres de chaque corps, ainsi que ceux des deux roues séparément. Les valeurs sont données par le tableau 5.2.

Paramètres	Valeurs	Paramètres	Valeurs
m_r (kg)	90+80	m_f (kg)	16
L_r (m)	0.35	L_f (m)	0.95
e (m)	0.00789	j (m)	0.366
k (m)	0.915	h (m)	0.509
ε (rad)	0.4363	η (m)	0.08
I_{xr} (kgm^2)	21	I_{xf} (kgm^2)	1
I_{zr} (kgm^2)	11	I_{zf} (kgm^2)	0.2
R_f (m)	0.2	R_r (m)	0.2
i_{ry} (kgm^2)	0.4608	i_{fy} (kgm^2)	0.4

Table 5.2 – Paramètres du modèle à quatres corps

5.2.2 Dispositifs d'acquisition des mesures

Le dispositif instrumental conçu est très riche. On a proposé et monté sur le scooter un ensemble d'appareils, permettant la mesure de différentes grandeurs nécessaires à l'analyse de la dynamique des VDRM (Angles d'inclinaison du véhicule et ses vitesses angulaires, les accélérations linéaires, l'angle de la direction, l'angle d'inclinaison du buste du conducteur, la position du véhicule, les vitesses de rotation des deux roues, etc.), et à la mise en pratique des méthodes théoriques, que se soient les observateurs, les fonctions de risque ou les stratégies de contrôle. Dans cette section, on présentera en détail ce dispositif et les contraintes de choix de

chaque dispositif.

5.2.2.1 Unité d'acquisition et de traitement des données

L'unité d'acquisition et de traitement des données capteurs est constituée d'un Mini pc embarqué de marque Coyote, fabriqué par Nauticom et d'une carte d'acquisition NI PCI-6251, avec son boitier de connexion SCB-68. L'installation de l'unité dans la valise du scooter d'essai, est montrée dans la figure 5.3.

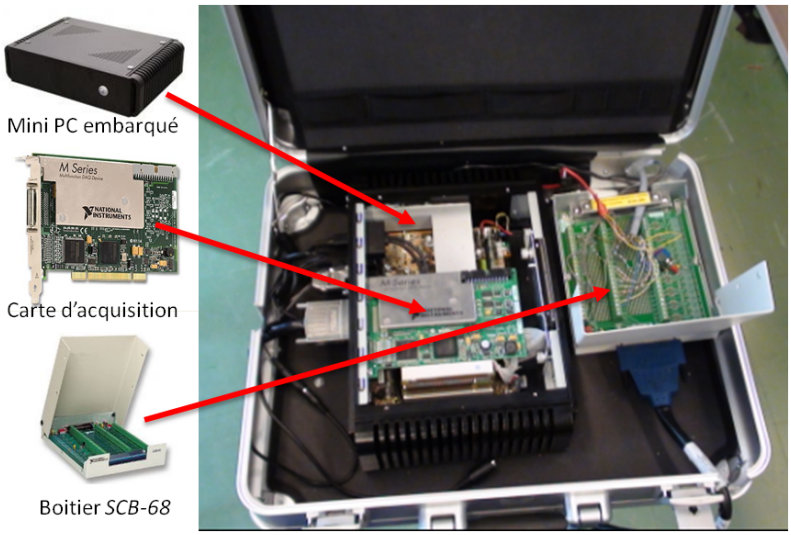

FIGURE 5.3 – Unité d'acquistion des données

Le Mini pc est caractérisé par une géométrie adéquate pour son installation dans la valise équipant le prototype scooter, d'une très haute résistance grâce à son boiter d'aluminium, d'une faible consommation en énergie, d'un refroidissement 100% passif sans ventilateur sur le microprocesseur. Il est très pratique pour les environnements industriels et il offre une multitude de ports de connexion avec 2 ports VGA (RS232), 4 ports USB 2.0 et 2 ports RJ 45.

La carte d'acquisition NI PCI-6251 est une M série multi fonction, équipée de :

- 16 entrées analogiques d'une haute vitesse de $1.25Mch/s$ sur une seule voie et $1Mch/s$ sur plusieurs voies, d'une résolution de 16 bits et une tension de $\pm 10V$.

- Entrées/Sorties numériques corrélées (8 lignes cadencées, 10 MHz) à déclenchement analogique et numérique.

L'enregistrement de données se fait par le logiciel interactif NI LabVIEW. La carte est fournie avec un bloc de communication SCB-68, à 68 broches, pour le branchement des capteurs, et d'un câble de connexion SHC68-68-EPM (2m).

5.2.2.2 Mesure des angles, des vitesses angulaires et des accélérations linéaires

Le capteur inertiel choisi est une centrale inertielle 3DM-GX1 et son emplacement est indiqué dans la figure 5.4. Elle est équipée de trois gyromètres angulaires, trois accéléromètres à courant continu orthogonaux, trois magnétomètres orthogonales, un multiplexeur, un convertisseur A/C de 16 bits et un microcontrôleur intégré. Elle peut ainsi fournir en sortie son orientation dans des environnements statiques et dynamiques.

FIGURE 5.4 – Positionnement de la centrale inertielle

Le capteur offre deux possibilités de branchement au Mini Pc, on le reliant soit à un port série ou bien via le boitier SCB-68. On a fait le choix du port RS232, afin de relier d'autres capteurs, à connexion par câbles, à la carte d'acquisition via le boitier. Les données d'orientation transmises par la centrale sont fournies dans une matrice au format d'Euler et Quaternion. Les vitesses angulaires et les accélérations linéaires sont ainsi récupérées. Cependant, les angles d'Euler sont déduits par calcul dans LabVIEW.

5.2.2.3 Mesure de l'angle de direction

L'angle de rotation du guidon est mesuré par un codeur absolu à sorties parallèles, fixé sur l'axe de rotation de la fourche et relié à la partie fixe, autour de laquelle tourne la colonne de direction, par un système poulie-courroie conçu au laboratoire, comme cela est visible sur la figure 5.5.

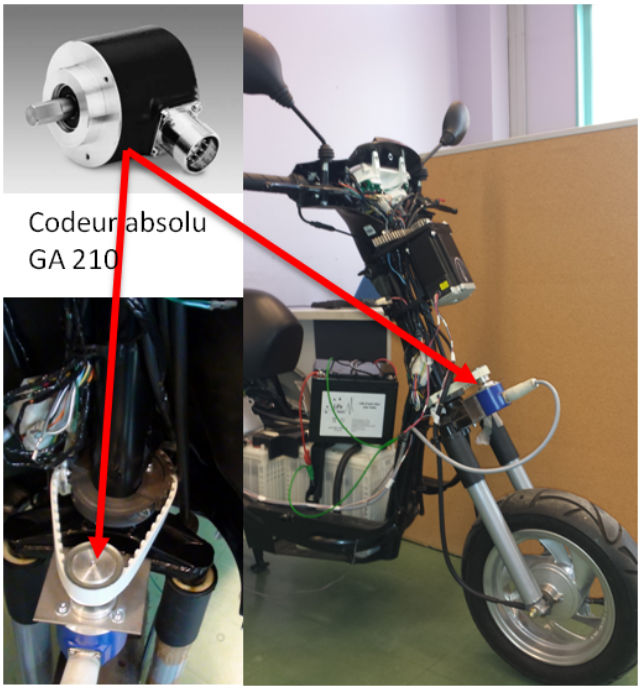

FIGURE 5.5 – Positionnement du codeur absolu

Le codeur monotour GA210, à détection optique / Parallèle, est doté d'une protection contre les courts-circuits, d'un positionnement électrique à zéro. Il a une interface à 10 sorties parallèles, une précision de 0.1^o, d'une résolution de 10 bits. Il a un poids de 250 g et fonctionne à des températures allant de -25 à +85 ^oC.

Vu que l'angle de rotation du guidon est de $\pm 45^\circ$ max, l'engrenage du système poulie-courroie a été conçu de manière à exploiter une grande plage de fonctionnement du codeur avec un rapport de réduction de 2.38. Ceci a permis d'obtenir plus de précision sur la mesure de l'angle de direction. Le branchement du codeur est fait sur le boitier SCB-68. L'information acquise est un mot binaire sur 10 bits (2^{10} correspondants à 360°) et on a procédé par transformation sous LabVIEW, pour faire la conversion des angles en degré.

5.2.2.4 Mesure de la position du véhicule

La position du véhicule est obtenue en utilisant le système de positionnement par antenne GPS (Global Positioning System) GPS Hi-204E. Son emplacement sur le véhicule est indiqué dans la figure 5.6.

L'acquisition des trames du GPS, transmises en format ASCII, se fait via un port série. On récupère les deux informations, longitude et latitude par un démultiplexeur. Enfin, on déduit la position géographique par la transformation de Lambert. Un essai, autour du site de l'UFR sciences et Technologies, a été effectué avec succès, comme le montrent les figures 5.7 et 5.8.

FIGURE 5.6 – Positionnement du GPS Hi-204E

FIGURE 5.7 – Le site de l'UFR

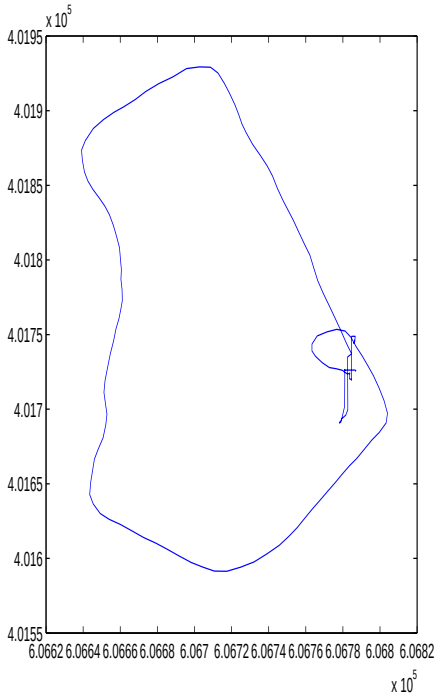

FIGURE 5.8 – Trajectoire du scooter

5.2.2.5 Mesure de la vitesse de rotation des roues

La vitesse de rotation de la roue arrière est mesurée par un système, conçu par le fabriquant, équipant le véhicule. Il s'agit d'un capteur à effet Hall standard placé sur la partie fixe du véhicule, combiné à une roue à huit dents fixée sur l'axe de rotation de la roue. La figure 5.9 présente le montage du procédé.

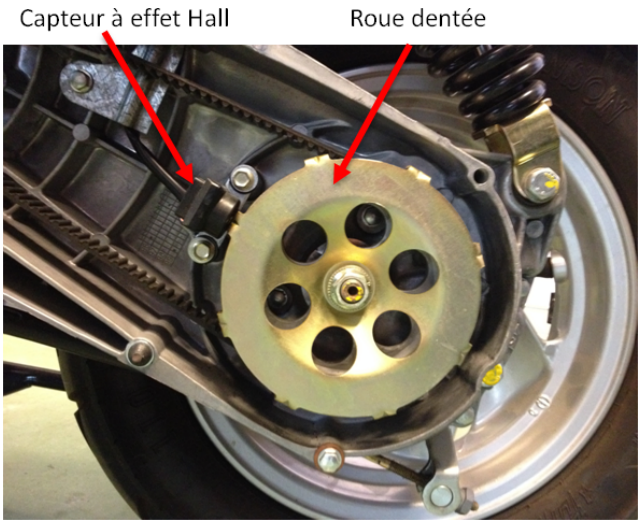

FIGURE 5.9 – Capteur à effet Hall de la roue arrière

La mesure est récupèrée sur une connexion existante dans le véhicule, par deux fils reliés au boitier SCB-68. Le signal obtenu par le capteur est numérique de type créneaux, de fréquence variable. Cette fréquence représente la vitesse d'apparition des dents (encoches), ce qui exprime la vitesse de rotation de la roue. La vitesse longitudinale est ainsi déduite par calcul, selon le rayon de la roue, sous LabVIEW.

5.2.2.6 Mesure de la position du centre de gravité du buste du conducteur

La mesure de la position du buste du conducteur est une tâche très difficile, puisque celui-ci représente une partie mobile du système, sans référence de position exacte et de dimension variable. Dans la littérature, des travaux d'instrumentation ont été réalisés, en procédant de différentes manières. L'étude de [124] consiste à concevoir tout un système de charge, sous la selle du véhicule, qui mesure les forces et les couples, appliqués par le poids de la partie haute du conducteur. Un autre dispositif a été conçu [125], pouvant décoder les mouvements du buste du conducteur dans les 3 axes. L'identification des six degrés de liberté du corps par rapport au véhicule, se fait par la mesure de la position d'une plaque solide, placée sur le dos

du conducteur, via un ensemble de capteurs fixés sur la partie arrière du motocycle. Un système de mesure similaire, basé sur la technique de reconnaissance par vision a été développé dans [126]. Une autre méthode plus simple [127], consiste à fixer un capteur inertiel à la jaquette du conducteur sur son dos.

Pour des raisons de montage et de coût, car les deux premières techniques demandent l'installation d'un système complexe et la troisième, l'achat d'un autre capteur inertiel coûteux, on a opté pour l'utilisation d'un inclinomètre capacitif placé sur le dos du conducteur. Le positionnement du capteur est présenté dans la figure 5.10.

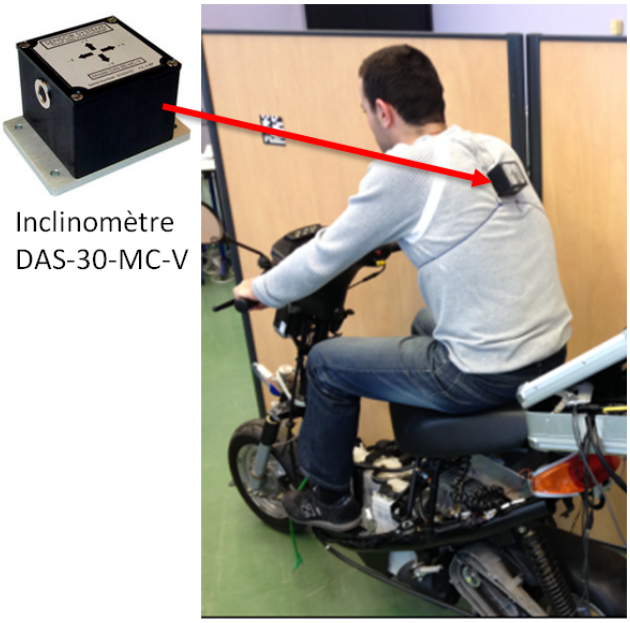

FIGURE 5.10 – Positionnement du capteur inclinomètre

L'inclinomètre fonctionne selon un principe basé sur un transducteur capacitif en silicium micro-usiné, fabriqué avec la technologie MEMS (Microelectromechanical systems). Le signal de sortie de l'élément de détection est en forme d'onde de rapport cyclique modulé de manière à avoir une fréquence de 100 Hz. Ce signal est acquis par une unité à microprocesseur. Le capteur fourni les angles d'inclinaison, sous forme d'une tension analogique ($2.5V$ ± 50 mV), selon les deux axes (x et y), sur un intervalle de $\pm 30^{\circ}$. Le capteur est très robuste, et pèse $500g$. La connexion du capteur est faite via le boitier SCB-68.

5.2.2.7 Protocole de communication IHM

La visualisation de l'évolution des données enregistrées dans le Mini Pc embarqué, au cours des essais sur piste, nécessite un dispositif d'affichage. Nous avons opté pour l'utilisation d'une tablette tactile Samsung Galaxy Tab Pro 12.2". La connexion entre le Mini pc et le terminal, qui est la tablette, se fait par le protocole TCP/IP. Nous avons installé une borne wifi reliée au Mini pc et on a créé un réseau de communication unique. En connectant la tablette au réseau et à l'aide de l'application Data Dashboard for LabVIEW, dont dispose l'appareil, on a la possibilité de visualiser les données d'enregistrement sélectionnées (cf, figure 5.11).

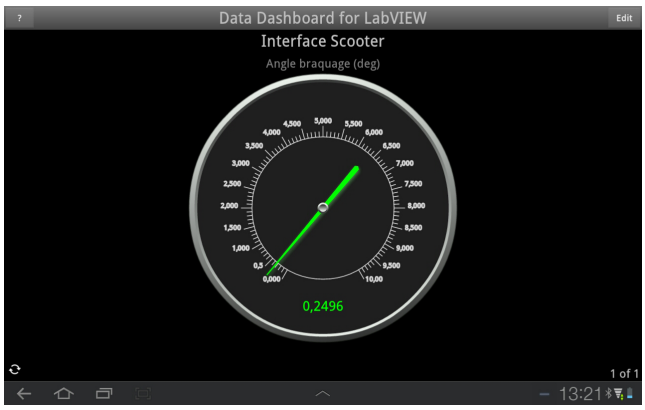

FIGURE 5.11 – Affichage des données sur l'IHM

Pour l'instant, nous avons défini le dispositif expérimental conçu au laboratoire. Dans la section suivante, nous examinons la mise en pratique du dispositif et la validation de quelques techniques d'observation.

