



Contribution à la modélisation et à la commande de robots mobiles reconfigurables en milieu tout-terrain : application à la stabilité dynamique d'engins agricoles

Dieumet Denis

► To cite this version:

Dieumet Denis. Contribution à la modélisation et à la commande de robots mobiles reconfigurables en milieu tout-terrain : application à la stabilité dynamique d'engins agricoles. Autre [cond-mat.other]. Université Blaise Pascal - Clermont-Ferrand II, 2015. Français. <NNT : 2015CLF22565>. <tel-01241028>

HAL Id: tel-01241028

<https://tel.archives-ouvertes.fr/tel-01241028>

Submitted on 9 Dec 2015

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: D.U : 2565
EDSPIC : 695

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

Thèse

Présentée par

Dieumet DENIS

Ingénieur Électromécanicien
Master Mécatronique

pour obtenir le grade de

DOCTEUR D'UNIVERSITÉ

Spécialité VISION POUR LA ROBOTIQUE

*Contribution à la modélisation et à la commande de robots
mobiles reconfigurables en milieu tout-terrain
Application à la stabilité dynamique d'engins agricoles*

Soutenue publiquement le 7 Avril 2015 devant le Jury:

M.	Philippe	MARTINET	Président
MM.	Dominique	MEIZEL	Rapporteur
	Nacer	M'SIRDI	Rapporteur
	Benoît	THUILOT	Examineur
	Mathieu	RICHIER	Examineur
	Michel	BERDUCAT	Examineur
	Roland	LENAIN	Directeur de thèse

*A mon défunt père,
à ma famille,
à Gwen, ma chérie*

Résumé

La thématique étudiée dans ce mémoire est axée sur la préservation de la stabilité dynamique de véhicules évoluant en environnement naturel. En effet, la mobilité en milieu tout-terrain est une activité particulièrement pénible et dangereuse en raison de la nature difficile de l'environnement de conduite et de la reconfigurabilité des machines. Le caractère changeant et incertain des interactions rencontrées entre des véhicules à dynamique complexe et variable et leur environnement entraîne régulièrement des risques accrus de renversement et/ou de perte de contrôle (dévalement, dérapage déclenché par une perte soudaine d'adhérence) pour le conducteur. Une forte accidentalité mortelle est, en effet, recensée dans ce secteur, en particulier, dans le milieu agricole où le renversement de véhicule est classé comme étant la première cause de mortalité au travail. A l'heure actuelle, les approches existantes sur la stabilité d'engins agricoles sont qualifiées à juste titre de passives car elles ne permettent pas d'éviter que les accidents ne se produisent. Par ailleurs, la transposition directe des solutions de sécurité active du secteur de l'automobile (ABS, ESP) s'est révélée inadaptée aux véhicules tout-terrain à cause des hypothèses simplificatrices (routes plates et homogènes, conditions d'adhérence constantes, etc...) dont souffre la conception de ces dispositifs. Ainsi, le développement de systèmes actifs de sécurité prenant en compte les spécificités de la conduite en milieu tout-terrain se révèle être la meilleure voie d'amélioration à suivre. Eu égard à ces circonstances, ce projet se propose d'adresser cette problématique en étudiant des métriques de stabilité pertinentes permettant d'estimer et d'anticiper en temps réel les risques afin de permettre des actions correctives pour la préservation de l'intégrité des machines tout-terrain. Afin de faciliter l'industrialisation du dispositif actif de sécurité conçu, l'une des contraintes sociétales et commerciales de ce projet a été l'utilisation de capteurs compatibles avec le coût des machines visées.

L'objectif ambitieux de cette étude a été atteint par différentes voies. En premier lieu, une approche de modélisation multi-échelle a permis de caractériser l'évolution dynamique de véhicules en milieu tout-terrain. Cette approche à dynamique partielle a offert l'avantage de développer des modèles suffisamment précis pour être représentatifs du comportement réel de l'engin mais tout en présentant une structure relativement simple permettant la synthèse d'asservissements performants. Puis, une étude comparative des avantages et des inconvénients des trois grandes familles de métriques repertoriées dans la littérature a permis de mettre en exergue l'intérêt des métriques analytiques à modèle dynamique par rapport aux catégories de critères de stabilité dits statiques et empiriques. Enfin, l'analyse approfondie des métriques dynamiques a facilité le choix de trois indicateurs (Lateral and Longitudinal Load Transfer (LLT), Force Angle Stability Measurement (FASM) et Dynamic Energy Stability Measurement (DESM)) qui sont représentatifs d'un risque imminent de renversement du véhicule.

La suite du mémoire s'appuie sur la théorie d'observation pour l'estimation en ligne des variables non directement mesurables en milieu tout-terrain telles que les rigidités de glissement et dérive du pneumatique. Jumelée aux différents modèles dynamiques du

véhicule, la synthèse d'observateurs a permis donc d'estimer en temps réel les efforts d'interaction pneumatiques-sol nécessaires à l'évaluation des indicateurs d'instabilité. Le couplage de ces modèles multi-échelles à la théorie d'observation a ainsi constitué un positionnement original à même de briser la complexité de la caractérisation de la stabilité de véhicules à dynamiques complexes et incertaines.

Somme toute, en s'appuyant sur l'estimation des efforts de contact roues-sol, les trois métriques retenues ont pu être évaluées pour la caractérisation du risque d'instabilité de l'engin en temps réel. Une analyse comparative approfondie basée sur différents types de scénarii accidentogènes a montré la pertinence et la concordance des métriques entres elles dans la détection du risque de renversement du véhicule. Par ailleurs, il s'est révélé nécessaire de préserver la pertinence de l'estimation du risque par rapport à la reconfigurabilité de la machine. A cet effet, le développement d'un algorithme adaptatif a permis de réduire la sensibilité de l'estimation des métriques de renversement vis-à-vis de la reconfiguration de l'engin. Cet estimateur adaptatif basé sur le couplage d'une mesure intermittente et de l'estimation du risque encouru a facilité l'adaptation et le recalage des paramètres dynamiques du modèle d'estimation du risque. La pertinence et la représentativité de l'estimation du risque dans un contexte difficile et changeant ont ainsi été préservées quelles que soient les variations de configuration du véhicule et/ou des conditions d'interaction avec l'environnement. Entre autre, si la conduite d'engins tout-terrain est régulièrement confrontée à des situations de pertes totales d'adhérence des pneumatiques avec le sol conduisant à des risques accrus de dévalement, peu de critères formels permettant d'appréhender finement ce type de risque existent. Ainsi, la boucle a été bouclée par le développement d'un critère basé sur l'estimation des coefficients de rigidités de glissement pour la caractérisation du risque de perte de contrôlabilité de l'engin.

Au-delà des essais de simulation avancée qui ont corroboré dans un premier temps la pertinence des travaux développés, d'autres essais expérimentaux réalisés sur une machine à vendanger G7.240 ont permis d'en tirer quelques conclusions sur la caractérisation de la stabilité dynamique de véhicules évoluant en milieu tout-terrain. Ces travaux ont ainsi ouvert la voie à différentes perspectives pour le développement de dispositifs actifs visant à sauver des vies en améliorant la sécurité des conducteurs d'engins tout-terrain.

Mots-clefs : Robots mobiles à roues, stabilité dynamique, systèmes actifs de sécurité, métrique de stabilité ou indicateur de risque, renversement, dévalement, glissement, milieu tout-terrain, modélisation, observateurs, commandes adaptive et prédictive, machinisme agricole, agriculture mécanisée

Abstract

Contribution to the modeling and to the control of reconfigurable mobile robots in off-road environments

Application to the dynamic stability of agricultural machinery

This work is focused on the thematic of the maintenance of the dynamic stability of off-road vehicles. Indeed, driving vehicles in off-road environment remains a dangerous and harsh activity because of the variable and bad grip conditions associated to a large diversity of terrains. Driving difficulties may be also encountered when considering huge machines with possible reconfiguration of their mechanical properties (changes in mass and centre of gravity height for instance). As a consequence, for the sole agriculture sector, several fatal injuries are reported per year in particular due to rollover situations. Passive protections (ROllover Protective Structure - ROPS) are installed on tractors to reduce accident consequences. However, protection capabilities of these structures are very limited and the latter cannot be embedded on bigger machines due to mechanical design limitations. Furthermore, driving assistance systems (such as ESP or ABS) have been deeply studied for on-road vehicles and successfully improve safety. These systems usually assume that the vehicle Center of Gravity (CG) height is low and that the vehicles are operating on smooth and level terrain. Since these assumptions are not satisfied when considering off-road vehicles with a high CG, such devices cannot be applied directly. Consequently, this work proposes to address this research problem by studying relevant stability metrics able to evaluate in real time the rollover risk in order to develop active safety devices dedicated to off-road vehicles. In order to keep a feasible industrialization of the conceived active safety device, the use of compatible sensors with the cost of the machines was one of the major commercial and societal requirements of the project.

The ambitious goal of this study was achieved by different routes. First, a multi-scale modeling approach allowed to characterize the dynamic evolution of off-road vehicles. This partial dynamic approach has offered the advantage of developing sufficiently accurate models to be representative of the actual behavior of the machine but having a relatively simple structure for high-performance control systems. Then, a comparative study of the advantages and drawbacks of the three main families of metrics found in the literature has helped to highlight the interest of dynamic stability metrics at the expense to categories of so-called static and empirical stability criteria. Finally, a thorough analysis of dynamic metrics has facilitated the choice of three indicators (Longitudinal and Lateral Load Transfer (LLT), Force Angle Stability Measurement (FASM) and Dynamic Energy Stability Measurement (DESM)) that are representative of an imminent rollover risk.

The following of the document is based on the observation theory for estimating online of variables which are not directly measurable in off-road environment such as slip and cornering stiffnesses. Coupled to the dynamic models of the vehicle, the theory of observers has helped therefore to estimate in real time the tire-soil interaction forces which are ne-

cessaries for evaluating indicators of instability. The coupling of these multiscale models to the observation theory has formed an original positioning capable to break the complexity of the characterization of the stability of vehicles having complex and uncertain dynamics.

Thanks to the estimation of soil contact wheels efforts, the three selected metrics have been evaluated for the risk characterization of instability of the vehicle in real time. A thorough comparative analysis based on different types of accident-prone scenarios was shown the relevance and consistency among these metrics in the detection of the risk of vehicle rollover. Moreover, in order to preserve a reasonable level of accuracy of the rollover risk estimation, an adaptation algorithm taking part of an occasional measurement of vertical load is developed. The adaptative approach uses then this intermittent information when it is available in order to adapt the vehicle parameters and adjusts in real time the vehicle dynamic model. This then allows to monitor the stability of the vehicle whatever the state of the slope correction system, the soil type and the load of the machine. In addition to monitoring, such a model is then suitable for anticipating the instability risk of the vehicle and to develop active safety systems and driver assistance. Moreover, whether the driving of all-terrain vehicles regularly faces total loss of tire grip with the ground resulting in increased risk of hurtling down, few formal criteria to finely evaluate this risk exist. Thus, the loop was looped through the development of a criterion based on the estimated slip stiffness coefficients for the characterization of the risk of loss of controllability of the vehicle.

The relevance of all developments described in this document was corroborated through advanced simulation trials and experimental tests realized with a grape harvester G7.240 manufactured by Gregoire SAS. The analysis of these experimental results allowed to draw some conclusions on the the characterization of the dynamic stability of off-road vehicles. Finally, this work has paved the way for many prospects for the development of active devices for saving lives by improving the security of all-terrain vehicle drivers.

Keywords : Wheeled mobile robots, dynamic stability, Lateral and Longitudinal Load Transfer, Force Angle Stability Measurement, Dynamic Energy Stability Measurement, rollover, hurtling down and skidding risks, Active Security Devices, adaptive and predictive control, observer, dynamic model, agricultural machines.

Remerciements

Ce mémoire est le fruit de trois années de longs et durs labeurs passées principalement au sein de l'Institut Pascal (dirigé par Michel DHOME), avec de nombreux allers-retours dans les locaux de l'Irstea (dirigé par Emmanuel HUGO). Plus généralement, ces travaux s'inscrivent dans le cadre du projet collaboratif *ActiSurTT* financé l'Agence Nationale de la Recherche. J'adresse donc, tout d'abord, mes remerciements à tous les personnels de ces deux instituts de recherche et également à tous les partenaires du consortium *ActiSurTT*, dont la pluridisciplinarité des thématiques et des personnes m'a été très profitable.

Je souhaite ensuite remercier les membres de mon jury, présidé par Philippe MARTINET, qui ont eu l'amabilité d'examiner mes travaux : Dominique MEIZEL et Nacer M'SIRDI qui ont rapporté le mémoire ainsi que Mathieu RICHIER pour ses remarques pertinentes.

A mon humble avis, pour être un excellent chercheur il faut obligatoirement faire preuve de créativité. Or, plus créatif que mon directeur de thèse, Roland LENAIN, je ne connais pas. Être dirigé par quelqu'un de créatif est un privilège. Alors, merci Roland pour ce privilège, pour ta créativité et aussi ton humour. L'humour est certes un art difficile mais il faut reconnaître que tu te débrouilles assez bien. Très reconnaissant d'avoir eu un directeur de thèse qui malgré ses nombreuses activités a toujours été disponible et disposé pour répondre à toutes mes questions. Il a su me diriger avec panache et même prendre le volant quand il le fallait afin de m'éviter de prendre à contre sens l'autoroute de la recherche scientifique, et ceci tout en me laissant une très forte autonomie pour pouvoir exprimer mes idées. Aujourd'hui, je ne peux résister à l'envie de le paraphraser pour lui dire : *"A très bientôt pour de nouvelles aventures"*.

Je tiens à exprimer ma profonde gratitude et mes sincères remerciements à Benoît THUILOT qui a toujours cru en moi dès mon arrivée en France pour ma spécialisation en Master Mécatronique au sein du Département de Physique de l'Université Blaise Pascal. Cette confiance qu'il toujours a placée en ma personne a fait suite à l'obtention de ma bourse de thèse. Merci Benoît pour ta confiance. Merci également pour ta rigueur bienveillante, tes critiques constructives et ta méticulosité qui m'ont permis d'avancer sur les sentiers escarpés de la recherche scientifique. Sans vouloir fayoter, je reste persuader que tu es et resteras l'un de mes modèles. Loin d'être un masochiste mais j'espère que nous aurons encore la chance de perdre quelques heures de sommeil pour corriger des articles rédigés dans la langue de Shakespeare.

J'adresse de vifs remerciements à Michel BERDUCAT pour avoir non seulement fait partie de mon jury de thèse mais également pour sa gentillesse et sa bonne humeur. Les nombreuses heures passées sur les autoroutes françaises dans le cadre du projet *ActiSurTT* auraient été lassantes sans son enthousiasme et son humour.

J'aimerais également remercier Philippe HÉRITIER qui, sans son aide les nombreux essais qui ont permis la validation expérimentale des travaux de cette thèse n'auraient pas été possible.

Je tiens également à remercier mon collègue de bureau, mon "petit" Jose Miguel VILCA qui a eu le courage de supporter quotidiennement mes nombreuses petites calottes amicales. Merci également Miguel pour tes nombreuses aides en Latex.

Je remercie amplement l'ensemble des secrétaires de l'Institut Pascal et, en particulier Eliane DE DEA et Vanessa CHAUDRON dont leur aide m'a été précieuse pour les démarches administratives.

J'adresse toute ma gratitude et mes remerciements à ma délicieuse chérie, Gwenaëlle MAZET, pour son soutien inébranlable. Ses encouragements ont été vitaux pour moi dans les moments difficiles et sceptiques et, surtout durant la rédaction du mémoire. Merci pour tout, ma chérie.

Je remercie les membres de ma famille (qui sont en Haïti et aux États-Unis) pour leurs encouragements qui, même à distance, m'ont été d'un réel réconfort. Tous mes amis qui se reconnaissent (oui, je sais que c'est un peu de la facilité mais je n'ai pas trouvé d'autres astuces permettant de contourner le périlleux exercice de remerciements dont la principale difficulté tient dans le fait de n'oublier personne) doivent être remerciés pour leur soutien plus qu'amical. Merci pour nos petites soirées hebdomadaires bien arrosées (avec modération, bien sûr !) qui ont été d'une importance capitale pour l'évacuation du stress provoqué parfois par la thèse.

Finalement, je dis un grand merci à tous ceux et à toutes celles qui n'ont pas eu leur nom figuré dans cette liste mais qui ont, d'une manière ou d'une autre, apporté leur soutien à l'accomplissement de ces trois années de thèse.

Table des matières

1	Introduction générale	1
1.1	Introduction	2
1.2	Problématique liée à la stabilité de machines agricoles	4
1.3	Contexte scientifique et industriel	6
1.4	Structuration du mémoire	8
1.5	Enjeux pour la sécurité de la mobilité en milieu agricole	10
1.5.1	Accidentalité du machinisme agricole	10
1.5.2	Voie d'améliorations et retombées économiques	12
1.6	Scénarii types de renversement en milieu tout-terrain	13
1.6.1	Scénario de décrochage	14
1.6.2	Scénario de renversement	14
1.6.3	Scénario de renversement en circulation routière	16
1.6.4	Conclusion	16
1.7	Approches existantes sur la stabilité des véhicules	17
1.7.1	Sécurité active des véhicules routiers	17
1.7.2	Sécurité passive des machines agricoles	22
1.8	Mécanisme de l'accident en milieu naturel	25
1.8.1	Spécificités de la conduite en milieu naturel	25
1.8.2	Paramètres influençant la stabilité du véhicule	26
1.9	Thématiques et axes de recherche	35
1.10	Conclusion du chapitre	36
2	Modélisation analytique du comportement dynamique de véhicules en milieux tout-terrains	39
2.1	Modélisation analytique du véhicule	39
2.1.1	Introduction	39
2.1.2	Dynamique de tangage du véhicule	40
2.1.3	Dynamique de roulis du véhicule	43
2.1.4	Expression des efforts normaux de contact roues/sol	44
2.1.5	Expression des accélérations longitudinale (a_x) et latérale (a_y)	46
2.1.6	Expression des angles de roulis (φ_r) et de tangage (φ_p)	47
2.1.7	Dynamique de lacet du véhicule	48
2.1.8	Modélisation de l'interaction roues/sol	54
2.1.9	Identification des paramètres des modèles dynamiques du véhicule	72

2.2	Métriques de stabilité de véhicule	74
2.2.1	Introduction	74
2.2.2	Métriques empiriques	75
2.2.3	Métriques analytiques à modèles statiques	78
2.2.4	Métriques analytiques à modèles dynamiques	88
2.2.5	Analyse des avantages et inconvénients de chaque famille de métriques	96
2.2.6	Choix des métriques de stabilité	97
2.2.7	Définition des différents domaines de stabilité du véhicule	98
2.2.8	Paramètres nécessaires au calcul des métriques choisies	99
2.3	Conclusion du chapitre	100
3	Estimation des paramètres caractéristiques des métriques de stabilité par observation	103
3.1	Introduction	104
3.2	Généralités sur la théorie d'observation	105
3.2.1	Introduction	105
3.2.2	Problématique de l'observabilité d'un système	106
3.2.3	Méthodologie de construction d'un observateur	108
3.2.4	Application des synthèses d'observateurs en robotique mobile	110
3.2.5	Algorithme d'adaptation de paramètres en ligne par descente de gradient	112
3.2.6	Conclusion	114
3.3	Bilan des efforts et moments de déstabilisation du véhicule	114
3.3.1	Introduction	114
3.3.2	Bilan des Forces d'interaction roues/sol	114
3.3.3	Bilan des Moments d'interaction roues/sol dans le plan de lacet	117
3.3.4	Bilan des Moments d'interaction roues/sol dans le plan de roulis	117
3.3.5	Conclusion	117
3.4	Estimation de la dynamique verticale du véhicule	118
3.4.1	Estimation du dévers et de la pente du terrain	118
3.4.2	Observation de l'angle de dérive global du véhicule	120
3.4.3	Résultats de la validation du modèle de véhicule	121
3.5	Observation de la dynamique latérale du véhicule	127
3.5.1	Estimation de la force latérale globale par observation	127
3.5.2	Répartition de la force latérale globale	129
3.5.3	Résultats de simulation réaliste	130
3.5.4	Résultats expérimentaux	131
3.6	Estimation de la dynamique longitudinale du véhicule par observation	135
3.6.1	Observation de la force longitudinale globale	135
3.6.2	Répartition de la force longitudinale globale	136
3.6.3	Résultats de simulation avancée	137
3.6.4	Résultats expérimentaux	138
3.7	Estimation de la position instantanée des roues	139
3.7.1	Position des roues dans le repère lié au Centre de Roulis (O_r)	140

3.7.2	Position des roues dans le repère lié au Centre de Gravité (G) . . .	141
3.7.3	Résultats de simulation réaliste	143
3.8	Conclusion du chapitre	143
4	Caractérisation de la stabilité dynamique de véhicules reconfigurables en milieux naturels	145
4.1	Introduction	145
4.2	Analyse comparative des métriques retenues	146
4.2.1	Introduction	146
4.2.2	Simulation des scénarii accidentogènes types	146
4.2.3	Estimation des différentes métriques	149
4.2.4	Evaluation des métriques de stabilité en simulation avancée	149
4.2.5	Mesure des métriques de stabilité en expérimentation réelle	151
4.2.6	Résultats de Simulation réaliste	153
4.2.7	Résultats expérimentaux	176
4.2.8	Conclusion	181
4.3	Estimation adaptative du risque de renversement	183
4.3.1	Introduction	183
4.3.2	Mesure du risque de renversement	183
4.3.3	Modèle d'estimation du risque de renversement	184
4.3.4	Couplage du Transfert de Charge estimé et mesuré et Recalage du modèle dynamique du véhicule	186
4.3.5	Adaptation des paramètres du véhicule	188
4.3.6	Résultats expérimentaux	195
4.3.7	Conclusion	207
4.4	Caractérisation du risque de dévalement du véhicule	208
4.4.1	Introduction	208
4.4.2	Indicateur du risque de dévalement	208
4.4.3	Estimation des conditions d'adhérence longitudinale	209
4.4.4	Scénario de dévalement et détection du risque	224
4.4.5	Résultats expérimentaux	226
4.4.6	Conclusion	227
4.5	Conclusion du chapitre	227
5	Conclusion générale	231
5.1	Bilan des principales contributions scientifiques	231
5.1.1	Synthèse des métriques de stabilité pour la caractérisation du risque de renversement	231
5.1.2	Développement d'un système d'évaluation adaptative du risque de renversement	233
5.1.3	Modélisation pertinente du comportement réel du véhicule dans son environnement	234
5.1.4	Développement d'un indicateur de dévalement	234
5.2	Valorisation industrielle des résultats obtenus	235

5.3	En perspective de la conception d'un système actif de sécurité	235
5.3.1	Gestion des incertitudes pour des systèmes mécatroniques robustes	236
5.3.2	Hybridation des métriques	236
5.3.3	Mise en œuvre d'un dispositif actif de sécurité	242
A	Moyens de simulation et d'expérimentation	245
A.1	Simulateur réaliste SCANeR Studio	245
A.2	Machine à vendanger G7.240	247
B	Modèles analytiques de véhicule	249
B.1	Modèle de roulis	249
B.2	Modèle de lacet	252
C	Méthode de calcul de la FASM et de la DESM	255
C.1	Calcul de la FASM	255
C.2	Calcul de la DESM	257

Chapitre 1

Introduction générale

1.1 Introduction

Si aujourd’hui, la parole est considérée comme faisant partie de l’apanage exclusif de l’être humain, l’utilisation et la fabrication d’outils ne sont toutefois pas le propre de l’homme. D’autres espèces du règne animal, en particulier des primates comme les chimpanzés, en font utilisation. En effet, à la fin des années 1950, Jane Goodall [Mag] a observé pour la première fois en Tanzanie que les chimpanzés savent sélectionner une tige de plante à la taille idéale, puis l’effeuiller soigneusement avant d’en effranger le bout à l’aide de leurs dents jusqu’à en faire une sorte de brosse qu’ils enfonce d’environ 30 cm dans une termitière. Et quelques instants plus tard, le tour est joué : les chimpanzés n’ont plus qu’à retirer les brindilles où sont suspendues les termites pour les déguster. Par ailleurs, les chercheurs continuent d’observer des comportements ingénieux chez les chimpanzés jusqu’à l’ère actuelle. En effet, une équipe de primatologues dirigée par Dr Catherine Hobaiter de l’Université de St Andrews en Écosse a tout récemment observé et analysé en Ouganda de nouvelles méthodes élaborées par les chimpanzés pour fabriquer des feuilles d’éponges, et de les utiliser pour boire [BBC].

Évidemment, les outils mis au point par nos plus proches cousins qui partagent environ 96% de notre patrimoine génétique restent toutefois rudimentaires par rapport à nos réalisations. Cette différence fondamentale réside dans notre capacité à explorer notre cerveau pour la compréhension des lois de la nature. En effet, doté de capacités rationnelles nettement supérieures au singe, l’homme raisonne pour construire, aménager et transformer son monde à l’aide d’outils beaucoup plus sophistiqués que ceux des autres primates. Ce tel niveau de développement atteint aujourd’hui est le fruit de l’évolution de l’espèce humaine et de la capitalisation de ses connaissances. En effet, depuis la nuit des temps, l’homme a toujours su faire preuve d’ingéniosité en développant des outils capables de les protéger contre les aléas de la nature afin de s’assurer bien-être, prospérité et progrès. Dans cette quête incessante de progrès, plusieurs types de solutions scientifiques et technologiques ont vu le jour. Parmi ces avancées technologiques, les robots mobiles qui sont des outils mécatroniques complexes occupent une place de choix dans nos activités industrielles.

Ces véhicules autonomes complexes trouvent des applications dans des domaines divers et variés, soit pour intervenir à la place ou en prolongement de l’homme. A titre d’exemples, on peut citer des missions d’exploration spatiale (Sojourner, Spirit and Opportunity, Curiosity) de la NASA comme illustré sur la figure 1.1(a) ou encore des missions de reconnaissance dans des milieux radioactifs. En effet, suite au tsunami qui a ravagé le Japon en mars 2011, pour avancer les travaux dans les décombres de la centrale nucléaire de Fukushima-Daiichi sans risquer des vies humaines, Toshiba a présenté un modèle quadripède, illustré sur la figure 1.1(b), capable d’évoluer sur des terrains accidentés, de monter des escaliers et d’éviter les obstacles qui jonchent le sol. Les exemples d’application de la robotique mobile sont légion. Toutefois, les travaux présentés dans ce mémoire se focalisent particulièrement sur les développements concernant le déplacement des véhicules terrestres en milieu naturel.

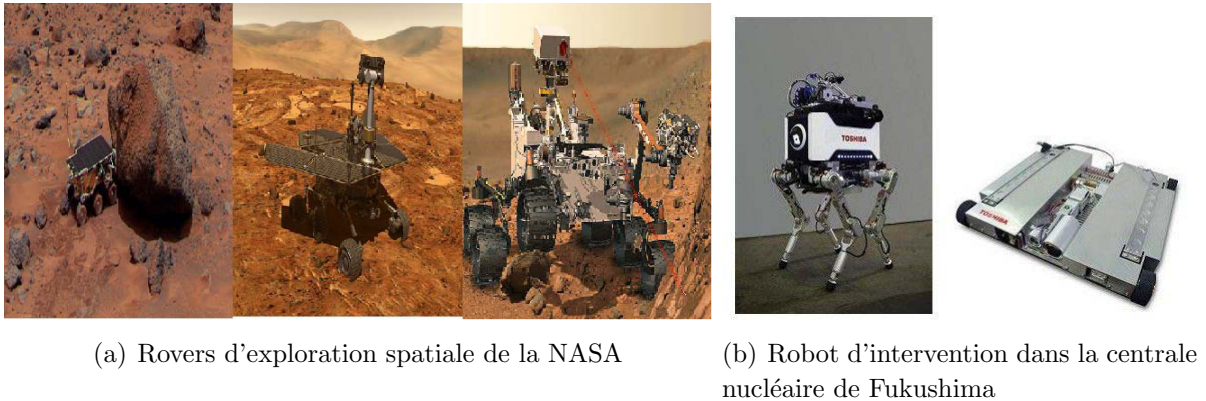


FIGURE 1.1 – Diverses applications des robots mobiles

Par définition même, ces véhicules robotisés sont dédiés à se mouvoir pour accomplir leurs tâches dans des environnements non structurés et déformables. Ainsi, ils se trouvent confronter à un défi majeur : être capables d'effectuer leurs missions tout en préservant leur intégrité. En ce sens, les premiers développements concernant le déplacement des robots mobiles autonomes en milieux naturels se concentraient sur les thématiques de localisation et de franchissement d'obstacles à faibles vitesses. Ensuite, au vu des importantes retombées applicatives constatées, les véhicules robotisés ont vu leur champ d'action élargi au fil du temps. De telles extensions ont entraîné l'augmentation de la taille et de la vitesse de ces robots mobiles autonomes et, par ricochet, le contingentement des lois de commande conçues au préalable pour les robots mobiles à basses vitesses. Ces limitations sont surtout liées à des phénomènes mécaniques et environnementaux encore peu traités jusqu'ici. En effet, l'évolution à haute vitesse sur des terrains à géométrie accidentée et variable et la variabilité des conditions d'adhérence rencontrées peuvent gravement nuire à la préservation de l'intégrité du robot, soit en provoquant une situation d'instabilité (renversement latéral ou cabrage, dévalement) ou soit par l'incapacité de franchir un obstacle. En sus de ces facteurs d'instabilité inhérents à la nature de l'environnement d'évolution des véhicules robotisés, d'autres contraintes mécaniques sont à prendre en compte. En effet, la plupart de ces systèmes robotisés sont qualifiés de véhicules reconfigurables, c'est-à-dire de véhicules dont la géométrie et la répartition de masse peuvent être modifiées en temps-réel. Si ces phénomènes dynamiques liés à la reconfiguration de l'engin et à son environnement d'évolution ne sont pas pris en compte, la commandabilité du véhicule sera nettement biaisée.

Si de nombreux travaux [Pai10, Gue10, BAM13] traitent les problèmes d'évitement d'obstacle ou encore de poursuite de trajectoire [Len05] dans la littérature, alors peu de contributions concernent le maintien de la stabilité dynamique des robots évoluant à haute vitesse en milieux non-structurés. L'objectif de ce mémoire trouve alors son intérêt dans le développement de lois de commande permettant de maintenir l'intégrité de robots mobiles évoluant en milieu tout-terrain. Dans cet objectif de préservation de la stabilité dynamique du robot, trois grands axes de recherche seront particulièrement privilégiés

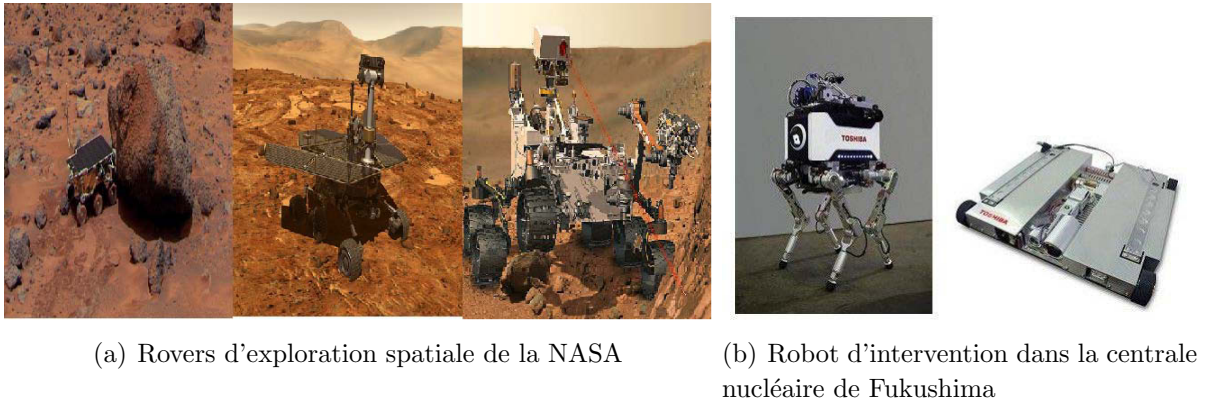


FIGURE 1.1 – Diverses applications des robots mobiles

Par définition même, ces véhicules robotisés sont dédiés à se mouvoir pour accomplir leurs tâches dans des environnements non structurés et déformables. Ainsi, ils se trouvent confronter à un défi majeur : être capables d'effectuer leurs missions tout en préservant leur intégrité. En ce sens, les premiers développements concernant le déplacement des robots mobiles autonomes en milieux naturels se concentraient sur les thématiques de localisation et de franchissement d'obstacles à faibles vitesses. Ensuite, au vu des importantes retombées applicatives constatées, les véhicules robotisés ont vu leur champ d'action élargi au fil du temps. De telles extensions ont entraîné l'augmentation de la taille et de la vitesse de ces robots mobiles autonomes et, par ricochet, le contingentement des lois de commande conçues au préalable pour les robots mobiles à basses vitesses. Ces limitations sont surtout liées à des phénomènes mécaniques et environnementaux encore peu traités jusqu'ici. En effet, l'évolution à haute vitesse sur des terrains à géométrie accidentée et variable et la variabilité des conditions d'adhérence rencontrées peuvent gravement nuire à la préservation de l'intégrité du robot, soit en provoquant une situation d'instabilité (renversement latéral ou cabrage, dévalement) ou soit par l'incapacité de franchir un obstacle. En sus de ces facteurs d'instabilité inhérents à la nature de l'environnement d'évolution des véhicules robotisés, d'autres contraintes mécaniques sont à prendre en compte. En effet, la plupart de ces systèmes robotisés sont qualifiés de véhicules reconfigurables, c'est-à-dire de véhicules dont la géométrie et la répartition de masse peuvent être modifiées en temps-réel. Si ces phénomènes dynamiques liés à la reconfiguration de l'engin et à son environnement d'évolution ne sont pas pris en compte, la commandabilité du véhicule sera nettement biaisée.

Si de nombreux travaux [Pai10, Gue10, BAM13] traitent les problèmes d'évitement d'obstacle ou encore de poursuite de trajectoire [Len05] dans la littérature, alors peu de contributions concernent le maintien de la stabilité dynamique des robots évoluant à haute vitesse en milieux non-structurés. L'objectif de ce mémoire trouve alors son intérêt dans le développement de lois de commande permettant de maintenir l'intégrité de robots mobiles évoluant en milieu tout-terrain. Dans cet objectif de préservation de la stabilité dynamique du robot, trois grands axes de recherche seront particulièrement privilégiés

dans ce mémoire. Dans un premier temps, des algorithmes capables d'évaluer en temps réel le degré de stabilité de l'engin seront élaborés en se référant à des capteurs compatibles avec le coût des machines. Puis, en exploitant des modèles adaptatifs (création de modèles prenant en compte la géométrie du sol et les conditions de contact roue-sol, et synthèse d'observateurs) il conviendra de synthétiser les algorithmes permettant l'estimation et l'anticipation de ces indicateurs de situations à risque. Outre cela, l'utilisation de ces approches adaptatives permettra de préserver la pertinence de l'estimation des métriques de renversement par rapport à la reconfigurabilité du robot en ajustant en ligne les paramètres des modèles de comportement dynamique de l'engin. Finalement, ces indicateurs de risque de renversement et de décrochement pertinents devront autoriser la mise en place des algorithmes de commande rétroactifs dans la perspective de conception d'un dispositif actif pour la prévention et l'évitement des situations d'instabilité.

Il est bien évidemment attendu que les travaux développés dans le cadre de cette thèse pour le maintien de la stabilité dynamique des robots mobiles autonomes trouvent des applications concrètes dans d'autres disciplines. En ce sens, la commande des robots mobiles représente un domaine de recherche majeur pour un certain nombre de secteurs, et notamment celui de l'agriculture. En effet, de par la capacité des véhicules robotisés à effectuer des tâches pénibles pour l'homme, à accéder à des zones difficiles et dangereuses, et grâce à une certaine répétabilité qu'ils peuvent apporter dans le travail, ceux-ci représentent une réponse cohérente aux enjeux actuels du secteur agricole (augmentation des surfaces à exploiter, de la qualité, des rendements, etc.). Par ailleurs, l'augmentation constante de la taille et de la vitesse de déplacement des machines agricoles, conjuguée au caractère variable des tâches et des natures des terrains d'évolution, aggravent considérablement les dommages pour l'opérateur [PW97, Cou99, CCM06]. Par conséquent, sans perdre le caractère générique des résultats obtenus durant ce projet de thèse (ex. application aux engins de Travaux Publics, manutentions-levage, etc.), celui-ci s'appliquera en particulier au domaine agricole.

1.2 Problématique liée à la stabilité de machines agricoles

De façon universelle, le triptyque "*planter, cultiver et récolter*" qui requiert à la fois beaucoup d'énergie (humaine, animale, mécanique ...) et une grande diversité d'outils et de matériels caractérise l'agriculture. Toutefois, cette dernière se pratique de manière plus ou moins efficace et efficiente d'une contrée du monde à l'autre selon le niveau de développement des peuples, en d'autres termes selon leur capacité à "*mécaniser*" l'agriculture. En effet, la figure 1.2 illustre le gap important qu'il y a entre l'agriculture pratiquée dans les pays du tiers-monde et celle pratiquée dans les pays développés. A fortiori, l'agriculture se caractérise comme étant retardataire, peu productive dans les pays sous-développés car les agriculteurs pratiquent encore aujourd'hui une agriculture dite "*traditionnelle*" avec des outils rudimentaires comme la force animale, des pelles, des machettes, etc. Ce constat

met en exergue le fait que le développement et l'autonomie alimentaire des pays du tiers-monde nécessiteront la relance de l'agriculture par le machinisme agricole [FAO].

Au cours du dernier siècle, la mécanisation du travail agricole dans les pays développés a non seulement contribué à l'étendue des superficies cultivables et à l'accroissement du rendement des plantations en améliorant essentiellement la précision des techniques culturales, mais a aussi libéré de très nombreux travailleurs de tâches pénibles et monotones. Il est de la nature de l'homme de vouloir toujours faire mieux, d'optimiser leur système de production afin d'en tirer le plus que possible. Dans le domaine agricole, cette poursuite acharnée à de meilleurs rendements s'est surtout matérialisée par l'augmentation de la taille, de la vitesse et de la puissance des machines. Cette modernisation de l'art de cultiver la terre s'accompagne toutefois de conséquences néfastes pour les agriculteurs car cela a considérablement contribué à l'aggravation des accidents du travail dans le secteur agricole. Dans le monde entier, les pays pratiquant une agriculture mécanisée s'accordent pour placer les tracteurs et autres engins utilisés dans les champs et dans les fermes en tête des causes des accidents mortels ou suivis d'incapacités partielles ou totales [Ste00].

L'accidentologie de la conduite en milieu tout-terrain montre un risque élevé, en particulier dans le domaine agricole, avec un nombre significatif d'accidents entraînant de graves conséquences. En effet, selon une étude menée par la *Caisse Centrale de la Mutualité Sociale Agricole* (CCMSA) durant seulement la période allant de 2005 à 2008, 358 accidents du travail consécutifs à une perte de contrôle suivis d'un renversement ont été recensés. Parmi ces accidents, 70% sont qualifiés de graves entraînant une incapacité permanente partielle de la victime. Qui pis est, il ressort des données de cette même étude entre 20 et 30 accidents mortels en moyenne par an faisant ainsi du renversement de véhicule la principale cause de mortalité au travail en milieu agricole. Pour la CCMSA, le coût total de ces accidents s'élève à environ trois millions d'euros sans compter la peine occasionnée aux familles des victimes qui est inestimable. Ces données mettent en évi-



(a) Pays développés : Agriculture mécanisée

(b) Tiers-monde : Agriculture traditionnelle

FIGURE 1.2 – Agriculture : Pays du tiers-monde Vs Pays développés

dence le fait que la problématique de stabilité dynamique des véhicules évoluant en milieu tout-terrain, et en particulier en milieu agricole est plus que jamais une thématique de recherche importante à explorer. La conséquence immédiate de la recherche dans ce domaine

serait de sauver des vies humaines en développant des dispositifs permettant d'assurer la sécurité quotidienne des agriculteurs au travail.

Si des solutions technologiques visant à améliorer la sécurité des conducteurs ont été développées dans le domaine automobile, le monde de la mobilité en milieu naturel a encore un grand retard à combler en ce sens. En effet, les principaux dispositifs de protection qui ont été développés dans ce secteur jusqu'à nos jours se résument à l'installation des structures rigides (Rollover Protective Structure - ROPS) consistant uniquement à limiter les blessures en cas d'accidents. Fort de ceci, ces solutions sont généralement qualifiées à juste titre de partielles car elles ne sont pas adaptées et pas sûres. Ces solutions sont purement mécaniques et ne prennent pas en compte les spécificités dues à l'instabilité dynamique de la conduite en environnement naturel. Des études accidentologiques [PW97, Cou99, CCM06, RR02, HMS+95] démontrent que les causes majeures de ces accidents sont généralement doubles. En effet, ces accidents s'expliquent par les caractéristiques même des machines agricoles (masse, position du Centre de Gravité (CdG) pouvant par ailleurs varier) mais également par le caractère variable et incertain des interactions rencontrées entre le véhicule et son environnement (géométrie du terrain, conditions d'adhérence, ...). Ainsi, toute démarche de recherche visant à développer des dispositifs de sécurité pour la réduction de ces risques doit prendre en compte ces facteurs afin que les solutions développées soient fiables et viables.

De cette analyse découle également le fait que les nombreuses solutions de sécurité active proposées par le monde de l'automobile permettant d'améliorer le comportement dynamique des véhicules routiers telles que l'Electronic Stability Program - ESP [TKF03] ou encore l'Anti-lock Braking System - ABS [GBO04] mais sont très peu transposables en dehors de ce cadre. En effet, le développement de ces systèmes suppose que la position du CdG des véhicules est basse et peu variable et que ceux-ci roulent sur des routes homogènes et plates. Or, les véhicules travaillant dans les champs agricoles ont leur CdG placé très haut et souvent variable, et en outre, comme sus-mentionné les interactions rencontrées entre le véhicule et son environnement sont très complexes.

Somme toute, l'idée serait de sortir de cette protection passive et imparfaite de la mécanique (ROPS) pour aller vers des systèmes de protection plus sûrs et plus intelligents. Ainsi, cette thèse se propose d'adresser cette problématique en étudiant des indicateurs pertinents, communément appelés "*métriques*", capables de caractériser finement les risques inhérents à la conduite en milieu tout-terrain dans la perspective de développement de dispositifs actifs de sécurité dédiés aux machines évoluant en milieux naturels.

1.3 Contexte scientifique et industriel

Les travaux scientifiques développés dans cette thèse s'inscrivent dans le cadre du projet intitulé "**Dispositifs actifs pour la sécurité des véhicules en environnement tout-terrain**" financé par l'Agence Nationale de la Recherche (ANR) sur le programme

en environnement **”Véhicules pour les Transports Terrestres (VTT)”**. Le consortium autour de ce projet réunit un ensemble partenaires venant de différents secteurs.

- Des sociétés industrielles telles que Grégoire SAS, Poclain Hydraulics et Phiméca,
- Des organismes de recherche tels que l’Irstea (*Institut de recherche en sciences et technologies pour l’environnement et l’agriculture*) et le CETIM (*Centre Technique des Industries Mécaniques*),
- Des laboratoires universitaires tels que Xlim (*Unité Mixte de Recherche de l’Université de Limoges*), LSIS (*Laboratoire des Sciences de l’Information et Systèmes*) de Marseille et Institut Pascal de Clermont-Ferrand,
- Des partenaires associatifs et mutualistes tels que l’Axema (*Union des Industriels de l’Agro-Equipement*) et la CCMSA.

L’objectif global de ce projet, dont l’acronyme est *ActiSurTT*, est la conception de dispositifs actifs probatoires de sécurité dédiés aux véhicules tout-terrain afin de prévenir les risques de pertes de contrôle (renversement, instabilité de trajectoire déclenchée par une perte soudaine d’adhérence, . . .). Ces risques, courant dans le domaine de la conduite en milieux naturels, sont intimement liés au caractère variable et incertain des interactions rencontrées entre le véhicule et son environnement (géométrie du terrain, conditions d’adhérence, . . .). De tels dispositifs doivent donc être capables d’une part de s’adapter à cette diversité d’interactions et d’autre part d’anticiper les risques de perte de contrôle à l’origine d’une accidentologie conséquente pour permettre des actions correctives. L’objectif de la thèse reste en adéquation avec celui du projet dans la mesure où les motivations et l’exemple applicatif sont apportés par ce dernier. Mais, la thèse elle-même se veut être un travail de recherche plus générique sur la mobilité en environnement naturel.

Le cadre applicatif retenu est le domaine de l’agriculture vu les caractéristiques de certaines machines agricoles et des terrains sur lesquels elles évoluent. Ainsi, pour mener à bien ce projet dans un cadre expérimental, la société Grégoire SAS, l’un des partenaires industriels sus-mentionnés, a mis à notre disposition une plateforme expérimentale de type vendangeuse dont les principales caractéristiques sont décrites en annexe [A.2](#). Cette dernière nous permettra de qualifier en vraie grandeur la faisabilité et l’apport de tels systèmes en les intégrant sur un véhicule réel. Ce moyen expérimental, mis à la disposition du projet, montre l’intérêt et la motivation de s’intégrer ainsi à un effort de recherche multipartenaires et notamment avec des industriels. Ce véhicule expérimental constitue un cas d’étude précis. Toutefois, comme défini plus haut, les algorithmes développés dans le cadre de cette thèse se veulent être suffisamment génériques pour s’appliquer à une large classe de véhicules tout-terrain.

1.4 Structuration du mémoire

La poursuite de l'objectif ambitieux de cette thèse passe, entre autre, par l'accomplissement d'objectifs intermédiaires. De surcroît, ces derniers constituent en eux-mêmes des contributions scientifiques majeures qui seront apportées dans le cadre de cette thèse et, préfigurent en partie l'organisation du mémoire. Ainsi, l'ensemble des travaux développés tout au long de cette thèse peut être subdivisé en quatre grandes parties :

- Tout d'abord, la suite de cette partie introductive a pour objectif de pointer les principaux enjeux liés à la mobilité accrue des engins évoluant en milieu naturel. La mise en lumière des principales voies d'amélioration pour la sécurité de ces types de véhicules débouchera sur l'identification et la discussion des principaux scénarii types de perte de contrôle des engins agricoles. Par ailleurs, nombre de solutions actives permettant d'améliorer efficacement la sécurité des véhicules routiers existent dans le monde de l'automobile. Après une brève présentation de ces dispositifs de sécurité actifs, leurs limitations pour l'application aux véhicules en milieu naturel seront mises en évidence. En fin de compte, l'analyse de l'inapplicabilité des solutions actives de sécurité routière aux véhicules tout-terrain et de l'insuffisance des solutions passives dédiées à la sécurité des engins tout-terrain permettra de poser le justificatif de ce sujet de thèse. Suite à cette analyse, une étude des mécanismes de renversement en milieu naturel ayant pour objectif l'identification des principaux facteurs endogènes et exogènes de capotage du véhicule sera faite. Cette identification permettra d'aboutir à la définition des différents thématiques et axes de recherche qui guideront la suite des travaux menés dans ce document.
- La conception d'un dispositif capable d'estimer, d'anticiper, de prévenir et de corriger les situations à risque suppose la connaissance de la dynamique du véhicule et de ses différentes interactions avec l'environnement dans lequel il évolue. A partir de la connaissance de la dynamique du véhicule dans son environnement, il deviendra alors possible par l'intermédiaire de différentes métriques de considérer sa stabilité globale. En ce sens, l'objectif de cette deuxième partie du présent document est double. D'une part, il s'agit de synthétiser de modèles analytiques génériques et représentatifs du comportement réel du véhicule permettant de mettre en relation les métriques représentatives des risques d'instabilité de l'engin avec les différents scénarii types de renversement identifiés précédemment. De par leur structure basée sur une approche de modélisation dite multi-échelle, ces modèles dynamiques permettront non seulement d'estimer le risque de renversement mais également de l'anticiper. En fin de compte, suite à une étude comparative des avantages et inconvénients des différentes familles de critères de renversement répertoriés, ce second chapitre s'est soldé sur le choix de trois métriques de stabilité dynamique pour la suite de l'étude.

Couplés à un système de perception relativement peu coûteux, dans la troisième partie de ce mémoire, ces modèles à dynamique partielle devront permettre la concep-

tion d'observateurs d'états pour l'estimation en temps réel des paramètres nécessaires au calcul des trois métriques retenues.

- L'évaluation en temps réel des trois métriques retenues pour la caractérisation de la stabilité dynamique du véhicule nécessite la connaissance d'un certain nombre de paramètres dynamiques et géométriques. Le recours à des systèmes sensoriels complexes et onéreux pour l'acquisition de ces paramètres peut vite devenir rédhibitoire pour la survie commerciale du dispositif actif de sécurité conçu.

Fort de ceci, il est fait choix dans cette troisième partie du document de s'appuyer de préférence sur la notion d'observation pour l'évaluation en ligne de ces paramètres. Basée sur la reconstruction en temps réel de variables non mesurées (voire non directement mesurables), cette méthode exploite d'une part la connaissance de la dynamique du véhicule explicitée précédemment via la modélisation analytique de l'engin, et d'autre part la mesure de quelques données dont dépendent les capacités de reconstruction. Ainsi, l'ensemble des paramètres dynamiques et géométriques caractérisant les différentes métriques de renversement est reconstruit à partir d'un système d'acquisition peu coûteux.

Utilisées à des fins de sécurité active, le couplage de telles approches de modélisation et d'observation constitue donc un positionnement original à même de briser la complexité de la caractérisation de la stabilité des dynamiques complexes et incertaines comme illustré à la quatrième et dernière partie de ce mémoire.

- Cette dernière partie de la thèse traitant à proprement dit la caractérisation de la stabilité dynamique du véhicule est subdivisée en trois sous-parties. D'une part, via une analyse comparative approfondie, la pertinence de la capacité des métriques à évaluer en temps réel le risque d'instabilité de l'engin a été mise en évidence pour chaque scénario de renversement identifié dans la première partie de ce document. Par ailleurs, il s'est révélé nécessaire de préserver la pertinence de ces métriques d'instabilité par rapport à la reconfigurabilité de la machine. A cet effet, dans la seconde sous-partie de ce chapitre, des approches adaptatives consistant à ajuster en ligne les paramètres des modèles de comportement dynamique de l'engin en fonction de la disponibilité d'une mesure partielle du risque encouru ont permis de garder un comportement en adéquation avec la reconfiguration de la machine, et ceci quelque soit l'état du système de suspension, de la nature du sol et de la charge du véhicule. Par ricochet, la représentativité de l'approche multi-modèle utilisée dans cette thèse a pu être vérifiée.

Dans le domaine de la mobilité en environnement tout-terrain, en particulier en milieu agricole, les particularités des machines équipées (ex : vendangeuses, pulvérisateurs, ...) sont des charges lourdes et variables, un centre de gravité élevé, des pentes franchissables importantes, des adhérences souvent réduites et très variables

et des vitesses sur routes de plus en plus élevées. Toutes ces conditions rendent ces machines particulièrement sensibles aux problèmes de renversement mais rendent aussi le contrôle de la motricité assez délicat à gérer et peuvent donc amener, dans les cas extrêmes, à des pertes totales d'adhérence. Celles-ci se traduisent par des situations de dévalement qui surviennent régulièrement. Ainsi, un critère a été développé dans la troisième et dernière sous-partie de ce chapitre pour la caractérisation du risque de dévalement du véhicule.

L'ensemble des développements théoriques présentés au sein des différentes parties du document est validé par le biais de résultats provenant aussi bien d'un simulateur réaliste SCANeR Studio que d'essais expérimentaux réalisés sur une machine à vendanger de type G7.240, construite par la société Grégoire SAS.

Somme toute, pour boucler la boucle, il a été jugé bon de terminer cette étude par un ensemble d'éléments prospectifs sur la suite qui doit être donnée aux différents travaux développés dans ce document, autrement dit sur la conception du dispositif actif de sécurité. Ces perspectives concernent surtout les stratégies de commande constituées d'algorithmes de commande adaptative et prédictive qui doivent être activées lorsque l'indicateur d'instabilité approche de la zone critique et qui permettront de corriger la situation dynamique du véhicule et ainsi éviter l'accident.

1.5 Enjeux pour la sécurité de la mobilité en milieu agricole

1.5.1 Accidentalité du machinisme agricole

Statistiquement, le renversement de machines agricoles se révèle être un risque important. En effet, plusieurs études sur l'accidentalité dans le milieu agricole ont été réalisées, et les résultats de ces études sont aussi alarmants les uns que les autres en termes de nombre de tués sur les champs et les fermes et même sur route. Les chiffres, relatés ci-dessus par les études accidentologiques [CCM06] réalisée par la CCMSA, témoignent de l'importance de cette accidentologie professionnelle dans le milieu agricole. Toutefois, elle n'en demeure pas moins partielle car elle ignore les nombreux accidents domestiques de particuliers ou de retraités agricoles possédant ce type de matériel pour une utilisation hors du cadre professionnel ainsi qu'un certain nombre d'accidents touchant les exploitants agricoles non salariés.

Quasiment, toutes les régions de France sont touchées par ces accidents mortels comme en témoigne la Figure 1.3. Malheureusement, on peut constater que la région auvergnate occupe la première place en terme de morts observées suite aux renversements de tracteurs.

Entre autre, comme illustré sur la Figure 1.4(a) tous les types de tracteurs sont concernés par ces accidents au travail et ceci dans tous les secteurs de l'agriculture comme en

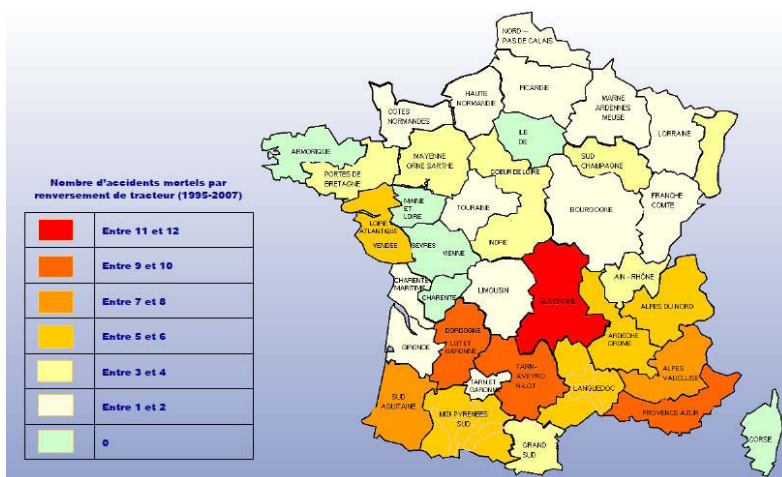
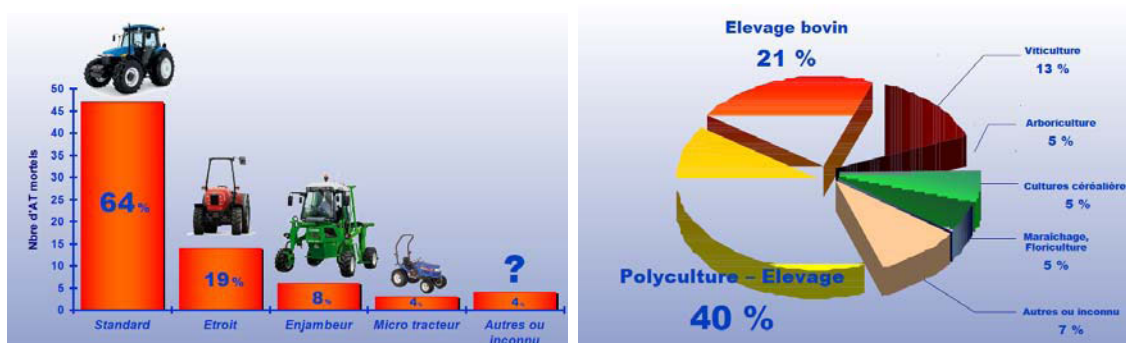


FIGURE 1.3 – Les régions de France les plus touchées par l'accidentalité agricole, source CCMSA

témoigne la Figure 1.4(b).



(a) Types de tracteurs concernés par les accidents (b) Les secteurs les plus touchés par les accidents

FIGURE 1.4 – Types de tracteurs et secteurs concernés par les accidents, source CCMSA

La majorité des accidents surviennent dans les champs et les fermes mais également sur route. En effet, suivant les mêmes données des études menées par la CCMSA, 73% des accidents recensés sont survenus dans les champs contre 27% en circulation routière.

Il a été constaté que bon nombre des agriculteurs ne réalisent pas le risque encouru dans leur travail. En effet, 35% des personnes interrogées considèrent le risque de renversement comme négligeable. Ce qui n'est malheureusement pas le cas si on regarde de près le taux de mortalité survenu suite à un accident.

Ces données accidentologiques mettent en évidence l'intérêt de cette thèse dont les principales motivations sont de proposer les bases de systèmes actifs d'aide à la conduite dédiés aux véhicules évoluant en environnement naturel.

1.5.2 Voie d'améliorations et retombées économiques

Les études accidentologiques montrent que les causes des accidents sont diverses et variées. Face à une aussi grande variabilité des causes, il n'existe pas de réponse unique, mais une multitude de voies d'amélioration que l'on classe dans de grands sous-ensembles [Blo05] :

- **L'éducation**, qui repose sur le respect et l'assimilation des consignes de sécurité et les recommandations du manuel d'utilisation de l'engin et la sensibilisation à une conduite sécuritaire à l'instar de la campagne de sensibilisation et d'information lancée auprès des agriculteurs par la CCMSA et le Ministère de l'Agriculture en 2010,
- **La formation**, qui vise à améliorer les performances de conduite des conducteurs et à les rendre attentifs aux risques qu'ils peuvent encourir et aux précautions à prendre,
- **L'amélioration des véhicules** grâce à l'introduction des dispositifs de sécurité passive ou active.

Parmi les différentes voies d'amélioration sus-exposées, pour ne pas faire des accidents survenus dans le monde agricole une fatalité, la voie d'amélioration la plus fiable et la plus viable à suivre reste et demeure le développement de dispositifs de sécurité active, c'est-à-dire des systèmes qui ont pour but d'éviter que les accidents ne se produisent, pourvu que ces dispositifs soient à un coût raisonnable pour l'acquéreur. Outre la réduction de l'accidentologie agricole, les retombées économiques de ces dispositifs seront tout aussi importantes. En effet, selon [Owu08], l'intégration de ces dispositifs de sécurité seulement sur les machines viticoles et une partie des automoteurs de pulvérisation et de récolte représenterait un chiffre d'affaires de 150 millions d'euros, uniquement en France. La généralisation au marché européen de cette catégorie de machines multiplierait par deux le volume des ventes.

Certes, ces systèmes de sécurité concernent prioritairement les gros automoteurs agricoles les plus exposés aux risques de renversement et pour lesquels les solutions passives sont mal adaptées. Toutefois, comme on a vu à la section 1.5.1, ces accidents touchent tous les types de véhicules agricoles. Alors, ces systèmes de sécurité active pourront être intégrés dans les cabines de différents types d'engins agricoles à l'instar d'autres dispositifs d'aide à la conduite déjà largement déployés dans le monde de l'automobile. Ainsi, l'extension à d'autres types d'engins agricoles décuplerait ces chiffres. A titre d'exemple, en ciblant uniquement les 15000 tracteurs haut de gamme rapides commercialisés en France dont 30% sont construits sur le territoire national, le chiffre d'affaires représente 450 millions d'euros et en considérant les 80000 tracteurs vendus en Europe (dont 20% produits en France) le chiffre d'affaires atteint 1600 Millions d'euros [Owu08].

En réponse à une demande sociétale forte, ces chiffres confortent encore une fois l'idée que la résolution des problèmes d'accidents du travail auxquels font face quotidiennement

les agriculteurs doit passer nécessairement par le développement de systèmes de sécurité active. Fondamentalement, le rôle de ces dispositifs est de pallier les défaillances du conducteur dans les différentes phases du processus de conduite. Le groupement de ces différentes étapes de causes à effet conduisant à une situation potentiellement génératrice d'accident constitue ce qu'on appelle des scénarii types de renversement. Ainsi la section suivante sera consacrée au recensement des principaux scénarii de renversement.

1.6 Scénarii types de renversement en milieu tout-terrain

Dans tous les pays où est pratiquée une agriculture mécanisée, la R&D sur les assistances à la conduite est très active. Que ce soit en Europe, aux États-Unis ou au Japon, les démarches méthodologiques sont assez semblables. En effet, à partir de l'accidentologie, les situations à risque les plus prioritaires sont identifiées et retenues puis les assistances à la conduite sont généralement conçues pour pallier les défaillances du conducteur dans ces scénarii [Ehr09].

Dans ce même ordre d'idées, dans le cadre de cette thèse l'analyse des données épidémiologiques relatives à l'accidentalité de la conduite en environnement naturel relatées à la section 1.5 a permis dans un premier temps d'extraire les tendances générales et facteurs de danger par l'intermédiaire d'arbres de causes à effet. Toutefois, afin de valider et d'affiner ces conclusions, il s'est révélé nécessaire de poursuivre cette étude par une enquête de terrain auprès des agriculteurs et l'analyse de leurs activités en situation. La combinaison de ces niveaux d'analyse a permis de classer les risques d'instabilité en fonction des critères environnementaux (terrain de nature changeante et incertaine, conditions d'adhérence, ...), des caractéristiques géométriques et dynamiques de la machine (position du CdG, répartition de la masse, vitesse, braquage, ...) et du comportement des utilisateurs. En effet, les causes menant à ces situations de dangerosité sont dans la plupart des cas liées à des manoeuvres sur des terrains peu adhérents (très humides ou très secs), en présence de pentes importantes et/ou de vitesses élevées. Ces risques sont notamment renforcés par le rehaussement du CdG de l'engin lié à une modification de la configuration du véhicule.

Entre autre, cette enquête a permis d'obtenir des informations importantes sur le niveau de perception du risque de renversement par les agriculteurs ainsi que l'acceptabilité d'un éventuel dispositif de sécurité pour gérer ce risque. En effet, une majorité de ces utilisateurs ont mis en avant la pertinence d'un système anti-renversement et anti-décrochage dans la mesure où ils s'avèrent fiables et qu'ils puissent être activés uniquement lorsque le conducteur le souhaite et être désactivés à tout moment.

Finalement, en fonction des témoignages des agriculteurs conjugués aux différents facteurs liés aux caractéristiques des machines et des champs agricoles, un rapport [MT11] réalisé dans le cadre d'étude du projet *ActiSurTT* synthétise les trois grandes situations

accidentogènes qui seront étudiées dans cette thèse :

- Situations de décrochage (pente et défaut d'adhérence),
- Situations de renversement (vitesse importante, virage et pente),
- Situation de renversement en circulation routière (vitesse importante et virage).

Ces scénarii d'instabilité de véhicules décrits dans cette section constituent donc des cas concrets que les métriques de renversement développées dans le cadre de cette thèse doivent être capables d'appréhender et de caractériser finement. Toutefois, il est important ici de noter que les scénarii d'accident faisant intervenir une modification soudaine et non prévisible de l'état de la zone d'évolution de la machine (éboulement de terrain, chute du véhicule dans un fossé, passage sur un obstacle important, sortie de route) sont écartés des travaux développés dans le cadre de cette thèse. De même, les phénomènes d'interaction avec les outils traînés ne seront pas traités.

1.6.1 Scénario de décrochage

La Figure 1.5 résume les principales causes menant à cette situation. Celle-ci résulte généralement de la perte d'adhérence au niveau d'une ou plusieurs roues du véhicule. La nature du terrain est un facteur prépondérant dans cette configuration (parcelle humide, terrain en pente) favorisant, à titre d'exemple, une répartition hétérogène de la charge sur les roues qui entraîne leur perte partielle ou totale d'adhérence. Il en résulte, généralement, que le véhicule, emporté par son poids, prend une vitesse excessive et ceci déclenche un réflexe du conducteur qui se sent en situation de danger. Sous cet effet de panique, celui-ci braque brusquement le volant de son véhicule ce qui le met en situation de dévers. Étant donné la vitesse excessive du véhicule, la force centrifuge mène alors à un renversement latéral.

1.6.2 Scénario de renversement

Ces situations de renversement résultent généralement du profil de terrain sur lequel le véhicule se déplace. Le point commun entre ces différentes situations est que le véhicule se retrouve en position de dévers. Deux variantes entrant dans le cadre de l'arbre de causes détaillé à la Figure 1.6 peuvent être étudiées.

1.6.2.1 Situation de dévalement

Dans ce scénario, on imagine que le véhicule roule à vitesse nominale puis entame une descente en ligne droite avec une pente moyenne. L'effet de cette pente fait prendre au véhicule une vitesse plus importante. Cette vitesse provoque un acte de réflexe chez le

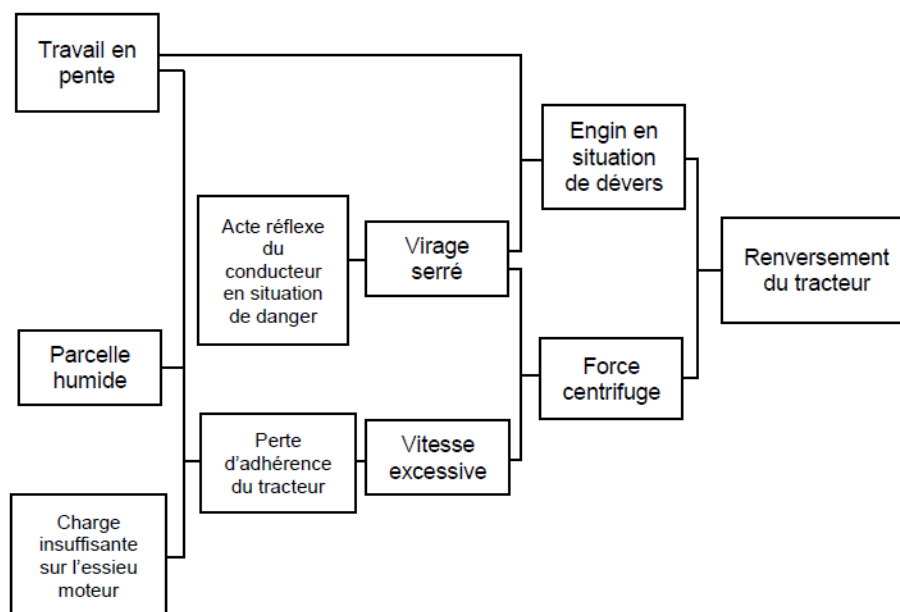


FIGURE 1.5 – Arbre de causes pour les situations de décrochage

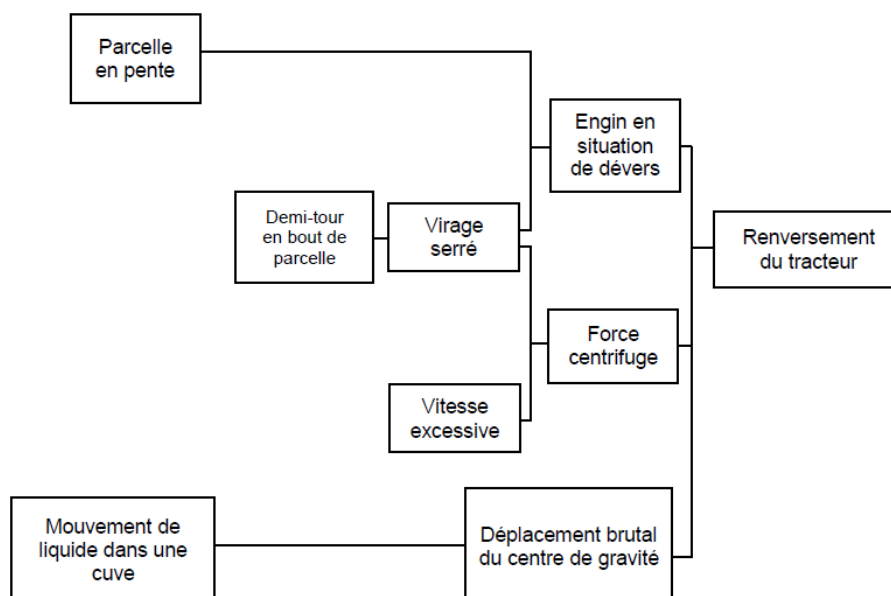


FIGURE 1.6 – Arbre de causes pour les situations de renversement

conducteur qui tente d'y remédier en changeant l'angle de braquage. Ce changement met le véhicule dans une situation de dévers important et entraîne le renversement latéral du véhicule.

1.6.2.2 Situation de renversement latéral

Dans ce scénario, on imagine que le véhicule roule à vitesse nominale mais, cette fois-ci, en position de dévers avec une pente peu importante. En bout de parcelle, le conducteur voulant faire un demi-tour effectue un virage serré. Compte tenu de la vitesse et de la position en dévers du véhicule, la force centrifuge fait basculer le véhicule latéralement.

1.6.3 Scénario de renversement en circulation routière

Ces situations de renversement résultent généralement de la vitesse excessive avec laquelle le véhicule se déplace sur route. Ce scénario concerne la plupart des véhicules agricoles. L'arbre de cause menant au renversement dans ces situations est détaillé sur la Figure 1.7.

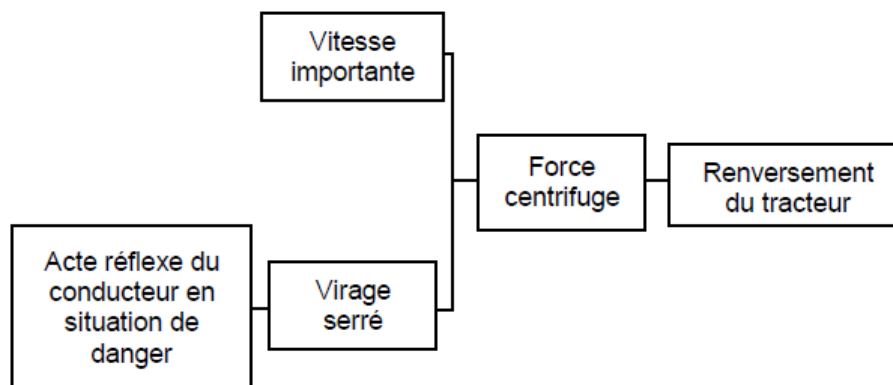


FIGURE 1.7 – Arbre de causes pour les situations de renversement en circulation routière

1.6.4 Conclusion

Dans cette section, les principales situations menant au renversement de véhicule en milieu agricole ont été repertoriées et analysées et doivent donc à présent guider le choix des indicateurs de risques. Autrement dit, l'extraction de métriques représentatives de la stabilité du véhicule et permettant de caractériser ces situations identifiées est alors possible. Cependant, dans le but de pouvoir structurer les différents axes de recherche qui seront menés tout au long de cette thèse, un état de l'art sur les différentes approches existantes sur la stabilité des véhicules tout-terrain et une étude détaillée des différents paramètres de déstabilisation des véhicules deviennent un impératif.

1.7 Approches existantes sur la stabilité des véhicules

Durant les quinze dernières années, les systèmes d'assistance à la conduite des véhicules routiers ont connu une forte émergence et ont fortement amélioré la sécurité des conducteurs grâce au développement des nouvelles technologies. En effet, dans le but d'aider, ou de se substituer au conducteur, toute une famille de systèmes actifs maintenant bien connue a été développée et industrialisée dans le monde de l'automobile. Le développement de ces dispositifs a surtout été motivé par les enjeux de sécurité, de performance et de la concurrence parfaite auxquels fait face le monde de l'automobile. Les constructeurs eux-mêmes proposent des documentations sur ces systèmes de sécurité, voir [Bos05] par exemple.

L'objet de cette section est d'en faire un état des lieux [PF01] sans en faire une liste exhaustive, afin d'en tirer quelques conclusions sur leur applicabilité à l'amélioration de la sécurité de mobilité en milieu tout-terrain.

1.7.1 Sécurité active des véhicules routiers

La sécurité active regroupe les dispositifs d'assistance à la conduite dont leur rôle est d'éviter au mieux l'accident, sinon d'en réduire les conséquences. Par exemple, un dispositif de freinage couplé à un détecteur d'obstacle pour, selon la vitesse d'approche, éviter le choc ou bien réduire la vitesse d'impact au moment de la collision.

Une revue de ces systèmes pourra être consultée avec intérêt dans un ouvrage édité par la Commission Européenne [For05], et aussi des informations intéressantes peuvent être trouvées dans [Bos05, Ehr09]. Dans cette section, il a été choisi de dresser une liste non exhaustive de ceux s'accrochant sur la sécurité active des véhicules tels que l'**anti-blocage de frein (ABS)**, le **système anti-patinage (TCS)** et le **système électronique de stabilité** communément appelé **ESP**. Ces systèmes tirent leurs informations sur les variables de la dynamique du véhicule par mesures (vitesse de rotation des roues, accélération transversale, vitesse de lacet, etc.), voire par estimation pour certaines variables tels les coefficients de frottement sol-roue.

1.7.1.1 Antilock Bracking System - ABS

Aux débuts de l'Antilock Bracking System, celui-ci permettait simplement le relâchement automatique des freins si les roues se bloquaient lors d'un freinage d'urgence, ce qui améliorerait déjà nettement les distances de freinage [Mai12, Ehr09, PF01]. En effet, les performances du pneu (cf : Section 2.1.8) sont mauvaises si le roulage n'est pas maintenu. Aujourd'hui, le système a évolué et il contrôle de façon continue et progressive l'action des freins pour maintenir le glissement longitudinal négatif de chaque roue à une valeur optimale de quelques pour-cents.

Si ce système améliore l'efficacité du freinage, il préserve surtout l'efficacité de la direction, ce qui est au moins aussi important puisque les freinages appuyés sont en général causés par la présence d'obstacles à éviter. C'est d'autant plus vrai que la capacité d'un pneu à créer un effort latéral est quasiment nulle quand le glissement longitudinal est proche de -1.

L'ABS est concrètement composé de plusieurs capteurs, d'un calculateur et d'actionneurs hydrauliques. Le calculateur estime la vitesse du véhicule et le glissement des roues à l'aide de capteurs donnant la vitesse de rotation de chacune d'elles. En fonction de la pression que le conducteur impose au système de freinage par l'intermédiaire de la pédale et du maître cylindre, le calculateur commande le distributeur hydraulique (ou modulateur) et répartit la pression sur chaque frein [Bos05].

Dans le but de compléter l'action de l'ABS, généralement y est associé l'EDTC (Engine Drag Torque Controller). Celui-ci limite le glissement longitudinal des roues pour conserver une direction efficace en phase de freinage. Cependant, contrairement à l'ABS qui limite le glissement dû aux freins, l'EDTC limite le glissement dû au frein moteur qui dans de mauvaises conditions d'adhérence (neige, glace, etc.) peut suffire à faire décrocher les roues. Les freins n'ayant aucune utilité dans cette situation, il intervient directement sur le moteur en accélérant légèrement. En effet, en accélérant, les roues vont rattraper leur retard de vitesse, le glissement va diminuer et le conducteur gardera plus facilement la capacité de diriger son véhicule.

Le nombre très limité de capteurs ne peut pas permettre au calculateur d'estimer précisément tous les paramètres nécessaires à son bon fonctionnement comme la vitesse du véhicule. En effet, si les quatre roues sont bloquées par exemple, il ne dispose d'aucune information sur sa vitesse linéaire. C'est pourquoi il utilise beaucoup de petits modèles et d'a priori sur le comportement du véhicule et des pneus.

Actuellement, la loi utilisée donnant le coefficient d'adhérence du pneu en fonction du glissement longitudinal est très simple. Il s'agit d'une fonction linéaire dans la plage des glissements faibles qui sature au-delà d'un seuil (ex. glissement de 10%). Étrangement, ce modèle ne pénalise pas les glissements supérieurs à ce seuil puisque le coefficient d'adhérence reste constant, mais l'idée est bien là, le seuil représentant le glissement optimal. Un des points délicats est sans aucun doute le choix de ce seuil, puisque celui-ci varie en fonction d'un grand nombre de paramètres (type de pneu, température, nature du sol, humidité, etc.).

Tous ces modèles linéaires conjugués aux hypothèses simplificatrices mettent en doute l'efficacité de l'ABS quant à une éventuelle application à l'industrie du machinisme agricole. En effet, lorsque l'adhérence est faible, il est parfois plus utile de bloquer la roue, car l'effort de freinage est plus fort du fait de son enfoncement dans le sol.

1.7.1.2 Traction Control System - TCS

Le Traction Control System est dans la suite logique du développement de l'ABS présenté à la section 1.7.1.1. Lui aussi limite le glissement longitudinal, mais il limite le glissement positif qui intervient dans les phases d'accélération au niveau des roues motrices. La perte de la direction étant équivalente lors d'un décrochage positif (accélération) que négatif (freinage), ce système est donc tout à fait justifié [Bos05, Mai12, Ehr09, PF01].

Dans de bonnes conditions d'adhérence, la plupart des véhicules n'ont pas la puissance suffisante pour saturer longitudinalement leurs pneus sauf éventuellement au démarrage où de toute façon une perte de contrôle latéral ne paraît pas particulièrement problématique. Par contre, sur des sols glissants (plaque de verglas, flaque de boue), à vitesse plus élevée, les roues motrices peuvent soudainement patiner et le véhicule perdre en stabilité latérale.

Ces événements étant souvent imprévisibles et brefs, le système doit être particulièrement réactif. Le TCS calcule le glissement des roues motrices en réutilisant les capteurs de vitesse de rotation. Plusieurs actions peuvent être menées pour stabiliser le véhicule. L'action la plus réactive du TCS est effectuée par le même répartiteur de pression nécessaire à l'ABS. Ainsi, les roues en glissement positif trop important sont freinées en quelques millisecondes. En ce qui concerne les autres actions, elles sont dépendantes de la motorisation.

Le TCS pourra, si le constructeur le prévoit, jouer sur plusieurs paramètres. Pour les moteurs à essence, le moins réactif de tous est la diminution du régime moteur par le biais de l'accélérateur ce qui n'a un effet qu'à relativement long terme. Il est aussi possible de jouer sur le système d'injection en n'alimentant qu'une partie des cylindres de façon à diminuer le couple moteur. Un effet équivalent peut être obtenu avec le système d'allumage qui peut modifier légèrement sa synchronisation (avance à l'allumage) avec le mouvement des pistons. Dans le cas des moteurs diesel, le TCS peut directement donner des consignes au calculateur pour diminuer la quantité de carburant injecté.

L'utilisation des freins sera plutôt favorisée lorsqu'une seule des deux roues motrices patine. Ainsi, le surplus de couple faisant patiner la roue est envoyé par le biais du différentiel sur la roue qui ne glisse pas. Cela est particulièrement utile lorsqu'il y a une différence de coefficient d'adhérence des côtés droit et gauche, émulant un différentiel plus évolué. Dans le cas où les deux roues motrices patinent (ex. sur la neige), les actions favorisées sont celles qui interviennent sur le moteur, ce qui permet de ne pas user les freins et d'éviter des pertes d'énergie inutiles.

Comme l'ABS, le TCS utilise une courbe caractéristique entre glissement et coefficient d'adhérence qui donne le point de fonctionnement optimal, ce seuil étant a priori proche de celui utilisé par l'ABS (au signe près).

1.7.1.3 Electronic Stability Program - ESP

Cette technologie est considérée comme la plus efficace pour contrôler le comportement d'un véhicule. En effet, l'ESP unifie les deux systèmes (ABS et TCS) présentés précédemment et est en passe d'être généralisé sur tous les véhicules. Pour les poids lourd, s'ajoutent des systèmes permettant d'avertir le conducteur d'un risque de renversement [For05].

Dès qu'il détecte une situation critique, l'ESP agit par un freinage différencié sur les quatre roues, et par une gestion "*intelligente*" du couple moteur pour stabiliser le véhicule, et prévenir des pertes de contrôle. Une situation critique est détectée en comparant la trajectoire effective à la trajectoire désirée. La trajectoire effective est estimée grâce à deux capteurs qui mesurent respectivement la vitesse de lacet c'est-à-dire la vitesse angulaire du véhicule autour d'un axe vertical passant par le CdG et l'accélération transversale. La trajectoire désirée est calculée à partir de l'angle de braquage au volant et de la vitesse du véhicule [Bos05, Mai12, Ehr09, PF01].

Son apport principal est le contrôle de la vitesse de lacet permettant de stabiliser un véhicule en situation de sous-virage. Tant qu'il n'y a pas de risque de tête à queue, l'ESP laisse les autres systèmes (ABS et TCS) fonctionner normalement, mais dans le cas contraire il leur impose un comportement biaisé avec pour seul objectif de diminuer la dérive du véhicule en ignorant presque les actions du conducteur sur les freins et l'accélérateur. La priorité est donc donnée à la trajectoire plutôt qu'à la vitesse. L'ESP n'est rien en lui-même, il est plutôt un chef d'orchestre en faisant varier les paramètres qui avaient été fixés dans les versions standards de l'ABS et du TCS. Ces variations peuvent concerner les seuils de glissement par exemple qui vont être redéfinis en fonction de la situation, chacune d'elles étant anticipée par les concepteurs, ce qui en fait un système assez rigide. Ces trois sous-systèmes (ABS, EDTC et TCS) sont donc leurrés par l'ESP et remplissent les objectifs de celui-ci avant les leurs [For05].

Quand le véhicule approche de ses limites, la direction n'est plus suffisante pour le diriger (contrôler la vitesse de lacet) et la vitesse des roues devient le seul paramètre influent restant. L'ESP vient donc naturellement chapeauter les autres systèmes d'assistance à la conduite qui disposent déjà des installations matérielles requises au contrôle de la vitesse des roues. En fonction de la situation, il y aura toujours une des quatre roues qui, si elle est freinée, créera un couple autour de l'axe vertical du véhicule s'opposant au mouvement de tête à queue. De la même façon, il y aura une roue pouvant être accélérée. Si le véhicule a une vitesse qui ne permet pas à l'ESP de rétablir sa stabilité, il va directement intervenir sur le moteur pour le ralentir ou au moins lui interdire d'accélérer.

Le modulateur de pression des freins va donc une fois de plus être mis à contribution puisqu'il a la capacité de freiner les roues indépendamment, tout comme l'accès au moteur que le TCS et l'EDTC ont nécessité auparavant. Il est toutefois indispensable d'allonger la liste des capteurs, car ce système demande également la connaissance de la vitesse de lacet du véhicule, de l'accélération latérale et de l'angle de braquage des roues. Ces infor-

mations sont données par un gyroscope vertical, un accéléromètre orienté latéralement et un capteur d'angle au volant.

La stratégie est assez simple dans son principe. À chaque instant, l'ESP peut reconstruire l'angle de dérive du véhicule grâce aux mesures du gyroscope, de l'accéléromètre, de l'angle du volant, etc. Il dispose alors de toutes les informations nécessaires à la distinction des situations de sous-virage et de survirage. Lors d'un virage, il pourra alors freiner la roue qui ramènera la vitesse de lacet du véhicule à la valeur souhaitée par le conducteur au regard de l'angle de braquage du volant.

Le calcul du glissement longitudinal des roues est assez sensible à la vitesse de lacet et à l'angle de braquage, c'est pourquoi il est étonnant que l'ABS et le TCS n'en aient pas eu besoin pour fonctionner correctement. Mais, les trois sous-systèmes intégrés à l'ESP sont certainement plus évolués que ceux d'origine. On peut donc supposer qu'ils bénéficient des nouveaux capteurs de l'ESP pour augmenter leur propre précision.

1.7.1.4 Limitations pour l'application aux véhicules en milieu naturel

Dans cette section, les principales solutions de sécurité active permettant d'améliorer le comportement des véhicules routiers ont été repertoriées. Toutes utilisent des actionneurs châssis : freins, moteur, direction, éléments de suspension. Leur accroissement nécessite que ces systèmes *dialoguent* entre eux afin d'augmenter l'efficacité globale. Ces systèmes ont fortement contribué à l'amélioration de la sécurité et de la stabilité dynamique des véhicules routiers. Ainsi, on pourrait logiquement se demander pourquoi n'a-t-on pas pensé à un éventuel transfert de ces technologies au monde du machinisme agricole afin de réduire l'accidentalité dans cette filière ? Les principaux blocages du transfert de ces technologies à la sécurité active en milieu naturel se résument surtout au fait que leur développement se base sur des modèles linéaires de pneumatiques, ne prenant pas en compte la variabilité des rigidités de glissement et de dérive.

Toutefois, des tentatives ont été entamées dans la perspective d'un transfert, sur des tracteurs agricoles, de la technologie de freinage ABS [PR00] ou encore des dispositifs de contrôle de direction [KZ06] inspirés de la technologie d'ESP. Néanmoins, ces tentatives restent encore aujourd'hui très confidentielles dans le domaine tout-terrain voire à l'état de prototype [PR00] et ne proposent que des solutions partielles. Par exemple, le système proposé par Kise et Zhang dans [KZ06] se base principalement sur l'estimation anticipative des attitudes d'un tracteur par un système sensoriel assez onéreux et ne prend pas en compte des facteurs cruciaux de renversement comme l'accélération, l'angle de braquage, la direction ou encore l'attelage d'un outil au tracteur. En somme, les solutions apportées par ces tentatives n'améliorent que le comportement routier des engins agricoles dans un contexte d'augmentation constante des vitesses de circulation. Cependant, elles sont peu adaptées voire inefficaces pour l'évolution en milieux naturels, pour lesquels les solutions sont inexistantes d'un point de vue industriel.

D'une part, la non pertinence des solutions apportées par les différentes tentatives de transfert de ces technologies au monde agricole s'explique par la difficulté à caractériser la dynamique des véhicules évoluant en milieux naturels. D'autre part, les solutions actives de sécurité routière sont peu applicables hors de ce cadre à cause des hypothèses simplificatrices dont elles souffrent. En effet, le développement de ces systèmes suppose que la position du CdG des véhicules est basse et que ceux-ci roulent sur des routes homogènes et plates aux conditions d'adhérence peu variables. Si ces hypothèses restent réalistes dans le cadre de la mobilité routière, elles ne sont plus du tout plausibles dans le cadre tout-terrain. L'inapplicabilité de ces solutions à la mobilité agricole s'explique purement et simplement par les spécificités de la conduite en environnement naturel (manque d'adhérence, évolution sur terrain irrégulier, présence de pentes importantes...) et les caractéristiques particulières des machines agricoles (variabilité de la masse et du très haut CdG) qui y sont complètement négligées. Finalement, compte tenu du caractère incertain et changeant du comportement des véhicules dans le milieu considéré, on peut alors affirmer sans ambages que ces solutions sont développées par et pour le monde de l'automobile. Si le monde du machinisme agricole a encore un grand retard à combler par rapport au monde de l'automobile en termes de développement de systèmes actifs pour la sécurité des travailleurs, des efforts ont été quand même consentis afin d'apporter des solutions de sécurité qualifiées de passives dont les grandes familles sont présentées à la section suivante.

1.7.2 Sécurité passive des machines agricoles

Les constructeurs de tracteurs et de machines agricoles s'efforcent d'améliorer constamment la sécurité et le confort des matériels qu'ils mettent sur le marché. Sur l'aspect sécuritaire, différentes approches comme l'augmentation des voies et des empattements, l'abaissement de la garde au sol pour l'amélioration intrinsèque de stabilité des engins agricoles et des structures de protection en cas de renversement sont mises en place dès la conception des machines.

Entre autre, les efforts consentis par les constructeurs pour assurer le confort des travailleurs sont également manifestes. En effet, en ce qui concerne plus particulièrement les tracteurs, on peut disposer aujourd'hui de cabines ventilées et climatisées, de filtres à air de cabine dont certains offrent également une protection contre le pollen, de postes de conduite réversibles assurant une meilleure visibilité à l'arrière et sur les côtés, de sièges-passager à suspension, d'une prise de force supplémentaire à l'avant. Par ailleurs, divers autres perfectionnements de sécurité destinés à alléger considérablement la conduite et à la rendre plus sûre. Si ces solutions sont quand même qualifiées de passives dans la mesure où elles ne permettent pas d'éviter totalement les risques d'accident, les gains sur l'accidentalité sont par contre très importants car ces dispositifs passifs permettent de minimiser les conséquences des accidents. A titre d'exemple, peuvent être cités des dispositifs comme le Rollover Protective Structure ou des Systèmes de correction de dévers.

1.7.2.1 Rollover Protective Structure - ROPS

Conscient de la fréquence de ces accidents survenus à un retournement de véhicule et de leur gravité, des solutions dites passives ont été mises en place pour en réduire les conséquences. Les ROPS font intégralement partie de ces mesures qui ont été prises selon les directives européennes. Comme le sous-tend leur appellation, ces dispositifs qui peuvent être de différentes natures (arceaux, structures à quatre montants ou cabines complètes) comme en témoigne la Figure 1.8 sont des structures de protection dédiées à l'absorption de l'énergie mise en oeuvre au moment d'un renversement et permettent ainsi de préserver une zone de survie autour du conducteur.

Néanmoins, l'examen des données accidentologiques issues de l'enquête réalisée par la CCMSA met en évidence l'inefficacité de protection de ces structures. En effet, dans 49% des cas d'accidents mortels réécensés, le véhicule était effectivement équipé d'une ROPS censée protéger le conducteur. Celui-ci étant généralement éjecté de son poste de conduite sous l'effet du choc. Ainsi, les organismes de prévention recommandent donc aujourd'hui de compléter la ROPS par la mise en oeuvre et l'utilisation d'un dispositif de maintien de l'opérateur à son poste de conduite, par exemple une ceinture de sécurité. Toutefois, se pose la question de l'acceptabilité de ce dispositif par les opérateurs.

Outre l'efficacité partielle de ces structures en conditions difficiles, se pose le problème de leur dimensionnement. En effet, la solution apportée par les ROPS s'adapte mal aux machines agricoles imposantes. Ces structures dégradent la stabilité des petits engins agricoles du fait de leur poids et de leur position sur le véhicule. Quant aux engins très lourds de type gros automoteurs, les niveaux d'énergie absorbés par la structure lors du renversement atteignent des valeurs telles que celle-ci devient l'élément principal dimensionnant la machine.

Par ailleurs, de par leur architecture, les engins agricoles ont un CdG relativement élevé avec une masse conséquente ce qui les rend très instables. L'idée consistant à y ajouter dès la conception une protection anti-retournement de type arceau (ROPS) aggrave la situation. En effet, ces grosses structures très lourdes ont pour conséquence immédiate d'augmenter la hauteur du CdG et la masse des machines qui sont des facteurs inhérents à leur caractère instable. En outre, contrairement aux engins de travaux publics, les automoteurs agricoles ne disposent bien souvent pas de châssis suffisamment rigides pour servir d'ancrage à des ROPS destinées à résister aux énergies mises en jeu au cours des renversements.

Par ailleurs, certaines tâches agricoles spécifiques ne permettent pas que les tracteurs soient équipés d'une ROPS. Par exemple, le faible dégagement d'arbres fruitiers dans un verger empêche les tracteurs d'être équipés d'un arceau de sécurité afin de se déplacer librement entre les arbres. Pour assurer la protection nécessaire aux conducteurs qui travaillent dans un environnement confiné, les chercheurs ont donc créé des systèmes ROPS déployables automatiquement. Ces systèmes sont capables de se rétrac-



FIGURE 1.8 – Types de structure de protection en cas de renversement, source CCMSA

ter dans un état stable et être déployés quand un état de déplacement instable a été détecté [Si107, PHE+01]. Toutefois, il est important de souligner que les ROPS ne fournissent qu'une protection passive pour réduire les conséquences des accidents causés par les renversements.

Somme toute, ces problèmes d'efficacité, de dimensionnement, d'implantation et de masse dont souffrent ces dispositifs mettent en exergue leurs limites [CMW06]. La faiblesse de ces structures de sécurité passive conforte encore une fois l'idée que le développement de dispositifs actifs capables d'éviter les risques d'instabilité (retournement et plus généralement perte de contrôle) est l'une des meilleures voies à explorer dans le cadre des véhicules évoluant en milieu tout-terrain.

1.7.2.2 Dispositifs de correction de dévers

Ce système permet de contrôler le dévers afin d'assurer la sécurité du travailleur en gérant l'accord anti-roulis avant-arrière lorsque le véhicule évolue sur un terrain pentu. Dans ce dispositif à suspensions dites actives, les combinés ressorts-amortisseurs sont remplacés par des vérins. La correction n'est pas réalisée automatiquement mais nécessite une action du conducteur via un joystick placé sur le tableau de bord du véhicule. Cette action permet de corriger l'inclinaison du véhicule et de la maintenir proche de zéro en contrôlant la garde au sol. Nonobstant que ce système contribue fortement à la réduction du risque de renversement des véhicules, il reste quand même un système passif car il ne permet pas d'éviter totalement le risque de renversement. L'inconvénient majeur de ce système réside dans la puissance nécessaire (due à la fréquence d'actionnement élevée pour être efficace) qui se traduit par une augmentation de la consommation de carburant. Qui pis est, de par son fonctionnement, il contribue à la variabilité de la position du CdG de l'engin qui est un facteur fortement significatif dans l'étude des mécanismes de

renversement comme démontré à la section 1.8.

1.7.2.3 Des solutions insuffisantes

Si le développement de dispositifs de sécurité active qui est l'approche soutenue dans cette thèse reste prioritaire par rapport aux dispositifs de sécurité passive, ces derniers présentent toutefois un réel intérêt et doivent être dans l'idéal utilisés en parallèle avec les systèmes actifs. En effet, les systèmes de sécurité active ont leurs limites car dans certains cas, l'accident ne pourra être évité. Ainsi, en cas d'échec de la sécurité active, les dispositifs passifs comme le ROPS par exemple devraient permettre de réduire les conséquences des accidents. Au-delà de la sécurité passive, à l'instar du monde de la mobilité routière, une solution ultime serait d'équiper les engins agricoles d'un *système d'appel d'urgence ou eCall* [Ehr09] permettant de sauver des vies en réduisant les temps d'intervention des services d'urgence suite à un accident ou en cas de situation d'urgence et contribuerait à éviter le sur-accident. L'*eCall* peut être déclenché soit manuellement par les occupants du véhicule, soit automatiquement par l'activation, en cas d'accident, de capteurs situés à l'intérieur du véhicule.

Aujourd'hui, il existe un consensus absolu pour considérer que le développement de systèmes susceptibles de réduire l'accidentalité dans le domaine agricole est plus que jamais une thématique de recherche particulièrement intéressante. Toutefois, comprendre le mécanisme même des accidents survenus dans le monde agricole constitue l'une des prémices d'une telle démarche. Ainsi pour ce faire, la section suivante se donne pour tâche d'étudier les particularités de la mobilité en milieu naturel afin d'en faire ressortir les principaux paramètres influençant la stabilité dynamique des engins tout-terrain.

1.8 Mécanisme de l'accident en milieu naturel

1.8.1 Spécificités de la conduite en milieu naturel

Il a été sus-mentionné que les solutions actives qui ont fortement contribué à l'amélioration de la stabilité dynamique des véhicules routiers sont inapplicables aux véhicules évoluant en milieu naturel. En effet, les spécificités de la mobilité en environnement naturel, qui sont liées aux caractéristiques des machines et des terrains, expliquent sciemment leur inapplicabilité.

