



HAL
open science

**Stabilité dynamique des véhicules légers tout-terrain.
Nouvelles solutions : application aux véhicules légers de
type quad**

N. Bouton

► **To cite this version:**

N. Bouton. Stabilité dynamique des véhicules légers tout-terrain. Nouvelles solutions : application aux véhicules légers de type quad. Sciences de l'environnement. Doctorat Vision et Robotique, Université Blaise Pascal de Clermont-Ferrand, 2009. Français. NNT : . tel-02592741

HAL Id: tel-02592741

<https://hal.inrae.fr/tel-02592741>

Submitted on 15 May 2020

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.

N° d'ordre : xx
EDSPIC : xx

UNIVERSITÉ BLAISE PASCAL - CLERMONT II
ECOLE DOCTORALE
SCIENCES POUR L'INGÉNIEUR
DE CLERMONT-FERRAND

Thèse

Présentée par

Nicolas BOUTON
Ingénieur IFMA

pour obtenir

le grade de : DOCTEUR D'UNIVERSITÉ
Spécialité VISION ET ROBOTIQUE

*Stabilité dynamique des véhicules légers tout-terrain.
Nouvelles solutions
Application aux véhicules légers de type quad*

Soutenue publiquement le 25 novembre 2009 devant le Jury

M.	Wisama	KHALIL	Président
MM.	Kouider Nacer	M'SIRDI	Rapporteur
	Dominique	MEIZEL	Rapporteur
	Faïz	BEN AMAR	Examinateur
	Roland	LENAIN	Examinateur
	Benoit	THUILOT	Examinateur
	Michel	BERDUCAT	Examinateur
	Philippe	MARTINET	Directeur de thèse

*A mes parents,
à Amélie, ma compagne*

Résumé

La problématique de cette thèse réside dans l'étude et le maintien de la stabilité dynamique latérale des Véhicules Légers Tout Terrain (VLTT) évoluant en milieu naturel. Elle s'attache plus particulièrement au développement d'indicateurs de risque pour l'aide à la conduite ainsi qu'au développement de systèmes de sécurité actifs dédiés aux VLTT, avec comme cadre expérimental privilégié, l'application à la stabilité latérale des véhicules de type quadricycles à moteur, communément appelés quads. L'objectif est de proposer des algorithmes d'observation et de commande permettant de prévenir le pilote des risques de renversement latéral de sa machine, quelles que soient les conditions d'adhérence et la géométrie du terrain (sachant que l'hypothèse de Roulement Sans Glissement (RSG) n'est pas vérifiée dans ce contexte), et de maintenir le véhicule dans un domaine de stabilité défini au préalable.

En premier lieu, l'obtention de modèles pertinents et exploitables est décrite. Étant donné l'application visée (vitesse de déplacement élevée), les points de vue dynamique ont tout de suite été privilégiés. Ceux-ci permettent de décrire de façon précise le comportement dynamique latéral du véhicule - comprenant le phénomène de glissement ou non - ainsi que l'évolution du critère de stabilité choisi : le Transfert de Charge Latéral (*TCL*). En outre, ces modèles nécessitent la connaissance de très peu de paramètres, qu'il est possible d'identifier à partir du modèle dynamique basé sur l'hypothèse de Roulement Sans Glissement (RSG) de l'engin.

Afin d'exploiter le modèle dynamique avec glissement, il est nécessaire de procéder à l'estimation en ligne de plusieurs variables liées au contact roue-sol. Trois types d'observateurs sont décrits dans ce mémoire. Le premier repose sur une estimation des paramètres de glissement à partir d'un observateur linéaire dans lequel la rigidité de dérive du pneumatique est supposée connue et constante quel que soit le type de terrain. Le second principe repose sur la notion d'observateur adapté. Celui-ci permet d'augmenter la précision de l'estimation des variables de glissement par adaptation en ligne de la rigidité de dérive globale des pneumatiques. Puis, enfin, le troisième principe consiste à utiliser l'ensemble des mesures nécessaires aux tâches de suivi de trajectoire (écart latéral à la trajectoire, cap du véhicule) afin d'estimer en ligne à la fois la rigidité de dérive avant et la rigidité de dérive arrière du véhicule.

En s'appuyant sur ces modèles dynamiques et sur les observateurs développés, un indicateur de risque de renversement a été synthétisé. Celui-ci s'appuie sur l'anticipation et la prédiction des variables d'entrée du véhicule (vitesse et angle de braquage) ainsi que sur les variables de glissement estimées afin de calculer en ligne la valeur du *TCL* sur un horizon de prédiction. Cette valeur constitue alors le point d'entrée du système d'indication : si celle-ci dépasse une valeur critique, alors le pilote est prévenu du risque de renversement latéral de son engin. Enfin, une loi de commande prédictive à modèle a été mise en place pour assurer le maintien de la stabilité du véhicule. Utilisant le modèle dynamique du véhicule, celle-ci permet d'anticiper les risques de renversement du véhicule en contrôlant la vitesse d'avance de celui-ci.

L'ensemble des algorithmes de calcul et schémas de commande proposés dans ce mémoire ont été testés au travers d'expérimentations réelles sur des véhicules de type quad et de simulations avancées. Il apparaît qu'à partir de trois capteurs bas coût (gyromètre, radar Doppler, capteur d'angle de braquage), il est possible d'estimer avec précision le Transfert de Charge Latéral (*TCL*) et d'anticiper ses variations de quelques dixièmes de secondes afin de prévenir le pilote du risque de renversement latéral. Enfin, la technique de commande prédictive permet de maintenir le véhicule dans son domaine de stabilité.

Mots-clefs : Véhicules Légers Tout Terrain (VLTT), quad, stabilité dynamique, Transfert de Charge Latéral (*TCL*), renversement latéral, glissement, modélisation, observateurs, commande prédictive.

Abstract

This dissertation addresses the topic of lateral dynamic stability of light All-Terrain Vehicles (ATV) in natural environment. In particular, the development of both a lateral rollover indicator and an active device dedicated to ATV stability is investigated, with a special focus on the experimental application to quad bikes vehicles. Therefore, this work aims at developing new algorithms dedicated to prevent the pilot of imminent lateral rollover situations, whatever the grip conditions. The pure rolling without sliding hypothesis is indeed no longer relevant in such a context and grip conditions have to be considered in order to maintain the vehicle in its stability margin.

The design of relevant and tractable models is first described. In order to be representative of the fast motion encountered in the targeted application, dynamic models have been preferred. They allow to describe precisely the vehicle dynamic performances - including or not sliding phenomena - and the variation of the lateral stability criterion called Lateral Load Transfer (LLT). In order to be tractable, the proposed representation is derived with only few parameters, which can be identified by the dynamic model based on the rolling without sliding hypothesis for the most part.

Then, in order to use the global vehicle dynamic model (including sliding parameters), some variables of the wheel-ground contact model have to be on-line estimated. Therefore, three observers are described. The first one permits to estimate sliding parameters thanks to a linear observer where the cornering stiffness is supposed to be known and to have a constant value without accounting for grip conditions variations. The second one is based on an adaptation law and permits to increase the model accuracy thanks to the estimation of sliding parameters. This estimation is achieved by the on-line adaptation of the global cornering stiffness. Finally, the third observer consists in using more measurements, available in the case of path tracking trajectory, so as to estimate on-line both the rear and the front cornering stiffnesses of the vehicle, allowing to improve the model relevancy.

By using jointly the observers and the dynamic model of the vehicle, a rollover indicator has been proposed. It consists in using both the prediction and anticipation of the model input variables (velocity and steering angle) and the sliding variables estimated, so as to compute on-line the *LLT* value on a prediction horizon. This latter value defines the rollover warning : if the value is superior to a critical one, then the pilot is warned of a potential lateral rollover situation. Finally, a control law based on the Predictive Functional Control (PFC) theory has been designed to ensure the lateral stability of the vehicle. Based on the vehicle dynamic model, the control law permits to avoid hazardous situations by the control of the vehicle linear velocity.

The algorithms and control laws proposed in this manuscript have been validated through several tests on both advanced simulations and actual quad bikes. Therefore, based on three low cost sensors (gyrometer, Doppler radar, steering angle sensor) the developments proposed in this thesis permit to show the feasibility of estimating precisely the Lateral Load Transfer (*LLT*) and they also permit to both warn the pilot of the rollover risk and to maintain the vehicle in its lateral stability area.

Keywords : Light All-Terrain Vehicles (ATV), quad bikes, dynamic stability, Lateral Load Transfer (*LLT*), lateral rollover, sliding, modeling, observers, predictive control law.

Remerciements

Comme le veut la tradition, je vais tenter de satisfaire au difficile exercice des remerciements dont la difficulté tient dans le fait de n'oublier personne. C'est pourquoi, je remercie par avance ceux dont le nom n'apparaît pas dans cette page et qui m'ont permis de concrétiser cette thèse d'une manière ou d'une autre.

Ce manuscrit concrétise trois années de travail effectuées au Cemagref de Clermont-Ferrand (dirigé par Anne Rizand), avec de nombreuses visites au LASMEA (dirigé par Michel Dhome), et soutenues par la FR TIMS (dirigée par Marc Richetin). Ces deux structures, ainsi que cette entité fédératrice, m'ont toujours offert un cadre de recherche confortable et des moyens techniques de grande qualité, en particulier grâce à l'aimable accueil qui m'a été réservé. J'adresse donc naturellement mes remerciements chaleureux aux différents acteurs de ces établissements, ainsi qu'à la Région Auvergne et à la compagnie d'assurance MSA, dont le soutien financier a été vital à la conduite des développements réalisés.

La première personne que je tiens à remercier est Roland Lenain, mon encadrant Cemagref, qui a su me laisser la liberté nécessaire à l'accomplissement de mes recherches tout en y gardant un œil critique et avisé. Plus qu'un encadrant ou un collègue, je crois avoir trouvé en lui un ami qui m'a aidé aussi bien dans le travail que dans la vie.

Je tiens à exprimer ma gratitude à Monsieur Wisama Khalil, qui a présidé mon jury de thèse, ainsi qu'à Messieurs Kouider Nacer M'Sirdi et Dominique Meizel, qui ont eu l'amabilité d'être rapporteurs de cette thèse. Le regard critique, juste et avisé qu'ils ont porté sur mes travaux ne peut que m'encourager à être encore plus engagé dans mes recherches.

J'adresse un chaleureux merci à Philippe Martinet, qui a été mon directeur de thèse durant ces trois ans. Il a su m'accorder sa confiance et me laisser exprimer mes intuitions, tout en recadrant et formalisant mon travail aux moments opportuns.

Il n'est pas de mots suffisants pour remercier assez Michel Berducat, pour sa gentillesse et sa bonne humeur, même les lendemains de défaite de l'ASM. Il m'a accordé sa confiance et a toujours été présent pour m'épauler. Il a ainsi contribué largement à la richesse de ces années passées au Cemagref, tant au niveau technique qu'humain.

S'il est beaucoup de personnes que l'on qualifie à tort de sage ou de savant, ce n'est pas le cas avec Benoît Thuilot, qui m'a encadré au quotidien dans mes investigations. Sa rigueur rassurante et bienveillante ainsi que son dévouement ont été des aides précieuses tout au long de mon parcours. Il en est de même pour Christophe Cariou et Thierry Humbert qui m'ont permis de mener à bien cette thèse grâce à leurs conseils et à leurs aides précieuses pour la réalisation de l'instrumentation des véhicules et pour m'avoir aidé à mener à bien les expérimentations.

Je remercie l'ensemble des secrétaires du Cemagref et du Lasmea. En particulier, je remercie Eliane Simon, Catherine Roulon et Christine Alain qui m'ont souvent épargné quelques démarches contraignantes et fastidieuses.

Merci également aux agents, à mes collègues thésards du Cemagref ainsi qu'à mes collègues de l'IFMA avec qui j'ai passé beaucoup d'agréables moments et qui ont fait de ces trois années, une période excessivement enrichissante. Bien que ne pouvant remercier tout le monde nommément, j'adresse cependant une pensée particulière pour Aurélien mon colocataire de bureau pendant ces trois années, Philippe Héritier (le pilote de quad), Emmanuel Hugo, Jean-Pierre et Myriam, Pierre, Florent, les Philippes, Vincent, Christophe et Jean-Christophe en espérant ne pas vexer les autres.

Cela va de soi, je remercie évidemment ma famille et mes amis pour leur irremplaçable et inconditionnel soutien. Ils ont été présents pour écarter les doutes et partager les joies. Cette thèse est un peu la leur, aussi. Merci donc à Yvette et Michel (mes parents), Katia et Antoine (ma soeur et son ami), Ginette, Robert, Louise, Guy, Bernard et Nicole (mes grands parents, oncles et tantes), Sylvie, Catherine, Chantale, Emilie, Vincent, Aude, Franck, Maude, Julien, Arnaud, Sylvie, Djami et tous mes autres amis.

Enfin, le plus fort de mes remerciements est pour Amélie. Merci de m'avoir tenu la main jusqu'aux dernières lignes de ce mémoire. Merci d'être là tous les jours.

Table des matières

1	Introduction générale	1
1.1	Contexte scientifique et industriel	2
1.2	Organisation du mémoire	3
1.3	Systèmes de sécurité et stabilité dynamique des robots mobiles à roues	4
1.3.1	Introduction	4
1.3.2	Stabilité des véhicules	4
1.3.3	Critères de stabilité des robots mobiles	11
1.3.4	Choix du critère de risque	16
1.3.5	Solutions développées pour la stabilité des véhicules	19
1.4	Thématique et axe de recherche	26
1.5	Spécificités des VLTT	27
1.5.1	Définition des quads	27
1.5.2	Historique des véhicules de type quad	28
1.5.3	Accidents de VLTT recensés dans le monde	30
1.6	Etude du comportement dynamique des quads	32
1.6.1	Moyens d'expérimentation	32
1.6.2	Instrumentation des véhicules	34
1.6.3	Premiers résultats simulés	37
1.7	Conclusion - approche privilégiée dans ce mémoire	43
2	Modélisation analytique du véhicule	45
2.1	Motivations	45
2.2	Modélisation du contact roue-sol	46
2.2.1	Introduction	46
2.2.2	Bilan des efforts de contact pneumatique-chaussée	47
2.2.3	Variables de glissement	48
2.2.4	Principaux modèles de pneumatiques	49
2.3	Modélisation du mouvement en lacet du véhicule	58
2.3.1	Introduction	58
2.3.2	Dynamique latérale et longitudinale	59
2.3.3	Dynamique latérale seule	60
2.4	Modélisation du mouvement en roulis de l'engin	61
2.4.1	Introduction	61
2.4.2	Cas du Roulement Sans Glissement (RSG) du véhicule	62
2.4.3	Prise en compte du glissement	64
2.4.4	Influence du pilote sur la modélisation du véhicule	64

2.4.5	Conclusion	67
2.5	Etalonnage des paramètres du modèle de roulis	67
2.5.1	Techniques d'identification non-linéaire	68
2.5.2	Application à l'étalonnage des paramètres \mathbf{h} et \mathbf{k}_r	70
2.6	Validation du modèle dans le cas du RSG	71
2.6.1	Validation en simulation	71
2.6.2	Validations en expérimentation	73
2.7	Conclusion	75
3	Estimation des variables de glissement du véhicule	77
3.1	Introduction	77
3.2	Principe des observateurs	77
3.2.1	Notion d'observabilité	77
3.2.2	Mise en place d'un observateur	78
3.2.3	Utilisation des observateurs en robotique mobile	80
3.3	Application des techniques d'observation à l'estimation des paramètres de glissement	80
3.4	Observateur linéaire	83
3.5	Observateur adapté	84
3.5.1	Principe général	84
3.5.2	Première étape	85
3.5.3	Deuxième étape	85
3.5.4	Stabilité et convergence	86
3.6	Observateur dédié au cas du suivi de trajectoire	86
3.6.1	Principe de l'observateur mixte	86
3.6.2	Modélisation utilisée dans le cas du suivi de trajectoire	86
3.6.3	Observateur cinématique	87
3.6.4	Observateur de rigidité de dérive	88
3.6.5	Estimation des angles de dérive	89
3.7	Simulations à partir du modèle analytique	90
3.7.1	Simulateur utilisé	90
3.7.2	Résultats obtenus avec OL	91
3.7.3	Résultats obtenus avec OA	92
3.8	Résultats de simulations avancées et en grandeur réelle	95
3.8.1	Simulateur Adams	95
3.8.2	Expérimentations réelles	97
3.9	Conclusion	102
4	Indicateur de risque de renversement et sécurité active pour les VLTT	105
4.1	Pertinence de l'estimation du TCL	105
4.1.1	Méthodologie	105
4.1.2	Simulations avancées	106
4.1.3	Expérimentations réelles	109
4.1.4	Prise en compte du pilote	112
4.1.5	Conclusion	114
4.2	Indicateur de risque de renversement	114

4.2.1	Principe	114
4.2.2	Applications	116
4.2.3	Conclusion	117
4.3	Limitation du <i>TCL</i> par commande prédictive sur la vitesse	118
4.3.1	Introduction	118
4.3.2	Commande Prédictive Fonctionnelle (PFC)	118
4.3.3	Application à la stabilité latérale des VLTT	122
4.3.4	Simulation à partir du modèle analytique	127
4.3.5	Résultats de simulations avancées	130
4.3.6	Résultats expérimentaux	136
4.4	Conclusion	137
5	Conclusion générale	139
5.1	Bilan des travaux réalisés	139
5.1.1	Etude préliminaire du phénomène de renversement latéral	139
5.1.2	Modélisation et caractérisation du renversement latéral des VLTT	140
5.1.3	Observation du glissement	140
5.1.4	Indicateur de risque et système de sécurité actif dédié aux VLTT	140
5.2	Transfert technologique et valorisation industrielle	141
5.3	Limitations et perspectives	141
5.3.1	Prise en compte des irrégularités du sol	141
5.3.2	Prise en compte du pilote dans l'algorithme de limitation de la vitesse	142
5.3.3	Mise en place de nouveaux actionneurs innovants	142
5.3.4	Extension au cas du renversement longitudinal	142
A	Maquette de quad virtuel	143
A.1	Description de la maquette	143
A.2	Validation du comportement	144
A.2.1	Eléments de conception	144
A.2.2	Comportement cinématique	144
A.2.3	Comportement dynamique	146
B	Caractéristiques des quads MF400H et Kymco Mxer 150	149
B.1	Quad MF400H	149
B.2	Quad Kymco Mxer 150	150
C	Mesures de quelques paramètres inertiels d'un VLTT	151
C.1	Mesure de la position du CdG	151
C.2	Mesure des moments d'inertie principaux	152
C.2.1	Principe de la méthode	152
C.2.2	Résultats	153
D	Capteurs dynamométriques pour VLTT - DynQuad	155
D.1	Description du DynQuad	155
D.2	Fonctionnement	156
D.3	Montage des capteurs	156

Chapitre 1

Introduction générale

De tout temps, l'homme s'est efforcé d'accroître sa mobilité et ce dans tous les milieux (mer, air et terre) que ce soit à des fins de loisirs ou de travail. Dans le cadre de la mobilité terrestre, nous avons toujours cherché à augmenter notre vitesse de déplacement afin de rendre possible les voyages sur de longues distances ou afin de réduire les temps de parcours ou de travail. Parmi les nombreux moyens de transport terrestres privilégiés, les véhicules à roues (automobile, engin de chantier, tracteur agricole...) connaissent tous des améliorations considérables, que ce soit en matière de design, de confort et de sécurité. Parallèlement à cette volonté de réduire notre espace, l'augmentation de la mobilité se traduit, depuis quelques années, par l'apparition de nouveaux véhicules polyvalents susceptibles de se déplacer dans des zones difficiles d'accès ou dans des mauvaises conditions. Il s'agit des Véhicules Légers Tout Terrain (VLTT), dont certains ont trouvé une place de choix dans un grand nombre d'exploitations agricoles et de centres de loisirs, c'est le cas des véhicules de type quadricycle à moteur, communément désignés par le mot "quad". Ces véhicules sont très maniables et ont des propriétés géométriques et dynamiques qui séduisent de plus en plus d'utilisateurs, que ce soit comme véhicule tout terrain de loisir ou comme outil de travail dans les domaines forestier, agricole ou encore viticole. En effet, ceux-ci permettent la réalisation de tâches (épandage d'engrais, traitement des cultures, entretien des espaces verts...) de manière plus rapide et propre (peu de tassement du sol, consommation de carburant plus faible) qu'avec un tracteur.

Pourtant, l'engouement pour ces véhicules s'accompagne, chaque année, d'un nombre d'accidents qui ne cesse d'augmenter. Selon la plupart des études menées à la fois par les compagnies d'assurance et autres mutuelles (MSA (Mutualité Sociale Agricole) en France) et les institutions chargées de la sécurité routière (CPSC (Consumer Product Safety Commission) aux Etats-Unis), dans la majorité des cas, les accidents liés à l'utilisation de tels engins sont dus à de mauvaises manœuvres réalisées par le conducteur.

De nombreux outils en terme de sécurité active ont été développés, notamment dans le domaine des transports routiers (ESP - Electronic Stability Program, ABS - Anti-Lock Braking System). Néanmoins, ces véhicules évoluent dans un environnement structuré où certaines propriétés relatives à l'environnement sont connues, ce qui permet d'appliquer quelques hypothèses simplificatrices (essentiellement liées aux conditions de glissement). Dans le cas des véhicules évoluant en milieu naturel (ou non structuré), pour lesquels les propriétés d'adhérence au contact roue-sol ne peuvent être définies à l'avance, le problème de la sécurité du pilote et de la stabi-

lité du véhicule sont passablement différents et les principes utilisés dans le cas des véhicules routiers ne sont plus applicables. Par ailleurs, les solutions ayant trait à la stabilité dynamique en milieu naturel afin de réduire les accidents sont quasiment inexistantes. En effet, au niveau national, aucune démarche n'a été entreprise par les pouvoirs publics pour mettre en place une législation visant à structurer la vente et la conduite des VLTT et en particulier les quads. Au niveau industriel, peu de recherches ont été initiées afin d'assurer la stabilité des véhicules légers et, de nos jours, la seule action mise en place par les industriels est la délivrance d'un petit guide des bonnes pratiques nécessaires au pilotage des quads qui, la plupart du temps, n'est pas consulté par l'utilisateur. De ce fait, en manœuvres d'urgence, très peu de conducteurs sont capables de maîtriser le potentiel dynamique de leur véhicule. Il semble donc essentiel que le conducteur dispose au minimum d'un moyen d'indication des risques de renversement engendrés par ses manœuvres, ne serait-ce que pour sa formation. Mieux, il paraît primordial que ces véhicules soient dotés de systèmes d'aide à la conduite afin de sécuriser le pilote et de maîtriser la dynamique de l'engin.

1.1 Contexte scientifique et industriel

Les développements scientifiques abordés dans la thèse font l'objet d'un partenariat scientifique fort entre deux établissements publics de recherche : le Cemagref (unité de recherche "TSCF - Technologies et Systèmes d'information pour les agroprocédés") dont les thématiques de recherche sont focalisées autour de problématiques liées à l'environnement en général et sur les agro-équipements en particulier, et le LASMEA (thème de recherche ROSACE) laboratoire de recherche du CNRS et de l'Université Blaise Pascal dont un des axes de recherches est étroitement lié à la commande de robots mobiles à roues.

Dans un cadre plus large, la problématique de la mobilité accrue pour les véhicules s'inscrit au sein de l'axe Véhicules et Infrastructures Intelligents (V2I) de la Fédération de Recherche TIMS (Technologies de l'Information, de la Mobilité et de la Sécurité) du CNRS. Cette entité regroupe différents laboratoires de recherche du campus des Cézéaux autour de différents axes de recherche structurants. La diversité des établissements en présence permet de mener des projets nécessitant l'apport de connaissances, de compétences et de capacités de recherche dans plusieurs domaines connexes à ces projets. La thèse a donc pu profiter de ce potentiel de recherche et constitue dans les faits un exemple de la pluridisciplinarité pouvant être apportée par la Fédération de Recherche.

L'application agricole est ici un champ expérimental naturellement privilégié pour un organisme comme le Cemagref, étant donné que l'intérêt des systèmes d'aide à la conduite pour les agriculteurs est indéniable. En conséquence, les validations expérimentales sont réalisées sur des véhicules légers tout terrain à caractère agricole, sans toutefois perdre de vue la généralité sur les types de véhicules auxquels peuvent s'appliquer les principes de commande présentés dans ce mémoire.

1.2 Organisation du mémoire

Pour répondre à la problématique du développement de systèmes de détection des risques de renversement des véhicules de type quad et des robots mobiles en général, et afin de proposer de nouvelles solutions pour l'aide à la conduite des VLTT et à la sécurité des pilotes, le mémoire est organisé autour de quatre grandes parties :

- Tout d'abord, la suite de ce chapitre d'introduction, et principalement la section 1.3, permet de donner quelques généralités sur l'étude de la stabilité des véhicules et des robots mobiles à roues. Les différentes solutions développées afin de quantifier et d'assurer la stabilité des véhicules seront rappelées. Celles-ci constituent le point de départ de cette thèse pour le développement de solutions appliquées aux VLTT et plus particulièrement aux quads, dont les caractéristiques principales sont rappelées dans la section 1.5.
- Pour procéder au développement d'observateurs, de critères de stabilité liés à l'évolution des robots mobiles en milieu naturel et de systèmes de commande améliorant la stabilité des robots mobiles, il est nécessaire de disposer d'une représentation analytique du comportement dynamique de ces systèmes. C'est dans cet esprit que le chapitre 2 présente les modélisations du véhicule à plusieurs niveaux afin de caractériser les différentes situations à risques de renversement. La modélisation globale du véhicule soumis au phénomène de glissement est d'abord présentée. Le cas particulier de la modélisation du renversement latéral du véhicule, lorsque l'hypothèse de roulement sans glissement (RSG) est satisfaite est envisagée comme une étape préalable et nécessaire à l'identification de certains paramètres du modèle global. Cette procédure de calibration est présentée dans la section 2.5 et la modélisation en RSG validée au travers de simulations avancées et d'expérimentations réelles. Enfin, dans ce chapitre, l'influence du pilote sur la dynamique latérale du véhicule est abordée et traitée comme une variation des paramètres du modèle global de renversement.
- Le chapitre 3 présente en premier lieu les méthodes d'observation d'état qui sont utilisées dans cette étude. Dans un deuxième temps, deux observateurs dédiés à l'estimation des paramètres régissant le glissement et intervenant dans le modèle global de renversement du véhicule sont présentés. Le premier, décrit dans la section 3.4 et développé à partir d'un modèle bicyclette étendu et d'un modèle de contact roue-sol linéaire, est proposé sous l'hypothèse de conditions d'adhérence constantes et connues. Un deuxième observateur (section 3.5), capable de tenir compte des variations de l'adhérence par une adaptation en ligne d'un paramètre du modèle (la rigidité de dérive globale), est proposé. Celui-ci permet d'améliorer de façon significative l'estimation des variables dynamiques du modèle global de renversement et par conséquent la robustesse du critère de stabilité dynamique. Enfin, un troisième observateur est proposé pour le cas particulier du suivi de trajectoire (section 3.6). Des mesures supplémentaires sont disponibles et permettent l'estimation en ligne des rigidités de dérive avant et arrière des pneumatiques, augmentant ainsi la précision de l'estimation des paramètres de glissement et par conséquent l'estimation en ligne du critère de stabilité.
- Les techniques visant à limiter le risque de renversement latéral des robots mobiles à roues, basées sur les étapes de modélisation et d'observation, sont exposées dans les sections 4.2 et 4.3. Dans un premier temps, un indicateur de risque de renversement est développé à la section 4.2 en s'appuyant sur un critère de stabilité latérale. Celui-ci peut ensuite

être utilisé afin de prévenir le pilote des risques imminents d'accidents provoqués par ses manœuvres. La section 4.3 est alors consacrée au développement de la limitation de la vitesse d'avance du système pour assurer la stabilité dynamique latérale du véhicule. Une commande prédictive à modèle est ainsi définie afin de fournir, en temps réel, la vitesse maximale admissible par le véhicule pour garantir son évolution dans un domaine de stabilité défini à partir du critère de stabilité choisi.

Chacun des développements théoriques présentés est validé au sein des différents chapitres par le biais de résultats de simulations avancées réalisées grâce à une maquette virtuelle de quad ainsi que par des résultats expérimentaux.

1.3 Systèmes de sécurité et stabilité dynamique des robots mobiles à roues

1.3.1 Introduction

L'objectif de cette étude est de présenter le mécanisme de renversement et d'évoquer les différents critères de stabilité utilisés pour détecter les risques d'accidents. A partir de ces différents critères, cette section permet de motiver les développements théoriques réalisés pendant la thèse qui portent sur l'estimation, l'anticipation et le contrôle du Transfert de Charge Latéral (*TCL*) du véhicule.

Le début de cette section est donc consacré à l'étude de la stabilité des robots mobiles à roues. Ensuite, les critères de stabilité utilisés pour définir la marge de stabilité latérale du véhicule seront présentés. Enfin les solutions développées afin d'assurer la stabilité latérale de certains véhicules seront énumérées.

1.3.2 Stabilité des véhicules

De façon générale, la stabilité d'un système peut être définie comme l'aptitude qu'a celui-ci à revenir vers un état d'équilibre lorsqu'il est soumis à différents éléments extérieurs (forces, perturbations, météo). Cet état d'équilibre doit donc être défini si l'on souhaite pouvoir quantifier la marge de stabilité du véhicule.

En robotique mobile deux types d'approches peuvent être caractérisés. La première approche consiste à contrôler le véhicule afin que l'état de celui-ci converge vers un état donné défini par une consigne. Il s'agit alors d'utiliser des lois de commande spécifiques régies par la notion de stabilité au sens de Lyapunov. Par exemple, on peut citer les différentes techniques de commande permettant de maintenir le véhicule sur sa trajectoire ([LTCM04], [CLTM08]), ou encore, les applications où l'on cherche à maintenir le véhicule dans un état donné. C'est notamment l'objectif des systèmes de sécurité actifs tels que le système ESP (Electronic Stability Program - [Bos06], [LMSN04]) qui cherchent à maintenir le véhicule dans un état où celui-ci ne glisse pas. De même le système ABS (Antilock Braking System - [Bos06]) permet de maintenir le véhicule dans un état de contrôlabilité totale où les roues du véhicule ne peuvent pas se bloquer lors du freinage, notamment afin d'éviter les collisions lors de freinages d'urgence.

Dans la seconde catégorie, les principales investigations réalisées consistent à maintenir le véhicule dans son état d'équilibre naturel. Ainsi, de plus en plus de systèmes destinés à assurer la stabilité dynamique du véhicule font leur apparition et plus particulièrement dans le cadre de l'évitement des situations de renversement latéral, qui fait l'objet de cette thèse. Dans ce contexte et par analogie avec les critères de stabilité de la robotique humanoïde (ZMP - Zero Moment Point [SB04], CdP - Centre de Pression [Vuk72], FRI - Foot Rotation Indicator [Gos99]), les principales solutions développées s'appuient sur un principe simple de stabilité. En effet, on considère que le véhicule est en position instable lorsque son Centre de Gravité (CdG) est en dehors d'une certaine zone délimitée par les différents points de contact du véhicule avec le sol. Cette zone, appelée polygone de sustentation, correspond à la zone d'état d'équilibre stable pour le véhicule.

Dans le cas du renversement latéral, une situation instable est caractérisée par le fait que la projection sur le sol du CdG se situe à l'extérieur du côté droit ou gauche du véhicule, comme le décrit la figure suivante :

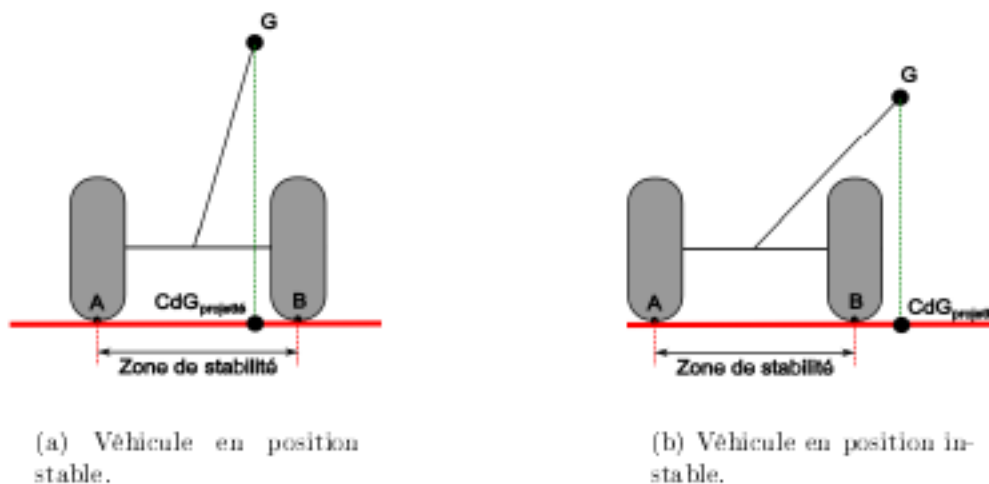


FIG. 1.1 – Stabilité latérale du véhicule par rapport à la position de son CdG.

Sur la Figure 1.1(a), le véhicule est en position stable puisque la projection sur le sol du CdG se situe entre les points de contact des roues gauche et droite sur le sol qui constituent le polygone de sustentation (i.e., dans ce cas, il s'agit d'un segment reliant les points A et B). Par contre, sur la Figure 1.1(b), le véhicule est en position instable, son CdG projeté n'est plus à l'intérieur du polygone de sustentation.

Enfin, dans la plupart des cas, une définition encore plus conservative de la stabilité latérale des véhicules est donnée dans la littérature. En effet, et c'est la définition que nous utiliserons par la suite, on considère que le seuil de renversement latéral (i.e. le véhicule est en position instable) correspond à la situation où l'ensemble des efforts normaux situés sur un côté du véhicule ont été totalement transférés sur l'autre côté. A ce moment là, les deux roues du véhicule situées sur le côté délesté ne sont plus en contact avec le sol, comme le montre la Figure 1.2. On considère alors qu'il y a un risque de renversement.

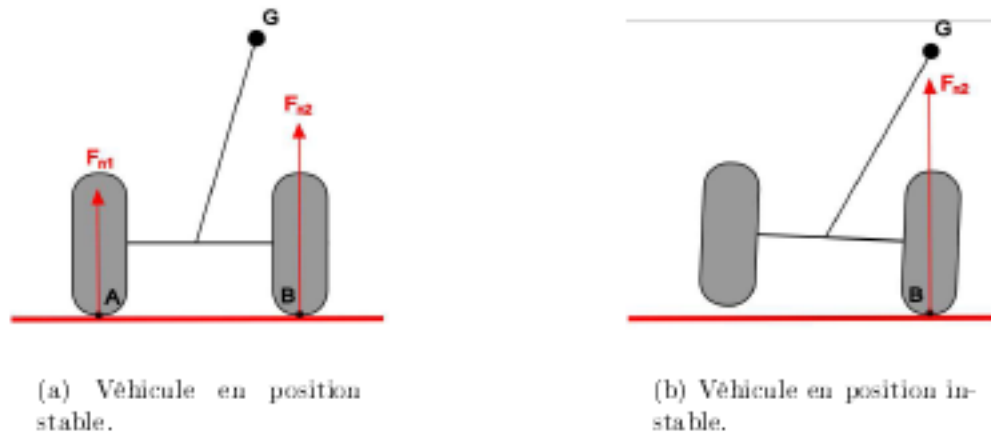


FIG. 1.2 – Stabilité latérale du véhicule par rapport aux efforts normaux de contact.

Sur la Figure 1.2(a), le robot mobile est en position stable, les efforts normaux situés de part et d'autre du véhicule sont non nuls. Par contre, sur la Figure 1.2(b), le véhicule est en situation de renversement puisque les efforts normaux situés à gauche du véhicule (cas du virage vers la gauche) sont nuls. Le paragraphe suivant est consacré à l'étude du phénomène de renversement latéral afin de mettre en évidence les différents paramètres qui peuvent influencer la stabilité dynamique du véhicule au sens de la définition précédente. En effet, cette méthode de détection du caractère instable du véhicule a été privilégiée car nous verrons par la suite qu'il est plus simple d'estimer en ligne les efforts normaux de contact entre la roue et le sol avec un système de perception bas coût, plutôt que d'estimer la position projetée du CdG au dessus du sol.

1.3.2.1 Analyse du phénomène de renversement latéral

Comme évoqué dans la plupart des ouvrages traitant de la dynamique du véhicule ([MM95], [Gil92]), la majorité des situations à risque de renversement latéral sont observées lorsque le véhicule se trouve dans un virage.

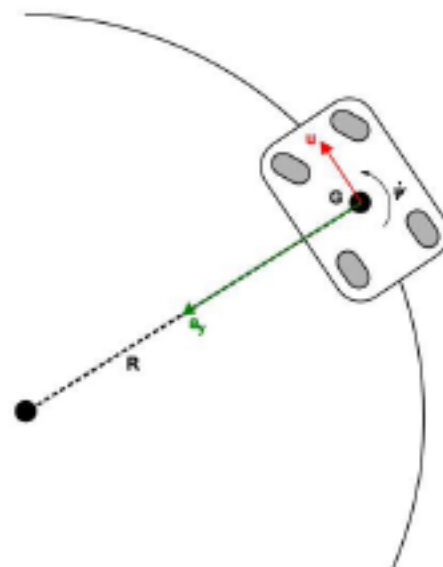


FIG. 1.3 – Véhicule se déplaçant le long d'une trajectoire circulaire de rayon R .

La Figure 1.3 permet d'illustrer un véhicule en train de négocier un virage de rayon R en régime permanent (vitesse constante, angle de braquage constant) et sous l'hypothèse de Roulement Sans Glissement (RSG - cas d'un mouvement circulaire uniforme). A partir de cette situation, la Figure 1.4 permet de visualiser les efforts engendrés sur le véhicule dans son plan de roulis vu de derrière, dans le cas où le véhicule est dépourvu de suspensions (totalement rigide).

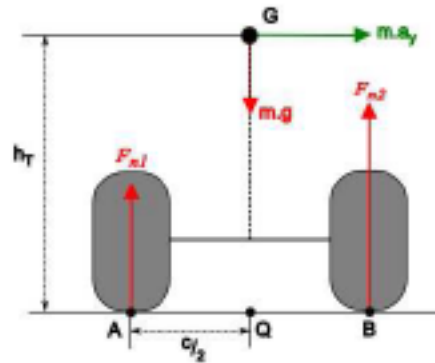


FIG. 1.4 – Vue en roulis d'un véhicule rigide lors d'un virage vers la gauche.

Le mécanisme de renversement latéral du véhicule peut alors s'expliquer de la manière suivante : afin de maintenir la trajectoire du véhicule le long du cercle, une force extérieure s'applique au niveau du centre de gravité. Cette force, appelée force centrifuge, s'exerce dans la direction opposée à celle de l'accélération du véhicule (dans le cas d'un mouvement circulaire uniforme l'accélération du CdG est latérale et centripète) et vaut : $m \cdot a_y$. La force centrifuge étant exercée au CdG, celle-ci va créer un couple au niveau du point situé au milieu des deux points de contact des roues sur le sol (noté Q sur la Figure 1.4), qui dépend de la hauteur du CdG par rapport au sol (h_T). Ce couple est alors contrebalancé par les moments engendrés par les efforts normaux de contact s'exerçant en A et B, qui dépendent de la voie du véhicule (distance entre les deux points de contact A et B). Si le couple engendré par la force centrifuge est plus important que celui engendré par les efforts normaux de contact, alors le véhicule tend à se renverser. Dans le cas du véhicule rigide de la Figure 1.3, le bilan des moments exercés en Q s'écrit :

$$m a_y h_T = \frac{c}{2} (F_{n2} - F_{n1}) \quad (1.1)$$

En situation de renversement latéral, l'un des efforts normaux est nul et l'autre a alors pour amplitude mg , la condition de renversement latéral (voir [NHT]) sur l'accélération est alors :

$$\|a_y\| \geq \frac{cg}{2h_T} \quad (1.2)$$

A partir de l'équation (1.2), il est facile de vérifier que la géométrie du véhicule aura une grande influence sur le renversement latéral du véhicule.

Enfin, lorsque le véhicule est suspendu, le mécanisme de renversement qui vient d'être évoqué reste identique mais, cette fois-ci, la position latérale du CdG du véhicule n'est plus fixe : il y a apparition d'un mouvement de roulis de la masse suspendue du véhicule, comme décrit sur la Figure 1.5 suivante :

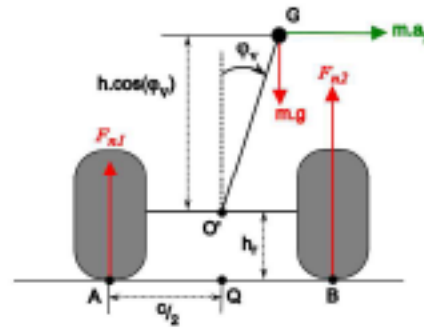


FIG. 1.5 – Mécanisme de renversement d'un véhicule suspendu lors d'un virage vers la gauche.

Soient φ_v l'angle de roulis, $h = O'G$ et $h_r = O'Q$ (de sorte que $h_T = h + h_r$ en ligne droite). Si l'on considère que toute la masse du véhicule est concentrée dans sa masse suspendue (cas réaliste pour la plupart des VLTT), alors le Principe Fondamental de la Dynamique (PFD) donne :

$$m a_y (h \cos(\varphi_v) + h_r) + m g h \sin(\varphi_v) = \frac{c}{2} (F_{n2} - F_{n1}) \quad (1.3)$$

soit finalement, la condition de renversement suivante :

$$\|a_y\| \geq \frac{g \left(\frac{c}{2} - h \sin(\varphi_v) \right)}{(h \cos(\varphi_v) + h_r)} \quad (1.4)$$

À partir de cette étude statique, les principales variables influençant le comportement latéral du véhicule peuvent être identifiées, c'est l'objet du paragraphe suivant.

1.3.2.2 Paramètres influençant le renversement

Afin d'évaluer l'ensemble des paramètres qui influencent la propension au renversement latéral des véhicules, les approches standards (les plus utilisées dans la littérature) consistent à étudier l'influence de la variation de certains paramètres (issus des modèles ([SS94]), des simulations ([Nal89]), ou encore d'expérimentations) sur le taux de renversement du véhicule. Généralement, les paramètres géométriques considérés sont la voie et la hauteur du Centre de Gravité ([WR05], [Baa04]) ce qui est logique au vu des équations statiques (1.2) et (1.4). En plus de ces paramètres géométriques, l'influence du pilote et celle de l'environnement sur le renversement latéral sont aussi largement étudiées ([AKRS03], [Kul02]).

Paramètres géométriques Comme évoqué précédemment, les paramètres géométriques les plus fréquemment cités pour leur influence sur le renversement latéral sont la voie et la hauteur du centre de gravité. Néanmoins, plusieurs études mettent en évidence le fait que la hauteur du centre de roulis [SS94], ou encore la raideur totale en roulis de chaque essieu ont une influence sur le renversement latéral [Nal89]. Ainsi, il est mis en évidence dans la plupart des ouvrages traitant de la stabilité des véhicules, qu'une diminution de la hauteur du CdG augmente la stabilité latérale de l'engin. La contraposée est vraie en ce qui concerne la voie, la hauteur du centre de roulis et la raideur totale en roulis du véhicule.

D'autres facteurs de renversement, essentiellement liés au design du véhicule, notamment la fréquence propre de résonance du véhicule en roulis, ont été étudiés dans [Gil92] et [VG80]. Il a aussi été montré que l'empattement et les caractéristiques inertielles influençaient indirectement

la stabilité latérale des engins ([AKRS03], [NZd93]) puisque ces variables affectent la réponse latérale dynamique du véhicule.

Enfin, dans une moindre mesure, certaines études mettent en évidence d'autres facteurs de renversement telle que l'oscillation du carburant dans le réservoir qui peut s'approcher de la fréquence de résonance en roulis de l'engin.

De ces études, il convient de retenir le fait que plus le véhicule piloté est petit (voie faible, CdG très haut) plus il sera vulnérable et sujet au renversement latéral. Par conséquent, les VLTT, plus petits et plus légers que les autres véhicules (automobile, camion), ont une forte propension au renversement latéral, comme évoqué dans [Fal03] et [WZ86].

Pilote et environnement Lors d'un virage à vitesse constante et braquage constant, les équations (1.2) et (1.4) montrent que l'accélération latérale du véhicule permet de quantifier la stabilité latérale du véhicule, alors que les paramètres géométriques de l'engin en fixent la limite. Néanmoins, l'accélération du véhicule est le résultat naturel de la combinaison entre les consignes du pilote (angle de braquage et vitesse) et l'état du terrain sur lequel le robot évolue : son environnement. Par conséquent, il est clair que l'expérience du pilote, sa dynamique et les conditions d'adhérence sont des paramètres non liés à la géométrie du véhicule qui influencent la propension au renversement latéral des véhicules pilotés.

On comprend facilement que les trajectoires courbes, les virages, les dévers et les pentes sont des paramètres de risque de renversement liés à l'environnement. Néanmoins, les VLTT étant destinés à évoluer en milieu naturel, où les conditions d'adhérence sont très variables, le phénomène de glissement reste le facteur de risque de renversement lié à l'environnement le plus important. En effet, suivant la position longitudinale du CdG du véhicule, les instabilités en lacet (caractère sur-vireur ou sous-vireur de l'engin, voir la Figure 1.6) sont liées, en premier lieu, aux conditions d'adhérence rencontrées par le véhicule. Plusieurs études ([WTBF04], [Gil92]) ont montré qu'il y avait une corrélation entre le caractère sous-vireur ou sur-vireur du véhicule et sa propension au renversement.

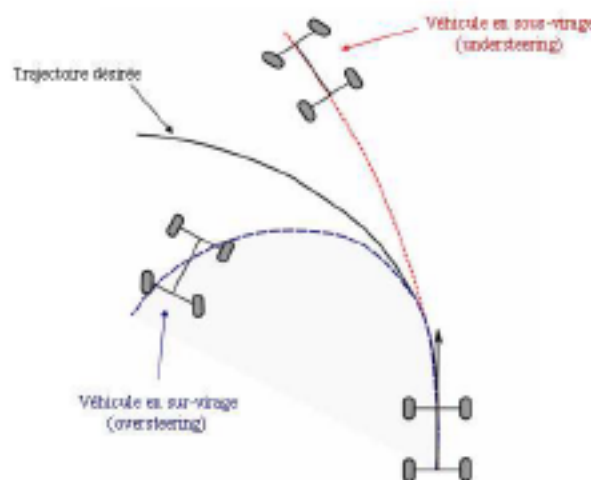


FIG. 1.6 – Modes sur-vireur et sous-vireur d'un véhicule.

Effectivement, comme décrit sur la Figure 1.6, si le comportement du véhicule est sous-vireur

(voir [Sté04]), celui-ci aura tendance à être de plus en plus stable sur un terrain de plus en plus glissant, puisque le véhicule va s'écartier de plus en plus de sa trajectoire nominale, ce qui aura pour conséquence de diminuer la vitesse de lacet du véhicule et, a fortiori, de diminuer son accélération latérale et son risque de renversement. Par contre, si le véhicule est sur-vireur [Sté04], alors le véhicule aura tendance à devenir de plus en plus instable dès lors que les conditions d'adhérence deviennent de plus en plus faibles, puisque cette fois-ci le véhicule aura une trajectoire de plus en plus courbe (la courbure augmente), sa vitesse de lacet augmentera au même titre que son accélération latérale et le risque de renversement sera plus important.

D'autres paramètres, liés au pilote et à ses actions, peuvent influencer sur le renversement latéral du véhicule. Dans le cas des véhicules légers tout terrain, ce constat est encore plus vrai, puisque le poids du pilote peut parfois représenter jusqu'à 30% du poids total du véhicule (c'est notamment le cas pour les quads). Une manœuvre inappropriée du pilote (couplage vitesse excessive et braquage rapide) peut assurément provoquer le renversement du véhicule. Cependant la dynamique propre du pilote va également influencer la stabilité de l'engin : en effet, comme évoqué dans [Fal03] et [ARKS89], le mouvement latéral du pilote sur sa machine peut modifier les caractéristiques du véhicule. Ainsi, les mouvements du tronc du conducteur lors de la prise de virage vont influencer la position du CdG total du système *quad + pilote* pouvant parfois pousser le véhicule à se renverser si le pilote est inexpérimenté, comme décrit sur la figure suivante :

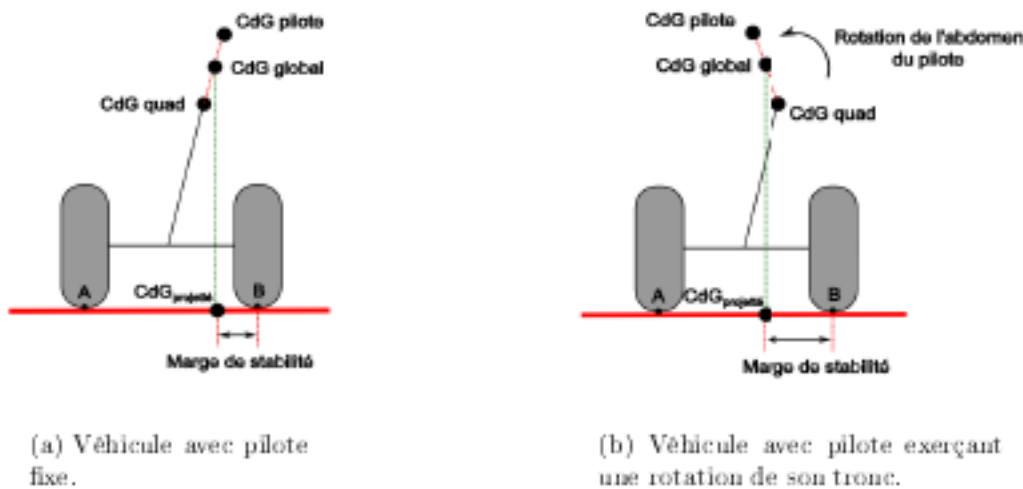


FIG. 1.7 – Stabilité latérale du véhicule en fonction de l'inclinaison du pilote.

Sur la Figure 1.7, le pilote a été représenté par son Centre de Gravité (noté CdG_{pilote} sur la figure) qui se situe au-dessus du CdG du véhicule. Dans le cas où le pilote reste fixe (Figure 1.7(a)), la marge de stabilité obtenue est plus petite que dans le cas où le pilote exerce une rotation de son tronc (Figure 1.7(b)), puisque le CdG global projeté est plus proche du point de contact avec le sol de la roue extérieure au virage (point B). Par conséquent, pour les véhicules légers (cas des VLTT et des quads), le pilote, par son mouvement de rotation, sera capable d'augmenter la marge de stabilité de son véhicule et d'éviter les situations à risque.

En fonction de ces différents facteurs qui peuvent influencer le renversement, plusieurs critères de stabilité, destinés à évaluer la marge de stabilité latérale du véhicule, ont été définis dans la littérature. L'objectif de la section suivante est de présenter une revue de ces critères,

essentiellement appliqués et utilisés dans le domaine routier.

1.3.3 Critères de stabilité des robots mobiles

1.3.3.1 Introduction

Plusieurs approches du risque de renversement sont proposées dans la littérature. Une classification en trois catégories des critères présentés peut être réalisée, comme évoqué dans [MDF⁺92]. On distingue alors :

- Les critères analytiques basés sur des modèles statiques,
- Les critères analytiques basés sur des modèles dynamiques,
- Les critères statistiques définis à partir d'expérimentations réelles et de plans d'expériences.

Cette section est essentiellement consacrée à la présentation des critères de stabilité issus des deux premières catégories. En effet, les critères analytiques ont l'avantage de s'appuyer sur les principes fondamentaux de la dynamique et peuvent être adaptés à différents types de véhicules (camion, automobile, tracteur, quad...) à condition que l'on connaisse leurs caractéristiques (voie, empattement, poids, moments d'inertie). Les critères statistiques souffrent de leur non polyvalence, puisqu'ils ne peuvent être utilisés que par un seul type de véhicule (celui qui a été utilisé pour réaliser les expérimentations) dans des conditions expérimentales données.

Tout d'abord, les critères analytiques dits statiques (équations d'évolution obtenues en supposant que le véhicule se trouve dans un virage à vitesse et angle de braquage constant) seront présentés. Ceux-ci permettent d'obtenir une indication sur le caractère stable ou non du véhicule à partir de son accélération latérale en virage établi. Puis les critères dynamiques (développés sans considérer que le véhicule est en virage établi) seront détaillés. Enfin, les performances et la capacité d'intégration sur un VLTT de ces critères seront discutées dans la section 1.3.4.

1.3.3.2 Critères analytiques statiques de stabilité

L'approche la plus simple pour quantifier le risque de renversement, consiste à utiliser un modèle statique ou plus exactement un modèle quasi-statique destiné à évaluer le seuil critique de renversement en régime permanent, dénommé SSRT : Steady State Rollover Threshold. Le seuil de renversement est défini comme la valeur maximale de l'accélération latérale avant que le véhicule ne se renverse latéralement lors d'un virage à vitesse constante et à angle de braquage constant. Un modèle de roulis en deux dimensions est alors utilisé.

L'une des applications de cette approche est la définition du critère statique de stabilité (SSF-Static Stability Factor, [NHT]), qui reste la mesure de stabilité latérale la plus utilisée et la plus étudiée dans la littérature ([Kle92], [CG92], [MM95]). Ce critère est défini comme étant égal à la moitié de la valeur moyenne des voies avant et arrière du véhicule, divisée par la hauteur du CdG par rapport au sol, notée h_T . A partir de l'hypothèse d'un véhicule rigide, l'expression mathématique du critère est :

$$SSF = \frac{c}{2h_T} \quad (1.5)$$

Cette relation peut facilement être retrouvée à partir de (1.2). En effet, on remarque que la valeur du SSF correspond à l'accélération maximale (en "g") admissible par un véhicule dépourvu de suspension, avant son renversement latéral. Dans la littérature, ce critère de stabilité est considéré comme l'estimation la moins conservatrice du phénomène de renversement latéral [CG92], puisque

le critère s'appuie sur des équations mécaniques relativement simples qui ne restent valides que dans des situations bien précises (virage constant) [WTBF04]. De plus, si l'on considère un modèle qui tient compte des suspensions et de la rigidité des châssis, il est facile de noter le fait que le SSF définit l'accélération latérale maximale admissible par le véhicule : lors d'un virage, le véhicule se penche du côté extérieur au virage à cause des suspensions, ce qui induit un décalage du CdG vers le côté extérieur au virage. La marge de stabilité est alors réduite par rapport à celle que l'on aurait obtenue sans suspension. Par conséquent, afin de raffiner cette valeur de critère de stabilité, la suspension est parfois introduite dans le modèle 2D de roulis. A partir de l'équation (1.4), la valeur du SSRT devient dans ce cas :

$$\frac{a_y}{g} = \frac{\frac{c}{2} - h \sin \varphi_v}{h \cos \varphi_v + h_r} \quad (1.6)$$

1.3.3.3 Critères analytiques dynamiques de stabilité

Estimation de la position du CdG Comme évoqué au début de ce chapitre, la stabilité du véhicule peut être quantifiée vis-à-vis de la position du CdG du véhicule projetée sur le sol. Dans le domaine de la robotique mobile, beaucoup de critères ont été développés autour de ce postulat, faisant alors intervenir les notions de Zero Moment Point (ZMP - point de jonction entre l'axe inertiel, défini par le CdG du véhicule et la direction de la somme des forces exercées au CdG, et le sol) et Centre de Pression (CdP - point imaginaire situé à l'endroit où est projeté le centre de masse sur le sol) [SB04], [HS97]. L'une de ces applications, présentée dans [DK06], consiste à calculer en temps réel la position du CdG du véhicule afin d'en déduire sa position projetée dans le polygone de sustentation qui est caractérisé par les points de contact entre les roues et le sol. Pour ce faire, plusieurs mesures sont nécessaires : la vitesse de lacet, l'angle de braquage, la vitesse dans les trois directions du CdG, les accélérations dans les trois directions du CdG, l'angle de roulis et l'angle de tangage du véhicule. Ce critère requiert donc une instrumentation très coûteuse, mais permet d'estimer de manière très précise le caractère stable ou non du véhicule. De plus, un tel critère permet de quantifier la stabilité latérale et longitudinale du véhicule sans les découpler.

Force angle measurement : Mesure de l'angle de la force globale Il s'agit d'une approche très utilisée en robotique mobile ([PI06], [RP97]) pour quantifier la stabilité latérale. Cette méthode est basée sur le calcul de l'angle entre la force globale qui s'applique sur le CdG du véhicule et des lignes virtuelles appelées axes normaux de renversement, reliant les points de contact du robot avec le sol et le CdG du véhicule. La technique utilisée, présentée dans [PR96], nécessite la mesure des accélérations linéaires et angulaires appliquées au CdG de la masse suspendue du véhicule.

Afin de présenter un peu plus en détail cette technique, nous allons nous placer dans le cas simple d'un robot mobile plan avec deux points de contact avec le sol (c'est-à-dire, le véhicule est représenté dans son plan de roulis en considérant que les roues avant et arrière sont confondues, comme décrit sur la Figure 1.8). Le robot est soumis à la force globale \vec{f}_r appliquée au CdG du véhicule. Cette force correspond à la somme des forces qui s'appliquent sur le véhicule (poids \vec{P} et force centrifuge $-\mathbf{m} \cdot \vec{\omega}_y$), exceptées les forces de réaction de contact qui ne contribuent pas

au mouvement d'instabilité. La force globale fait apparaître deux angles θ_1 et θ_2 avec les lignes normales de renversement l_1 et l_2 qui relient les deux points de contact roue-sol avec G (CdG du véhicule).

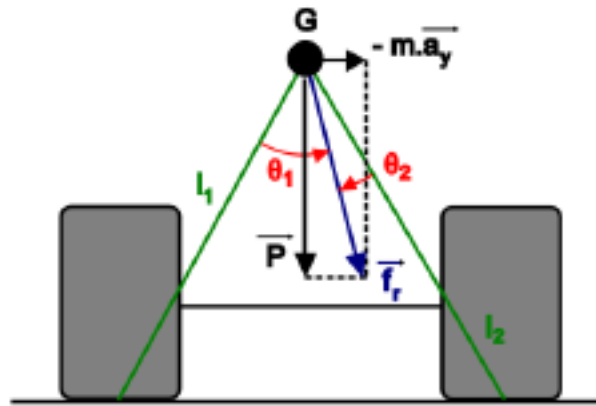


FIG. 1.8 – Représentation en roulis d'un véhicule - application du critère Force Angle Measurement à la stabilité latérale.

La mesure de la stabilité se fait au travers de l'angle-force α (dénommé Force-Angle stability measure dans la littérature [PR96]) qui est égal au minimum de θ_1 et θ_2 multiplié par la norme du vecteur de la force globale $\|\vec{f}_r\|$:

$$\alpha = \min(\theta_1, \theta_2) \cdot \|\vec{f}_r\| \quad (1.7)$$

Une situation critique de renversement apparaît dès que l'un des deux angles est nul (à ce moment là, \vec{f}_r coïncide avec l_1 ou l_2) ou dès que \vec{f}_r est nulle. Par conséquent, si \vec{f}_r sort du cône défini par l_1 et l_2 , alors α devient négatif et on considère qu'il y a risque de renversement du véhicule.

Néanmoins, le plus gros inconvénient de cette méthode réside dans le fait que pour calculer le critère, il est nécessaire que le véhicule soit équipé d'une centrale inertielle, car les trois accélérations linéaires et angulaires sont utilisées pour calculer la force globale \vec{f}_r et son orientation. Il est également important de connaître exactement les positions des points de contact des roues avec le sol ainsi que celle du CdG du véhicule. Ce critère utilise donc des capteurs relativement onéreux afin d'estimer le risque de renversement du véhicule, c'est pour cela que cette méthode reste peu utilisée, sauf dans le cas d'applications très ciblées (robot d'exploration, gros engins de chantier).

Angle de roulis limite Une autre manière de détecter un renversement latéral consiste à évaluer à chaque instant les valeurs de l'angle de roulis et de la vitesse de roulis du véhicule. Néanmoins, le principal inconvénient de ce critère est qu'il nécessite l'emploi d'un système de mesure adapté pour évaluer les deux variables précédentes. L'approche la plus simple [Sch06] consiste à définir un seuil critique de l'angle de roulis (i.e. une valeur maximale admissible de l'angle de roulis) et de l'utiliser pour définir la marge de stabilité du véhicule. Le critère devient dynamique, dès que la vitesse de roulis est prise en compte dans la détection du renversement, comme dans [CP99]. Dans cet exemple, le TTR (Time To Rollover) est un critère dynamique

basé sur la prédiction de l'angle de roulis : la méthode consiste à évaluer à chaque instant la valeur de l'angle de roulis futur sur quelques secondes (à partir de l'angle actuel et de la vitesse de roulis) et de la comparer à une valeur seuil. Si la prédiction dépasse le seuil, alors un système de détection de renversement prévient le pilote des risques de sa manœuvres.

Accélération latérale de renversement Au début de cette section, le renversement latéral a été étudié par le biais d'un modèle quasi-statique dans lequel la force centrifuge était introduite. En effet, il a été mis en évidence que le phénomène de renversement latéral était étroitement lié à l'évolution et à la valeur de l'accélération latérale au CdG. Par conséquent, afin d'étendre le critère quasi-statique défini par l'équation (1.6) à des situations autres que celle du virage à vitesse et angle de braquage constants, des critères de stabilité dynamique liés à l'accélération latérale ont été développés dans la littérature ([BMGD04], [MW99]). Dans la plupart des cas, il s'agit d'étendre la définition du SSRT en tenant compte des effets dynamiques de la suspension, puisqu'il a été mis en évidence ([BSV89]) que l'accélération maximale admissible était étroitement liée à la raideur et au coefficient d'amortissement des suspensions (i.e. au taux d'amortissement de la suspension). Cependant, ce critère souffre de la difficulté à définir un seuil critique sur l'accélération latérale du véhicule (qui dépend de la raideur et de l'amortissement des suspensions ainsi que de l'angle de roulis) afin de détecter le risque de renversement latéral.

Critère énergétique La plupart des critères énergétiques développés dans la littérature sont basés sur l'évaluation de l'énergie potentielle et/ou cinétique du véhicule, ce qui rend leurs emplois dans la pratique très difficiles. Néanmoins, le principe de ceux-ci peut paraître très séduisant tant leur signification est simple. En effet, en robotique mobile ([HTY01]) comme pour les véhicules routiers ([Dah01], [JG04]), la stabilité d'un engin peut être mesurée en fonction de la variation de son énergie mécanique. Lorsque le véhicule approche d'une situation à risque, son énergie potentielle augmente (la hauteur du CdG du véhicule augmente). Par conséquent, si l'on note U_{crit} l'énergie potentielle critique à partir de laquelle le véhicule est susceptible de se renverser, alors lorsque la somme de l'énergie potentielle U et de l'énergie cinétique T en un point est supérieure à l'énergie potentielle critique, le véhicule se renverse latéralement. Un exemple souvent illustré dans la littérature consiste à prendre le cas d'une boîte posée sur le sol, en appui sur un de ses coins.

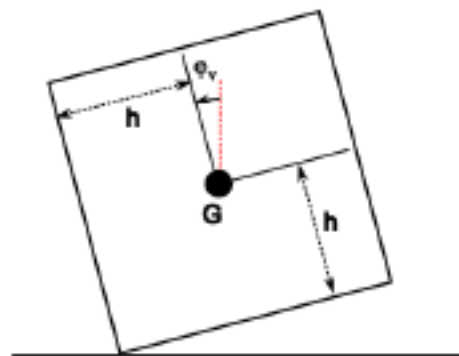


FIG. 1.9 – Exemple de stabilité latérale d'une boîte

La Figure 1.9 représente cette boîte carrée de côté $2 \cdot h$, de masse m et de moment d'inertie en roulis J . φ_v dénote son angle de roulis. La boîte ainsi posée va subir un mouvement de rotation

au niveau de son point d'appui et en fonction de sa configuration de départ (angle de roulis initial et vitesse angulaire de roulis initiale) va se renverser ou non.

L'énergie potentielle de la boîte est :

$$U = mg(h(\cos(\varphi_v) + \sin(\varphi_v))) \quad (1.8)$$

On remarque que l'énergie potentielle dépend de l'angle de roulis de la boîte. L'énergie potentielle de la boîte atteint son maximum lorsque $\frac{dU}{d\varphi_v} = 0$, c'est-à-dire pour la valeur $\varphi_v = \pi/4$, il s'agit donc de l'énergie potentielle critique de renversement. Après cette valeur, l'énergie potentielle de la boîte va décroître, ce qui signifie que pour les valeurs de φ_v supérieures à $\pi/4$, la boîte est en position instable. De plus, l'énergie cinétique de la boîte est :

$$T = \frac{1}{2}(J + 2mh^2)\dot{\varphi}_v^2 \quad (1.9)$$

Par conséquent, la marge de stabilité latérale de la boîte au cours du temps correspond à la valeur de la différence entre l'énergie potentielle critique nécessaire au renversement de la boîte et l'énergie mécanique actuelle du solide :

$$E_{\Delta} = U_{crit} - (U + T) \quad (1.10)$$

Généralement, ce critère est normalisé afin d'obtenir une marge de stabilité qui varie entre 0 et 1, il est alors appelé DRM (Dynamic Rollover Energy Margin) :

$$DRM = 1 - \frac{U + T}{U_{crit}} \quad (1.11)$$

Dans le cas des véhicules, c'est la même approche qui est utilisée à partir d'un modèle en roulis du véhicule. Dans le cas d'un véhicule rigide, le problème est identique à celui de la boîte. Si le véhicule est pourvu de suspensions, alors il faut prendre en compte les termes de raideur et d'amortissement qui interviennent lors du calcul des énergies cinétique et potentielle.

Transfert de charge latéral Comme évoqué en introduction, le phénomène de renversement et d'instabilité latérale du véhicule est parfois caractérisé par la perte du contact au sol des roues situées sur un côté du véhicule. Pour décrire ce phénomène, on peut utiliser la notion de Transfert de Charge (TC) : il représente la variation des efforts normaux exercés sur les pneumatiques lors de certaines manœuvres (virage, accélération, freinage). Par exemple, lors d'un virage à gauche, voir Figure 1.10, les efforts de contact situés à gauche (côté intérieur au virage) vont être transférés sur le côté droit du véhicule (côté extérieur au virage) mettant ainsi en évidence un Transfert de Charge Latéral (*TCL*).

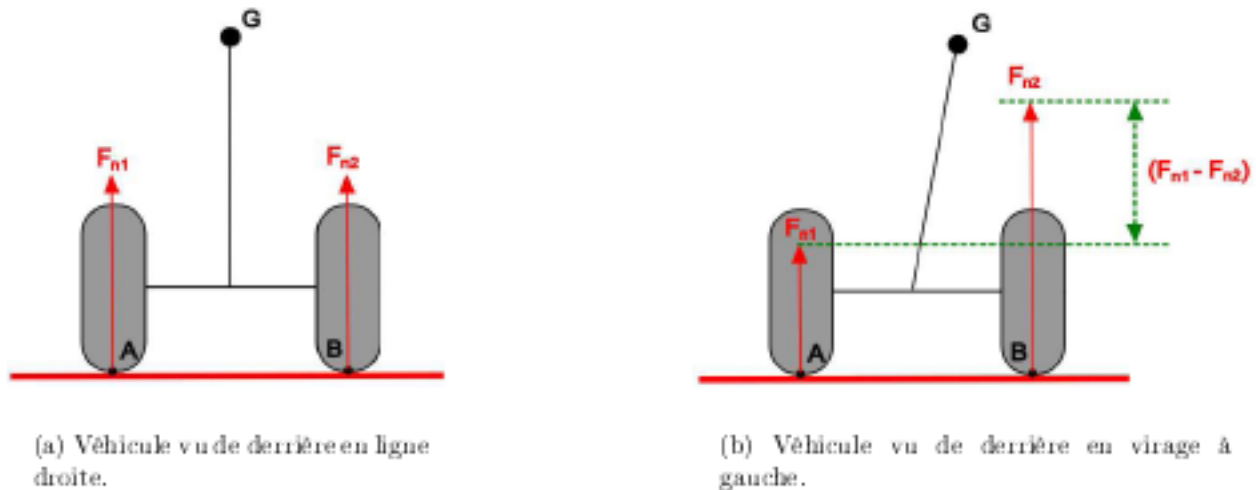


FIG. 1.10 – Mise en évidence du Transfert de Charge Latéral (*TCL*) lors d'un virage à gauche.