5.3 Premiers tests

La mise sur piste du scooter a soulevé plusieurs contraintes, en termes d'alimentation, de calibrage des capteurs, de la nature des essais à effectuer et principalement l'autonomie assurée par les batteries du véhicule et leur fonctionnement sous une charge additive.

L'alimentation de l'unité d'enregistrement et des capteurs est faite par les batteries du scooter. En effet, les trois batteries placées en série disposent chacune de 6V et 120A/h. Pour alimenter le Mini pc par une tension de 12V, on a fait un raccordement de deux fils équipés d'un fusible de protection contre les forts courants, entre seulement deux batteries. Les capteurs utilisés ont été branchés au Mini pc sans avoir besoin d'alimentation externe.

Le procédé n'est pas encore totalement finalisé pour faire des tests sur des pistes d'essai entièrement cartographiées. Il n'empêche, nous avons réalisé quelques essais autour du site du laboratoire, pour vérifier le bon fonctionnement du dispositif et son autonomie. Ensuite, nous avons décortiqué la reconstruction de quelques grandeurs, par les observateurs développés dans le chapitre précédent, en se basant sur les mesures enregistrées.

5.3.1 Données enregistrées sur piste

L'essai autour du site à été réalisé à une vitesse ne dépassant pas les 30 km/h, même si la vitesse maximale du scooter est de $45km/h$, en raison des problèmes liés à son autonomie. Les données capteurs enregistrées sont celles de la centrale inertielle, du codeur optique, du capteur de rotation de la roue arrière et de l'inclinomètre, placé dans un premier temps sur le véhicule pour faire une redondance de mesure sur l'angle de roulis.

La figure 5.12 présente les accélérations linéaires, les vitesses angulaires et les angles de roulis, de lacet et de tangage obtenus via la centrale inertielle.

La figure 5.13 montre l'angle de direction obtenu par le codeur optique. La mesure est recalée de ($+3.1197^{\circ}$) à cause du mauvais calibrage du capteur au moment de l'essai, tel que indiqué dans la figure.

La figure 5.14 montre la mesure de la vitesse de rotation de la roue arrière via le capteur à effet Hall et la vitesse longitudinale correspondante déduite par calcul.

Les données supplémentaires des angles de roulis, de tangage et leurs vitesses angulaires respectivement, obtenues par le capteur inclinomètre sur les deux axes x et y, sont présentées dans la figure 5.15.

Le test a révélé le bon fonctionnement du dispositif, vu que les résultats sont acceptables et exploitables pour l'application des techniques de reconstruction de la dynamique du scooter.

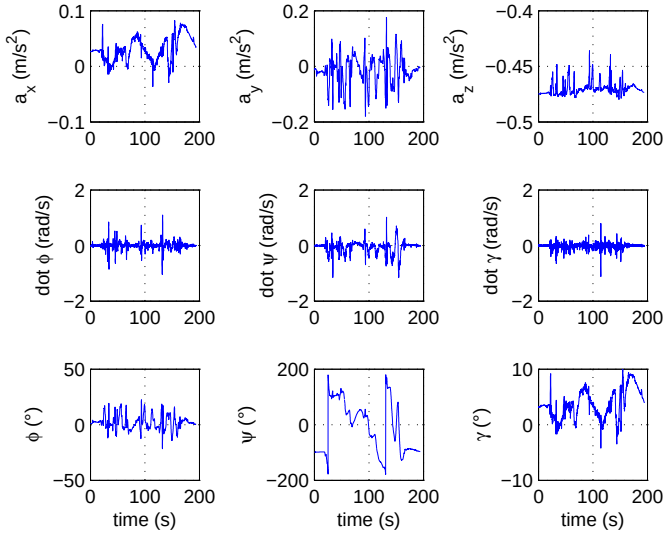

FIGURE 5.12 – Données de la centrale inertielle

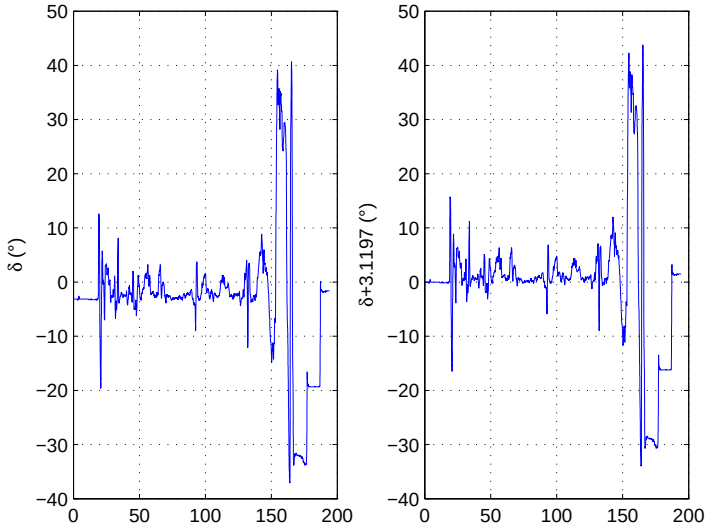

FIGURE 5.13 – Données du codeur optique

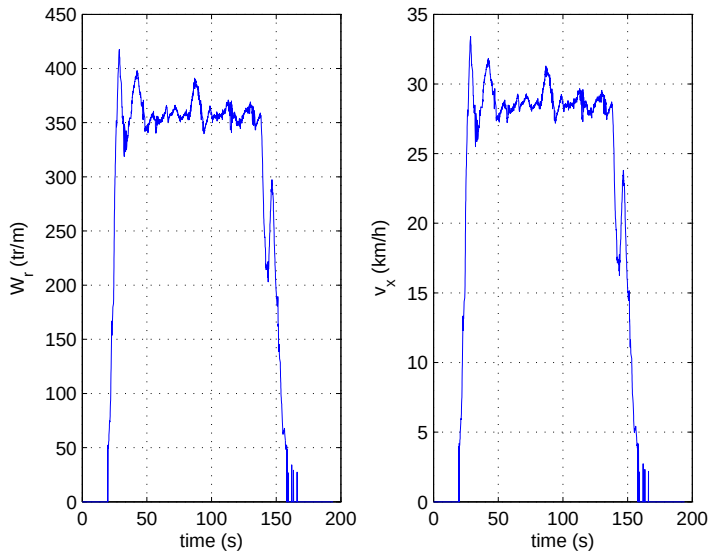

FIGURE 5.14 – Données du capteur à effet hall de la roue arrière

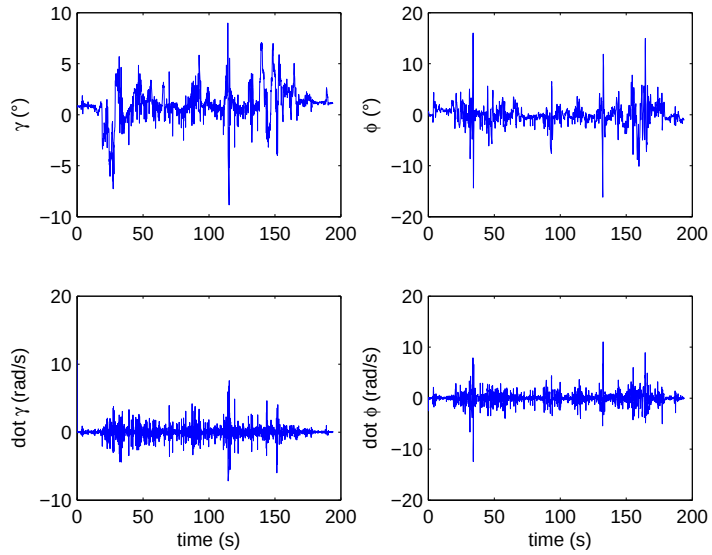

FIGURE 5.15 – Données du capteur inclinomètre

5.3.2 Reconstruction de quelques états et entrées inconnues

Dans cette section, on réalisera des essais de reconstruction, sous Matlab, de certaines grandeurs importantes pour la description de la dynamique des VDRM et à la mise en œuvre des systèmes de sécurité préventifs et semi-actifs. Pour ce faire, on considère les deux cas de modèles (un corps et deux corps) et on appliquera les observateurs ((4.40), (4.48) et (4.55)) respectivement.

Durant ces tests, les coefficients des efforts des pneumatiques sont considérés connus et pris constants.

5.3.2.1 Test de l'observateur P2I à base du modèle un corps

Les paramètres géométriques et inertiels de l'observateur sont ceux indiqués dans le tableau 5.1. La vitesse longitudinale mesurée est autour de 28 et 29 km/h. Par conséquent, dans notre cas, on l'a prise constante égale à 28.5 km/h.

Les résultats d'estimation des états mesurés ($\dot{\psi}$ et $\dot{\phi}$), non mesurés (v_y et ϕ) et des entrées inconnues (δ et $\dot{\delta}$), par application de l'observateur 4.40, sont montrés dans les figures 5.16 et 5.17.

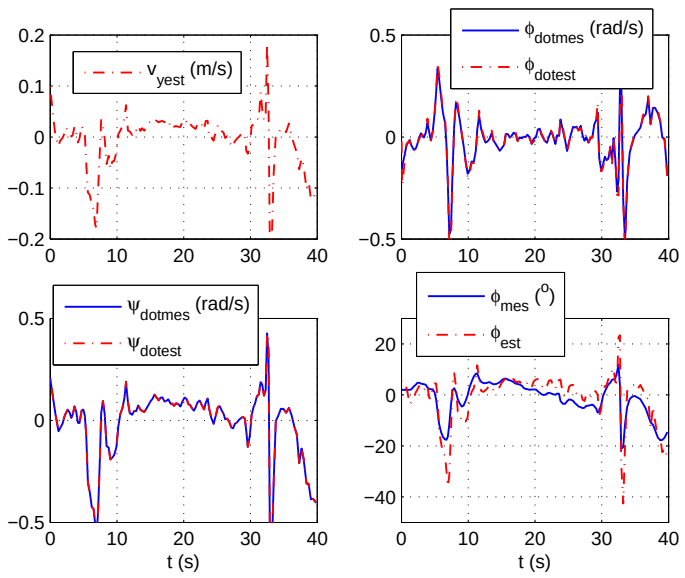

FIGURE 5.16 – Le vecteur d'état : mesures et estimations

L'estimée de l'angle de roulis (ϕ) est très acceptable. De même pour l'entrée inconnue ($\dot{\delta}$), qui est la vitesse angulaire de l'angle de direction. Cependant, la reconstruction de l'angle de direction (δ) est faite avec un léger biais.

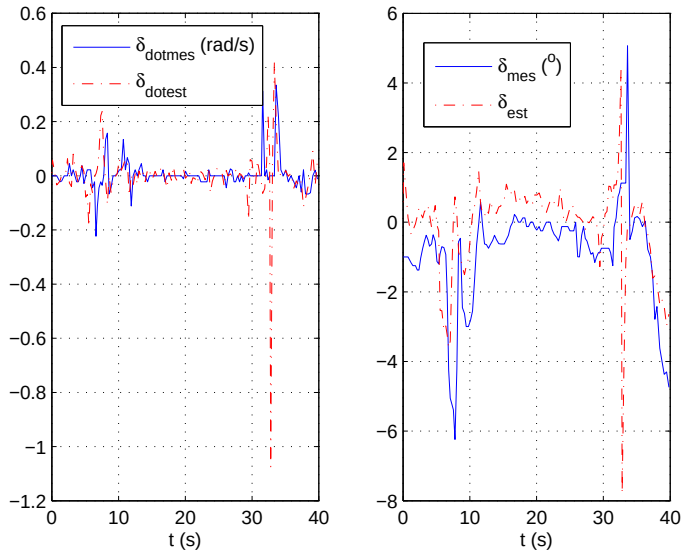

FIGURE 5.17 – Les entrées inconnues : mesures et estimations

Les résultats de l'observateur sont satisfaisants et coïncident, malgré un léger décalage dans le cas de l'angle de direction, avec les mesures enregistrées.

5.3.2.2 Test de l'observateur P2I à base du modèle à deux corps

Dans cette partie, on essayera de réaliser une reconstruction plus complexe de la dynamique du scooter. En effet, en appliquant les deux méthodes d'observation (4.48) et (4.55), basées sur un modèle décrivant plus en détail l'interaction entre les deux principaux corps formant le véhicule, on arrivera à acquérir plus d'information sur les états importants pour la description de la dynamique des VDRM, tels que le couple de braquage et les efforts latéraux.

Les paramètres géométriques et inertiels des deux observateurs sont ceux décrits dans le tableau 5.2. Le coefficient d'amortissement de la colonne de direction est supposé connu, égal à 7 Nms/rad et la vitesse longitudinale, pour le premier observateur, est fixée à 28.5 km/h.

La vitesse angulaire ($\dot{\delta}$) de l'angle de braquage est estimée simplement par un observateur super-twisting [128], écrit sous la forme :

$$\begin{cases} \dot{\hat{x}}_1 = \hat{x}_2 + \lambda |x_1 - \hat{x}_1|^{1/2} sign(x_1 - \hat{x}_1) \\ \dot{\hat{x}}_2 = \alpha sign(x_1 - \hat{x}_1) \end{cases} \tag{5.1}$$

Avec : $x_1 = \delta$ et $x_2 = \dot{\delta}$.

Les résultats de simulation des deux observateurs, comparés aux mesures sont présentés dans les figures 5.18, 5.19 et 5.20. L'Obsv1 (en rouge discontinu) désigne l'observateur à vitesse fixe et l'Obsv2 (en noir discontinu) l'observateur non linéaire.

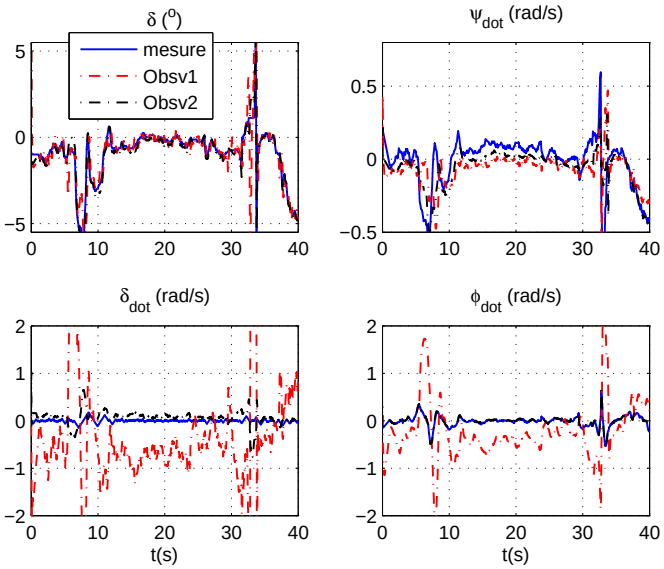

FIGURE 5.18 – Les mesures et estimations

En comparant les estimations des deux observateurs obtenues avec les grandeurs mesurées respectivement, on constate que l'observateur à base du modèle TS est plus apte à reconstruire la dynamique du scooter tel que l'angle de roulis. Par contre, l'observateur linéaire diverge complètement. L'estimation des états non mesurables semble satisfaisante, pour le cas de l'observateur non linéaire.