L'agriculture mécanisée fait appel à une multitude de machines très diverses. D'une part, certaines de ces machines sont dites "*reconfigurables*", c'est-à-dire des véhicules dont la géométrie et la répartition de masse peuvent être modifiées en temps-réel. A titre d'exemple, les machines à vendanger, qui comportent de très nombreux degrés de liberté, rentrent dans cette catégorie. Leur très haut centre de gravité, la variabilité de leur masse au fur et à mesure du remplissage du réceptacle à raisins, la géométrie accidentée des terrains sur lesquels elles évoluent et la variabilité des conditions d'adhérence rencontrées

en font des véhicules particulièrement à risque.

D'autre part, la plupart des machines agricoles sont des engins puissants qui roulent à des cadences soutenues, et les travailleurs ne se rendent souvent pas suffisamment compte des risques qu'ils peuvent encourir de ce fait. A titre d'illustration, l'enquête réalisée par la CCMSA révèle que 35% des personnes interrogées considèrent le risque de renversement comme négligeable. La puissance développée par une machine, même petite, peut certes varier considérablement suivant le régime adopté.

En somme, la combinaison de la taille, de la géométrie, du poids, de la puissance et de la vitesse des véhicules agricoles ainsi que de la nature changeante et incertaine des terrains crée de nombreuses situations de conduite régulièrement dangereuses pour les travailleurs avec des risques courants de renversement et de dévalement entraînant une forte accidentalité mortelle.

1.8.2 Paramètres influençant la stabilité du véhicule

Comme on l'a vu à la section 1.6, les paramètres influençant le degré de stabilité du véhicule peuvent être liés soit à l'environnement dans lequel évolue le véhicule, soit aux caractéristiques mêmes de la machine dans son environnement, et/ou soit au comportement de l'utilisateur. Ainsi, l'objet de cette section est d'analyser plus en détail ces trois catégories de facteurs de déstabilisation. Tout d'abord, une étude préliminaire de la mécanique de renversement se révèle nécessaire afin de mieux comprendre comment ces paramètres influent sur le risque d'instabilité du véhicule en milieu tout-terrain.

1.8.2.1 Etude préliminaire de la mécanique de renversement

Que l'on soit un brillant mécanicien ou un simple conducteur occasionnel, on est tous unanimes sur le fait que le décollement du sol des roues situées d'un même côté d'un véhicule est une condition nécessaire au renversement de celui-ci. Toutefois, de par son métier, l'ingénieur mécanicien dispose de toute une série de concepts physiques propre à son domaine pour expliquer et interpréter le phénomène en vue d'apporter des solutions correctives. En effet, pour le mécanicien, la perte de contact des roues avec le sol traduit une distribution des efforts de contact roues/sol. Autrement dit, sur un même essieu il s'est produit un *transfert de charge* soit de la droite vers la gauche ou de l'avant vers l'arrière du véhicule et vice-versa. Comme illustré sur les Figures 1.9 et 1.10, cette distribution d'efforts indiquant la proximité des roues au décollage signale soit un risque de renversement latéral ou longitudinal. Afin de mettre en évidence les principaux paramètres qui influent le risque de renversement d'un véhicule, ces deux types de risque vont être brièvement étudiés.

1.8.2.1.1 Risque de renversement latéral

Le risque de renversement latéral d'un véhicule survient généralement à la faveur d'un changement d'attitude (pente, virage) [KN04, MMM95]. L'étude de ce risque se fait dans

le plan de roulis du véhicule, c'est-à-dire sa vue arrière. Par exemple, la Figure 1.9 présente une telle vue du véhicule dans le cas où il effectue un virage vers la gauche. Les vecteurs signalant les forces normale F_{n2} et latérale F_f extérieures au virage sont dessinés à dessein plus grands que ceux qui traduisent les forces normale F_{n1} et latérale F_r intérieures au virage, afin de signifier le transfert de charge de la gauche vers la droite. La nomenclature des principales notations intervenant sur la figure 1.9 sont :

- c est la voie de la machine,
- φ_r est l'angle de roulis de la masse suspendue (m),
- α_r est l'inclinaison latérale du véhicule,
- a_y est l'accélération latérale du véhicule,
- h_r est la distance entre le Centre de Roulis (O_r) et le Centre de Gravité (G) du véhicule,
- $P = m g$ est la force de gravité appliquée à la masse suspendue du véhicule, avec g la constante de gravité,
- F_{n1} et F_{n2} sont respectivement les efforts normaux sur les roues virtuelles des côtés gauche et droit du véhicule dans le plan de roulis,
- F_f et F_r sont respectivement les efforts latéraux sur les roues virtuelles des côtés gauche et droit du véhicule,
- R_{roues} est le rayon nominal des roues du véhicule,
- B_1 et B_2 sont respectivement les points de contact avec le sol des roues virtuelles des côtés gauche et droit du véhicule.

L'application du Principe Fondamental de la Dynamique (PFD) au point G de la Figure 1.9 permet d'écrire le système (1.1).

$$\left\{ \begin{array}{l} \sum \vec{M}_G = \overrightarrow{B_1 G} \wedge (\vec{F}_f + \vec{F}_{n1}) + \overrightarrow{B_2 G} \wedge (\vec{F}_r + \vec{F}_{n2}) = \vec{0} \Leftrightarrow \\ -(R_{roues} + h_r \cos \varphi_r)(F_f + F_r) + \left(\frac{c}{2} - h_r \sin \varphi_r\right)F_{n2} - \left(\frac{c}{2} + h_r \sin \varphi_r\right)F_{n1} = 0 \\ F_{n1} + F_{n2} = -mg \cos \alpha_r \\ F_f + F_r = m(g \sin \alpha_r - a_y) \end{array} \right. \quad (1.1)$$

Les forces F_{n1} et F_f diminuent au fur à mesure que les roues intérieures au virage approchent du décolllement jusqu'à s'annuler à l'imminence du renversement. À cet instant

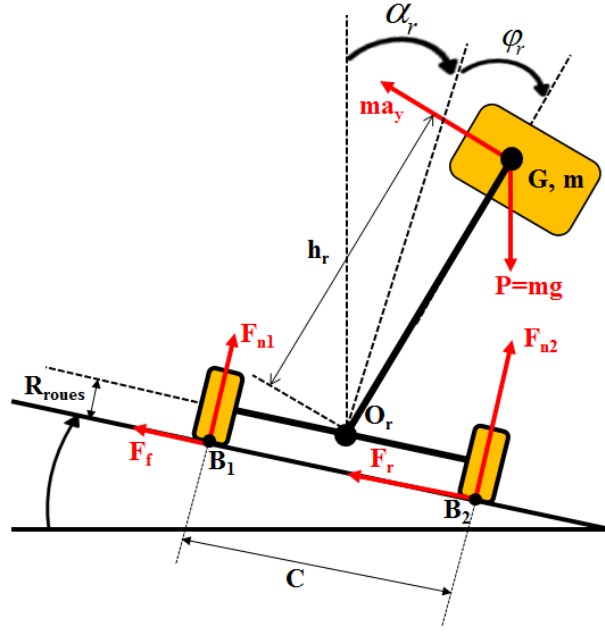


FIGURE 1.9 – Risque de renversement latéral

précis où le véhicule se trouve en situation de renversement, le système (1.1) se simplifie alors selon l'équation (1.2) :

$$\left\{ \begin{array}{l} -(R_{roues} + h_r \cos \varphi_r)F_r + (\frac{c}{2} - h_r \sin \varphi_r)F_{n2} = 0 \\ F_{n2} = -mg \cos \alpha_r \\ F_r = m(g \sin \alpha_r - a_y) \end{array} \right. \quad (1.2)$$

Le système (1.2) permet de définir la condition de renversement sur l'accélération latérale :

$$a_y = \frac{[(\frac{c}{2} - h_r \sin \varphi_r) \cos \alpha_r - (R_{roues} + h_r \cos \varphi_r) \sin \alpha_r]g}{R_{roues} + h_r \cos \varphi_r} \quad (1.3)$$

L'équation (1.3) représente la relation générale caractérisant le risque de renversement latéral d'un véhicule équipé d'un système de suspension (véhicule non-rigide) évoluant sur un terrain incliné de α_r par rapport au plan horizontal. L'angle φ_r de la rotation du châssis autour du centre de roulis O_r représenté par une masse suspendue située à une hauteur h_r modélise le roulis induit par les suspensions et la déformation des pneumatiques pour l'évaluation de l'accélération latérale maximale. Plus l'angle de roulis φ_r est important plus le risque de renversement de l'engin est élevé selon l'équation (1.3).

Les différents cas particuliers généralement étudiés dans le monde de l'automobile peuvent être déduits de l'équation (1.3). En effet, certains travaux [NHT02] sur la caractérisation de la stabilité dynamique des véhicules routiers considèrent le véhicule comme étant un système rigide. Pour traiter ce cas particulier, il suffit d'annuler l'angle φ_r dans l'équation (1.3). Ce qui conduit à la nouvelle relation (1.4) exprimant le risque de renver-

sement latéral d'un véhicule dépourvu de suspension.

$$a_y = \frac{[\frac{c}{2} \cos \alpha_r - (R_{roues} + h_r) \sin \alpha_r]g}{R_{roues} + h_r} \quad (1.4)$$

Pour aller plus loin, on peut considérer que ce véhicule assimilé à un corps rigide roule sur un terrain non incliné. En effet, l'annulation de l'angle α_r dans l'expression (1.4) permet de retrouver le ratio entre la "demi-voie" et la "hauteur du CdG" (1.5) classiquement utilisé dans la littérature [CG92, Kle92, NHT02, NHT05, Pen04].

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{a_y}{g} = \frac{c}{2h} \\ \text{avec } h = R_{roues} + h_r \end{array} \right. \quad (1.5)$$

Les différentes équations développées dans cette section caractérisent le risque d'un retournement latéral d'un véhicule. En outre, elles illustrent les principaux paramètres influençant le risque d'instabilité qui seront traités aux sections 1.8.2.2 et 1.8.2.3. Mais, juste avant, le risque de cabrage du véhicule va être étudié à la section suivante afin de mettre en exergue les autres paramètres de déstabilisation du véhicule du point de vue longitudinal.

1.8.2.1.2 Risque de renversement longitudinal

Dans le cadre de l'étude de la stabilité dynamique des véhicules ayant leur CdG placé particulièrement haut, comme la plupart des véhicules agricoles, il est recensé que le renversement latéral est l'un des types d'accidents les plus fréquents et les plus dangereux [Han14]. La faible occurrence du renversement longitudinal des véhicules est peut-être dû au fait que le couple de basculement est généralement limité en lestant l'avant du tracteur par des masses dont le poids peut aller d'une centaine de kg à plus d'une tonne. Ainsi, pour des raisons d'occurrence, la propension d'un véhicule à se retourner latéralement est beaucoup plus largement étudiée dans la littérature au détriment du risque de renversement longitudinal [Baa04, Fal03]. Toutefois, le risque de cabrage d'un véhicule n'est pas négligeable. Par exemple, sur un tracteur dont les roues motrices sont à l'arrière, le couple développé par le moteur est transmis à l'essieu arrière et aux roues. Si la marche avant est enclenchée, cela entraînera l'avance de l'engin. Si, pour une raison ou une autre, les roues arrières sont immobilisées, ce sera le tracteur qui tournera en sens inverse. L'avant du véhicule se soulèvera, on dira alors que l'engin se cabre ou se renverse longitudinalement. Une barre d'attelage peut être l'un des facteurs susceptibles de provoquer un cabrage. En effet, le poids de l'engin attelé et de la charge qu'il transporte a pour effet de déplacer le CdG de l'ensemble "tracteur/engin attelé" vers l'arrière. Les points de contact des roues arrières avec le sol déterminent un axe de pivotement autour duquel le tracteur peut basculer. Sur les tracteurs modernes, le point d'attelage a été abaissé pour réduire ce risque.

La mécanique du renversement longitudinal peut être expliquée de manière similaire à celle du renversement latéral exposée à la section précédente. Pour étudier ce type de

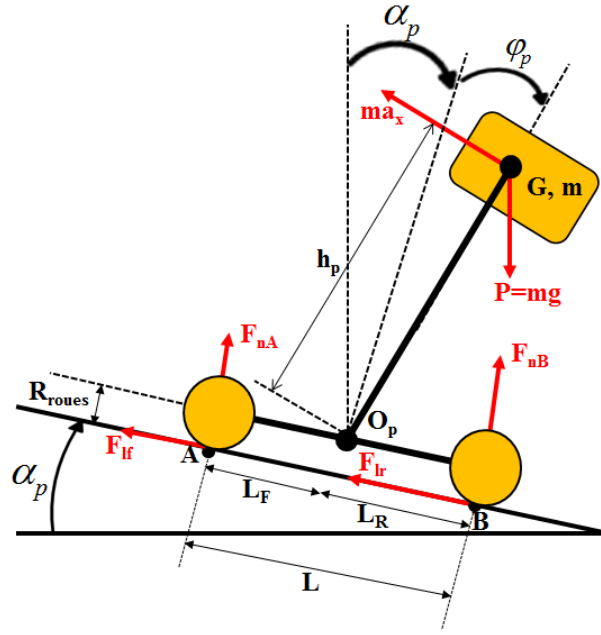


FIGURE 1.10 – Risque de renversement longitudinal

risque, on se place dans le plan de tangage du véhicule, c'est-à-dire sa vue de profil. Comme illustré sur la Figure 1.10, le véhicule est coupé dans le plan sagittal décrit par une roue virtuelle à l'avant, et une autre à l'arrière. Tout d'abord, énumérons les nouvelles notations introduites ici :

- L_F, L_R et L sont respectivement le demi-empattement avant, le demi-empattement arrière et l'empattement de la machine,
- φ_p est l'angle de tangage de la masse suspendue (m),
- α_p est l'inclinaison longitudinale du véhicule,
- a_x est l'accélération longitudinale du véhicule,
- h_p est la distance entre le Centre de Tangage (O_p) et le Centre de Gravité (G) du véhicule,
- F_{nA} et F_{nB} sont respectivement les efforts normaux sur les roues virtuelles avant et arrière du véhicule dans le plan de tangage,
- F_{lf} et F_{lr} sont respectivement les efforts longitudinaux sur les roues virtuelles avant et arrière du véhicule,
- A et B sont respectivement les points de contact avec le sol des roues virtuelles avant et arrière du véhicule.

Ensuite, comme précédemment, l'application du PFD au point G de la Figure 1.10 permet l'écriture de l'équation (1.6).

$$\left\{ \begin{array}{l} -(R_{roues} + h_p \cos \varphi_p)(F_{lf} + F_{lr}) + (L_R - h_p \sin \varphi_p)F_{nB} - (L_F + h_p \sin \varphi_p)F_{nA} = 0 \\ F_{nA} + F_{nB} = -mg \cos \alpha_p \\ F_{lf} + F_{lr} = m(g \sin \alpha_p - a_x) \end{array} \right. \quad (1.6)$$

Puis l'isolement de a_x permet d'expliciter l'équation (1.7) qui traduit le risque de cabrage d'un véhicule suspendu (φ_p) évoluant sur un terrain pentu (α_p) en terme d'accélération longitudinale maximale.

$$a_x = \frac{[(L_R - h_p \sin \varphi_p) \cos \alpha_p - (R_{roues} + h_p \cos \varphi_p) \sin \alpha_p]g}{R_{roues} + h_p \cos \varphi_p} \quad (1.7)$$

De manière analogue, peuvent être déduits de l'équation (1.7) les différents cas particuliers correspondant au risque de basculement longitudinal qui ont été explicités à la section précédente dans le cas du risque de renversement latéral.

1.8.2.2 Facteurs endogènes de renversement du véhicule

Ce type de facteurs caractérise la stabilité intrinsèque du véhicule comme en témoigne l'étude préliminaire faite à la section 1.8.2.1. En effet, les équations (1.3) et (1.7) illustrent les principaux paramètres agissant sur le transfert de charge du véhicule autrement sur sa propension au renversement. Ces paramètres sont les demi-voies, l'empattement, la masse et la hauteur du CdG du véhicule.

Ainsi dès la conception, beaucoup de constructeurs d'engins agricoles ont joué sur ces facteurs en vue de limiter l'accidentologie sur les machines qu'ils construisent. Ici, l'idée est d'expliquer l'influence de ces différents paramètres en s'appuyant sur l'étude précédente.

1.8.2.2.1 Voie et empattement du véhicule

Le périmètre de stabilité d'un véhicule, communément appelé *polygone de sustentation*, quadrilatère imaginaire qui relie les points où les roues du véhicule sont en contact avec le sol, est défini par les dimensions de sa voie et de son empattement. En effet, à la lumière des équations (1.3) et (1.7), on remarque que le risque d'instabilité de la machine est d'autant plus fort que sa voie et son empattement sont faibles. Ainsi, beaucoup de constructeurs ont procédé à l'augmentation relative de ces paramètres dès la conception des machines qu'ils mettent sur le marché afin d'améliorer leur stabilité intrinsèque.

1.8.2.2.2 Position du CdG du véhicule

La stabilité (ou l'instabilité) d'un véhicule dépend de la position de son CdG, c'est-à-dire du point d'application de la résultante de toutes les forces qui s'exercent sur lui.

À l'arrêt sur une surface horizontale, le CdG d'un véhicule à deux roues motrices se trouve généralement dans l'axe longitudinal de l'engin et celui-ci est réputé stable dans ce cas. Comme expliqué dans [Ste98], sur les tracteurs à quatre roues motrices qui représentent aujourd'hui une proportion croissante des tracteurs mis sur le marché, le CdG est situé un peu plus vers l'avant de l'engin ce qui explique par ricochet le fait que le demi-empattement avant L_F est généralement plus petit que celui d'arrière L_R . Pour que le tracteur maintienne son équilibre, il faut que la projection verticale de son CdG demeure à l'intérieur du polygone de sustentation. Les équations (1.3) et (1.7) démontrent que plus le CdG est haut plus le risque au renversement est élevé. Dans le but de réduire le fort taux d'accidents dans le milieu agricole, certains constructeurs s'évertuent à développer des tracteurs de plus en plus bas. D'autres pallient ce problème en équipant leur véhicule de *dispositifs de correction de dévers* à l'instar de celui présenté à la section 1.7.2.2. Ce dispositif permet la variation de la position du CdG afin d'éviter que sa projection verticale passe à l'extérieur du polygone de sécurité. La position du CdG lui-même ne change pas par rapport au véhicule, mais sa position par rapport au polygone de sustentation est susceptible de changer. Le déplacement de la position du CdG dépend principalement de la raideur du système de suspension dont est équipé le véhicule mais aussi de l'inclinaison du terrain. En effet, ce déplacement de la position du CdG se produit le plus souvent lorsque l'engin passe d'un terrain horizontal à un terrain en pente, situation dans laquelle le tracteur peut se trouver dans une position instable. Ceci met en évidence l'influence de l'inclinaison du sol sur le risque d'instabilité de l'engin qui sera étudiée plus en détail à la section 1.8.2.3.

1.8.2.2.3 Masse du véhicule

La caractérisation de la stabilité dynamique du véhicule en terme d'accélération maximale (voir équations (1.3) et (1.7)) n'explicite pas clairement l'influence de sa masse. Toutefois, celle-ci fait partie des facteurs importants qui peuvent compromettre la stabilité de la machine. L'influence de ce facteur peut être mise en évidence par l'étude de la force centrifuge (ma_y) qui fait généralement basculer les véhicules en virage. Ainsi, plus le véhicule est lourd, situation typique des engins agricoles, plus le risque au retournement est important puisque la force centrifuge est directement proportionnelle à la masse. La force centrifuge est la force subie par un objet mobile en rotation et qui a tendance à l'entraîner à l'extérieur de sa trajectoire. Cette force est également proportionnelle au carré de la vitesse de l'objet et inversement proportionnelle au rayon de sa trajectoire, en supposant que celle-ci soit un cercle. Pour un rayon de braquage donné, la force centrifuge sera donc multipliée par quatre si l'on double la vitesse.

1.8.2.3 Facteurs exogènes de renversement du véhicule

L'objet de cette section est d'expliquer l'influence des facteurs qui sont certes extérieurs au véhicule mais qui ont toutefois un grand impact sur sa propension au renversement.

1.8.2.3.1 Comportement du conducteur

La classe d'applications visée dans le projet implique toujours la présence d'un opérateur au poste de conduite. Ainsi, l'intégration du comportement de celui-ci doit être envisagée le plus possible en amont. Il s'agit ainsi d'anticiper les actions humaines par rapport aux dispositifs d'aide à la conduite proposés, de caractériser l'intégrité de l'engin et le cas échéant, de proposer des actions correctives. En effet, sur les engins agricoles, le comportement du conducteur a un fort impact sur la stabilité du véhicule. Selon l'étude accidentologique de la CCMSA sus-référencée, 30% des accidents sont survenus suite à une mauvaise manœuvre du conducteur (vitesse excessive par rapport à l'angle de braquage ou accélération désirée trop importante). Certes, les équations (1.3) et (1.7) et d'autres métriques qu'on verra à la section 2.2 permettent de caractériser le degré de stabilité du véhicule et de concevoir des systèmes automatisés, mais elles ne prennent pas en compte le comportement du conducteur. Entre autre, elles renvoient des informations qui ne sont pas directement interprétables et exploitables par ce dernier. Fort de ceci, au-delà de la caractérisation physique du risque d'instabilité, il sera alors nécessaire d'interpréter ces données mathématiques en information compréhensible pour l'utilisateur. Dans le but d'éviter les dérives de conduite de l'utilisateur, il s'avère alors nécessaire de prendre en compte le comportement de l'opérateur à toutes les phases de la conception du dispositif de sécurité. En outre, une telle démarche permettrait d'identifier les dimensions contextuelles de l'utilité perçue et les conditions de l'acceptabilité du système par les conducteurs [PHO97].

Prendre en compte le comportement de celui-ci dans le développement d'un dispositif d'assistance à la conduite ne se fera pas sans coup férir. En effet, la difficulté est qu'il n'y a pas d'unanimité sur les indicateurs comportementaux du chauffeur. Dépendant de son état d'esprit, de son niveau de compétence et d'expérience de conduite, ces facteurs peuvent varier d'un conducteur à un autre et ne sont par conséquent nullement programmables à l'avance. Il existe une telle variabilité interindividuelle qu'il est difficile de porter une conclusion définitive. Cette tâche supposant une forte interaction du dispositif avec le conducteur est du ressort de la technologie des systèmes d'Interface Homme-Machine (IHM) [Joh82, MR91, Tri06] et se trouve en aval des travaux développés dans cette thèse ; et fera par conséquence l'objet des travaux post-thèse.

1.8.2.3.2 Environnement de conduite

Les facteurs accidentogènes dépendant de l'environnement de conduite sont principalement l'inclinaison du sol et les conditions d'adhérence.

- **Inclinaison du sol**

La comparaison des expressions (1.4) et (1.5) montre que l'inclinaison du sol a une forte répercussion sur la propension du véhicule au renversement. En effet, si α_r augmente dans la relation (1.4), la vitesse maximale avec laquelle un véhicule peut

négoier un virage sans se renverser diminue. La réciproque est aussi vraie. En effet, si α_r devient négatif alors le risque de renversement diminue.

Par ailleurs, sur un terrain très pentu, même à l'arrêt ($v = a_y = 0$) le risque de renversement du véhicule n'est pas nul. Dans ces conditions, la relation (1.8) déduite de (1.4) permet d'explicitier la valeur maximale du dévers sur lequel peut stationner un véhicule sans basculer. Si à l'arrêt, le rapport entre la *demi-voie* et la *hauteur du CdG* du véhicule représente le dévers maximal pour un stationnement du véhicule sans que celui-ci ne se renverse, lorsque le véhicule est en marche ce même rapport traduit l'accélération maximale en "g" (cf : équation 1.5) avec laquelle le véhicule peut prendre un virage sans se retourner.

$$\begin{cases} \tan \alpha_{max} &= \frac{c}{2h} \\ \text{avec } h &= R_{roues} + h_r \end{cases} \quad (1.8)$$

Au vu de l'équation (1.8), on remarque que plus la position du CdG est élevée, ce qui est typiquement le cas pour les véhicules agricoles, plus la valeur maximale du dévers limite est petite ce qui, par ricochet, amplifie le risque de renversement. Les *Système de correction de dévers* dont le principe de fonctionnement a été détaillé à la section 1.7.2.2 peuvent permettre de limiter l'influence de ce facteur. Sans la présence de ce dispositif et au-delà de cet angle limite le véhicule se renverserait à l'arrêt et on parle de *renversement statique* contrairement au cas présenté sur la Figure 1.9 où on a étudié le risque de *renversement dynamique* du véhicule, c'est-à-dire le risque de renversement lorsqu'il est en mouvement.

- **Conditions d'adhérence**

La nature du terrain (meuble, sèche, humide, herbe, etc...) sur lequel évolue le véhicule est l'un des paramètres prépondérants dans l'étude de sa stabilité. Au vu des équations (1.2) et (1.6), l'effet des interactions entre le véhicule et son environnement de conduite est traduite par la capacité des pneumatiques à transmettre des efforts latéraux et longitudinaux. La valeur de ces forces dépend fortement des conditions d'adhérence du sol. En effet, elles sont plus ou moins grandes selon que l'on soit sur du bitume, du verglas ou de l'herbe.

Suite à cette étude des différents paramètres du véhicule et de son environnement qui a permis de comprendre les mécanismes de renversement des véhicules, il est alors possible de définir les différents axes de recherche permettant d'aboutir à l'atteinte de l'objectif que nous nous sommes fixés dans le cadre de cette thèse.

1.9 Thématiques et axes de recherche

Jusqu'ici, il a été démontré les différents enjeux pour la sécurité de la mobilité en environnement naturel. Face à ce besoin sociétal de plus en plus récurrent, l'objectif global de cette thèse est l'étude des métriques permettant d'évaluer et d'anticiper les risques d'instabilité des machines évoluant en milieux tout-terrains dans la perspective du développement de dispositifs actifs visant à sauver des vies en améliorant la sécurité des conducteurs de machines agricoles. Pour être efficaces, ces systèmes d'une grande complexité doivent être développés en prenant en compte les spécificités de la conduite en milieu tout-terrain sous toute une série de contraintes scientifiques et économiques qui constituent les différents thématiques et axes de recherche suivants.

- *Développement de solutions génériques*

Pour des raisons d'occurrence des accidents recensés dans le milieu agricole et face aux forts enjeux sociétaux et économiques que comporte ce secteur, le cadre applicatif retenu pour les travaux développés dans ce projet est le domaine de l'agriculture. Toutefois, les solutions développées devront être suffisamment génériques pour être adaptables au plus grand nombre de véhicules,

- *Prise en compte des spécificités de la mobilité en milieu naturel*

La conception d'un dispositif capable d'estimer, d'anticiper, de prévenir et de corriger les situations à risque suppose la connaissance de la dynamique du véhicule et de ses différentes interactions avec l'environnement dans lequel il évolue. Ces modèles doivent pouvoir prendre en compte la variabilité de l'environnement. Quelles que soient les conditions d'adhérence, les situations à risque doivent pouvoir être détectées de façon pertinente. En outre, les véhicules agricoles ciblés ici ont la particularité d'être reconfigurables, c'est-à-dire leur masse et leur hauteur du CdG sont susceptibles de varier. Alors, le développement des modèles adaptatifs pouvant prendre la variation de ces paramètres constitue l'un des verrous scientifiques de ce projet.

- *Développement de solutions bas coûts*

Si scientifiquement la conception de dispositifs de sécurité active pouvant réduire amplement le fort taux d'accidentalité recensé dans le milieu agricole paraît être une thématique de recherche importante, la question de l'acceptabilité des solutions développées par les utilisateurs et de leurs impacts sur les comportements de conduite et la sécurité pourrait être posée. Entre autre, la volonté des conducteurs de payer le prix d'une innovation dont les bénéfices pour eux ne sont pas forcément tangibles n'est pas manifeste si l'on se réfère aux études de la CCMSA qui ont montré que les agriculteurs sous-estiment le risque encouru. Ainsi, pour rendre ces solutions attractives aux yeux de l'utilisateur, elles devront être nécessairement peu onéreuses. Pour y arriver, des techniques d'observation en temps réel seront développées afin de

réduire la complexité des modèles en préservant l'utilisation de capteurs bas coût.

1.10 Conclusion du chapitre

Dans cette partie introductive, à travers les différentes études épidémiologiques sur l'accidentologie en milieu agricole, nous avons vu les différents enjeux économiques et sociétaux que représente le développement de dispositifs de sécurité active dédiés à la mobilité en milieu tout-terrain. Les principales situations dans lesquelles sont survenues les accidents ont été recensées. Un regard minutieux a été porté sur les systèmes d'assistance à la conduite du monde de l'industrie automobile afin de voir si ces dispositifs sont directement transposables en milieu tout-terrain ou dans une moindre mesure s'ils sont porteurs d'éléments d'orientations pour la caractérisation des différentes situations accidentogènes identifiées. Ces solutions se sont révélées peu transposables au milieu agricole en raison des hypothèses simplificatrices dont elles souffrent. En vu de réduire la forte accidentalité recensée dans le domaine agricole, les constructeurs ont tout de même mis au point des solutions visant à améliorer la stabilité intrinsèque des machines afin de réduire le risque d'insécurité auquel font face les conducteurs quotidiennement. Toutefois, ces approches sont qualifiées à juste titre de passives car elles ne permettent pas d'éviter que les accidents se produisent. Partant du constat qu'un certain nombre d'accidents pourraient être évités si on pouvait aider le conducteur dans sa tâche voire se substituer à lui dans certains cas, le développement de dispositifs de sécurité active pour la réduction de cette forte accidentalité s'est ainsi révélé comme étant la meilleure voie d'amélioration à suivre. Comprendre les particularités liées à la conduite en milieu agricole représente en quelque sorte les premières fondations de cet édifice qu'est la conception de systèmes actifs de sécurité pour les véhicules tout-terrains. Ainsi, l'origine des instabilités associées à la mobilité en milieu tout-terrain a été mise en évidence par l'étude des caractéristiques géométriques et dynamiques des renversements. Cette étude constitue la première étape clef de cette thèse dans la mesure où elle a non seulement permis la compréhension des mécanismes de renversement en environnement naturel mais a également servi de tremplin à la définition des différents axes et thématiques de recherche retenus dans le cadre de ce projet.

En somme, la forte accidentalité recensée dans le milieu agricole, conjuguée au vide total de solutions adaptées et correctives de ces accidents, ont principalement motivé l'objectif ambitieux de cette thèse. Le développement de solutions visant à améliorer la sécurité des conducteurs de véhicules agricoles nécessite une métrique qui indique la proximité du véhicule au renversement, ce qui conditionne la structuration suivante des travaux développés dans ce mémoire. En effet, en exploitant les équations dynamiques d'évolution des véhicules, des modèles analytiques permettant de déterminer cette variable représentative d'un risque imminent de renversement du véhicule seront développés. Un effort particulier sera porté sur cette partie de modélisation afin de développer un modèle suffisamment précis pour être représentatif du comportement réel du véhicule, mais tout en présentant une structure relativement simple permettant la synthèse d'asservissements performants par

la suite. Ensuite, la théorie des observateurs servira de tremplin pour l'évaluation des différents paramètres nécessaires à l'estimation et à l'anticipation du risque d'instabilité du véhicule. La disposition de ces différents paramètres grâce aux théories d'observation et de modélisation de dynamiques de véhicule permettra alors de reconstruire en temps réel la valeur de l'indicateur de risque afin de pouvoir caractériser à tout moment et dans toutes les conditions le degré de stabilité dynamique des véhicules évoluant en environnement naturel.

Chapitre 2

Modélisation analytique du comportement dynamique de véhicules en milieux tout-terrains

2.1 Modélisation analytique du véhicule

2.1.1 Introduction

L'objectif final de ce projet est de poser les bases de la conception d'un dispositif de sécurité active pour la conduite en milieu tout-terrain en se basant sur l'évaluation des critères de stabilité. Pour ce faire, il est nécessaire de pouvoir mesurer ou estimer en temps réel l'évolution de la dynamique du véhicule. Quant à la mesure du risque d'instabilité du véhicule, deux problèmes majeurs se posent. D'une part, l'évolution des efforts peut être mesurée en temps réel via des capteurs dynamométriques, mais le montage de ces capteurs sur des véhicules de série reste très délicat. En outre, ils sont très coûteux, or comme il a été signalé à la section 1.9, l'un des objectifs des travaux menés ici est le développement de solutions peu onéreuses. D'autre part, la mesure du risque de renversement de l'engin présente également un intérêt moindre pour des raisons d'anticipation. En effet, la capacité d'anticipation du risque est une mesure de l'efficacité du dispositif de sécurité. Or, il est impossible de prédire ou d'anticiper la mesure. Ainsi, en accord avec l'objectif de cette thèse, l'estimation de la dynamique du véhicule par des méthodes de modélisation et d'observation de paramètres en ligne devient un challenge important à relever.

Vu les conditions extrêmes (variabilité et non-linéarité des conditions d'adhérence...) et les disparités de comportements dynamiques liées au milieu tout-terrain, l'usage d'un modèle tridimensionnel du véhicule est a priori un impératif. Toutefois, si les modèles dynamiques 3D [NM10, Ven03] permettent de retranscrire avec une très grande précision l'évolution dynamique du véhicule, leur calculabilité reste très complexe et nécessite la connaissance de nombreux paramètres qui sont très variables dans le domaine de la mobilité en milieu naturel. Fort de ceci, dans la plupart du temps, la dynamique du véhicule est décrite à partir de bloc de modélisation partielle correspondant à la décomposition du véhicule en sous-ensemble plus simples [PI09, Bou09a, KN04, Ric14]. Ainsi, nous nous

sommes orientés vers cette approche consistant à scinder la dynamique du véhicule en trois représentations 2D correspondant respectivement au mouvement du véhicule dans les plans de tangage, de roulis et de lacet.

Cette approche aura l'avantage de permettre d'aboutir au développement d'un modèle suffisamment précis pour être représentatif du comportement réel du véhicule mais tout en présentant une structure relativement simple permettant la synthèse d'asservissements performants par la suite contrairement aux équations d'évolution dynamique des modèles 3D qui sont difficilement maniables pour la mise en place de lois de commande et requièrent un système de perception complexe et très coûteux.

L'obtention de ces dits modèles à dynamique partielle préfigure l'agencement de ce chapitre. Dans un premier temps, le découpage du modèle tridimensionnel (3D) du véhicule en un modèle de tangage et un modèle de roulis permettra d'obtenir les efforts normaux d'interaction pneus/sol. La détermination de ces efforts issus du couplage des configurations de tangage et de roulis nécessitera des variables pertinentes pour les interfaces entre les différents sous-modèles. Ces variables d'interface qui sont l'angle de dérive, la vitesse de lacet, les efforts longitudinaux et latéraux seront quant à elles explicitées dans le plan de lacet du véhicule. La réalisation d'un tel partitionnement du véhicule nécessite la connaissance du modèle d'interaction des roues avec l'environnement dans lequel évolue le véhicule. Ainsi, une étude bibliographique des différents types de modèles de contact pneus/sol permettra de retenir un modèle pour la suite des travaux menés dans ce projet. La littérature possède une myriade de métriques pouvant indiquer la proximité du véhicule au renversement. La dynamique du véhicule étant finalement modélisée, une ou plusieurs métriques découlant de cette approche multi-modèles pouvant alors être choisies afin de caractériser finement la stabilité de l'engin tout en prenant en compte les spécificités associées à la conduite en milieu tout-terrain. De là, quelques conclusions seront tirées sur la suite des travaux développés dans cette thèse.

2.1.2 Dynamique de tangage du véhicule

Dans le plan de tangage (X, Z), la dynamique du véhicule est représentée par un modèle 2D, comme illustré sur la Figure 2.1, constitué d'une partie non-suspendue et d'une partie suspendue de masse m , faisant un angle d'inclinaison global $\gamma_p = \alpha_p + \varphi_p$ avec l'horizontal, attachée à l'axe de tangage Y .

Avant d'appliquer le Principe Fondamental de la Dynamique (PFD) sur le modèle de tangage représenté sur la Figure 2.1, un ensemble d'hypothèses ont été posées et sont explicitées à la section suivante.

Hypothèses et notations

- Les efforts de résistance aérodynamique sont considérés ici comme négligeables. Cette hypothèse reste réaliste dans la mesure où les véhicules tout-terrain roulent généralement à faible vitesse,

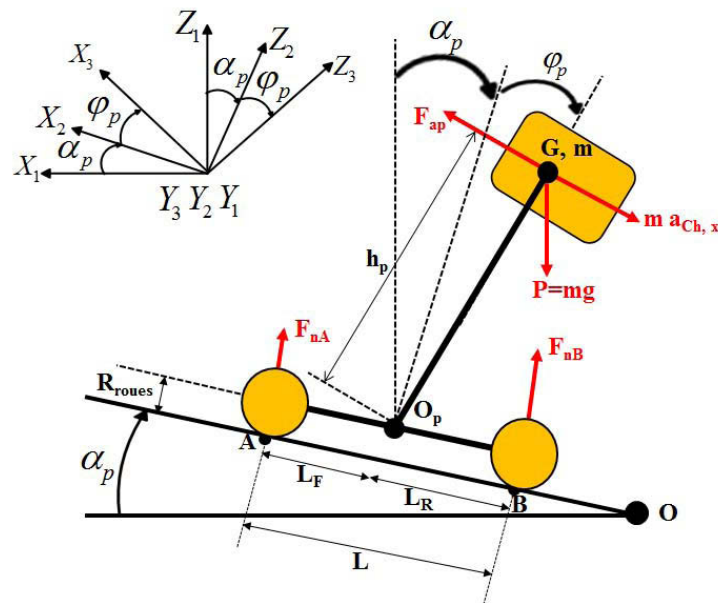


FIGURE 2.1 – Vue en tangage du véhicule

- Le Centre de Tangage (O_p, CdT) est supposé situé vers l'avant du véhicule ce qui reste en concordance avec le fait que le demi-empattement avant L_F est plus petit que celui d'arrière L_R ,
- La masse suspendue du véhicule est supposée symétrique par rapport au plan de roulis (y_3, z_3) et au plan de tangage (x_3, z_3). La matrice d'inertie est donc diagonale dans le repère de roulis et de tangage $R_3(x_3, y_3, z_3)$ attaché à la masse suspendue en G comme montré sur les figures 2.1 et 2.2,

$$I_{G/R_3} = \begin{pmatrix} I_x & 0 & 0 \\ 0 & I_y & 0 \\ 0 & 0 & I_z \end{pmatrix}$$

- La masse et l'inertie de la partie non suspendue sont considérées comme négligeables,
- L'effet des suspensions et les efforts longitudinaux des roues dans le plan de tangage sont modélisés par un effort virtuel F_{ap} appliqué au CdG (G) de l'engin. Cet effort est paramétré par la raideur k_p et l'amortissement b_p de tangage. Son expression mathématique s'écrit comme suit :

$$\vec{F}_{ap} = \frac{k_p \varphi_p + b_p \dot{\varphi}_p}{h_p} \vec{y}_2 \quad (2.1)$$

La procédure d'étalonnage de ces paramètres est explicitée à la section 2.1.9.

Les notations utilisées pour le modèle tangage du véhicule sont :

- $R_1(x_1, y_1, z_1, O)$ est le repère terrestre, supposé Galiléen, avec O un point quelconque représentant l'origine du référentiel fixe,
- $R_2(x_2, y_2, z_2, O_p)$ est le repère attaché en O_p à la partie non-suspendue du véhicule,
- $R_3(x_3, y_3, z_3, G)$ est le repère attaché au Centre de Gravité (CdG, G) à la partie suspendue du véhicule,
- $L = L_F + L_R$ est l'empattement de la machine,
- φ_p est l'angle de tangage de la masse suspendue, par rapport au plan R_2 ,
- α_p est l'inclinaison longitudinale du véhicule,
- $\gamma_p = \alpha_p + \varphi_p$ est l'angle d'inclinaison global du véhicule par rapport à l'axe de tangage Y ,
- h_p est la distance entre le CdT et le CdG du véhicule,
- $P = m g$ est la force de gravité appliquée à la masse suspendue du véhicule, avec g la constante de gravité,
- F_{nA} et F_{nB} sont respectivement les efforts normaux sur les roues virtuelles avant et arrière du véhicule dans le plan de tangage,
- R_{roues} est le rayon nominal des roues du véhicule.

Durant les phases d'accélération, le vecteur d'accélération du véhicule se dirige nécessairement vers l'avant. Cependant, le châssis sera accéléré vers l'arrière, c'est-à-dire la charge des roues avant se déplacera vers l'essieu arrière. Par conséquent, les accélérations du châssis $(a_{x,Ch}, a_{y,Ch})$ auront des directions opposées à celles du véhicule (a_x, a_y) .

$$\begin{cases} a_{x,Ch} = -a_x \\ a_{y,Ch} = -a_y \end{cases} \quad (2.2)$$

La force virtuelle F_{ap} et celle due à l'accélération longitudinale $(m \cdot a_{x,Ch})$ au CdG produisent un moment de tangage qui réduit la charge de l'essieu avant tout en augmentant celle de l'essieu arrière. L'équilibre des moments respectivement aux points de contact de l'essieu arrière (B) et de l'essieu avant (A), comme illustré sur la Figure 2.1, permet de déduire les expressions des forces normales sur les roues virtuelles avant (F_{nA}) et arrière

(F_{nB}) dans le plan de tangage du véhicule.

$$F_{nA} = \frac{m}{L} [(L_R - h_p \sin \varphi_p)g \cos \alpha_p - (R_{roues} + h_p \cos \varphi_p)(a_{x,Ch} + g \sin \alpha_p)] + \frac{R_{roues} + h_p \cos \varphi_p}{L} F_{ap} \quad (2.3a)$$

$$F_{nB} = \frac{m}{L} [(L_F + h_p \sin \varphi_p)g \cos \alpha_p + (R_{roues} + h_p \cos \varphi_p)(a_{x,Ch} + g \sin \alpha_p)] - \frac{R_{roues} + h_p \cos \varphi_p}{L} F_{ap} \quad (2.3b)$$

Les demi-plans de roulis et de tangage peuvent être couplés afin de déterminer l'expression des efforts normaux sur chaque roue du véhicule. Ainsi, à la section suivante, cette approche sera utilisée pour établir l'expression des efforts normaux de contact roues/sol sur chaque roue en couplant d'une part les demi-plans avants de roulis et de tangage pour l'obtention des efforts sur les roues avants puis en couplant les demi-plans arrières de roulis et de tangage pour l'obtention des efforts sur les roues arrières.

2.1.3 Dynamique de roulis du véhicule

Dans la configuration de roulis, le mouvement du véhicule est décrit autour de l'axe longitudinal X communément appelé axe de roulis. Dans le plan de roulis (Y, Z), comme en témoigne la figure 2.2, le véhicule est vu comme un système 2D composé d'une partie non-suspendue et d'une partie suspendue de masse m , avec un angle d'inclinaison global $\gamma_r = \alpha_r + \varphi_r$, attachée à l'axe des abscisses X .

Hypothèses et notations

Un ensemble d'hypothèses sont nécessaires pour pouvoir établir les équations dynamiques décrivant le mouvement de l'engin dans le plan de roulis. En plus des hypothèses faites pour la modélisation analytique de la machine dans le plan de tangage, il est supposé ici que :

- Le Centre de Roulis (O_r, CdR) est situé au centre de l'essieu arrière ou avant du véhicule selon que l'on considère la vue en roulis arrière ou avant de l'engin,
- Comme précédemment, les amortisseurs et les raideurs associés à la suspension sont ici modélisés par un couple exercé au CdR de la forme : $C_{ar} = (k_r \varphi_r + b_r \dot{\varphi}_r)$. Ce qui implique un effort exercé au CdG égal à :

$$\vec{F}_{ar} = \frac{k_r \varphi_r + b_r \dot{\varphi}_r}{h_r} \vec{y}_2 \quad (2.4)$$

Cette force virtuelle permet également de représenter les efforts latéraux des pneumatiques. Elle est paramétrée par la raideur k_r et le coefficient d'amortissement b_r de la suspension. Ces paramètres de la suspension sont obtenus grâce à un étalonnage préliminaire en utilisant la mesure de la repartition de masse sur chaque roue dans différentes conditions comme illustré à la section 2.1.9.

Pour pouvoir déterminer les efforts normaux sur chaque roue, les essieux avant et arrière du véhicule sont supposés découplés et sont modélisés sur la Figure 2.2. Les nouvelles notations introduites par ces représentation en roulis du véhicule sont :

- $R_2(x_2, y_2, z_2, O_r)$ est le repère attaché en O_r à la partie non-suspendue du véhicule,
- φ_r est l'angle de roulis de la masse suspendue,
- α_r est l'inclinaison du véhicule autour de son axe longitudinal,
- $\gamma_r = \alpha_r + \varphi_r$ est l'angle d'inclinaison global du véhicule par rapport à l'axe de roulis X ,
- h_r est la distance entre le CdR et le CdG du véhicule,
- m_A et m_B sont respectivement la masse virtuelle de la charge appliquée sur l'essieu avant et arrière de la machine,
- $P_A = m_A g$ et $P_B = m_B g$ sont respectivement la force de gravité portée par l'essieu avant et arrière de la machine, où g est la constante de gravité,
- F_{nAl} , F_{nAr} , F_{nBl} et F_{nBr} sont les efforts normaux sur les roues avant (respectivement arrière) gauche et droite du véhicule,
- c_{av} et c_{ar} sont respectivement la voie avant et arrière de l'engin ;
- u est la vitesse du centre de roulis O_r qui est confondu avec le centre de gravité G dans le plan de lacet.

2.1.4 Expression des efforts normaux de contact roues/sol

Dans les virages, l'accélération latérale produit un moment de roulis comme illustré sur la Figure 1.9 dont la distribution sur les essieux avant et arrière dépend de la charge de l'essieu en question. En considérant que les deux essieux sont découplés l'un de l'autre, la charge portée par chacun d'eux peut être modélisée par une masse virtuelle comme illustré sur la Figure 2.2. L'égalité entre la composante normale du poids appliqué sur l'essieu avant (respectivement sur l'essieu arrière) et la force normale de la roue virtuelle avant du plan de tangage (F_{nA}) (respectivement de la roue virtuelle arrière du plan de

tangage (F_{nB}) permet d'écrire les expressions des masses virtuelles.

$$m_A = \frac{F_{nA}}{g \cos \alpha_r} \quad (2.5a)$$

$$m_B = \frac{F_{nB}}{g \cos \alpha_r} \quad (2.5b)$$

Si les effets de couplage entre le roulis et le tangage du véhicule sont négligés comme dans [KN04], alors les dépendances des forces normales de chaque roue du véhicule sur les accélérations longitudinale et latérale peuvent être déterminées séparément.

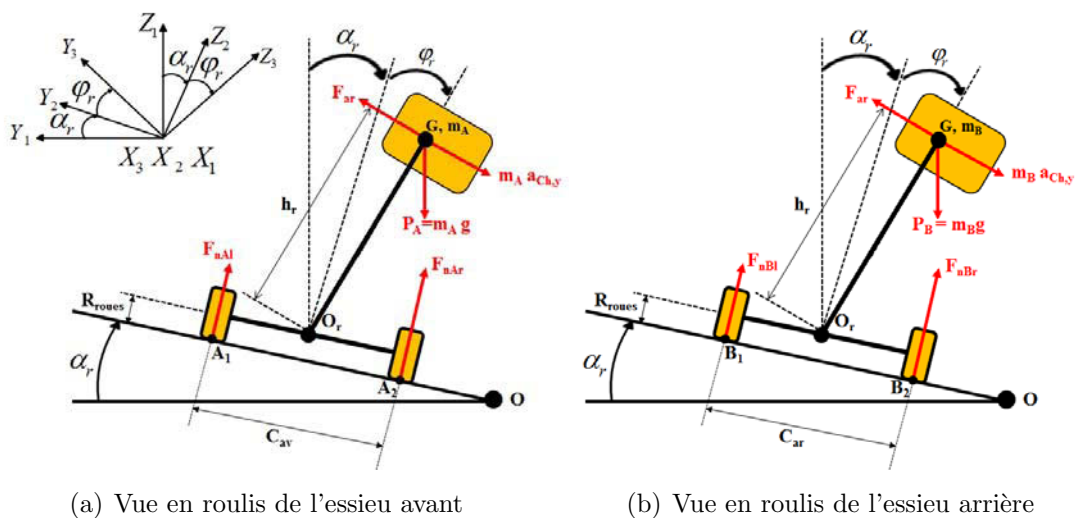


FIGURE 2.2 – Plans avant et arrière de roulis du véhicule

En effet, de l'équation d'équilibre du couple sur le point de contact au sol (A_1) de la roue avant gauche (respectivement sur le point de contact (A_2) de la roue avant droite), on déduit le système d'équations (2.6).

$$\begin{cases} F_{nAl} = \frac{m_A}{C_{av}} \left[\left(\frac{C_{av}}{2} - h_r \sin \varphi_r \right) g \cos \alpha_r - (R_{roues} + h_r \cos \varphi_r) (a_{y,Ch} + g \sin \alpha_l) \right] + \frac{R_{roues} + h_r \cos \varphi_r}{C_{av}} F_{ar} \\ F_{nAr} = \frac{m_A}{C_{av}} \left[\left(\frac{C_{av}}{2} + h_r \sin \varphi_r \right) g \cos \alpha_r + (R_{roues} + h_r \cos \varphi_r) (a_{y,Ch} + g \sin \alpha_l) \right] - \frac{R_{roues} + h_r \cos \varphi_r}{C_{av}} F_{ar} \end{cases} \quad (2.6)$$

En substituant la masse virtuelle de l'équation (2.5a) dans le système d'équations (2.6), les expressions des forces normales de contact roues/sol sur l'essieu avant peuvent alors être explicitées en fonction de la force normale de la roue virtuelle avant (F_{nA}) de l'équation (2.3a).

$$\begin{cases} F_{nAl} = F_{nA} \left[\frac{1}{2} - \frac{h_r \sin \varphi_r}{C_{av}} - \frac{R_{roues} + h_r \cos \varphi_r}{C_{av} g \cos \alpha_r} (a_{y,Ch} + g \sin \alpha_r) \right] + \frac{R_{roues} + h_r \cos \varphi_r}{C_{av}} F_{ar} \\ F_{nAr} = F_{nA} \left[\frac{1}{2} + \frac{h_r \sin \varphi_r}{C_{av}} + \frac{R_{roues} + h_r \cos \varphi_r}{C_{av} g \cos \alpha_r} (a_{y,Ch} + g \sin \alpha_r) \right] - \frac{R_{roues} + h_r \cos \varphi_r}{C_{av}} F_{ar} \end{cases} \quad (2.7)$$

De façon analogue, le système d'équations (2.8) explicitent les efforts normaux de contact roues/sol sur l'essieu arrière du véhicule.

$$\begin{cases} F_{nBl} = F_{nB} \left[\frac{1}{2} - \frac{h_r \sin \varphi_r}{C_{ar}} - \frac{R_{roues} + h_r \cos \varphi_r}{C_{ar} g \cos \alpha_r} (a_{y,Ch} + g \sin \alpha_r) \right] + \frac{R_{roues} + h_r \cos \varphi_r}{C_{ar}} F_{ar} \\ F_{nBr} = F_{nB} \left[\frac{1}{2} + \frac{h_r \sin \varphi_r}{C_{ar}} + \frac{R_{roues} + h_r \cos \varphi_r}{C_{ar} g \cos \alpha_r} (a_{y,Ch} + g \sin \alpha_r) \right] - \frac{R_{roues} + h_r \cos \varphi_r}{C_{ar}} F_{ar} \end{cases} \quad (2.8)$$

Les équations (2.8) et (2.7) exprimant les efforts normaux sur chaque roue du véhicule font intervenir les angles de roulis et de tangage ainsi que les accélérations longitudinale et latérale. En se basant sur les équations d'évolution de la dynamique du véhicule, ces différentes expressions seront explicitées dans les sections suivantes.

2.1.5 Expression des accélérations longitudinale (a_x) et latérale (a_y)

Les accélérations longitudinales et latérales nécessaires au calcul des efforts d'interaction roues/sol peuvent être directement mesurées via une centrale inertielle et, par ricochet, permettront d'exprimer en temps réel l'évolution des efforts, c'est-à-dire d'avoir en temps réel une mesure du risque d'instabilité de l'engin. Toutefois, il est bon ici de rappeler l'objectif final des travaux développés dans ce projet qui est la conception d'un dispositif actif de sécurité dédié à la mobilité en milieu tout-terrain. La capacité d'anticipation de ce dispositif sera un déterminant de son efficacité. En d'autres termes, pour être efficace le système de sécurité doit pouvoir anticiper le risque d'instabilité de l'engin car signaler au conducteur que son véhicule va se renverser au moment même du renversement est dénué d'intérêt pour lui puisqu'il n'aurait pas le temps de corriger sa conduite pour éviter le renversement. Or, il est impossible de prédire la mesure et donc d'anticiper le risque. En conséquence, pour rester cohérent à l'objectif final des travaux menés ici, il est impérieux d'explicitier les expressions permettant non seulement d'estimer mais aussi d'anticiper ou prédire les accélérations du véhicule.

Pour ce faire, le plan de roulis global du véhicule, c'est-à-dire sans découplage des essieux avant et arrière de l'engin, est repris ici comme illustré sur la Figure 2.3. Sous les hypothèses posées précédemment, le PFD permettra d'explicitier les composantes latérales et longitudinales de l'accélération du véhicule. Tout d'abord, on exprimera la relation donnant la vitesse du CdG du véhicule de laquelle on déduira les composantes axiales de vecteur d'accélération du véhicule.

Sur la configuration de roulis du véhicule représentée sur la Figure 2.3, la vitesse (u) du CdR est mesurée au centre de l'essieu arrière de l'engin. La notion de champ des vitesses dans un solide permet alors d'écrire l'équation (2.9).

$$\vec{V}_G|_{R_0} = \frac{d\overrightarrow{OG}}{dt}|_{R_0} = \frac{d(\overrightarrow{OO_r} + \overrightarrow{O_rG})}{dt}|_{R_0} \Leftrightarrow \vec{V}_G|_{R_0} = \vec{V}_{O_r} + \frac{d(\overrightarrow{O_rG})}{dt}|_{R_3} + \vec{\Omega}_{3/0} \wedge \overrightarrow{O_rG} \quad (2.9)$$

En explicitant la relation (2.9), l'expression de la vitesse du CdG peut alors être donnée

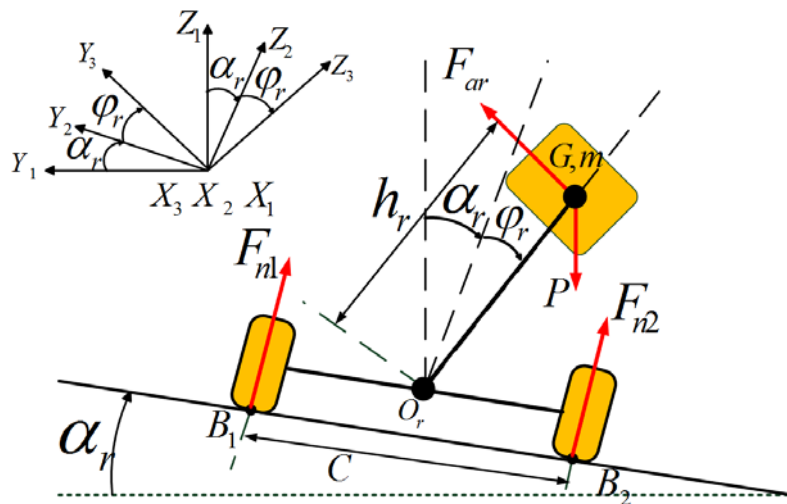


FIGURE 2.3 – Vue en roulis du véhicule

par l'équation (2.10) où β est l'angle de dérive globale du véhicule comme illustré sur la figure 2.4.

$$\vec{V}_G|_{R_0} = \begin{pmatrix} u \cos \beta + h_r \dot{\psi} \sin \gamma_r \\ u \sin \beta \cos \alpha_r - h_r \dot{\gamma}_r \cos \gamma_r \\ u \sin \beta \sin \alpha_r - h_r \dot{\gamma}_r \sin \gamma_r \end{pmatrix} \quad (2.10)$$

Finalement, la notion de champ des accélérations dans un solide permet d'écrire la relation (2.11).

$$\vec{a}_G|_{R_0} = \frac{d\vec{V}_G}{dt}|_{R_0} = \frac{d\vec{V}_G}{dt}|_{R_1} + \vec{\Omega}_{1/0} \wedge \vec{V}_G \quad (2.11)$$

Le développement de l'équation (2.11) permet d'écrire le système (2.12) explicitant les composantes axiales du vecteur d'accélération du véhicule.

$$\begin{cases} a_x = \dot{u} \cos \beta - u \dot{\beta} \sin \beta + h_r \ddot{\psi} \sin \gamma_r + 2 h_r \dot{\psi} \dot{\gamma}_r \cos \gamma_r - u \dot{\psi} \sin \beta \cos \alpha_r \\ a_y = \dot{u} \sin \beta \cos \alpha_r + u \dot{\beta} \cos \beta \cos \alpha_r - u \dot{\alpha}_r \sin \beta \sin \alpha_r - h_r \ddot{\gamma}_r \cos \gamma_r + h_r \dot{\gamma}_r^2 \sin \gamma_r + u \dot{\psi} \cos \beta + h_r \dot{\psi}^2 \sin \gamma_r \\ a_z = \dot{u} \sin \beta \sin \alpha_r + u \dot{\beta} \cos \beta \sin \alpha_r + u \dot{\alpha}_r \sin \beta \cos \alpha_r - h_r \ddot{\gamma}_r \sin \gamma_r - h_r \dot{\gamma}_r^2 \cos \gamma_r \end{cases} \quad (2.12)$$

2.1.6 Expression des angles de roulis (φ_r) et de tangage (φ_p)

Comme il a été mentionné à la section 1.8.2.1, ces deux angles représentent l'influence de la suspension sur la dynamique du véhicule et ne doivent pas être confondus avec les inclinaisons du véhicule représentant son orientation par rapport à la direction de la gravité. L'application du PFD sur la Figure 2.3 permet d'écrire les égalités suivantes :

$$\begin{cases} a_y = \frac{1}{m} (-(F_{n1} + F_{n2}) \sin \alpha_r + F_{ar} \cos \gamma_r) \\ a_z = \frac{1}{m} ((F_{n1} + F_{n2}) \cos \alpha_r + F_{ar} \sin \gamma_r - mg) \end{cases} \quad (2.13)$$

La substitution de a_x et de a_y du système (2.12) dans le système d'équations (2.13) permet d'explicitier la relation (2.14) donnant l'évolution de l'angle global de roulis du véhicule.

$$\ddot{\gamma}_r = \frac{1}{h_r \cos \varphi_r} \left(h_r \dot{\gamma}_r^2 \sin \varphi_r + h_r \dot{\psi}^2 \sin \gamma_r \cos \alpha_r + u \dot{\psi} \cos \beta \cos \alpha_r + \dot{u} \sin \beta + u \dot{\beta} \cos \beta - \frac{F_{ar}}{m} \cos \varphi_r + g \sin \alpha_r \right) \quad (2.14)$$

De surcroît, en supposant que les dérivées première et seconde de la pente latérale du véhicule (α_r) sont négligeables devant celles de l'angle de roulis (*i.e.* $\dot{\alpha}_r \ll \dot{\varphi}_r$ et $\ddot{\alpha}_r \ll \ddot{\varphi}_r$), l'évolution temporelle de l'angle de roulis du véhicule peut finalement être déduite de l'équation (2.15).

$$\ddot{\varphi}_r = \frac{1}{h_r \cos \varphi_r} \left(h_r \dot{\varphi}_r^2 \sin \varphi_r + h_r \dot{\psi}^2 \sin \gamma_r \cos \alpha_r + u \dot{\psi} \cos \beta \cos \alpha_r + \dot{u} \sin \beta + u \dot{\beta} \cos \beta - \frac{F_{ar}}{m} \cos \varphi_r + g \sin \alpha_r \right) \quad (2.15)$$

De façon similaire, l'application du PFD sur le modèle de tangage du véhicule représenté sur la Figure 2.1 permet d'écrire la relation (2.16) donnant l'évolution de l'angle de tangage du véhicule.

$$\ddot{\varphi}_p = \frac{1}{h_p \cos \varphi_p} \left(h_p \dot{\varphi}_p^2 \sin \varphi_p + h_p \dot{\psi}^2 \sin \gamma_p \cos \alpha_p + u \dot{\psi} \cos \beta \cos \alpha_p + \dot{u} \sin \beta + u \dot{\beta} \cos \beta - \frac{F_{ap}}{m} \cos \varphi_p + g \sin \alpha_p \right) \quad (2.16)$$

Pour plus de détails sur le calcul des différentes expressions présentées ici, le lecteur est prié de se porter à l'annexe B.1.

Au vu des expressions (2.12), (2.14) et (2.16) donnant les accélérations et les angles de roulis et de tangage du véhicule, il se révèle nécessaire de connaître des variables comme la vitesse de lacet ou encore comme l'angle de dérive global du véhicule pour pouvoir déterminer les efforts normaux d'interaction pneumatiques/sol. Pour ce faire, il est alors nécessaire de proposer un modélisation du véhicule dans sa configuration de lacet ainsi qu'un modèle de contact roues/sol représentatif de l'interaction du véhicule avec son environnement. Il sera alors possible d'utiliser les variables de sortie (vitesse de lacet $\dot{\psi}$, angle de dérive global β) issues de la combinaison de ces deux modèles comme variables d'entrée des représentations du véhicule dans ses configurations de roulis et de tangage. Tel est l'objet des deux prochaines sections de ce chapitre.

2.1.7 Dynamique de lacet du véhicule

Comme illustré sur la Figure 2.4, la modélisation dynamique de la machine dans le plan de lacet s'appuie sous une représentation de l'engin sous la forme d'une bicyclette (chaque essieu est considéré comme une roue) et son mouvement est décrit perpendiculairement à l'inclinaison de la masse suspendue.

Hypothèses et notations

Comme il a été le cas pour l'étude de la dynamique du véhicule dans les plans de tangage et de roulis, un ensemble d'hypothèses est aussi nécessaire pour pouvoir appliquer le PFD à la représentation du véhicule dans la configuration de lacet.

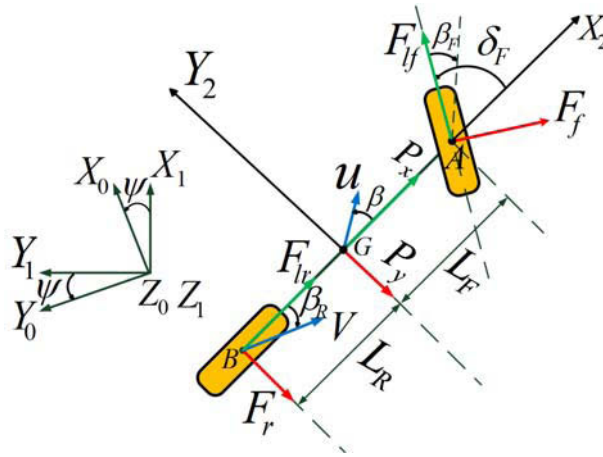


FIGURE 2.4 – Vue en lacet du véhicule

- Les effets de roulis sont considérés comme négligeables et le véhicule est supposé symétrique (symétrie droite/gauche),
- Comme précédemment, trois repères orthonormés directs sont considérés pour la modélisation du véhicule dans la configuration de lacet. Il est supposé que la machine s'incline latéralement d'un angle α_r et longitudinalement d'un angle α_p pour pouvoir passer du repère terrestre R_0 au repère intermédiaire R_1 attaché à son centre de gravité (G). Puis, le véhicule tourne d'un angle ψ pour passer alors du repère R_1 au repère R_2 ,
- Deux forces $P_x = m g \sin \alpha_p$ et $P_y = m g \sin \alpha_r$ sont ajoutées au CdG de l'engin pour pouvoir prendre en compte l'inclinaison longitudinale et latérale du châssis. Ces efforts ne sont autres que les forces de gravité latérale et longitudinale influençant la dynamique de lacet du véhicule.

Finalement, les dernières notations introduites par le modèle de lacet du véhicule sont :

- G est le CdG du véhicule, confondu dans le plan de lacet avec le CdR (O_r) et le CdT (O_p) de celui-ci,
- O est le Centre Instantané de Rotation (CIR),
- δ_F est l'angle de braquage avant du véhicule,
- ψ est l'angle de lacet du véhicule,
- u est la vitesse du CdG,
- v est la vitesse du centre de l'essieu arrière du véhicule,

- β_F , β_R et β sont respectivement les angles de dérive avant, arrière et au CdG du véhicule,
- I_x , I_y et I_z sont respectivement les moments d'inertie autour de l'axe longitudinal, latéral et vertical passant par G ,
- m est la masse suspendue 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.

2.1.7.1 Dynamique latérale et longitudinale

Sous les hypothèses précédentes, l'écriture du (*PF**D*) au CdG permet d'obtenir les équations régissant le mouvement du véhicule dans le plan de lacet.

Ainsi, l'évolution de la vitesse u , de l'angle de dérive global β et de la vitesse de lacet $\dot{\psi}$ est décrite par le système suivant :

$$\begin{cases} \dot{u} = \frac{1}{m}(F_f \sin(\delta_F - \beta) - F_r \sin \beta + F_{lf} \cos(\delta_F - \beta) + F_{lr} \cos \beta) + g(\cos \beta \sin \alpha_p - \sin \beta \sin \alpha_r) \\ \dot{\beta} = \frac{-F_f \cos(\delta_F - \beta) - F_r \cos \beta - m g(\cos \beta \sin \alpha_r + \sin \beta \sin \alpha_p) - F_{lr} \sin \beta + F_{lf} \sin(\delta_F - \beta)}{u m} - \dot{\psi} \cos \alpha_r \\ \ddot{\psi} = \frac{L_R F_r + L_F F_{lf} \sin \delta_F - L_F F_f \cos \delta_F + (I_x + I_z - I_y) \dot{\psi} \dot{\alpha}_r \sin \alpha_r}{I_z \cos \alpha_r} \end{cases} \quad (2.17)$$

Le lecteur pourra se référer à l'annexe B.2 pour avoir plus de détails sur la description des calculs permettant d'aboutir à au système d'équation (2.17).

Expressions de la vitesse du CdG (u) et des angles de dérive β_F et β_R

Pour pouvoir compléter le modèle dynamique de lacet du véhicule, il est nécessaire d'exprimer les relations donnant la vitesse du CdG et des angles de dérive. Pour ce faire, les relations cinématiques classiques de changement de point et le théorème de Pythagore seront utilisées ici en se référant à la Figure 2.5.

Sous les hypothèses de roulement sans glissement, on peut écrire :

$$\dot{\psi} = \frac{v}{R_1} = \frac{u}{R_2} \Leftrightarrow u = \frac{R_2}{R_1} v \quad (2.18)$$

Puis, on déduit de l'application du théorème de Pythagore à la Figure 2.5, les relations (2.19).

$$\begin{cases} \cos \beta_R = \frac{H}{R_1} \\ \cos \beta = \frac{H}{R_2} \end{cases} \quad (2.19)$$

Finalement, la combinaison des équations (2.18) et (2.19) permet d'explicitier l'équation (2.20) donnant la vitesse du CdG dans le plan de lacet.

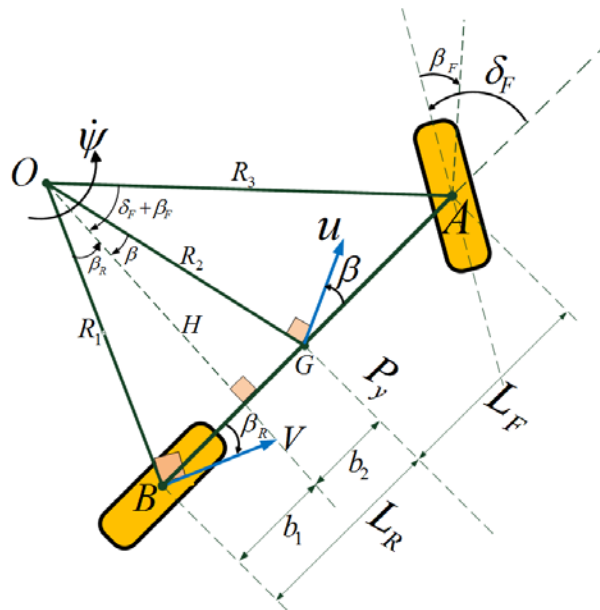


FIGURE 2.5 – Détermination des angles de dérive

$$u = \frac{v \cos \beta_R}{\cos \beta} \quad (2.20)$$

Pour établir l'expression de l'angle de dérive arrière β_R , l'utilisation des relations de Pythagore permet d'écrire le système (2.21) :

$$\begin{cases} L_R = b_1 + b_2 = (\tan \beta - \tan \beta_R) H \\ \dot{\psi} = \frac{u \cos \beta}{H} \end{cases} \quad (2.21)$$

Enfin, l'isolement de β_R dans l'équation (2.21) permet d'écrire l'équation (2.22) donnant l'angle de dérive arrière du véhicule.

$$\beta_R = \arctan\left(\tan \beta - \frac{L_R \dot{\psi}}{u \cos \beta}\right) \quad (2.22)$$

Encore une fois, le théorème de Pythagore permet finalement d'écrire le système (2.23).

$$\begin{cases} \frac{L_F}{H} = \tan(\delta_F + \beta_F) - \tan \beta \\ \dot{\psi} = \frac{u \cos \beta}{H} \end{cases} \quad (2.23)$$

Finalement, l'expression (2.24) donnant l'angle de dérive avant de l'engin a pu être explicitée en isolant β_F du système (2.23).

$$\beta_F = \arctan\left(\tan \beta + \frac{L_F \dot{\psi}}{u \cos \beta}\right) - \delta_F \quad (2.24)$$

En fin de compte, le système d'équations (2.25) résume les expressions de la vitesse du CdG et des angles de dérive avant et arrière du véhicule.

$$\begin{cases} u &= \frac{v \cos \beta_R}{\cos \beta} \\ \beta_R &= \arctan(\tan \beta - \frac{L_R \dot{\psi}}{u \cos \beta}) \\ \beta_F &= \arctan(\tan \beta + \frac{L_F \dot{\psi}}{u \cos \beta}) - \delta_F \end{cases} \quad (2.25)$$

Entre autre, le système (2.25) peut être linéarisé en faisant l'hypothèse de petits angles très largement vérifiée en simulation et en expérimentation pour les angles de dérive. Ainsi, les relations simplifiées pour les angles de dérive sont :

$$\beta_R = \beta - \frac{L_R \dot{\psi}}{u} \quad (2.26)$$

$$\beta_F = \beta + \frac{L_F \dot{\psi}}{u} - \delta_F \quad (2.27)$$

Finalement, le modèle de la dynamique latérale et longitudinale de la machine se résume au système suivant :

$$\begin{cases} \dot{u} &= \frac{1}{m} (F_f \sin(\delta_F - \beta) - F_r \sin \beta + F_{lf} \cos(\delta_F - \beta) + F_{lr} \cos \beta) + g(\cos \beta \sin \alpha_p - \sin \beta \sin \alpha_r) \\ \dot{\beta} &= \frac{-F_f \cos(\delta_F - \beta) - F_r \cos \beta - m g(\cos \beta \sin \alpha_r + \sin \beta \sin \alpha_p) - F_{lr} \sin \beta + F_{lf} \sin(\delta_F - \beta)}{u m} - \dot{\psi} \cos \alpha_r \\ \ddot{\psi} &= \frac{L_R F_r + L_F F_{lf} \sin \delta_F - L_F F_f \cos \delta_F + (I_x + I_z - I_y) \dot{\psi} \alpha_r \sin \alpha_r}{I_z \cos \alpha_r} \\ \beta_R &= \beta - \frac{L_R \dot{\psi}}{u} \\ \beta_F &= \beta + \frac{L_F \dot{\psi}}{u} - \delta_F \\ u &\approx v \end{cases} \quad (2.28)$$

2.1.7.2 Dynamique latérale seule

Dans le cadre de l'étude de la stabilité dynamique des véhicules ayant leur CdG placé particulièrement haut comme une vendangeuse par exemple, il est recensé que le renversement latéral est l'un des types d'accidents les plus fréquents et les plus dangereux. Ainsi, dans la littérature, certains auteurs [Bou09a, Ric14] négligent le comportement longitudinal (vitesse du véhicule supposée constante) dans leur démarche de modélisation afin de caractériser le mouvement du véhicule du point de vue de sa dynamique latérale seule. Comme mentionné à la section 1.8.2.1.1, le risque de renversement latéral du véhicule survient surtout en virage ; par conséquent l'impact des efforts longitudinaux sur la dynamique latérale est négligeable par rapport à celui des efforts latéraux. Fort de ceci, les dynamiques latérales et longitudinales du véhicule peuvent être découplées en supposant

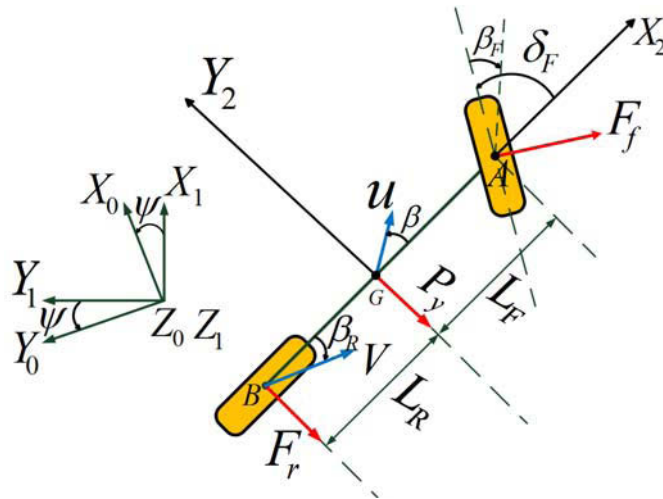


FIGURE 2.6 – Vue en lacet du véhicule négligeant son comportement longitudinal

que les efforts longitudinaux sont dans ce cas nuls comme montré sur la figure 2.6 et les équations du mouvement sont données par le système suivant à partir de l'équation (2.28) :

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{\beta} = \frac{-F_f \cos(\delta_F - \beta) - F_r \cos \beta - m g \cos \beta \sin \alpha_r}{u m} - \dot{\psi} \cos \alpha_r \\ \ddot{\psi} = \frac{L_R F_r - L_F F_f \cos \delta_F + (I_x + I_z - I_y) \dot{\psi} \dot{\alpha}_r \sin \alpha_r}{I_z \cos \alpha_r} \\ \beta_R = \beta - \frac{L_R \dot{\psi}}{u} \\ \beta_F = \beta + \frac{L_F \dot{\psi}}{u} - \delta_F \\ u \approx v \end{array} \right. \quad (2.29)$$

2.1.7.3 Dynamique longitudinale seule

Le risque de cabrage du véhicule est certes moins occurrent que le risque de renversement latéral. Toutefois, ce risque n'est quand même pas nul comme il a été signalé à la section 1.8.2.1.2. Ainsi, dans le cadre des travaux menés dans cette thèse, un regard particulier sera porté sur ce type de risque. Pour ce faire, le modèle de la dynamique longitudinale seule, obtenu par le découplage des dynamiques latérale et longitudinale, servira de tremplin.

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{u} = \frac{1}{m} (F_{lf} \cos(\delta_F - \beta) + F_{lr} \cos \beta) + g \cos \beta \sin \alpha_p \\ \dot{\beta} = \frac{-m g \sin \beta \sin \alpha_p - F_{lr} \sin \beta + F_{lf} \sin(\delta_F - \beta)}{u m} - \dot{\psi} \end{array} \right. \quad (2.30)$$

Comme illustré sur la Figure 2.7, en négligeant l'influence des efforts latéraux dans ce cadre de figure, le système d'équations (2.30) permet d'explicitier l'évolution de la dynamique longitudinale seule de l'engin.

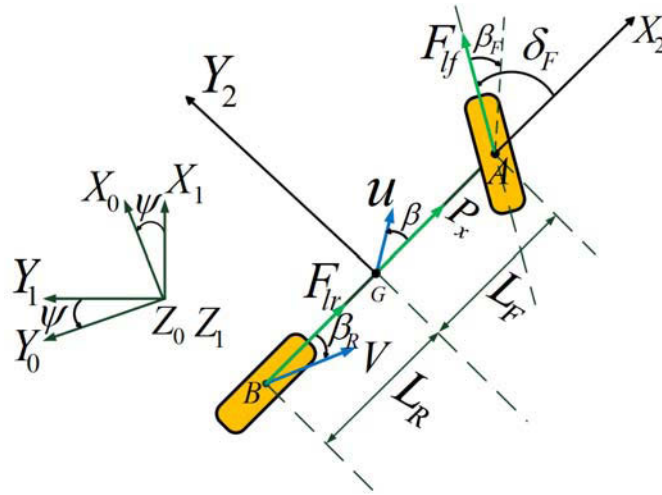


FIGURE 2.7 – Vue en lacet du véhicule négligeant son comportement latéral

2.1.8 Modélisation de l'interaction roues/sol

Le modèle dynamique de lacet du véhicule élaboré à la section précédente intègre le phénomène de glissement en dégagant les relations entre les forces s'appliquant sur le véhicule et les variables décrivant le mouvement de celui-ci. Toutefois, la résolution complète de ce modèle requiert l'évaluation des forces de contact à partir d'une modélisation de l'interaction roue/sol. Ainsi, cette section se donne pour objectif le développement d'un modèle de pneumatique, permettant d'extraire les efforts liés au contact roues-sol, qui est un passage obligé à la construction d'un modèle global du véhicule.

Nonobstant qu'il reste un problème très complexe en ce qui concerne la multitude de paramètres de pneumatique et aux caractéristiques de l'environnement (nature du sol, pression, raideur du pneumatique...) nécessaires à la modélisation des efforts engendrés sur la roue, la littérature fourmille de modèles étudiant le comportement dynamique du pneumatique. En général, l'élaboration de ces modèles se base sur deux grandes approches : l'approche analytique et l'approche empirique. Une revue bibliographique non-exhaustive de ces deux approches sera présentée ici mais afin de mieux comprendre les phénomènes d'interaction entre le véhicule et son environnement, tout d'abord sera explicitée une brève étude des efforts générés par la dynamique de contact.

2.1.8.1 Étude des phénomènes d'adhérence et de frottement

La figure 2.8 décrit l'ensemble des forces d'interaction entre la roue et le sol. Ces différentes forces peuvent être retrouvées dans les différents modèles de pneumatique qui seront présentés dans les sections à venir. L'inventaire de ces efforts est présenté ci-dessous :

- C est le centre de la surface de contact entre la roue et le sol,
- C_m est le couple moteur transmis à la roue soit par le moteur du véhicule soit par les frottements dus aux roulements pour les roues non-motrices,

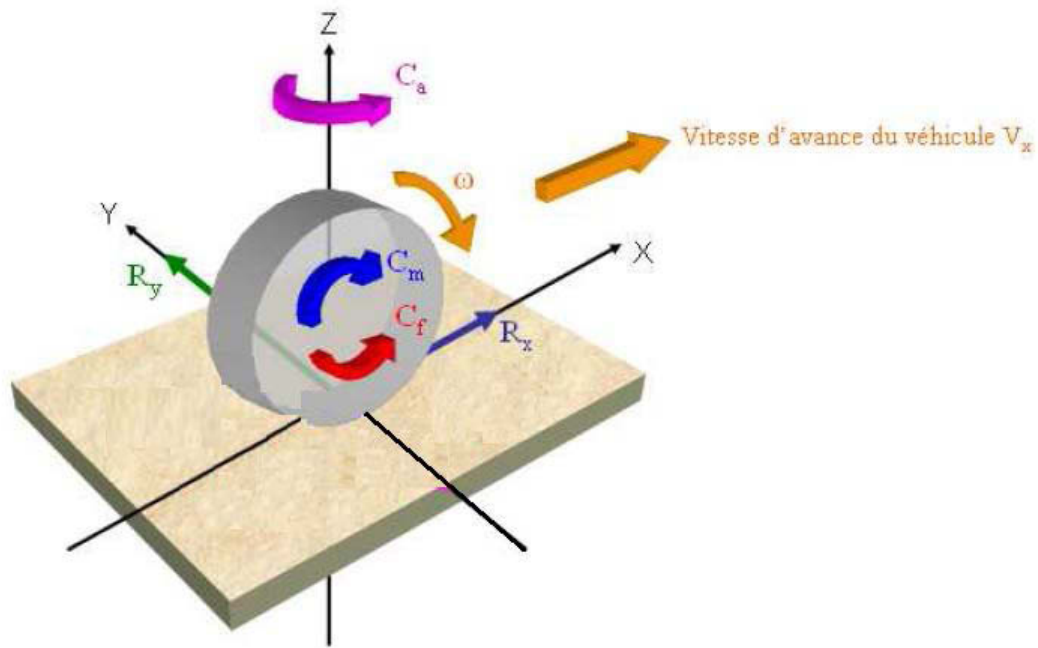


FIGURE 2.8 – Représentation des efforts d'interaction roues/sol

- C_f est le couple résistant dû à l'action du sol sur la roue,
- C_a est le couple d'auto-alignement,
- R_x est la réaction longitudinale du sol, principalement présente lors des phases d'accélération ou de freinage,
- R_y est la réaction latérale du sol, principalement présente lors des phases de changement de direction ou en présence d'une pente latérale,
- R_z est la réaction verticale du sol due au poids du véhicule. Cette valeur varie significativement en fonction de la position du centre de gravité, du transfert de masse lors d'un virage, et du réglage de la suspension,
- ω est la vitesse de rotation de la roue.

Les forces de réaction longitudinale (R_x) et latérale (R_y) déterminent la capacité du véhicule à effectuer un virage et à accélérer ou à freiner. Comme on a vu à la section 2.1.7, ces forces sont nécessaires à l'estimation de la dynamique de lacet du véhicule. Elles constituent les deux composantes d'un effort R que le pneu peut transmettre dans le plan de contact : $R = \sqrt{R_x^2 + R_y^2}$. Qualitativement, les efforts maximums transmissibles dépendent de nombreux paramètres comme les conditions d'adhérence, la force normale R_z , les caractéristiques et la forme du pneu, etc. Une sollicitation selon un axe du véhicule

implique alors une diminution de la capacité du pneu à transmettre une force dans l'autre direction, comme illustré dans [GS94] et [GLR01]. Toutefois, de nombreux modèles dédiés à la caractérisation des efforts latéraux et longitudinaux existent. Ces modèles sont souvent basés sur le découplage des dynamiques latérales et longitudinales comme il a été signalé à la section 2.1.7.

Ici, l'objectif est de modéliser le comportement des véhicules évoluant en milieu tout-terrain à haute dynamique. En conséquence, les contraintes appliquées au pneu sont telles qu'il ne peut être considéré comme un solide indéformable. Sous l'effet de ces contraintes, le pneu se déforme donc et des phénomènes de glissement apparaissent. En effet, la grande majorité des modèles de pneumatique répertoriés dans la littérature sont basés sur ces phénomènes, comme par exemple les modèles de Dugoff [DS70], Kiencke et Nielsen [KN04] et de Pacejka [Pac81]. Ces glissements qui peuvent être soit longitudinaux soit latéraux sont présentés aux sections suivantes.

2.1.8.2 Glissement longitudinal

D'un point de vue mécanique, le déplacement longitudinal du pneu est dû principalement à l'effort longitudinal (R_x) qui dépend spécifiquement du coefficient de glissement longitudinal g_l . Ce dernier n'est autre qu'un pourcentage décrivant la différence entre la vitesse longitudinale réelle du centre de rotation de la roue et celle théorique attendue dans les conditions de roulement sans glissement. Selon la Society of Automotive Engineer (SAE) [CG03], son expression mathématique est donnée par l'équation (2.31) en référence à la figure 2.9.

$$g_l = \frac{\omega - \frac{V_x}{R_{dyn}}}{\max(|\omega|, |\frac{V_x}{R_{dyn}}|)} \quad (2.31)$$

R_{dyn} étant le rayon dynamique de la roue variant avec la déformation du pneumatique et de la compaction du sol, ω est la vitesse de rotation de la roue et V_x représente la vitesse longitudinale du centre de rotation de la roue. L'intervalle d'évolution de g_l est compris entre $[-1 \ 1]$. Toutefois, dans les cas extrêmes, si les deux vitesses n'ont pas le même signe, ces limites peuvent être dépassées. Les valeurs extrémales représentent les limites d'adhérence du pneu. En effet, lorsque $g_l = -1$, la roue est bloquée en rotation mais le véhicule continue d'avancer et lorsque $g_l = 1$, la roue patine et le véhicule reste sur place. En conséquence, une valeur positive de g_l traduit les phases d'accélération du véhicule tandis qu'une valeur négative se renseigne sur les phases de freinage. Durant ces phases, l'atteinte des valeurs extrêmes dépend naturellement des conditions d'adhérence qui sont principalement liées au type de sol, à la monte pneumatique et à la charge normale.

Du fait que la route peut être considérée comme homogène et non-déformable, l'estimation précise du glissement longitudinal est réalisable dans l'environnement routier. Par contre, la nature incertaine et changeante du milieu tout-terrain suppose de fortes déformations du pneu car la compaction du sol est loin d'être négligeable. Fort de ceci, l'estimation précise du glissement longitudinal ne se fait pas sans coups férir en milieu tout-terrain en raison de la grande variabilité du rayon dynamique dont sa méthode de calcul est présentée au paragraphe ci-dessous.

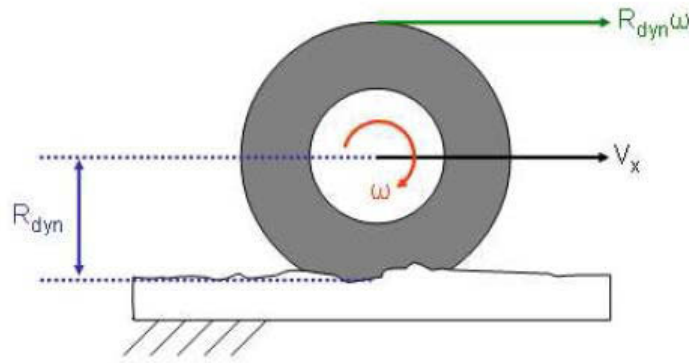


FIGURE 2.9 – Glissement longitudinal d’une roue

Calcul du rayon dynamique

La nomenclature des nouvelles variables illustrées sur la figure 2.10 est la suivante :

- l est la moitié de la longueur de l’aire de contact roue/sol,
- r_o est le rayon nominal de la roue, c’est-à-dire le rayon donné par le constructeur du pneumatique qui n’est soumis à aucune contrainte,
- F_z est la charge verticale du pneumatique ,
- k_z est la raideur verticale du pneumatique,
- ϕ est le demi-angle de l’aire de contact roue/sol,

Le modèle de pneumatique illustré sur la figure 2.10 assimile la déformation verticale du pneumatique à un ressort dont on peut calculer son écrasement par la relation (2.32), connaissant sa raideur k_z et la charge verticale qui lui est appliquée.

$$\lambda_r = \frac{F_z}{K_z} \quad (2.32)$$

De là, le rayon statique ou rayon sous charge de la roue peut être explicité par l’expression (2.33) :

$$r_{sat} = r_o - \lambda_r \quad (2.33)$$

En roulement, sous la flexibilité dynamique de la roue, sa vitesse équivalente peut être donnée par l’équation (2.34).

$$V_{eq} = R_{dyn} \omega \quad (2.34)$$

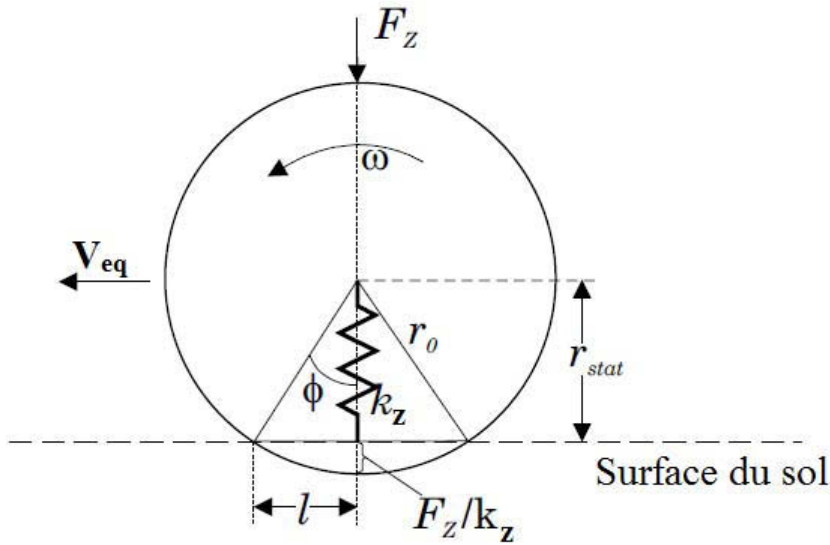


FIGURE 2.10 – Calcul du rayon dynamique de la roue

Le calcul des déplacements élémentaires permet aussi d'écrire la relation (2.35) donnant la vitesse équivalente de la roue ainsi que sa vitesse angulaire pour une durée t .

$$\begin{cases} V_{eq} = \frac{l}{t} \\ \omega = \frac{\phi}{t} \end{cases} \quad (2.35)$$

La combinaison des équations (2.34) et (2.35) permet de déduire l'expression (2.36) donnant le rayon dynamique.

$$R_{dyn} = \frac{l}{\phi} \quad (2.36)$$

L'application du théorème de Pythagore à la Figure 2.10 permet d'écrire les relations géométriques suivantes :

$$\begin{cases} r_{sat} = r_0 \cos(\phi) \\ l = r_0 \sin(\phi) \end{cases} \quad (2.37)$$

En combinant le système d'équations (2.37) avec la relation (2.36), on déduit finalement l'expression (2.38) du rayon dynamique de la roue du véhicule.

$$R_{dyn} = \frac{r_0 \sin(\arccos(\frac{r_{sat}}{r_0}))}{\arccos(\frac{r_{sat}}{r_0})} \quad (2.38)$$

Toutefois, certains auteurs comme [Ben94] utilisent une expression beaucoup plus simplifiée pour le calcul du rayon dynamique de la roue. En effet, en supposant que $r_0 \gg \lambda_r$, on peut déduire du théorème de Pythagore que : $l^2 = 2 r_0 \lambda_r$. Ce qui nous simplifie l'expression du rayon dynamique :

$$R_{dyn} = \frac{\sqrt{2 r_0 \lambda_r}}{\arccos(\frac{r_{sat}}{r_0})} \quad (2.39)$$

Encore pour des raisons de simplification, d'autres auteurs comme [Eli94] utilisent le rayon de développement R_{dev} dans le calcul du glissement longitudinal donné par l'équation (2.31). Correspondant à la distance parcourue pour un tour de roue, le calcul du rayon de développement se fait généralement par une heuristique :

$$R_{dev} = r_0 - 0.28 \lambda_r \quad (2.40)$$

2.1.8.3 Glissement latéral

La présence de la force latérale (R_y), conjuguée à la rotation de la roue, conduit au phénomène de dérive. En effet, le centre de la roue ne reste pas à la verticale de l'aire de contact, ainsi, à chaque incrément de l'angle de rotation, il aura une trajectoire qui résultera de la combinaison du déplacement latéral et de l'avancement dû à la rotation de la roue. Comme illustré sur la figure 2.11, le centre de l'aire de contact se déplace sur une droite qui, portant la composante longitudinale V_x du vecteur vitesse, fait un angle β , appelé angle de dérive, avec la trace au sol du plan de jante qui porte le vecteur vitesse V . C'est le phénomène de base du fonctionnement du pneumatique où l'on voit la roue dévier de sa trajectoire initiale sans braquage du plan de jante de celle-ci.

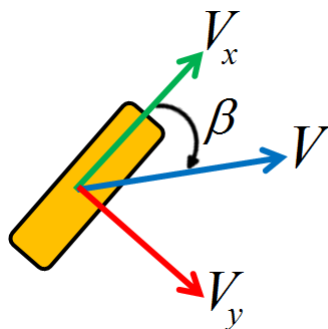


FIGURE 2.11 – Angle de dérive du pneumatique

L'angle de dérive peut être exprimé par la relation suivante :

$$\beta = \arctan\left(\frac{V_y}{|V_x|}\right) \quad (2.41)$$

où V_y est la composante latérale du vecteur vitesse V .

Connaissant l'angle de dérive, le système (2.43) permet d'expliciter le glissement latéral soit en phase de freinage ou soit en phase de traction.

$$\begin{cases} g_t = |\tan(\beta)| & \text{en phase de freinage} \\ g_t = (1 - |g_t|) |\tan(\beta)| & \text{en phase de traction} \end{cases} \quad (2.42)$$

Somme toute, la relation (2.43) exprime le glissement global du pneumatique qui peut être considéré comme une somme géométrique d'un glissement latéral et longitudinal.

$$g = \sqrt{g_t^2 + g_l^2} \quad (2.43)$$

2.1.8.4 Quelques modèles de contact roues/sol

Les variables de glissement étant explicitées, il est alors possible d'estimer les efforts appliqués à la roue. Ceci dit, une myriade de modèles de pneumatique ont été développés dans la littérature. Ces modèles d'interaction roues/sol peuvent être classés en deux grandes catégories. La première catégorie est constituée de modèles de contact physiques qui permettent de caractériser la surface de contact roues/sol, de définir la répartition de pression sur cette surface et d'en déduire les efforts de contact pneus/sol. La deuxième approche est constituée de modèles empiriques basés sur des formules mathématiques dont les paramètres ont été identifiés à partir de résultats expérimentaux obtenus sur banc d'essai. Sans en faire une liste exhaustive, ce qui n'est pas le lieu, quelques modèles issus de chacune des deux catégories seront présentés dans la suite de cette section, afin de comprendre la dynamique du véhicule.

2.1.8.4.1 Modèles analytiques de contact pneus/sol

Cette approche est ici exemplifiée par le modèle de Brown largement détaillé dans la thèse [Ben94]. Les étapes de modélisation de cette famille de modèles de pneumatique, qui sont le calcul de la répartition de pression dans la zone de contact roue/sol, le calcul des contraintes de glissement, le calcul des contraintes sur la surface de contact roue/sol et l'extraction des efforts tangentiels sont détaillées ci-dessous.