La stabilité latérale du véhicule peut être interprétée mathématiquement par un critère de renversement lié au Transfert de Charge Latéral (*TCL*) du véhicule, comme évoqué dans [GSB05b] et [JG04] :

$$TCL = F_{n1} - F_{n2} \quad (1.12)$$

où F_{n1} et F_{n2} représentent la somme des efforts normaux situés, respectivement, sur le côté gauche et le côté droit du véhicule.

La plupart du temps, une variante de l'équation (1.12) est utilisée ([SCS06], [OBA99]). Elle consiste à normaliser la définition générale du *TCL* :

$$TCL = \frac{F_{n1} - F_{n2}}{F_{n1} + F_{n2}} \quad (1.13)$$

L'équation précédente peut alors être utilisée de la manière suivante : si la valeur absolue du *TCL* est égale à 1, alors les efforts normaux situés sur l'un des deux côtés du véhicule sont nuls. A ce moment là, les roues situées sur le côté délesté ne sont plus en contact avec le sol et le véhicule se trouve dans une situation instable avec un risque de renversement latéral important.

Finalement, ce critère de stabilité est l'un des plus utilisés dans le monde de la robotique mobile puisqu'il a la particularité de traduire exactement la notion de stabilité latérale définie par la perte du contact entre les roues situées d'un côté du véhicule et le sol. De plus, les modèles utilisés pour obtenir une évolution analytique du *TCL* sont relativement simples et peu de mesures sont nécessaires pour en effectuer le calcul. Ainsi, en fixant un seuil critique de renversement sur le *TCL* (i.e. $|TCL| < 0.8$ qui est la limite généralement admise), une marge de stabilité du véhicule peut facilement être fixée et utilisée pour commander le véhicule et assurer sa stabilité, par exemple par le freinage découplé du véhicule [Sch06].

1.3.4 Choix du critère de risque

Bien que la plupart des critères de risque présentés puissent être utilisés afin de développer des systèmes d'aide à la conduite, certains d'entre eux nécessitent l'intégration de capteurs très

coûteux et très encombrants sur le véhicule. De même, la modélisation nécessaire au calcul d'un indicateur peut parfois être lourde et il est alors difficile d'en extraire les équations analytiques. Par conséquent, l'objectif de cette partie est de présenter l'ensemble des avantages et inconvénients de chaque critère évoqué à la section précédente, et discuter de leur possible intégration sur un véhicule léger tout terrain de type quad, caractérisé par des dimensions et un prix d'achat faibles.

En premier lieu, il convient d'écarter les critères de stabilité statique. En effet, l'application visée étant l'évitement du renversement latéral de véhicules se déplaçant à grande vitesse, les critères de stabilité statiques ne peuvent être utilisés puisqu'ils sont dédiés au calcul de la marge de stabilité du véhicule en régime établi lors d'un virage; or il est indispensable de quantifier le taux de stabilité latérale de l'engin dans toutes les conditions sans se restreindre à un seul type de manœuvres.

En conséquence, l'objectif est d'identifier le critère de stabilité dynamique (section 1.3.3.3) le plus adéquat pour étudier la stabilité d'un véhicule à 4 roues. Les critères basés sur la position du CdG sont très précis et donnent une très bonne estimation du taux de stabilité du véhicule. Malheureusement, le calcul fait appel à une instrumentation trop coûteuse et encombrante (centrale inertielle, accéléromètres, inclinomètres), ce qui rend impossible leur utilisation dans le cadre de la stabilité des VLTT.

On rencontre le même problème pour le critère appelé Force Angle Measurement. L'instrumentation nécessaire pour connaître la direction de la force résultante est très coûteuse et nécessite la connaissance de nombreux paramètres du véhicule : distance entre les points de contact et le CdG, hauteur du CdG...

Le critère basé sur l'accélération latérale semble être adapté à la mobilité à haute vitesse en milieu naturel. En effet, il ne nécessite que très peu de capteurs (accéléromètres) et permet d'évaluer la stabilité du véhicule quelle que soit la manœuvre réalisée. Néanmoins le seuil critique de renversement sur l'accélération latérale reste difficile à évaluer puisqu'il dépend de l'angle de roulis du véhicule.

Un indicateur de risque basé sur l'angle de roulis est lui aussi adapté à la stabilité latérale des VLTT, peu de capteurs étant nécessaires. Cependant en plus de la mesure de l'angle de roulis par un inclinomètre, les mesures de la vitesse de roulis et de l'accélération de roulis sont nécessaires si l'on souhaite développer un critère dynamique. Pour ce faire, la dérivation numérique ne peut être envisagée car les signaux délivrés par les inclinomètres sont très bruités et peu fiables. Il est indispensable d'utiliser une centrale inertielle, ce qui reste un capteur assez onéreux pour être embarqué sur un quad. Comme pour l'accélération latérale, le seuil critique de renversement est difficile à définir car l'angle de roulis critique ne peut être calculé.

Pour ce qui est des critères énergétiques, il convient de rappeler que la méthode nécessite le calcul en temps réel de l'énergie potentielle du véhicule et de son énergie cinétique, ce qui fait appel à beaucoup de paramètres parfois difficilement identifiables. Par exemple, si le véhicule est doté de suspensions, comme la plupart des VLTT, alors le calcul de l'énergie cinétique devient

plus complexe et fait appel à l'amortissement et à la raideur de la suspension. L'énergie potentielle est difficilement mesurable puisqu'elle nécessite la connaissance exacte de la position du CdG. Enfin, l'énergie potentielle critique de renversement est elle-aussi difficilement mesurable puisqu'elle nécessite l'emploi d'un banc de mesure afin de la déterminer au préalable.

Enfin, le **TCL** est un critère dont les deux principaux avantages sont le fait qu'il nécessite une modélisation du véhicule relativement simple et que le seuil critique de renversement est facilement réglable puisqu'un **TCL** unitaire signifie que deux roues situées du même côté du véhicule ne sont plus en contact avec le sol, le véhicule se trouvant alors dans une situation à risque de renversement. Peu de mesures sont nécessaires à son estimation : l'angle de braquage, la vitesse linéaire du CdG et la vitesse de lacet du véhicule. L'instrumentation à embarquer (un capteur d'angle de braquage, un radar Doppler et un gyromètre) reste donc abordable financièrement et est peu encombrante. Par ailleurs, il renvoie à une grandeur physique mesurable bien que l'utilisation de capteurs d'effort n'est pas envisageable sur tous les VLTTs. Néanmoins, de tels systèmes de mesure permettent d'avoir une réalité terrain, ce qui est intéressant en phase d'étude.

Finalement, en fonction des avantages et inconvénients de chacun des critères de stabilité évoqués, le tableau 1.1 permet de dresser un bilan quant à l'intégration et l'utilisation de ces indicateurs sur un VLTT.

TAB. 1.1 – Intégrabilité des critères de risque de renversement latéral sur un VLTT.

Critère de risque	Mesures nécessaires	Coût des capteurs	Complexité du modèle	Précision	Détermination du seuil critique
Statique	Accélération latérale du CdG	faible	faible	faible	simple
Position du CdG	3 vitesses angulaires 3 accélérations linéaires 3 vitesses linéaires	élevé	moyenne	bonne	simple
Angle de la force globale	3 accélérations linéaires 3 accélérations angulaires	élevé	moyenne	bonne	simple
Accélération latérale	Accélération latérale du CdG	élevé	moyenne	bonne	difficile
Angle de roulis	Angle de roulis Vitesse angulaire de roulis Accélération angulaire de roulis	élevé	faible	bonne	difficile
Critère énergétique	Angle et vitesse de roulis	moyen	élevée	bonne	difficile
TCL	Angle de braquage Vitesse linéaire du CdG Vitesse angulaire de lacet	faible	faible	bonne	simple
TCL	Efforts normaux : capteurs d'effort	élevé	faible	bonne	simple

Il apparaît clairement qu'en vu de développer des systèmes de sécurité actifs pour les Véhicules Légers Tout Terrain (VLTT) et plus particulièrement les quads, le critère du Transfert de Charge Latéral est le plus pertinent. Par conséquent, pour nos travaux, nous avons considéré la définition suivante d'une situation à risque de renversement latéral :

Définition 1. *Le véhicule est considéré comme étant dans une situation à risque de renversement latéral dès lors que la valeur absolue de son Transfert de Charge Latéral est égal à 1. Dans ce cas, les roues situées du même côté du véhicule ne sont plus en contact avec le sol.*

1.3.5 Solutions développées pour la stabilité des véhicules

1.3.5.1 Introduction

En utilisant les critères de stabilité qui viennent d'être évoqués, la détection du phénomène de renversement latéral peut facilement être réalisée dès lors que le véhicule possède l'instrumentation adéquate. C'est dans cet esprit que beaucoup de systèmes d'aide à la conduite ont été développés notamment dans l'industrie automobile. Parmi eux, on peut citer le Stable-Alert : Stability Monitoring and Alarm System, mis au point par la société Roadway Safety Systems. Ce système utilise plusieurs capteurs de vitesse et des capteurs dynamométriques pour mesurer le transfert de charge latéral.

Un autre de ces systèmes d'information, appelé LGAAlert, a été développé par Stability Dynamics Ltd [SD]. Il s'agit d'un outil destiné à être embarqué sur les véhicules de pompiers destinés à la surveillance d'incendie dans les aéroports. LGAAlert est un système qui utilise la mesure de l'accélération latérale en 6 points différents du véhicule afin de donner un niveau de stabilité au pilote en fonction de tables identifiées au préalable. Ces tables permettent de faire la correspondance entre les valeurs d'accélération latérale mesurées et l'angle de roulis du véhicule. En fonction de la différence entre l'angle de roulis limite de renversement et l'angle de roulis du véhicule, un signal gradué est envoyé au conducteur.

Enfin, un laboratoire de recherche spécialisé dans l'étude de la dynamique des véhicules situé aux Pays-Bas a mis au point un système d'information appelé Tilt Monitoring System [TNO]. Il s'agit d'un outil destiné aux véhicules de type poids lourds. L'approche utilisée consiste à mesurer à la fois l'accélération latérale et la pression dans les suspensions (mesure indirecte de la charge sur la roue) afin d'en déduire l'accélération latérale maximale admissible par le véhicule. Si le système détecte une situation dangereuse, un signal est envoyé au conducteur.

Néanmoins, bien que la détection soit un premier objectif à atteindre, il est rare que celle-ci suffise à éviter le renversement du véhicule. En effet, la détection peut être utilisée comme moyen d'information au pilote, mais le temps de réaction de celui-ci couplé à la dynamique rapide des véhicules, en particulier tout-terrain, font que parfois le conducteur ne peut réaliser les actions correctrices nécessaires à la stabilisation de son véhicule.

Ainsi, et essentiellement dans le domaine automobile et des poids-lourds, beaucoup de chercheurs tentent de développer des solutions actives et/ou passives, automatiques et/ou mécaniques destinées à la stabilité latérale du véhicule. Ces solutions ont pour objectif le contrôle partiel des facteurs à l'origine du renversement latéral. Comme on ne peut agir sur les paramètres de l'environnement et les paramètres géométriques (hauteur du CdG, voie, empattement), ce sont généralement les entrées du pilote (vitesse, angle de braquage) et les suspensions du véhicule qui sont assujetties aux lois de commande et à l'ajout de systèmes mécaniques de stabilisation. La partie suivante est donc consacrée à la description de ces systèmes.

1.3.5.2 Systèmes de sécurité passifs

Avant l'avènement de l'électronique embarquée et des systèmes de mesure bas coût, les premières techniques de stabilisation latérale des véhicules ont débouché sur la conception de systèmes appelés Barre Anti-Roulis (BAR). Comme évoqué précédemment, il a été remarqué que c'est la prise de roulis (i.e. la présence d'un angle de roulis) qui augmente le risque de renversement latéral, puisqu'en plus du phénomène de transfert de charge, s'ajoute un déplacement latéral du CdG. L'objectif des barres anti-roulis est de limiter l'évolution de l'angle de roulis afin d'éviter le décalage latéral du CdG et ainsi diminuer le *TCL* lors de la prise de virage par exemple.

Pour ce faire, une barre anti-roulis est un élément mécanique généralement en forme de U ([Hal95]) qui est fixé au châssis et relie les roues droite et gauche d'un même essieu aux extrémités de la suspension, comme décrit sur la Figure 1.11. Cette barre se déforme dès qu'il y a une différence de hauteur entre les deux roues reliées, c'est donc son élasticité et sa raideur qui permettent de réduire la prise de roulis du châssis (i.e. de la masse suspendue du véhicule) par création d'un couple de torsion au sein de la barre. Par la même occasion, la barre a un deuxième effet, elle permet d'absorber une partie du *TCL*, c'est-à-dire qu'une partie des efforts normaux de contact qui auraient dû être transférés sur le côté extérieur du véhicule sont absorbés et renvoyés sur le côté intérieur, limitant ainsi le risque de renversement latéral.



FIG. 1.11 – Montage d'une barre anti-roulis sur l'essieu avant d'une automobile - www.auto-innovations.com

Malheureusement, une trop grande raideur diminue largement le confort (le châssis paraît dépourvu de suspensions et toutes les irrégularités de la route sont ressenties par le pilote) et l'information de la limite d'adhérence au conducteur [BTA06] puisque la raideur des suspensions (modifiée par l'emploi d'une BAR) a une influence sur le caractère sur-vireur ou sous-vireur du véhicule. C'est pour cette raison que les chercheurs se tournent essentiellement vers le développement de BAR actives.

Enfin, il est à noter que l'emploi de ces organes n'est pas réduit à la diminution du phénomène de roulis. En effet, ces éléments élastiques permettent aussi de régler le comportement du véhicule en virage. Le véhicule peut alors être plus ou moins sous-vireur selon les valeurs des raideurs des BAR dont il est équipé et les différences de réglage entre les trains avant et arrière. Néanmoins, l'emploi de BAR dans le cas des VLTT est à rejeter, car dans le cas des déplacements en milieu

naturel, il est indispensable que le véhicule soit doté d'une grande capacité de franchissement et donc d'un débattement de suspension important, ce qui n'est pas possible lors de l'emploi de BAR.

1.3.5.3 Systèmes de sécurité actifs

Dans la littérature, essentiellement quatre types de mécanisme actif sont utilisés pour traiter la stabilité latérale des véhicules [CP01]. Il s'agit : du contrôle actif de l'angle de braquage, des systèmes de suspensions actives, des systèmes de stabilisation actifs (Barres Anti-Roulis Actives BARA) et des systèmes de freinage différentiel. L'objectif de cette section est de présenter brièvement les différents systèmes qui caractérisent ces quatre catégories.

Contrôle actif de l'angle de braquage L'intérêt du contrôle actif de l'angle de braquage réside dans le fait que la modification de l'angle de braquage du véhicule a une conséquence directe sur la dynamique latérale de l'engin, alors que les systèmes de freinage ou de contrôle actif (suspensions et BARA) introduisent nécessairement un retard lors de l'envoi de la commande. Historiquement, le contrôle actif de l'angle de braquage est étudié depuis plus de 40 années premiers travaux [KK69] ont permis de réaliser un système de contrôle basé sur la mesure de la vitesse de lacet. Un simple gain proportionnel était alors utilisé afin de générer une commande additive sur l'angle de braquage des roues avant. Un système de contrôle basé sur cette approche a été proposé également par la société TRW. Ce système est présenté sur la Figure 1.12. Il s'agit de fixer le système de direction sur le châssis en utilisant des liaisons élastiques (utilisation de bushing) permettant le déplacement latéral de la direction (suivant l'axe y de la Figure 1.12) ; la translation étant contrôlée par un système électrique ou hydraulique afin de générer une commande additive de braquage à la consigne désirée par le pilote, dans le but de réduire les risques de renversement.

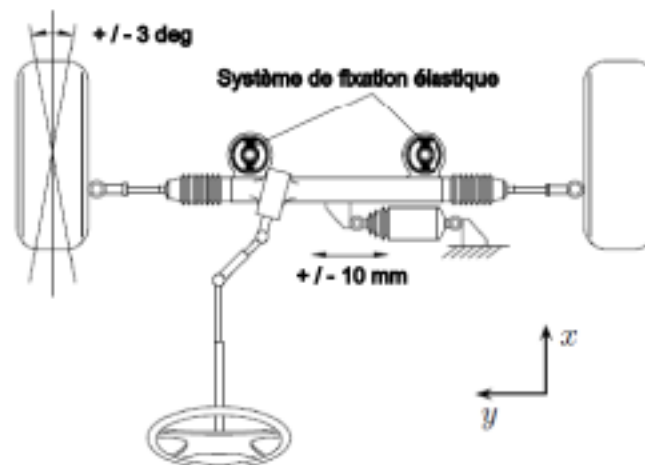


FIG. 1.12 – Système de contrôle de braquage développé par TRW.

La plupart des systèmes présentés ([AO98], [OBA99], [WMBS01], [MK02]) utilisent un critère de risque de renversement afin de générer la commande additive. Par exemple, l'objectif de la commande peut être de contraindre l'évolution du TCL ([AO98], [WMBS01]) dans une zone de stabilité : la commande est calculée afin d'imposer le fait que : $|TCL| < R_s$ où R_s est une

valeur de seuil critique de renversement ($0 < R_s < 1$).

Dans [AO98], la commande additive générée comporte deux termes. Le premier (noté δ_r sur la Figure 1.13) consiste à modifier la consigne du pilote en fonction de la valeur du TCL (estimé à partir de l'accélération latérale du véhicule) dès lors que $|TCL| > 0.9$: le terme calculé est $\delta_r = k_r(|TCL| - 0.9)$ où k_r désigne un gain. Le second terme δ_s est calculé de manière continue et consiste à augmenter l'amortissement de roulis tout en atténuant les oscillations en roulis du châssis. Cela consiste à mesurer le taux de roulis du véhicule (gyromètre) et de générer une commande à partir d'un correcteur PD : $\delta_s = k_p \cdot \dot{\varphi}_v + k_d \cdot \ddot{\varphi}_v$. Les deux termes obtenus sont ensuite ajoutés ou retirés de la consigne de braquage désirée par le pilote, c'est ce qui est décrit par le schéma suivant :

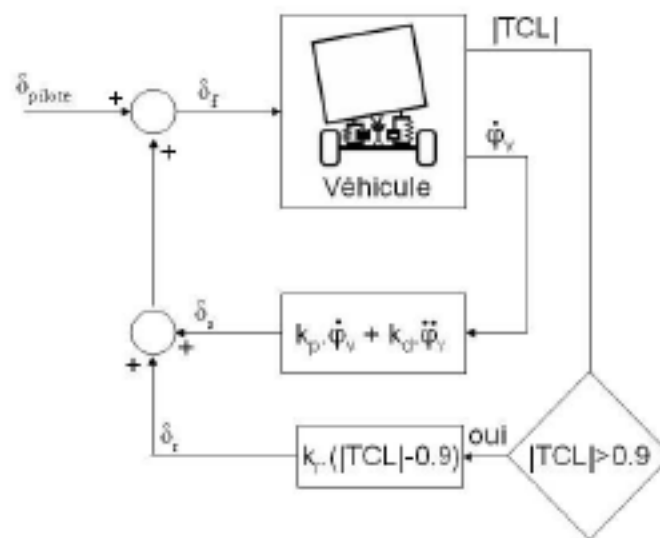


FIG. 1.13 – Loi de commande pour le contrôle actif de braquage proposée dans [AO98].

L'avantage de ce type de commande est sa rapidité, ce qui est nécessaire pour éviter le renversement du véhicule. De plus, elle permet d'engendrer des commandes qui respectent le confort de conduite du pilote contrairement aux solutions basées sur le freinage différentiel du véhicule. Néanmoins, avec une telle solution, le pilote perd la maîtrise de sa trajectoire, ce qui n'est pas envisageable dans notre cas (la législation européenne interdit la mise en place d'une telle commande sur les VLTTs).

Evitement du renversement par freinage différentiel L'approche utilisée par la plupart des systèmes de contrôle de la stabilité latérale par freinage différentiel (freinage indépendant de chacune des roues) ou total (freinage de toutes les roues) consiste à créer un couple de lacet au CdG afin de stabiliser le véhicule. L'avantage de cette approche, pour les véhicules urbains, est l'utilisation des actionneurs déjà mis en place lorsque le véhicule est équipé du système ESP (Electronic Stability Program - [Bos06]) ou du système VDC/VSC (Vehicle Dynamic/Stability Control - [EP00]) décrit sur la Figure 1.14. Ce système consiste à freiner une roue indépendamment des autres (roue en rouge sur la Figure 1.14) afin de créer un couple de lacet pour stabiliser le véhicule. Ainsi, de tels systèmes permettent à la fois d'assurer la stabilité directionnelle (rôle de l'ESP) mais aussi la stabilité en roulis, limitant ainsi le risque de renversement [Dah01].

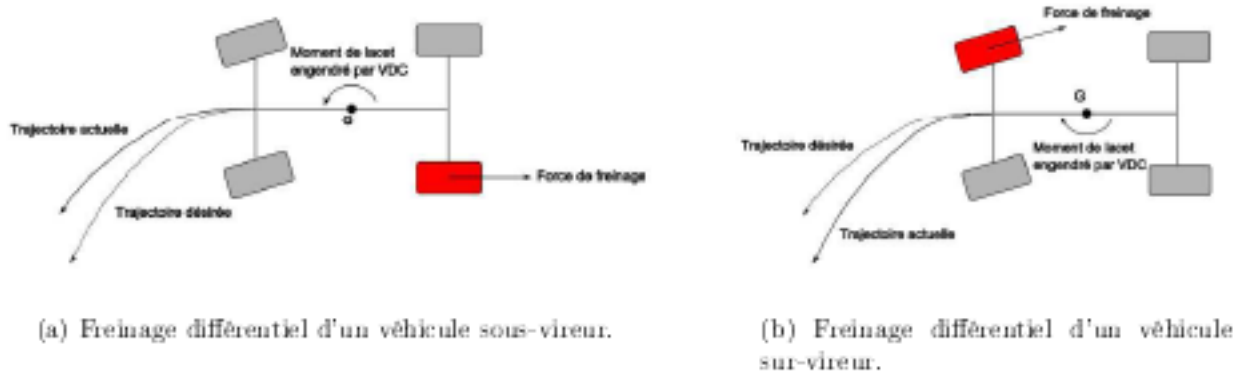


FIG. 1.14 – Principe du système VDC (Vehicle Dynamic Stability) - [HHJ+97].

Il existe de nombreux systèmes sur le marché, avec différents noms, mais la plupart d'entre eux fonctionnent de la même manière. On peut citer le système ROP (Roll-Over Prevention - [PSG98], [PSG99]) utilisé sur les camions et qui consiste à appliquer un couple de lacet de correction en fonction de la différence de glissement longitudinal constatée sur les roues situées de part et d'autre de chaque essieu, ce qui traduit qu'un côté de l'essieu n'est peut être plus en contact avec le sol, d'où le risque de renversement. La commande générée pour éviter le renversement est un freinage total de l'engin, il n'y a pas de découplage du freinage entre les roues.

Le système ARB (Anti Roll Braking) proposé dans [Wie99] permet de limiter l'accélération latérale du véhicule lorsque celui-ci est proche d'une situation dangereuse. Pour ce faire, la courbure de la trajectoire du véhicule est modifiée par application d'un couple de freinage sur la roue avant située à l'extérieur du virage : il s'agit cette fois-ci d'un freinage différentiel. Cette commande a pour conséquence d'augmenter le rayon de courbure actuel de la trajectoire afin de diminuer l'accélération latérale.

Dans [CP01], c'est le critère TTR (Time To Rollover, décrit dans 1.3.3.3) qui est utilisé pour détecter une situation à risque et éviter le renversement par freinage différentiel. Le critère TTR consiste à prédire le temps qu'il reste avant la situation de renversement en fonction de la valeur de l'angle et de la vitesse angulaire de roulis du véhicule. C'est ce critère qui permet ensuite d'activer le freinage. L'objectif de la loi de commande est de rendre le véhicule de plus en plus sous-vireur afin de diminuer son risque de renversement (par application d'un couple de freinage sur la roue extérieure au virage).

Par extension du TTR, dans [SHR06], une technique de commande par freinage différentiel a été développée afin de limiter la valeur de l'angle de roulis, dans le but d'augmenter la marge de stabilité latérale du véhicule.

Il existe aussi de nombreux systèmes de freinage différentiel basés sur l'évolution du *TCL* [OBA99], [SCS06] et [GSB05a]. De la même manière que pour les autres systèmes, c'est ce critère de risque qui déclenche le freinage différentiel des roues pour stabiliser la dynamique latérale en roulis du véhicule.

Enfin, depuis quelques années, on assiste à l'émergence de systèmes de stabilité basés sur un couplage des techniques de contrôle actif de l'angle de braquage et de contrôle différentiel du freinage [OBA99]. L'objectif de ces systèmes est de tirer parti des avantages de chacune des techniques de commande : le confort (contrôle du braquage) et la rapidité d'exécution (contrôle du freinage plus efficace que le contrôle du braquage).

Systèmes de suspensions actives Par définition, les systèmes de suspensions actives font référence à des suspensions qui utilisent un micro-contrôleur et des capteurs afin de générer une commande qui modifie les caractéristiques de la suspension (raideur, position...). Les suspensions actives peuvent être séparées en deux catégories. On distingue généralement les suspensions semi-actives et les suspensions actives [KS04]. La première catégorie fait référence à l'ensemble des systèmes de suspensions dont l'amortissement est la seule variable de commande (voir Figure 1.15(a)). Les suspensions semi-actives sont donc uniquement capables de dissiper de l'énergie. En ce qui concerne les suspensions actives, ce n'est pas l'amortissement qui est modifié mais une force supplémentaire est générée et ajoutée en parallèle de la suspension (voir Figure 1.15(b)). Avec cette technique, le système actif est capable de dissiper de l'énergie mais aussi d'en injecter dans la suspension.

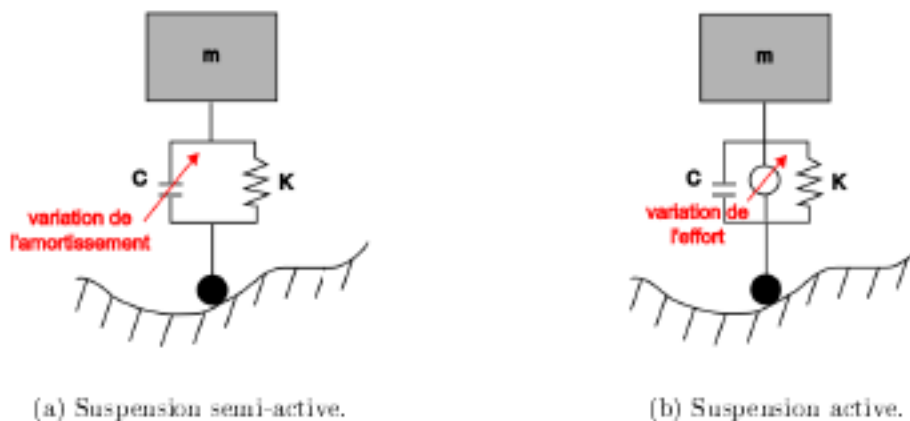


FIG. 1.15 – Principaux types de suspensions actives.

Les deux catégories de suspensions sont utilisées pour limiter les risques de renversement latéral. Dans la littérature, on trouve généralement deux approches ([LCC96], [Lin94]) pour traiter le problème de la stabilité latérale des véhicules par le contrôle des suspensions. La première technique consiste à minimiser l'angle de roulis de la masse suspendue en créant un moment de roulis (grâce aux suspensions actives) proportionnel à la valeur mesurée de l'angle. De façon analogue, la deuxième approche consiste à générer un couple de roulis afin de minimiser la valeur du *TCL*. Ces deux techniques permettent d'augmenter la stabilité du véhicule ainsi que sa manœuvrabilité. Le seuil critique de renversement (SRT) est ainsi augmenté de 20-30%.

Enfin, dans le cas des robots mobiles d'exploration articulés (i.e. parfois dénommés : robots reconfigurables), les suspensions actives sont généralement utilisées afin de modifier la structure du véhicule. Ceci a pour effet de modifier la position du CdG du robot (hauteur, décalage latéral...) et ainsi d'augmenter la marge de stabilité de l'engin. Cette technique est notamment utilisée dans [IRD03], [SW94] et [BB95]. Elle consiste à optimiser la configuration du véhicule

en minimisant une fonction de coût relative à la stabilité du véhicule. Néanmoins, de telles solutions impliquent le fait que les jambes du robot ou du véhicule soient articulées, ce qui n'est pas envisageable dans le cas des véhicules routiers et des VLTT, au vu des coûts engendrés par l'implémentation de tels systèmes.

Contrôle du renversement par Barre Anti-Roulis Actives (BARA) Puisque l'angle de roulis et l'accélération latérale sont deux variables clés dans l'étude du renversement latéral, les Barres Anti-Roulis Actives (BARA) ont été développées dans le but de générer un couple entre l'essieu avant/arrière et la masse suspendue du véhicule. L'angle de roulis est alors réduit et le seuil critique de renversement sur l'accélération latérale est augmenté. C'est en suivant cette logique que les systèmes tels que l'ACE (Active Cornering Enhancement - [PPB98]) ou encore le système DD (Dynamic Drive - [KBB⁺00]) ont été créés.

De la même manière, le système développé dans [SC99] ou [MC02], représenté sur la Figure 1.16, est constitué d'une barre anti-roulis active contrôlée par un moteur hydraulique fixé sur chacun des essieux du véhicule. Deux techniques de commande ont alors été étudiées. La première consiste à asservir l'angle de roulis du véhicule vers une valeur cible. La deuxième technique consiste à imposer un couple proportionnel à la valeur mesurée de l'accélération latérale. Le gain proportionnel est choisi en fonction de l'accélération latérale maximale admissible par le véhicule afin d'éviter le renversement latéral.

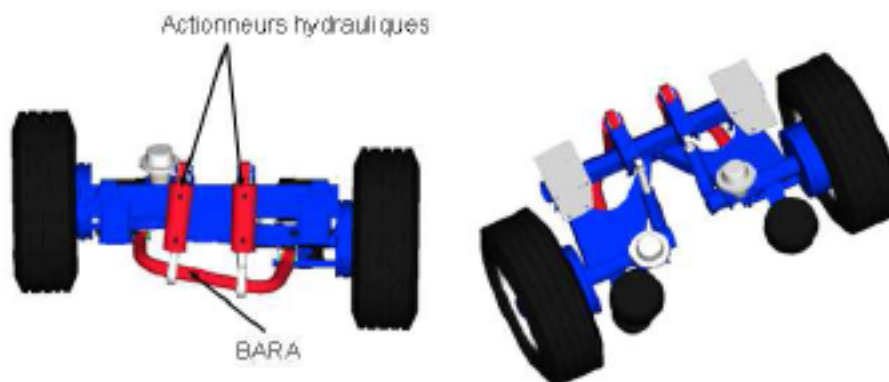


FIG. 1.16 – Système de stabilisation avec Barre Anti-Roulis Active (BARA) - [SC99].

Finalement, le principe des BARA est identique à celui des suspensions actives. Il s'agit d'imposer un couple de roulis entre l'essieu et la masse suspendue afin de diminuer l'accélération latérale du véhicule ou l'angle de roulis.

1.3.5.4 Conclusion sur les solutions dédiées au renversement latéral

La plupart des solutions développées pour le contrôle de la stabilité latérale des robots mobiles sont appliquées aux véhicules routiers et plus particulièrement aux poids lourds. En effet, il s'agit de véhicules dont la géométrie est très propice au phénomène de renversement latéral (CdG élevé), ce qui est renforcé par la possibilité qu'ont ces véhicules à rouler très vite et à engendrer des accélérations latérales importantes.

Il serait alors légitime de penser qu'un travail similaire aurait pu être réalisé afin d'étudier et de limiter les phénomènes de renversement latéral des engins légers. Malheureusement, bien que les VLTT soient des véhicules dont les caractéristiques géométriques (faible voie, CdG élevé) augmentent le risque de renversement, peu de solutions ont été développées pour la sécurité et la stabilité de ces véhicules. Seuls quelques engins sont équipés de barres anti-roulis [ARKS89]-[Fal03], mais cette solution, passive et mécanique, diminue largement les capacités de franchissement du véhicule puisque les roues d'un même essieu sont alors couplées par la barre. Enfin, l'ensemble des solutions citées précédemment ne peut être adapté aux VLTT puisque celles-ci nécessitent la mise en place d'actionneurs trop coûteux et trop encombrants pour être intégrés au véhicule.

Par conséquent, c'est la demande grandissante en matière de systèmes de sécurité actifs dédiés aux VLTT qui a abouti aux travaux de recherche présentés dans ce mémoire, comme l'évoque la problématique générale de la thèse présentée dans la section suivante.

1.4 Thématique et axe de recherche

Comme nous l'avons mis en évidence dans les sections bibliographiques précédentes, aucune solution autre que mécanique et/ou passive n'a encore été développée afin de faciliter la prise en main et la conduite des VLTT en général et des quads en particulier. Par conséquent, il semble essentiel de considérer des systèmes de sécurité actifs pour éviter les situations de renversement des VLTT. L'objectif principal des travaux développés dans ce mémoire peut être résumé de la manière suivante :

"L'objectif premier de cette thèse est de développer et/ou de concevoir un indicateur de risque de renversement latéral dédié aux robots mobiles évoluant en milieu naturel. Mais, il est important, en plus d'un système d'indication, de concevoir un système de sécurité actif appliqué aux VLTT afin de garantir la sécurité du pilote, quelle que soit la configuration du véhicule et quelles que soient les conditions d'adhérence". Pour ce faire, c'est le critère de stabilité du Transfert de Charge Latéral (*TCL*) qui a été choisi pour étudier, analyser et assurer la stabilité latérale des VLTT.

Les travaux de recherche présentés dans ce mémoire visent à développer des solutions qui touchent ici plusieurs axes de la recherche en sécurité active et qui sont à la frontière entre les développements réalisés dans le domaine automobile et ceux du domaine des robots mobiles. De même, si les développements réalisés dans la thèse peuvent être appliqués à différents types de véhicules légers tout terrain ou robots mobiles, ceux-ci sont détaillés pour le cas des véhicules de type quad avec un unique train directeur situé à l'avant. Plus précisément, les contraintes que nous avons retenues sont :

- **Développer des solutions adaptées au plus grand nombre possible de VLTT.** Bien que le cadre expérimental soit restreint aux quads, il convient de développer des modèles et des solutions génériques qui pourront être adaptés au plus grand nombre possible de véhicules et de robots mobiles.
- **Se focaliser sur l'évitement du renversement latéral.** Les études statistiques sur les accidents de quads et de VLTT, détaillées à la section 1.5.3, montrent que les accidents les plus graves sont liés à un renversement latéral sans présence d'obstacle. En conséquence,

notre étude portera sur l'évitement de ce phénomène.

- **Tenir compte de la variabilité des conditions d'adhérence.** Les algorithmes de calcul de l'indicateur de risque et la commande des systèmes actifs devront être capables de détecter et d'éviter les situations à risque de renversement latéral sur tout type de surface sur lesquelles le véhicule est susceptible d'évoluer. Dans le contexte d'évolution en milieu naturel, aucune connaissance a priori des conditions d'adhérence n'est disponible, rendant impossible l'utilisation d'un modèle fixe de contact roue-sol. La pluralité des conditions d'adhérence doit être prise en charge par les algorithmes de calcul de l'indicateur de risque et de commande réalisant l'évitement du renversement latéral sur de telles surfaces.
- **Prendre en compte la dynamique du pilote.** Contrairement à la plupart des véhicules lourds (camions, tracteurs, automobiles...), la dynamique du pilote ne peut être négligée. Les algorithmes de calcul doivent permettre d'assurer la stabilité du véhicule quels que soient les choix du pilote (consigne de vitesse et d'angle de braquage) et son influence sur le comportement global du véhicule (inclinaison du buste). Dans notre étude, nous nous limiterons au seul cas où un pilote est présent sur la selle du véhicule (i.e. sans passager).
- **Utiliser un système de mesure adapté.** Vu les dimensions caractéristiques des véhicules légers tout terrain (faible largeur, hauteur et longueur par rapport aux autres véhicules motorisés), il paraît essentiel dans notre étude d'utiliser des capteurs peu encombrants et nécessitant peu d'énergie pour leur fonctionnement, afin de faciliter leur intégration sur des véhicules de type quad. De même, le prix moyen d'un véhicule quad étant de 10.000 euros, l'instrumentation utilisée pour le développement des algorithmes devra être minimale et la moins coûteuse possible, interdisant dès lors une mesure directe du *TCL* (si ce n'est en laboratoire à des fins de vérification).

Ces différentes contraintes constituent alors une base de travail sur laquelle reposent les travaux de recherche décrits dans ce document.

1.5 Spécificités des VLTT

L'objectif de cette section est de présenter un peu plus en détail les principales caractéristiques des véhicules légers tout terrain de type quad, ces véhicules étant ceux choisis pour évaluer les algorithmes et lois de commande développés dans la thèse.

1.5.1 Définition des quads

Le terme « quad » désigne les véhicules relevant de la catégorie des quadricycles à moteur, ressemblant à la fois à l'automobile par les quatre roues dont ils sont équipés, mais aussi à la moto par la position et la conduite du pilote.

Si l'on se réfère à la norme développée par le SVIA (Specialty Vehicle Institute of America) en 2001, un véhicule quad est :

- un véhicule motorisé,
- pour utilisation hors route,
- à quatre roues,
- à pneus basse-pression,
- dont le conducteur a les jambes de part et d'autre du véhicule,
- conçu pour un seul conducteur (aucun passager).

Depuis 2001, la norme a légèrement évolué, puisqu'en France un véhicule de type quad peut être autorisé à circuler sur la route (parfois avec un passager) après homologation et immatriculation du véhicule. Néanmoins, ceci est restreint à certains types de quads, limités en vitesse et en cylindrée.

Parmi les quads, on peut distinguer les quads sportifs, agricoles (qui font office d'une homologation de type MAGA : MAchine AGricole automotrice), de loisir et enfin pour enfant.

La vitesse peut atteindre 130 km.h^{-1} et le poids à vide varie entre 200 et 400 *kg*. La cylindrée des moteurs peut varier de 50 *cm*³ pour la plupart des quads pour enfant à 800 *cm*³ pour les quads utilisés dans le domaine forestier ou agricole, avec une transmission de type quatre roues motrices (4*4) ou de type deux roues motrices (4*2). Dans le cas des deux roues motrices, ce sont les roues arrières qui sont reliées au moteur pour transmettre le couple, donc il s'agit de véhicules à propulsion (d'où le risque de cabrage).

Les quads peuvent aussi être différenciés par leur architecture de suspension. Ce sont soit des véhicules totalement suspendus (suspension double triangle et/ou McPherson à l'avant et à l'arrière du véhicule), soit des véhicules équipés de bras oscillant à l'arrière et de suspensions indépendantes à l'avant (McPherson).

Néanmoins, quel que soit le type de quad considéré, les trois caractéristiques mécaniques suivantes sont recherchées lors de leur conception :

- équilibre entre maniabilité et stabilité,
- capacité de franchissement en terrain accidenté et/ou glissant
- robustesse et fiabilité

1.5.2 Historique des véhicules de type quad

C'est dans les années 1960 que la société Honda a développé, au Japon, les premiers modèles de Véhicules Légers Tout-Terrain (VLTT) pour l'usage personnel. Au départ, ces engins ont été créés pour atteindre les villages éloignés et isolés. Pour répondre à ce besoin, c'est un engin à trois roues (maniable, robuste et polyvalent) qui fait son apparition. Son usage est alors très vite détourné afin de l'utiliser dans le cadre agricole; le véhicule est utilisé pour réaliser des tâches simples (déplacement de l'agriculteur sur son exploitation, nourrissage des animaux, mise en place de clôture électrique...) de manière rapide et moins coûteuse qu'avec un tracteur agricole. Après avoir identifié le potentiel commercial des VLTT, Honda introduit en 1970 le premier VLTT à trois roues aux Etats-Unis, il s'agit de l'ATC90 :



FIG. 1.17 – ATC90.

L'utilisation de cet engin s'étend très vite à plusieurs activités comme la pêche, la randonnée,

les tâches forestières, et surtout il s'avère être, encore une fois, une alternative économique au tracteur agricole. Puis, au cours des années 1970 et 1980, de nouvelles entreprises lancent sur le marché leur propre modèle. Parmi celles-ci, on retrouve Yamaha en 1979, Kawasaki en 1981, Suzuki en 1982, Polaris en 1985, Arctic Cat en 1995 et Bombardier en 1998. Durant ces années, le marché du VLTT n'a cessé d'augmenter avec près de 7 000 000 de quads en circulation aux Etats-Unis en 2006, et plus de 40 000 quads vendus chaque année en France depuis 2001. A ce phénomène est associée une augmentation flagrante du nombre d'accidents qui passe, aux Etats-Unis, de 8 600 blessés en 1982 à 64 000 en 1984 [Sus89] (aujourd'hui, le CPSC - Consumer Product Safety Commission - [Lev03] estime à 147 000 le nombre de personnes blessées lors d'accidents de quad).

Finalement, en 1987, le gouvernement américain décide de poursuivre en justice l'ensemble des fabricants de VLTT. Il est notamment reproché à la compagnie Honda et à ses concurrents de vendre un produit motorisé dangereux en le publicisant comme un jouet familial. La poursuite indique qu'aucune analyse de la sécurité du conducteur, mise en garde des pilotes et étude sur la considération de la conduite des enfants, n'ont été réalisées [Ben03]. Les principaux accidents qui attirent l'attention du CPSC sont de trois types : une perte de contrôle du véhicule, un renversement latéral (sur le côté) ou un renversement longitudinal (avant - arrière) et enfin l'éjection du conducteur et/ou passager à la suite d'un cahot.

Pourtant, en 1969, avant leur introduction aux Etats-Unis, un ingénieur travaillant pour Honda, lui-même victime d'un renversement latéral lors d'essais, fait 2 recommandations. La première propose que les VLTT soient équipés de différentiel à l'arrière, afin de faciliter la prise de virage. La deuxième concerne le raccourcissement de la selle pour dissuader les pilotes d'emmener avec eux un ou des passagers sur le véhicule [Weg92].

Finalement, en 1988, un arrêt négocié avec le CPSC met fin à la production et à la vente des tricycles, dès lors les quads seront uniquement conçus avec quatre roues. Les conditions de vente suivantes sont imposées sur une période de 10 ans aux fabricants de VLTT :

- Les industriels ont pour obligation d'appliquer sur leur véhicule des autocollants rappelant les consignes de sécurité,
- Il est interdit de vendre des VLTT de plus de 90 cm^3 pour un usage destiné aux enfants de moins de 16 ans,
- Les industriels s'engagent à lancer une campagne d'information publique sur les risques de la conduite des VLTT [CFA03]

Pour veiller à la mise en place et à l'application de ces nouvelles règles, le All-Terrain Vehicle Safety Institute (ASI) est constitué en 1988. Puis le SVIA publie en 1990 (mise à jour en 2001) une norme sur les caractéristiques souhaitables des VLTT. Les industriels travaillent aujourd'hui en collaboration avec le SVIA.

En Europe, peu d'associations ou d'instances gouvernementales se sont intéressées à la lutte contre les accidents de VLTT. On peut citer néanmoins la All-Terrain Vehicle European Association (ATVEA) qui réunit les plus grands constructeurs de quads présents sur le marché européen (Arctic Cat, Honda, Kawasaki, Polaris...). Cette association, créée en 2003, a trois principaux objectifs :

- Promouvoir l'utilisation correcte des VLTT en Europe,
- Contribuer au développement d'une réglementation pour la fabrication et l'utilisation des quads dans les pays européens,
- Contribuer à l'éducation et l'entraînement des personnes qui utilisent un quad.

En France (plus gros marché d'Europe), c'est historiquement en 1986 que sont apparus pour la première fois les VLTT. A cette époque, les principaux demandeurs étaient des agriculteurs, mais de nos jours le véhicule est aussi utilisé comme engin de loisir. Malheureusement, la France comme tous les autres pays, n'échappe pas à l'augmentation des accidents de quad.

1.5.3 Accidents de VLTT recensés dans le monde

1.5.3.1 Causes principales des accidents

L'engouement pour les VLTT et l'explosion du marché du quad ces dernières années s'accompagnent inévitablement d'un nombre d'accidents en constante augmentation. En effet, bien que les quads aient été conçus pour offrir une forte maniabilité au pilote, leurs caractéristiques géométriques (faibles dimensions) et dynamiques en font des véhicules peu stables en milieu naturel, comme évoqué dans [BZGB05], [WR05], [Fal03], [Baa04] et [WTBF04].

Ce constat est renforcé par le fait qu'il n'existe, à ce jour, aucune véritable formation pour la conduite des VLTT, ni législation permettant de fixer les règles de conduite de ce type de véhicule.

De surcroît, et particulièrement dans le milieu agricole, de plus en plus d'outils de travail (tondeuse tractée, pulvérisateur porté, outil viticole porté... - voir Figure 1.18) adaptables sur les quads ont fait leur apparition. Pourtant, il convient de rappeler que les véhicules légers n'ont jamais été développés afin de porter ou tracter un quelconque outil. Qui plus est, ces outils vont énormément impacter sur la stabilité du véhicule, voire le rendre instable, ce qui augmente alors le risque d'accident dans le domaine agricole.



(a) Tondeuse tractée.



(b) Pulvérisateur et lame embarqués.



(c) Outil de traitement viticole.

FIG. 1.18 – Outils adaptables sur les VLTT.

Il convient de rappeler que le nombre d'accidents ne cesse d'augmenter, et particulièrement dans le milieu agricole, puisque les règles de sécurité simples (port du casque, de gants et de vêtements longs) ne sont pas ou peu respectées. Une étude, menée par le Cemagref en 2005 [Pla05], met en évidence le caractère laxiste des exploitants vis-à-vis des règles de conduite de ces véhicules. En effet, la Figure 1.19 permet de visualiser la fréquence moyenne d'utilisation des différents outils de protection par un agriculteur, lors de l'utilisation de son véhicule. Ce graphique établi à partir d'un échantillon d'environ 160 personnes, met en évidence le fait que seulement 30% des personnes interrogées assurent utiliser un casque à chaque utilisation de leur

quad. Au contraire, 48% d'entre elles avouent ne jamais utiliser de moyens de protection lors de l'utilisation de leur véhicule.

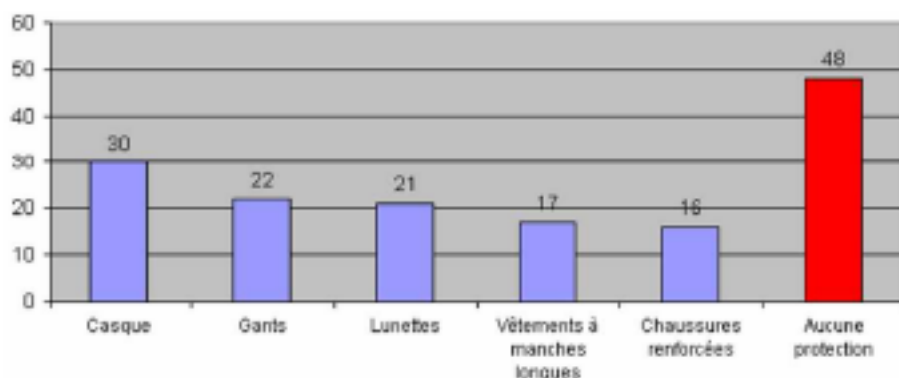


FIG. 1.19 – Fréquence moyenne d'utilisation des éléments de protection - en (%).

1.5.3.2 Données accidentologiques liées à l'utilisation des quads

Au niveau national, en France, seule la CCMSA dispose de données accidentologiques et ce, uniquement dans le milieu agricole. Depuis 2001, environ 50 accidents sont recensés chaque année [MSA06], avec une légère augmentation en 2007, puisque 80 accidents ont été répertoriés. Face à ce constat, en 2008, la MSA a mis en place des sessions de formation à la conduite des quads.

Au niveau international, il est plus facile de quantifier le caractère dangereux des quads puisque des institutions gouvernementales ont été spécialement créées pour mener des études accidentologiques liées à l'utilisation des quads. Par exemple, aux États-Unis, c'est près de 147 000 personnes qui sont blessées chaque année dans un accident de quad [CPS08]. Le CPSC a d'ailleurs évalué à 0.7% le risque d'avoir un accident pour un pilote de quad [Lev03]. Enfin, depuis 1982, 7 188 personnes ont été tuées lors d'un accident mettant en cause un véhicule tout terrain [CPS08]. Au même moment, au Canada, le Canadian Institute for Health Information (CIHI) a noté une augmentation de 25% du nombre d'hospitalisations dues à un accident survenu en quad.

1.5.3.3 Type d'accidents recensés en quad

Parmi l'ensemble des accidents survenus en quad, deux catégories sont généralement distinguées [EK03] : d'une part les accidents liés à un impact entre le véhicule et l'environnement, et d'autre part les accidents dus à une mauvaise manœuvre du pilote. Dans cette dernière catégorie, deux types de situations dangereuses sont recensés : le renversement longitudinal et le renversement latéral. L'étude menée par le Cemagref en 2005 [Pla05] (voir Figure 1.20) met en évidence que la plupart des accidents survenus en quad, dans le milieu agricole, sont soit des renversements latéraux, soit des renversements longitudinaux ; très peu d'entre eux sont issus de collisions avec des éléments extérieurs. C'est aussi le constat qui est fait à l'étranger [Wis07].

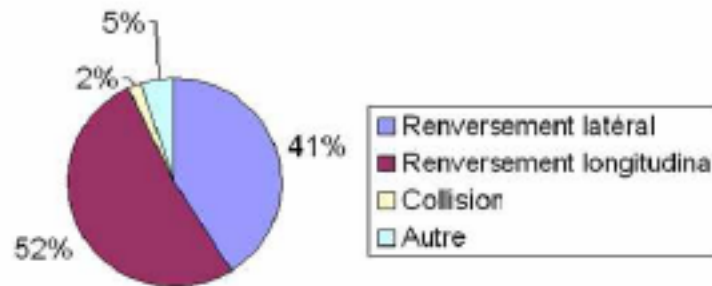


FIG. 1.20 – Part des différents types d'accidents recensés en France dans le milieu agricole.

1.5.3.4 Conclusion

Il apparaît clairement que les accidents essentiellement rencontrés en quad sont des renversements latéraux ou des renversements longitudinaux du véhicule. Néanmoins, la gravité des blessures engendrées lors d'un renversement latéral est plus importante que lors d'un renversement longitudinal ([LGW98]-[CPS08]), surtout si le pilote n'a pas respecté les consignes de sécurité. Par conséquent, nos travaux ont pour objectif de s'intéresser, en premier lieu, au cas du renversement latéral de l'engin.

1.6 Etude du comportement dynamique des quads

Cette section est composée de trois parties. La première est axée sur la description des moyens d'expérimentation utilisés pour valider les développements théoriques réalisés. Ensuite l'instrumentation utilisée pour le calcul et la validation des algorithmes développés sera précisée. Finalement les premières simulations réalisées grâce au logiciel Adams seront présentées, afin de visualiser l'évolution typique du *TCL* lorsque le véhicule se trouve dans une situation à risque de renversement latéral et de montrer ainsi l'influence de certains paramètres sur le *TCL*.

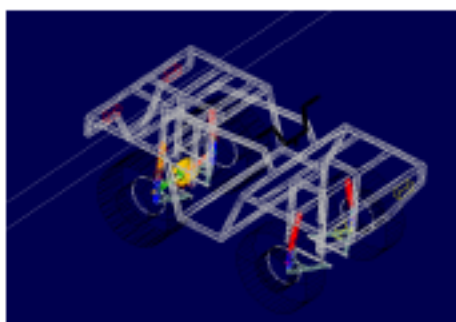
1.6.1 Moyens d'expérimentation

1.6.1.1 Simulateur

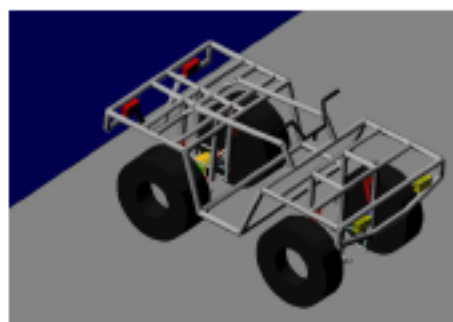
Une maquette numérique de quad a été conçue sous le logiciel Adams, commercialisé par la société MSC Software (ce logiciel est largement utilisé dans l'automobile et l'aéronautique). La Figure 1.21 présente l'architecture retenue, composée de suspensions de type McPherson à l'avant et à l'arrière. Le quad virtuel est équipé d'un différentiel à l'arrière. Le contact roue-sol utilisé est de type impact pour les efforts normaux (paramétré par une raideur et un amortissement) et de type Coulomb (basé sur la vitesse de glissement au point de contact) pour les efforts de friction. Les dimensions de la maquette sont basées sur des données réelles. Enfin un pilote a été conçu pour être intégré à la maquette numérique. Notons que les paramètres de conception du quad sont modifiables : l'empattement, la voie, la masse, les moments d'inertie et la position du Centre de Gravité (CdG) sont paramétrés par des variables de conception.

Plusieurs tests ont été réalisés pour valider le fonctionnement de la maquette virtuelle. Des tests sur les différents éléments de conception (direction paramétrée par l'épure de Jeantaud

[Hal95], différentiel, suspensions...) ainsi que sur le comportement cinématique et dynamique de l'engin ont été menés et répertoriés en annexe A de ce document.



(a) Vue isométrique de la maquette numérique - mode filaire.



(b) Vue isométrique de la maquette numérique - mode render.

FIG. 1.21 – Vues isométriques de la maquette numérique Adams - mode filaire et render.

1.6.1.2 Moyens d'expérimentation en grandeur réelle

Deux quads réels ont été utilisés afin de valider les algorithmes sur deux types de machines différentes, puisque les éléments mécaniques utilisés pour la conception de chacun des quads sont différents. Plus de détails sur ces véhicules peuvent être trouvés en annexe B. Le premier est un quad de loisir de marque *Kymco* type *Mxer150*. C'est un véhicule de 150 cm^3 de cylindrée, doté de suspensions indépendantes (type McPherson) à l'avant et d'un bras oscillant à l'arrière. Le deuxième est un quad utilitaire de marque *Massey Ferguson* type *MF400H*. La cylindrée de cet engin est de 400 cm^3 , il est doté de suspensions indépendantes de type McPherson à l'avant et de suspensions indépendantes de type double triangles à l'arrière. Les deux véhicules qui viennent d'être évoqués sont décrits sur la figure suivante.



(a) Quad Kymco Mxer 150.



(b) Quad Massey Ferguson MF400H.

FIG. 1.22 – Moyens d'expérimentation réels.

Enfin, un robot mobile électrique, décrit sur la Figure 1.23, a été utilisé afin de valider le système de sécurité actif développé. Ce robot fabriqué par la société Robosoft est une plateforme expérimentale dont le poids et la vitesse maximale sont respectivement de 350 kg et 8 m.s^{-1} .



FIG. 1.23 – Plateforme expérimentale RobuFAST.

1.6.2 Instrumentation des véhicules

Pour pouvoir estimer le critère du Transfert de Charge Latéral (noté TCL) à partir d'un modèle de véhicule et de capteurs bas coût (voir section 1.3.4), il est nécessaire d'avoir accès à :

- une mesure de la vitesse de lacet du véhicule ($\dot{\psi}$),
- une mesure de la vitesse linéaire du centre de l'essieu arrière du véhicule (v),
- une mesure de l'angle de braquage de l'engin (δ).

Les capteurs permettant d'acquérir ces 3 mesures sont décrits successivement ci-dessous.



FIG. 1.24 – Potentiomètre linéaire filaire utilisé pour la mesure de l'angle de braquage.

Les véhicules expérimentaux utilisés ont été dotés d'un capteur d'angle de braquage constitué d'un potentiomètre linéaire filaire (WayCon SX50 - 150€) qui s'enroule autour de la colonne de direction. Ce dispositif de mesure, présenté sur la Figure 1.24, nécessite un étalonnage préalable afin de relier la valeur de la tension mesurée dans le potentiomètre linéaire à la valeur de l'angle de braquage équivalent du modèle bicyclette. La précision du capteur après étalonnage est de 0.1° .

La mesure de la vitesse du centre de l'essieu arrière a été réalisée par l'intermédiaire d'un radar à effet Doppler de type DRS1000 (coût : 1000€). Il s'agit d'un radar Doppler mono-faisceau (35.5 GHz). Ce capteur, décrit sur la Figure 1.25(a), reste peu coûteux et très précis, comme le montre la Figure 1.25(b). Sur celle-ci, la vitesse d'un véhicule enregistrée avec le radar Doppler a été comparée à la vitesse enregistrée avec un GPS cinématique. On peut remarquer que les valeurs des vitesses enregistrées par les deux capteurs sont relativement bien superposées. Le

GPS cinématique étant très précis [Len05], la comparaison des deux enregistrements permet de conclure quant à la précision du radar Doppler, qui est de 0.1 m.s^{-1} .

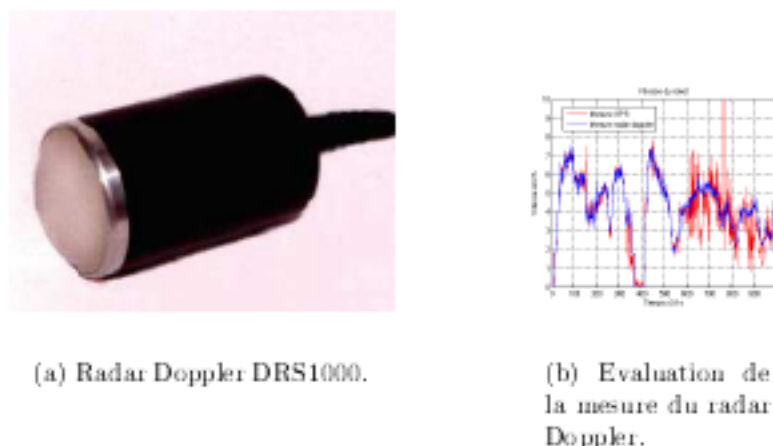
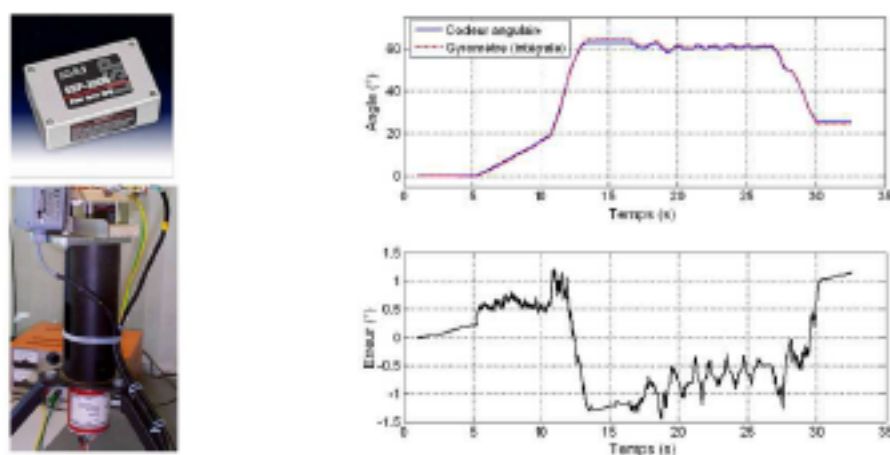


FIG. 1.25 – Radar Doppler DRS1000 utilisé pour la mesure de la vitesse linéaire.

La mesure de la vitesse de lacet a été réalisée grâce à un gyromètre (KVH DSP3000 - 1000€) à fibre optique présenté sur la Figure 1.26(a). Le principe du gyromètre à fibre optique découle de l'effet Sagnac : la vitesse de rotation mesurée est issue de la différence de phase entre deux ondes de lumière émises dans un anneau constitué d'une fibre optique. La vitesse de lacet est alors obtenue avec une précision de $0.05 \text{ }^\circ.\text{s}^{-1}$. Afin de mettre en évidence la précision de ce capteur, une plate-forme tournant autour de son axe principal a été utilisée. L'angle mesuré à partir du gyromètre et l'angle mesuré grâce à un codeur angulaire absolu de 4 096 positions ont été comparés. La Figure 1.26(b) permet de visualiser les résultats. L'écart type de l'erreur commise entre le gyromètre et le codeur est de $0.07 \text{ }^\circ.\text{s}^{-1}$.



(a) Gyromètre DSP3000 et plate-forme d'évaluation.

(b) Evaluation de la mesure du radar Doppler.

FIG. 1.26 – Gyromètre DSP3000 utilisé pour la mesure de la vitesse angulaire de lacet.

Afin de conserver une bonne représentativité des mesures et de limiter le retard introduit lors de l'estimation, le choix de la période d'échantillonnage est important. En effet, les VLTT peuvent atteindre des vitesses relativement élevées (parfois plus de 100 km.h^{-1}). En fonction des capacités des capteurs bas coût disponibles sur le marché et des vitesses atteignables par nos véhicules, la fréquence d'échantillonnage choisie pour le fonctionnement de nos algorithmes est de 100 Hz . Il s'agit d'une valeur raisonnable tant au niveau de l'instrumentation qu'au niveau de la puissance de calcul nécessaire à l'exécution en temps réel des algorithmes de détection des situations à risque.

Afin de comparer les valeurs calculées grâce aux algorithmes développés et les valeurs réelles, les véhicules ont été équipés de capteurs pour mesurer le *TCL*. Une première version de cette instrumentation est composée de 4 potentiomètres linéaires (WayCon LZW-M-275, décrits sur la Figure 1.27(a) - 200€ l'un) fixés entre le châssis du véhicule et le bras de suspension de la roue sur laquelle l'effort normal est mesuré, comme décrit sur la Figure 1.28.

La deuxième version de cette instrumentation est beaucoup plus précise et permet de mesurer l'ensemble des efforts et moments exercés au centre de chacune des roues (possibilité de mesurer le *TCL* mais aussi les efforts latéraux et longitudinaux du contact roue/sol). Il s'agit d'intercaler 4 capteurs dynamométriques (DynQuad - coût : 8000€) entre le moyeu de la roue et la jante. Des jauges de déformation, couplées avec des résolveurs, sont ensuite utilisées pour retrouver le torseur des forces en centre roue [Cou00]. Il s'agit des capteurs décrits sur la Figure 1.27(b).

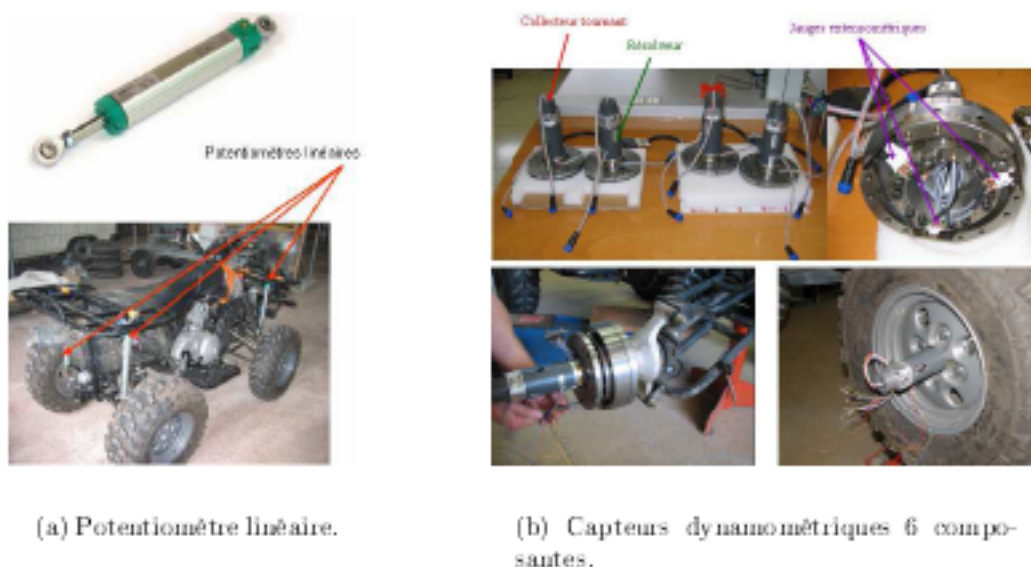
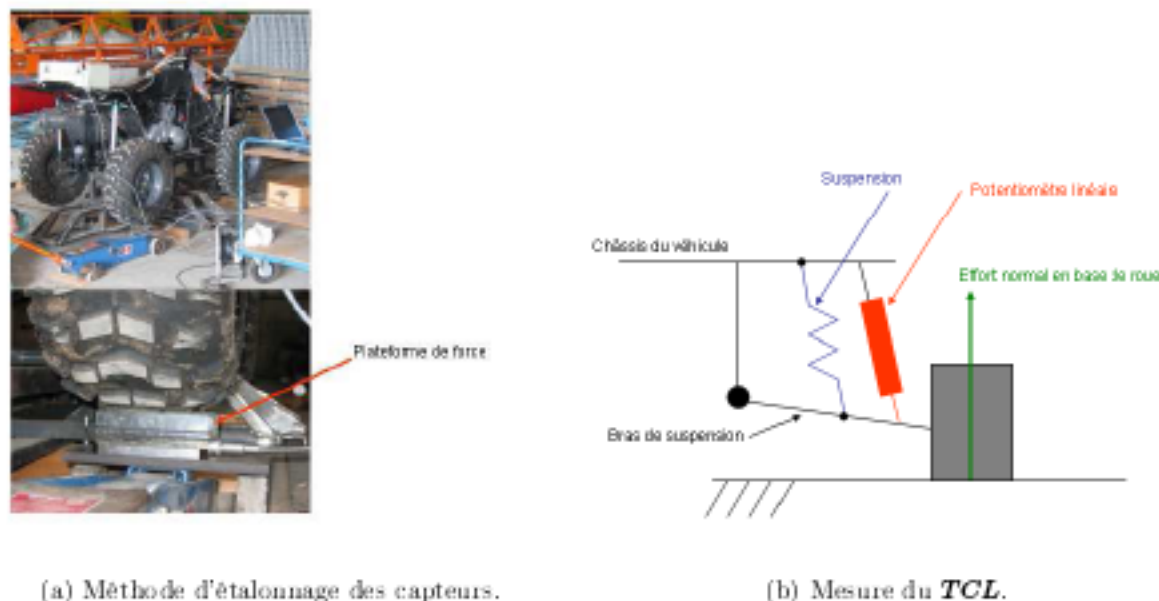


FIG. 1.27 – Capteurs utilisés pour la reconstruction du Transfert de Charge Latéral.

Finalement, il faut bien remarquer qu'avec la première solution, il est nécessaire de procéder à un étalonnage des potentiomètres linéaires (réalisé à partir d'une plateforme de force, voir Figure 1.28(a)), la courbe d'évolution de l'effort normal en base de roue en fonction de la valeur mesurée dans le capteur est obtenue, puis utilisée pour reconstruire le *TCL* réel.

FIG. 1.28 – Etalonnage des capteurs pour la mesure du TCL .

1.6.3 Premiers résultats simulés

Ces premiers résultats ont pour objectif d'analyser le phénomène de renversement latéral au travers de l'évolution du TCL dans différentes situations et en fonction de différents paramètres géométriques ou liés à l'environnement.

1.6.3.1 Visualisation du Transfert de Charge Latéral

L'objectif de cette section est de présenter les résultats issus d'une manœuvre à risque sur sol adhérent, menant à un transfert de charge latéral unitaire et au renversement latéral du quad. La vitesse v et l'angle de braquage δ imposés au véhicule sont présentés sur la Figure 1.29.