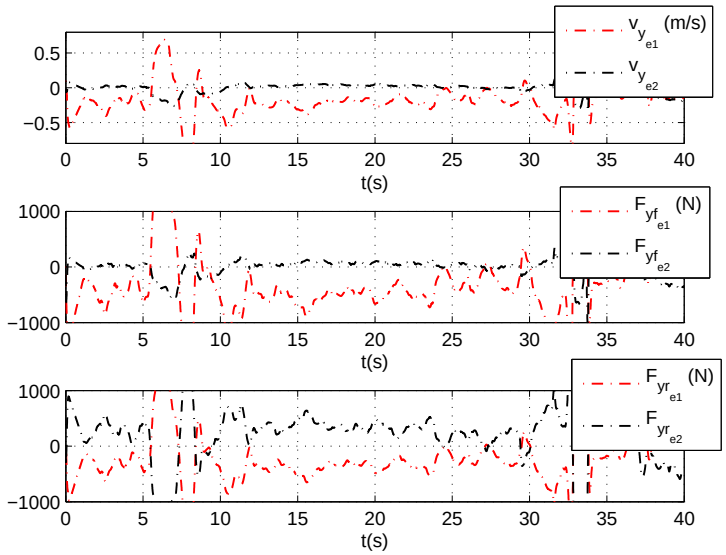

FIGURE 5.19 – Estimations des états non mesurés

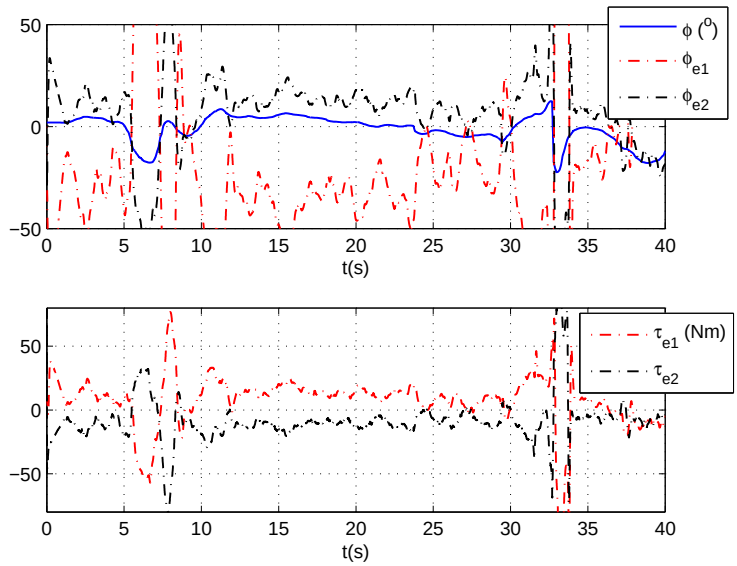

FIGURE 5.20 – Les entrées inconnues : mesures et estimations

5.4 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté le dispositif expérimental conçu au laboratoire. Il s'agit d'un scooter électrique instrumenté par un ensemble de capteurs (centrale inertielle, inclinomètre, GSP, etc.) et une unité d'acquisition et de traitement des données. L'essai sur piste du prototype a fourni des résultats probants, vu le fonctionnement acceptable de l'ensemble des capteurs.

L'étude consistant en la conception de différents modèles CAO du scooter, afin de synthétiser les paramètres géométriques et inertiels du véhicule, constitue une très riche base de donnée. Notamment, pour la validation des techniques d'observateurs établies. La reconstruction des états dynamiques du scooter, en exploitant les mesures obtenues, était très satisfaisante concernant l'observateur linéaire basé sur un modèle à un seul corps, ainsi que pour l'observateur non linéaire de type polytopique. Ce qui représente un premier bon résultat.

De nombreuses améliorations sont envisageables, en terme d'instrumentation ou de traitement des données. En revanche, pour avoir une bonne analyse sur la dynamique longitudinale du véhicule, par le biais du glissement longitudinal, on doit équiper la roue avant d'un capteur à effet Hall. On a la possibilité d'installer des potentiomètres linéaires, sur les extrémités des suspensions avant et arrière, afin de mesurer le transfert de charge. Une modélisation CAO plus détaillée du véhicule, nous permettra aussi de mieux fixer les valeurs des paramètres géométriques et inertiels. De même, le développement d'autres méthodes d'observation, plus robustes aux incertitudes des paramètres est une voie à explorer.

Chapitre 6

Conclusions et Perspectives

Sommaire

6.1 Conclusions 149
6.2 Perspectives 151

6.1 Conclusions

Les travaux présentés dans ce mémoire traitent le problème du développement de l'observation de la dynamique des véhicules à deux roues motorisés ainsi que le développement de systèmes d'aide à la conduite aux usagers des VDRM. C'est pourquoi, la conception d'une multitude d'outils méthodologiques et matériels étaient nécessaires, en termes de modélisation, d'estimation des états et des paramètres du système, d'analyse de la dynamique limite relative à l'angle de roulis du véhicule, de la conception de la plateforme expérimentale et la mise en œuvre des tests de validation.

Après avoir introduit un bref historique sur les véhicules à deux roues et leur montée flagrante en nombre et en performance, nous avons présenté le parc important des VDRM et la vulnérabilité de leur usagers comme le montrent les chiffres alarmant du nombre d'accident et des tués. Nous avons soulevé différents facteurs ayant causé ces accidents tels que : l'alcool, l'excès de vitesse, le manque de formation, la dynamique complexe du système, la fatigue et plus précisément l'impact de l'infrastructure qui n'est pas souvent adaptée à ce type de véhicule. Nous avons défini, d'une manière générale, les systèmes de transports intelligents, classés en trois catégories : Systèmes autonomes, coopératifs et interactifs, aussi les étapes d'intervention sécuritaires et les dispositifs, servant d'Interface Homme Machine, les plus utilisés pour les VDRM.

Les objectifs liés au développement des fonctions de risque relatives aux VDRM

nécessitent l'utilisation d'un ensemble de modèles non linéaires, qui tiennent compte des dynamiques indispensables pour une représentation au plus proche de la réalité. C'est pourquoi, dans le chapitre 2, nous avons commencé par définir les paramètres géométriques et inertiels composant le véhicule, ainsi que la formulation des équilibres longitudinal, latéral et vertical. Une description des efforts de contact pneumatique-chaussée a été réalisée, par une analyse des forces et des moments linéaires, non linéaires et couplés, en fonction des dynamiques les conditionnant. Une étude de modélisation non linéaire du système VIC, selon le nombre de corps considérés (un corps, deux corps, et cinq corps) a été réalisée. Dans cette partie, l'influence du buste du conducteur, de l'angle du devers et les non linéarités relatives aux angles de roulis ont été prises en compte.

Le chapitre 3 a été consacré à la mise en exergue d'une fonction de risque relative à l'angle de roulis limite du véhicule. D'abord, nous avons présenté un récapitulatif des systèmes embarqués d'aide à la conduite développés pour les VDRM. Ensuite, nous avons détaillé le calcul effectué pour la conception de la fonction de risque. Les solutions obtenues relatives à l'angle de roulis maximal admissible dans des trajectoires en courbe, ont été très probantes. Les résultats ont montré que, plus la hauteur du centre de gravité du véhicule est haute, plus on a la possibilité de s'incliner. De même, plus cette position est en arrière, plus on gagne en stabilité latérale. L'impact de l'infrastructure, représentée par l'adhérence maximale, le dévers et la courbure ont fait aussi l'objet d'analyse. On a conclu que plus les conditions d'adhérence sont mauvaises, moins on a la possibilité de s'incliner. Plus on essaie de prendre un rayon de courbure plus petit plus on s'expose au risque de chute latérale. Concernant la pente transversale, elle joue un rôle additif à l'angle de roulis du véhicule. De ce fait, plus le dévers est grand, moins est l'angle de roulis d'équilibre du véhicule. L'impact de la dynamique du véhicule, relative aux vitesses et accélérations longitudinales prises dans les virages, a été analysé. On en a déduit que la valeur de la vitesse longitudinale influence plus la valeur maximale de l'angle de roulis d'équilibre, que celle de sa dynamique.

La structure des VDRM ne permet pas de placer un grand nombre de capteurs, surtout les capteurs volumineux. Certains sont parfois impossibles à installer tel que le capteur Correvit. Cela va de soi, une étape importante à fait l'objet du chapitre 4, qui consiste à estimer les dynamiques non mesurables, sous forme d'états et d'entrées inconnues, par le biais de l'observateur Proportionnel Double Intégrale (P2I). La revue des techniques d'estimation utilisées a révélé que le filtre de Kalman est le plus convoité dans le peu travaux existants. On a rappelé quelques notions sur les observateurs de systèmes linéaires, la synthèse H_∞ des observateurs à entrée inconnue, l'observateur Multi-intégral d'une manière générale et particulièrement l'observateur P2I. On a appliqué ce dernier sur deux cas de modèles : le modèle à un seul corps linéaire et le modèle à deux corps, linéaire et non linéaire sous la forme TS. Le premier test de l'observateur P2I linéaire a été fait sur le modèle à un seul corps non linéaire. Les résultats ont montrés une bonne convergence de l'observateur

pour l'estimation des états et des entrées inconnues. Le deuxième test a été réalisé sur le modèle à deux corps linéaire et non linéaire à vitesse variable écrit sous la forme Takagi-Sugeno, sans et avec prise en compte des bruits de mesures. Une étude comparative a été faite sur un scénario à vitesse longitudinale variable et a montré la robustesse de l'observateur P2I non linéaire et l'importance de prendre en compte les petites variations sur ce paramètre.

Le dernier chapitre a été consacré à la description de la plateforme expérimentale dont dispose le laboratoire, constitué du scooter et du dispositif d'enregistrement et d'acquisition des mesures (Mini pc embarqué, centrale inertielle, codeur optique, capteur à effet hall, etc.). Nous avons donné un aperçu de la méthode CAO, utilisée pour l'estimation des valeurs des paramètres géométriques et inertiels du système (Véhicule et Conducteur). Nous avons exposé les données enregistrées sur piste, ceci a révélé le bon fonctionnement du dispositif, étant les résultats acceptables et exploitables. Au final, nous avons effectué quelques tests de validation des méthodes d'observation développées dans le chapitre 4. L'estimation des états et des entrées inconnues décrivant la dynamique du scooter, par le moyen des mesures obtenues, semble très satisfaisante concernant l'observateur linéaire basé sur le modèle un seul corps et l'observateur non linéaire à vitesse variable. En revanche, l'observateur linéaire basé sur le modèle à 5 corps avec 4DDL, n'a pas reconstitué convenablement la dynamique du scooter.

6.2 Perspectives

En guise de perspectives, il est opportun de considérer d'autres approches pour la description des efforts non linéaires du contact pneumatique chaussée, soit les modèles affines par morceaux [129], LuGre, etc. La prise en compte du buste du conducteur comme un corps rigide, nécessite une bonne identification de ses coefficients de raideur et d'amortissement. Des améliorations sont à apporter sur la fonction de risque établie, en prenant en compte la dynamique du tangage qui reflète plus l'impact de la dynamique longitudinale et du transfert de charge.

La plateforme expérimentale requiert de nombreuses améliorations que se soit en terme de logiciel, tel que le modèle CAO établi afin d'avoir une estimation plus correcte des paramètres, ou en terme d'équipement matériel, tel que : un capteur à effet hall pour la mesure de la vitesse de rotation de la roue avant, deux potentiomètres linéaires pour la mesure du transfert de charge avant et arrière. La mise en œuvre des actionneurs, pour le contrôle semi-actif du scooter, composés du moteur pas à pas placé sur la colonne de direction pour le contrôle de l'angle de braquage et de la motorisation pour le contrôle de la vitesse longitudinale est une des tâches importantes à réaliser.

Annexe A

Équations des modèles non linéaires

A.1 Équations du modèle à un seul corps

$$\begin{cases} m_r(\ddot{x} - \dot{y}\dot{\psi} - h\sin(\phi+\phi_d)\ddot{\psi} - 2h\cos(\phi+\phi_d)\dot{\phi}\dot{\psi}) = \sum F_x \\ \\ m_r(\ddot{y} + \dot{\psi}\dot{x} + h\cos(\phi+\phi_d)\ddot{\phi} - h\sin(\phi+\phi_d)(\dot{\psi}^2 + \dot{\phi}^2)) = \sum F_y \\ \\ hm_r\cos(\phi+\phi_d)(\ddot{y} + \dot{x}\dot{\psi}) + (m_r h^2 + I_{rx})\ddot{\phi} - hgm_r\sin(\phi+\phi_d) \\ \quad +(\sin\phi\cos\phi\sin{\phi_d}^2 + \cos\phi_d\sin\phi_d\sin\phi^2)(h^2 m_r + I_{rz})\dot{\psi}^2 = \sum M_x \\ \\ (((1-2\cos\phi_d^2)\cos\phi^2 + \frac{1}{2}\sin(2\phi)\sin(2\phi_d) + \cos\phi_d^2)h^2 m_r \\ \quad +((2\cos\phi_d^2 - 1)\cos\phi^2 - \frac{1}{2}\sin(2\phi)\sin(2\phi_d) - \cos\phi_d^2 + 1)I_{rz})\ddot{\psi} \\ +(((2\cos\phi_d^2 - 1)\sin(2\phi) + (2\cos\phi^2 - 1)\sin(2\phi_d))(h^2 m_r - I_{rz})\dot{\phi} \\ -hm_r\sin(\phi+\phi_d)\ddot{x} + hm_r\sin(\phi+\phi_d)\dot{y})\dot{\psi} = L_f F_{yf} - L_r F_{yr} + \sum M_z \end{cases} \tag{A.1}$$