Modèle de Brown

Calcul de la répartition de pression dans la zone de contact roue/sol

La figure 2.12 représente la modélisation de la surface de contact roue/sol. Celle-ci est rectangulaire de longueur L et de largeur l . Comme la raideur latérale K_y du pneu est largement supérieure à la raideur verticale K_z à cause de la construction même du pneumatique, il est classique de considérer une largeur l fixe et une longueur dépendant justement de la charge verticale F_z et de la raideur K_z . En effet, comme calculé à la section 2.1.8.2, l'écrasement du pneumatique, appelé communément la déformation radiale λ_r , est donné par :

$$\lambda_r = \frac{F_z}{K_z} \quad (2.44)$$

L'utilisation du théorème de Pythagore permet d'écrire la relation suivante en se référant à la figure 2.12(a).

$$R_{nom}^2 = \frac{L^2}{4} + (R_{nom} - \lambda_r)^2 \quad (2.45)$$

Sous l'hypothèse que le rayon nominal est très grand devant la déformation radiale (i.e. $R_{nom} \gg \lambda_r$), la longueur de la surface de contact L est donnée par :

$$L = \sqrt{8 R_{nom} \frac{F_z}{K_z}} \quad (2.46)$$

Maintenant que la surface de contact a été définie, il est possible d'exprimer la répartition de la pression sur celle-ci en fonction d'une pression maximum P_{max} . Les principaux

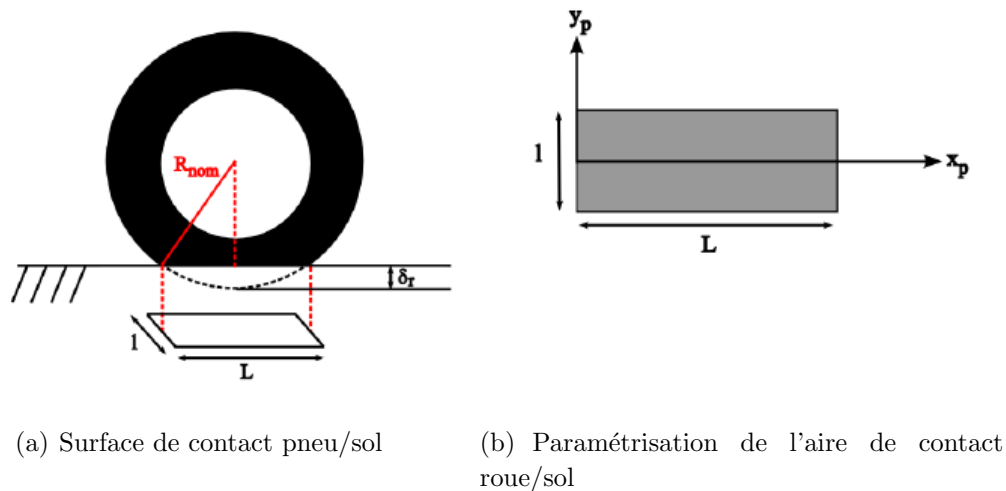


FIGURE 2.12 – Modèle d'interaction pneus/sol linéaire adapté

modèles analytiques considèrent une distribution de pression constante sur la largeur et parabolique sur la longueur. Ainsi, en référence à la figure 2.12, la pression P au point de coordonnées (x_p, y_p) n'est fonction que de l'abscisse :

$$P(x_p) = \frac{4 P_{max}}{L} \left(1 - \frac{x_p}{L}\right) x_p \quad (2.47)$$

Il est alors possible de calculer la charge verticale à partir de (2.47) :

$$F_z = \int_0^L P(x_p) l dx_p = \frac{2 P_{max} L l}{3} \quad (2.48)$$

Finalement, en combinant (2.47) et (2.48), la répartition de pression en fonction de la charge verticale est :

$$P(x_p) = \frac{6 F_z}{L^2 l} \left(1 - \frac{x_p}{L}\right) x_p \quad (2.49)$$

Calcul des contraintes sur la surface de contact roue/sol

Comme le montre la figure 2.13, la surface de contact peut être divisée en deux régions distinctes où sur chacune d'elles est appliqué un unique type de contrainte :

- Une région d'adhérence avec des contraintes élastiques,
- Une région de glissement avec des contraintes de glissement.

Les contraintes élastiques sont dues à la déformation du pneumatique, qui est fonction de la raideur de celui-ci. Alors que les contraintes de glissement sont dépendantes d'un coefficient de frottement et de la distribution de pression le long du contact roue/sol. C'est pourquoi la détermination des contraintes élastiques fait appel à la mécanique des milieux continus alors que pour les contraintes de glissement, la mécanique des solides indéformables est utilisée. Afin d'assurer une continuité des contraintes au niveau de la

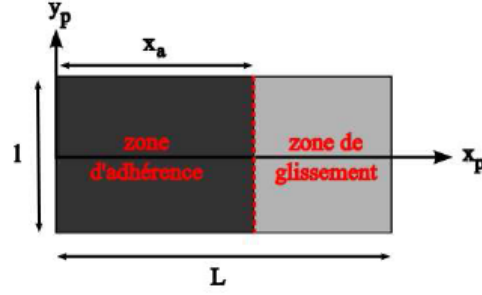


FIGURE 2.13 – Zones de contrainte

frontière, un point de détachement A d'abscisse x_a est défini. Son abscisse est calculée de manière à respecter cette continuité, comme explicité ci-après.

Calcul des contraintes de glissement

Comme expliqué précédemment, ces contraintes sont liées à un coefficient de frottement μ et à la distribution de pression :

$$\sigma_g = \mu P(x_p), \quad x_a < x_p < L \quad (2.50)$$

Avec une répartition de pression parabolique (2.49), σ_g a pour expression :

$$\sigma_g = \frac{6\mu F_z}{L^2 l} \left(1 - \frac{x_p}{L}\right) x_p, \quad x_a < x_p < L \quad (2.51)$$

Comme cette contrainte n'est pas forcément colinéaire avec l'axe horizontal, deux composantes peuvent être définies en introduisant un angle d'orientation γ :

$$\begin{cases} \sigma_{gx} = \sigma_g \cos(\gamma) \\ \sigma_{gy} = \sigma_g \sin(\gamma) \end{cases} \quad (2.52)$$

D'autre part, au vu de la définition du glissement, cet angle γ est défini comme suit :

$$\begin{cases} \cos(\gamma) = \frac{gt}{g} \\ \sin(\gamma) = \frac{gt}{g} \end{cases} \quad (2.53)$$

Finalement, la conjugaison des équations (2.51), (2.52) et (2.53) permet d'exprimer les deux composantes de la contrainte de glissement.

$$\begin{cases} \sigma_{gx} = \frac{6\mu F_z}{L^2 l} \left(1 - \frac{x_p}{L}\right) \frac{gt}{g} x_p \\ \sigma_{gy} = \frac{6\mu F_z}{L^2 l} \left(1 - \frac{x_p}{L}\right) \frac{gt}{g} x_p \end{cases} \quad (2.54)$$

Calcul des contraintes d'adhérence

Par construction, les contraintes élastiques longitudinales σ_{ax} et latérales σ_{ay} dans la zone d'adhérence sont proportionnelles au déplacement relatif (Δ_{xp} et Δ_{yp}) et à la raideur du pneumatique (K_x et K_y) selon chaque axe :

$$\begin{cases} \sigma_{ax} = K_x \Delta_{xp} = K_x g_l x_p \\ \sigma_{ay} = K_y \Delta_{yp} = K_y g_t x_p \end{cases} \quad (2.55)$$

avec $0 < x_p < x_a$

Calcul du point de détachement

Maintenant que les deux types de contrainte ont été calculés, il convient de définir l'abscisse du point de détachement x_a afin d'assurer la continuité des contraintes entre les deux zones. De par la définition du point de détachement, les contraintes élastiques et de glissement doivent être égales à l'abscisse x_a , cela revient à écrire :

$$\sigma_{ax}^2 + \sigma_{ay}^2 = \sigma_g^2 \quad (2.56)$$

En injectant les équations (2.51) et (2.55) définissant les contraintes dans la relation (2.56), l'expression de x_a est donc :

$$x_a = L \left[1 - \frac{l L^2}{6 \mu F_z} \sqrt{(K_x g_l)^2 + (K_y g_t)^2} \right] \quad (2.57)$$

Remarque : L'abscisse de détachement x_a peut être nulle. Par le biais de l'équation (2.56), les valeurs des variables de glissement critiques conduisant à $x_a = 0$ sont alors :

$$\begin{cases} g_{lc} = \frac{6 \mu F_z}{K_x l L^2} \\ g_{tc} = \frac{K_x}{K_y} \sqrt{g_{lc}^2 - g_l^2} \end{cases} \quad (2.58)$$

Dans le cas où les glissements sont supérieurs aux seuils critiques, les contraintes dans la zone d'adhérence sont inexistantes car celle-ci n'existe plus. Cela peut être interprété de manière macroscopique par une perte d'adhérence du pneumatique. Son efficacité à transmettre des efforts est ainsi drastiquement diminuée.

Extraction des efforts tangentiels

Le calcul des forces de contact dépend de l'existence ou non des différentes régions. Comme évoqué précédemment si les glissements sont inférieurs aux seuils critiques, la zone d'adhérence existe et l'extraction des efforts passe par l'intégration des contraintes d'adhérence et de glissement le long de la surface de contact. Ainsi, l'expression des efforts

longitudinal et latéral est :

$$\begin{cases} F_x = \int_0^L \int_{-\frac{l}{2}}^{\frac{l}{2}} (\sigma_{ax} + \sigma_{gx}) dx_p dy_p = \frac{K_x l x_a^2 g_l}{2} + \frac{\mu g_l F_z}{g} [1 - 3(\frac{x_a}{L})^2 + 2(\frac{x_a}{L})^3] \\ F_y = \int_0^L \int_{-\frac{l}{2}}^{\frac{l}{2}} (\sigma_{ay} + \sigma_{gy}) dx_p dy_p = \frac{K_y l x_a^2 g_l}{2} + \frac{\mu g_l F_z}{g} [1 - 3(\frac{x_a}{L})^2 + 2(\frac{x_a}{L})^3] \end{cases} \quad (2.59)$$

Dans le cas où l'abscisse du point de détachement est nulle, les efforts longitudinal et latéral sont extraits seulement à partir des contraintes de glissement :

$$\begin{cases} F_x = \mu_x F_z \\ F_y = \mu_y F_z \end{cases} \quad (2.60)$$

où $\mu_x = \mu \cos(\gamma)$ et $\mu_y = \mu \sin(\gamma)$ représentent les coefficients de frottement selon chaque axe respectif et sont explicités à partir des équations (2.53).

Ce modèle de contact prend en compte le couplage des efforts longitudinaux et latéraux car leurs expressions (2.59) et (2.60) dépendent de l'expression (2.43) du glissement total g .

Autres modèles basés sur celui de Brown

A partir du modèle de Brown, d'autres modèles ont été développés avec différentes variantes. Parmi ceux-ci, deux principaux modèles sont présentés, du fait de leur popularité dans les travaux concernant la modélisation dynamique des véhicules.

Modèle de Dugoff [DS70]

Comme le modèle de Brown, ce modèle prend en compte le couplage des efforts longitudinaux et latéraux à travers un coefficient τ . Les différents efforts sont exprimés en fonction de variables dynamiques telles que :

- l'angle de dérive β ,
- le taux de glissement longitudinal g_l ,
- la charge verticale F_z ,
- un coefficient de frottement fixe μ .

D'un autre côté les paramètres suivants du pneumatique sont pris en compte :

- la raideur longitudinale K_x ,
- la raideur latérale K_y .

Ainsi l'expression mathématique des efforts longitudinaux et latéraux sont :

$$\begin{cases} F_x = K_x \frac{g_t}{1-g_t} \tau \\ F_y = K_y \frac{\tan(\beta)}{1-g_t} \tau \\ \forall g \neq 1 \end{cases} \quad (2.61)$$

Avec τ , le paramètre de couplage :

$$\tau = \begin{cases} (2 - \sigma)\sigma, & \text{si } \sigma < 1 \\ 1 & \text{sinon} \end{cases} \quad \text{avec } \sigma = \frac{(1-g_t) \mu F_z}{2\sqrt{K_x^2 g_t^2 + K_y^2 \tan^2(\beta)}} \quad (2.62)$$

Par analogie au modèle de Brown, la valeur de la variable σ détermine l'existence ou non de la zone d'adhérence.

Modèle de Gim [GN90b, GN90a]

Ce modèle est assez proche du modèle de Brown car le calcul des efforts reprend les mêmes étapes de modélisation. Toutefois, contrairement à celui-ci, il dissocie les composantes longitudinale et latérale du glissement. La relation (2.63) explicite alors l'expression des efforts longitudinaux F_x et latéraux F_y .

$$\begin{cases} F_x = C_s g_t l_n^2 + \mu_x F_z (1 - l_n^2 + 2 l_n^3) \\ F_y = C_\alpha g_t l_n^2 + \mu_y F_z (1 - 3 l_n^2 + 2 l_n^3) \end{cases} \quad (2.63)$$

avec :

$$\begin{cases} C_s = \frac{K_x W}{2} \\ C_\alpha = \frac{K_y W}{2} \\ l_n = 2 L \left[1 - \frac{2 W L^2}{3 \mu F_z} \sqrt{(K_x g_t)^2 + (K_y g_t)^2} \right] \end{cases} \quad (2.64)$$

La nomenclature des différents paramètres utilisés dans ce modèle est la suivante :

- K_x la raideur longitudinale du pneumatique par unité d'aire,
- K_y la raideur latérale du pneumatique par unité d'aire,
- L la longueur de la surface de contact,
- W la largeur du pneumatique.

Conclusion sur les modèles analytiques

Les modèles analytiques présentés dans cette section ont l'avantage de décrire de façon précise la formation des efforts tangentiels au niveau de l'interaction pneu/sol car ils s'appuient sur des relations mathématiques issues de principes physiques appliqués au contact

roue-sol au niveau de la surface de contact. Cependant, les expressions analytiques permettant le calcul de ces modèles font intervenir un nombre très important de paramètres qui sont très difficiles à mesurer et très variables en fonction des conditions d'adhérence et des caractéristiques du pneumatique. La complexité dont souffrent ces modèles font d'eux des systèmes gourmands et fastidieux en puissance de calcul. De ce fait, leur utilisation trouve plutôt un certain intérêt dans le cas de développement de simulateurs réalistes ou dans des cas d'applications spécifiques. Or, comme il a été maintes fois rappelé dans ce document, la finalité des travaux menés ici est de proposer une intégration sur un véhicule réel afin de qualifier en vraie grandeur le risque d'instabilité de celui-ci. Ainsi, en concordance avec l'objectif des travaux présentés dans ce mémoire, l'utilisation de tels modèles n'est donc pas envisageable.

2.1.8.4.2 Modèles empiriques de l'interaction roues/sol

Comme la section précédente l'a montré, si la modélisation analytique du pneumatique met en évidence la relation entre la déformation de la roue et l'état du sol, elle reste par contre assez complexe et nécessite une connaissance très fine des interactions. Fort de ceci, la connaissance du pneu est usuellement tirée des essais empiriques. Les courbes obtenues sont, en fait, une succession de points de fonctionnement. Toutefois, dans les simulations, il est plus commode d'avoir une formule analytique qu'un tableau de points à gérer. Ainsi, les modèles empiriques sont constitués de formules mathématiques dont les paramètres ont été identifiés à partir des résultats expérimentaux obtenus sur bancs d'essai. Ci-dessous, est faite une brève présentation des méthodes d'expérimentation de ceux qui sont les plus prisés dans la littérature comme celui de Pacejka, communément "*Formule magique*" ou encore celui de Kiencke et Nielsen.

Modèle de Kiencke et Nielsen [KN04]

Le modèle est dit semi-empirique car l'extraction des efforts tangentiels est basée sur deux étapes. Une première étape est analytique car le coefficient de frottement est déterminé par une modélisation physique du contact roue/sol. La deuxième étape consiste à formuler empiriquement une relation mathématique reliant les glissements et le coefficient de frottement aux efforts tangentiels.

Calcul du coefficient de frottement

Son expression prend en compte les principales caractéristiques du contact roue/sol à travers différents paramètres :

- c_1 , c_2 et c_3 sont fonction du type de sol (obtenus empiriquement pour chaque type de sol),
- c_4 définit la vitesse de conduite maximale,

- c_5 dépend de la charge maximale supportée par la roue.

Ce modèle dépend aussi des principales variables responsables des efforts tangentiels commun à la plupart des modèles dédiés au contact roue/sol :

- g pour le glissement global,
- V_g pour la vitesse du centre de gravité du véhicule,
- F_z pour la charge verticale.

Au final, l'expression du coefficient de frottement est définie comme suit :

$$\mu = c_1(1 - \exp^{-c_2 g}) - c_3 g \exp^{-c_4 g V_g}(1 - c_5 F_z^2) \quad (2.65)$$

Expression des efforts tangentiels

A partir du coefficient de frottement μ , les efforts latéral et longitudinal ont pour expression :

$$\begin{cases} F_x = \mu \frac{F_z}{g} [g_l \cos(\beta) - C_p g_t \sin(\beta)] \\ F_y = \mu \frac{F_z}{g} [C_p g_t \cos(\beta) + g_l \sin(\beta)] \end{cases} \quad (2.66)$$

$0.9 < C_p < 0.95$ est un coefficient de pondération, déterminé expérimentalement. Comme il peut être remarqué, ce modèle semi-empirique prend en compte le couplage entre les efforts latéral et longitudinal.

Modèle de Pacejka

Le célèbre modèle de Pacejka qui est certainement le plus connu et le plus utilisé dans le monde de l'industrie automobile repose sur une relation mathématique entre les variables (glissement et dérive) et la résultante des forces latérales (F_t) et des forces longitudinales (F_l) appliquées par la roue sur le sol. Cette modélisation n'est donc pas une représentation physique des phénomènes de glissement, mais elle permet d'exprimer simplement, par plusieurs paramètres, les différents efforts (latéraux, longitudinaux...) à partir des variables de glissement. Afin de tenir compte des différents éléments qui peuvent modifier la configuration de la roue (carrossage, effort normal variable...), les paramètres du modèle sont ajustables. Afin de répondre au besoin primaire de la mécanique du pneumatique, une première modélisation [Pac81] a été proposée. Puis, dans un souci de perfectionnement, d'autres versions améliorées de ce modèle [PBN87, Pac02] ont été proposées plus tard. Les processus d'expérimentation de ces versions sont détaillés ci-dessous.

1. Première modélisation

Les essais réalisés par Pacejka ont été menés dans des conditions particulières :

- Les pneumatiques ne sont soumis qu'à un seul type d'effort (longitudinal ou transversal),
- La charge verticale est constante durant tout l'essai,
- L'accélération longitudinale ou latérale est constante.

Dans ces conditions d'expérimentation, en mesurant le glissement (g_l ou β) du pneumatique et l'effort (F_x ou F_y) induit par celui-ci, Pacejka est arrivé à la formulation mathématique suivante :

$$\begin{cases} F_x(g_l + S_{hx}) = D_x \sin[C_x \arctan(B_x g_l - E_x(B_x g_l - \arctan(B_x g_l)))] + S_{vx} \\ F_y(\beta + S_{hy}) = D_y \sin[C_y \arctan(B_y \beta - E_y(B_y \beta - \arctan(B_y \beta)))] + S_{vy} \end{cases} \quad (2.67)$$

Ces modèles dépendent chacun de seulement six paramètres qui ont différentes fonctions :

- B_* et C_* : pente à l'origine et allure de la courbe,
- D_* : valeurs maximales de l'effort atteignable,
- E_* : abscisse de l'effort maximum admissible,
- S_{h*} et S_{v*} : ajustement des offsets en abscisse et en ordonnée de la courbe.

La figure 2.14 illustre l'évolution des efforts latéraux et longitudinaux en fonction des variables de glissement pour une charge verticale donnée et différents coefficients typiques d'un déplacement d'un pneu sur une route sèche.

2. Seconde modélisation

Afin de remédier aux limitations du premier modèle [Pac81], cette version évoluée du modèle permettant de prendre en compte les différents angles liés à la géométrie de la suspension (carrossage γ , chasse, pincement, etc.) et la variation de la charge verticale a été proposée.

$$\begin{cases} F_x(g_l + S_{hx}) = D_x \sin[C_x \arctan(B_x \Phi_x)] \\ F_y(\beta + S_{hy}) = D_y \sin[C_y \arctan(B_y \Phi_y)] + \Delta S_v \end{cases} \quad (2.68)$$

Cette modélisation nécessite la connaissance de 9 coefficients dont certains sont

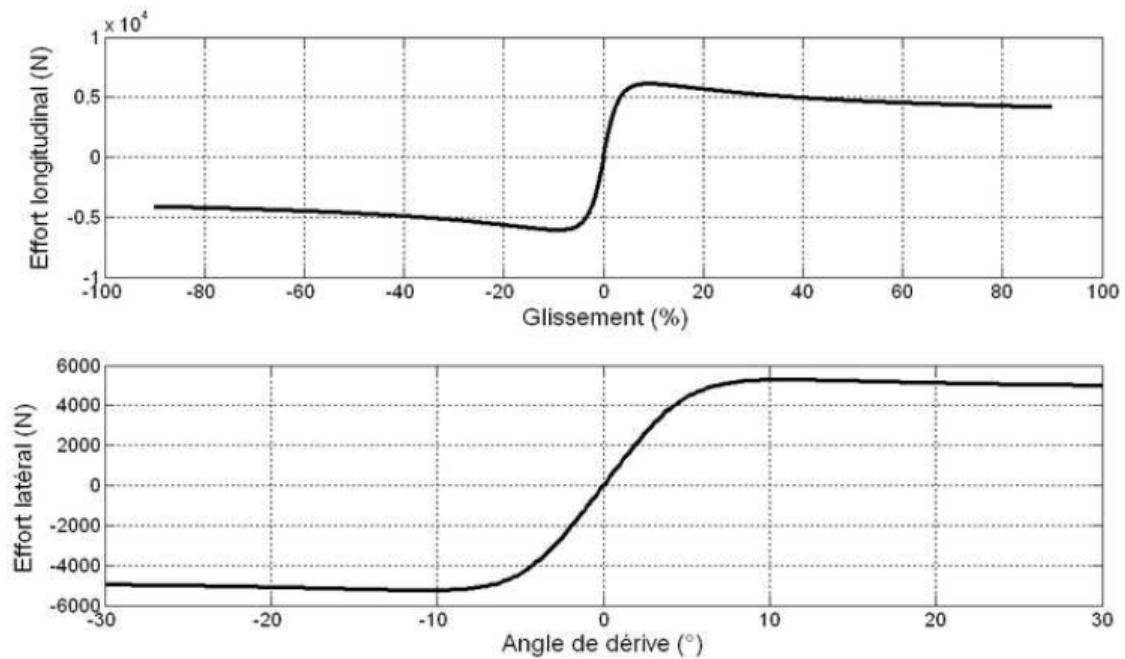


FIGURE 2.14 – Modèle de Pacejka : Evolution des efforts latéraux et longitudinaux en fonction des variables de glissement

communs aux deux expressions des efforts :

$$\begin{cases} C_* &= a_0 \\ D_* &= a_1 F_z^2 + a_2 F_z \\ E_* &= a_6 F_z^2 + a_7 F_z + a_8 \end{cases} \quad (2.69)$$

les autres coefficients sont :

$$\begin{cases} \Phi_x &= (1 - E)g_l + \frac{E}{B_x} \arctan(B_x g_l) \\ \Phi_y &= (1 - E)(\beta + \Delta S_h) + \frac{E}{B_y} \arctan(B_y(\beta + \Delta S_h)) \\ B_x &= \frac{a_3 F_z^2 + a_4 F_z}{C D e^{a_5 F_z}} \\ B_y &= (1 - a_{12}|\gamma|) \frac{a_3 \sin(a_4 \arctan(a_5 F_z))}{C D} \end{cases} \quad (2.70)$$

Ce dernier modèle comporte 20 paramètres a_* à identifier dont 12 pour l'extraction de l'effort latéral. L'influence de l'ensemble de ces paramètres peut être divisée en trois grandes catégories, qui sont les propriétés du sol, du pneumatique et du système de suspension :

- **Propriétés du sol** : il est évident que le type de sol change de manière drastique les conditions d'adhérence (bitume, gravier, herbe, sable etc.), de même pour le

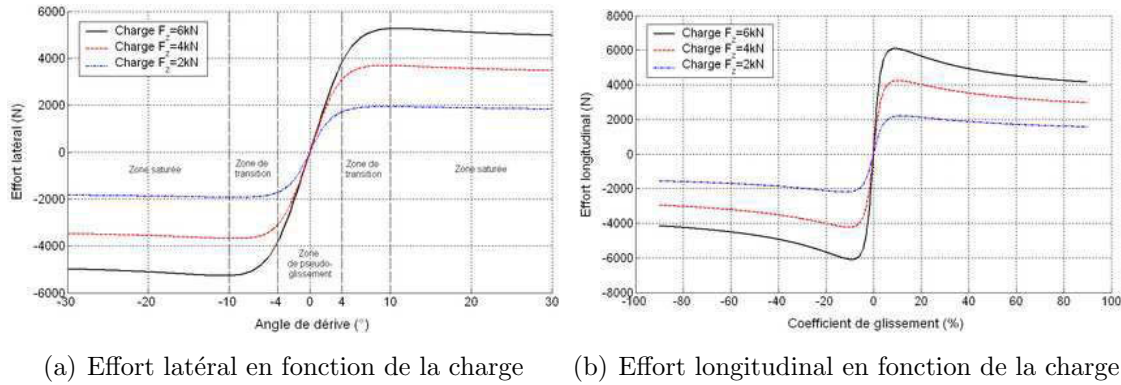


FIGURE 2.15 – Modèle de Pacejka

taux d'humidité surtout sur les revêtements de type asphalte. C'est pourquoi, il existe différents pneumatiques qui sont optimisés pour un type de sol (pneu neige, tout-terrain, slick, etc.),

- **Propriétés du pneumatique** : naturellement viennent ensuite les propriétés intrinsèques au pneumatique qui sont soit d'ordre physique (rigidité/élasticité, matériaux, etc.) ou soit d'ordre morphologique (pression, crampon, slick, etc.). Tout l'intérêt est bien sûr d'adapter ces paramètres en fonction des propriétés du sol,
- **Propriétés du système de suspension** : selon la raideur de la suspension, le transfert de charge sera différent lors des phases de changement de direction ou de freinage/accélération, ce qui influence la valeur de la charge verticale F_z . D'autre part la géométrie de la suspension (carrossage, pincement/ouverture, etc.) modifie la surface de contact du pneumatique et donc son comportement.

La figure 2.15 représente l'allure de deux efforts pour une charge verticale obtenue en utilisant la relation (2.68) pour différentes charges verticales F_z .

Conclusion sur les modèles empiriques

Si les modèles empiriques présentés ci-dessus sont d'une grande importance au monde de l'industrie automobile, toutefois leur application à la mécanique du pneumatique des véhicules évoluant en milieu tout-terrain n'est pas une sinécure. D'une part, le caractère non-polyvalent de ces modèles limite leur application. En effet, les formules empiriques présentées ci-dessus dépendent fortement non seulement du type de pneumatique utilisé lors de l'expérimentation mais surtout des conditions dans lesquelles les expérimentations ont été réalisées. Si en laboratoire, ces caractéristiques peuvent être connues à l'avance pour les véhicules routiers, elles sont par contre imprévisibles dans l'environnement naturel. D'autre part, le nombre important de paramètres nécessaires à l'évaluation des efforts exercés sur la roue dont souffre les modèles empiriques, en particulier celui de Pacejka, en-

traîne des coûts prohibitifs en temps de calcul et en capteurs nécessaires à l'identification des paramètres dans la pratique. Bref, tels qu'ils sont sus-présentés, ces modèles empiriques ne sont pas en conformité avec l'objectif des travaux présentés dans ce mémoire. Toutefois, ils peuvent être porteurs d'éléments d'orientation en vue de développement de modèles simplifiés, représentatifs de l'interaction pneus/sol et estimables en temps réel, qui permettent d'obtenir le comportement propre du pneumatique. Dans ce même ordre d'idées, à la section suivante, le développement d'un tel modèle de pneumatique sera présenté et utilisé dans le cadre des travaux menés dans ce projet.

2.1.8.4.3 Modèle linéaire adapté de contact pneus/sol

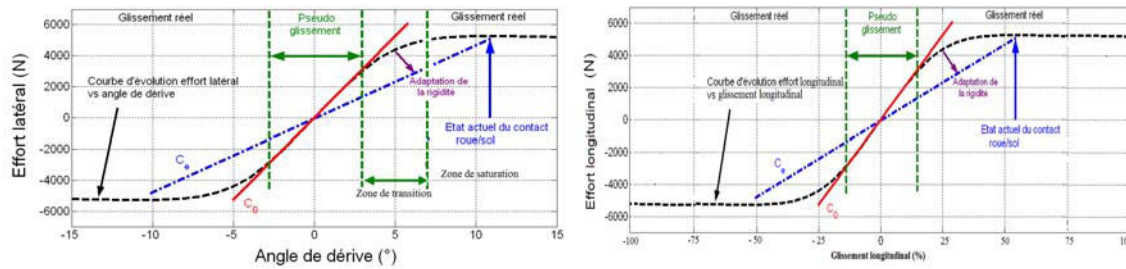
La figure 2.16 met en exergue les différentes zones des courbes d'évolution des forces longitudinale et latérale du pneumatique en fonction du glissement longitudinal et de la dérive du véhicule. Pour se fixer les idées, analysons les trois zones distinctes illustrées sur la courbe de l'effort latéral. La première zone dite de pseudo-glissement, où l'angle de dérive est compris entre $[-4^\circ, 4^\circ]$, reflète le comportement dynamique linéaire du pneumatique par rapport à l'angle de dérive. Dans la seconde zone, dite zone de transition, les efforts latéraux continuent à augmenter avec l'angle de dérive, mais de façon moindre (l'effort devient non-linéaire) car les glissement 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 quelque soit l'angle de dérive associé et le pneumatique glisse énormément.

En général, le comportement dynamique du véhicule se trouve dans la zone dite de pseudo-glissement et l'objectif principal des travaux est souvent de conserver ce type de comportement. Ainsi, sous l'hypothèse de pseudo-glissement, les forces de contact en fonction du coefficient de glissement g_l ou de la dérive du pneumatique β s'écrivent par une simple relation linéaire :

$$\left\{ \begin{array}{l} F_l = C_l g_l \\ F_t = -C_t \beta \\ \text{avec } C_l, C_t > 0 \end{array} \right. \quad (2.71)$$

Dans le système (2.71), C_l (respectivement C_t) définit la rigidité de glissement (respectivement la rigidité de dérive). Dans de nombreux travaux [Kha96, AS93], on considère d'une part que 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 obtenue après avoir identifié au préalable les deux seuls paramètres C_l et C_t .

Ici, ces deux derniers paramètres traduisent les conditions d'adhérence du contact roue-sol. Couramment dans le domaine de la conduite en milieu naturel, les risques de perte de contrôle (renversement, instabilité de la trajectoire déclenchée par une perte soudaine d'adhérence,...) sont intimement liés au caractère variable et incertain des interactions rencontrées entre le véhicule et son environnement (géométrie du terrain, conditions d'adhérence,...). Ainsi, vu les caractéristiques des machines agricoles et les terrains (champ



(a) Principe d'adaptation de la rigidité de dérive (b) Principe d'adaptation de la rigidité de glissement

FIGURE 2.16 – Modèle d'interaction pneu/sol linéaire adapté

agricole de nature changeante et variante) sur lesquels elles évoluent, il ne serait pas judicieux de supposer que les rigidités sont constantes ou peu variables. En conséquence, afin de représenter la non-linéarité et la variabilité du contact roues-sol, les rigidités seront appréhendées comme variables. Et elles seront estimées en temps réel par techniques d'observation qui feront l'objet du chapitre 3. Cette approche aura l'avantage de refléter non seulement les variations sur la nature du sol mais aussi d'atteindre les points de la courbe d'évolution de l'effort latéral en fonction de l'angle de dérive et de celle de l'effort longitudinal en fonction du coefficient de glissement, comme décrit sur la figure 2.16). Le modèle linéaire ainsi adapté pourra à la fois représenter la zone de pseudo-glissement et la zone non-linéaire du contact roue-sol.

2.1.9 Identification des paramètres des modèles dynamiques du véhicule

Malgré leur relative simplicité, les différents modèles dynamiques développés dans ce chapitre se veulent être génériques et représentatifs du comportement réel du véhicule. La représentativité et la validation de la structure relativement simple des modèles à dynamique partielle détaillés ici implique une attention particulière à la connaissance et aux procédures de calibration des paramètres du système. Certains paramètres géométriques comme les demi-empattements avant L_F et arrière L_R , les voies avant $C_a v$ et arrière $C_a r$, et d'autres paramètres dynamiques tels que l'inertie (I_x, I_y, I_z) et la masse (m) sont relativement facilement accessibles à partir des modèles de CAO du constructeur ou encore plus facilement sur les fiches signalétiques mises à la disposition des acquéreurs par le constructeur. Toutefois, d'autres paramètres comme les facteurs d'amortissement et de raideur de suspension sont plus difficilement accessibles ou encore variables en fonction de l'environnement comme les rigidités de dérive et glissement. L'estimation de ces derniers paramètres sera développée au chapitre 3, car variant en temps réel pour le cas de l'évolution en milieu naturel.

Quant aux raideurs ainsi que les amortisseurs associés à la suspension, comme illustré sur la figure 2.17, ils sont obtenus grâce à une calibration préliminaire basée sur la mesure du Transfert de Charge en régime permanent dont leur valeurs numériques sont résumées



FIGURE 2.17 – Mesure des coefficients de raideur et d’amortissement de la suspension

TABLE 2.1 – Valeurs numériques des paramètres de la suspension

	Paramètres de la suspension
k_r	95000 N.m/rd
b_r	30000 N.m.s/rd
k_p	90000 N.m/rd
b_p	50000 N.m.s/rd

au tableau 2.1. En effet, en régime permanent, le Transfert de Charge Latéral (TCL) ne dépend pas des coefficients d’amortissement, mais dépend des raideurs [Bou09a]. La masse totale du véhicule est obtenue par la mesure de la masse sur chaque roue (quart du véhicule). Puis, l’inclinaison latérale et la hauteur du centre de gravité du véhicule sont évaluées en statique. En fin de compte, la comparaison de la mesure et l’estimation du Transfert de Charge en régime établi a alors autorisé la détermination des coefficients de raideur. Finalement, étant donné que les coefficients d’amortissement n’ont pas d’influence sur la valeur en régime permanent du TCL, ils ont été réglés 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.

Somme toute, la dynamique du véhicule dans son environnement étant finalement modélisée, il devient possible par l’intermédiaire de différentes métriques découlant de la modélisation de l’engin de considérer sa stabilité globale. Tel est l’objectif de la prochaine partie de ce chapitre.

2.2 Métriques de stabilité de véhicule

2.2.1 Introduction

Tant dans le monde de la robotique que de l'automobile, différents indicateurs de risque, communément appelés *métriques*, permettent de caractériser la stabilité des robots et/ou des véhicules dans leur milieu de fonctionnement. Elles servent à quantifier la performance et la capacité du système robotique à réaliser une tâche dans un environnement donné sans sortir de son domaine de stabilité dynamique.

La littérature regorge de métriques permettant d'étudier les risques de renversement d'un véhicule. Comme indiqué dans [MDF⁺92], ces métriques peuvent être classées en trois grandes catégories de critères de stabilité :

1. Métriques statistiques définies sur une base empirique et d'expérimentations réelles,
2. Métriques analytiques à modèles statiques,
3. Métriques analytiques à modèles dynamiques.

Toutefois, chacune de ces métriques est pertinente pour une application spécifique. En effet, l'utilisation d'une métrique inadaptée pour étudier la stabilité d'un véhicule peut l'empêcher de réaliser complètement et adéquatement sa tâche. En d'autres mots, si le critère qui permet d'étudier la stabilité du système de façon optimum est trouvé et utilisé alors la performance de l'engin sera par ricochet optimisée.

La métrique la plus adaptée pour l'étude de la stabilité d'un engin agricole peut être déterminée soit sur la base des exigences (des conditions) de l'environnement dans lequel opère le véhicule lui-même, soit sur sa fiabilité ou sa capacité à retranscrire correctement le risque de renversement (anticipation, prédiction) ou soit sur sa calculabilité, c'est-à-dire en prenant en compte le nombre de paramètres nécessaires au calcul du critère et les mesures disponibles.

En outre, eu égard aux cas d'instabilité identifiés à la section 1.6, les métriques à retenir dans ce projet doivent pouvoir caractériser les risques par des valeurs quantifiables afin de mettre en évidence les limites de stabilité des engins tout-terrain. Par exemple, des métriques purement binaires qui renseignent purement et simplement sur le renversement ou pas du véhicule n'a qu'un intérêt limité ici. En effet, dire au conducteur que le véhicule se renverse à l'instant même où il se renverse effectivement est dénué de sens puisqu'il n'aurait pas le temps de faire quoique ce soit pour éviter le danger. Ainsi, seules les métriques pouvant renseigner en temps réel sur le degré de stabilité du véhicule et qui sont à même capables d'anticiper le risque, présentent un réel intérêt dans le cadre de cette thèse.

Ainsi, dans cette section, un ensemble non exhaustif d'indicateurs permettant de renseigner sur le risque d'instabilité du véhicule seront présentés. Puis, une analyse du pour et du contre de chacun d'entre eux permettra de retenir le et/ou les plus ad hoc pouvant donner une meilleure marge de stabilité des systèmes étudiés ici tout en tenant compte

de leurs spécificités.

2.2.2 Métriques empiriques

2.2.2.1 Tilt-Table Ratio (TTR)

La valeur de la métrique Tilt-Table Ratio (TTR) est déterminée via un test statique d'inclinaison critique d'un véhicule placé sur un plan instrumenté [NHT02].

Plus précisément, le véhicule à l'arrêt est placé exactement dans la configuration représentée sur la Figure 2.24, mais le plan sur lequel il repose est désormais mobile et l'angle de dévers α est augmenté lentement jusqu'au moment où les 2 roues du côté opposé à la pente décollent de la plateforme. La valeur de la métrique TTR est alors la tangente de l'angle de dévers :

$$\begin{array}{l} \text{Tilt-Table Ratio :} \quad \tan \alpha \\ \text{(à la limite du renversement, dans la} \\ \text{configuration représentée sur la Figure 2.24)} \end{array} \quad (2.72)$$

Si le véhicule était parfaitement rigide, alors la valeur de la métrique TTR pourrait être obtenue sans aucune expérimentation à partir de la relation (2.79), déduite des métriques SSM (relation (2.76)) ou GSM ((relation (2.78)). Elle pourrait aussi être retrouvée à partir de la métrique SSF (voir section 2.2.3.1.3), en reportant une vitesse nulle dans la relation (2.92). A contrario, l'expérimentation proposée permet de se dispenser de toute hypothèse simplificatrice et de connaître précisément l'angle de dévers maximum pour le véhicule considéré, en prenant en compte toutes ses spécificités. Enfin, puisque dans le cas d'un véhicule parfaitement rigide la tangente de l'angle de dévers maximum sur lequel peut stationner un véhicule est également l'accélération latérale maximum que le véhicule peut subir sans se retourner lors de la prise d'un virage à vitesse constante (cf. relation (2.79) et la définition (2.83) de la métrique SSF), la valeur de la métrique TTR peut aussi être considérée comme une évaluation expérimentale de la métrique SSF . Cette transposition élargit beaucoup l'interprétation que l'on peut donner à la métrique TTR et en établit l'intérêt pratique.

On constate généralement que les effets liés à la suspension et à l'écrasement des pneus réduisent la valeur de la métrique TTR d'environ 10%-15% par rapport à la valeur théorique proposée par la relation (2.79). Le calcul de la métrique brute ne nécessite pas d'instrumentation complémentaire du véhicule. En revanche, des accéléromètres placés sur le véhicule et sur le plan incliné permettent, par différence, de mettre en évidence le comportement des suspensions et de constater que la modification des réglages du véhicule influe directement sur la valeur de la métrique [Dah01]-[NHT02].

2.2.2.2 Side-Pull Ratio (SPR)

La valeur de la métrique Side-Pull Ratio (SPR) est déterminée en exploitant le dispositif représenté sur la Figure 2.18 :

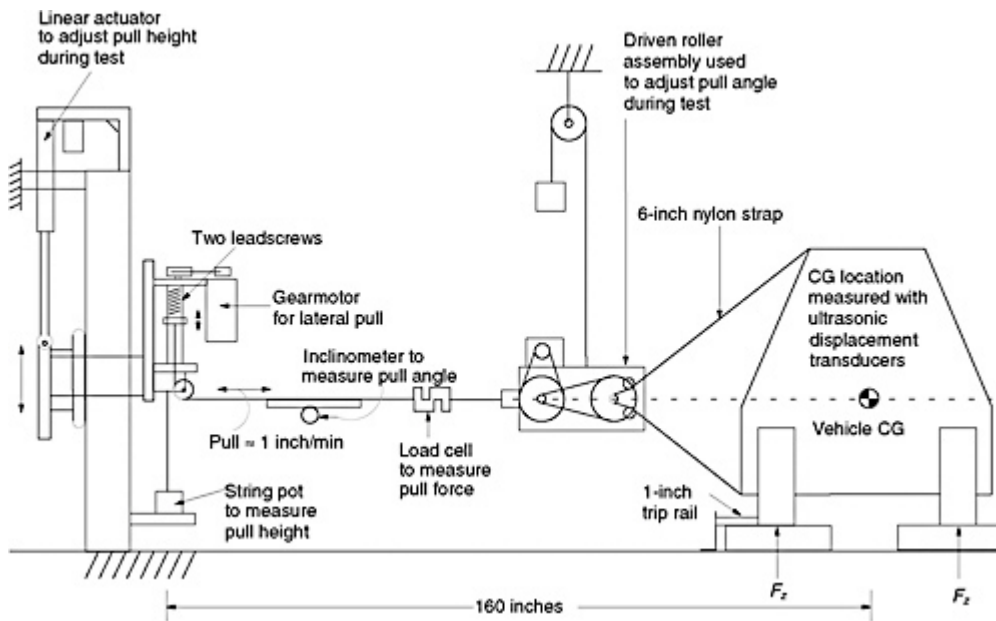


FIGURE 2.18 – Dispositif pour la mesure de la métrique SPR [NHT00]

L'objectif de ce dispositif est de re-créer dans une situation statique les efforts qui s'appliqueraient sur le véhicule lors de la prise d'un virage à vitesse constante, pour pouvoir ensuite :   valuer expérimentalement l'accélération latérale maximale que celui-ci peut subir sans se renverser (et donc ainsi évaluer expérimentalement la métrique SSF). Dans ce but, une force F_y horizontale et passant par le centre de gravité du véhicule est appliquée sur le côté de ce dernier, afin d'émuler la force centrifuge. Cette force F_y est augmentée progressivement jusqu'au moment où les roues du côté gauche du véhicule décollent et la valeur de la métrique SPR est alors définie comme la valeur maximale de la force latérale, divisée par le poids du véhicule :

$$\text{Side-Pull Ratio : } \frac{F_y}{m g} \quad (2.73)$$

(   la limite du renversement, dans la configuration représentée sur la Figure 2.18)

Puisque dans le cas d'un virage à vitesse constante la force centrifuge est le produit de la masse du véhicule par l'accélération latérale (cf. relation (2.80)), la métrique SPR calculée au terme du protocole ci-dessus peut bien être regardée comme une évaluation expérimentale de l'accélération latérale maximale (exprimée en 'g') que peut subir le véhicule sans se renverser, et donc de la métrique SSF .

Au final, les deux métriques TTR et SPR évaluent par des méthodes expérimentales différentes la même quantité, à savoir l'accélération latérale maximale que peut subir le véhicule réel sans se retourner. L'expérimentation permettant d'obtenir la métrique TTR est beaucoup plus simple à mettre en œuvre, en particulier elle ne réclame pas la connaissance de la position du centre de gravité du véhicule (qui est un élément difficile à évaluer). Cependant, puisque le véhicule est incliné progressivement, ses suspensions ne sont plus comprimées de la même façon que s'il prenait un virage à plat, et donc la

valeur obtenue pour la métrique ne peut pas être parfaitement représentative de cette situation. A l'inverse, le véhicule est gardé horizontal tout au long de l'expérimentation permettant d'évaluer la métrique *SPR*. Ses suspensions sont donc sollicitées de façon tout à fait naturelle et pour cette raison l'estimation de l'accélération latérale maximale fournie par la métrique *SPR* peut être considérée comme plus réaliste que celle fournie par la métrique *TTR*. Cependant, le dispositif expérimental est beaucoup plus complexe : il faut au préalable déterminer la position du centre de gravité du véhicule, puis garantir tout au long de l'essai que la force F_y reste horizontale et qu'elle passe toujours par le centre de gravité du véhicule.

2.2.2.3 Centrifuge Test

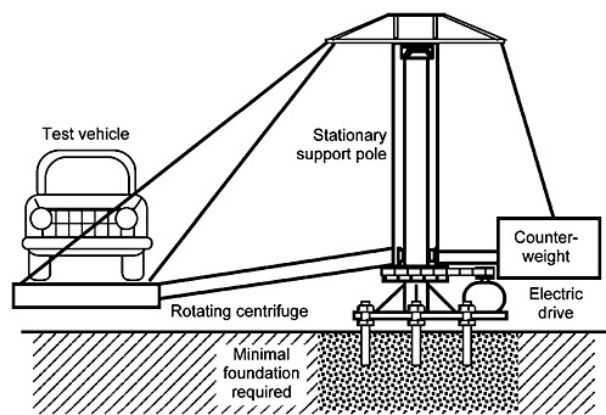


FIGURE 2.19 – Test Centrifuge [NHT02]

Le Test Centrifuge est une dernière approche pour évaluer expérimentalement l'accélération latérale maximale qu'un véhicule réel peut subir sans se renverser (i.e. pour évaluer expérimentalement la métrique *SSF*). Pour refléter le mieux possible le comportement du véhicule réel lors de la prise d'un virage à vitesse et rayon constant, la force centrifuge n'est plus émulée, comme dans le cas de la métrique *SPR*, mais le dispositif présenté sur la Figure 2.19 soumet réellement le véhicule à une force centrifuge : le véhicule d'essai est placé sur une plate-forme horizontale située à l'extrémité d'un bras relié à un axe vertical motorisé. La mise en rotation de la plate-forme soumet le véhicule en stationnement à une accélération latérale, et celle-ci est augmentée progressivement jusqu'à ce que les roues intérieures du véhicule commencent à se lever. La métrique Centrifuge Test est alors tout simplement la valeur de cette accélération latérale maximale exprimée en 'g' :

$$\begin{array}{l}
 \text{Centrifuge Test : } \frac{a_y}{g} \\
 \text{(à la limite du renversement, dans la} \\
 \text{configuration représentée sur la Figure 2.19)}
 \end{array}
 \quad (2.74)$$

Cette dernière métrique expérimentale est la plus représentative du comportement réel du véhicule (i.e. prenant en compte ses suspensions, l'écrasement des pneumatiques, ...), mais aussi celle qui réclame le dispositif expérimental le plus complexe.

2.2.3 Métriques analytiques à modèles statiques

Le développement de cette famille de métriques s'appuie sur deux grandes approches. D'une part, sur des critères géométriques et d'autre part, sur des critères énergétiques. Les critères de stabilité statique présentés dans cette section sont ainsi soit purement géométriques ou purement énergétiques. Ils ne tiennent pas les effets dynamiques en considération.

2.2.3.1 Critères géométriques

2.2.3.1.1 Static Stability Margin (SSM)

Un premier critère de stabilité consiste à observer la position du centre de gravité G du véhicule par rapport à son polygone de sustentation.

Plus précisément, on appelle **polygone de sustentation**, le polygone dont les sommets P'_1 à P'_n sont les projections sur un plan horizontal des points de contact P_1 à P_n du véhicule avec le sol, voir Figure 2.20.

Quand le projeté G' du centre de gravité sur le plan horizontal atteint l'une des arêtes du polygone de sustentation, cela traduit que G est exactement à la verticale de cette arête. Dans cette configuration, le moment engendré par le poids (appliqué en G) par rapport à cette arête est nul. Par contre, au moindre petit déplacement de G au-delà de cette limite, il devient non-nul et entraîne le renversement du véhicule par rapport à cette arête. Aussi, un premier critère de stabilité statique, pointé dans [MF68], est :

Critère de stabilité statique : *une machine immobile est stable si la projection G' de son centre de gravité sur le plan horizontal se trouve à l'intérieur du polygone de sustentation.*

Ce critère a été introduit initialement pour discuter la stabilité de robots à pattes sur des terrains accidentés. Néanmoins, il peut bien sûr être utilisé pour analyser la stabilité de véhicules se déplaçant à **faible vitesse**.

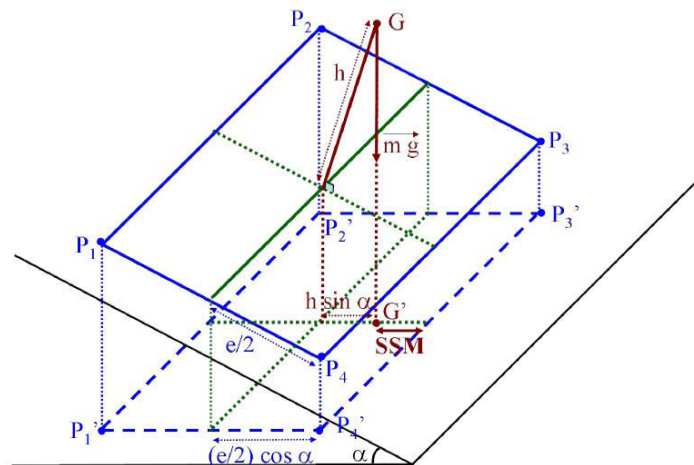


FIGURE 2.20 – Marge de stabilité statique (SSM)

Si on souhaite quantifier la stabilité du véhicule en exploitant cette approche, la possibilité la plus directe consiste à évaluer la distance entre le projeté G' du centre de gravité sur le plan horizontal et chacune des arêtes $(P'_i P'_{i+1})$ du polygone de sustentation¹, et à retenir comme valeur de la métrique de stabilité la plus petite de ces distances. Cette métrique est appelée **marge de stabilité statique** (ou *Static Stability Margin (SSM)*), le système devenant instable quand cette métrique prend la valeur 0.

$$\text{Marge de stabilité statique : } \min_{i \in \{1, \dots, n\}} d(G', (P'_i P'_{i+1})) \quad (2.75)$$

Sur la Figure 2.20, le véhicule est placé sur un terrain incliné d'un angle α par rapport au plan horizontal, et c'est de l'arête $(P'_3 P'_4)$ (i.e. vers le bas de la pente) dont G' est le plus proche. Si G est situé dans le plan médian du véhicule à une hauteur h et si e désigne la voie du véhicule supposé rigide, alors la métrique SSM s'évalue aisément, on obtient l'expression ci-dessous :

$$\text{Marge de stabilité statique : } \frac{e}{2} \cos \alpha - h \sin \alpha \quad (2.76)$$

(dans le cas présenté sur la Figure 2.20)

2.2.3.1.2 Gradient Stability Margin (GSM)

Une alternative pour quantifier le critère de stabilité statique présenté à la Section 2.2.3.1.1 consiste, pour chaque axe potentiel de renversement, à évaluer non pas la distance entre G' et l'axe, mais l'angle entre la verticale (GG') et la normale à l'axe passant par G , notée (GA_i) (cf. Figure 2.21), et à retenir comme valeur de la métrique de stabilité le plus petit de ces angles. Cette métrique est appelée Gradient Stability Margin (GSM), voir par exemple [HTY01] :

$$\text{Gradient Stability Margin : } \min_{i \in \{1, \dots, n\}} \widehat{G'G A_i} \quad (2.77)$$

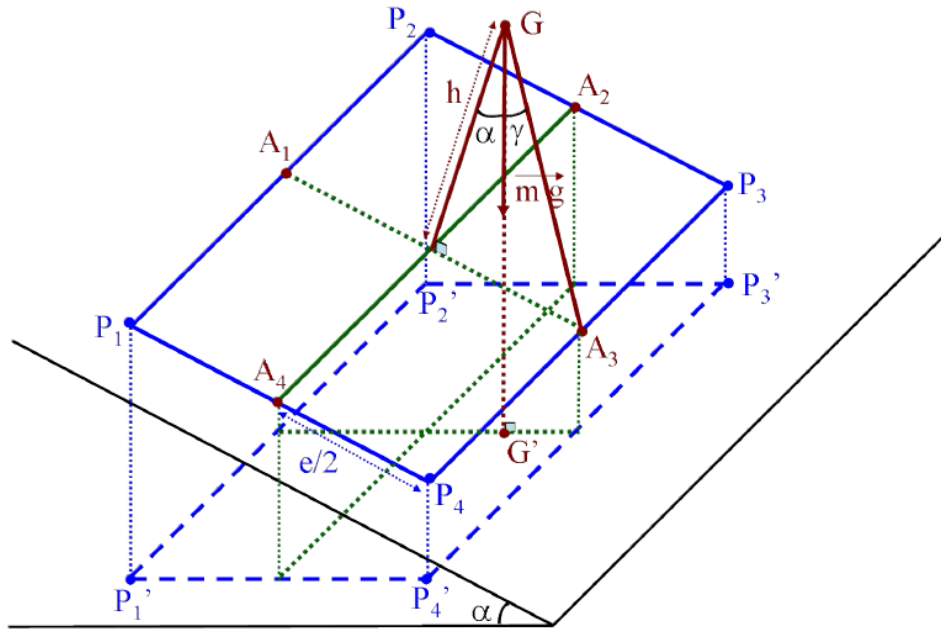
Encore une fois, le système devient instable quand la métrique devient égale à 0, puisque cela traduit que le point G est alors à la verticale de l'un des axes de renversement.

Lorsque le véhicule est placé sur le même terrain incliné que sur la Figure 2.20, l'angle le plus petit est celui formé avec l'axe $(P_3 P_4)$ (c'est-à-dire l'axe reliant les points d'appui situés au bas de la pente). Aussi, si on garde les mêmes notations que sur la Figure 2.20, le critère GSM s'obtient à partir de l'expression ci-dessous (voir Figure 2.21) :

$$\text{Gradient Stability Margin : } \gamma = \arctan \left(\frac{\left(\frac{e}{2}\right)}{h} \right) - \alpha \quad (2.78)$$

(dans le cas présenté sur la Figure 2.21)

1. Dans le cas d'un véhicule à n roues, les notations P_{n+1} et P'_{n+1} sont introduites pour désigner respectivement P_1 et P'_1 , de sorte que la dernière arête du polygone de sustentation puisse s'écrire tout simplement $(P'_n P'_{n+1})$.

FIGURE 2.21 – Gradient Stability Margin (*GSM*)

La différence principale entre la métrique *SSM* et la métrique *GSM* est que la seconde donne un poids beaucoup plus important à la position verticale du centre de gravité du véhicule pour l'évaluation de la stabilité de ce dernier : la métrique *SSM* exprime juste à quelle distance du polygone de sustentation se trouve la projection G' du centre de gravité G , voir Figure 2.20. Aussi, la métrique *SSM* aura la même valeur pour tous les véhicules pour lesquels le centre de gravité est à la verticale d'un même point. Par contre, la valeur de la métrique *GSM* sera d'autant plus faible que G sera haut, cf. Figure 2.21.

2.2.3.1.3 Static Stability Factor (*SSF*)

Déjà évoqué à la section 1.8.2.1 et basé sur un modèle de roulis pseudo-statique en deux dimensions du véhicule, ce critère correspond à l'approche la plus simple pour évaluer le risque de renversement latéral.

• Critère de base

Dans le cas où le véhicule se déplace à faible vitesse, le ratio de la demi-voie par la hauteur fournit la valeur maximale α_{max} du dévers sur lequel peut évoluer le véhicule sans se retourner : en effet, on déduit immédiatement des relations (2.76) ou (2.78) que :

$$\frac{\left(\frac{e}{2}\right)}{h} = \tan \alpha_{max} \quad (2.79)$$

Si le véhicule se déplace maintenant à plus haute vitesse sur sol plat, ce même ratio précise cette fois l'accélération latérale maximum que peut subir le véhicule sans perdre sa stabilité.

Pour établir ce résultat, on se place dans le cas où le véhicule de masse m est rigide

et qu'il effectue une trajectoire circulaire de rayon r à vitesse constante v sur un sol horizontal plan d'adhérence suffisante. La Figure 2.22 présente une vue arrière du véhicule dans le cas où le virage est vers la gauche et où le véhicule est à la limite du renversement. A cet instant précis, les efforts sur les roues intérieures sont nuls (puisque ces roues sont à la limite de décoller). Par conséquent, si on dresse l'inventaire des forces restantes et que l'on écrit que leur somme est nulle (étant donné que véhicule décrit un mouvement circulaire uniforme), on déduit que l'effort transversal F_y et l'effort normal N sur les roues extérieures, appliqués tous deux au point P de contact roue/chaussée (voir Figure 2.22), compensent respectivement la force centrifuge $m a_y$ et le poids $m g$ du véhicule, tous deux appliqués au centre de gravité G . On a donc :

$$F_y = m a_y = m \frac{v^2}{r} \quad \text{et} \quad N = m g \quad (2.80)$$

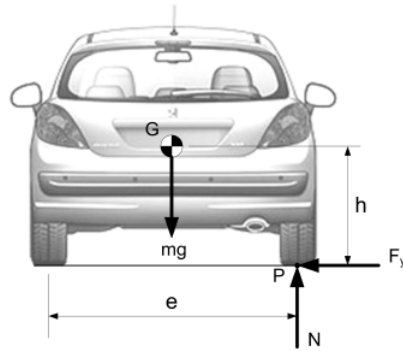


FIGURE 2.22 – Modèle rigide pour la détermination du SSF

De même, à la limite du renversement, la somme des moments dans le plan de roulis est nulle également. En évaluant ceux-ci en P , on peut établir la relation ci-dessous :

$$\sum M_P = \overrightarrow{PG} \wedge m \vec{g} + \overrightarrow{PG} \wedge m \vec{a}_y = \vec{0} \quad (2.81a)$$

$$\Leftrightarrow m g \frac{e}{2} - m a_y h = 0 \quad (2.81b)$$

On déduit alors immédiatement de la relation (2.81b) qu'en limite de stabilité :

$$\frac{e}{2h} = \frac{a_y}{g} \quad \left(\text{ou encore} = \frac{v^2}{r g} \right) \quad (2.82)$$

Aussi, le ratio “demi-voie” sur “hauteur du centre de gravité” est appelé **Static Stability Factor** (SSF) et a été abondamment utilisé dans la littérature (voir par exemple [CG92, Kle92, NHT02, NHT05, Pen04]) :

$$\boxed{\text{Static Stability Factor (SSF)} : \frac{e}{2h} \left(= \frac{a_y}{g} \right)} \quad (2.83)$$

Ce critère indique, pour une géométrie donnée du véhicule, l'accélération latérale maximum qu'il peut subir lors de la prise d'un virage à vitesse constante.

Ce critère a été développé à partir des années 1990 par le Ministère des Transports Américain dans le but d'évaluer la propension des véhicules au renversement. Le NHTSA (National Highway Traffic Safety Administration) a d'ailleurs utilisé ce critère dans son évaluation des véhicules routiers à la suite d'accidents répétés avec un véhicule de type Ford Explorer [NHT02]. D'une manière générale, les véhicules de tourisme ont un SSF supérieur ou égal à 1,45 (classement 5 étoiles par le NHTSA) tandis que les Sport Utility Vehicles (SUV) ont des valeurs de SSF comprises entre 1,05 et 1,2 (2 et 3 étoiles pour le NHTSA). Plus la valeur du SSF est faible, plus le risque de renversement est élevé. Le NHTSA attribue une seule étoile pour des valeurs inférieures à 1,03.

- **Saturation des efforts latéraux**

Dans les développements précédents, il a été supposé que l'adhérence était suffisante pour que le véhicule ne glisse pas, c'est-à-dire au vu de (2.80) que l'effort latéral F_y développé au point de contact pneu/chaussée s'opposait complètement à la force centrifuge $m a_y$. Dans ce cas, à la limite du renversement, on a (au vu de (2.80) et de (2.81b)) :

$$\frac{a_y}{g} = \frac{F_y}{N} = SSF \quad (2.84)$$

Cependant, en considérant le modèle de Coulomb, on sait que :

$$F_y \leq \mu_y N \quad (2.85)$$

où μ_y est un paramètre décrivant l'adhérence mobilisable. On en déduit immédiatement (voir également [Bou05]) que :

- * si $SSF \leq \mu_y$, alors la relation (2.84) est compatible avec la contrainte (2.85) : le véhicule soumis à une accélération latérale égale au SSF ne glisse donc pas et se trouve, au vu des calculs précédents, à la limite du renversement,
- * inversement, si $SSF > \mu_y$, alors la relation (2.84) n'est plus compatible avec la contrainte (2.85) : le véhicule soumis à une accélération latérale égale au SSF se trouve donc en situation de glissement, le véhicule part en glissement au lieu de se retourner.

- **Prise en compte du roulis**

Il est également possible de relâcher l'hypothèse "véhicule rigide" pour prendre en compte le roulis induit par les suspensions et la déformation des pneumatiques dans l'évaluation de l'accélération latérale maximale.

Ces effets peuvent être modélisés par une rotation du châssis d'un angle ϕ autour du centre de roulis R situé à une hauteur h_r , voir Figure 2.23.

$$m g \left(\frac{e}{2} - (h - h_r) \sin \phi \right) - m a_y (h_r + (h - h_r) \cos \phi) = 0 \quad (2.86)$$

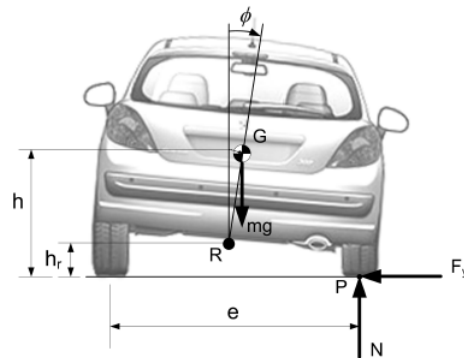


FIGURE 2.23 – Modèle avec suspension, virage à gauche

d'où on peut déduire une expression généralisée pour le SSF :

$$\underline{\text{SSF}} : \frac{\frac{e}{2} - (h - h_r) \sin \phi}{h_r + (h - h_r) \cos \phi} \quad \left(= \frac{a_y}{g} \right) \quad (2.87)$$

Si l'angle de roulis reste faible, alors $\sin \phi \approx \phi$ et $\cos \phi \approx 1$, de sorte que l'expression (2.87) se simplifie comme suit :

$$\underline{\text{SSF}} : \frac{e}{2h} - \left(1 - \frac{h_r}{h} \right) \phi \quad \left(= \frac{a_y}{g} \right) \quad (2.88)$$

De plus, lorsque le véhicule décrit une trajectoire circulaire à vitesse constante, on constate expérimentalement que l'angle de roulis est directement proportionnel à l'accélération latérale (tout au moins, tant que le roulis reste faible), voir [GV78, Lap10]. Le coefficient de proportionnalité, appelé gradient de roulis et noté R_ϕ :

$$R_\phi = \frac{\phi}{\frac{a_y}{g}} \quad (2.89)$$

dépend des caractéristiques du véhicule, et en particulier de ses suspensions. Si on introduit R_ϕ dans le membre de gauche de (2.88) et si on regroupe les termes d'accélération latérale exprimée en ' g ' dans le membre de droite de (2.88), on obtient finalement une expression généralisée pour le SSF qui prend en compte le roulis du véhicule :

$$\underline{\text{SSF}} : \frac{e}{2h} \frac{1}{\left(1 + R_\phi \left(1 - \frac{h_r}{h} \right) \right)} \quad \left(= \frac{a_y}{g} \right) \quad (2.90)$$

L'expression (2.90) est généralement appelée Bickerstaff's rollover index, voir [Bic76, Lap10].

- **Prise en compte du dévers**

Les variations du relief de la route (profil, inclinaison) modifient également l'accélération critique latérale. Il est possible, encore une fois, de prendre en compte par

exemple le dévers α du terrain d'évolution en modifiant légèrement l'expression du SSF.

On considère de nouveau un véhicule rigide de masse m exécutant une trajectoire circulaire de rayon r à vitesse constante v , mais cette fois sur un sol présentant un angle α avec le plan horizontal, voir Figure 2.24.

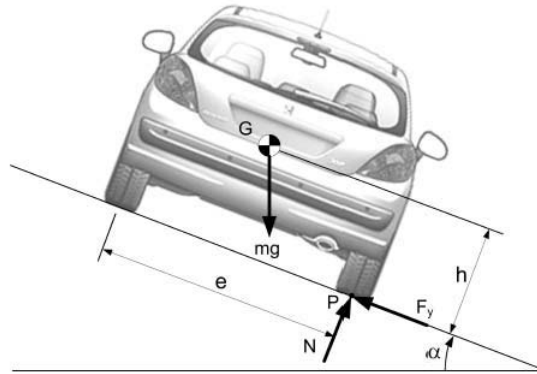


FIGURE 2.24 – Véhicule dans un dévers, virage à gauche

L'équation (2.81a) conduit cette fois à :

$$m g \left(\frac{e}{2} \cos \alpha - h \sin \alpha \right) - m a_y \left(\frac{e}{2} \sin \alpha + h \cos \alpha \right) = 0 \quad (2.91)$$

d'où l'on peut déduire l'expression suivante pour le SSF :

$$\underline{\text{SSF}} : \frac{\frac{e}{2h} - \tan \alpha}{\frac{e}{2h} \tan \alpha + 1} \quad \left(= \frac{a_y}{g} \right) \quad (2.92)$$

Bien entendu, si le dévers est nul (i.e. $\alpha = 0$), l'expression généralisée (2.92) se réduit à l'expression classique (2.83). La comparaison de ces 2 expressions montre bien que le dévers a un effet déstabilisant : si α augmente au sein de l'expression (2.92), alors la valeur du numérateur et du dénominateur respectivement diminue et augmente, ce qui conduit à une accélération latérale critique de plus en plus faible, i.e. la vitesse maximale avec laquelle un véhicule peut négocier un virage sans se retourner diminue lorsque le dévers augmente. On a bien sûr le résultat inverse si α prend des valeurs négatives : dans ce cas de figure, qui correspond à la configuration des anneaux de vitesse, la vitesse maximale avec laquelle le véhicule peut prendre le virage sans se retourner se trouve augmentée.

Enfin, on remarque que si la vitesse du véhicule est nulle ($v = a_y = 0$), la relation (2.92) conduit alors à : $\tan \alpha = \frac{e}{2h}$, c'est-à-dire on retrouve que la valeur maximale α_{max} du dévers sur lequel peut stationner un véhicule sans se retourner est donnée par la relation (2.79).

2.2.3.2 Critères énergétiques

Une seconde approche pour quantifier la stabilité d'un véhicule consiste à évaluer l'énergie à lui fournir pour l'amener à la limite du renversement.

2.2.3.2.1 Energy Stability Margin (ESM)

Dans un cas statique ou à faible vitesse, l'énergie du véhicule est principalement une énergie potentielle. Par conséquent, une première possibilité pour évaluer la stabilité consiste à calculer l'énergie potentielle à apporter pour amener le véhicule à la limite du renversement par rapport à chacune des arêtes du polygone de sustentation (i.e. pour amener le centre de gravité G du véhicule à la verticale de l'arête), puis à retenir comme valeur de la métrique de stabilité la plus petite de ces énergies. Cette métrique est appelée **marge de stabilité énergétique** (ou *Energy Stability Margin (ESM)*), le système devenant instable quand cette métrique prend la valeur 0.

Très concrètement, pour chaque arête i du polygone de sustentation, il faut simplement envisager un pivotement du véhicule par rapport à cette arête et déterminer à quelle hauteur h_i serait le centre de gravité lorsqu'il arrive à la verticale de l'arête. Si on note h_0 la hauteur du centre de gravité dans la configuration courante du véhicule, le critère ESM s'exprime alors comme suit (voir [Mes85]-[MK85]) :

$$\text{Energy Stability Margin : } \min_{i \in \{1, \dots, n\}} m g (h_i - h_0) \quad (2.93)$$

Si le véhicule est placé sur le même terrain incliné que celui représenté sur les Figures 2.20 et 2.21, alors c'est le pivotement par rapport à l'arête (P_3, P_4) (c'est-à-dire l'axe reliant les points d'appui situés au bas de la pente) qui requiert une élévation moindre du centre de gravité G pour l'amener à la verticale de l'arête. Si on utilise les notations de la Figure 2.21, on a alors :

$$h_3 = \sqrt{\left(\frac{e}{2}\right)^2 + h^2} \quad (2.94a)$$

$$h_0 = \cos \gamma \sqrt{\left(\frac{e}{2}\right)^2 + h^2} \quad (2.94b)$$

où γ désigne le *Gradient Stability Margin* fourni par la relation (2.78). On en déduit que dans ce cas :

$$\text{Energy Stability Margin : } m g \sqrt{\left(\frac{e}{2}\right)^2 + h^2} \left(1 - \cos \left(\arctan \left(\frac{e}{2h}\right) - \alpha\right)\right) \quad (2.95)$$

(dans le cas présenté sur la Figure 2.21)

2.2.3.2.2 Critical Sliding Velocity (CSV)

La métrique *ESM* correspond, par définition, à l'énergie potentielle qu'il faut apporter au véhicule pour l'amener à la limite du renversement. Dans le cas particulier où ce

dernier fait suite à un choc, cette énergie potentielle provient de la conversion totale (si le véhicule est stoppé) ou partielle (sinon) de l'énergie cinétique. Dans ce cas, plutôt que de quantifier la stabilité du véhicule par une valeur d'énergie, on peut trouver plus agréable d'exprimer la métrique de stabilité en terme de vitesse à partir de laquelle un renversement peut intervenir s'il y a choc. Cette métrique est appelée **vitesse de glissement critique** (ou *Critical Sliding Velocity (CSV)*) et a été introduite dans [Jon73].

La Figure 2.25 présente par exemple le cas d'un renversement latéral déclenché par un choc avec un trottoir. Au moment du choc, la translation latérale du véhicule (i.e. translation dans la direction perpendiculaire au trottoir) est convertie en une rotation par rapport à l'axe du trottoir. La conservation du moment angulaire par rapport au point d'impact permet de calculer la vitesse de rotation du véhicule par rapport à l'axe du trottoir juste après l'impact, notée ω , en fonction de sa vitesse dans la direction perpendiculaire au trottoir juste avant l'impact, notée v_y . En effet, si le véhicule est supposé rigide, on a :

$$m v_y h = I_P \omega \quad (2.96)$$

où I_P désigne le moment d'inertie du véhicule par rapport à un axe joignant les 2 points de contact de ses roues du côté droit avec le sol.

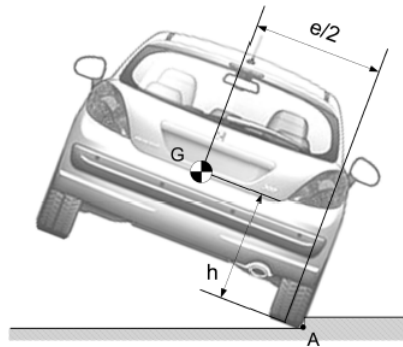


FIGURE 2.25 – Renversement déclenché

Si on fait l'hypothèse qu'il n'y a aucune perte d'énergie lors de la collision avec l'élément déclenchant le renversement [NHT02], l'énergie cinétique de rotation est entièrement convertie en énergie potentielle, et par définition de la métrique ESM le véhicule se renverse si [Lap10] :

$$\frac{1}{2} I_P \omega^2 \geq ESM \quad (2.97)$$

Par conséquent, en reportant (2.96) dans (2.97), on obtient que dans ce cas la vitesse de glissement critique est :

<p>Critical Sliding Velocity : (dans le cas présenté sur la Figure 2.25)</p>	$v_y = \sqrt{2 ESM} \frac{\sqrt{I_P}}{m h}$	(2.98)
--	---	--------

Si le véhicule se déplace sur un sol plan (i.e. $\alpha = 0$), alors la relation (2.94a) est inchangée et (2.94b) se simplifie en $h_0 = h$ (cf. Figure 2.21 ou par le calcul en utilisant

la relation $\cos(\arctan(x)) = \frac{1}{\sqrt{1+x^2}}$ pour évaluer $\cos \gamma$ à partir de la relation (2.78)). Dans cette situation, on a donc :

$$ESM = m g \left(\sqrt{\left(\frac{e}{2}\right)^2 + h^2} - h \right) \quad (2.99)$$

et par conséquent, l'expression de la vitesse de glissement critique est [HE89]-[NHT02] :

$$\boxed{\begin{array}{l} \text{Critical Sliding Velocity :} \\ \text{(dans le cas d'un sol plan)} \end{array} \quad v_y = \sqrt{\frac{2g I_P}{m h} \left(\sqrt{1 + \left(\frac{e}{2h}\right)^2} - 1 \right)} \quad (2.100)$$

La métrique *CSV* est donc la valeur limite de la vitesse de glissement au-delà de laquelle, si le véhicule rencontre un obstacle, le renversement devient inéluctable. Ce critère requérant le moment d'inertie du véhicule, le NHTSA a procédé à des relevés expérimentaux recensés dans la base de données [HBG+99].

2.2.3.2.3 Normalized Energy Stability Margin (NESM)

La métrique *ESM* introduite à la section 2.2.3.2.1 propose de quantifier la stabilité d'un véhicule par une valeur d'énergie : l'énergie qu'il faut fournir pour le renverser. Exprimer la métrique en terme d'énergie peut être intéressant, on peut par exemple en déduire immédiatement l'énergie que le véhicule est capable d'absorber lors d'un choc sans pour autant se renverser (énergie que l'on peut ensuite ré-exprimer en terme de vitesse de glissement critique, cf. section 2.2.3.2.2). Cependant, avec une telle définition, plus le véhicule est lourd, plus il apparaît stable (puisque la valeur de la métrique *ESM* est directement proportionnelle à la masse, voir (2.93)). Or, la relation entre masse et stabilité n'est pas aussi simple : certes, plus le véhicule est lourd, plus l'énergie à fournir pour élever son centre de gravité est importante. Mais dans le même temps, plus le véhicule est lourd, plus les perturbations affectant ce dernier sont à même d'apporter de l'énergie. Par exemple, si on considère un renversement occasionné par un choc, la vitesse de glissement critique fournie par la relation (2.100) ne croît pas avec la masse : elle dépend du ratio $\frac{I_P}{m}$ qui, suivant la configuration du véhicule, peut être une constante indépendante de la masse de ce dernier.

Puisque la masse du véhicule n'est pas le paramètre principal qui détermine la stabilité de ce dernier, il peut être intéressant que la valeur de la métrique de stabilité ne soit pas à ce point dépendante de ce paramètre. Pour cette raison, [HTY98]-[HTY01] préconisent d'utiliser la **marge de stabilité énergétique normalisée** (ou *Normalized Energy Stability Margin (NESM)*), qui correspond simplement à la métrique *ESM* normalisée par le poids du véhicule (voir aussi [GEG02], [GG05] ou [HRBS08]) :

$$\boxed{\text{Normalized Energy Stability Margin :} \quad NESM = \frac{ESM}{m g} = \min_{i \in \{1, \dots, n\}} (h_i - h_0)} \quad (2.101)$$

Comme précédemment, h_i est la hauteur du centre de gravité lorsque ce dernier arrive à la verticale de la $i^{\text{ème}}$ arête du polygone de sustentation au cours d'un pivotement du véhicule par rapport à cette arête et h_0 est la hauteur de G dans la configuration courante du véhicule. Dit encore autrement, la métrique $NESM$ est une longueur, dont la valeur correspond tout simplement à la variation de hauteur la plus faible pour le centre de gravité lorsqu'on envisage le pivotement du véhicule par rapport aux différentes arêtes de son polygone de sustentation.

Dans le cas du véhicule placé sur un terrain en dévers (Figures 2.20 et 2.21), les hauteurs h_3 et h_0 sont toujours données par les expressions (2.94a) et (2.94b), et donc la métrique $NESM$ est tout simplement :

$$\text{Normalized Energy Stability Margin : } \sqrt{\left(\frac{e}{2}\right)^2 + h^2} \left(1 - \cos\left(\arctan\left(\frac{e}{2h}\right) - \alpha\right)\right)$$

(dans le cas présenté sur la Figure 2.21)

(2.102)

2.2.4 Métriques analytiques à modèles dynamiques

Contrairement aux métriques dites statiques, les critères de stabilité dynamique prennent les effets dynamiques agissant sur le système en considération. Ajoutée aux deux approches utilisées dans la catégorie des indicateurs à modèles statiques, une troisième approche basée sur l'analyse des efforts de contact pneus/sol est étudiée ici pour analyser le degré de stabilité du véhicule. Ces trois sous-classes de métriques dynamiques feront l'objet de cette section.

2.2.4.1 Métriques dynamiques à base géométrique

2.2.4.1.1 Zero Moment Point (ZMP)

Ce critère de stabilité, initialement développé pour la robotique humanoïde [VFJ70], peut être également étendu à l'étude de la stabilité des véhicules [Han14] et appliqué au véhicule expérimental du projet *ActiSurTT*. Pour être en équilibre, le véhicule ne doit avoir qu'un seul mouvement plan sur plan. C'est-à-dire que les mouvements autorisés pour le véhicule sont les deux déplacements longitudinal et latéral dans le plan du sol et une rotation autour la normale du plan de véhicule (z_I) (Fig. 2.26 gauche). Les autres mouvements ne sont pas autorisés pour conserver l'équilibre. En effet, ils ont pour résultat les renversements longitudinaux et latéraux comme illustré sur la partie droite de la figure 2.26. Le Zero Moment Point (ZMP) est le point du sol approximé par un plan pour lequel les moments de renversements sont nuls.

Pour constater l'équilibre à partir du ZMP et créer un indicateur de cet état, on compare la position du ZMP avec le polygone de sustentation du véhicule. Le système est considéré comme stable lorsque le ZMP est à l'intérieur du polygone (Figure. 2.27).

Cette définition donne un cadre général au constat équilibre du véhicule. En supposant que le polygone de sustentation est plus ou moins connu comme indiqué sur la

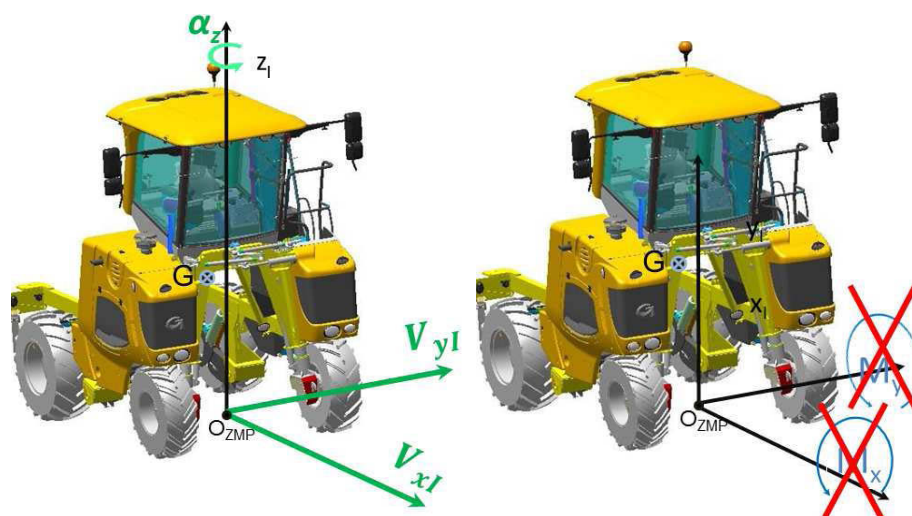


FIGURE 2.26 – A gauche : les mouvements autorisés pour conserver le véhicule en équilibre. A droite : les mouvements "interdits".

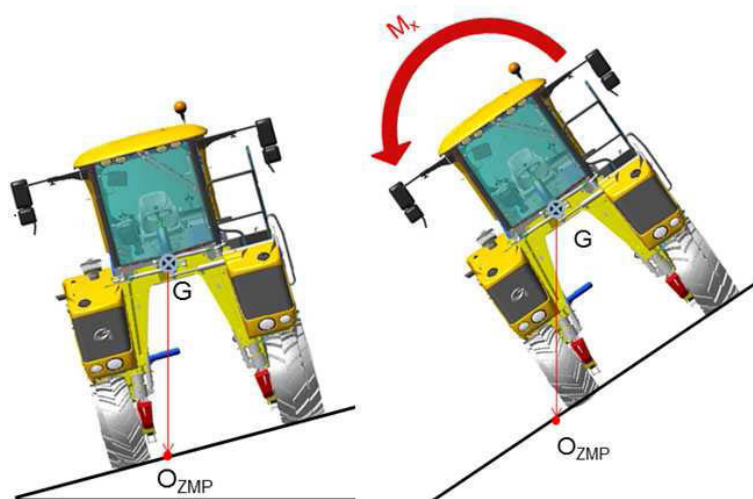


FIGURE 2.27 – Constatation de l'état de stabilité en fonction de la position du ZMP.

Figure 2.28, alors une nuance peut être introduite dans le critère par rapport à sa définition initiale [VFJ70].

Si le ZMP est à l'intérieur du polygone de sustentation minimal (situation (1)), le système est sûrement stable, si il est à l'extérieur du polygone de sustentation maximal (situation (3)), le système aura une tendance de se renverser. Dans la situation (2), la conclusion est que le véhicule est en limite de renversement.

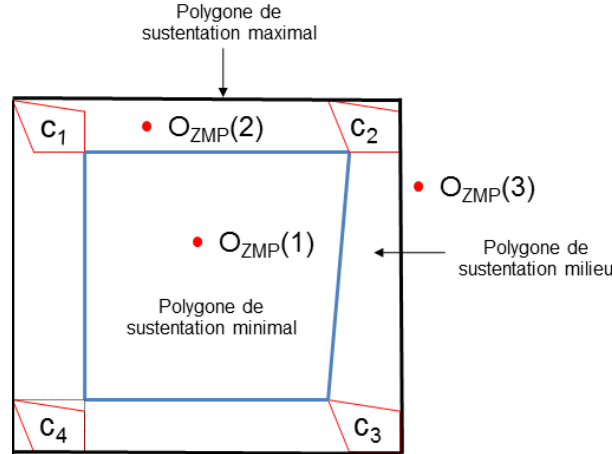


FIGURE 2.28 – Le constat d'équilibre du système en utilisant le ZMP. Situation (1) Equilibre, le ZMP est à l'intérieur du polygone de sustentation minimal. Situation (3) Risque de renversement avéré, le ZMP est à l'extérieur du polygone de sustentation maximal. Situation (2) Indétermination

2.2.4.1.2 Force Angle Stability Metric (FASM) ²

L'idée maîtresse de cet indicateur de risque présenté dans [PR96] consiste à évaluer le degré de stabilité du véhicule par une marge angulaire et une valeur d'effort pouvant l'amener au renversement. Se référant à la Fig. 2.29, la ligne reliant les contacts roues/sol consécutifs \mathbf{P}_i définit un *axe de renversement* \vec{a}_i . Le vecteur \vec{c}_i reliant le Centre de Gravité (CdG) du véhicule au centre de chaque axe de renversement est la perpendiculaire à l'axe de renversement \vec{a}_i . Alors, les angles θ_i entre chaque \vec{c}_i et la force résultante \vec{f}_i^* appliquée au CdG sont calculés comme la marge angulaire de stabilité suivant chaque axe de renversement.

Finalement, la marge de stabilité angulaire du véhicule θ est définie de manière compacte comme le minimum du produit $(\theta_i \cdot \|\vec{h}_i\| \cdot \|\vec{f}_i^*\|)$.

Mathématiquement, le critère s'écrit selon l'équation (2.103) :

$$\theta = \min(\theta_i \cdot \|\vec{h}_i\| \cdot \|\vec{f}_i^*\|) \quad (2.103)$$

2. Pour des raisons de commodité, seule l'idée maîtresse de cette métrique est résumée dans cette section. Toutefois, sa méthode globale de calcul tirée de [PR96] est détaillée en annexe C.

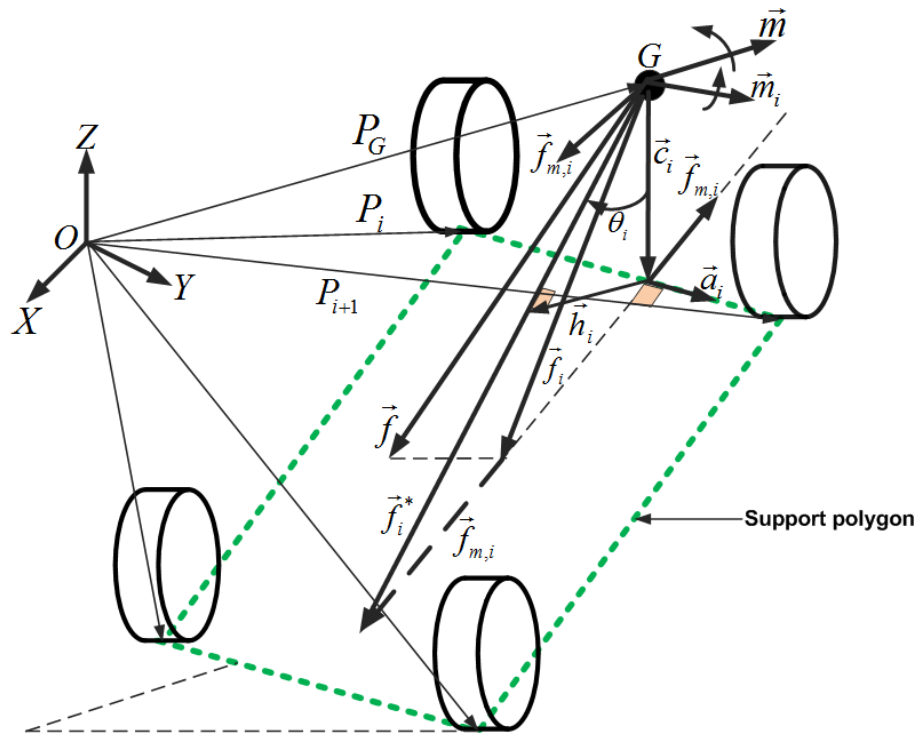


FIGURE 2.29 – Schéma géométrique pour le calcul de la marge de stabilité Force Globale Angulaire

Une valeur positive de θ indique une marge de stabilité au renversement d'un système stable. Une situation critique de renversement apparaît dès que $\theta = 0$, i.e, lorsque l'un des angles θ_i est nul ou dès que la force résultante composante \vec{f}_i^* suivant l'axe de renversement \vec{a}_i est nulle. De surcroît, si \vec{f}_i^* sort du cône défini par \vec{c}_i et \vec{c}_{i+1} alors θ devient négatif et on considère qu'il y a risque de renversement du véhicule.

Dans l'équation (2.103), l'angle θ_i met en exergue l'effet de la variation de la hauteur du CdG le long de la force résultante \vec{f}_i^* et la distance $\|\vec{c}_i\|$ traduit l'effet des variations de la contribution du moment dû à la force nette. Finalement, $\|\vec{f}_i^*\|$ prend en compte l'effet du poids total du système puisque la force de perturbation nécessaire pour déstabiliser le véhicule devient plus petite au fur à mesure que l'amplitude $\|\vec{f}_i^*\|$ diminue.

2.2.4.2 Métriques énergétiques

2.2.4.2.1 Dynamic Energy Stability Metric (DESM)³

Le principe général de ce critère, développé dans [GS98], se base sur la quantification de l'impact énergétique maximal que le véhicule peut absorber sans perdre sa stabilité. En effet, dans cette métrique le travail dû aux forces déstabilisant le véhicule est comparé à l'énergie intrinsèque du véhicule et des travaux des efforts tendant à le stabiliser. Si

3. Pour des raisons de commodité, seule l'idée maîtresse de cette métrique est résumée dans cette section. Toutefois, sa méthode globale de calcul tirée de [GS98] est détaillée en annexe C.

cette différence est négative, alors le véhicule est en situation instable. En référence à la

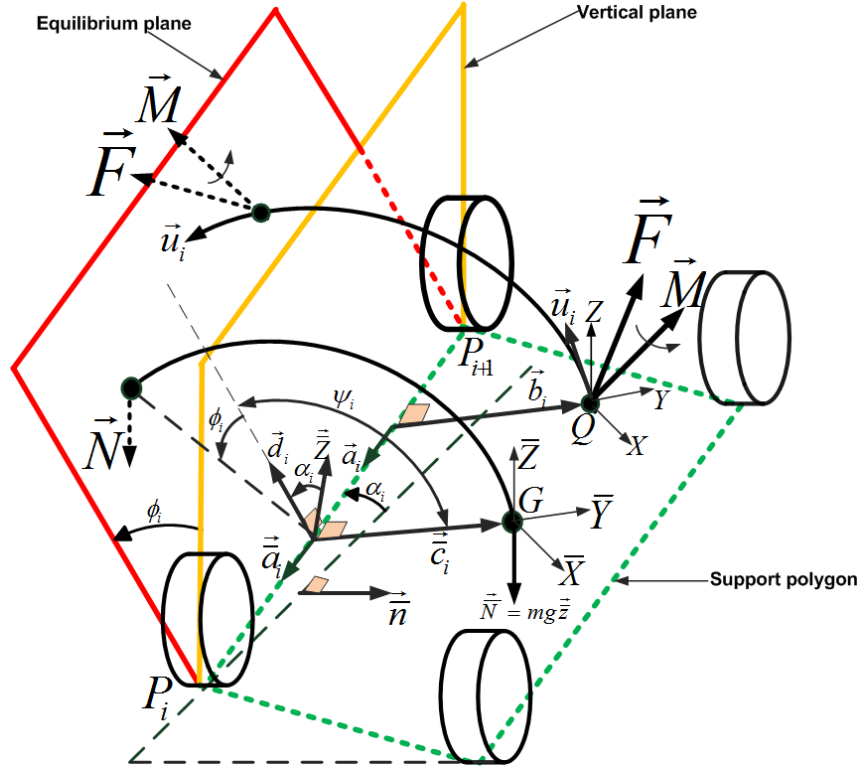


FIGURE 2.30 – Schéma géométrique pour le calcul de la marge de stabilité Dynamic Energy

Figure 2.30, intuitivement l'idée de cette métrique de stabilité peut être explicitée de la manière suivante. En effet, supposons que le véhicule rentre dans une situation d'instabilité pour une quelconque raison, soit à cause d'une mauvaise manoeuvre du conducteur par exemple. Si la composante du torseur formé par le moment net et la force nette d'interaction roues/sol suivant l'un des côtés du polygone de sustentation (communément appelé axe de renversement) est en mesure de compenser l'effet déstabilisateur, le véhicule maintiendra sa stabilité. Si, au contraire, l'effet ne peut être compensé, l'engin perdra sa stabilité.

Par conséquent, l'instant de stabilité critique se produit lorsque le moment de forces d'interaction roues/sol du véhicule autour de l'axe de rotation, $P_i P_{i+1}$ par exemple, disparaît. A cet instant précis, le CdG du véhicule se trouve à l'intérieur du plan critique qui forme un angle ϕ_i avec le plan vertical. La détermination de ϕ_i se base sous l'hypothèse que dans le plan d'équilibre la somme de tous les moments est nulle.

$$(\vec{F}^T \vec{u}_i) \|\vec{b}_i\| + \vec{M}^T \vec{a}_i + mg \|\vec{c}_i\| \cos \alpha_i \sin \phi_i = 0 \quad (2.104)$$

La marge de stabilité énergétique suivant chaque axe de renversement se calcule par l'équation suivante :

$$E_i = mg \|\vec{c}_i\| (\cos \phi_i - \cos \psi_i) \cos \alpha_i + [(\vec{F}^T \vec{u}_i) \|\vec{b}_i\| + \vec{M}^T \vec{a}_i] (\phi_i + \psi_i) - \frac{1}{2} I_i \omega_i^2 \quad (2.105)$$

où :

- $\{\mathcal{R}\} = (Q, \vec{x}, \vec{y}, \vec{z})$ est le repère attaché au véhicule, centré sur un point Q du châssis,
- $\{\mathcal{G}\} = (G, \vec{x}, \vec{y}, \vec{z})$ est le repère attaché au véhicule, centré sur son centre de gravité G ,
- m est la masse du véhicule,
- g est la constante de la gravité,
- $(P_i P_{i+1})$ est le i^{ime} axe potentiel de renversement,
- \vec{a}_i est le vecteur directeur unitaire de $(P_i P_{i+1})$, exprimé dans $\{\mathcal{R}\}$,
- \vec{c}_i est le vecteur normal à $(P_i P_{i+1})$ exprimé dans $\{\mathcal{G}\}$, reliant cet axe au point G ,
- ϕ_i est l'inclinaison du plan d'équilibre par rapport au plan vertical,
- ψ_i est l'angle entre le plan vertical contenant $(P_i P_{i+1})$ et le plan contenant $(P_i P_{i+1})$ et le point G ,
- α_i est l'angle entre $(P_i P_{i+1})$ et le plan horizontal,
- \vec{F} est la résultante des forces non-gravitationnelles agissant sur le véhicule,
- \vec{b}_i est le vecteur normal à $(P_i P_{i+1})$ exprimé dans $\{\mathcal{R}\}$, reliant cet axe au point Q ,
- \vec{u}_i est le vecteur unitaire perpendiculaire à \vec{b}_i ,
- \vec{M} est le moment résultant des forces non-gravitationnelles agissant sur le véhicule,
- I_i est le moment d'inertie du véhicule par rapport à $(P_i P_{i+1})$,
- $\bar{\omega}_i$ est la vitesse angulaire instantanée du véhicule par rapport à $(P_i P_{i+1})$,

Une situation critique de renversement apparaît dès lors que l'une des E_i est nulle. Finalement, la marge de stabilité énergétique du véhicule est donnée par le minimum des marges de stabilité calculées suivant chaque axe de renversement du polygone de sustentation.

$$DESM = \min(E_i) \quad (2.106)$$

2.2.4.3 Métriques dynamiques basées sur l'analyse des efforts d'interaction roues/sol

Par rapport aux autres critères de renversement présentés ci-dessus, cette famille de métriques s'appuie sur une idée beaucoup plus réaliste de la mécanique de renversement. En effet, physiquement il est évident que le décollement du sol des roues situées d'un même coté du véhicule est une condition nécessaire au renversement.

D'une part, l'analyse de la distribution des efforts normaux de contact pneus/sol indiquant la proximité des roues au décollage et d'autre part, l'étude de l'impact des moments générés par ces efforts sur la stabilité du véhicule subdivisent cette catégorie de métriques en deux sous-familles qui sont étudiées et présentées ci-dessous.

2.2.4.3.1 Load Transfer Stability Metric (LTSM)

Cette famille de métriques a la particularité de traduire la notion de stabilité dynamique d'un véhicule par la perte de contact entre les roues situées d'un même coté du véhicule et le sol [OBA99]- [CP01]. En effet, la distribution des efforts normaux de contact roues/sol traduisant un transfert de charge tant de l'avant vers l'arrière (ou vice-versa) que de la droite vers la gauche (ou vice-versa) sur un même essieu et indiquant la proximité des roues au décollage signale soit un risque de renversement latéral ou longitudinal. Ainsi,

deux sous-critères de stabilité logiquement appelés *Transfert de Charge Latéral (TCLa)* et *Transfert de Charge Longitudinal (TCLo)* découlent de cette sous-catégorie et sont présentés aux paragraphes ci-dessous.