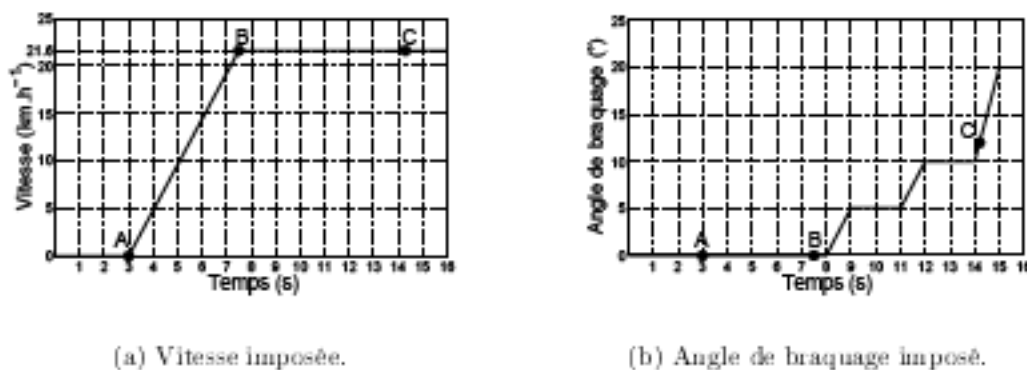
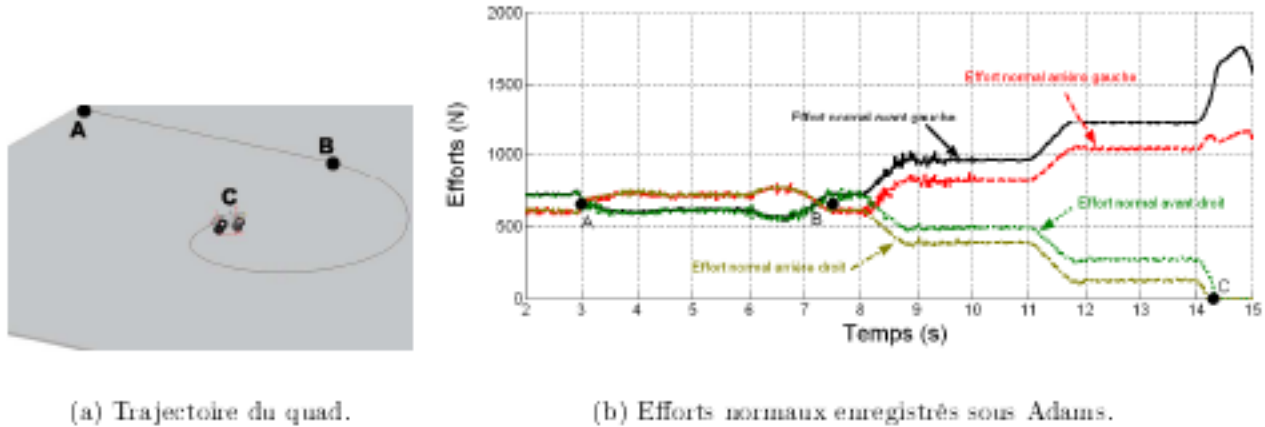


FIG. 1.29 – Consignes imposées en simulation.

Issue de ces consignes, la trajectoire suivie par le véhicule et les efforts normaux enregistrés sur le parcours sont décrits sur la Figure 1.30 :

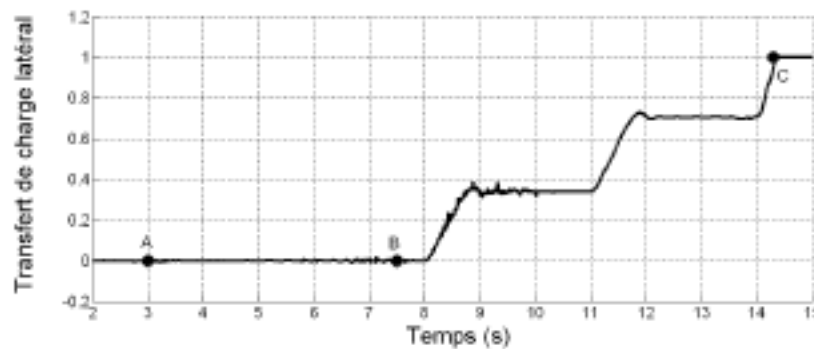


(a) Trajectoire du quad.

(b) Efforts normaux enregistrés sous Adams.

FIG. 1.30 – Trajectoire et efforts normaux mesurés sous Adams.

Comme décrit sur la Figure 1.29, le véhicule commence à bouger à $t = 3\text{s}$ (point A - phase d'initialisation) et atteint une vitesse constante de $6\text{m.s}^{-1} = 21.6\text{km.h}^{-1}$ à $t = 7.5\text{s}$ (point B). Durant cette seconde phase (entre le point A et le point B), l'accélération du véhicule est positive et constante. Ceci se caractérise par une rotation du véhicule autour de son axe de tangage. Ainsi, durant cette période, les efforts normaux situés à l'arrière du véhicule augmentent alors que ceux situés à l'avant diminuent, comme décrit sur la Figure 1.30(b). Puis, après avoir atteint une vitesse constante, le véhicule commence à tourner : il s'agit de la troisième phase (entre les points B et C). Pendant cette période, l'angle de braquage (voir Figure 1.29(b)) augmente par paliers successifs pour atteindre une valeur critique qui provoque le renversement du véhicule à $t = 14.3\text{s}$ (point C). A cet instant, les efforts normaux situés à droite du véhicule (intérieur au virage) sont nuls.

FIG. 1.31 – Transfert de Charge Latéral (*TCL*)

On peut remarquer sur la Figure 1.31 qu'à chaque fois que l'angle de braquage augmente ($t = 9\text{s}$, $t = 12\text{s}$ et $t = 14\text{s}$) le *TCL* augmente graduellement jusqu'à atteindre la valeur de 1 à $t = 14.3\text{s}$. Cette valeur traduit une situation de renversement latéral au sens de la définition 1 : les roues situées à droite du véhicule ne sont plus en contact avec le sol.

1.6.3.2 Influence des paramètres sur le *TCL*

Paramètres de conception Comme évoqué précédemment, beaucoup d'études ([WR05], [Baa04]) se sont penchées sur l'influence de certains paramètres géométriques du véhicule sur

le renversement latéral. Si l'on se réfère à la formule de calcul de l'accélération latérale limite (1.2) en régime établi, les paramètres géométriques qui influencent le renversement du véhicule sont : la voie c , la hauteur du CdG h_T et indirectement l'empattement L , qui intervient dans le calcul de l'accélération latérale a_y . Par conséquent, l'objectif de ce paragraphe est de valider l'influence de ces paramètres sur le renversement en utilisant la maquette numérique du quad qui peut fournir le vrai TCL et comparer ces résultats avec la formule de calcul du TCL donnée dans [OBA99] et [KBH03] qui dérive de l'expression (1.2). Il s'agit de l'expression suivante :

$$|TCL| \approx \frac{2}{c} \left(\frac{h_T a_y}{g} \right) \quad (1.14)$$

Influence de la voie La première étape a consisté à mesurer l'évolution du TCL , en régime permanent et sur sol adhérent, en fonction de l'accélération latérale du CdG pour deux valeurs différentes de la voie : $0.8m$ et $0.95m$. La Figure 1.32 montre que la courbe d'évolution du TCL avec une voie de $0.8m$ est au-dessus de la courbe d'évolution du TCL obtenue avec une voie à $0.95m$, ce qui est en accord avec (1.14).

L'expression (1.14) peut être utilisée pour retrouver la hauteur du CdG en fonction du coefficient directeur de la droite d'interpolation. Ainsi, lorsque la voie est égale à $0.8m$, le coefficient directeur de la droite d'interpolation est de 0.18, ce qui donne une hauteur du CdG estimée égale à $0.72m$ (relativement proche de la valeur paramétrée sous Adams égale à $0.76m$).

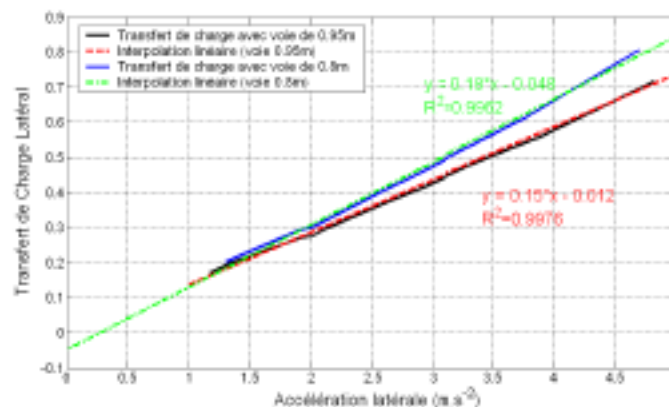


FIG. 1.32 – TCL en fonction de l'accélération latérale - Influence de la voie.

Influence de la hauteur du CdG Dans cette partie, les courbes d'évolution du TCL ont été tracées sur la Figure 1.33 en fonction de l'évolution de l'accélération latérale, pour deux valeurs initiales de la hauteur réelle du CdG : $0.76m$ et $0.42m$. Sur la Figure 1.33, on remarque que la courbe d'évolution du TCL avec une hauteur de $0.76m$ est au-dessus de la courbe d'évolution avec une hauteur de $0.42m$, ce qui est en accord avec (1.14). En utilisant (1.14), on remarque que lorsque la hauteur est égale à $0.42m$, le coefficient directeur de la droite d'interpolation est 0.079, ce qui donne une hauteur du CdG estimée égale à $0.38m$ relativement proche de la valeur réelle de $0.42m$.

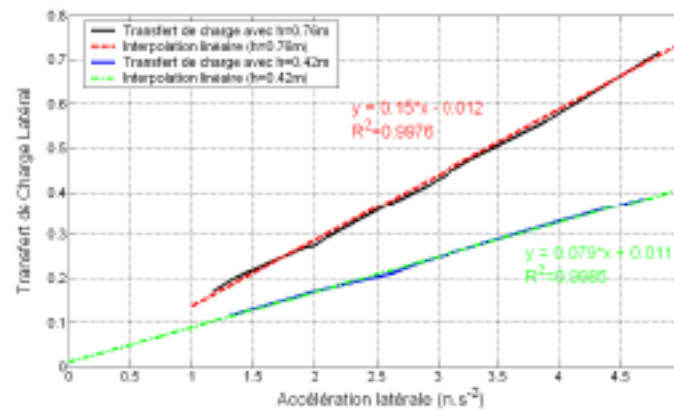


FIG. 1.33 – TCL vs accélération latérale - Influence de la hauteur du CdG.

Influence de l'empattement Enfin, l'évolution du TCL a été tracée sur la Figure 1.34 en fonction de l'accélération latérale du véhicule, pour deux valeurs de l'empattement : $1.28m$ et $1.35m$. Sur cette figure, on remarque que les courbes d'évolution du TCL avec les 2 empattements sont identiques. En effet, à accélération latérale constante, l'empattement n'a pas d'influence directe sur l'évolution du TCL d'après (1.14).

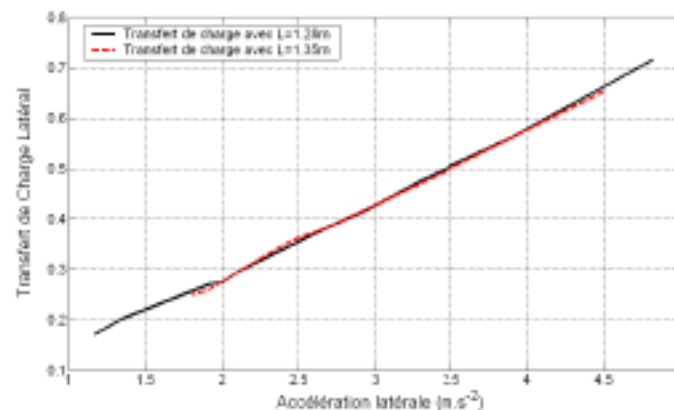


FIG. 1.34 – TCL en fonction de l'accélération latérale - Influence de l'empattement.

A angle de braquage et vitesse constants, l'empattement influence la valeur de l'accélération latérale et donc indirectement la valeur du TCL . Pour vérifier cela, il suffit de se placer dans le cas du roulement sans glissement, où l'on a la relation suivante :

$$a_y = v \cdot \dot{\psi} = v^2 \cdot \frac{\tan(\delta)}{L} \quad (1.15)$$

Par conséquent, (1.14) devient :

$$|TCL| \approx \frac{2}{c} \left(\frac{h_T v^2 \tan(\delta)}{Lg} \right) \quad (1.16)$$

On a tracé sur la Figure 1.35 l'évolution du TCL en fonction du produit $v^2 \tan(\delta)$, dans les cas où $L = 1.28m$ et $L = 1.35m$. On remarque, comme prévu par (1.16), que plus l'empattement est grand, plus le TCL est petit pour une même valeur du produit $v^2 \tan(\delta)$: l'empattement influence indirectement le TCL .

Enfin, comme dans les paragraphes précédents, il est facile de retrouver les valeurs des coefficients

directeurs des courbes d'interpolation, notés $coeff_{real}$. Pour $L = 1.28m$, la formule (1.16) donne $coeff_{estime} = 0.12$, ce qui est proche du coefficient de la droite d'interpolation égal à $coeff_{real} = 0.1205$. Pour $L = 1.35m$, (1.16) donne $coeff_{estime} = 0.114$ pour un coefficient directeur de la droite d'interpolation égal à $coeff_{real} = 0.112$.

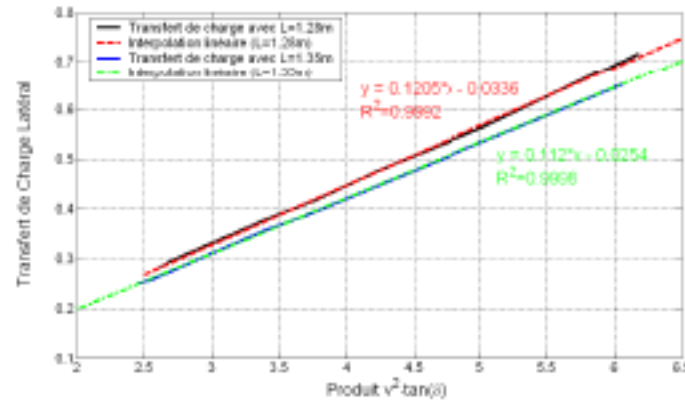


FIG. 1.35 – TCL en fonction du produit $v^2 \cdot \tan(\delta)$ - Influence de l'empattement.

Finalement, pour des valeurs de vitesse et d'angle de braquage données, cette petite étude montre que le véhicule qui possède l'empattement le plus grand aura moins de risque de se renverser latéralement pour une même séquence de commande.

Paramètres liés à l'environnement Outre l'influence des paramètres géométriques (voie, empattement, hauteur du CdG) sur la stabilité latérale des VLTT, décrite dans les paragraphes précédents, une série de tests a été réalisée pour évaluer l'influence de certains paramètres liés à l'environnement sur l'évolution du TCL à partir du critère de stabilité développé. Plus précisément, l'influence du pilote et du glissement sont présentés. Il s'agit des deux facteurs qui interviennent le plus dans le renversement latéral des quads, comme évoqué dans [ARKS89]. Pour ce faire, plusieurs simulations sur sol adhérent ont été réalisées à différentes vitesses et angles de braquage. La valeur du TCL en régime permanent est alors relevée.



FIG. 1.36 – Modélisation du pilote sous Adams.

Un pilote a été modélisé et intégré à la maquette virtuelle, comme décrit sur la Figure 1.36. La stabilité latérale du véhicule a alors été évaluée en fonction de sa position. Pour ce faire, seul le mouvement du tronc du pilote a été commandé. La Figure 1.37 montre l'évolution du TCL en fonction de la vitesse et de l'angle de braquage imposés, suivant que le pilote soit incliné à l'extérieur ou à l'intérieur du virage.

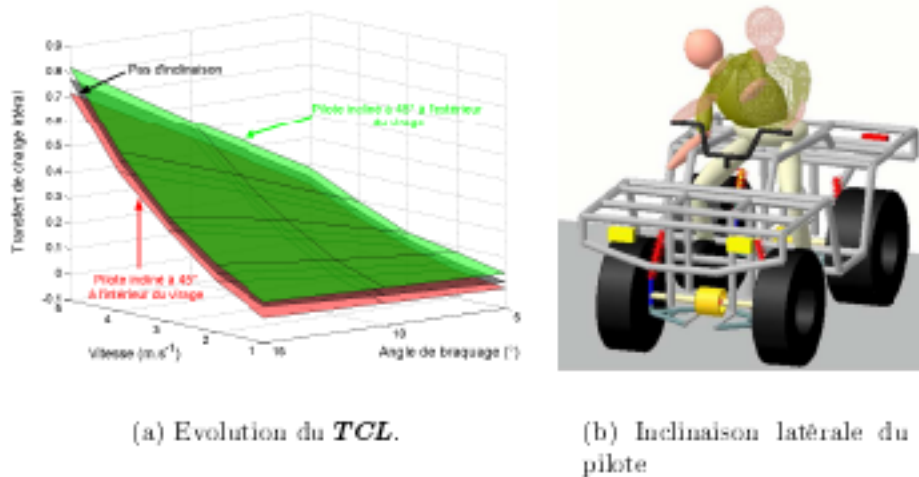


FIG. 1.37 – Influence du pilote sur la stabilité latérale.

On visualise logiquement sur la figure précédente que lorsque le pilote s'incline à l'intérieur du virage, le **TCL** diminue par rapport au cas où il se situe à l'extérieur du virage : lorsque le pilote s'incline à l'intérieur du virage, le véhicule tend à se stabiliser de par la modification de la position du CdG du système **quad + pilote**. Il est alors facile d'en déduire que le comportement du pilote et sa dynamique devront être intégrés dans la définition finale d'un indicateur de risque de renversement appliqué aux VLTT contrôlés par un conducteur.

De la même manière, l'influence du glissement sur la stabilité du quad a été étudiée. Dans le cas de notre véhicule, dont le comportement est sous-vireur, pour une même vitesse et un même angle de braquage, la vitesse de lacet engendrée sur sol glissant est plus faible que celle que l'on aurait obtenue sur un sol adhérent. Par conséquent, le **TCL** étant fonction de l'accélération latérale, le **TCL** enregistré sur sol glissant est plus faible que celui que l'on aurait eu sur un sol adhérent, comme le montre la Figure 1.38. Par conséquent, le glissement est à prendre en compte lors de la modélisation du renversement.

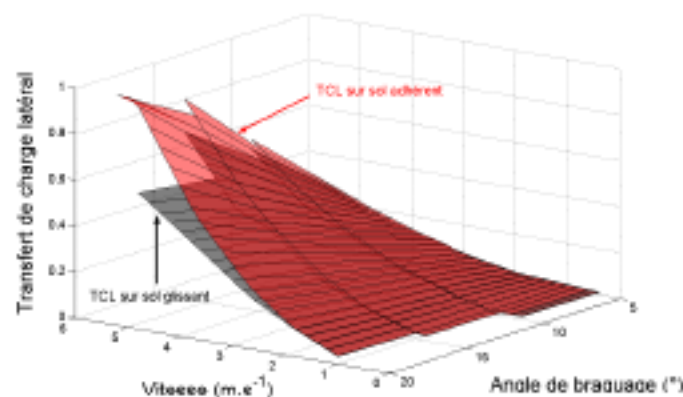


FIG. 1.38 – Transfert de charge sur sol glissant.

1.7 Conclusion - approche privilégiée dans ce mémoire

Dans ce chapitre, nous avons pu mettre en évidence les difficultés liées à l'estimation de la marge de stabilité latérale des VLTT. Nous avons aussi pu constater, par l'intermédiaire de premières simulations avancées, que les paramètres de conception, les phénomènes de glissement et la présence d'un pilote sont des facteurs agissant sur le risque de renversement latéral, dont il faudra tenir compte dans la modélisation du véhicule.

De la même manière, nous avons pu mettre en évidence la nécessité de développer un indicateur de risque et des systèmes de sécurité actifs basés sur des modèles dynamiques de véhicule, puisque les phénomènes mis en jeu sont liés directement aux accélérations, couples et forces auxquels le véhicule est soumis.

Par conséquent, une configuration adaptée au cas d'étude (cas des VLTT évoluant en milieu naturel) a été retenue et les remarques suivantes ont été proposées pour la modélisation :

Remarque 1. *Le phénomène de glissement est non négligeable étant donné le fait que les véhicules légers tout-terrain évoluent sur des sols naturels. Par conséquent, il est nécessaire de modéliser le phénomène de glissement et d'en tenir compte lors de l'estimation du TCL.*

Remarque 2. *La plupart des VLTT sont pilotés par un conducteur assis sur le véhicule et qui est capable de modifier la dynamique de sa machine. Ainsi, les mouvements du conducteur (en premier lieu, les mouvements latéraux) devront être pris en compte lors de la modélisation du véhicule.*

Remarque 3. *Au vu des vitesses mises en jeu lors des déplacements des VLTT, il est nécessaire de modéliser le véhicule et son mouvement par le biais d'une modélisation analytique issue des principes de la dynamique.*

Remarque 4. *L'objectif étant de réaliser un indicateur de risque de renversement latéral dédié aux VLTT, la modélisation du véhicule devra être simple afin de limiter le nombre de capteurs nécessaires au calcul du TCL. Ce dernier devra être lui aussi le plus rapide possible si l'on souhaite pouvoir anticiper les risques de renversement latéral.*

Remarque 5. *Enfin, les modèles devront être développés dans l'optique de la réalisation de lois de commande en temps réel, permettant l'évitement du renversement latéral du véhicule.*

Chapitre 2

Modélisation analytique du véhicule

2.1 Motivations

L'objectif de ce travail est de développer un système capable de prévenir le pilote des risques de renversement latéral et d'assurer sa sécurité. Le développement d'un tel système requiert au préalable l'élaboration d'une formulation mathématique modélisant le dispositif étudié. Cette approche permet :

- de s'affranchir de l'utilisation de dispositifs de mesure trop encombrants et coûteux (e.g., capteurs d'effort dans les roues),
- d'anticiper les variations de certaines variables (critère de risque par exemple),
- de mettre en place des dispositifs actifs (voir chapitre 4).

La difficulté de la modélisation réside dans le fait que les véhicules légers tout terrain, au même titre que les véhicules automobiles, sont constitués d'un agencement complexe de systèmes mécaniques et mécatroniques. Il s'agit de systèmes composés de nombreux degrés de liberté, ce qui rend difficile la modélisation exacte de l'ensemble. Le comportement dynamique des VLTT, et plus particulièrement des quads, est la réponse à un certain nombre d'excitations parmi lesquelles les consignes choisies par le pilote (vitesse, braquage), la position du conducteur sur sa machine, les perturbations et l'interaction roue-sol. Ce système peut être schématisé sur la Figure 2.1 :

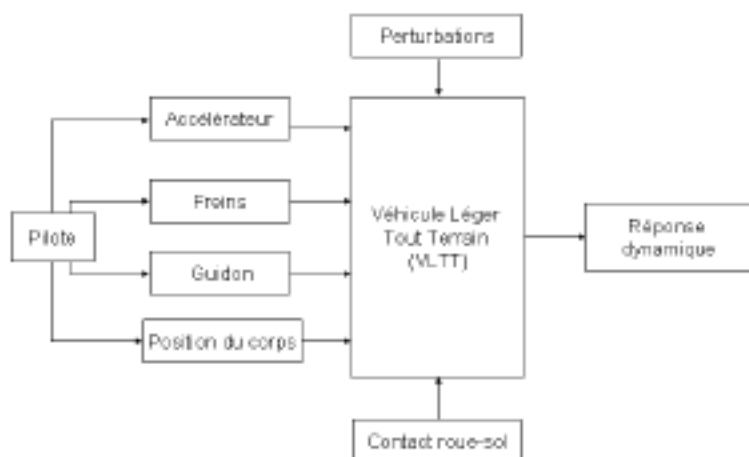


FIG. 2.1 – Description du système Véhicule Léger Tout Terrain (VLTT).

En raison du nombre important d'éléments interagissant avec le véhicule, la modélisation de l'engin et de son pilote reste très complexe. C'est pour cette raison que, la plupart du temps, le

véhicule est décrit à partir de blocs de modélisation partielle, correspondant à la décomposition du véhicule en sous-ensembles plus simples. Cette technique, favorisée par l'émergence des outils informatiques, permet alors de développer des modèles complexes. Dans le secteur automobile, de tels modèles [Ven03] permettent de retranscrire avec une très grande précision l'évolution dynamique du véhicule. Néanmoins, le temps d'exécution d'un calcul reposant sur un modèle complexe du véhicule peut être excessif au vu de la taille et des prix des calculateurs qui peuvent être embarqués sur un VLTT de type quad. Cela rend également complexe la mise en place de lois de commande. En conséquence, une telle solution de modélisation ne peut être envisagée dans le cadre du développement de systèmes de sécurité actifs dont les temps de calculs doivent être les plus faibles possibles.

L'indicateur de risque de renversement et le système de sécurité actif doivent être fonctionnels en temps-réel sur un ordinateur peu puissant et peu coûteux. Afin de répondre à cette contrainte, la modélisation du système doit être relativement simple, tout en assurant une bonne représentativité du système réel. Pour cela, dans la suite de notre étude, les modèles seront simplifiés, d'une part en restreignant la modélisation aux variables prépondérantes, et d'autre part en appliquant des hypothèses simplificatrices réduisant les non-linéarités du système.

Comme décrit dans la conclusion du chapitre précédent, il est nécessaire de disposer d'un modèle permettant de caractériser le phénomène de glissement. Dans la littérature, les modèles dynamiques intégrant le phénomène de glissement ([Ell69], [MM95]) sont déduits des équations classiques de la dynamique du solide indéformable (équations de Newton-Euler ou de Lagrange). Malheureusement, si ces équations permettent de dégager des relations entre les forces s'appliquant sur le véhicule et les variables décrivant le mouvement de celui-ci, la résolution complète de ces modèles nécessite l'évaluation des forces de contact à partir d'une modélisation du pneumatique. D'une manière générale, l'utilisation d'un modèle de pneumatique est un préalable nécessaire à la construction d'un modèle global de véhicule. Ce type de modélisation, permettant d'extraire les efforts liés au contact roue-sol, sera donc étudié en premier lieu. Puis, les modèles dynamiques caractérisant le mouvement complet du véhicule seront présentés. Une première modélisation dynamique du véhicule, destinée au calcul du Transfert de Charge Latéral (*TCL*) sous hypothèse de roulement sans glissement sera décrite. Il s'agit d'une étape préliminaire, nécessaire à l'identification de paramètres du modèle complet. Ensuite la modélisation complète, avec prise en compte du phénomène de glissement, sera présentée. Enfin, la technique permettant de prendre en compte les mouvements latéraux du pilote dans le calcul du critère de stabilité sera évoquée.

2.2 Modélisation du contact roue-sol

2.2.1 Introduction

L'étude des efforts liés au contact roue-sol est prépondérante en vue de développer des modèles capables de décrire le mouvement du véhicule. En effet, d'un point de vue mécanique, les mouvements du véhicule prennent naissance au travers des forces de glissement et des efforts normaux qui s'exercent dans les zones de contact entre les pneumatiques et la chaussée. En vue de développer un indicateur de risque de renversement latéral basé sur l'estimation des efforts

normaux entre le pneumatique et le sol, il est indispensable d'avoir un modèle d'interaction permettant d'extraire les efforts résultant de ce contact. De plus, la modélisation du contact roue-sol est indispensable à la prise en compte du phénomène de glissement dans l'estimation de la marge de stabilité de l'engin considéré. Ce chapitre se focalise donc sur les forces et les variables de glissement mises en jeu entre la roue et le sol.

2.2.2 Bilan des efforts de contact pneumatique-chaussée

Afin d'explicitier le comportement du pneumatique et les relations existant entre les variables de glissement et les forces d'interaction, nous détaillons ici les différents efforts intervenant au niveau du contact de la roue avec le sol. La liste de ces efforts représentés sur la Figure 2.2 est donnée ci-dessous :

- C : Point de contact entre la roue et le sol ;
- C_m : Couple moteur de la roue, transmis par la motorisation du véhicule ou le véhicule lui-même (pour les roues non motrices) ;
- F_t : Résultante des forces appliquées par la roue sur le sol, projetée sur l'axe d'avance (après bilan des forces) ;
- F_ℓ : Résultante des forces appliquées par la roue sur le sol, suivant l'axe transversal au mouvement (après bilan des forces) ;
- C_f : Couple freineur dû à l'action du sol sur la roue (ou accélérateur si le véhicule est en phase de freinage) ;
- C_a : Couple d'autoalignement ;
- Mg : Poids appliqué sur la roue (vertical) ;
- R_x : Réaction longitudinale du sol ;
- R_y : Réaction latérale du sol ;
- R_z : Réaction verticale du sol ;
- ω : Vitesse de rotation de la roue ;

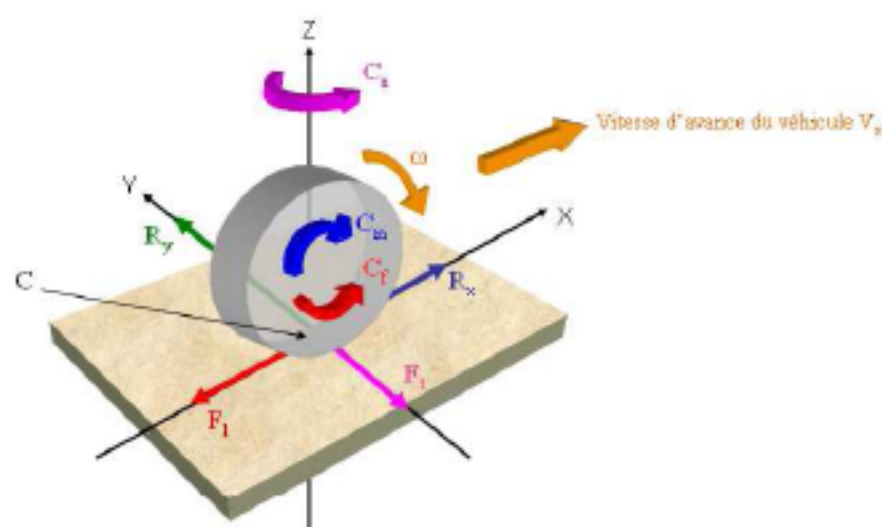


FIG. 2.2 – Schéma global des efforts de contact roue-sol.

La modélisation des efforts engendrés sur la roue reste très complexe à la vue des nombreux paramètres des pneumatiques et des caractéristiques de l'environnement (nature de la chaussée,

pression, raideur du pneumatique...). Néanmoins, la littérature regorge de modèles de comportement dynamique du pneumatique. Parmi ceux-ci, on peut citer le célèbre modèle de Pacejka (décrit dans [Pac02]), pour lequel une approche empirique a été privilégiée pour reconstruire les efforts, le modèle de Burckhardt/Kiencke (défini dans [KN00]) basé sur le calcul du coefficient de frottement selon le modèle de Burckhardt, ou encore le modèle de LuGre [CL97] pour qui un point de vue analytique a été privilégié.

2.2.3 Variables de glissement

La majorité de ces modélisations des pneumatiques (présentées et étudiées dans [Sté04]) utilisent les mêmes variables pour définir les efforts de contact. Ces variables sont liées à l'élasticité du pneumatique qui, dans ces modèles, n'est pas considéré comme infiniment rigide. Il s'agit des variables de glissement longitudinal et de glissement latéral.

2.2.3.1 Glissement longitudinal

Le glissement longitudinal g_l est une variable permettant de décrire la différence entre la vitesse longitudinale réelle de la roue et celle théorique attendue dans la condition de roulement sans glissement. L'équation mathématique permettant de calculer cette quantité, selon la SAE (Society of Automotive Engineer, [CG03]) est :

$$g_l = \frac{\omega - \frac{V_x}{R_{dyn}}}{\max(|\omega|, |\frac{V_x}{R_{dyn}}|)} \quad (2.1)$$

où R_{dyn} est le rayon dynamique de la roue (variable en fonction de la déformation du pneumatique), ω est la vitesse de rotation de la roue et V_x représente la vitesse longitudinale du centre de rotation de la roue (voir Figure 2.3).

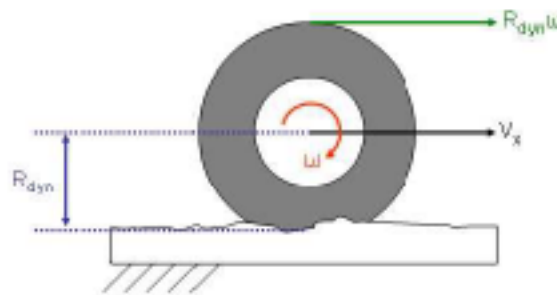


FIG. 2.3 – Glissement longitudinal d'une roue.

L'évolution de la variable g_l ainsi définie est comprise dans l'intervalle $[-1, 1]$: la valeur de g_l est positive pendant les phases d'accélération et négative durant les phases de freinage. Dès lors, les valeurs extrêmes représentent les limites d'adhérence : lorsque la variable vaut -1 , la roue est bloquée mais le véhicule continue à avancer, et l'engin est en phase de traction maximale lorsque $g_l = 1$ (la roue patine et le véhicule reste sur place).

La définition du glissement longitudinal est donc très simple, mais son évaluation nécessite la connaissance précise des vitesses linéaire et angulaire, ainsi que du rayon dynamique qui reste

un paramètre très difficile à estimer et fortement variable (il dépend de la déformation du pneu et de la compaction du sol en milieu naturel).

2.2.3.2 Glissement latéral

Le glissement latéral du pneumatique peut être caractérisé par la variable appelée dérive du pneumatique (notée α), dont la définition est, comme pour le glissement longitudinal, liée à la différence entre l'évolution théorique du pneumatique (i.e. évolution attendue sous hypothèse de roulement sans glissement) et le comportement réel de celui-ci : la dérive est l'angle qui décrit la différence entre la direction du vecteur vitesse réel, noté V , et le plan de la roue, comme représenté sur la Figure 2.4.

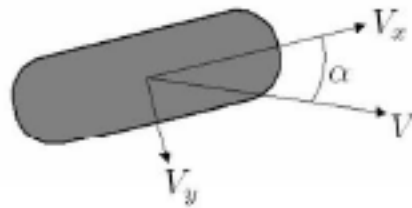


FIG. 2.4 – Définition de l'angle de dérive

L'équation mathématique exprimant α est :

$$\alpha = \arctan\left(\frac{V_y}{|V_x|}\right) \quad (2.2)$$

où V_x et V_y désignent les deux composantes du vecteur V . Cette notion d'angle de dérive sera reprise et détaillée dans la partie concernant la modélisation dynamique latérale du véhicule (section 2.3) et dans la partie abordant l'observation des variables de glissement (chapitre 3).

Enfin, le phénomène de glissement est parfois exprimé comme la résultante de la somme géométrique du glissement longitudinal g_l et du glissement latéral g_t :

$$\begin{cases} g_t = \tan(\alpha) & \text{en phase de freinage} \\ g_t = (1 - |g_l|) \tan(\alpha) & \text{en phase de traction} \end{cases} \quad (2.3)$$

soit donc :

$$g = \sqrt{g_l^2 + g_t^2} \quad (2.4)$$

2.2.4 Principaux modèles de pneumatiques

A partir de l'évolution des variables de glissement, il est possible d'obtenir une estimation des efforts appliqués à la roue. Pour ce faire, plusieurs modèles de contact sont disponibles dans la littérature. Ces modèles peuvent être classés en deux catégories. La première est constituée de modèles de contact physiques qui permettent de caractériser la surface de contact roue-sol, de définir la répartition de pression sur cette surface et d'en déduire les efforts de contact roue-sol. Dans la deuxième catégorie, on retrouve des modèles empiriques qui sont constitués de formules mathématiques dont les paramètres ont été identifiés à partir de résultats expérimentaux obtenus sur banc d'essai. Il existe aussi des modèles dits terramécaniques, mais ceux-ci ne seront pas

détaillés par la suite, d'autant plus qu'ils s'intéressent essentiellement aux effets du pneumatique sur le sol (compaction du sol, empreinte laissée par la roue sur le sol...) et non aux efforts engendrés au niveau de l'interface roue/sol.

Afin d'explicitier le comportement du pneumatique et les relations existant entre les deux variables définies ci-avant et les forces d'interaction, la suite de cette section est consacrée à la présentation de deux modèles de contact, appartenant chacun à l'une des deux catégories (les autres modélisations donnant des résultats similaires). Le premier modèle présenté est un modèle physique proposé dans la thèse [Ben94]. Le deuxième est un modèle empirique, appelé modèle de Pacejka ou encore "formule magique", majoritairement utilisé dans la littérature. Celui-ci repose sur une relation mathématique entre les variables (glissement et dérive) et les forces résultantes (F_l et F_t).

2.2.4.1 Modèle physique de force

Par opposition aux modèles empiriques, issus de l'identification des paramètres d'une courbe en fonction des résultats expérimentaux, le modèle présenté dans cette section (modèle proposé dans [Ben94]) est issu de différents modèles physiques ([LB70]). Il permet le calcul des efforts exercés sur la roue en appliquant les équations de la mécanique sur la surface de contact représentée sur la Figure 2.5. La méthode utilisée pour calculer ces efforts comporte trois étapes : le calcul de la surface de contact, le calcul de la pression sur la surface de contact et enfin le calcul des efforts latéraux et longitudinaux. La présentation de ce modèle ci-dessous suit cette décomposition.

Surface de contact La largeur (notée l sur la Figure 2.5) de la surface de contact est constante, alors que sa longueur (notée L) varie en fonction de la raideur verticale du pneumatique K_z et de la charge verticale F_z appliquée sur la roue. La déformation radiale δ_r de la roue (voir Figure 2.5(a)) est donnée par :

$$\delta_r = \frac{F_z}{K_z} \quad (2.5)$$

En utilisant le théorème de Pythagore, le rayon nominal de la roue R_{nom} est donné par (cf. Figure 2.5(a)) :

$$R_{nom}^2 = \left(\frac{L}{2}\right)^2 + (R_{nom} - \delta_r)^2 \quad (2.6)$$

En considérant que la déflexion δ_r est très faible devant le rayon nominal (i.e. $\delta_r \ll R_{nom}$), la longueur de la surface de contact peut s'écrire :

$$L = \sqrt{8R_{nom} \left(\frac{F_z}{K_z}\right)} \quad (2.7)$$

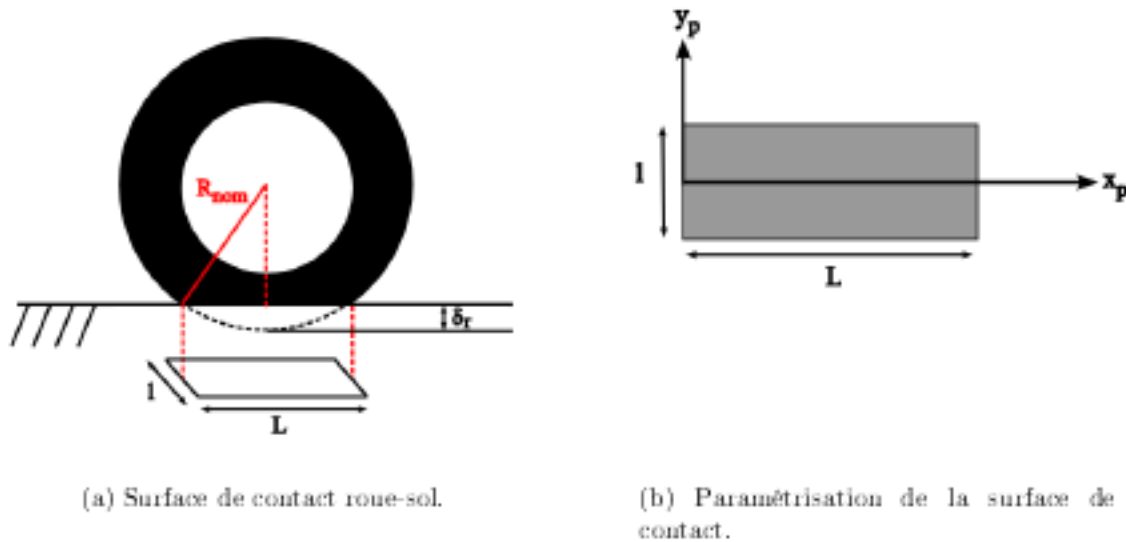


FIG. 2.5 – Modélisation de la surface de contact entre le pneumatique et la chaussée.

Répartition de pression Dans la littérature ([LB70], [SW03]), la répartition de pression sur la surface de contact est considérée comme étant parabolique sur sa longueur et constante sur sa largeur. Ainsi, la pression P au point de contact de coordonnées (x_p, y_p) (voir Figure 2.5), en fonction de la pression maximale P_{max} est donnée par :

$$P(x_p) = \frac{4P_{max}}{L}x_p\left(1 - \frac{x_p}{L}\right) \quad (2.8)$$

La charge verticale est alors déduite de cette répartition de pression :

$$F_z = \int_0^L P(x_p)l dx_p = \frac{2P_{max}Ll}{3} \quad (2.9)$$

A partir de (2.8) et (2.9), on obtient finalement :

$$P(x_p) = \frac{6F_z}{L^2l}x_p\left(1 - \frac{x_p}{L}\right) \quad (2.10)$$

Contrainte sur la surface de contact Deux types de contraintes peuvent être distinguées au niveau du contact roue-sol. Suivant la zone de la surface de contact, on observe :

1. Une région d'adhérence, où les contraintes élastiques interviennent,
2. Une région de glissement, où l'on trouve les contraintes de glissement.

Chacune des contraintes est associée à un principe physique différent : les contraintes élastiques sont calculées à partir des déformations élastiques du pneumatique et de la raideur de la roue (analogie avec la mécanique des milieux continus), et les contraintes de glissement sont issues du coefficient de frottement et de la pression au contact roue-sol (analogie avec la mécanique du solide indéformable). La frontière entre les régions d'adhérence et de glissement est définie par le point de détachement A d'abscisse x_a dans le repère (x_p, y_p) de la Figure 2.6. La position de ce point est calculée de manière à assurer la continuité des contraintes à la frontière des deux régions.

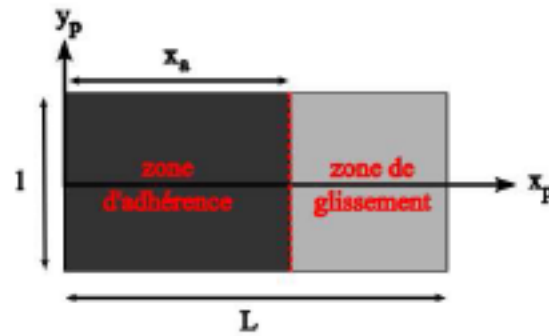


FIG. 2.6 – Point de détachement - Zone d'adhérence et de glissement

Contraintes de glissement Ces contraintes sont liées à la distribution de pression et au coefficient de frottement noté μ . L'expression de ces contraintes est :

$$\sigma_g = \mu P(x_p), \quad x_a < x_p < L \quad (2.11)$$

Si la répartition de pression est parabolique, alors on obtient (en regardant (2.10)) :

$$\sigma_g = \frac{6\mu F_z}{L^2 l} x_p \left(1 - \frac{x_p}{L}\right), \quad x_a < x_p < L \quad (2.12)$$

Comme la vitesse de glissement de la roue est orientée d'un angle γ avec l'axe horizontal, la contrainte de glissement présente deux composantes σ_{gx} et σ_{gy} données par :

$$\begin{cases} \sigma_{gx} = \sigma_g \cos(\gamma) \\ \sigma_{gy} = \sigma_g \sin(\gamma) \end{cases} \quad (2.13)$$

A partir de la définition des variables de glissement, l'angle γ est donné par :

$$\begin{cases} \cos(\gamma) = \frac{g_l}{g} \\ \sin(\gamma) = \frac{g_t}{g} \end{cases} \quad (2.14)$$

Aussi, à partir de (2.12), (2.13) et (2.14), les contraintes de la région de glissement s'expriment comme :

$$\begin{cases} \sigma_{gx} = \frac{6\mu F_z}{L^2 l} x_p \left(1 - \frac{x_p}{L}\right) \frac{g_l}{g} \\ \sigma_{gy} = \frac{6\mu F_z}{L^2 l} x_p \left(1 - \frac{x_p}{L}\right) \frac{g_t}{g} \end{cases} \quad (2.15)$$

Contraintes d'adhérence Par définition, les contraintes élastiques longitudinales σ_{ax} et latérales σ_{ay} dans la région d'adhérence sont fonction des déplacements relatifs $\Delta_{xp} = g_t x_p$ et $\Delta_{yp} = g_l x_p$ et augmentent lorsqu'on se rapproche du point de détachement. Ces déplacements relatifs dépendent des glissements latéraux et longitudinaux. Ainsi, l'expression des contraintes d'adhérence est finalement :

$$\begin{cases} \sigma_{ax}(x_p, g_t) = K_x g_t x_p, & 0 \leq x_p \leq x_a \\ \sigma_{ay}(x_p, g_l) = K_y g_l x_p, & 0 \leq x_p \leq x_a \end{cases} \quad (2.16)$$

où K_x et K_y sont les raideurs (latérale et longitudinale) fonctions du type de pneumatique.

Point de détachement La position du point de détachement est calculée afin de respecter la condition de continuité des contraintes dans le contact roue-sol. Ainsi, l'abscisse x_a du point de détachement est obtenue en écrivant :

$$(\sigma_{ax})^2 + (\sigma_{ay})^2 = \sigma_g^2 \quad (2.17)$$

En important (2.10) et (2.16) dans (2.17), on obtient :

$$x_a = L \left[1 - \frac{LL^2}{6\mu F_z} [(K_x g_t)^2 + (K_y g_t)^2]^{(1/2)} \right] \quad (2.18)$$

Dès lors que l'abscisse du point de détachement est positive, les déformations élastiques existent. Au contraire, lorsque l'abscisse du point de détachement est nulle, seules les forces de frottement (contraintes de glissement) demeurent. En fonction de l'expression (2.17), on en déduit les valeurs des variables de glissement critiques pour lesquelles l'abscisse x_a devient nulle :

$$\begin{cases} g_{tc} = \frac{6\mu F_z}{K_x LL^2} \\ g_{tc} = \frac{K_x}{K_y} \sqrt{(g_{tc}^2 - g_t^2)} \end{cases} \quad (2.19)$$

Calcul des forces de contact Les forces de contact sont calculées à partir de l'expression des contraintes élastiques et de glissement. Néanmoins, le calcul est conditionné par l'existence ou non d'une région d'adhérence sur la surface de contact roue-sol. Si les taux de glissement sont inférieurs aux seuils critiques, la zone d'adhérence existe et le calcul des forces latérales et longitudinales s'effectue par le calcul de l'intégrale de la somme des contraintes de la surface de contact dans la direction considérée. L'expression de l'effort longitudinal est :

$$\begin{cases} F_z = \int_0^L \int_{-1/2}^{1/2} (\sigma_{ax} + \sigma_{gx}) dx_p dy_p \\ = \frac{K_x x_a^2 g_t}{2} + \frac{\mu g_t F_z}{g} \left[1 - 3\left(\frac{x_a}{L}\right)^2 + 2\left(\frac{x_a}{L}\right)^3 \right] \end{cases} \quad (2.20)$$

Pour l'effort latéral, l'expression mathématique est :

$$\begin{cases} F_y = \int_0^L \int_{-1/2}^{1/2} (\sigma_{ay} + \sigma_{gy}) dx_p dy_p \\ = \frac{K_y y_a^2 g_t}{2} + \frac{\mu g_t F_z}{g} \left[1 - 3\left(\frac{y_a}{L}\right)^2 + 2\left(\frac{y_a}{L}\right)^3 \right] \end{cases} \quad (2.21)$$

Enfin, si les taux de glissement sont supérieurs aux seuils critiques, alors seules subsistent les contraintes de glissement et les forces ont pour expression :

$$\begin{cases} F_x = \mu_x F_z \\ F_y = \mu_y F_z \end{cases} \quad (2.22)$$

où $\mu_x = \mu \cos(\gamma)$ et $\mu_y = \mu \sin(\gamma)$ sont respectivement les coefficients de frottement selon l'axe longitudinal et latéral de la roue.

Conclusion sur les modèles physiques Le modèle physique qui vient d'être présenté a l'avantage de s'appuyer sur des relations mathématiques issues de principes physiques appliqués au contact roue-sol au niveau de la surface de contact. Néanmoins, d'après les expressions (2.9),

(2.20) (2.21) et (2.22), on remarque facilement que le nombre de paramètres nécessaires à l'évaluation des forces de contact est très important et qu'ils peuvent être difficiles à mesurer. Par exemple, dans le cas de l'effort vertical nécessaire à l'évaluation du Transfert de Charge Latéral (*TCL*), celui-ci est fonction de la pression maximale au point de contact et de la largeur et longueur de la surface de contact. Il s'agit de trois paramètres difficiles à mesurer et très variables en fonction des conditions d'adhérence. L'utilisation d'un tel modèle de contact dans le calcul du *TCL* ne peut donc être envisagée.

2.2.4.2 Modèle de Pacejka

Introduction Le modèle de contact le plus connu et certainement le plus utilisé dans un cadre industriel est celui défini par Pacejka, qu'on appelle couramment la "formule magique".

Ce modèle de contact proposé dans les années 80 ([Pac81], [PBN87]) est issu d'une identification de différents paramètres d'une courbe à partir de données expérimentales. Cette modélisation n'est donc pas une représentation physique des phénomènes, mais elle permet d'exprimer simplement, par l'emploi de plusieurs paramètres, les différents efforts (latéraux, longitudinaux...) à partir des variables de glissement. Les paramètres sont ajustables afin de tenir compte des différents éléments qui peuvent modifier la configuration de la roue (carrassage, effort normal variable...).

Modélisation Le modèle proposé par Pacejka ([Pac81], [Pac02]) peut s'explicitier d'un point de vue mathématique par l'équation de base (2.23), où \mathbf{y} représente la sortie du modèle et \mathbf{x} l'entrée.

$$\mathbf{y}(\mathbf{x} + S_h) = D \sin [C \arctan(Bx - E(Bx - \arctan(Bx)))] + S_v \quad (2.23)$$

Ce modèle permet de décrire l'évolution de l'effort latéral F_t et de l'effort longitudinal F_l à partir des variables de glissement latéral (dérive α) et longitudinal (glissement g_l). Dans ce cas, l'expression (2.23) devient :

$$\begin{cases} F_l(g_l + S_{hx}) = D_x \sin [C_x \arctan(B_x g_l - E_x(B_x g_l - \arctan(B_x g_l)))] + S_{vx} \\ F_t(\alpha + S_{hy}) = D_y \sin [C_y \arctan(B_y \alpha - E_y(B_y \alpha - \arctan(B_y \alpha)))] + S_{vy} \end{cases} \quad (2.24)$$

Les coefficients D_x et D_y représentent les valeurs maximales de la courbe d'évolution de l'effort en fonction de la variable de glissement associée. Les paramètres B_x , B_y , C_x , C_y sont utilisés pour ajuster la pente à l'origine et l'allure de la courbe. Les coefficients E_x et E_y sont utilisés pour ajuster la valeur de l'abscisse où est atteint le maximum de la courbe. Enfin, S_{vx} , S_{vy} , S_{hx} et S_{hy} sont utilisés pour ajuster les offsets en abscisse et ordonnée de la courbe. A partir de ces expressions, pour une charge verticale donnée, l'allure de la courbe des efforts latéraux et longitudinaux est donnée sur la Figure 2.7 suivante :

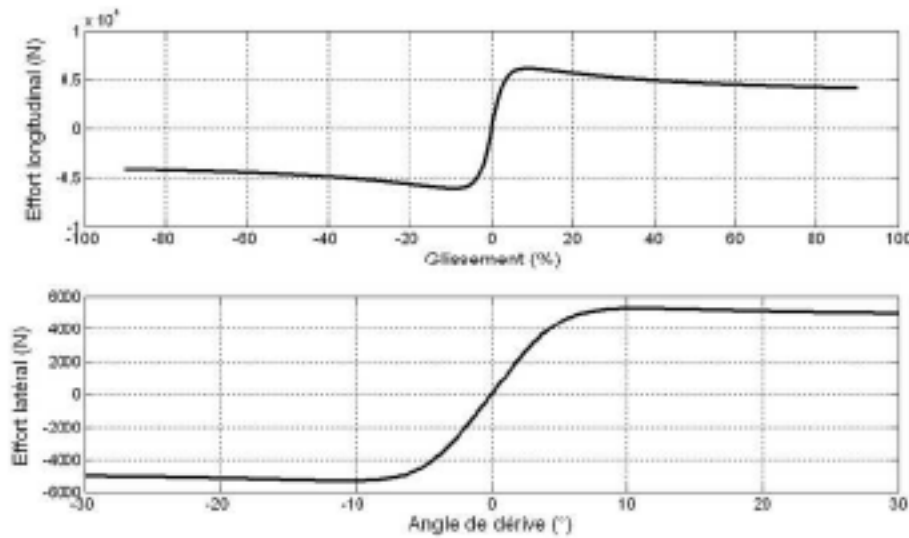


FIG. 2.7 – Allure des efforts longitudinaux et latéraux avec le modèle de Pacejka.

L'expression de base (2.23) ne tient cependant pas compte des variations possibles de nombreux paramètres (carrassage γ , charge verticale F_z). Pour palier à ce problème, une autre version du modèle de Pacejka est proposée dans [PBN87]. Les équations qui permettent l'extraction de la force latérale et longitudinale au contact roue-sol sont :

$$F_t = D \sin(C \arctan(B\Phi))$$

$$\text{avec } \begin{cases} \Phi = (1 - E)g_l + \frac{E}{B} \arctan(Bg_l) \\ D = a_1 F_z^2 + a_2 F_z \\ C = a_0 \\ B = \frac{a_3 F_z^2 + a_4 F_z}{CD e^{a_5 F_z}} \\ E = a_6 F_z^2 + a_7 F_z + a_8 \end{cases} \quad (2.25)$$

$$F_t = D \sin(C \arctan(B\Phi)) + \Delta S_v$$

$$\text{avec } \begin{cases} \Phi = (1 - E)(\alpha + \Delta S_h) + \frac{E}{B} \arctan(B(\alpha + \Delta S_h)) \\ D = a_1 F_z^2 + a_2 F_z \\ C = a_0 \\ B = (1 - a_{12}|\gamma|) \frac{a_3 \sin(a_4 \arctan(a_5 F_z))}{CD} \\ E = a_6 F_z^2 + a_7 F_z + a_8 \\ \Delta S_h = a_9 \gamma \\ \Delta S_c = (a_{10} F_z^2 + a_{11} F_z) \end{cases} \quad (2.26)$$

A partir des expressions (2.25) et (2.26), nous constatons que le modèle empirique de Pacejka nécessite l'identification de 12 paramètres pour accéder à l'équation de l'effort latéral (respectivement 8 paramètres pour l'effort longitudinal). Ces paramètres (a_i - différents pour l'équation de l'effort latéral et longitudinal) dépendent de nombreux facteurs pouvant être regroupés en trois grandes catégories :

- Conditions environnementales : les propriétés physiques du sol (type de revêtement, état de la chaussée, degré d'humidité) sont naturellement des facteurs qui modifient l'estimation des paramètres a_i . L'influence de ces conditions environnementales est mise en avant dans [TC91] et démontre les différences de réaction pour une roue évoluant sur un asphalte sec, humide, recouvert de neige ou de verglas.

- Propriétés intrinsèques du pneumatique : la nature du pneumatique (matériau, pression, élasticité) définit elle-même une partie des paramètres influant sur les forces d'interaction. En effet, ces caractéristiques influent sur l'adhérence et donc sur la force résultante.
- Configuration de la roue et du véhicule : l'état de la roue est une donnée qui modifie également le paramétrage des équations (2.25) et (2.26). Certaines variables, comme la charge verticale interviennent même explicitement dans ces équations. La répartition de la masse du véhicule (transfert de charge) qui varie au cours du temps, en fonction des différentes phases (accélération, freinage, virage, évolution en pente...), peut alors être prise en compte dans le modèle par le biais de la variation de la charge F_z . D'autres paramètres liés à la géométrie du véhicule ou relatifs à sa conception sont également à considérer (carrossage de la roue).

Les réponses des forces longitudinale et latérale du pneumatique en fonction du glissement longitudinal et de la dérive sont représentées graphiquement sur les Figures 2.8 et 2.9 pour différentes charges appliquées à la roue.

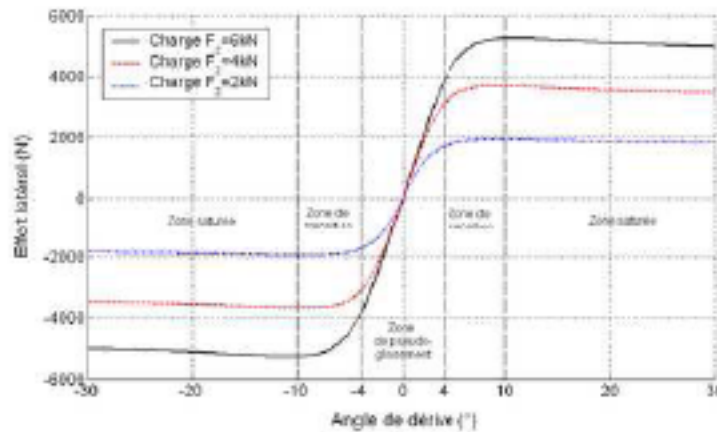


FIG. 2.8 – Effort latéral en fonction de la charge - Modèle de Pacejka.

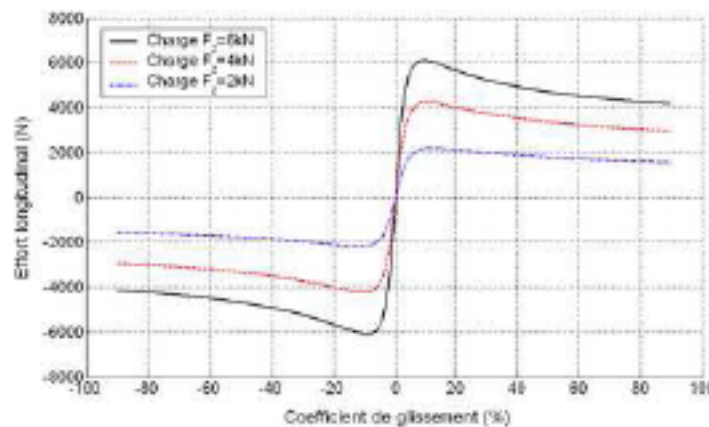


FIG. 2.9 – Effort longitudinal en fonction de la charge - Modèle de Pacejka.

L'analyse des courbes de l'effort latéral permet de mettre en évidence trois zones. La première zone ($\alpha \in [-4^\circ, 4^\circ]$) dite de pseudo-glissement, reflète le comportement dynamique linéaire du pneumatique vis-à-vis de l'angle de dérive. Dans la seconde zone, les efforts latéraux continuent à augmenter avec l'angle de dérive, mais de façon moindre (l'effort devient non-linéaire) car les

glissements augmentent de plus en plus. Enfin, dans la troisième zone fortement non-linéaire, le pneumatique est dans une zone de saturation, l'effort latéral est quasiment constant quel que soit l'angle de dérive associé et le pneumatique glisse énormément. Néanmoins, ce type de modélisation souffre du nombre important de paramètres nécessaires à l'évaluation des efforts exercés sur la roue. Dans notre cas d'application, il serait trop coûteux (en temps de calcul et en capteurs nécessaires à l'identification) de réaliser l'identification des paramètres. Par conséquent, dans la suite de nos travaux, nous privilégierons un modèle de contact simple capable de refléter les différentes zones de contact entre la roue et le sol.

Cas particulier : Modèle linéaire Dans beaucoup de cas, le comportement souhaité du véhicule se situe dans l'intervalle de pseudo-glissement et l'objectif des travaux est souvent de conserver ce type de comportement (pas de dérapage). Sous l'hypothèse de pseudo-glissement, on a simplement une relation linéaire pour les forces de contact en fonction du coefficient de glissement g_l ou de la dérive du pneumatique α :

$$\begin{cases} F_l = C_l \cdot g_l \\ F_t = C_t \cdot \alpha \\ \text{avec } C_l, C_t > 0 \end{cases} \quad (2.27)$$

Dans ces équations, C_l (respectivement C_t) définit la rigidité de glissement (respectivement la rigidité de dérive). Ces deux paramètres s'expriment en fonction des paramètres a_i (cf. équations (2.25) et (2.26)), et dépendent donc des mêmes caractéristiques que précédemment (nature du pneumatique, du sol et état du véhicule). Dans de nombreux travaux (voir [Kha96] ou [AS93]) il est fait l'hypothèse que d'une part le pneumatique reste dans la zone de pseudo-glissement et d'autre part que les rigidités sont constantes ou peu variables. L'estimation du contact roue-sol peut donc être obtenu après avoir identifié au préalable les deux seuls paramètres C_l et C_t . Dans notre cas, afin de représenter la non-linéarité et la variabilité du contact roue-sol, les rigidités seront appréhendées comme variables, à estimer en temps réel par l'observateur développé à la section 3.5. Par cette approche, il sera possible d'une part de refléter les variations sur la nature du sol, mais aussi d'atteindre l'ensemble des points de la courbe d'évolution de l'effort latéral en fonction de l'angle de dérive (comme décrit sur la Figure 2.10). Le modèle linéaire ainsi adapté pourra à la fois représenter la zone de pseudo-glissement et la zone non-linéaire du contact roue-sol.

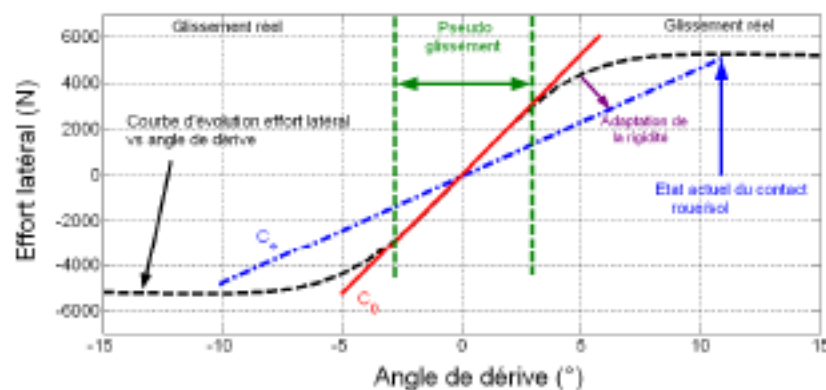


FIG. 2.10 – Principe d'adaptation de la rigidité de dérive utilisé dans l'observateur adapté (voir section 3.5).

2.3 Modélisation du mouvement en lacet du véhicule

Une fois que les forces d'interaction au contact roue-sol peuvent être extraites, il est possible de construire les équations permettant de définir le comportement dynamique du véhicule. Étant donné que les résultantes extraites d'un modèle de contact roue-sol tiennent compte du glissement, le comportement du véhicule déduit de ces forces tiendra compte de ce phénomène. Le modèle dynamique de véhicule développé ici s'appuie sur les équations classiques de la dynamique du solide indéformable. Celui-ci est bâti à partir d'une représentation simplifiée en lacet (modèle bicyclette, voir [CSB96]), qui permet d'obtenir l'évolution des variables de mouvement nécessaires au calcul du *TCL* par le biais d'une deuxième représentation du véhicule en roulis. Par conséquent, la suite de ce chapitre est tout d'abord dédiée à la modélisation en lacet du véhicule (section 2.3) avant de présenter celle en roulis (section 2.4).

2.3.1 Introduction

Les hypothèses permettant d'utiliser une représentation du véhicule sous forme de bicyclette sont :

- les effets de roulis sont négligeables, et le véhicule est supposé symétrique (symétrie droite/gauche)
- le terrain est supposé plat

Plusieurs travaux suivent une approche de modélisation similaire ([Sté04]) et fournissent des équations semblables.

A des fins de comparaison, nous rappelons dans un premier temps les équations cinématiques de mouvement en lacet sous l'hypothèse de Roulement Sans Glissement (RSG). Cette première modélisation permet de plus d'introduire les premières notations et servira de référence pour l'identification de certains paramètres du modèle dynamique de véhicule, comme évoqué dans la section 2.5.

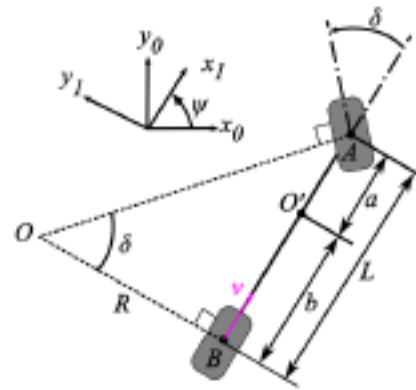


FIG. 2.11 – Vue en lacet du véhicule - Hypothèse de RSG.

Les notations introduites pour ce premier modèle sont :

- $R_0(x_0, y_0, z_0)$ est le repère terrestre, supposé Galiléen,
- $R_1(x_1, y_1, z_1)$ est un repère attaché au véhicule,
- O est le Centre Instantané de Rotation (CIR),
- O' est le Centre de Roulis (CdR) du véhicule, confondu ici avec le CdG de celui-ci,
- a est le demi-empattement avant,
- b est le demi-empattement arrière,

- L est l'empattement du véhicule,
- R est le rayon de courbure,
- δ est l'angle de braquage,
- ψ est l'angle de lacet du véhicule définissant l'orientation du repère R_1 dans R_0 ,
- v est la vitesse linéaire du centre de l'essieu arrière.

En fonction de la position du Centre Instantané de Rotation (CIR), la vitesse de lacet $\dot{\psi}$ s'obtient aisément :

$$\dot{\psi} = \frac{v \cdot \tan(\delta)}{L} \quad (2.28)$$

L'équation (2.28) constitue le modèle cinématique en lacet du véhicule sous l'hypothèse de roulement sans glissement.

2.3.2 Dynamique latérale et longitudinale

Comme évoqué en introduction de cette section, le modèle dynamique de véhicule en lacet utilisé dans nos travaux s'appuie sur une représentation de l'engin sous la forme d'une bicyclette. Quant au modèle de contact, il a été choisi linéaire par rapport aux variables de glissement, comme mentionné à la fin de la section 2.2, mais avec des rigidités variables afin de rendre compte de la variabilité du terrain et de la non-linéarité du contact roue-sol. Le modèle utilisé est schématisé sur la Figure 2.12 et les notations supplémentaires introduites pour cette modélisation sont :

- u est la vitesse du Centre de Roulis (CdR - confondu ici avec le CdG de l'engin) du véhicule,
- α_f, α_r et β sont respectivement les angles de dérive avant, arrière et au CdG ;
- I_z est le moment d'inertie autour de l'axe vertical passant par O' ,
- m est la masse du véhicule,
- F_{lf}, F_{lr}, F_f et F_r sont respectivement les forces longitudinales avant et arrière et les forces latérales avant et arrière.

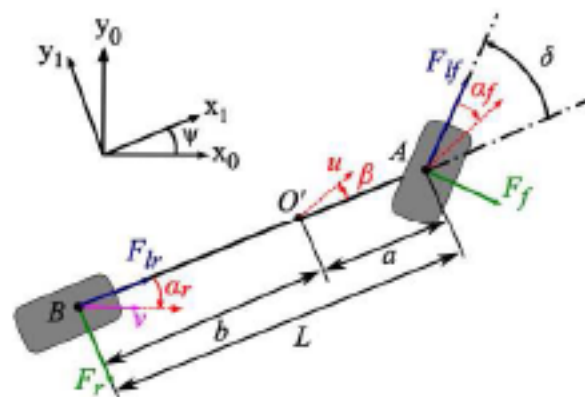


FIG. 2.12 – Vue en lacet du véhicule avec prise en compte des glissements.