A.2 Équations du modèle à deux corps

$$
\begin{cases}
((-s(\phi_d)c(\phi) - c(\phi_d)s(\phi))hm_r + ((-s(\phi_d)c(\phi)c(\phi_r) - c(\phi_d)s(\phi)c(\phi_r) + s(\phi_d)s(\phi_r)s(\phi) \\
-c(\phi_d)s(\phi_r)c(\phi))p + (-s(\phi_d)c(\phi) - c(\phi_d)s(\phi))h_c)m_c)\ddot{\psi} + (m_r + m_c)\ddot{x} \\
+m_c d\dot{\psi}^2 + (((-2c(\phi_d)c(\phi) + 2s(\phi_d)s(\phi))hm_r + ((-2c(\phi_d)c(\phi_r)c(\phi) + 2s(\phi_d)c(\phi_r)s(\phi) \\
+2c(\phi_d)s(\phi_r)s(\phi) + 2s(\phi_d)s(\phi_r)c(\phi))p + (-2c(\phi_d)c(\phi) + 2s(\phi_d)s(\phi))h_c)m_c)\dot{\phi} \\
+(-m_r - m_c)\dot{y} + ((-2c(\phi_d)c(\phi_r)c(\phi) + 2s(\phi_d)c(\phi_r)s(\phi) + 2c(\phi_d)s(\phi_r)s(\phi) \\
+2s(\phi_d)s(\phi_r)c(\phi))p + (s(\phi_d)s(\phi) - c(\phi_d)c(\phi))h_c)m_c\phi\phi_r)\dot{\psi} = \sum F_x \\
\\
-m_c d\ddot{\psi} + (m_c + m_r)\ddot{y} + ((-s(\phi_d)s(\phi) + c(\phi_d)c(\phi))hm_r + ((-s(\phi_d)s(\phi)c(\phi_r) \\
-s(\phi_d)s(\phi_r)c(\phi) + c(\phi_d)c(\phi)c(\phi_r) - c(\phi_d)s(\phi_r)s(\phi))p + (-s(\phi_d)s(\phi) \\
+c(\phi_d)c(\phi))h_c)m_c)\ddot{\phi} + ((-s(\phi_d)s(\phi)c(\phi_r) - s(\phi_d)s(\phi_r)c(\phi) + c(\phi_d)c(\phi)c(\phi_r) \\
-c(\phi_d)s(\phi_r)s(\phi))p + (-s(\phi_d)s(\phi) + c(\phi_d)c(\phi))h_c)m_c\ddot{\phi}_r \\
+((-c(\phi_d)s(\phi) - s(\phi_d)c(\phi))hm_r + ((-c(\phi_d)s(\phi_r)c(\phi) - s(\phi_d)c(\phi)c(\phi_r) - c(\phi_d)s(\phi)c(\phi_r) \\
+s(\phi_d)s(\phi_r)s(\phi))p + (-c(\phi_d)s(\phi) - s(\phi_d)c(\phi))h_c)m_c)\dot{\psi}^2 + (m_c + m_r)\dot{x}\dot{\psi} \\
+((-c(\phi_d)s(\phi) - s(\phi_d)c(\phi))hm_r + ((-c(\phi_d)s(\phi_r)c(\phi) - s(\phi_d)c(\phi)c(\phi_r) - c(\phi_d)s(\phi)c(\phi_r) \\
+s(\phi_d)s(\phi_r)s(\phi))p + (-c(\phi_d)s(\phi) - s(\phi_d)c(\phi))h_c)m_c)\dot{\phi}^2 + ((2s(\phi_d)s(\phi_r)s(\phi) \\
-2c(\phi_d)s(\phi_r)c(\phi) - 2c(\phi_d)s(\phi)c(\phi_r) - 2s(\phi_d)c(\phi)c(\phi_r))p + (-c(\phi_d)s(\phi) \\
-s(\phi_d)c(\phi))h_c)m_c\phi\phi_r\dot{\phi} + (-c(\phi_d)s(\phi_r)c(\phi) - s(\phi_d)c(\phi)c(\phi_r) \\
-c(\phi_d)s(\phi)c(\phi_r) + s(\phi_d)s(\phi_r)s(\phi))pm_c\phi\phi_r^2 = \sum F_y \\
\\
(((s(\phi_r)s(\phi_d)c(\phi) + s(\phi_r)c(\phi_d)s(\phi) - c(\phi_r)c(\phi_d)c(\phi) + c(\phi_r)s(\phi_d)s(\phi))p + (s(\phi_d)s(\phi) \\
-c(\phi_d)c(\phi))h_c)dm_c + C_{rxz}s(\phi_d)s(\phi) - C_{rxz}c(\phi_d)c(\phi))\ddot{\psi} \\
+((-s(\phi_d)s(\phi) + c(\phi_d)c(\phi))hm_r + ((-c(\phi_r)s(\phi_d)s(\phi) + c(\phi_r)c(\phi_d)c(\phi) - s(\phi_r)s(\phi_d)c(\phi) \\
-s(\phi_r)c(\phi_d)s(\phi))p + (-s(\phi_d)s(\phi) + c(\phi_d)c(\phi))h_c)m_c)\ddot{y} \\
+(m_r h^2 + (p^2 + h_c^2 + 2pc(\phi_r)h_c)m_c + I_{cx} + I_{rx})\ddot{\phi} + ((p^2 + h_c^2 + 2pc(\phi_r)h_c)m_c + I_{cx})\ddot{\phi}_r \\
+((c(\phi_d)s(\phi_d) - 2s(\phi_d)c(\phi)^2c(\phi_d) + c(\phi)s(\phi) - 2c(\phi_d)^2s(\phi)c(\phi))h^2m_r \\
+((-s(\phi_r)c(\phi_r) + 4c(\phi_r)c(\phi_d)s(\phi)s(\phi_r)s(\phi_d)c(\phi) - 4c(\phi_r)^2s(\phi_d)c(\phi)^2c(\phi_d) - 4c(\phi_r)^2c(\phi_d)^2s(\phi)c(\phi) \\
-c(\phi)s(\phi) + 2c(\phi_d)c(\phi_r)^2s(\phi_d) + 2c(\phi_d)^2c(\phi_r)s(\phi_r) - c(\phi_d)s(\phi_d) + 2c(\phi)^2c(\phi_r)s(\phi_r) + 2c(\phi)c(\phi_r)^2s(\phi) \\
-4s(\phi_r)c(\phi_d)^2c(\phi)^2c(\phi_r) + 2s(\phi_d)c(\phi)^2c(\phi_d) + 2c(\phi_d)^2s(\phi)c(\phi))p^2 + (4s(\phi_r)c(\phi_d)c(\phi)s(\phi_d)s(\phi) \\
-4s(\phi_d)c(\phi)^2c(\phi_r)c(\phi_d) - s(\phi_r) + 2s(\phi_r)c(\phi_d)^2 - 4c(\phi_d)^2s(\phi)c(\phi_r)c(\phi) + 2c(\phi)^2s(\phi_r) \\
-4s(\phi_r)c(\phi_d)^2c(\phi)^2 + 2c(\phi_r)c(\phi_d)s(\phi_d) + 2c(\phi)c(\phi_r)s(\phi))h_cp + (c(\phi_d)s(\phi_d) - 2s(\phi_d)c(\phi)^2c(\phi_d) \\
+c(\phi)s(\phi) - 2c(\phi_d)^2s(\phi)c(\phi))h_c^2)m_c + (-s(\phi_r)c(\phi_r) + 4c(\phi_r)c(\phi_d)s(\phi)s(\phi_r)s(\phi_d)c(\phi) \\
-4c(\phi_r)^2s(\phi_d)c(\phi)^2c(\phi_d) - 4c(\phi_r)^2c(\phi_d)^2s(\phi)c(\phi) - c(\phi)s(\phi) + 2c(\phi_d)c(\phi_r)^2s(\phi_d) \\
+2c(\phi_d)^2c(\phi_r)s(\phi_r) - c(\phi_d)s(\phi_d) + 2c(\phi)^2c(\phi_r)s(\phi_r) + 2c(\phi)c(\phi_r)^2s(\phi) - 4s(\phi_r)c(\phi_d)^2c(\phi)^2c(\phi_r) \\
+2s(\phi_d)c(\phi)^2c(\phi_d) + 2c(\phi_d)^2s(\phi)c(\phi))Icy + (c(\phi)s(\phi) + 4s(\phi_r)c(\phi_d)^2c(\phi)^2c(\phi_r) + 4c(\phi_r)^2s(\phi_d)c(\phi)^2c(\phi_d) \\
+4c(\phi_r)^2c(\phi_d)^2s(\phi)c(\phi) + c(\phi_d)s(\phi_d) - 2s(\phi_d)c(\phi)^2c(\phi_d) - 4c(\phi_r)c(\phi_d)s(\phi)s(\phi_r)s(\phi_d)c(\phi) + s(\phi_r)c(\phi_r) \\
-2c(\phi)c(\phi_r)^2s(\phi) - 2c(\phi_d)^2s(\phi)c(\phi) - 2c(\phi)^2c(\phi_r)s(\phi_r) - 2c(\phi_d)^2c(\phi_r)s(\phi_r) - 2c(\phi_d)c(\phi_r)^2s(\phi_d))I_{cz} \\
+(c(\phi_d)s(\phi_d) - 2s(\phi_d)c(\phi)^2c(\phi_d) + c(\phi)s(\phi) - 2c(\phi_d)^2s(\phi)c(\phi))I_{ry} + (2s(\phi_d)c(\phi)^2c(\phi_d) \\
+2c(\phi_d)^2s(\phi)c(\phi) - c(\phi_d)s(\phi_d) - c(\phi)s(\phi))I_{rz})\dot{\psi}^2 \\
+(((-s(\phi_d)s(\phi) + c(\phi_d)c(\phi))hm_r + ((-c(\phi_r)s(\phi_d)s(\phi) + c(\phi_r)c(\phi_d)c(\phi) - s(\phi_r)s(\phi_d)c(\phi) - s(\phi_r)c(\phi_d)s(\phi))p \\
+(-s(\phi_d)s(\phi) + c(\phi_d)c(\phi))h_c)m_c)\dot{x} + (-s(\phi_d)c(\phi) - c(\phi_d)s(\phi))h_c dm_c\phi\phi_r)\dot{\psi} \\
-2m_c ps(\phi_r)\dot{\phi}\phi\phi_r h_c + (c(\phi_d)s(\phi) + s(\phi_d)c(\phi))h_c m_c\phi\phi_r\dot{y} - 2m_c ps(\phi_r)\phi\phi_r^2 h_c \\
+(-s(\phi_d)c(\phi) - c(\phi_d)s(\phi))ghm_r + ((s(\phi_r)s(\phi_d)s(\phi) - s(\phi_r)c(\phi_d)c(\phi) - c(\phi_r)s(\phi_d)c(\phi) - c(\phi_r)c(\phi_d)s(\phi))gp \\
+(-s(\phi_d)c(\phi) - c(\phi_d)s(\phi))gh_c)m_c = \sum M_x
\end{cases}
\tag{A.2}
$$

$$
\begin{cases}
((c(\phi)^2 + c(\phi_d)^2 - 2c(\phi)^2c(\phi_d)^2 + 2c(\phi_d)s(\phi)s(\phi_d)c(\phi))h^2m_r + (d^2 + (2c(\phi)^2c(\phi_d)^2 + 2c(\phi_d)^2c(\phi_r)^2 \\
+4c(\phi_d)^2s(\phi_r)c(\phi)s(\phi)c(\phi_r) + 4c(\phi_d)s(\phi_r)c(\phi)^2s(\phi_d)c(\phi_r) + 1 + 4c(\phi_d)s(\phi)c(\phi_r)^2s(\phi_d)c(\phi) \\
-2s(\phi_r)s(\phi)c(\phi)c(\phi_r) + 2c(\phi_r)^2c(\phi)^2 - c(\phi_d)^2 - c(\phi)^2 - c(\phi_r)^2 - 4c(\phi)^2c(\phi_d)^2c(\phi_r)^2 \\
-2c(\phi_d)c(\phi_r)s(\phi_d)s(\phi_r) - 2c(\phi_d)s(\phi)s(\phi_d)c(\phi))p^2 + (4c(\phi_d)s(\phi_r)c(\phi)^2s(\phi_d) - 2c(\phi_d)s(\phi_d)s(\phi_r) \\
-2s(\phi_r)s(\phi)c(\phi) + 2c(\phi_d)^2c(\phi_r) + 2c(\phi)^2c(\phi_r) + 4c(\phi_d)^2s(\phi_r)c(\phi)s(\phi) - 4c(\phi_d)^2c(\phi_r)c(\phi)^2 \\
+4c(\phi_d)s(\phi)c(\phi_r)s(\phi_d)c(\phi))h_cp + (c(\phi)^2 + c(\phi_d)^2 - 2c(\phi)^2c(\phi_d)^2 + 2c(\phi_d)s(\phi)s(\phi_d)c(\phi))h_c^2)m_c \\
+(2c(\phi)^2c(\phi_d)^2 + 2c(\phi_d)^2c(\phi_r)^2 + 4c(\phi_d)^2s(\phi_r)c(\phi)s(\phi)c(\phi_r) + 4c(\phi_d)s(\phi_r)c(\phi)^2s(\phi_d)c(\phi_r) \\
+1 + 4c(\phi_d)s(\phi)c(\phi_r)^2s(\phi_d)c(\phi) - 2s(\phi_r)s(\phi)c(\phi)c(\phi_r) + 2c(\phi_r)^2c(\phi)^2 - c(\phi_d)^2 - c(\phi)^2 - c(\phi_r)^2 \\
-4c(\phi)^2c(\phi_d)^2c(\phi_r)^2 - 2c(\phi_d)c(\phi_r)s(\phi_d)s(\phi_r) - 2c(\phi_d)s(\phi)s(\phi_d)c(\phi))Icy + (c(\phi)^2 + c(\phi_d)^2 \\
-2c(\phi)^2c(\phi_d)^2 + 2c(\phi_d)s(\phi)s(\phi_d)c(\phi))I_{ry} + (-2c(\phi_r)^2c(\phi)^2 + c(\phi_d)^2 - 4c(\phi_d)s(\phi_r)c(\phi)^2s(\phi_d)c(\phi_r) \\
+4c(\phi)^2c(\phi_d)^2c(\phi_r)^2 - 2c(\phi_d)^2c(\phi_r)^2 + 2c(\phi_d)s(\phi)s(\phi_d)c(\phi) - 4c(\phi_d)s(\phi)c(\phi_r)^2s(\phi_d)c(\phi) \\
+c(\phi_r)^2 - 4c(\phi_d)^2s(\phi_r)c(\phi)s(\phi)c(\phi_r) + 2c(\phi_d)c(\phi_r)s(\phi_d)s(\phi_r) + c(\phi)^2 - 2c(\phi)^2c(\phi_d)^2 \\
+2s(\phi_r)s(\phi)c(\phi)c(\phi_r))I_{cz} + (-c(\phi)^2 + 1 + 2c(\phi)^2c(\phi_d)^2 - c(\phi_d)^2 - 2c(\phi_d)s(\phi)s(\phi_d)c(\phi))I_{rz})\ddot{\psi} \\
+((-c(\phi_d)s(\phi) - s(\phi_d)c(\phi))hm_r + ((-c(\phi_d)s(\phi)c(\phi_r) + s(\phi_d)s(\phi_r)s(\phi) - s(\phi_d)c(\phi)c(\phi_r) \\
-c(\phi_d)s(\phi_r)c(\phi))p + (-c(\phi_d)s(\phi) - s(\phi_d)c(\phi))h_c)m_c)\ddot{x} \\
-m_cd\ddot{y} + (((c(\phi_d)s(\phi_r)s(\phi) + s(\phi_d)s(\phi_r)c(\phi) + s(\phi_d)s(\phi)c(\phi_r) \\
-c(\phi_d)c(\phi)c(\phi_r))p + (s(\phi_d)s(\phi) - c(\phi_d)c(\phi))h_c)dm_c + (s(\phi_d)s(\phi) - c(\phi_d)c(\phi))C_{rxz})\ddot{\phi} \\
+((c(\phi_d)s(\phi_r)s(\phi) + s(\phi_d)s(\phi_r)c(\phi) + s(\phi_d)s(\phi)c(\phi_r) - c(\phi_d)c(\phi)c(\phi_r))p + (s(\phi_d)s(\phi) - c(\phi_d)c(\phi))h_c)dm_c\ddot{\phi}_r \\
+(((4c(\phi_d)^2c(\phi)s(\phi) + 4c(\phi_d)c(\phi)^2s(\phi_d) - 2c(\phi_d)s(\phi_d) - 2s(\phi)c(\phi))h^2m_r + ((-4c(\phi_d)s(\phi_d)c(\phi_r)^2 \\
-4c(\phi_d)c(\phi)^2s(\phi_d) - 4s(\phi_r)c(\phi)^2c(\phi_r) + 2c(\phi_d)s(\phi_d) + 2c(\phi_r)s(\phi_r) - 8c(\phi_d)s(\phi_r)s(\phi)s(\phi_d)c(\phi)c(\phi_r) \\
+2s(\phi)c(\phi) + 8c(\phi_d)^2c(\phi)^2c(\phi_r)s(\phi_r) + 8c(\phi_d)^2c(\phi)c(\phi_r)^2s(\phi) + 8c(\phi_d)c(\phi)^2c(\phi_r)^2s(\phi_d) \\
-4s(\phi)c(\phi)c(\phi_r)^2 - 4c(\phi_d)^2c(\phi)s(\phi) - 4c(\phi_d)^2s(\phi_r)c(\phi_r))p^2 + (8c(\phi_d)c(\phi)^2c(\phi_r)s(\phi_d) + 2s(\phi_r) \\
-4s(\phi_r)c(\phi)^2 + 8c(\phi_d)^2c(\phi)c(\phi_r)s(\phi) - 4s(\phi)c(\phi_r)c(\phi) - 4c(\phi_d)^2s(\phi_r) + 8c(\phi_d)^2c(\phi)^2s(\phi_r) \\
-4s(\phi_d)c(\phi_r)c(\phi_d) - 8c(\phi_d)s(\phi_r)s(\phi)s(\phi_d)c(\phi))h_cp + (4c(\phi_d)^2c(\phi)s(\phi) + 4c(\phi_d)c(\phi)^2s(\phi_d) \\
-2c(\phi_d)s(\phi_d) - 2s(\phi)c(\phi))h_c^2)m_c + (-4c(\phi_d)s(\phi_d)c(\phi_r)^2 - 4c(\phi_d)c(\phi)^2s(\phi_d) - 4s(\phi_r)c(\phi)^2c(\phi_r) \\
+2c(\phi_d)s(\phi_d) + 2c(\phi_r)s(\phi_r) - 8c(\phi_d)s(\phi_r)s(\phi)s(\phi_d)c(\phi)c(\phi_r) + 2s(\phi)c(\phi) + 8c(\phi_d)^2c(\phi)^2c(\phi_r)s(\phi_r) \\
+8c(\phi_d)^2c(\phi)c(\phi_r)^2s(\phi) + 8c(\phi_d)c(\phi)^2c(\phi_r)^2s(\phi_d) - 4s(\phi)c(\phi)c(\phi_r)^2 - 4c(\phi_d)^2c(\phi)s(\phi) \\
-4c(\phi_d)^2s(\phi_r)c(\phi_r))Icy + (4c(\phi_d)^2c(\phi)s(\phi) + 4c(\phi_d)c(\phi)^2s(\phi_d) - 2c(\phi_d)s(\phi_d) - 2s(\phi)c(\phi))I_{ry} \\
+(8c(\phi_d)s(\phi_r)s(\phi)s(\phi_d)c(\phi)c(\phi_r) - 2c(\phi_r)s(\phi_r) - 8c(\phi_d)^2c(\phi)c(\phi_r)^2s(\phi) - 8c(\phi_d)^2c(\phi)^2c(\phi_r)s(\phi_r) \\
-2c(\phi_d)s(\phi_d) + 4c(\phi_d)^2s(\phi_r)c(\phi_r) - 8c(\phi_d)c(\phi)^2c(\phi_r)^2s(\phi_d) + 4c(\phi_d)c(\phi)^2s(\phi_d) + 4c(\phi_d)s(\phi_d)c(\phi_r)^2 \\
+4c(\phi_d)^2c(\phi)s(\phi) - 2s(\phi)c(\phi) + 4s(\phi)c(\phi)c(\phi_r)^2 + 4s(\phi_r)c(\phi)^2c(\phi_r))I_{cz} + (2s(\phi)c(\phi) \\
-4c(\phi_d)c(\phi)^2s(\phi_d) - 4c(\phi_d)^2c(\phi)s(\phi) + 2c(\phi_d)s(\phi_d))I_{rz})\dot{\phi} - \dot{x}m_cd + ((c(\phi_d)s(\phi) + s(\phi_d)c(\phi))hm_r \\
+((c(\phi_d)(s(\phi)c(\phi_r) + s(\phi_r)c(\phi)) + s(\phi_d)(c(\phi)c(\phi_r) - s(\phi_r)s(\phi)))p + (c(\phi_d)s(\phi) + s(\phi_d)c(\phi))h_c)m_c)\dot{y} \\
+(((-4c(\phi_d)s(\phi_d)c(\phi_r)^2 - 4c(\phi_d)c(\phi)^2s(\phi_d) - 4s(\phi_r)c(\phi)^2c(\phi_r) + 2c(\phi_d)s(\phi_d) + 2c(\phi_r)s(\phi_r) \\
-8c(\phi_d)s(\phi_r)s(\phi)s(\phi_d)c(\phi)c(\phi_r) + 2s(\phi)c(\phi) + 8c(\phi_d)^2c(\phi)^2c(\phi_r)s(\phi_r) + 8c(\phi_d)^2c(\phi)c(\phi_r)^2s(\phi) \\
+8c(\phi_d)c(\phi)^2c(\phi_r)^2s(\phi_d) - 4s(\phi)c(\phi)c(\phi_r)^2 - 4c(\phi_d)^2c(\phi)s(\phi) - 4c(\phi_d)^2s(\phi_r)c(\phi_r))p^2 \\
+(4c(\phi_d)^2c(\phi)c(\phi_r)s(\phi) + 4c(\phi_d)c(\phi)^2c(\phi_r)s(\phi_d) + 4c(\phi_d)^2c(\phi)^2s(\phi_r) - 2s(\phi_r)c(\phi)^2 \\
-2s(\phi_d)c(\phi_r)c(\phi_d) - 2c(\phi_d)^2s(\phi_r) - 4c(\phi_d)s(\phi_r)s(\phi)s(\phi_d)c(\phi) - 2s(\phi)c(\phi_r)c(\phi))h_cp)m_c \\
+(-4c(\phi_d)s(\phi_d)c(\phi_r)^2 - 4c(\phi_d)c(\phi)^2s(\phi_d) - 4s(\phi_r)c(\phi)^2c(\phi_r) + 2c(\phi_d)s(\phi_d) + 2c(\phi_r)s(\phi_r) \\
-8c(\phi_d)s(\phi_r)s(\phi)s(\phi_d)c(\phi)c(\phi_r) + 2s(\phi)c(\phi) + 8c(\phi_d)^2c(\phi)^2c(\phi_r)s(\phi_r) + 8c(\phi_d)^2c(\phi)c(\phi_r)^2s(\phi) \\
+8c(\phi_d)c(\phi)^2c(\phi_r)^2s(\phi_d) - 4s(\phi)c(\phi)c(\phi_r)^2 - 4c(\phi_d)^2c(\phi)s(\phi) - 4c(\phi_d)^2s(\phi_r)c(\phi_r))I_{cy} \\
+(8c(\phi_d)s(\phi_r)s(\phi)s(\phi_d)c(\phi)c(\phi_r) - 2c(\phi_r)s(\phi_r) - 8c(\phi_d)^2c(\phi)c(\phi_r)^2s(\phi) - 8c(\phi_d)^2c(\phi)^2c(\phi_r)s(\phi_r) \\
-2c(\phi_d)s(\phi_d) + 4c(\phi_d)^2s(\phi_r)c(\phi_r) - 8c(\phi_d)c(\phi)^2c(\phi_r)^2s(\phi_d) + 4c(\phi_d)c(\phi)^2s(\phi_d) \\
+4c(\phi_d)s(\phi_d)c(\phi_r)^2 + 4c(\phi_d)^2c(\phi)s(\phi) - 2s(\phi)c(\phi) + 4s(\phi)c(\phi)c(\phi_r)^2 + 4s(\phi_r)c(\phi)^2c(\phi_r))I_{cz})\phi\phi_r)\dot{\psi} \\
+(((s(\phi_d)c(\phi)c(\phi_r) + c(\phi_d)s(\phi)c(\phi_r) + c(\phi_d)s(\phi_r)c(\phi) - s(\phi_d)s(\phi_r)s(\phi))p \\
+(c(\phi_d)s(\phi) + s(\phi_d)c(\phi))h_c)dm_c + (c(\phi_d)s(\phi) + s(\phi_d)c(\phi))C_{rxz})\dot{\phi}^2 \\
+((2s(\phi_d)c(\phi)c(\phi_r) + 2c(\phi_d)s(\phi)c(\phi_r) - 2s(\phi_d)s(\phi_r)s(\phi) + 2c(\phi_d)s(\phi_r)c(\phi))p \\
+(c(\phi_d)s(\phi) + s(\phi_d)c(\phi))h_c)dm_c\phi\phi_r\dot{\phi} \\
+(-s(\phi_d)s(\phi) + c(\phi_d)c(\phi))h_cm_c\phi\phi_r\dot{x} + (s(\phi_d)c(\phi)c(\phi_r) + c(\phi_d)s(\phi)c(\phi_r) \\
+c(\phi_d)s(\phi_r)c(\phi) - s(\phi_d)s(\phi_r)s(\phi))pdm_c\phi\phi_r^2 = L_fF_{yf} - L_rF_{yr} + \sum M_z
\end{cases}
\tag{A.3}
$$