- ***Transfert de Charge Latéral (TCLa)***

Le $TCLa$ indique un transfert de charge de la droite vers la gauche (*Situation représentée sur la Figure 2.31(a)*) ou vice-versa selon l'évolution de la dynamique du véhicule. Comme illustré sur la Figure 2.31(a), il est défini comme étant la différence entre les forces normales sur le côté droit et le côté gauche du véhicule et est normalisé par la somme des forces normales. Son expression mathématique est donnée par l'équation (2.107) et est comprise entre $[-1 \ 1]$. Les valeurs extrêmes signifient que les roues d'un côté du véhicule décollent du sol. En pratique, il est considéré que le renversement est imminent lorsque $|TCLa|$ est égal à 0.8, i.e., 80% de la masse suspendue est alors distribuée sur l'un des côtés du véhicule.

$$TCLa = \frac{F_{n1} - F_{n2}}{F_{n1} + F_{n2}} \quad (2.107)$$

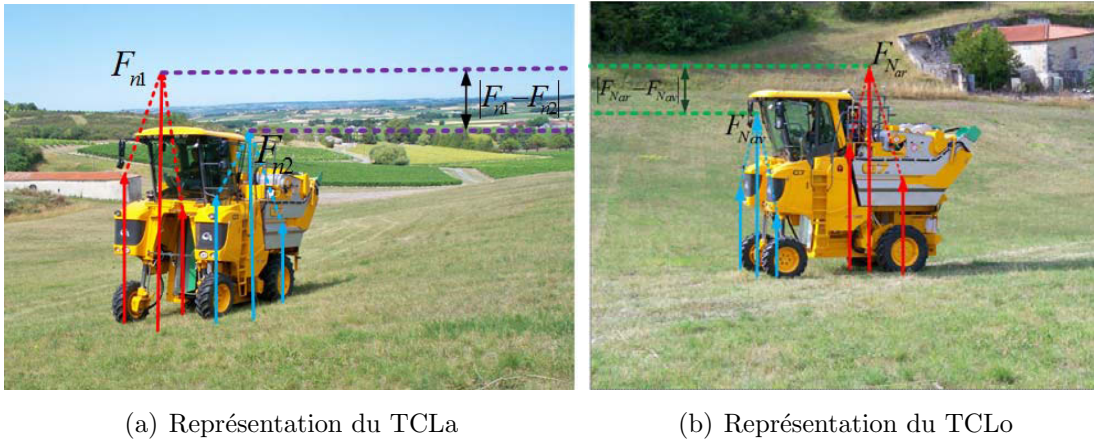


FIGURE 2.31 – Représentation du Transfert de Charge

- ***Transfert de Charge Longitudinal (TCLo)***

Le calcul du $TCLo$ se base sur le même principe que le $TCLa$ expliqué au paragraphe ci-dessus. En effet, le $TCLo$ indique un transfert de charge de l'avant vers l'arrière (*Situation représentée sur la Figure 2.31(b)*) ou vice-versa selon l'évolution de la dynamique du véhicule.

$$TCLo = \frac{F_{Nar} - F_{Nav}}{F_{Nar} + F_{Nav}} \quad (2.108)$$

Comme illustré sur la Figure 2.31(b), il est défini comme étant la différence entre les forces normales sur les roues arrière et avant du véhicule et est normalisé par la somme des forces

normales. Son expression mathématique est donnée par l'équation (2.108) et est comprise entre $[-1 \ 1]$. Les valeurs extrêmes signifient que les deux roues de l'avant ou de l'arrière du véhicule sont délestées. En pratique, il est considéré que le renversement est imminent lorsque $|TCLo|$ est égal à 0.8, i.e., 80% de la masse suspendue est alors distribuée sur l'avant ou l'arrière du véhicule.

2.2.4.3.2 Stability Moment (SM)

Le Stability Moment (SM) est une méthode proche du TCLa et du TCLo [PI09] dans la mesure où elle s'appuie également sur l'analyse des moments générés par les efforts de contact roues/sol. L'intérêt de cette métrique tient au fait que la position du CdG qui est un facteur fortement significatif dans l'étude du risque d'instabilité d'un véhicule est prise en compte dans le calcul des moments.

Il représente le moment résultant des forces de contact entre les roues et le terrain pour chacun des axes autour desquels le véhicule peut tourner. Un axe de renversement (figure 2.32) est défini comme une droite entre deux points de contact consécutifs [PI09]. La

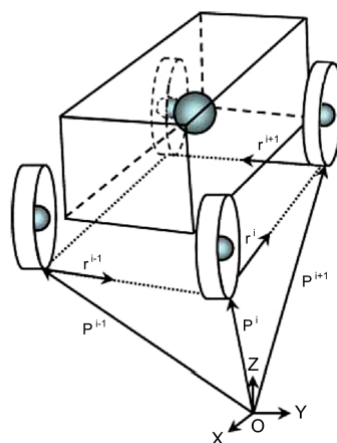


FIGURE 2.32 – Définition des axes de renversement [PI06]

position des points de contact dans le repère monde est représentée par le vecteur P^i , les résultantes des forces de contact sont notées F^i avec $i \in 1, \dots, l$ où i est le numéro de la roue. Les axes de renversement sont portés par les vecteurs directeurs r^i :

$$r^i = \frac{P^{i+1} - P^i}{\|P^{i+1} - P^i\|}, \text{ avec } i \in 1, \dots, l \quad (2.109)$$

le SM est alors calculé sur chaque axe de renversement par :

$$SM_j = \left[\sum_{i=1}^l (P^i - B) \wedge F^i \right] \cdot r^j \quad (2.110)$$

le vecteur B représente un point de l'axe de renversement considéré. Pour se fixer les idées, l'explicitation du risque de renversement latéral par l'intermédiaire de ce critère est

donnée ici par l'équation 2.111.

$$\underline{SM} : \frac{SM_g - SM_d}{SM_g + SM_d} \quad (2.111)$$

où SM_g et SM_d sont les SM autour des axes gauche et droit. Dans le cas normal où les quatre roues restent en contact avec le sol, on a :

$$-1 \leq R_{SM} \leq 1 \quad (2.112)$$

En dehors de ces valeurs, le R_{SM} indique un risque de renversement.

2.2.5 Analyse des avantages et inconvénients de chaque famille de métriques

Les différentes classes de métriques de stabilité étant finalement présentées, leurs avantages et inconvénients vont être jaugés afin de choisir celle ou celles qui sont les plus adaptées à l'étude du risque d'instabilité des véhicules évoluant en milieu tout-terrain.

2.2.5.1 Avantages et inconvénients des métriques empiriques

Les métriques empiriques ont l'avantage de pouvoir évaluer concrètement la stabilité du véhicule. En effet, contrairement aux métriques analytiques où des hypothèses simplificatrices (modèle rigide de véhicule ou modèle simplifié de suspension, contact ponctuel du pneumatique sur la chaussée, conversion totale de l'énergie cinétique en énergie potentielle lors d'un choc, ...) ont dû être posées pour faciliter l'utilisation des lois de la mécanique, il n'y a plus d'hypothèses réductrices pour le développement des indicateurs empiriques. Toutes les spécificités des véhicules sont explicitement prises en compte puisque la stabilité est évaluée sur la base des réponses du véhicule réel. En outre, il ne se pose plus le problème de calibration de paramètres du modèle dynamique du véhicule comme étudié à la section 2.1.9.

Toutefois, l'inconvénient majeur des métriques à base d'expérimentation sur de véhicules en laboratoire d'étude se tient au fait qu'elles n'ont pas le grand avantage des métriques analytiques, à savoir leur polyvalence. En effet, leur utilisation est restreinte aux seuls types de véhicules qui ont été utilisés pour l'expérimentation, et ceci dans les mêmes conditions expérimentales dont elles ont été établies. Eu égard au caractère de non-polyvalence dont souffrent les métriques empiriques, elles seront négligées au profit des métriques analytiques car dans ce document, l'objectif est de pouvoir caractériser le risque d'instabilité de tous types de machines et ceci dans toutes les conditions possibles.

2.2.5.2 Avantages et inconvénients des métriques dites statiques

Les métriques dites statiques tout comme celles dites dynamiques ont l'avantage de s'appuyer sur les principes fondamentaux de la dynamique et donc sont adaptables à différents types de véhicules (camion, automobile, tracteur, quad, etc.) pourvu que l'on

connaissent leurs caractéristiques (voie, empattement, poids, moments d'inertie, etc.) et la configuration de terrain considérés (dévers, conditions d'adhérence, etc.). En outre, les critères statiques de stabilité présentés précédemment ont l'avantage de la facilité de mise en oeuvre grâce aux hypothèses d'application simplificatrices qui ont permis d'aboutir à leur développement. Par contre, si ces hypothèses simplificatrices leur confèrent un certain avantage en terme de facilité de calcul elles les désavantagent quant à une éventuelle application pour la caractérisation de la stabilité de véhicules à haute dynamique évoluant en milieu tout-terrain ou agricole. En effet, les indicateurs statiques renseignent sur le caractère stable ou non du véhicule en régime établi c'est-à-dire que les équations sont obtenues en supposant par exemple que le véhicule se trouve dans un virage à vitesse et angle de braquage constants. Au regard de la rapidité des phénomènes en présence dans le contexte tout-terrain, les critères de stabilité statiques ne peuvent être utilisés puisqu'ils sont dédiés au calcul de la marge de stabilité du véhicule en régime permanent ; or il est indispensable de quantifier le taux de stabilité dynamique de l'engin dans toutes les conditions sans se restreindre à un seul type de manœuvre.

2.2.5.3 Avantages et inconvénients des métriques dites dynamiques

L'un des inconvénients majeurs des métriques dynamiques présentées ci-dessus est leur calculabilité. En effet, comparé aux métriques statiques, leur évaluation nécessite une myriade de paramètres, parfois difficilement mesurables (surtout en ce qui concerne les conditions de contact). Cependant, leur complexité de calcul peut être contournée par la mise en place de techniques d'observation et d'estimation de paramètres en ligne en exploitant les modèles dynamiques de véhicule développés dans ce chapitre afin de préserver l'utilisation d'un système de perception peu onéreux et d'en limiter le nombre de capteurs nécessaires. De plus, elles sont avantagées par leur fiabilité théorique [PR96, GS98, HRBS08, GEG02] quant à la caractérisation du risque d'instabilité du véhicule. Contrairement aux métriques statiques, celles-ci sont développées sans considération particulière sur le régime de fonctionnement du véhicule, ce qui leur confère une application moult plus générale. Ainsi, elles sont les seules capables d'appréhender finement les effets dynamiques et d'interaction roues/sol prépondérants dans le contexte tout-terrain. En conséquence, cette famille de métriques sera privilégiée dans le cadre des travaux menés dans ce mémoire. A la section suivante, les métriques présentées à la section 2.2.4 vont être comparées à partir de différents critères afin d'en choisir une ou plusieurs d'entre elles pour le développement du dispositif actif de sécurité dédié au véhicule évoluant en environnement tout-terrain ou agricole.

2.2.6 Choix des métriques de stabilité

Comme l'a montré la section 2.2.4, les critères dynamiques sont subdivisés en des métriques basées sur des approches géométriques, énergétiques et sur l'analyse d'efforts normaux de contact pneus/sol. Parmi celles basées sur l'analyse des efforts, le TCL_a et le TCL_o sont retenus pour l'évaluation du risque de renversement du véhicule principalement pour leur représentativité physique et leur facilité de mise en oeuvre. En effet, seulement

et simplement les efforts normaux sont nécessaires à leur évaluation. De là, on pourrait penser à ne retenir que ces métriques pour la suite de l'étude si on se réfère surtout aux très bons résultats obtenus par certains auteurs dans la littérature. En effet, des travaux précédents menés sur des véhicules légers tout-terrain de types quad [Bou09a, Ric14] ont montré la pertinence de cette famille de métriques. Toutefois, on peut signaler certaines limitations de ces indicateurs de risque malgré l'importance des résultats obtenus. En effet, l'un des inconvénients majeurs de ces critères est qu'ils détectent un risque de renversement au simple décollage des roues, ce qui est pourtant une condition nécessaire mais non suffisante pour le renversement effectif du véhicule. La traversée d'un quelconque obstacle, d'un trottoir, ou d'un terrain accidenté provoque souvent une perte de contact des roues avec le sol mais sans forcément provoquer le renversement [PI06].

Fort de ceci, malgré la multitude de paramètres nécessaires à leur évaluation, une métrique de chacune des deux autres sous-catégories est ici retenue pour leur précision et leur fiabilité dans l'évaluation du risque d'instabilité de l'engin. En effet, la *DESM* et la *FASM* permettent non seulement d'estimer de manière très précise le caractère stable ou non du véhicule mais aussi de quantifier la stabilité latérale et longitudinale du véhicule sans les découpler contrairement aux métriques basées sur l'analyse des efforts normaux de la machine.

Si le *ZMP* est plutôt privilégié pour l'étude de la perte d'intégrité des véhicules à pattes ou robots humanoïdes dans la littérature, il est également possible de l'utiliser pour l'évaluation du risque de renversement de véhicules à roues. Toutefois, le *ZMP* est écarté ici pour deux grandes raisons. D'une part, parce qu'elle est basée sur le même principe que la *FASM*. D'autre part, car dans le cadre du projet collaboratif *ActiSurTT* qui contextualise cette thèse, cette métrique est finement étudiée par le partenaire *Xlim*. En outre, basé sur l'analyse des efforts comme le TCL_a/TCL_o , le *SM* est également écarté.

Somme toute, les trois métriques retenues (TCL_a/TCL_o , *DESM*, *FASM*) évaluent de façon objective une situation à risque et par ricochet permettront de mettre en place des actions de commande pour réduire la perte de contrôle du véhicule. Une étude comparative de ces métriques basée sur des résultats de simulation et expérimentaux (cf : section 4.2) permettra de conclure sur un éventuel intérêt d'hybridation de ces métriques. Ces métriques ont pour vocation de renseigner en temps réel sur le degré de stabilité du véhicule pour la mise en oeuvre d'un dispositif de sécurité permettant aux conducteurs de véhicules évoluant en milieu tout-terrain ou agricole de prendre conscience de la dangerosité de leurs manoeuvres et d'influer sur leur conduite en leur suggérant des actions appropriées pour corriger la situation d'instabilité et d'éviter le renversement du véhicule.

2.2.7 Définition des différents domaines de stabilité du véhicule

Trois métriques ont été retenues pour étudier le risque de renversement du véhicule dans ce document. Elles sont toutes les trois basées sur des approches différentes. Ainsi, trois définitions du domaine stabilité inhérentes à chacune des métriques s'imposent.

- **Domaine de stabilité selon le TCL_a et le TCL_o**

Le véhicule est considéré dans une situation instable à partir du moment où le TCL_a ou le TCL_o atteint une valeur absolue de 1.

- **Domaine de stabilité selon la $FASM$**

Une valeur nulle de la $FASM$ suppose que le véhicule est en situation critique de renversement.

- **Domaine de stabilité selon la $DESM$**

Une situation critique de renversement apparaît dès lors que la valeur de la $DESM$ est nulle.

Il est à noter que ces domaines de stabilité, selon le contexte, peuvent être inclus l'un dans l'autre et mettant ainsi en évidence la complémentarité des critères par leurs approches différentes de la problématique du renversement. En effet, l'une des métriques peut se révéler plus pertinente que les deux autres suivant les scénarii types de renversement (voir section 4.2). Toutefois, ces trois définitions peuvent être fusionnées en une seule dans la mesure où les trois métriques retenues ici sont normalisables et ainsi exprimables à l'aide de nombres adimensionnels.

2.2.8 Paramètres nécessaires au calcul des métriques choisies

Le calcul d'indicateurs de perte de stabilité s'appuie sur un ensemble de paramètres qui sont soit constants (raideurs et amortisseurs de suspension) soit variables (vitesses, angles de dérive, géométrie du terrain, etc). Le nombre de variables dépend directement de la métrique et de la modélisation du véhicule. Ainsi, relativement à l'approche de modélisation présentée ici, le tableau 2.2 résume les principaux paramètres nécessaires à l'évaluation des métriques retenues à la section précédente.

Malgré leur capacité d'évaluer finement le risque de renversement de véhicule [PR96, GS98, HRBS08, GEG02], il est pertinent de signaler ici que l'utilisation de la $FASM$ et de la $DESM$ est généralement écartée dans la littérature [HRBS08, GEG02, Bou09b, Ric14] compte tenu du nombre de paramètres nécessaires à leur estimation. De là, on peut déjà noter les premières contributions scientifiques de cette thèse permettant d'estimer ces métriques en restant sur un nombre raisonnable de mesures. Ces apports sont surtout le résultat des approches de modélisation multi-échelle et d'observation d'état du véhicule développées dans cette thèse (voir Chapitre 3) permettant d'estimer beaucoup de ces paramètres difficilement mesurables tout en préservant l'utilisation d'un nombre limité de capteurs bas-coûts.

TABLE 2.2 – Liste exhaustive des grandeurs nécessaires à l'estimation des métriques choisies

	<i>DESM</i>	<i>FASM</i>	<i>TCL_a/TCL_o</i>
Variables dynamiques nécessaires	Efforts(F_x^i, F_y^i, F_z^i) Moments des efforts (M_x^i, M_y^i, M_z^i)	Efforts(F_x^i, F_y^i, F_z^i) Moments des efforts (M_x^i, M_y^i, M_z^i)	Efforts normaux(F_z^i)
Variables intermédiaires mesurées	Vitesse Angle de braquage Vitesse de lacet, de roulis et de tangage	Vitesse Angle de braquage Vitesse de lacet, de roulis et de tangage	Vitesse Angle de braquage Vitesse de lacet
Variables intermédiaires estimées	Angle de roulis et de tangage Posture Angle de dérive Coefficient de glissement Rigidités de glissement et de dérive Position des roues	Angle de roulis et de tangage Posture Angle de dérive Coefficient de glissement Rigidités de glissement et de dérive Position des roues	Angle de roulis et de tangage Posture Angle de dérive Coefficient de glissement Rigidités de glissement et de dérive Efforts longi et latéraux (F_x^i, F_y^i) Moments des efforts (M_x^i, M_y^i, M_z^i)
Paramètres du véhicule	Hauteur du CdG Empattement, voie Masse Rayons des roues Inerties	Hauteur du CdG Empattement, voie Masse Rayons des roues Inerties	Hauteur du CdG Empattement, voie Masse Inerties

2.3 Conclusion du chapitre

Dans ce chapitre, nous avons modélisé le comportement du véhicule dans son environnement en se basant sur des méthodes dites à dynamique partielle. Les modèles d'états développés dans ce mémoire sont fondés sur des arguments physiques et comportant des paramètres interprétables physiquement et identifiables en ligne à partir des observateurs robustes. En effet, tout en préservant la précision nécessaire aux modèles développés pour être représentatifs du comportement réel du véhicule et de la complexité des interactions roues/sol, de par sa structure relativement simple cette approche multi-échelle offre en outre l'avantage de maîtriser la complexité informatique des algorithmes embarqués tout en facilitant leur alimentation en temps réel par un système de perception non onéreux et non gourmand en capteurs. Ces modèles à dynamique partielle constituent donc un positionnement scientifique intéressant et original permettant même de briser la complexité de la caractérisation des dynamiques incertaines de véhicule.

La dynamique du véhicule étant modélisée, différentes familles de métriques de stabilité ont été décrites. L'analyse des avantages et inconvénients de chacune d'elles a permis finalement de retenir trois d'entre elles pour la suite des travaux développés dans le cadre de cette thèse. Les paramètres nécessaires à l'estimation des trois critères de renversement retenus ont été identifiés. Il convient à présent d'y ajouter les techniques permettant de reconstituer l'état du véhicule. Ces techniques reposent sur des modèles de comportements dynamiques alimentés par des données en provenance des capteurs proprioceptifs du véhicule : odomètres pour mesurer la distance parcourue, accéléromètres et gyromètres pour

mesurer les vitesses angulaires et capteur d'angle au volant pour la mesure des angles de braquage. Fort de l'ensemble de ces connaissances, il deviendra alors possible d'estimer les différents paramètres que nécessite l'estimation du risque de renversement du véhicule en se basant sur l'approche de modélisation partielle de la dynamique de la machine et de ses interactions avec son environnement développée précédemment.

L'association de ces modèles dits simplifiés à la théorie d'observation et d'estimation de paramètres en ligne offrira la possibilité de non seulement estimer les risques d'instabilité du véhicule mais aussi de les anticiper. Tels sont les principaux objectifs du prochain chapitre de ce document.

Chapitre 3

Estimation des paramètres caractéristiques des métriques de stabilité par observation

3.1 Introduction

Comme nous l'avons vu au chapitre précédent, l'évaluation des différentes métriques de stabilité nécessite la connaissance d'un ensemble de paramètres parmi lesquels les variables de glissement (angle de dérive, coefficient de glissement) et les rigidités de dérive et de glissement (représentation des conditions d'adhérence) qui ne sont directement mesurables. Entre autre, des variables d'efforts dont leur mesure nécessite des capteurs très coûteux sont également requises. Si à l'heure actuelle, des capteurs pouvant mesurer les variables de glissement et d'adhérence sont pratiquement inexistantes, l'usage de dynamomètres pour la mesure d'efforts existe depuis bien longtemps mais dans un domaine très fermé et à un prix très élevé [Cou00]. L'utilisation en série de ces capteurs d'efforts, coûtant entre 50 à 100 mille euros l'unité, serait peut-être rentable dans des applications militaires. Toutefois, dans des fonctions civiles comme le domaine agricole, les ressources pécuniaires exorbitantes dont requiert le recours à cette technologie de mesure se révéleraient très vite contre-productives. Comme si l'onérosité des capteurs dynamométriques ne suffisait pas à rendre contraignante leur utilisation à grande échelle dans des domaines civils comme l'agriculture, ils se voient, qui pis est, handicapés par la grande délicatesse qu'exige leur montage sur des véhicules évoluant en milieu tout-terrain [Ric14].

Devant le vide de système sensoriel pour la mesure des variables de glissement et d'adhérence et la mesure des variables d'efforts à un coût judicieux, une alternative prometteuse serait d'utiliser des moyens informatiques de mesure pouvant fournir des résultats très pertinents comparés aux mesures qui seraient effectuées par ces capteurs onéreux. Ce positionnement se verrait également consolider par le fait que les travaux développés ici se veulent être la pose des premiers jalons à la conception d'un dispositif actif de sécurité bon marché destiné à des applications civiles telles que l'agriculture. Si le développement de ces capteurs informatiques est a priori beaucoup moins gourmand financièrement que l'utilisation des capteurs classiques, la pertinence des mesures effectuées par ces moyens informatiques se revêt d'un intérêt capital. En effet, toute tentative de développement de *capteurs informatiques* ou *capteurs virtuels* ne relatant la réalité des conditions de travail des machines serait vaine vu les conditions chaotiques de fonctionnement que l'on rencontre couramment dans le domaine de la mobilité en environnement naturel. En conséquence, pour la mise place de ces systèmes de perception virtuels, le recours à des théories performantes et éprouvées se révèle être une exigence.

En ce sens, la théorie d'observation et d'estimation de paramètres en ligne par descente de gradient ont déjà fait leur preuve à maintes reprises [Ric14, Bou09a, Len05, Ste04, KN04]. Ainsi, ces notions constituent une possibilité a priori très attrayante, et seront par conséquent privilégiées dans cette thèse. Dans un premier temps, la théorie d'observation et les lois adaptatives de paramètres en ligne seront brièvement décrites. Puis, leur application à l'estimation des paramètres pour notre problématique sera envisagée. Somme toute, les performances des algorithmes développés seront vérifiées au travers de simulations réalistes et d'essais réels.

3.2 Généralités sur la théorie d'observation

3.2.1 Introduction

Le but des observateurs ou reconstituteurs d'état est de reconstruire des variables non directement mesurables ou nécessitant un système d'acquisition complexe et dispendieux. Cette méthodologie s'appuie sur un ensemble de mesures réelles et un modèle d'évolution du système permettant de raccorder ces mesures pour en déduire la quantité à estimer. En effet, on dispose d'un ensemble de variables qui se mesurent pour pas cher et des modèles mathématiques caractéristiques du comportement réel du système qui peuvent fournir également ces variables. En accord avec la théorie d'observation, les modèles mathématiques facilitent l'estimation des paramètres du système. Si la mesure est différente de l'estimé, on conclut sur l'inexactitude du modèle. Ce qui n'est pas effarant en soi car un modèle n'est autre qu'une représentation imparfaite de la réalité. Et pour y remédier, les paramètres du modèle sont alors corrigés au vu de l'erreur constatée entre la mesure et l'estimé. Ainsi, les variables d'état du système sont reconstruites sans les mesurer.

L'idée de reconstruction des variables d'état d'un système par observation trouve son intérêt pratique dans le fait qu'à la place des capteurs extrêmement coûteux que requiert la mesure directe de ces données, on arrive à expliquer l'évolution des capteurs réels en fonction des variables non mesurées et du modèle de connaissance a priori que l'on a du processus. De là, si on est tous unanimes sur les avantages colossaux que peut apporter l'utilisation de cette théorie dans le cadre de notre sujet d'étude, par contre différentes approches d'observation existent pour reconstruire l'état d'un système.

En effet, si le modèle de référence du système est complètement déterministe, le reconstituteur d'état est appelé *observateur*. Luenberger a développé un observateur éponyme qui illustre ce groupe d'observateurs. Le formalisme de l'observateur de Luenberger qui est représenté par la figure 3.1 permet l'estimation des variables d'état d'un système avec un minimum de capteurs, où \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 de référence du procédé. Cette approche, très intéressante dans le domaine de la robotique mobile et en particulier pour notre cas d'application, est utilisée aux sections 3.5 et 3.6 pour la reconstruction des dynamiques latérale et longitudinale du véhicule.

Par contre, dans un milieu stochastique où interviennent des phénomènes aléatoires et bruités, c'est l'appellation de *filtre* qui est utilisée. Dans cette catégorie, on peut citer le célèbre filtre de Kalman [KB61] développé par Kalman et Bucy pour les systèmes linéaires. L'objectif primaire de ce filtre n'est pas la reconstruction d'un vecteur d'état mais l'amélioration d'un filtrage d'un signal. En effet, ce filtre permet de réduire de façon optimale le bruit sur un signal avec notamment un déphasage moindre comparativement aux filtres classiques. Pour bâtir une estimation précise des mesures, le filtre de Kalman s'appuie sur un modèle du processus et du bruit. Cette technique, puisqu'elle repose sur un modèle de processus, permet aussi de détecter des erreurs de mesure de la part des

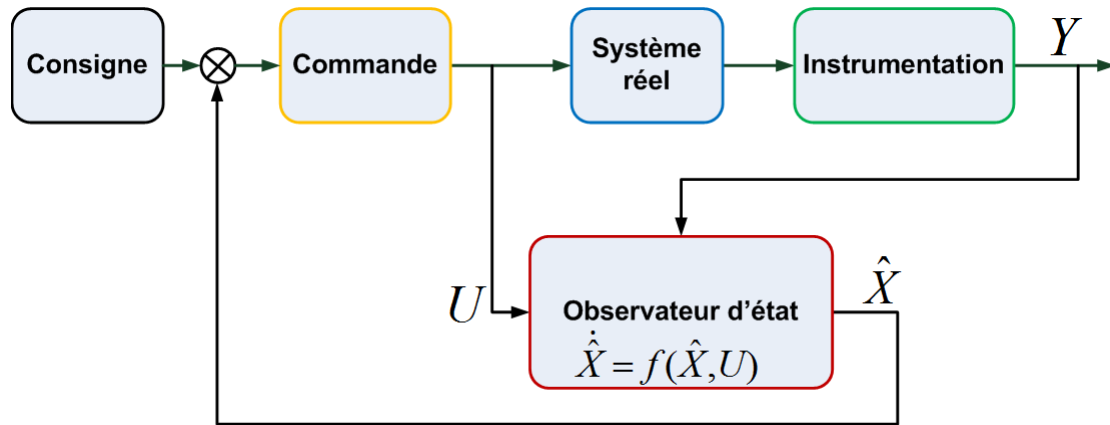


FIGURE 3.1 – Formalisme d'un observateur

capteurs. Cette approche est utilisée, à la section 3.4, pour le filtrage de l'estimation du relief du terrain sur lequel évolue le véhicule.

La mise en place de ces deux grandes catégories d'observateurs fait appel à une notion commune qui est le principe d'observabilité. L'étude de cette problématique fait l'objet de la prochaine section de ce chapitre.

3.2.2 Problématique de l'observabilité d'un système

Le développement d'un *capteur virtuel* pour la mesure d'une variable d'état d'un système doit passer nécessairement par une étude formelle d'observabilité permettant de qualifier le couple {modèle, mesures}. Cette étude permet de vérifier si à partir des données mesurées l'ensemble des variables du vecteur d'état du système peut être reconstruit [Lar93].

Afin de présenter l'approche générique généralement suivie pour confirmer ou infirmer si un système est observable, considérons le système réel linéaire régi par le modèle d'état (3.1)

$$\begin{cases} \dot{X}(t) = AX(t) + BU(t) \\ Y(t) = CX(t) + DU(t) \end{cases} \quad (3.1)$$

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

L'accès à l'état du système n'étant généralement pas complètement possible, alors le but de l'observateur consiste à estimer cet état par la variable \hat{X} à partir des mesures Y et de la commande U . Dans le cas des systèmes linéaires, cette vérification s'effectue par le biais du calcul de la matrice d'observabilité, notée \mathcal{O}_{obs} et définie par Kalman comme suit :

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

Si les vecteurs colonnes (ou vecteurs lignes) de cette matrice sont linéairement indépendants, alors le système est dit observable et son état peut être reconstruit par observation. L'architecture de l'observateur est alors représentée par l'équation (3.3)

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

où apparaît le terme correctif en fonction de l'erreur de reconstruction de la sortie $Y - \hat{Y}$ et le gain L de l'observateur, matrice de dimension $(n \times m)$. L'élimination de \hat{Y} dans l'équation (3.3) permet alors d'exprimer l'équation d'évolution de l'état observé \hat{X} du système par la relation (3.4).

$$\dot{\hat{X}} = (A - LC)\hat{X} + (B - LD)U + LY \quad (3.4)$$

Si l'on définit l'erreur d'observation comme étant la différence entre la valeur réelle de l'état du système X et la valeur estimée de cet état \hat{X} , i.e. $\tilde{X} = X - \hat{X}$, alors en injectant (3.1) dans (3.4) on obtient finalement l'expression (3.5) de la dérivée de l'erreur d'observation.

$$\dot{\tilde{X}} = (A - LC)\tilde{X} \quad (3.5)$$

Comme signalé ci-dessus, l'état du système étant a priori inaccessible alors la condition initiale du système est généralement non nulle et est déterminée via l'équation (3.6).

$$\tilde{X}(0) = X(0) - \hat{X}(0) \quad (3.6)$$

Le report de (3.6) dans (3.5) conduit à l'explicitation de l'évolution temporelle de l'erreur.

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

L'erreur d'observation converge alors vers zéro si et seulement si la matrice $A - LC$ est Hurwitz, autrement dits si ses valeurs propres sont à partie réelle négative. Dans l'affirmatif, l'état estimé converge alors vers l'état du système réel. La dynamique de convergence est fixée par le choix de la matrice de gain L de l'observateur.

Enfin, si un système réel linéaire a été considéré ci-dessus pour illustrer la théorie d'observation, il est intéressant de rappeler que l'approche globalement utilisée dans la littérature reste similaire pour l'élaboration d'un observateur pour un système non-linéaire [LR02]. En effet, la démarche consiste à adapter les techniques linéaires aux systèmes non-linéaires en linéarisant l'erreur d'observation autour d'un point de fonctionnement ou en procédant par un changement de base [Thu06]. Cette approche largement

utilisée pour l'observation des systèmes non-linéaires est toutefois généralement remise en question par rapport au fait que les preuves de convergences [Aub99] sont difficiles à produire. En effet, ce faisant on parle plutôt de convergence locale [Son84] du système autour d'un point de fonctionnement au lieu de parler de convergence du système tout court. L'observabilité d'un système non-linéaire est intrinsèquement liée aux entrées et aux conditions initiales. Lorsqu'un système non-linéaire est observable, il se peut qu'il possède des entrées singulières qui le rendent inobservable [Isi95, HK77] et provoquant, par ricochet, l'annihilation de toute stratégie d'observation [Aub99, Ste04]. En fin de compte, il n'existe pas réellement d'approche universelle pour la construction d'observateurs pour les systèmes non-linéaires. Ce problème reste ouvert et de nombreux travaux de recherche s'y rapportent.

Des voies de recherche consistant à développer des solutions spécifiquement non-linéaires en considérant le système dans toute sa plage de fonctionnement ont été empruntées. Cette approche englobe notamment les observateurs à grands gains et les observateurs à structures variables dont relèvent les observateurs à modes glissants [MRF⁺08]. Ces techniques non-linéaires s'adressent généralement qu'à une classe bien précise de systèmes qui ne rendent pas systématiques la synthèse d'observateurs non-linéaires.

3.2.3 Méthodologie de construction d'un observateur

En guise d'illustration de la théorie d'observation, le modèle de la dynamique de lacet développé au chapitre précédent est repris ici. La séquence des différentes étapes conduisant au développement d'un reconstruteur d'état est alors détaillée dans les sections ci-dessous.

3.2.3.1 Mise en forme du système

L'objectif de l'observateur développé ici est de reconstruire la dynamique latérale d'un véhicule. En conséquence, le modèle (2.28) définissant la dynamique latérale seule du véhicule dans le plan de lacet est utilisé ici. Autrement dit, il est supposé que les dynamiques latérales et longitudinales sont découplables, et l'influence de la dynamique longitudinale sur la dynamique latérale est par ricochet négligée. En outre, le moment d'inertie latéral I_y des tracteurs est généralement quasiment égal à la somme des moments d'inertie vertical et longitudinal ($I_x + I_z$). Entre autre, la vitesse angulaire $\dot{\alpha}_r$ due à l'inclinaison du terrain est quasiment nulle et peut être négligée comme mentionné au chapitre précédent. Par conséquent, le terme $\frac{\psi \dot{\alpha}_r}{I_z} (I_x + I_z - I_y) \tan \alpha_r$ du modèle (2.28) est alors nettement négligeable. Enfin, pour avoir accès aux variables de glissement, le modèle linéaire de pneumatique (2.71) pour les efforts latéraux a été intégré au modèle (2.28), ce qui conduit au système d'équations (3.8) ci-dessous.

$$\begin{cases} \ddot{\psi} &= a_{11}\dot{\psi} + a_{12}\beta + b_1\delta_F \\ \dot{\beta} &= a_{21}\dot{\psi} + a_{22}\beta + b_2\delta_F + b_3 \sin \alpha_r \end{cases} \quad (3.8)$$

$$\begin{aligned} \text{où : } a_{11} &= -\frac{C_f L_F^2 \cos \delta_F + C_r L_R^2}{u I_z \cos \alpha_r}, & a_{12} &= \frac{C_r L_R - C_f L_F \cos \delta_F}{I_z \cos \alpha_r}, & a_{22} &= -\frac{C_f \cos(\delta_F - \beta) + C_r \cos \beta}{um}, \\ a_{21} &= \frac{C_r L_R \cos \beta - C_f L_F \cos(\delta_F - \beta)}{u^2 m} - \cos \alpha_r, & b_1 &= \frac{L_F C_f \cos \delta_F}{I_z \cos \alpha_r}, & b_2 &= \frac{C_f \cos(\delta_F - \beta)}{um}, \\ b_3 &= -\frac{g}{u} \cos \beta \end{aligned}$$

Sous cette représentation, nous obtenons le modèle (3.9) cohérent avec le modèle générique (3.1) décrit précédemment. L'observabilité du modèle peut alors être vérifiée au paragraphe ci-dessous. Mais, tout d'abord, il est à signaler que l'angle de braquage du véhicule est exploité comme une variable de commande du système, l'influence de l'inclinaison du sol est quant à elle traitée comme une entrée du modèle d'état. Ce qui reste cohérent puisque les inclinaisons latérale et longitudinale du terrain seront évaluées en amont de cet observateur via un filtre de Kalman à gain constant à la section 3.4.1.

$$\begin{cases} \dot{X}(t) = A X(t) + B U(t) \\ Y(t) = C X(t) + D U(t) \end{cases} \quad (3.9)$$

$$\begin{aligned} \text{avec } X &= [\dot{\psi} \ \beta]^T, \quad U = [\delta_F \ \sin \alpha_r]^T, \quad A(C_f, C_r) = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} \\ a_{21} & a_{22} \end{bmatrix}, \quad B(C_f, C_r) = \\ & \begin{bmatrix} b_1 & 0 \\ b_2 & b_3 \end{bmatrix}, \quad C = [1 \ 0] \text{ et } D = [0] \end{aligned}$$

3.2.3.2 Observabilité du système

Comme il a été démontré dans [Bou09a], si l'on suppose égales les rigidités de dérive avant C_f et arrière C_r , un observateur backstepping peut alors être utilisé pour estimer la dynamique latérale de la machine. En effet, il est pratiquement impossible, à partir des trois seules mesures de la vitesse de lacet $\dot{\psi}$, de la vitesse de l'engin u et de son angle de braquage δ_F , d'estimer séparément les rigidités de dérive avant et arrière. Or, la mise en place de capteurs additionnels est écartée ici. Ainsi, pour des raisons d'observabilité, il est supposé qu'il y ait égalité entre les rigidités de dérive avant et arrière en introduisant une rigidité de dérive équivalente virtuelle C_e de telle sorte que l'on ait : $C_e = C_r = C_f$. Il est alors possible de prendre en compte la variation des conditions d'adhérence qui caractérise la mobilité en milieu naturel. A la section 3.5, cette rigidité de dérive globale C_e sera adaptée en temps réel. Cette adaptation reflétera à la fois la zone de pseudo glissement (cas où $C_e = C_0$, voir figure 2.16(a)) et la zone de glissement réel ($C_e < C_0$, voir figure 2.16(a)).

Comme démontré précédemment, le système (3.9) est observable à partir de la mesure de $\dot{\psi}$ si la matrice d'observabilité de Kalman \mathcal{O}_{obs} est de rang plein. Déterminer l'indépendance linéaire des vecteurs colonnes de \mathcal{O}_{obs} équivaut à vérifier si le déterminant de la

matrice est non nul.

En accord avec la relation (3.2), la matrice d'observabilité de Kalman \mathcal{O}_{obs} pour le système (3.9) est donnée alors par l'équation (3.10).

$$\mathcal{O}_{obs} = \begin{bmatrix} C \\ CA \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ -\frac{(L_R^2 + L_F^2 \cos \delta_F) C_e}{u I_z \cos \alpha_r} & \frac{(L_R - L_F \cos \delta_F) C_e}{I_z \cos \alpha_r} \end{bmatrix} \quad (3.10)$$

\mathcal{O}_{obs} est de rang plein à condition que :

1. Le terme $(L_R - L_F \cos \delta_F)$ soit non nul,
2. L'inclinaison α_r du terrain soit inférieure à 90° ,
3. La vitesse u du véhicule soit non nulle.

Ces trois conditions sont simultanément vraies dans le cadre de notre étude. Primo, comme il a été signalé à la section 1.8.2.2, le centre de gravité est toujours situé un peu plus vers l'avant sur les tracteurs mis sur le marché par les constructeurs [Ste98]. En conséquence, le demi-empattement avant L_F est généralement plus petit que celui d'arrière L_R . Entre autre, on a toujours cette inégalité $|\cos \delta_F| \leq 1$. Alors, le terme $(L_R^2 - L_F^2 \cos \delta_F)$ est toujours non nul. Deuxio, la situation où l'inclinaison du champ agricole serait égale à $\frac{\pi}{2}$ rad paraît surréaliste. Par exemple, même dans les champs de vigne qui sont connus pour des plantations généralement situées sur des terrains particulièrement pentus, l'inclinaison du terrain ne dépasse jamais $\frac{\pi}{4}$ rad. En conséquence, il est raisonnable de supposer que $\cos \alpha_r$ sera toujours non nul. Enfin, l'observation de la dynamique latérale de la machine dans le cas où elle est à l'arrêt ne présente aucun intérêt physique ici.

En somme, on peut conclure sur l'observabilité du modèle (3.9) et de procéder à la mise en place d'un observateur pour reconstruire l'état du système.

3.2.3.3 Mise en œuvre de l'observateur

L'observabilité du système étant à présent vérifiée, il est alors possible de mettre en place un reconstituteur d'état de la dynamique latérale de la machine. Pour pouvoir estimer l'angle de dérive global β à partir de la mesure de la vitesse de lacet $\dot{\psi}$ du véhicule, il est important de choisir judicieusement les gains de l'observateur pour assurer la convergence de l'état observé vers l'état mesuré du système. Ce choix se révèle d'une importance capitale et dépend grandement de l'expérience de simulation de l'utilisateur.

Plus tard, à la section 3.5 de ce chapitre, cet observateur sera repris et discuté pour l'observation des variables influençant la dynamique latérale du véhicule. Mais, tout d'abord, une brève revue bibliographique des principales applications des synthèses d'observateurs en robotique mobile est rapportée à la prochaine section.

3.2.4 Application des synthèses d'observateurs en robotique mobile

L'utilisation des méthodes d'estimation de variables basées sur la théorie d'observation est légion dans le domaine de la robotique mobile. La localisation et la coopération

d'une flotte de robots mobiles ainsi que l'estimation de la dynamique de véhicule en sont des exemples concrets. D'un point de vue de la localisation et de la coopération de véhicules autonomes, les techniques d'observateurs sont utilisées pour la fusion de données venant de différents types de capteurs (GPS, odométrie visuelle, centrale inertielle, etc). Cette approche principalement développée à partir des techniques de filtrage de Kalman permet une nette amélioration des activités de localisation comme en témoigne ces travaux [DM96, CT00, Bor03]. Aussi, peuvent être trouvés dans la littérature des observateurs dédiés à la localisation comme celui présenté dans [TE02] permettant de gérer les fautes de détection des capteurs.

Quant à l'estimation de la dynamique de véhicule, la nécessité de connaître avec précision l'ensemble des paramètres d'un modèle ne pouvant être mesurés directement fait des techniques d'observateurs une filière intéressante et très usitée. En effet, beaucoup de travaux de recherche s'y rapportent. Comme signalé à la section 1.7.1, nombre de paramètres des dispositifs de sécurité dédiés aux véhicules routiers (ESP, ABS, Système d'anti-patinage, etc.) qui sont inaccessibles par mesure directe sont obtenus par le biais des synthèses d'observateurs. Entre autre, dans [Gus97] l'estimation des conditions d'adhérence à l'interface pneumatique/sol est réalisée par l'intermédiaire d'un filtrage adaptatif et par un observateur de Kalman-Bucy étendu dans [Ray97].

La possibilité qu'offre la synthèse d'observateurs d'estimer en temps réel l'évolution de la dynamique du véhicule a permis de nette avancée technologique dans la mise en place de systèmes mécatroniques complexes. Ces avancées peuvent être exemplifiées par des réalisations dédiées au suivi de trajectoire [Len05, LM06], à la stabilisation en lacet de véhicule [PL09] ou encore à la prévention de renversement [Sch06, BB08].

De tels exemples sont représentatifs de la pertinence de ce type d'approche et justifie, par contrecoup, son utilisation dans ce mémoire pour l'estimation de la dynamique du véhicule en vue de concevoir un dispositif actif de sécurité dédié aux véhicules évoluant en milieux naturels. La viabilité commerciale de ce dispositif de sécurité relaté ici rend impossible la transposition de l'ensemble des exemples sus-cités à notre cas d'étude. D'une part, la plupart de ces travaux sont dédiés aux véhicules routiers et ne prennent donc pas en compte les spécificités liées à la mobilité en milieu tout-terrain (fortes variations des conditions d'adhérence, relief du terrain, etc.). D'autre part, si certains d'entre eux prennent précisément en compte ces caractéristiques, ils ont fait par contre appel à l'utilisation d'un système d'acquisition coûteux, ce que l'on ne peut se permettre vu l'objectif final des travaux rapportés ici.

Généralement, pour lever certaines singularités numériques intrinsèques aux modèles de véhicule [CB09, Ric14], sont ajoutés à la théorie d'observation des algorithmes d'adaptation par descente de gradient. A la section suivante, le principe général de ces lois de commande adaptative est succinctement présenté et discuté. Enfin, la *MIT rule* qui est probablement l'une des plus usitées permettra d'exemplifier ces méthodes adaptatives.

3.2.5 Algorithme d'adaptation de paramètres en ligne par descente de gradient

Cette méthode peut être considérée comme un système d'asservissement adaptatif dans lequel la performance désirée est exprimée via un modèle de référence, qui donne la réponse souhaitée à un signal de commande. Le mécanisme d'adaptation des paramètres est obtenu en utilisant une méthode de gradient. Le comportement désiré du système adaptatif est spécifié par un modèle et les paramètres de la loi de commande adaptative sont ajustés en fonction de l'erreur, qui est la différence entre la sortie du système réel et la sortie du modèle de référence. A titre d'illustration, la *MIT rule* ainsi que le choix de ce gain d'adaptation sont présentés et discutés ci-dessous.

3.2.5.1 MIT Rule

La MIT rule est une approche originale permettant le réglage adaptatif de paramètres à partir d'un modèle de référence. Historiquement, cette appellation est due au fait que cette règle a été développée au *Instrumentation Laboratory* (maintenant *Draper Laboratory*) au Massachusetts Institute of Technology (MIT). Ici, est faite une succincte présentation de cet algorithme, toutefois le lecteur pourra se reporter à [WYK58, ÅW94] pour avoir de plus amples informations.

Pour présenter la MIT rule, considérons un système en boucle fermée dans lequel le régulateur comporte un paramètre ajustable noté ξ . La réponse désirée en boucle fermée est spécifiée par un modèle décrit par la mesure de sa sortie y_m . A présent, soit l'équation (3.11) spécifiant l'erreur e entre la sortie y du système à boucle fermée et la sortie y_m du modèle de référence.

$$e = y - y_m \quad (3.11)$$

Une façon d'arriver à l'obtention de la réponse désirée en boucle fermée est d'ajuster les paramètres de telle sorte que la fonction de perte (3.12) soit minimisée.

$$J(\xi) = \frac{1}{2}e^2 \quad (3.12)$$

Pour la minimisation de J , intuitivement il paraît logique d'adapter les paramètres dans la direction opposée à son gradient, c'est-à-dire :

$$\dot{\xi} = -\tau \frac{\partial J}{\partial \xi} = -\tau \frac{\partial e}{\partial \xi} e, \quad \forall \tau > 0 \quad (3.13)$$

Ainsi formulée, la *MIT rule* peut être interprétée comme une méthode de gradient permettant de minimiser l'erreur. La dérivée partielle $\frac{\partial e}{\partial \xi}$, qui est communément appelée la *dérivée sensitive* du système, renseigne comment l'erreur est influencée par le paramètre ajustable ξ . Si l'on suppose que la variation du paramètre ξ est plus lente que celle des autres variables du système, alors la dérivée de sensibilité $\frac{\partial e}{\partial \xi}$ peut être évaluée en considérant que ξ est constant. La *MIT rule* est également applicable à un système à plusieurs paramètres adaptables. Dans ce cas là, le symbole ξ pourrait être interprété comme un vecteur de paramètres et la dérivée sensitive $\frac{\partial e}{\partial \xi}$ comme le gradient de l'erreur par rapport

aux paramètres.

Certes, la *MIT rule* est développée ci-dessus en utilisant la fonction de perte donnée par l'équation (3.12), toutefois il existe de nombreuses alternatives à cette fonction de perte. Par exemple, si on l'exprime comme l'équation (3.14)

$$J(\xi) = |e| \quad (3.14)$$

et la méthode du gradient donne alors :

$$\dot{\xi} = -\tau \frac{\partial e}{\partial \xi} \text{sign}(e) \quad (3.15)$$

où *sign* est la fonction classique mathématique permettant d'extraire le signe d'un nombre réel et définie comme suit :

$$\forall x \in \mathbb{R}, \text{sign}(x) = \begin{cases} +1 & \text{si } x > 0 \\ 0 & \text{si } x = 0 \\ -1 & \text{si } x < 0 \end{cases} \quad (3.16)$$

Une version discrétisée de la *MIT rule* communément appelée *sign-sign algorithm*, exprimée selon la relation (3.17), est généralement utilisée en télécommunication dans laquelle une simple implémentation et des calculs relativement simples et rapides sont nécessaires.

$$\dot{\xi} = -\tau \text{sign}\left(\frac{\partial e}{\partial \xi}\right) \text{sign}(e) \quad (3.17)$$

Enfin, il est bon de rappeler que l'objectif de la loi de commande adaptative exprimée via la *MIT rule* est de conduire l'erreur $e = y - y_m$ vers zéro. Cela ne signifie pas nécessairement que les paramètres du régulateur approchent vers leurs vraies valeurs comme on pourra s'en rendre compte à la section 4.4.3.4.1 où cet algorithme est utilisé pour estimer les conditions d'adhérence longitudinale. Pour que cela soit le cas, il faut que le signal d'entrée ait certaines propriétés spécifiques. Ceci est une propriété caractéristique de la robustesse de toutes les méthodes adaptatives.

S'il est facile d'obtenir une méthode adaptative en ligne de paramètres en utilisant la *MIT rule*, cette loi de commande adaptative a un paramètre, le gain d'adaptation, qui doit être choisi par l'utilisateur. Les expériences de simulation indiquent que le choix de ce gain d'adaptation est crucial pour assurer la nullité de l'erreur. A la section ci-dessous, est discuté l'intérêt de ce gain d'adaptation τ .

3.2.5.2 Discussion du choix du gain d'adaptation

La dynamique de convergence de l'estimation vers le système réel basée sur la *MIT rule* dépend du gain d'adaptation τ . Il est donc important de connaître une valeur raisonnable de ce facteur. Intuitivement, il est attendu que les paramètres convergent lentement pour une faible valeur de τ et que le taux de convergence augmente avec son augmentation. Les expériences de simulation signalent que ceci est vrai pour les faibles valeurs de τ mais aussi que le comportement est tout à fait imprévisible pour les grandes valeurs de τ .

Le choix de ce gain d'adaptation τ est non seulement crucial pour réduire l'erreur à zéro mais aussi pour réguler le comportement du système qui peut dépendre fortement des valeurs de l'amplitude du signal de commande. Autrement dit, le système peut être stable pour une amplitude donnée du signal de commande et instable pour une autre amplitude du signal de commande.

Pour éliminer cette dépendance à l'amplitude du signal, comme expliqué dans [ÅW94] la *MIT rule* est généralement normalisée selon l'équation (3.18) et communément appelée *Normalized MIT rule*.

$$\dot{\xi} = \tau \frac{\phi e}{v + \phi^T \phi} \quad (3.18)$$

où $\phi = -\frac{\partial e}{\partial \xi}$. Le paramètre $v > 0$ est introduit afin d'éviter des cas de singularité numérique lorsque ϕ est petit. L'équation (3.18) est ainsi explicitée afin qu'elle soit toujours valable dans le cas où ξ serait un vecteur, et dans ce cas ϕ serait par ricochet un vecteur de même dimension. La performance de l'algorithme est ainsi améliorée.

3.2.6 Conclusion

Dans cette section, une vue panoramique a été portée sur la théorie des observateurs et les méthodes d'adaptation de paramètres par descente de gradient. A présent, il est possible d'utiliser ces notions pour le besoin d'évaluation des paramètres difficilement mesurables mais nécessaires à l'estimation et à l'anticipation du risque de renversement du véhicule. Mais tout d'abord, avant de procéder à l'estimation des paramètres caractéristiques des critères de renversement du véhicule, le bilan des efforts et moments de déstabilisation de la machine sera détaillé à la prochaine section.

3.3 Bilan des efforts et moments de déstabilisation du véhicule

3.3.1 Introduction

Nécessaires à l'évaluation des trois métriques de stabilité retenues dans le cadre de ce projet, les forces et moments contribuant à la déstabilisation du véhicule sont constitués des forces et moments de réaction roues/sol ainsi que des forces et moments externes (autre que la force de la gravité). Pour en faire l'inventaire, les modèles dynamiques de roulis et de lacet illustrés sur la figure 3.2 sont repris. Ce bilan d'efforts et de moments est explicité dans le repère R_2 attaché au centre de roulis du véhicule.

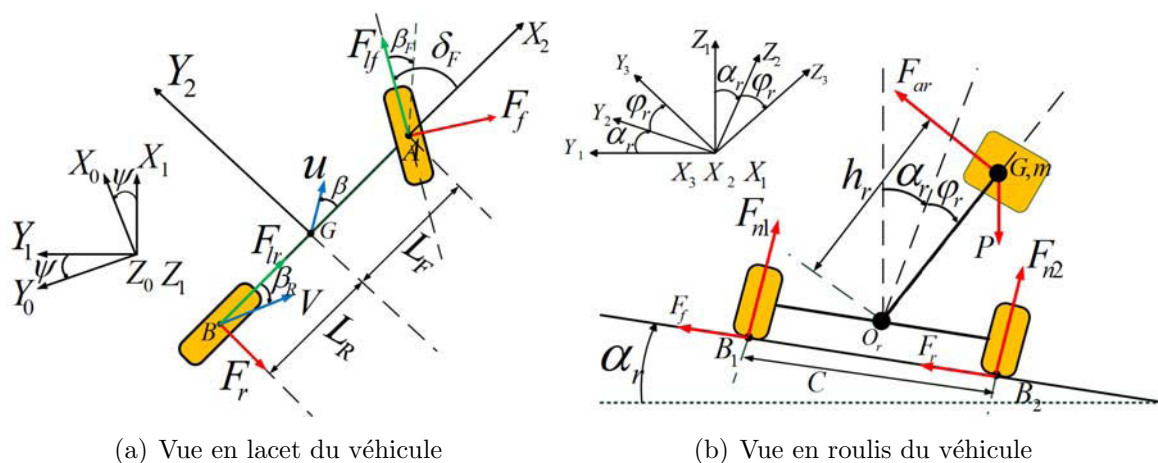
3.3.2 Bilan des Forces d'interaction roues/sol

En supposant que les angles de braquage des roues avant gauche et avant droit du véhicule sont égaux, l'inspection de la figure 3.3 permet d'explicitier l'expression (3.19) donnant la somme des forces d'interaction roues/sol.

$$\vec{F}_{roues/sol} = \begin{pmatrix} F_1^l + F_4^l + (F_2^l + F_3^l) \cos \delta_F + (F_2^t + F_3^t) \sin \delta_F \\ -(F_1^t + F_4^t) + (F_2^l + F_3^l) \sin \delta_F - (F_2^t + F_3^t) \cos \delta_F \\ F_1^N + F_2^N + F_3^N + F_4^N \end{pmatrix} \quad (3.19)$$

La relation (3.19) fait intervenir un ensemble d'indices et d'exposants qui explicitent respectivement le numéro de la roue en question et le type d'efforts.

- Exposant l désigne les efforts longitudinaux,
- Exposant t désigne les efforts transversaux,
- Exposant N désigne les efforts normaux,
- Indice $_1$ désigne la roue arrière gauche,
- Indice $_2$ désigne la roue avant gauche,
- Indice $_3$ désigne la roue avant droit,
- Indice $_4$ désigne la roue arrière droit.



(a) Vue en lacet du véhicule

(b) Vue en roulis du véhicule

FIGURE 3.2 – Modélisation du véhicule en deux représentations 2D

Ensuite, l'inspection des figures 3.2 et 3.3 a permis d'écrire les relations suivantes :

$$\left\{ \begin{array}{l} F_f = F_2^t + F_3^t \\ F_r = F_1^t + F_4^t \\ F_{n1} = F_1^N + F_2^N \\ F_{n2} = F_3^N + F_4^N \\ F_{lf} = F_2^l + F_3^l \\ F_{lr} = F_1^l + F_4^l \end{array} \right. \quad (3.20)$$

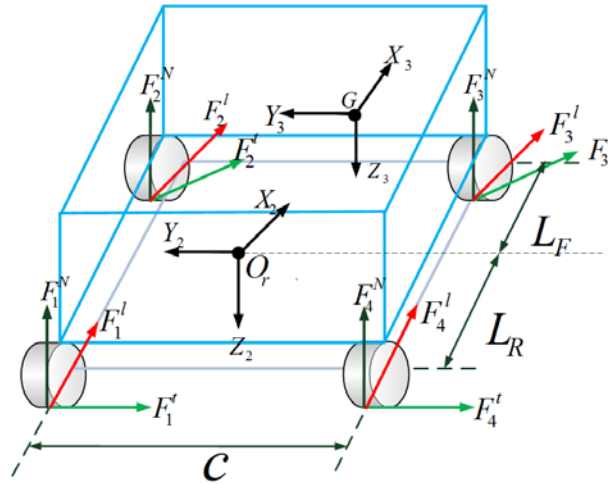


FIGURE 3.3 – Détermination de la position instantanée des roues

En portant (3.20) dans (3.19), la somme des forces d'interaction roue/sol peut être écrite ainsi :

$$\vec{F}_{roues/sol} = \begin{pmatrix} F_{lr} + F_{lf} \cos \delta_F + F_f \sin \delta_F \\ -F_r + F_{lf} \sin \delta_F - F_f \cos \delta_F \\ F_{n1} + F_{n2} \end{pmatrix} \quad (3.21)$$

Finalement, la somme des forces extérieures autres que le poids de la machine s'écrit alors :

$$\sum \vec{F}_{ext} = \vec{F}_{roues/sol} + \vec{F}_{ar} = \begin{pmatrix} F_{lr} + F_{lf} \cos \delta_F + F_f \sin \delta_F \\ -F_r + F_{lf} \sin \delta_F - F_f \cos \delta_F + F_{ar} \cos \varphi_r \\ F_{n1} + F_{n2} + F_{ar} \sin \varphi_r \end{pmatrix} \quad (3.22)$$

où comme précédemment F_{ar} est un effort exercé au centre de gravité du véhicule permettant de modéliser les amortisseurs et les raideurs associés au système de suspension de l'engin.

A présent, il s'agit de calculer le moment global dû aux forces d'interaction roues/sol au centre de gravité (G) du véhicule. Toutefois, il faut rappeler qu'une approche multi-modèle est utilisée ici pour la représentation du véhicule. Ainsi, ce calcul se fera d'une part dans le plan de lacet puis dans le plan de roulis d'autre part. Au final, la combinaison de ces deux résultats donnera le moment global des forces de déstabilisation du véhicule.

3.3.3 Bilan des Moments d'interaction roues/sol dans le plan de lacet

Comme supposé précédemment, le centre de gravité (G) du véhicule est supposé confondu avec son centre de roulis (O_r) dans le plan de lacet. Ainsi, calculer le moment des forces de contact roues/sol dans ce plan en G revient à le calculer en O_r . En examinant la figure 3.2(a), le calcul du moment des forces d'interaction pneus/sol est trivial et est donné par l'équation (3.23).

$$\overrightarrow{M_{O_r}} = (L_R F_r + L_F F_{lf} \sin \delta_F - L_F F_f \cos \delta_F) \vec{z}_2 \quad (3.23)$$

3.3.4 Bilan des Moments d'interaction roues/sol dans le plan de roulis

L'examen de la figure 3.2(b) a permis d'écrire l'expression (3.24) résumant le moment des différentes forces de contact pneus/sol vu dans le plan de roulis du véhicule.

$$\overrightarrow{M_G} = \begin{pmatrix} \frac{c}{2}(F_{n1} - F_{n2}) + h \sin \varphi (F_{n1} + F_{n2}) + (h \cos \varphi + h_r)(F_r - F_f \cos \delta_F) \\ -(h \cos \varphi + h_r) F_f \sin \delta_F \\ -(h \sin \varphi + \frac{c}{2}) F_f \sin \delta_F \end{pmatrix}_{R_2} \quad (3.24)$$

Finalement, la combinaison des moments calculés dans le plan de lacet et dans le plan de roulis permet d'explicitier la relation (3.25) exprimant le moment global des forces d'interaction roues/sol.

$$\sum \overrightarrow{M_G} = \begin{pmatrix} \frac{c}{2}(F_{n1} - F_{n2}) + h \sin \varphi (F_{n1} + F_{n2}) + (h \cos \varphi + h_r)(F_r - F_f \cos \delta_F) \\ -(h \cos \varphi + h_r) F_f \sin \delta_F \\ -(h \sin \varphi + \frac{c}{2}) F_f \sin \delta_F + L_R F_r + L_F F_{lf} \sin \delta_F - L_F F_f \cos \delta_F \end{pmatrix}_{R_2} \quad (3.25)$$

3.3.5 Conclusion

Dans cette section, nous avons déterminé les expressions (3.22) et (3.25) donnant respectivement le vecteur d'effort global et le vecteur moment global nécessaires à l'évaluation de indicateurs d'instabilité retenus dans le cadre de cette thèse. Ces relations font intervenir des paramètres mécaniques de conception du véhicule comme l'empattement, la voie, etc... mais surtout les efforts de contact entre chaque pneu du véhicule et le sol. Si les paramètres géométriques et dynamiques du véhicule peuvent être obtenus comme détaillé à la section 2.1.9, les efforts quant à eux doivent être estimés ou mesurés. Dans le

cadre de cette thèse, l'objectif final est d'envisager la réalisation d'un système de prévention de renversement de véhicule commercialement viable. Fort de ceci, dans la suite de ce mémoire, l'utilisation de la théorie d'observation et des lois adaptatives de paramètres en ligne présentées ci-dessus sera privilégiée afin de nous affranchir de certains capteurs onéreux comme les dynamomètres.

3.4 Estimation de la dynamique verticale du véhicule

Dans cette section, les équations (2.7) et (2.8) vont être exploitées pour l'estimation des efforts normaux d'interaction pneus/sol. Ces relations font intervenir un ensemble de paramètres géométriques et dynamiques du véhicule qui sont calibrés comme détaillés à la section 2.1.9. Il reste ensuite l'évaluation des inclinaisons latérales (α_r) et longitudinales (α_p) du terrain ainsi que celle des angles de roulis (φ_r) et de tangage (φ_p) de la masse suspendue du véhicule pour que les équations (2.7) et (2.8) soient complètement déterminées. Ainsi, l'objet de cette section est d'évaluer dans un premier lieu la pente et le dévers du terrain en exploitant les mesures d'accélération axiales et les vitesses angulaires issues d'une centrale inertielle bas coût. La vitesse absolue de l'engin sera mesurée via un *Global Position System (GPS)* de type *Real Time kinematic (RTK)* ou un radar Doppler. Puis, les inclinaisons du sol estimées seront exploitées pour l'évaluation des angles de roulis et de tangage de la masse suspendue, traduisant l'effet du système de suspension sur la dynamique verticale de la machine. Toutefois, comme en témoigne les équations (2.15) et (2.16), la détermination des angles de tangage et de roulis nécessitent également la connaissance de l'angle de dérive globale (β) de la machine. Par conséquent, le modèle dynamique de lacet du véhicule sera utilisé pour son estimation. Enfin, cette section sera terminée par l'analyse de quelques résultats de simulation et d'expérimentation réelle permettant de corroborer l'approche développée et soutenue dans cette thèse pour l'estimation des efforts verticaux de contact roues/sol.

3.4.1 Estimation du dévers et de la pente du terrain

Ici, l'idée consiste à fusionner les données issues des accéléromètres et des gyroscopes de la centrale inertielle pour pouvoir estimer le dévers et la pente du terrain sur lequel évolue le véhicule. Cette estimation se fait en deux étapes. Dans un premier temps, les vitesses angulaires de roulis et de tangage fournies par le gyroscope vont être intégrées pour le calcul des inclinaisons correspondantes. Il n'est pas sans savoir que le principe même d'intégration de données amènera forcément des erreurs dues aux bruits du capteur. En conséquence, dans un second lieu, les accélérations axiales provenant des accéléromètres offriront l'avantage de permettre la rectification de ces erreurs au cours du temps.

- **Estimation des inclinaisons du sol avec les accéléromètres**

A l'état brut, les accélérations fournies par les accéléromètres sont une composition de celle due à la gravité, de l'accélération transversale, etc. Dans le but d'avoir

une meilleure précision dans l'estimation des inclinaisons du sol, ces accélérations secondaires autres que celle due à la gravité sont souvent retranchées de l'accélération globale. Ici, seule l'accélération transversale ($v \dot{\psi}$) a une influence non négligeable et est donc soustraite des données fournies par les accéléromètres comme illustré par l'équation (3.26).

$$\begin{cases} A_{xc} = a_x \\ A_{yc} = a_y - v \dot{\psi} \end{cases} \quad (3.26)$$

où :

- A_{xc} et A_{yc} sont les accélérations corrigées,
- v est la vitesse absolue du véhicule fournie par le *GPS RTK*,
- a_x , a_y et a_z sont les signaux de mesure fournis par les accéléromètres,
- $\dot{\psi}$, $\dot{\gamma}_r$ et $\dot{\gamma}_p$ sont respectivement la vitesse angulaire de lacet, de roulis et de tangage issues du gyroscope.

A présent, une première estimation du dévers et de la pente du terrain via l'équation (3.27) à partir des accélérations corrigées est alors possible.

$$\begin{cases} \alpha_r^a = \arctan\left(\frac{A_{yc}}{a_z}\right) \\ \alpha_p^a = \arctan\left(\frac{A_{xc}}{a_z}\right) \end{cases} \quad (3.27)$$

Il est intéressant ici de signaler que l'équation (3.27) est toujours définie car l'accélération verticale a_z n'est jamais nulle et se rapproche toujours au voisinage de l'accélération gravitationnelle. Par ailleurs, la seule situation où elle serait nulle correspondrait au cas où le véhicule serait déjà renversé. Dans cette situation là, en accord avec l'objectif de cette étude, il ne présenterait plus aucun intérêt physique d'évaluer l'inclinaison du sol.

• Fusion des estimations du dévers et de la pente via un observateur de Luenberger

Dans cette seconde étape, il s'agit d'estimer le dévers et la pente du terrain en exploitant la mesure des vitesses angulaires puis de les fusionner, en utilisant un filtre de Kalman à gain constant (κ), avec les valeurs correspondantes estimées ci-dessus via les signaux de mesure des accéléromètres.

L'équation (3.28) précise la phase de *prédiction* du filtre de Kalman. Il s'agit de la somme de l'ancienne valeur des inclinaisons et de l'intégration des vitesses angulaires fournies par le gyroscope. La variable dt est la période d'échantillonnage.

$$\begin{cases} \alpha_r^{k+1/k} = \alpha_r^{k/k} + \dot{\gamma}_r dt \\ \alpha_p^{k+1/k} = \alpha_p^{k/k} + \dot{\gamma}_p dt \end{cases} \quad (3.28)$$

Puis, l'étape de *l'innovation* est explicitée par la relation (3.29). Dans cette phase,

l'erreur est donnée par la différence entre les valeurs du dévers et de la pente estimées via les accéléromètres et celles intégrées à partir des signaux de mesure du gyromètre.

$$\begin{cases} \varepsilon_r &= \alpha_r^a - \alpha_r^{k+1/k} \\ \varepsilon_p &= \alpha_p^a - \alpha_p^{k+1/k} \end{cases} \quad (3.29)$$

Enfin, l'expression (3.30) explicite le dévers et la pente du terrain qui ne sont autres que les valeurs prédites par l'équation (3.28) et corrigées par un certain pourcentage de l'erreur.

$$\begin{cases} \alpha_r &= \alpha_r^{k+1/k} + \kappa \varepsilon_r \\ \alpha_p &= \alpha_p^{k+1/k} + \kappa \varepsilon_p \end{cases} \quad (3.30)$$

La mauvaise connaissance que l'on a de la nature du bruit de capteurs sur les mesures rend difficile et compliquée sa modélisation, ce qui ne facilite pas l'adaptation du gain (κ) du filtre en temps réel. En conséquence, un gain constant ($\kappa = 0.1$) est réglé empiriquement. Cette valeur signifie que l'on fait confiance seulement à 10% aux données fournies par les accéléromètres. En effet, le post-traitement des mesures montre que les valeurs fournies par le gyromètre sont beaucoup moins bruitées que celles issues des accéléromètres.

3.4.2 Observation de l'angle de dérive global du véhicule

Une fois l'inclinaison du châssis disponible, l'angle de dérive globale peut être observé. Il est présenté ici comme l'un des paramètres nécessaires à l'estimation des efforts normaux de contact roues/sol. Mais, son observation constitue plus particulièrement la première étape de l'observateur développé à la section 3.5.1 pour l'estimation de la force latérale globale du véhicule. Ceci illustre comment les variables de sortie de la dynamique latérale sont utilisées comme variables d'interface à l'estimation de la dynamique verticale de la machine.

Ici, l'objectif consiste à reconstruire la dérive globale en observant la vitesse de lacet. En d'autres termes, il s'agit de faire converger la vitesse de lacet estimée $\hat{\dot{\psi}}$ vers la vitesse de lacet mesurée $\dot{\psi}$ en construisant une mesure de la dérive globale $\bar{\beta}$. Ainsi, $\hat{\beta}$ est traitée 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 $\tilde{\dot{\psi}} = \dot{\psi} - \hat{\dot{\psi}}$, ceci se fait en imposant :

$$\ddot{\tilde{\dot{\psi}}} = \ddot{\dot{\psi}} - \ddot{\hat{\dot{\psi}}} = K\dot{\tilde{\dot{\psi}}}, K < 0 \quad (3.31)$$

où $\dot{\tilde{\dot{\psi}}}$ représente la dérivée numérique de la vitesse de lacet mesurée. Toutefois, cette dérivée numérique reste négligeable dans la mesure où elle n'apporte pas d'information pertinente pour le système si ce n'est autre que du bruit. En outre, l'ajout de (3.31) dans

la première équation d'observation (3.8) permet d'obtenir l'expression analytique de la loi de commande recherchée :

$$\bar{\beta} = \frac{\ddot{\psi} - K\dot{\psi} - a_{11}\hat{\psi} - b_1\delta_F}{a_{12}} \quad (3.32)$$

L'expression (3.32) n'est définie que pour $a_{12} \neq 0$. Comme il a été démontré à la section 3.2.3.2, cette condition est toujours vraie dans le cadre de ce projet. Finalement, par construction, $\bar{\beta}$ assure la convergence de $\hat{\psi}$ vers la valeur réelle mesurée $\dot{\psi}$. En conséquence, $\bar{\beta}$ peut être considérée comme une estimation pertinente de la valeur réelle de l'angle de dérive globale.

3.4.3 Résultats de la validation du modèle de véhicule

Dans toutes les filières scientifiques (robotique, mécanique, génie civil, économie, etc.) où l'on recourt au développement de modèles pour étudier des phénomènes complexes, une fois construits les modèles doivent être éprouvés au regard de la réalité. Ce processus est communément appelé *validation du modèle*. À l'ère de l'informatique, il n'est pas rare de rencontrer des situations où ce processus de validation se fait tout d'abord sur des simulateurs avancés dotés d'un fort degré de réalisme, puis sur des machines réelles proprement dites. Cette démarche offre aux ingénieurs non seulement l'avantage de simuler la réalité et d'avoir une idée du comportement réel du système avant même son implantation mais aussi d'éviter de mettre en danger des vies humaines. Par exemple, le succès du lancement et de l'atterrissage du célèbre robot d'exploration *Curiosity* sur la planète Mars est en particulier conditionné par les différents essais de simulation réalisés par les ingénieurs de la *National Aeronautics and Space Administration (NASA)*.

Dans ce même ordre d'idées, les travaux développés dans ce mémoire seront dans un premier temps testés sur le simulateur réaliste présenté à l'annexe A.1. Ensuite, ils seront confrontés à des situations réelles via une plateforme expérimentale de type vendangeuse dont les principales caractéristiques sont résumées en annexe A.2. Dans les deux cas, la méthode de validation consistera à évaluer les sorties des modèles grâce à la mesure de quelques entrées et de comparer ces sorties estimées aux valeurs réelles. Comme susmentionné, la construction d'un modèle implique souvent certaines simplifications qui peuvent provoquer une déviation plus ou moins grande de ses sorties par rapport aux valeurs réelles. Ainsi, le degré de pertinence des valeurs estimées par rapport aux mesures permettra de conclure, d'une part, sur la représentativité des différents modèles développés et, d'autre part, sur leur convenabilité aux travaux pour lesquels ils ont été élaborés, c'est-à-dire le développement d'un dispositif actif de sécurité dédiés aux véhicules évoluant en milieu tout-terrain.

3.4.3.1 Résultats de simulation réaliste

3.4.3.1.1 Validation de l'estimation du dévers et de la pente du terrain

Le but de cette section est de prouver la pertinence de l'algorithme d'estimation des inclinaisons du terrain détaillé à la section 3.4.1. Pour ce faire, un essai réalisé à partir du simulateur réaliste présenté à l'annexe A.1 est considéré ici. Le véhicule prend un parcours perpendiculaire à la ligne de plus grande pente. Arrivé en bout de rangée, le virage serré effectué par le conducteur pour faire demi-tour entraîne le renversement de la machine. La trajectoire effectuée par le véhicule dans le cadre de cet essai est représentée sur la figure 3.4.

La figure 3.5 représente l'estimation et la mesure des inclinaisons latérale et longitudinale

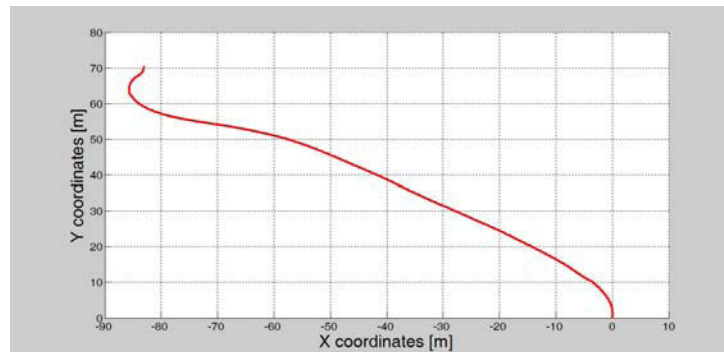


FIGURE 3.4 – Trajectoire empruntée par le véhicule

du terrain pour cet essai. Les courbes en noir correspondent à la mesure des inclinaisons et les courbes en rouge à leur estimation. Les pics au démarrage du véhicule remarqués au niveau des estimations sont dus aux pics d'accélération de démarrage comme illustré sur la figure 3.8. Entre autre, des pics d'estimation peuvent être également signalés après le renversement du véhicule. Il est rappelé ici que le développement du simulateur détaillé à l'annexe A.1 est basé sur un modèle dynamique *Callas/Prosper*. Ce modèle utilisé simule le comportement dynamique de la machine jusqu'à la limite de contact pneus/sol. De là, on peut alors conclure que les pics d'estimation enregistrés après le renversement sont dus au fait que le modèle diverge après le renversement de l'engin, car on n'est plus dans les hypothèses de travail.

L'inspection de la figure 3.5(a) montre que l'inclinaison de roulis du véhicule est positive tout au long de l'essai. A cet égard, on peut affirmer sans ambages que le véhicule est penché du côté droit par rapport à sa direction d'avancement. En outre, l'allure de la figure 3.5(b) révèle que le véhicule est à tour de rôle penché vers l'avant et vers l'arrière selon que l'inclinaison de tangage soit positive ou négative.

Au delà de ces remarques, on peut constater que les mesures et les estimations des inclinaisons du terrain sont pratiquement confondues. En fin de compte, on peut conclure sur la pertinence de l'algorithme d'estimation du dévers et de la pente du terrain développé ici.

3.4.3.1.2 Pertinence de l'angle de dérive globale observé

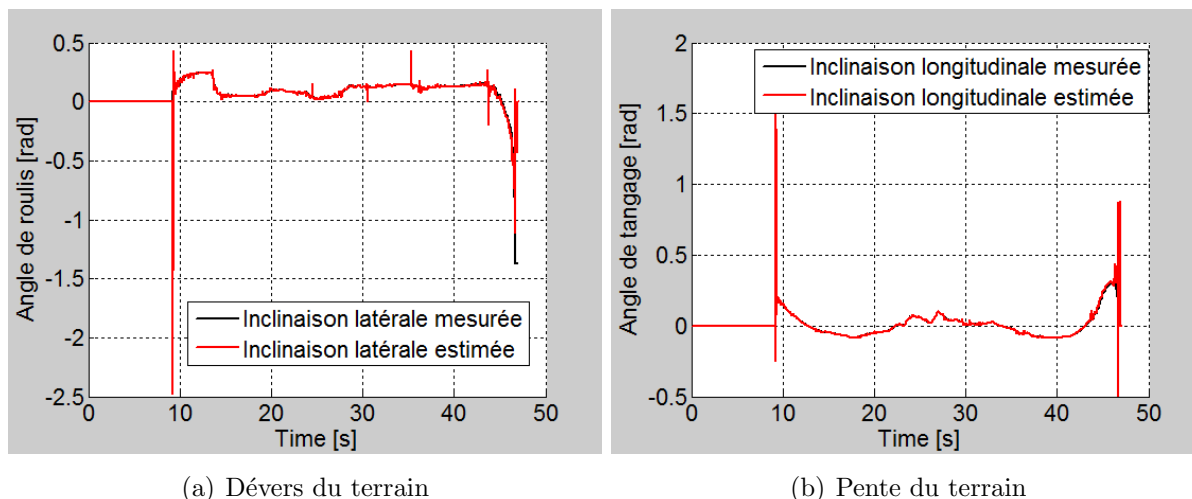
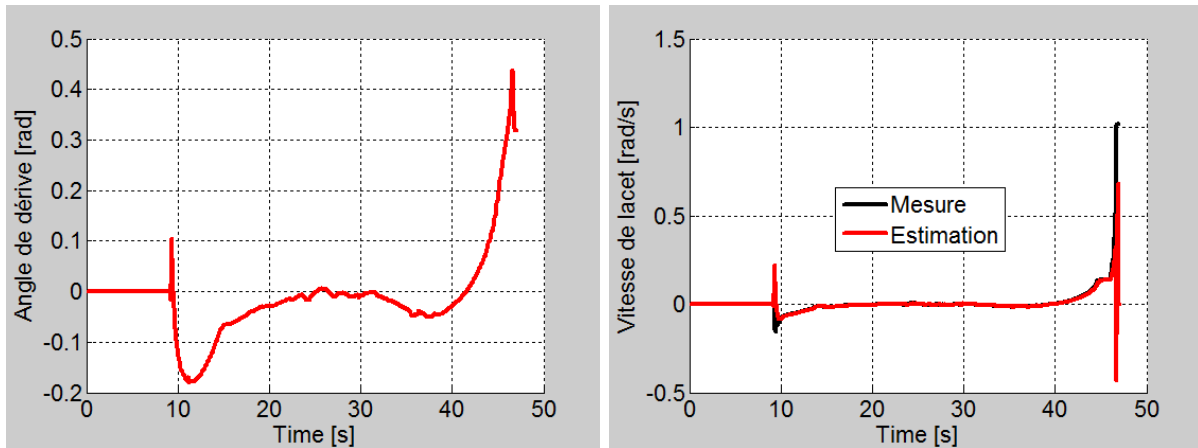


FIGURE 3.5 – Relief du terrain

Dans cette section, le but est de mettre en exergue la validité de l’algorithme d’observation développé à la section 3.4.2 pour l’estimation de l’angle de dérive global de véhicules évoluant en milieu tout-terrain. Dans cet objectif, l’essai précédent est repris ici. La figure 3.6(a) montre l’estimation de l’angle de dérive global pour cet essai. Durant la phase de démarrage du véhicule, on peut remarquer que les pneus dérivent globalement jusqu’à environ 0.175 radian - en raison du virage en début de parcours - avant de rattraper la trajectoire initiale autour de la 23^{ème} seconde. Cette augmentation de l’angle de dérive après le démarrage de l’engin est certainement due à l’abordage du virage en début de la trajectoire. Puis, 10 secondes plus tard, les roues du véhicule recommencent à dériver jusqu’au renversement de la machine en prenant le demi-tour. Il est pertinent de faire remarquer que la dérive des pneus amenant au renversement du véhicule est nettement supérieure à la dérive enregistrée au démarrage de l’engin. Ceci peut être expliqué par la combinaison de la force centrifuge due au virage avec la dérive des pneumatiques. Si le comportement global des pneumatiques a pu être expliqué en inspectant la figure 3.6(a), la question concernant la validité de cette estimation peut être également posée. En effet, cette variable n’étant pas directement mesurable, donc ici il devient impossible de valider son estimation par la comparaison avec sa mesure. Toutefois, faut-il rappeler que l’observateur développé ci-dessus pour l’estimation de la dérive du véhicule est défini à partir de la convergence de la vitesse de lacet estimée vers sa mesure. Ce critère de convergence de la vitesse de lacet estimée constitue alors un critère de validation de l’estimation de l’angle de dérive globale. Ainsi, on peut remarquer sur la figure 3.6(b) que la vitesse de lacet estimée est totalement superposée avec la mesure de la vitesse de lacet. En conséquence, on peut finalement inférer sur la pertinence et la validité de l’angle de dérive global estimé.

3.4.3.1.3 Validation des efforts verticaux estimés

Arrivé ici, les différentes variables intermédiaires nécessaires à l’estimation des efforts normaux sont toutes connues soit par mesure (cas des accélérations longitudinale et



(a) Angle de dérive globale du véhicule

(b) Comparaison des vitesses de lacet mesurée et estimée

FIGURE 3.6 – Angle de dérive globale et vitesse de lacet estimés

latérale de la machine), soit par observation (inclinaisons du terrain, dérive des pneumatiques) et soit par la connaissance de la machine (masse, inertie, etc.). Il est alors possible de procéder à la validation de l'algorithme d'estimation des efforts verticaux de contact pneus/sol. L'essai réalisé précédemment servira de tremplin à l'atteinte de cet objectif.

La figure 3.7 décrit l'estimation et la mesure des efforts normaux d'interaction roues/sol pour cet essai. Comme précédemment, les pics constatés dans les phases de démarrage du véhicule sont dus aux amplitudes d'accélération de démarrage de l'engin. Également, les fortes amplitudes relevées en fin d'essai sont dues au fait que les sorties du simulateur divergent après le renversement du véhicule. En-dehors de ces remarques, on peut constater que les valeurs estimée et mesurée des efforts normaux sont relativement superposées. De ces résultats, on peut alors objectivement arguer sur la pertinence de l'algorithme d'estimation des efforts normaux de contact pneus/sol développés à partir des équations d'évolution de la dynamique du véhicule.

3.4.3.1.4 Influence du système de suspension sur l'estimation des forces verticales de contact pneus/sol

A la section 2.1, deux forces virtuelles (cf : équations (2.1) et (2.4)) ont été introduites pour modéliser l'effet du système de suspension de la machine. Ici, l'objectif consiste à montrer l'intérêt de cette modélisation pour l'estimation pertinente des efforts normaux enregistrés au niveau des surfaces de contact pneus/sol. Dans ce but, l'essai de simulation présenté précédemment est repris dans cette section.

La figure 3.9 compare l'estimation des forces normales pour un véhicule rigide et un véhicule doté d'un système de suspension. Sur cette figure, les courbes en rouge et en noir représentent respectivement l'estimation et la mesure des efforts normaux déjà présentées, discutées et validées ci-dessus. Pour mettre en évidence l'intérêt des forces virtuelles F_{ar} et F_{ap} , les courbes en bleu représentent l'estimation des efforts normaux en faisant

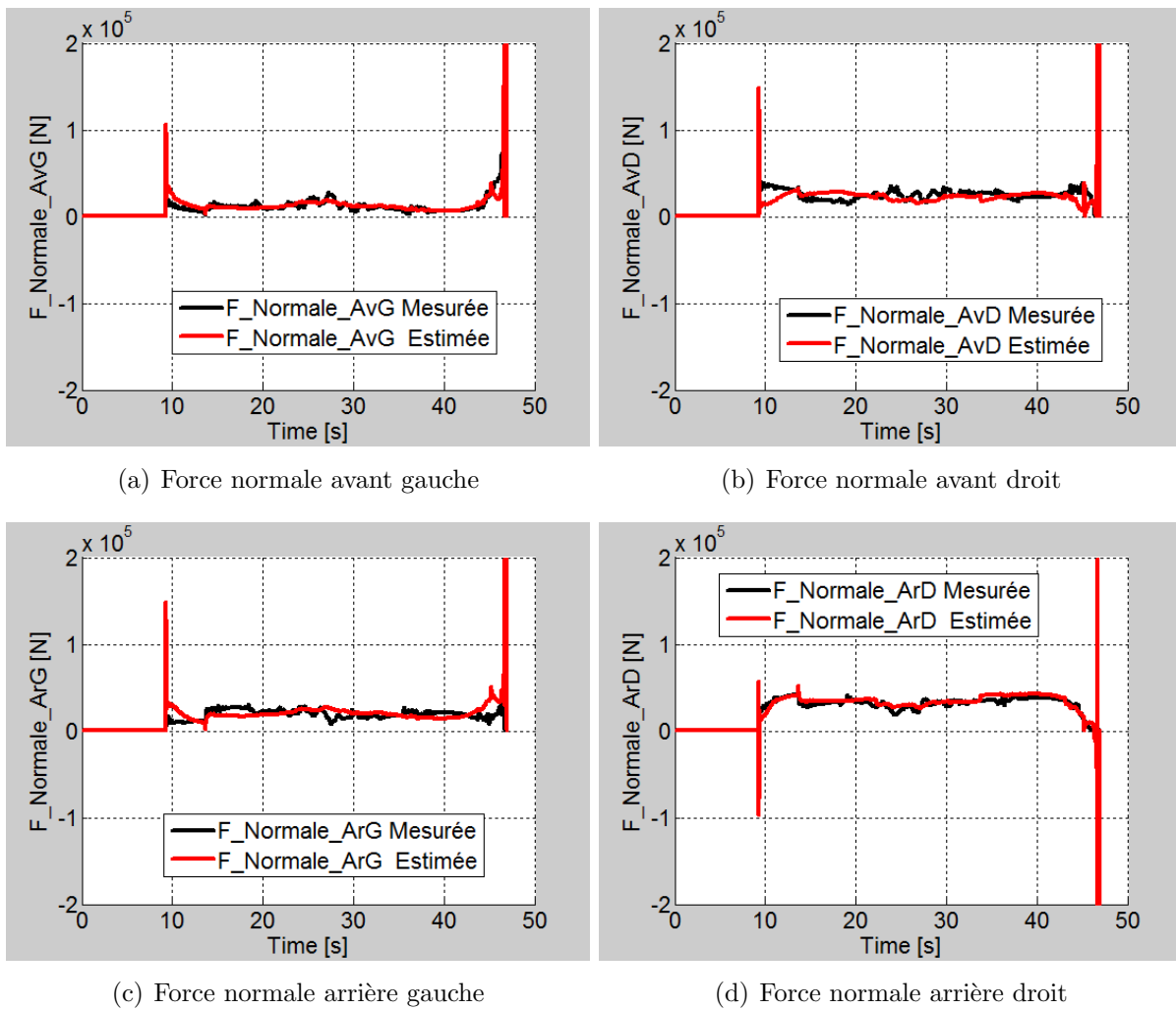


FIGURE 3.7 – Estimation des efforts normaux de contact roues/sol

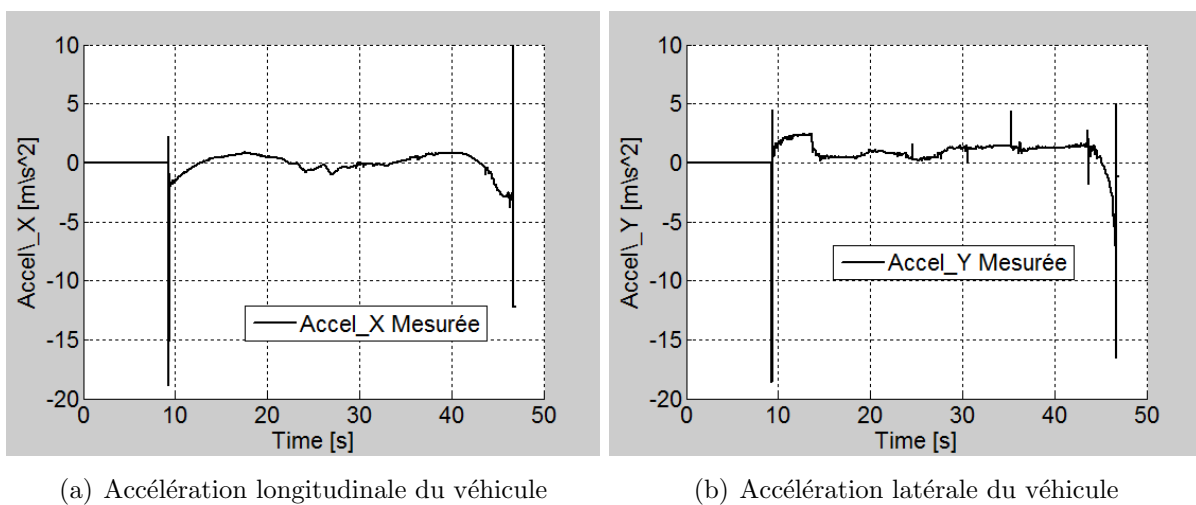


FIGURE 3.8 – Mesure des accélérations du véhicule

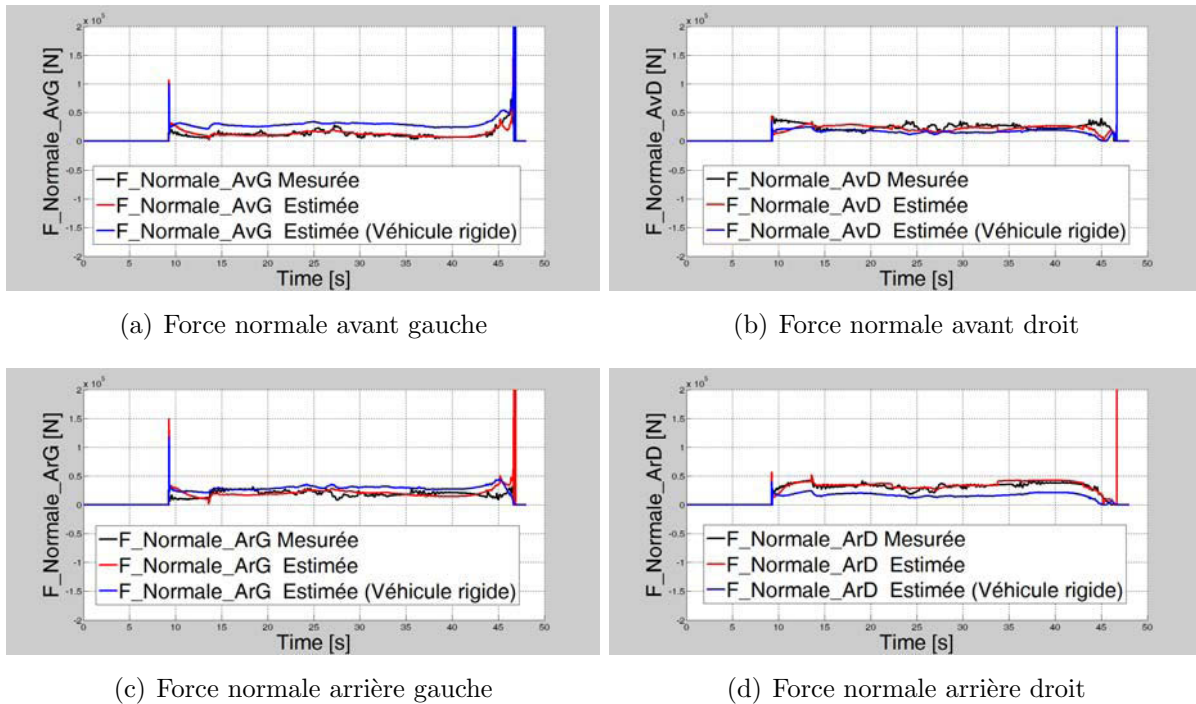


FIGURE 3.9 – Influence du système de suspension sur l'estimation des efforts normaux de contact roues/sol

fi des effets dus au système de suspension de l'engin. Ceci est réalisé en simulation en fixant à zéro la valeur (φ_r, φ_p) ainsi que l'évolution $(\dot{\varphi}_r, \dot{\varphi}_p)$ des angles de roulis et de tangage (cf : équations (2.15), et (2.16)). Comme on peut le constater, contrairement aux courbes en rouge, les courbes en bleu représentant le véhicule dépourvu de suspension ne coïncident pas avec la mesure. De ces résultats, on peut conclure d'une part sur l'intérêt de la prise en compte des effets du système de suspension du véhicule sur l'estimation des efforts verticaux de contact roues/sol. Si en circulation routière, l'influence des effets dynamiques dus à la suspension peut être négligée en raison du fait que les mouvements de roulis et de tangage sont plus lents que les mouvements verticaux des pneus, on peut conclure à partir de ces résultats que dans le domaine de la conduite en milieu naturel cette hypothèse n'est plus recevable. D'autre part, ces résultats illustrent la pertinence et la validité de la modélisation de ces effets par les forces virtuelles F_{ar} et F_{ap} introduites à la section 2.1.

L'algorithme d'estimation de la dynamique normale du véhicule a été validée en simulation réaliste. Tout de même, il convient de tester cet algorithme lors d'une expérimentation réelle afin de confirmer sa validité en présence des conditions agressives couramment rencontrées en milieu naturel et d'en déduire ses performances en vraie grandeur. La section suivante se donne pour tâche de répondre à ces questions.

3.5 Observation de la dynamique latérale du véhicule

Que ce soit dans le domaine routier ou dans le milieu tout-terrain, le risque d'instabilité latérale de véhicule est très fréquent. En effet, la majorité des accidents recensés sont généralement dus à des renversements latéraux de la machine [MSA]. De ce fait, l'étude de la dynamique latérale de véhicule est légion dans la littérature [NM10, Ven03] pour ne citer que ceux-là. Toutefois, à la différence de ces travaux antérieurs, un effort particulier est fait ici afin d'étudier la dynamique du véhicule dans son ensemble (i.e dynamiques latérale, longitudinale et verticale) par l'intermédiaire des approches de modélisation multi-échelle. Cette démarche a l'avantage de faciliter l'utilisation d'un système de perception simple et non onéreux. Toutefois, elle impose, dans un premier lieu, la considération du véhicule au complet pour l'estimation d'un effort latéral global. Grâce aux techniques d'observateurs présentées ci-dessus, cet effort latéral global exprimé au centre de gravité de l'engin sera tout d'abord reconstruit. Puis, les notions de transfert de charge permettront de savoir dans quelle proportion cet effort global est réparti sur chacun des pneus de la machine.

Arrivé à ce stade, un ensemble de travaux théoriques auront été développés. Mais si la sommité, Albert Einstein, était toujours de notre monde et qu'il m'aurait fait l'honneur de lire ce document qui est le fruit de mes trois années de thèse à l'Institut Pascal, il m'aurait ressorti sa fameuse phrase : *"La théorie, c'est quand on comprend tout mais rien ne marche. La pratique, c'est quand on ne comprend rien mais tout marche"*. Cela aurait été juste une façon à lui de me demander de bien vouloir confronter mes travaux à la réalité. Donc, afin de rester cohérent aux idées d'Einstein, un ensemble de résultats issus de simulation avancée permettront de montrer d'abord que cela *"colle"* bien à la réalité simulée. Et pour finir, des résultats expérimentaux viendront confirmer le fait que les travaux effectués présentent non seulement une bonne corrélation avec la réalité simulée mais aussi avec la réalité réelle, si les Immortels qui surveillent au respect de la langue de Voltaire, en particulier mon compatriote haïtien, Monsieur Dany Laferrière, tout récemment élu à cette prestigieuse Académie Française, me permettent ce pléonasse.

3.5.1 Estimation de la force latérale globale par observation

Avant tout, est-il nécessaire de faire remarquer que l'observateur développé ici est basé sur le modèle de la dynamique latérale seule de lacet détaillé à la section 2.1.7.2. Et que ce même modèle a été repris à la section 3.2 pour illustrer la méthodologie de mise en œuvre d'un observateur. Il est ainsi possible de rappeler que ce modèle d'état est bien observable à partir de la mesure de la vitesse de lacet et de l'angle de braquage du véhicule. Comme illustré sur la figure 3.10, le développement de l'observateur est basé sur une approche adaptative. En effet, un algorithme d'observation par étage (rétro-itération ou backstepping) s'appuyant sur trois étapes est considéré ici. La première étape consistant à estimer l'angle de dérive globale de la machine a été présentée à la section 3.4.2. La pertinence de l'estimation de l'angle de dérive globale a été soulignée par le fait que la vitesse de lacet estimée converge vers la vitesse de lacet mesurée. Par contrecoup, cette valeur estimée de la dérive du véhicule pourra être sciemment utilisée à présent pour la reconstruction de

l'effort latéral global au centre de gravité de la machine.