En utilisant cette représentation et sous les hypothèses citées, le Principe Fondamental de la Dynamique permet d'écrire les relations suivantes :

$$\begin{cases} m \left(\dot{u} \cos(\beta) - u \dot{\beta} \sin(\beta) - u \dot{\psi} \sin(\beta) \right) = (F_{lr} + F_{lf} \cos(\delta) + F_f \sin(\delta)) \\ m \left(\dot{u} \sin(\beta) + u \dot{\beta} \cos(\beta) + u \dot{\psi} \cos(\beta) \right) = (-F_r + F_{lf} \sin(\delta) - F_f \cos(\delta)) \end{cases} \quad (2.29)$$

En utilisant toujours le PFD, l'équation du moment autour de l'axe vertical au centre de gravité est :

$$I_z \ddot{\psi} = [bF_r + a(F_{l_f} \sin(\delta) - F_f \cos(\delta))] \quad (2.30)$$

A partir des expressions (2.29) et (2.30), les équations donnant l'évolution de la vitesse u , de l'angle de dérive global β et de la vitesse de lacet $\dot{\psi}$ sont :

$$\begin{cases} \dot{u} = \frac{1}{m} [F_{l_f} \cos(\delta - \beta) + F_{l_r} \cos(\beta) + F_f \sin(\delta - \beta) - F_r \sin(\beta)] \\ \dot{\beta} = \frac{1}{um} [F_{l_f} \sin(\delta - \beta) - F_f \cos(\delta - \beta) - F_r \cos(\beta) - F_{l_r} \sin(\beta)] - \dot{\psi} \\ \ddot{\psi} = \frac{1}{I_z} [bF_r + a(F_{l_f} \sin(\delta) - F_f \cos(\delta))] \end{cases} \quad (2.31)$$

Puis, en utilisant les relations cinématiques classiques de changement de point pour le calcul des vitesses, on obtient aisément les relations :

$$\begin{cases} u = \frac{v \cos(\alpha_r)}{\cos(\beta)} \\ \alpha_r = \arctan \left(\tan \beta - \frac{b\dot{\psi}}{u \cos(\beta)} \right) \\ \alpha_f = \arctan \left(\tan \beta + \frac{a\dot{\psi}}{u \cos(\beta)} \right) - \delta \end{cases} \quad (2.32)$$

Dans la suite, nous ferons l'hypothèse très largement vérifiée en simulation et en expérimentation que les angles de dérive sont faibles. Sous cette hypothèse, l'équation (2.32) peut être linéarisée, ce qui conduit aux relations simplifiées pour les angles de dérive :

$$\begin{cases} \alpha_r = \beta - \frac{b\dot{\psi}}{u} \\ \alpha_f = \beta + \frac{a\dot{\psi}}{u} - \delta \end{cases} \quad (2.33)$$

Finalement, en reportant dans (2.31) le modèle linéaire de pneumatique défini par l'expression (2.27) pour les efforts latéraux, alors on obtient le modèle de mouvement en lacet du véhicule tenant compte des glissements longitudinaux et latéraux ci-dessous :

$$\begin{cases} \dot{u} = \frac{1}{m} [F_{l_f} \cos(\delta - \beta) + F_{l_r} \cos(\beta) + C_f(.)\alpha_f \sin(\delta - \beta) - C_r(.)\alpha_r \sin(\beta)] \\ \dot{\beta} = \frac{1}{um} [F_{l_f} \sin(\delta - \beta) - C_f(.)\alpha_f \cos(\delta - \beta) - C_r(.)\alpha_r \cos(\beta) - F_{l_r} \sin(\beta)] - \dot{\psi} \\ \ddot{\psi} = \frac{1}{I_z} [bC_r(.)\alpha_r + a(F_{l_f} \sin(\delta) - C_f(.)\alpha_f \cos(\delta))] \\ \alpha_r = \beta - \frac{b\dot{\psi}}{u} \\ \alpha_f = \beta + \frac{a\dot{\psi}}{u} - \delta \\ u = \frac{v \cos(\alpha_r)}{\cos(\beta)} \end{cases} \quad (2.34)$$

où $C_f(.)$ est la rigidité de dérive avant et $C_r(.)$ la rigidité de dérive arrière qui dépendent des conditions d'adhérence entre la roue et le sol.

2.3.3 Dynamique latérale seule

Dans le cas où le comportement longitudinal peut être négligé (car la vitesse est considérée comme constante), les efforts longitudinaux sont nuls et les équations dynamiques non-linéaires qui permettent de caractériser la dynamique latérale seule du véhicule sont :

$$\begin{cases} \dot{\beta} = \frac{1}{um} [-F_f \cos(\delta - \beta) - F_r \cos(\beta)] - \dot{\psi} \\ \ddot{\psi} = \frac{1}{I_{zz}} [bF_r - aF_f \cos(\delta)] \\ \alpha_r = \beta - \frac{b\dot{\psi}}{u} \\ \alpha_f = \beta + \frac{a\dot{\psi}}{u} - \delta \\ u = \frac{v \cos(\alpha_r)}{\cos(\beta)} \end{cases} \quad (2.35)$$

Si on fait l'hypothèse que les angles de dérive et l'angle de braquage sont faibles et si on reporte le modèle linéaire de pneumatique (2.27), alors le modèle (2.35) devient :

$$\begin{cases} \dot{\psi} &= \frac{1}{I_z} (-aC_f(\cdot)\alpha_f + bC_r(\cdot)\alpha_r) \\ \dot{\beta} &= -\frac{1}{um} (C_f(\cdot)\alpha_f + C_r(\cdot)\alpha_r) - \dot{\psi} \\ \alpha_r &= \beta - \frac{b\dot{\psi}}{v} \\ \alpha_f &= \beta + \frac{a\dot{\psi}}{v} - \delta \\ u &\approx v \end{cases} \quad (2.36)$$

Il s'agit des équations de lacet couramment utilisées, que l'on retrouve dans [Sté04] et [Len05]. Le modèle (2.36) permet de décrire le mouvement du véhicule du point de vue de sa dynamique latérale. Outre les rigidités de dérive qu'il reste à identifier ou à estimer en temps réel, ce modèle requiert un ensemble de paramètres dynamiques et géométriques. D'un point de vue géométrique, il est nécessaire, pour exploiter ce modèle, de connaître la position du centre de gravité du véhicule (centre de gravité sur un segment : \mathbf{a} ou bien \mathbf{b} , connaissant l'empattement L). D'un point de vue dynamique, les paramètres de masse m et d'inertie autour de l'axe vertical I_z sont requis. Par conséquent, il sera nécessaire d'accéder à la connaissance de ces paramètres, que ce soit par la mesure directe ou par une procédure d'identification pour ensuite pouvoir développer des algorithmes de calcul à partir de ce modèle. Enfin, les rigidités de dérive ne peuvent être mesurées directement et la présence de $C_f(\cdot)$ et $C_r(\cdot)$ nécessite un algorithme d'estimation en ligne présenté dans la section 3.5.

Le mouvement en lacet du véhicule ayant été obtenu, il convient maintenant d'utiliser les variables de sortie du modèle (2.36) (vitesse de lacet $\dot{\psi}$, angle de dérive global β) comme variables d'entrée d'une représentation du véhicule dans son plan de roulis. C'est l'objet de la partie suivante.

2.4 Modélisation du mouvement en roulis de l'engin

2.4.1 Introduction

Afin de calculer en ligne la valeur du *TCL* défini par la relation (1.13), les efforts normaux situés à gauche et à droite du véhicule doivent être évalués. Pour ce faire, une représentation en vue de roulis du véhicule est utilisée, comme décrit sur la Figure 2.13. De même, les hypothèses permettant d'accéder à l'équation d'évolution du *TCL* sont :

- La masse et l'inertie de la partie non suspendue sont considérées comme négligeables,
- La masse suspendue est supposée symétrique par rapport aux plans (z_2, y_2) et (x_2, z_2) . La matrice d'inertie est donc diagonale dans le repère $R_2(x_2, y_2, z_2)$, repère de roulis attaché à la masse suspendue, voir Figure 2.13.

$$I_{G/R_2} = \begin{bmatrix} I_x & 0 & 0 \\ 0 & I_y & 0 \\ 0 & 0 & I_z \end{bmatrix} \quad (2.37)$$

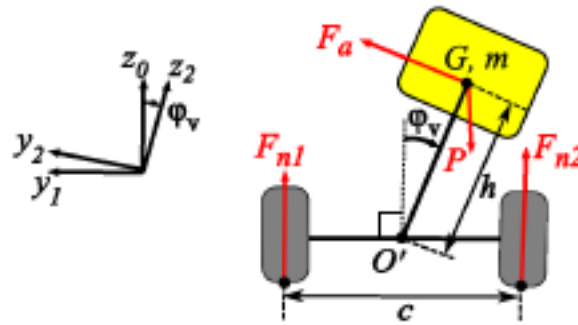


FIG. 2.13 – Vue en roulis du véhicule (de l'arrière).

La représentation en roulis du véhicule fait intervenir de nouvelles notations :

- φ_v est l'angle de roulis de la masse suspendue,
- G est le Centre de Gravité (CdG) de la masse suspendue (m),
- h est la distance entre le CdR et le CdG,
- c est la voie du véhicule,
- $P = mg$ est la force de gravité appliquée sur la masse suspendue, où g est la constante de gravité,
- F_{n1} est l'effort normal sur le côté gauche du véhicule,
- F_{n2} est l'effort normal sur le côté droit du véhicule,
- F_a est un effort virtuel considéré comme extérieur au système et permettant de rendre compte de l'amortissement de la suspension d'une part et des efforts latéraux des pneumatiques d'autre part. Cet effort s'applique au CdG de la masse suspendue. L'introduction de cette force permet de simplifier les équations d'évolution du *TCL*, en particulier dans l'optique de la synthèse de lois de commande pour en limiter la valeur. En effet, par l'intermédiaire de cette modélisation, les efforts normaux sont reliés à l'angle de roulis φ_v et indirectement aux variables de commande (vitesse et angle de braquage). Cette représentation reste équivalente aux descriptions plus classiques avec des efforts latéraux extérieurs au système et des efforts d'amortissement internes - [MC02], [OBA99] et [SCS06]. L'effort virtuel F_a est paramétré par k_r et b_r , représentant respectivement la raideur et l'amortissement de roulis. L'expression mathématique de cet effort est :

$$\vec{F}_a = \frac{1}{h} (k_r \varphi_v + b_r \dot{\varphi}_v) \vec{y}_2 \quad (2.38)$$

Une procédure d'étalonnage a été mise en place, à partir de la modélisation en RSG du véhicule, pour évaluer la valeur de h et k_r . Elle est présentée à la section 2.5.

2.4.2 Cas du Roulement Sans Glissement (RSG) du véhicule

Le Principe Fondamental de la Dynamique (PFD) appliqué à l'ensemble des deux solides (masse suspendue et masse non suspendue) de la Figure 2.13 donne :

$$\begin{cases} m\vec{a}_G \cdot \vec{y}_1 = (\vec{P} + \vec{F}_a + \vec{F}_{n1} + \vec{F}_{n2}) \cdot \vec{y}_1 \\ m\vec{a}_G \cdot \vec{z}_1 = (\vec{P} + \vec{F}_a + \vec{F}_{n1} + \vec{F}_{n2}) \cdot \vec{z}_1 \\ \Delta_{G/R_2} \cdot \vec{x}_2 = (\vec{M}_{G,F_{n1}} + \vec{M}_{G,F_{n2}}) \cdot \vec{x}_2 \end{cases} \quad (2.39)$$

Puisque la partie non suspendue est de masse et d'inertie négligeables, on trouve dans le membre de gauche de (2.39) que les éléments relatifs à la masse suspendue du véhicule : \vec{a}_G désigne l'accélération du point G et $\vec{\Delta}_{G/R_2}$ est le moment dynamique en G de la masse suspendue exprimé dans $R_2(x_2, y_2, z_2)$. Enfin $\vec{M}_{G,F_{n1}}$ et $\vec{M}_{G,F_{n2}}$ sont les moments dus aux efforts \vec{F}_{n1} et \vec{F}_{n2} en G . A partir de l'équation (2.39), les expressions de $\ddot{\varphi}_v$, F_{n1} et F_{n2} peuvent être calculées :

$$\ddot{\varphi}_v = \frac{1}{h \cos(\varphi_v)} \left[h\dot{\varphi}_v^2 \sin(\varphi_v) + h\dot{\psi}^2 \sin(\varphi_v) + v\dot{\psi} + b\ddot{\psi} - \left(\frac{k_r \varphi_v + b_r \dot{\varphi}_v}{mh} \right) \cos(\varphi_v) \right] \quad (2.40)$$

$$F_{n1} + F_{n2} = m \left[-h\ddot{\varphi}_v \sin(\varphi_v) - h\dot{\varphi}_v^2 \cos(\varphi_v) + g - \left(\frac{k_r \varphi_v + b_r \dot{\varphi}_v}{mh} \right) \sin(\varphi_v) \right] \quad (2.41)$$

$$F_{n1} - F_{n2} = \frac{2}{c} \left[I_x \ddot{\varphi}_v + (I_z - I_y) \left[\dot{\psi}^2 \cos(\varphi_v) \sin(\varphi_v) \right] - h \sin(\varphi_v) (F_{n1} + F_{n2}) \right] \quad (2.42)$$

Nous pouvons remarquer le fait que les trois moments d'inertie principaux du véhicule (I_x , I_y et I_z) sont nécessaires à l'estimation en ligne du *TCL*, ainsi que la position du CdG du véhicule. Pour effectuer la mesure de ces paramètres sur une plateforme réelle, nous avons utilisé l'approche décrite en annexe C.

L'expression générale du *TCL* s'obtient alors en divisant (2.42) par (2.41) et en réinjectant (2.40). En régime permanent (i.e. φ_v constant), nécessaire pour la procédure d'étalonnage décrite à la section 2.5, l'expression du *TCL* devient :

$$TCL_{\text{permanent}} = \frac{-\frac{2}{c} \left[(I_z - I_y) \left[\dot{\psi}^2 \cos(\varphi_v) \sin(\varphi_v) \right] - h \sin(\varphi_v) (F_{n1} + F_{n2}) \right]}{F_{n1} + F_{n2}} \quad (2.43)$$

Puis, en remarquant que $(I_z - I_y) \left[\dot{\psi}^2 \cos(\varphi_v) \sin(\varphi_v) \right]$ est négligeable devant $[h \sin(\varphi_v) (F_{n1} + F_{n2})]$ (rapport de 500 entre les deux termes), on obtient une expression encore plus simple :

$$TCL_{\text{permanent}} = \frac{2}{c} (h \sin(\varphi_v)) \quad (2.44)$$

L'expression $h \sin(\varphi_v)$ représente la projection du CdG sur le sol. Aussi, d'après (2.44), le $TCL_{\text{permanent}}$ devient unitaire lorsque $h \sin(\varphi_v) = \frac{c}{2}$, c'est-à-dire quand le CdG se trouve au-dessus d'une des deux roues gauche ou droite du véhicule, donc lorsque le CdG se trouve à la limite du polygone de sustentation comme il est attendu. De la même manière, en utilisant (2.40) et en supposant que l'angle de roulis φ_v est relativement faible (i.e. $\sin(\varphi_v) \approx \varphi_v$ et $\cos(\varphi_v) \approx 1$), $h\dot{\psi}^2 \sin(\varphi_v) \ll v\dot{\psi}$ et $h\dot{\varphi}_v^2 \sin(\varphi_v) \ll \frac{k_r \varphi_v}{mh} \cos(\varphi_v)$, alors en régime permanent (2.40) devient :

$$0 = v\dot{\psi} - \left(\frac{k_r \varphi_v}{mh} \right) \quad (2.45)$$

En RSG, puisque $v\dot{\psi} = a_{G,y1}$ en régime permanent, on en déduit de (2.44) et (2.45) que :

$$|TCL_{\text{permanent}}| \approx \frac{2}{c} \left(\frac{h^2 a_{G,y1}}{\frac{k_r}{m}} \right) \quad (2.46)$$

On s'aperçoit que le $TCL_{\text{permanent}}$ sans glissement est quasiment une fonction linéaire de l'accélération latérale du véhicule, comme évoqué dans [OBA99] et [NHT]. Néanmoins, l'expression (2.46) est différente de l'expression donnée dans [OBA99] :

$$|TCL_{\text{permanent}}| \approx \frac{2}{c} \left(\frac{h_T a_{G,y1}}{g} \right) \quad (2.47)$$

avec h_T la hauteur du CdG par rapport au sol. La modélisation de départ n'est pas la même : comme évoqué au début de cette section, notre modèle fait intervenir une force de rappel s'appliquant sur la masse suspendue. Si on veut rapprocher les expressions (2.46) et (2.47), alors on a la relation suivante :

$$\frac{h^2}{\frac{k_r}{m}} = \frac{h_T}{g} \quad (2.48)$$

soit encore :

$$h_T = \frac{mh^2g}{k_r} \quad (2.49)$$

Cette relation peut être utilisée afin de valider et comparer les résultats obtenus avec l'expression (2.46) proposée ici et l'expression (2.47) du *TCL* généralement utilisée dans la littérature.

2.4.3 Prise en compte du glissement

Pour tenir compte du phénomène de glissement, il faut utiliser désormais la modélisation dynamique du véhicule en lacet (2.36). Le Principe Fondamental de la Dynamique conduit aux mêmes expressions mathématiques (2.41) et (2.42), seule l'équation d'évolution de l'angle de roulis est modifiée :

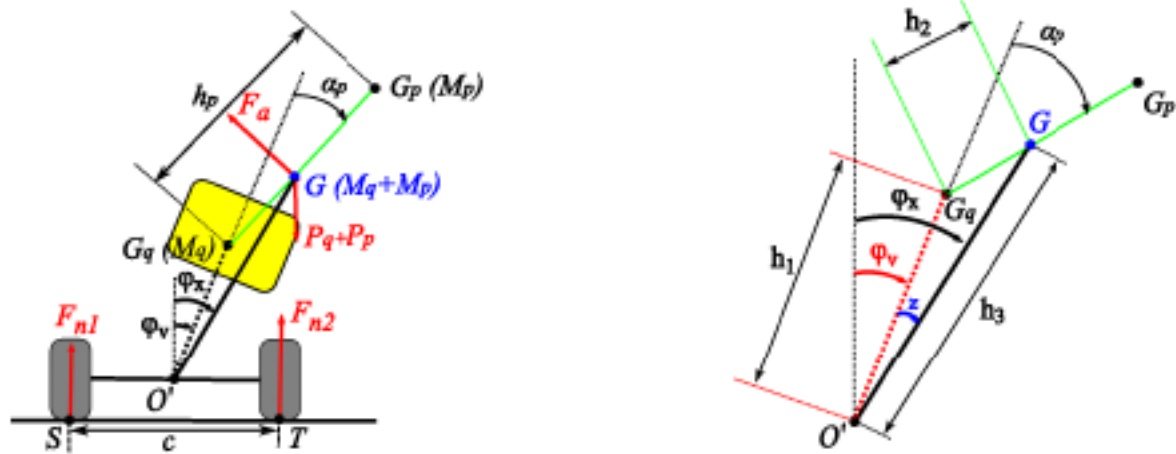
$$\begin{aligned} \ddot{\varphi}_v = & \frac{1}{h \cos(\varphi_v)} [h\dot{\varphi}_v^2 \sin(\varphi_v) + h\dot{\psi}^2 \sin(\varphi_v) + u\dot{\psi} \cos(\beta) + \dot{u} \sin(\beta) \\ & + u\dot{\beta} \cos(\beta) - \left(\frac{k_r \varphi_v + b_r \dot{\varphi}_v}{mh} \right) \cos(\varphi_v)] \end{aligned} \quad (2.50)$$

On remarque alors que l'expression de l'angle de roulis ci-dessus, avec prise en compte du glissement, fait intervenir l'angle de dérive globale du véhicule β qui devra donc être estimé : c'est l'objet de l'observateur proposé dans le chapitre 3.

2.4.4 Influence du pilote sur la modélisation du véhicule

2.4.4.1 Introduction

L'objectif de cette section est d'étendre la modélisation du véhicule pour prendre en compte les mouvements latéraux du pilote lors du calcul du *TCL*. Pour ce faire, on peut considérer que le déplacement latéral du CdG dans la vue en lacet est relativement faible (de l'ordre de quelques millimètres) et n'affecte que très peu l'estimation de la rigidité de dérive. Ainsi, nous proposons de modéliser le pilote uniquement comme une perturbation du modèle de roulis, affectant le calcul de certains paramètres géométriques du modèle précédemment représenté sur la Figure 2.13. Sur sol plat, la nouvelle vue en roulis du véhicule est décrite sur la Figure 2.14.



(a) Modélisation en roulis du véhicule avec le pilote.

(b) Paramétrage du modèle.

FIG. 2.14 – Intégration du pilote dans le modèle de roulis.

Cette représentation fait intervenir les nouvelles notations :

- G_q est le CdG du quad,
- G_p est le CdG du pilote,
- G est le CdG global du système *quad + pilote*,
- M_p est la masse du pilote,
- M_q est la masse du quad,
- h_p est la distance entre G_q et G_p ,
- h_1 est la distance entre le CdR et G_q ,
- h_2 est la distance entre G_q et G avec :

$$h_2 = \left(\frac{M_p}{M_p + M_q} \right) h_p \quad (2.51)$$

- h_3 est la distance entre le CdR et G ,
- φ_x est l'angle de roulis du système *quad + pilote* lorsque le pilote s'incline,
- φ_v est l'angle de roulis du système *quad + pilote* lorsque le pilote n'est pas incliné, il s'agit donc du même angle de roulis que celui représenté sur la Figure 2.13,
- z est l'incrément de roulis dû à l'inclinaison du pilote : $z = \varphi_x - \varphi_v$,
- α_p est l'angle d'inclinaison du pilote.

2.4.4.2 Equations géométriques liées à la prise en compte du pilote

A partir de la Figure 2.14, les grandeurs géométriques introduites pour la prise en compte du pilote peuvent être déduites des théorèmes du barycentre et de Pythagore généralisé. Ensuite, pour le calcul du *TCL*, l'ensemble *quad + pilote* est considéré comme un unique solide dont la position du CdG varie en fonction de l'angle d'inclinaison du pilote, noté α_p . Les équations dynamiques développées précédemment sans la modélisation du pilote restent donc les mêmes, mais certains paramètres intervenant dans ces équations vont varier en fonction de l'inclinaison du pilote (i.e. h_3 et z). Plus précisément, le calcul du *TCL* issu de cette modélisation se fait de la manière suivante :

1. On note $h_{identifiée}$ la distance identifiée lorsque le pilote est immobile sur le quad (distance notée h auparavant) et la distance h_1 est alors donnée par :

$$h_1 = h_{identifiée} - h_2 = h_{identifiée} - \left(\frac{M_p}{M_p + M_q} \right) h_p \quad (2.52)$$

2. L'angle de roulis φ_v est ensuite calculé en considérant que le pilote ne s'incline pas, c'est-à-dire que : $\alpha_p = 0$ et $h_3 = h_{identifiée}$.
3. En fonction de l'angle d'inclinaison du pilote α_p , la distance h_3 entre le CdR et le CdG du système **quad + pilote** est calculée à partir du théorème d'Al-Kashi :

$$h_3 = \sqrt{h_1^2 + h_2^2 - 2h_1h_2 \cos(\pi - \alpha_p)} \quad (2.53)$$

4. L'incrément de roulis se déduit également du théorème d'Al-Kashi par :

$$z = \cos^{-1} \left(\frac{h_3^2 + h_1^2 - h_2^2}{2h_3h_1} \right) \quad (2.54)$$

5. Le nouvel angle de roulis est alors donné par :

$$\begin{cases} \varphi_x &= \varphi_v + \text{sign}(\alpha_p)z \\ \dot{\varphi}_x &= \dot{\varphi}_v \\ \ddot{\varphi}_x &= \ddot{\varphi}_v \end{cases} \quad (2.55)$$

6. Finalement, les efforts F_{n1} et F_{n2} sont calculés à partir des équations (2.41) et (2.42), en substituant φ_x à φ_v et en considérant que la distance entre le CdR et le CdG de l'ensemble **quad + pilote** est h_3 , fournie par (2.53).

Le *TCL* prenant en compte l'influence du pilote ne peut cependant être calculé que si l'on connaît l'angle d'inclinaison du pilote α_p . Pour l'instant, aucun système de mesure ne permet d'avoir accès à cet angle. Par conséquent, une loi de calcul pour α_p fonction de l'angle de braquage et du niveau du pilote a été utilisée, c'est l'objet de la partie suivante.

2.4.4.3 Inclinaison du pilote

La définition de α_p se fait lorsque le CdG du quad est à la verticale, comme le montre la Figure 2.15.

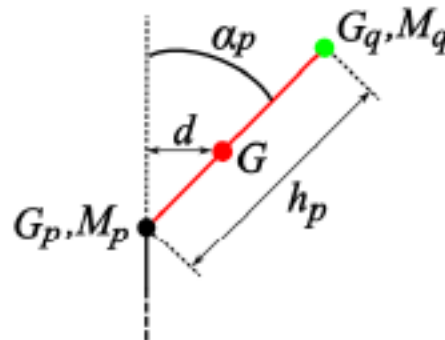


FIG. 2.15 – Calcul de l'inclinaison du pilote.

A partir de ce modèle, le décalage latéral du CdG, noté d , est obtenu par l'équation suivante :

$$d = \left(\frac{M_p}{M_p + M_q} \right) h_p \sin(\alpha_p) \quad (2.56)$$

La loi d'adaptation suivante pour α_p a alors été proposée :

$$\alpha_p = \sin^{-1}(NK\delta) \quad (2.57)$$

avec K le gain de l'inclinaison, $N = +1$ si le pilote se penche du mauvais côté (i.e. l'extérieure du virage), $N = -1$ si le pilote se penche du bon côté (à l'intérieure du virage comme un pilote expérimenté) et $N = 0$ si le pilote reste statique sur le quad. Avec (2.57), l'équation (2.56) devient :

$$d = \left(\frac{M_p}{M_p + M_q} \right) h_p NK\delta \quad (2.58)$$

La distance latérale du CdG est alors une relation linéaire en fonction de l'angle de braquage. Le gain K sera réglé pour l'instant de manière expérimentale, tout en respectant la définition de la fonction arcsinus dans (2.57).

2.4.5 Conclusion

Le modèle dynamique de roulis du véhicule (2.50), (2.42) et (2.41) permet d'évaluer en temps réel le Transfert de Charge Latéral (*TCL*) défini par l'équation (1.13). Au vu de ces équations, deux premières mesures sont nécessaires : la vitesse v et la vitesse de lacet $\dot{\psi}$. Les paramètres de glissement, requis également par ce modèle, seront évalués à l'aide de l'observateur développé au chapitre 3, basé sur le modèle de lacet (2.35) et une troisième et dernière mesure δ , l'angle de braquage. Enfin, il reste à identifier les trois valeurs des paramètres h , k_r et b_r .

Les deux paramètres h et k_r peuvent être identifiés à partir de l'équation d'évolution du *TCL* en régime permanent, comme détaillé à la section 2.5. A l'inverse, le paramètre b_r n'a pas d'influence sur la valeur en régime permanent du *TCL* et sera donc réglé expérimentalement en fonction de la forme de la courbe d'évolution du *TCL* en régime transitoire et du temps de réponse du modèle dynamique souhaité (voir Figure 4.3).

2.5 Etalonnage des paramètres du modèle de roulis

Cette section présente l'identification des deux paramètres h et k_r du modèle de véhicule. La méthode d'identification consiste à réaliser des cercles (correspondant à une valeur constante de l'angle de braquage) sur un sol plat et adhérent (voir Figure 2.16) à différentes vitesses constantes pendant au moins un tour (afin d'atteindre le régime permanent du *TCL*).

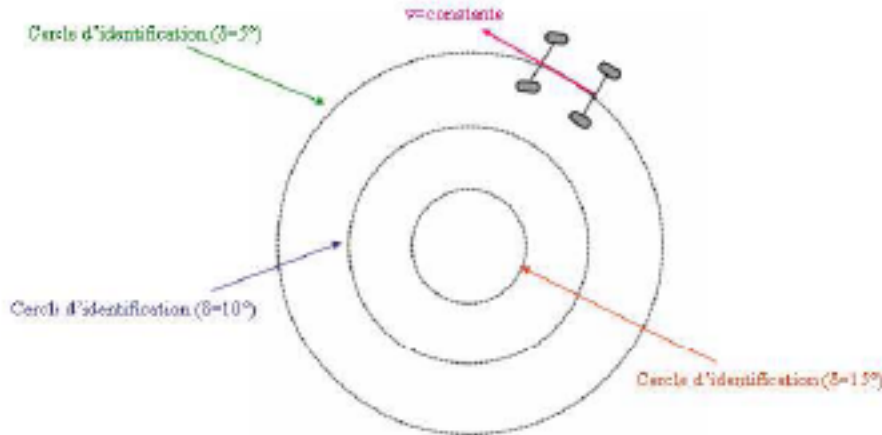


FIG. 2.16 – Illustration du protocole expérimental suivi pour l'identification des paramètres.

Des capteurs spécifiques sont alors utilisés afin de mesurer la valeur du TCL et des méthodes d'optimisation et de minimisation de fonctions sont utilisées pour estimer la valeur des paramètres \mathbf{h} et \mathbf{k}_p , permettant au modèle de représenter au mieux les valeurs expérimentales relevées durant ces essais. La fonction d'évolution du TCL en régime permanent étant non-linéaire, il faut se tourner vers des méthodes d'identification non-linéaires décrites dans la section suivante.

2.5.1 Techniques d'identification non-linéaire

Dans cette section, trois méthodes d'identification non linéaire sont présentées brièvement (plus de détails peuvent être trouvés dans [PFTV88] et [LLZW06]). Ces méthodes sont les plus utilisées dans les différents domaines de la recherche afin d'optimiser des fonctions de coût et d'estimer les paramètres d'un modèle (identification des paramètres des modèles de robots [RVA⁺06] et [ZYM98], identification des paramètres d'une caméra [SL97], optimisation de fonctions...).

L'objectif général de ces méthodes est de déterminer, dans une famille donnée de fonctions paramétrées, celle qui minimise une fonction de coût qui le plus souvent est la fonction de coût des moindres carrés. Plus précisément, soit $\mathbf{Y} = \Phi(\mathbf{X}, \boldsymbol{\xi})$ le modèle d'un procédé, avec \mathbf{X} et \mathbf{Y} respectivement le vecteur des entrées et des sorties du modèle et $\boldsymbol{\xi}$ le vecteur des paramètres inconnus. Alors, si Y_p^m désigne la sortie du processus mesurée à l'instant m , l'objectif de l'identification est de rechercher le vecteur optimal de paramètres noté $\boldsymbol{\xi}^*$ qui minimise la fonction de coût $J(\boldsymbol{\xi})$ suivante :

$$J(\boldsymbol{\xi}) = \frac{1}{2} \sum_{m=1}^M (Y_p^m - \Phi(\mathbf{X}^m, \boldsymbol{\xi}))^2 \quad (2.59)$$

où \mathbf{X}^m est l'entrée du procédé à l'instant m et M le nombre total de mesures.

La première méthode d'identification de paramètres est appelée "descente de gradient". Elle consiste à chaque itération à modifier le vecteur des paramètres inconnus en le faisant évoluer dans la direction opposée à celle du gradient de la fonction J , noté $\nabla J(\boldsymbol{\xi})$, puisque l'antigradient définit la direction qui fait décroître la fonction J le plus rapidement. Si l'algorithme est initialisé

avec le vecteur de paramètres ξ_0 , alors la séquence ξ_1, ξ_2, \dots est calculée comme suit :

$$\xi_{n+1} = \xi_n - \gamma_n \nabla J(\xi_n), \quad n \geq 0 \quad (2.60)$$

où γ_n est le gain proportionnel de l'algorithme, qui peut varier à chaque itération. La série (ξ_n) converge vers ξ^* qui correspond au minimum local le plus proche de ξ_0 . La Figure 2.17 permet de visualiser les premières itérations de l'algorithme lorsque la fonction de coût J est de type bol (les lignes fermées correspondent aux lignes de niveaux de la fonction J).

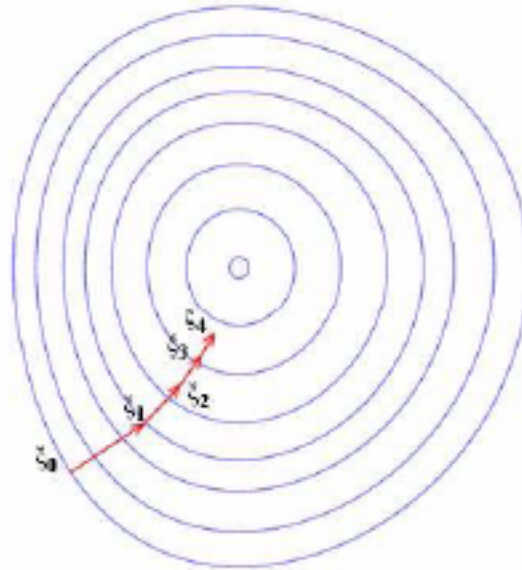


FIG. 2.17 – Illustration de la méthode de descente de gradient sur une fonction de type Bol.

Cependant, cette méthode souffre du problème des minima locaux. En effet, il arrive souvent que le minimum global de la fonction de coût J ne sont pas atteint, la méthode de descente de gradient convergeant alors vers un minimum local proche du vecteur de paramètres de départ ξ_0 .

La seconde technique est appelée méthode de Gauss-Newton ou encore de Newton-Raphson. Elle consiste à approcher à chaque itération le vecteur de paramètres optimal ξ^* sur la base d'un développement de Taylor à l'ordre 1 de la fonction de résidu r^m : $r^m(\xi) = Y_p^m - \Phi(X^m, \xi)$. Plus précisément, le développement à l'ordre 1 de la fonction r^m autour de ξ^* est :

$$r^m(\xi^*) \approx r^m(\xi_n) + \nabla_r^m(\xi) \delta \xi \quad (2.61)$$

avec $\delta \xi = \xi^* - \xi$ et $\nabla_r^m(\xi)$ la matrice jacobienne de $r^m(\xi)$. Puisque ξ^* correspond au vecteur de paramètres optimal alors $r^m(\xi^*) = 0$. On en déduit que l'écart $\delta \xi$ entre le vecteur de paramètres courant et le vecteur de paramètres optimal est :

$$\delta \xi = -\nabla_r^m(\xi)^+ r^m(\xi) \quad (2.62)$$

où $\nabla_r^m(\xi)^+$ est la pseudo-inverse de $\nabla_r^m(\xi)$. Enfin, si l'algorithme est initialisé avec le vecteur de paramètres initial ξ_0 , alors la séquence ξ_n calculée comme suit :

$$\xi_{n+1} = \xi_n - \nabla_r^m(\xi_n)^+ r^m(\xi_n) \quad (2.63)$$

converge rapidement vers ξ^* . L'avantage de cette méthode est qu'elle converge plus vite que la méthode du gradient et est moins sensible au problème des minima locaux.

Enfin, la troisième méthode présentée dans cette section est appelée algorithme de Levenberg-Marquardt. Il s'agit de coupler l'algorithme de Newton-Gauss et l'algorithme de descente de gradient. L'incrément $\delta\xi$ est alors calculé en utilisant un facteur d'amortissement λ positif qui est ajusté à chaque itération. Le calcul itératif du vecteur de paramètres devient alors :

$$(\nabla_r^m(\xi_n)^t \nabla_r^m(\xi_n) + \lambda I) \delta\xi = \nabla_r^m(\xi_n)^t r^m(\xi_n) \quad (2.64)$$

Le choix du paramètre d'amortissement reste le problème principal de cette méthode. En effet, le réglage de ce paramètre dépend pour beaucoup de l'échelle du problème. Si la diminution de $\nabla_r^m(\xi)$ est rapide, on peut utiliser une valeur plus faible de λ (l'algorithme se rapproche de celui de Gauss-Newton), et au contraire on peut augmenter λ si une itération est peu efficace (l'algorithme se rapproche de celui de la descente de gradient).

2.5.2 Application à l'étalonnage des paramètres h et k_r

Comme il a été décrit en introduction de la section 2.5, on souhaite déterminer les valeurs optimales de h et k_r pour que les valeurs du *TCL* en régime permanent prédites par le modèle (2.40) - (2.41) - (2.42) soient les plus proches possible des valeurs mesurées lors des essais décrits sur la Figure 2.16. Si on fait le lien avec les notations introduites à la section 2.5.1, les sorties mesurées Y_p^m sont les valeurs du *TCL* relevées après chaque essai et le modèle du procédé $Y = \Phi(X^m, \xi)$ est la valeur du *TCL* en régime permanent déduite du modèle (2.40) - (2.41) - (2.42), les entrées X sont la vitesse et l'angle de braquage et le vecteur de paramètres est $\xi = (h, k_r)$.

Afin d'avoir une expression en régime permanent du *TCL*, nous avons considéré que l'angle de roulis était relativement faible (i.e., $\sin(\varphi_v) \approx \varphi_v$, $\cos(\varphi_v) \approx 1$). Alors le modèle du *TCL* en régime permanent (les termes négligés pour obtenir (2.44) ont été conservés ici afin d'avoir un modèle précis du *TCL*) issu de (2.40), (2.41) et (2.42) est :

$$\begin{cases} TCL_{\text{permanent}} = \frac{-2 \left[(I_z - I_y) \dot{\psi}^2 \varphi_v - h(F_{n1} + F_{n2}) \varphi_v \right]}{c F_{n1} + F_{n2}} \\ \varphi_v = \frac{mhv\dot{\psi}}{k_r - mh^2\dot{\psi}^2} \\ F_{n1} + F_{n2} = mg - \frac{k_r \varphi_v^2}{h} \end{cases} \quad (2.65)$$

Afin d'obtenir une convergence rapide du vecteur de paramètres ξ vers le vecteur de paramètres optimal ξ^* sans avoir recours à une technique plus difficile à mettre en place (telle que la méthode de Levenberg-Marquardt), la méthode de Gauss-Newton a été choisie. Aussi, on pose :

$$r^m(\xi) = TCL_{\text{permanent}}(X^m, \xi) - TCL_{\text{mesure}}(X^m) \quad (2.66)$$

où $TCL_{\text{permanent}}(X^m, \xi)$ est obtenu à partir de (2.65). Enfin, en appliquant la relation (2.63), le vecteur de paramètres optimal est obtenu et les valeurs de h et k_r sont identifiées.

Dans les faits, l'algorithme de base de Gauss-Newton a été légèrement modifié sur 2 points :

d'une part nous avons choisi pour le vecteur de paramètres $\xi = (1000h, k_r)$ de sorte que les deux paramètres à identifier soient du même ordre de grandeur, cela assure le meilleur conditionnement possible à la matrice jacobienne. D'autre part, nous avons introduit un paramètre d'amortissement λ dans l'équation de mise à jour des paramètres inconnus :

$$\xi_{n+1} = \xi_n + \lambda \cdot \delta\xi, \quad \lambda < 1 \quad (2.67)$$

Ce paramètre permet d'éviter les oscillations du vecteur de paramètres autour du vecteur de paramètres optimal et permet donc de stabiliser l'algorithme d'estimation.

2.6 Validation du modèle dans le cas du RSG

Pour valider le modèle dynamique de véhicule (2.40) - (2.41) - (2.42), tout au moins lorsque l'hypothèse de Roulement Sans Glissement est vérifiée, le protocole expérimental représenté sur la Figure 2.16 a été suivi avec la maquette numérique et les quads réels. Les paramètres h et k_r ont alors été identifiés par la méthode présentée à la section 2.5 en exploitant quelques essais, puis la corrélation entre le modèle et les mesures a été analysée sur les autres essais.

2.6.1 Validation en simulation

En utilisant la maquette numérique de quad réalisée avec le logiciel Adams (cf. section 1.6.1), une série de mesures du *TCL* en régime permanent a été réalisée pour plusieurs valeurs constantes de la vitesse et de l'angle de braquage. Les paramètres du quad virtuel sont listés dans la Table 2.1. Enfin, l'hypothèse de sol adhérent a été vérifiée, puisque les vitesses de glissement des pneumatiques mesurées sous Adams sont quasiment nulles.

TAB. 2.1 – Paramètres du quad virtuel.

Masse suspendue	250kg
I_x, I_y, I_z	45, 110, 130kg.m ²
Demi-empattement : a, b	0.58, 0.7m
Voie du quad c	0.95m

En fonction des consignes de vitesse et de braquage, les valeurs du *TCL* en régime permanent mesurées sous Adams sont données sur la Figure 2.18.

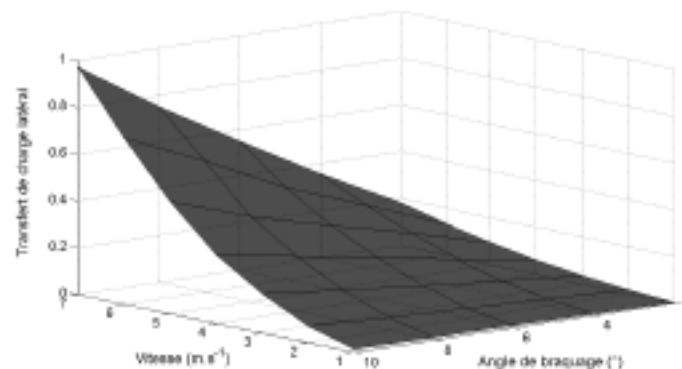
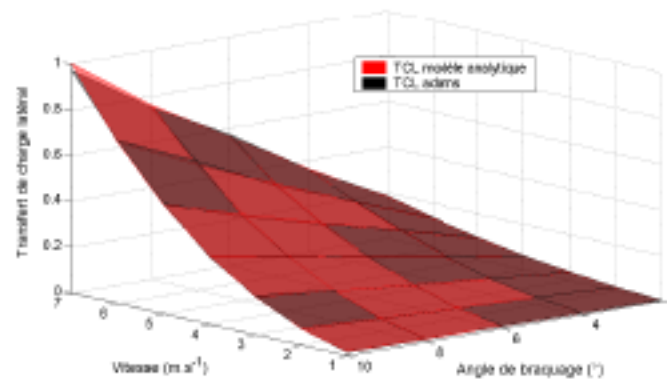
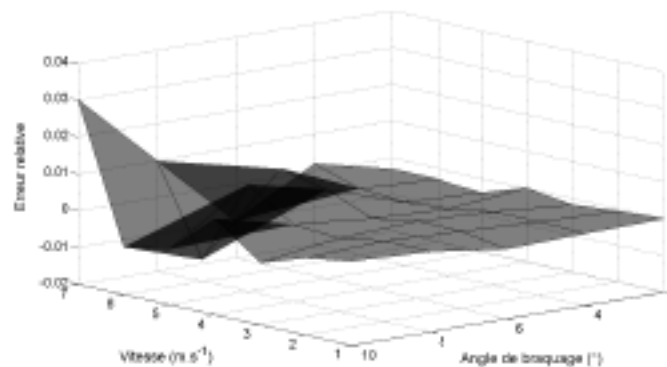


FIG. 2.18 – *TCL* mesuré sur sol adhérent.

Les paramètres h et k_r du modèle analytique ont alors été identifiés avec les valeurs du TCL en régime permanent mesurées dans le cas où $\delta = 4^\circ$ et v varie entre 1 et 7m.s^{-1} . Il a été obtenu : $h = 1.2475\text{m}$ et $k_r = 5900\text{N.m.rad}^{-1}$. Puis, en utilisant ces valeurs, l'équivalent de la courbe du TCL de la Figure 2.18 a été construite à partir du modèle analytique de véhicule. La Figure 2.19 compare les valeurs du TCL mesurées et obtenues par le modèle et montre aussi les erreurs relatives entre les 2 quantités.



(a) Superposition des 2 valeurs du TCL



(b) Erreur relative entre les 2 valeurs du TCL

FIG. 2.19 – Comparaison des valeurs du TCL obtenues avec le modèle analytique et celles mesurées.

Sur la Figure précédente, on remarque que l'erreur maximale entre les 2 valeurs du TCL ne dépasse pas 0.03, ce qui correspond en ce point là, à une erreur de 3% par rapport à la valeur mesurée sous Adams. Globalement, en relatif, l'erreur entre les valeurs mesurées sous Adams et celles issues du modèle analytique n'excède pas $\pm 5\%$. Par conséquent, le modèle analytique sans glissement permet de représenter de manière précise les valeurs du TCL en régime permanent obtenues lors des simulations réalisées avec la maquette numérique.

Enfin, la formule (2.49) a été utilisée pour calculer une valeur estimée de la distance totale entre le CdG et le sol. À partir des données identifiées (h et k_r), la valeur estimée pour h_T est égale à 0.66m , ce qui est bien représentatif, puisque la valeur réelle est égale à 0.76m dont il faut retrancher au moins 4cm pour prendre en compte l'écrasement des suspensions. L'erreur relative

entre la valeur estimée et la valeur réelle n'est alors que de 8%.

2.6.2 Validations en expérimentation

2.6.2.1 Quad Kymco Mxer 150

Afin de réaliser l'identification des paramètres h et k_r sur une plateforme réelle, une expérimentation consistant à décrire trois cercles dessinés sur le sol, dont les rayons correspondaient à un angle de braquage connu (4.8° , 9.3° et 13.5° , voir Figure 2.20), a été réalisée. Ces cercles ont été décrits sur sol adhérent (asphalte sec), afin de rester le plus proche possible de l'hypothèse de roulement sans glissement nécessaire à l'identification des paramètres.

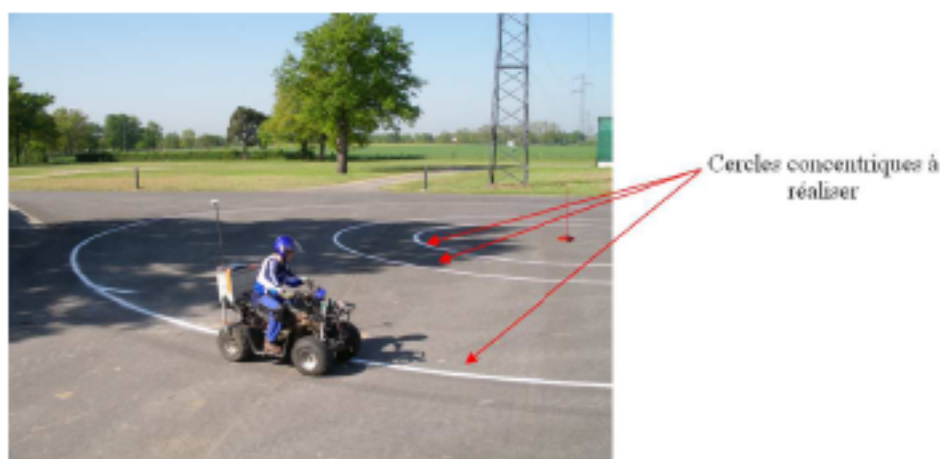


FIG. 2.20 – Identification des paramètres.

Les paramètres h et k_r ont été identifiés à partir de la valeur du TCL mesurée par les potentiomètres linéaires lors d'expérimentations avec $\delta = 4.8^\circ$ et plusieurs valeurs de vitesse constantes. Il a été obtenu $h = 1.32m$ et $k_r = 8600N.m.rad^{-1}$. La Table 2.2 présente alors les valeurs du TCL en régime permanent reconstruites à partir du modèle analytique et celles calculées à partir de l'équation (2.47) issue de [OBA99] (le CdG du système *quad + pilote* se trouvant à environ $0.65m$ au-dessus du sol).

TAB. 2.2 – Transfert de charge calculé après identification.

Vitesse ($km.h^{-1}$)	Angle de braquage ($^\circ$)	TCL mesuré ¹	TCL calculé (modèle analytique) ²	TCL calculé avec (2.47) ³	Erreur entre TCL^1 et TCL^2 (%)
8.8	4.8	0.09	0.08	0.09	11
11.9	4.8	0.23	0.15	0.16	37
18.7	4.8	0.36	0.37	0.4	3
20.9	4.8	0.42	0.46	0.49	9
8.6	9.3	0.21	0.16	0.16	23
14	9.3	0.39	0.4	0.43	2.5
9	13.5	0.26	0.25	0.26	4
12	13.5	0.44	0.44	0.46	0
16.2	-4.8	-0.25	-0.26	-0.28	4

Dès que le transfert de charge est supérieur à 0.25, le modèle analytique donne une bonne estimation du transfert de charge mesuré. Par contre, en dessous de cette valeur, les valeurs

estimées sont plus faibles que les valeurs mesurées. Plusieurs phénomènes peuvent être à l'origine de telles erreurs :

- La position du pilote influe sur le TCL avec un ordre de grandeur de 0.15 (voir Figure 1.37). Son influence relative est donc beaucoup plus importante pour de faibles valeurs du TCL .
- Il se peut aussi qu'il subsiste un transfert de charge initial du véhicule dû à la répartition statique des masses du véhicule.
- De plus, les capteurs linéaires ne permettent pas d'avoir une très bonne résolution et par conséquent de mesurer des valeurs faibles de transfert de charge latéral.

Il peut aussi être noté qu'au fur et à mesure que la valeur du TCL mesuré augmente, les valeurs estimées à partir du modèle analytique tendent à surestimer le TCL mesuré. Ce phénomène peut s'expliquer par le fait que le quad Kymco est équipé d'un bras oscillant à l'arrière sans différentiel. Donc même sur un sol très adhérent, le train arrière du véhicule aura toujours tendance à glisser au fur et à mesure que l'accélération latérale augmente, ce qui a pour conséquence une légère sous-estimation de h et k_p . Néanmoins, l'erreur entre valeurs mesurées et valeurs estimées reste faible et le modèle sans glissement est validé.

On vérifie également que les valeurs obtenues à partir du modèle analytique et celles issues de la relation (2.47) sont relativement proches. Enfin, en utilisant l'expression (2.49) et la valeur des paramètres h et k_p identifiés, la hauteur totale h_T du CdG par rapport au sol peut être estimée à 0.61m, ce qui est relativement proche (erreur inférieure à 10%) de la valeur réelle égale à 0.65m, ce qui permet de valider, une fois de plus, le modèle dynamique développé.

2.6.2.2 Quad Massey Ferguson

Pour réaliser l'identification des paramètres du modèle dynamique du quad Massey Ferguson, la démarche expérimentale utilisée est identique à celle suivie pour le quad Kymco Mxer150 : l'expérimentation consistait à décrire différents cercles dessinés sur le sol, dont les rayons correspondaient à un angle de braquage connu (6°, 8°, 12° et 16°) du véhicule. Ces cercles ont été décrits sur sol adhérent (asphalte sec) et plat, afin de rester le plus proche possible de l'hypothèse de roulement sans glissement nécessaire à l'identification des paramètres.

Les paramètres h et k_p ont été identifiés à partir de la mesure du TCL (réalisée en utilisant les potentiomètres linéaires) lors des expérimentations avec $\delta = 6^\circ$ et différentes vitesses. Il a été obtenu $h = 1.14m$, $k_p = 8100N.m.rad^{-1}$. La Table 2.3 présente les résultats de reconstruction du TCL en régime permanent à partir du modèle analytique, et celles calculées à partir de l'équation (2.47) issue de [OBA99] (le CdG du système *quad + pilote* se trouve à 0.64m au-dessus du sol). Sur celle-ci, on peut remarquer que le modèle analytique donne une bonne estimation du Transfert de Charge Latéral mesuré. En effet, l'erreur entre valeurs mesurées et valeurs estimées après identification reste faible et le modèle sans glissement est donc validé. De plus, il est à noter que les valeurs estimées en utilisant le modèle analytique sont très proches de celles qui sont calculées à partir de la relation (2.47), ce qui permet, une fois de plus, de valider le modèle dynamique de véhicule développé.

De la même manière que pour le quad Kymco, en utilisant l'expression (2.49) et la valeur des paramètres h et k_p identifiés, la hauteur totale h_T du CdG par rapport au sol peut être estimée à 0.65m, ce qui est relativement proche (erreur inférieure à 2%) de la valeur réelle égale à 0.64m.

Par conséquent, le modèle dynamique développé donne des résultats similaires aux modèles généralement utilisés dans la littérature.

TAB. 2.3 – Transfert de charge calculé après identification.

Vitesse (km.h^{-1})	Angle de braquage ($^\circ$)	TCL mesuré ¹	TCL calculé (modèle analytique) ²	TCL calculé avec (2.47) ³	Erreur entre TCL^1 et TCL^2 (%)
9	6	0.07	0.065	0.063	12
13.5	6	0.136	0.147	0.15	8
18.5	6	0.27	0.279	0.27	0.7
22.5	6	0.44	0.419	0.46	4.8
24.5	6	0.53	0.48	0.5	11
9.5	8	0.13	0.1	0.1	23
19	8	0.36	0.4	0.4	10
8.5	12	0.16	0.118	0.12	24
15.5	12	0.4	0.407	0.41	2
12	16	0.31	0.329	0.33	5
17.2	16	0.71	0.73	0.69	3
19	-8	-0.36	-0.4	-0.4	11
13	-12	-0.28	-0.28	-0.285	1.8

2.7 Conclusion

L'objectif de ce chapitre était de proposer un modèle analytique du véhicule pour pouvoir estimer en ligne le TCL quelles que soient les conditions d'adhérence. Pour ce faire, après avoir étudié plusieurs modèles de contact, c'est le modèle linéaire de pneumatique avec rigidité de dérive variable qui a été choisie. Celui-ci permet de refléter la variabilité et la non-linéarité des conditions d'adhérence tout en ayant un nombre restreint de paramètres à estimer. Puis, en fonction de ce modèle de pneumatique, la première partie du modèle complet de véhicule a été établie : il s'agit d'obtenir les variables de mouvement du véhicule à partir d'une vue en lacet de celui-ci. Ensuite la deuxième partie du modèle dynamique de véhicule consiste à représenter celui-ci dans une vue en roulis afin d'accéder aux équations d'évolution du TCL . Finalement, les paramètres non accessibles par une mesure directe sont identifiés au travers d'une méthode d'identification non-linéaire de Gauss-Newton, ce qui permet de valider de manière expérimentale le modèle global de véhicule sous l'hypothèse de Roulement Sans Glissement (RSG).

Toutefois, pour être représentatif lorsque le véhicule se déplace en milieu naturel, l'estimation du TCL doit à présent prendre en compte les conditions d'adhérence variables en fonction du type de sol, de la charge supportée par les roues, des pneumatiques... Pour ce faire, le chapitre suivant présente les techniques d'estimation utilisées pour évaluer les conditions de contact et le glissement du véhicule.

Chapitre 3

Estimation des variables de glissement du véhicule

3.1 Introduction

Comme nous l'avons vu au chapitre précédent, les algorithmes de calcul du Transfert de Charge Latéral (*TCL*) utilisent les variables de glissement (angle de dérive globale, rigidité de dérive) afin de calculer en temps réel la marge de stabilité du véhicule et prévenir le pilote des risques imminents de renversement latéral. Naturellement, ces informations ne seront pertinentes que si les paramètres de glissement estimés reflètent la réalité. L'estimation de ces paramètres revêt alors une importance capitale.

Si la mise en place de capteurs additionnels est écartée ici (l'instrumentation finale du véhicule doit être la moins chère et la moins encombrante possibles), une possibilité d'estimation de ces glissements réside dans la mise en place d'algorithmes spécifiques. La notion d'observateur est une possibilité a priori attractive, et sera privilégiée dans ce chapitre. Elle est appliquée à l'estimation de l'angle de dérive globale et de la vitesse de lacet du véhicule, afin d'extraire les variables représentatives du glissement qui influencent l'estimation du *TCL*.

Dans un premier temps, la théorie de l'observation sera succinctement rapportée et son application à l'estimation des paramètres pour notre problématique sera envisagée. Ensuite, trois approches différentes pour l'estimation des paramètres de glissement seront présentées puis comparées au travers de simulations et d'essais réels.

3.2 Principe des observateurs

3.2.1 Notion d'observabilité

Les observateurs, ainsi que la notion d'observabilité, sont très utilisés dans le milieu de l'automatique. L'observabilité permet d'affirmer si oui ou non le système est observable, c'est-à-dire si oui ou non les données connues (commande et mesure) sur le système permettent de reconstruire l'ensemble du vecteur d'état du modèle du processus, ce qui est fondamental pour la mise en place d'un asservissement ou la régulation d'un système. Pour ce faire, la condition d'observabilité a d'abord été définie (voir par exemple [Lar93]) pour les systèmes linéaires. Elle a

été étendue aux systèmes non linéaires, par exemple dans [Lam94], en utilisant les notions de géométrie différentielle. Néanmoins, si dans le cas des systèmes linéaires, une définition unique de l'observabilité peut être établie, dans le cas des systèmes non linéaires plusieurs définitions existent compte tenu, à la fois de la forme de ces systèmes (affine en l'état ou la commande [Thu06], dépendance au temps) et du caractère local que peut alors prendre l'observabilité.

A partir de cette propriété d'observabilité du système, il existe plusieurs méthodes d'observation poursuivant différents objectifs. La première approche consiste en un filtrage des données au travers de filtres de Kalman (voir [Kal60]). Cette technique s'appuie sur l'estimation des mesures au travers d'un modèle du processus et permet ainsi de diminuer de manière considérable les bruits enregistrés sur les signaux de mesure, tout en réduisant le retard qu'introduisaient les techniques de filtrage classiques. Une autre technique d'observation consiste à reconstruire l'état du système grâce à l'utilisation du modèle du processus et aux seules informations issues du vecteur de commande et du vecteur de mesure. Le principe général d'un tel observateur est représenté sur la Figure 3.1. \hat{X} est le vecteur d'état observé, Y et u sont respectivement les vecteurs de mesure et de commande et $f(\hat{X}, u)$ est le modèle du procédé.

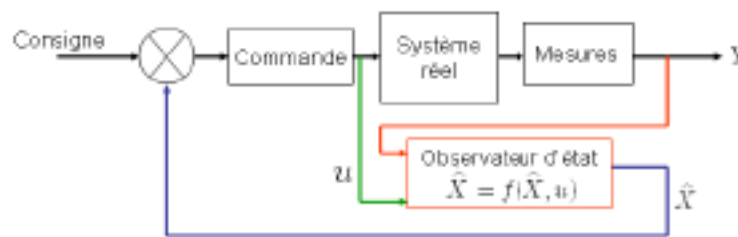


FIG. 3.1 – Principe d'un observateur d'état

Le filtrage des signaux de mesure n'étant pas une priorité pour nos travaux, nous privilégierons ci-après les observateurs d'état.

3.2.2 Mise en place d'un observateur

Pour présenter l'approche suivie pour la synthèse d'un observateur, les développements théoriques sont décrits ci-dessous pour le cas où le système à observer est linéaire, ce qui sera notre cas par la suite car les systèmes non-linéaires seront linéarisés. La synthèse des observateurs non-linéaires suit la même méthode, plus de détails peuvent être trouvés dans [Lam94] et [Len05].

Considérons un système réel linéaire régi par le modèle d'état suivant :

$$\begin{cases} \dot{X} = AX + Bu \\ Y = CX + Du \end{cases} \quad (3.1)$$

où le vecteur d'état X est de dimension $(n \times 1)$, le vecteur de sortie Y de dimension $m \times 1$, la commande du système u est un vecteur de dimension $(l \times 1)$ et les matrices d'état A , B , C et D sont des matrices constantes de dimensions respectives $n \times n$, $n \times l$, $m \times n$ et $m \times l$.

L'état du système n'étant pas en général complètement accessible, l'objectif de l'observateur consiste, en vue de la synthèse d'une commande (i.e. commande par retour d'état), à estimer

cet état par la variable \hat{X} à partir des mesures Y et de la commande u . Néanmoins, avant tout développement d'un observateur, il convient de vérifier si le système est bien observable, c'est-à-dire si à partir des données mesurées, l'ensemble des variables du vecteur d'état peut être reconstruit. Dans le cas des systèmes linéaires, cette vérification s'effectue par le biais du calcul de la matrice d'observabilité (notée O_{obs}), définie par Kalman comme étant :

$$O_{obs} = \begin{bmatrix} C \\ CA \\ \vdots \\ CA^{n-1} \end{bmatrix} \quad (3.2)$$

Si cette matrice est de rang plein, alors le système est dit observable et l'état du système peut être reconstruit.

La structure de l'observateur est alors de la forme :

$$\begin{cases} \dot{\hat{X}} = A\hat{X} + Bu + L(Y - \hat{Y}) \\ \hat{Y} = C\hat{X} + Du \end{cases} \quad (3.3)$$

où apparaît clairement le terme correctif en fonction de l'erreur de reconstruction de la sortie $Y - \hat{Y}$ et le gain de l'observateur L , matrice de dimension $n \times m$. A partir de l'équation (3.3), l'équation d'évolution de l'état observé \hat{X} devient :

$$\dot{\hat{X}} = A\hat{X} + Bu + L(Y - C\hat{X} - Du) \quad (3.4)$$

soit encore :

$$\dot{\hat{X}} = (A - LC)\hat{X} + (B - LD)u + LY \quad (3.5)$$

Si l'on considère l'erreur d'observation comme étant égale à la différence entre la valeur de l'état du système et la valeur estimée de cet état, i.e. $\tilde{X} = X - \hat{X}$, alors en reportant (3.1) dans (3.5) la dérivée de cette erreur a pour expression :

$$\dot{\tilde{X}} = (A - LC)\tilde{X} \quad (3.6)$$

A partir de la condition initiale $\tilde{X}(0) = X(0) - \hat{X}(0)$ (non nulle en général, car l'état du système est a priori inaccessible), alors en reportant l'évolution de l'erreur d'observation au cours du temps est alors :

$$\tilde{X}(t) = \exp[(A - LC)(t)]\tilde{X}(0) \quad (3.7)$$

Par conséquent, si la matrice $A - LC$ est Hurwitz (valeurs propres à partie réelle négative) alors l'erreur d'estimation converge vers 0. Ce qui signifie que l'état estimé converge vers l'état du système réel, la dynamique de convergence étant fixée par le choix de la matrice de gain de l'observateur L .

De nombreux types d'observateurs ont ainsi été développés (un état de l'art est présenté par exemple dans [Aub99]). Les différences sont essentiellement liées au choix du gain de l'observateur L , qui assure la convergence de l'état estimé. Si on élargit ces techniques au cas des systèmes non linéaires, alors il est possible de définir différents types d'observateurs : Luenberger étendu, observateur à grand gain, observateur à modes glissants, observateurs à entrées inconnues [INDL02], [MON05]... qui sont différenciés par la fonction de rétroaction utilisée lors de leur développement.

3.2.3 Utilisation des observateurs en robotique mobile

Dans le domaine de la robotique mobile, les méthodes d'estimation de variables basées sur des techniques d'observation sont très nombreuses. En effet, beaucoup d'applications nécessitent la connaissance avec précision des paramètres ou variables d'un modèle ne pouvant être mesurés directement.

Dans ce contexte, nous pouvons plus particulièrement souligner l'intérêt des principes d'observation pour l'estimation des variables de glissement pour le suivi de trajectoire ([Len05]) ou encore la sécurité et la stabilité des véhicules ([Baf07], [Sté04] et [Bos06]), par le biais d'observateurs d'état linéaires et non-linéaires. En sus des exemples déjà cités, l'estimation des conditions d'adhérence à l'interface pneumatique sol est réalisée par l'intermédiaire d'un filtrage adaptatif dans [Gus97] et par un observateur de Kalman-Bucy étendu dans [Ray97]. Dans [AB05] et [RB02], les paramètres de glissement (rigidité de dérive, angle de dérive) sont estimés en utilisant un système de perception complexe composé de gyromètres, de centrales inertielles et de GPS, et une technique d'observation basée sur un filtrage de Kalman. Finalement, dans [AUH05], certains paramètres de glissement sont estimés à partir de la mesure de la vitesse de lacet du véhicule et de son accélération latérale. L'objectif consiste à contrôler l'évolution de l'angle de dérive globale du véhicule afin d'éviter les phénomènes de tête à queue.

Ces exemples permettent de mettre en évidence la pertinence de ce type d'approche pour l'estimation de paramètres et/ou variables d'un modèle dynamique de véhicule. Néanmoins, dans la plupart de ces exemples, appliqués aux véhicules routiers, les modèles employés permettent de caractériser principalement la dynamique des véhicules évoluant sur asphalté, où une partie des paramètres peut être connue a priori. De plus, la plupart du temps, l'algorithme d'observation nécessite l'installation de multiples capteurs, peu désirables pour notre application. Par conséquent, de telles approches, si elles peuvent paraître assez proches de l'objectif poursuivi dans ces travaux, ne sont pas directement transposables. En effet, d'une part, nous considérons ici un système de perception, comme décrit précédemment, constitué seulement de trois capteurs bas coût, et d'autre part un modèle dynamique représentatif de la dynamique d'un VLTT évoluant sur des terrains où les conditions d'adhérence sont fortement variables (étant donné les remarques faites à la section 1.5).

3.3 Application des techniques d'observation à l'estimation des paramètres de glissement

Comme présenté précédemment, l'observation peut permettre de reconstruire des variables d'état inaccessibles par la mesure directe. Dans notre cas, dans le but final d'évaluer le *TCL*, il s'agit ici d'estimer les valeurs des paramètres de glissement qui, dans le cas du modèle dynamique de véhicule en environnement naturel, sont variables.

L'objectif de nos travaux étant d'étudier le phénomène de renversement latéral des véhicules, c'est le modèle dynamique de lacet (2.35) qui est utilisé pour reconstruire les variables de glissement, le comportement longitudinal est négligé. De plus, comme il a été discuté à la section 2.2, un modèle de pneumatique doit être intégré si l'on souhaite avoir accès aux variables

de glissement. Notre choix s'est porté vers l'utilisation d'un modèle linéaire de pneumatique, comme défini par la relation (2.27). Enfin, il est considéré que les angles (angles de dérive, angle de braquage) sont petits, de sorte qu'il est possible de travailler sur la linéarisation du modèle (2.35), notée précédemment modèle (2.36). Aussi, le principe général de l'observateur proposé est celui représenté sur la Figure 3.2 : à partir des trois mesures disponibles (la vitesse de lacet $\dot{\psi}$, la vitesse linéaire du centre de l'essieu arrière v et l'angle de braquage δ), le modèle (2.36) est utilisé pour obtenir une estimation de $\dot{\psi}$, puis de l'angle de dérive globale β .

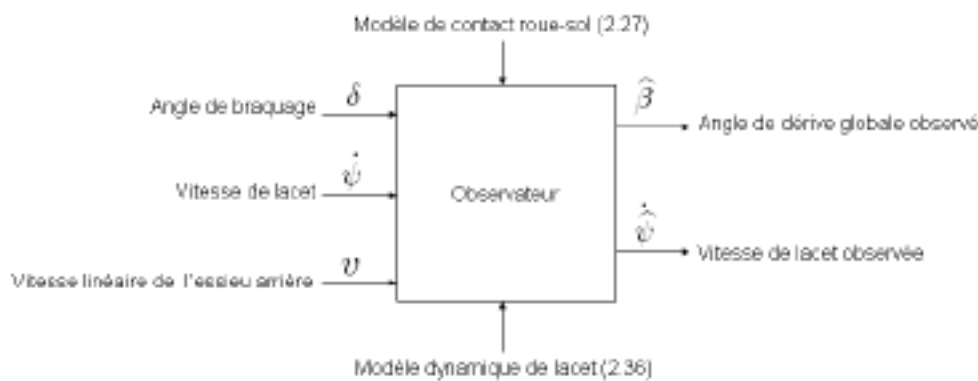


FIG. 3.2 – Principe d'observation appliqué à l'estimation des paramètres de glissement.

A partir du modèle dynamique ainsi défini, deux premiers types d'observateurs linéaires peuvent être développés. Le premier, présenté à la section 3.4, s'appuie sur le fait que la rigidité de dérive des pneumatiques est constante et connue. Cependant, l'estimation de la vitesse de lacet est biaisée dès lors que le modèle (2.27) devient faux, c'est-à-dire lorsque la rigidité de dérive du pneumatique n'est pas connue ou varie et/ou lorsque le comportement du pneumatique n'est plus linéaire. Par conséquent, la deuxième approche, présentée à la section 3.5 et privilégiée ensuite dans ce mémoire, consiste à tenir compte du caractère non linéaire ainsi que des variations des conditions d'adhérence (puisque les VLTT sont censés évoluer sur des terrains très glissants). Une rigidité de dérive virtuelle C_e adaptée en temps réel est introduite dans le modèle (2.27), reflétant à la fois la zone de pseudo-glissement (cas où $C_e = C_0$) et la zone de glissement réel ($C_e < C_0$, en pointillés bleus sur la Figure 3.3).

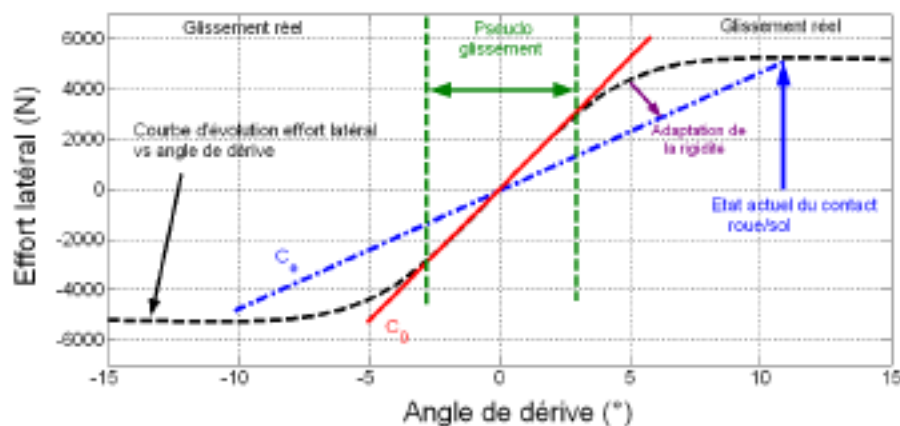


FIG. 3.3 – Principe d'adaptation de la rigidité de dérive.