$$
\left\{
\begin{array}{c}
((s(\phi_r)s(\phi_d)c(\phi) + s(\phi_r)c(\phi_d)s(\phi) - c(\phi_r)c(\phi_d)c(\phi) + c(\phi_r)s(\phi_d)s(\phi))p \\
+(s(\phi_d)s(\phi) - c(\phi_d)c(\phi))h_c)dm_c\ddot{\psi} \\
+((-s(\phi_r)c(\phi_d)s(\phi) - s(\phi_r)s(\phi_d)c(\phi) - c(\phi_r)s(\phi_d)s(\phi) + c(\phi_r)c(\phi_d)c(\phi))p \\
+(-s(\phi_d)s(\phi) + c(\phi_d)c(\phi))h_c)m_c\ddot{y} \\
+((p^2 + h_c^2 + 2pc(\phi_r)h_c)m_c + I_{cx})\ddot{\phi} + ((p^2 + h_c^2 + 2pc(\phi_r)h_c)m_c + I_{cx})\ddot{\phi}_r \\
+(((-s(\phi_d)c(\phi_d) - 4s(\phi_r)c(\phi_d)^2c(\phi)^2c(\phi_r) - 4c(\phi_r)^2c(\phi_d)^2s(\phi)c(\phi) \\
-4c(\phi_r)^2s(\phi_d)c(\phi)^2c(\phi_d) - s(\phi)c(\phi) + 2c(\phi_d)c(\phi)^2s(\phi_d) + 2c(\phi_d)^2c(\phi_r)s(\phi_r) \\
+2c(\phi_d)c(\phi_r)^2s(\phi_d) + 2c(\phi_d)^2c(\phi)s(\phi) + 2c(\phi_r)^2c(\phi)s(\phi) + 2c(\phi_r)c(\phi)^2s(\phi_r) \\
+4c(\phi_r)c(\phi_d)s(\phi)s(\phi_r)s(\phi_d)c(\phi) - s(\phi_r)c(\phi_r))p^2 + (s(\phi_d)c(\phi_d)c(\phi_r) \\
+c(\phi)c(\phi_r)s(\phi) - 2c(\phi_d)^2s(\phi)c(\phi_r)c(\phi) + s(\phi_r)c(\phi_d)^2 - 2s(\phi_r)c(\phi_d)^2c(\phi)^2 \\
+c(\phi)^2s(\phi_r) + 2c(\phi_d)s(\phi)s(\phi_d)s(\phi_r)c(\phi) - 2c(\phi_d)c(\phi)^2s(\phi_d)c(\phi_r))h_cp)m_c \\
+(-s(\phi_d)c(\phi_d) - 4s(\phi_r)c(\phi_d)^2c(\phi)^2c(\phi_r) - 4c(\phi_r)^2c(\phi_d)^2s(\phi)c(\phi) \\
-4c(\phi_r)^2s(\phi_d)c(\phi)^2c(\phi_d) - s(\phi)c(\phi) + 2c(\phi_d)c(\phi)^2s(\phi_d) + 2c(\phi_d)^2c(\phi_r)s(\phi_r) \\
+2c(\phi_d)c(\phi_r)^2s(\phi_d) + 2c(\phi_d)^2c(\phi)s(\phi) + 2c(\phi_r)^2c(\phi)s(\phi) + 2c(\phi_r)c(\phi)^2s(\phi_r) \\
+4c(\phi_r)c(\phi_d)s(\phi)s(\phi_r)s(\phi_d)c(\phi) - s(\phi_r)c(\phi_r))Icy + (s(\phi_d)c(\phi_d) + s(\phi)c(\phi) \\
+s(\phi_r)c(\phi_r) - 2c(\phi_r)^2c(\phi)s(\phi) - 2c(\phi_d)^2c(\phi)s(\phi) - 2c(\phi_d)c(\phi)^2s(\phi_d) \\
-2c(\phi_d)c(\phi_r)^2s(\phi_d) + 4s(\phi_r)c(\phi_d)^2c(\phi)^2c(\phi_r) - 4c(\phi_r)c(\phi_d)s(\phi)s(\phi_r)s(\phi_d)c(\phi) \\
+4c(\phi_r)^2c(\phi_d)^2s(\phi)c(\phi) + 4c(\phi_r)^2s(\phi_d)c(\phi)^2c(\phi_d) \\
-2c(\phi_d)^2c(\phi_r)s(\phi_r) - 2c(\phi_r)c(\phi)^2s(\phi_r))I_{cz})\dot{\psi}^2 \\
+((c(\phi_d)s(\phi) + s(\phi_d)c(\phi))h_cdm_c\dot{\phi} + (-s(\phi_r)c(\phi_d)s(\phi) - s(\phi_r)s(\phi_d)c(\phi) \\
-c(\phi_r)s(\phi_d)s(\phi) + c(\phi_r)c(\phi_d)c(\phi))pm_c\dot{x})\dot{\psi} \\
+m_cps(\phi_r)\dot{\phi}^2h_c + (-s(\phi_d)c(\phi) - c(\phi_d)s(\phi))h_cm_c\dot{y}\dot{\phi} - m_cps(\phi_r)\phi\phi_r^2h_c + K_{\phi_r}\phi\phi_r \\
+(-c(\phi_r)c(\phi_d)s(\phi) - c(\phi_r)s(\phi_d)c(\phi) + s(\phi_r)s(\phi_d)s(\phi) - s(\phi_r)c(\phi_d)c(\phi))gpm_c + C_{\phi_r}\phi_r = \tau_c
\end{array}
\right.
\tag{A.4}
$$

Annexe B

Modèles des efforts

B.1 Modèles des efforts

B.1.1 Modèle linéaire

Le modèle linéaire est une description suffisante des efforts de contact pour une conduite normale du VDRM. Le régime transitoire est décrit par les dynamiques des angles de glissement latéral $\alpha^{'}$ et du carrossage $\gamma^{'}$, ainsi que le taux du glissement longitudinal $\kappa^{'}$. Dans les conditions statiques, ces variables sont égales à α, γ et κ respectivement.

$$\frac{\sigma_{\kappa i}}{V_x}\dot{\kappa_i^{'}} + \kappa_i^{'} = \kappa_i \tag{B.1}$$

$$\frac{\sigma_{\alpha i}}{V_x}\dot{\alpha_i^{'}} + \alpha_i^{'} = \alpha_i \tag{B.2}$$

$$\frac{\sigma_{\gamma i}}{V_x}\dot{\gamma_i^{'}} + \gamma_i^{'} = \gamma_i \tag{B.3}$$

i indique f et r, ce qui signifie roue avant et arrière respectivement.

Les valeurs instantanées du glissement latéral, du carrossage et du taux de glissement longitudinal sont calculées de la manière suivante :

$$\begin{cases} \alpha_f = \delta\cos\varepsilon - \frac{\dot{y}+L_f\dot{\psi}-\eta\dot{\delta}}{\dot{x}} \\ \alpha_r = \frac{L_r\dot{\psi}-\dot{y}}{\dot{x}} \end{cases} \tag{B.4}$$

$$\begin{cases} \gamma_f = \phi + \delta\sin\varepsilon \\ \gamma_r = \phi \end{cases} \tag{B.5}$$

Les deux roues sont considérées motrices, donc les vitesses de rotation des deux roues sont égales $\omega_f = \omega_r$.

$$\begin{cases} \kappa_i = \frac{\omega_i R_i - V_x}{|V_x|} & Si \quad \omega_i R_i \geq V_x \\ \kappa_i = \frac{\omega_i R_i - V_x}{|\omega_i R_i|} & Si \quad \omega_i R_i < V_x \end{cases} \tag{B.6}$$

La force longitudinale est proportionnelle au taux du glissement longitudinal pour des petites valeurs de ce dernier.

$$F_{xi} = C_{F\kappa i}\kappa_i^{'} \tag{B.7}$$

La force latérale pour des petites valeurs des angles de glissement et du carrossage est donnée par :

$$F_{yi} = C_{F\alpha i}\alpha_i^{'} + C_{F\gamma i}\gamma_i^{'} \tag{B.8}$$

Le moment d'auto-alignement varie en fonction du glissement latéral et du carrossage. On suppose que le décalage latéral instantané de la ligne d'action de la force longitudinale sous l'effet du carrossage affecte aussi le moment d'auto-alignement.

$$M_{zi} = -C_{M\alpha i}\alpha_i^{'} + C_{M\gamma i}\gamma_i^{'} - r_{ci}F_{xi}\gamma_i \tag{B.9}$$

Le couple de renversement est supposé dépendant seulement du carrossage.

$$M_{xi} = C_{Mx\gamma i}\gamma_i \tag{B.10}$$

Les coefficients de raideur sont supposés dépendant du transfert de charge comme suit :

$$C_{F\alpha i} = d_{1i}F_{z0} + d_{2i}(F_{zi} - F_{zi0}) \tag{B.11}$$
$$C_{F\gamma i} = d_{3i}F_{zi} \tag{B.12}$$
$$C_{M\alpha i} = e_{1i}F_{zi} \tag{B.13}$$
$$C_{M\gamma i} = e_{2i}F_{zi} \tag{B.14}$$
$$r_{ci} = e_{3i} \tag{B.15}$$
$$C_{Mx\gamma i} = e_{3i}F_{zi} \tag{B.16}$$
$$\tag{B.17}$$

B.1.2 Modèle non linéaire

Le modèle non linéaire utilisé est le modèle empirique, proposé par Pacejka [62], appelé *Formule Magique*.

$$df_z = \frac{F_z - F_{z0}}{F_{z0}} \tag{B.18}$$

B.1.2.1 Force longitudinale dans le cas d'un glissement latéral pur

La force longitudinale pure est fonction du glissement longitudinal, sa formule est donnée par :

$$F_{x0} = D_x \sin\left(C_x \arctan[B_x\kappa - E_x(B_x\kappa - \arctan(B_x\kappa))]\right) \tag{B.19}$$

B.1.2.2 Force latérale dans le cas d'un glissement latéral pur

L'effort latéral pur est fonction du glissement latéral et de l'angle du carrossage, sa formule est donnée par :

$$\begin{aligned} F_{y0} \quad = \quad & D_y \sin\left(C_y \arctan\left[B_y\alpha - E_y(B_y\alpha - \arctan\left(B_y\alpha\right))\right]\right. \\ & +C_\gamma \arctan\left[B_\gamma\gamma - E_\gamma(B_\gamma\gamma - \arctan\left(B_\gamma\gamma\right))\right]) \quad (C_y + C\gamma < 2) \end{aligned} \tag{B.20}$$

B.1.2.3 Moment d'auto-alignement dans le cas d'un glissement latéral pur

Dans le cas des deux roues, le moment de lacet appelé aussi, moment d'auto-alignement est obtenu en multipliant la chasse pneumatique par la force latérale attribuée au glissement latéral et l'angle de carrossage nul ($F_y, \gamma = 0$) et on ajoute le couple résiduel.