Dans cette seconde étape, le but est de reconstruire les efforts latéraux en traitant l'effort

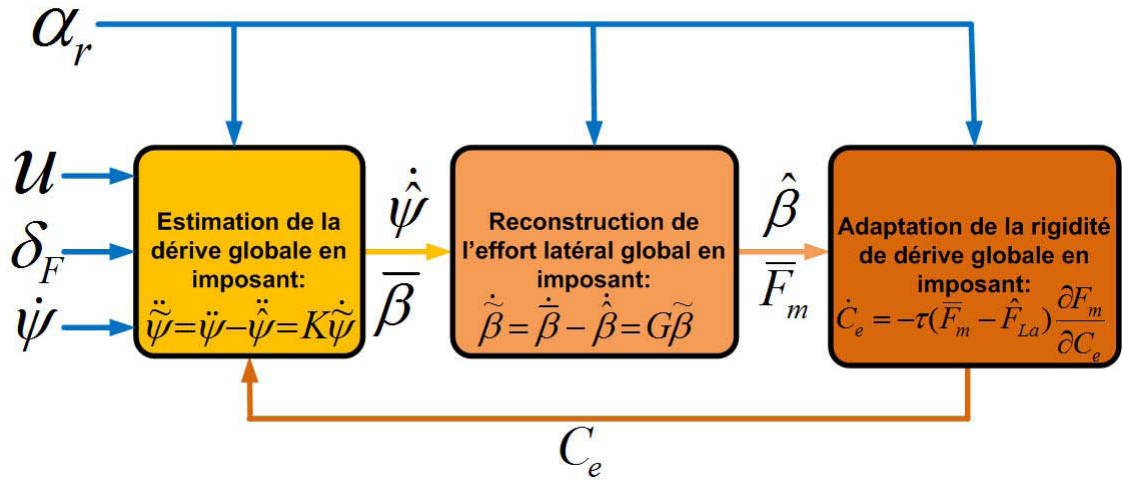


FIGURE 3.10 – Principe de fonctionnement de l'observateur

latéral global

$$F_m = C_r \beta_R + C_f \beta_F = C_e (\beta_R + \beta_F) \quad (3.33)$$

comme une variable de commande. En faisant l'hypothèse de petits angles sur l'angle de dérive globale β et la différence $(\delta_F - \beta)$ et toujours sous l'hypothèse d'une rigidité globale équivalente, l'effort latéral global estimé peut être obtenu à partir de la deuxième équation du système d'observation (3.8).

$$\left\{ \begin{aligned} \dot{\hat{\beta}} &= -\frac{C_e \hat{\beta}_F \cos(\delta_F - \hat{\beta}) + C_e \hat{\beta}_R \cos \hat{\beta} + m g \cos \hat{\beta} \sin \alpha_r}{um} - \dot{\psi} \cos \alpha_r \\ &= -\frac{C_e (\hat{\beta}_F + \hat{\beta}_R) + m g \sin \alpha_r}{um} - \dot{\psi} \cos \alpha_r \\ &= -\frac{\hat{F}_{La} + m g \sin \alpha_r}{um} - \dot{\psi} \cos \alpha_r \end{aligned} \right. \quad (3.34)$$

Arrivé ici, l'idée consiste à imposer une dynamique de convergence exponentielle sur l'erreur d'observation de l'angle de dérive globale $\tilde{\beta} = \bar{\beta} - \hat{\beta}$, c'est-à-dire que l'on souhaite imposer :

$$\dot{\tilde{\beta}} = \dot{\bar{\beta}} - \dot{\hat{\beta}} = G\tilde{\beta}, G < 0 \quad (3.35)$$

Puis, en injectant (3.35) dans la dernière équation de (3.34), on obtient :

$$\hat{F}_{La} = -um(\dot{\psi} \cos \alpha_r + \frac{g}{u} \sin \alpha_r + \dot{\tilde{\beta}} - G\tilde{\beta}) \quad (3.36)$$

où $\dot{\tilde{\beta}}$ est la dérivée numérique de $\bar{\beta}$ qui, comme précédemment, est négligeable car elle n'apporte pas d'information utile au système.

Cet effort global estimé est représentatif de la rigidité de dérive globale (C_e). En conséquence, il pourra être utilisé à la troisième étape de l'observateur via la loi d'adaptation *MIT rule* présentée ci-dessus afin d'adapter la rigidité de dérive globale équivalente C_e .

Conformément au principe de l'algorithme d'adaptation de paramètre en ligne par descente de gradient, l'objet de cette troisième et dernière étape de l'observateur consiste à faire converger l'effort latéral global estimé \hat{F}_{La} vers la valeur de son modèle de référence $F_m = C_e(\beta_F + \beta_R)$. Les hypothèses d'application de la *MIT rule* peuvent être résumées par le système ci-dessous :

$$\begin{cases} F_m(C_e) = C_e(\beta_F + \beta_R) \\ \hat{F}_{La} = -um(\dot{\psi} \cos \alpha_r + \frac{g}{u} \sin \alpha_r + \dot{\beta} - G\tilde{\beta}) \\ e = F_m - \hat{F}_{La} \end{cases} \quad (3.37)$$

Finalement, le système (3.38) explicite la loi d'adaptation de la rigidité de dérive globale.

$$\begin{cases} \dot{C}_e = -\tau e \frac{\partial e}{\partial C_e} = -\tau e \frac{\partial F_m}{\partial C_e} \\ = -\tau(F_m - \hat{F}_{La})(\beta_F + \beta_R) \end{cases} \quad (3.38)$$

où β_F et β_R sont inférés de l'équation (2.26) en utilisant la valeur de β estimée à la section 3.4.2.

Ainsi, l'erreur d'observation de l'effort latéral global converge, et l'estimation d'une rigidité de dérive globale qui servira au calcul de la première étape est alors possible puisque les coefficients (a_{ij} et b_i , avec $i, j = \{1, 2\}$) du modèle de l'observateur dépendent de C_e .

3.5.2 Répartition de la force latérale globale

Le modèle simpliste de lacet et le très peu de mesure utilisés dans l'élaboration de l'observateur détaillé ci-dessus ont imposé dans un premier temps la considération du véhicule au complet pour estimer la force latérale globale exprimée par l'équation (3.36). À présent, au vu de la connaissance des efforts normaux sur chacune des roues, les notions de transfert de charge peuvent alors être utilisées pour distribuer la force latérale globale sur les quatre pneus du véhicule comme en témoigne l'équation (3.39).

$$\begin{cases} \widehat{F}_{LaAvG} = \widehat{F}_{La} \frac{F_{nAl}}{F_{nAl} + F_{nAr} + F_{nBl} + F_{nBr}} \\ \widehat{F}_{LaAvD} = \widehat{F}_{La} \frac{F_{nAr}}{F_{nAl} + F_{nAr} + F_{nBl} + F_{nBr}} \\ \widehat{F}_{LaArG} = \widehat{F}_{La} \frac{F_{nBl}}{F_{nAl} + F_{nAr} + F_{nBl} + F_{nBr}} \\ \widehat{F}_{LaArD} = \widehat{F}_{La} \frac{F_{nBr}}{F_{nAl} + F_{nAr} + F_{nBl} + F_{nBr}} \end{cases} \quad (3.39)$$

3.5.3 Résultats de simulation réaliste

3.5.3.1 Validation de l'effort latéral global estimé

Le but de cette section est de valider l'algorithme d'observation de l'effort latéral global illustré par l'équation (3.36). Pour cela, l'essai de simulation réalisé précédemment

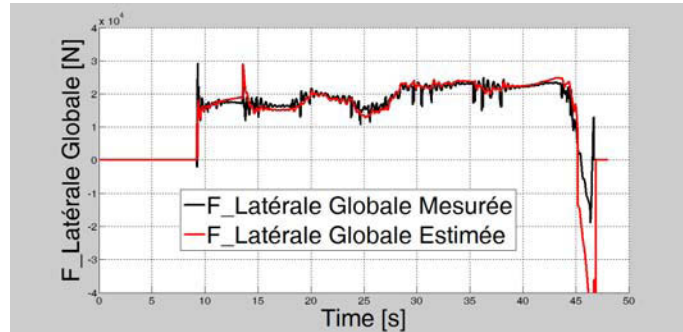


FIGURE 3.11 – Force latérale globale du véhicule

est utilisé ici. La figure 3.11 compare l'estimation et la mesure de l'effort latéral global. Comme on peut le constater, les valeurs mesurée et estimée de l'effort latéral global sont complètement superposées. Ce résultat permet de conclure sur la validité et la pertinence de l'algorithme d'observation détaillé à la section 3.5.1.

3.5.3.2 Analyse de la distribution de l'effort latéral global estimé

Comme on a vu à la section précédente, l'effort latéral global exprimé au centre de gravité du véhicule est observé de façon pertinente. Toutefois, l'évaluation des métriques renseignant sur le risque d'instabilité dynamique de la machine nécessite la connaissance des efforts sur chaque roue de l'engin. Ainsi, à la section 3.5.2, il a été proposé de répartir l'effort latéral global sur chacun des pneus en se basant sur les notions de transfert de charge. L'objet de cette section consiste alors à démontrer le degré de pertinence d'une telle approche en comparant les efforts latéraux estimés et mesurés sur chacune des roues du véhicule.

La figure 3.12 représente la mesure et l'estimation des efforts latéraux de chaque pneu où les courbes en rouge décrivent la distribution de l'effort latéral global conformément à l'équation (3.39). Quant aux graphiques en noir, ils représentent la mesure des efforts latéraux de chaque pneumatique. Si les valeurs estimées et mesurées de l'effort latéral global coïncident parfaitement comme on a vu précédemment, tel n'est pas tout à fait le cas pour les efforts latéraux de chaque roue. En effet, comme illustré sur les figures 3.12(b) et 3.12(d) une sous-estimation des efforts latéraux par rapport aux valeurs mesurées peut être relevée sur le côté droit du véhicule durant l'intervalle compris entre la 15^{ème} et 25^{ème} seconde après le démarrage de la machine. Toutefois, durant ce même laps de temps, une surestimation des efforts peut être remarquée sur le côté gauche de l'engin.

L'influence de ces écarts par rapport aux valeurs mesurées sur la pertinence de la méthode de distribution de l'effort latéral global est alors faible puisqu'ils sont compensés de

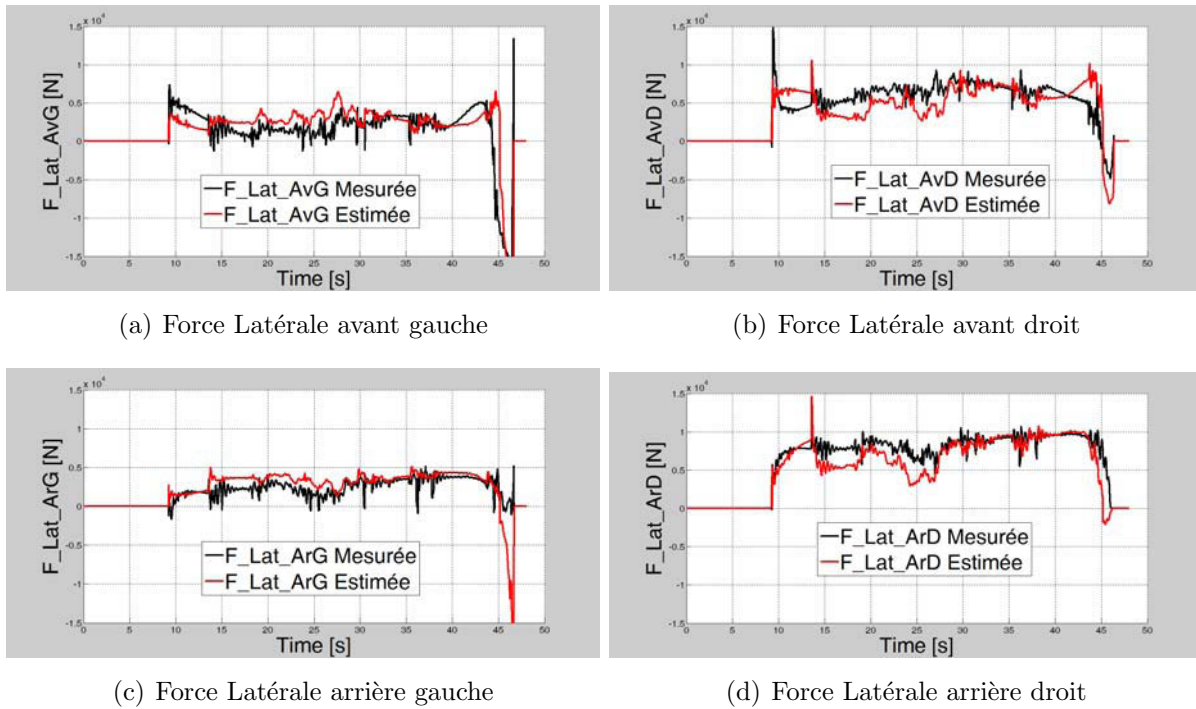


FIGURE 3.12 – Efforts latéraux de contact roues/sol

part et d'autre.

La méthode de distribution de l'effort latéral global élaborée ci-dessus se voulant simple ne prend donc pas en compte la surface d'appui, la largeur du pneumatique, etc. qui sont des paramètres assez influents dans la réalité. Ce caractère simpliste de l'algorithme de repartition pourrait entre autre expliquer les écarts enregistrés. En outre, la raison d'être de ces gaps peut être également élucidée par les changements brusques de transferts de charge qui peuvent résulter entre les côté droit et gauche du véhicule. Ici l'objectif étant d'estimer les efforts pour l'évaluation des métriques de renversement, l'impact de ces effets inhérents aux notions de transfert de charge sera faible finalement. Ceci est d'autant vrai pour la simple et bonne raison que le véhicule peut être considéré comme un système compact dont la somme de ses efforts d'interaction avec son environnement est concentrée en son centre de gravité. Or, comme on l'a vu précédemment, cette force globale est pertinemment estimée.

3.5.4 Résultats expérimentaux

Comme sus-mentionné dans ce chapitre, l'utilisation de capteurs dynamométriques coûteux pour la mesure des efforts de contact roues/sol est ici écartée au profit de la notion d'observation basée sur la reconstruction de variables non mesurées (voire non directement mesurables). Tout ceci dans le but de pouvoir développer un dispositif actif de sécurité à un coût non prohibitif pour l'acquéreur.

Toutefois, Cetim, l'un des partenaires du consortium du projet *ActiSurTT* comme

signalé à la section 1.3, s'occupe non seulement de la dissémination des résultats scientifiques et technologiques du projet auprès des industriels mais a également développé et installé sur le véhicule d'essai (voir annexe A.2) deux prototypes de dynamomètres tournants en vue de vérifier la pertinence des algorithmes d'estimation. Si ces capteurs coûteux sont installés à titre expérimental afin d'appréhender une réalité terrain, cette instrumentation ne peut, par ailleurs, être envisagée pour le développement de dispositifs de sécurité actifs facilement intégrables. En effet, si le coût pour obtenir les efforts est d'ores et déjà réhibitore, la mise en place de capteurs d'efforts nécessite en outre la modification d'éléments structurels (modification de la jante, du moyeu de roues, voire du châssis). Aussi un élément clef de la conception de dispositifs de sécurité réside dans le prix de revient et dans la simplicité d'instrumentation ou d'exploitation des mesures.

Néanmoins, le grand intérêt de ce système de perception onéreux réside dans la mesure des efforts en conditions réelles. En effet, la connaissance des forces de contact est prépondérante pour juger du risque d'utilisation de véhicule à partir de l'évaluation des métriques de renversement. Ainsi, les algorithmes mis en œuvre dans ce mémoire ont pour la plupart l'estimation intermédiaire de ces efforts. Aussi, la vérification de la pertinence de cette estimation est un bon marqueur de la performance des algorithmes. Certes, ces prototypes sont au nombre de deux mais en faisant l'hypothèse de symétrie droite/gauche du véhicule, on peut remonter à une mesure de la force globale appliquée au centre de gravité de l'engin. Cette mesure servira finalement à la validation des méthodes d'observation des efforts de contact roues/sol dans les paragraphes qui suivent.

3.5.4.1 Description de l'essai

Au cours de cet essai mettant en avant le risque de renversement latéral, comme illustré sur la Figure 3.13, le véhicule est d'abord conduit sur sol plat puis s'engage dans une ligne droite perpendiculaire à une ligne de plus grande pente (de l'ordre de 12°). Le véhicule effectue ensuite un demi-tour puis repart en sens inverse, toujours perpendiculaire à la ligne de plus grande pente. Afin de tenir compte de différentes situations, une action est mise en place sur la correction d'assiette. En effet, lors de chaque passage perpendiculairement à la ligne de plus grande pente, le véhicule demeure dans une situation fixe (comme une machine classique, conformément à la photo de droite sur la Figure 3.13). Au milieu de la ligne droite, une action est mise en œuvre sur les vérins de stabilisation (les vérins du côté bas se lèvent) et le châssis devient horizontal, limitant le risque de renversement.

3.5.4.2 Comparaison de l'effort latéral global estimé et mesuré

Les capteurs d'effort coûteux donnent accès à une mesure, et en faisant l'hypothèse d'un véhicule symétrique, il devient possible de comparer les efforts latéraux globaux estimé et mesuré pour l'essai expérimental décrit ci-dessus.

Sur la Figure 3.14, la mesure de l'effort obtenue avec les dynamomètres (demandant une instrumentation complexe et onéreuse) est reportée en noire. En rouge, est représenté l'effort estimé par l'algorithme détaillé à la section 3.5.1. Malgré les variations importantes

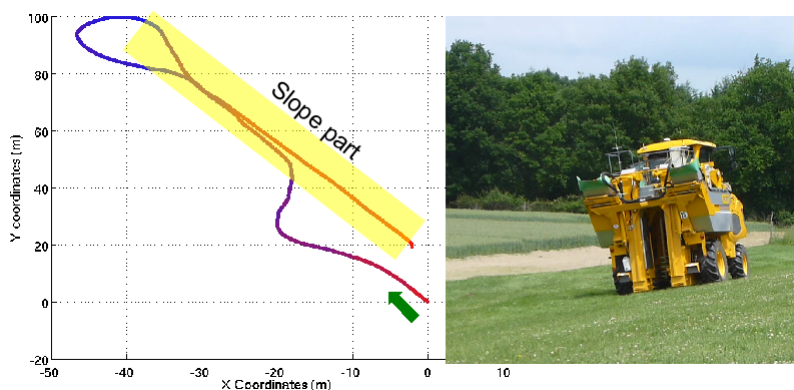


FIGURE 3.13 – Trajectoire suivie par le véhicule

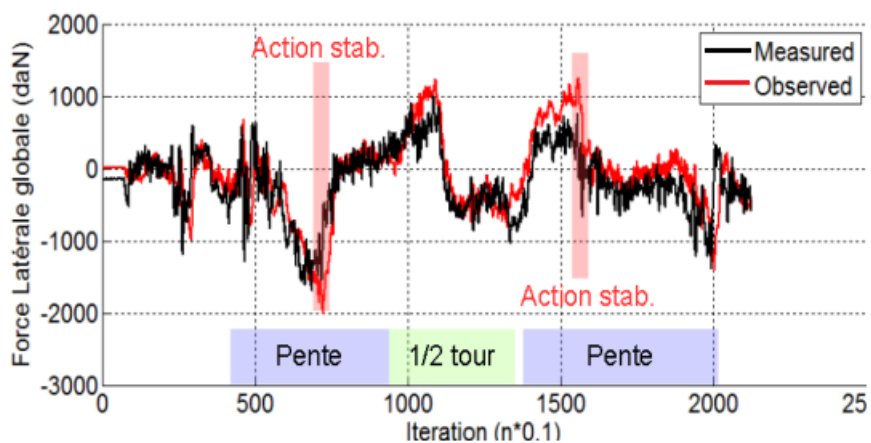


FIGURE 3.14 – Comparaison de l'effort latéral global estimé et mesuré

dues au relief, à la stabilisation et au virage, une bonne superposition entre les efforts issus de la mesure et de l'observation peut être mise en évidence. Aussi, l'utilisation de tels efforts pour l'estimation et l'anticipation des risques de renversement de la machine semble alors aussi pertinente dans des conditions expérimentales qu'en simulation.

L'exploitation de cet effort reconstruit permet aussi d'estimer un des paramètres du contact roue sol nommé rigidité de dérive (voir l'équation (3.38) de l'observateur présenté à la section 3.5.1). Ce coefficient de rigidité de dérive, en première approximation, peut être considéré comme représentatif du niveau d'adhérence latérale des roues sur le sol. Son évolution durant l'essai représentée sur la Figure 3.15 décrit l'adhérence mobilisée, c'est-à-dire l'adhérence actuellement utilisée au niveau du contact pneumatique-sol. Une faible valeur signifie que les roues sont susceptibles de dérapager beaucoup sur le côté. L'observateur de la rigidité de dérive peut donc être utilisé comme un critère pertinent pour la prévention du risque de dérapage latéral du véhicule. Cette figure montre un aspect

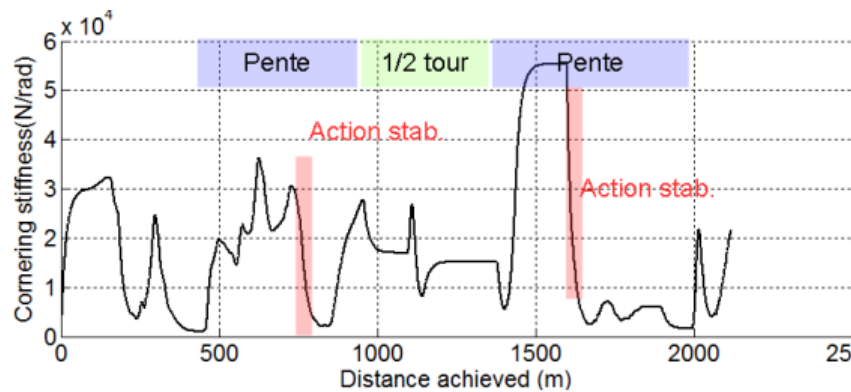


FIGURE 3.15 – Rigidité de dérive estimée (condition d'adhérence latérale)

intéressant du dispositif de correction. Il peut être noté que chaque correction d'assiette entraîne un risque de dérapage, ce qui révèle une influence ambivalente par rapport à la stabilité latérale du véhicule. D'une part, la correction de l'inclinaison du véhicule réduit le risque de renversement, comme il a été démontré dans [DTLB12]. Néanmoins, d'un autre côté, cette correction diminue l'adhérence mobilisée. En effet, durant l'évolution en pente, le pneumatique est soumis à un effort latéral, non négligeable. Avant l'action sur la correction d'assiette (entre les itérations 500 et 800 mètres, puis entre 1400 et 1600 mètres), un certain niveau d'adhérence est observé. Dès que l'assiette du véhicule redevient horizontale (à 800 et 1600 mètres), on peut ici noter que l'adhérence est considérablement réduite. La correction de l'inclinaison de l'engin se fait donc au détriment de l'adhérence.

En fin de compte, si le niveau d'adhérence peut avoir un intérêt en soi, il apparaît difficile de le communiquer simplement au conducteur. Cependant, ce paramètre est un élément fondamental du modèle, qui autorise la mise en place d'action de correction.

3.6 Estimation de la dynamique longitudinale du véhicule par observation

L'observation précise des forces horizontales sur les roues de la machine est sans aucun doute l'un des points les plus difficiles et les importants concernant la création d'un modèle de simulation d'un véhicule motorisé. L'approche généralement utilisée dans la littérature [CdWT99, PBN87, KN04] consiste à utiliser des modèles de pneus permettant de déduire ces forces. L'utilisation de ces modèles impliquent la nécessité de connaître en particulier les coefficients de glissement des pneus, les rigidités de glissement qui sont les entrées des équations de ces forces. Pour la détermination du coefficient de glissement de chaque pneu, on est censé expliciter le rayon dynamique et la vitesse linéaire de chaque roue.

Dans ce mémoire, dont le but final est de concevoir un dispositif actif de sécurité peu onéreux pour des raisons qui ont déjà été maintes fois élucidées ici, il est pris parti d'utiliser des modèles dynamiques de véhicule relativement simples mais représentatifs du comportement réel de l'engin pour la détermination de ces forces. Conjugué à la théorie d'observation, l'équation (2.30) du modèle dynamique longitudinale seule de lacet sera reprise et discutée ici pour déterminer la force longitudinale globale au centre de gravité de la machine. Puis, les notions de transfert de charge seront utilisées pour la répartition de cette force globale sur chacune des roues de la machine. Ensuite, les différents développements nécessaires à l'estimation des conditions d'adhérence longitudinales seront détaillés. Et pour boucler la boucle, un ensemble de résultats de simulation et d'expérimentation viendront étayer les différentes approches développées dans cette section.

3.6.1 Observation de la force longitudinale globale

Ici, l'objectif étant d'estimer par la théorie d'observation l'effort longitudinal global qui sera reparti par la suite sur les pneus. Pour ce faire, la première équation de la relation (2.30) est ici exploitée seule.

$$\dot{u} = \frac{1}{m}(F_{lf} \cos(\delta_F - \beta) + F_{lr} \cos \beta) + g(\cos \beta \sin \alpha_p) \quad (3.40)$$

L'angle de dérive globale (β) est représentatif de l'effet du glissement latéral des pneumatiques, et par conséquent, a une très faible répercussion sur la dynamique longitudinale. Il constitue le seul élément de couplage des dynamiques latérale et longitudinale dans l'équation (3.40). Si l'on suppose que les dynamiques latérale et longitudinale peuvent être découplées, alors (β) peut être négligé dans l'équation (3.40). En outre, cette force longitudinale globale est située physiquement au centre de gravité du véhicule, est par conséquent très faiblement influencée par l'angle de braquage des pneumatiques. Sous l'égide de ces hypothèses, la relation (3.40) est réécrite comme suit :

$$\dot{u}_{xG} = \frac{F_{Lo}}{m} + g \sin \alpha_p \quad (3.41)$$

où \dot{u}_{xG} est l'accélération longitudinale du véhicule et F_{Lo} , la force longitudinale globale appliquée au centre de gravité de la machine.

A présent, tout le travail consiste à reconstruire F_{Lo} en observant la vitesse longitudinale u_{xG} de l'engin qui est mesurée par un GPS de type RTK. Pour ce faire, la théorie d'observation présentée à la section 3.2 préconise dans un premier temps de calculer une valeur estimée (\widehat{u}_{xG}) de la vitesse longitudinale du véhicule. Puis, d'imposer une dynamique de convergence exponentielle sur l'erreur

$$\widehat{u}_{xG} = u_{xG} - \widehat{u}_{xG} \quad (3.42)$$

qui est l'écart résultant de la valeur mesurée u_{xG} et de la valeur estimée \widehat{u}_{xG} . La mise en équation (3.43) de tout cela se fait en imposant à la dérivée de l'erreur d'être négative.

$$\dot{\widehat{u}}_{xG} = -K \widehat{u}_{xG}, \quad K > 0 \quad (3.43)$$

Il en découle alors de l'équation (3.42) que

$$\dot{\widehat{u}}_{xG} = \dot{u}_{xG} - \dot{\widehat{u}}_{xG} \quad (3.44)$$

En substituant les équations (3.42) et (3.43) dans l'expression (3.44), on infère finalement la relation explicitant la valeur de l'accélération longitudinale estimée.

$$\dot{\widehat{u}}_{xG} = \dot{u}_{xG} + K (u_{xG} - \widehat{u}_{xG}) \quad (3.45)$$

Par analogie avec la relation (3.41), les variables estimées $\dot{\widehat{u}}_{xG}$ et \widehat{F}_{Lo} sont régies par le modèle ci-dessous :

$$\dot{\widehat{u}}_{xG} = \frac{\widehat{F}_{Lo}}{m} + g \sin \alpha_p \quad (3.46)$$

La combinaison des équations (3.45) et (3.46) permet alors d'établir l'expression (3.47) de la force longitudinale globale estimée.

$$\widehat{F}_{Lo} = m (\dot{u}_{xG} + K (u_{xG} - \widehat{u}_{xG}) - g \sin \alpha_p) \quad (3.47)$$

3.6.2 Répartition de la force longitudinale globale

A la section précédente, la force longitudinale globale \widehat{F}_{Lo} du véhicule a pu être obtenue en utilisant la théorie d'observation. Toutefois, le calcul des indicateurs de risque de renversement du véhicule requiert la connaissance des forces longitudinales sur chaque roue du véhicule. Connaissant les forces normales d'interaction pneus/sol pour chaque pneu, il est alors possible comme précédemment de procéder à la distribution de cette force longitudinale globale sur chaque roue de la machine. Ainsi, l'utilisation des notions de transfert de charge permet d'écrire les relations de distribution de la force longitudinale

globale comme suit :

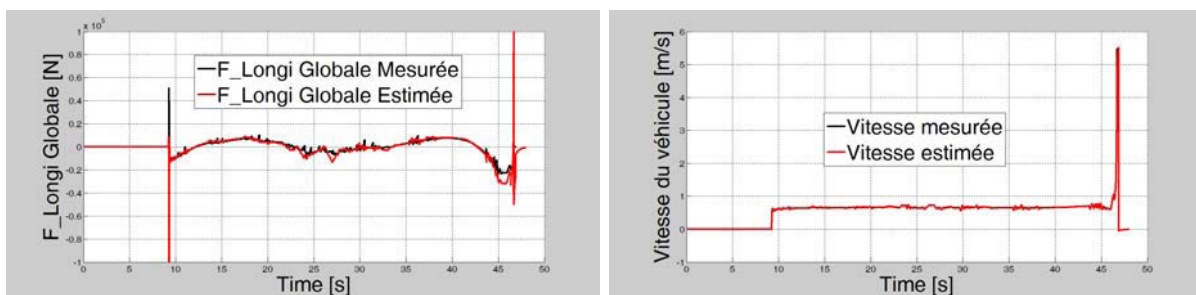
$$\left\{ \begin{array}{l} \widehat{F}_{LO_{AvG}} = \widehat{F}_{Lo} \frac{F_{nAl}}{F_{nAl}+F_{nAr}+F_{nBl}+F_{nBr}} \\ \widehat{F}_{LO_{AvD}} = \widehat{F}_{Lo} \frac{F_{nAr}}{F_{nAl}+F_{nAr}+F_{nBl}+F_{nBr}} \\ \widehat{F}_{LO_{ArG}} = \widehat{F}_{Lo} \frac{F_{nBl}}{F_{nAl}+F_{nAr}+F_{nBl}+F_{nBr}} \\ \widehat{F}_{LO_{ArD}} = \widehat{F}_{Lo} \frac{F_{nBr}}{F_{nAl}+F_{nAr}+F_{nBl}+F_{nBr}} \end{array} \right. \quad (3.48)$$

3.6.3 Résultats de simulation avancée

3.6.3.1 Validation de l'effort longitudinal global estimé

A la section 3.6.1, il a été développé un algorithme permettant d'estimer l'effort longitudinal global par observation. Ici, on se propose d'évaluer la pertinence de cet observateur en comparant les valeurs estimées et mesurées de l'effort longitudinal global. Pour effectuer cette tâche, l'essai de simulation détaillé précédemment est repris dans cette section.

La figure 3.16 décrit les résultats obtenus via cet observateur dont le développement est basé sur la convergence de l'estimation de la vitesse longitudinale du véhicule vers sa valeur mesurée. Comme illustré sur la figure 3.16(b), cette condition de convergence est totalement satisfaite puisque ces deux vitesses longitudinales sont parfaitement superposées. Ce premier résultat permet de conclure sur le bon fonctionnement de l'observateur. Quant à la figure 3.16(a), elle compare les valeurs estimées et mesurées de l'effort longitu-



(a) Force longitudinale globale du véhicule

(b) Comparaison des vitesses longitudinales du véhicule mesurée et estimée

FIGURE 3.16 – Estimation de la force longitudinale globale du véhicule par observation

dinal global. En dehors des pics d'estimation enregistrés au début et à la fin de l'essai dont leur raison d'être a été justifiée à deux reprises ci-dessus, on peut constater que la mesure et l'estimation de la force longitudinale globale d'interaction pneus/sol coïncident. Sous l'égide de ces résultats, il est alors judicieux de conclure sur la pertinence et de la validité de l'algorithme d'observation des efforts longitudinaux développés dans ce document.

3.6.3.2 Analyse de la distribution de l'effort longitudinal global estimé

Comme il en a été question pour l'estimation de la dynamique latérale du véhicule, l'effort longitudinal global observé doit être reparti sur les pneus du véhicule afin que les métriques de stabilité dynamique de véhicule puissent être évaluées pertinemment. Dans cet objectif, un algorithme de distribution de la force longitudinale globale a été développé à la section 3.48. Dans cette section, on se propose de montrer la pertinence de cette approche par l'analyse des efforts longitudinaux de chaque roue de la machine.

La figure 3.17 décrit les efforts longitudinaux de chaque pneu. Les courbes en rouge

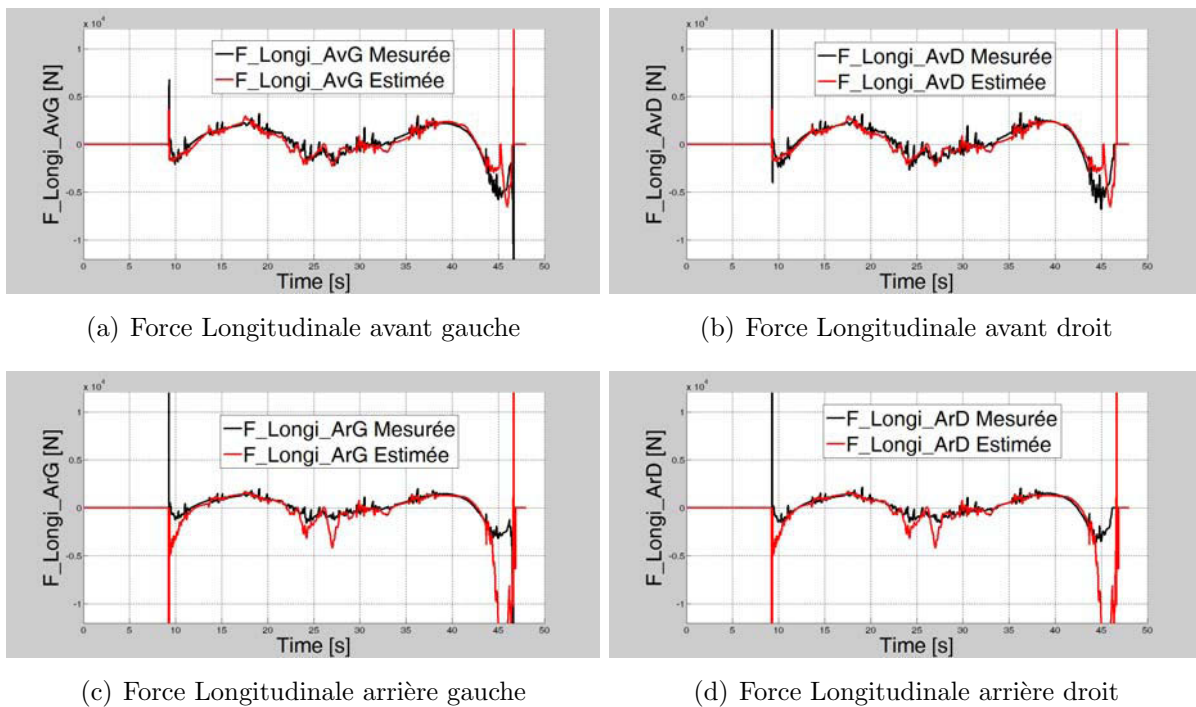


FIGURE 3.17 – Efforts longitudinaux de contact roues/sol

représentent l'estimation des efforts longitudinaux obtenus via la repartition de l'effort global. Les courbes en noir sont la mesure de ces efforts. Le faible écart enregistré à la 27^{ième} seconde entre la mesure et l'estimation des efforts sur les roues arrières du véhicule peut être expliqué par le transfert de charge longitudinal. Au-delà de cette remarque, il est à noter que les valeurs estimées et mesurées des efforts longitudinaux de chaque pneu du véhicule se superposent parfaitement. Ce qui permet par contrecoup de conclure sur la validité de la méthode de répartition de l'effort longitudinal global par les notions de transfert de charge.

3.6.4 Résultats expérimentaux

Comme précédemment, les signaux de sorties des capteurs dynamométriques installés sur le véhicule expérimental décrit à l'annexe A.2 sont exploités dans cette section pour la validation de l'observateur de la dynamique longitudinale du véhicule en conditions réelles.

3.6.4.1 Description de l'essai

La trajectoire empruntée par le véhicule durant cet essai centré sur l'étude de la dynamique longitudinale est illustrée sur la Figure 3.18. Afin de vérifier la capacité à prendre en compte des conditions d'adhérence variables, l'essai de référence comporte une zone de glissement réalisée par l'intermédiaire d'une bâche humide. Durant cet essai, le véhicule monte une pente, passe sur une zone glissante, fait demi-tour et redescend, en s'arrêtant juste après la zone glissante.

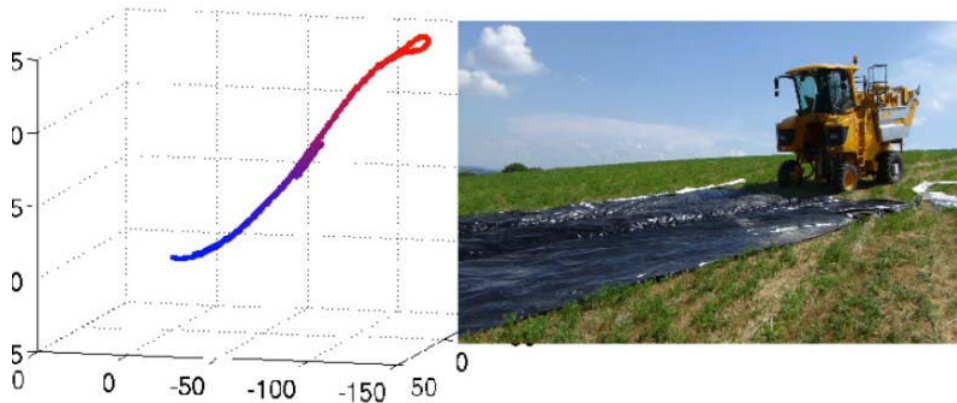


FIGURE 3.18 – Trajectoire suivie par le véhicule

3.6.4.2 Comparaison de l'effort longitudinal global estimé et mesuré

La courbe en trait rouge de la Figure 3.19 illustre l'évaluation la force motrice (ou résistante suivant le cas) via l'algorithme décrit à la section 3.6.1 qui consiste à estimer l'effort longitudinal par l'intermédiaire du modèle dynamique du véhicule en imposant la convergence de la vitesse issue du modèle vers la vitesse mesurée. Cette force représente la somme des efforts longitudinaux appliqués par les roues sur le sol. Durant la montée, celle-ci est donc négative, pour assurer la motricité, tandis que le signe s'inverse durant la descente. Les moteurs agissent alors comme des freins. Les capteurs d'efforts coûteux installés sur la machine permettent d'accéder à une mesure de ces efforts. En faisant l'hypothèse de la symétrie du véhicule dans le plan sagittal, l'effort global mesuré peut être obtenu. Celui-ci est tracé en noir sur la Figure 3.19, et montre une bonne corrélation avec l'effort obtenus par estimation, i.e. avec des capteurs de bien moindre coût. Ceci valide la pertinence de l'algorithme d'estimation, autorisant le calcul à moindre frais des efforts transmis au sol.

3.7 Estimation de la position instantanée des roues

L'évaluation de la *FASM* et de la *DESM* exige la connaissance du polygone de sustentation (cf : Sections 2.2.8) du véhicule. Le périmètre de stabilité de l'engin est défini par les points de contact des roues au sol. En conséquence, il est nécessaire de connaître à tout instant la position des roues exprimée dans un repère attaché au châssis du véhicule.

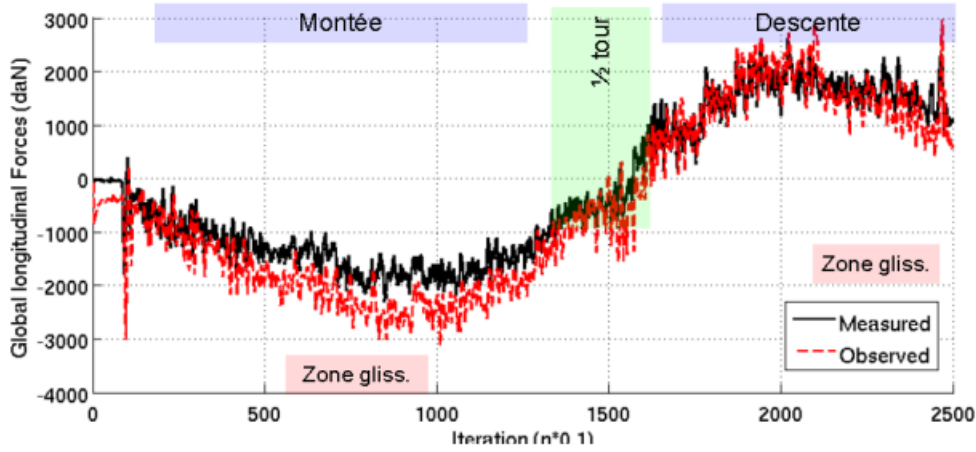


FIGURE 3.19 – Comparaison de l'effort longitudinal global estimé et mesuré

Il a été judicieusement choisi d'estimer la position des roues dans le repère situé au centre de gravité (G) de la machine. Toutefois, contrairement à la *FASM* l'estimation du critère énergétique *DESM* passe nécessairement par la connaissance de la position instantanée des roues non seulement dans un repère lié au centre de gravité de l'engin mais également dans un repère situé en un point quelconque sur le véhicule. Ce dernier repère a été raisonnablement placé au centre de roulis de la machine.

L'objet de cette section est donc d'estimer, dans un premier temps, la position des roues dans le repère R_2 attaché au centre de roulis. Puis, les notions de transformation homogène seront utilisées pour la déduction de la position instantanée des roues dans le repère R_3 lié au centre de gravité du véhicule. Enfin, quelques résultats de simulation viendront corroborer l'approche détaillée ci-dessous pour l'évaluation de la position courante des pneumatiques.

3.7.1 Position des roues dans le repère lié au Centre de Roulis (O_r)

Dans le repère attaché au centre de roulis de la machine, la position des roues se détermine immédiatement en fonction des paramètres géométriques du véhicule. Ainsi, en se référant à la boîte modélisant le véhicule sur la figure 3.3, la position courante de chacune des roues du véhicule dans le repère initial s'écrit rapidement de la sorte :

- **Roue 1 (Arrière gauche) :** $p_1 = \begin{pmatrix} -L_R \\ \frac{c}{2} \\ -R_r \end{pmatrix}$

- **Roue 2 (Avant gauche) :** $p_2 = \begin{pmatrix} L_F \\ \frac{c}{2} \\ -R_r \end{pmatrix}$

- **Roue 3 (Avant droit) :** $p_3 = \begin{pmatrix} L_F \\ -\frac{c}{2} \\ -R_r \end{pmatrix}$

- **Roue 4 (Arrière droit) :** $p_4 = \begin{pmatrix} -L_R \\ -\frac{c}{2} \\ -R_r \end{pmatrix}$

où :

- R_r est le rayon de la roue en question,
- L_R est le demi-empattement arrière,
- L_F est le demi-empattement avant,
- c est la voie avant et arrière du véhicule, supposé égales ici.

Le véhicule étudié¹ est reconfigurable pour la conception du système de correction de dévers. Ainsi, les degrés de liberté internes du véhicule, soient les longueurs des quatres vérins qui supportent les roues, sont exploités en sus de la géométrie du véhicule pour l'évaluation de la position instantanée du centre des roues.

3.7.2 Position des roues dans le repère lié au Centre de Gravité (G)

Comme sus-mentionné, le calcul de la *DESM* requiert non seulement la position courante des roues dans le repère R_2 lié au centre de roulis mais aussi dans le repère R_3 qui est attaché au centre de gravité de la masse suspendue, soit le repère $R_3 = (G; \vec{x}_3, \vec{y}_3, \vec{z}_3)$. En conséquence, l'objet de cette section est la détermination de celle-ci dans R_3 .

En robotique, le passage d'un repère initial R_i à un repère final R_f peut être exprimé par l'intermédiaire d'une matrice carrée de dimension (4×4) notée ${}^i T_f$ et communément appelée matrice *de changement de repère*, *matrice de passage* ou *matrice de transformation homogène*.

A l'aide de la matrice ${}^i T_f$, il est possible d'exprimer les coordonnées d'un point quelconque de l'espace dans le repère R_i à partir de ses coordonnées homogènes exprimées dans le repère R_f par la relation :

$$\begin{pmatrix} x' \\ y' \\ z' \\ 1 \end{pmatrix}_{R_i} = {}^i T_f \begin{pmatrix} x \\ y \\ z \\ 1 \end{pmatrix}_{R_f} \quad (3.49)$$

Ainsi, après avoir exprimé la matrice de passage du repère R_2 au repère R_3 , cette notion sera utilisée pour exprimer la position instantanée des roues du véhicule dans le repère R_3 .

1. Voir les annexes [A.1](#) et [A.2](#)

A la vue de la figure 3.20, on constate que le véhicule a fait une rotation d'un angle φ_r autour de X et d'une translation de h_r suivant Z pour passer du repère R_2 au repère R_3 . La matrice de cette rotation ainsi que celle de cette translation s'écrivent de la manière suivante :

$$\text{Rot}(X, \varphi_r) = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \varphi_r & -\sin \varphi_r \\ 0 & \sin \varphi_r & \cos \varphi_r \end{pmatrix}$$

$$\text{Trans}(Z, h_r) = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ h_r \end{pmatrix}$$

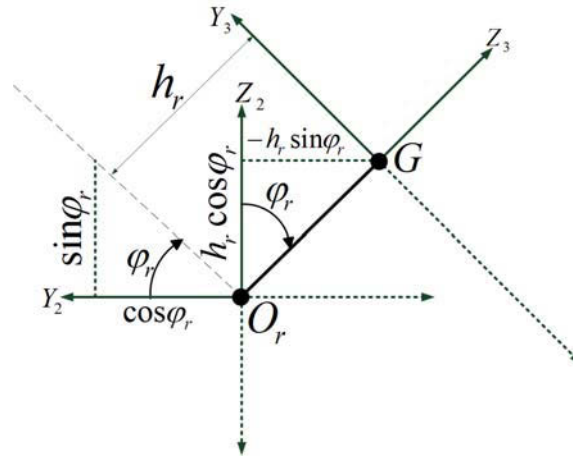


FIGURE 3.20 – Passage du repère initial R_2 au repère final R_3

Puis la combinaison de ces deux matrices permet d'écrire finalement la matrice de passage du repère R_2 au R_3 :

$${}^2T_3 = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \varphi_r & -\sin \varphi_r & 0 \\ 0 & \sin \varphi_r & \cos \varphi_r & h_r \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$$

Les positions instantanées des roues étant connues dans le repère R_2 , il faut alors déterminer la matrice de passage du repère R_3 au repère R_2 , soit 3T_2 qui n'est autre que l'inverse de la matrice 2T_3 :

$${}^3T_2 = ({}^2T_3)^{-1} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \varphi_r & \sin \varphi_r & -h_r \sin \varphi_r \\ 0 & -\sin \varphi_r & \cos \varphi_r & -h_r \cos \varphi_r \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$$

A présent, par l'intermédiaire de la matrice 3T_2 , il est possible d'exprimer la position courante de chacune des roues dans le repère R_3 attaché au centre de gravité de la masse suspendue à partir de leurs coordonnées homogènes exprimées dans le repère R_2 lié au centre de roulis.

3.7.3 Résultats de simulation réaliste

L'objet de cette section est de prouver la validité de l'algorithme développé ci-dessus pour l'estimation des positions instantanées des roues. Dans cet objectif, un essai a été réalisé à partir du simulateur avancé présenté à l'annexe A.1. Le véhicule prend un parcours perpendiculaire à la ligne de plus grande pente. Arrivé en bout de champ, le conducteur aborde le virage en faisant demi-tour pour revenir vers le point de départ. A la différence de l'essai utilisé précédemment pour la validation des travaux développés dans ce document où un renversement du véhicule a été enregistré, le véhicule prend cette fois-ci le virage en situation limite de renversement. La trajectoire suivie par le véhicule pour cet essai est illustrée sur la figure 3.21.

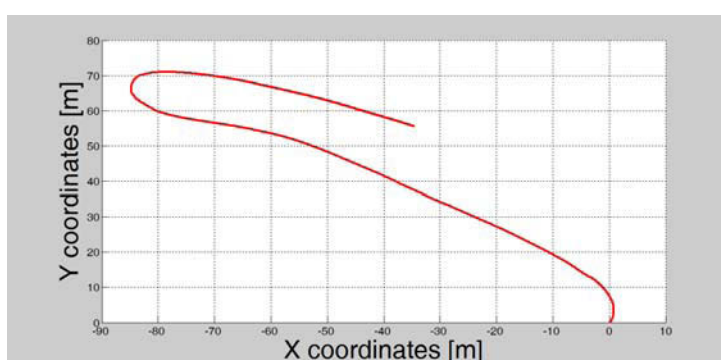


FIGURE 3.21 – Trajectoire empruntée par le véhicule

La figure 3.22 décrit la mesure et l'estimation de la position instantanée des pneumatiques pour cet essai. Les courbes en noir représentent la mesure des positions instantanées des roues. Quant aux graphiques en rouge, ils dépeignent la position courante des pneumatiques obtenue via l'algorithme d'estimation développé à la section 3.7.

Il est évident de remarquer la coïncidence parfaite de ces deux courbes. Ainsi, on peut finalement conclure sur la pertinence et la validité de l'algorithme d'estimation de la position courante des pneumatiques développé dans cette thèse. Si la méthode d'évaluation de la position des points de contact pneumatique/sol détaillée ici fournit de résultats satisfaisants pour l'estimation des métriques de stabilité, d'autres méthodes beaucoup plus rigoureuses peuvent également être envisagées, comme l'approche basée sur l'analyse par intervalle développée dans le cadre des travaux de thèse de [Han14].

3.8 Conclusion du chapitre

Les différents algorithmes développés dans ce chapitre ont permis de mettre en exergue la capacité à estimer de façon pertinente les différents paramètres caractérisant l'évolution des dynamiques verticale, latérale et longitudinale du véhicule via la théorie d'observation et des lois adaptatives de paramètres en ligne. Conjuguées à l'approche de modélisation multi-échelle de la dynamique de la machine, les algorithmes d'estimation ont facilité

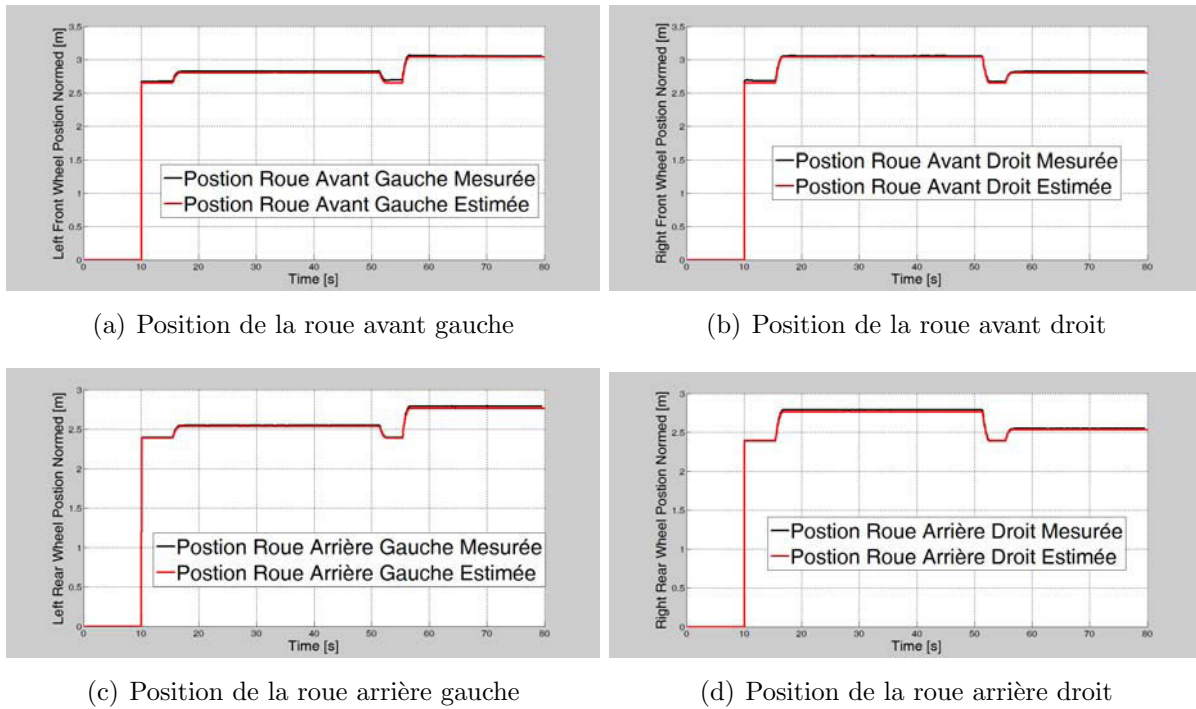


FIGURE 3.22 – Position courante des pneumatiques du véhicule

l'évaluation en temps réel de paramètres représentatifs des conditions d'adhérence (rigidités de dérive et de glissement) qui sont réputés pour être non directement mesurables. Il est à signaler que ces paramètres ont été évalués pour chaque roue du véhicule. En outre, d'autres paramètres difficilement mesurables comme l'angle de dérive, le coefficient de glissement ont pu être également estimés.

Le triptyque représentativité, complexité et coût qui se révèle difficilement conciliable généralement a pu être optimisé par l'association des modèles de véhicules à dynamique partielle et des observateurs d'état. En sus de la possibilité de caractériser à présent en temps réel les métriques caractéristiques du risque d'instabilité du véhicule, ces développements théoriques constituent les premiers apports scientifiques apportés dans le cadre de cette thèse.

D'autre part, la justesse et la robustesse de ces développements ont pu être éprouvées au travers d'un ensemble de résultats issus de simulations avancées et d'essais réels. Ainsi, l'estimation des paramètres nécessaires à l'évaluation des critères de stabilité a pu être validée dans des conditions réelles couramment rencontrées en milieu tout-terrain. Finalement, la caractérisation proprement dite de la stabilité du véhicule par l'intermédiaire des métriques représentatives des différentes situations courantes de dangerosité identifiées pourra alors être envisagée au prochain chapitre.

Chapitre 4

Caractérisation de la stabilité dynamique de véhicules reconfigurables en milieux naturels

4.1 Introduction

Est-il nécessaire de rappeler ici que le but final des travaux développés dans ce mémoire est l'étude des indicateurs pertinents capables de caractériser finement les risques d'instabilité de véhicules en vue de la conception d'un système actif de sécurité dédié aux machines évoluant en environnement tout-terrain. Dans cet objectif, les principales situations accidentogènes rencontrées couramment en milieu naturel ont été recensées. Puis, différentes approches à dynamique partielle ont été élaborées afin de modéliser le comportement réel du véhicule avec son environnement durant les phases de travail. Ensuite, une étude comparative des avantages et inconvénients de plusieurs familles de métriques de stabilité relevées dans la littérature a permis de retenir, pour diverses raisons explicitées plus tôt, les trois indicateurs de risque suivants : Load Transfer Metric, Dynamic Energy Stability Metric, Force Angle Stability Metric. Enfin, jumelé aux différents modèles dynamiques de véhicule développés ci-avant, la théorie d'observation a autorisé l'estimation des principales grandeurs caractéristiques des critères de renversement retenus.

Arrivé ici, il est alors possible d'estimer les différentes métriques de manière à caractériser la stabilité dynamique de véhicules reconfigurables en environnement naturel. Cet objectif préfigure le découpage de ce chapitre en trois grandes parties. La première se veut être une analyse comparative de l'estimation des indicateurs de renversement afin d'évaluer leur degré de pertinence pour chaque scénario accidentogène. Ensuite, afin de rendre compte de la reconfigurabilité de certaines machines de récolte, la seconde partie se propose d'élaborer un estimateur adaptatif du risque d'instabilité du véhicule. A ce stade, contrairement aux situations de renversement latéral et longitudinal du véhicule, le risque de dévalement de l'engin n'aura pas été caractérisé. Ainsi, la troisième et dernière partie de chapitre aura l'ambitieuse intention de développement d'un indicateur de dévalement de la machine. Pour chacune des trois parties, un ensemble de résultats issus de simula-

tion avancée et d'expérimentations réelles permettront de tirer quelques conclusions sur l'ensembles des travaux développés jusque-là.

4.2 Analyse comparative des métriques retenues

4.2.1 Introduction

L'objectif de cette section est double. D'une part, il s'agit de confronter les différentes métriques retenues dans le cadre de cette thèse (voir Section 2.2.6) aux différents scénarii de renversement identifiés à la section 1.6 afin de quantifier leur représentativité. Et d'autre part, il convient de les comparer entre elles afin de déterminer laquelle ou lesquelles est/sont la ou les appropriées suivant le contexte et de les adapter aux cas d'étude.

Afin d'accomplir ce double objectif, les différents scénarii accidentogènes seront, dans un premier temps, implémentés sur le simulateur réaliste présenté à l'annexe A.1. Puis, après avoir estimé les différentes métriques de stabilité grâce aux méthodes d'observation développées au chapitre 3, des méthodes de mesure en simulation et en expérimentation réelle seront exploitées pour disposer d'un moyen de validation absolue des précédentes estimations de chaque indicateur de renversement.

Arrivé à ce stade, l'analyse comparative des résultats de simulation des trois métriques quantifiant le degré de stabilité du véhicule sera alors possible. Ensuite, plusieurs types d'excitation seront introduits aux variables de commande du véhicule afin de faire apparaître notamment les performances et les limites d'exploitabilité des métriques estimées ainsi que leur domaine de pertinence. Aussi, les résultats obtenus suite aux excitations des paramètres de commande du véhicule seront présentés et étudiés dans la suite de cette section. En fin de compte, l'analyse de quelques résultats issus d'essais expérimentaux permettra d'en tirer quelques conclusions.

4.2.2 Simulation des scénarii accidentogènes types

Les différents scénarii à risque ont été spécifiés à la section 1.6. L'implémentation et la simulation de ces derniers sur le simulateur réaliste SCANeR Studio sont présentées dans cette section.

4.2.2.1 Scénario de décrochage

Ce scénario est traduit sous l'environnement SCANeR Studio par les commandes suivantes : le véhicule démarre et prend une vitesse nominale de 3 km/h , il s'oriente alors vers une descente, en ligne droite, de pente moyenne et de dévers très petit. Sous l'effet de la pente, la vitesse du véhicule augmente légèrement puis intervient une perte partielle d'adhérence au niveau des roues arrières (due à la nature du terrain et à une répartition trop importante de la charge sur l'essieu avant). Ceci donne au véhicule une vitesse excessive pouvant aller jusqu'à 12 km/h en fin de descente. Un virage serré est alors effectué

pour simuler un acte de réflexe du conducteur qui se sent en situation de danger.

La Fig.4.1 montre la trajectoire suivie par le véhicule pour ce scénario. On voit que le véhicule prend une descente en ligne droite puis effectue un virage serré en bas de la descente.

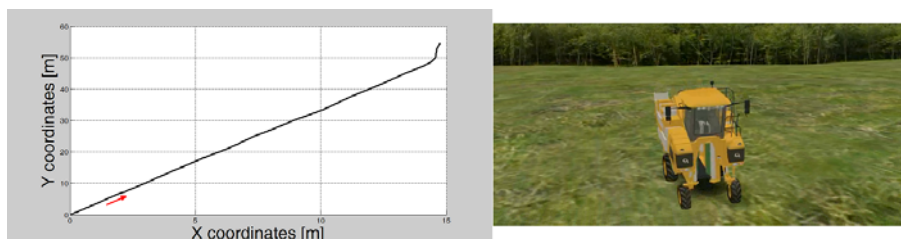


FIGURE 4.1 – Trajectoire simulée pour un scénario de décrochage

4.2.2.2 Scénario de renversement

Les situations de dévalement et de renversement latéral constituent les deux grandes variantes des scénarii de renversement pur. L'étude de ces catégories de renversement fera l'objet de cette section.

4.2.2.2.1 Situation de dévalement

Cette situation est traduite sous l'environnement SCANeR Studio par les commandes suivantes : le véhicule est démarré avec une vitesse nominale avoisinant 3 km/h . La trajectoire est ensuite dirigée vers une descente de pente moyenne qui, sous l'effet du poids du véhicule, augmente sa vitesse pour atteindre environ 10 km/h . En bas de la descente, une action de changement de l'angle de braquage est introduite pour la reconstitution du réflexe du conducteur. Cette action met le véhicule en position de dévers important qui cause le renversement latéral dû à la force centrifuge.

La Fig.4.2 montre la trajectoire simulée pour le scénario de dévalement. Le véhicule se dirige sur une pente moyenne avec un dénivelé d'environ 8 m . La fin du parcours est marquée par un virage serré qui reconstitue le réflexe du conducteur.

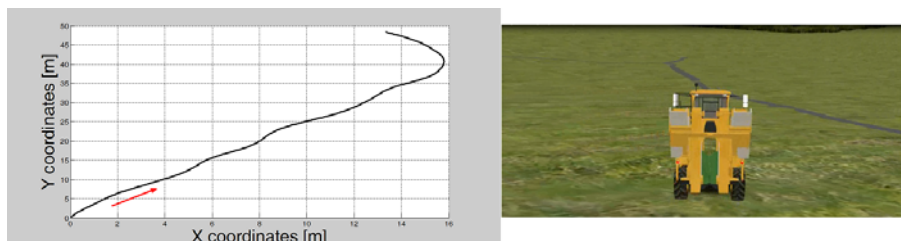


FIGURE 4.2 – Trajectoire simulée pour un scénario de dévalement

4.2.2.2 Situation de renversement latéral

La traduction de ce scénario sous l'environnement SCANeR Studio est réalisée par les actions suivantes : le véhicule est démarré en position de dévers, avec un dévers important, une pente peu importante et une vitesse de 4 km/h légèrement supérieure à la vitesse nominale. Une correction de dévers est effectuée grâce à la commande des vérins. En fin de parcelle, on oriente le véhicule en demi-tour avec un virage serré, la vitesse du véhicule et la lenteur de la correction de l'assiette font que la force centrifuge arrive à faire basculer le véhicule latéralement.

La Fig.4.3 montre la trajectoire prise par le véhicule dans le scénario de renversement pur. Le dénivelé pris par le véhicule est peu important puisqu'il évolue en situation de dévers avec une pente peu importante. La fin de la trajectoire est marquée par un virage serré causant le renversement du véhicule.

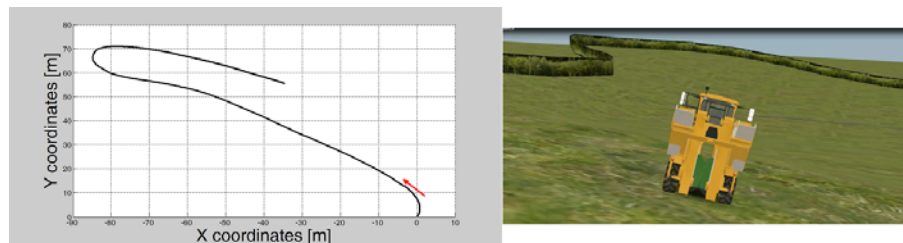


FIGURE 4.3 – Trajectoire simulée pour un scénario de renversement latéral

4.2.2.3 Scénario de renversement en circulation routière

Cette situation est interprétée sous l'environnement SCANeR Studio par les actions suivantes : le véhicule est initialisé sur route, en ligne droite avec une vitesse qui augmente progressivement jusqu'à atteindre 25 km/h . Le véhicule prend ensuite un virage serré provoquant son renversement.

La Fig.4.4 montre la trajectoire prise par le véhicule dans le scénario de renversement sur route. Nous remarquons que le profil de terrain utilisé correspond à une route sur une surface horizontale avec une pente et un dévers nuls. Le véhicule effectue une trajectoire en ligne droite avec un virage serré en fin de parcours.

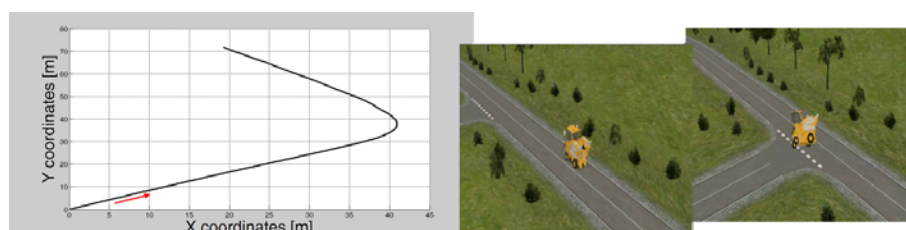


FIGURE 4.4 – Trajectoire simulée pour un scénario de renversement sur route

4.2.2.4 Conclusion

Dans toute étude de situations à risque de renversement, il est primordial d'identifier les scénarii accidentogènes les plus fréquents. En ce sens, à la section 1.6, les principales situations types d'instabilité ont été repertoriées et classées en trois grandes catégories : situation de décrochage, situation de renversement et situation de renversement en circulation routière. Dans cette section, ces situations d'accidents ont été reconstituées dans un environnement de simulation SCANeR Studio. Les arbres de causes sont interprétés en succession de commandes constituant un scénario. L'environnement de simulation nous a permis, ainsi, d'analyser la dynamique du véhicule et d'envisager des stratégies de prévention et commande en fonction des variables et des possibilités de commande du véhicule. Grâce à la possibilité de co-simulation du logiciel avec l'environnement Matlab/Simulink, via une API qui achemine les informations de SCANeR vers Simulink et vice-versa, l'intégration des algorithmes d'estimation et d'évaluation de la stabilité du véhicule aux scénarios de renversement fera l'objet de la prochaine section.

4.2.3 Estimation des différentes métriques

Au chapitre précédent, les différents paramètres nécessaires à l'estimation des trois métriques de stabilité privilégiées dans ce mémoire ont été évalués. Cette évaluation a tiré partie de la combinaison des modèles à dynamique partielle du véhicule développé au chapitre 2 et de la théorie d'observation présentée à la section 3.2. La pertinence de l'estimation de ces paramètres a été examinée en simulation et à partir d'essais issus d'expérimentations réelles.

En se basant sur leur méthode de calcul présentée au chapitre 2, les trois indicateurs de renversement retenus ici ont pu être estimés. Les résultats d'estimation seront présentés ci-après, mais tout d'abord la disponibilité d'une valeur mesurée tant qu'en simulation avancée qu'en expérimentation réelle pour la validation absolue de l'estimation de chaque métrique se révèle nécessaire. Tel est l'objectif des prochaines sections.

4.2.4 Evaluation des métriques de stabilité en simulation avancée

Dans le but de valider l'estimation des différentes métriques, il est judicieux de disposer de leur mesure à des fins de comparaison. En ce sens, il est de bon ton de rappeler que toutes les grandeurs listées dans le tableau 2.2 pour le calcul des métriques sont disponibles sur le simulateur présenté à l'annexe A.1. Qui plus est, le développement de ce simulateur est réalisé en prenant en compte les spécificités de la machine expérimentale, en l'occurrence une machine à vendanger, privilégiée dans ce projet. Ceci autorise, par conséquent, une bonne représentativité et un fonctionnement en temps réel, que ce soit pour valider les approches ou pour mettre en avant la dangerosité de la conduite dans certaines conditions.

Par conséquent, ici l'idée est d'exploiter la disponibilité de ces différents paramètres

sur le simulateur afin de calculer une valeur *mesurée* des différents critères de renversement. Puis, cette mesure servira comme une réalité de terrain simulée pour la validation de l'estimation des différentes métriques de stabilité.

4.2.4.1 Evaluation de la *DESM* en simulation

La mesure des coordonnées des points de contact roues/sol adjacents qui forment le polygone de sustentation est l'une des entrées nécessaires au calcul de la mesure du *DESM* selon l'équation (2.105). Toutefois, ces données doivent être évaluées, d'une part, dans un repère attaché à un point quelconque sur le châssis du véhicule et, d'autre part, dans un repère attaché au centre de gravité de l'engin. Or dans le simulateur, la position de chaque roue est disponible par rapport au repère terrain. Toutefois, la position instantanée du centre de gravité peut être aussi évaluée par rapport à ce même repère global. En conséquence, comme illustré sur la figure 4.5, la matrice de rotation du véhicule autour de l'axe Z (supposé perpendiculaire au plan tangent) explicitée par (4.1) permettra d'écrire la position du centre des roues dans le repère $(X_3Y_3Z_3)$ attaché au CdG selon l'équation (4.2).

$$Rot(Z, \psi) = \begin{pmatrix} \cos \psi & -\sin \psi & 0 \\ \sin \psi & \cos \psi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \quad (4.1)$$

$$P_i|_{R_3} = (P_i - P_G)Rot(Z, \psi) \text{ avec } i = \{1, \dots, 4\} \quad (4.2)$$

où P_i et P_G sont respectivement la mesure de la position du centre de chaque roue et de la position du centre de gravité par rapport au repère terrain $(X_0Y_0Z_0)$. Puis, les propriétés

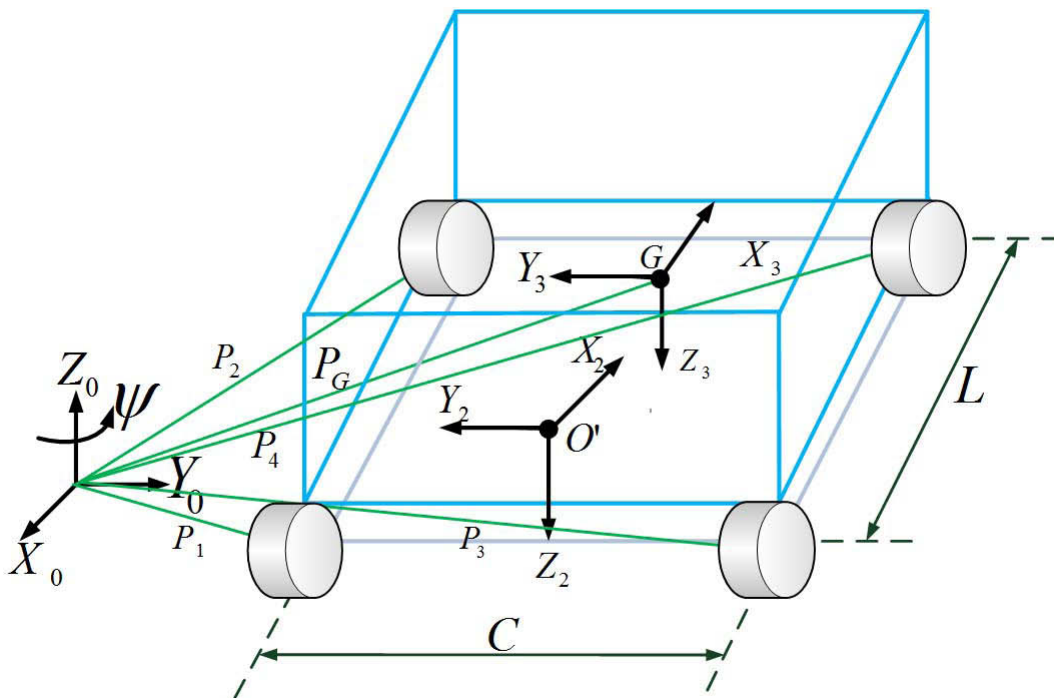


FIGURE 4.5 – Mesure de la position des roues

de transformation homogène seront utilisées afin de calculer la position des roues au repère $(X_2Y_2Z_2)$.

Finalement, les différentes mesures disponibles en sortie du simulateur seront exploitées pour le calcul d'une valeur mesurée du *DESM* afin de valider son estimation.

4.2.4.2 Evaluation de la *FASM* simulée

Quant à l'évaluation de ce critère en simulation, la position des roues calculée dans le repère mobile R_3 selon l'équation (4.2) sera utilisée. Puis, les autres variables répertoriées dans le tableau 2.2 seront enregistrées sur le simulateur afin de calculer la mesure de la *FASM* selon l'équation (2.103).

4.2.4.3 Evaluation du TCL_a en simulation

Contrairement à l'évaluation des deux autres indicateurs en simulation, celle du TCL_a est relativement le plus simple à faire. En effet, selon l'équation (2.107), seule la connaissance des forces normales de contact roues/sol est requise pour le calcul du critère. Ces dernières sont toutes disponibles en sortie du simulateur. Ainsi, elles seront utilisées pour le calcul d'une mesure de cet indicateur de risque d'instabilité du véhicule.

4.2.5 Mesure des métriques de stabilité en expérimentation réelle

Si toutes les trois métriques retenues dans ce projet de thèse sont mesurables sur le simulateur, tel n'est pas tout à fait le cas dans la réalité. En effet, au vu de la multitude de paramètres dont requiert l'évaluation de la *DESM* et de la *FASM*, il n'y a pas de moyen concret et peu coûteux permettant de mesurer une réalité terrain sur la machine à vendanger pouvant donner une validation absolue de leur estimation. Par contre, quant au critère TCL_a , son évaluation ne nécessite que la connaissance des efforts normaux de contact pneus/sol. Mais comme il a été déjà souligné dans ce document, l'utilisation de capteurs dynamométriques pour la mesure de ces efforts est ici écartée pour des raisons pécuniaires. Qui pis est, l'installation de ces capteurs d'efforts soit au niveau du pneu ou soit au centre de la roue modifie substantiellement la machine et nécessite un système d'acquisition complexe à mettre en œuvre.

Toutefois, comme illustré sur la figure 4.6, la plateforme expérimentale de type vendangeuse présentée à l'annexe A.2 est équipée de vérins-correcteur d'assiette pilotées hydrauliquement. Si ce dispositif de correction de dévers présenté à la section 1.7.2.2 permet de conserver l'assiette de l'engin malgré l'évolution sur terrains accidentés et pentus, il offre également la possibilité de déduire l'effort normal présent dans chaque vérin par l'installation de capteurs de pression en entrée et en sortie de chambre.

Plus précisément, les suspensions actives comportent un piston propre à coulisser à l'intérieur de la chambre principale du cylindre. Le piston subdivise alors la chambre principale en une chambre haute et une chambre basse. Les deux chambres sont connectées



FIGURE 4.6 – Mesure des efforts dans les vérins hydrauliques de suspension

par une valve électromécanique bidirectionnelle. La force générée par la suspension active dépend alors de l'état de la valve, aussi la différence de pression entre la chambre basse et la chambre haute est indicative de l'état de la valve. Ainsi, il est alors possible de connaître l'effort transitant dans chaque vérin reliant chaque essieu à la masse suspendue du véhicule. L'utilisation des capteurs de pression dans les circuits hydrauliques des machines est fréquente pour la régulation (par exemple systèmes anti-patinage). Leur extension pour mesurer les efforts internes à la machine est ici considérée afin d'avoir une réalité terrain du transfert de charge du système.

Tout d'abord, notons P_{ij} la pression différentielle dans le cylindre, où ij dénote la roue, par exemple ArD pour désigner la roue arrière droit. Puis, les forces normales à la surface de contact de chaque roue peuvent être déduites de la mesure de la différence de pression de chaque vérin comme suit :

- Les forces normales sont $K_{AvG}P_{AvG}$ et $K_{AvD}P_{AvD}$ pour respectivement les roues avant gauche et avant droit,
- Les forces normales sont $K_{ArG}P_{ArG}$ et $K_{ArD}P_{ArD}$ pour respectivement les roues arrière gauche et arrière droit.

où K_{ij} sont des paramètres constants qui peuvent être inférés du diamètre et de l'orientation des vérins. Comme les vérins à l'arrière (respectivement à l'avant) du véhicule ont le même diamètre et une orientation symétrique, alors on a : $K_{ArG} = K_{ArD} = \chi K_{AvG} = \chi K_{AvD}$ où χ est par conséquent un coefficient représentatif de la différence de section entre les vérins avant et arrière ainsi que de la différence d'orientation relative des vérins entre eux. Finalement, ces expressions des efforts normaux de contact pneumatiques/sol facilitent l'explicitation de la mesure du Transfert de Charge par la relation (4.3).

$$\overline{TCLa} = \frac{P_{AvG} - P_{AvD} + \chi(P_{ArG} - P_{ArD})}{P_{AvG} + P_{AvD} + \chi(P_{ArG} + P_{ArD})} \quad (4.3)$$

Si le système de vérins de la machine à vendanger utilisée dans le cadre de cette thèse est piloté hydrauliquement, il est à noter qu'il aurait pu être contrôlé de façon pneumatique ou électrique. Même dans ces cas là, il serait toujours possible de connaître à tout instant l'état du système de suspension en utilisant des capteurs adaptés au système de vérin, et par contrecoup la mesure du Transfert de Charge permettant de renseigner en temps réel sur le degré de stabilité du véhicule resterait toujours plausible. Plus généralement, cet algorithme de mesure du risque d'instabilité du véhicule trouvera son application sur toute sorte de machine autorisant la mesure des efforts dans le système de suspension. Par ailleurs, cette mesure du Transfert de Charge via les mesures de pression donnera non seulement un moyen de validation absolue de l'estimation du TCL_a mais permettra également la validation des estimations de la $FASM$ et de la $DESM$ par une comparaison qualitative.

4.2.6 Résultats de Simulation réaliste

La reconstitution et la simulation des différentes situations types de renversement sur le simulateur SCANeR Studio ont fait l'objet de la section 4.2.2. A présent, les trois métriques retenues dans ce projet vont être évaluées et comparées afin de caractériser leur domaine de validité pour chaque scénario de renversement recensé à la section 1.6. La différence entre la métrique estimée et sa valeur de référence ou mesurée servira de critère d'évaluation de la pertinence de l'estimation des métriques en fonction de chaque situation à risque.

4.2.6.1 Comparaison des métriques selon les différents scénarii identifiés

Après avoir intégré les différents algorithmes d'estimation de risque d'instabilité du véhicule aux scénarii présentés au chapitre 1 sur le simulateur, la comparaison des différents résultats d'estimation des métriques pour chaque scénario fera l'objet de cette section. Ce document n'expose et ne traite que les trois grandes familles de situation de renversement recensées dans le cadre de cette thèse. La pertinence comparée des métriques en fonction des contextes d'environnement (pente, condition d'adhérence), de conduite (vitesse linéaire, de lacet, accélérations, angle de braquage) pour chaque scénario défini précédemment permettra de mettre en évidence le cadre *optimal* d'utilisation de chacune des métriques.

4.2.6.1.1 Scénario de décrochage

Cette situation de renversement détaillée à la Section 4.2.2.1 est symptomatique d'une perte d'adhérence sur le train arrière du véhicule en raison d'une forte répartition de la charge sur l'essieu avant dans le cas d'une descente par exemple.

La Figure 4.7 montre le profil des variables de commande du véhicule pour ce scénario. Aussi, la Figure 4.7(d) représente l'erreur d'observation sur la vitesse de lacet. Comme il a été défini à la section 3.4.2 où est détaillé le principe de fonctionnement de l'observateur,

une loi de commande consistant à faire converger l'erreur d'observation de la vitesse de lacet vers zéro a été définie afin de reconstruire une mesure de la dérive globale du véhicule.

Ce critère de convergence de l'observateur constitue un critère de validation du renseignement fourni par les métriques présentées dans ce document sur l'estimation du risque de renversement de véhicule. Globalement, les indicateurs ne sont pertinents que lorsque les erreurs d'estimation de tous les observateurs sont petites. Dès lors, les erreurs d'estimation des observateurs que l'on utilise peuvent servir à valider les métriques, l'information fournie par les estimateurs de risque peut être considérée comme tout à fait pertinente. En résumé, l'analyse de l'erreur d'observation constitue un critère sur critère pour la validation du risque de stabilité estimé par les différentes métriques.

En outre, le déplacement des vérins (Fig.4.7(c)) est aussi ici considéré comme un paramètre à analyser pour mieux interpréter l'estimation du risque d'instabilité du véhicule par les indicateurs de renversement. En effet, la vendangeuse est équipée d'un système de correction de dévers constitué de vérins qui sont soit en butée haute, soit en butée basse ou soit en correction de dévers. La course de jambage des vérins varie entre 0 et 50 cm. La position butée haute correspond à un déplacement de 50 cm pour la correction d'un dévers de 15° et la position butée basse correspond à 0. L'intérêt d'analyser le déplacement des vérins dû au système de correction d'assiette réside dans le fait que ce déplacement des vérins entraîne nécessairement la variation de la position du Centre de Gravité (CdG) du véhicule. Or, au niveau des algorithmes d'estimation du risque de renversement du véhicule, ce paramètre est fixé à une valeur connue. En conséquence, en situation de correction de dévers cette valeur ne serait plus représentative. Ce qui pourrait donc fausser l'information fournie par les métriques sur l'estimation du risque d'instabilité du véhicule.

La Figure 4.8 montre l'évaluation de la stabilité du véhicule en utilisant les différentes métriques présentées au chapitre 2. On peut remarquer que l'estimation de toutes les métriques détecte le renversement du véhicule qui intervient à la 13.3^{ième} seconde. Ce résultat a pour effet de conclure sur la pertinence de toutes les métriques entre elles vis-à-vis l'estimation du risque d'instabilité du véhicule.

Par ailleurs, il est à noter que l'estimation des différentes métriques reste en adéquation avec la tendance de la valeur mesurée de chacun des indicateurs de risque. Toutefois, on peut remarquer que les valeurs estimées des métriques ont une certaine avance par rapport aux valeurs mesurées sur la détection de l'instant effectif de renversement du véhicule, sauf les valeurs mesurées et estimées de la *FASM* qui détectent le renversement au même instant, soit à la 13.3^{ième} seconde.

En effet, l'estimation du *TCL_a* détecte le renversement du véhicule à la 13.2^{ième} seconde tandis que sa mesure indique une situation de renversement à la 13.3^{ième} seconde. L'estimation de la *DESM* détecte également le renversement du véhicule à la 13.2^{ième} seconde mais avec une avance de 2 dixièmes de seconde par rapport à la valeur mesurée,

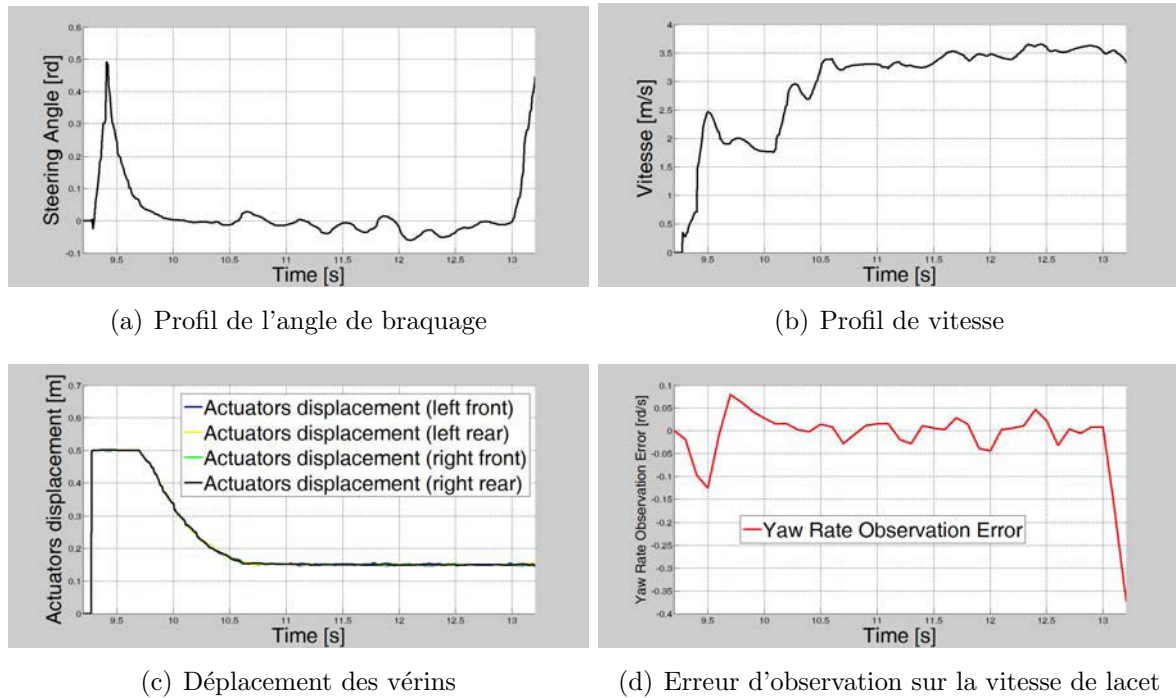


FIGURE 4.7 – Profil des variables de commande du véhicule et de l'erreur d'observation sur la vitesse de lacet en situation de décrochage

soit à la 13.4^{ième}. Ces constats trouvent leur intérêt dans la mesure où ils permettent de mettre en évidence une certaine anticipation de la détection du risque par certaines métriques.

Durant la phase de démarrage du véhicule, soit à la 9.2^{ième} seconde, la Fig. 4.7(d) illustre une convergence peu précise de l'observateur, ce qui se traduit nécessairement par une mauvaise évaluation de l'angle de dérive globale au démarrage du véhicule. On peut aussi remarquer sur les Fig. 4.7(a) et 4.7(c) un pic de braquage ainsi que les vérins qui sont en position haute au moment du démarrage. Après la phase de démarrage, on peut remarquer la correction de dévers améliore la convergence de l'observateur.

L'analyse de l'estimation des métriques de renversement (Fig.4.8(a), Fig.4.8(b) et Fig.4.8(c)) pendant l'instant de démarrage montre une surestimation du risque par rapport à sa valeur mesurée vu par le TCL_a contrairement aux deux autres métriques. Ce constat permettrait de signaler, d'une part, qu'une bonne estimation de l'angle de dérive globale est nécessaire pour l'évaluation des indicateurs de risque d'instabilité du véhicule. Et d'autre part, qu'une mauvaise estimation de l'angle de dérive globale a une plus forte repercussion sur l'estimation du TCL_a par rapport aux autres métriques.

Enfin, en se basant sur la seule différence entre les valeurs estimées et mesurées de chacune des métriques comme critère d'évaluation de la pertinence des estimations, on serait tenté à dire que pour ce scénario l'estimation de la $FASM$ se révèle être la plus pertinente.

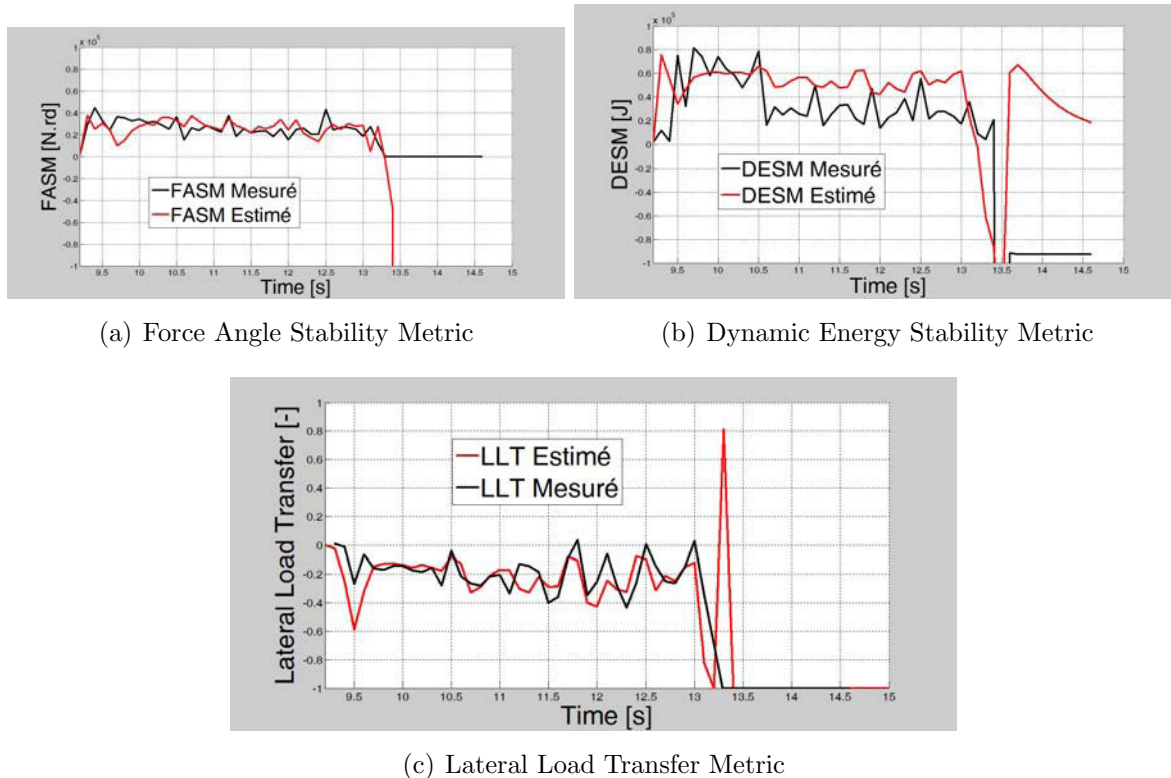


FIGURE 4.8 – Estimation des métriques en situation de décrochage

On peut également remarquer qu'après l'instant de renversement du véhicule, les valeurs estimées de la $DESM$ et du TCL_a divergent en faisant des pics dans les deux sens. Ceci peut être expliqué par le fait que le modèle Callas/Prosper utilisé simule le comportement dynamique du véhicule jusqu'à la limite de contact et, en conséquence, après le renversement du véhicule les sorties du modèle divergent.

4.2.6.1.2 Scénario de renversement

Cette catégorie de renversement présentée à la Section 4.2.2.2 peut être déclinée en deux sous-cas. En effet, ceux-ci obéissent aux mêmes arbres de cause et engendrent une dynamique qui aboutit soit à une situation de dévalement soit à une situation de renversement pur.

Situation de dévalement

Les Figures 4.9(a) et 4.9(b) présentent le profil des consignes de vitesse et de l'angle de braquage pour ce scénario décrit à la Section 4.2.2.2.1. La Figure 4.9(c) montre le déplacement des vérins dû au système de correction d'assiette du véhicule. Enfin, la Figure 4.9(d) illustre l'erreur d'observation sur la vitesse de lacet pour ce scénario. Des commentaires similaires à ceux qui ont été faits à la section 4.2.6.1.1 peuvent être repris ici pour ces différentes figures. Tout d'abord, via la Figure 4.10, on peut remarquer que

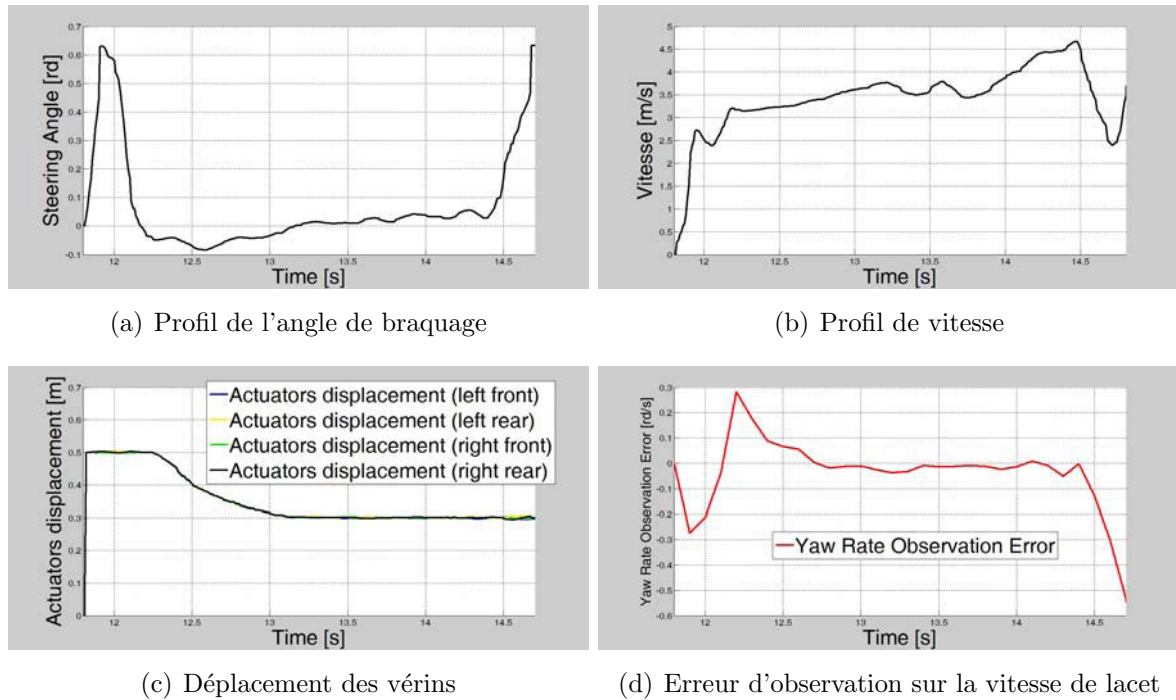


FIGURE 4.9 – Profil des variables de commande du véhicule et de l'erreur d'observation sur la vitesse de lacet en situation de dévalement

les trois métriques caractérisent correctement la situation d'instabilité du véhicule par la détection du renversement de ce dernier. Il est intéressant de noter que les valeurs mesurées des trois métriques concordent toutes pour signaler le renversement du véhicule à la 14.7^{ième} seconde. Ce constat est intéressant dans la mesure où il permet de conclure sur la cohérence des métriques entre elles.

Toutefois, l'estimation des métriques détecte le renversement un dixième de seconde avant le renversement effectif du véhicule signalé par les mesures, soit à la 14.6^{ième} seconde. Cette avance est certes faible mais elle pourrait avoir tout son intérêt dans le cadre de la mise en place d'un système actif et/ou passif de sécurité. Dans l'ensemble, les métriques détectent les accidents avec au plus 0.3 seconde d'anticipation. C'est inférieure au temps réflexe humain qui est pratiquement évalué à 1 seconde. En conclusion, les métriques ne servent pas à prévenir les accidents en l'état mais plutôt à les détecter. Pour ce faire, elles devront être associées à des stratégies de commande prédictive comme expliqué au chapitre 5.

Entre autre, en se référant au scénario de décrochage étudié à la section 4.2.6.1.1, il est pertinent de noter que l'anticipation du risque de renversement par les métriques est étroitement liée au scénario. En effet, pour le scénario de décrochage, on avait remarqué que certaines métriques avaient une avance par rapport à l'autre dans la détection de l'instant de renversement du véhicule, ce qui n'est pas le cas pour ce scénario de dévalement. Par ailleurs, on peut remarquer qu'à la 11.9^{ième} seconde, soit à l'instant de démarrage du véhicule, les trois métriques ont fait une fausse détection de situation renversement

du véhicule. Les mêmes conclusions sur la convergence de l'observateur au moment du démarrage retenues à la section 4.2.6.1.1 pour expliquer ces fausses détections peuvent être reprises ici.

En particulier, ces situations de fausses détections peuvent être expliquées par l'analyse immédiate du profil des variables de commande du véhicule à ce même instant. En effet, sur les Fig. 4.9(a) et 4.9(b), on remarque un braquage brusque du véhicule et un pic de vitesse à la 11.9^{ième} seconde. Ces deux variations combinées expliquent ce risque de renversement vu par les trois métriques. Il faut signaler que la combinaison de ces deux variations brusques a quand même faussé l'estimation des métriques pendant environ 4 dixièmes de seconde. Toutefois, les valeurs mesurées des métriques restent cohérentes entre elles et n'indiquent pas de situation de renversement à cet instant là.