Etant donné qu'il est impossible à partir des trois seules mesures $\dot{\psi}$, v et δ d'estimer séparé-

ment les rigidités avant et arrière, nous faisons l'hypothèse que C_f et C_r sont toutes deux égales à la rigidité de dérive virtuelle C_e . Ainsi, en reportant cette dernière hypothèse dans le modèle (2.36), le modèle à partir duquel ont été construits les deux premiers observateurs peut se mettre sous la forme suivante :

$$\begin{cases} \dot{\psi} = a_{11}\dot{\psi} + a_{12}\beta + b_1\delta \\ \dot{\beta} = a_{21}\dot{\psi} + a_{22}\beta + b_2\delta \end{cases} \quad (3.8)$$

où : $a_{11} = \frac{-(a^2+b^2)C_e}{vI_z}$, $a_{12} = \frac{(b-a)C_e}{I_z}$, $a_{21} = -\frac{(a-b)C_e}{mv^2} - 1$, $a_{22} = -\frac{2C_e}{mv}$, $b_1 = \frac{aC_e}{I_z}$, $b_2 = \frac{C_e}{mv}$

Le système (3.8) peut être présenté comme un modèle d'état :

$$\begin{cases} \dot{X} = AX + B\delta \\ Y = CX \end{cases} \quad (3.9)$$

avec le vecteur d'état $X = (\psi, \beta)^T$ et les matrices $A = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} \\ a_{21} & a_{22} \end{bmatrix}$, $B = \begin{bmatrix} b_1 \\ b_2 \end{bmatrix}$ et $C = [1 \ 0]$

La matrice d'observabilité de Kalman O_{obs} associée au système (3.9) est :

$$O_{obs} = \begin{bmatrix} C \\ CA \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ -\frac{(a^2+b^2)C_e}{vI_z} & \frac{(b-a)C_e}{I_z} \end{bmatrix} \quad (3.10)$$

Clairement, O_{obs} est de rang plein dès que $a \neq b$ (ce qui est vrai pour la plupart des quads, où le CdG du véhicule ne se trouve pas au milieu des essieux avant et arrière) et $v \neq 0$. Par conséquent, le système (3.9) est observable, donc $\dot{\psi}$ ainsi que β peuvent être estimés.

Enfin, un troisième observateur a été développé en marge de ces travaux de thèse et est présenté à la section 3.6. En effet, dans le cas du suivi de trajectoire, des mesures supplémentaires (l'écart latéral et l'écart angulaire à la trajectoire) peuvent être exploitées pour estimer cette fois la rigidité de dérive avant et la rigidité de dérive arrière du véhicule. Ainsi, ce dernier observateur permet d'affiner l'estimation de l'angle de dérive globale de l'engin et par conséquent d'affiner l'estimation du *TCL*. Le schéma 3.4 permet de visualiser l'enchaînement suivi afin d'obtenir ces deux variables estimées.

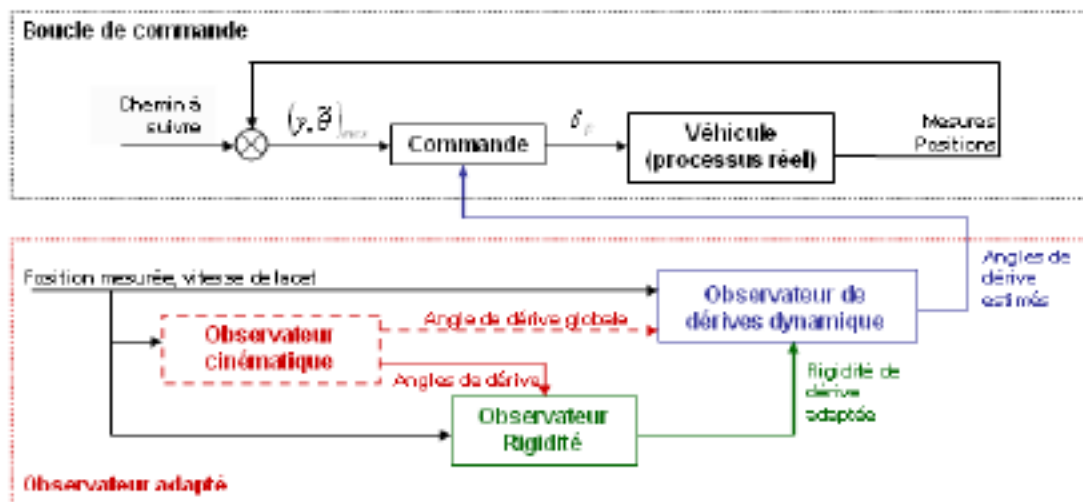


FIG. 3.4 – Observateur à deux rigidités de dérive adaptées.

Plus précisément, l'objectif de cette approche est de faire converger les variables de glissement issues de l'observateur dynamique (observateur développé à partir des équations dynamiques en lacet - (2.36)) vers les variables de glissement obtenues grâce à l'observateur cinématique (développé dans [Luo05]). Cela permet d'estimer les rigidités de dérive avant et arrière. Néanmoins, cette technique requiert l'utilisation d'un observateur cinématique, construit pour la commande en suivi de trajectoire. Cet observateur à deux rigidités de dérive sera utilisé dès lors que le véhicule devra suivre une trajectoire spécifiée par l'opérateur (travaux dans les champs...). Notamment, il sera utilisé pour la validation en expérimentation du système de sécurité actif développé dans le chapitre 4, puisqu'il s'agit du seul cas où le robot mobile utilisé est programmé pour suivre une trajectoire. Plus de détails sur cette approche introduite à la section 3.6 peuvent être trouvés dans [LTCM09].

3.4 Observateur linéaire

Comme évoqué ci-dessus, la première approche qui peut être envisagée pour estimer les variables de glissement consiste à faire l'hypothèse que la rigidité de dérive C_e des pneumatiques avant et arrière est connue et constante au cours du temps, et à utiliser alors un observateur linéaire développé à partir de (3.8) et de la théorie de Luenberger sur les observateurs linéaires [MG05]. Ainsi, en s'inspirant de (3.3), l'observateur (3.11) peut être proposé :

$$\begin{cases} \dot{\hat{\psi}} = a_{11}(C_e)\hat{\psi} + a_{12}(C_e)\hat{\beta} + b_1(C_e)\delta + L_1\tilde{\psi} \\ \dot{\hat{\beta}} = a_{21}(C_e)\hat{\psi} + a_{22}(C_e)\hat{\beta} + b_2(C_e)\delta + L_2\tilde{\psi} \end{cases} \quad (3.11)$$

où $\hat{\psi}$ et $\hat{\beta}$ sont respectivement la vitesse de lacet et l'angle de dérive globale observés, $L = (L_1 \ L_2)^T$ la matrice de gain de l'observateur et $\tilde{\psi}$ l'erreur d'observation sur la vitesse de lacet. Les équations d'erreur d'observation sont (cf. (3.7)) :

$$\begin{cases} \dot{\tilde{\psi}} = (a_{11} - L_1)\tilde{\psi} + a_{12}\tilde{\beta} \\ \dot{\tilde{\beta}} = (a_{21} - L_2)\tilde{\psi} + a_{22}\tilde{\beta} \end{cases} \quad (3.12)$$

La stabilité de l'observateur peut alors se démontrer en considérant la fonction de Lyapunov $V_1(\tilde{X}) = \frac{1}{2}(\tilde{\psi}^2 + \tilde{\beta}^2)$. A partir de (3.12), la dérivée par rapport au temps de V_1 est :

$$\dot{V}_1 = ((a_{11} - L_1)\tilde{\psi} + a_{12}\tilde{\beta})\dot{\tilde{\psi}} + ((a_{21} - L_2)\tilde{\psi} + a_{22}\tilde{\beta})\dot{\tilde{\beta}} \quad (3.13)$$

Par conséquent, si le gain L_2 de l'observateur est choisi égal à $L_2 = a_{12} + a_{21}$, alors la dérivée par rapport au temps de V_1 devient :

$$\dot{V}_1 = (a_{11} - L_1)\dot{\tilde{\psi}}^2 + a_{22}\dot{\tilde{\beta}}^2 \quad (3.14)$$

Au vu de la définition des paramètres de l'équation (3.8), les coefficients a_{11} et a_{22} sont strictement négatifs (car $C_e > 0$). Aussi, si le gain L_1 de l'observateur est choisi strictement positif, alors la dérivée par rapport au temps de V_1 est strictement négative, ce qui assure la convergence asymptotique de l'observateur.

Néanmoins, un tel observateur ne peut donner de bons résultats que si la rigidité de dérive des pneus avant et arrière du modèle bicyclette est connue et constante au cours du temps. En effet, dans le cas contraire, le modèle d'observation utilisé est faux et les variables observées ne convergent plus vers les valeurs réelles mesurées. Par conséquent, puisque l'objectif est ici de réaliser un système d'observation des paramètres de glissement adapté aux véhicules légers tout-terrain (conditions d'adhérence non connues et variables), nous proposons de développer dans la section suivante un observateur adapté.

3.5 Observateur adapté

L'observateur linéaire qui vient d'être développé ne permet pas de tenir compte de la variation des conditions d'adhérence, pourtant caractéristique du mouvement des VLTT en milieu naturel. Par conséquent, l'objectif de l'observateur proposé dans cette section est d'utiliser le modèle dynamique linéaire de véhicule (2.36) couplé à un modèle linéaire de pneumatique (2.27) afin de fournir en temps réel une estimation de la rigidité de dérive globale du véhicule C_e (les rigidités de dérive avant C_f et arrière C_r sont identiques et égales à C_e) à partir des trois mesures citées auparavant. Ensuite, en exploitant cette estimation, celles de la vitesse de lacet et de l'angle de dérive globale pourront être calculées de manière plus précise, et il en sera de même pour le TCL .

Le principe général de l'observateur est tout d'abord décrit, puis les différentes étapes nécessaires à l'obtention des différents paramètres et variables estimés sont détaillées. Enfin, la stabilité et la convergence de l'observateur proposé sont discutées.

3.5.1 Principe général

En copiant le modèle (3.8), les variables estimées $\hat{\psi}$ et $\hat{\beta}$ sont régies par le modèle suivant :

$$\begin{cases} \ddot{\hat{\psi}} = a_{11}(C_e) \cdot \dot{\hat{\psi}} + a_{12}(C_e) \cdot \hat{\beta} + b_1(C_e) \cdot \delta \\ \ddot{\hat{\beta}} = a_{21}(C_e) \cdot \dot{\hat{\psi}} + a_{22}(C_e) \cdot \hat{\beta} + b_2(C_e) \cdot \delta \end{cases} \quad (3.15)$$

Une approche par backstepping, s'appuyant sur deux étapes clés, comme représenté sur la Figure 3.5, est proposée.



FIG. 3.5 – Principe utilisé pour développer un observateur adapté.

La première étape a pour objectif de faire converger la vitesse de lacet estimée $\hat{\psi}$ vers la valeur mesurée ψ en reconstruisant une mesure de l'angle de dérive globale $\bar{\beta}$. Ensuite, cette mesure virtuelle est utilisée afin d'estimer C_e . Ces deux étapes sont détaillées ci-après.

3.5.2 Première étape

La première étape, décrite sur la Figure 3.5, consiste à reconstruire la dérive globale en observant la vitesse de lacet. Pour cela, on traite $\hat{\beta}$ comme une variable de commande (notée $\bar{\beta}$) et l'on construit une loi de commande pour imposer une dynamique de convergence exponentielle sur l'erreur d'observation de la vitesse de lacet $\tilde{\psi}$, i.e. on souhaite imposer :

$$\dot{\tilde{\psi}} = \dot{\psi} - \dot{\hat{\psi}} = K\tilde{\psi}, \quad K < 0 \quad (3.16)$$

où $\dot{\tilde{\psi}}$ représente la dérivée numérique de la vitesse de lacet mesurée. En injectant (3.16) dans la première équation d'observation (3.15), l'expression analytique de la loi de commande recherchée est :

$$\bar{\beta} = \frac{\dot{\psi} - K\tilde{\psi} - a_{11}(C_e) \cdot \hat{\psi} - b_1(C_e) \cdot \delta}{a_{12}(C_e)} \quad (3.17)$$

Par construction, $\bar{\beta}$ assure la convergence de $\hat{\psi}$ vers la valeur réelle ψ mesurée par le gyromètre. Par conséquent, $\bar{\beta}$ peut être considérée comme une estimation pertinente de la valeur réelle de l'angle de dérive globale, que l'on va pouvoir utiliser pour évaluer C_e . C'est l'objectif de la deuxième étape.

3.5.3 Deuxième étape

De la même manière que précédemment, la seconde étape consiste à traiter cette fois C_e comme la variable de commande et à chercher à imposer une dynamique de convergence exponentielle sur l'erreur d'observation de l'angle de dérive globale $\tilde{\beta} = \bar{\beta} - \hat{\beta}$, i.e. on souhaite imposer :

$$\dot{\tilde{\beta}} = \dot{\bar{\beta}} - \dot{\hat{\beta}} = G\tilde{\beta}, \quad G < 0 \quad (3.18)$$

En injectant (3.18) dans la deuxième équation (3.15), on obtient :

$$G\tilde{\beta} = \dot{\bar{\beta}} - a_{21}(C_e) \cdot \hat{\psi} - a_{22}(C_e) \cdot \hat{\beta} - b_2(C_e) \cdot \delta \quad (3.19)$$

où $\dot{\tilde{\beta}}$ est la dérivée numérique de $\tilde{\beta}$. En réinjectant les expressions (3.8) des coefficients a_{ij} dans (3.19), la loi d'adaptation recherchée pour la rigidité de dérive virtuelle C_e est :

$$C_e = \frac{\dot{\bar{\beta}} + \dot{\hat{\psi}} - G\tilde{\beta}}{\frac{(b-a)\dot{\psi}}{mv^2} - \frac{2\hat{\beta}}{mv} + \frac{\delta}{mv}} \quad (3.20)$$

Il apparaît que C_e ne peut être adaptée que si le dénominateur de l'équation (3.20) est non singulier, i.e. $v \neq 0$, et non nul, i.e. $\delta \neq 0$. En effet, si la valeur de l'angle de braquage est nulle, alors $\hat{\psi}$ et $\hat{\beta}$ convergent vers 0, et il en est de même pour le dénominateur de la loi d'adaptation (3.20). Cette singularité est tout à fait naturelle, puisqu'elle correspond au déplacement en ligne droite du véhicule, où l'observation n'est pas possible (on ne peut pas évaluer C_e si le véhicule ne tourne pas). Afin d'éviter cette singularité, il a été choisi de ne pas adapter la rigidité de dérive lorsque le véhicule a un angle de braquage proche de 0 ($|\delta|$ inférieur à une limite). Dans ce dernier cas, la rigidité de dérive adaptée est égale à sa valeur antérieure.

3.5.4 Stabilité et convergence

La stabilité de l'observateur découle directement des dynamiques de convergence imposées sur les erreurs d'observation de la vitesse de lacet $\tilde{\psi}$ et de l'angle de dérive globale $\tilde{\beta}$. En effet, des lois de décroissance exponentielle ont été imposées pour ces erreurs, puisque les gains \mathbf{K} et \mathbf{G} sont strictement négatifs, cela assure donc la convergence de l'algorithme d'observation.

3.6 Observateur dédié au cas du suivi de trajectoire

3.6.1 Principe de l'observateur mixte

L'objectif de l'observateur est d'estimer en ligne les angles de dérive avant et arrière α_f et α_r , ainsi que les rigidités de dérive avant $C_f(\cdot)$ et arrière $C_r(\cdot)$, en utilisant une approche basée à la fois sur un modèle cinématique et le modèle dynamique de véhicule linéarisé en lacet (2.36). Le principe général est constitué de trois étapes successives, qui correspondent aux trois blocs du schéma de l'observateur (Figure 3.4), dont chacune s'appuie sur les variables estimées à l'étape précédente :

- En premier lieu, l'observateur cinématique (en pointillés rouges) permet d'obtenir une première estimation des angles de dérive avant et arrière, celles-ci sont satisfaisantes à de faibles vitesses d'avance, mais dès lors que la vitesse augmente, un retard est introduit. Néanmoins, cette estimation constitue une première approximation et est reportée en entrée des deux étapes d'observation qui suivent. Cette technique sera légèrement détaillée par la suite, et plus de détails peuvent être trouvés dans [Len05].
- L'observateur de rigidité (en vert) permet ensuite de réaliser l'adaptation en ligne des rigidités de dérive avant et arrière dans le but de refléter la variation des conditions d'adhérence lors du mouvement du véhicule sur un sol naturel. De manière plus précise, les rigidités de dérive sont vues comme des variables de contrôle, et une loi de commande est construite d'une part pour assurer la convergence de la vitesse de lacet observée (obtenue à partir du modèle (2.36)) vers la valeur mesurée et, d'autre part la convergence des angles de dérive observés vers les valeurs fournies par le premier observateur (observateur cinématique). Afin de réduire les retards introduits par l'observateur cinématique et s'appuyer principalement sur le modèle dynamique, la priorité est donnée à la convergence de la vitesse de lacet observée grâce au choix des gains d'observation.
- Enfin, l'observateur dynamique des angles de dérive (en bleu) s'appuie sur des techniques d'observation classiques pour estimer en ligne les angles de dérive α_f et α_r à partir du modèle dynamique (2.36) et des valeurs de rigidité de dérive fournies par l'observateur précédent. L'approche suivie dans cette étape est détaillée ci-après.

3.6.2 Modélisation utilisée dans le cas du suivi de trajectoire

Afin de développer ces observateurs, une modélisation du véhicule en lacet faisant intervenir cette fois la trajectoire à suivre par le véhicule, notée Γ , est utilisée. Les notations (voir la Figure 3.6) sont :

- \mathbf{M} est le point, supposé unique, de la trajectoire de référence Γ le plus proche de \mathbf{B} ,
- \mathbf{s} est l'abscisse curviligne de \mathbf{M} le long de Γ .

- $I(s)$ est le centre de courbure de Γ au point M , de telle sorte que $c(s)$ est la courbure de Γ à l'abscisse s .
- y est l'écart latéral entre le point B et Γ .
- ψ est le cap du véhicule dans le repère $[O, X_O, Y_O]$.
- $\psi_\Gamma(s)$ est l'orientation de la tangente à Γ au point M , par rapport au repère $[O, X_O, Y_O]$.
- $\tilde{\psi} = \psi - \psi_\Gamma(s)$ est l'écart angulaire à la trajectoire Γ .

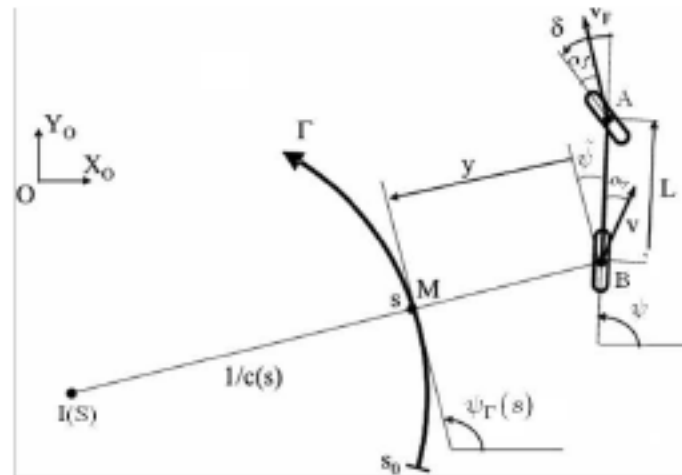


FIG. 3.6 – Paramètres utilisés pour le suivi de trajectoire.

3.6.3 Observateur cinématique

A partir de la Figure 3.6, le modèle d'état obtenu pour le suivi de trajectoire (voir [Len05]) est :

$$\begin{cases} \dot{s} = v \frac{\cos(\tilde{\psi} + \alpha_r)}{1 - c(s)y} \\ \dot{y} = v \sin(\tilde{\psi} + \alpha_r) \\ \dot{\tilde{\theta}} = v [\cos(\alpha_r)\lambda_1 - \lambda_2] \end{cases} \quad (3.21)$$

avec : $\lambda_1 = \frac{\tan(\delta + \alpha_f) - \tan(\alpha_r)}{L}$, $\lambda_2 = \frac{c(s)\cos(\tilde{\psi} + \alpha_r)}{1 - c(s)y}$.

Par conséquent, afin d'obtenir une estimation des angles de dérive α_f et α_r , la théorie des observateurs est appliquée au modèle cinématique (3.21). Pour ce faire, les deux angles de dérive sont traités comme des variables de commande, et l'on construit alors une loi de commande qui impose la convergence de l'état observé $X_{obs} = (y, \tilde{\psi})_{obs}$ vers l'état mesuré $X_{mes} = (y, \tilde{\psi})_{mes}$.

Plus précisément, les deux dernières équations du modèle cinématique étendu (3.21) peuvent être présentées sous la forme d'un modèle d'état non linéaire (3.22), où $u = (u_1, u_2) = (\alpha_f, \alpha_r)$ représente le vecteur de commande

$$\dot{X}_{obs} = f(X_{obs}, \delta, u) = \begin{pmatrix} v \sin(\tilde{\psi}_{obs} + u_2) \\ v \left[\frac{\cos(u_2)[\tan(\delta + u_1) - \tan(u_2)]}{L} - \frac{c(s)\cos(\tilde{\psi}_{obs} + u_2)}{1 - c(s)y_{obs}} \right] \end{pmatrix} \quad (3.22)$$

Puis, les angles de dérive étant relativement faibles, le modèle d'état non-linéaire (3.22) est linéarisé par rapport au vecteur de commande (i.e. $u \approx (0, 0)$), ce qui conduit à la forme suivante :

$$\dot{X}_{obs} = f(X_{obs}, \delta, 0) + B(X_{obs}, \delta)u \quad (3.23)$$

avec $B(\cdot, \cdot)$ la dérivée de f par rapport à \mathbf{u} calculée en $\mathbf{u} = (0, 0)$:

$$B(X_{obs}, \delta) = \begin{bmatrix} 0 & v \cos(\tilde{\psi}_{obs}) \\ \frac{v}{L \cos^2 \delta} & v \frac{c(s) \sin(\tilde{\psi}_{obs})}{1 - c(s) y_{obs}} - \frac{v}{L} \end{bmatrix} \quad (3.24)$$

La matrice B peut être inversée si et seulement si $\tilde{\psi}_{obs} \neq \frac{\pi}{2}, \frac{3\pi}{2}$ et $v \neq 0$, ce qui est vérifié dans le cas dans les applications de suivi de trajectoire. Par conséquent, en imposant le vecteur de commande suivant :

$$\mathbf{u} = B(X_{obs}, \delta)^{-1} (\mathbf{m} - f(X_{obs}, \delta, 0)) \quad (3.25)$$

avec \mathbf{m} une variable de contrôle auxiliaire, alors l'erreur d'observation $\mathbf{e} = X_{obs} - X_{mes}$ converge vers zéro si l'on choisit $\mathbf{m} = G\mathbf{e} + \dot{X}_{mes}$. G une matrice Hurwitz de dimension (2×2) et le terme \dot{X}_{mes} est calculé par dérivation numérique. En effet, si l'on injecte cette valeur de \mathbf{m} dans l'équation (3.23), alors on obtient :

$$\dot{\mathbf{e}} = G\mathbf{e} \quad (3.26)$$

Puisque G est une matrice Hurwitz, alors l'erreur d'observation décroît de manière exponentielle. Finalement, afin de découpler la convergence des variables observées, G est choisie comme une matrice Hurwitz diagonale. \mathbf{u} représente alors le vecteur des angles de dérive avant et arrière estimés par l'observateur cinématique étendu.

3.6.4 Observateur de rigidité de dérive

Soit $\hat{\alpha}_f$ et $\hat{\alpha}_r$, les angles de dérive estimés par l'observateur cinématique étendu présenté à la section précédente. Une première estimation de l'angle de dérive globale $\hat{\beta}$ peut alors être déduite des équations (2.36) :

$$\hat{\beta} = \frac{b\hat{\alpha}_f + a\hat{\alpha}_r + b\delta}{L} \quad (3.27)$$

On construit alors un premier observateur à partir du modèle dynamique (2.36) en définissant $X_1 = [\hat{\psi}_1 \ \hat{\beta}_1]^T$ comme l'état observé et $\mathbf{u} = [C_f \ C_r]^T$ comme le vecteur de commande. On obtient :

$$\dot{X}_1 = A_1 X_1 + B_1 \mathbf{u} \quad (3.28)$$

où :

$$A_1 = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ -1 & 0 \end{bmatrix}, \quad B_1 = \begin{bmatrix} -\frac{a\hat{\alpha}_f}{I_z} & \frac{b\hat{\alpha}_r}{I_z} \\ -\frac{\hat{\alpha}_f}{um} & -\frac{\hat{\alpha}_r}{um} \end{bmatrix} \quad (3.29)$$

La matrice B_1 est de rang plein dès lors que la vitesse du véhicule est non nulle, ce qui est supposé vrai dans le cadre d'un suivi de trajectoire ou de l'évitement de renversements latéraux.

Les rigidités de dérive sont considérées ici comme des variables de contrôle. Une loi de commande est alors développée pour ces deux quantités, afin d'imposer que X_1 converge vers $X = [\psi \ \beta]^T$, où ψ est la vitesse de lacet mesurée et β est donné par (3.27). Cette dernière variable, en dépit du retard qu'elle présente, est considérée comme l'objectif à atteindre par $\hat{\beta}_1$, car ce retard n'est pas dommageable en régime permanent, et durant le régime transitoire la priorité donnée à la vitesse de lacet (via le réglage des gains de l'observateur) limite l'influence du retard introduit par $\hat{\beta}$. La convergence de X_1 vers X peut facilement être obtenue en choisissant :

$$\mathbf{u} = B_1^{-1} [G_1 \epsilon_X + \dot{X} - A_1 X_1] \quad (3.30)$$

avec $\epsilon_X = X_1 - \hat{X}$ et G_1 une matrice définie positive, puisqu'en injectant (3.30) dans (3.28) on obtient :

$$\dot{\epsilon}_X = G_1 \epsilon_X \quad (3.31)$$

La seule difficulté technique proposée par l'observateur (3.30) concerne l'inversion de la matrice B_1 . Comme nous pouvons le voir dans (3.29), B_1 est singulière lorsque les angles de dérive sont nuls et mal conditionnée lorsque ceux-ci sont proches de zéro, ce qui se produit lorsque le robot se déplace en ligne droite ou avec un angle de braquage relativement faible. Par conséquent, en pratique, le conditionnement de la matrice B_1 est testé avant de réaliser l'estimation des rigidités de dérive : si B_1 est mal conditionnée (i.e. le robot ne tourne pas), alors les valeurs précédentes de rigidité sont utilisées comme entrées pour l'observateur dynamique des angles de dérive (ce qui ne pose pas de problème, puisque le glissement reste très limité dans ce genre de situation). Puis l'adaptation des rigidités est activée dès lors que le système est suffisamment excité pour autoriser une bonne estimation (i.e. si $|\delta| > \text{seuil}$).

3.6.5 Estimation des angles de dérive

Puisque les valeurs de $C_f(\cdot)$ et $C_r(\cdot)$ sont fournies par l'observateur (3.30), tous les paramètres du modèle dynamique (2.36) sont connus. La théorie des observateurs peut alors être appliquée au modèle dynamique afin d'estimer les angles de dérive. Puisque les effets dynamiques sont modélisés dans (2.36), la réactivité et la précision du deuxième observateur seront supérieures à celles de l'observateur issu du modèle cinématique étendu.

Plus précisément, si l'on injecte les troisième et quatrième équations de (2.36) dans les deux premières, alors le modèle dynamique (2.36) peut être présenté sous la forme d'un système d'état linéaire (en introduisant l'hypothèse $\cos \delta \approx 1$) avec $X_2 = [\dot{\psi} \ \beta]^T$ comme vecteur d'état et δ comme variable de commande :

$$\dot{X}_2 = A_2 X_2 + B_2 \delta \quad (3.32)$$

où :

$$A_2 = \begin{bmatrix} \frac{-a^2 C_f(\cdot) - b^2 C_r(\cdot)}{u J_z} & \frac{-a C_f(\cdot) + b C_r(\cdot)}{J_z} \\ -\frac{a C_f(\cdot) - b C_r(\cdot)}{u^2 m} - 1 & -\frac{C_f(\cdot) + C_r(\cdot)}{u m} \end{bmatrix}, \quad B_2 = \begin{bmatrix} \frac{a C_f(\cdot)}{J_z} \\ \frac{C_f(\cdot)}{u m} \end{bmatrix} \quad (3.33)$$

L'observateur linéaire associé au modèle précédent (3.32) est (cf. (3.3)) :

$$\dot{\hat{X}}_2 = A_2 \hat{X}_2 + B_2 \delta + G_2 \tilde{X}_2 \quad (3.34)$$

où $\hat{X}_2 = [\hat{\psi}_2 \ \hat{\beta}_2]^T$ est l'état observé, $X = [\dot{\psi} \ \beta]^T$ est l'état mesuré (vitesse de lacet mesurée et angle de dérive globale déterminé par (3.27)) et $\tilde{X}_2 = \hat{X}_2 - X$ l'erreur d'observation. A partir de (3.32) et (3.34), nous pouvons écrire (voir (3.7)) :

$$\dot{\tilde{X}}_2 = (A_2 + G_2) \tilde{X}_2 \quad (3.35)$$

La convergence vers zéro de l'erreur d'observation \tilde{X}_2 est assurée si le choix de G_2 assure que $A_2 + G_2$ est définie négative. De plus, les matrices de gain G_1 et G_2 doivent être choisies pour que le temps de convergence de l'observateur de rigidité de dérive (3.30) soit plus petit que celui de l'observateur (3.33), afin que des valeurs pertinentes de rigidité de dérive $C_f(\cdot)$ et $C_r(\cdot)$ soient

disponibles pour être utilisées dans le calcul des matrices A_2 et B_2 .

Une fois de plus, en dépit du retard qu'elle présente, la variable $\bar{\beta}$ est utilisée comme la mesure associée à la seconde variable d'état de l'observateur, puisque le retard n'est pas dommageable en régime permanent, et durant les phases transitoires la priorité (imposée par le réglage de G_2) est encore donnée à la convergence de $\hat{\psi}_2$ (dont la mesure associée est fiable) par rapport à la convergence de $\hat{\beta}_2$, de sorte que l'observateur proposé s'appuie essentiellement sur le modèle dynamique (2.36).

Finalement, les angles de dérive avant et arrière estimés sont obtenus en injectant $\hat{\beta}_2$ dans les troisième et quatrième équations de (2.36) :

$$\begin{cases} \hat{\alpha}_r = \hat{\beta}_2 - \frac{b\dot{\psi}}{u} \\ \hat{\alpha}_f = \hat{\beta}_2 + \frac{a\dot{\psi}}{u} - \delta \end{cases} \quad (3.36)$$

L'équation (3.36) constitue alors l'expression finale de l'observateur mixte cinématique et dynamique. Comme évoqué précédemment, lorsque le robot mobile se déplace à grande vitesse sur terrain naturel, l'observateur (3.36) permet, comparé à l'observateur cinématique développé dans [Len05], une amélioration de la robustesse et de la rapidité d'estimation des angles de dérive avant et arrière. Cela est mis en évidence dans les résultats expérimentaux reportés à la section 3.8. Par conséquent, cet observateur permet à la fois une amélioration du suivi de trajectoire et de l'évaluation du *TCL*, puisque les deux rigidités de dérive avant et arrière sont disponibles.

3.7 Simulations à partir du modèle analytique

3.7.1 Simulateur utilisé

Pour évaluer les performances des observateurs linéaire et adapté, un simulateur a été développé au moyen du logiciel Matlab à partir des équations non-linéaires (2.35), qui permettent de caractériser la dynamique latérale en lacet du véhicule. Ce modèle est couplé avec soit un modèle linéaire de pneumatique (2.27), soit le modèle empirique de contact roue-sol de Pacejka, dont la courbe d'évolution de l'effort latéral en fonction de l'angle de dérive est la suivante :

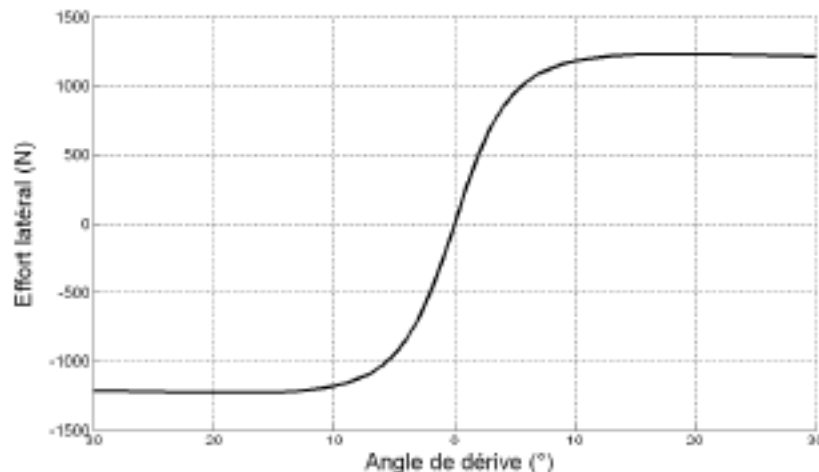


FIG. 3.7 – Modèle empirique de Pacejka utilisé dans le simulateur.

Les paramètres géométriques et inertiels du véhicule simulé sont listés dans la Table 3.1 :

TAB. 3.1 – Paramètres du quad simulé sous Matlab.

Masse suspendue	250kg
Moment d'inertie en lacet I_z	130kg.m ²
Demi-empattement : a, b	0.6, 0.7m

3.7.2 Résultats obtenus avec OL

Afin de valider le principe de l'observateur linéaire (OL), une première simulation a été réalisée avec un modèle linéaire de pneumatique. La rigidité de dérive est donc constante et a été choisie égale à $C_e = 18.000 N.rad^{-1}$. Les consignes de vitesse et de braquage qui ont été imposées lors de la simulation sont décrites sur les deux figures du haut de la Figure 3.8. Elles correspondent pour le quad à un mouvement en ligne droite, suivi par un virage avec $\delta = 4^\circ$. L'objectif de l'observateur linéaire consiste donc, à partir des valeurs simulées de la vitesse linéaire du centre de l'essieu arrière, de l'angle de braquage et de la vitesse de lacet, à estimer la vitesse de lacet et l'angle de dérive globale. Les résultats obtenus sont présentés sur la Figure 3.8, les valeurs simulées sont tracées en trait plein noir, les variables estimées en reportant dans l'observateur (3.11) la véritable rigidité de dérive $C_e = 18.000 N.rad^{-1}$ sont tracées en traits interrompus rouge et les valeurs estimées en injectant une valeur erronée $C_e = 10.000 N.rad^{-1}$ et en utilisant $L_1 = 100$ dans l'observateur (3.11) sont tracées en traits interrompus verts. Dans les deux derniers cas, le gain L_1 de l'observateur a été fixé à $L_1 = 100$

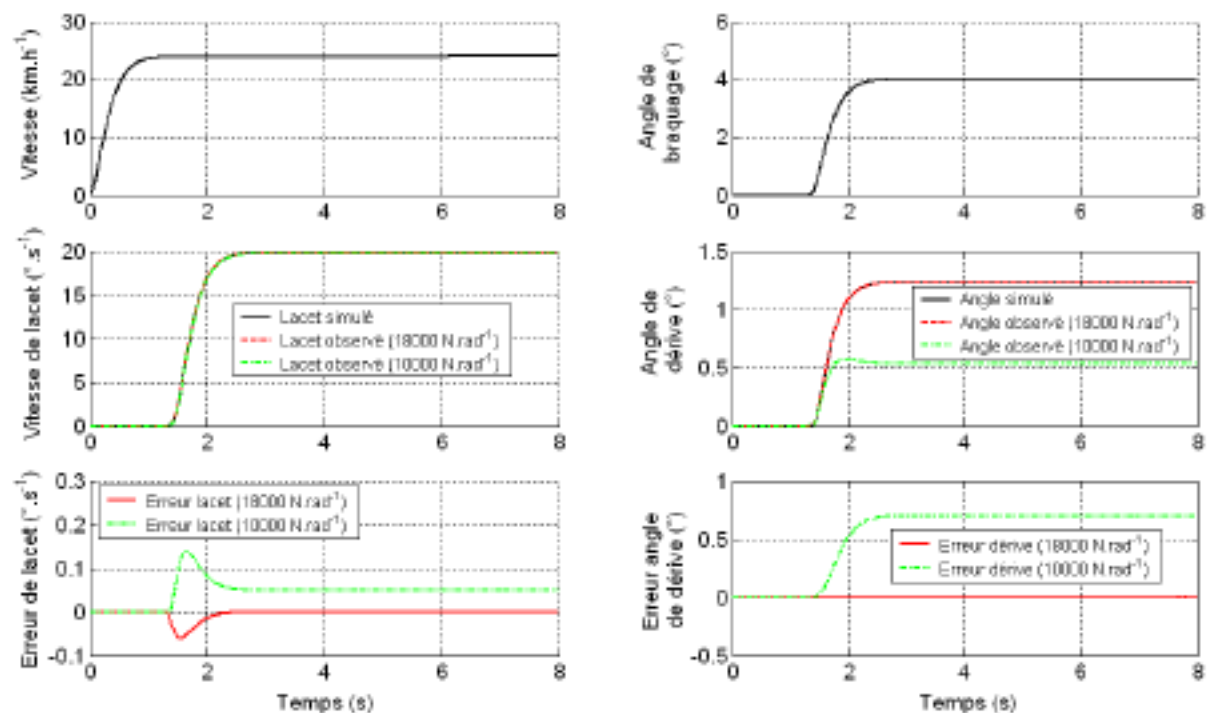


FIG. 3.8 – Résultats obtenus avec l'observateur linéaire (OL) à partir de données simulées.

Nous pouvons facilement remarquer que l'observateur linéaire permet d'estimer de manière

précise la valeur réelle de la vitesse de lacet et de l'angle de dérive globale uniquement lorsque la valeur de la rigidité de dérive utilisée dans l'algorithme d'observation est égale à la valeur réelle (ici à la valeur utilisée dans la simulation). En effet, lorsque la valeur de C_e utilisée dans l'observateur n'est plus identique à la valeur réelle, alors les erreurs d'observation sur la vitesse de lacet et surtout sur l'angle de dérive globale ne sont plus nulles : les valeurs observées ne sont plus représentatives de la réalité.

Par conséquent, puisqu'il est basé sur un modèle de pneumatique où la valeur de la rigidité de dérive est constante, l'observateur linéaire permet uniquement de représenter la zone de pseudo-glisserment des forces de contact roue-sol. Et encore, si la valeur de C_e utilisée dans l'observateur est trop éloignée de la réalité, les valeurs estimées seront peu précises et peu fiables pour réaliser le calcul du *TCL*.

En conclusion, l'observateur linéaire ne peut être utilisé (pour obtenir des résultats précis) que si l'on connaît la valeur de la rigidité de dérive de la zone de pseudo-glisserment du pneumatique et si les forces de contact roue-sol évoluent dans cette zone. Néanmoins, comme évoqué précédemment, ces deux conditions sont rarement satisfaites dans le cas des VLTT, d'où l'intérêt de se tourner vers un observateur prenant en compte les variations des conditions d'adhérence.

3.7.3 Résultats obtenus avec OA

Le simulateur décrit dans la section 3.7.1 a également été utilisé afin de valider le principe de l'observateur adapté (OA). Pour la première simulation, nous nous sommes placés dans le cas où les pneumatiques évoluent dans la zone linéaire du comportement des forces de contact roue-sol, c'est-à-dire lorsque les angles de dérive avant et arrière sont relativement faibles (i.e. $|\alpha_f| < 4^\circ$ et $|\alpha_r| < 4^\circ$). Le simulateur a donc été couplé avec un modèle linéaire de pneumatique, avec $C_e = 18.000 N \cdot rad^{-1}$ et les consignes de vitesse et de braquage imposées. Elles sont rappelées sur la Figure 3.9 et sont exactement similaires à celles imposées lors de l'essai précédent.

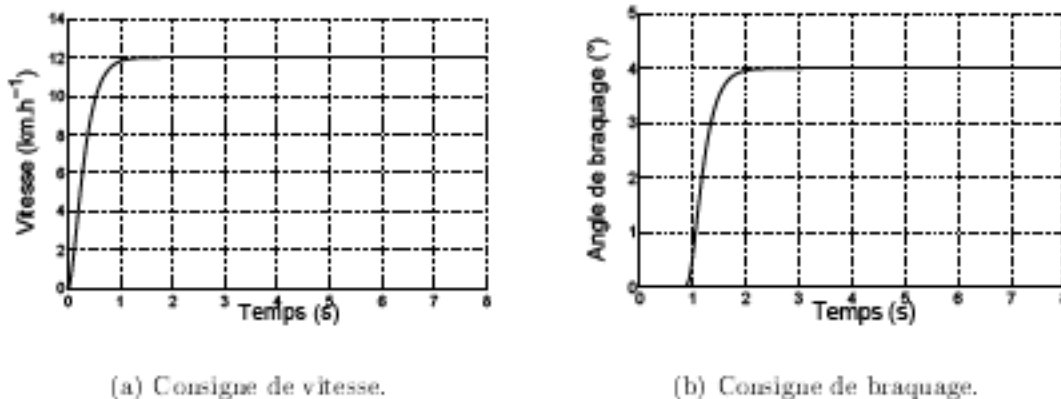


FIG. 3.9 – Consignes imposées pour obtenir un comportement linéaire du pneumatique

Lors de cette simulation, la vitesse de lacet, l'angle de dérive globale et la rigidité de dérive globale C_e du véhicule ont été estimés au moyen de l'observateur adapté. Les résultats obtenus avec $K = -10$ et $G = -2$ sont reportés sur la Figure 3.10. Il peut être remarqué, sur la Figure

3.10(a), que l'erreur d'observation sur la vitesse de lacet converge bien vers 0 après $t = 1.8s$, qui est le moment où la rigidité de dérive commence à s'adapter. La Figure 3.10(b) montre l'évolution de la rigidité de dérive estimée (lorsque sa valeur initiale est égale à $C_0 = 20.000N.rad^{-1}$, en traits interrompus verts). On constate, comme attendu, que la valeur de C_e estimée par l'observateur adapté converge vers la bonne valeur (i.e. $C_e = 18.000N.rad^{-1}$) au bout de quelques secondes, ce qui montre le bon fonctionnement, d'un point de vue théorique, de l'observateur ainsi développé.

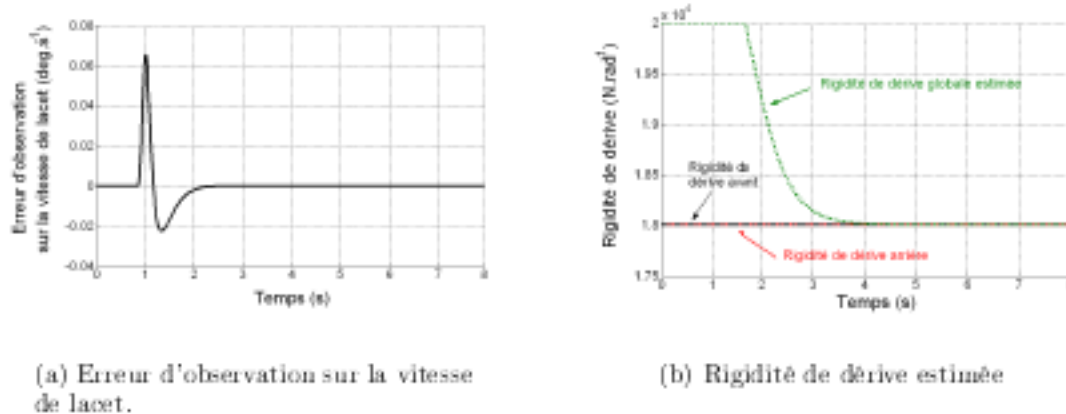


FIG. 3.10 – Résultats de l'observateur adapté avec un comportement du pneumatique linéaire.

Pour la seconde simulation, les consignes de vitesse et braquage imposées au véhicule, reportées sur la Figure 3.11, ont été choisies pour faire évoluer les pneumatiques dans la zone non-linéaire du comportement des forces de contact roue-sol. Le simulateur a donc été couplé cette fois au modèle de Pacejka (Figure 3.7).

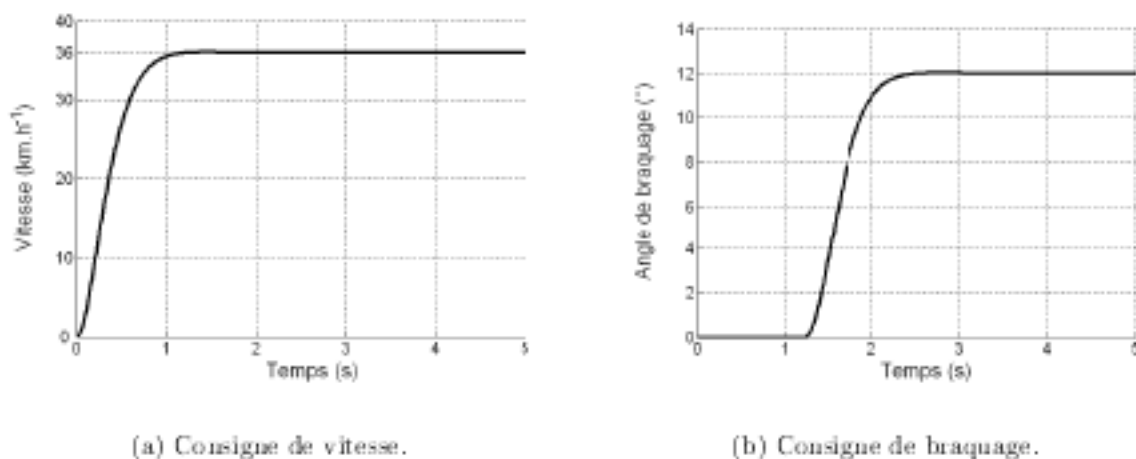


FIG. 3.11 – Consignes imposées pour obtenir un comportement non-linéaire du pneumatique.

La vitesse de lacet simulée (trait plein noir) et les vitesses de lacet estimées par l'Observateur Adapté (OA - en traits interrompus rouges et avec $K = -30$ et $G = -0.5$) et l'Observateur Linéaire (OL - en traits interrompus bleus et avec $L_1 = 100$) à rigidité de dérive fixe (ici $C_e = 20.000N.rad^{-1}$) sont comparées sur la Figure 3.12. On peut voir que la vitesse de lacet observée par l'observateur adapté se superpose à la vitesse de lacet mesurée, ce qui n'est pas

le cas avec l'observateur linéaire. Cela se retrouve sur la Figure 3.12(b), où l'on observe bien la convergence vers 0 de l'erreur d'observation sur la vitesse de lacet.

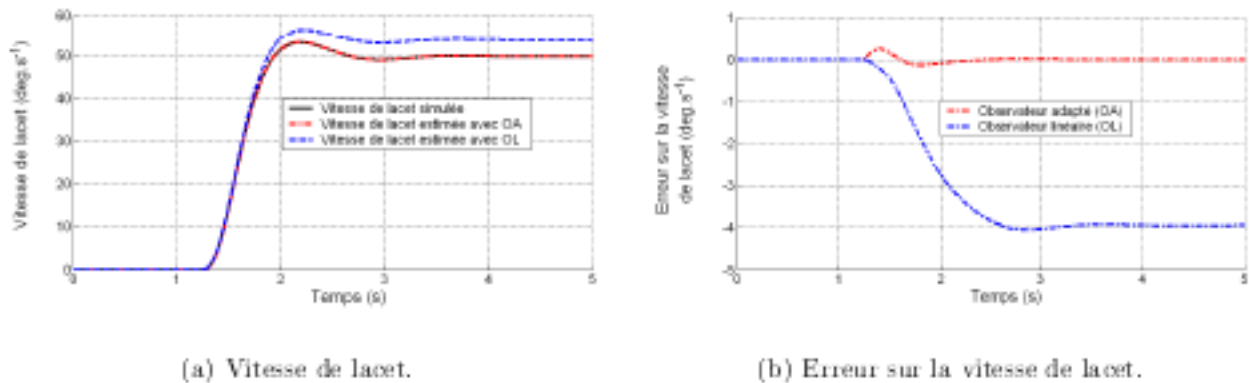


FIG. 3.12 – Performances des observateurs avec un comportement non linéaire du pneumatique.

Finalement, à partir des variables estimées (rigidité de dérive, vitesse de lacet...), les efforts latéraux peuvent être reconstruits et comparés à ceux qui ont été simulés (trait plein noir) dans le cas de l'observateur adapté (traits interrompus rouges) et de l'observateur linéaire (traits interrompus bleus).

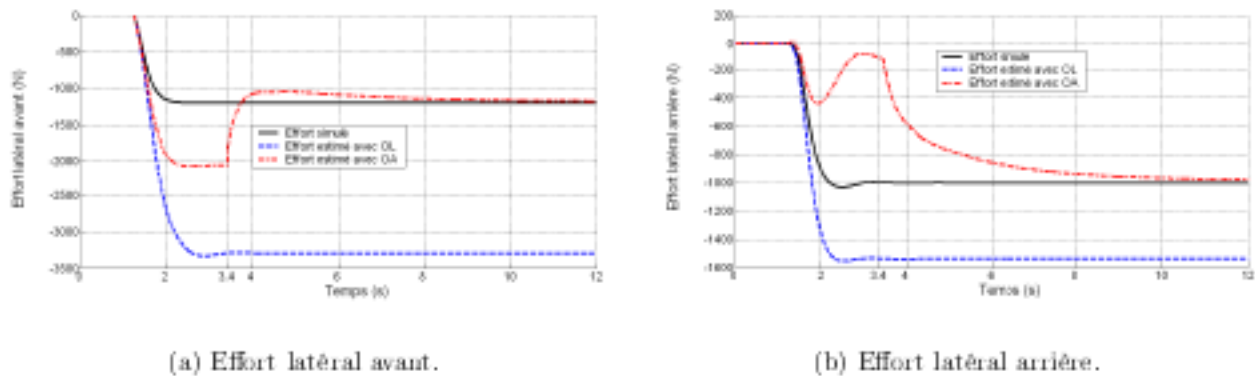


FIG. 3.13 – Efforts latéraux estimés avec OL et OA.

La Figure 3.13 montre l'évolution des efforts latéraux avant et arrière en fonction du temps. Dans le cas de l'observateur linéaire, les efforts latéraux sont mal reconstruits (du fait du comportement non linéaire du pneumatique). A l'inverse, avec l'observateur adapté, à partir du moment où la rigidité de dérive s'adapte (à partir de $t = 3.4s$ - correspondant à la limite d'observabilité), les efforts latéraux reconstruits convergent effectivement vers les efforts simulés.

Par conséquent, les résultats simulés présentés dans cette partie mettent en évidence, d'une manière théorique, la capacité de l'observateur adapté à fournir des valeurs estimées (vitesse de lacet, angle de dérive globale, efforts latéraux) précises, grâce à l'adaptation en ligne de la rigidité de dérive globale C_e , ce qui rend possible l'estimation précise du *TCL* en milieu naturel.

3.8 Résultats de simulations avancées et en grandeur réelle

Dans cette section, les performances des observateurs linéaire (OL) et adapté (OA) sont étudiées, en premier lieu, sur la base de simulations avancées réalisées avec la maquette numérique de la Figure 1.21 détaillée en annexe A, puis au travers d'expérimentations afin de valider en conditions réelles les observateurs développés.

3.8.1 Simulateur Adams

Pour la simulation réalisée avec la maquette numérique développée à l'aide du logiciel Adams, la valeur de l'angle de braquage a été fixée successivement à 0° , puis 5° et enfin 10° , alors que la vitesse était maintenue constante à la valeur de 21 km.h^{-1} . La trajectoire suivie par le véhicule est décrite sur la Figure 3.14.

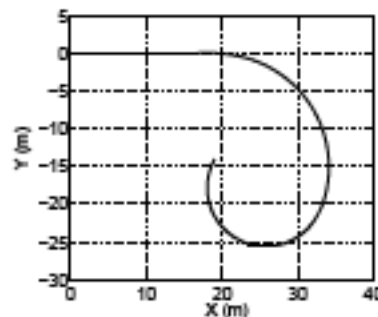
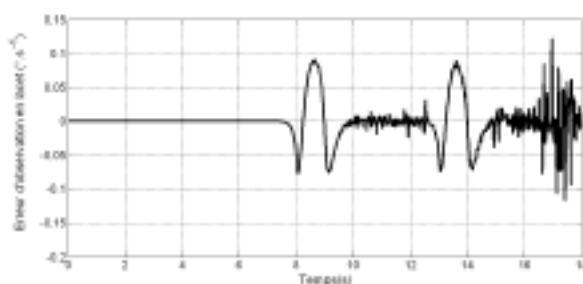
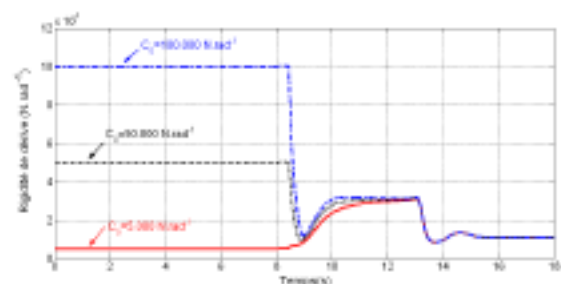


FIG. 3.14 – Trajectoire suivie par le véhicule lors de la simulation avancée.

A partir des mesures sous Adams de la vitesse linéaire de l'essieu arrière, de l'angle de braquage et de la vitesse de lacet, la rigidité de dérive globale du véhicule a été estimée au moyen de l'observateur adapté (OA) avec $K = -30$ et $G = -5$. Les résultats présentés sur la Figure 3.15 montrent que l'observateur est précis : l'erreur sur la vitesse de lacet converge vers 0 sur chaque partie où l'angle de braquage est plus grand que 2° (limite utilisée sur δ pour activer ou non l'adaptation de C_e - voir section 3.5.3), c'est-à-dire pour $t = 8\text{s} - 13\text{s}$ et $t = 13\text{s} - 18\text{s}$. De même, la rigidité de dérive globale du véhicule converge à chaque fois elle aussi vers des valeurs constantes.



(a) Erreur d'observation sur la vitesse de lacet.

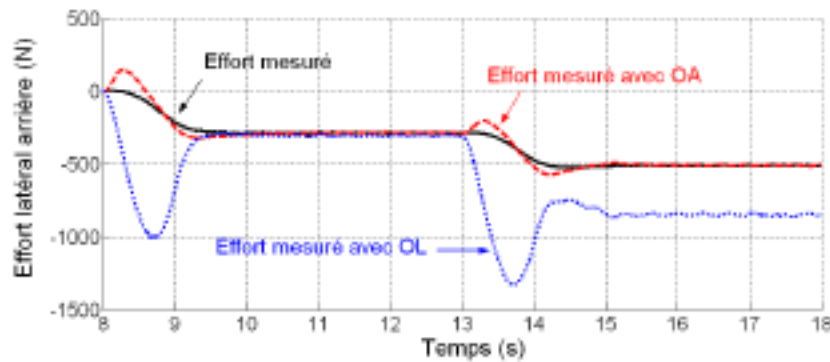


(b) Rigidité de dérive estimée.

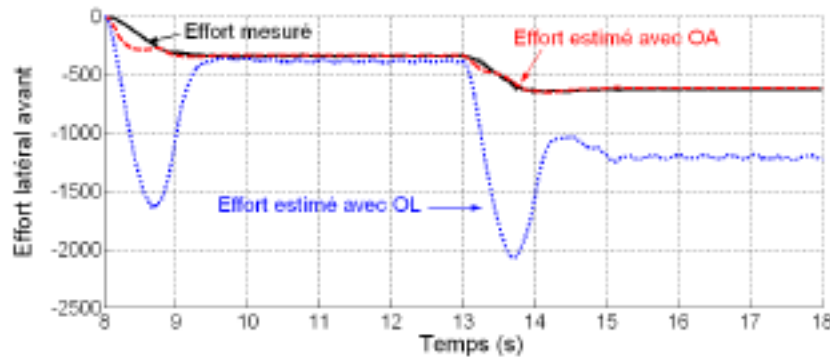
FIG. 3.15 – Résultats de l'observateur sur la première simulation avancée.

De plus, la Figure 3.15(b) montre que la valeur initiale de la rigidité de dérive n'influence pas l'estimation de la rigidité de dérive globale fournie par l'observateur : 3 valeurs initiales ont été considérées $C_{inst1} = 5.000N.rad^{-1}$, $C_{inst2} = 50.000N.rad^{-1}$ et $C_{inst3} = 100.000N.rad^{-1}$. Jusqu'à $t = 8s$ l'adaptation de la rigidité n'est pas activée (i.e. $|\delta| < 2^\circ$), donc C_e n'est pas adapté. Puis, au delà de $t = 8s$, après un temps de convergence, les trois courbes sont superposées et la rigidité de dérive globale a la même évolution et converge vers les mêmes valeurs quelle que soit la valeur initiale.

Sur la Figure 3.16, les efforts latéraux mesurés sous Adams (trait plein noir) entre $t = 8s$ et $t = 18s$ sont comparés aux efforts reconstruits avec l'Observateur Adapté (OA - traits interrompus rouges) et l'Observateur Linéaire (OL - traits interrompus bleus) avec une rigidité de dérive constante de $50.000N.rad^{-1}$.



(a) Effort latéral arrière.



(b) Effort latéral avant.

FIG. 3.16 – Efforts latéraux estimés lors de la simulation avancée.

Sur la première partie ($t = 8s$ à $t = 13s$), le phénomène de glissement est relativement faible, de sorte que le pneumatique reste dans la zone de pseudo-glissement. Les valeurs des efforts reconstruits avec l'OL et l'FOA sont alors bien superposés avec les efforts mesurés sur Adams, étant donné que la valeur constante de la rigidité de dérive utilisée dans OL est proche de la valeur Adams. Par contre, sur la deuxième partie ($t = 13s$ à $t = 18s$) où $\delta = 10^\circ$, les valeurs des angles de dérive sont telles que le pneumatique rentre dans sa zone de non-linéarité et l'OL ne peut alors donner une estimation satisfaisante des variables de glissement (angles de dérive, efforts latéraux, vitesse de lacet). A l'inverse, grâce à l'adaptation de la rigidité de dérive globale

C_e , les efforts estimés à partir de l'OA restent relativement bien superposés avec les efforts mesurés sur Adams.

3.8.2 Expérimentations réelles

Les expérimentations présentées dans cette partie sont issues d'essais réels réalisés avec le quad Massey Ferguson MF400H décrit sur la Figure 1.22. Les variables d'entrée (vitesse linéaire de l'essieu arrière, angle de braquage, vitesse de lacet) ont été enregistrées, puis utilisées par la suite pour évaluer les performances de l'observateur adapté développé à la section 3.5.

3.8.2.1 Convergence de l'observateur

Dans un premier temps, nous avons souhaité valider expérimentalement le comportement de l'observateur adapté. Pour cela, une expérimentation a été réalisée sur un sol plat, très glissant. Elle consistait à réaliser des cercles à vitesse constante d'environ 20 km.h^{-1} avec un angle de braquage constant d'à peu près 8.5° , comme décrit sur la Figure 3.17. La rigidité de dérive globale C_e a alors été estimée à partir de trois valeurs initiales ($C_{\text{init1}} = 10.000\text{ N.rad}^{-1}$, $C_{\text{init2}} = 30.000\text{ N.rad}^{-1}$ et $C_{\text{init3}} = 60.000\text{ N.rad}^{-1}$)

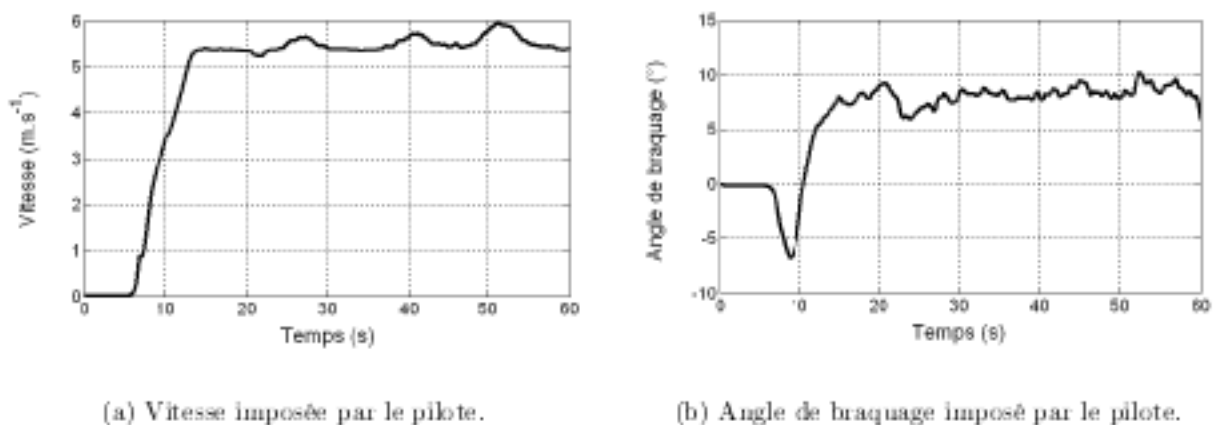


FIG. 3.17 – Vitesse et angle de braquage imposés par le pilote.

Les résultats sont reportés sur la Figure 3.18. Sur cette figure, la rigidité de dérive est adaptée à partir de $t = 12\text{ s}$ avec $K = -30$ et $G = -5$. Dès cet instant, les trois courbes se superposent rapidement et convergent vers les mêmes valeurs, ce qui permet de valider la robustesse de l'algorithme d'observation adapté vis-à-vis des conditions initiales. Ensuite, en régime établi, la rigidité de dérive converge vers une valeur assez faible (de l'ordre de 3.000 N.rad^{-1}) ce qui est tout à fait cohérent avec les conditions expérimentales : les expérimentations ont été réalisées en décembre 2008, le terrain utilisé était très humide, ce qui se traduit par un fort taux de glissement du véhicule et donc une valeur de rigidité de dérive très faible, puisque le véhicule a un comportement sous-vireur (ce point est discuté plus avant dans la section suivante).

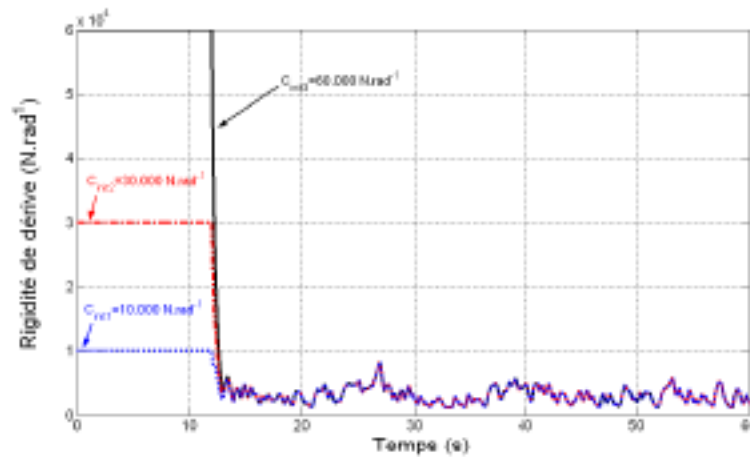


FIG. 3.18 – Rigidité de dérive globale estimée.

3.8.2.2 Utilisation de l'estimation de la rigidité de dérive pour la détection du type de sol

Dans ce paragraphe, l'objectif est d'illustrer un autre intérêt de l'observateur adapté (OA) développé ici. En effet, bien que celui-ci ait été construit afin de permettre une meilleure estimation des situations à risque de renversement, il peut également être utilisé afin de caractériser le type de sol sur lequel évolue le véhicule. En effet, le véhicule utilisé pour effectuer les expérimentations (véhicule Massey Ferguson présenté sur la Figure 3.19) a un comportement sous-vireur. Par conséquent, une faible rigidité de dérive estimée traduit le fait que le véhicule se déplace sur un sol peu adhérent (herbe humide, neige, ...), alors qu'une forte valeur de rigidité de dérive reflète le fait que le véhicule bouge sur un sol très adhérent, de type asphalte (i.e. son comportement est proche de celui d'un véhicule qui se déplace en roulant sans glisser sur le sol).



FIG. 3.19 – Véhicule expérimental Massey Ferguson.

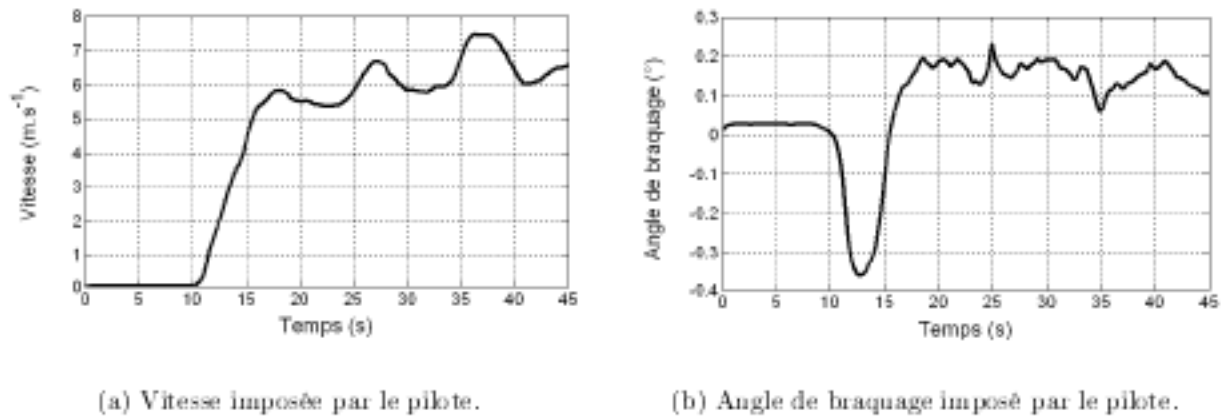


FIG. 3.20 – Vitesse et angle de braquage imposés par le pilote.

Pour mettre en évidence ce résultat, une expérimentation a été réalisée en effectuant différents cercles sur deux types de terrain : asphalté et herbe très humide. A partir des mesures de vitesse, de vitesse de lacet et d'angle de braquage (cf. Figure 3.20), la rigidité de dérive a été estimée. Elle est représentée sur la Figure 3.21. Sur cette figure, nous pouvons remarquer qu'à chaque fois que le véhicule évolue sur un terrain différent, alors la valeur de la rigidité de dérive estimée en est affectée. Dans le cas du quad Massey Ferguson, nous remarquons bien, comme attendu, que la rigidité de dérive estimée sur un sol très adhérent est bien plus élevée que celle estimée lorsque le véhicule se déplace sur l'herbe.

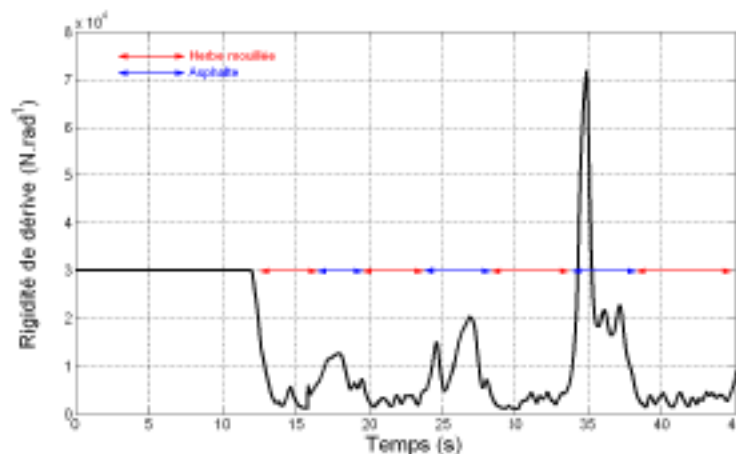


FIG. 3.21 – Rigidité de dérive globale estimée.