$$M_{z0} = M_{zt0} + M_{zr0} \tag{B.21}$$

$$M_{zt0} = -D_t \cos[C_t \arctan\left(B_t\alpha - E_t(B_t\alpha - \arctan(B_t\alpha))\right)]/\sqrt{1+\alpha^2}F_{y_0,\gamma=0} \tag{B.22}$$

$$M_{zr0} = D_r \cos[\arctan(B_r(\alpha + S_{Hr}))] \tag{B.23}$$

B.1.2.4 Cas des efforts couplés

L'influence du glissement latéral sur la force longitudinale est exprimée dans la formule magique en ajoutant le terme faisant apparaître l'angle de dérive dans la force longitudinale dans le cas d'un glissement longitudinal pur. Le carrossage des roues est supposé ne pas affecter la force longitudinale due au glissement latéral. L'expression est donnée par :

$$F_x = \cos\left(C_x \arctan\left(B_{x\alpha}\alpha\right)\right)F_{x0} \tag{B.24}$$

De même, la force latérale est affectée par le glissement longitudinal :

$$F_y = \cos\left(C_y \arctan\left(B_{y\kappa}\kappa\right)\right)F_{y0} \tag{B.25}$$

Le moment d'auto-alignement est fonction de la chasse pneumatique attribuée au glissement longitudinal, avec la force latérale attribuée au glissement latéral et l'angle de carrossage nul ($F_y, \gamma = 0$) et on ajoute le couple résiduel.

$$M_z = M_{zt} + M_{zr} \tag{B.26}$$

$$M_{zt} = -D_t \cos[C_t \arctan\left(B_t\lambda_t - E_t(B_t\lambda_t - \arctan(B_t\lambda_t))\right)]/\sqrt{1+\alpha^2}F_{y_0,\gamma=0} \tag{B.27}$$

$$M_{zr} = D_r \cos[\arctan(B_r\lambda_r)] \tag{B.28}$$

Annexe C

Synthèse des équations pour le calcul de la fonction de risque

C.1 Equation E_{qf} du modèle 4DDL

$$
\left\{
\begin{array}{c}
E_{qf} = (L_r((m_r + m_c)\ddot{y} + (m_r h(-\phi_d \sin\phi + \cos\phi) - m_c(h_c(\phi_d \sin\phi - \cos\phi) + p((\phi_r + \phi_d)\sin\phi \\
+(\phi_d\phi_r - 1)\cos\phi)))(M_{xf} + M_{xr} - ((h\cos\phi - h\phi_d \sin\phi)m_r + (-\phi_d p\phi_r \cos\phi - \phi_d \sin\phi p \\
-\phi_d \sin\phi h_c - p\phi_r \sin\phi + \cos\phi p + \cos\phi h_c)m_c)\ddot{y} - (I_{rz}\cos\phi\sin\phi - I_{rz}\phi_d - I_{cz}\phi_r + I_{cz}\sin\phi\cos\phi \\
-I_{cz}\phi_d + 2I_{rz}\phi_d\cos\phi^2 + 2I_{cz}\phi_r\cos\phi^2 + 2I_{cz}\phi_d\cos\phi^2 + (-h^2\cos\phi\sin\phi - 2h^2\phi_d\cos\phi^2 + h^2\phi_d)m_r \\
+(-p^2\sin\phi\cos\phi - \cos\phi h_c^2\sin\phi + 4p^2\phi_r\cos\phi\phi_d\sin\phi + 4\phi_d p\phi_r\cos\phi\sin\phi h_c - 2\sin\phi p\cos\phi h_c \\
-4\phi_d\cos\phi^2 p h_c - 2\cos\phi^2 p^2\phi_r - 2\cos\phi^2 h_c p\phi_r - 2\cos\phi^2 p^2\phi_d - 2\phi_d\cos\phi^2 h_c^2 + p^2\phi_r + p\phi_r h_c + h_c^2\phi_d \\
+\phi_d p^2 + 2\phi_d p h_c)m_c - 4I_{cz}\sin\phi\phi_r\phi_d\cos\phi)\rho^2\dot{x}^2 - ((h\cos\phi - h\phi_d\sin\phi)m_r \\
+(-\phi_d p\phi_r\cos\phi - \phi_d\sin\phi p - \phi_d\sin\phi h_c - p\phi_r\sin\phi + \cos\phi p + \cos\phi h_c)m_c)\dot{x}^2\rho \\
+2m_c p\phi_r\dot{\phi}\dot{\phi}_r h_c - (\sin\phi h_c + \phi_d\cos\phi h_c)m_c\dot{\phi}_r\dot{y} + 2m_c p\phi_r\dot{\phi}_r^2 h_c \\
-(-gh\sin\phi - gh\phi_d\cos\phi)m_r - (-gp\phi_r\cos\phi + g\phi_d p\phi_r\sin\phi - g\sin\phi h_c - g\phi_d\cos\phi h_c \\
-g\phi_d\cos\phi p - g\sin\phi p)m_c)/(m_r h^2 + (p^2 + h_c^2 + 2h_c p)m_c + I_{rx} + I_{cx}) + (m_r + m_c)\dot{x}^2\rho \\
+(m_c((\phi_d\phi_r\sin\phi - \phi_r\cos\phi - \sin\phi - \phi_d\cos\phi)p - (\sin\phi + \phi_d\cos\phi)h_c) - m_r h(\sin\phi + \phi_d\cos\phi))(\dot{\phi}^2 + \rho^2\dot{x}^2) \\
+((2\phi_d\phi_r\sin\phi - 2\phi_d\cos\phi - 2\phi_r\cos\phi - 2\sin\phi)p - (\phi_d\cos\phi + \sin\phi)h_c)m_c\dot{\phi}_r\dot{\phi} \\
+(\phi_d\phi_r\sin\phi - \phi_r\cos\phi - \sin\phi - \phi_d\cos\phi)m_c p\dot{\phi}_r^2) \\
+((2h^2\sin\phi\phi_d\cos\phi - h^2\cos\phi^2 + h^2)m_r + (4p\phi_r\cos\phi^2\phi_d h_c + 4\cos\phi^2 p^2\phi_r\phi_d + 2h_c p \\
+2\sin\phi h_c^2\phi_d\cos\phi - 2h_c p\cos\phi^2 - 2\phi_d p h_c\phi_r - 2\phi_d p^2\phi_r + 2p^2\cos\phi\phi_d\sin\phi + 2p^2\phi_r\sin\phi\cos\phi \\
+2p\phi_r\sin\phi\cos\phi h_c + 4\phi_d\sin\phi p\cos\phi h_c + p^2 + h_c^2 - p^2\cos\phi^2 - \cos\phi^2 h_c^2)m_c \\
-2I_{rz}\sin\phi\phi_d\cos\phi + I_{cz}\cos\phi^2 - 2I_{cz}\sin\phi\phi_r\cos\phi - 4I_{cz}\phi_d\cos\phi^2\phi_r - 2I_{cz}\phi_d\sin\phi\cos\phi \\
+2I_{cz}\phi_r\phi_d + I_{rz}\cos\phi^2)\ddot{\psi} \\
+((-h\sin\phi - h\phi_d\cos\phi)m_r + (-\phi_d\cos\phi h_c - \sin\phi p - \phi_d\cos\phi p - p\phi_r\cos\phi - \sin\phi h_c + \phi_d p\phi_r\sin\phi)m_c)\ddot{x} \\
+(((2h^2\cos\phi\sin\phi - 2h^2\phi_d + 4h^2\phi_d\cos\phi^2)m_r + (8\phi_d\cos\phi^2 p h_c \\
+4\phi_d\cos\phi^2 h_c^2 + 4\cos\phi^2 p^2\phi_r + 4\cos\phi^2 p^2\phi_d \\
+4\cos\phi^2 h_c p\phi_r - 4\phi_d p h_c + 4\sin\phi p\cos\phi h_c - 8p^2\phi_r\cos\phi\phi_d\sin\phi - 8\phi_d p\phi_r\cos\phi\sin\phi h_c - 2p\phi_r h_c \\
-2p^2\phi_r - 2\phi_d p^2 - 2h_c^2\phi_d + 2\cos\phi h_c^2\sin\phi + 2p^2\sin\phi\cos\phi)m_c + 8I_{cz}\sin\phi\phi_r\phi_d\cos\phi - 2I_{cz}\sin\phi\cos\phi \\
-4I_{rz}\phi_d\cos\phi^2 - 2I_{rz}\cos\phi\sin\phi + 2I_{rz}\phi_d - 4I_{cz}\phi_d\cos\phi^2 + 2I_{cz}\phi_r + 2I_{cz}\phi_d - 4I_{cz}\phi_r\cos\phi^2)\dot{\phi} \\
+((h\sin\phi + h\phi_d\cos\phi)m_r + (\phi_d\cos\phi h_c - \phi_d p\phi_r\sin\phi + \phi_d\cos\phi p + \sin\phi h_c + \sin\phi p + p\phi_r\cos\phi)m_c)\dot{y} \\
+((-4\phi_d p\phi_r\cos\phi\sin\phi h_c - 8p^2\phi_r\cos\phi\phi_d\sin\phi - 2\phi_d p^2 + 2p^2\sin\phi\cos\phi - 2p^2\phi_r + 2\sin\phi p\cos\phi h_c \\
+4\phi_d\cos\phi^2 p h_c + 2\cos\phi^2 h_c p\phi_r - 2\phi_d p h_c - 2p\phi_r h_c + 4\cos\phi^2 p^2\phi_d + 4\cos\phi^2 p^2\phi_r)m_c \\
+8I_{cz}\sin\phi\phi_r\phi_d\cos\phi - 4I_{cz}\phi_d\cos\phi^2 + 2I_{cz}\phi_d - 4I_{cz}\phi_r\cos\phi^2 - 2I_{cz}\sin\phi\cos\phi \\
+2I_{cz}\phi_r)\dot{\phi}_r)\rho\dot{x} + (-\phi_d\sin\phi h_c + \cos\phi h_c)m_c\dot{\phi}_r\dot{x} \\
-M_{zf} - M_{zr})^2/((L_r + L_f)^2 F z f^2 \mu_{latmax}^2) + ((m_r + m_c)^2\ddot{x}^2/(F z f^2 \mu_{longmax}^2))
\end{array}
\right.
\tag{C.1}
$$

C.2 Equation E_{qr} du modèle 4DDL

$$
\begin{cases}
E_{qr} = (L_f((m_r + m_c)\ddot{y} + (m_c((\cos\phi - \phi_d \sin\phi p - \phi_r \sin\phi - \phi_d\phi_r \cos\phi)p + (-\phi_d \sin\phi + \cos\phi)h_c) \\
+m_r h(\cos\phi - \phi_d \sin\phi))(M_{xf} + M_{xr} \\
-((\cos\phi - \phi_d \sin\phi)hm_r + (-\phi_d p\phi_r \cos\phi - \phi_d \sin\phi p - \phi_d \sin\phi h_c - p\phi_r \sin\phi + \cos\phi p + \cos\phi h_c)m_c)\ddot{y} \\
-(I_{rz}(\cos\phi \sin\phi - \phi_d - \phi_r + \sin\phi \cos\phi - \phi_d + 2\phi_d \cos\phi^2 + 2\phi_r \cos\phi^2 + 2\phi_d \cos\phi^2) \\
+(-h^2 \cos\phi \sin\phi - 2h^2\phi_d \cos\phi^2 + h^2\phi_d)m_r + (-p^2 \sin\phi \cos\phi - \cos\phi h_c^2 \sin\phi + 4p^2\phi_r \cos\phi\phi_d \sin\phi \\
+4\phi_d p\phi_r \cos\phi \sin\phi h_c - 2\sin\phi p \cos\phi h_c - 4\phi_d \cos\phi^2 ph_c - 2\cos\phi^2 p^2\phi_r - 2\cos\phi^2 h_c p\phi_r \\
-2\cos\phi^2 p^2\phi_d - 2\phi_d \cos\phi^2 h_c^2 + p^2\phi_r + p\phi_r h_c + h_c^2\phi_d + \phi_d p^2 + 2\phi_d ph_c)m_c - 4I_{cz} \sin\phi\phi_r\phi_d \cos\phi)\rho^2\dot{x}^2 \\
-((h\cos\phi - h\phi_d \sin\phi)m_r + (-\phi_d p\phi_r \cos\phi - \phi_d \sin\phi p - \phi_d \sin\phi h_c - p\phi_r \sin\phi + \cos\phi p + \cos\phi h_c)m_c)\dot{x}^2\rho \\
+2m_c p\phi_r\dot{\phi}\dot{\phi}_r h_c - (\sin\phi h_c + \phi_d \cos\phi h_c)m_c\dot{\phi}_r\dot{y} + 2m_c p\phi_r\dot{\phi}_r^2 h_c \\
-(-gh\sin\phi - gh\phi_d \cos\phi)m_r - (-gp\phi_r \cos\phi + g\phi_d p\phi_r \sin\phi - g\sin\phi h_c - g\phi_d \cos\phi h_c \\
-g\phi_d \cos\phi p - g\sin\phi p)m_c)/(m_r h^2 + (p^2 + h_c^2 + 2h_c p)m_c + I_{rx} + I_{cx}) \\
+(((-\sin\phi - \phi_d \cos\phi)h_c + (\phi_d\phi_r \sin\phi - \phi_r \cos\phi - \sin\phi - \phi_d \cos\phi)p)m_c - m_r h(\sin\phi + \phi_d \cos\phi))(\rho^2\dot{x}^2 + \dot{\phi}^2) \\
+(2m_c\phi_d p\phi_r \sin\phi - 2m_c\phi_d \cos\phi p - 2m_c p\phi_r \cos\phi - 2m_c \sin\phi p - m_c\phi_d \cos\phi h_c - m_c \sin\phi h_c)\dot{\phi}_r\dot{\phi} \\
+(-\phi_r \cos\phi - \sin\phi + \phi_d\phi_r \sin\phi - \phi_d \cos\phi)m_c p\dot{\phi}_r^2 + (m_r + m_c)\dot{x}^2\rho) \\
-((2h^2 \sin\phi\phi_d \cos\phi - h^2 \cos\phi^2 + h^2)m_r + (4p\phi_r \cos\phi^2\phi_d h_c + 4\cos\phi^2 p^2\phi_r\phi_d + 2h_c p + 2\sin\phi h_c^2\phi_d \cos\phi \\
-2h_c p\cos\phi^2 - 2\phi_d ph_c\phi_r - 2\phi_d p^2\phi_r + 2p^2 \cos\phi\phi_d \sin\phi + 2p^2\phi_r \sin\phi \cos\phi + 2p\phi_r \sin\phi \cos\phi h_c \\
+4\phi_d \sin\phi p \cos\phi h_c + p^2 + h_c^2 - p^2 \cos\phi^2 - \cos\phi^2 h_c^2)m_c \\
+I_{cz}(\cos\phi^2 - 2\sin\phi\phi_r \cos\phi - 4\phi_d \cos\phi^2\phi_r - 2\phi_d \sin\phi \cos\phi + 2\phi_r\phi_d) + I_{rz}(\cos\phi^2 - 2\sin\phi\phi_d \cos\phi))\ddot{\psi} \\
-((-h\sin\phi - h\phi_d \cos\phi)m_r + (-\phi_d \cos\phi h_c - \sin\phi p - \phi_d \cos\phi p - p\phi_r \cos\phi - \sin\phi h_c + \phi_d p\phi_r \sin\phi)m_c)\ddot{x} \\
-(((2h^2 \cos\phi \sin\phi - 2h^2\phi_d + 4h^2\phi_d \cos\phi^2)m_r + ((2\cos\phi^2 ph_c + 2\cos\phi^2 h_c^2 + 2\cos\phi^2 p^2 - 2ph_c - p^2 - h_c^2)2\phi_d \\
+(2\cos\phi^2 p^2\phi_r + 2\cos\phi^2 h_c p\phi_r - p\phi_r h_c - p^2)2\phi_r + (2ph_c - 4p^2\phi_r\phi_d - 4\phi_d p\phi_r h_c + h_c^2 + p^2)2\sin\phi \cos\phi)m_c \\
+(4\sin\phi\phi_r\phi_d \cos\phi - \sin\phi \cos\phi - 2\phi_d \cos\phi^2 + \phi_r + I_{cz}\phi_d - 2\phi_r \cos\phi^2)2I_{cz} \\
+(-2\phi_d \cos\phi^2 - \cos\phi \sin\phi + \phi_d)2I_{rz})\dot{\phi} + ((\sin\phi + \phi_d \cos\phi)hm_r \\
+(\phi_d \cos\phi h_c - \phi_d p\phi_r \sin\phi + \phi_d \cos\phi p + \sin\phi h_c + \sin\phi p + p\phi_r \cos\phi)m_c)\dot{y} \\
+(((-2\phi_d p\phi_r h_c - 4p^2\phi_r\phi_d + p^2 + ph_c)2\sin\phi \cos\phi + (-p^2 + 2\cos\phi^2 ph_c - ph_c + 2\cos\phi^2 p^2)2\phi_d \\
+(\cos\phi^2 h_c p + 2\cos\phi^2 p^2 - ph_c - p^2)2\phi_r)m_c + ((4\phi_r\phi_d - 1)\sin\phi \cos\phi + \phi_r + \phi_d - 2(\phi_d + \phi_r)\cos\phi^2) \\
2I_{cz})\dot{\phi}_r)\rho\dot{x} - (-\phi_d \sin\phi h_c + \cos\phi h_c)m_c\dot{\phi}_r\dot{x} \\
+M_{zf} + M_{zr})^2/((L_r + L_f)^2 F_{zr}^2 \mu_{latmax}^2) + ((m_r + m_c)^2\ddot{x}^2/(F_{zr}^2 \mu_{longmax}^2))
\end{cases}
\tag{C.2}
$$