Pour ce scénario, en se basant sur l'écart entre la mesure et l'estimation des métriques comme critère de pertinence de l'estimation, on soulignerait que l'estimation de la *FASM* est la moins pertinente.

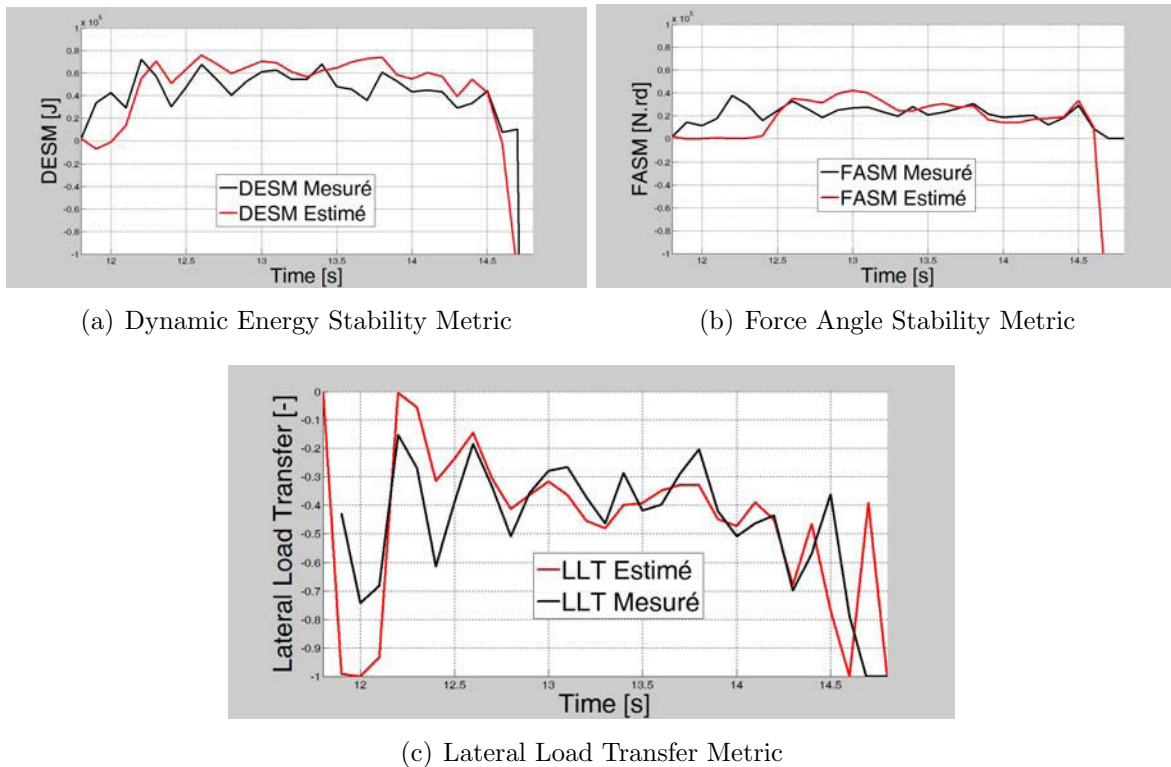


FIGURE 4.10 – Estimation des métriques en situation de dévalement

Situation de renversement latéral

Pour cette situation type de renversement détaillée à la Section 4.2.2.2.2, les Figures 4.11(a) et 4.11(b) illustrent le profil des variables de commande du véhicule.

La Figure 4.11(c) montre une correction de dévers sur ce scénario. En effet, pendant la phase de démarrage du véhicule, on peut remarquer que tous les vérins sont placés en butée haute, puis il y a une correction d'assiette correspondant au déplacement des vérins arrières du véhicule jusqu'à la position basse et les vérins avant subissent un déplacement pour se stabiliser à 30 cm soit une correction de dévers de 9°.

Enfin, la Figure 4.11(d) illustre le profil de l'erreur d'observation sur la vitesse de lacet renseignant sur la convergence de l'observateur. On constate que l'observateur est moins précise durant la phase de démarrage du véhicule - soit pendant l'instant où tous les vérins sont fixés en butée haute - et il converge après la phase d'initialisation. Ce dernier diverge également au moment du renversement du véhicule, ce qui est cohérent dans la mesure où toutes les sorties du simulateur divergent à l'instant de renversement du véhicule et que le modèle n'est plus représentatif.

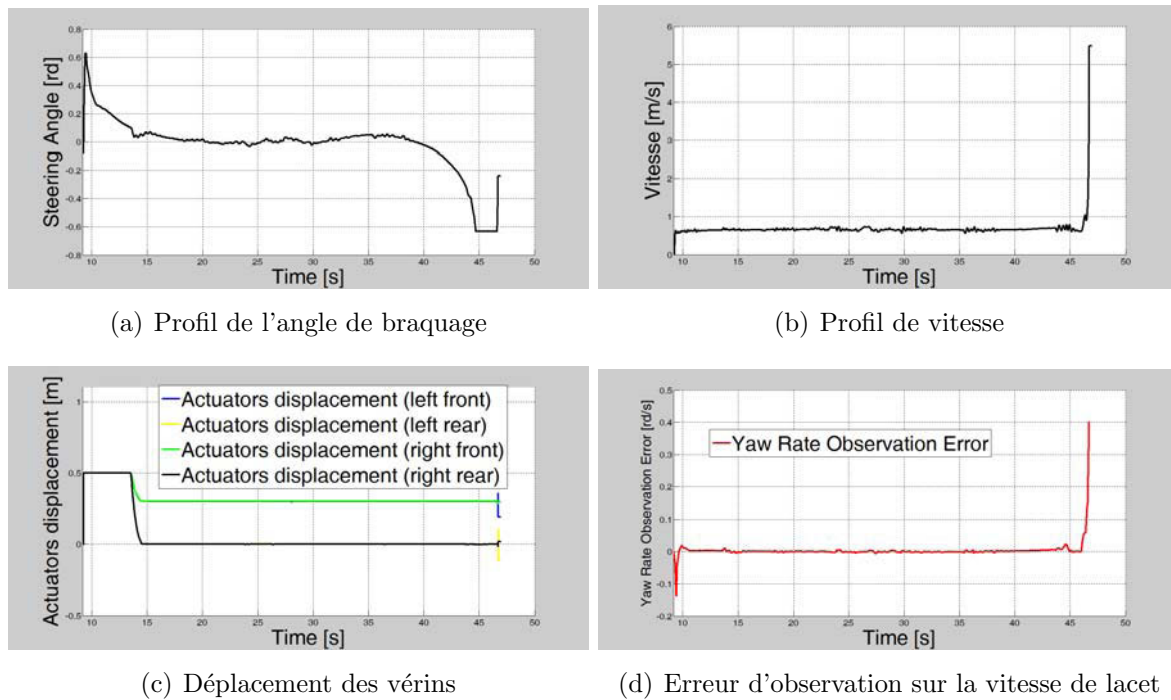


FIGURE 4.11 – Profil des variables de commande du véhicule et de l'erreur d'observation sur la vitesse de lacet en situation de renversement latéral

La Figure 4.12 présente la caractérisation du risque d'instabilité du véhicule par l'estimation des trois métriques dans une situation de renversement pur. On constate que les trois métriques détectent le renversement du véhicule correctement à la 46^{ième} seconde. Il est important de signaler que pour ce scénario aucune des métriques n'a la capacité d'anticiper l'instant de renversement du véhicule. Elles le détectent toutes au même instant.

L'écart enregistré entre les valeurs mesurées et estimées des métriques pendant les 4 premières secondes après le démarrage du véhicule peut être expliqué, tout d'abord, par le temps nécessaire à la convergence des observateurs. Surtout, la position de tous les vérins

en butée haute pendant l'instant de démarrage pourrait être pointé pour expliquer cet écart. En effet, la position des vérins en butée haute aurait pour conséquence de faire varier la position du CdG du véhicule. Or, au niveau des algorithmes d'estimation du risque d'instabilité, ce paramètre est fixé à une valeur connue. En conséquence, cette valeur ne serait plus représentative de la position exacte du CdG lorsque les vérins sont en butée haute. A cet effet, à la section 4.3 un algorithme d'estimation adaptative du risque de renversement du véhicule sera développé afin de remédier à ce problème. Par ailleurs, on peut remarquer que dès lors que les vérins sont déplacés de cette position, les valeurs estimées et mesurées des métriques coïncident à valeur près. En outre, l'erreur d'observation sur la vitesse de lacet assurant la convergence de l'observateur devient quasiment nulle. En effet, dans ce cas, les paramètres utilisés pour les algorithmes sont cohérents avec les paramètres réels.

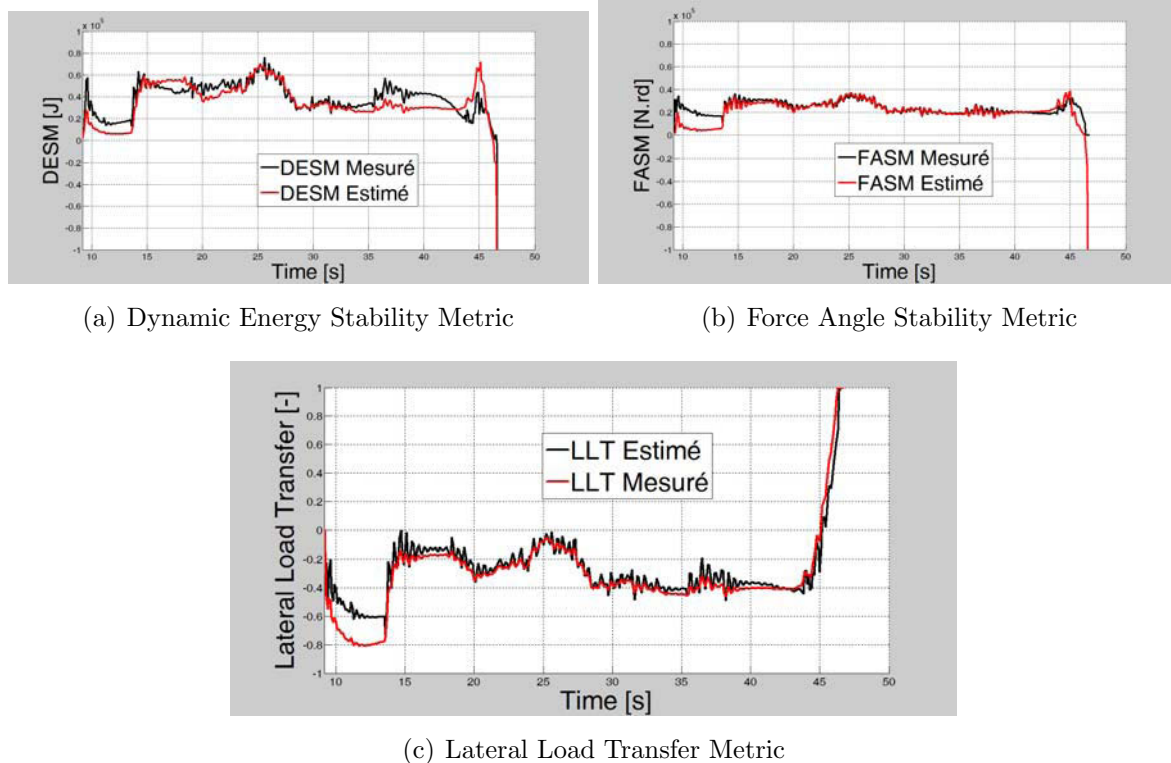


FIGURE 4.12 – Estimation des métriques en situation de renversement pur

Enfin, il est à remarquer que, pour ce scénario, la *FASM* se distingue surtout par le faible écart qu'il y a entre ses valeurs estimées et mesurées. L'écart entre les valeurs mesurée et estimée des différentes métriques permettrait de signaler que l'estimation de la *DESM* est la moins pertinente pour ce scénario. Ceci met en avant la dépendance paramétrique des différentes métriques et donc leur sensibilité vis-à-vis d'incertitude d'étalonnage.

4.2.6.1.3 Scénario de renversement en circulation routière

Pour ce scénario présenté à la Section 4.2.2.3, le renversement résulte généralement de

la vitesse excessive avec laquelle le véhicule se déplace sur route conjuguée à la trajectoire qui comporte un virage serré. Ce scénario est ici décliné en deux sous-cas. Un cas où le véhicule roule en situation limite de renversement et un second cas où il y a renversement effectif du véhicule.

En situation limite de renversement

Les Figures 4.13(b) et 4.13(a) présentent respectivement le profil des consignes de vitesse et de l'angle de braquage pour ce scénario. La Figure 4.13(c) illustre la position des vérins qui sont fixés en butée haute. Enfin, la Figure 4.13(d) montre l'erreur d'observation sur la vitesse de lacet. On peut remarquer que cette erreur tend vers zéro durant la période où le véhicule roule en ligne droite. Par contre, au moment où il y a le braquage brusque du volant de ce dernier soit à la 12^{ème} seconde, un écart est enregistré. L'apparition de cet écart peut être expliquée par le fait que les variations sont rapides par rapport au temps de convergence de l'observateur.

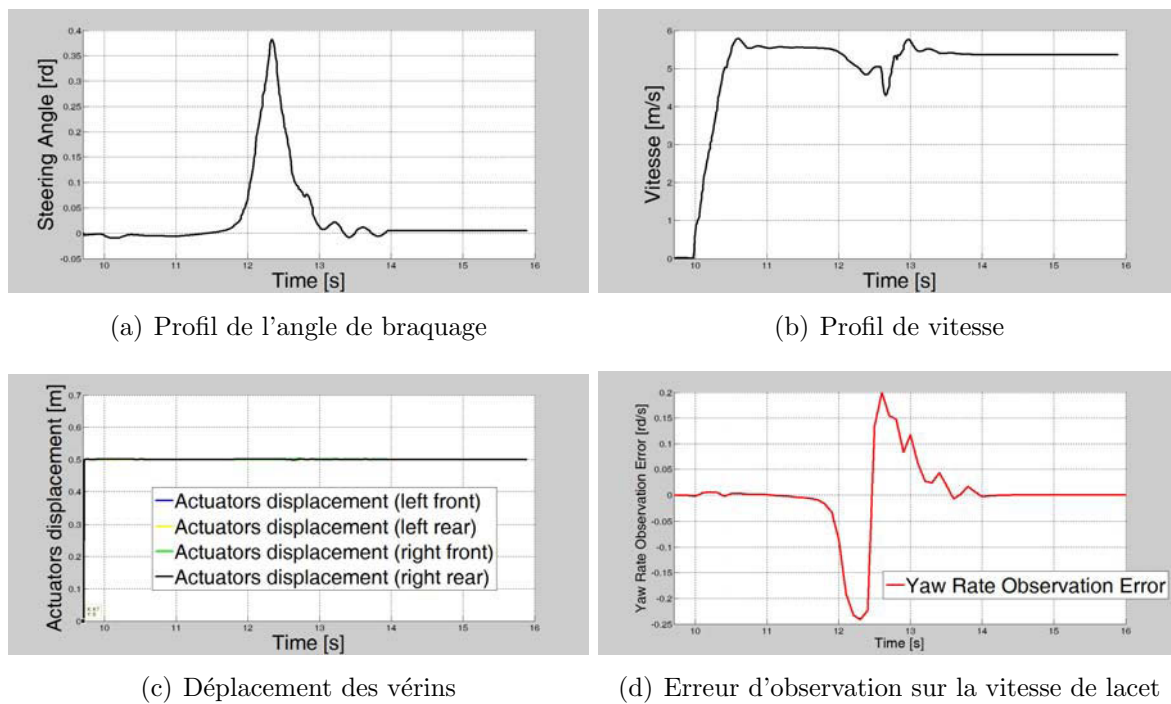


FIGURE 4.13 – Profil des variables de commande du véhicule et de l'erreur d'observation sur la vitesse de lacet en situation limite de renversement en circulation routière

La Figure 4.14 présente la caractérisation du risque d'instabilité du véhicule par l'estimation des trois métriques dans une situation en limite de renversement où le véhicule roule dans les conditions de circulation routière.

On peut remarquer qu'à la dixième seconde, soit environ 5 secondes après le démarrage, les mesures de la *DESM* et de la *FASM* voient toutes les deux une situation d'instabilité du véhicule. Toutefois, celle du *TCL_a* quant à elle indique une situation complètement

stable du véhicule.

L'analyse immédiate du profil de vitesse (Fig.4.13(b)) du véhicule permet d'expliquer cette différence d'attitude des trois métriques. En effet, tout d'abord il est bon de rappeler que le TCL_a renseigne uniquement sur un risque de renversement latéral du véhicule comme son nom l'indique. Toutefois, les deux autres métriques quant à elles, en l'occurrence la $FASM$ et la $DESM$, renseignent non seulement sur le risque de renversement latéral du véhicule mais aussi sur sa propension à se renverser longitudinalement.

Précisément, on peut remarquer un pic de vitesse à la dixième seconde. Ceci a pour conséquence immédiate de solliciter fortement et brusquement la dynamique longitudinale du véhicule, d'où un risque de renversement longitudinal de ce dernier. Par définition, le TCL_a ne voit pas cette situation d'instabilité longitudinale et en conséquence il ne signale aucun danger.

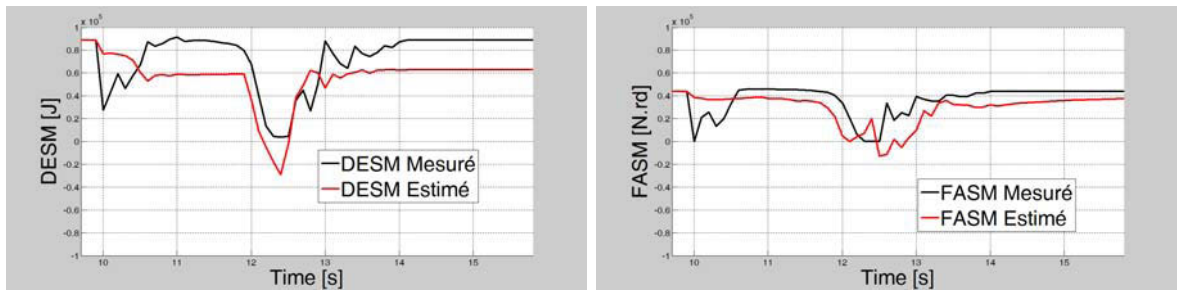
En outre, ce scénario se distingue par le fait que l'estimation de toutes les métriques indique une situation de renversement du véhicule alors qu'il ne soit pas effectivement le cas. Cette particularité de ce scénario peut être expliquée par la variation brusque des deux variables de commande du véhicule. En effet, on peut remarquer sur les Figures 4.13(a) et 4.13(b) un coup de volant brutal suivi d'un pic de vitesse d'environ 10 m/s. Ces deux effets combinés sollicitent fortement la dynamique du véhicule et entraînent nécessairement une fausse détection de renversement du véhicule par l'estimation des métriques puisqu'il y a un danger effectif. Il est à signaler que même les valeurs mesurées de la $FASM$ et du TCL_a indiquent une détection dans ce cas de figure. Toutefois, la mesure de la $DESM$ s'illustre encore une fois par sa robustesse puisqu'elle est la seule à ne pas traduire un renversement du véhicule. Par contre, en dehors des cas de "fausses" détections, si on regarde la différence entre la mesure et l'estimation des métriques, la moins pertinente serait encore une fois l'estimation de la $DESM$.

Pour ce scénario, l'écart entre la mesure et l'estimation peut être expliqué par le fait que les vérins soient fixés en butée haute (voir Figure 4.13(c)). En effet, dans ce cas de figure, la valeur de la hauteur du CdG qui est fixe au niveau des algorithmes d'estimation de risque de renversement du véhicule n'est plus représentative de la réalité. Comme il a été déjà souligné l'intérêt de l'estimateur paramétriquement adapté qui sera développé plus tard dans le but de prendre les effets de la variation des paramètres dynamiques du véhicule.

En situation de renversement

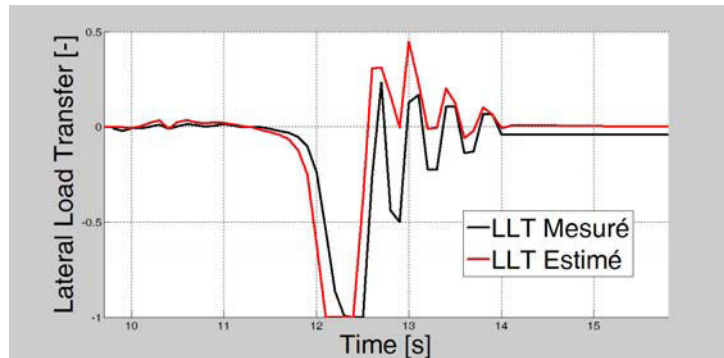
La Figure 4.15 présente le profil des variables de commande du véhicule pour ce scénario ainsi que l'erreur d'observation sur la vitesse de lacet du véhicule.

La Figure 4.16 présente la caractérisation du risque de renversement du véhicule par l'estimation des trois métriques dans une situation de renversement. On peut remarquer



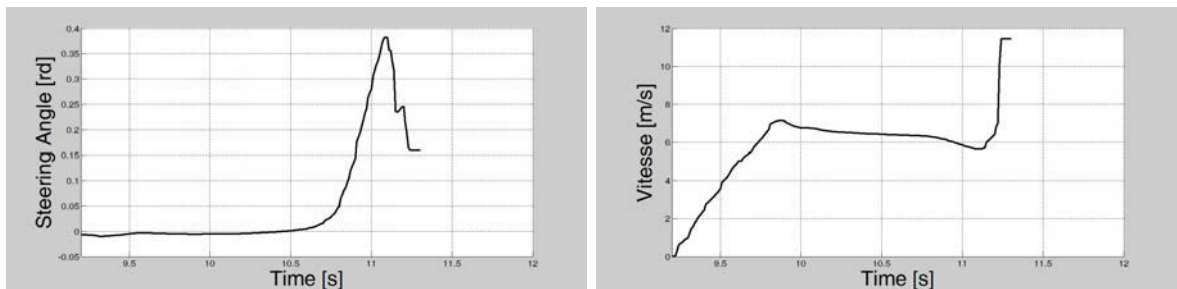
(a) Dynamic Energy Stability Metric

(b) Force Angle Stability Metric



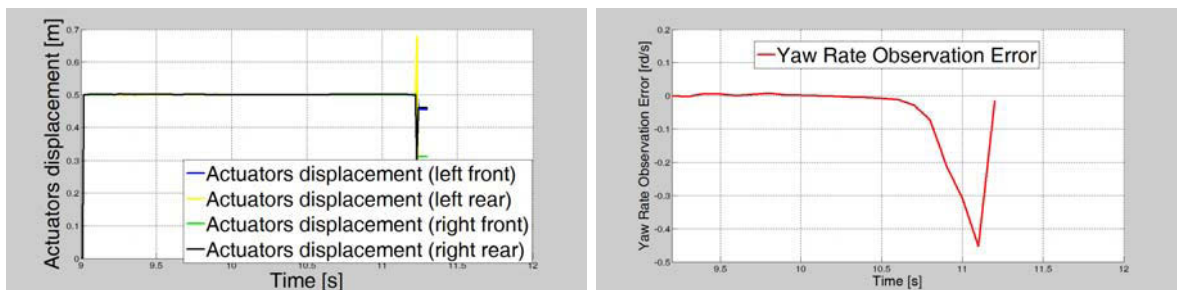
(c) Lateral Load Transfer Metric

FIGURE 4.14 – Estimation des métriques en situation limite de renversement en circulation routière



(a) Profil de l'angle de braquage

(b) Profil de vitesse



(c) Déplacement des vérins

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

FIGURE 4.15 – Profil des variables de commande du véhicule et de l'erreur d'observation sur la vitesse de lacet en situation de renversement en circulation routière

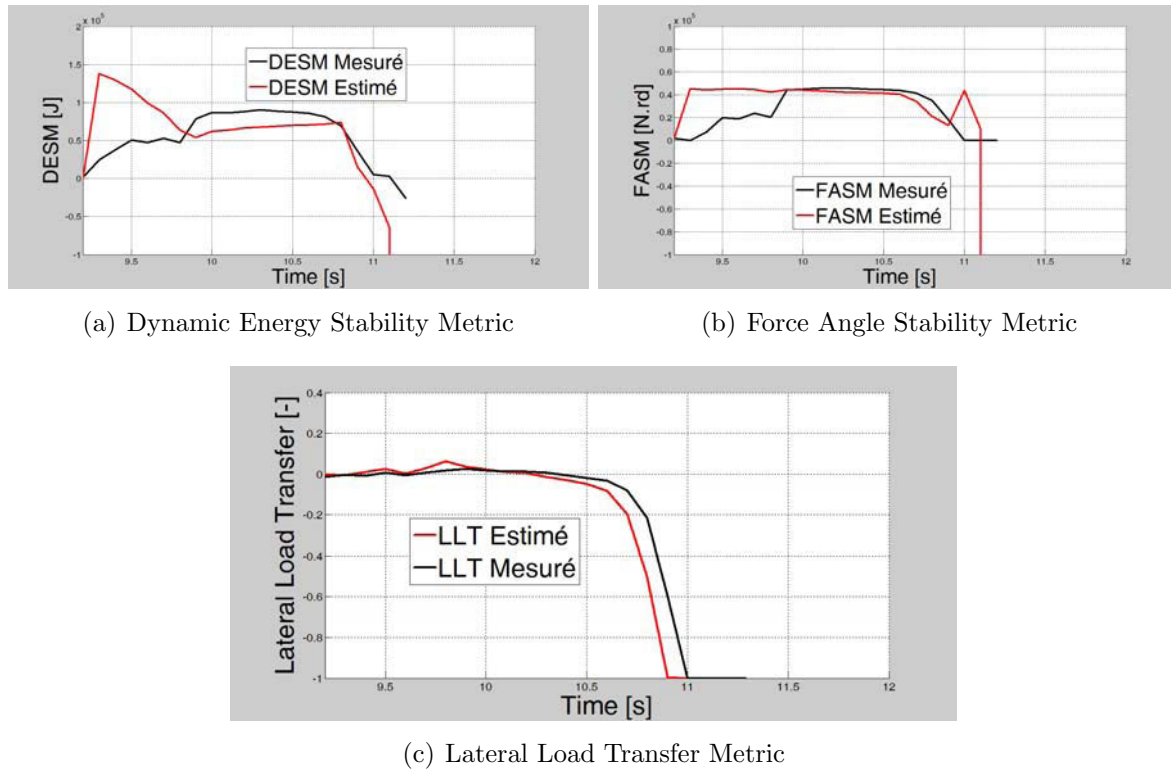


FIGURE 4.16 – Estimation des métriques en situation de renversement en circulation routière

que l'estimation des métriques indique une situation de forte stabilité du véhicule jusqu'au moment où le véhicule se renverse brusquement. En effet, les valeurs estimées et mesurées du TCL_a sont au voisinage de 0 qui est la valeur indiquant la situation la plus stable du véhicule. De même la valeur des autres métriques est de l'ordre de 10^4 avant le passage brusque à 0, c'est-à-dire avant le renversement. Tout ceci s'explique par le fait que le véhicule roule sur route, la pente et le dévers sont quasiment nuls. La forte sollicitation des dynamiques longitudinale (pic de vitesse) et latérale (braquage brusque) entraîne le renversement du véhicule en abordant le virage serré en fin de parcours. Les trois métriques traduisent parfaitement cette situation de renversement.

Toutefois, il est important de signaler encore une fois que la $FASM$ et la $DESM$ signalent un risque de renversement dans les premiers instants après le démarrage contrairement au TCL_a . En effet, comme il a été déjà souligné cette alerte est due à la variation brusque de la vitesse du véhicule qui entraîne un risque de renversement longitudinal que le TCL_a n'ait pas pu détecter par définition même.

Encore une fois, l'écart entre les valeurs mesurées et estimées des métriques peut être expliqué par la non représentativité de la valeur fixe de la hauteur du CdG due à la position des vérins qui se trouvent en butée haute comme illustré sur la Figure 4.15(c). Cet écart est encore une fois beaucoup plus significatif par rapport aux autres métriques. Cette occurrence permettrait de conclure sur le fait que l'estimation de la $DESM$ nécessite, à un degré plus important que les autres métriques, les bons paramètres du véhicule pour

qu'elle soit pertinente.

4.2.6.1.4 Conclusion

Dans cette section, un ensemble de 5 essais de simulation a été étudié pour l'évaluation de la mesure et de l'estimation des trois métriques privilégiées dans ce document. A la lumière de cette étude, il a été constaté que l'ensemble des trois critères de renversement fonctionnent correctement en détectant les situations de dangerosité. Si l'analyse comparative des résultats de simulation obtenus pour les différentes métriques a permis de mettre en évidence la pertinence de leur estimation, leur domaine de pertinence est toutefois modulé en fonction des types de scénarios, du contexte de conduite et de terrain.

En se basant sur la différence entre la valeur estimée et la valeur mesurée des métriques comme critère d'évaluation de la pertinence de leur estimation, dans l'ensemble, l'estimation de la *FASM* et du *TCL_a* s'est révélée meilleure par rapport à celle de la *DESM*. Plusieurs éléments d'explication peuvent être apportés à ce constat. D'une part, le degré de complexité du calcul de la *FASM* et du *TCL_a* est beaucoup moindre que celui de la *DESM*. D'autre part, le post-traitement des données a permis de montrer que l'estimation des métriques est fortement tributaire des bons paramètres du véhicule. Ces paramètres sont définis à une valeur fixe pour l'instant au niveau des algorithmes d'estimation des métriques. Or, ces derniers varient durant le fonctionnement du véhicule. Leur variation aurait pour conséquence de fausser surtout l'estimation de la *DESM* en amplifiant la complexité de sa calculabilité.

Toutefois, la mesure de la *DESM* est la seule valeur de référence qui a pu renseigner sur le degré de stabilité du véhicule sans faire de fausses détections malgré que les paramètres du véhicule ne soient pas adaptés pour l'instant. Fort de ce dernier constat, il est pertinent d'envisager pour la suite de ces travaux le développement d'un algorithme adaptatif permettant de prendre en compte les effets de la variation temporelle des paramètres du véhicule. En effet, l'idée serait d'adapter la masse ainsi que la hauteur du CdG du véhicule afin de s'assurer que le modèle soit toujours pertinent en exploitant une mesure ponctuelle d'une des métriques.

Au vu du caractère robuste de la mesure de la *DESM*, elle se place comme étant la valeur la plus appropriée pour le développement de l'algorithme adaptatif. Toutefois, comme il a été souligné à la section 4.2.5, un problème majeur se pose sur la calculabilité d'une mesure pour cette métrique sur la machine réelle. Ainsi, fort de la simplicité des méthodes d'obtention d'une mesure pour le critère de Transfert de Charge, il se révèle plus que pragmatique de penser à l'utilisation de la mesure de cette métrique comme valeur de référence pour le développement de l'estimateur paramétriquement adapté.

Toutefois, avant d'entrer dans le développement de cet estimateur adaptatif, une étude de la sensibilité des paramètres de commande du véhicule ayant pour objectif la mise en

évidence des limites d'exploitabilité des métriques est préalablement détaillé.

4.2.6.2 Etude de la variabilité et des limites d'exploitabilité des métriques

À la section précédente, les différentes métriques ont été comparées pour chacun des scénarios de référence définis dans le cadre de ce projet de thèse. Toutefois, afin d'explorer les limites des différentes métriques proposées, un plan d'expérience permettant d'exciter les principales entrées des différents indicateurs de risque a été défini.

En effet, l'objectif de ce plan d'expérience consiste à évaluer la sensibilité de chaque métrique en amenant à considérer des situations qui peuvent s'éloigner des scénarios définis. Mais, seules ces situations permettront de conclure sur la pertinence et la cohérence des différentes métriques par rapport aux hypothèses de base et dans les conditions les plus difficiles pour elles, tant au niveau théorique que pratique. La variation des principales variables de commande de la machine peut en ce sens définir son domaine de stabilité dynamique. Ce domaine de stabilité du véhicule peut être mise en évidence par les différentes métriques caractérisant le risque de renversement. Pour ce faire, on se propose ici d'étudier la variabilité des métriques en fonction des paramètres qui caractérisent le véhicule et son environnement. Ainsi, ces paramètres qui constituent les entrées de calcul des métriques seront excités au détriment d'un certain réalisme de la situation afin de conclure sur les plages d'utilisation des différents estimateurs de risque d'accidents du véhicule.

Il est à noter par contre que cette étude du domaine de stabilité dans l'espace des métriques ne sera par réalisée sur la plateforme expérimentale de type vendangeuse utilisée dans ce projet. En effet, l'exploitation du simulateur est ici privilégiée pour cette étude car il permet d'explorer les limites d'exploitabilité des métriques de renversement étudiées dans cette thèse et d'illustrer les risques encourus dans certaines situations en excitant les différentes variables de commande du véhicule, ce qui ne serait pas tout à fait possible sur le véhicule expérimental sans mettre la vie du conducteur en danger.

Ainsi, la sensibilité des indicateurs de risque aux entrées sollicitantes (de commande et de perturbation) seront étudiées en simulation sur le scénario dénommé ***Situation de renversement latéral*** mais dans le cas où le véhicule roule à la limite du renversement. Ceci a pour objectif de voir si l'excitation de l'une des variables de commande du véhicule pourrait entraîner une fausse détection des indicateurs c'est-à-dire si à cause de l'excitation les métriques détectent un renversement du véhicule sans que cela ne soit le cas.

4.2.6.2.1 Excitation de l'angle de braquage de l'engin

Ici, une variation sinusoïdale a été introduite sur l'angle de braquage afin de provoquer son excitation. La Figure 4.17 illustre le profil des consignes des variables de commande du véhicule où la vitesse de fonctionnement est très faiblement excitée par rapport à l'angle de braquage. L'erreur sur l'observation de la vitesse de lacet y est également représentée.

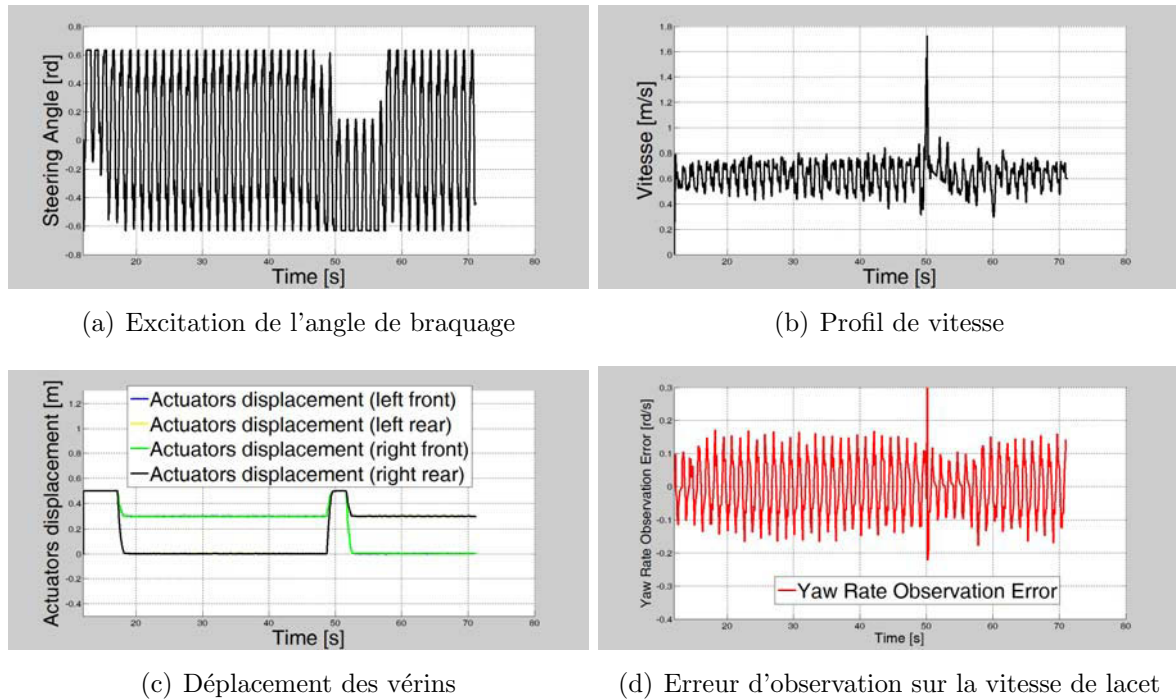


FIGURE 4.17 – Profil des variables de commande du véhicule et de l'erreur d'observation sur la vitesse de lacet suite à l'excitation de l'angle de braquage de l'engin

La Figure 4.18 montre le déroulement de l'estimation du TCL_a , de la $DESM$ et de la $FASM$ pour ce scénario. On peut remarquer que l'estimation des métriques est assez sensible à l'excitation de l'angle de braquage. En effet, à l'instant où on aborde le virage soit à la 49^{ième} seconde, rappelant que le véhicule roule en situation limite de renversement, le TCL_a ainsi que la $FASM$ ont fait de fausse détection de renversement. Par contre, la $DESM$ n'a pas fait de fausse détection mais elle atteint le voisinage de zéro, soit la borne de détection d'une situation d'instabilité. Ainsi, on pourrait noter que la $FASM$ et le TCL_a sont plus pessimistes dans ce contexte là. Par ailleurs, il faut remarquer que l'estimation amplifie les oscillations sur les métriques évaluées par rapport à leur valeur réelle.

L'analyse de ces résultats a permis de montrer l'influence de l'angle de braquage sur la dynamique latérale du véhicule et aussi la capacité des indicateurs de risque à renseigner sur le degré stabilité du véhicule tout en suivant la variation due à l'excitation de l'angle de braquage. En outre, l'estimation des métriques reste cohérente par rapport aux mesures malgré l'excitation de l'angle de braquage.

4.2.6.2.2 Excitation de la vitesse du véhicule

L'introduction d'une variation sinusoïdale sur la pédale d'accélération du véhicule a permis de provoquer l'excitation de la vitesse. Cette excitation a pour conséquence immédiate de stimuler la dynamique longitudinale du véhicule. La Figure 4.19 montre le profil

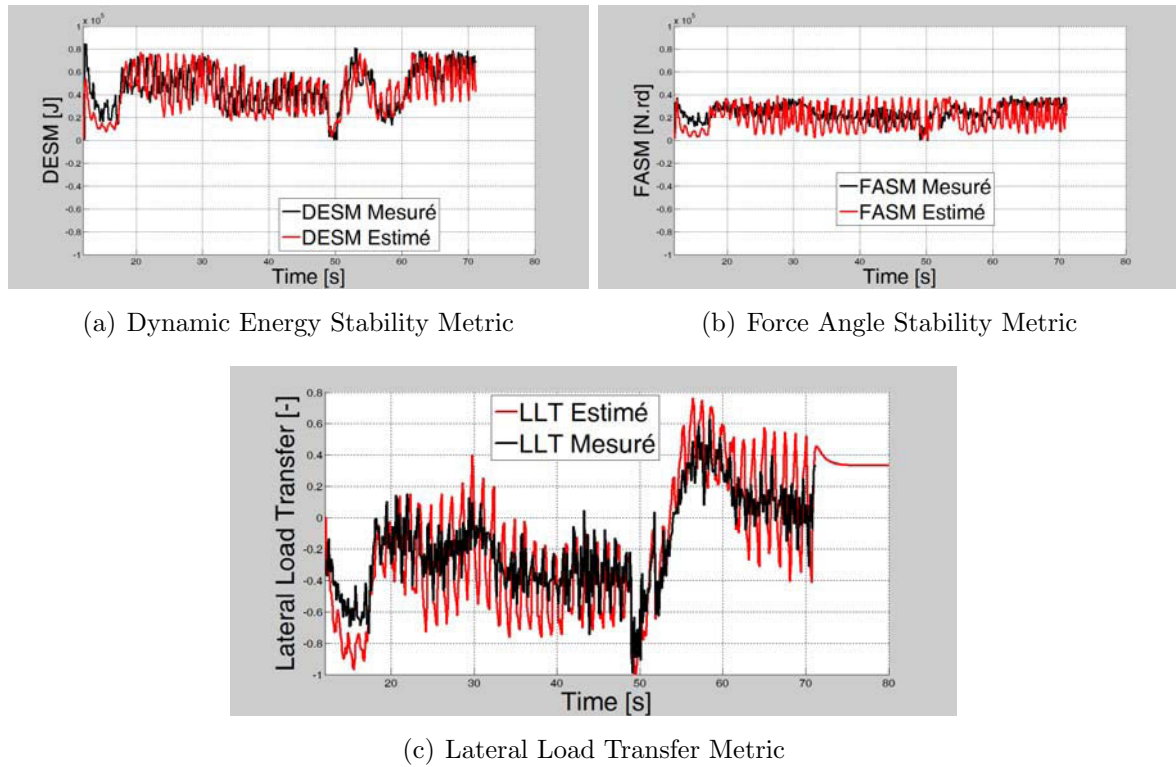


FIGURE 4.18 – Réponse des métriques à l'excitation de l'angle de braquage

des consignes de vitesse et de l'angle de braquage où ce dernier n'a pas été excité ainsi que le déplacement des vérins.

La Figure 4.19(d) décrit le profil de l'erreur d'observation de la vitesse de lacet suite à l'excitation de la vitesse du véhicule. Contrairement au cas où c'est l'angle de braquage qui est excité (voir Figure 4.17(d)), on peut remarquer que l'erreur d'observation de la vitesse de lacet tend vers zéro et demeure quasi-nulle cette fois-ci. Par contre, l'observateur présente quelques imprécisions durant le virage, soit de la 27^{ième} à la 31^{ième} seconde. Fort de ceci, on peut dire que la variation de vitesse a un impact limité sur l'estimation de la dynamique latérale de l'engin. Le découplage des dynamiques latérale et longitudinale est ainsi validé.

On peut également remarquer que les métriques traduisent cet effet (voir Figure 4.20) en signalant un risque renversement du véhicule. La Figure 4.19(c) montre les vérins qui sont en butée haute durant le virage. La non représentativité de la hauteur du CdG qui est fixe au niveau des algorithmes pourrait expliquer l'écart ponctuel de l'observateur.

La Figure 4.20 montre l'influence des excitations sur la dynamique longitudinale par rapport à l'estimation de l'état de stabilité du véhicule en utilisant le TCL_a , la $DESM$ et la $FASM$. Dans un premier temps, on peut remarquer que l'estimation des métriques est beaucoup moins sensible à l'excitation de la vitesse du véhicule par rapport à l'excitation de l'angle braquage. Ce constat pourrait être considéré comme un élément de conclusion

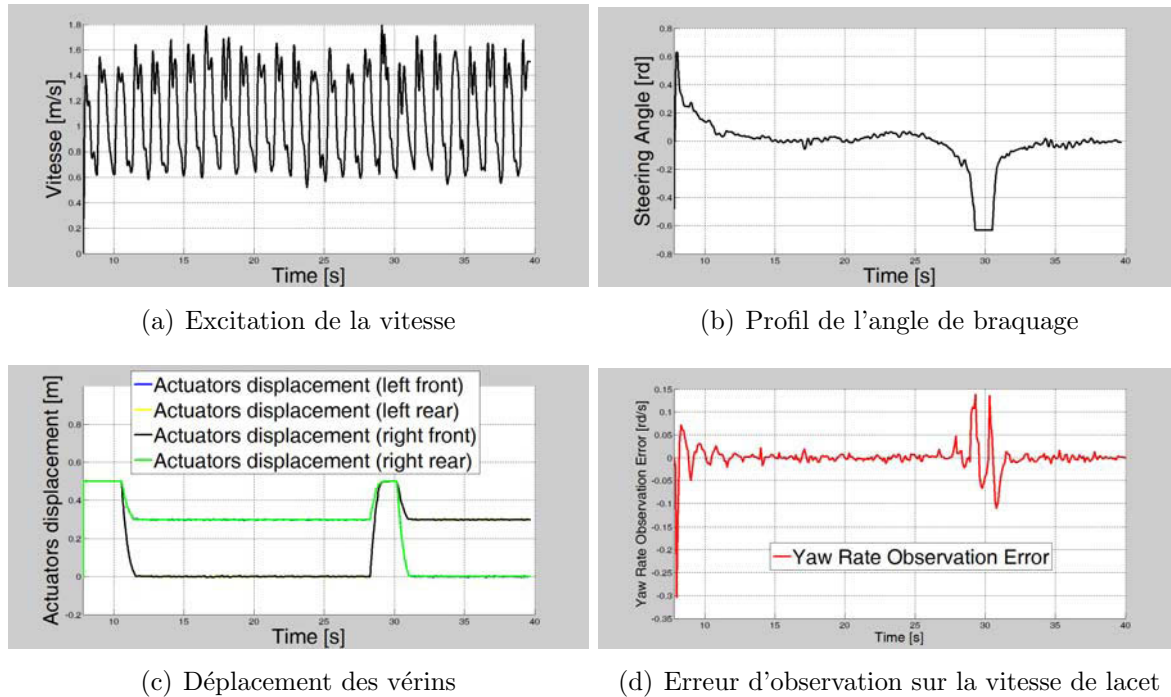


FIGURE 4.19 – Profil des variables de commande du véhicule et de l'erreur d'observation sur la vitesse de lacet suite à l'excitation de la vitesse du véhicule

sur la plus forte propension du véhicule à se renverser latéralement que longitudinalement. A fortiori, comme précédemment, les estimations sont cohérentes par rapport aux mesures des métriques.

Dans ce cas de figure, l'estimation n'amplifie pas les oscillations. Aussi, il est à noter qu'aucune des métriques n'a fait de fausse détection suite à l'excitation de la vitesse d'avancement du véhicule. Par contre, à la 31^{ème} seconde, on peut remarquer une surestimation du risque vue par toutes les métriques et à une plus forte ampleur par le TCL_a et la $FASM$. L'analyse de la Figure 4.19(b) montre que cette surestimation du risque correspond à un braquage brusque du volant par le conducteur en abordant le virage. Ceci confirme encore une fois l'importance de la prise en compte du braquage dans l'estimation du risque de renversement.

4.2.6.2.3 Excitation de la vitesse et de l'angle de braquage

Sur cet essai, la Figure 4.21 montre le profil des variables de commande où les deux excitations ci-dessus ont été jumelées ainsi que l'erreur sur l'observation de la vitesse de lacet.

La Figure 4.22 illustre la caractérisation du risque d'instabilité du véhicule par l'estimation des trois critères de renversement. Ce scénario a l'intérêt de mettre en exergue l'influence conjuguée de l'excitation des dynamiques longitudinale et latérale du véhicule sur la caractérisation du risque de renversement. La forte oscillation des métriques es-

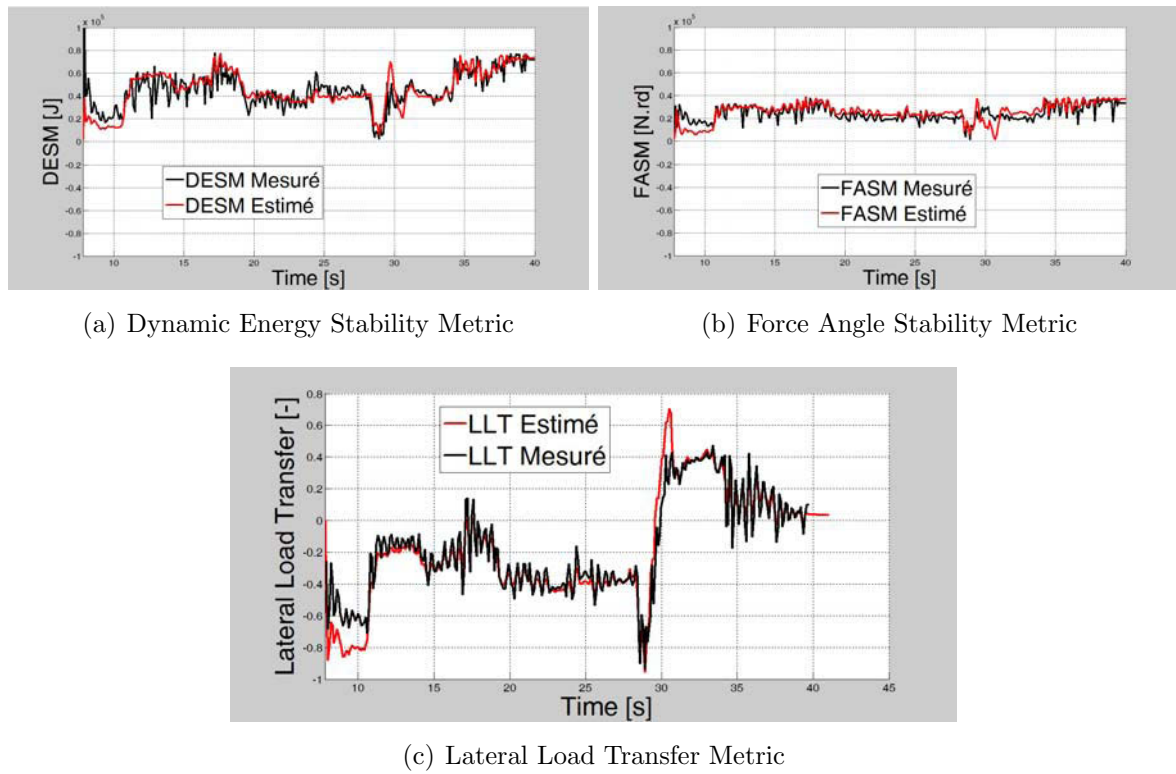


FIGURE 4.20 – Réponse des métriques à l'excitation de la vitesse

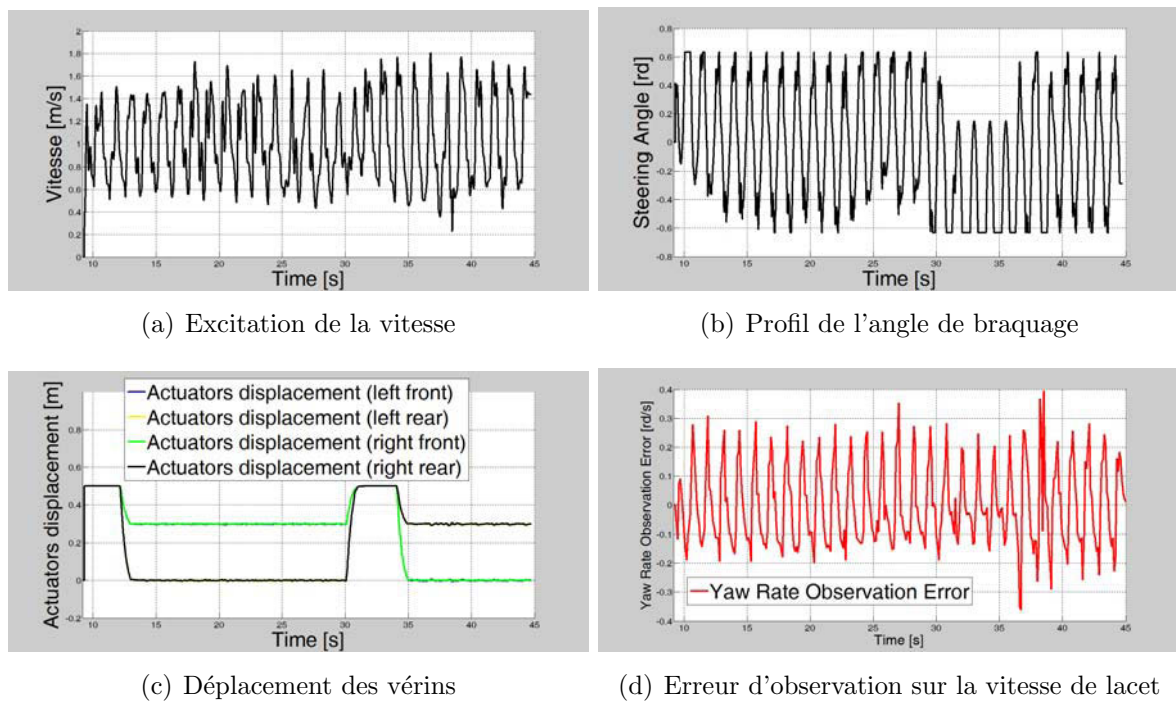
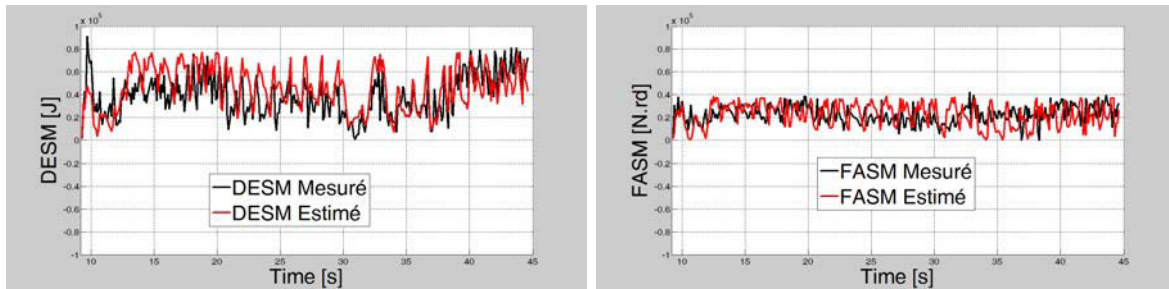


FIGURE 4.21 – Profil des variables de commande du véhicule et de l'erreur d'observation sur la vitesse de lacet suite à l'Excitation de la vitesse et de l'angle de braquage

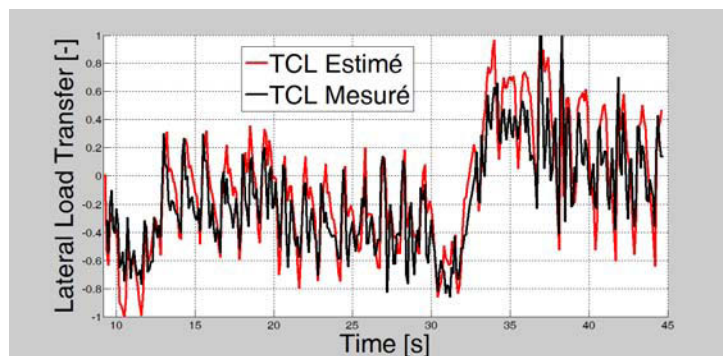
timées et mesurées met en évidence la sensibilité des métriques aux excitations. Mais, l'estimation des métriques reste encore en adéquation aux mesures malgré la conjugaison des excitations des deux variables de commande du véhicule.

Toutefois, la combinaison de ces deux excitations amènent l'estimation des métriques à plusieurs fausses détections sauf la *DESM* qui s'est distinguée par sa robustesse par rapport aux excitations. Même au niveau de la mesure du *TCL_a* et de la *FASM*, des fausses détections ont été enregistrées soit à la 37^{ième} et à la 38^{ième} secondes.



(a) Dynamic Energy Stability Metric

(b) Force Angle Stability Metric



(c) Lateral Load Transfer Metric

FIGURE 4.22 – Réponse des métriques à l'excitation de la vitesse et de l'angle de braquage

4.2.6.2.4 Passage par une vitesse nulle

La vitesse d'avancement du véhicule intervient au dénominateur de certaines équations du modèle de véhicule développé au chapitre 2, par exemple dans l'équation (2.28). En conséquence, un arrêt brusque du véhicule entraînerait une situation de singularité au niveau du calcul des métriques. Des seuils de vitesse ont été donc définis afin d'assurer la convergence des observateurs. Ainsi, afin de valider ces artifices de calcul, le passage par une vitesse nulle a été défini comme une excitation afin de vérifier le comportement de l'estimation des métriques dans cette situation. La Figure 4.23 présente le profil des variables de commande où on peut constater sur la Figure 4.23(a) un passage par une vitesse nulle à la 21^{ième} seconde après le démarrage du véhicule et ce dernier se redémarre 4 secondes plus tard.

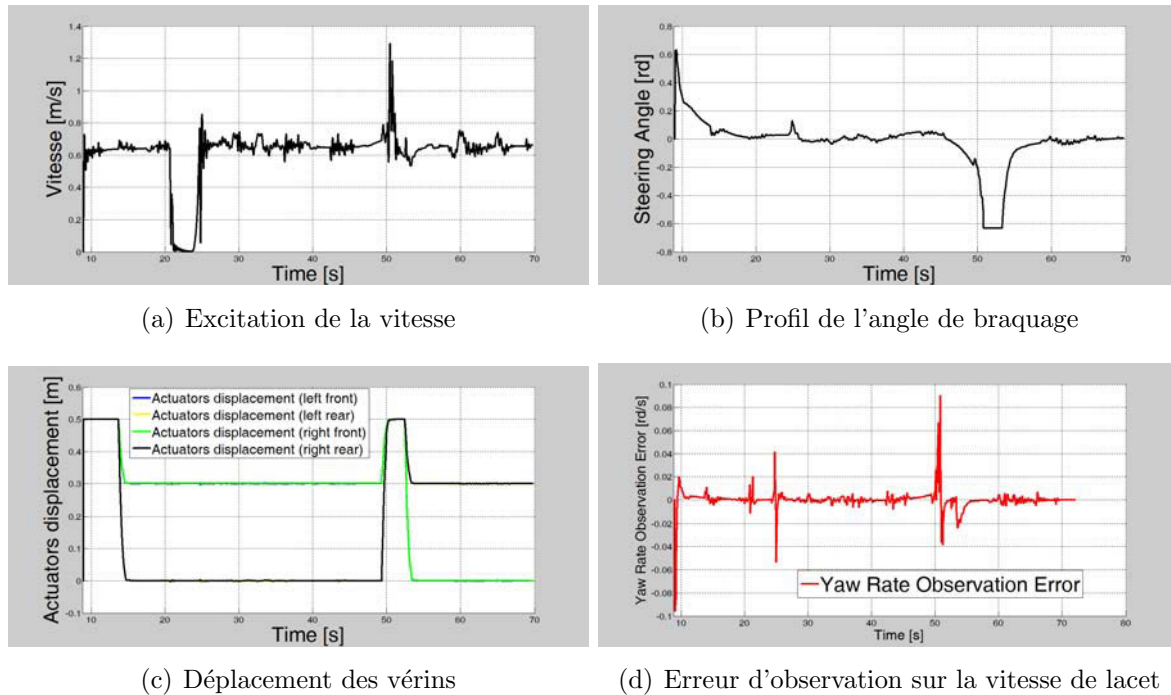


FIGURE 4.23 – Profil des variables de commande du véhicule et de l'erreur d'observation sur la vitesse de lacet au passage par une vitesse nulle

La Figure 4.24 montre l'estimation des métriques dans ce cas de figure. On peut remarquer que durant le passage par la vitesse nulle, l'estimation des métriques est gelée à l'ancienne valeur courante juste avant l'arrêt du véhicule qui est considérée comme une situation stable du véhicule. En effet, ceci est cohérent dans la mesure où à l'arrêt le véhicule est réputé stable. Il n'est soumis qu'à la gravité et ne se renverse pas sous son propre poids.

Quant aux mesures des différentes métriques, on peut remarquer que la valeur de la *DESM* ainsi que celle de la *FASM* sont fixées à cette même valeur car le calcul de la valeur mesurée de ces deux indicateurs nécessite également la vitesse du véhicule. Donc, une valeur nulle de la vitesse "planterait" l'algorithme de calcul de ces mesures. Toutefois, il est à noter que la mesure du TCL_a n'est pas influencée par ce scénario. En effet, même pendant l'instant d'arrêt du véhicule, le simulateur continue de fournir les forces normales de contact roues/sol nécessaires au calcul de la mesure du TCL_a . Ceci met encore une fois l'intérêt de ce critère par sa simplicité de calcul, son interprétation physique immédiate et sa capacité à être physiquement mesurée.

4.2.6.2.5 Passage sur une série de bosses sur le sol

Ici, le but est d'examiner le comportement des métriques suite à une variation brusque de l'inclinaison du sol. Ce genre de situation peut intervenir de manière imprévisible, en heurtant un obstacle par exemple. Cette excitation a été introduite en faisant rouler le véhicule sur une série de bosses dans le sol. La Figure 4.25 illustre le profil des variables de commande du véhicule pour ce scénario au passage par une série de bosses sur le terrain

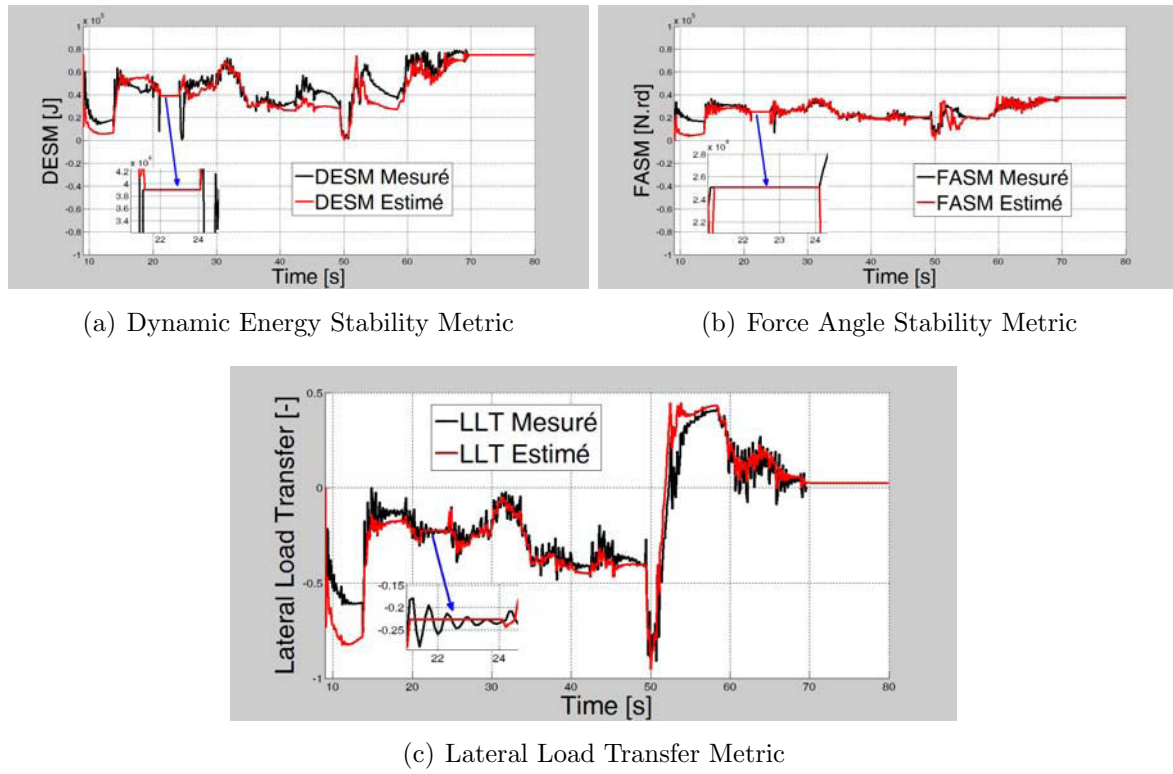


FIGURE 4.24 – Réponse des métriques au passage par une vitesse nulle

ainsi que le profil de l’erreur d’observation sur la vitesse de lacet.

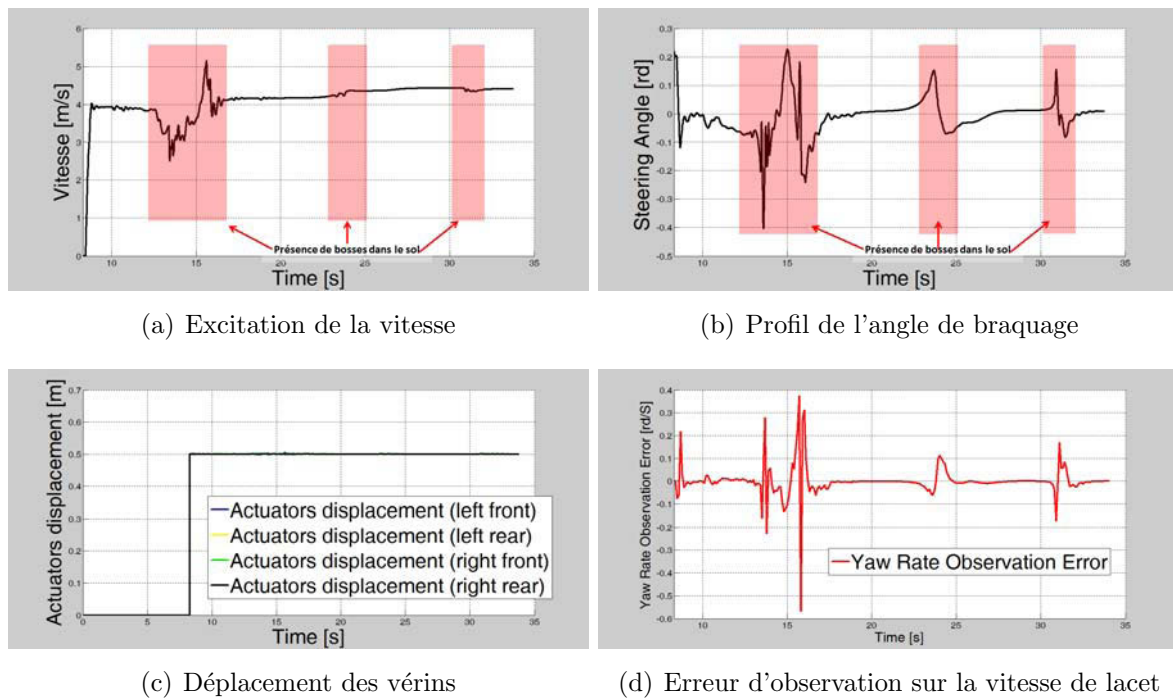
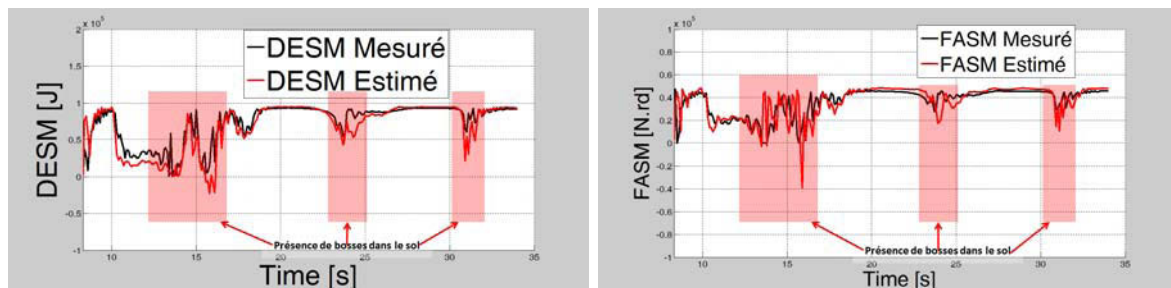


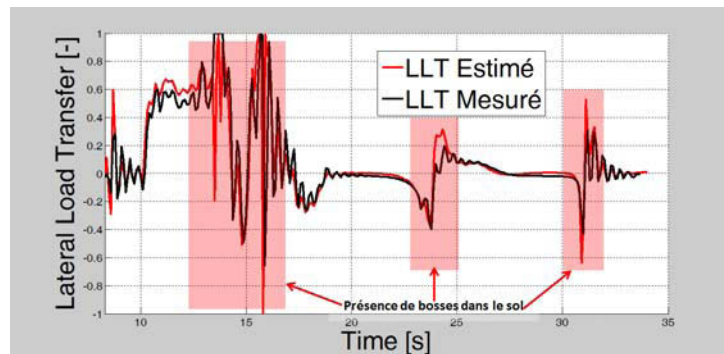
FIGURE 4.25 – Profil des variables de commande du véhicule et de l’erreur d’observation sur la vitesse de lacet au passage sur une série de bosses

Dans ce scénario, le véhicule roule en condition routière à une vitesse avoisinant les 20 km/h et rencontre une série de bosses pendant le laps de temps compris entre [13 16] secondes. Il est à noter que pour ce scénario, le véhicule roule en situation limite de renversement sans qu'il y ait renversement effectif. Par contre, sur la Fig. 4.25, on peut constater que l'estimation des métriques indique des situations de renversement entre [13 16] secondes, soit l'intervalle où le véhicule rencontre une série de bosses dans le sol. Durant cet essai, il a été constaté la perte partielle de contact entre deux roues d'un même coté du véhicule et le sol, ce qui représente certes un risque important de renversement du véhicule. Ce constat peut permettre d'affirmer que l'estimation des métriques est très sensible à une variation brusque de l'inclinaison du terrain sur lequel roule le véhicule. Si une situation dangereuse de renversement était effectivement réelle mais il n'y avait pas pour autant renversement du véhicule. Toutefois, même les mesures du TCL_a et de la $FASM$ ont pu détecter un renversement du véhicule sans qu'il n'ait été effectivement le cas. En effet, sur les Figures 4.26(c) et 4.26(b), on peut constater qu'à la $13.5^{\text{ième}}$ seconde même les valeurs mesurées du TCL_a et de la $FASM$ indiquent une situation de renversement pendant 40 centièmes de seconde. Et elles détectent également une autre situation de renversement à la $15.6^{\text{ième}}$ seconde. Par contre, la mesure de la $DESM$ s'approche certes de zéro, soit la valeur indiquant une situation de renversement imminente, mais ne touche pas cette fameuse limite. On peut conclure encore une fois que la $FASM$ et le TCL_a sont plus pessimiste que la $DESM$ et que ce dernier critère se distingue surtout par sa robustesse. Ce résultat récurrent peut être expliqué par la définition même du critère énergétique (voir Section 2.2.4.2.1).



(a) Dynamic Energy Stability Metric

(b) Force Angle Stability Metric

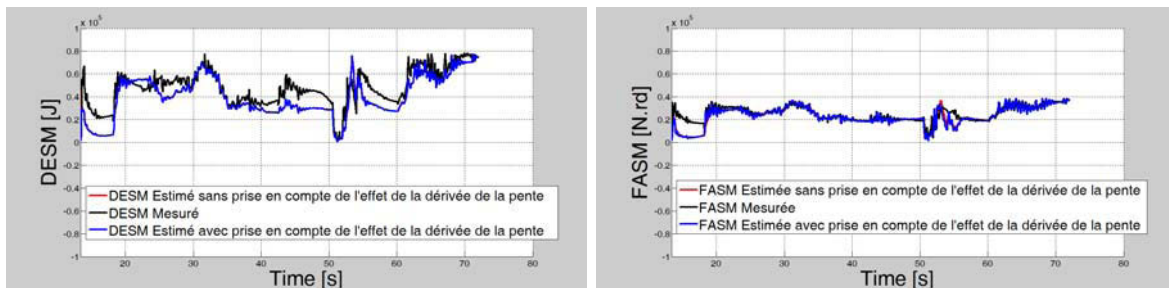


(c) Lateral Load Transfer Metric

FIGURE 4.26 – Réponse des métriques au passage par une série de bosses dans le sol

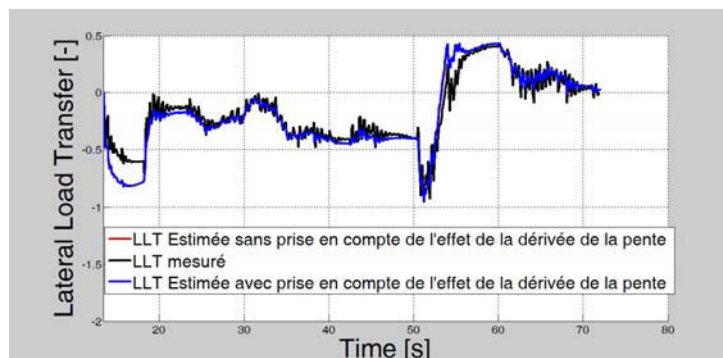
4.2.6.2.6 Effet de la vitesse angulaire due à l'inclinaison du sol

Encore, au niveau de certaines équations du modèle de véhicule développé au chapitre 2, il peut être remarqué la présence de la dérivée de l'inclinaison du sol. Une question se posait : est-ce que le fait de négliger les termes où intervient la vitesse angulaire due à l'inclinaison du sol aurait un éventuel effet significatif sur l'estimation des métriques. Afin de répondre à cette question, ici les différentes métriques ont été estimées en considérant, d'une part, la dérivée de la déclivité du sol puis en la négligeant, d'autre part, dans les équations dynamiques du véhicule. La Figure 4.27 montre l'estimation des différentes métriques dans les deux cas. Les courbes en bleu représentent l'estimation des métriques avec la prise en compte de l'effet de la vitesse angulaire due à l'inclinaison du sol et les courbes en rouge représentent l'estimation de celles-ci dans les cas où l'effet de la dérivée de la pente a été négligé. Il est possible de constater sur ces courbes que l'estimation des métriques se coïncide dans les deux cas de figure. Ainsi, on peut conclure que la vitesse angulaire due à l'inclinaison du sol n'a pas d'influence significative sur l'estimation des métriques dans le cadre des essais considérés. En conséquence, les termes où intervient la dérivée de la pente dans les équations caractérisant le mouvement dynamique du véhicule peuvent être négligés. Ceci aurait pour conséquence immédiate de faciliter et diminuer le temps de calcul de l'estimation des métriques.



(a) Dynamic Energy Stability Metric

(b) Force Angle Stability Metric



(c) Lateral Load Transfer Metric

FIGURE 4.27 – Effet de la dérivée de la pente sur l'estimation des métriques

4.2.6.2.7 Conclusion

Les différents résultats de simulation présentés et étudiés dans cette section ont permis de constater que l'estimation des métriques reste cohérente par rapport aux mesures malgré l'excitation des variables de commande du véhicule. Par contre, l'excitation de l'angle de braquage a une plus forte repercussion sur les algorithmes d'estimation du risque d'instabilité du véhicule que celle de la vitesse d'avancement de ce dernier. Ce résultat facilite l'explicitation de la robustesse de l'estimation du risque de renversement du véhicule. En effet, de ce constat, il en découle que la probabilité de fausse alarme pour chaque critère sera beaucoup plus forte si le capteur de l'angle de braquage est défaillant et apporte des données en temps réel erronées, ce qui sera moindre si le capteur donnant la vitesse se révèle être imprécis.

L'analyse des différentes figures présentées dans cette section a également permis de montrer que la mesure du TCL_a ainsi que de la $FASM$ ne sont pas à l'abri de fausses détections de situation de renversement. Dès que la dynamique du véhicule est fortement sollicitée, les valeurs mesurées de ces métriques sont susceptibles d'indiquer des situations de renversement sans qu'il ne soit effectivement le cas. En effet, elles sont assez sensibles à la variation de la dynamique du véhicule et peuvent être utilisées pour donner des signes avant-coureur au conducteur sur le niveau de dangerosité de ses manoeuvres. Toutefois, le critère énergétique ($DESM$) est assez optimiste et se distingue par sa robustesse par rapport aux excitations des paramètres de commande du véhicule.

Il est à noter également que certains scénarii, initialement en situation limite de renversement, débouchent sur un cas de renversement après l'introduction de l'excitation des variables de commande du véhicule. Finalement, il a été constaté que le fait de négliger les termes où intervient la vitesse angulaire due à l'inclinaison du sol n'avait pas de repercussion significative sur l'estimation des métriques dans les cas de figure étudiés.

Somme toute, par rapport aux réponses aux perturbations des différents indicateurs présentés, on peut conclure que l'intégration d'informations dynamiques augmentent le taux de fausses alarmes. Néanmoins, par rapport à la problématique du projet, ils permettent de notifier la criticité de la situation.

4.2.7 Résultats expérimentaux

4.2.7.1 Description de l'essai

Dans le but d'évaluer la pertinence des différentes métriques dans l'estimation du risque de renversement du véhicule en situation réelle, un essai est réalisé sur le véhicule expérimental dont les principales caractéristiques sont résumées en annexe [A.2](#). Les conditions de réalisation de l'essai sont résumées au tableau [4.1](#).

Au début de l'essai, les vérins hydrauliques du système de correction d'assiette sont fixés en position basse. Pendant les virages, ils sont activés afin de corriger l'inclinaison du véhicule. Par ailleurs, la position verticale du centre de gravité dépend directement

de l'état de ce système de correction d'assiette qui reconfigure la machine en fonction de l'inclinaison du sol. En ce sens, la valeur exacte de la hauteur du centre de gravité est difficile à connaître. Toutefois, il est nécessaire de fournir aux algorithmes d'estimation du risque de renversement une valeur initiale pour la hauteur du centre de gravité. Le post-traitement des données de l'essai a permis d'évaluer la position moyenne du centre de gravité à 1.6 m. Cette valeur moyenne sera alors transmise aux algorithmes comme valeur initiale de la position exacte du centre de gravité.

TABLE 4.1 – Description de l'essai

<i>Charge du véhicule</i>	10.3 tonnes
<i>Vitesse maximale atteinte</i>	1.35 m/s
<i>Conditions d'adhérence</i>	Sol humide
<i>Hauteur du CdG</i>	Variable

La figure 4.28 représente la trajectoire empruntée par le véhicule durant le déroulement de l'essai. Le véhicule se déplace sur un terrain pentu (environ 10°) de façon perpendiculaire à la ligne de plus grande pente. La trajectoire suivie est composée d'une ligne droite, d'un demi-tour et d'une autre ligne droite permettant de revenir au point de départ.

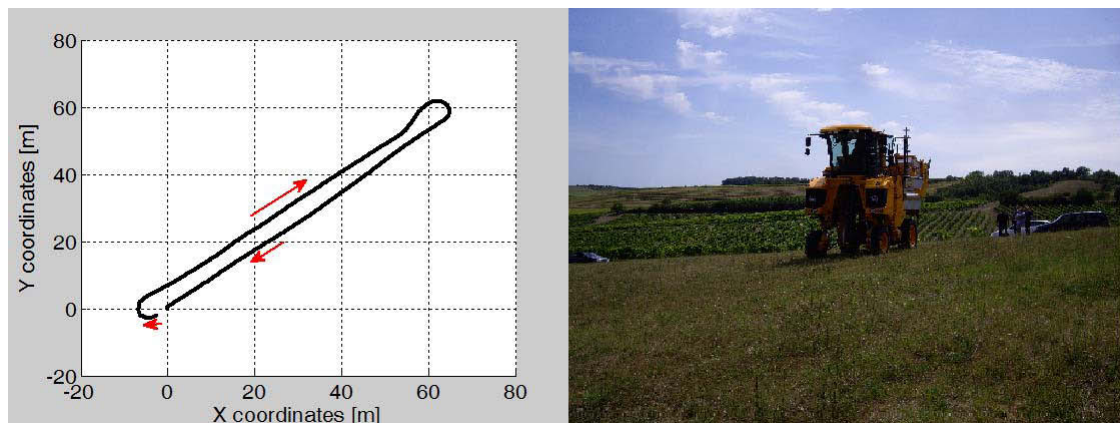


FIGURE 4.28 – Trajectoire suivie par le véhicule

4.2.7.2 Pertinence de la mesure du Transfert de charge

L'objet de cette section est d'examiner l'algorithme de mesure du Transfert de Charge détaillé à la section 4.2.5 afin de conclure sur son domaine de validité. En effet, si la formule (4.3) permet d'accéder à une mesure indirecte du Transfert de Charge, elle n'est toutefois pas applicable en permanence. En effet, lorsque l'un des vérins est en butée ou lors de la correction de l'assiette de l'engin comme décrit sur la figure 4.29(b), les mesures de pression ne sont pas représentatives de l'effort absorbé par le système de suspension. Comme illustré sur la figure 4.29(a), dans de tels cas la différence de pression est négative, ce qui physiquement est dénué de sens. Les zones en rouge sur cette figure montrent les valeurs aberrantes des différentielles de pression correspondant à l'arrivée en butée de l'un

des vérins. Dans ce cas de figure, l'utilisation des pressions différentielles conduirait à une évaluation erronée du Transfert de Charge.

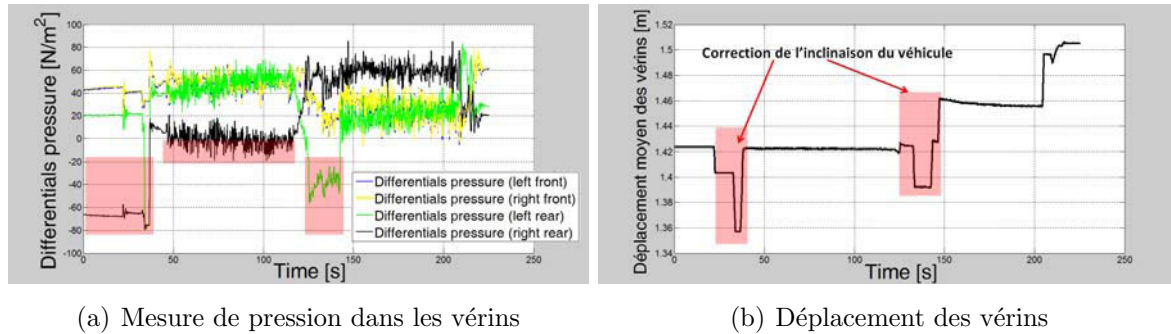


FIGURE 4.29 – Mesure de pression dans les vérins hydrauliques de la machine à vendanger

De cette analyse, on déduit que la mesure indirecte du Transfert de Charge n'est valide que lorsque les vérins ne sont pas en cours d'actionnement, ou que les butées de fin de course des vérins ne sont pas atteintes. Dans de tels cas, la valeur mesurée du Transfert de Charge est mise à zéro comme illustré sur la figure 4.30. Sur la première partie de cette figure correspondant au premier parcours de la figure 4.28 avant le second virage, soit entre la 37^{ième} et la 123^{ième} seconde, on peut noter que la mesure du transfert de charge est beaucoup plus éparse par rapport à la mesure enregistrée durant le trajet de retour, soit entre la 143^{ième} et la 220^{ième} seconde. Cette dispersion est due au déplacement du vérin arrière droit du véhicule qui est en cours d'actionnement durant la toute première partie du trajet. En effet, comme illustré sur la figure 4.29(a), entre la 37^{ième} et la 123^{ième} seconde, la différence de pression correspondant à ce vérin est souvent négative.

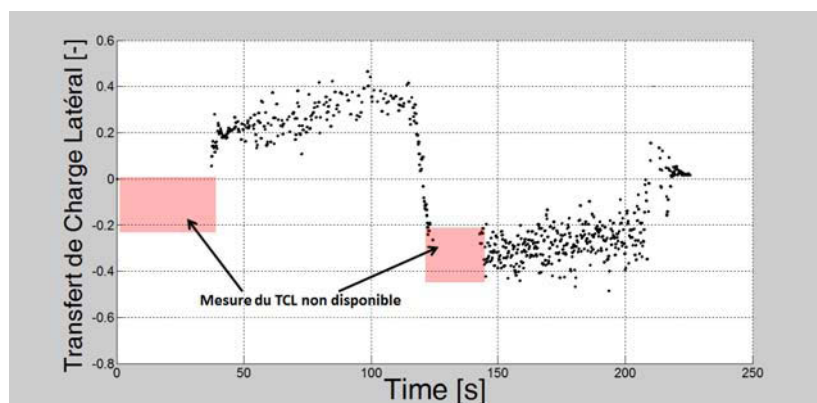


FIGURE 4.30 – Mesure indirecte du Transfert de Charge Latéral

Entre autre, on peut voir sur la figure 4.30 que, par exemple durant l'instant compris entre la 123^{ième} et la 143^{ième} seconde, l'indisponibilité de la mesure dure 20 secondes. Sachant que le temps de réaction de l'homme n'est évalué qu'à environ une seconde, cette durée est largement suffisante pour que le risque de renversement ne soit plus contrôlé et

que le véhicule bascule.

Enfin, si la figure 4.30 illustre la représentativité de la mesure du critère de Transfert de Charge via les capteurs de pression, il amène toutefois à considérer qu'une telle mesure n'est pas toujours disponible durant les phases de travail du véhicule. Elle ne peut par conséquent être utilisée comme valeur de référence pour concevoir des dispositifs actifs de sécurité pour la prévention et la réduction du risque de renversement des véhicules évoluant en environnement naturel. De là découle l'intérêt de l'estimation des forces normales de contact pneumatiques/sol détaillée au chapitre 2 pour l'évaluation du transfert de charge dont leur pertinence va être étudiée à la prochaine section.

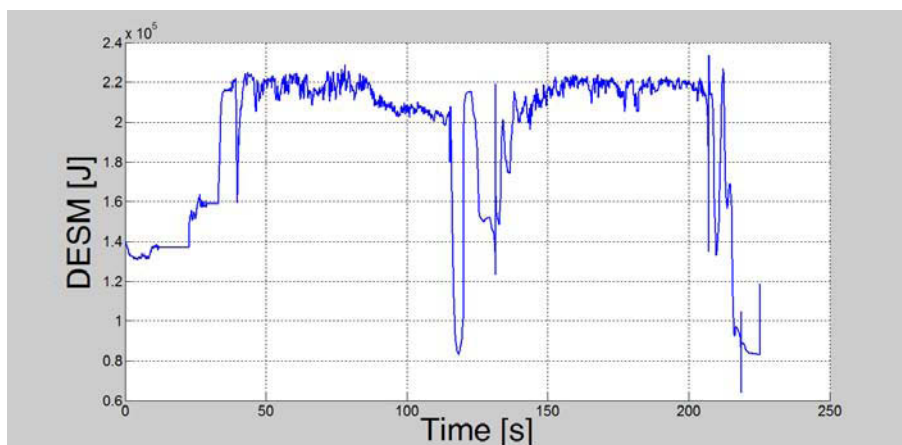
4.2.7.3 Représentativité de l'estimation du risque de renversement

La figure 4.31 décrit l'évaluation de la stabilité du véhicule par le biais des trois métriques de renversement retenues dans ce projet de thèse. Pour l'estimation des trois critères de renversement, la valeur initiale de la hauteur du centre de gravité (respectivement de la masse) du véhicule a été fixée à 1.6 m (respectivement 10.3 tonnes), qui sont les valeurs réelles de l'essai comme en témoigne le tableau 4.1.

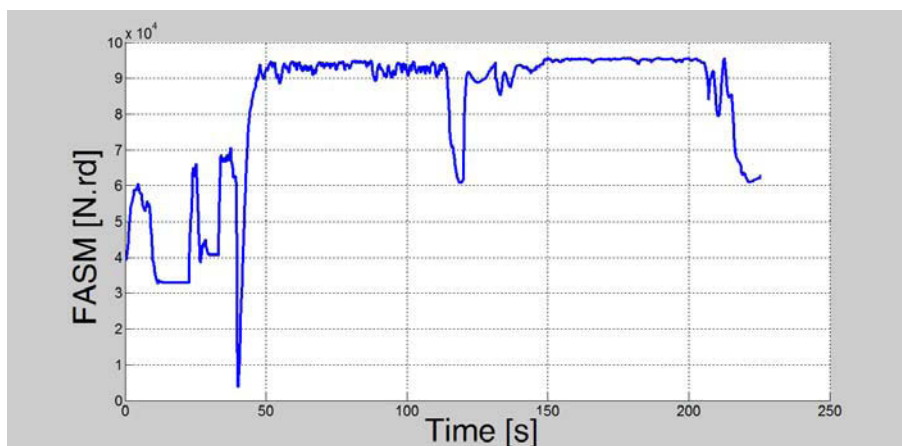
La figure 4.31(c) montre la comparaison de l'estimation et de la mesure du transfert de Charge. La courbe en bleu est l'estimation du risque de renversement obtenue avec les valeurs correctes de la masse et de la hauteur du centre de gravité. On constate alors la bonne superposition de l'estimation avec la valeur mesurée lorsque celle-ci est disponible. De là, on conclut que l'estimation du risque du Transfert de Charge est pertinente si on connaît les bons paramètres du véhicule à chaque instant.

Par ailleurs, si la disponibilité de la mesure du critère de transfert de charge permet la validation absolue de son estimation, tel n'est pas le cas pour la *FASM* et la *DESM* comme il a été relaté ci-dessus. Toutefois, une comparaison qualitative des métriques entre elles permettra de conclure sur le degré de pertinence de l'estimation des deux autres métriques. En effet, l'examen comparatif des trois graphiques de la figure 4.31 permet de noter que toutes les métriques présentent des variations similaires du risque d'instabilité du véhicule bien qu'elles aient des modes de représentation différents. Par exemple, à la 123^{ième} seconde, soit au début du second virage de la trajectoire décrite sur la figure 4.28, les trois métriques concordent pour signaler le plus fort risque de renversement enregistré durant tout l'essai. De ce résultat, on peut conclure sur la pertinence de l'estimation du risque de renversement et sur la cohérence des métriques entre elles.

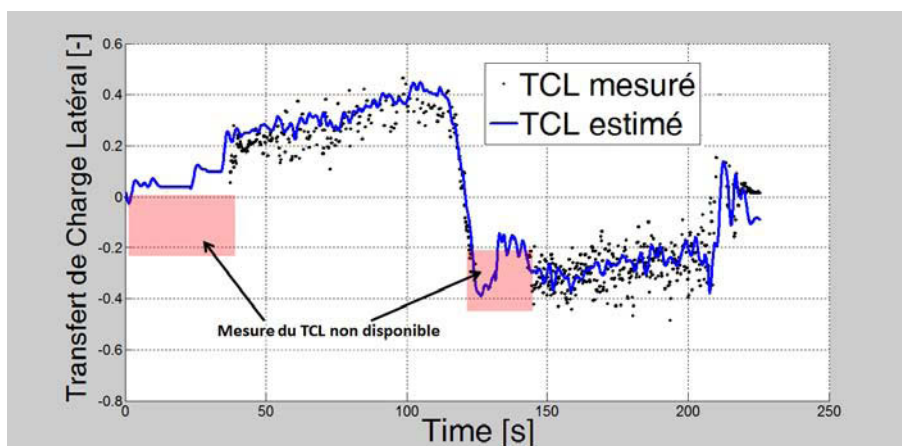
En outre, il est pertinent de signaler le caractère beaucoup plus alarmiste de la *FASM* et de la *DESM* par rapport au critère de transfert de charge dans la détection du risque de renversement. En effet, sur les figures 4.31(a) et 4.31(b), on peut noter une variation brusque signalant une situation de danger à la 39^{ième} seconde. L'examen de la figure 4.28 montre que ce risque d'instabilité signalé par les métriques correspond à la négociation du premier virage après le démarrage du véhicule. En effet, pendant le virage la force



(a) Dynamic Energy Stability Metric



(b) Force Angle Stability Metric



(c) Lateral Load Transfer Metric

FIGURE 4.31 – Estimation des métriques en situation réelle

centrifuge a la fâcheuse tendance à augmenter la propension du véhicule au renversement et, on peut donc déduire que ce risque détecté par les métriques est effectif. A fortiori, sur la figure 4.29(b), il est facile de remarquer que cette situation à risque a été corrigé par le conducteur via le système de correction d'assiette de l'engin. Suite à cette correction, les métriques indiquent une situation parfaitement stable.

4.2.7.4 Influence de la variation des paramètres dynamiques du véhicules

Dans le but de mettre en exergue l'influence de la variation des paramètres dynamique du véhicule sur l'estimation du risque de renversement, les valeurs initiales de la hauteur du centre et de la masse sont à présent fixées respectivement à 1.4 m et 9 tonnes. La courbe en rouge de la figure 4.32 représente cette fois-ci l'estimation du Transfert de Charge en alimentant l'algorithme d'estimation pour ce jeu de paramètres erronés, différents de ceux de l'essai (voir la tableau 4.1), mais atteignables dans certaines conditions. En effet, ces valeurs restent réalistes dans la mesure où la hauteur du centre de gravité (respectivement la masse) du véhicule peut varier entre 1.4 m et 2 m (respectivement entre 9 t et 12 t) durant les phases de travail de la machine.

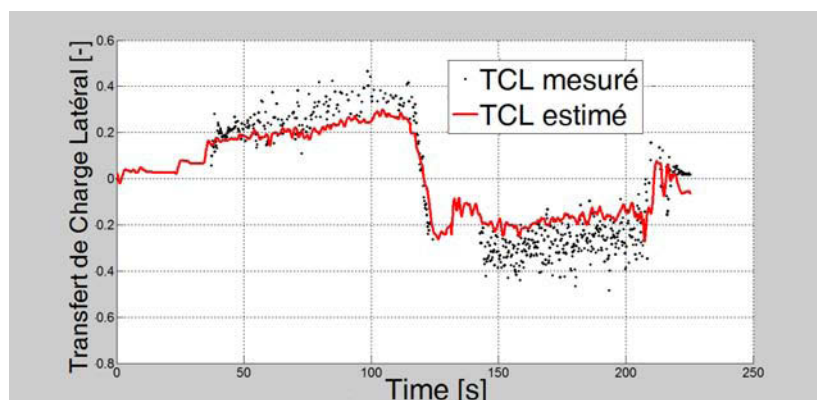


FIGURE 4.32 – Influence de la variation des paramètres du véhicule sur le Transfert de Charge estimé

Si dans ce cas de figure, comme illustré sur le graphique 4.32, l'évolution du transfert de charge estimé est cohérent par rapport à la mesure, le risque de renversement du véhicule est toutefois nettement sous-estimé lorsque le risque réel atteint de valeurs plus importantes et n'est, par conséquent, plus représentatif de la mesure du Transfert de Charge. Cette estimation est donc moins pertinente pour la detection imminente d'un risque de renversement du véhicule. Ce résultat met en évidence l'intérêt d'une bonne connaissance de la masse et de la hauteur du centre de gravité du véhicule pour une estimation pertinente du critère de transfert de charge.

4.2.8 Conclusion

Dans cette section, les différents scénarii accidentogènes recensés dans le cadre de cette thèse ont été étudiés suite à leur implémentation sur le simulateur réaliste présenté

à l'annexe [A.1](#). Ce simulateur a l'avantage de faire des expériences en connaissant tous les paramètres caractéristiques des métriques de stabilité retenues dans ce mémoire. De là, une mesure des différents indicateurs d'instabilité a été rendue possible. Par ailleurs, grâce à la possibilité de co-simulation avec l'environnement Matlab/Simulink qu'offre ce même simulateur avancé et, en se basant spécifiquement sur les méthodes d'observation développées au chapitre [3](#) ces mêmes métriques ont été estimées. Enfin, sur la base de l'écart résultant entre l'estimation et la mesure du risque de renversement, le degré de pertinence de l'évaluation des critères de stabilité a été démontré pour chaque scénario de renversement.

Entre autre, l'impact de la variation des différentes variables de commande du véhicule sur l'estimation des critères de stabilité a été analysé. Cette étude a permis de spécifier la robustesse et le domaine de stabilité des métriques de renversement en déterminant lequel des paramètres avait un rôle plus ou moins important pour chaque critère de stabilité considéré. A cet effet, la probabilité de fausse détection pour chaque critère sera beaucoup plus forte si le capteur de l'angle de braquage est défaillant et apporte des données en temps réel erronées, ce qui sera moindre si le capteur donnant la vitesse est porteur d'imprécision ou de biais.

Puis, les différents algorithmes d'estimation du risque de renversement développés ont été confrontés à des situations réelles via un essai expérimental réalisé sur la machine à vendanger présentée à l'annexe [A.2](#). Leur pertinence par rapport à une mesure indirecte du risque d'instabilité via la mesure de pression dans les vérins hydrauliques de l'engin a été mis en exergue lorsque les paramètres dynamiques du véhicule sont bien connus.