3.8.2.3 Résultats expérimentaux avec l'observateur dédié au suivi de trajectoire

La plateforme expérimentale est décrite dans la section 1.6.1 et sur la Figure 1.23. Des

Masse totale	$m = 350 \text{ kg}$
Inertie en lacet	$I_z = 270 \text{ kg.m}^2$
Empattement	$L = 1.2 \text{ m}$
Demi-empattement arrière	$b = 0.58 \text{ m}$

TAB. 3.2 – Paramètres du robot mobile.

mesures préalables et un étalonnage ont permis d'identifier les caractéristiques reportés dans le tableau 3.8.2.3.

Description des expérimentations Tout d'abord, une trajectoire de référence a été enregistrée manuellement avec la plateforme expérimentale : celle-ci est composée d'une ligne droite suivie d'un virage dont la courbure est constante et égale à 4.5m (voir Figure 3.22). L'angle de braquage du robot durant le virage est $\delta = 15^\circ$. Ensuite les expérimentations de suivi de trajectoire ont été réalisées à des vitesses $v = 3\text{m.s}^{-1}$ et $v = 4\text{m.s}^{-1}$ en mettant en œuvre trois stratégies de contrôle.

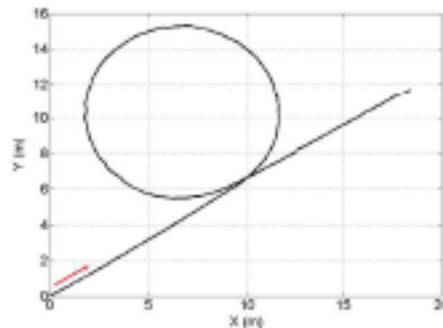


FIG. 3.22 – Trajectoire de référence enregistrée.

- **CWoS** - *Loi de contrôle sans compensation des glissements*. Le contrôle de l'angle de braquage est réalisé en négligeant les glissements (α_f et α_r sont supposés nuls). La loi de commande qui en résulte dérive donc d'un modèle bicyclette classique sans prise en compte des glissements. Dans les figures qui suivent, les résultats associés à CWoS sont tracés en trait plein noir.
- **CWSKinObs** - *Loi de contrôle prenant en compte le glissement, estimé à partir de l'observateur cinématique étendu ([Len05])*. Sur les figures suivantes, les résultats relatifs à CWSKinObs sont tracés en pointillés rouges.
- **CWSDynObs** - *Loi de contrôle prenant en compte le glissement, estimé via l'observateur mixte cinématique et dynamique*. Les résultats associés à CWSDynObs sont tracés en pointillés magenta sur les figures.

Résultats sur le suivi de trajectoire Les erreurs de suivi enregistrées durant chaque expérimentation sont comparées sur la Figure 3.23. Premièrement, il peut être remarqué que l'erreur de suivi obtenue avec **CWoS** (i.e. quand le glissement n'est pas pris en compte) n'est pas négligeable : il y a un décalage de plus de 60cm en régime permanent pour $v = 3\text{m.s}^{-1}$ ou $v = 4\text{m.s}^{-1}$, avec des erreurs transitoires plus élevées avec $v = 4\text{m.s}^{-1}$.

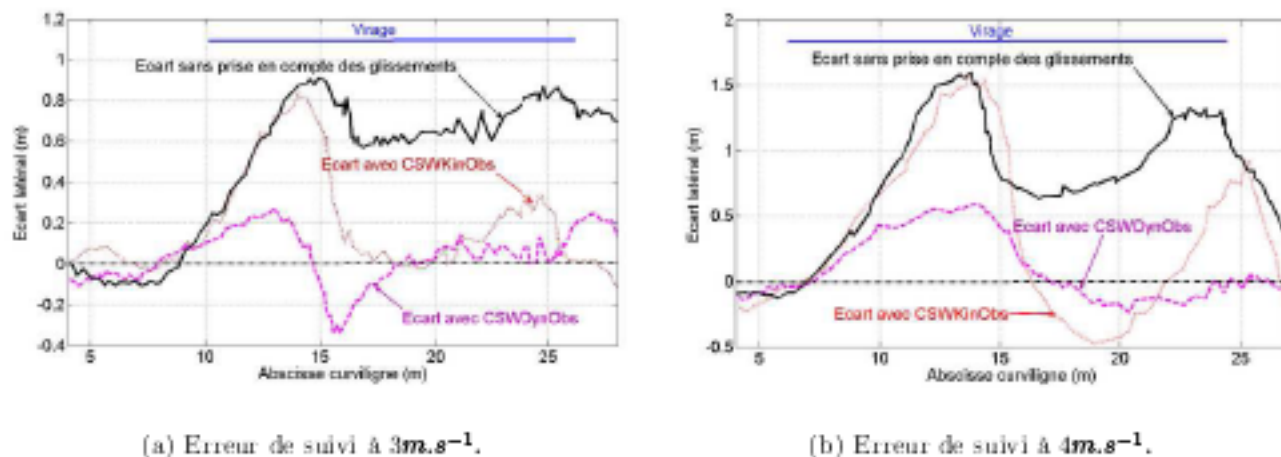
(a) Erreur de suivi à 3 m.s^{-1} .(b) Erreur de suivi à 4 m.s^{-1} .

FIG. 3.23 – Comparaison des erreurs de suivi en fonction des trois lois de contrôle.

La performance de l'algorithme de suivi de trajectoire est largement augmentée lorsque les glissements sont pris en compte, et entre les deux solutions envisagées, la performance est bien meilleure lorsque la loi de contrôle utilise l'observateur mixte dynamique et cinématique. Lorsque $v = 3 \text{ m.s}^{-1}$ (Figure 3.23(a)), les deux lois **CWSKinObs** et **CWSDynObs** assurent un écart latéral relativement faible, y compris dans le virage. Cependant, l'écart maximal obtenu avec **CWSDynObs** (30 cm) est bien plus petit que celui obtenu avec **CWSKinObs** (60 cm). De même, la performance en suivi est plus satisfaisante pendant le virage avec **CWSDynObs** : l'écart latéral reste inférieur à 10 cm de $s = 18 \text{ m}$ à $s = 25 \text{ m}$, alors que le robot s'écarte de 30 cm par rapport à la trajectoire de référence avec **CWSKinObs** (à $s = 23 \text{ m}$).

Lorsque la vitesse est $v = 4 \text{ m.s}^{-1}$ (Figure 3.23(b)), la loi de contrôle **CWSKinObs** n'est plus capable d'assurer un suivi satisfaisant de la trajectoire de référence : le retard introduit par l'observateur cinématique provoque de grandes oscillations sur l'écart latéral. Au contraire, avec la loi **CWSDynObs**, le suivi est toujours satisfaisant : le décalage par rapport à la trajectoire n'excède pas 55 cm avant que le robot ne retourne sur la trajectoire (l'écart latéral reste inférieur à 15 cm après $s = 16 \text{ m}$) malgré des conditions d'adhérence très variables et le faible rayon de courbure du virage.

Performance de l'observateur Les Figures 3.24(a) et 3.24(b) présentent respectivement l'évolution des angles de dérive avant et arrière, estimés à partir l'observateur mixte dynamique et cinématique et ceux estimés grâce à l'observateur cinématique étendu, enregistrés alors que le robot était guidé par la loi de commande **CWSDynObs** avec $v = 4 \text{ m.s}^{-1}$. On peut remarquer que l'observateur mixte dynamique et cinématique permet de suivre les variations des angles de dérive lorsque le robot entre dans le virage. Par conséquent, puisque de bonnes valeurs des angles de dérive sont disponibles, alors la loi de contrôle **CWSDynObs** peut compenser de manière rapide le phénomène de glissement afin d'assurer un très bon suivi de trajectoire, comme décrit sur la Figure 3.23(b). Au contraire, le retard présenté par l'observateur cinématique étendu mène, dans ces conditions d'expérimentation difficiles, à de larges erreurs d'estimation sur les angles de dérive, surtout dans la première moitié du virage. Si ces valeurs sont utilisées pour le contrôle (loi de commande **CWSKinObs**), alors le phénomène de glissement ne sera pas bien compensé. La Figure 3.23(b) montre que dans ce cas, le robot se met à osciller.

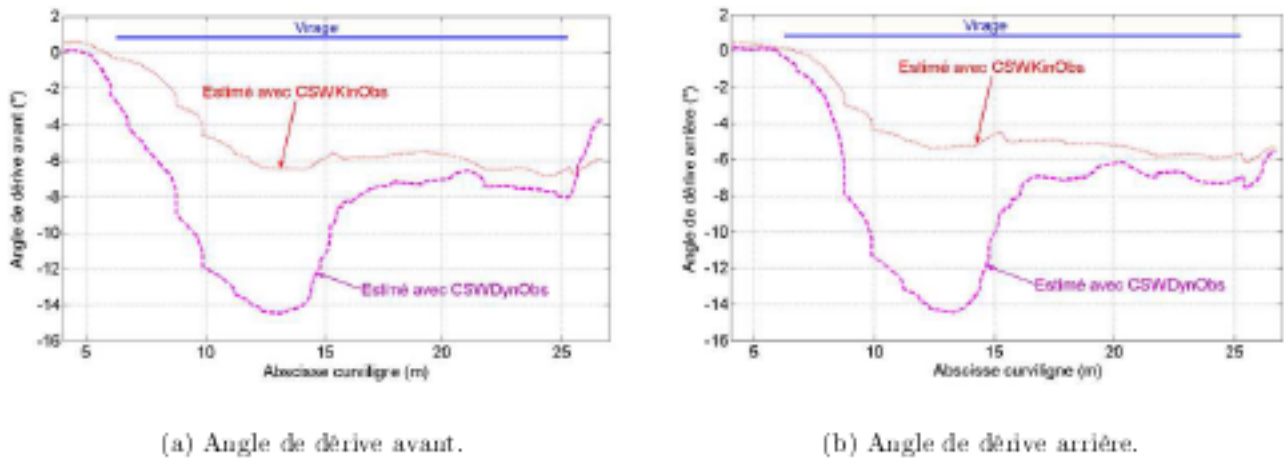


FIG. 3.24 – Comparaison des angles de dérive estimés.

Les évolutions des rigidités de dérive obtenues à partir de l'observateur mixte sont tracées sur la Figure 3.25. Une fois de plus, lorsque le robot se déplace en ligne droite (i.e. jusqu'à $s = 7m$), les rigidités de dérive estimées sont constantes : l'estimation n'est pas réalisée puisque la matrice B_1 est mal conditionnée. $C_f(\cdot)$ et $C_r(\cdot)$ sont alors égales à la valeur initiale choisie de $5000N/rad$. Puis, dès que le robot entre dans le virage, l'estimation est activée et permet de refléter la variation des conditions d'adhérence. Comme on peut le voir sur la Figure 3.25, les conditions d'adhérence sont quasiment similaires à l'avant et à l'arrière du véhicule, ce qui était attendu puisque le CdG est proche du milieu du robot, et tendent à être constantes puisque le rayon de courbure du virage est constant.

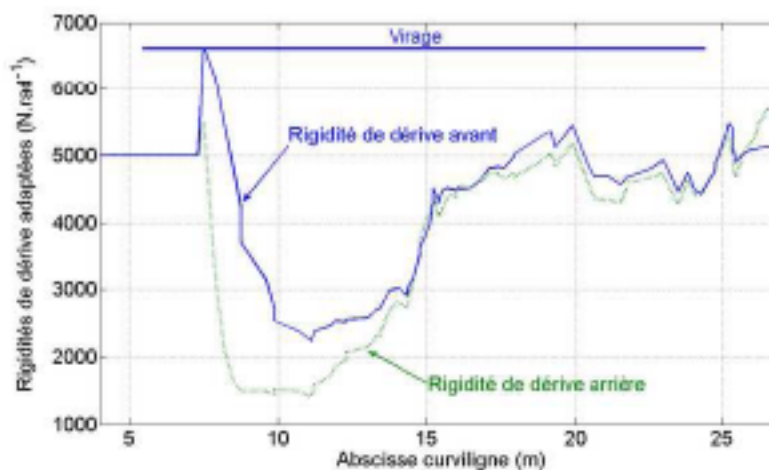


FIG. 3.25 – Rigidités de dérive estimées.

Cette technique d'estimation des rigidités de dérive avant et arrière peut donc avantageusement être utilisée afin d'augmenter la précision de l'algorithme d'estimation du TCL , ainsi que celle du calcul de l'indicateur de risque décrits dans le chapitre 4.

3.9 Conclusion

Comme il a été décrit dans ce chapitre, l'utilisation de techniques d'observation permet, avec un système de perception limité, d'une part d'avoir accès aux paramètres de glissement

nécessaires au calcul du *TCL* en milieu naturel, et d'autre part de reconstruire avec précision certaines variables du contact roue-sol. En particulier, l'observateur adapté développé dans ce chapitre permet de reconstruire les efforts latéraux avant et arrière d'un VLTT avec précision, quelles que soient les conditions d'adhérence, contrairement à l'observateur linéaire couramment proposé pour adresser le cas des véhicules urbains. En outre, les résultats obtenus en simulations avancées et en vraie grandeur permettent de mettre en évidence la robustesse, la précision et la stabilité de l'observateur adapté.

En marge de ces travaux, un observateur mixte dynamique et cinématique reprenant les travaux réalisés dans [Len05] a été proposé et validé au travers d'expérimentations. Celui-ci permet, par le biais de l'adaptation des rigidités de dérive avant et arrière du VLTT, d'augmenter la précision de l'estimation de la vitesse de lacet et surtout des angles de dérive avant, arrière et globale. Malheureusement, l'utilisation de cet observateur est restreint au cas du suivi de trajectoire, puisque des mesures supplémentaires à celles qui sont nécessaires pour faire fonctionner l'OA doivent être disponibles.

Une fois que les paramètres de glissement peuvent être estimés, ceux-ci sont utilisés dans un algorithme d'estimation en ligne du Transfert de Charge Latéral (*TCL*), ainsi que dans un algorithme de calcul d'un indicateur de risque de renversement latéral, présentés dans le chapitre suivant. La méthode consiste dans les deux cas à utiliser la valeur de la rigidité de dérive estimée C_a et d'intégrer les équations dynamiques (2.36) afin de reconstruire les valeurs de la vitesse de lacet et de l'angle de dérive globale à partir des variables d'entrée : vitesse linéaire du centre de l'essieu arrière, angle de braquage et vitesse de lacet.

Chapitre 4

Indicateur de risque de renversement et sécurité active pour les VLTT

Dans ce chapitre, la pertinence de l'estimation en ligne du TCL est tout d'abord étudiée. Les trois mesures délivrées par les capteurs décrits au chapitre 1 et les variables fournies par l'observateur adapté présenté au chapitre 3 sont reportées dans le modèle dynamique de véhicule développé au chapitre 2 pour calculer en ligne le TCL , et les valeurs obtenues sont comparées aux valeurs mesurées en simulation avancée ou en expérimentations réelles.

Ensuite, la notion d'indicateur de risque de renversement est abordée. Elle consiste à évaluer le Transfert de Charge Latéral futur TCL_f , dans le but de prévenir le pilote des risques de renversement latéral de son engin quelques instants avant que cela ne se produise. Enfin, un nouveau système de sécurité actif dédié à la stabilité latérale des VLTT est présenté. Il s'agit d'appliquer les principes de commande prédictive pour contrôler la vitesse d'avance du véhicule, afin d'éviter son renversement latéral.

4.1 Pertinence de l'estimation du TCL

4.1.1 Méthodologie

La définition du TCL est donnée par l'équation (1.13). Lorsque les conditions d'adhérence permettent un roulement sans glissement du véhicule, alors le TCL peut être facilement évalué au moyen du modèle dynamique de roulis (2.40), (2.42) et (2.41). Au vu des expressions, seules deux mesures sont nécessaires pour alimenter ce modèle : la vitesse linéaire au centre de l'essieu arrière v et l'angle de braquage δ . La qualité de l'évaluation du TCL dans ces conditions avait été étudiée au travers de simulations avancées et d'expérimentations à la section 2.6.

Nous sommes maintenant intéressés par le cas général d'un véhicule se déplaçant en environnement naturel. Dans ce cas, le TCL doit être évalué sur la base du modèle de roulis (2.42), (2.41) et (2.50). Au vu des équations, ce modèle a toujours besoin d'être alimenté par les mesures v et δ mais sont également requis la vitesse de lacet $\dot{\psi}$ et l'angle de dérive globale du véhicule β . Ce dernier ne peut pas être mesuré, mais il peut être estimé avec précision par l'observateur adapté (3.17) et (3.20) (qui fournit également une estimation de la rigidité de dérive) en exploitant les trois mesures v , δ et $\dot{\psi}$. Aussi, l'approche proposée pour estimer en ligne le TCL est celle

résumée sur le schéma de la Figure 4.1. C'est cette approche que nous souhaitons maintenant qualifier.

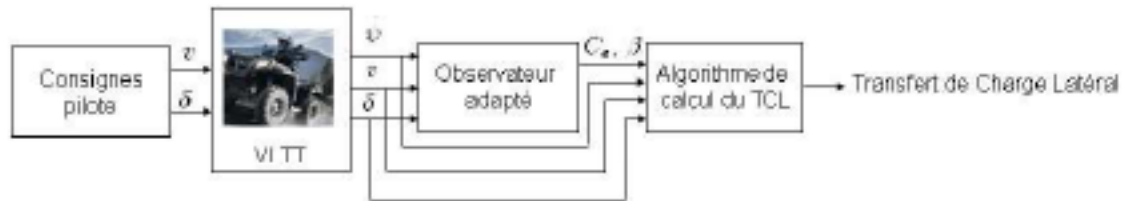


FIG. 4.1 – Méthode utilisée pour le calcul du *TCL*.

4.1.2 Simulations avancées

Les résultats présentés ici sont issus de simulations avancées réalisées avec la maquette numérique de quad représentée sur la Figure 1.21. Les principaux paramètres du modèle dynamique de roulis sont listés sur la Table 2.1. Quant aux paramètres h et k_r , ils ont été identifiés selon le protocole décrit à la section 2.5. La première simulation a déjà été présentée à la section 3.8.1 : le véhicule se déplace sur un sol glissant à une vitesse constante d'environ 21 km.h^{-1} , son angle de braquage est fixé successivement à 0° , 5° et 10° . La trajectoire suivie par le véhicule est décrite sur la Figure 3.14.

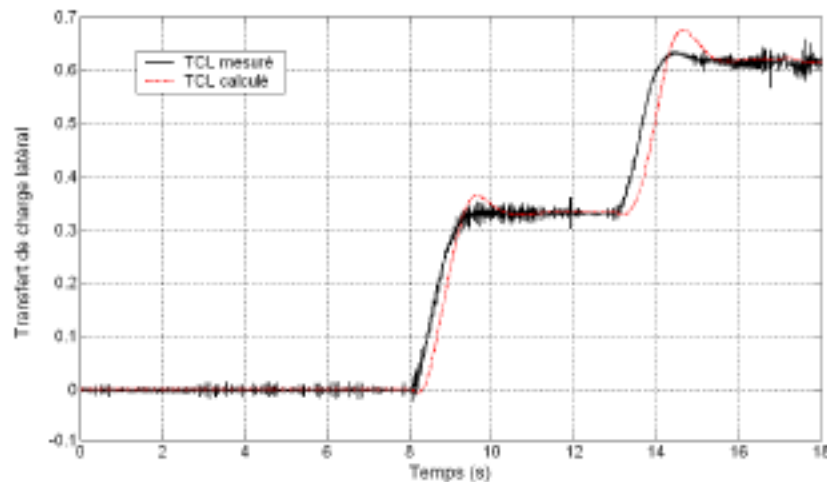


FIG. 4.2 – *TCL* calculé - première simulation avancée.

La Figure 4.2 compare l'évolution du *TCL* mesuré sous Adams (trait plein noir) et le *TCL* calculé en suivant l'approche présentée sur la Figure 4.1 (traits interrompus rouges), c'est-à-dire en reportant les mesures sous Adams de v , δ et ψ dans l'OA, puis dans l'algorithme de calcul du *TCL*. En régime permanent, nous pouvons constater que l'erreur entre la valeur calculée et la valeur mesurée du *TCL* est négligeable. Dans les phases transitoires, l'évolution du *TCL* calculé reste fidèle à celle du *TCL* mesuré, mais avec un retard de quelques millisecondes. Ce retard est dû à deux phénomènes. En premier lieu, si la valeur du paramètre d'amortissement b_r n'a pas d'influence sur le régime permanent du *TCL* calculé, elle a par contre une influence importante sur le temps de réponse du modèle analytique dynamique de roulis, son influence est similaire à celle de l'amortissement d'un système linéaire du second ordre comme le montre la

Figure 4.3. Aussi, le réglage de b_p doit être réalisé par analogie avec la dynamique des systèmes du second ordre ; c'est-à-dire b_p doit être réglé afin d'obtenir un bon compromis entre un retard faible (ce qui demande b_p faible) et un dépassement faible (ce qui demande que b_p soit proche ou au delà de l'amortissement critique). Dans le cas de la maquette numérique, nous avons retenu $b_p = 1750 N.s.rad^{-1}$.

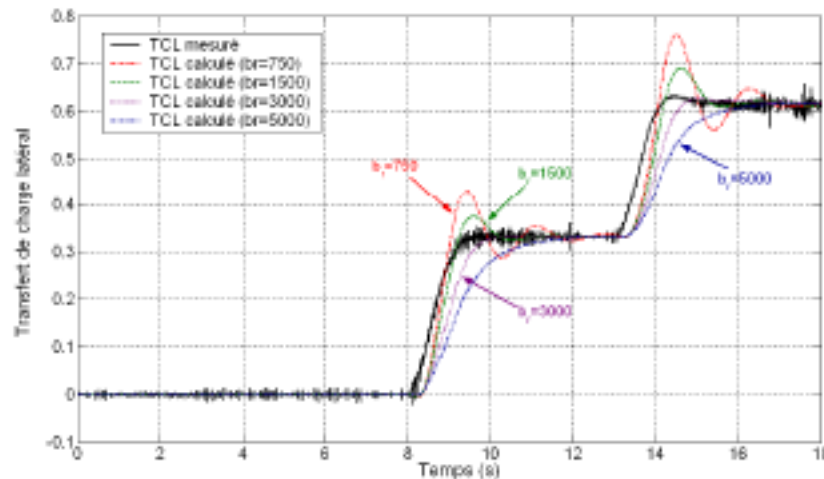


FIG. 4.3 – Influence du paramètre d'amortissement b_p sur la dynamique d'évolution du TCL .

Une deuxième source de retard se situe au niveau de la dynamique de l'observateur adapté : en effet la vitesse de lacet et l'angle de dérive globale sont fournis par intégration numérique du modèle dynamique de lacet (2.36), en exploitant la valeur de la rigidité de dérive estimée par l'observateur adapté. Or, suivant la valeur des gains utilisés, l'observateur adapté peut introduire plus ou moins de retard sur l'estimation de C_e et ce phénomène s'amplifie lors de la reconstruction de $\dot{\psi}$ et β , et donc se répercute sur le TCL calculé. Néanmoins, la Figure 4.2 montre que le retard introduit est faible : la valeur du TCL calculé reste très proche de la valeur mesurée. Ceci met en évidence la capacité de l'algorithme de calcul du TCL à donner une valeur précise du critère de stabilité, et donc qu'il permet d'estimer en ligne la marge de sécurité du véhicule.

Pour la deuxième simulation, le véhicule se déplace en ligne droite, puis s'engage dans un virage avec un angle de braquage constant de 15° . Le sol est très glissant et la vitesse de consigne est $23 km.h^{-1}$. La trajectoire suivie par le véhicule est présentée sur la Figure 4.4.

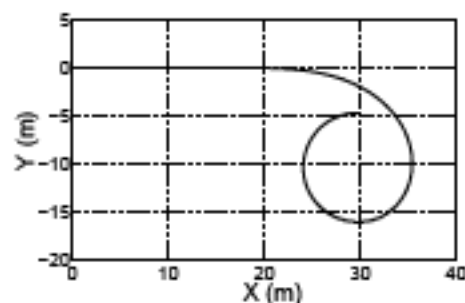
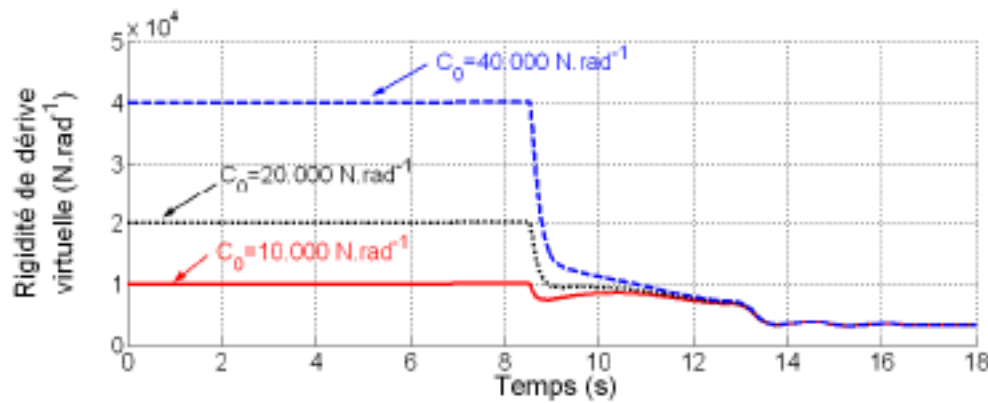


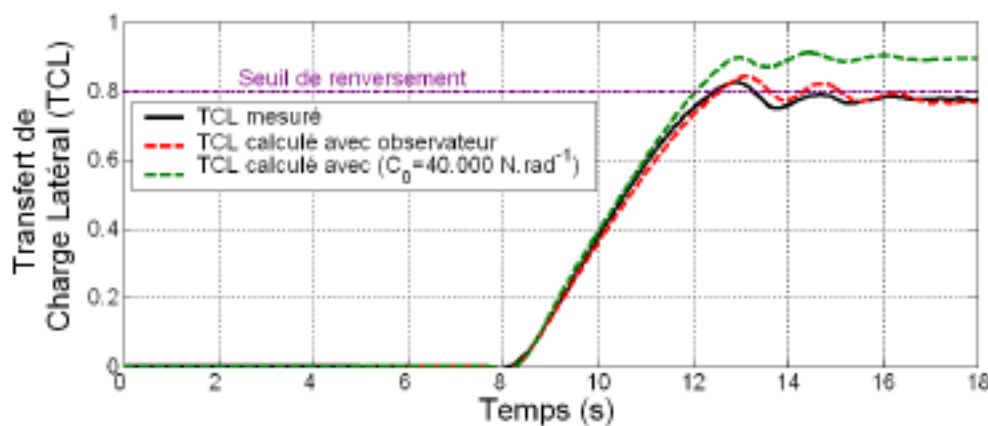
FIG. 4.4 – Trajectoire suivie lors de la seconde simulation.

La vitesse, l'angle de braquage et la vitesse de lacet mesurées sous Adams ont été reportées dans l'observateur adapté et l'évolution de la rigidité de dérive estimée C_e est présentée sur

la Figure 4.5(a). Entre $t = 0$ et $t = 8s$, le véhicule évolue en ligne droite, par conséquent la rigidité de dérive n'est pas adaptée, comme évoqué à la fin de la section 3.5. Puis, lorsque le quad virtuel entre dans le virage (à partir de $t = 8s$), l'évolution de la rigidité de dérive adaptée devient identique quelle que soit la valeur initiale. Ceci démontre, encore une fois, la capacité de l'observateur adapté à donner une valeur robuste de C_e .



(a) Rigidité de dérive estimée.



(b) Transfert de charge latéral.

FIG. 4.5 – Résultats obtenus lors de la deuxième simulation avancée.

L'évolution en fonction du temps du *TCL* calculé en exploitant la rigidité de dérive adaptée C_e (avec la valeur initiale $C_0 = 40.000N.rad^{-1}$) a été tracée en traits interrompus rouges sur la Figure 4.5(b). Il peut être observé qu'elle est relativement bien superposée avec l'évolution du *TCL* mesuré sur le logiciel Adams, tracée en trait plein noir. La courbe en traits interrompus verts montre l'évolution du *TCL* lorsque la rigidité de dérive est gardée constante et égale à $C_0 = 40.000N.rad^{-1}$ (ce qui correspond à un terrain à forte adhérence de type asphalté). On constate cette fois que le *TCL* obtenu sur-estime largement le *TCL* mesuré sous Adams. A l'instant $t = 18s$, le signal présente une erreur de 15% par rapport au *TCL* mesuré sous Adams et se stabilise sur une valeur supérieure au seuil critique de renversement (fixé à 0.8). Il donne donc une fausse détection d'un risque de renversement, ce qui est préjudiciable d'un point de vue pratique puisque l'utilisateur sera tenté de déconnecter le système de sécurité.

A l'inverse, le TCL calculé à partir de la rigidité de dérive adaptée présente une erreur maximale de 4% par rapport au TCL mesuré. En régime permanent (après $t = 16s$), cette erreur devient même négligeable. Ceci démontre la capacité de l'observateur adapté à fournir une valeur pertinente de la rigidité de dérive, pour ensuite calculer le TCL lorsque le véhicule évolue sur des terrains glissants.

4.1.3 Expérimentations réelles

4.1.3.1 Quad Kymco Mxer 150

Les expérimentations ont été conduites sur un terrain plat, constitué essentiellement d'herbe, avec le premier quad équipé d'un bras oscillant à l'arrière (voir section 1.6.1). Le trajet suivi lors des essais est constitué de lignes droites et de demi-tours comme décrit sur la Figure 4.6. La vitesse du véhicule est comprise entre 15 et $21 km.h^{-1}$.

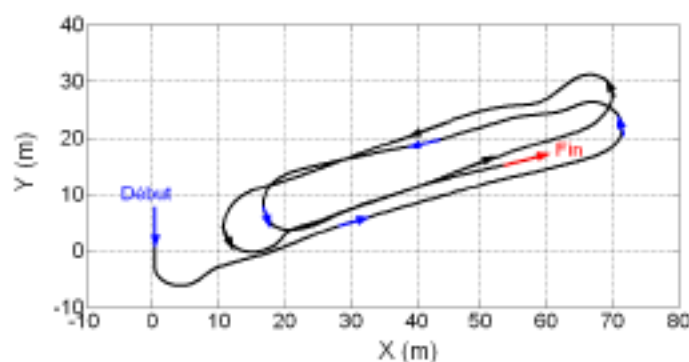


FIG. 4.6 – Trajectoire suivie en expérimentation avec le quad Kymco Mxer 150.

A partir des mesures de vitesse, d'angle de braquage et de vitesse de lacet, la rigidité de dérive a été estimée par l'observateur adapté et le TCL calculé est comparé sur la Figure 4.7 à la valeur mesurée par les potentiomètres linéaires équipant le quad.

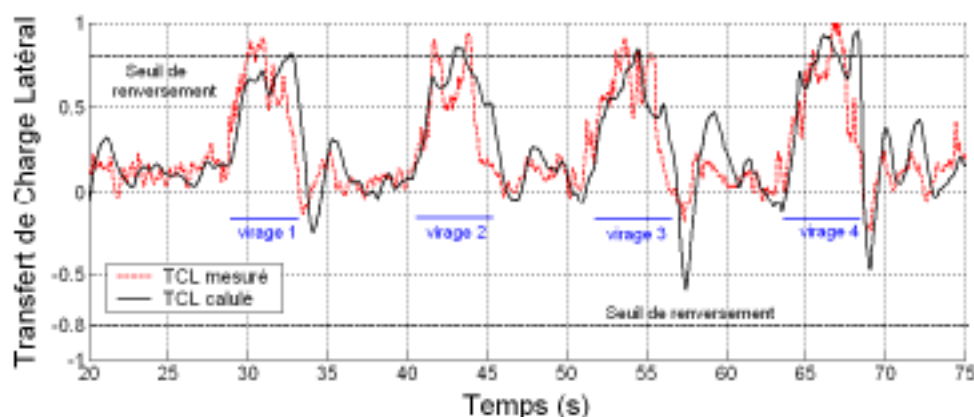


FIG. 4.7 – Transfert de charge latéral en expérimentation avec le quad Kymco.

En observant les quatre demi-tours, il peut être noté que le TCL calculé se superpose de manière satisfaisante avec celui qui a été mesuré. Ainsi, pendant chaque virage, le TCL mesuré et le TCL calculé dépassent tous les deux le seuil critique de renversement de 0.8, ce qui démontre la capacité de l'algorithme de calcul du TCL à évaluer les situations dangereuses.

Finalement, des dépassements peuvent être observés à la fin de chaque virage sur le *TCL* calculé. Ils correspondent à des phénomènes réels (observables sur les vidéos de l'essai) mais non mesurables par les potentiomètres linéaires, dont le temps de réponse est relativement lent.

4.1.3.2 Quad Massey Ferguson

Une série d'expérimentations a été ensuite réalisée en décembre 2008 sur le site de Montoldre avec le quad Massey Ferguson, équipé de suspensions indépendantes type MacPherson à l'avant et à l'arrière (comme précisé à la section 1.6.1), afin de disposer d'expérimentations sur un véhicule dont l'architecture mécanique est différente de celle du quad Kymco. Les expérimentations ont été conduites sur un sol plat et très glissant (herbe très humide).

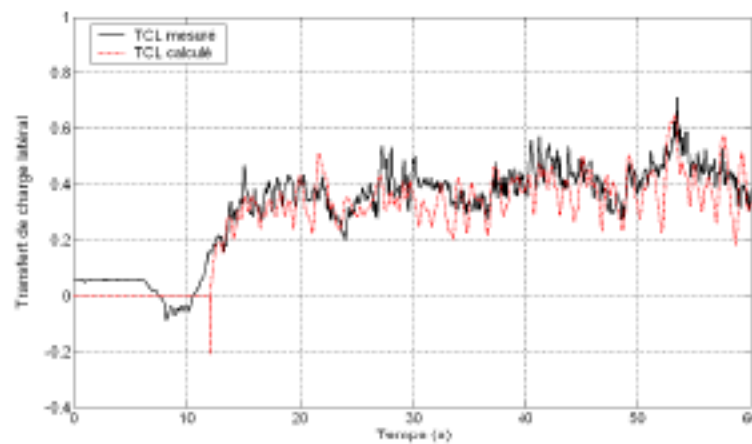


FIG. 4.8 – Transfert de charge latéral - cercle sur herbe humide.

La première expérimentation a déjà été présentée à la section 3.8.2.1 : le véhicule décrit des cercles à vitesse constante de 20km.h^{-1} , avec un angle de braquage constant d'à peu près 8.5° . À partir de la rigidité de dérive estimée, le *TCL* a été calculé (en traits interrompus rouges) puis comparé sur la Figure 4.8 à la valeur mesurée (en trait plein noir) : nous pouvons facilement remarquer que les deux signaux sont relativement bien superposés et que la valeur en régime permanent (entre $t = 20\text{s}$ et $t = 60\text{s}$) du *TCL* calculé est très proche de la valeur mesurée.

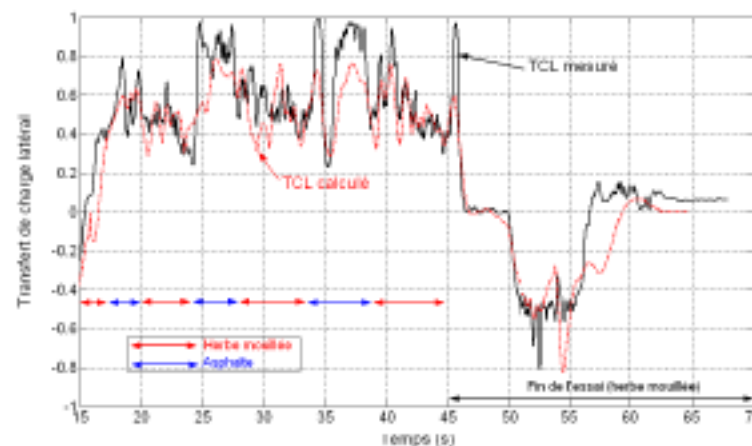


FIG. 4.9 – Transfert de charge latéral - cercle sur asphalte et herbe humide.

Lors de la seconde expérimentation, déjà présentée à la section 3.8.2.2, le véhicule réalisait des cercles sur des types de sol différents. Dans ce cas précis, nous pouvons voir l'intérêt de l'observateur adapté en vue de l'estimation du TCL : en effet, grâce à l'adaptation de la rigidité de dérive à chaque changement de sol, le TCL reconstruit (en traits interrompus rouges, sur la Figure 4.9), apparaît comme une bonne estimation du TCL mesuré (en trait plein noir), que le véhicule se déplace sur l'herbe humide ou l'asphalte.

Enfin, l'algorithme de calcul du TCL a été validé une deuxième fois, toujours sur le quad Massey Ferguson, mais en utilisant cette fois quatre capteurs dynamométriques fixés sur chacune des roues (voir annexe D) pour mesurer en temps réel le torseur des efforts appliqué au centre de la roue, et donc obtenir une mesure très précise du TCL réel. La vitesse et l'angle de braquage imposés par le pilote sont représentés sur la Figure 4.11.



FIG. 4.10 – Expérimentation réalisée avec les dynamomètres.

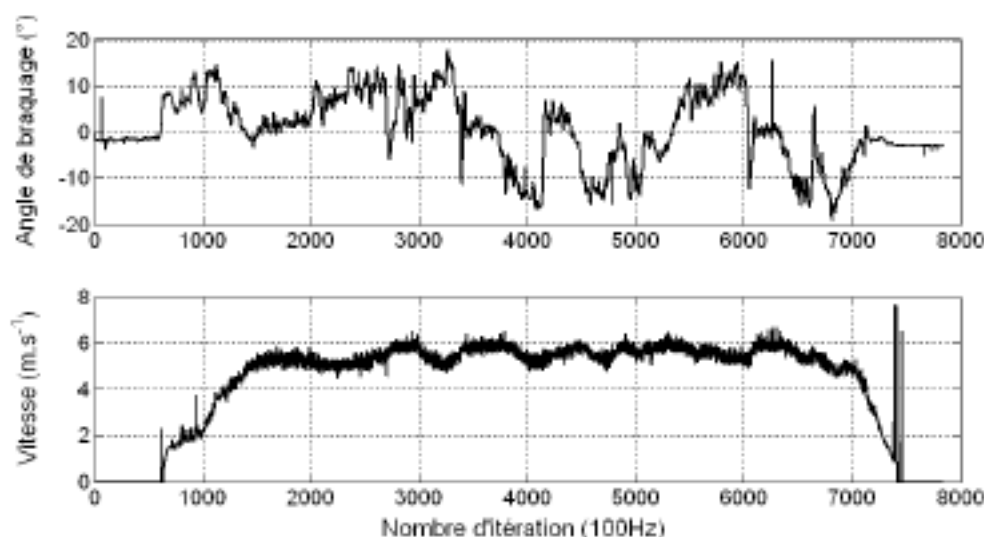


FIG. 4.11 – Evolution des variables d'entrée lors de l'expérimentation réalisée avec les dynamomètres.

Le TCL calculé (en trait plein rouge) et le TCL mesuré par les dynamomètres (en pointillés noirs) sont comparés sur la Figure 4.12. On peut constater que les deux quantités sont constamment très proches. L'intérêt des dynamomètres tient à ce qu'ils permettent de mesurer

les variations brusques du *TCL* (contrairement aux potentiomètres linéaires qui induisent un léger amortissement sur la mesure). De telles variations sont observées entre les itérations 4000 et 6000, et l'on peut remarquer que même dans ces situations, le *TCL* calculé reste bien superposé sur le *TCL* mesuré, ce qui montre la pertinence de l'algorithme de calcul du *TCL*.

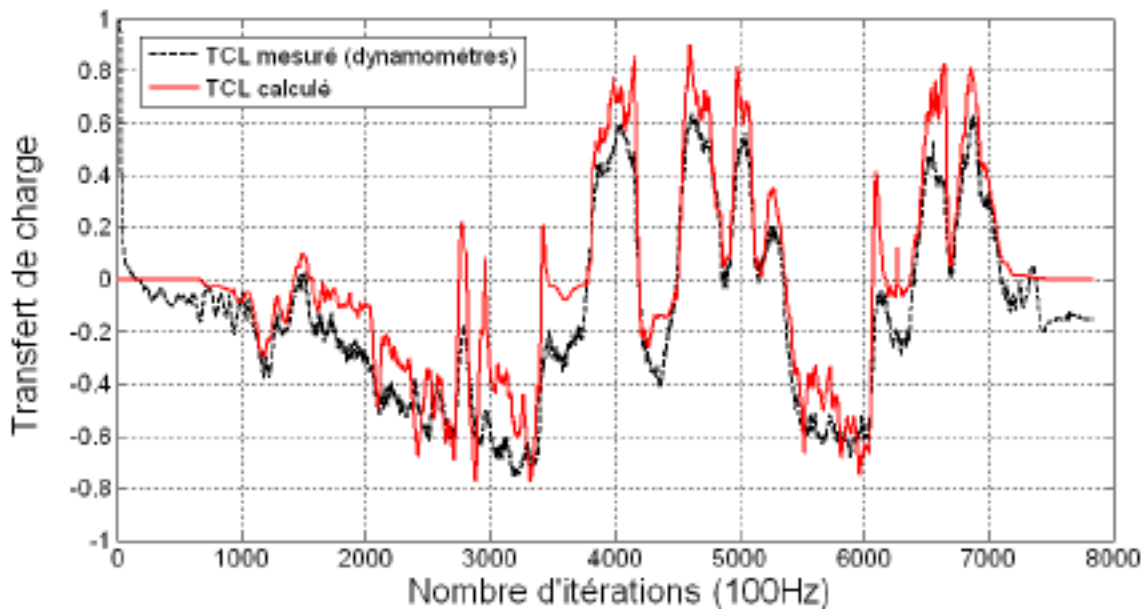


FIG. 4.12 – Evolution du *TCL* lors de l'expérimentation réalisée avec les dynamomètres.

4.1.4 Prise en compte du pilote

L'influence du comportement du pilote sur les valeurs du *TCL* a été étudiée au travers d'expérimentations avec le quad Kymco Mxer 150, réalisées sur le site du Cemagref de Montoldre. Un cercle avec un angle de braquage constant de 5° a été réalisé à vitesse constante sur un sol plat adhérent (asphalte), avec le pilote dans 3 positions : droit sur le quad, penché à l'intérieur du virage et penché à l'extérieur du virage, soit respectivement $N = 0$, $N = -1$ et $N = 1$ avec les notations introduites à la section 2.4.4.

La Figure 4.13 montre l'évolution du transfert de charge mesurée par les potentiomètres linéaires lors de l'expérimentation. Elle permet de bien visualiser l'influence de la position du pilote sur le *TCL*. On remarque que le transfert de charge du véhicule, lorsque le pilote est incliné à l'intérieur du virage, est légèrement plus faible que celui mesuré lorsque le pilote n'est pas incliné, alors que la vitesse du véhicule a augmenté de 14.4km.h^{-1} à 17.3km.h^{-1} . De la même manière, alors que les vitesses sont quasiment identiques, le *TCL* est largement augmenté lorsque le pilote s'incline à l'extérieur du virage, par rapport au cas où il reste immobile sur le quad.

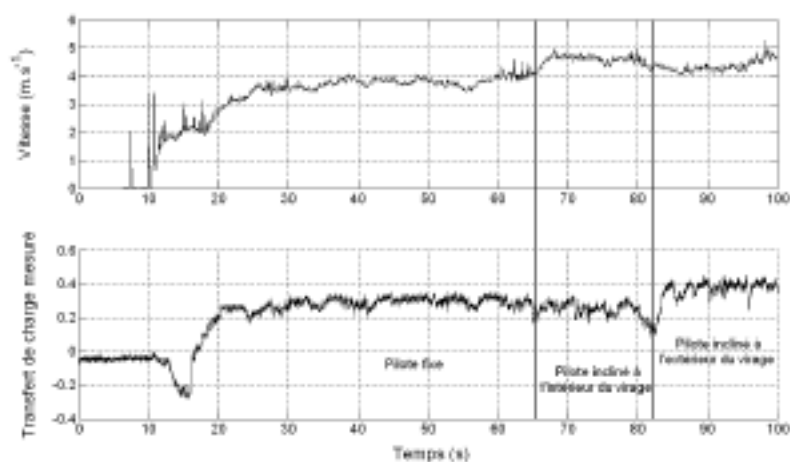
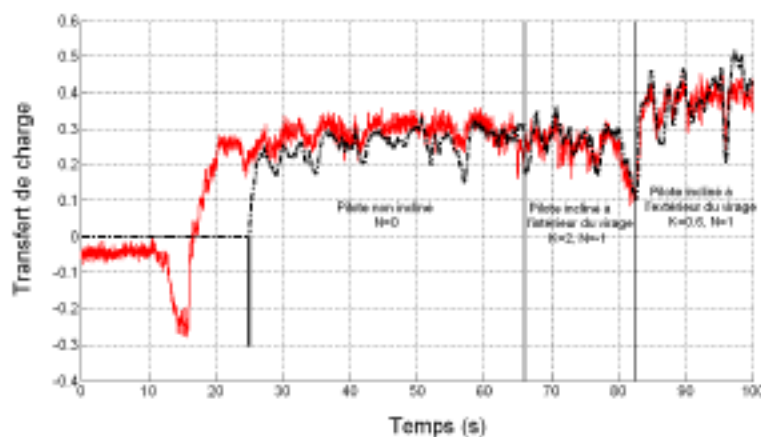


FIG. 4.13 – Evolution du transfert de charge lorsque le pilote s'incline.

Le calcul du transfert de charge à partir du modèle de roulis avec pilote a ensuite été réalisé. A partir de la vidéo de l'expérimentation, nous pouvons facilement nous rendre compte que les angles d'inclinaison du pilote sont différents suivant qu'il s'incline à l'intérieur ou à l'extérieur du virage, comme le montrent les Figures 4.14(b) et 4.14(c). Aussi le gain d'inclinaison K (voir section 2.4.4) a été fixé à $K = 2$ si le pilote s'incline à l'intérieur du virage et à $K = 0.6$ s'il s'incline à l'extérieur du virage. Les autres paramètres sont : $h_p = 0.75m$, $M_q = 220kg$, $M_p = 90kg$.



(a) Evolution du transfert de charge.



(b) Inclinaison à l'intérieur.



(c) Inclinaison à l'extérieur.

FIG. 4.14 – Reconstruction du transfert de charge lorsque le pilote s'incline.

Le TCL calculé (traits noirs interrompus) et le TCL mesuré (trait plein rouge) sont comparés sur la Figure 4.14(a). On remarque qu'avec les réglages proposés, le transfert de charge calculé est une bonne estimation du transfert de charge mesuré. Il est donc possible de prendre explicitement en compte l'attitude du pilote (qui reflète son degré de maîtrise) dans le calcul du TCL et donc dans l'indicateur de risque de renversement.

L'évolution de l'angle d'inclinaison du pilote, reconstruit à partir du modèle dynamique de roulis, est représentée sur la Figure 4.15.

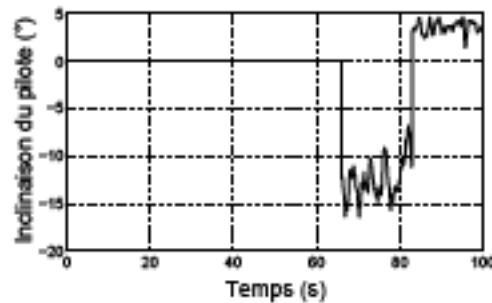


FIG. 4.15 – Evolution de l'angle d'inclinaison du pilote calculé avec le modèle de roulis modifié.

On retrouve bien que le pilote est plus incliné lorsqu'il se penche à l'intérieur du virage comme cela était observé sur la vidéo de l'expérimentation (voir Figure 4.14). Les choix proposés pour le gain d'inclinaison K permettent donc bien de rendre compte de ce comportement.

4.1.5 Conclusion

Les résultats des simulations avancées et des expérimentations en grandeur réelle présentés ci-dessus mettent en évidence que le modèle dynamique de roulis (alimenté par les variables fournies par l'observateur adapté) permet d'obtenir une bonne estimation du TCL , que ce soit en régime permanent ou transitoire, sur tout type de terrain et d'architecture de véhicule (type de suspensions, valeurs des paramètres géométriques...) une fois que ce dernier a été étalonné.

Néanmoins, l'estimation en ligne du TCL ne suffit pas pour prévenir le pilote des risques de renversement. En effet, même si le seuil critique de renversement est fixé à 0.8, l'intervalle de temps entre le moment où le TCL dépasse le seuil critique et le moment où le véhicule se renverse reste très court (quelques millisecondes, comme décrit sur la Figure 4.7). Qui plus est, le léger retard introduit par la modélisation en roulis (voir influence de b_p dans le chapitre 4.1.2) et l'estimation de C_e contribue à rendre cet intervalle de temps encore plus court.

Une anticipation, une prédiction du TCL apparaît donc nécessaire pour aider le pilote dans ses manœuvres, par exemple en émettant un signal suffisamment tôt, dès que le véhicule s'approche d'une situation à risque de renversement latéral. Ce même signal pourrait être utilisé pour déclencher une limitation automatique de la vitesse du véhicule. Ce signal est développé dans la section suivante et constitue l'indicateur de risque de renversement.

4.2 Indicateur de risque de renversement

4.2.1 Principe

Pour anticiper les zones à risque de renversement, caractérisées par une valeur de TCL supérieure au seuil critique désiré (dans nos travaux, le seuil critique est fixé à 0.8), il est proposé d'évaluer la valeur future du TCL , notée TCL_f , sur un horizon de prédiction H . Concrètement,

TCL_f est obtenu en entrant dans l'algorithme de calcul du TCL les valeurs prédites sur l'horizon H des variables d'entrée : vitesse linéaire au centre de l'essieu arrière, vitesse de lacet, angle de dérive globale. Pour prédire ces deux dernières variables, on considère que les conditions d'adhérence restent constantes dans le futur (i.e. C_e reste constant sur l'horizon de prédiction). Ce principe est décrit sur la Figure 4.16 et représenté sous forme de schéma bloc sur la Figure 4.17.

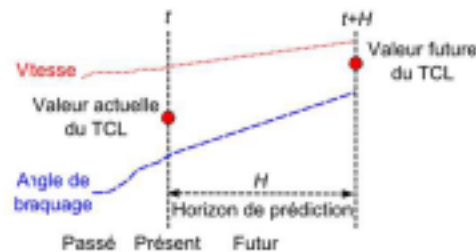


FIG. 4.16 – Principe de calcul des variables d'entrée futures.

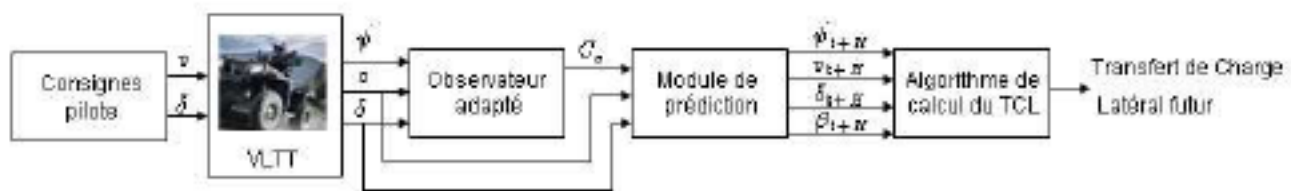


FIG. 4.17 – Principe de calcul de l'indicateur de risque de renversement latéral.

Les étapes successives pour évaluer TCL_f à l'instant présent, noté t , sont :

1. L'observateur adapté (voir la section 3.5) est utilisé pour estimer la valeur de la rigidité de dérive virtuelle C_e à partir des trois mesures disponibles (les valeurs présentes de la vitesse de lacet $\dot{\psi}(t)$, de la vitesse linéaire $v(t)$ et de l'angle de braquage $\delta(t)$).
2. Les valeurs futures de la vitesse $v(t+H)$ et de l'angle de braquage $\delta(t+H)$ sont extrapolées à partir de leur valeur courante ($v(t)$ et $\delta(t)$) et de la valeur de leur dérivée numérique à l'instant t ($\dot{v}(t)$ et $\dot{\delta}(t)$), comme représenté sur le schéma 4.16, sauf si les valeurs prédites tendent à diminuer la valeur du transfert de charge latéral futur. Dans ce cas, les valeurs actuelles ($v(t)$ et $\delta(t)$) sont conservées sur tout l'horizon de prédiction. Ceci peut être traduit par les relations suivantes :

$$v(t+H) = \begin{cases} v(t) + H \cdot \dot{v}(t), & \text{si } v(t) > 0 \text{ et } \dot{v}(t) > 0 \\ v(t) & \text{sinon} \end{cases} \quad (4.1)$$

$$\delta(t+H) = \begin{cases} \delta(t) + H \cdot \dot{\delta}(t), & \text{si } \delta(t) > 0 \text{ et } \dot{\delta}(t) > 0 \\ \delta(t) + H \cdot \dot{\delta}(t), & \text{si } \delta(t) < 0 \text{ et } \dot{\delta}(t) < 0 \\ \delta(t) & \text{sinon} \end{cases} \quad (4.2)$$

3. Les valeurs de $\beta(t+H)$ et $\dot{\psi}(t+H)$ sont alors calculées par intégration du modèle (2.36) en utilisant $v(t+H)$ et $\delta(t+H)$ et en considérant que la rigidité de dérive C_e est constante sur l'horizon H .

4. Ensuite, les valeurs prédites sont utilisées pour calculer la valeur future du transfert de charge latéral TCL_f .

Finalement, si le TCL_f est supérieur au seuil critique de renversement (i.e. $|TCL_f| \geq 0.8$), alors soit le pilote est prévenu d'un risque de renversement latéral du véhicule (e.g. signal sonore), soit des actions correctrices sont engagées (e.g. limitation de la vitesse).

4.2.2 Applications

4.2.2.1 Simulation avancée

L'indicateur de risque de renversement a été testé sur la seconde simulation présentée à la section 4.1.2. L'évolution du TCL_f prédit sur un horizon temporel de $0.5s$ est reportée en pointillés bleus sur la Figure 4.18. Elle est comparée, d'une part à l'évolution du TCL mesurée sous Adams et d'autre part à celle du TCL calculé en ligne, toutes deux précédemment représentées sur la Figure 4.5(b). On peut observer que le TCL_f atteint le seuil critique de renversement une seconde avant le TCL mesuré sur Adams, ce qui permet cette fois d'envisager le déploiement d'actions correctrices durant ce laps de temps et/ou l'envoi d'un signal au pilote afin que celui-ci modifie ses consignes (braquage et/ou vitesse du véhicule).

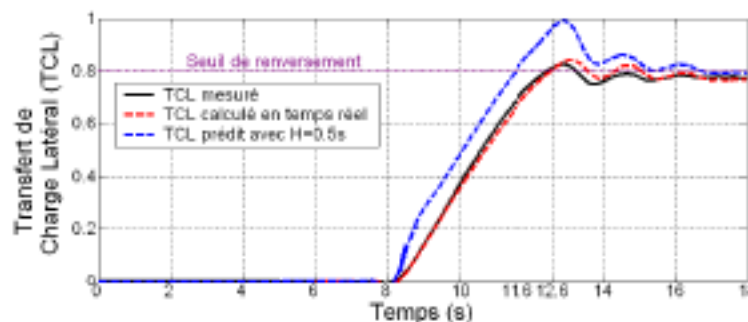


FIG. 4.18 – Transfert de charge latéral futur calculé en simulation.

4.2.2.2 Expérimentation réelle

L'indicateur de risque de renversement, toujours avec un horizon temporel $H = 0.5s$, a été calculé pendant l'essai réalisé avec le quad Kymco Mxer 150, décrit à la section 4.1.3. La valeur de l'horizon de prédiction est choisie en fonction du retard observé sur l'estimation du TCL à l'issue du réglage de l'amortissement b_r , ainsi qu'en fonction du temps de réaction du pilote puisque l'horizon de prédiction doit permettre d'anticiper suffisamment les variations du TCL pour que le pilote puisse corriger sa manœuvres en cours. La valeur $H = 0.5s$ permet d'assurer ces deux objectifs. L'évolution de l'indicateur est comparée sur la Figure 4.19 avec celle du TCL mesuré par les potentiomètres linéaires. Il peut être noté que le TCL_f permet effectivement d'anticiper les situations dangereuses puisque, dans chaque virage, l'indicateur dépasse le seuil critique de renversement (i.e. $|TCL_f| \geq 0.8$) quelques secondes avant le TCL mesuré.

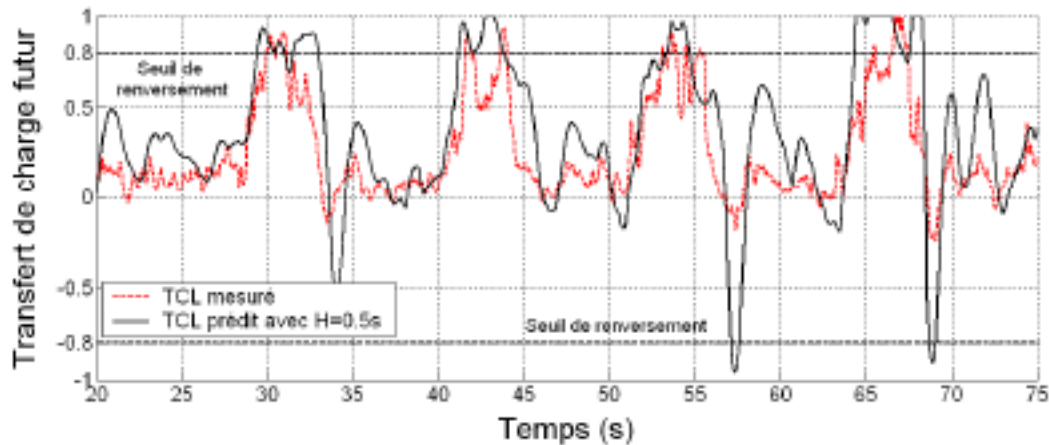


FIG. 4.19 – Transfert de charge latéral prédit lors de l'expérimentation.

Lorsque l'on compare les Figures 4.7 et 4.19, on peut noter également que la prédiction a augmenté de manière significative les dépassements observés à la fin de chaque virage. Cela est logique : lorsque la vitesse et/ou l'angle de braquage varient de manière rapide, les équations de prédiction (4.1)-(4.2) peuvent engendrer, pendant un temps très court, une surestimation des valeurs futures de ces variables et donc du TCL_f . Ce phénomène ne perturbe cependant pas le fonctionnement de l'indicateur de risque puisque la situation à risque qui le précédait a pu être correctement détectée.

4.2.3 Conclusion

L'indicateur de risque présenté dans cette section permet d'anticiper l'évolution du Transfert de Charge Latéral et ainsi de prévenir le pilote d'un risque de renversement latéral de son véhicule. En effet, les résultats des simulations avancées et des expérimentations réelles montrent que le TCL_f anticipe le dépassement du seuil critique de renversement quelques secondes avant que le TCL réel ne le fasse. Par conséquent, un signal (sonore, lumineux) peut être envoyé au pilote. A priori, des actions correctrices pourraient également être engagées à partir du moment où le véhicule est dans une situation critique de renversement. Malheureusement, il n'est pas possible de bâtir une loi de commande garantissant la stabilité du véhicule à partir de la seule donnée du TCL_f . De plus, les actionneurs qui permettraient de corriger la dynamique de l'engin, au vu des valeurs de l'indicateur de risque, sont trop encombrants et coûteux (suspensions actives, système de contre-poids) pour être installés sur un quad.

Par conséquent, nous proposons dans la section suivante de construire une loi de commande permettant de réguler l'évolution du TCL par le contrôle de la vitesse linéaire du centre de l'essieu arrière. Les risques de renversement latéral pourraient ainsi être évités grâce à ce système actif de sécurité.

4.3 Limitation du *TCL* par commande prédictive sur la vitesse

4.3.1 Introduction

Dans cette section, les techniques de commande prédictive sont utilisées pour anticiper les situations à risque de renversement latéral et maintenir le VLTT et son pilote dans un état sûr. Plusieurs informations sont disponibles pour mettre en place des actions anticipatives : d'une part, les variables d'entrée imposées par le pilote (vitesse, angle de braquage) sont connues, et d'autre part un modèle dynamique en roulis du véhicule a été construit (voir section 2.4). Ces deux éléments permettent de prédire l'évolution du *TCL* au cours du temps. Il est alors possible de construire une commande permettant de calculer en ligne la vitesse maximale admissible du véhicule qui conduirait à une situation à risque de renversement latéral compte tenu des consignes choisies par le pilote.

Les différentes techniques de commande prédictive susceptibles de s'appliquer au cas des VLTT sont tout d'abord recensées, puis compte tenu de la connaissance du modèle d'évolution du *TCL*, la notion de commande prédictive à modèle est privilégiée. L'action prédictive est appliquée à la commande de la vitesse linéaire du centre de l'essieu arrière du véhicule, dans le but de limiter l'évolution du *TCL* à l'intervalle $[-0.8, 0.8]$, mais l'algorithme de prédiction permet également de compenser les légers retards sur l'estimation directe du *TCL* induits par le coefficient d'amortissement b_p et l'estimation de la rigidité de dérive C_e .

Les équations de l'algorithme prédictif sont dans un premier temps détaillées pour le cas général d'un mouvement du véhicule sur un sol glissant, puis particularisées au cas du Roulement Sans Glissement (RSG). Enfin, les performances du système de sécurité actif ainsi proposé sont étudiées par l'intermédiaire de simulations avancées et d'essais réels.

4.3.2 Commande Prédictive Fonctionnelle (PFC)

4.3.2.1 Principe des commandes prédictives

C'est dans les années 1950 que les premiers principes prédictifs ont été proposés dans la littérature. Le prédicteur de Smith [Smi58] est considéré comme l'un des premiers algorithmes de ce type. Son principe, illustré sur la Figure 4.20, consiste à prédire la sortie du système avec une avance égale au retard pur estimé L . Cette sortie prédite est comparée à la consigne et le procédé peut donc être commandé avec anticipation, comme si le retard L n'existait plus. Une boucle externe permet de prendre en compte les erreurs éventuelles sur le modèle $\Gamma(p)$ et les perturbations affectant la sortie. Cette technique, devenue classique pour les systèmes à retard, est abondamment traitée dans la littérature (voir par exemple [Lar93]). Cependant, d'autres approches que les principes prédictifs peuvent également être proposés, voir [Ric03] où plusieurs de ces solutions sont comparées.

Dans notre cas, le problème ne se réduit pas à la compensation d'un retard pur, mais au calcul d'une variable de commande permettant d'atteindre un objectif dans le futur. Les premiers travaux sur la commande prédictive basés sur la connaissance d'un modèle et/ou de la consigne future (**Commande Prédictive à Modèle** - MPC) ont été présentés au milieu des années 80.

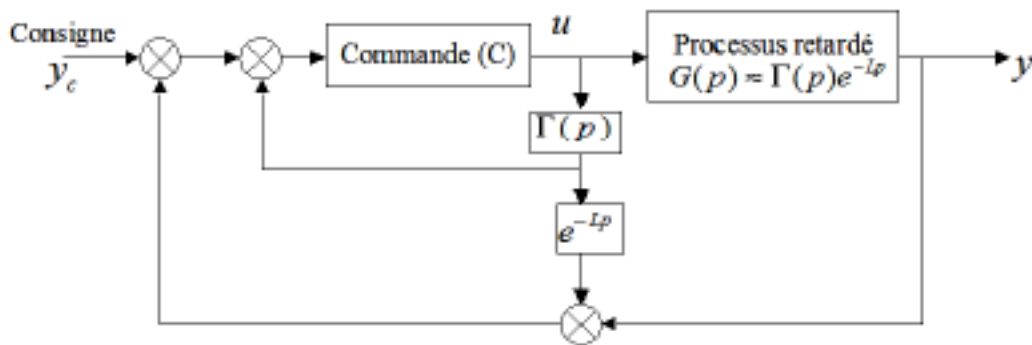


FIG. 4.20 – Principe du prédictif de Smith

Deux principes de base ont été proposés. En premier lieu, la **commande prédictive généralisée** (GPC, définie dans [Cla87] et avec des exemples d'application dans [Cla88]). Puis en second lieu, la **Commande Prédictive Fonctionnelle** (PFC) introduite par Richalet. L'ouvrage de référence [Ric93b] en définit les principaux principes et équations. Des applications sont alors proposées sur des cas concrets d'asservissement en milieu industriel dans [Ric93a].

Le principe général de la commande prédictive à modèle, rappelé dans [BD96], est représenté sur la Figure 4.21. Une étape essentielle pour ce type d'algorithme est la définition d'un horizon de prédiction fini (constant ou variable, noté H sur la Figure 4.21). Celui-ci détermine une fenêtre temporelle dans le futur, sur laquelle il est possible de prédire, moyennant la connaissance de la séquence future de commande, la sortie du processus (en utilisant pour cela le modèle d'évolution du système étudié). Considérant qu'il est possible sur l'horizon de prédiction d'accéder à la consigne qui sera imposée au système, l'objectif de la commande prédictive est alors de déterminer une séquence de commande « optimale » à appliquer sur l'horizon H , pour permettre à la sortie du processus de converger vers la consigne au terme de l'horizon de prédiction (soit vers la consigne à l'instant $n + H$). Il suffit ensuite d'appliquer au processus à l'instant n la première commande de la séquence ainsi calculée.

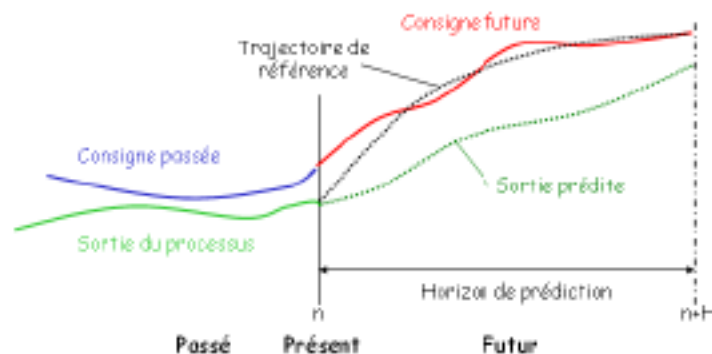


FIG. 4.21 – Principe de la commande prédictive.

Plus précisément, la séquence de commande à appliquer dans le futur est obtenue grâce à la minimisation d'un critère quadratique sur l'horizon H . La différence entre les deux techniques GPC et PFC est principalement liée à la nature du critère à minimiser, ainsi qu'à la structuration de la commande future calculée sur l'horizon de prédiction H . Les points suivants constituent les

grandes étapes caractérisant l'algorithme de la commande prédictive à modèle de façon générale, à un instant n considéré :

- Définition de l'horizon de prédiction sur lequel la consigne future peut être connue et la sortie du processus prédite grâce au modèle d'évolution.
- Choix d'une trajectoire de référence (ou comportement désiré) pour préciser comment la consigne future doit être ralliée.
- Calcul de la séquence future de commande, sur l'horizon H minimisant les écarts entre la sortie prédite sous l'effet de cette commande et la trajectoire de référence.
- Enfin le premier élément de la séquence de commande issue de la minimisation précédente est appliqué comme commande à l'instant présent n .

L'ensemble de ces étapes est ensuite répété pour l'instant suivant ($n + 1$).

Ce principe de commande peut sembler assez pénalisant du point de vue du temps de calcul. Cependant, beaucoup de paramètres de l'algorithme prédictif demeurent constants, car dépendant uniquement du modèle d'évolution. Par conséquent, de nombreux intermédiaires de calcul peuvent être déterminés une fois pour toutes. De plus, un choix judicieux pour la décomposition de la séquence de commande dans le futur permet également de diminuer largement le temps de calcul, comme nous le verrons par la suite. Enfin, le nombre de points de calcul, appelés points de coïncidence où est évalué le critère quadratique peut être fixé de façon indépendante vis-à-vis de l'horizon de prédiction.

Le principe de la commande prédictive apporte des améliorations significatives pour toutes les applications ayant trait à la poursuite de trajectoire et/ou à la compensation de retards purs. Des exemples récents sont présentés dans [VM05] et [Len05]. Cependant, une autre application de la commande prédictive consiste à utiliser ce principe pour calculer la variable de commande à appliquer au processus afin, de contraindre une variable d'état du modèle à évoluer dans un intervalle donné (voir [Ric93a]) ou suivant une contrainte donnée. C'est de cette manière qu'est utilisée la commande prédictive pour nos travaux.