Annexe D

Modèle analytique à 4 DDL

$$\mathbf{M}\begin{bmatrix} \ddot{y} \\ \ddot{\psi} \\ \dot{F}_{yf} \\ \dot{F}_{yr} \\ \ddot{\delta} \\ \ddot{\phi} \end{bmatrix} + \mathbf{H}\begin{bmatrix} \dot{y} \\ \dot{\psi} \\ F_{yf} \\ F_{yr} \\ \dot{\delta} \\ \dot{\phi} \end{bmatrix} + \mathbf{P}\begin{bmatrix} \delta \\ \phi \end{bmatrix} + \mathbf{G}\begin{bmatrix} \ \tau \ \end{bmatrix} = \mathbf{0} \tag{D.1}$$

Avec :

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} M_f + M_r & M_f k & 0 & 0 & M_f e & M_f j + M_r h \\ M_f k & M_f k^2 + I_{rz} + I_{fx}\sin\varepsilon^2 + I_{fz}\cos\varepsilon^2 & 0 & 0 & M_f ek + I_{fz}\cos\varepsilon & M_f jk + (I_{fz} - Ifx)\sin\varepsilon\cos\varepsilon \\ 0 & 0 & \frac{\sigma_f}{v_x} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{\sigma_r}{v_x} & 0 & 0 \\ M_f e & M_f ek + I_{fz}\cos\varepsilon & 0 & 0 & I_{fz} + M_f e^2 & M_f ej + I_{fz}\sin\varepsilon \\ M_f j + M_r h & M_f jk + (I_{fz} - Ifx)\sin\varepsilon\cos\varepsilon & 0 & 0 & M_f ej + I_{fz}\sin\varepsilon & (M_f j^2 + M_r h^2 + I_{rx} + I_{fx}(\cos\varepsilon^2 + I_{fz}\sin\varepsilon^2) \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{H} = \begin{bmatrix} 0 & (M_f + M_r)V & -1 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & M_f kV & -l & b & -(i_{fy}/R_f)\sin\varepsilon V & -((i_{fy}/R_f) + (L/R_r))v_x \\ C_{f1}/V & C_{f1}l/V & 1 & 0 & -C_{f1}t/V & 0 \\ C_{r1}/V & -C_{r1}b/V & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & (M_f e + (i_{fy}/R_f)\sin\varepsilon V & t & 0 & K & -(i_{fy}/R_f)\cos\varepsilon V \\ 0 & (M_f j + M_r h + (i_{fy}/R_f) + (L/R_r))V & 0 & 0 & (i_{fy}/R_f)\cos\varepsilon v_x & 0 \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{P} = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ -(C_{f1}\cos\varepsilon + C_{f2}\sin\varepsilon & -C_{f2} \\ 0 & -C_{r2} \\ (tZ_f - M_f eg)\sin\varepsilon & (tZ_f - M_f eg) \\ tZ_f - M_f eg & -(M_f j + M_r h)g \end{bmatrix} \ ; \ \mathbf{G} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ -1 \\ 0 \end{bmatrix}$$

Bibliographie

[1] D. J. N. Limebeer and R.S. Sharp. Bicycles, motorcycles, and models. *Control Systems, IEEE*, 26(5) :34–61, Oct 2006. (Cité en page 9.)

[2] J.D.G. Kooijman and A.L. Schwab. A review on bicycle and motorcycle rider control with a perspective on handling qualities. *Vehicle System Dynamics*, 51(11) :1722–1764, 2013. (Cité en page 9.)

[3] D. Ichalal S. Mammar C. Chenane, H. Arioui and S. Glaser. Analysis of the leaning limit dynamics of powered two wheeled vehicles. In *11th IEEE International Conference on Networking, Sensing and Control, April 7-9, 2014, Miami, FL, USA.*, 2014. (Cité en pages 10 et 74.)

[4] L. Nouveliere H. Slimi, H. Arioui and S. Mammar. Motorcycle speed profile in cornering situation. In *American Control Conference (ACC), 2010*, pages 1172–1177, June 2010. (Cité en page 10.)

[5] C. Sentouh. *Analyse du risque et détection de situations limites. Application au développement des systèmes d'alerte au conducteur.* PhD thesis, Université d'Evry Val d'Essonne, 2007. (Cité en pages 10 et 79.)

[6] H. Arioui D. Ichalal and S. Mammar. Observer design for two-wheeled vehicle : A takagi-sugeno approach with unmeasurable premise variables. In *Control Automation (MED), 2011 19th Mediterranean Conference on*, pages 934–939, June 2011. (Cité en pages 10 et 92.)

[7] N. Rogers. Trends in motorcycles fleet worldwide. *Presentation to Joint OECD/ITF Transport Research Committee Workshop on Motorcycling Safety, June 10 2008.* (Cité en page 11.)

[8] ONISR. La sécurité routière en france, le bilan de l'année 2012. (Cité en page 11.)

[9] ONISR. La sécurité routière en france, le bilan de l'année 2011. (Cité en pages 11 et 12.)

[10] ONISR. L'accidentalité routière en 2013, bilan sommaire (en estimations provisoires). (Cité en page 12.)

[11] Recommandations pour la prise en compte des deux-roues motorisés. *CERTU*, 17 mai 2011. (Cité en page 13.)

[12] Road infrastructure safety of powered two-wheelers. *The European Union Road Federation (ERF)*, February 2009. (Cité en page 15.)

[13] Marcus Gärtner Jens König Raphael Grzebieta Roger Zou F. Alexander Berg, Peter Rücker. Motorcycle impacts into roadside barriers real-world accident studies, crash tests and simulations carried out in germany and australia. 2005. (Cité en page 15.)

[14] http ://moto-securite.fr/virage-2/. (Cité en page 17.)

[15] http ://sosconso.blog.lemonde.fr/2013/07/11/des-motards-menaces-et-pas-toujours-bien-equipes/. (Cité en page 19.)

[16] S. Glaser. *Modélisation et analyse d'un véhicule en trajectoire limites Application au développement de systèmes d'aide à la conduite.* PhD thesis, Université d'Evry Val d'Essonne, 2004. (Cité en pages 19, 35 et 72.)

[17] S. Glaser C. Sentouh and S.Mammar. Advanced vehicle infrastructure driver speed profile for road departure accident prevention. *Vehicle System Dynamics*, 44(sup1) :612–623, 2006. (Cité en page 19.)

[18] M. Da Lio R. Lot R. Sartori A. Borin G. Rizzi F. Biral, E. Bertolazzi. Intelligent curve warning function in an advance rider assistance system for powered two wheel vehicles. *in World Automotive Congress, Hungary : GTE, 2010, p. [1-14]. Proceedings of : FISITA2010 , Budapest, 30th May4th June 2010.* (Cité en page 19.)

[19] L. Nouveliere H. Slimi, H. Arioui and S. Mammar. Preventive Safety : Warning System for Control Loss of Two-Wheeled Vehicle. In *Proc. of the 2nd Mediterranean Conference on Intelligent Systems and Automation*, volume 1107, pages 298–295, Zarzis, Tunisie, March 2009. (Cité en page 19.)

[20] G. Bencini S. Nikolaou R. Montanari A. Spadoni H. Widlroither J.P.F. Diederichs, M. Fontana and N. Baldanzini. New hmi concept for motorcyclesthe saferider approach. *Engin. Psychol. and Cog. Ergonomics, HCII 2009, LNAI 5639, pp. 358366*, 2009. (Cité en page 20.)

[21] http ://www.dinamoto.it/dinamoto/3 projects/4 safebike/safebike eng.html. (Cité en page 24.)

[22] http ://www.ct.gov/dot/lib/dot/documents/dtransportation safety/conrep/2010 update/smartrainer conrep.pdf. (Cité en page 24.)

[23] http ://www.army.mil/article/59087/usace motorcyclists test new usareur training simulator/. (Cité en page 24.)

[24] L. Nehaoua. *Conception et réalisation d'une plateforme mécatronique dédiée à la simulation de conduite des véhicules deux-roues motorisés.* PhD thesis, Evry Val d'Essonne University, 2008. (Cité en page 24.)

[25] S. Hima N. Seguy H. Arioui, L. Nehaoua and S. Espie. Mechatronics, design, and modeling of a motorcycle riding simulator. *Mechatronics, IEEE/ASME Transactions on*, 15(5) :805–818, Oct 2010. (Cité en page 24.)

[26] H. Arioui L. Nehaoua, S. Hima and N. Seguy. A New Motorcycle Simulator Platform : Mechatronics Design, Dynamics Modeling and Control. In *Proc. of the 17th World Congress, International Federation of Automatic Control,*

IFAC, volume 17, page (elec. proc), Seoul, Corée, République De, 2008. (Cité en page 24.)

[27] M. Massaro V. Cossalter, R. Lot and R. Sartori. Development and testing of assistant rider systems with the unipd motorcycle riding simulator. *XIX Congresso Aimeta Associazone Italiana di Meccanica Teorica e Applicata, Italy*, 2009. (Cité en page 24.)

[28] J.S. Rankine. Dynamical principles of the motion of velocipedes. *The Engineer, Vol. 29*, 1869. (Cité en page 25.)

[29] F. Whipple. The stability of motion of a bicycle. *Qurterly Journal pf Pure and Applied Mathematics*, 1899. (Cité en page 25.)

[30] R.S. Sharp. The stability and control of motorcycle. *Jour.Mech.Eng.Sci.13(5)*, pages 316–329, 1971. (Cité en pages 25, 26, 31, 77 et 110.)

[31] A. Nagaoka M. Kondo and A. Yoshimurf. Theoretical study on the running stability of the two-wheelers. *Soc.auto.Engrs Japan*, 17(8), 1963. (Cité en page 25.)

[32] M. Corno M. Tanelli and S. Saveresi. *Modelling, Simulation and Control of Two-Wheeled Vehicles*. Automotive Series. Wiley, 2014. (Cité en page 25.)

[33] A. Doria, M. Formentini, and M. Tognazzo. Experimental and numerical analysis of rider motion in weave conditions. *Vehicle System Dynamics*, 50(8) :1247–1260, 2012. (Cité en page 25.)

[34] J. Edelmann M. Plöchl Chr. Ott, B. Angrosch. Some investigations on the-wobble mode of a bicycle. 2010. (Cité en pages 25 et 35.)

[35] E. Bakker H. Pacejka. The magic formula tyre model. *1st Colloq on tyre models for vehicle dynamics analysis*, pages 1–18, 1991. (Cité en pages 25 et 127.)

[36] H.B. Pacejka et R.S. Sharp. Shear force development by pneumatic tyres in steady state conditions : A review of modelling aspects. *Vehicle System Dynamics*, 1991. (Cité en page 25.)

[37] Robin S. Sharp. Vibrational modes of motorcycles and their design parameter sensitivities. In *Proc. Int Conf. Vehicle NVH Refinement*, page 3Ã ?Â ?5, Birmingham, May 1994. (Cité en page 26.)

[38] R.S. Sharp. A motorcycle model for stability and control analysis. *Multibody System Dynamics*, page 123142, 2001. (Cité en pages 26 et 48.)

[39] D. J. N. Limebeer S. Evangelou and M. T. Rodriguez. Influence of road camber on motorcycle stability. *Journal of Applied Mechanics*, 75(6) :231–236, 2008. (Cité en page 26.)

[40] R. Lot and M. Da Lio. A symbolic approach for automatic generation of the equations of motion of multibody systems. *MULTIBODY SYSTEM DYNAMICS 12 : 147-172, 2004*, 2004. (Cité en pages 26 et 48.)

[41] A.M. Recuero J.L. Escalona. A bicycle model for education in machine dynamics and real-time interactive simulation. *Proceedings, Bicycle and Motorcycle Dynamics 2010, Symposium on the Dynamics and Control of Single Track Vehicles,20 - 22 October 2010, Delft, The Netherlands*, 2010. (Cité en page 26.)

[42] H. Nijmeijer W. Ooms BSc, Ir. I.J.M. Besselink. An eleven degrees of freedom dynamic model of a motorcycle. *Proceedings, Bicycle and Motorcycle Dynamics 2010, Symposium on the Dynamics and Control of Single Track Vehicles,20 - 22 October 2010, Delft, The Netherlands*, 2010. (Cité en page 26.)

[43] N. Seguy S. Hima, L. Nehaoua and H. Arioui. Suitable Two Wheeled Vehicle Dynamics Synthesis for Interactive Motorcycle Simulator. In *17th IFAC World Congress*, page n.a., Seoul, Corée, République De, 2008. (Cité en page 26.)

[44] N. Seguy L. Nehaoua, H. Arioui and S. Mammar. Dynamic modelling of a two-wheeled vehicle : Jourdain formalism. *Vehicle System Dynamics*, 51(5) :648–670, 2013. (Cité en page 26.)

[45] J. P. Meijaard A. L. Schwab and J. M. Papadopoulos. Benchmark results on the linearized equations of motion of an uncontrolled bicycle. *Second Asian Conference on Multibody Dynamics*, 2004. (Cité en page 26.)

[46] M. Gautier S. Maakaroun, P. Chevrel and W. Khalil. Modelling and simulation of a two wheeled vehicle with suspensions by using robotic formalism. In *Proceedings of the 18th World Congress The International Federation of Automatic Control*, Milano, Italy, September 2011. (Cité en page 26.)

[47] N. Habib and N.K. M'Sirdi. Decoupled model for motorcycle and identification of dynamic parameters. In *Mechatronics and Embedded Systems and Applications (MESA), 2012 IEEE/ASME International Conference on*, pages 142–147, July 2012. (Cité en page 26.)

[48] S. Risse. Influence of the front suspension on the transient dynamics of motorcycles on braking. *Bicycle and Motorcycle Dynamics 2010*, 2010. (Cité en page 27.)

[49] B. Mavroudakis and P. Eberhard. Analysis of alternative front suspension systems for motorcycles. *Vehicle System Dynamics, Institute of Engineering and Computational Mechanics, University of Stuttgart*, 2005. (Cité en page 27.)

[50] V. Cossalter. *Motorcycle Dynamics*. Lulu.com, 2006. (Cité en pages 28, 32, 33, 45 et 127.)

[51] S. Mammar. Contrôle latérale assisté et automatisé des véhicules : Approche par commandes robustes. *HDR de lUniversité dÉvry-Val dEssonne*, Septembre, 2002. (Cité en page 32.)

[52] R. Lot. A motorcycle tire model for dynamic simulations : Theoretical and experimental aspects. *Meccanica*, pages 207–220, 2004. (Cité en page 33.)

[53] A. Doria N. Ruffo R. Berritta, V. Cossalter. Identification of motorcycle tire properties by means of a testing machine. *2002 SEM Annual Conference Exposition on Experimental and Applied Mechanics, University of Padova*, 2002. (Cité en page 33.)

[54] V. Cossalter and R. Lot. A motorcycle multi-body model for real time simulations based on the natural coordinates approach. *Vehicle System Dynamics*, 37(6) :423–447, 2002. (Cité en page 33.)

[55] H.B. Pacejka and Society of Automotive Engineers. *Tire and vehicle dynamics*. SAE-R. SAE International, 2006. (Cité en pages 33, 35, 37, 39, 63 et 127.)

[56] E.J.H. De Vries et H.B. Pacejka. Motorcycle tyre measurements and models. *Proceedings of the 15th International Symposium on Association for Vehicle System Dynamics (IAVSD97)*, pages 280–298, 1997. (Cité en page 33.)

[57] G. Isiklar. Implimentation of pacejka's analytical motorcycle model. 2006. (Cité en page 33.)