Toutefois, cette pertinence a été remise en question lorsque ces paramètres dynamiques du véhicule sont connus partiellement. En effet, le modèle dynamique du véhicule dépend de plusieurs paramètres tels que la hauteur du centre de gravité et la masse du véhicule qui peuvent faire l'objet de certaines modifications durant les phases de travail de la machine. En effet, la masse du véhicule est sujette à variation au cours de l'utilisation du véhicule (par exemple : utilisation de trémies, de cuves qui se vident ou se remplissent, etc.). Quant à la position verticale du centre de gravité, elle est susceptible de varier lors de la correction d'assiette de l'engin via le dispositif de correction de dévers. En conséquence, le modèle dynamique du véhicule est non seulement paramétrique mais évolue également au cours du temps. De ce fait, un modèle dynamique dont les paramètres sont fixés en début de session conduit nécessairement à une valeur instantanée de la grandeur estimée du risque de renversement qui peut s'écarter de la vraie valeur. Elle ne peut donc pas servir en tant que variable pertinente sur laquelle fonder la conception d'un système actif de sécurité visant à éviter le basculement de l'engin.

De cette analyse découle la nécessité de développer un algorithme permettant de prendre en compte l'éventuelle variation des paramètres du véhicule afin que le risque de renversement du véhicule soit estimé en permanence de façon pertinente. Dans cet

objectif, un algorithme d'estimation adaptative du risque de renversement sera développé à la prochaine section.

4.3 Estimation adaptative du risque de renversement

4.3.1 Introduction

Comme il a été mis en évidence à la section 4.2.7.2, l'algorithme d'estimation du transfert de charge basé sur le modèle à paramètres constants du véhicule n'est pertinent que lorsque les caractéristiques intrinsèques de la machine (masse, position verticale du CdG) sont bien connues. Une telle connaissance est aisément envisageable pour des véhicules classiques de type voiture, ne connaissant qu'une faible variation de leur masse ou de la hauteur de leur CdG dans le temps. Au contraire, l'utilisation d'engins agricoles, en particulier une vendangeuse, implique une variation de masse (chargement de la récolte) et de la hauteur du CdG (modification de la hauteur dans les suspensions pour la correction d'assiette). De telles modifications, si elles ne sont pas prises en compte, dégradent fortement l'estimation de la métrique représentative du risque de renversement.

Dans le but d'apporter une réponse à cette équivocité, il est proposé ici un algorithme d'estimation adaptatif du risque de renversement qui se décompose en trois parties. La première partie exploite la mesure des différentiels de pression dans les vérins hydrauliques détaillée à la section 4.2.5 afin d'accéder à une mesure discontinue du transfert de charge. La deuxième partie est centrée sur l'estimation du transfert de charge par l'intermédiaire des modèles dynamiques du véhicule pourvu la connaissance des paramètres (masse, position verticale du CdG) intrinsèques de la machine. Enfin, comme il a été signalé ci-dessus, certains paramètres du véhicule sont sujets à modification au fil du temps, et donc, pour améliorer la qualité du modèle, ils doivent être estimés périodiquement en temps réel et mis à jour dans le modèle. Ainsi, l'objectif de la dernière étape est coupler la mesure et l'estimation de l'indicateur de renversement afin d'adapter les paramètres du modèle dynamique du véhicule. La mise à jour des paramètres du modèle analytique de la machine en fonction de la disponibilité de la mesure du transfert de charge autorisera alors, en permanence, une estimation pertinente du risque de renversement de l'engin quel que soit l'état du système de suspension, le type de sol et la charge du véhicule.

Finalement, des résultats expérimentaux viendront corroborer la pertinence de cet estimateur adaptatif afin d'en tirer quelques conclusions finales sur la caractérisation de la stabilité dynamique de véhicules dans la perspective de développement de dispositifs actifs visant à sauver des vies en améliorant la sécurité des conducteurs de machines agricoles.

4.3.2 Mesure du risque de renversement

Comme susmentionné, le développement de l'estimateur adaptatif dont fait l'objet cette section nécessite la connaissance d'une valeur mesurée du critère de Transfert de

Charge. A la section 4.2.5, un algorithme de mesure du transfert de charge via la mesure de pression dans les vérins hydrauliques du véhicule a été présenté. Ensuite, le domaine de validité de cet algorithme donnant une mesure indirecte du transfert de charge a été discuté à la section 4.2.7.2. Ce paragraphe sert alors à référencer cette mesure indirecte du risque renversement qui sera couplée à la méthode d'estimation du transfert qui fait l'objet de la section suivante.

4.3.3 Modèle d'estimation du risque de renversement

Au chapitre précédent, un algorithme d'estimation des efforts normaux de contact pneus/sol a été développé. Puis comme mentionné ci-dessus, ces efforts estimés sont exploités pour l'évaluation du transfert de charge via l'équation (2.107). A présent, afin de mettre en évidence le modèle d'estimation du risque de renversement en fonction de la masse et de la hauteur du CdG, le modèle global de roulis du véhicule est repris. En ce sens, l'équation (4.4) illustre l'évaluation compacte du risque de renversement via le critère de transfert de charge en régime établi. Par souci de commodité, les détails concernant l'obtention de cette expression du risque de renversement en régime permanent (i.e. φ_r constant) sont reportés en annexe B.1.

$$\widehat{TCL}_a(h, m) = \frac{\frac{2}{c}[(I_z - I_y)\dot{\psi}^2 \sin \gamma_r \cos \gamma_r - h \sin \varphi_r (F_{n1} + F_{n2})]}{F_{n1} + F_{n2}} \quad (4.4)$$

Puis, en remarquant que le terme $((I_z - I_y)\dot{\psi}^2 \sin \gamma_r \cos \gamma_r)$ est négligeable devant $(h \sin \varphi_r (F_{n1} + F_{n2}))$, en simulation ainsi qu'en expérimentation réelle, un rapport de 500 peut en effet être obtenu entre les deux termes [Bou09a, Ric14], on obtient alors une expression (4.5) encore plus simple pour l'estimation du risque d'instabilité du véhicule.

$$\widehat{TCL}_a(h, m) = -\frac{2}{c}h \sin \varphi_r \quad (4.5)$$

Il est à remarquer que le terme $h \sin \varphi_r$ représente le projeté au sol du centre de gravité du véhicule. Entre autre, comme illustré sur la figure 4.33, dans la configuration de roulis le polygone de sustentation du véhicule se réduit au segment [AB] délimité par les points de contact des roues virtuelles de gauche et de droite. Ainsi, en régime permanent, le transfert de charge devient unitaire lorsque $-h \sin \varphi_r = \frac{c}{2}$, c'est-à-dire lorsque le CdG se trouve au-dessus d'une des roues gauche ou droite du véhicule qui est la limite du polygone de stabilité de la machine.

En outre, en simulation ainsi qu'en expérimentation réelle, l'hypothèse de petits angles sur l'angle de roulis φ_r est grandement vérifiée. En conséquence, l'expression du transfert en régime établi (i.e., $\ddot{\varphi} = \dot{\varphi} = \ddot{\alpha} = \dot{\alpha} = \dot{\beta} = \dot{u} = 0$) s'écrit finalement comme suit :

$$\widehat{TCL}_a(h, m) = -\frac{2}{c}h \varphi_r \quad (4.6)$$

Cette expression (4.6) reste toutefois une fonction de la masse et de la hauteur du centre de gravité de l'engin au vu de l'équation (4.7) explicitant l'expression de l'angle de

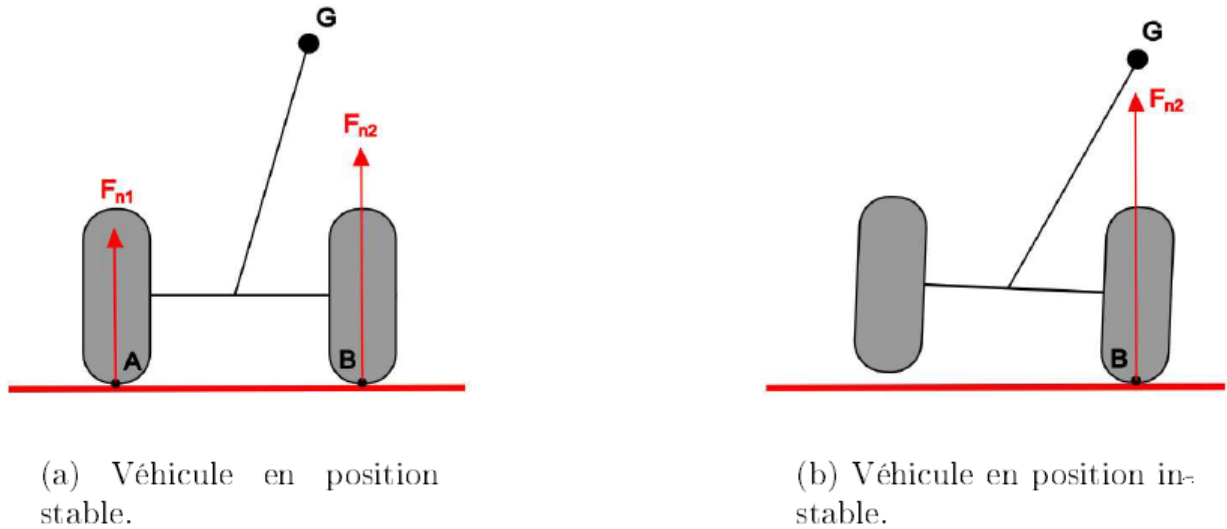


FIGURE 4.33 – Mise en évidence du Transfert de Charge lors d’un virage à gauche

roulis en régime permanent.

$$\varphi_r = \frac{(h\dot{\psi}^2 \cos \alpha_r + g) \sin \alpha_r + u\dot{\psi} \cos \beta \cos \alpha_r}{\frac{k_r}{mh} - h\dot{\psi}^2 \cos^2 \alpha_r} \quad (4.7)$$

Pour que l’expression (4.6) soit totalement déterminée, les vitesses d’avancement (u) et de lacet ($\dot{\psi}$) du véhicule sont comme précédemment mesurées via de capteurs proprioceptifs. Quant à l’angle de dérive global du véhicule (β) et à l’inclinaison latérale (α_r) du sol, ils sont fournis par l’observateur développé au chapitre précédent. A partir de ces estimations basées sur le modèle dynamique de lacet du véhicule, l’estimation du Transfert de Charge (4.6) à partir des équations d’évolution de l’engin dans le plan de roulis peut être évaluée, moyennant la connaissance de la masse et de la hauteur du centre de gravité. En guise de synthèse, le schéma 4.34 illustre le principe global d’estimation du transfert de charge.

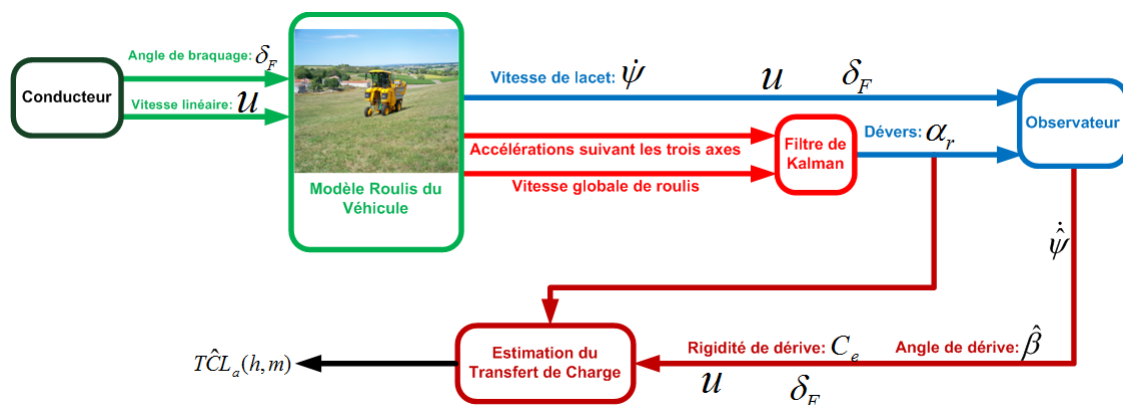


FIGURE 4.34 – Schéma de principe de l’estimation du transfert de charge

Finalement, s’il est intéressant de signaler que le recours à l’écriture de l’expression du transfert de charge en régime permanent présente ici un intérêt pratique. Il est également

opportun de considérer que le recalage des paramètres puisse se faire sous l'hypothèse de petits angles pour la dérive globale du véhicule (β) ainsi que pour l'inclinaison latérale du terrain (α_r). Ainsi, on obtient la relation (4.8) qui facilitera le calcul de l'adaptation de la masse et de la hauteur du centre de gravité.

$$\varphi_r = \frac{(h\dot{\psi}^2 + g)\alpha_r + u\dot{\psi}}{\frac{k_r}{mh} - h\dot{\psi}^2} \quad (4.8)$$

Par ailleurs, cette facilité de calcul reste toutefois très relative comme en témoigne la complexité des expressions (4.10) et (4.11) donnant les dérivées partielles premières du transfert de charge par rapport à la masse et la hauteur du centre de gravité du véhicule.

4.3.4 Couplage du Transfert de Charge estimé et mesuré et Recalage du modèle dynamique du véhicule

L'originalité de l'algorithme adaptatif développé dans ce document repose sur cette troisième étape exploitant les avantages des deux méthodes d'évaluation du Transfert de Charge. La première méthode (voir Section 4.2.5) permet d'obtenir une mesure du risque d'instabilité du véhicule via la mesure des pressions dans les vérins et indépendamment de la connaissance des paramètres (masse et hauteur du centre de gravité) de la machine qui sont ici variables. Toutefois, cette mesure n'est pas disponible en permanence. Dans la seconde partie, le Transfert de Charge est estimée en permanence, mais sa valeur dépend des paramètres susmentionnés qui sont potentiellement variables. Il est alors possible d'exploiter la mesure, lorsqu'elle est disponible, pour adapter les paramètres et ainsi recalculer le modèle d'estimation du Transfert de Charge afin d'obtenir, en permanence, une valeur représentative du risque réel de renversement de la machine.

L'idée consiste à évaluer en temps réel la variation des paramètres (hauteur du centre de gravité et/ou masse) pour la mise à jour du modèle dynamique du véhicule afin de ramener à zéro l'erreur entre la valeur estimée $\widehat{TCL}_a(\hat{h}, \hat{m})$ et la valeur mesurée \overline{TCL}_a du transfert de charge. Concrètement, à chaque instant, la procédure est la suivante :

1. **Evaluation de la mesure du Transfert de Charge via l'équation (4.3)**
2. **Si cette mesure (\overline{TCL}_a) est disponible (cf : Boite "Vérification" sur la figure 4.35) alors,**
 - \overline{TCL}_a permet de contrôler le risque d'instabilité du véhicule,
 - Calcul de la variation temporelle de la hauteur du centre de gravité (respectivement de la masse) par l'intermédiaire de l'équation (4.10) et (respectivement l'équation (4.11)),

- Mise à jour des paramètres du véhicule, à l’instant courant t , via l’équation (4.9)

$$\begin{cases} \hat{h} &= \hat{h}_{t-1} + \dot{h}dt \\ \hat{m} &= \hat{m}_{t-1} + \dot{m}dt \end{cases} \quad (4.9)$$

où dt est la période d’échantillonnage,

- A l’instant courant t , le modèle dynamique d’estimation (4.6) du risque de renversement du véhicule est alors alimenté par les nouvelles valeurs de la position du centre de gravité (\hat{h}) et de la masse totale (\hat{m}) données par l’équation (4.9) pour le calcul de $\widehat{TCL}_a(\hat{h}, \hat{m})$,

3. Si la mesure \widehat{TCL}_a n’est pas disponible (cf : Boite "Vérification" sur la figure 4.35) alors

- \hat{h} et \hat{m} restent inchangées et sont fixées à leur ancienne valeur, en d’autres termes, on a le même algorithme sauf que $\dot{h} = \dot{m} = 0$,
- $\widehat{TCL}_a(\hat{h}, \hat{m})$ permet de contrôler le risque de renversement du véhicule.

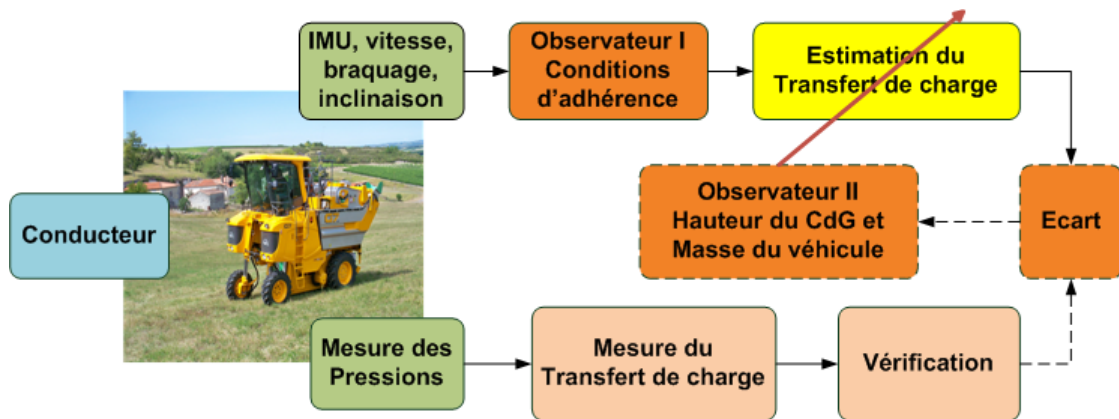


FIGURE 4.35 – Synopsis de l’estimation adaptative du risque de renversement

La figure 4.35 résume alors le dispositif proposé. A partir de capteurs d’attitude capables de mesurer la vitesse linéaire, la vitesse de lacet, l’inclinaison et de l’angle de braquage, une estimation du transfert de charge est alors évaluée moyennant la connaissance de la masse et de la hauteur du centre de gravité de l’engin. En parallèle, la mesure de pression dans les vérins permet de mesurer indirectement le transfert de charge de façon ponctuelle, sans connaissance des paramètres. Lorsque cette dernière mesure est disponible, la comparaison rend alors possible l’adaptation des paramètres dont le principe est détaillé à la section 4.3.5 afin d’estimer, en permanence, un transfert de charge représentative du risque réel de renversement.

4.3.5 Adaptation des paramètres du véhicule

Comme il a été remarqué à la section 4.2.7.4, il résulte un écart entre la mesure et l'estimation du risque de renversement lorsque les paramètres du véhicule sont mal connus. Ainsi, afin d'assurer la convergence de cette erreur $e = \widehat{TCL}_a(\hat{h}, \hat{m}) - \overline{TCL}_a$ vers zéro, la variation de la hauteur du centre de gravité et de la masse du véhicule doit être connue. Pourvu que h et m soient des paramètres variant lentement, hypothèse pertinente et largement vérifiée dans l'application considérée ici, la variation des ces paramètres peut être évaluée par l'intermédiaire d'un algorithme d'estimation en ligne de paramètres similaire à celui présenté à la section 3.2.5.1.

L'application de cette loi adaptative s'appuie ici sur la mesure du Transfert de Charge \overline{TCL}_a donnée par l'équation (4.3) et sur la connaissance de son modèle d'estimation $\widehat{TCL}_a(h, m)$ explicitée par la relation (4.6). L'objectif consiste à présent à faire converger $\widehat{TCL}_a(h, m)$ vers \overline{TCL}_a . En ce sens, le principe de la méthode d'adaptation par descente de gradient consiste à faire converger la valeur estimée de la hauteur \hat{h} (respectivement de la masse \hat{m}) vers sa valeur réelle h (respectivement vers sa valeur réelle m) afin d'assurer la convergence de $\widehat{TCL}_a(\hat{h}, \hat{m})$ vers \overline{TCL}_a .

Mathématiquement, la loi d'adaptation de la hauteur du centre de gravité s'écrit comme suit par l'équation (4.10)

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{\hat{h}} \\ \text{avec } \frac{\partial \widehat{TCL}_a}{\partial h}(h, m) \end{array} \right. = \begin{array}{l} -\tau_1(.) e \frac{\partial \widehat{TCL}_a}{\partial h}(\hat{h}, \hat{m}) \\ = \frac{2\alpha_r m^2 (h\psi)^4 - 2hk_r m (3\alpha_r h\psi^2 + 2u\psi + 2\alpha_r g)}{c(k_r - m(h\psi)^2)^2} \end{array} \quad (4.10)$$

et l'équation (4.11) exprime le principe d'adaptation de la masse totale du véhicule.

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{\hat{m}} \\ \text{avec } \frac{\partial \widehat{TCL}_a}{\partial m}(h, m) \end{array} \right. = \begin{array}{l} -\tau_2(.) e \frac{\partial \widehat{TCL}_a}{\partial m}(\hat{h}, \hat{m}) \\ = -\frac{2k_r(\alpha_r(h\psi^2 + g) + u\psi)}{cm^2(\psi^2 h - \frac{k_r}{h m})^2} \end{array} \quad (4.11)$$

Les fonctions $\tau_1(.) > 0$ et $\tau_2(.) > 0$ sont deux gains potentiellement variables dans le temps, régissant la dynamique de la convergence d'adaptation des paramètres dont leur définition est détaillée à la section 4.3.5.3.

4.3.5.1 Convergence de l'erreur et des paramètres estimés par adaption

Il est à présent judicieux de se demander si les équations (4.10) et (4.11) explicitant les lois d'évolution temporelle des paramètres permettront d'assurer effectivement la convergence de l'estimation du transfert de charge vers sa mesure, c'est-à-dire si on a mathématiquement $\widehat{TCL}_a \rightarrow \overline{TCL}_a$.

En effet, lorsque la mesure \overline{TCL}_a est disponible, elle est logiquement considérée comme la valeur réelle du transfert de charge latéral. Étant donné qu'elle dépend de la hauteur du centre de gravité et de la masse (h, m) du véhicule, on peut alors considérer cette mesure \overline{TCL}_a comme la valeur idéale du transfert de charge correspondant au jeu de paramètres idéal dénoté alors $\overline{TCL}_a(h^*, m^*)$. D'autre part, au vu de l'équation (4.6), l'estimation du risque d'instabilité du véhicule s'exprime comme une fonction de plusieurs variables comme le roulis, le lacet, la dérive, la pente du terrain, la masse, la hauteur du CdG, . . . , et en particulier le temps. De par la construction des observateurs présentés au chapitre 3, la variation de toutes ces variables est prise compte dans l'algorithme d'estimation du transfert de charge, sauf la variation de la masse et de la hauteur du CdG car celles-ci sont fixées en début de session. De là, on déduit que c'est la non prise en compte de la variation de la masse et de la hauteur du CdG qui est responsable de la non convergence de \widehat{TCL}_a vers \overline{TCL}_a . Par conséquent, dans cette étude, la dépendance du transfert de charge estimé par rapport aux autres paramètres importe peu. Finalement, il est convenable d'écrire ici l'estimation du critère de transfert de charge comme une fonction $\widehat{TCL}_a(\hat{h}, \hat{m})$ dépendant des valeurs adaptées de la hauteur du centre de gravité \hat{h} et de la masse \hat{m} du véhicule pour les besoins de l'étude.

Par ailleurs, en considérant le terme du premier ordre de l'accroissement de Taylor de $\widehat{TCL}_a(\xi)$ autour des valeurs adaptées des paramètres $(\hat{\xi})$ et évalué en (ξ^*) , on peut alors - en négligeant les termes d'ordre supérieur à 1 (hypothèse réaliste comme démontré à la section 4.3.5.2) - écrire la relation (4.12).

$$\widehat{TCL}_a(\xi^*) = \widehat{TCL}_a(\hat{\xi}) + \frac{\partial \widehat{TCL}_a}{\partial \xi}(\hat{\xi}) [\xi^* - \hat{\xi}] \quad \text{avec } \xi = (h, m) \quad (4.12)$$

Outre cela, il est pertinent de considérer, par définition, que l'on a $\widehat{TCL}_a(\xi^*) = \overline{TCL}_a(\xi^*)$, c'est-à-dire que les algorithmes d'estimation et de mesure du transfert de charge fournissent le même résultat lorsqu'ils sont alimentés par les mêmes valeurs idéales des paramètres. Par conséquent, on peut alors écrire la relation (4.13) donnant l'expression de l'erreur.

$$e = -\frac{\partial \widehat{TCL}_a}{\partial \xi}(\hat{\xi}) [\xi^* - \hat{\xi}] \quad (4.13)$$

En substituant (4.13) dans les équations (4.10) et (4.11), on obtient l'équation différentielle (4.14).

$$\dot{\hat{\xi}} + \tau_i \left(\frac{\partial \widehat{TCL}_a}{\partial \xi} \right)^2 \hat{\xi} = \tau_i \left(\frac{\partial \widehat{TCL}_a}{\partial \xi} \right)^2 \xi^* \quad (4.14)$$

Les paramètres $\hat{\xi}$ ne s'annulent jamais puisque $\hat{h} \in [1.4 \text{ } 2]$ mètres et $\hat{m} \in [9 \text{ } 12]$ tonnes. Par conséquent, la solution de l'équation différentielle linéaire homogène associée à (4.14) est donnée par la relation (4.15). Le terme $\hat{\xi}(0)$ correspond à la valeur initiale des paramètres, fixés en début de session.

$$\hat{\xi}(t) = \hat{\xi}(0) \exp(-I_t) \quad \text{avec } I_t = \int_0^t \left(\tau_i \frac{\partial \widehat{TCL}_a}{\partial \xi} \right)^2 dt \quad (4.15)$$

Par ailleurs, en supposant que les paramètres réels ξ^* varient lentement, l'utilisation de la méthode de *variation de la constante* fournit la solution particulière de l'équation différentielle (4.14) qui est égale à ξ^* . Il est à remarquer toutefois que cette solution particulière peut également être obtenue sans passer par la méthode de *variation de la constante*, juste en inspectant l'équation (4.14).

Finalement, la solution générale de l'équation différentielle (4.14) est donnée par la relation (4.16). De cette relation, il en découle que les paramètres estimés par adaptation ($\hat{\xi}$) ne convergent de façon exponentielle vers les vraies valeurs (ξ^*) que si l'intégrale I_t diverge lorsque $t \rightarrow \infty$.

$$\hat{\xi}(t) = \xi^* + \hat{\xi}(0) \exp(-I_t) \quad (4.16)$$

En fin de compte, le report de (4.16) dans l'équation (4.13) permet d'expliciter l'expression (4.17) de l'erreur.

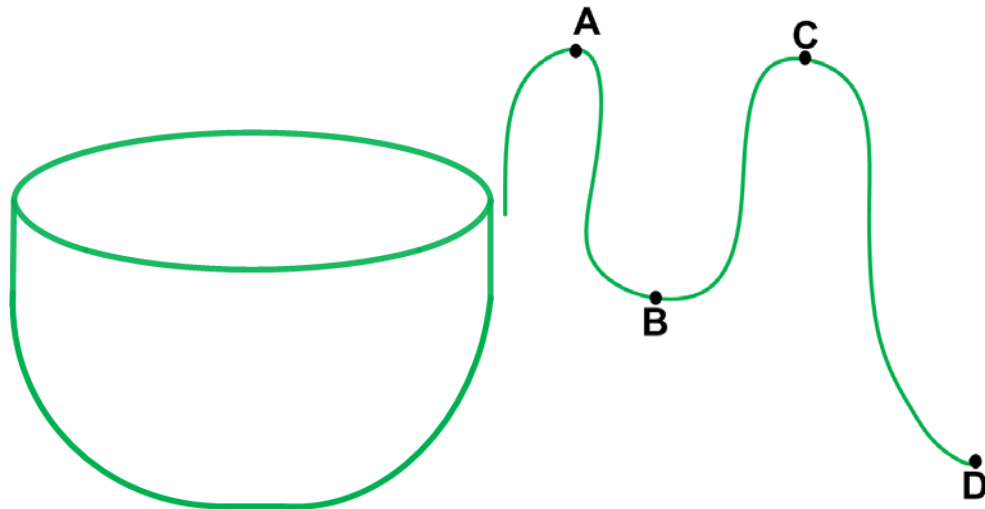
$$e(t) = \frac{\partial \widehat{TCL}_a}{\partial \xi} \xi(0) \exp(-I_t) \quad (4.17)$$

On déduit finalement de l'équation (4.17) que l'erreur tende toujours vers zéro lorsque $t \rightarrow \infty$, soit parce que l'intégrale I_t diverge ou soit parce que $\frac{\partial \widehat{TCL}_a}{\partial \xi}(t) \rightarrow 0$. Cependant, ce résultat peut dépendre directement de l'existence et des propriétés des dérivées partielles premières de TCL_a qui vont être discutées à la section suivante.

4.3.5.2 Existence et Propriétés des premières dérivées partielles de TCL_a

Les équations (4.16) et (4.17) illustrent le fait que l'erreur e peut bien tendre vers zéro sans que les paramètres (ξ) convergent vers leurs vraies valeurs. Ceci est un trait caractéristique des systèmes adaptatifs [ÅW94]. Les signaux d'entrée du système doivent avoir certaines propriétés pour que les paramètres adaptés puissent converger vers les valeurs réelles. La discussion de ces propriétés nécessaires à la convergence de l'algorithme adaptatif fera l'objet de cette section.

Comme nous avons vu à la section précédente, l'équation (4.17) indique que l'erreur converge également vers zéro si les dérivées partielles premières de TCL_a par rapport à ξ tendent vers zéro. Si ceci est vrai mathématiquement, il n'est toutefois pas toujours vérifié physiquement. En effet, ce résultat est étroitement lié à la nature de la fonction d'erreur. Par exemple, supposons que l'on a affaire à une fonction d'erreur de type bol comme illustré sur la figure 4.36(a). Dans ce cas de figure, quelque soit le point où l'on part du bord du bol, on suivra la pente (descente de gradient) et on finira au fond du bol comme il est attendu. Par ailleurs, si on considère la fonction d'erreur décrite par la figure 4.36(b) qui présente un profil montagneux, pour aller du point A au point B, tout se passe comme dans le cas de la fonction d'erreur ayant la forme d'un bol. Par contre, lorsque l'on arrive au fond du col (point B), si les dérivées partielles premières de TCL_a par rapport aux paramètres deviennent nulles, il sera impossible de franchir la pente pour atteindre le point C. Cette situation met en évidence les problèmes de minima locaux



(a) Cas 1 : Fonction d'erreur de type bol (b) Cas 2 : Profil montagneux de l'erreur

FIGURE 4.36 – Analyse des minima locaux

dont souffrent parfois les méthodes de descente de gradient. On déduit de cette analyse que la persistance de l'excitation de TCL_a (i.e. $\frac{\partial \widehat{TCL}_a}{\partial \xi}(\widehat{\xi}) \neq 0$) est requise pour s'assurer de la convergence de l'algorithme à tout instant. A ce propos, l'existence et les propriétés des dérivées partielles premières de TCL_a vont être discutées dans les paragraphes qui suivent.

1. Domaine de définition

Tout d'abord, comme on peut le remarquer à la lumière des équations (4.10) et (4.11), $\frac{\partial \widehat{TCL}_a}{\partial \xi}(\widehat{\xi})$ sont définies seulement lorsque $k_r \neq m(h\dot{\psi})^2$. Cette condition d'existence des dérivées partielles premières de TCL_a est toujours satisfaite puisque le coefficient de raideur k_r est calibré en ce sens, comme mentionné à la section 2.1.9. A présent, analysons les différents cas où $\frac{\partial \widehat{TCL}_a}{\partial \xi}(\widehat{\xi})$ peuvent être éventuellement égales à zéro.

2. Cas 1 : $\alpha_r = 0$ et $u = 0$

Ce cas est trivial. En effet, les dérivées partielles premières de TCL_a sont nulles. Mais, le véhicule est en stationnement sur un terrain plat. En conséquence, le risque de renversement de l'engin est nul et l'on a bien $TCL_a(\xi^*) = TCL_a(\widehat{\xi}) = 0$.

3. Cas 2 : $\alpha_r \neq 0$ et $u = 0$

Cette situation correspond au cas où le véhicule est stationné sur un terrain pentu. Contrairement au cas précédent, le risque de renversement n'est pas nul cette fois-ci en particulier pour des véhicules à dynamiques importantes évoluant en milieu tout-terrain et ayant leur centre de gravité placé particulièrement haut.

$$\begin{cases} \frac{\partial \widehat{TCL}_a}{\partial h}(h, m) = -\frac{4 h m g \alpha_r}{c k_r} \\ \frac{\partial \widehat{TCL}_a}{\partial m}(h, m) = -\frac{2 h^2 g \alpha_r}{c k_r} \end{cases} \quad (4.18)$$

L'équation (4.18) établit l'expression des dérivées partielles de TCL_a pour ce cas. Il peut être noté que celles-ci ne sont jamais nulles. On conclut finalement que les problèmes de minima locaux ne se posent pas pour ce cas de figure.

4. Cas 3 : $\alpha_r = 0$ et $u \neq 0$

Dans cette situation, le véhicule évolue sur un terrain plat. L'équation (4.19) fournit les dérivées partielles premières de TCL_a par rapport aux paramètres (ξ).

$$\begin{cases} \frac{\partial \widehat{TCL}_a}{\partial h}(h, m) = -\frac{4 h k_r m u \dot{\psi}}{c m^2 \left(\dot{\psi}^2 h - \frac{k_r}{h m} \right)^2} \\ \frac{\partial \widehat{TCL}_a}{\partial m}(h, m) = -\frac{2 k_r u \dot{\psi}}{c m^2 \left(\dot{\psi}^2 h - \frac{k_r}{h m} \right)^2} \end{cases} \quad (4.19)$$

Tant que le véhicule se déplace en ligne droite sur le terrain horizontal (*i.e.* $\dot{\psi} \approx 0$), les dérivées partielles premières de TCL_a sont égales à zéro. Toutefois, ceci n'est pas crucial pour la stabilité de la machine car, dans cette situation, le risque de renversement de l'engin est quasi-nul. Par ailleurs, lorsque le véhicule est en virage (*i.e.* $\dot{\psi} \neq 0$), celles-ci ne sont jamais nulles. Ceci assure en conséquence la convergence de l'erreur vers zéro qui est exempte de situation de minima locaux.

5. Cas 4 : $\alpha_r \neq 0$ et $u \neq 0$

Le véhicule se déplace sur un terrain pentu et, les dérivées partielles premières de TCL_a sont données par les équations (4.10) et (4.11) dans ce cas. L'inspection de la relation (4.11) montre que la dérivée partielle première de TCL_a par rapport à la masse du véhicule n'est jamais nulle. Quant à la dérivée partielle première de TCL_a par rapport à la position verticale du centre de gravité explicitée par l'équation (4.10), il est nécessaire de démontrer que la différence des deux termes du numérateur n'est jamais nulle afin d'en tirer quelques conclusions. Pour cela, considérons le rapport (4.20) des deux termes et prouvons qu'il n'est jamais égal à l'unité.

$$R = \frac{2 h k_r m \left(3 \alpha_r h \dot{\psi}^2 + 2 u \dot{\psi} + 2 \alpha_r g \right)}{2 \alpha_r m^2 (h \dot{\psi})^4} \quad (4.20)$$

Comme mentionné précédemment, les dérivées partielles premières de TCL_a par rapport à ξ existent pour $k_r \neq m (h \dot{\psi})^2$. En raison de ceci, le ratio (4.20) n'est jamais constamment égal à 1 comme en témoigne l'équation (4.21).

$$R \equiv 3 + \frac{2(u \dot{\psi} + \alpha g)}{\alpha h \dot{\psi}} \neq 1 \quad (4.21)$$

Par ailleurs, au vu de l'équation (4.21), il peut arriver que $\frac{\partial \widehat{TCL}_a}{\partial \xi}(\widehat{\xi})$ soient ponctuellement nulles. Cependant, ceci n'est pas crucial car le fait que $\frac{\partial \widehat{TCL}_a}{\partial \xi}(\widehat{\xi})$ puissent être ponctuellement égales à zéro ne peut compromettre la convergence de l'algorithme adaptatif décrit dans cette section. En effet, les problèmes de minima locaux des méthodes de descente de gradient sont préjudiciables lorsque la non-excitation du système est persistante. Ce qui n'est absolument pas le cas pour le système étudié ici, en référence à l'équation (4.21). En conséquence, ceci permet de vérifier l'absence de minima locaux dans les conditions nominales de fonctionnement du véhicule. En outre, l'approximation consistant à négliger les termes d'ordre supérieur à 1 de l'expansion de Taylor qui a permis d'établir l'équation (4.13) est valable pour toutes les situations que l'on rencontrera. Entre autre, étant donné que $\tau_i > 0$, on peut finalement déduire de l'équation (4.16) que les lois adaptatives (4.10) et (4.11) assurent la convergence de l'erreur vers zéro, c'est-à-dire $\widehat{TCL}_a \rightarrow \overline{TCL}_a$. En conséquence, on peut conclure sur le caractère optimal des paramètres (\hat{h}, \hat{m}) . Dans la mesure où chacun de ces deux paramètres peut assurer la convergence de l'algorithme, la section suivante se donne pour tâche de définir les fonctions de gain qui assurent leur adaptation optimale.

4.3.5.3 Gain variable dans le temps

Comme relaté ci-dessus, l'adaptation simultanée des deux paramètres peut assurer la convergence et influencer l'algorithme d'estimation du transfert de charge. Dans le but de sélectionner le plus pertinent des deux, les fonctions de gain $\tau_1(\cdot)$ et $\tau_2(\cdot)$ régissant la dynamique de convergence de leur adaptation doivent être définies variables en accord avec les contraintes mécaniques de la machine. En effet, en considérant par exemple la plateforme expérimentale de type vendangeuse utilisée dans le cadre de cette thèse, son poids total peut varier durant les phases de travail entre 9 et 12 tonnes et la hauteur de son centre de gravité, quant à elle, est susceptible de fluctuer entre 1.4 et 2 mètres. Ainsi, la modification de leur valeur est cantonnée à des grandeurs maximums qu'il est possible d'atteindre. Par souci de réalisme, toute adaptation pertinente de ces paramètres doit rester dans les limites physiques de la machine, c'est-à-dire que les lois d'adaptation de la masse et de la hauteur présentées ci-dessus ne doivent en aucun cas faire sortir les valeurs de ces paramètres de leurs intervalles de définition.

Ainsi, pour respecter cette contrainte physique, la technique utilisée ici consiste à appliquer un gain variable dans le temps sur l'adaptation de la masse et de la hauteur. Ce traitement, réduisant la dynamique d'adaptation des paramètres physiques du véhicule au voisinage de leurs extremums, permet de contrôler les gains en limitant la valeur de $\tau_1(\cdot)$ et $\tau_2(\cdot)$ afin d'éviter tout dépassement des extremums des deux paramètres.

Le gain maximal sur la hauteur (τ_{1max}) et respectivement sur la masse (τ_{2max}) sont des valeurs positives à choisir. L'intérêt du choix judicieux de ces valeurs a été amplement discutée à la section 3.2.5.2. Enfin, la mise en place de cette solution a été rendue possible via deux fonctions sigmoïdes. La définition mathématique de ces deux fonctions de gain est la suivante :

$$\tau_1(h) = \tau_{1max} \left(\frac{1}{1 + \exp(-\lambda_H(h - h_{min}))} + \frac{1}{1 + \exp(-\lambda_H(-h + h_{max}))} - \frac{3}{2} \right) \quad (4.22)$$

$$\tau_2(m, h) = \kappa \tau_{2max} \left(\frac{1}{1 + \exp(-\lambda_M(m - m_{min}))} + \frac{1}{1 + \exp(-\lambda_M(-m + m_{max}))} - \frac{3}{2} \right) \quad (4.23)$$

Les facteurs de proportionnalité λ_M et λ_H sont réglés en simulation en observant la tangente de la fonction sigmoïde au point d'inflexion. Les courbes de la figure 4.37 illustrent le profil d'évolution de ces gains d'adaptation de la masse et de la hauteur du centre de gravité du véhicule.

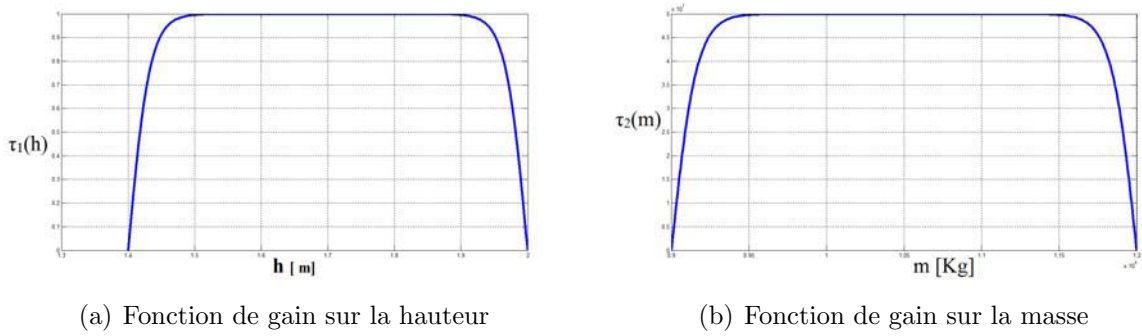


FIGURE 4.37 – Gain variable dans le temps

Par définition, ces deux fonctions assurent la nullité du gain aux extremums (voir figure 4.37(a) et figure 4.37(b)) de la hauteur du CdG ($1.4 \leq h \leq 2$) ainsi qu'aux ceux de la masse ($9t \leq m \leq 12t$). En conséquence, une brève analyse des équations (4.10) et (4.11) montre que l'atteinte de l'une des valeurs limites sur la hauteur ($1.4m$ ou $2m$) (respectivement sur la masse, $9t$ ou $12t$) devrait entraîner l'arrêt immédiat de la variation de la hauteur (respectivement de la masse) dans le temps comme il est attendu.

Toutefois, lors de nos expérimentations, il a été constaté que l'adaptation de la hauteur stagnait lorsque cette dernière atteint l'un des extremums. Pour qu'elle puisse reprendre la main, il a fallu qu'elle attende que la masse (adaptation de la masse) atteigne l'un de ses extremums.

Ainsi, une heuristique consistant à appliquer un garde-fou sur les valeurs adaptées de la masse et de la hauteur du centre de gravité a été définie par la relation (4.24). Pour cela, considérons la fonction $f(\xi)$ à valeur réelle et ϵ un réel strictement positif et très petit ($\epsilon > 0$) telle que :

$$\forall (\xi, \xi_{min}, \xi_{max}) \in \mathbb{R}^{*3}, \epsilon > 0 \text{ and } \epsilon < (\xi, \xi_{min}, \xi_{max}) \quad (4.24)$$

$$f(\xi) = \frac{\xi_{max} + \xi_{min} + |\xi - (\xi_{min} + \epsilon)| - |\xi - (\xi_{max} - \epsilon)|}{2}$$

où ξ_{max} et ξ_{min} sont les limites physiques du véhicule à ne pas dépasser.

En prenant $\epsilon_h = 10^{-3}$ mètre (respectivement $\epsilon_m = 1$ kilogramme), l'application de la propriété (4.24) à la hauteur (h) avec $I_1 = [1.4, 2]$ mètres (respectivement à la masse m avec $I_2 = [9 \times 10^3, 12 \times 10^3]$ kilogrammes) a permis d'assurer la supervision des valeurs de la position du centre de gravité et de la masse après leur adaptation afin d'éviter l'enregistrement de toutes valeurs aberrantes.

Quant au facteur κ explicité par la relation (4.25) qui intervient au niveau de l'équation (4.23), il permet d'assurer la prépondérance de l'adaptation de la hauteur du centre de gravité par rapport à celle de la masse du véhicule où $sign$ est la fonction classique mathématique permettant d'extraire le signe d'un nombre réel. Les principales raisons de cette considération sont multiples. En effet, en milieu tout-terrain, les caractéristiques de l'interaction du véhicule avec son environnement sont très variables et incertaines.

$$\kappa = [4 - (1 + sign(h - h_{min})) (1 - sign(h - h_{max}))] sign\left(\frac{\tau_{1max}}{2} - \tau_1(h)\right) \quad (4.25)$$

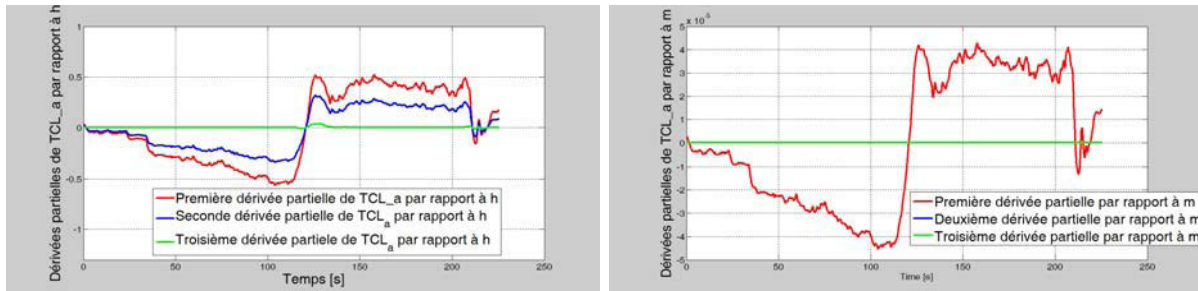
En conséquence, le système de correction d'assiette est très souvent utilisé pour la correction de l'inclinaison du véhicule. Une conséquence immédiate de cette correction est la variation rapide et forte de la hauteur du centre de gravité de la machine. Quant à la masse totale du véhicule, elle varie lentement durant la récolte. La hauteur du centre de gravité est par conséquent beaucoup plus sujet à variation que la masse totale du véhicule. Fort de ceci, la fonction $\tau_2(h, m)$ a été définie de telle sorte que l'adaptation de la hauteur du centre de gravité soit prioritaire par rapport à celle de la masse de l'engin.

4.3.6 Résultats expérimentaux

Dans un premier temps, l'essai expérimental décrit à la section 4.2.7.1 sera repris dans le but de montrer la pertinence et la robustesse de cet estimateur adaptatif vis-à-vis de l'évolution temporelle des paramètres du véhicule. Enfin, une série d'expérimentations permettront d'étudier la sensibilité de l'estimation du risque de renversement par rapport aux lois d'adaptation temporelles de la masse et la position verticale du centre de gravité.

4.3.6.1 Analyse des minima locaux

A la section 4.3.5.2, les propriétés d'existence des premières dérivées partielles de TCL_a par rapport aux paramètres (ξ) ont été discutées et on a démontré analytiquement que celles-ci ne sont jamais constamment égales à zéro. Dans cette section, la figure 4.38 illustre empiriquement ce résultat. En effet, il est opportun de noter que les courbes en rouge qui représentent les premières dérivées partielles de TCL_a par rapport à l'élévation du centre de gravité (voir Figure 4.38(a)) et par rapport à la masse du véhicule (voir Figure 4.38(b)) sont toujours excitées pour l'essai considéré. Sauf à la 121^{ième} seconde, c'est-à-dire durant le demi-tour, elles sont nulles. Toutefois, le fait que qu'elles soient ponctuellement nulles



(a) Dérivées partielles de TCL_a par rapport à h (b) Dérivées partielles de TCL_a par rapport à m

FIGURE 4.38 – Dérivées partielles de TCL_a

n'est pas cruciale pour la convergence de l'algorithme adaptatif décrit dans ce chapitre.

Outre cela, afin d'établir l'équation d'erreur (4.13), les termes supérieurs à l'ordre 1 du développement limité de Taylor ont été négligés à la section 4.3.5.1. Les courbes en bleu et en vert de la figure 4.38 qui représentent les secondes et troisièmes dérivées partielles de TCL_a donnent une preuve solide de cette approximation.

Après avoir justifié les principales hypothèses qui ont servi à l'élaboration des conditions de convergence de l'erreur et des paramètres dans des conditions expérimentales, les prochains paragraphes se tâcheront d'investiguer les capacités et la pertinence de l'algorithme adaptatif du risque de renversement.

4.3.6.2 Pertinence de l'estimateur adaptatif du risque de renversement

Dans le but de montrer la représentativité de l'estimateur adaptatif du risque de renversement développé ci-dessus, on se propose dans ce paragraphe de reprendre la situation traitée à la section 4.2.7.4. En effet, l'algorithme est encore une fois alimenté par les mêmes valeurs initiales des paramètres (i.e. $h = 1.4$ m et 9 tonnes). Sauf que cette fois-ci, les lois (4.10) et (4.11) assurant l'adaptation des paramètres du véhicule sont activées. La figure 4.39 décrit l'estimation du risque de renversement et l'adaptation des paramètres dans ces conditions. Sur le tracé 4.39(c), trois courbes sont représentées. La courbe en noir est la mesure du risque de renversement et la courbe en rouge représente l'estimation du transfert de charge discutée à la section 4.2.7.4 lorsque les paramètres ne sont pas adaptés. Contrairement à la courbe en rouge, on voit que la courbe en vert illustrant l'estimation du transfert de charge avec l'adaptation des paramètres est représentative de la mesure du risque réel de renversement.

Entre la 37^{ième} et la 123^{ième} seconde, la mesure du transfert de charge est disponible et est superposée avec l'estimé. Pendant ce laps de temps, la mesure du risque de renversement est non seulement utilisée à des fins de sécurité mais également pour recalibrer les paramètres du modèle dynamique dans le calcul de la grandeur estimée, comme illustré sur les figures 4.39(a) et 4.39(b). Plus tard, entre la 123^{ième} et la 142^{ième} seconde, soit pendant le second virage amenant au point de départ de la figure 4.28, la mesure du critère de

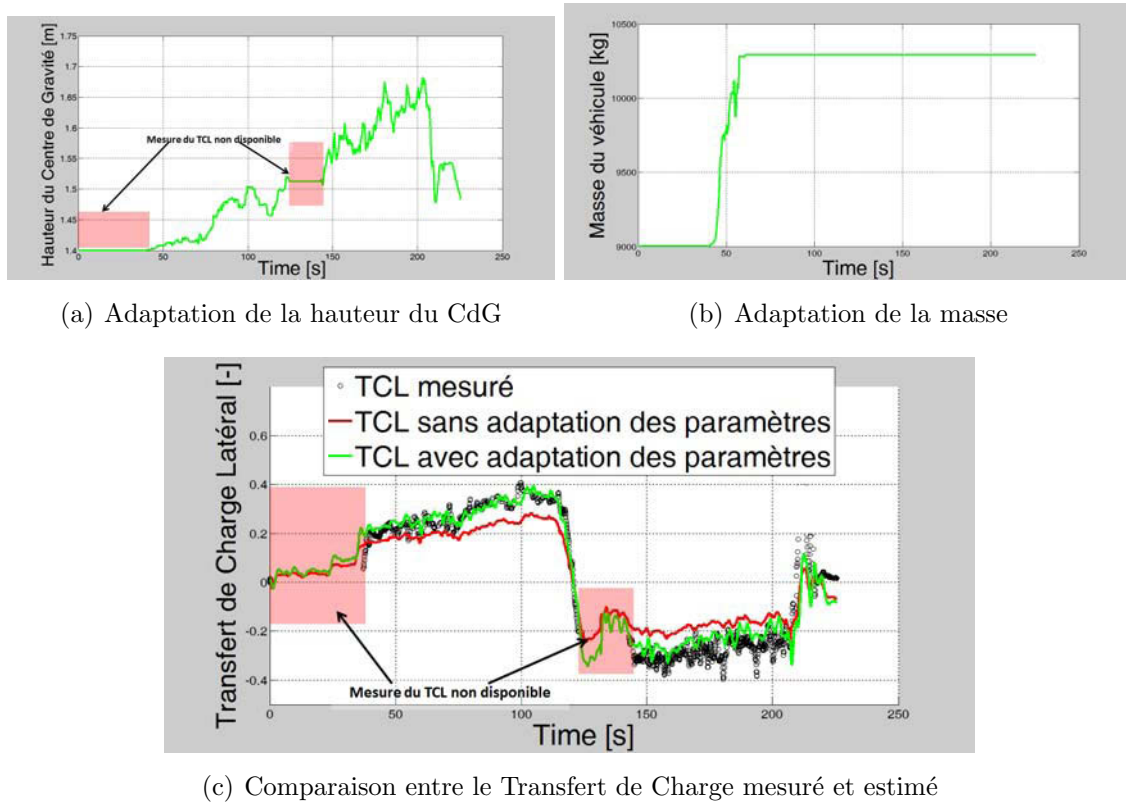


FIGURE 4.39 – Adaptation paramétrique pour l'estimation pertinente du TCL_a

transfert de charge est derechef indisponible en raison de la correction de l'inclinaison du véhicule. Mais quant à l'algorithme d'estimation adaptative décrit ci-dessus, il continue de renseigner correctement sur le risque d'instabilité de l'engin. Cette estimation du risque durant l'indisponibilité de la mesure peut être qualifiée de fiable puisque dès que cette dernière est de nouveau disponible à la 143^{ième} seconde, le transfert de charge estimé est immédiatement superposé à la mesure. De ce constat, on conclut que la valeur estimée du transfert de charge peut être à juste titre utilisée à des fins de sécurité lorsque la grandeur mesurée n'est pas disponible.

4.3.6.3 Mesure indirecte de la variation de la masse du véhicule par adaptation

Tout d'abord, il est pertinent de noter sur les figures 4.39(a) et 4.39(b) que l'évolution temporelle de la masse et de la hauteur reste dans la limite de leurs valeurs physiques. Ce bon fonctionnement des lois d'adaptation (4.10) et (4.11) est conditionné par les fonctions de gain variable définies par les relations (4.22) et (4.23). Par ailleurs, on remarque sur la figure 4.39(a) que pendant l'intervalle d'indisponibilité de la mesure du transfert de charge, soit entre la 123^{ième} et 143^{ième} seconde, l'adaptation de la hauteur du centre de gravité s'est automatiquement stoppée comme il est attendu. De là, on conclut sur le bon fonctionnement de l'algorithme décrit à la section 4.3.4.

En outre, on peut remarquer sur la figure 4.39(b) que l'adaptation de la masse com-

mence à la 49^{ième} seconde et, 19 secondes plus tard, l'algorithme d'adaptation assure la convergence de celle-ci vers sa valeur exacte (i.e. 10.3 tonnes). De là, l'algorithme d'adaptation de la masse s'est stoppée automatiquement à cette valeur. La loi d'adaptation temporelle de la hauteur du centre de gravité étant prioritaire, elle continue d'assurer la convergence du transfert de charge estimé vers sa valeur réelle.

Toutefois, il est à noter que ce résultat est tributaire d'un bon paramétrage de la fonction de gain variable sur l'adaptation de la masse. Par conséquent, on peut noter que, pour un bon paramétrage des fonctions de gain variable sur la masse et hauteur du centre de gravité, l'étape de recalage permet d'estimer, de manière indirecte, une valeur instantanée de la masse totale du véhicule. Cette information peut avantageusement être reprise par d'autres systèmes équipant le véhicule de sorte que leur fonctionnement puisse être optimisé, en temps réel, en se fondant sur une valeur vraie de la masse du véhicule.

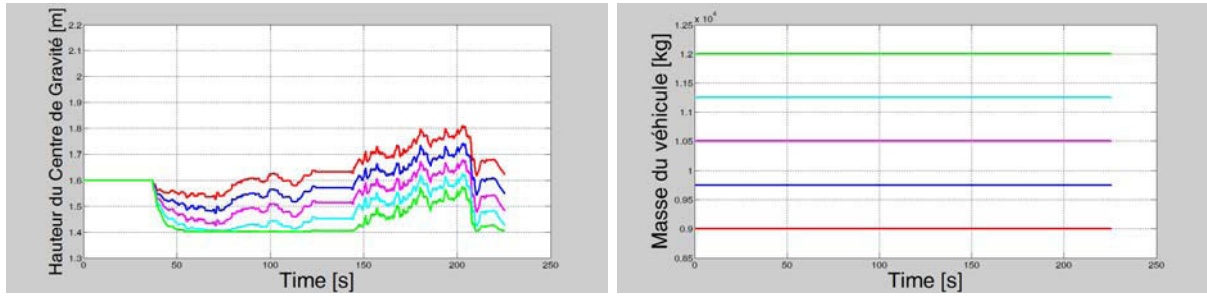
En vertu de ce résultat, l'algorithme adaptatif décrit ici peut alors, en sus de l'évaluation pertinente du risque de renversement de l'engin, être considéré comme un système de mesure indirecte de la variation réelle de la masse du véhicule.

4.3.6.4 Robustesse de l'algorithme vis-à-vis des conditions initiales

Ici, il s'agit de mettre en évidence la robustesse de l'estimateur adaptatif du risque de renversement de la machine eu égard aux conditions initiales. Pour ce faire, on se propose de geler l'adaptation de la masse (i.e. $\dot{m} = 0$) et d'adapter la hauteur du centre de gravité pour différentes valeurs initiales de la masse. En ce sens, le graphique de la figure 4.40(a) montre l'adaptation de la position verticale du centre de gravité pour différentes valeurs initiales de masse du véhicule qui sont représentées sur la figure 4.40(b). Pour chaque lancement de l'algorithme adaptatif, la valeur initiale de la position verticale du centre de gravité est fixée à 1.6 m comme illustré sur la figure 4.40(a).

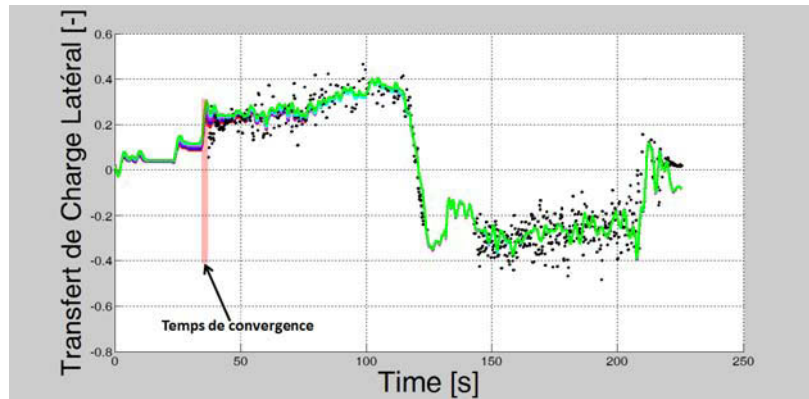
La figure 4.40(c) décrit et compare l'estimation et la mesure du risque de renversement de l'engin par le critère du transfert de charge. Il est à remarquer la coïncidence des estimations du risque d'instabilité du véhicule quelles que soient les conditions initiales sur la masse. De ce constat, il en résulte que le choix des conditions initiales, tâche qui n'est pas forcément évidente, n'est pas crucial pour assurer une bonne estimation du risque de renversement.

Par ailleurs, il est approprié de noter que le temps de convergence de l'algorithme adaptatif est très rapide. En effet, comme il peut être remarqué sur la figure 4.40(c), le temps de convergence est environ égal à 0.4 seconde dès la première disponibilité de la mesure du Transfert de Charge (typiquement à la 37^{ième} seconde). En outre, durant le virage du demi-tour soit entre la 124^{ième} et la 141^{ième} seconde, le conducteur a utilisé le système de stabilisation d'assiette et la mesure du transfert de charge n'est en conséquence pas disponible pendant ce laps de temps. Ensuite, soit à la 142^{ième} seconde, la convergence du TCL_a estimé vers la mesure est instantanée. Finalement, ce très court



(a) Adaptation de la hauteur du CdG

(b) Différentes valeurs initiales de la masse



(c) Comparaison entre le Transfert de Charge mesuré et estimé

FIGURE 4.40 – Etude de la robustesse de l’algorithme vis-à-vis des conditions initiales

temps de convergence montre que l’algorithme fournira de résultats pertinents même pour des expérimentations au cours desquelles la disponibilité des mesures est connue sur des plages très réduites. En effet, ceci n’est pas pénalisant car l’algorithme adaptatif autorise la convergence des paramètres représentatifs en moins d’une seconde.

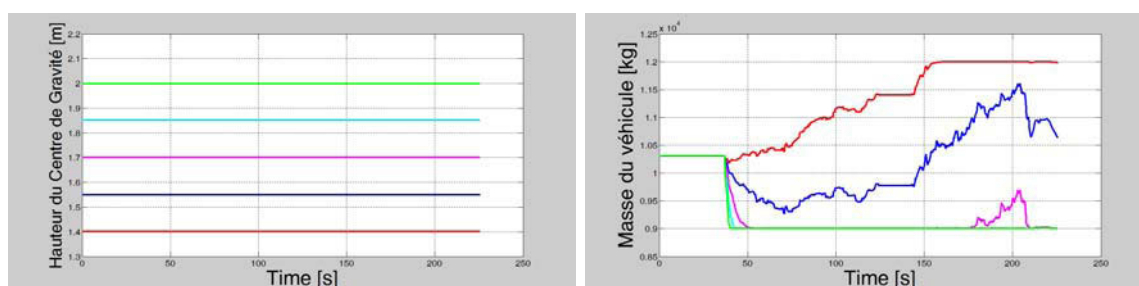
En fin de compte, on remarque sur la figure 4.40(a) la tendance des variations de la hauteur du centre de gravité est similaire, mais décalée à chaque fois d’environ 0.2m sur l’axe des ordonnées. Ceci est lié au fait que dans ce cas la masse n’est pas adaptée. Par conséquent, pour le jeu de paramètres comportant une masse surévaluée (12 tonnes, représenté en vert), l’algorithme d’adaptation donne une valeur plus faible de la hauteur du centre de gravité pour compenser cette surestimation. Ainsi, l’adaptation d’un paramètre unique peut compenser des incertitudes sur d’autres. La valeur de la hauteur ainsi calculée est moins représentative d’une valeur réelle, mais est représentative de la cohérence du modèle dynamique du véhicule. Finalement, le jeu de paramètre, même s’il ne correspond pas exactement aux paramètres réels, permet d’alimenter un modèle, dont la représentativité est garantie. C’est ce point qui est fondamental pour le développement de dispositifs actifs de sécurité.

4.3.6.5 Pertinence de la loi de priorité de l’adaptation de la hauteur du CdG

Comme il a été démontré à la section 4.3.5, l’adaptation de la hauteur du centre de gravité indépendamment de celle de la masse du véhicule et vice-versa peut assurer la

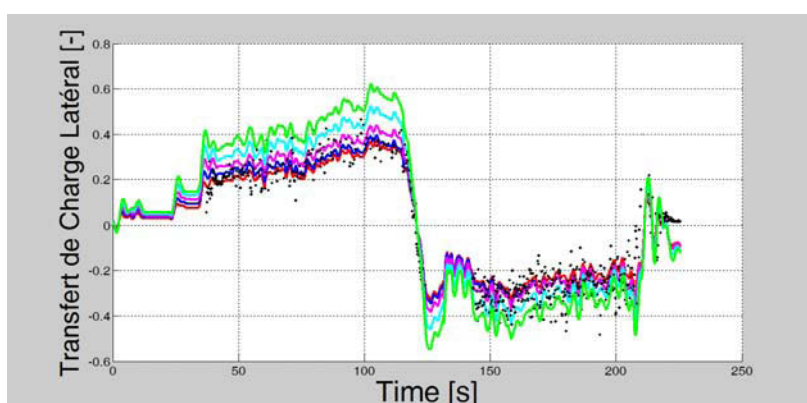
convergence de l'estimation vers la mesure du Transfert de Charge. A ce propos, à la section 4.3.5.3, un algorithme assurant la priorité de la loi d'adaptation de la hauteur du centre de gravité par rapport à la loi d'évolution temporelle de la masse du véhicule a été défini. Puis, la robustesse de l'algorithme vis-à-vis des conditions initiales a été prouvée à la section 4.3.6.4. Ici, on se propose de démontrer l'intérêt de la dite loi de priorité en examinant le comportement de l'estimation du transfert de charge pour différentes valeurs initiales de la position verticale du centre de gravité.

Pour ce faire, l'adaptation de la hauteur du centre de gravité est ici bloquée (i.e $\dot{h} = 0$) afin d'étudier dans quelle mesure l'adaptation de la masse est capable d'assurer la nullité de l'écart résultant entre l'estimation et la mesure du critère de transfert de charge. La valeur initiale de la masse de l'engin est fixée à 10.3 tonnes, ce qui peut être vérifié sur la figure 4.41(b) traçant l'évolution temporelle de la masse pour chaque valeur initiale de la position verticale du centre de gravité. Quant à ces différentes valeurs initiales, elles sont retracées sur la figure 4.41(a) où on constate que l'élévation verticale du centre de gravité n'est effectivement pas adaptée. La figure 4.41(c) décrit l'estimation du transfert de charge pour chaque valeur initiale de la position verticale du centre de gravité. Il est à rappeler que la vraie valeur de la hauteur du centre de gravité se situe autour de 1.6 m pour cet essai.



(a) Différentes valeurs initiales de la hauteur du CdG

(b) Adaptation de la masse du véhicule



(c) Comparaison entre le Transfert de Charge mesuré et estimé

FIGURE 4.41 – Intérêt de la loi de priorité de l'adaptation de la hauteur du CdG

L'examen du graphique 4.41(c) montre que plus la valeur initiale s'écarte de la vraie

valeur de l'élévation verticale du centre de gravité ($h=1.6$ m), plus l'estimation du transfert de charge est moins pertinente par rapport à la mesure du risque de renversement de l'engin. Par exemple, la courbe en vert pour laquelle la hauteur du centre de gravité est initialisée à 2 m, la loi d'adaptation tente immédiatement de diminuer la valeur de la masse afin d'annuler l'écart entre la mesure et l'estimation du transfert de charge. Par contre, elle se heurte à la borne inférieure de variation réelle de la masse (9 tonnes) qu'elle ne doit et ne peut (par définition même de la fonction de gain (4.23)) dépasser, ceci a pour conséquence de contraindre la convergence de l'estimation du transfert de charge vers sa mesure. Une conclusion intermédiaire qu'on peut tirer de ce résultat est le bon fonctionnement de la fonction de gain variable sur la masse, sinon la loi d'adaptation conduirait la masse vers des valeurs erronées afin d'annuler coûte que coûte le gap enregistré entre la mesure et l'estimation du risque d'instabilité de la machine, ce qui peut être mathématiquement correct mais physiquement sans intérêt. Finalement, on peut conclure sur le manque de robustesse de l'adaptation de la masse par rapport aux conditions initiales. Ce résultat consolide les arguments avancés à la section 4.3.5.3 pour allouer la priorité à la loi d'adaptation de la position verticale du centre de gravité par rapport à celle de la masse de l'engin.

Néanmoins, il faut noter l'intérêt de l'adaptation de la masse qui permet non seulement une mesure indirecte de la variation du poids du véhicule comme il a été relaté à la section 4.3.6.3 mais aussi, jumelée à l'adaptation de l'élévation verticale du centre de gravité, facilite une meilleure convergence de l'estimé vers le transfert de charge mesuré. Entre autre, l'utilisation simultanée des lois d'adaptation de la masse et la hauteur d'un centre de gravité permet d'assurer la robustesse de l'estimateur adaptatif par rapport aux conditions initiales sur la hauteur et la masse du véhicule en même temps et de vérifier la vraisemblance des paramètres.

4.3.6.6 Robustesse de l'algorithme vis-à-vis du déplacement des vérins

Dans le but de mettre en exergue la robustesse de l'algorithme adaptatif développé ci-dessus par rapport à l'état du dispositif de correction d'assiette, l'essai expérimental décrit au tableau 4.2 est ici considéré. L'essai est réalisé avec le véhicule à vide, soit avec

TABLE 4.2 – Description de l'essai

<i>Charge du véhicule</i>	9 tonnes
<i>Vitesse maximale atteinte</i>	2 m/s
<i>Conditions d'adhérence</i>	Sol sec
<i>Système de correction d'assiette</i>	On
<i>Hauteur du CdG</i>	Variable

une masse de 9 tonnes. A la section 4.2.7.1, il a été expliqué que la position exacte du centre de gravité est difficile à connaître car elle dépend de la reconfigurabilité du véhicule. Pour cet essai, comme en témoigne le signe des différentielles de pression décrites sur la figure 4.42(a), le conducteur utilise le système de correction d'assiette durant quasiment

tout le parcours décrit sur la figure 4.42(d). Par conséquent, il est alors encore beaucoup plus difficile de connaître la position exacte du centre de gravité. Toutefois, pour les mêmes raisons relatives à la section 4.2.7.1, la valeur initiale de la position verticale du centre de gravité est prise égale à 1.6 m.

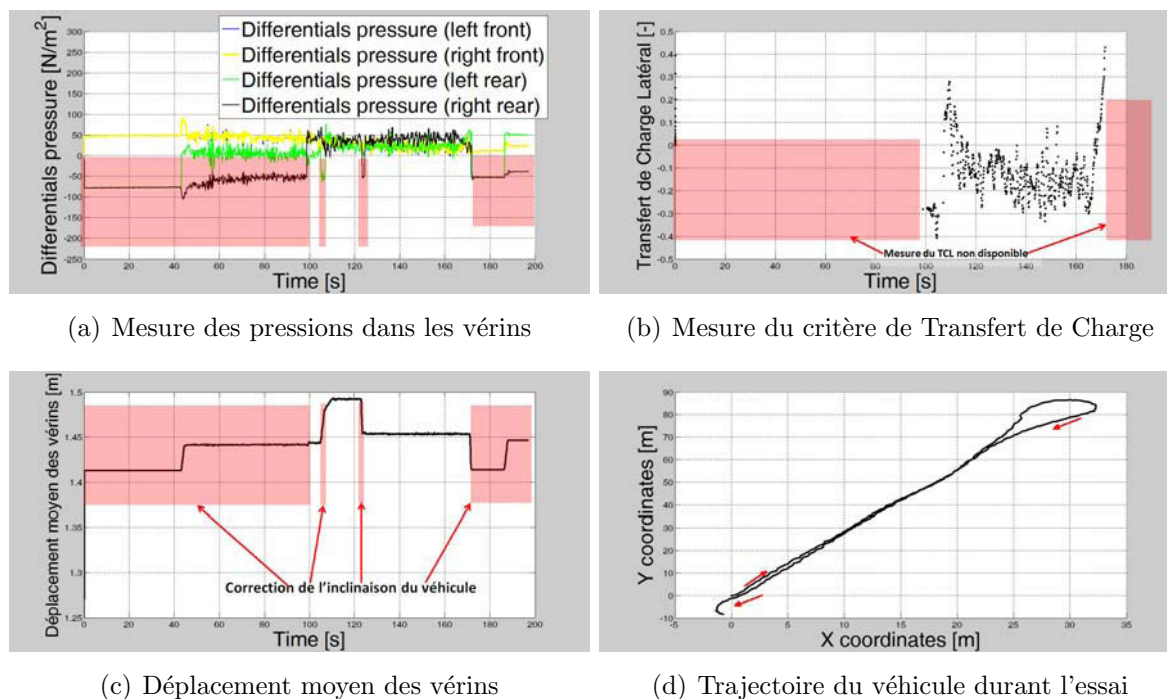
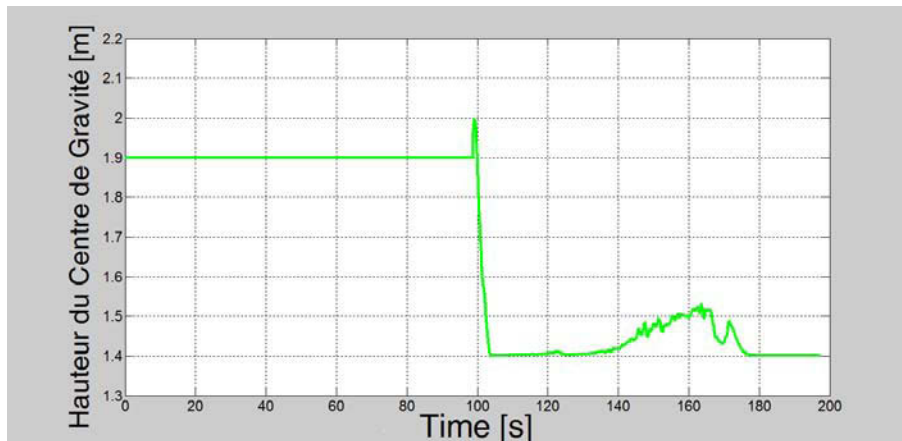


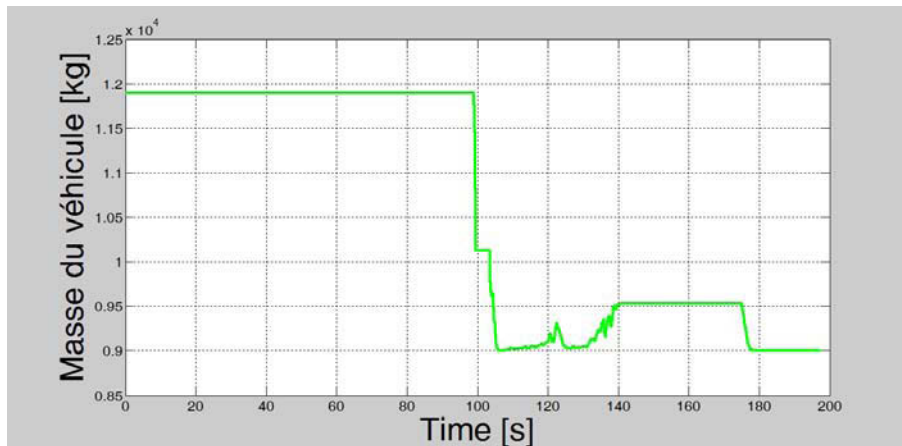
FIGURE 4.42 – Description de l'essai

La figure 4.42(b) représente la mesure du transfert de charge obtenue à partir des mesures de pression dans les suspensions active de la machine. Durant les 98 premières secondes de la trajectoire décrite sur la figure 4.42(d), on voit que cette mesure est indisponible car le conducteur agit en permanence sur les vérins du système de correction de l'inclinaison du véhicule qui est en travers dans la pente (environ 12°). Cet essai durant lequel la mesure du transfert de charge est très partiellement disponible offre la possibilité de mettre encore une fois en évidence l'intérêt et la robustesse de l'algorithme adaptatif proposé dans ce document.

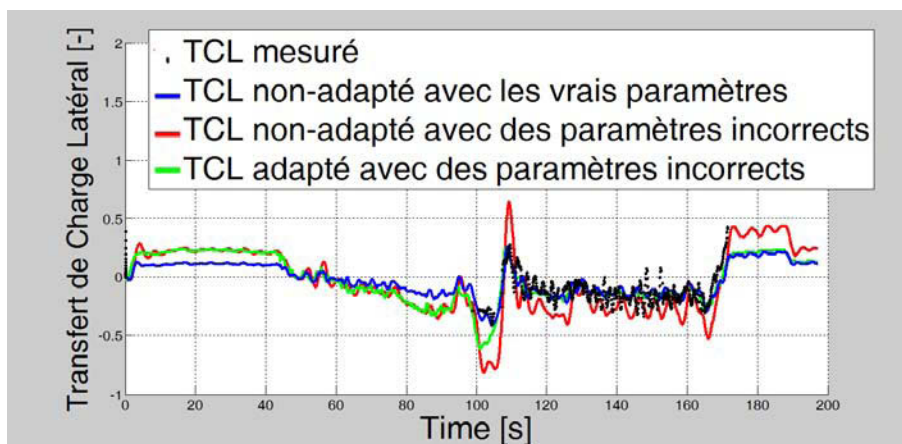
A cet effet, la figure 4.43 décrit l'estimation du critère de transfert de charge et l'adaptation des paramètres du véhicule. Tout d'abord, il est à noter que l'algorithme proposé ici renseigne sur le degré de stabilité du véhicule pendant toute la première partie du trajet durant laquelle la mesure du transfert de charge est indisponible. Évidemment, la courbe en noir du tracé 4.43(c) est la mesure du transfert de charge discutée ci-dessus. La courbe en bleu représente l'estimation du risque de renversement sans l'adaptation des paramètres du véhicule qui sont fixés respectivement à 1.6 m et 9 tonnes, soient les valeurs réelles de l'essai. Comme il a été signalé à la section 4.2.7.3, on constate que l'estimation du transfert de charge est représentative du risque réel de renversement lorsque les paramètres du véhicule sont constants et bien connus.



(a) Adaptation de la hauteur du CdG



(b) Adaptation de la masse



(c) Comparaison entre l'estimation et la mesure du transfert de charge

FIGURE 4.43 – Robustesse de l'estimateur adaptatif vis-à-vis du déplacement des véris

La courbe en rouge est obtenue encore une fois sans adaptation des paramètres du véhicule, sauf que cette fois-ci ils sont fixés respectivement à 1.9 m et 11.9 tonnes. Ces valeurs sont certes incorrectes mais elles restent atteignables pour les mêmes raisons avancées à la section 4.2.7.4. On constate alors que l'estimé n'est plus représentatif de la mesure du

transfert de charge lorsque celle-ci est disponible durant la seconde partie du parcours, soit entre la 100^{ième} et la 170^{ième} seconde. En particulier, à la 100^{ième} seconde une valeur de -0.82 est enregistrée pour le transfert de charge. Il est approprié de rappeler ici que la valeur du critère de transfert de charge varie entre -1 et 1 , et que ces valeurs extrêmes signalent un renversement imminent de la machine. Toutefois, en pratique il est considéré que le véhicule risque de basculer lorsque la valeur absolue du transfert de charge est égal à 0.8 . En vertu de ce rappel et de la valeur de -0.82 enregistrée, il en découle que le critère détecte faussement un risque de renversement. D'un autre côté, pendant ce même instant on remarque sur la figure 4.42(c) le déplacement des vérins qui correspond à une correction d'assiette pendant le virage. On comprend alors que cette fausse détection est principalement conditionnée par la variation brusque de la position verticale du centre de gravité, suite à la reconfiguration du véhicule par le dispositif de correction de dévers.

L'estimateur adaptatif du risque de renversement permet d'extirper cette sensibilité vis-à-vis du déplacement des vérins. En effet, la courbe en vert de la figure 4.43(c) représente l'estimation du transfert de charge lorsque les paramètres du véhicule sont adaptés selon les lois temporelles (4.10) et (4.11). Tout d'abord, il est à noter que durant la première ligne droite du parcours, comme illustré sur les figures 4.43(a) et 4.43(b) aucun des deux paramètres du véhicule n'est adapté car la mesure du transfert de charge est indisponible. A fortiori, les courbes en vert et en rouge sont totalement superposées durant ce laps de temps comme il est attendu. Il en découle de ce constat que l'algorithme fonctionne correctement et en conformité avec la description faite à la section 4.3.4.

Par ailleurs, à la 100^{ième} seconde où l'on enregistre une première valeur pour la mesure du transfert de charge, l'algorithme adapte ipso facto la hauteur du centre de gravité et de la masse du véhicule afin d'assurer la convergence du transfert de charge estimé vers la mesure du risque réel de renversement de l'engin. Puis, à la 120^{ième} seconde, soit à la fin du virage, on constate sur la figure 4.42(c) le déplacement des vérins dû à une correction d'inclinaison du véhicule effectuée par le conducteur afin d'éviter que la force centrifuge entraîne le renversement de l'engin dans le virage. A ce même instant, on constate sur la figure 4.43(c) que la courbe en vert est complètement superposée avec la courbe en noir, contrairement à la courbe en rouge qui estime à 60% le risque de renversement de l'engin. De ces constats, on peut non seulement conclure sur la robustesse de l'estimateur adaptatif du risque de renversement par au déplacement des suspensions actives du dispositif de correction de dévers mais aussi sur l'intérêt capital de l'adaptation des paramètres de l'engin.

En fin de compte, comme illustré sur la figure 4.43(b), il est approprié de signaler que l'étape de recalage des paramètres permet d'estimer indirectement la masse instantanée du véhicule comme il a été démontré à la section 4.3.6.3. Les différents résultats expérimentaux examinés dans cette section démontrent que l'estimateur adaptatif élaboré ici répond correctement aux attentes en évaluant de façon pertinente le risque de renversement pour tous types de véhicule (conventionnels ou reconfigurables) et permet de surmonter la disponibilité partielle de la mesure du transfert de charge même lorsque

les paramètres du véhicule sont mal connus.

4.3.6.7 Analyse de sensibilité de la variation de paramètres

Précédemment, la robustesse et la pertinence de l'algorithme adaptatif décrit dans ce mémoire ont été discutées et démontrées à partir de deux essais expérimentaux, montrant ainsi l'intérêt des lois d'adaptation temporelles des paramètres du véhicule. Dans cette section, on se propose d'examiner l'efficacité et la sensibilité de l'estimation du risque de renversement du véhicule par rapport à la variation des paramètres. A cet effet, une série d'essais a été réalisée sur différents types de terrain et dans des conditions diverses. A partir de ces essais, des éléments chiffrés relatifs à l'erreur absolue entre l'estimation et la mesure du transfert de charge, lorsque celle-ci est disponible, sont listés au tableau 4.3 pour différentes valeurs de la vitesse, de la position verticale du centre de gravité et de la masse du véhicule.

La figure 4.44 décrit la trajectoire identique empruntée par le véhicule pour chaque essai

TABLE 4.3 – Erreur absolue sur le TCL_a estimé avec et sans adaptation des paramètres

Essai	Vitesse	h	m	Moyenne de l'erreur absolue	
				Sans adaptation	Avec adaptation
1	1m/s	Fixé en position basse	10 tonnes	0.07	0.04
2	1m/s	Fixé en position haute	10 tonnes	0.06	0.05
3	1m/s	Variable	10 tonnes	0.13	0.09
4	1m/s	Fixé en position basse	12 tonnes	0.11	0.04
5	1m/s	Fixé en position haute	12 tonnes	0.14	0.04
6	1m/s	Variable	12 tonnes	0.08	0.06
7	2m/s	Fixé en position basse	10 tonnes	0.10	0.06
8	2m/s	Fixé en position haute	10 tonnes	0.10	0.07
9	2m/s	Variable	10 tonnes	0.13	0.09
10	2m/s	Fixé en position basse	12 tonnes	0.14	0.07
11	2m/s	Fixé en position haute	12 tonnes	0.20	0.06
12	2m/s	Variable	12 tonnes	0.13	0.09
Moyenne des essais				0.11	0.06

listé au tableau 4.3. Le véhicule effectue un aller-retour sur un terrain irrégulier avec une partie inclinée à environ 10° . Sur cette portion inclinée de la trajectoire, le conducteur peut actionner le dispositif de correction d'assiette afin de maintenir constante l'inclinaison du véhicule. Que ce soit pour l'estimation avec ou sans adaptation, les valeurs initiales des paramètres sont respectivement fixées à $h=1.8$ m et $m=11.5$ tonnes. Comme relaté précédemment, en raison de la reconfiguration de la machine, la valeur de la position verticale du centre de gravité ne peut être connue à chaque instant de façon exacte. Toutefois, selon l'essai, le conducteur fixe les vérins du dispositif de correction de dévers soit en position basse ou haute ou soit qu'il actionne le système à volonté sur la partie inclinée de la trajectoire comme il est relaté au tableau 4.3. Enfin, la moyenne de la valeur absolue de l'erreur $|e|$ mesurée pendant l'essai est calculée à tour de rôle avec et sans

adaptation des paramètres du véhicule.

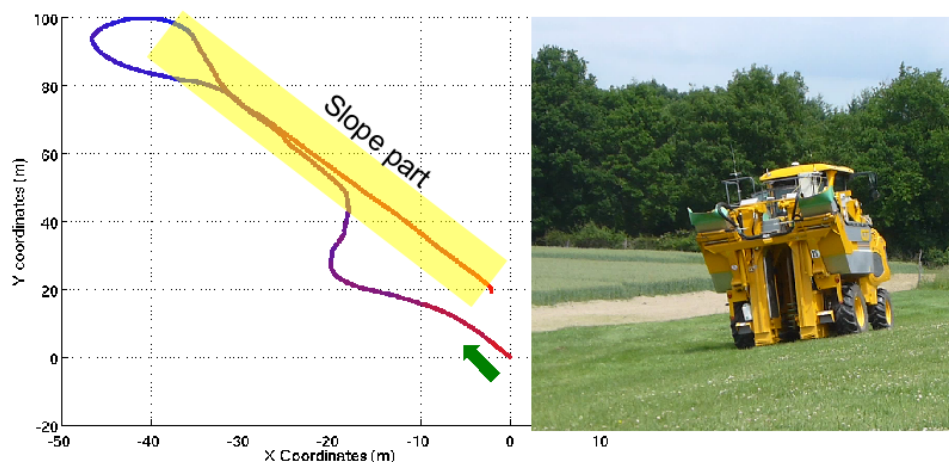


FIGURE 4.44 – Trajectoire parcourue par le véhicule

Comme on peut le remarquer, les plus forts écarts sont enregistrés dans les cas où l’algorithme d’adaptation des paramètres est désactivé. Naturellement, plus les paramètres initiaux sont éloignés des vraies valeurs, plus l’écart est important. Par ailleurs, lorsque les paramètres du véhicule sont adaptés, l’erreur est suffisamment réduite. Les valeurs moyennes de l’erreur absolue sont calculées avec les données brutes. La moyenne résiduelle de l’erreur absolue due aux bruits des capteurs de pression peut être estimée autour de 0.03. Finalement, au vu des valeurs listées dans le tableau 4.3, l’erreur résultant de l’estimation du risque de renversement du véhicule est toujours inférieure à 0.1 lorsque l’on utilise la méthode adaptative décrite dans ce document. En soustrayant l’erreur due aux bruits de capteurs, le risque d’instabilité de l’engin est alors estimé avec une erreur absolue de 0.07 par rapport à la mesure du transfert de charge. Ce niveau d’erreur est nettement satisfaisante étant donné que le TCL_a varie entre -1 et 1. Comme il a été rappelé ci-dessus, on considère habituellement que le véhicule risque de basculer lorsque la valeur absolue du critère de transfert de charge est égale à 0.8. Par conséquent, une erreur en dessous de 0.07 limite nettement la possibilité de fausse ou de non détection d’une situation de dangerosité.

Par exemple, pour l’essai 11, l’erreur moyenne est égale à 0.2 lorsque les paramètres du véhicule ne sont adaptés. Si la valeur réelle du TCL_a est proche de la limite (0.7 par exemple), une situation dangereuse peut être faussement détectée. Qui pis est, dans le cas où le TCL_a mesuré est très proche du renversement (0.9 par exemple), la valeur estimée peut ne pas détecter le risque de renversement en restant à 0.7. Par contre, lorsque l’estimateur adaptatif est utilisé l’erreur moyenne enregistrée est de 0.06. Un tel niveau d’erreur assure en toute confiance la détection d’une situation de dangerosité en utilisant un seuil de 0.8.

En fin de compte, l’algorithme d’adaptation assure le calibrage du modèle dynamique en temps réel et, par ricochet le rend robuste vis-à-vis d’éventuelles variations des para-

mètres du véhicule. Ce modèle est alors utilisable pour l'évaluation en ligne du risque de retournement de tous types de machine, même lorsque la mesure du risque d'instabilité de l'engin n'est pas disponible. De par sa représentativité du comportement réel du véhicule, un tel modèle peut alors être exploité à juste titre pour la conception d'un dispositif de sécurité rétroactif.

4.3.7 Conclusion

L'algorithme adaptatif développé ici a permis d'évaluer en temps réel le transfert de charge de machines dotées de suspension active autorisant une mesure des efforts de contact pneumatiques/sol dans le système de suspension même partiellement ou temporairement. En se basant, d'une part, sur la mesure d'efforts par capteurs de pression sur les vérins des suspensions actives et, d'autre part, sur la mesure de l'attitude du véhicule, le dispositif proposé autorise l'estimation en temps réel et le recalage du modèle d'estimation du transfert de charge, métrique représentative du risque de renversement de la machine. Si la méthode est illustrée ici pour le risque de renversement latéral, elle reste néanmoins transposable de façon similaire sur le transfert de charge longitudinal. Par contre, il est redondant d'adapter en parallèle les paramètres du véhicule en se basant sur les transferts de charge latéral et longitudinal simultanément. Il faut simplement considérer soit l'un ou l'autre (par exemple le transfert de charge latéral comme détaillé dans ce document) pour adapter de façon compacte les paramètres du véhicule.

Il est à noter que cette méthode d'estimation adaptative offre la possibilité de renseigner le conducteur en temps réel sur le risque de renversement de son véhicule quel que soit l'état du système de suspension, de la nature du sol et de la charge du véhicule. Par ricochet, la représentativité de l'approche multi-modèle utilisée dans cette thèse a pu être vérifiée. En conséquence, l'exploitabilité de ces types de modèles dits à dynamique partielle pour la conception de systèmes de monitoring et d'anticipation du risque d'instabilité du véhicule ne fait plus aucun doute.

Si la mesure d'efforts dans les vérins de suspension par l'intermédiaire de capteurs de pression est très classique, elle est toutefois principalement utilisée pour la stabilisation de l'inclinaison de véhicule. Par ailleurs, les algorithmes d'estimation de métriques de renversement considèrent uniquement des paramètres fixes. La variation de ceux-ci durant les phases de travail des machines entraîne la dérive de l'estimation par rapport au risque réel de renversement et, par ricochet son manque de pertinence. L'originalité et la principale contribution scientifique de cette estimation adaptative résident alors dans le couplage des deux méthodes et l'adaptation des paramètres de l'engin afin d'assurer la sécurité des conducteurs.

Arrivé ici, le risque de renversement latéral ou longitudinal aura été caractérisé pertinemment. Toutefois, le problème de caractérisation du risque de dévalement de la machine survenu généralement suite à une perte d'adhérence des pneumatiques avec le sol reste entier. Nonobstant que ce risque survient fréquemment en milieu naturel où les conditions d'adhérence peuvent être très changeantes, très peu de critères permettant de le discriminer existent dans la littérature. Dans la perspective de conception d'un dispositif de sécurité active pouvant également rendre compte du risque de dévalement, l'objet de

la prochaine section sera d'élaborer un critère permettant de prédire ce type de risque d'instabilité du véhicule.

4.4 Caractérisation du risque de dévalement du véhicule

4.4.1 Introduction

Jusqu'ici les trois métriques étudiées dans cette thèse sont des indicateurs qui caractérisent la perte de stabilité du véhicule soit sur le plan de roulis (renversement latéral) ou soit sur le plan de tangage (renversement longitudinal ou cabrage). De ce fait, la perte de contrôle de trajectoire n'a pas encore été étudiée. Or, ce type d'instabilité se définissant par une rupture d'adhérence du véhicule avec son environnement est assez courant dans le milieu tout-terrain. Ce scénario accidentogène débouche soit sur une situation de dévalement (en pente - effet de "luge"), ou soit sur une mise en portefeuille ou mise en ciseaux dans le cas d'engins poly-articulés.

Contrairement aux métriques signalant le risque de renversement d'un véhicule, il y a une forte carence de critères indiquant le risque de dévalement dans la littérature. Ainsi, l'objet final de cette partie de la thèse est de développer une métrique du risque de dévalement/décrochement. Le développement de ce critère, ayant pour but final d'éviter la perte de contrôlabilité de la machine, tirera parti de l'estimation des conditions d'adhérence des roues du véhicule avec le sol.

L'accomplissement de cet objectif ambitieux qu'on s'est fixé ici conditionne la segmentation de cette section en trois grandes parties. Dans un premier temps, un critère de détection du risque de dévalement basé sur l'analyse des conditions d'adhérence des pneumatiques avec le sol sera défini. Par ailleurs, sous l'hypothèse consistant à considérer les rigidités de glissement comme étant représentatives des conditions d'adhérence des roues avec le sol, un observateur adaptatif sera développé dans le but d'estimer lesdites rigidités. Examiner l'évolution des conditions d'adhérence équivaldrait donc à examiner les rigidités de glissement, en vue de la prévention d'une situation de dévalement. Somme toute, un ensemble de résultats de simulation réaliste permettant de valider l'indicateur du risque dévalement proposé et d'en tirer quelques conclusions seront présentés.

4.4.2 Indicateur du risque de dévalement

Les rigidités de glissement des roues représentent la capacité de transmission d'efforts longitudinaux entre le sol et le véhicule. Elles ont l'avantage de pouvoir renseigner en temps réel sur les conditions d'adhérence existantes entre les pneus et l'environnement dans lequel évolue la machine. En conséquence, elles peuvent être utilisées pour décrire un critère de risque de dévalement de l'engin. Dans ce même ordre d'idées, la relation (4.26)

définit un indicateur du risque de dévalement ou de décrochement d'un véhicule

$$\text{Marge de dévalement : } \min_{i \in \{1, \dots, n\}} C_{l_i} \geq S_0 \quad (4.26)$$

où C_{l_i} représente le coefficient de rigidité de glissement de la $i^{\text{ième}}$ des n roues du véhicule. Le terme S_0 est un seuil définissant la marge de sécurité absolue avant le dévalement de l'engin. La détermination du seuil S_0 peut dépendre en pratique de plusieurs facteurs mais en particulier de la nature du terrain (sol meuble, bitume, herbe, verglas, etc.) sur lequel évolue le véhicule. En somme, dépendamment de l'environnement de conduite et du niveau de sécurité souhaité, l'utilisateur est apte à définir ce seuil. Quant aux coefficients de rigidité de glissement, leur estimation fera l'objet de la prochaine section.

4.4.3 Estimation des conditions d'adhérence longitudinale

4.4.3.1 Motivations

Comme relaté ci-dessus, une situation de décrochement du véhicule se traduit généralement par une perte d'adhérence au niveau des pneumatiques où le véhicule peut être amené alors à dévaler une pente à toute allure. Ceci peut être apparenté au phénomène d'*effet de luge* couramment rencontré dans le monde du ski. Dans ce cas de figure, le conducteur se trouve généralement en situation de panique car il perd complètement la contrôlabilité de la machine. Ci-avant, un critère de détection de ce type de risque a été défini en se basant sur l'examen de l'évolution des rigidités de glissement. Si de la définition même de ce critère en découle l'intérêt de ces variables de glissement, il est à signaler qu'à l'heure actuelle qu'il n'existe vraiment pas de véritables capteurs capables d'effectuer leur mesure. La théorie des observateurs adaptatifs présentée au chapitre 3 devra permettre de combler ce vide technologique.

Précédemment au chapitre 2, le principe de développement d'un modèle linéaire de contact entre le pneumatique et le sol a été développé à la section 2.1.8.4.3 pour les efforts longitudinaux. Ce modèle explicite une loi linéaire entre le coefficient et la rigidité de glissement. Par ailleurs, les forces longitudinales de chaque roue ont été déterminées par observation à la section 3.6 du chapitre 3. En conséquence, les rigidités de glissement représentatives des conditions d'adhérence longitudinales entre chaque pneu et sol pourraient être a priori obtenues en divisant l'effort longitudinal par le coefficient de glissement de la roue. Si, intuitivement cette façon de faire paraît être simple et facile à mettre en œuvre, elle n'est toutefois pas optimale pour deux grandes raisons comme illustré sur la figure 4.45. Primo, cette méthode se verrait heurter à des situations de singularité numérique lorsque le coefficient de glissement des roues s'approche de zéro (sur sol très adhérent), ce qui feraient diverger les calculs comme en témoigne typiquement les figures 4.45(c) et 4.45(d). Des valeurs aberrantes seraient alors enregistrées dans ces cas de figure. Deuxio, il ne faut surtout pas oublier que la relation entre la force longitudinale et le glissement du pneumatique n'est pas toujours linéaire.