La méthode PFC est tout d'abord appliquée pour commander un système linéaire du second ordre (section 4.3.2.2). L'objectif est d'illustrer le principe de la commande prédictive et les performances qui peuvent être atteintes. Puis, le principe PFC est appliqué à la section 4.3.3 pour garantir la stabilité latérale des VLTT.

4.3.2.2 Commande prédictive appliquée à un processus du second ordre

Modélisation On considère un système linéaire du second ordre défini par l'équation différentielle :

$$\ddot{x} + 2m\omega_0\dot{x} + \omega_0^2x = \omega_0^2u \quad (4.3)$$

où x est la variable de sortie, u l'entrée du modèle (c'est-à-dire la variable de commande), m l'amortissement du système et ω_0 sa pulsation propre. Cette équation différentielle peut se mettre sous la forme d'état suivante :

$$\dot{X} = AX + Bu = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -\omega_0^2 & -2m\omega_0 \end{bmatrix} X + \begin{bmatrix} 0 \\ \omega_0^2 \end{bmatrix} u \quad (4.4)$$

avec $X = (x, \dot{x})^T$.

Pour un amortissement $m = 0.7$ et une pulsation propre $\omega_0 = 6 \text{rad.s}^{-1}$, la réponse du système (4.4) à un échelon de consigne d'amplitude 10 est celle reportée sur la Figure 4.22 (le pas d'intégration est $T_e = 0.01 \text{s}$).

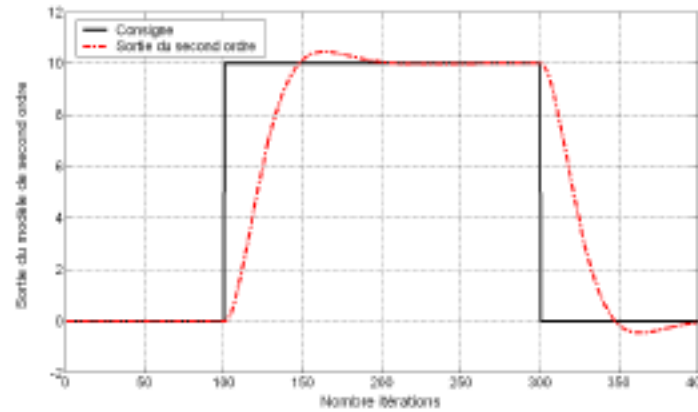


FIG. 4.22 – Sortie du modèle de second ordre.

Sur cette figure, on retrouve les valeurs attendues pour le dépassement et le temps de montée, ce qui se traduit par une réponse du système du second ordre très en retard par rapport à la consigne envoyée.

Application de la commande prédictive L'objectif de la commande prédictive consiste à minimiser le retard entre la sortie du modèle et la consigne désirée. Pour l'illustrer, le formalisme PFC (détaillé dans [Ric93b] et dans la section 4.3.3) a été appliqué au cas du modèle d'état du second ordre (4.4), en supposant que le modèle était parfait (i.e. le processus est identique au modèle) et en considérant que la consigne (échelon d'amplitude 10) est connue à l'avance. La méthode PFC permet alors de calculer une commande qui diminue le retard entre la sortie du processus et la consigne désirée, comme le montre la Figure 4.23. Sur cette figure, nous pouvons aussi visualiser la commande générée, qui commence à être appliquée en amont du changement de consigne.

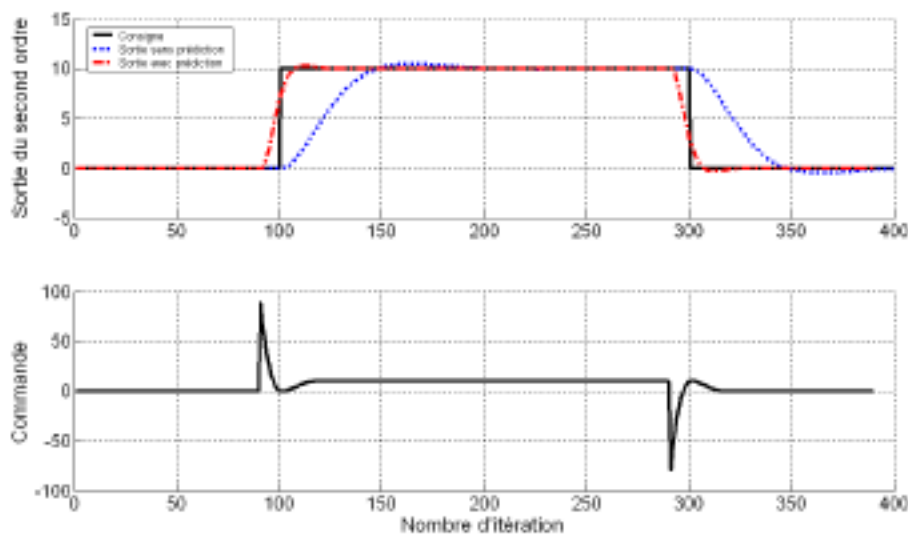


FIG. 4.23 – Sortie du modèle de second ordre - Commande PFC.

Comme illustré au travers de l'exemple précédent, la Commande Prédictive Fonctionnelle (PFC) permet de calculer la commande à appliquer au processus (en exploitant son modèle) pour qu'il puisse suivre au mieux une consigne connue à l'avance. C'est dans cet esprit que la méthode PFC est appliquée ci-dessous au cas de la stabilité latérale des VLTT.

4.3.3 Application à la stabilité latérale des VLTT

4.3.3.1 Objectif de la commande

Afin d'éviter les risques de renversement, la limitation du *TCL* (i.e. $|TCL| \leq 0.8$) à travers le contrôle de la vitesse d'avance du quad est étudiée. L'idée est de calculer à chaque instant la vitesse menant à une valeur du *TCL* égale au seuil critique de renversement à un moment dans le futur. Cette valeur peut alors être considérée comme la vitesse maximale admissible à l'instant courant (notée v_{max}) pour éviter le renversement latéral. Le calcul de v_{max} peut tout à fait être réalisé en suivant l'approche PFC, car d'une part un modèle d'évolution du *TCL* a été construit, et d'autre part la consigne future du *TCL* est connue, puisqu'il s'agit de la limite admissible $TCL = 0.8$. Le processus de limitation de la vitesse est décrit sur la Figure 4.24. Il se compose des étapes suivantes :

- L'algorithme de calcul de la vitesse maximale est représenté par le bloc "Commande Prédictive". Il délivre la valeur courante de v_{max} .
- Le bloc "Min" permet de générer la commande en vitesse linéaire de l'essieu arrière v_{entree} à appliquer au véhicule. Cette valeur est déduite de la comparaison entre la vitesse désirée par le pilote v_{pilote} et la vitesse maximale v_{max} : $v_{entree} = \min(v_{pilote}, v_{max})$.
- Les trois mesures décrites sur la Figure 4.24, i.e. v , δ et $\dot{\psi}$ sont alors utilisées pour estimer en ligne les paramètres de glissement et la rigidité de dérive globale à partir de l'observateur adapté présenté à la section 3.5, ou pour estimer les paramètres de glissement et les deux rigidités de dérive avant et arrière à partir de l'observateur mixte décrit à la section 3.6, s'il s'agit d'une application de suivi de trajectoire.
- Ensuite, la (ou les) rigidité(s) de dérive, la vitesse mesurée et l'angle de braquage mesuré sont utilisés pour calculer l'angle de roulis φ_v et le *TCL*, à partir du modèle de roulis du véhicule.
- Finalement, l'angle de roulis φ_v , les paramètres de glissement et l'angle de braquage sont utilisés dans le bloc "Commande Prédictive", afin d'obtenir la nouvelle valeur de la vitesse maximale v_{max} .

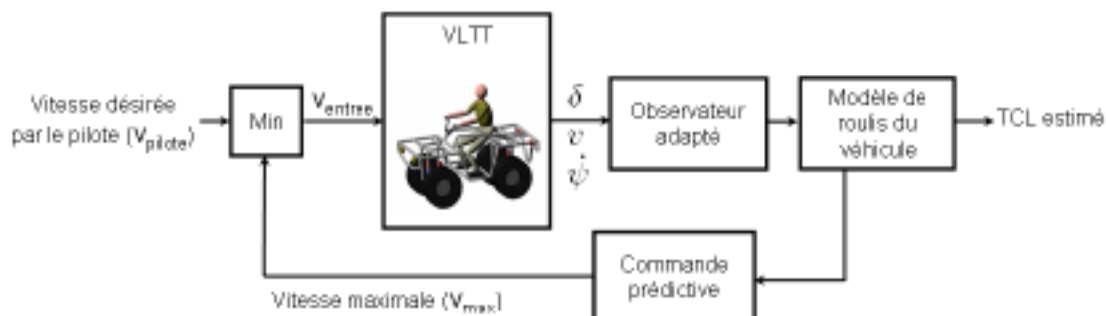


FIG. 4.24 – Principe de la commande prédictive appliquée aux VLTT.

4.3.3.2 Modélisation du processus - Modèle linéaire d'évolution de l'angle de roulis

Il a été montré à la section 4.1 que les équations analytiques non-linéaires (2.41), (2.42) et (2.50) issues du modèle dynamique en roulis du véhicule, fournissaient une très bonne estimation du *TCL*. Par conséquent, elles constituent le modèle du processus à réguler pour notre application.

Comme le montrent les équations (2.41) et (2.42), l'évolution du *TCL* ne dépend pas explicitement de la vitesse du véhicule : elle dépend de l'angle de roulis φ_v , et c'est l'évolution de cette variable qui dépend de v (via l'équation (2.50)). Aussi, nous proposons dans la suite d'utiliser v pour contrôler φ_v , et donc implicitement le *TCL*. L'équation différentielle sur l'angle de roulis (2.50) est cependant non-linéaire, alors que le formalisme PFC requiert un modèle d'état linéaire (voir [RAA⁺97], [VM05]). Donc, la première étape consiste à approximer l'équation (2.50) par une relation linéaire. Ci-dessous, φ_{vNL} et φ_{vL} désigneront respectivement l'angle de roulis fourni par l'équation non linéaire (2.50) et l'angle de roulis fourni par le modèle linéaire utilisé dans la commande prédictive, présenté ci-après.

Pour linéariser le modèle de roulis, on introduit les hypothèses suivantes :

1. Les angles de dérive sont relativement faibles, de sorte que la vitesse du CdR u est confondue avec celle de l'essieu arrière (i.e. $u \approx v$, voir (2.35)).
2. Les termes β et u varient lentement au cours du temps, par rapport à la variation de $\dot{\psi}$. Aussi, les termes $u\dot{\beta}\cos(\beta)$ et $\dot{u}\sin(\beta)$ sont négligeables devant $u\dot{\psi}\cos(\beta)$ (rapport de 50 entre les différentes quantités). Cette hypothèse a été vérifiée en simulation et en expérimentation. De plus, l'erreur introduite par ces hypothèses simplificatrices sur la valeur estimée de l'angle de roulis sera minimisée par l'emploi de la technique d'auto-compensation au sein même du calcul de la séquence de commande.

Ensuite, on peut déduire de (2.36) que la vitesse de lacet $\dot{\psi}$ est liée à la vitesse v par :

$$\dot{\psi} = v \left(\frac{\delta + \alpha_f - \alpha_r}{L} \right) \quad (4.5)$$

La linéarisation de (2.50) autour de $(\varphi_v, \dot{\varphi}_v) = (0, 0)$ conduit alors à :

$$\dot{\varphi}_{vL} = \frac{1}{h} \left[v^2 \cos(\beta) \left(\frac{\delta + \alpha_f - \alpha_r}{L} \right) - \left(\frac{k_r \varphi_{vL} + b_r \dot{\varphi}_{vL}}{mh} \right) \right] \quad (4.6)$$

En notant $X = (\varphi_{vL}, \dot{\varphi}_{vL})^T$ le vecteur d'état constitué de l'angle de roulis linéarisé φ_{vL} et de sa dérivée $\dot{\varphi}_{vL}$, et $w = v^2$ la commande, l'équation (4.6) peut se mettre sous la forme d'état suivante :

$$\dot{X} = AX + Bw = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ \frac{-k_r}{mh^2} & \frac{-b_r}{mh^2} \end{bmatrix} X + \begin{bmatrix} 0 \\ \cos(\beta) \left(\frac{\delta + \alpha_f - \alpha_r}{hL} \right) \end{bmatrix} w \quad (4.7)$$

Le calcul de la matrice de commandabilité de Kalman montre facilement que ce système est commandable dès que $\dot{\psi} \neq 0$, donc on ne peut pas contrôler l'angle de roulis en ligne droite. Par conséquent, proche des situations où le braquage est nul ($|\delta|$ inférieur à une certaine limite), l'algorithme de calcul PFC ne sera pas activé et $v_{entree} = v_{pilote}$. Cela ne pose pas de difficulté,

puisque les risques de renversement latéral sont alors négligeables.

Enfin, l'équation de sortie associée au système (4.7) est :

$$Y = CX = [1 \ 0] X \quad (4.8)$$

Le modèle d'état linéaire pour la commande prédictive est alors disponible.

4.3.3.3 Calcul de la vitesse maximale

L'algorithme PFC est maintenant appliqué au modèle linéaire (4.7) pour calculer la vitesse maximale v_{max} . Le principe de ce calcul est décrit sur la Figure 4.25. Brièvement, cela consiste à trouver la séquence de contrôle w permettant d'atteindre au mieux la cible future φ_{cible} après un horizon de prédiction H .

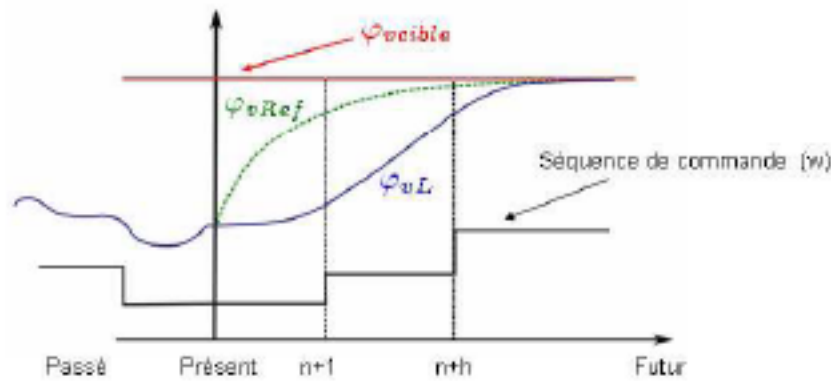


FIG. 4.25 – Principe du calcul de v_{max} .

Plus précisément, l'algorithme se décompose en plusieurs étapes qui sont détaillées dans les paragraphes suivants.

Calcul de la cible à atteindre La première étape consiste à calculer la valeur de l'angle de roulis, notée φ_{cible} , qui mène à une valeur en régime permanent du *TCL* égale au seuil critique de renversement de 0.8. En exploitant l'équation (2.44), on obtient directement l'expression suivante :

$$\varphi_{cible} = \pm \arcsin\left(\frac{0.8c}{2h}\right) \quad (4.9)$$

Trajectoire de référence L'étape suivante consiste à définir une trajectoire de référence, notée φ_{vRef} , permettant de rallier l'état actuel φ_{vNL} vers φ_{cible} sur l'horizon de prédiction. Typiquement, un premier ordre discret est utilisé :

$$\varphi_{vRef[n+i]} = \varphi_{cible} - \gamma^i \cdot (\varphi_{cible} - \varphi_{vNL[n]}) \quad (4.10)$$

Les indices $[n]$ et $[n+i]$ (avec $0 \leq i \leq h$) dénotent respectivement l'instant t et les instants successifs dans le futur jusqu'à $t+H$ (puisque $[n+h]$ correspond à l'instant $t+H$). Enfin γ est un paramètre (avec $0 < \gamma < 1$) qui permet de fixer le temps d'établissement pour que la trajectoire de référence atteigne la cible.

Critère de minimisation Avec les notations introduites précédemment, l'objectif de la commande prédictive fonctionnelle est de trouver une séquence de contrôle optimale $(w_{[n]}, \dots, w_{[n+h]})$, permettant à φ_{vL} d'atteindre $\varphi_{v\text{cible}}$ sur l'horizon de prédiction. Le critère d'optimalité est la norme du carré de la différence à chaque point de coïncidence entre la trajectoire de référence et la sortie prédite du processus. L'expression de ce critère, noté D , est :

$$D_{[n]} = \sum_{i=1}^h \left\{ \widehat{\varphi}_{vL}[n+i] - \varphi_{v\text{Ref}}[n+i] \right\}^2 \quad (4.11)$$

où $\widehat{\varphi}_{vL}[n+i]$ correspond à la sortie prédite du processus, obtenue à partir du modèle linéaire (4.7) et de la séquence de commande.

D'un point de vue physique, il s'agit de minimiser l'écart entre le comportement souhaité dans le futur et le comportement possible compte tenu du modèle de processus. Une représentation graphique du critère D est proposée sur la figure 4.26.

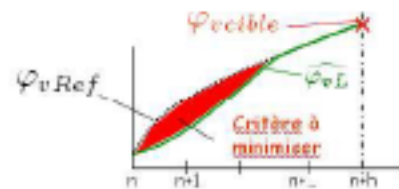


FIG. 4.26 – Représentation graphique du critère à minimiser

Structuration de la commande future Afin de pouvoir réaliser la minimisation du critère $D_{[n]}$ défini précédemment, une structure de commande doit être choisie. La séquence de commande future $(w_{[n+i]}, i \in [0, h])$ est donc définie comme une combinaison linéaire de fonctions choisies au préalable, appelées fonctions de base, indépendantes entre elles :

$$w_{[n+i]} = \sum_{k=1}^{n_B} \mu_{k[n]} w_{Bk[i]}, \quad 0 \leq i \leq h \quad (4.12)$$

où $\mu_{k[n]}$ sont les coefficients ajustés lors de la minimisation de $D_{[n]}$, n_B est le nombre de fonctions de base et w_{Bk} sont les fonctions de base.

Les coefficients $\mu_{k[n]}$ ne dépendent que de n (l'instant présent), ils sont constants sur l'horizon de prédiction. Par conséquent, le problème de minimisation revient à déterminer les coefficients $\mu_{k[n]}$ (avec $k \in [1, \dots, n_B]$) de la combinaison linéaire, plutôt que la séquence de commande elle-même.

Enfin, seule la première commande $w_{[n]}$ de la séquence $[w_{[n]}, w_{[n+1]}, \dots, w_{[n+h]}]$ sera appliquée au processus :

$$w_{[n]} = \sum_{k=1}^{n_B} \mu_{k[n]} w_{Bk[0]} \quad (4.13)$$

Par conséquent, l'équation (4.13) montre que le choix des fonctions de base doit assurer que l'une au moins des fonctions soit non nulle pour $i = 0$, i.e. il doit exister au moins un $k \in [1, \dots, n_B]$ tel que $w_{Bk[0]} \neq 0$. Pour garantir cela, classiquement, une base polynomiale est choisie :

$$w_{Bk[i]} = i^{k-1}, \quad \forall k \in [1, \dots, n_B] \quad (4.14)$$

Prédiction des valeurs de l'angle de roulis A partir du modèle d'évolution linéaire (4.7), la réponse prédite $\widehat{\varphi_{vL}[n+i]}$ du processus à l'instant $n+i$ est donnée par :

$$\widehat{\varphi_{vL}[n+i]} = C (A_d X_{[n+i-1]} + B_d w_{[n+i-1]}) \quad (4.15)$$

où A_d et B_d sont les matrices d'état discrètes déduites des matrices d'état continues (4.7), avec T_e la période d'échantillonnage :

$$A_d = e^{A T_e} \text{ et } B_d = A^{-1} (A_d - I) B \quad (4.16)$$

En utilisant une récurrence jusqu'à l'instant courant n , alors (4.15) devient :

$$\widehat{\varphi_{vL}[n+i]} = C A_d^i X_{[n]} + \sum_{j=1}^i C A_d^{i-j} B_d w_{[n+j-1]} \quad (4.17)$$

Le premier terme du second membre de l'équation (4.17) correspond à la réponse libre du modèle et le second au régime forcé, c'est-à-dire qu'il résulte de la commande w appliquée au système.

La structure de commande retenue consiste en une combinaison linéaire de fonctions de base. Par conséquent, en injectant (4.12) dans (4.17), cette dernière équation peut encore s'écrire comme :

$$\widehat{\varphi_{vL}[n+i]} = C A_d^i X_{[n]} + \mu^T(n) \widehat{\varphi_{vL}B[i]} \quad (4.18)$$

avec $\mu^T(n) = (\mu_{1[n]} \dots \mu_{n_B[n]})$ et :

$$\widehat{\varphi_{vL}B[i]} = \left[\sum_{j=1}^i C A_d^{i-j} B_d w_{B_1[n+j-1]} \quad \dots \quad \sum_{j=1}^i C A_d^{i-j} B_d w_{B_{n_B}[n+j-1]} \right]^T \quad (4.19)$$

Minimisation du critère En reportant (4.18) dans le critère à minimiser (4.11), celui-ci peut se ré-écrire comme :

$$D_{[n]} = \sum_{i=1}^h \left\{ \mu(n)^T \widehat{\varphi_{vL}B[i]} + C A_d^i X_{[n]} - \varphi_{vRef}[n+i] \right\}^2 \quad (4.20)$$

Enfin, si on note $d(n+i)$ la différence entre la trajectoire de référence et la réponse libre du système :

$$d(n+i) = \varphi_{vRef}[n+i] - C A_d^i X_{[n]} \quad (4.21)$$

alors, l'expression de $D_{[n]}$ devient :

$$D_{[n]} = \sum_{i=1}^h \left\{ \mu(n)^T \widehat{\varphi_{vL}B[i]} - d(n+i) \right\}^2 \quad (4.22)$$

L'objectif de la commande prédictive est alors de trouver le vecteur $\mu(n)$ (ou le scalaire si $n_B=1$) minimisant (4.22). Etant donné l'expression de $D_{[n]}$ (définie comme une paraboloïde), cette fonction admet un minimum lorsque sa dérivée partielle par rapport à la variable $\mu(n)$ s'annule, c'est-à-dire en dérivant (4.22), lorsque $\mu(n)$ vérifie :

$$\sum_{i=1}^h \left\{ \mu(n)^T \widehat{\varphi_{vL}B[i]} - d(n+i) \right\} \widehat{\varphi_{vL}B[i]} = 0 \quad (4.23)$$

L'expression (4.23) peut encore être ré-écrite comme suit :

$$R_2 \mu(n) - R_1 = 0 \quad (4.24)$$

avec :

$$\begin{aligned} R_1 &= \sum_{i=1}^h d(n+i) \widehat{\varphi_{vL}}_{B[i]} \\ R_2 &= \sum_{i=1}^h \widehat{\varphi_{vL}}_{B[i]} \widehat{\varphi_{vL}}_{B[i]}^T \end{aligned} \quad (4.25)$$

où R_1 est un vecteur de dimension $n_B \times 1$ et R_2 une matrice carrée de dimension n_B . En supposant que R_2 est inversible (ce qui est vrai dès lors que $\psi \neq 0$), alors la solution $\mu_{opt}(n)$ du problème de minimisation est :

$$\mu_{opt}(n) = R_2^{-1} R_1 \quad (4.26)$$

Comme mentionné précédemment, la commande à appliquer au système est uniquement la première de la séquence, à savoir $w_{[n]}$. En reportant (4.26) dans (4.13), on obtient donc au final :

$$\begin{aligned} w_{[n]} &= [\mu_{opt}(n)]^T [w_{B1[0]} \dots w_{Bn_B[0]}]^T \\ w_{[n]} &= \left[\left[\sum_{i=1}^h \left(\widehat{\varphi_{vL}}_{B[i]} \widehat{\varphi_{vL}}_{B[i]}^T \right) \right]^{-1} \sum_{i=1}^h \left(d(n+i) \widehat{\varphi_{vL}}_{B[i]} \right) \right]^T [w_{B1[0]} \dots w_{Bn_B[0]}]^T \end{aligned} \quad (4.27)$$

Si la séquence de commande optimale obtenue par minimisation de $D_{[n]}$ était appliquée sur l'horizon de prédiction, alors φ_{vL} et le *TCL* devraient respectivement atteindre φ_{vL}^{stable} et 0.8 à l'instant $t + H$. Par conséquent, le premier élément de la séquence de commande, i.e. $w_{[n]}$, est considéré comme la valeur de commande maximale. Donc la vitesse maximale admissible par le véhicule au temps courant $[n]$ est $v_{max} = \sqrt{w_{[n]}}$, sachant que la vitesse maximale est nécessairement positive.

Terme d'auto-compensation La linéarisation de l'équation (2.50) a introduit des approximations qui affectent les valeurs prédites de l'angle de roulis et donc du *TCL*. Afin de réduire l'influence de ces approximations, et améliorer la prédiction du *TCL*, l'une des possibilités consiste à introduire un terme d'auto-compensation dans le critère minimisé. Concrètement, on fait l'hypothèse que la différence sur l'horizon de prédiction entre les valeurs de l'angle de roulis fournies par le modèle (2.50) et le modèle linéaire (4.7) est constante et égale à la différence à l'instant courant (auto-compensation d'ordre 0) :

$$\widehat{e}_{[n+i]} = e_{[n]} = \varphi_{vNL[n]} - \varphi_{vL[n]}, \quad 1 \leq i \leq h \quad (4.28)$$

La minimisation n'est plus alors réalisée sur $D_{[n]}$, mais sur le nouveau critère $D_{2[n]}$:

$$D_{2[n]} = \sum_{i=1}^h \left\{ \widehat{\varphi_{vL}}_{[n+i]} + \widehat{e}_{[n+i]} - \varphi_{vRef[n+i]} \right\}^2 \quad (4.29)$$

La solution $\mu_{opt}(n)$ de ce nouveau problème d'optimisation s'obtient comme précédemment (seule l'expression de R_1 est changée).

En conclusion, l'algorithme PFC est caractérisé par deux paramètres réglables : le gain γ (qui donne la forme de la trajectoire de référence) et le nombre de points de coïncidence n_h .

4.3.4 Simulation à partir du modèle analytique

Dans cette section, les équations du modèle dynamique de véhicule (voir chapitre 2) ont été simulées à l'aide du logiciel Matlab. Dans ce cas précis, nous n'avons pas de mesures directes du

TCL (ou de valeurs simulées réalistes, comme c'est le cas pour les simulations avancées avec le logiciel Adams). Par conséquent, c'est le *TCL* simulé à partir des modèles non-linéaires de roulis et de lacet, couplés à un modèle de Pacejka pour le contact roue-sol, qui est considéré comme la valeur de référence notée $TCL_{stimule}$.

L'algorithme de limitation de la vitesse a été implémenté conformément au schéma de principe de la Figure 4.24, c'est-à-dire en utilisant l'observateur adapté (voir section 3.5), le modèle non-linéaire de roulis pour évaluer le *TCL*, noté TCL_{estime} et le modèle linéaire de roulis au sein de la commande prédictive.

Un scénario où le véhicule se renverse a été utilisé pour visualiser l'intérêt de la commande prédictive, ainsi que l'influence des différents paramètres de l'algorithme prédictif sur la commande générée et le *TCL* obtenu. Ce scénario est décrit par les consignes de vitesse et de braquage présentées sur la Figure 4.27. Il correspond au passage de trois virages successifs à la vitesse de 25 km.h^{-1} . Le renversement du véhicule doit intervenir dans le second virage où l'angle de braquage est le plus important ($\delta = 15^\circ$).

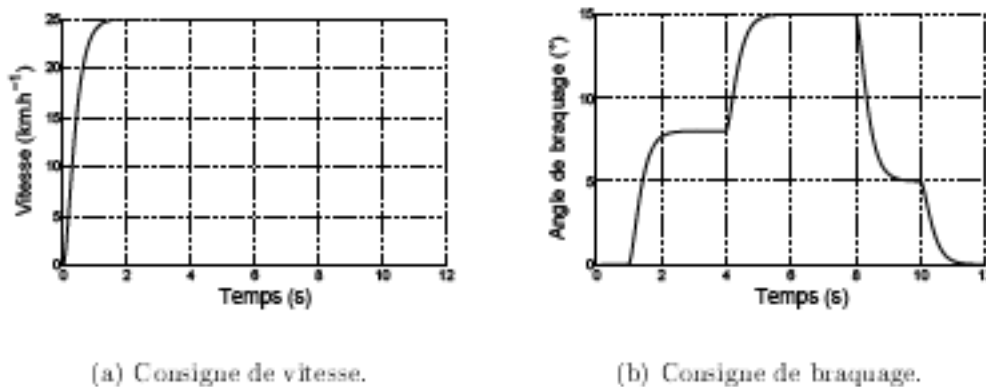


FIG. 4.27 – Consignes imposées pour l'évaluation de la commande prédictive.

Si la vitesse n'est pas limitée, alors le *TCL* de référence, i.e. $TCL_{stimule}$, présente l'évolution décrite sur la Figure 4.28. On visualise une situation de renversement à $t = 5\text{ s}$

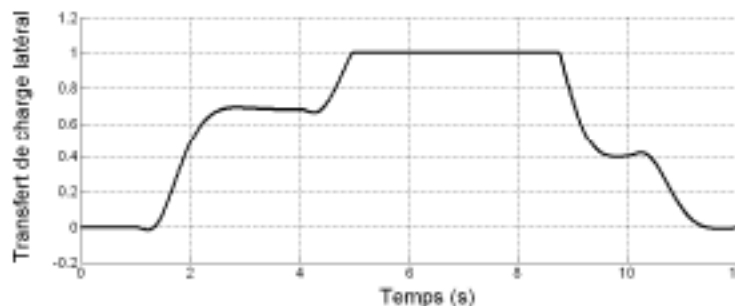


FIG. 4.28 – Transfert de charge latéral.

Les simulations suivantes présentent le comportement du véhicule lorsque l'algorithme prédictif est utilisé pour limiter la vitesse, avec un horizon de prédiction $H = 0.5\text{ s}$ sans auto-compensation (section 4.3.4.1) et avec auto-compensation (section 4.3.4.2)

4.3.4.1 Sans auto-compensation

Dans le cas d'une commande prédictive sans auto-compensation, les éléments négligés lors de la linéarisation du modèle de roulis (4.7) ont clairement une influence sur la valeur du TCL_{estime} : il n'est pas saturé à la valeur de consigne 0.8 lors des situations à risque de renversement, comme le montre la courbe en trait plein noir sur la Figure 4.29. On constate le même phénomène sur le $TCL_{stimule}$, tracé en traits rouges interrompus, qui remplace notre réalité terrain. Les différences entre TCL_{estime} et $TCL_{stimule}$, observées surtout au début et à la fin de chaque virage, sont dues au fait que le TCL_{estime} est calculé à partir de la rigidité de dérive adaptée C_e , qui présente un retard induit par l'adaptation en début et fin de virage.

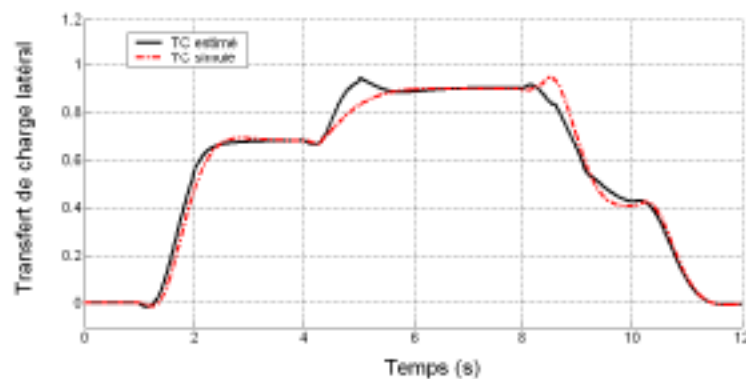


FIG. 4.29 – TCL avec algorithme prédictif sans auto-compensation.

La Figure 4.30 présente l'évolution de la commande en vitesse envoyée au véhicule (traits interrompus verts) qui correspond à chaque instant au minimum de la vitesse envoyée par le pilote (trait plein noir) et de la commande prédictive (traits interrompus rouges). On observe bien que le système de sécurité prend la main pendant le second virage. Notons aussi que proche d'une évolution en ligne droite, la commande prédictive ne peut être calculée (modèle (4.7) non commandable). Dans ce cas, v_{max} est fixée arbitrairement à 100km.h^{-1} .

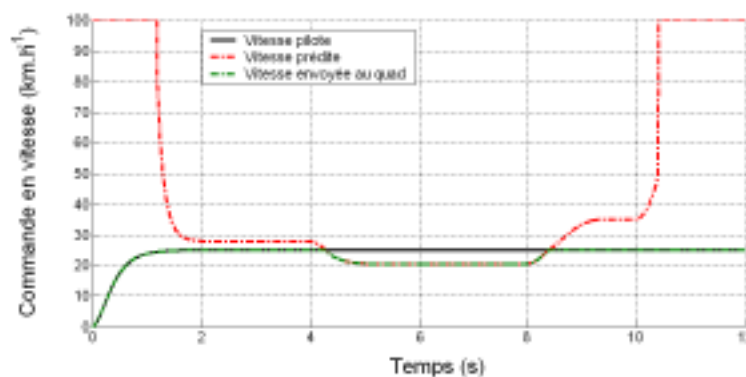


FIG. 4.30 – Commande en vitesse avec l'algorithme prédictif sans auto-compensation.

4.3.4.2 Avec auto-compensation

Dans cette simulation, les mêmes paramètres de commande prédictive ont été utilisés, mais l'auto-compensation d'ordre zéro a été incorporée, afin de minimiser les erreurs de modélisation. Dans ce cas, le TCL_{estime} se stabilise autour de la valeur attendue 0.8 lors du virage critique.

Les mêmes remarques que dans le paragraphe précédent peuvent être faites sur l'évolution du $TCL_{stimule}$ et sur les différences entre TCL_{estime} et $TCL_{stimule}$. En ce qui concerne l'évolution de la commande, elle est quasiment identique à celle de la Figure 4.30, mis à part que dans le virage critique, la vitesse issue de la commande prédictive avec auto-compensation se stabilise autour de $18.8km.h^{-1}$, alors que dans le cas de la commande sans auto-compensation, elle se stabilise autour de $20.3km.h^{-1}$

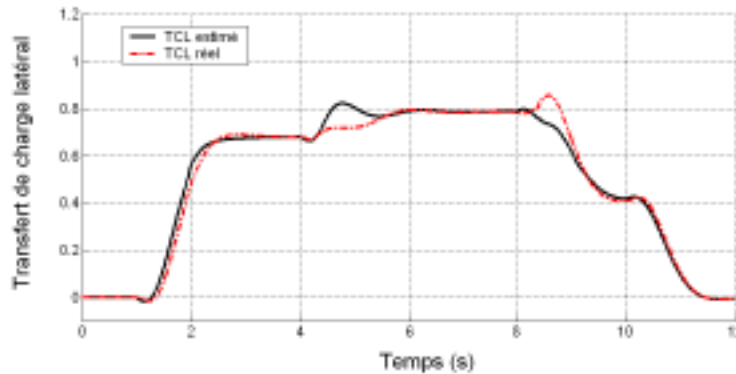


FIG. 4.31 – *TCL* avec algorithme prédictif et auto-compensation.

4.3.5 Résultats de simulations avancées

4.3.5.1 Principe

Le principe utilisé pour appliquer la commande prédictive au quad virtuel développé sous Adams consiste à coupler les deux logiciels Adams et Simulink. Le premier est utilisé pour générer un modèle dynamique multi-corps du véhicule, représenté sur la Figure 1.21, soumis à l'évolution de certaines variables, comme la vitesse linéaire au centre de l'essieu arrière, dont la commande est réalisée sous le second logiciel. La programmation de la boucle de commande est réalisée sous forme de schémas bloc dans Simulink, elle est alimentée par le biais de mesures réalisées directement sur le modèle dynamique d'Adams. Le schéma de couplage est représenté sur la figure suivante :



FIG. 4.32 – Couplage des logiciels Adams et Simulink.

4.3.5.2 Résultats dans le cas d'un Roulement Sans Glissement (RSG)

Simplifications à apporter à l'algorithme prédictif dans le cas RSG Dans le cas d'un roulement sans glissement, le principe de la commande prédictive représenté sur la Figure 4.24 peut être simplifié comme décrit sur la figure ci-dessous.

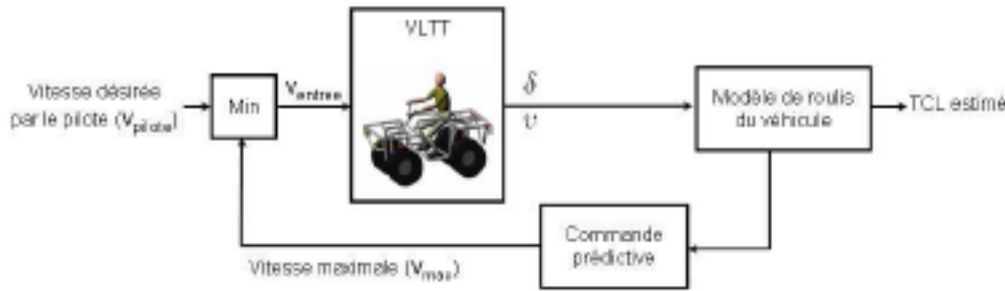


FIG. 4.33 – Principe de la commande prédictive appliquée aux VLTT - Cas du RSG.

On remarque que l'observateur adapté n'est bien sûr plus utilisé, et que seules deux des trois mesures nécessaires dans le cas avec glissement sont utilisées (la vitesse mesurée et l'angle de braquage mesuré), puisque s'il y a RSG, la vitesse de lacet est liée aux deux autres variables par la relation (2.28) rappelée ci-dessous :

$$\dot{\psi} = v \cdot \frac{\tan(\delta)}{L} \quad (4.30)$$

Enfin, dans le cas d'un RSG, l'équation différentielle sur l'angle de roulis qu'il est nécessaire de linéariser pour construire la commande prédictive, n'est plus l'équation (2.50) mais l'équation (2.40). En utilisant les mêmes hypothèses qu'à la section 4.3.3 et en remplaçant la relation (4.5) par (4.30), alors le modèle de roulis linéarisé autour de $(\varphi_v, \dot{\varphi}_v) = (0, 0)$ est désormais :

$$\ddot{\varphi}_{vL} = \frac{1}{h} \left[v^2 \left(\frac{\tan(\delta)}{L} \right) - \left(\frac{k_r \varphi_{vL} + b_r \dot{\varphi}_{vL}}{mh} \right) \right] \quad (4.31)$$

En notant comme précédemment $X = (\varphi_{vL}, \dot{\varphi}_{vL})^T$ le vecteur d'état et $w = v^2$ la commande, l'équation (4.31) peut s'écrire sous la forme d'état suivante :

$$\dot{X} = AX + Bw = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ \frac{-k_r}{mh^2} & \frac{-b_r}{mh^2} \end{bmatrix} X + \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{\tan(\delta)}{hL} \end{bmatrix} w \quad (4.32)$$

De la même manière que dans le cas général, on vérifie facilement que le système est commandable si $\delta \neq 0$, c'est-à-dire que l'on ne peut pas contrôler l'angle de roulis en ligne droite. L'équation de sortie est :

$$Y = CX = [1 \ 0] X \quad (4.33)$$

Ensuite, le calcul de la commande prédictive, et donc de la vitesse maximale admissible dans le cas du RSG, s'effectue de la même manière que dans le cas général, en utilisant cette fois l'équation (2.40) pour le calcul de φ_{vNL} , et le modèle linéaire (4.32) pour le calcul de φ_{vL} .

Résultats Les consignes de vitesse et de braquage imposées au quad virtuel sont représentées sur la Figure 4.34.

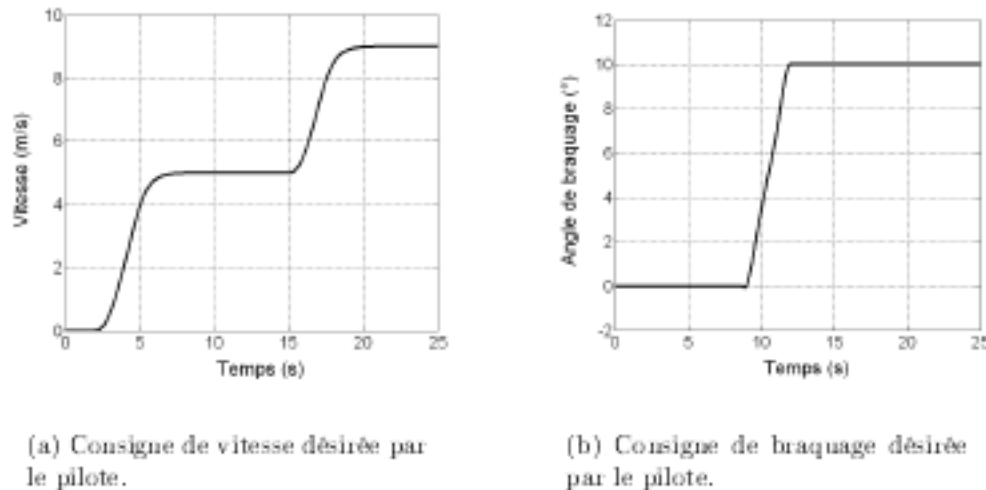


FIG. 4.34 – Consignes imposées pour l'évaluation de la commande prédictive sur le quad virtuel avec RSG.

L'algorithme prédictif de limitation de la vitesse a été appliqué avec un horizon de prédiction $H = 1s$, 10 points de coïncidence (i.e. $h = 10$), $\gamma = 0.2$ pour le calcul de la trajectoire de référence et enfin le critère incorporant l'auto-compensation.

La Figure 4.35 présente l'évolution au cours du temps des variables de vitesse (vitesse désirée par le pilote en pointillés bleus, vitesse maximale admissible en rouge et vitesse d'entrée appliquée sur le quad en pointillés verts) et la Figure 4.36 montre l'évolution au cours du temps du *TCL* dans le cas où la commande prédictive est utilisée (noir) et dans le cas où la vitesse désirée par le pilote est directement appliquée en entrée du quad (rouge).

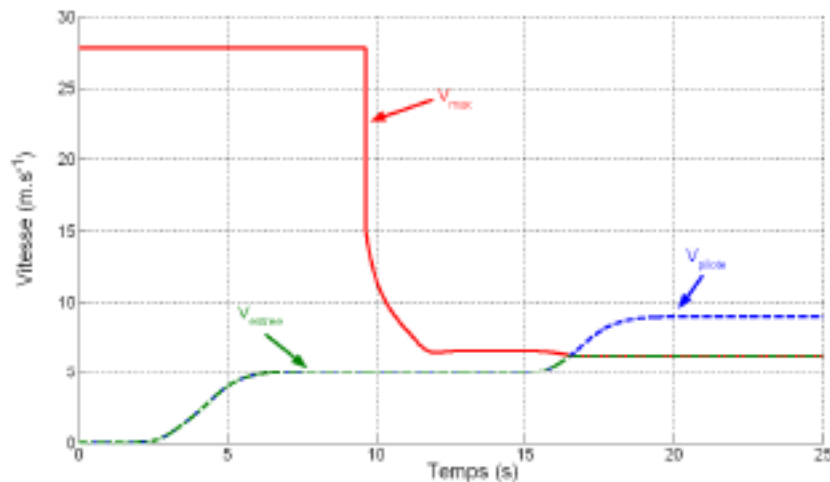
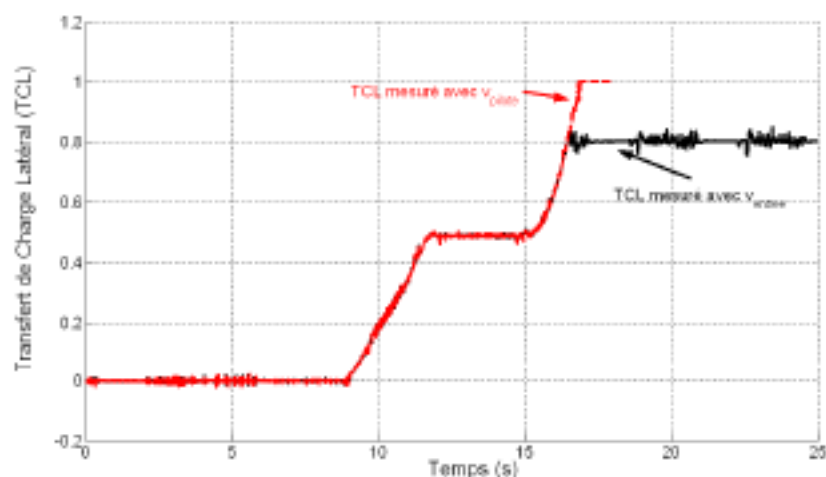
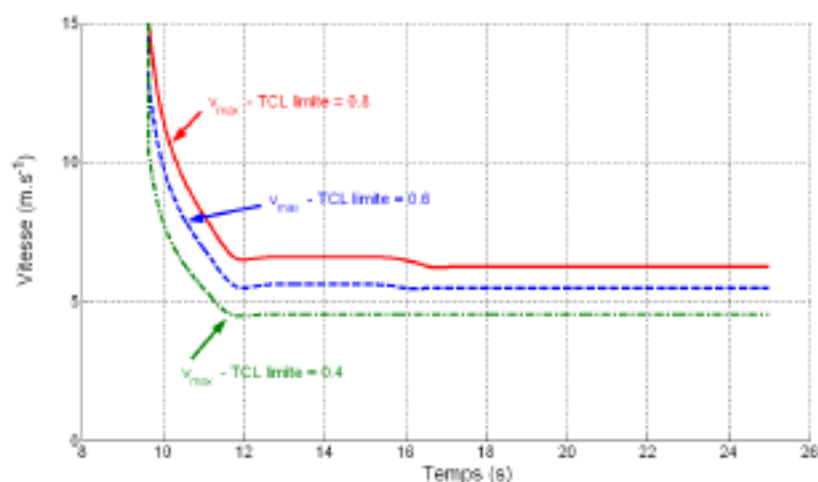
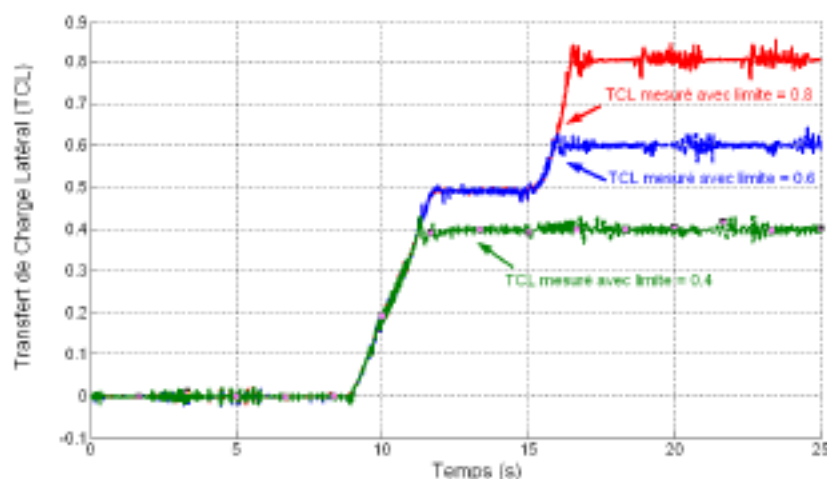


FIG. 4.35 – Evolution des variables de vitesse - Cas du RSG.

Sur la Figure 4.36, on constate que lorsque la commande prédictive est utilisée, le *TCL* converge comme désiré vers le seuil 0.8, le renversement latéral est évité. A l'inverse, lors du virage critique, lorsque la vitesse du pilote est envoyée directement au quad, le *TCL* dépasse le seuil critique et le véhicule se renverse à $t = 18s$.

FIG. 4.36 – Evolution du TCL - Cas du RSG.

Toujours avec les consignes de la Figure 4.34, d'autres simulations ont été réalisées en modifiant le seuil critique du TCL . Trois seuils ont été testés : 0.8 ; 0.6 ; 0.4. Les résultats sont présentés sur les Figures 4.37 (évolution des vitesses maximales) et 4.38 (évolution du TCL).

FIG. 4.37 – Evolution des vitesses maximales - Cas du RSG - Variation du seuil du TCL .FIG. 4.38 – Evolution du TCL - Cas du RSG - Variation du seuil du TCL .

Sur cette dernière, on vérifie que, quelle que soit la valeur critique spécifiée pour le *TCL*, l'algorithme de commande prédictive calcule à chaque fois la vitesse maximale menant à la valeur désirée lors des situations à risque de renversement. Ceci valide, en simulation avancée, les performances de l'algorithme PFC.

4.3.5.3 Résultats dans le cas où le véhicule glisse

Pour la simulation en présence de glissement, les consignes de vitesse et de braquage imposées au quad virtuel sont celles représentées sur la Figure 4.39 et le sol correspond à un sol humide constitué d'herbe.

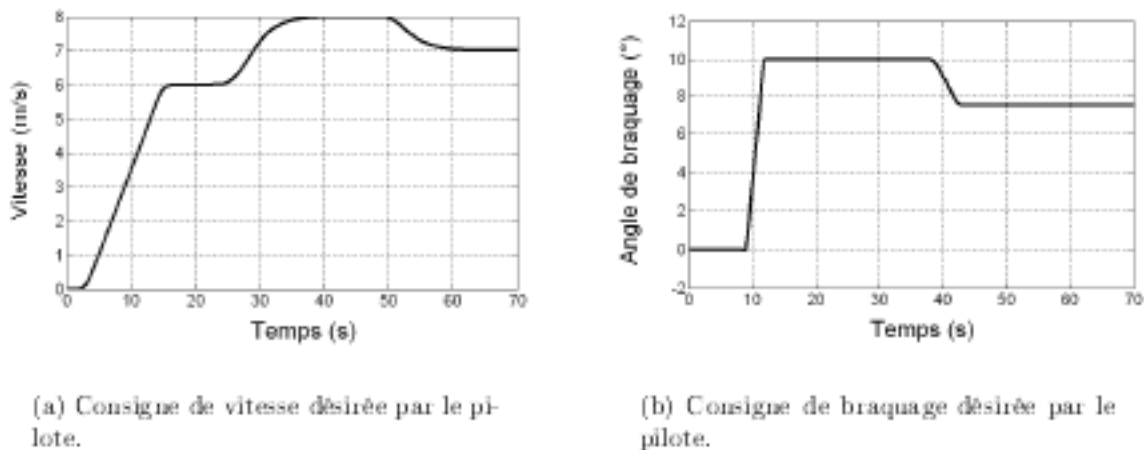


FIG. 4.39 – Consignes imposées pour l'évaluation de la commande prédictive sur le quad virtuel en présence de glissement.

L'algorithme prédictif de limitation de la vitesse a été appliqué avec les mêmes paramètres que dans le cas du RSG. Les résultats sont présentés sur les Figures 4.40 et 4.41 : le premier décrit l'évolution au cours du temps des variables de vitesse (vitesse désirée par le pilote en pointillés bleus, vitesse maximale admissible en rouge et vitesse d'entrée appliquée sur le quad en pointillés verts) et le second montre l'évolution au cours du temps du *TCL* dans le cas où la commande prédictive est utilisée (noir) et dans le cas où la vitesse désirée par le pilote est directement appliquée en entrée du quad (rouge).

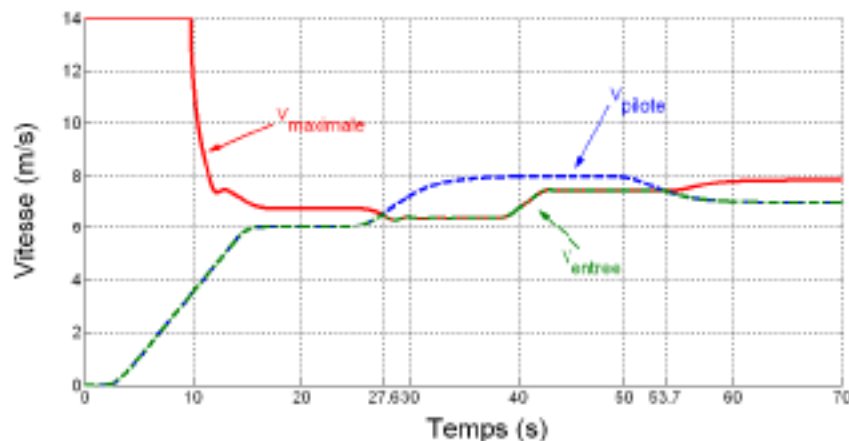
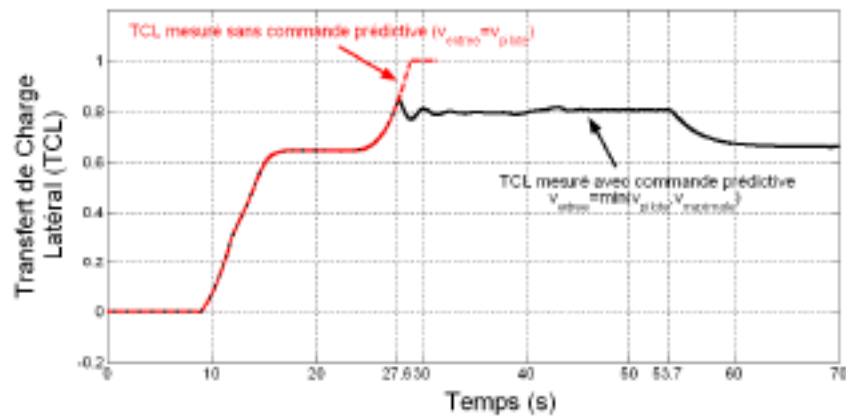
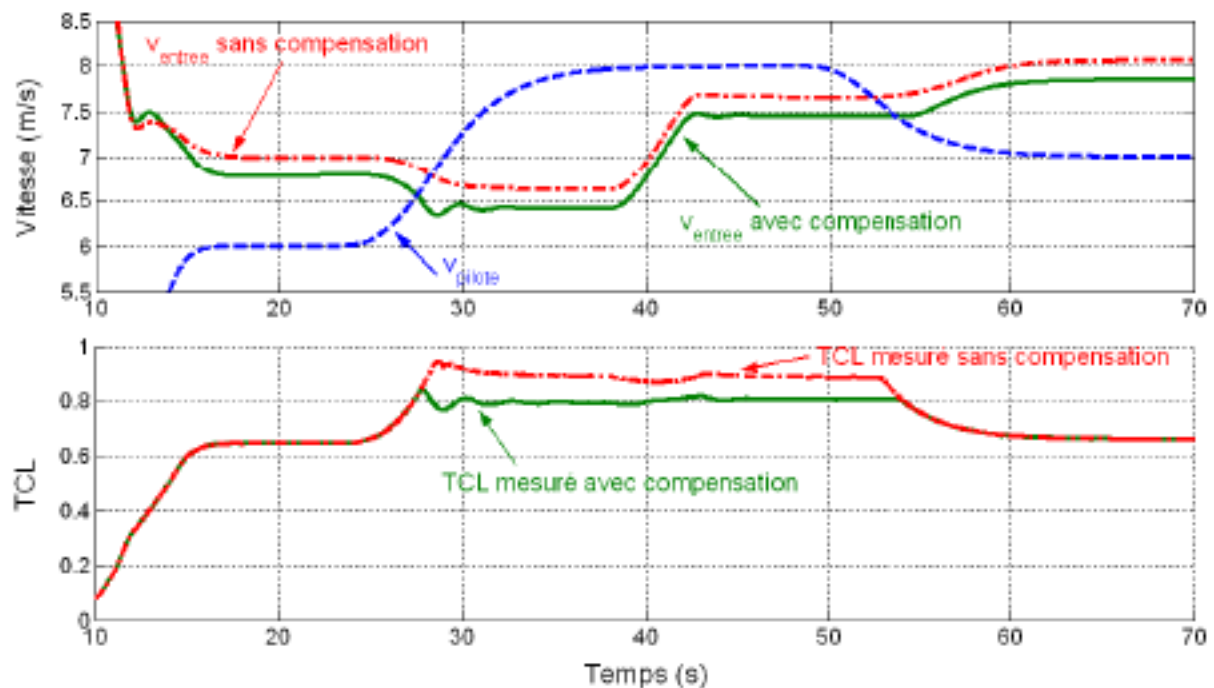


FIG. 4.40 – Evolution des variables de vitesse, en présence de glissement.

FIG. 4.41 – Evolution du TCL en présence de glissement.

Sur la Figure 4.41, on constate que lorsque la vitesse du pilote est excessive et envoyée directement au quad, le TCL dépasse le seuil critique et le véhicule se renverse à $t = 30s$. A l'inverse, lorsque la technique de commande prédictive est utilisée, le renversement est évité, puisqu'entre $t = 27.6s$ et $t = 53.7s$, le TCL mesuré se stabilise sur le seuil critique 0.8.

FIG. 4.42 – Evolution des vitesses et du TCL avec et sans auto-compensation en présence de glissement.

Enfin, la Figure 4.42 montre l'évolution du TCL mesuré suivant que l'auto-compensation est utilisée ou non dans l'algorithme prédictif. On peut remarquer que l'auto-compensation est indispensable pour assurer la convergence du TCL vers le seuil critique de 0.8. En effet, sans auto-compensation, le modèle interne de la commande prédictive n'est plus recalé sur le modèle non linéaire plus précis de calcul du TCL et celui-ci converge alors vers 0.9. Ceci montre l'importance d'incorporer à chaque instant l'erreur de sortie entre le modèle linéaire interne de la commande prédictive et le modèle non-linéaire, pour le calcul de la vitesse maximale admissible par le véhicule.

4.3.6 Résultats expérimentaux

Les résultats présentés dans cette section sont issus d'expérimentations réalisées sur le robot mobile "RobuFast" décrit à la section 1.6.1.2.

Pour pouvoir mettre en œuvre expérimentalement l'algorithme prédictif de limitation de la vitesse, les paramètres géométriques et dynamiques du véhicule doivent être mesurés. De même, les paramètres de son modèle de roulis doivent être identifiés en utilisant le protocole décrit dans la section 2.5. Néanmoins, le véhicule n'a pas pu être doté de capteurs permettant la mesure du *TCL*, et la procédure d'identification n'a donc pas pu être menée. Par conséquent, ce sont des paramètres arbitraires (mais cohérents avec les caractéristiques du véhicule) que nous avons utilisés pour les paramètres \mathbf{h} et \mathbf{k}_v . Ce choix nous a permis d'obtenir de premiers résultats expérimentaux afin de valider les développements théoriques de la commande prédictive.

Tout d'abord, une trajectoire de référence a été enregistrée manuellement (représentée en traits interrompus noirs sur la Figure 4.43 : elle est composée d'une ligne droite puis d'un virage dont le rayon de courbure constant est de 4.5m . Sur cette même Figure 4.43, le trait plein rouge représente la trajectoire réellement suivie par le robot, lorsque le suivi de trajectoire est réalisé avec une vitesse de consigne (il n'y a pas de pilote) $v_{\text{consigne}} = 6\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$: celle-ci reste très proche de la trajectoire de référence, puisque l'algorithme de suivi de trajectoire bénéficie de l'observateur mixte développé à la section 3.6.

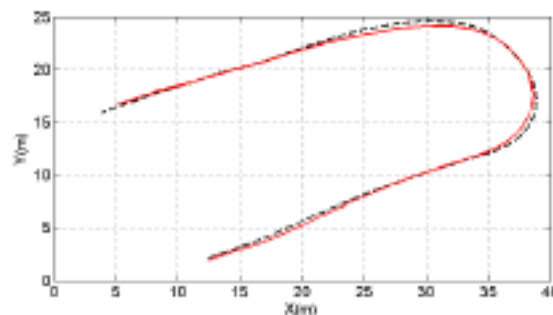


FIG. 4.43 – Trajectoire suivie pour la validation expérimentale de l'algorithme de prédiction.

Concrètement, deux tests ont été réalisés : le premier a consisté en un suivi de la trajectoire de référence sans utiliser la commande prédictive. À l'inverse, le second essai a été réalisé avec la technique de commande prédictive avec auto-compensation, $H = 1\text{s}$, 10 points de coïncidence, $\gamma = 0.2$ et un seuil critique de 0.35.

La Figure 4.44 montre l'évolution au cours du temps de la vitesse mesurée v_{m1} lorsque le suivi est réalisé sans le contrôle de la vitesse ($v_{m1} \approx v_{\text{consigne}} \approx 6\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ après le temps de montée du bas niveau) en traits interrompus noirs, la vitesse maximale v_{max} (calculée avec l'algorithme PFC) en trait plein rouge et la vitesse de l'essieu arrière v_{m2} mesurée sur le véhicule (en traits interrompus verts) lorsque le contrôle de la vitesse est activé. Comme décrit dans la section 4.3.3, v_{m2} est supposée être égale au minimum de v_{consigne} et v_{max} . Par conséquent, entre $t = 0\text{s}$ et $t = 5.8\text{s}$, v_{m2} est égale à v_{consigne} . Puis, entre $t = 5.8\text{s}$ et $t = 9.2\text{s}$ (i.e. pendant le virage) la vitesse envoyée en entrée du véhicule est la vitesse maximale calculée par l'algorithme de prédiction. Cependant, un retard est introduit entre la vitesse envoyée en entrée du véhicule et la vitesse réellement mesurée, par le bas niveau qui gère la commande de la vitesse. En effet,

celui-ci a un comportement proche de celui d'un modèle linéaire du second ordre avec un temps de montée important. Par conséquent, bien que la vitesse envoyée en entrée du véhicule est v_{maz} dès $t = 5.8s$, ce n'est qu'après $t = 7.8s$ que la vitesse mesurée v_{m2} est relativement bien superposée avec v_{maz} . Finalement, après $t = 9.8s$, v_{maz} est supérieure à la vitesse de consigne $v_{consigne}$, de sorte que $v_{consigne}$ est appliquée en entrée de l'engin, puis après le temps de montée du bas niveau (i.e. au delà de $t = 13s$), la vitesse mesurée v_{m2} converge bien vers $v_{consigne}$.

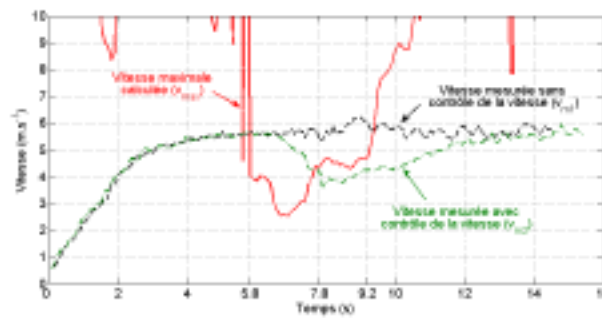


FIG. 4.44 – Comparaison des vitesses pendant l'expérimentation sur RobuFast.

La Figure 4.45 montre l'évolution au cours du temps du TCL obtenue sans le contrôle de la vitesse (en traits interrompus noirs) et celle du TCL obtenue lorsque la commande prédictive est utilisée (en trait plein rouge). Sur cette figure, le TCL obtenu dans le premier cas est largement supérieur au seuil critique de 0.35. A l'inverse, après le temps de montée du bas niveau (après $t = 8s$), le TCL mesuré dans le second cas converge vers le seuil de 0.35.

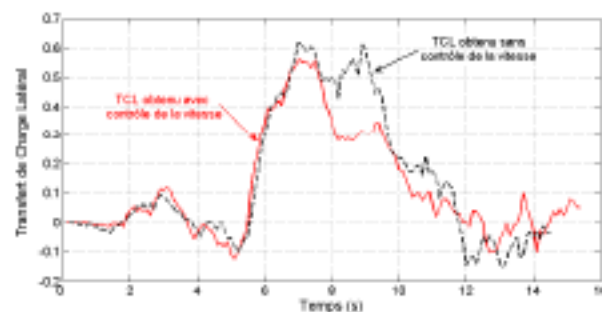


FIG. 4.45 – TCL mesuré lors de l'expérimentation avec RobuFast.

4.4 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté les résultats relatifs à l'estimation, à l'anticipation et à la régulation du TCL d'un véhicule. La première partie, consacrée à l'estimation en ligne du TCL , a permis de valider le modèle dynamique de véhicule au travers de simulations avancées et d'expérimentations en grandeur réelle. Le modèle dynamique proposé permet d'obtenir une bonne estimation du TCL simulé (cas des simulations avancées) et du TCL mesuré (cas des expérimentations réelles).

Néanmoins, la valeur estimée du TCL ne suffit pas pour développer un système de sécurité. En effet, dans le cas de situations critiques, il serait impossible uniquement avec la valeur estimée du TCL de prévenir le pilote ou d'engendrer des actions correctrices avant que le phénomène de

renversement n'ait lieu, car ce phénomène est beaucoup trop rapide. Par conséquent, un indicateur de risque, basé sur une anticipation des consignes d'entrée désirées par le pilote (vitesse, angle de braquage) a été développé. Le principe de prédiction et la rigidité de dérive estimée par l'observateur adapté développé au chapitre 3 permettent d'anticiper les variations du *TCL* de quelques secondes et ainsi de prévenir le pilote du risque de renversement latéral.

Cet indicateur de risque de renversement ne peut cependant être utilisé pour générer des actions correctrices sans ajouter de nouveaux actionneurs sur le véhicule trop encombrants et trop coûteux pour des VLTT. Aussi, un nouveau système de sécurité actif, basé sur le calcul de la vitesse maximale admissible par le véhicule, a été développé. Celui-ci consiste à utiliser le modèle dynamique d'évolution de l'angle de roulis afin de réguler l'évolution du *TCL*. Basé sur le principe de Commande Prédictive Fonctionnelle (PFC), le *TCL* est contraint d'évoluer dans un domaine restreint (i.e. $-0.8 \leq TCL \leq 0.8$) grâce à la limitation de la vitesse du centre de l'essieu arrière, assurant ainsi la stabilité dynamique latérale du véhicule. Finalement, cet outil a été validé par le biais de simulations avancées et d'expérimentations réelles sur un robot mobile dédié au suivi de trajectoire (dans ce cas c'est l'observateur mixte cinématique et dynamique du chapitre 3 qui a été utilisé pour alimenter l'algorithme de commande prédictive).

Chapitre 5

Conclusion générale

Cette thèse, qui s'est déroulée au sein de l'unité de recherche TSCF du Cemagref de Clermont-Ferrand en étroite collaboration avec les autres laboratoires de la fédération de recherche TIMS (et notamment le LASMEA), avait pour objectif premier la réalisation d'un système d'aide à la conduite des engins légers tout-terrain par le biais d'un indicateur de risque de renversement, capable de prévenir le pilote des situations à risque. Le deuxième objectif consistait à réaliser cette fois un système de sécurité actif capable de maintenir le véhicule et son pilote dans un état sûr.

Pour répondre à ces demandes, dans ce mémoire, plusieurs algorithmes dédiés à l'étude, à la mesure et au maintien de la stabilité latérale des Véhicules Légers Tout Terrain (VLTT - soumis à des perturbations telles que glissements, effets induits par le pilote, etc.) ont été développés.

5.1 Bilan des travaux réalisés

5.1.1 Etude préliminaire du phénomène de renversement latéral

Pour répondre à l'objectif de la thèse, le point de départ de notre étude a consisté à dresser une liste des critères de stabilité développés dans le milieu routier, afin de choisir le plus apte à mesurer la stabilité dynamique latérale d'un VLTT de faibles dimensions, à partir d'un système de perception peu encombrant et peu coûteux (i.e. l'objectif est de pouvoir réaliser l'intégration sur un véhicule de type quad). Notre choix s'est porté vers le critère de stabilité appelé Transfert de Charge Latéral (*TCL*). En effet, celui-ci ne requiert l'utilisation que de trois capteurs bas coût (un capteur d'angle de braquage, un gyromètre pour mesurer la vitesse de lacet du véhicule, et un radar à effet Doppler pour la mesure de la vitesse linéaire) et de faibles dimensions. Ce critère a alors été utilisé afin de caractériser le phénomène de renversement latéral et d'étudier l'ensemble des paramètres qui l'influencent. Pour cela, des premières simulations avancées ont été réalisées sous le logiciel Adams à l'aide d'une maquette numérique de quad. Nous avons pu mettre en évidence le fait que la voie, la hauteur du CdG, la dynamique du pilote et le phénomène de glissement sont des paramètres importants qui influencent largement le comportement dynamique latéral de l'engin. L'objectif de la suite de notre étude a donc consisté à bâtir des modèles analytiques prenant en compte ces paramètres, et capables de calculer en ligne la valeur du *TCL* d'un VLTT.