[58] R.S. Sharp, S. Evangelou, and D.J.N. Limebeer. Advances in the modelling of motorcycle dynamics. *Multibody System Dynamics*, 12 :251–283, 2004. (Cité en pages 33 et 130.)

[59] Vittore Cossalter, Alberto Doria, and Roberto Lot. Optimum suspension design for motorcycle braking. *Vehicle System Dynamics*, 34(3) :175–198, 2000. (Cité en page 34.)

[60] N. K. M'Sirdi L. Seddiki, A. Rabhi and Y. Delanne. Analyse comparative des modèles de contact pneu chaussée. *e-STA*, 3(1), 2006. (Cité en page 35.)

[61] G. Perantoni and D.J.N Limebeer. A dynamic motorcycle tyre model based on lugre friction. 2013. (Cité en page 35.)

[62] S. Evangelou. *The Control and Stability Analysis of Two-Wheeled Road Vehicles*. PhD thesis, University of London, September 2003. (Cité en pages 37, 38, 87 et 158.)

[63] A. A. Meijaard, J. P. ; Popov. Multi-body modelling and analysis into the non-linear behaviour of modern motorcycles. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers – Part K ;2007, Vol. 221 Issue 1, p63*, 2007. (Cité en page 48.)

[64] M. Droz. *Mécanique II*. Mars 2007. (Cité en page 51.)

[65] R. E. Klein K. J. Åström and A. Lennartsson. Bicycle dynamics and control. *IEEE Control Systems Magazine*, 25(4) :26–47, August 2005. (Cité en pages 52, 54 et 127.)

[66] J. Ryu and J.C. Gerdes. Estimation of vehicle roll and road bank angle. In *American Control Conference, 2004. Proceedings of the 2004*, volume 3, pages 2110–2115 vol.3, 2004. (Cité en pages 52 et 81.)

[67] M. Da Lio E. Bertolazzi, F. Biral and V. Cossalter. The influence of riders upper body motions on motorcycle minimum time maneuvering. *MULTIBODY DYNAMICS 2007, ECCOMAS Thematic Conference*, 2007. (Cité en page 55.)

[68] S. Murakami S. Zhu and H. Nishimura. Motion analysis of a motorcycle taking into account the rider's effects. *Vehicle System Dynamics*, 50(8) :1225–1245, 2012. (Cité en page 55.)

[69] http ://www.saferider-eu.org/. (Cité en page 67.)

[70] http ://www.2besafe.eu/. (Cité en page 67.)

[71] http ://www.fema-online.eu/. (Cité en page 67.)

[72] http ://www.acem.eu/. (Cité en page 67.)

[73] V. Beanland and M. Lenné. An international study of the factors associated with the acceptability of advanced rider assistive systems for powered two-wheelers. *Proceedings of the 2013 Australasian Road Safety Research, Policing Education Conference 28th 30thAugust, Brisbane, Queensland*, 2013. (Cité en page 68.)

[74] http ://www.moto-station.com/article6436-systeme-de-vision-nocture-ir-kawasaki-la-gtr-1400-equipee-des-2010-.html. (Cité en page 68.)

[75] https ://bmwmcmag.com/2011/07/bmw-motorrads-advanced-safety-concepts/. (Cité en page 69.)

[76] B. Amans and M. Moutreuil. Rider project . research on accidents involving powered two-wheelers. In *Final Report n° RIDER200503-10, French National Agency of Reaserch.*, France, 2005. (Cité en page 69.)

[77] http ://bmwmcf.com/news/bmw-motorrad/press-club-bmw-motorrad/420-controle-dynamique-de-lamortissement-ddc-de-bmw-motorrad. (Cité en page 69.)

[78] Y. Marumo N. Katagiri and H.Tsunashima. Controller Design and Evaluation of Lane-Keeping-Assistance System for Motorcycles. *Journal of Mechanical Systems for Transportation and Logistics*, 2 :43–54, 2009. (Cité en page 70.)

[79] K. Chorlton B.S.F. Lai and M. Fowkes. Isa-uk, intelligent speed adaptation, results of motorcycle trial. *The University of Leeds and MIRA Ltd*, February 2007. (Cité en page 70.)

[80] http ://www.bosch-motorcycle.jp/en/jp/fahrsicherheit fuerzweiraeder 4/sicherheitssysteme fuer zweiraeder 4/motorrad stabilitaetskontrolle 1/motorcycle stability control 1.html. (Cité en page 70.)

[81] H. Slimi, H. Arioui, L. Nouveliére, and S. Mammar. Motorcycle speed profile in cornering situation. In *American Control Conference (ACC'10), Baltimore, Maryland, USA, 30 June - 02 July*, pages 1172–1177, 2010. (Cité en page 70.)

[82] L. Nouveliere H. Slimi, H. Arioui and S. Mammar. Advanced motorcycle-infrastructure-driver roll angle profile for loss control prevention. In *Intelligent Transportation Systems, 2009. ITSC '09. 12th International IEEE Conference on*, pages 1–6, Oct 2009. (Cité en page 70.)

[83] O. Martin V. Huth, F. Biral and R. Lot. Comparison of two warning concepts of an intelligent curve warning system for motorcyclists in a simulator study. *Accident analysis and prevention*, 44(1) :118–125, 2012. (Cité en page 71.)

[84] R. Sartori A. Borin F. Biral, R. Lot and B. Roessler. An intelligent frontal collision warning system for motorcycles. *in Bicycle and Motorcycle Dynamics 2010. Symposium on the Dynamics and Control of Single Track Vehicle,*

Delft : Delft University of Technology, 2010, p. 1-12.-ISBN : 9789491104015. Proceedings of : BMD2010, Delft, 20th-22nd october 2010. (Cité en page 71.)

[85] T. Fukuda H. Furuichi, J. Huang and T. Matsuno. Switching dynamic modeling and driving stability analysis of three-wheeled narrow tilting vehicle. *Mechatronics, IEEE/ASME Transactions on*, PP(99) :1–14, 2013. (Cité en page 71.)

[86] L. Mourad. *Contrôle actif de l'accélération latérale perçue d'un véhicule automobile étroit et inclinable.* PhD thesis, Institut de Recherche en Communications et en Cybernétique de Nantes, 2013. (Cité en page 71.)

[87] C. Nuthong. *Estimation of tire-road friction forces using Kalman filtering for advanced vehicle control.* 2009. (Cité en page 73.)

[88] H. Slimi. *Driver assistance system for powered Two-Wheeled vehicles.* PhD thesis, Evry Val d'Essonne University, 2011. (Cité en page 74.)

[89] T. H. Chang. Eight degrees of freedom kinematic model demonstrating after impact motorcycle's behavior. *Journal of the Chinese Institute of Engineers, Volume 25, Issue 6, 2002.* (Cité en pages 77 et 87.)

[90] Office fédéral des routes OFROU. *Mesures dans le domaine de l'infrastructure et sécurité des motocycles.* 09.01.2013. (Cité en page 80.)

[91] D.G. Luenberger. An introduction to observers. *IEEE Transactions on Automatic Control*, 16 :596–602, 1971. (Cité en pages 92 et 93.)

[92] M. Darouach, M. Zasadzinski, and S.J. Xu. Full-order observers for linear systems with unknown inputs. *IEEE Transactions on Automatic Control*, 39(3) :606–609, March 1994. (Cité en pages 92 et 96.)

[93] S. Hui K. Kalsi, J. Lian and H. Stanislaw. Brief paper : Sliding-mode observers for systems with unknown inputs : A high-gain approach. *Automatica*, 46(2) :347–353, February 2010. (Cité en page 92.)

[94] H. Arioui J. Davila S. Mammar L. Fridman L. NEHAOUA, D. Ichalal. An unknown input hosm approach to estimate lean and steering motorcycle dynamics. *Vehicular Technology, IEEE Transactions on*, PP(99) :1–1, 2014. (Cité en page 92.)

[95] H. Arioui H. Dabladji, D. Ichalal and S. Mammar. Observer Based Controller for Single Track Vehicles. In *52nd IEEE Conference on Decision and Control*, pages 2821 – 2826, Florence, Italie, December 2013. (Cité en page 92.)

[96] H. Arioui D. Ichalal, C. Chenane and S. Mammar. Estimation de la dynamique latérale pour véhicules à deux roues motorisés. In *CIFA 2012 Septième Conférence Internationale Francophone d'Automatique*, pages 1–6, Grenoble, France, April 2012. (Cité en pages 92 et 104.)

[97] H. Arioui S. Mammar D. Ichalal, H. Dabladji and L. NEHAOUA. Observer design for motorcycle lean and steering dynamics estimation : A takagi-sugeno approach. In *American Control Conference (ACC), 2013*, pages 5654–5659, June 2013. (Cité en page 92.)

[98] N.A. Oufroukh S. Mammar Z. Yacine, D. Ichalal and S. Djennoune. Nonlinear vehicle lateral dynamics estimation with unmeasurable premise variable takagi-sugeno approach. In *Control Automation (MED), 2012 20th Mediterranean Conference on*, pages 1117–1122, July 2012. (Cité en page 92.)

[99] F. Pirotti A. Guarnieri and A. Vettore. Low-cost mems sensors and vision system for motion and position estimation of a scooter. *Sensors*, 13(2) :1510–1522, 2013. (Cité en page 93.)

[100] A.P. Teerhuis and S. T.H. Jansen. Motorcycle state estimation for lateral dynamics. *Bicycle and Motorcycle Dynamics 2010, Symposium on the Dynamics and Control of Single Track Vehicles, 2022 October 2010, Delft, The Netherlands*. (Cité en page 93.)

[101] M. Corno G. Panzani and S.M. Savaresi. Wheelie detection for single-track vehicles. In *Control Conference (ECC), 2013 European*, pages 956–961, July 2013. (Cité en pages 93 et 128.)

[102] B. Lattke K.G. Schroter M. Schlipsing, J. Salmen and H. Winner. Roll angle estimation for motorcycles : Comparing video and inertial sensor approaches. In *Intelligent Vehicles Symposium (IV), 2012 IEEE*, pages 500–505, June 2012. (Cité en pages 93 et 128.)

[103] R.E. Kalman. A new approach to linear filtering and prediction problems. *Transactions of the ASME - Journal of Basic Engineering*, 82 :35–45, 1960. (Cité en page 94.)

[104] M. Hiemer. *Model Based Detection and Reconstruction of Road Traffic Accidents*. Universitätsverlag Karlsruhe, 2004. (Cité en page 94.)

[105] N. Viswanadham P. Kudva and A. Ramakrishna. Observers for linear systems with unknown inputs. *Automatic Control, IEEE Transactions on*, 25(1) :113–115, Feb 1980. (Cité en page 95.)

[106] J. Ragot A. Akhenak and D. Maquin. Estimation d'état et d'entrée inconnue d'un système représenté par un multimodèle discret. In *6e Congrès International Pluridisciplinaire Qualité et Sûreté de Fonctionnement, Qualita'2005*, page CDROM, Bordeaux, France, March 2005. (Cité en page 96.)

[107] S.P. Linder, B. Shafai, and M. Saif. Estimating and accommodating unknown actuator faults with pi observers. *Proceedings of the Conference on Control Applications, Trieste, Italy*, pages 461–465, 1998. (Cité en page 97.)

[108] B.Shafai, C. Pi, and S. Nork. Simultaneous disturbance attenuation and fault detection using proportional integral observers. *Proceedings of American Control Conference (ACC), Anchorage, AK*, pages 1643–1649, 2002. (Cité en page 97.)

[109] B. Wojciechowski. *Analysis and synthesis of proportional-integral observers for single-input-single-output time-invariant continuous systems*. PhD thesis, Gliwice, Poland, 1978. (Cité en page 97.)

[110] D. Koenig. Unknown input proportional multiple-integral observer design for linear descriptor systems : application to state and fault estimation. *IEEE Transactions on Automatic Control*, 50(2) :212– 217, 2005. (Cité en pages 97 et 102.)

[111] Z. Gao and D.W.C Ho. Proportional multiple-integral observer design for descriptor systems with measurement output disturbances. *IEE proceeding Control Theory and Application*, 151(3) :279–288, 2004. (Cité en page 98.)

[112] E. Feron S. Boyd, L. El Ghaoui and V. Balakrishnan. *Linear Matrix Inequalities in System and Control Theory*. SIAM ed., 1994. (Cité en pages 101 et 107.)

[113] D. Koenig and S. Mammar. Design of a proportional integral observer for unknown input descriptor systems. *IEEE Transactions on Automatic Control*, 47 :2057–2063, 2002. (Cité en page 102.)

[114] C. Chenane, D. Ichalal, H. Arioui, and S. Mammar. Proportional Two Integral (P2I) Observer Synthesis for Single Track Vehicle. In *20th Mediterranean Conference on Control and Automation, MED 2012*, pages 1–6, Barcelone, Espagne, July 2012. (Cité en page 104.)

[115] C. Chenane, D. Ichalal, H. Arioui, and S. Mammar. Lateral dynamics reconstruction for sharp'71 motorcycle model with p2i observer. In *2nd International Conference on Systems and Control, 2012*, pages 1–6, Marrakech, Maroc, 2012. (Cité en page 104.)

[116] M. Chilali and P. Gahinet. H-infinity design with pole placement constraints : an LMI approach. *IEEE Transactions on Automatic Control*, 41(3) :358–367, 1996. (Cité en page 107.)

[117] T. Takagi and M. Sugeno. Fuzzy identification of systems and its applications to modeling and control. *IEEE Transactions on Systems, Man and Cybernetics*, 15(1) :116–132, 1985. (Cité en page 113.)

[118] B. Marx G. Schutz A.M. Nagy, G. Mourot and J. Ragot. Model structure simplification of a biological reactor. In *15th IFAC Symposium on System Identification, SYSID'09*, Saint Malo, France, 2009. (Cité en page 113.)

[119] D. Ichalal, B. Marx, J. Ragot, and D. Maquin. Simultaneous state and unknown inputs estimation with PI and PMI observers for Takagi-Sugeno model with unmeasurable premise variables. In *17th Mediterranean Conference on Control and Automation, MED'09*, Thessaloniki, Greece, June 24-26 2009. (Cité en page 113.)

[120] J. W. Zellner D. H.Weir and G. Teper. Motorcycle handling. Technical Report Volume II, U.S. Department of Transportation National Highway Traffic Safety Administration and Systems Technology, Inc., Washington, D.C., May 1979. (Cité en page 127.)

[121] V. Cossalter F. Biral, D. Bortoluzzi and M. Lio. Experimental study of motorcycle transfer functions for evaluating handling. *Vehicle System Dynamics :*

International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility, 39(1) :1–25, 2003. (Cité en page 127.)

[122] A. E. Dressel and A. Rahman. Measuring dynamic properties of bicycle tires. *Proceedings, Bicycle and Motorcycle Dynamics 2010 Symposium on the Dynamics and Control of Single Track Vehicles, 20 - 22 October 2010, Delft, The Netherlands.* (Cité en page 128.)

[123] J.S. Falcon C. Dase and B. MacCleery. Motorcycle control prototyping using an fpga-based embedded control system. *Control Systems, IEEE*, 26(5) :17–21, Oct 2006. (Cité en page 128.)

[124] A. Meneghin R. Capitani and D. G. Rosti. Virtual prototyping of a two wheeled vehicle. *SAE technical, 2003 SAE world congress, Detroit Michigan, March 3-6 2003.* (Cité en page 137.)

[125] E. Leo M. Bocciolone, F. Cheli and M. Pezzola. Experimental identification of kinematic coupled effects between driver - motorcycle. *Society for Experimental Mechanics , Bethel, Conn PROCEEDINGS OF IMAC*, page 162, 2007. (Cité en page 137.)

[126] M. Pezzola E. Ruspini F. Cheli, P. Mazzoleni and E. Zappa. Vision-based measuring system for rider's pose estimation during motorcycle riding. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 38(2) :399 – 410, 2013. (Cité en page 138.)

[127] D. Debus A. Bellati V. Cossalter, A. Aguggiaro and A. Ambrogi. Real cases motorcycle and rider race data inves tigation : Fall behavior analysis. *in Proc. of 20th Enhanced Safety of Vehicles Conference, Innovations for Safety Oppotunities and Challenges Lyon , France (2007).* (Cité en page 138.)

[128] L. Fridman J. Davila and A. Levant. Second-order sliding-mode observer for mechanical systems. *Automatic Control, IEEE Transactions on*, 50(11) :1785–1789, Nov 2005. (Cité en page 144.)

[129] A. Benine-Neto. *Trajectory control in curves, towards the Perceptive-ESC, through a Piecewise Affine approach.* PhD thesis, Université d'Evry-Val-d'Essonne, 2011. (Cité en page 151.)