5.1.2 Modélisation et caractérisation du renversement latéral des VLTT

Les modèles analytiques proposés pour calculer en ligne la valeur du *TCL* ont été développés pour deux situations : soit le véhicule roule sans glisser sur le sol, soit le véhicule glisse. Le premier modèle développé (cas du Roulement Sans Glissement - RSG) permet d'identifier les paramètres géométriques du modèle dynamique du véhicule. Après cette identification, les mesures de vitesse et d'angle de braquage permettent de calculer en ligne la valeur du *TCL* dans le cas RSG. La comparaison des valeurs calculées aux valeurs simulées (cas de la maquette virtuelle) et aux valeurs mesurées (cas des expérimentations) a permis de valider le modèle obtenu après calibration des paramètres.

Puis les équations différentielles décrivant l'évolution du véhicule sur un sol glissant ont été développées. Celles-ci rendent possible par l'intermédiaire d'un modèle de contact roue-sol simple et avec peu de paramètres, l'estimation en ligne du *TCL* sur tout type de sol.

5.1.3 Observation du glissement

Un premier type d'observateur a été construit à partir du modèle dynamique en lacet du véhicule et d'un modèle linéaire de pneumatique. Ce premier estimateur, exploitant les trois mesures v , δ et $\dot{\psi}$ (respectivement vitesse linéaire au centre de l'essieu arrière, angle de braquage et vitesse de lacet) et reposant sur l'hypothèse de conditions de contact fixes et connues, permet de calculer avec précision le *TCL* tant que le véhicule évolue sur le type de sol dont les caractéristiques sont bien celles décrites dans l'observateur.

Néanmoins, cette condition n'étant que rarement satisfaite en pratique, nous avons développé un second type d'estimateur où la rigidité de dérive du modèle linéaire de pneumatique est adaptée en ligne. Par conséquent, cet observateur est capable de rendre compte des variations de conditions d'adhérence et aussi de représenter à la fois la zone linéaire du contact roue-sol et les zones de non-linéarité de ce contact. Ce second observateur fournit des paramètres de glissement très pertinents et bien appropriés pour le calcul en ligne du *TCL*. De surcroît, son réglage est simplifié par rapport à un observateur classique (puisque'il s'adapte aux conditions d'adhérence) et comme le premier observateur, celui-ci n'utilise que les trois mesures citées plus haut.

Enfin, dans le cas particulier où le véhicule effectue un suivi de trajectoire, des mesures supplémentaires permettent de réaliser l'estimation indépendante des rigidités de dérive des pneumatiques avant et arrière. Aussi, si la tâche principale visée est le suivi d'une trajectoire définie à l'avance, ce dernier observateur peut être utilisé pour alimenter avec des variables de glissement encore plus pertinentes les algorithmes de commande mais aussi les algorithmes de calcul du *TCL*.

5.1.4 Indicateur de risque et système de sécurité actif dédié aux VLTT

En injectant les données estimées par l'observateur adapté dans le modèle dynamique de véhicule, le critère de stabilité (i.e. le *TCL*) peut être évalué en ligne. Les simulations avancées

et les expérimentations réelles ont permis de valider l'estimation de ce critère sur tout type de sol.

Puis, afin de prévenir le pilote des risques de renversement de sa machine, un indicateur de risque de renversement, basé sur l'anticipation du TCL via la prédiction des entrées du pilote (vitesse, angle de braquage), a été réalisé. Il prend bien sûr en compte la valeur du paramètre de glissement estimé à partir de l'observateur adapté. Cet indicateur permet d'anticiper les variations du TCL de quelques secondes, de sorte que le pilote peut être prévenu des risques de renversement latéral.

Puis, au final, nous avons proposé dans ce mémoire, un système de sécurité actif dédié à la stabilité latérale des VLTT. Cette solution a été développée à partir des techniques de commande prédictive fonctionnelle. A partir d'un modèle en roulis linéarisé, la vitesse maximale amenant le TCL à un seuil critique (e.g. $|TCL| = 0.8$) au terme d'un horizon de prédiction H donné, est calculée en ligne. La commande de vitesse finalement envoyée au véhicule est alors choisie comme le minimum entre la consigne de vitesse désirée par le pilote et cette vitesse maximale calculée, ce qui permet d'assurer la stabilité latérale du véhicule. Les simulations avancées et les expérimentations réelles réalisées ont permis de valider ce système de sécurité.

5.2 Transfert technologique et valorisation industrielle

Une partie des algorithmes définis dans ce mémoire peut être utilisée dans l'optique d'une application industrielle. En effet, les expérimentations réelles menées sur l'utilisation de l'indicateur de risque de renversement latéral pour signaler le risque au pilote permettent d'entrevoir une possible industrialisation du système. En ce qui concerne le système de sécurité actif, le transfert technologique n'est pas encore possible : il nécessite des réglages ainsi que la mise en place d'actionneurs capables de commander la vitesse du véhicule. A terme, les algorithmes de calcul et de commande décrits dans ce mémoire pourront être adaptés à d'autres engins évoluant en milieu naturel, agricole ou non (quelques champs d'application peuvent être évoqués, comme les robots d'exploration, des véhicules d'entretien des espaces verts). Ce portage est relativement facile car, comme il a été décrit précédemment, seul quelques paramètres géométriques et dynamiques du véhicule doivent être fournis comme paramètres du modèle.

5.3 Limitations et perspectives

Les travaux de thèse présentés ici ouvrent, outre sur les opportunités de valorisation industrielles, sur des perspectives de travaux de recherche plus approfondis et/ou sur de nouvelles voies de recherche.

5.3.1 Prise en compte des irrégularités du sol

Une des limitations des techniques présentées ici réside dans le fait que les modèles dynamiques utilisés ont été construits et validés, pour l'instant, uniquement pour des sols plats. Par conséquent, l'indicateur de risque de renversement et le système de sécurité ainsi développés, ne peuvent être utilisés actuellement que sur des sols ne présentant que très peu d'irrégularités. Pour

pouvoir étendre ces résultats aux terrains quelconques, il faut envisager d'intégrer de nouveaux capteurs, afin d'obtenir en avance des informations sur la géométrie du terrain. L'utilisation d'un observateur dédié à l'estimation de la pente du sol peut être une possibilité.

5.3.2 Prise en compte du pilote dans l'algorithme de limitation de la vitesse

Pour l'instant, seul le calcul en ligne du *TCL* et de l'indicateur de risque de renversement est réalisé en prenant en compte les différents comportements possibles du pilote. A l'inverse, le système de sécurité actif considère que le pilote est solidaire de sa machine et qu'il n'engendre pas de perturbations dynamiques sur le comportement latéral de son véhicule. Par conséquent, afin d'adresser ce problème, les techniques de commande prédictive doivent être étendues pour pouvoir calculer en ligne la vitesse maximale admissible par l'ensemble véhicule/pilote. De même, une instrumentation plus évoluée devra être utilisée afin d'évaluer de manière plus précise le comportement dynamique latéral du pilote dans les modèles de calcul du *TCL* et de la commande (capteurs de force sous les pédales, sous le siège, combinaison inertielle...).

5.3.3 Mise en place de nouveaux actionneurs innovants

Bien que le système de sécurité actif permette de limiter l'évolution du *TCL* par le biais de la régulation de la vitesse, il est évident que l'intégration du pilote dans la technique de commande prédictive permettrait de mettre en place un autre type de commande afin de maintenir l'évolution du *TCL* dans un intervalle donné. En particulier, l'inclinaison latérale du buste du pilote au travers d'une selle articulée pourrait être envisagée.

5.3.4 Extension au cas du renversement longitudinal

Les travaux réalisés dans cette thèse concernent uniquement l'évitement du renversement latéral de l'engin. Cependant, le renversement longitudinal est aussi une situation à risque très dangereuse en VLTT. Par conséquent, une des perspectives envisagées à la suite de cette thèse est d'adapter les algorithmes développés au cas du renversement longitudinal.

Annexe A

Maquette de quad virtuel

Dans cette annexe, les principales caractéristiques de la maquette de quad virtuel sont exposées, ainsi que des résultats obtenus en simulation lors de la validation de son comportement cinématique et dynamique.

A.1 Description de la maquette

Le quad virtuel utilisé pour valider les développements et algorithmes proposés a été conçu sous le logiciel Adams commercialisé par la société MSC Software. Ce logiciel est largement utilisé dans l'automobile et l'aéronautique. La Figure A.1 présente l'architecture retenue, décrite dans le paragraphe 1.6.1.1 : le quad virtuel comporte des suspensions indépendantes de type McPherson à l'avant et à l'arrière, un différentiel à l'arrière et une chaîne de transmission composée de joints de cardan. La direction du véhicule est paramétrée à partir de la position de la liaison pivot de direction et de l'épure de Jeantaud [Hal95], qui s'appuie sur des considérations géométriques et cinématiques en virage. Enfin, le contact roue/sol utilisé est de type impact pour les efforts normaux (paramétré par une raideur et un amortissement) et de type Coulomb (basé sur la vitesse de glissement au point de contact) pour les efforts de friction. Enfin, un pilote a été conçu pour être intégré à la maquette numérique et peut être incliné latéralement dans les virages.

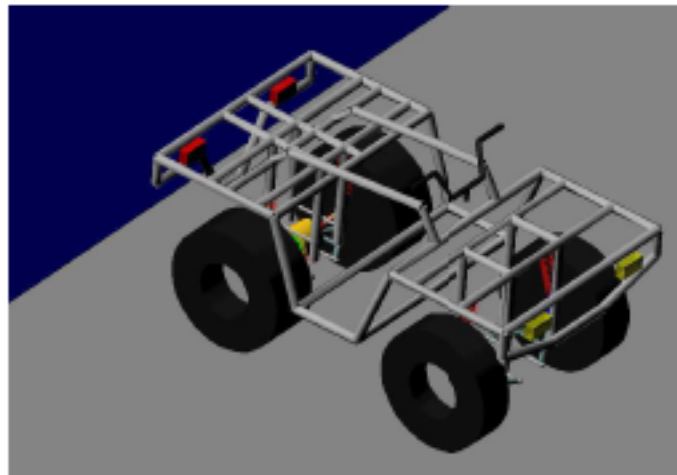


FIG. A.1 – Maquette virtuelle de quad.

L'objectif de la suite de cette annexe est alors de présenter quelques résultats de validation du comportement du véhicule.

A.2 Validation du comportement

Dans cette partie, trois types de résultats sont présentés. En premier lieu, les différents éléments de conception du véhicule sont validés, puis le comportement cinématique en virage est étudié, avant de finir par la validation du comportement dynamique de la maquette numérique.

A.2.1 Eléments de conception

Les différents éléments qui constituent le véhicule (direction, suspension, différentiel...) ont été testés pour vérifier le bon fonctionnement de chacun d'eux. Dès lors, la direction du véhicule a été validée en mesurant l'angle de braquage de chacune des roues, ainsi que l'angle de braquage désiré (qui correspond à l'angle de braquage de la roue avant du modèle bicyclette). Puis, à partir des formules de calcul des angles des roues gauche et droite (voir l'épure de Jeantaud et le modèle d'Ackermann [Hal95]), les valeurs théoriques des angles de braquage de chacune des roues ont été comparées aux valeurs mesurées sur la maquette. La Figure A.2 permet de visualiser à la fois les valeurs théoriques et les valeurs mesurées dans le cas où l'angle de braquage désiré est de 10° , et montre que la direction du quad virtuel présente parfaitement le comportement souhaité.

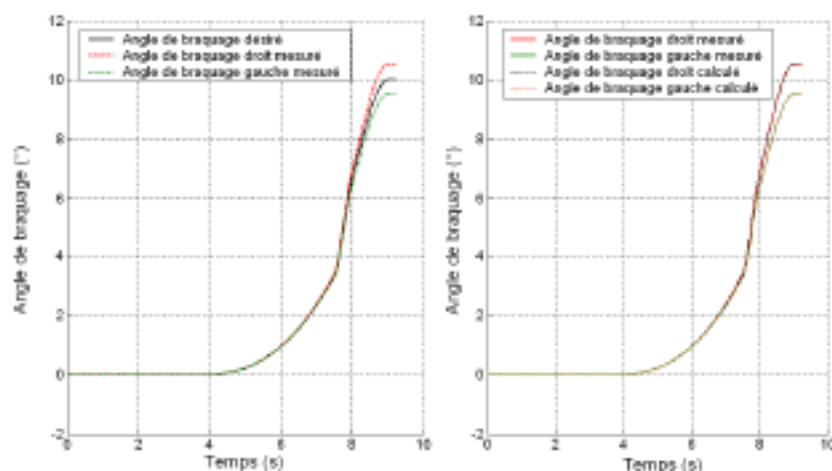


FIG. A.2 – Validation de la direction du véhicule virtuel.

De la même manière, l'ensemble des autres éléments de conception a été validé (suspension, contact roue-sol, différentiel) et leurs comportements vérifiés.

A.2.2 Comportement cinématique

D'un point de vue cinématique, les cas d'études présentés dans la Table A.1 ont été simulés afin de vérifier la validité (en régime permanent et dans le cas d'un roulement sans glissement) de la relation cinématique suivante :

$$\psi = \frac{v \cdot \tan(\delta)}{L} \quad (\text{A.1})$$

où $\dot{\psi}$ représente la vitesse de lacet, v la vitesse de l'essieu arrière et δ l'angle de braquage. De plus, pour chacun de ces essais, nous avons pris soin de vérifier que la vitesse de l'essieu arrière est quasiment alignée avec l'axe d'avancement du véhicule ($v = v_x$), c'est-à-dire que la vitesse latérale du centre de l'essieu arrière est nulle (i.e. $v_y = 0$).

TAB. A.1 – Evolution des variables cinématiques de la maquette numérique.

Vitesse ($m.s^{-1}$)	Angle de braquage ($^{\circ}$)	$\dot{\psi}$ calculé ($^{\circ}/s - 1$)	$\dot{\psi}$ mesuré ($^{\circ}/s - 2$)	Erreur entre (1) et (2) (%)	$\max(v_y)$ ($mm.s^{-1}$)
6	10	47.2	46	2.5	10
6	8	39.4	37	6	10
5	8	31.4	30.6	2.5	7
6	6	28.2	27.5	2.5	7
4	6	18.7	18.5	1	4
3	6	14	13.9	0.7	3.5
5	4	15.6	15.4	1.2	7.3
4	4	12.5	12.32	1.4	3.3
6	2	9.35	9.22	1.4	6.6

On peut remarquer que les erreurs entre vitesse de lacet mesurée et vitesse de lacet calculée sont relativement faibles ($<5\%$). De plus, le maximum de la vitesse latérale du centre de l'essieu arrière reste très faible pour chaque essai ($<0.01 m.s^{-1}$). La maquette numérique est donc valide en régime permanent d'un point de vue cinématique. De la même manière, la relation cinématique A.1 a été vérifiée en régime transitoire. La Figure A.3 montre à la fois l'évolution de la vitesse de lacet mesurée au cours du temps et l'évolution de la vitesse de lacet théorique calculée en fonction de la vitesse et de l'angle de braquage mesurés sur le véhicule, en utilisant la relation (A.1).

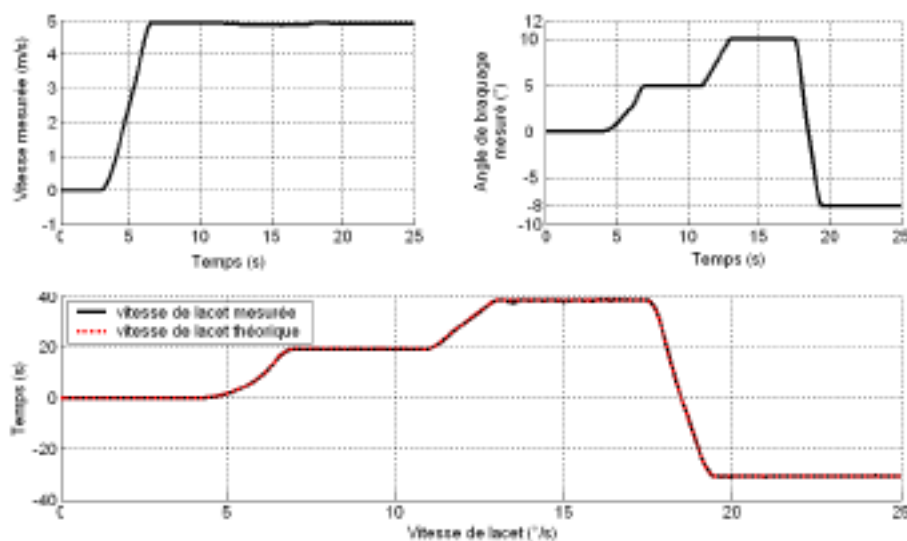


FIG. A.3 – Evolution des vitesses de lacet calculée et mesurée sur sol adhérent.

Sur cette figure, les vitesses de lacet théorique et calculée sont relativement bien superposées,

ce qui permet de valider également le comportement cinématique de la maquette numérique dans les phases transitoires.

A.2.3 Comportement dynamique

Du point de vue de la dynamique du véhicule, principalement deux variables ont été étudiées. D'une part, la relation théorique sur l'accélération latérale :

$$a_y = v \cdot \dot{\psi} = v^2 \cdot \frac{\tan(\delta)}{L} \quad (\text{A.2})$$

où a_y représente l'accélération latérale au centre de l'essieu arrière a été vérifiée. Ainsi, comme pour la validation cinématique, la Table A.2 présente les valeurs en régime permanent de l'accélération latérale calculée et de l'accélération latérale mesurée au centre de l'essieu arrière. On peut constater que la relation (A.2) est très bien satisfaite.

TAB. A.2 – Evolution des variables dynamiques de la maquette numérique.

Vitesse ($m.s^{-1}$)	Angle de braquage ($^{\circ}$)	a_y calculé ($m.s^{-2}$ - 1)	a_y mesuré ($m.s^{-2}$ - 2)	Erreur entre (1) et (2) (%)
6	10	4.95	4.82	2.5
5	10	3.43	3.3	3.8
4	10	2.2	2.1	4.5
6	8	3.94	3.9	1
5	8	2.74	2.66	3
6	6	2.95	2.92	1
6	4	1.96	1.92	2
5	4	1.36	1.35	0.7

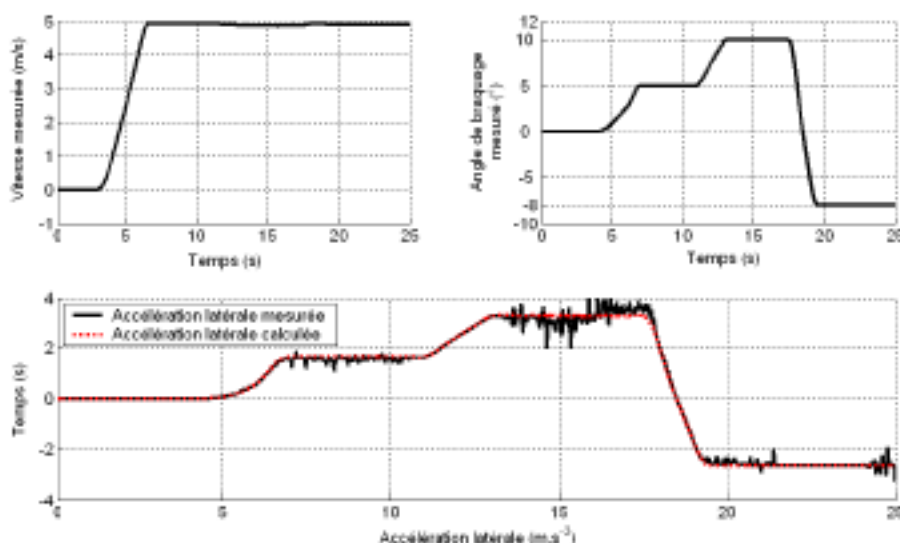


FIG. A.4 – Evolution des accélérations latérales calculée et mesurée sur sol adhérent.

Enfin, la Figure A.4 montre l'évolution de l'accélération latérale mesurée et de l'accélération latérale calculée en fonction de l'angle de braquage et de la vitesse de l'essieu arrière mesurée. On note que ces deux variables sont relativement bien superposées au cours du temps. La seconde variable étudiée pour valider le comportement dynamique de la maquette virtuelle est le **TCL**. En effet, la maquette virtuelle étant assez rigide (suspensions raides), comme indiqué dans [OBA99], l'évolution du **TCL** est régie par la relation suivante :

$$|TCL| \approx \frac{2}{c} \left(\frac{h_T a_G}{g} \right) \quad (\text{A.3})$$

où c est la voie du véhicule, h_T est la hauteur du Centre de Gravité par rapport au sol, a_G l'accélération latérale du CdG et g la constante de gravité.

La Figure A.5 permet de visualiser l'évolution du **TCL** en régime permanent en fonction de l'accélération latérale du CdG mesurée en régime permanent.

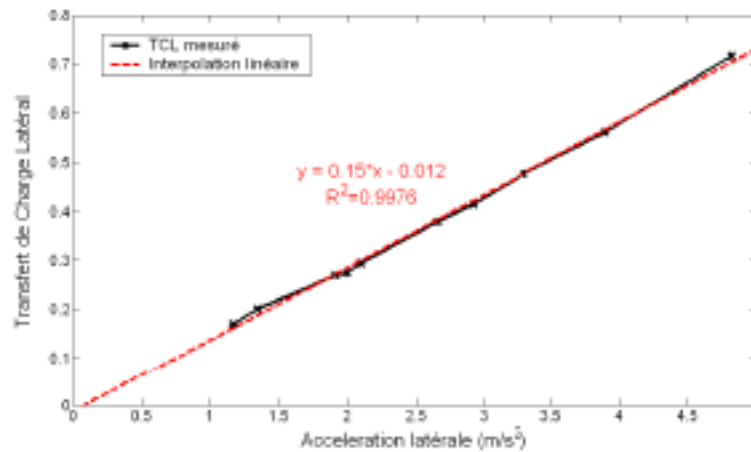


FIG. A.5 – **TCL** vs accélération latérale.

Sur cette figure, on peut remarquer que la droite d'interpolation linéaire a un coefficient de régression de 0.9976, ce qui permet de valider que l'évolution du **TCL** est une fonction linéaire de l'accélération latérale au CdG. De plus, l'ordonnée à l'origine de cette droite est 0.01, ce qui reste très faible (la droite passe quasiment par 0 lorsque l'accélération latérale est nulle). Enfin le coefficient directeur de la droite est égal à 0.15, ce qui correspond à une hauteur du CdG, d'après (A.3) égale à $h_{T_{calculée}} = 0.72m$. Or, sur le modèle Adams, la hauteur initiale du CdG est $0.76m$. Néanmoins, les suspensions se compriment légèrement sous l'effet du poids du quad de sorte que la hauteur réelle du CdG lors des essais est d'environ $h_{T_{mesurée}} = 0.74m$. Par conséquent, les deux longueurs $h_{T_{calculée}}$ et $h_{T_{mesurée}}$ sont relativement proches et le comportement dynamique de la maquette numérique vis-à-vis de l'évolution du **TCL** est valide.

Annexe B

Caractéristiques des quads MF400H et Kymco Mxer 150

Cette annexe a pour objectif de présenter les principales caractéristiques des quads utilisés lors des expérimentations présentées dans le mémoire.

B.1 Quad MF400H

Le véhicule Massey Ferguson MF400H décrit sur la Figure B.1 est un véhicule léger agricole de type quad. Il s'agit d'un véhicule à usage utilitaire d'une cylindrée de 376cc. Celui-ci est constitué de suspensions indépendantes à l'avant et à l'arrière. De plus, deux modes de transmission sont disponibles : 2 roues motrices (propulsion) et 4 roues motrices (pont central qui alimente alors l'essieu avant et l'essieu arrière).



FIG. B.1 – Massey Ferguson MF400H.

Les principales caractéristiques du véhicule sont :

TAB. B.1 – Caractéristiques du MF400H.

Poids instrumenté	337.86 kg
Empattement	1.27 m
Demi-empattement avant	0.58 m
Demi-empattement arrière	0.69 m
Voie avant	1 m
Voie arrière	0.96 m
Voie moyenne	0.98 m

B.2 Quad Kymco Mxer 150

Le véhicule Kymco Mxer 150 décrit sur la Figure B.2 est un véhicule léger de type quad. Il s'agit d'un véhicule de loisir d'une cylindrée de 150cc. Celui-ci est constitué de suspensions indépendantes à l'avant et d'un bras oscillant à l'arrière. De plus, c'est un véhicule à 2 roues motrices (propulsion).



FIG. B.2 – Kymco Mxer 150.

Les principales caractéristiques du véhicule sont :

TAB. B.2 – Caractéristiques du Kymco Mxer 150.

Poids instrumenté	220 kg
Empattement	1.14 m
Demi-empattement avant	0.66 m
Demi-empattement arrière	0.48 m
Voie	0.67 m

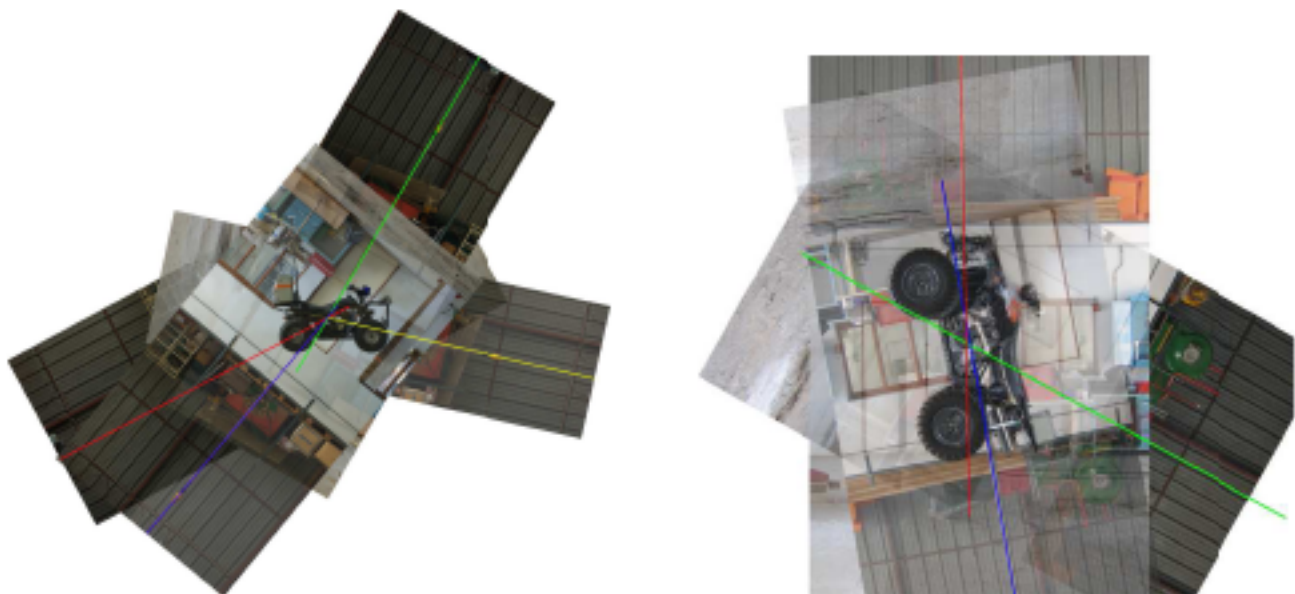
Annexe C

Mesures de quelques paramètres inertiels d'un VLTT

Cette annexe fournit quelques éléments sur l'approche utilisée afin de déterminer la position du CdG d'un véhicule, ainsi que les valeurs de ses trois moments d'inertie principaux. Cependant, il est nécessaire de déterminer la position du CdG du véhicule avant de mesurer les paramètres d'inertie, puisque celle-ci est nécessaire au calcul des moments.

C.1 Mesure de la position du CdG

Il s'agit de mesurer la position du Centre de Gravité (CdG) dans le plan sagittal du véhicule, afin de trouver la valeur des demi-empattements avant et arrière, ainsi que la valeur des moments d'inertie principaux.



(a) Position du CdG - Quad Kymco Mxer 150.

(b) Position du CdG - Quad Massey Ferguson MF400H.

FIG. C.1 – Détermination du CdG des quads Kymco et Massey Ferguson.

Pour réaliser cette mesure, il est nécessaire de suspendre le véhicule par un point. Lorsque

celui-ci est stabilisé, la méthode de détermination du CdG consiste à prendre des photos du véhicule dans sa position stable. Puis, grâce aux photographies de la position d'équilibre du véhicule dans chaque position de suspension, la position du centre de gravité est déterminée : les droites issues de la verticale de chacune des photos se coupent en un point qui est le centre de gravité. Dans le cas des véhicules Kymco Mxer 150 et Massey Ferguson MF400H, le résultat de la méthode de détermination du CdG est décrit sur la Figure C.1. Puis, à partir de la position du CdG, les demi-empattements avant et arrière des quads ont été déterminés en supposant que le CdG du véhicule se trouve dans son plan médian : il s'agit d'une mesure en deux dimensions. Enfin, le calcul des trois moments d'inertie principaux peut être réalisé.

C.2 Mesure des moments d'inertie principaux

C.2.1 Principe de la méthode

Après avoir mesuré la position du CdG du véhicule, il convient d'évaluer les trois moments d'inertie principaux nécessaires à l'algorithme de calcul du *TCL* en ligne. Pour cela, la méthode du pendule pesant a été utilisée. Cette méthode consiste à suspendre une masse m par un axe (\mathbf{x} sur la Figure C.2) qui, dans le plan de mesure de l'inertie du quad, passe par un point A , comme le montre la figure suivante :

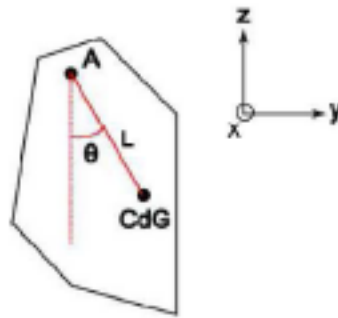


FIG. C.2 – Méthode du pendule pesant.

Le point A est distant du CdG (déterminé auparavant) d'une longueur notée L sur la Figure C.2. On désigne alors par θ l'angle entre la verticale passant par le point de suspension A et la direction définie par la droite (AG) . Le théorème du moment cinétique $\sigma_{A,x}$, projeté sur l'axe \mathbf{x} , permet d'écrire la relation suivante :

$$\sigma_{A,x} = \left[I_A(\Omega_{S/R}) + m\vec{AG} \wedge \vec{V}_A \right] \cdot \vec{x} = I_{A,x} \cdot \dot{\theta} \quad (C.1)$$

où I_A est la matrice d'inertie en A du solide de masse m , $\Omega_{S/R}$ est la vitesse de rotation du solide par rapport au repère fixe $R = (x, y, z)$, $\vec{V}_A = \vec{0}$ est la vitesse du point A et $I_{A,x}$ le moment d'inertie en A suivant l'axe \mathbf{x} du solide de masse m . Par conséquent, par application du théorème du moment dynamique, on a :

$$\delta_{A,x} = I_{A,x} \cdot \ddot{\theta} = -mgL \sin(\theta) \quad (C.2)$$

avec $\delta_{A,x}$ le moment dynamique en A du solide suivant l'axe \mathbf{x} .

Sous l'hypothèse d'oscillations du solide autour de \mathbf{x} avec de petits angles (i.e. $\sin(\theta) \approx \theta$), (C.2)

devient :

$$\ddot{\theta} + \omega_0 \theta = 0 \quad (\text{C.3})$$

avec $\omega_0 = \sqrt{\frac{mgL}{I_{A,x}}}$, soit la période des oscillations T_0 égale à :

$$T_0 = 2\pi \sqrt{\frac{I_{A,x}}{mgL}} \quad (\text{C.4})$$

Enfin, si l'on enregistre les oscillations de la masse suspendue (en réalité, il s'agit de pseudo-oscillations à cause du frottement de l'axe de suspension), on trouve le moment d'inertie du véhicule suivant l'axe x et passant par le CdG, noté $I_{G,x}$, grâce au théorème de Huygens :

$$I_{G,x} = I_{A,x} - mL^2 = \frac{mgLT_0^2}{4\pi^2} - mL^2 \quad (\text{C.5})$$

Cette méthode permet d'évaluer la valeur du moment d'inertie d'un solide en son Centre de Gravité (CdG) suivant un axe. Par conséquent, si l'on répète l'opération pour les trois axes principaux d'un VLTT (roulis, tangage, lacet), les trois moments d'inertie principaux au CdG sont mesurables.

C.2.2 Résultats

La méthode précédente a été appliquée à l'évaluation des moments d'inertie principaux des véhicules Massey Ferguson MF400H et Kymco Mxer 150. La Figure C.3 permet de visualiser le banc de mesure, ainsi que le véhicule utilisé pour la mesure des moments d'inertie en tangage et lacet du véhicule Massey Ferguson.

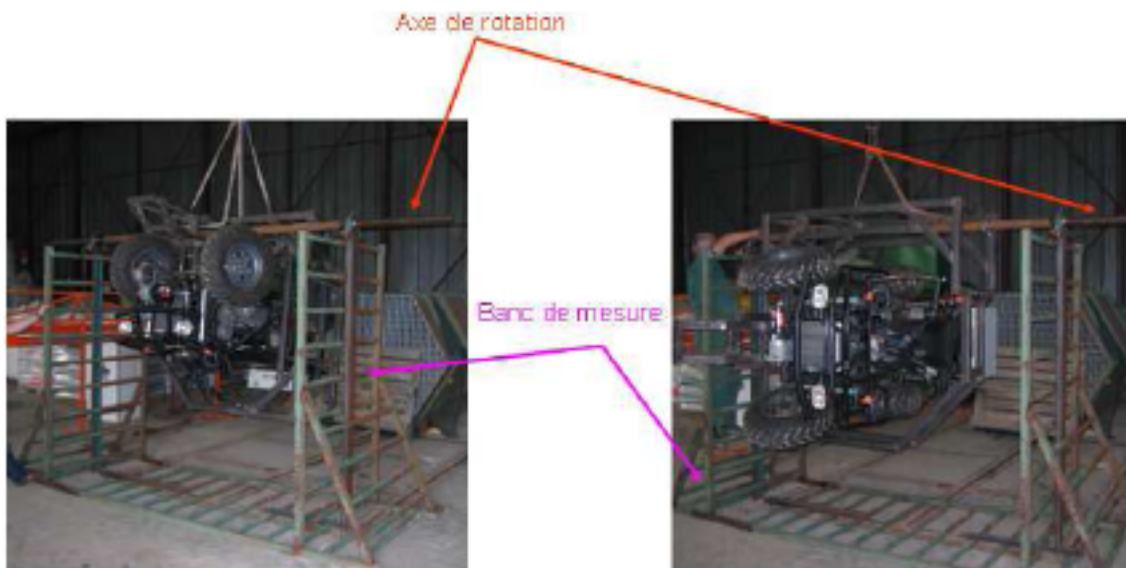


FIG. C.3 – Mesure de l'inertie en tangage et lacet du véhicule Massey Ferguson.

A partir des mesures des périodes des oscillations, les paramètres de chacun des quads sont les suivants :

- Pour le quad Kymco, nous obtenons :

$$\begin{cases} I_{Gquad/roults} = 26kg.m^2 \\ I_{Gquad/tangage} = 76.7kg.m^2 \\ I_{Gquad/lacet} = 78.3kg.m^2 \end{cases}$$

- Les paramètres du quad Massey Ferguson sont :

$$\begin{cases} I_{Gquad/roults} = 60.3kg.m^2 \\ I_{Gquad/tangage} = 145.3kg.m^2 \\ I_{Gquad/lacet} = 168.2kg.m^2 \end{cases}$$

Enfin, en prenant en compte les caractéristiques du pilote (un modèle numérique de pilote en position assise a été réalisé, sous le logiciel de CAO CATIA à partir des données anthropométriques de la table de D.A. Winter [Win90] qui donne les longueurs moyennes et masses moyennes des différents membres du corps humain en fonction de la taille de la personne considérée), les moments d'inertie principaux du système *quad + pilote* sont :

- Pour le quad Kymco, nous obtenons :

$$\begin{cases} \text{Poids du pilote} = 90kg \\ \text{Taille du pilote} = 1.78m \\ I_{Gquad+pilote/roults} = 57kg.m^2 \\ I_{Gquad+pilote/tangage} = 105kg.m^2 \\ I_{Gquad+pilote/lacet} = 83kg.m^2 \end{cases}$$

- Les paramètres du quad Massey Ferguson sont :

$$\begin{cases} \text{Poids du pilote} = 77kg \\ \text{Taille du pilote} = 1.79m \\ I_{Gquad+pilote/roults} = 85.96kg.m^2 \\ I_{Gquad+pilote/tangage} = 173.4kg.m^2 \\ I_{Gquad+pilote/lacet} = 176kg.m^2 \end{cases}$$

Annexe D

Capteurs dynamométriques pour VLTT - DynQuad

Cette annexe est dédiée à la présentation des capteurs dynamométriques, appelés DynQuad, utilisés pour la mesure du torseur des efforts appliqué au centre de la roue.

D.1 Description du DynQuad

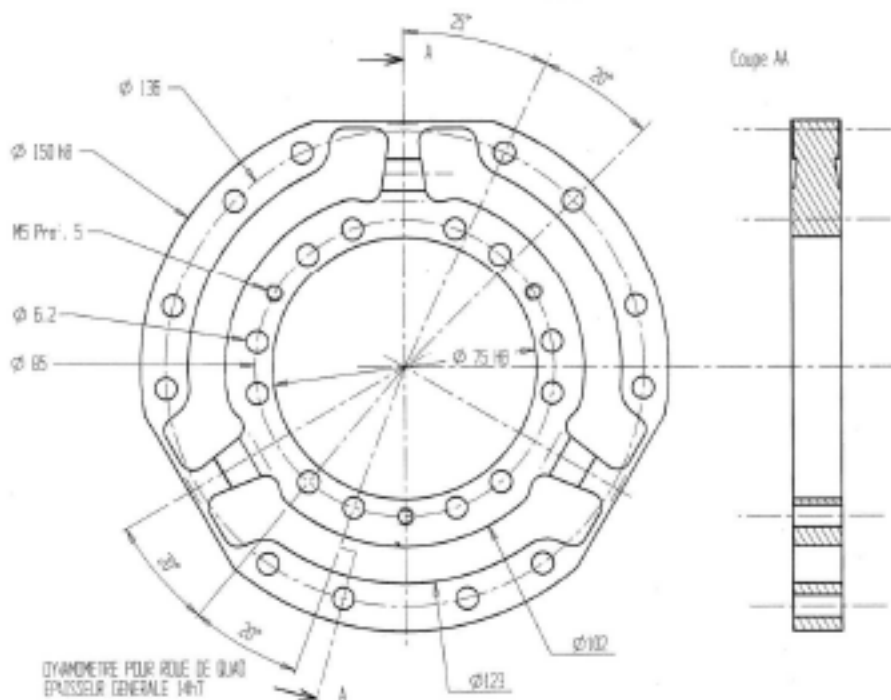


FIG. D.1 – Dynamomètre DynQuad.

Les capteurs DynQuad sont des dynamomètres à 6 composantes destinés à être montés entre les éléments roulants (roues, disque de frein...) et les arbres porte-roue de l'engin. Il permet de mesurer les actions mécaniques exercées au niveau du contact roue/sol lors du déplacement du véhicule. La mesure est exprimée sous la forme d'un torseur mécanique à 6 composantes (3 efforts et 3 moments) associé au contact entre le pneumatique et le sol, dans un repère (O, X, Y, Z)

lié au corps du dynamomètre (repère tournant). L'origine O est au centre du dynamomètre, l'axe Z est l'axe de révolution, l'axe Y est dans le plan de symétrie (d'épaisseur) et passe par le bras de numéro le plus faible, et enfin l'axe X est perpendiculaire aux 2 axes précédents afin de constituer un trièdre direct.

Le schéma de la Figure D.1 est un plan du dynamomètre utilisé sur le véhicule Massey Ferguson MF400H. La couronne intérieure comporte 12 trous de diamètre 6.2mm destinés à la fixation du capteur sur le moyeu de la roue.

D.2 Fonctionnement

Le dynamomètre est une pièce en acier à hautes caractéristiques mécaniques, usinée selon une forme qui permet de relever des déformations élastiques (voir [Cou00]) par des jauges piézo-résistives collées (2 par bras) sur les 3 bras de liaison entre la couronne intérieure et la couronne extérieure (voir Figure D.1). Les signaux des jauges sont proportionnels à la grandeur des actions mécaniques appliquées au bras sur lequel elles sont collées.

Enfin, les 6 jauges de déformation sont constituées de 4 résistances assemblées en pont de Wheatstone. Ces ponts sont alimentés sous une tension de 4.3V et le signal de sortie est amplifié 450 fois. Le signal est alors numérisé sur une carte d'acquisition, puis enregistré.

D.3 Montage des capteurs

Le montage des capteurs dans les roues nécessite de nombreuses pièces d'assemblage, puisque le dynamomètre est placé entre le moyeu de la roue et la jante.

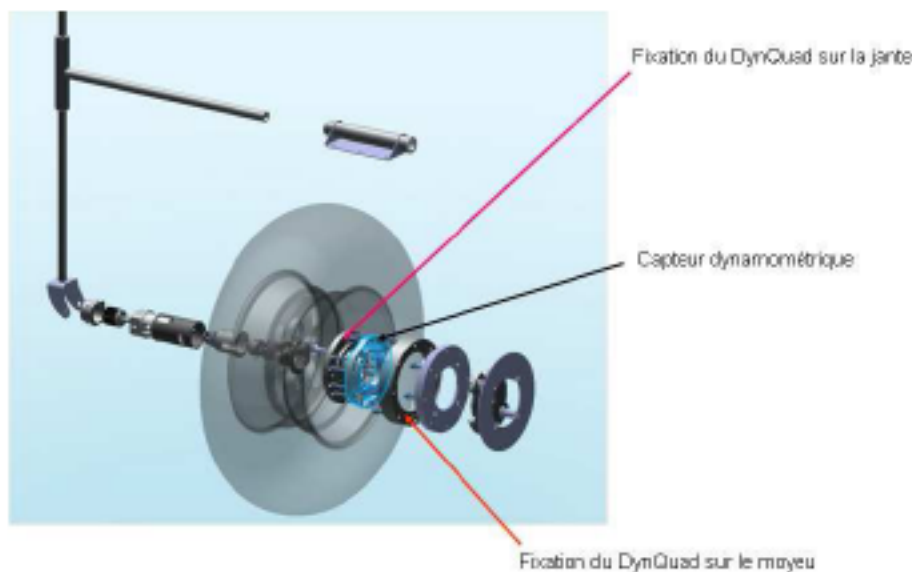


FIG. D.2 – Assemblage du DynQuad dans une roue.

Le montage décrit sur la Figure D.2 permet de visualiser une vue éclatée de l'assemblage réalisé. Outre les pièces nécessaires à l'alimentation et à l'acquisition des signaux (collecteur

tournant, joint tournant, bague, roulements...), l'assemblage fait intervenir deux pièces intermédiaires : une pour fixer le dynamomètre sur le moyeu et une autre pour fixer la jante sur le dynamomètre. Grâce à ces deux pièces, l'ensemble des efforts exercés sur le contact roue/sol sont transmis au dynamomètre. Enfin, nous pouvons aussi remarquer que l'emploi de telles pièces augmente la voie du véhicule d'une quinzaine de centimètres à l'avant et à l'arrière.

Bibliographie

- [AB05] Anderson, R. and Bevly, D.M. « Estimation of tire cornering stiffness using GPS to improve model based estimation of vehicle states ». In *IEEE Intelligent Vehicles Conference*, Las Vegas, U.S.A., 2005.
- [AKRS03] Allen, R.W. and Klyde, D.H. and Rosenthal, T.J. and Smith, D.M. « Estimation of passenger vehicle inertial properties and their effect on stability and handling ». *SAE Paper*, (2003-01-0966), 2003.
- [AO98] Ackermann, J. and Odenthal, D. « Advantages of active steering for vehicle dynamics control ». In *International Conference on Advances in Vehicle Control and Safety*, Amiens : France, 1998.
- [ARKS89] Allen, R.W. and Rosenthal, T.J. and Klyde, D.H. and Szostak, H.T. « Transient analysis of all terrain vehicle lateral directional handling stability ». *SAE Transactions*, 98(6) :1076–1090, 1989.
- [AS93] Ackermann, J. and Sienel, W. « Robust yaw damping of cars with front and rear wheel steering ». *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 1(1) :15–20, 1993.
- [Aub99] Aubry, D. « Contribution à la synthèse d'observateurs pour les systèmes non-linéaires ». Thèse de doctorat, Université Henri Poincaré, Nancy 1, 1999.
- [AUH05] Aoki, Y. and Uchida, T. and Hori, Y. « Experimental demonstration of body slip angle control based on a novel linear observer for electric vehicle ». In *31st annual conference of IEEE Industrial Electronic Society IECON*, Raleigh, U.S.A., 2005.
- [Baa04] Baass, K. G. « Les problèmes de sécurité associés au design mécanique des véhicules hors route dans les conditions de conduite sur les sentiers et sur la route ». In *39ème congrès annuel de l'AQTR*, 2004.
- [Baf07] Baffet, G. « Développement et validation expérimentale d'observateurs des forces du contact pneumatique/chaussée d'une automobile ». Thèse de doctorat, Université de Technologie Compiègne, 2007.
- [BB95] Ben Amar, F. and Bidaud, P. « Dynamic analysis of off-road vehicles ». In *Intern. Symp. on experimental robotics*, Standford, U.S.A., 1995.
- [BD96] Boucher, P. and Dumur, D. *La commande prédictive*. Technip edition, 1996.
- [Ben94] Ben Amar, F. « Modèles de comportement des véhicules tout terrain pour la planification physico-géométrique de trajectoires. ». Thèse de doctorat, Université de Paris 06, 1994.
- [Ben03] Bennett, R.S. « ATV investigation and cases : ATV litigation overview presentation ». Rapport technique, Bennett Law Firm, 2003.

- [BMGD04] Bouteldja, M. and M'Sirdi, N.K. and Glaser, S. and Dolcemascio, V. « Stability Analysis and Rollover Scenario Prediction For Tractor Semi-Trailer ». In *Intern. Conf. on Advances in Vehicle Control and Safety (AVCS)*, Genes, Italie., 2004.
- [Bos06] Bosch, R. *Safety, comfort and convenience systems*. Wiley, Hoboken, U.S.A., 2006.
- [BSV89] Bernard, J. and Shannan, J. and Vanderploeg, M. « Vehicle rollover on smooth surfaces ». *SAE Paper*, (891991), 1989.
- [BTA06] Bayrakceken, H. and Tasgetiren, S. and Aslantas, K. « Fracture of an automobile anti-roll bar ». *Engineering failure analysis*, 13 :732–738, 2006.
- [BZGB05] Basset, M. and Zami, B. and Gissinger, J. L. and Baggio, P. « Problématiques de l'identification de la liaison véhicule-sol ». Rapport technique, Université de Haute Alsace, 2005.
- [CFA03] « All-Terrain Vehicle (ATV) safety crisis : America's children still at risk ». Rapport technique, Consumer Federation of America, 2003.
- [CG92] Chrstos, J.P. and Guenther, D.A. « The measurement of static rollover metrics ». *SAE Paper*, (920582), 1992.
- [CG03] Carlson, C. R. and Gerdes, J.C. « Nonlinear estimation of longitudinal tire slip under several driving conditions ». In *Proc. of the American Control Conference (ACC)*, Denver, U.S.A., 2003.
- [CL97] Canudas de Wit, C. and Lischinsky, P. « Adaptive friction compensation with partially known dynamic friction model ». *International Journal of Adaptive Control and Signal Processing*, 11(1) :65–80, 1997.
- [Cla87] Clarke, D.W. « Generalized Predictive Control, Part I "The basis algorithm", Part II "Extension and interpretation" ». *Automatica*, 23(2) :137–160, 1987.
- [Cla88] Clarke, D.W. « Application of Generalized Predictive Control to Industrial Process ». *IEEE Control and Systems Magazine*, 8(2) :49–55, 1988.
- [CLTM08] Cariou, C. and Lenain, R. and Thuilot, B. and Martinet, P. « Adaptive control of four wheel steering off-road mobile robots : application to path tracking and heading control in presence of sliding ». In *Int. Conf. on Intelligent Robots and Systems (IROS)*, pages 1759–1764, Nice, France, 2008.
- [Cou00] Couetard, Y. « *Caractérisation et étalonnage des dynamomètres à six composantes pour torseur associé à un systèmes de forces* ». Thèse de doctorat, Université de Bordeaux I, 2000.
- [CP99] Chen, B-C. and Peng, H. « Rollover warning of articulated vehicles based on a time-to-rollover metric ». In *1999 ASME International Congress and Exposition*, Knoxville, U.S.A., 1999.
- [CP01] Chen, B-C. and Peng, H. « Differential braking based rollover prevention for sport utility vehicles with human in the loop evaluations ». *Vehicle Systems Dynamics*, 36(4-5) :359–389, 2001.
- [CPS08] « 2006 Annual report of ATV-Related deaths and injuries ». Rapport technique, U.S. Consumer Product Safety annual report. Washington DC, U.S.A., 2008.
- [CSB96] Canudas de Wit, C. and Siciliano, B. and Bastin, G. *Theory of robot control*. Springer Verlag, 1996.

- [Dah01] Dahlberg, E. « *Commercial vehicle stability - Focusing on rollover* ». Thèse de doctorat, Royal Institute of Technology, 2001.
- [DK06] Diaz-Calderon, A. and Kelly, A. « *Development of a terrain adaptive stability prediction system for mass articulating mobile robots*. Field and service robots. Springer Verlag, 2006.
- [EK03] Eger, R. and Kiencke, U. « Modeling of rollover sequences ». Rapport technique, Institute of Industrial Information Technology, Karlsruhe, Allemagne, 2003.
- [Ell69] Ellis, J.R. « *Vehicle dynamics*. Business books, Londres, 1969.
- [EP00] Eisele, D. D. and Peng, H. « Vehicle dynamics control with rollover prevention for articulated heavy trucks ». In *5th Int. symposium on Advanced Vehicle Control (AVEC)*, Ann Arbor, U.S.A., 2000.
- [Fal03] Falah, B. « Comportement dynamique de véhicules tout-terrain (quad) en présence d'un second passager ». Rapport technique, Université du Québec, 2003.
- [Gil92] Gillespie, T.D. « *Fundamentals of vehicle dynamics*. SAE International, Warrendale, U.S.A., 1992.
- [Gos99] Goswami, A. « Postural stability of biped robots and the Foot Rotation Indicator (FRI) point ». *Int. Journal of Robotics Research*, 18(6) :523–533, 1999.
- [GSB05a] Gaspar, P. and Szabo, Z. and Bokor, J. « The design of an integrated control system in heavy vehicles based on an LPV method ». In *44th IEEE Conf. on Decision and Control (CDC)*, Seville, Espagne, 2005.
- [GSB05b] Gaspar, P. and Szaszi, I. and Bokor, J. « Reconfigurable control structure to prevent the rollover of heavy vehicles ». *Control Engineering Practice*, (13) :699–711, 2005.
- [Gus97] Gustaffson, F. « Slip-based tire-road friction estimation ». *Automatica*, 33(6) :1087–1098, 1997.
- [Hal95] Halconruy, T. « *Les liaisons au sol*. ETAI Eds Techniques pour l'Automobile et l'Industrie, 1995.
- [HHJ+97] Hecker, F. and Hummel, S. and Jundt, O. and Leimbach, K.D. and Faye, I. and Schramm, H. « Vehicle Dynamics Control for commercial vehicles ». *SAE Paper*, (973284), 1997.
- [HS97] Huang, Q. and Sugano, S. « Stability compensation of a mobile manipulator by manipulator motion : feasibility and planning ». In *Int. Conf. on Robotics and Systems (IROS)*, Grenoble, France, 1997.
- [HTY01] Hirose, S. and Tsukagoshi, H. and Yoneda, K. « Normalized energy stability margin and its contour of walking vehicles on rough terrain ». In *Int. Conf. on Robotics and Automation (ICRA)*, Seoul, Corée du Sud, 2001.
- [INDL02] Imine, H. and N.K., M'sirdi and Delanne, Y. and Laval, L. « Observateurs à entrées inconnues par mode glissant appliqués à l'estimation du profil de route ». In *In Conf. Int. Francophone d'Automatique (CIFA)*, Nantes, France, 2002.
- [IRD03] Iagnemma, K. and Rzepniewski, A. and Dubowsky, S. « Control of robotic vehicles with actively articulated suspensions in rough terrain ». *Autonomous robots*, 14 :5–16, 2003.

- [JG04] Johansson, B. and Gafvert, M. « Untripped SUV rollover detection and prevention ». In *43rd IEEE Conference on Decision and Control (CDC)*, Atlantis : Bahamas, 2004.
- [Kal60] Kalman, R.E. « A New Approach to Linear Filtering and Prediction Problems ». *Transactions of the ASME-Journal of Basic Engineering*, 82 :35-45, 1960.
- [KBB⁺00] Konik, D. and Bartz, R. and Barthol, F. and Bruns, H. and Wimmer, M. « Dynamic Drive : the new active roll stabilization system from the BMW group - System descriptions and functional improvements ». In *5th Int. symposium on Advanced Vehicle Control (AVEC)*, Ann Arbor, U.S.A., 2000.
- [KBH03] Kamnik, R. and Boettiger, F. and Hunt, K. « Roll dynamics and lateral load transfer estimation in articulated heavy freight vehicles ». *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D : Journal of automobile engineering*, 217(11) :985-997, 2003.
- [Kha96] Khadraoui, D. « *La Commande Référencée vision pour le Guidage Automatique de Véhicule* ». Thèse de doctorat, Université Blaise Pascal, Clermont-Ferrand II, 1996.
- [KK69] Kasselmann, J. and Kerauen, T. « Adaptive steering ». *Bendix technical journal*, 2 :26-35, 1969.
- [Kle92] Klein, T.M. « A statistical analysis of vehicle rollover propensity and vehicle stability ». *SAE Paper*, (920584), 1992.
- [KN00] Kiencke, N. and Nielsen, L. *Automotive control system*. Springer, Berlin, 2000.
- [KS04] Kruczek, A. and Stribsky, A. « A full-car model for active suspension - some practical aspects ». In *Int. Conf. on Mechatronics (ICM)*, Istanbul, Turquie, 2004.
- [Kul02] Kulkarni, N.A. « *An investigation into the impact of driver motion on the vehicle dynamics of all terrain vehicles* ». Thèse de doctorat, Université de Tolède, Espagne, 2002.
- [Lam94] Lamnabhi-Lagarrigue, F. *Analyse des systèmes non linéaires*. Hermes, Paris, France, 1994.
- [Lar93] Larminat, P. de. *Automatique : commande des systèmes linéaires*. Hermes, Paris, France, 1993.
- [LB70] Livingston, D.I. and Brown, J.E. « Physics of the slipping wheel II. Slip under both tractive and lateral forces ». Rapport technique, Rubber chemistry and technology, 1970.
- [LCC96] Lin, R.C. and Cebon, D. and Cole, D.J. « Active roll control of articulated vehicles ». *Vehicle System Dynamics*, 26(1) :17-43, 1996.
- [Len05] Lenain, R. « *Contribution à la modélisation et à la commande de robots mobiles en présence de glissement* ». Thèse de doctorat, Université Blaise Pascal, Clermont-Ferrand II, 2005.
- [Lev03] Levenson, M.S. « All-Terrain Vehicle 2001 Injury and Exposure Studies ». Rapport technique, U.S. Consumer Product Safety Commission, 2003.
- [LGW98] Lynch, J.M. and Gardner, M.J. and Worsey, J. « The continuing problem of all-terrain vehicle injuries in children ». *Journal of Pediatric Surgery*, 33(2) :329-332, 1998.

- [Lin94] Lin, R.C. « *An investigation of active roll control for heavy vehicle suspensions* ». Thèse de doctorat, Université de Cambridge, 1994.
- [LLZW06] Liang, H. and Lin, J. and Zhai, G. and Wang, W. « Method for identification of nonlinear parameters and its application to data analysis for aerospace relay reliability ». *IEICE Transactions on electronics*, E89-C(8) :1173–1176, 2006.
- [LMSN04] Liebemann, E.K. and Meder, K. and Schuh, J. and Nenninger, G. « Safety and Performance Enhancement : the Bosch Electronic Stability Control (ESP) ». *SAE International*, (2004-21-0060), 2004.
- [LTCM04] Lenain, R. and Thuilot, B. and Cariou, C. and Martinet, P. « Adaptive and predictive non linear control for sliding vehicle guidance. Application to trajectory tracking of farm vehicles relying on a single RTK GPS. ». In *Int. Conf. on Intelligent Robots and Systems (IROS)*, Sendai, Japon, 2004.
- [LTCM09] Lenain, R. and Thuilot, B. and Cariou, C. and Martinet, P. « Multi-model based sideslip angle observer : Accurate control of high-speed mobile robots in off-road conditions. ». In *Proc. of Intern. Conf. on Intelligent RObots and Systems (IROS)*, St. Louis, U.S.A., 2009.
- [MC02] Miège, A.J.P. and Cebon, D. « Design and implementation of an active roll control system for heavy vehicles ». In *6th Int. symposium on Advanced Vehicle Control (AVEC)*, Hiroshima, Japon, 2002.
- [MDF⁺92] Metz, L.D. and Dover, M. and Fisher, J. and McCleary, V. and Shavers, E. « Comparison of linear roll dynamics properties for a various vehicle configuration ». *SAE Paper*, (920053), 1992.
- [MG G05] Meurer, T. and Graichen, K. and Gilles, E.D. *Control and observer design for non-linear finite and infinite dimensional systems*. Springer Verlag, Berlin, Allemagne, 2005.
- [MK02] Mammari, S. and Koenig, D. « Vehicle handling improvement by active steering ». *Vehicle System Dynamics*, 38(3) :211–242, 2002.
- [MM95] Milliken, W.F. and Milliken, D.L. *Race car vehicle dynamics*. SAE International, 1995.
- [MON05] M'sirdi, N.K. and Ouladsine, M. and Noura, H. « Modélisations, représentations et observateurs robustes et à entrée inconnue pour l'estimation, le diagnostic et l'analyse du comportement dynamique des véhicules ». In *In Journées Nationales de la Recherche en Robotique (JNRR)*, Gudel, France., 2005.
- [MSA06] « Accidents du travail des salariés et non salariés agricoles avec des quads ». Rapport technique, CCMSA - Direction de la Santé - Sous Direction de la Santé Sécurité au Travail - Observatoire des risques professionnels et du machinisme agricole, 2006.
- [MW99] Marine, M.C. and Wirth, J.L. « Characteristics of road rollovers ». *SAE Paper*, (1999-01-0122), 1999.
- [Nal89] Nalecz, A.G. « Influence of vehicle and roadway factors on the dynamics of tripped rollover ». *Int. Journal of Vehicle Design*, 10(3) :321–346, 1989.
- [NHT] « Trends in static stability factor of passengers cars, light trucks and vans ». Rapport technique, U.S. Department of transportation - National Highway Traffic Safety Administration.

- [NZd93] Nalecz, A.G. and Zhengyu, L. and d'Entremont, K.L. « An investigation into dynamic measures of vehicle rollover propensity ». *SAE Paper*, (930831), 1993.
- [OBA99] Odenthal, D. and Bunte, T. and Ackermann, J. « Nonlinear steering and braking control for vehicle rollover avoidance ». In *European Control Conference (ECC)*, Karlsruhe : Allemagne, 1999.
- [Pac81] Pacejka, H. B. Analysis of tire properties. In *Mechanics of pneumatic tires*, pages 721–870. Clark, S.K., 1981.
- [Pac02] Pacejka, H. B. *Tire and vehicle dynamics*. Society of Automotive Engineers, 2002.
- [PBN87] Pacejka, H. B. and Bakker, E. and Nyborg, L. « Tyre modelling for use in vehicle dynamics studies ». *SAE Paper*, (870421), 1987.
- [PFTV88] Press, W.H. and Flannery, B.P. and Teukolsky, S.A. and Vetterling, W.T. *Numerical Recipes in C. The art of scientific computing*. Press Syndicate of the University of Cambridge, New York, U.S.A., 1988.
- [PI06] Peters, S.C. and Iagnemma, K. « An analysis of rollover stability measurement for high-speed mobile robots ». In *Int. Conf. on Robotics and Automation (ICRA)*, Orlando, U.S.A., 2006.
- [Pla05] Planchon, G. « Utilisation des quads en agriculture ». Rapport technique, Ecole Supérieure d'Ingénieurs et Techniciens Pour l'Agriculture (ESITPA), 2005.
- [PPB98] Parsons, K. and Pask, M. and Burdock, W. « The development of ACE for discovery II ». *SAE Paper*, (00PC-60), 1998.
- [PR96] Papadopoulos, E.G. and Rey, D.A. « A new measure of tipover stability margin for mobile manipulators ». In *Intern. Conf. on Robotics and Automation*, Minneapolis, U.S.A., 1996.
- [PSG98] Palkovics, L. and Semsey, A. and Gerum, E. « Roll-Over Prevention system for commercial vehicles - Additional sensorless function of the electronic brake system ». In *International Conference on Advances in Vehicle Control and Safety*, Amiens, France, 1998.
- [PSG99] Palkovics, L. and Sankar, S. and Gerum, E. « Roll-Over Prevention system for commercial vehicles - Additional sensorless function of the electronic brake system ». *Vehicle System Dynamics*, 32(4) :285–297, 1999.
- [RAA⁺97] Richalet, J. and Abu, E. and Arber, C. and Kuntze, H. and Jacobasch, A. and Schill, W. « Predictive functional control - application to fast and accurate robots ». In *10th IFAC World Congress*, Munich, Allemagne, 1997.
- [Ray97] Ray, L.R. « Nonlinear Tire Force Estimation and Road Friction Identification : Simulation and Experiments ». *Automatica*, 33(10) :1819–1833, 1997.
- [RB02] Ryu, J. and Berges, J.C. « Vehicle sideslip and roll parameter estimation using GPS ». In *6th Int. Symposium on Advanced Vehicle Control*, Hiroshima, Japan, 2002.
- [Ric93a] Richalet, J. « Industrial applications of model based predictive control ». *Automatica*, 29(5) :1251–1274, 1993.
- [Ric93b] Richalet, J. *Pratique de la commande prédictive*. Hermes, 1993.

- [Ric03] Richard, J.P. « Time-delay systems : an overview of some recent advances and open problems ». *Automatica*, 39(10) :1667–1694, 2003.
- [RP97] Rey, D.A. and Papadopoulos, E.G. « On-line automatic tipover prevention for mobile manipulators ». In *Int. Conf. on Intelligent Robots and Systems (IROS)*, Grenoble, France, 1997.
- [RVA+06] Renaud, P. and Vivas, A. and Andreff, N. and Poignet, P. and Martinet, P. and Pierrot, F. and Company, O. « Kinematic and dynamic identification of parallel mechanisms ». *Control Engineering Practice*, 14(9) :1099–1109, 2006.
- [SB04] Sardain, P. and Bessonnet, G. « Forces acting on a biped robot. Center of pressure - Zero moment point ». *IEEE Transactions on systems, man, and cybernetics*, 34(5) :630–637, 2004.
- [SC99] Sampson, D.J.M. and Cebon, D. « The development of an active roll control system for heavy vehicles ». In *16th IAVSD symposium on the dynamics of vehicles on roads and tracks*, Pretoria, Afrique du Sud, 1999.
- [Sch06] Schofield, B. « *Vehicle dynamics control for rollover prevention* ». Thèse de doctorat, Lund University, Suède, 2006.
- [SCS06] Solmaz, S. and Corless, M. and Shorten, R. « A methodology for the design of robust rollover prevention controllers for automotive vehicles : Part I-Differential braking ». In *45th IEEE Conference on Decision and Control (CDC)*, San Diego, U.S.A., 2006.
- [SD] « LG Alert rollover warning system. www.stabilitydynamics.com/lgalert.html ». Stability Dynamics Ltd.
- [SHR06] Schofield, B. and Hagglund, T. and Rantzer, A. « Vehicle dynamics control and controller allocation for rollover prevention ». In *International conference on control applications*, Munich, Allemagne, 2006.
- [SL97] Spiess, S. and Li, M. Easy calibration of pan/tilt camera heads and online computation of the epipolar correspondences. In *Lectures notes in computer science*, volume 1310, pages 438–445. Springer, Berlin, Allemagne, 1997.
- [Smi58] Smith, E.J.M. *Feedback Control Systems*. McGraw-Hill, New York, U.S.A., 1958.
- [SS94] Sankar, S. and Surial, S. « A sensitivity analysis approach for fast estimation of rollover stability of heavy articulated vehicles during steady state turning ». *Int. Journal of Vehicle Design*, 1(3) :282–303, 1994.
- [Sté04] Stéphant, J. « *Contribution à l'étude et à la validation expérimentale d'observateurs appliqués à la dynamique du véhicule* ». Thèse de doctorat, Université de Technologie de Compiègne (UTC), 2004.
- [Sus89] Sushinsky, G. « Field and laboratory measurement of ATV vertical motion characteristics ». *SAE International*, (891104), 1989.
- [SW94] Sreenivasan, S. and Wilcox, B. « Stability and traction control of an actively actuated micro-rover ». *Journal of robotic systems*, 11(6) :487–502, 1994.
- [SW03] Svendenius, J. and Wittenmark, B. « Brush tire model with increase flexibility ». In *Proc. of European Control Conference (ECC)*, Cambridge, Royaume-Uni, 2003.

- [TC91] Tan, H.S. and Chin, Y.K. « Vehicle traction control. Variable-structure control approach ». *Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, Transactions of the ASME*, 113(2) :223–230, 1991.
- [Thu06] Thuilot, B. « Commande des systèmes non linéaires ». *Cours de master recherche II, Université Blaise Pascal, Clermont-Ferrand*, 2006.
- [TNO] « Heavy vehicle rollover stability and safety ». *TNO Road-Vehicles Research Institute, TNO brochure*.
- [Ven03] Venture, G. « Identification des paramètres dynamique d'une voiture ». Thèse de doctorat, Ecole polytechnique de l'Université de Nantes, IRCCyN, 2003.
- [VG80] Verma, M.K. and Gillespie, T.D. « Roll dynamics of commercial vehicles ». *Vehicle System Dynamics*, 9 :1–17, 1980.
- [VM05] Vivas, A. and Masquera, V. « Predictive functional control of a PUMA robot ». In *Proc. of the first ICGST International Conference on Automatic Control and Systems Engineering (ACSE)*, Le Caire, Egypte, 2005.
- [Vuk72] Vukobratovic, M. « On the stability of anthropomorphic systems ». *Mathematical biosciences*, (15) :1–37, 1972.
- [Weg92] Wegis, R.B. « Honda ATV litigation in retrospect ». Rapport technique, Cabaniss law office, 1992.
- [Wie99] Wielenga, T.J. « A method for reducing on-roads rollovers - Anti Rollover Braking ». *SAE Paper*, (1999-01-0123), 1999.
- [Win90] Winter, D.A. *Biomechanics and motor control of human movement*. Wiley-Interscience, 1990.
- [Wis07] Wisconsin department of natural resources. « All Terrain vehicle enforcement and safety report 2006 ». Rapport technique, 2007.
- [WMBS01] Wollherr, D. and Mareczek, J. and Buss, M. and Schmidt, G. « Rollover avoidance of steerable vehicles with invariance control ». In *European Control Conference (ECC)*, Porto : Portugal, 2001.
- [WR05] Wenzel, T. P. and Russ, M. « The effects of vehicle model and driver behavior on risk ». *Accident Analysis and Prevention*, 37 :479–494, 2005.
- [WTBF04] Whitehead, R. and Travis, W. and Bevly, D.M. and Flowers, G. « A study of the effect of various vehicle properties on rollover propensity ». *SAE International*, (2004-01-2094), 2004.
- [WZ86] Weir, D.H. and Zellner, J.W. « An introduction to the operational characteristics of All-Terrain Vehicles ». *SAE Paper*, (891107), 1986.
- [ZYM98] Zhuang, H. and Yan, J. and Masory, O. « Calibration of Stewart platforms and other parallel manipulators by minimizing inverse kinematic residuals ». *Journal of Robotic systems*, 15(7) :395–405, 1998.