En conséquence, les algorithmes d'adaptation de paramètres en ligne par descente de gradient présentés à la section 3.2.5 vont être de préférence utilisés ici pour l'estimation

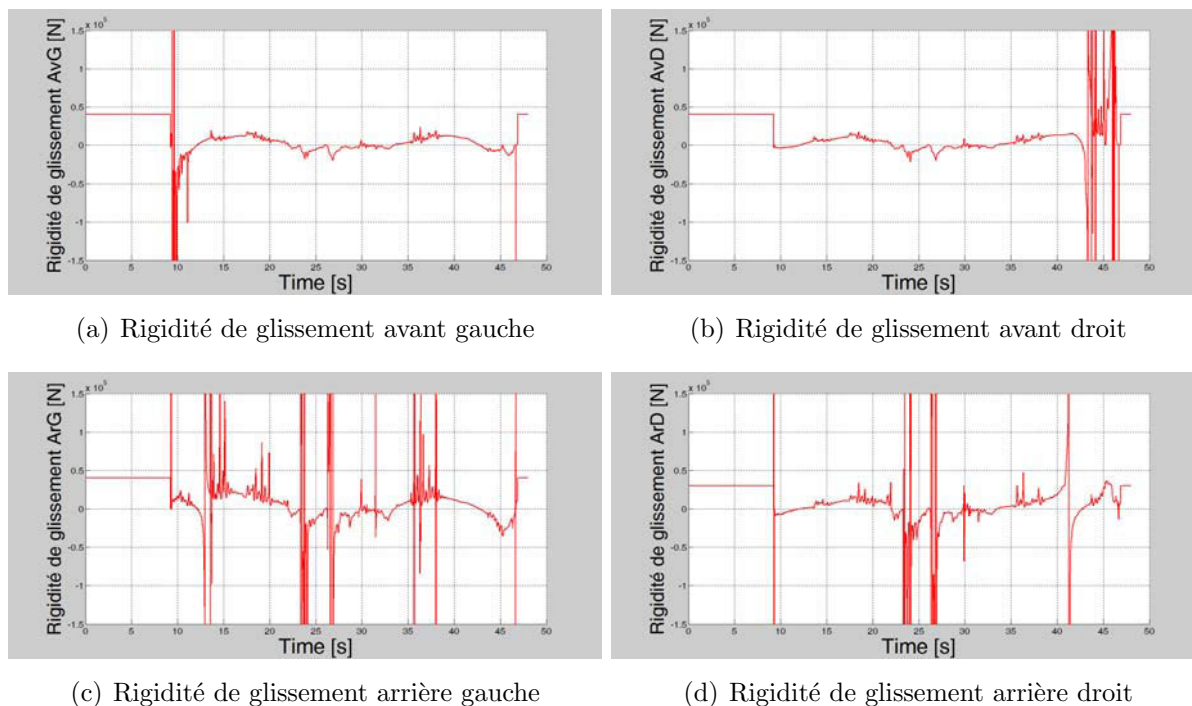


FIGURE 4.45 – Rigidités de glissement obtenues en divisant l’effort longitudinal par le coefficient de glissement de la roue

des rigidités de glissement. Pour ce faire, il est intéressant ici d’étendre le modèle bicyclette de lacet du véhicule (*Single-Track model*) utilisé précédemment à un modèle à deux voies, soit un *Two-track model* sous son appellation anglo-saxonne, qui est beaucoup plus représentatif de la réalité. Enfin, après avoir estimé le coefficient de glissement longitudinal de chaque roue, la *MIT rule* permettra l’adaptation des rigidités de glissement afin de pouvoir renseigner en temps réel sur les conditions d’adhérence existantes entre les pneus du véhicule et l’environnement dans lequel il évolue.

4.4.3.2 Estimation du coefficient de glissement longitudinal des pneus

Dans cette section, l’estimation du glissement est faite via l’équation (2.31). L’évaluation de cette expression nécessite la connaissance de la vitesse linéaire, du rayon dynamique ainsi que de la vitesse de rotation de chacune des roues. Cette dernière donnée sera mesurée par les capteurs odométriques qui sont installés au niveau des roues du véhicule. Quant au rayon dynamique et à la vitesse linéaire des pneumatiques, ils vont être estimés tour à tour dans les sections suivantes.

4.4.3.2.1 Estimation du rayon dynamique de chaque roue

Le rayon dynamique du véhicule est certainement l’un des paramètres les plus difficiles à estimer en temps réel. En effet, il est fortement dépendant de la nature du sol ; or en milieu tout-terrain, l’environnement est surtout caractérisé par sa nature changeante, incertaine et cahoteuse. Ici, ce paramètre sera estimé via l’équation (2.38) démontrée au

chapitre 2. Au vu de cette expression, le rayon nominal du pneumatique (r_0) ainsi que le rayon statique (r_{sat}) sont nécessaires à son évaluation. Quant au rayon nominal, il se calcule à partir des références du pneumatique. A titre d'exemple, les références des pneumatiques de la machine à vendanger présentée à l'annexe A.2 permettant de valider expérimentalement les approches développées dans cette thèse sont :

- **Référence des pneus avant** : 380/85 R24 Firestone,
- **Référence des pneus arrière** : 480/70 R28 Firestone.

A partir de ces références, les rayons nominaux des roues avant et arrière peuvent être déterminés. En effet, le rayon nominal du pneumatique n'est autre que la somme du rayon de la jante et de la hauteur du flanc. A titre d'illustration, le calcul du rayon nominal des roues avant de la vendangeuse est détaillé ci-dessous.

L'expression R24 représente le diamètre de la jante en pouce. Alors, le rayon de la jante est de :

$$R_{jante} = \frac{24 * 25.4}{2} \implies R_{jante} = 0.3048 \text{ m}$$

La largeur du pneumatique est de 380 mm. Le rapport d'aspect, c'est-à-dire le rapport dimensionnel établi entre la hauteur et la largeur du pneu, est de 85%. On déduit alors la hauteur du flanc du pneumatique :

$$h_{flanc} = \frac{380 * 85}{100} \implies h_{flanc} = 0.323 \text{ m}$$

En fin de compte, on infère le rayon nominal des roues avant de la machine à vendanger :

$$r_0^{av} = R_{jante} + h_{flanc} \implies r_0^{av} \cong 0.63 \text{ m}$$

De façon similaire, on déduit de la référence des roues arrière le rayon nominal arrière, $r_0^{ar} \cong 0.7 \text{ m}$.

A présent, la mesure de la raideur verticale des pneus ainsi que l'estimation des forces normales d'interaction roues/sol détaillée à la section 3.4 permettront le calcul du rayon statique (r_{sat}) via l'équation (2.33), ce qui n'est que la différence entre le rayon nominal et l'écrasement du pneumatique (cf : équation (2.32)) sous l'effet de la charge qui lui est appliquée.

4.4.3.2.2 Estimation de la vitesse linéaire de chaque pneu

Ici, l'appellation "vitesse linéaire du pneu" n'est pas une ingénuité. En effet, la vitesse linéaire estimée dans ce paragraphe est en contraste avec la vitesse rotationnelle équivalente généralement déduite de la vitesse angulaire des pneus. Ceci reste cohérent dans la mesure où le glissement longitudinal des pneus n'est autre que la différence de ces deux vitesses.

Dans la littérature, existent deux grandes approches [KN04] permettant de déterminer la vitesse d'avancement des pneus. Comme détaillé sur la figure 4.46, l'idée de l'une des approches consiste à obtenir le mouvement de l'engin comme une rotation autour du centre instantané de rotation (O) avec les vitesses angulaires $\dot{\psi}$ et $\dot{\beta}$ et de calculer ensuite le rayon de courbure de chaque roue. Cette technique est rendue possible par l'arrangement orthogonal entre la vitesse du point de contact de la roue et la ligne reliant le point de contact au centre instantané de rotation. Le calcul des rayons de courbure ρ_{ij} nécessite la connaissance de la distance du centre de gravité au centre instantané de rotation ρ . Le calcul de cette distance ne se fait pas sans coup férir. Pour contourner cette difficulté dont il est question, certains auteurs comme [Gus97] proposent d'utiliser des modèles odométriques supposant que les roues arrières roulent sans glissement et que les véhicules sont pour la plupart des véhicules à traction, le freinage affecte donc de manière beaucoup plus importante les pneumatiques avant. Entre autre, ces modèles supposent que les roues du véhicule ont toutes le même rayon. Ce qui n'est absolument pas du tout le cas sur les nouveaux tracteurs agricoles mis sur le marché par les constructeurs. La majorité de ces tracteurs sont à quatre roues motrices. Si l'hypothèse de roulement sans glissement des pneus est relativement réaliste dans le domaine de la mobilité routière elle est cependant très et même trop simpliste dans le monde de la conduite en environnement naturel.

Se rappelant que l'un des défis majeurs de cette thèse étant de préserver autant que possible la généralité des travaux qui y sont développés, ces hypothèses simplificatrices seront par conséquent écartées. Ainsi, pour la détermination de la vitesse linéaire des pneus, la seconde approche consistant en une transformation de la vitesse du centre de gravité au point de contact pneus/sol par l'utilisation d'un modèle de lacet à deux voies du véhicule comme illustré sur la figure 4.46 est privilégiée ici. La nomenclature des nouvelles notations introduites sur cette figure est détaillée ci-dessous :

- V_{AvG} est la vitesse linéaire de la roue avant gauche,
- V_{AvD} est la vitesse linéaire de la roue avant droit,
- V_{ArG} est la vitesse linéaire de la roue arrière gauche,
- V_{ArD} est la vitesse linéaire de la roue arrière droit,
- d_{FL} est la distance du centre de gravité au point de contact entre la roue avant gauche et le sol,
- d_{FR} est la distance du centre de gravité au point de contact entre la roue avant droit et le sol,
- d_{RL} est la distance du centre de gravité au point de contact entre la roue arrière gauche et le sol,
- d_{RR} est la distance du centre de gravité au point de contact entre la roue arrière droit et le sol,
- θ_{AvG} est l'angle entre les axes du châssis et le point de contact entre la roue avant gauche et le sol,
- θ_{AvD} est l'angle entre les axes du châssis et le point de contact entre la roue avant droit et le sol,
- θ_{ArG} est l'angle entre les axes du châssis et le point de contact entre la roue arrière gauche et le sol,

- θ_{ArD} est l'angle entre les axes du châssis et le point de contact entre la roue arrière droite et le sol,
- x_G est la direction longitudinale du châssis,
- y_G est la direction latérale du châssis.

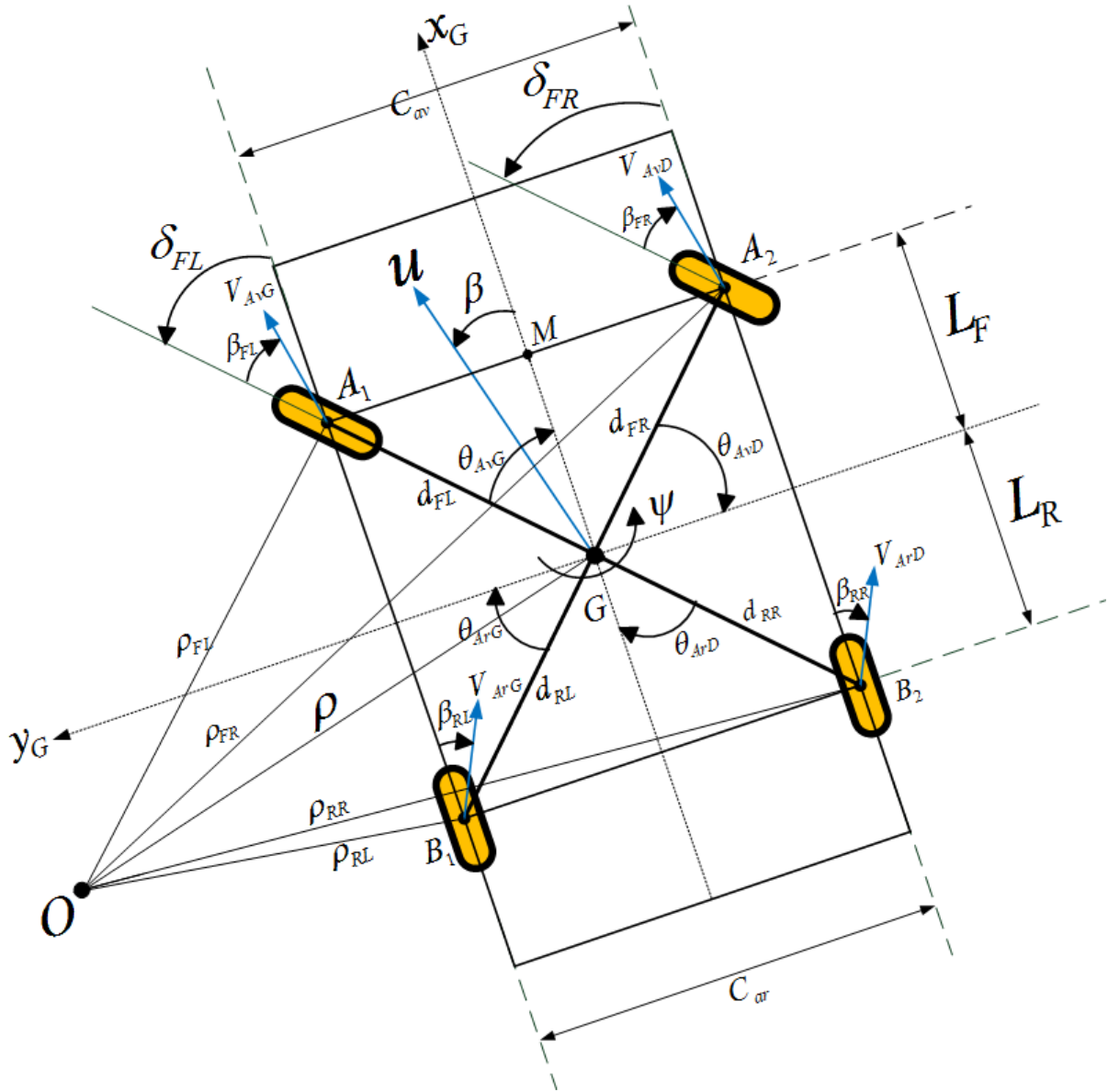


FIGURE 4.46 – Calcul des vitesses linéaires de chaque pneu

Dans le plan de lacet de la machine, la vitesse du centre de gravité peut être décrite comme une superposition d'un mouvement de translation pure d'amplitude u et d'angle β par rapport à l'axe longitudinal x_g , et d'un mouvement purement rotationnel de vitesse angulaire ψ autour du centre de gravité G comme illustré sur la figure 4.46. La composante additionnelle de la vitesse du pneu causée par la vitesse de lacet de l'engin n'est pas orthogonale à l'axe longitudinal du véhicule. En conséquence, il est nécessaire de connaître la distance du centre de gravité au point de contact de chaque roue. Ici, il est supposé que le point d'action de la force des roues reste au centre des pneus, l'hypothèse qui affecte

faiblement les résultats obtenus en simulation et en expérimentation.

Sous ces hypothèses, l'inspection de la figure 4.46 permet de déterminer la relation (4.27) explicitant la vitesse linéaire de chaque pneu. Il est à noter ici que l'angle de course change certes avec la vitesse angulaire globale $(\dot{\psi} + \dot{\beta})$, toutefois le châssis tourne seulement avec la vitesse angulaire $\dot{\psi}$ autour de l'axe vertical. D'où la raison pour laquelle que la vitesse angulaire $\dot{\beta}$ n'apparaisse pas dans l'expression (4.27) puisque l'approche privilégiée consiste à repartir la vitesse du châssis au point de contact des pneus avec le sol.

$$\left\{ \begin{array}{l} \vec{V}_{AvG} = (u \cos \beta - \dot{\psi} d_{FL} \sin(\theta_{AvG}))\vec{x}_G + (u \sin \beta + \dot{\psi} d_{FL} \cos(\theta_{AvG}))\vec{y}_G \\ \vec{V}_{AvD} = (u \cos \beta + \dot{\psi} d_{FR} \sin(\theta_{AvD}))\vec{x}_G + (u \sin \beta + \dot{\psi} d_{FR} \cos(\theta_{AvD}))\vec{y}_G \\ \vec{V}_{ArG} = (u \cos \beta - \dot{\psi} d_{RL} \sin(\theta_{ArG}))\vec{x}_G + (u \sin \beta - \dot{\psi} d_{RL} \cos(\theta_{ArG}))\vec{y}_G \\ \vec{V}_{ArD} = (u \cos \beta + \dot{\psi} d_{RR} \sin(\theta_{ArD}))\vec{x}_G + (u \sin \beta - \dot{\psi} d_{RR} \cos(\theta_{ArD}))\vec{y}_G \end{array} \right. \quad (4.27)$$

A présent, il ne nous reste qu'à expliciter les distances d_{ij} du centre de gravité au centre de chaque roue et les angles θ_{ij} entre les points de contact pneus/sol et les axes x_g et y_g du châssis pour que le système d'équations (4.27) soit complètement déterminé. Par construction, le quadrilatère $A_1A_2B_2B_1$ forme un rectangle, ses diagonales sont donc égales et se coupent en leur milieu. On déduit alors que le triangle A_1GA_2 est isocèle. La bissectrice de $\widehat{A_1GA_2}$ est alors identique à la hauteur et à la médiane issues de G . Finalement, on conclut que le triangle A_1GM est rectangle [Lio01]. De là, l'application du théorème de Pythagore permet d'écrire les relations (4.28).

$$\left\{ \begin{array}{l} \theta_{AvG} = \arctan\left(\frac{C_{av}}{2L_F}\right) \\ d_{FL} = \sqrt{L_F^2 + \frac{C_{av}^2}{4}} \end{array} \right. \quad (4.28)$$

Finalement, de manière analogue le système d'équations (4.29) exprimant les distances d_{ij} du centre de gravité au centre de chaque roue et les angles θ_{ij} entre les points de contact pneus/sol et les axes x_g et y_g du châssis est déterminé en inspectant la figure 4.46.

$$\left\{ \begin{array}{l} d_{FL} = d_{FR} = \sqrt{L_F^2 + \frac{C_{av}^2}{4}} \\ d_{RL} = d_{RR} = \sqrt{L_R^2 + \frac{C_{ar}^2}{4}} \\ \theta_{AvG} = \arctan\left(\frac{C_{av}}{2L_F}\right) \\ \theta_{AvD} = \arctan\left(\frac{2L_F}{C_{av}}\right) \\ \theta_{ArG} = \arctan\left(\frac{2L_R}{C_{ar}}\right) \\ \theta_{ArD} = \arctan\left(\frac{C_{ar}}{2L_R}\right) \end{array} \right. \quad (4.29)$$

4.4.3.3 Estimation des rigidités de glissement par méthode du gradient

Les efforts longitudinaux de contact pneus/sol étant estimés, il est alors possible à présent de les utiliser comme étant les valeurs réelles des forces longitudinales afin d'évaluer les coefficients de rigidité de glissement par le biais de la méthode du gradient *MIT rule* présentée à la section 3.2.5.1 en faisant appel au modèle (2.71) linéaire d'interaction roues/sol. L'utilisation de la *MIT rule* pour la détermination des rigidités de glissement est ici doublement justifiée. D'une part, s'il est certain que la rigidité est un paramètre variable (conditions d'adhérence très changeantes en milieu naturel), on peut affirmer sans ambages qu'elle ne dépend ni de la force longitudinale (F_{Lo}) ni du coefficient de glissement longitudinal (g_l) car sinon la méthode d'observation précédente (cf : Section 3.6.1) n'aurait pas convergé. D'autre part, il est raisonnable de supposer que les rigidités de glissement (soit la résistance des pneus au glissement) varient beaucoup plus lentement que les autres paramètres influençant la force longitudinale d'interaction roues/sol.

A présent, introduisons la notation $\overline{F_{Lo_{ij}}}$ pour désigner l'effort longitudinal estimé précédemment et supposé ici comme étant la vraie valeur de l'effort. L'indice ij désigne la roue en question, par exemple **AvG** pour le pneu avant gauche. Entre autre, l'effort longitudinal estimé via le modèle linéaire d'interaction roues/sol sera noté $\widehat{F_{l_{ij}}}$ et explicité par l'équation (4.30).

$$\widehat{F_{l_{ij}}} = \widehat{C_{l_{ij}}} g_{l_{ij}} \tag{4.30}$$

Sachant que $\widehat{C_{l_{ij}}}$ représente ici le paramètre ajustable, en accord avec la *MIT rule* l'erreur entre la force longitudinale $\overline{F_{Lo_{ij}}}$ évaluées selon l'équation (3.48) et la sortie $\widehat{F_{l_{ij}}}$ du modèle de référence (4.30) est donnée par l'équation (4.31).

$$e_{ij} = \widehat{F_{l_{ij}}} - \overline{F_{Lo_{ij}}} \tag{4.31}$$

Ensuite, l'équation (4.32) exprime la loi de commande adaptative de la *MIT rule* permettant de conduire l'erreur e_{ij} vers zéro.

$$\dot{\widehat{C_{l_{ij}}}} = -\tau_{ij} e_{ij} \frac{\partial e_{ij}}{\partial \widehat{C_{l_{ij}}}}, \forall \tau_{ij} > 0 \tag{4.32}$$

La dérivée de sensibilité de l'adaptation de la rigidité est donnée par la relation (4.33) qui est égale au coefficient de glissement longitudinal défini par l'équation (2.31).

$$\frac{\partial e_{ij}}{\partial \widehat{C_{l_{ij}}}} = g_{l_{ij}} \tag{4.33}$$

Finalement, l'intégration de l'équation (4.33) permet d'accéder à la rigidité de glissement de chaque pneu du véhicule

$$\widehat{C_{l_{ij}}} = C_0 - \int_0^t \tau_{ij} g_{l_{ij}} e_{ij} dt \tag{4.34}$$

où dt est la période d'échantillonnage et $C_0 > 0$ est la condition initiale supposant que les roues démarrent sur un sol adhérent.

4.4.3.4 Résultats de simulation avancée

L'observateur des rigidités de glissement élaboré ci-dessus tire parti des forces longitudinales de contact pneus/sol estimées à la section 3.6. La pertinence de l'estimation de ces efforts longitudinaux a été mise en évidence par le biais d'un essai de simulation avancée décrite à la section 3.4.3.1. Ainsi, dans la continuité des travaux développés au chapitre 3, ce même essai est ici repris afin d'examiner la représentativité des rigidités de glissement observées ici.

4.4.3.4.1 Analyse des conditions d'adhérence longitudinale estimées

Il a été mentionné à maintes reprises dans ce document que les rigidités de glissement sont représentatives des conditions d'adhérence longitudinale. En conséquence, un algorithme a été développé à la section 4.4.3.3 pour leur estimation afin de pouvoir renseigner en temps réel sur les conditions d'adhérence et les risques de dévalement du véhicule. Dans cette section, on se tâchera d'étudier la pertinence de cet algorithme en analysant les résultats de simulation avancée.

Tout d'abord, rappelons que le développement de cet observateur a été basé sur l'annulation de l'écart entre la force longitudinale obtenue via la répartition de l'effort longitudinal global et la force longitudinale estimée par l'intermédiaire du modèle linéaire de contact pneus/sol. A cet effet, la figure 4.47 décrit les efforts longitudinaux obtenus par les deux méthodes. On peut signaler sans ambages que l'effort longitudinal obtenu via le modèle linéaire d'interaction pneus/sol converge correctement vers l'effort longitudinal de chaque pneu obtenu via la distribution de la force horizontale globale du véhicule.

A présent, on peut analyser les rigidités de glissement de chaque pneu puisque la condition de convergence de l'observateur est satisfaite. En ce sens, la figure 4.48 illustre l'estimation des conditions d'adhérence longitudinales. L'inspection de ce graphique montre l'estimation de rigidités de glissement négatives. Si selon l'équation (4.34) l'obtention de rigidité de glissement négative est mathématiquement plausible, un tel résultat est par contre dénué de sens physique. En effet, au vu de l'équation (4.30) les caractéristiques longitudinales du pneumatique sont modélisées comme un ressort où la déflexion longitudinale est représentée par les coefficients de glissement ($g_{l_{ij}}$) et où les rigidités de glissement ($C_{l_{ij}}$) sont apparentées à la raideur du ressort. En conséquence, les propriétés de la loi de Hooke permettent de corroborer l'hypothèse selon laquelle les rigidités de glissement ne peuvent être négatives.

Entre autre, du point de vue de l'équation (4.34) d'adaptation des rigidités de glissement, l'objectif primaire consiste à faire converger l'erreur d'observation (e_{ij}) sur les efforts longitudinaux vers zéro. Néanmoins, dans le cas où les variables estimées ne sont plus représentatives du comportement réel du véhicule, cette loi d'adaptation aura la fâcheuse tendance à vouloir faire converger les rigidités de glissement vers des valeurs négatives, puisque ceci devient la seule et l'unique condition pour annuler l'erreur d'observation (e_{ij}).

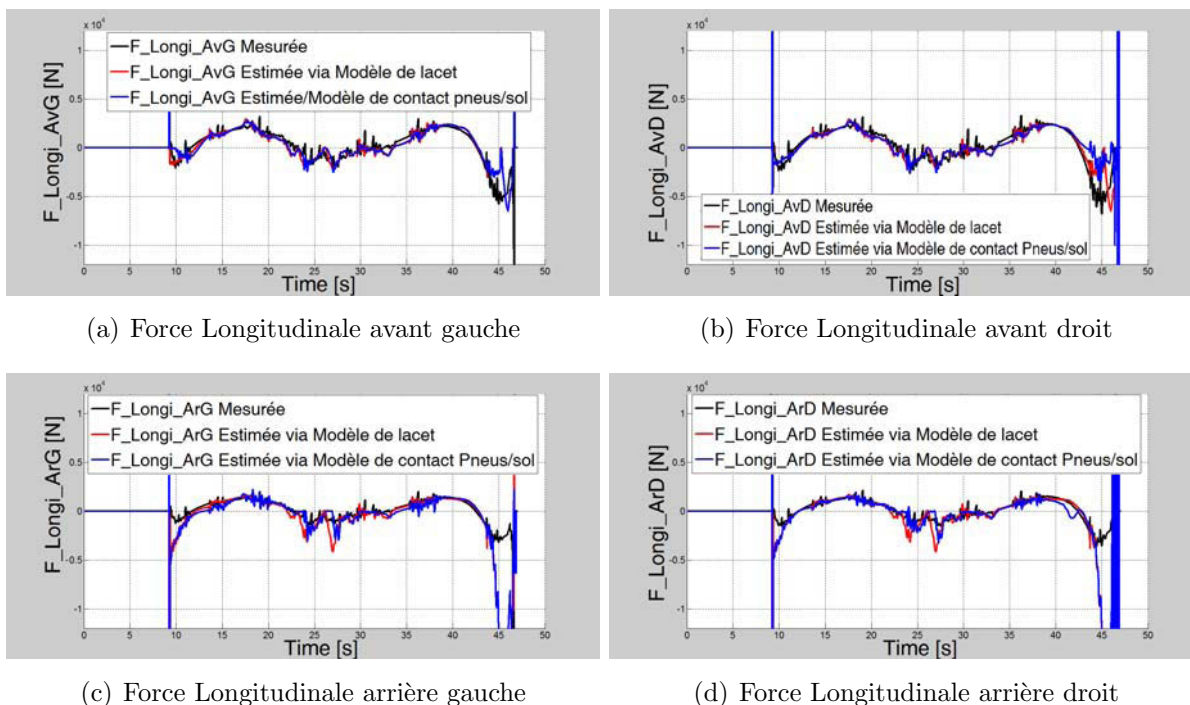


FIGURE 4.47 – Analyse des efforts longitudinaux estimés via le modèle linéaire de contact roues/sol

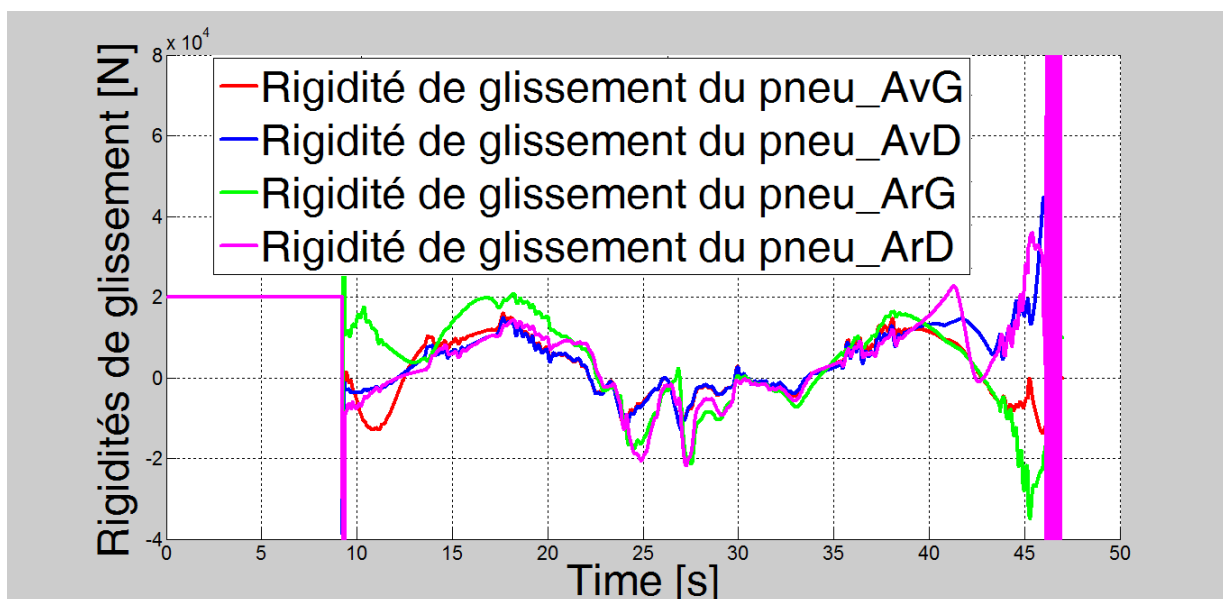


FIGURE 4.48 – Analyse des rigidités de glissement des roues

De cette analyse, on conclut sur la non-pertinence des rigidités de glissement estimées. On se propose alors de résoudre ce problème en bloquant l'adaptation des rigidités de glissement à leur dernière valeur positive lorsqu'une valeur négative est enregistrée. La figure 4.49 décrit l'estimation des rigidités de glissement obtenue par cette heuristique. On constate qu'aucune valeur négative n'est alors enregistrée, ce qui est logique physiquement. Toutefois, il se révèle nécessaire d'analyser le comportement des efforts longitu-

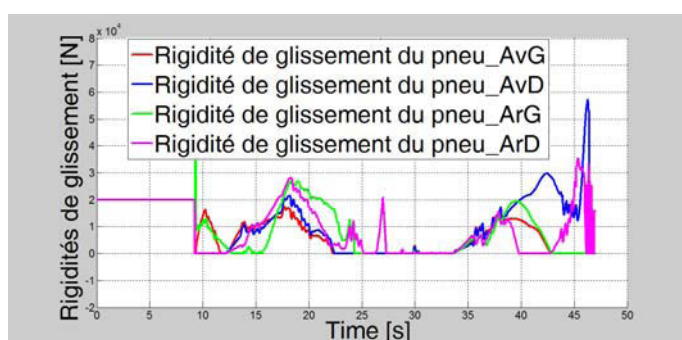


FIGURE 4.49 – Discrimination des rigidités de glissement des roues

dinaux dans ce cas. Dans cette idée, la figure 4.50 est représentée ici afin de discriminer l'état de l'estimation des conditions d'adhérence longitudinale. On constate alors que les efforts longitudinaux estimés via le modèle linéaire de contact pneus/sol ne convergent plus vers leurs valeurs mesurées. De ce constat, on conclut alors que l'approche consistant

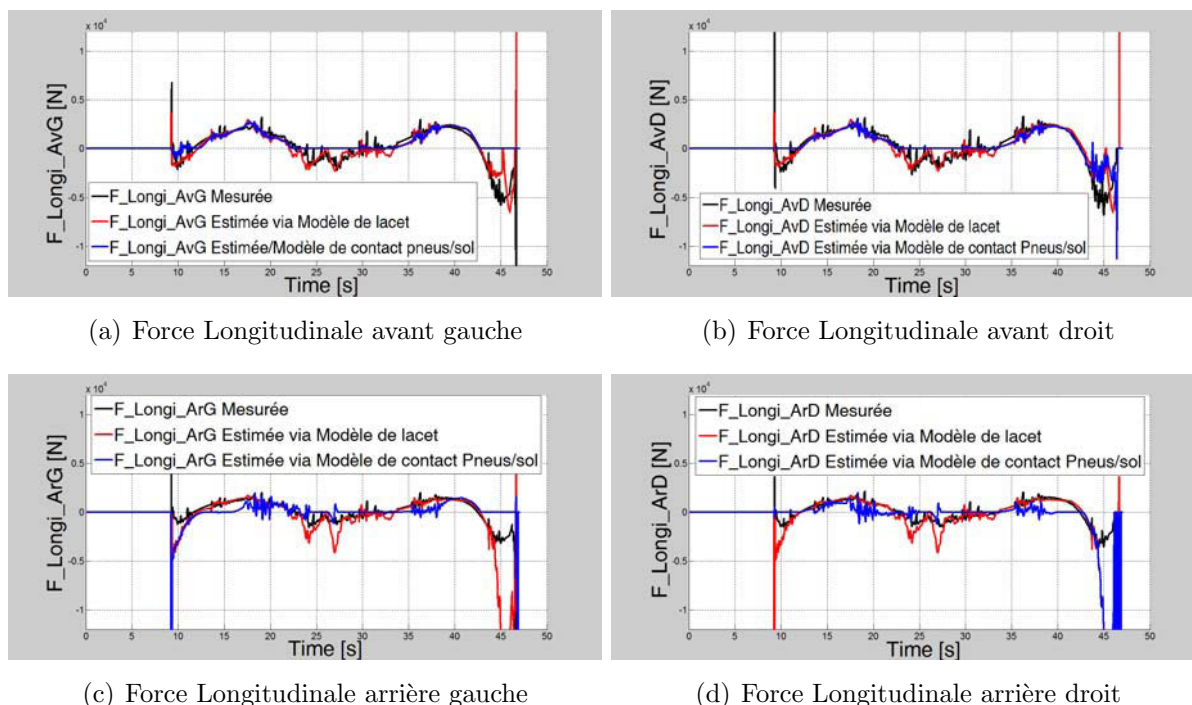


FIGURE 4.50 – Discrimination des efforts longitudinaux estimés via le modèle linéaire de contact roues/sol

à geler l'adaptation des rigidités de glissement lorsqu'une valeur négative est relevée n'est

pas recevable. Dans le but de comprendre les raisons de ce dysfonctionnement de l'observateur et d'y remédier, on se propose d'analyser séparément les différentes variables intermédiaires de l'estimation des conditions d'adhérence longitudinale.

Analyse de l'estimation du rayon dynamique des roues

Du point de vue de l'équation (2.38) modélisant la déformation du pneu via un système de ressort d'une raideur connue, le paramètre déterminant de l'écrasement du pneumatique est la charge qui lui est appliquée.

En ce sens, l'inspection de la figure 4.51 décrivant l'estimation du rayon dynamique de chaque pneu du véhicule illustre cette hypothèse. En effet, l'analyse simultanée des figures 3.7 et 4.51 montre que l'amplitude du rayon dynamique des pneus est tout à fait proportionnel à l'évolution de l'effort normal de contact roues/sol. Par exemple, dans l'intervalle compris entre 0 et la 10^{ème} seconde où aucun effort n'est encore enregistré, le rayon dynamique reste équivalent au rayon nominal du pneumatique. Puis, le pneu s'écrase au fur et à mesure suivant la variation de l'effort normal. De cette analyse, on peut en toute objectivité arguer sur la représentativité des rayons dynamiques estimés.

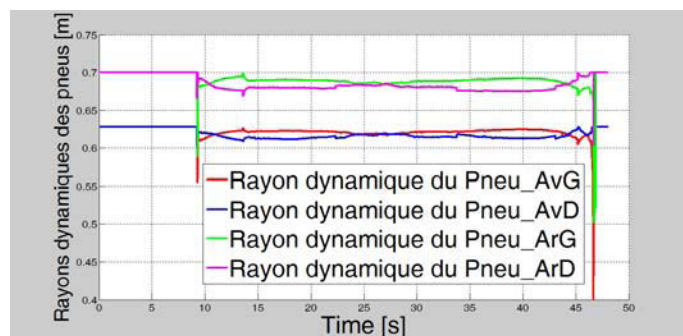


FIGURE 4.51 – Rayon dynamique des roues

Analyse de l'estimation de la vitesse linéaire des roues

La figure 4.52 décrit l'estimation de la vitesse linéaire de chacune des roues. Au vu de l'équation (4.27), il est nécessaire d'analyser simultanément les figures 3.6(b), 3.16(b) et 4.52 afin de pouvoir conclure sur la représentativité de l'algorithme d'estimation des vitesses linéaires. Durant l'intervalle compris entre la 14^{ème} et la 41^{ème} seconde, on peut constater que les vitesses linéaires des pneus sont identiques et égales à la vitesse longitudinale du véhicule. L'inspection de la figure 3.6(b) permet de noter que la vitesse de lacet de la machine est nulle durant ce laps de temps. Il est alors logique que la vitesse linéaire soit égale à la vitesse d'avancement du véhicule au vu de l'équation (4.27). Cette égalité parfaite entre la vitesse longitudinale du véhicule et les vitesses linéaires des pneumatiques est d'autant vraie puisque l'angle de dérive global du véhicule (cf : Figure 3.6(a)) est très faible durant ce même laps de temps. Entre autre, on peut a fortiori remarquer que durant les intervalles compris entre la 9^{ème} et la 14^{ème} seconde ainsi qu'entre la 41^{ème} et la

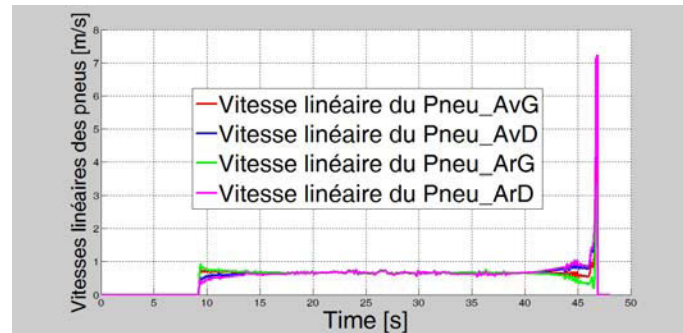


FIGURE 4.52 – Vitesse linéaire des pneus

47^{ième} seconde les valeurs des vitesses sont réparties en fonction de la valeur de la vitesse de lacet comme il est attendu. De cette analyse, on peut conclure sur la représentativité de l'algorithme d'estimation des vitesses linéaires des pneumatiques.

Analyse de l'estimation du coefficient de glissement des roues

La figure 4.53 représente la mesure de la vitesse rotationnelle de chaque roue du véhicule intervenant dans le calcul du coefficient de glissement. Au vu de l'analyse des estimations de la vitesse linéaire et du rayon dynamique des pneus faite précédemment, on pourrait conclure sur la représentativité de l'amplitude des coefficients de glissement estimés qui sont décrits sur la figure 4.54. Dans le cas où ceux-ci seraient sous-estimés ou surestimés, la loi d'adaptation (4.34) est par définition suffisamment robuste pour assurer la convergence de l'effort longitudinal estimé vers l'effort mesuré. Toutefois, telle elle est

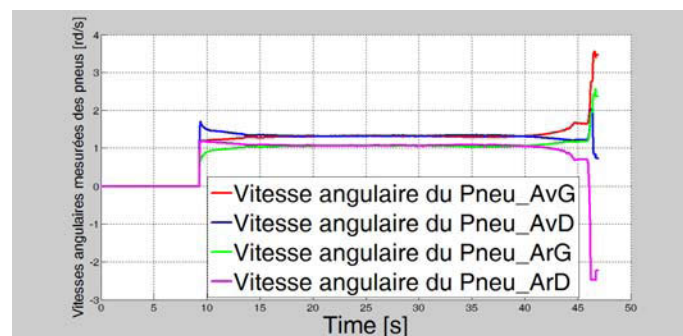


FIGURE 4.53 – Mesure des vitesses rotationnelles des pneus

conçue cette loi d'adaptation ne pourra en aucun cas gérer une mauvaise évaluation du sens (i.e positif ou négatif) du coefficient de glissement. Arrivé ici, le problème reste alors entier.

Toutefois, l'examen de l'expression (4.30) montre que le modèle linéaire de contact pneus/sol ne comporte que deux paramètres qui sont les rigidités et les coefficients de glissement. D'une part, il est admis physiquement que la valeur des rigidités de glissement ne peut pas être négative. Par contre, comme il a été expliqué à la section 2.1.8.2 via l'équation (2.31), le coefficient de glissement peut être soit négatif soit positif selon

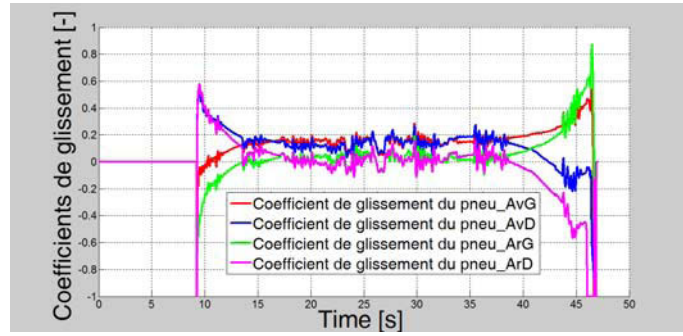


FIGURE 4.54 – Coefficients de glissement des roues

que l'on soit dans une phase de freinage ou une phase d'accélération. Si la loi d'adaptation (4.34) ne permet pas de discriminer ces deux phases, on peut toutefois conclure intuitivement que le signe du coefficient de glissement doit être inversé lorsqu'on enregistre une valeur négative pour les rigidités de glissement. Ainsi, un critère peut être établi pour le discernement de l'estimation des rigidités de glissement. Au vu de l'équation (4.30), il est évident de remarquer que la force longitudinale estimée via la repartition de l'effort longitudinal global et la force longitudinale observée par le modèle linéaire d'interaction pneus/sol seront de signe opposé lorsque le signe du coefficient de glissement est mal évalué. De cette remarque découle le critère de discernement recherché.

Plus précisément, le critère de discernement est évalué en temps réel selon l'algorithme ci-dessous, où $sign$ est la fonction classique mathématique permettant d'extraire le signe d'un nombre réel.

1. Evaluation de $\overline{F_{Loij}}$ selon l'équation (3.48)
2. Evaluation de $\widehat{F_{lij}}$ selon l'équation (4.30)
3. Si $sign(\overline{F_{Loij}} \times \widehat{F_{lij}}) < 0$
 - Changement signe du coefficient de glissement : $g_{lij} = -g_{lij}$,
 - Changement de signe de la force estimée via le modèle (4.30) : $\widehat{F_{lij}} = -\widehat{F_{lij}}$
 - Adaptation des rigidités de glissement selon l'équation (4.34)
4. Sinon, c'est-à-dire si $sign(\overline{F_{Loij}} \times \widehat{F_{lij}}) \geq 0$
 - g_{lij} et $\widehat{F_{lij}}$ restent inchangés,
 - Adaptation des rigidités de glissement selon l'équation (4.34).

Ainsi, le signe du coefficient de glissement inversé en fonction de ce critère de discrimination, l'algorithme d'adaptation par descente de gradient pourra être alors réactivé afin d'estimer de façon pertinente les conditions d'adhérence longitudinale. Les résultats obtenus par l'utilisation de cette heuristique seront analysés à la section suivante afin d'en tirer quelques conclusions sur la pertinence de l'estimation des conditions d'adhérence longitudinale.

4.4.3.4.2 Pertinence de l'estimation des conditions d'adhérence longitudinale

La figure 4.55 représente les rigidités de glissement estimées en se basant sur le critère de discernement défini précédemment. Comme on peut le constater, on ne recense plus de valeurs négatives pour les variables représentatives des conditions d'adhérence longitudinale. Toutefois, avant de conclure sur la représentativité de cette estimation il est nécessaire d'examiner le comportement des efforts longitudinaux estimés ainsi que celui des coefficients de glissement. A cet effet, les figures 4.56 et 4.57 décrivent respectivement

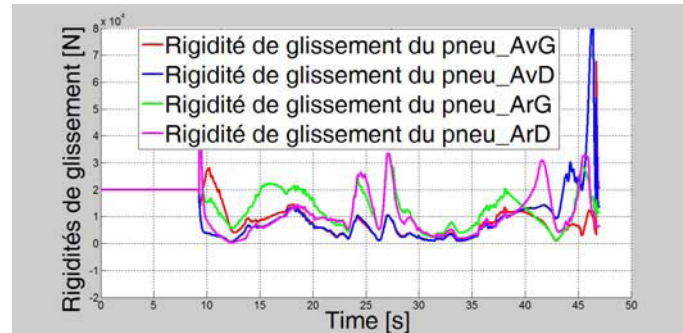


FIGURE 4.55 – Pertinence de l'estimation des rigidités de glissement des roues

les nouvelles forces longitudinales et les nouveaux coefficients de glissement estimés sous l'égide du critère de discrimination développé ci-dessus.

Les courbes en noir et en rouge sur la figure 4.56 retracent respectivement la mesure et l'estimation des efforts longitudinaux par le biais de la méthode de distribution de l'effort longitudinal global. Quant aux courbes en vert, elles illustrent les nouveaux efforts longitudinaux estimés. Il est évident de constater que la condition de convergence de l'observateur consistant à annuler l'erreur d'observation sur les efforts longitudinaux est totalement satisfaite. En effet, les efforts longitudinaux observés via le modèle linéaire de contact pneus/sol coïncident avec les valeurs mesurées des efforts. De ce constat, on peut dans un premier temps conclure sur le bon fonctionnement de l'observateur.

En outre, sur la figure 4.57 on peut constater que les coefficients de glissement de chaque pneumatique changent de sens à tour de rôle pour traduire les phases d'accélération et de décélération du véhicule. Par exemple, on peut remarquer que deux secondes après le démarrage de l'engin soit à la 12^{ième} seconde, les coefficients de glissement deviennent positifs pour signaler la prise de vitesse du véhicule. Puis, une dizaine de seconde plus tard, le conducteur diminue sa vitesse pour mieux aborder la trajectoire où la pente est devenue plus raide, ce qui se traduit par des coefficients de glissement négatifs. Entre autre, l'analyse simultanée des figures 4.57 et 4.56 montre que la capacité du pneumatique à créer un effort longitudinal est d'autant plus faible quand le glissement longitudinal est négatif. Ces remarques pertinentes n'étaient pas possibles à l'aide des coefficients de glissement estimés précédemment, ce qui reflétait l'enregistrement de valeurs négatives pour les rigidités de glissement. Cette absurdité physique a pu être levée par le critère de discernement élaboré ci-dessus. On peut finalement conclure sur la pertinence de l'estimation des coefficients de glissement.

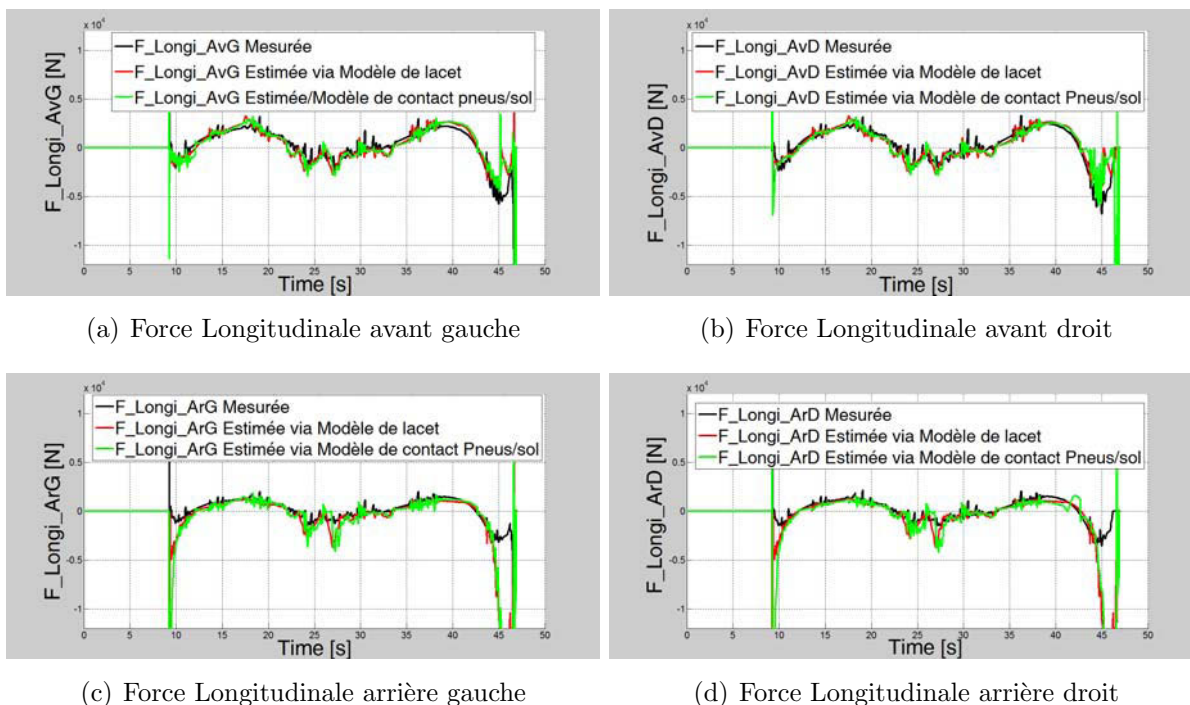


FIGURE 4.56 – Pertinence des efforts longitudinaux estimés via le modèle linéaire de contact roues/sol

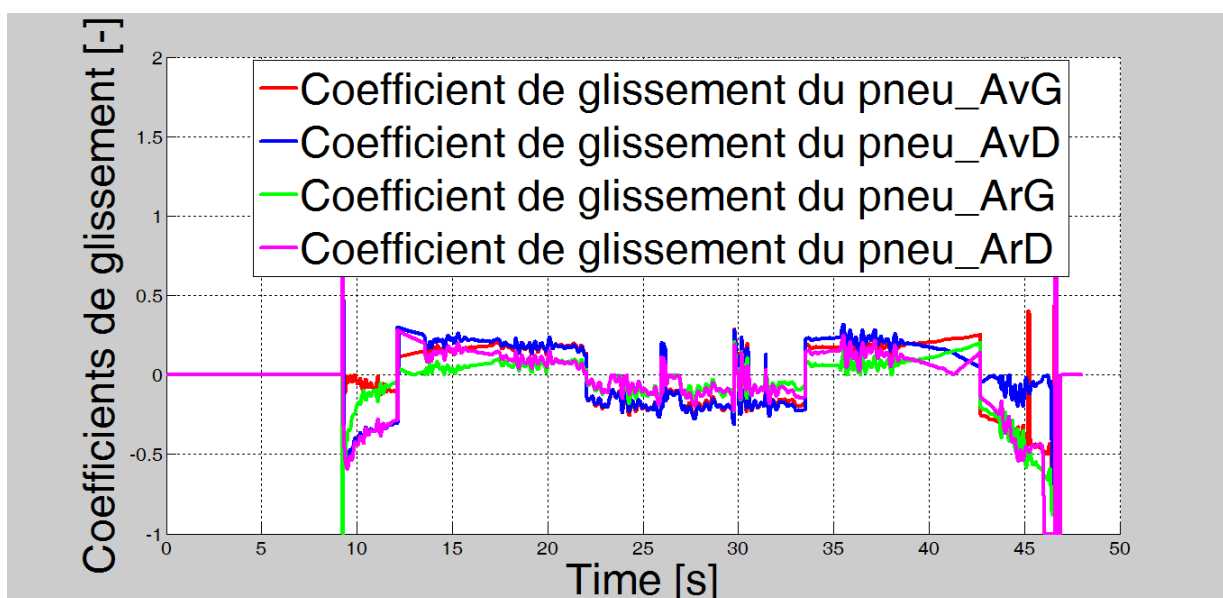


FIGURE 4.57 – Pertinence de l'estimation des coefficients de glissement des roues

4.4.3.5 Conclusion

Après avoir vérifié la pertinence de l'estimation des forces longitudinales et des coefficients de glissement, on peut alors reprendre notre analyse pour conclure sur la représentativité des rigidités de glissement estimées. L'intérêt de l'estimation de ces variables de glissement est ici double. D'une part, elles permettent de renseigner en temps réel sur la variation des conditions d'adhérence longitudinale qui sont pratiquement non mesurables et très variables en milieu naturel, en particulier dans le domaine agricole. D'autre part, un critère de détection du risque de dévalement de la machine a été établi à la section 4.4.2 en se basant sur les valeurs estimées des rigidités de glissement. A présent, l'idée serait de fixer des seuils de signalement d'une perte d'adhérence des pneumatiques. Par exemple, au vu de la figure 4.55, à la 12^{ième} seconde un risque de perte d'adhérence sur les pneus du côté droit du véhicule pourrait être signalé. En vu de montrer la pertinence du critère de dévalement (4.26), le scénario de dévalement présenté et simulé à la section 4.2 sera repris et discuté plus en détail à la section suivante afin de détecter le risque de dévalement du véhicule.

4.4.4 Scénario de dévalement et détection du risque

A la section 4.2, le risque de renversement survenu suite à une situation de dévalement a été diagnostiqué par le biais des différentes métriques de renversement. Ici, on se propose de reprendre ce scénario et d'étudier le problème en amont, c'est-à-dire de détecter la situation de dévalement qui se caractérise par une perte d'adhérence des pneumatiques avec le sol.

Physiquement, sur un sol très adhérent l'effort normal de contact roues/sol est maximal et réciproquement. En ce sens, une situation de dévalement/décrochement du pneumatique se traduira nécessairement par une diminution temporelle de l'effort normal de contact des pneus avec le terrain. En conséquence, faute de mesure directe des rigidités de glissement, l'évolution des efforts normaux mesurés sur chaque roue du véhicule sera considérée comme un critère de validation absolue du critère d'estimation du risque de dévalement développé dans ce document. A cet effet, la figure 4.58 décrit les efforts normaux de contact pneus/sol pour cet essai de dévalement.

D'un autre côté, l'observateur adaptatif décrit à la section 4.4.3 a permis d'estimer les coefficients de rigidités de glissement pour cet essai de dévalement. La figure 4.59 illustre l'estimation desdites rigidités pour chaque roue du véhicule. A titre d'illustration, le seuil de sécurité S_0 du critère (4.26) est fixé à $5kN$ sur cette même figure.

A la 10^{ième} seconde, on peut remarquer une chute des rigidités de glissement pour chaque roue du véhicule, ce qui est dû à l'élan de démarrage du véhicule. En parallèle, la diminution des efforts normaux enregistrés sur la figure 4.58 confirme cette chute d'adhérence des pneumatiques. Suite à cet instant, on enregistre au fur à mesure un délestage des roues situé à l'avant du véhicule. Ce décrochement se traduit par une diminution des

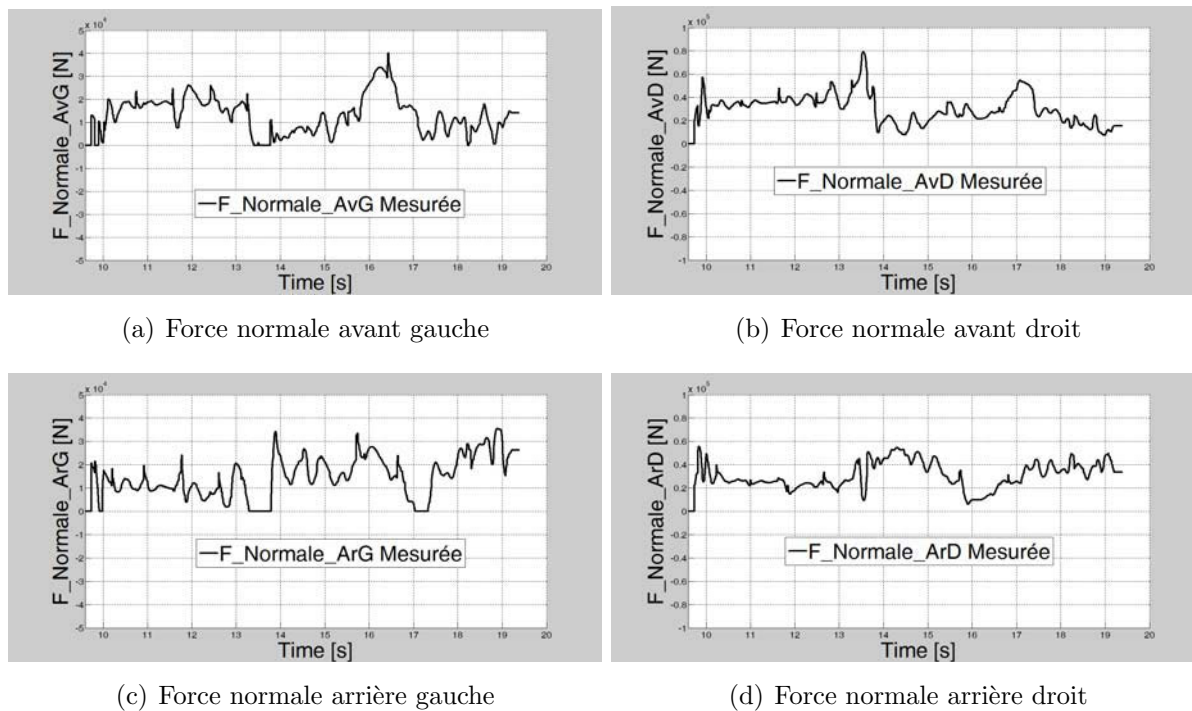


FIGURE 4.58 – Mesure des efforts normaux de contact roues/sol en situation de dévalement

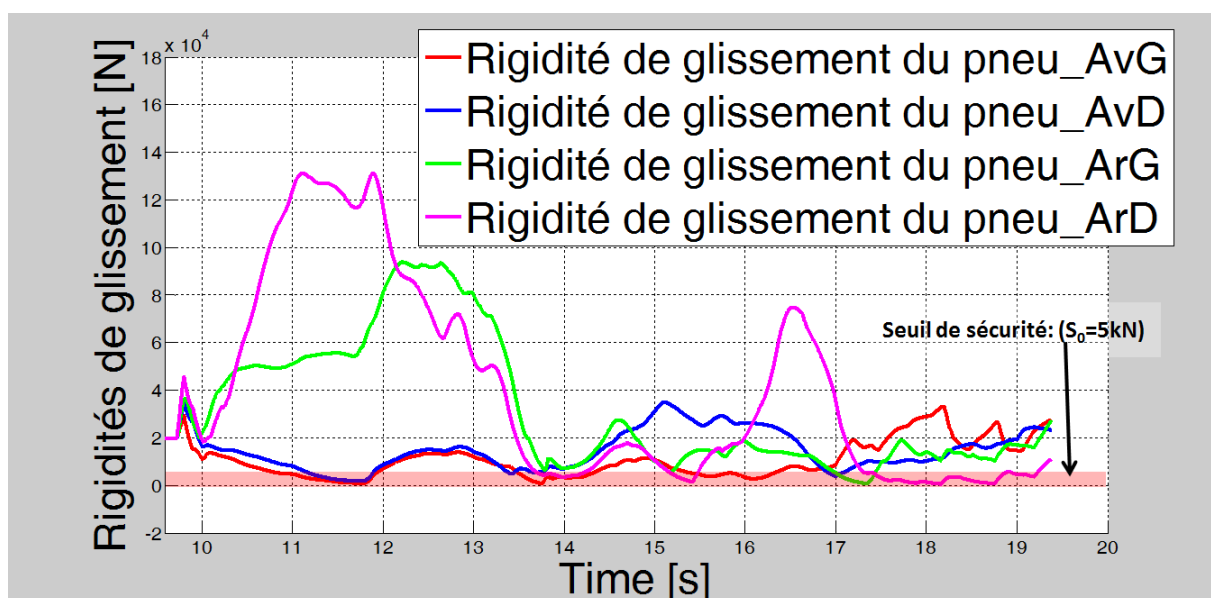


FIGURE 4.59 – Estimation des rigidités de glissement des pneumatiques

conditions d'adhérence et des efforts normaux pour ces mêmes roues. Outre cela, il peut être remarqué sur les figures 4.58(c) et 4.58(d) une augmentation des efforts normaux sur les roues situées à l'arrière, ce qui se manifeste au fur et à mesure par une prise d'adhérence pour ces mêmes roues sur la figure 4.58. Cette prise d'adhérence devient maximale à la 11.7^{ième} seconde, soit à l'instant où on enregistre une très faible rigidité de glissement pour les roues situées à l'avant du véhicule.

Plus tard, soit à partir de la 13^{ième} seconde, les efforts normaux des quatre roues de l'engin chutent. Cette situation de décrochage des pneumatiques est traduite sur la figure 4.59 par une perte d'adhérence partielle pour chacun des pneus du véhicule. Par ailleurs, on peut remarquer à partir de la 17^{ième} seconde sur la figure 4.58(c) le délestage du pneu arrière gauche. La traduction de cette situation est exprimée sur la figure 4.59 par le coefficient de rigidité de glissement de ce pneu qui tend vers zéro. Somme toute, la cohérence relevée entre l'évolution des efforts normaux et l'estimation des rigidités de glissement tout au long de cet essai permet de conclure sur la pertinence du critère de dévalement proposé.

4.4.5 Résultats expérimentaux

En vue d'illustrer la capacité à estimer dans des conditions réelles le risque de dévalement de l'engin, l'essai présenté à la section 3.6.4.1 est repris ici car il met directement en évidence les capacités de motricité de la machine dans des situations réelles de conduite. La pertinence et la représentativité de l'effort longitudinal global estimé par rapport à la mesure obtenue via les capteurs dynamométriques ont été discutées à la section 3.6.4.2. Cet effort présente un intérêt pour différentes applications, notamment pour l'optimisation de la traction et l'estimation des métriques de renversement.

Néanmoins, concernant la sécurité, il est plus intéressant de pouvoir poursuivre et estimer en temps réel les conditions d'adhérence afin, à termes, d'obtenir les efforts transmissibles. Pour ce faire l'exploitation de l'odométrie (vitesse de rotation des roues), couplée à cette première estimation de la force longitudinale globale permet d'accéder à l'adaptation d'un paramètre représentatif de l'adhérence à l'interface roue/sol : la rigidité de glissement. Les informations fournies par ce paramètre sur les conditions d'adhérence et, de fait, sur les capacités de traction et de freinage sont particulièrement importantes pour maintenir le contrôle du véhicule. La valeur de son estimation est reportée sur la Figure 4.60.

Ce paramètre évolue en fonction de l'adhérence et donc des capacités du contact roue/sol à transmettre les efforts. Cette courbe met en évidence la capacité à discriminer des zones où l'adhérence est beaucoup plus faible. Ainsi, lors de la montée et de la descente, la rigidité évolue vers des valeurs constantes. Toutefois, on constate que l'adaptation chute considérablement lors des deux passages de zones glissantes (entre les itérations 600 et 800, puis entre 2250 et 2500, avec un effondrement total juste avant 2500). Ces chutes peuvent être mises en relation avec un seuil, comme illustré à la section 4.4.4, montrant

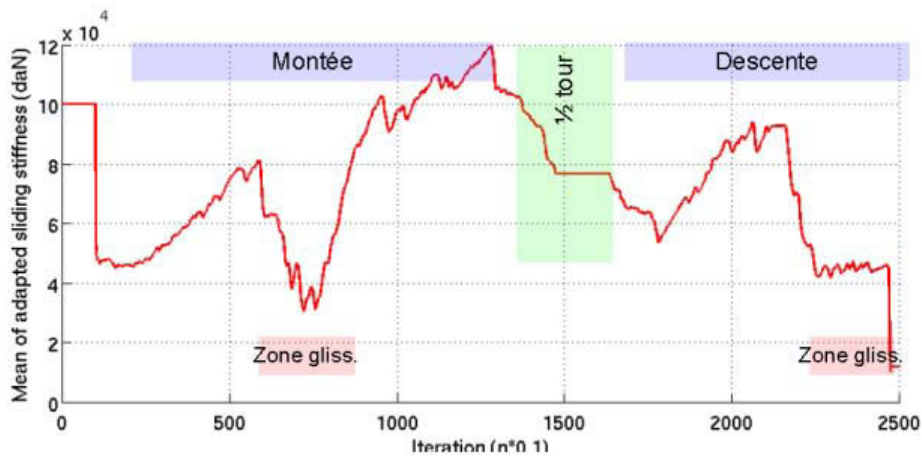


FIGURE 4.60 – Rigidité de glissement estimée (condition d’adhérence longitudinale)

un risque de perte totale de motricité. L’effondrement final met en avant le fait que le véhicule subit une perte de contrôlabilité. En effet, à la fin de l’essai, le véhicule bloque ses roues, tandis qu’il continue d’avancer (dérapage). Cette situation est bien représentative d’une perte totale d’adhérence.

4.4.6 Conclusion

Dans cette section, un indicateur du risque de dévalement basé sur l’examen de l’évolution des rigidités de glissement a été proposé. La pertinence de cet estimateur a été mise en exergue à travers d’une série de résultats expérimentaux et de simulation avancée. En effet, il est à noter que toutes les situations de décrochement des pneumatiques sont traduites par une diminution des coefficients d’adhérence. Sur la base du seuil de sécurité de 5kN choisi arbitrairement, on peut conclure que l’indicateur de dévalement proposé dans ce document traduit correctement les situations à risque pour le scénario de dévalement examiné.

Par ailleurs, cet critère de dévalement a été développé ici en se basant sur les rigidités de glissement mais on peut de façon similaire étudier le risque de dérapage latéral du véhicule. Pour cela, il suffirait d’estimer les rigidités de dérive de chaque pneumatique. En fin de compte, le couplage de ces deux indicateurs servirait de tremplin à la conception d’un dispositif capable de prévenir toute diminution d’adhérence des pneumatiques avec le sol afin d’éviter toute perte de contrôlabilité latérale et longitudinale du véhicule.

4.5 Conclusion du chapitre

L’objectif principal de ce chapitre a été de caractériser les risques d’instabilité de véhicules évoluant en milieu tout-terrain. Ces principaux risques d’instabilité sont dus à des situations accidentogènes qui entraînent soit le renversement pur ou soit le dévalement du véhicule.

Ont été analysés, dans la première partie de ce chapitre, les risques de renversement qui peuvent être latéraux ou longitudinaux. En effet, une analyse comparative des trois métriques de stabilité étudiées dans cette thèse a permis de faire le point sur les scénarii accidentogènes. La pertinence et la cohérence des métriques entre elles ont pu être examinées à partir d'un ensemble de résultats issus de simulation avancée. Elles traduisent efficacement les situations à risque malgré leur mode de représentation différent. La complémentarité des critères a été mise en évidence par la capacité de l'un ou l'autre à détecter avec certitude le danger pour un scénario donné. Ainsi, il a été proposé d'étendre ces travaux au développement d'un nouveau critère global hybridant les trois métriques privilégiées dans ce mémoire.

Par ailleurs, une étude des limites d'exploitabilité de chacune des métriques a été réalisée en simulation. Cette étude avait pour but de mettre en exergue le domaine de pertinence des métriques par rapport à la variation des principales variables de commande de la machine. Par rapport à l'excitation de la vitesse d'avancement du véhicule, il s'est révélé que l'excitation de l'angle de braquage avait une plus forte repercussion sur les risques de renversement de l'engin. Ce résultat a permis de conclure sur la plus forte propension du véhicule à se renverser latéralement que de se cabrer.

Ensuite, l'analyse de résultats expérimentaux a permis de montrer l'influence de la reconfigurabilité de certaines machines de récolte sur l'estimation du risque de renversement. En effet, il a été démontré qu'un modèle d'estimation d'instabilité du véhicule ne prenant pas en compte l'éventuelle variation de la masse et de la position verticale du centre de gravité de la machine n'était pas pertinent à tout instant. Suite à ce constat, un estimateur adaptatif du risque de renversement de l'engin a été proposé dans la deuxième partie de ce chapitre.

Le développement de cet algorithme d'estimation adaptative du risque de renversement est basé sur trois grandes étapes. Tirant parti, d'une part, de la mesure partielle du critère de transfert de charge à partir des mesures de pression dans les vérins hydrauliques du système de correction d'assiette et, d'autre part, du modèle de roulis permettant d'estimer le transfert de charge moyennant la connaissance des paramètres de la machine et d'un observateur basé sur le modèle dynamique de lacet, la troisième étape de la méthode adaptative proposée a permis ainsi de recalibrer les paramètres dynamiques du véhicule en fonction de la disponibilité des mesures. Ceci a alors autorisé une estimation pertinente du transfert de charge afin d'obtenir en permanence une valeur représentative du risque réel de renversement. Cette méthode adaptative a assuré alors la supervision de la stabilité du véhicule qu'elle que soit l'état de la suspension active, le type de sol et la charge de l'engin.

Les résultats expérimentaux ont permis également de corroborer le modèle équationnel de la dynamique du véhicule par sa capacité à reconstruire le transfert de charge. En d'autres mots, l'estimateur adaptatif élaboré dans la deuxième partie de ce chapitre a permis la validation de l'approche multi-modèle développé au chapitre 2 non seulement par

sa facilité de mise en oeuvre mais aussi par sa représentativité par rapport aux mesures de pression. Fort de ceci, on peut alors à juste titre penser à l'exploitation de ces modèles pour le développement de dispositifs de réduction et d'anticipation du risque d'instabilité du véhicule.

Outre cela, dans la perspective de conception d'un dispositif actif de sécurité capable également de renseigner sur le risque de décrochage de la machine, la troisième partie de ce chapitre a été consacrée au développement d'un indicateur du risque de dévalement. Basé sur l'estimation des rigidités de glissement, ce critère a permis à travers de résultats expérimentaux et d'un scénario de dévalement issu de simulation réaliste de caractériser les pertes d'adhérence du véhicule. La plausibilité d'extension de cet indicateur pour la prévention du risque de dérapage latéral du véhicule a été signalée. Ainsi, grâce au couplage des rigidités de glissement et de dérive, le dispositif de sécurité conçu permettra alors d'éviter non seulement les risques de renversement mais aussi la perte de contrôlabilité latérale et longitudinale de la machine.

Arrivé ici, se rappelant que l'objectif principal de cette thèse consistait à caractériser les situations de renversement et de dévalement liées à l'évolution de véhicules tout-terrain en étudiant des métriques de stabilité pertinentes et en se référant à des capteurs compatibles avec le coût des machines, on conclut alors qu'il est temps de faire le bilan des contributions apportées par les travaux développés ici. Une fois ce bilan fait, on pourra alors en tirer quelques perspectives sur les travaux post-thèse, qui seront en particulier la conception d'un dispositif actif visant à sauver des vies en améliorant la sécurité des conducteurs de machines évoluant en environnement naturel. Tel sera l'objet du cinquième et dernier chapitre de ce mémoire.

Chapitre 5

Conclusion générale

5.1 Bilan des principales contributions scientifiques

Quels sont les éléments de base à la conception et au développement d'un dispositif actif pour la prévention et l'évitement du capotage de véhicule, symbole mortifère de l'agriculture mécanisée ? Comment peut-on le faire en tenant compte des spécificités du milieu naturel et des contraintes d'utilisation de capteurs bas coûts et de la reconfigurabilité du châssis de l'engin ? Toutes ces questions sont simples en apparence. Y répondre efficacement, c'est-à-dire démontrer l'idée selon laquelle que l'on peut caractériser en temps réel une dynamique complexe et incertaine avec des capteurs peu onéreux, a justifié toutefois de longues recherches et de développements scientifiques et technologiques constituant les travaux de mes trois années de thèse passées conjointement dans les locaux de l'Institut Pascal et de l'Irstea¹.

Afin de répondre à ces questions, ces travaux de recherche se donnaient pour tâche ambitieuse de caractériser les situations accidentogènes liées au déplacement d'engins tout-terrain. L'une des contraintes majeures que l'on s'était fixée en début de ce projet de thèse était de montrer, à partir de métriques de stabilité pertinentes, la capacité à appréhender le risque en temps réel avec un nombre restreint de capteurs. En ce sens, les objectifs de la thèse ont été atteints par différentes approches qui segmentent le bilan des principales contributions scientifiques apportées à la modélisation et la commande de robots mobiles reconfigurables en milieu naturel.

5.1.1 Synthèse des métriques de stabilité pour la caractérisation du risque de renversement

Pour étudier la problématique de renversement, un ensemble de scénarii à risque élaboré dans le cadre du projet *ActiSurTT*, définissant le contexte d'étude des travaux rapportés dans ce document, ont été recensés. Ensuite, après avoir mis en exergue les différents enjeux liés à l'accidentalité du machinisme agricole, une étude préliminaire a permis d'explicitier les principaux facteurs du mécanisme de renversement du véhicule.

1. Institut de recherche en sciences et technologies pour l'environnement et l'agriculture

Grâce à ce travail permettant d'appréhender finement les facteurs influençant la dynamique de renversement en environnement naturel, plusieurs métriques d'évaluation du risque ont été développées pour une estimation en temps réel. En outre, trois critères de pertinence ont été mis en évidence en fonction des situations pour le choix des métriques de stabilité.

1. Capacité de la métrique à faciliter la connaissance du degré de stabilité de la machine en temps réel

En fonction de ce critère de choix, l'objectif consistait à écarter les métriques binaires. Il s'agissait d'opter pour des métriques capables de renseigner de façon la plus précise possible sur le degré de stabilité de l'engin en temps réel tout en utilisant un système de perception le plus simple possible.

2. Capacité de la métrique à faciliter l'anticipation du risque à venir

Il était nécessaire ici que la métrique utilisée soit capable de faciliter l'anticipation du risque afin de pouvoir prévenir l'utilisateur sur les situations de dangerosité à venir.

3. Capacité de la métrique à faciliter la mise en place des actions correctives

La connaissance du lien existant entre le risque et les variables de commande de l'engin était un facteur important dans le choix des métriques. La disposition de la relation entre l'état, la commande et la métrique sera nécessaire pour la prise en compte des dynamiques propres du véhicule dans la conception du dispositif actif de sécurité.

Sous l'égide de ces trois critères, un examen comparatif des avantages et inconvénients de la kyrielle d'indicateurs d'instabilité dénombrés dans la littérature a permis de sélectionner la *Dynamic Energy Stability Margin*, la *Force Angle Stability Margin* et la *Load Transfer Metric*. Outre le choix des trois métriques de stabilité étudiées dans ces travaux, cet état de l'art structure ce mémoire comme une base documentaire de référence en matière d'informations bibliographiques sur les différentes familles d'indicateurs du risque de renversement.

La mise en place sous le schéma simulink relié au simulateur réaliste SCANer Studio de la société Oktal a permis de comparer les trois métriques de risques de renversement sélectionnées sur les différents scénarii accidentogènes retenus. Afin de pouvoir évaluer le degré pertinence de chaque métrique en fonction du contexte, la différence entre la métrique estimée et sa valeur de référence a été définie comme critère de pertinence. Pour ce faire, il a fallu disposer de la mesure de chaque métrique. Si dans la réalité, une mesure donnant une vérité terrain pour le critère de transfert de charge est relativement facilement accessible, il n'est pas tout à fait pareil pour les deux autres métriques. Ceci met en

évidence l'intérêt de l'outil de simulation avancée à partir duquel l'évaluation de la valeur de référence des trois métriques est possible, en utilisant les données "vraies" accessibles sur le simulateur mais non mesurables sur la machine réelle.

Ce travail de simulation a permis de conclure sur la finalité de cette thèse qui est la conception et le développement d'outils de caractérisation du risque de renversement. Par ailleurs, la représentativité des métriques et leur capacité à détecter et caractériser l'imminence d'une situation à risque ont également été mises en évidence à partir de résultats issus d'expérimentations réelles. Cette action est un axe majeur du projet et les résultats ont d'ores et déjà montré la capacité à appréhender le risque en temps réel, avec un nombre limité de capteurs. De surcroît, cette étude a montré comment la pertinence de l'estimation du risque par les métriques est subordonnée aux contextes d'environnement (pente, adhérence), de conduite (vitesse linéaire, de lacet, accélérations, ...) et des scénarii. Celle-ci a alors ouvert la voie à l'identification du cadre "optimal" d'utilisation de chacune des métriques et la capacité de sélectionner la meilleure caractérisation du risque en fonction du contexte.

5.1.2 Développement d'un système d'évaluation adaptative du risque de renversement

Si la géométrie accidentée des terrains sur lesquels évoluent les véhicules autonomes et la variabilité des conditions d'adhérence rencontrées font de la problématique de renversement un sujet d'étude particulièrement intéressant et complexe, les variations dynamiques des paramètres, comme la hauteur du centre de gravité et/ou la masse de l'engin, liées à la reconfiguration de la machine sont également à prendre en compte, sans quoi le fonctionnement du dispositif de commandabilité du véhicule sera nettement biaisé.

Ainsi, dans le but de préserver la pertinence des métriques d'instabilité par rapport à la reconfigurabilité de la machine, un estimateur adaptatif du risque de renversement a été développé. Le développement de cet algorithme a tiré parti des approches adaptatives permettant l'ajustement en ligne des paramètres régissant les lois de commande. Celui-ci a alors autorisé une caractérisation pertinente du danger en adéquation avec les conditions de nature changeante rencontrées.

Cet estimateur adaptatif du risque de renversement a permis également de conclure sur la représentativité et la pertinence de l'approche de modélisation multi-échelle de la dynamique du véhicule. Sa mise en œuvre sur la machine d'essai du projet (cf : annexe A.2) a été possible en exploitant les actionneurs de stabilisation d'assiette. Dans ce cas, aucun équipement supplémentaire n'est nécessaire. Pour une généralisation à des véhicules plus "classiques", l'utilisation de capteurs fournissant des données d'effort est essentielle. Toutefois, celles-ci peuvent être partielles ou intervenir ponctuellement.

5.1.3 Modélisation pertinente du comportement réel du véhicule dans son environnement

L'explicitation de la liste des paramètres caractéristiques des métriques de renversement a montré que la connaissance des efforts de contact des pneumatiques avec le sol est particulièrement importante pour évaluer les risques de renversement et de perte de contrôlabilité. Combiné au développement des différents modèles à dynamique partielle de véhicule, la théorie d'observation a autorisé l'estimation des principales grandeurs caractérisant la stabilité dynamique du véhicule dans son environnement.

Jumelée aux synthèses d'observateurs, l'approche de modélisation multi-échelle développée dans ce mémoire constitue sans aucun doute la partie la plus contributive de ces travaux de recherche. En effet, ces modèles ont permis d'implémenter et de tester en conditions réelles les métriques, qui ont montré leur pertinence à caractériser les situations et les risques de renversement, juste en utilisant un nombre limité de capteurs pas chers. Outre cela, de par l'utilisation de ces modèles couplés aux observateurs, les métriques sont à même d'envisager des actions d'anticipation et de correction des situations de renversement.

De surcroît, ces modèles à dynamique partielle ont permis de renseigner sur les conditions d'adhérence et les efforts auxquels les machines sont soumises, constituant ainsi une retombée annexe au développement d'un indicateur de dévalement.

5.1.4 Développement d'un indicateur de dévalement

Si pour la caractérisation du risque de renversement, une longue étude bibliographique a permis de sélectionner des métriques capables de caractériser finement le risque de capotage de la machine, peu de critères formels ont été identifiés pour la réduction du risque de dévalement.

Devant ce vide de critère de dévalement, l'exploitation des modèles de comportement dynamique du véhicule associée aux lois adaptatives de paramètres en ligne ont permis d'élaborer une métrique renseignant sur le risque de décrochement de l'engin.

Ce critère de dévalement a été développé à partir d'un modèle de roues linéaire dont l'un des paramètres, en l'occurrence le coefficient de rigidité de glissement, est adapté en temps réel. Ainsi, ce critère offre l'avantage d'une simplicité de mise en œuvre en comparaison des modèles complexes [PBN87, Pac02, Ben94], il est toutefois tributaire de cette même simplicité de calcul car les situations de non-linéarité sont interprétées comme une perte d'adhérence. Si les résultats obtenus dans cette thèse sont très prometteurs, ils constituent toutefois l'un des points qu'il faut creuser dans la suite.

5.2 Valorisation industrielle des résultats obtenus

Les différentes avancées scientifiques et technologiques obtenues dans le cadre de ce projet de thèse sur la caractérisation du risque d'instabilité trouveront non seulement des applications dans le domaine agricole mais aussi des retombées intéressantes dans les applications de robotique, dans le but de garantir l'intégrité des robots mobiles.

Par ailleurs, que ce soit par le développement de l'estimateur adaptatif du risque de renversement ou par les méthodes d'estimation des efforts de contact pneumatiques/sol, l'innovation technologique a été mise en avant dans le cadre de ces travaux de recherche. En particulier, un brevet a été déposé sur l'exploitation ponctuelle de la mesure des pressions dans les vérins de correction d'assiette pour le recalage de certains paramètres dynamiques du véhicule. De par le dépôt de ce brevet, les travaux rapportés dans ce mémoire ont montré la capacité d'utilisation de mesure sur l'état interne de la machine (comme les pressions dans les vérins de stabilisation ou de possibles systèmes d'amortissement pilotables). Les véhicules œuvrant en milieu tout-terrain sont parfois dotés de mécanismes de reconfiguration, dont on peut tirer parti par l'intermédiaire d'algorithmes de recalage pour identifier en ligne certains paramètres, comme la masse ou la hauteur du centre de gravité.

Ce brevet fait actuellement l'objet de discussion et d'une possible exploitation par la société Grégoire SAS, constructeur du véhicule expérimental utilisé pour la validation des travaux développés dans ce document. Par ailleurs, la valorisation industrielle du brevet par d'autres constructeurs est aussi en cours de discussion.

Au-delà de la stricte caractérisation du risque d'instabilité, l'estimation indirecte des efforts de contact roues/sol fait aussi l'objet de possible extension pour l'amélioration de la motricité de la machine. En effet, les estimations des efforts sont exploitables pour l'optimisation de la répartition des couples dans les roues de l'engin ou pour le contrôle de la traction par exemple.

Encore de ce côté là, de sérieux pourparlers ont déjà été entrepris avec les principaux partenaires privés du projet *ActiSurTT* (Poclain Hydraulics, Grégoire SAS) sur les possibilités d'industrialisation et de commercialisation de ces avancées technologiques. Une telle démarche est à même de concrétiser les apports du projet et met en lumière les aptitudes de la recherche appliquée à répondre aux besoins sociétaux.

5.3 En perspective de la conception d'un système actif de sécurité

Les principales retombées socio-économiques qui ressortent de cette étude sont stakhanovistes et vitales pour la sécurité des conducteurs de véhicule en milieu tout-terrain. Mais, les rendre effectives c'est-à-dire procéder à la réalisation du dispositif actif pour la préservation de l'intégrité et de la stabilité dynamique d'engins tout-terrain nécessite toute

une conjonction d'action. Afin de réunir toutes les chances du succès dudit dispositif et conscient que des efforts doivent être déployés pour assurer la sécurité des agriculteurs au travail en particulier et de l'ensemble des véhicules tout-terrain en général, il est devenu plus que pertinent de placer la loupe sur les principales recommandations suivantes.

5.3.1 Gestion des incertitudes pour des systèmes mécatroniques robustes

Si toutes les métriques étudiées ici ont montré leur capacité à caractériser les situations d'instabilité, les performances et la pertinence de chaque critère de renversement en fonction du contexte restent à affiner en privilégiant une approche probabiliste basée sur une analyse de sensibilité aux bruits de mesure et aux incertitudes paramétriques. En effet, quelques cas de fausses détections ont été enregistrés par les métriques. Ces cas sont tolérables si la métrique détecte un renversement lorsque la machine est aux limites. Il est approprié de rappeler ici que les métriques ont été estimées à partir de la modélisation dynamique du véhicule. Se voulant être représentatifs du comportement réel du véhicule dans son environnement, ces modèles doivent être complétés par une étude statistique afin de renforcer leur degré de pertinence. Ainsi, l'information que fournit la métrique sur le degré de stabilité de l'engin doit être étudiée sur un laps de temps, défini au préalable, avant d'en conclure.

En effet, une forte sollicitation dynamique est susceptible de provoquer une détection d'une situation de renversement par l'une des métriques. Si cette perturbation dynamique ne dure pas dans le temps, elle n'entraînera pas forcément le capotage de l'engin. Seule une étude statistique permettra d'évaluer de façon pertinente cet intervalle de temps sur lequel on peut considérer que les forces stabilisatrices (inertie) du véhicule ne pourront pas compenser l'effet déstabilisateur afin de ramener le véhicule dans son domaine de stabilité; et qu'a fortiori il se capotera à tout prix. L'intégration d'une telle démarche stochastique dans l'approche d'estimation du risque d'instabilité aura pour conséquence immédiate d'éviter ou de limiter les cas de fausses détections.

Arrivé ici, les imprécisions liées à la variabilité des paramètres régissant l'interaction véhicule/environnement et la performance des systèmes de perception, conditionnant les probabilités de fausse ou de non détection, auront été prises en compte par l'intermédiaire de méthodes probabilistes. La synergie et la complémentarité des métriques pourront alors être envisagées afin de disposer d'une seule information cohérente sur le degré d'instabilité de l'engin.

5.3.2 Hybridation des métriques

Trois métriques de renversement ont été sélectionnées et étudiées dans ce projet de thèse. Ces métriques doivent être traduites en données interprétables par le conducteur. Par ailleurs, il est impératif de transmettre à ce dernier une seule information cohérente

basée sur une estimation optimale du risque de renversement.

Il a été démontré que la performance des métriques est modulée en fonction des types de scénarii et du contexte de l'environnement de conduite. Pour tirer parti de la capacité complémentaire des trois métriques étudiées dans cette thèse, il est alors approprié de penser à leur fusion. Par ailleurs, les discussions sur la nature et les sorties des métriques ont fait apparaître plusieurs stratégies pour leur coexistence ou leur capacité à être interprétée en vue de l'avertissement du conducteur. A cet effet, quatre méthodes présentées et discutées ci-dessous pourront principalement être envisagées.

5.3.2.1 Somme pondérée de la valeur normalisée des métriques

Parmi ces méthodes, on retient surtout l'approche consistant à hybrider les métriques selon un système de pondération. Toutefois, il peut être soulevé le problème de la nature des différentes métriques. Par exemple, hybrider une énergie à une force angulaire n'a pas trop d'intérêt physique. Par ailleurs, le domaine de variabilité ainsi que les valeurs sont très différentes. Ainsi, dans l'intention de fusionner les trois métriques étudiées dans cette thèse, des normalisations se révèlent nécessaires et appropriées afin de faciliter l'interprétation des valeurs numériques. A cet effet, les normalisations suivantes peuvent être proposées.

- **Normalized Dynamic Energy Stability Measure (NDESM)**

Rappelons que cet indicateur de renversement évalue la différence d'énergie mécanique pour arriver au renversement. Ce degré de stabilité du véhicule étant calculé à chaque instant pour chaque côté du polygone de sustentation. Le minimum est retenu pour renseigner sur le niveau de stabilité global du véhicule. Ainsi, ici il est proposé de normaliser le critère à chaque instant par la maximale des valeurs calculées suivant chaque axe de renversement. Ce qui s'écrit ainsi :

$$NDESM = \frac{DESM}{|\max(E_i)|} \quad (5.1)$$

où $DESM$ est calculé suivant l'équation (2.106). Au-delà de la marge de stabilité énergétique E_i calculée selon l'équation (2.105), le terme $\max(E_i)$ représente la plus grande marge de stabilité par rapport à l'axe de renversement le plus probable à cet instant.

- **Normalized Force Angle Stability Measure (NFASM)**

Il est à rappeler que ce critère de stabilité consiste à évaluer une marge angulaire et une valeur d'effort pour faire capoter la machine. Par ailleurs, cette métrique est également normalisable et pour cela, on propose de s'y prendre comme pour le critère énergétique.

$$NFASM = \frac{\theta}{|\max(\theta_i \cdot \|d_i\| \cdot \|f_i^*\|)|} \quad (5.2)$$

où θ est calculé suivant l'équation (2.103). De même que précédemment, l'expression $|\max(\theta_i \cdot \|d_i\| \cdot \|f_i^*\|)|$ représente la marge angulaire maximale par rapport à l'axe de

stabilité, et n'est donc pas une constante.

- **Normalized Lateral Load Transfer**

Par définition même, le critère de transfert de charge qui évalue la différence des efforts normaux est un nombre sans unité donc le problème de normalisation ne se pose pour cet indicateur d'instabilité. Toutefois, il est réécrit ici afin qu'il puisse indiquer un risque de renversement lorsque sa valeur atteint 0 comme pour les deux autres métriques. Ceci donnera alors une base interprétative similaire pour la fusion des métriques.

$$NTCL_a = 1 - |TCL_a| \quad (5.3)$$

où TCL_a n'est autre que la valeur calculée selon l'équation (2.107).

Suite à ce procédé de normalisation, les différentes métriques peuvent être représentées par un nombre adimensionnel compris entre zéro et un. La valeur "1" représente une situation de stabilité du véhicule et la valeur "0" est représentative d'une situation d'instabilité imminente.

La Figure 5.1 illustre la comparaison graphique des différentes métriques selon les méthodes de normalisation présentées ci-dessus, pour le scénario type de renversement (voir Section 4.2.2.2.2) où le véhicule roule en situation limite de renversement.

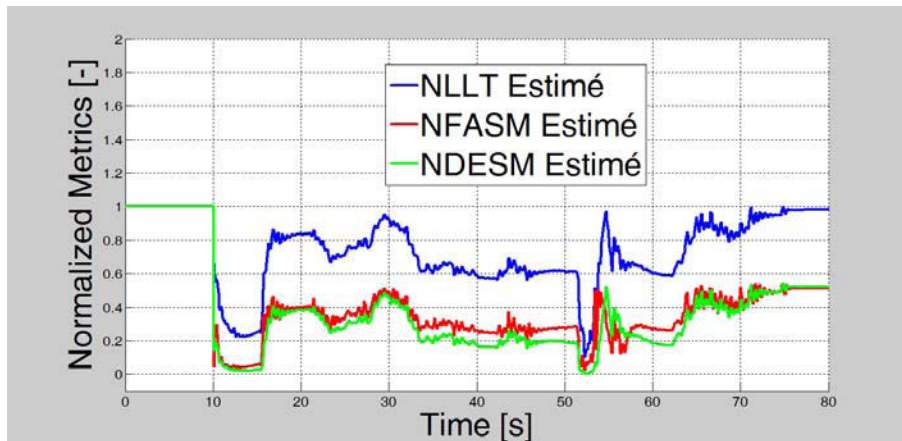


FIGURE 5.1 – Normalisation des métriques

Toutefois, malgré la normalisation des métriques, on voit qu'il se pose un problème de représentativité. En effet, les métriques sont à mode de représentation différent et n'ont donc pas la même signification. Une valeur de 0.5 par exemple ne signifie pas le même degré de risque pour chaque métrique. D'où l'intérêt d'approfondir ce point dans le but de fusionner les métriques.

L'une des pistes envisageables pour remédier au problème de non représentativité des métriques normalisées serait d'attribuer des poids à chacune d'entre elles. En effet, la

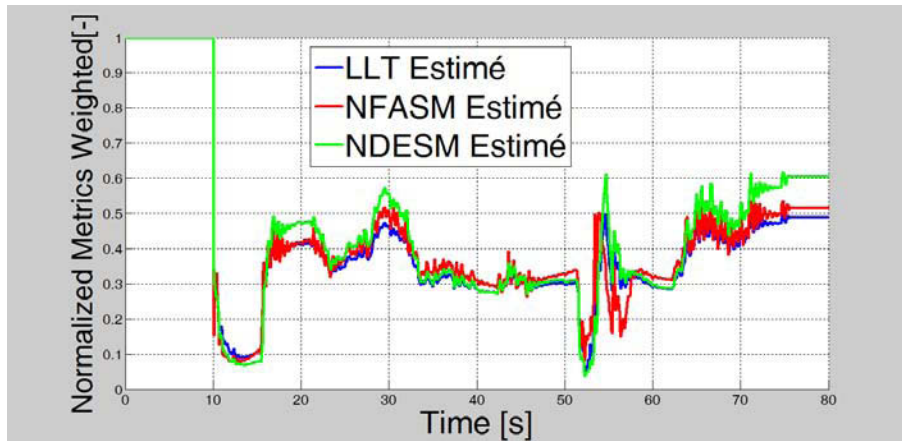


FIGURE 5.2 – Pondération des valeurs normalisées des métriques

Figure 5.2 montre le profil des métriques normalisées suite à leur pondération. Ici, le tableau 5.1 montre les coefficients attribués à chaque métrique.

<i>Métriques</i>	<i>Coefficients</i>
DESM	1.15
FASM	1
LLT	0.5

TABLE 5.1 – Coefficients attribués à chaque métriques

Ensuite, les trois nombres adimensionnels ont été mis à l'échelle de telle sorte qu'ils aient la même valeur au début du mouvement (en l'absence de perturbations externes et où le véhicule est à l'arrêt). En effet, il semble raisonnable que dans de telles conditions normales toutes les marges de stabilité sans dimension donnent la même valeur.

Toutefois, on peut remarquer sur la Figure 5.1 que le rapport entre les différentes valeurs normalisées des métriques n'est pas linéaire. Ce constat montre que les coefficients doivent être variables afin de remédier correctement au problème de non représentativité des valeurs normalisées des métriques entre elles. En fin de compte, selon le principe des barycentres on pourra naturellement définir une métrique globale comme somme pondérée des métriques prises individuellement. La pondération des métriques est également intéressante pour la mise en place d'un processus de sélection qui fait l'objet du prochain paragraphe.

5.3.2.2 Sélection de la métrique appropriée en fonction du contexte

Dans le but d'éviter la complexité d'un système de coefficients qui peuvent varier en fonction de plusieurs facteurs, un autre mécanisme de fusion qui pourrait être envisagé serait de définir un système de commutation permettant de sélectionner les métriques suivant leur performance dans des situations données. Pour cette approche, une étude statistique est à même de permettre de déterminer laquelle des métriques possède la plus

grande probabilité de réussite. Par exemple, à la vue des premiers résultats présentés à la section 4.2, on se pencherait vers le choix de la DESM vu qu'elle est la métrique qui a fait le moins de fausse détection.

Toutefois, si cette approche est plus facile à mettre en œuvre en termes d'implémentation et d'avertissement, il n'en est pas moins de la définition du critère de sélection, c'est-à-dire la capacité à détecter la situation dans laquelle on est ou l'état du véhicule (vitesse, braquage, inclinaison, . . . , etc). Qui pis est, une telle approche peut faire intervenir des phénomènes de discontinuité que l'on devra prendre en compte, pouvant mener à des phénomènes de hachage, difficilement interprétable par le conducteur. Ainsi, le problème de fusion des métriques pourrait être abordé autrement en définissant des domaines de stabilité sur les variables observées.

5.3.2.3 Fusion par comparaison du domaine de stabilité en commande de chaque métrique

Des trois indicateurs d'instabilité synthésés et calculés en temps réel précédemment, il est possible en fonction des conditions perçues de déduire un domaine de stabilité en termes de vitesse, d'angle braquage ou de pente maximum admissibles. Cette voie de recherche intéressante concernant la sécurité réside alors dans l'exploitation des modélisations dynamiques et des stratégies d'observation afin de déterminer le domaine des actions admissibles pour garantir la stabilité au sens de la commande. Ceci offre alors l'avantage de limiter ou d'accompagner les commandes réalisées par le conducteur. Ces domaines de stabilité calculés pour chaque métrique sont par ailleurs directement comparables puisqu'ils considèrent les mêmes variables et sont ainsi plus facilement moyennables ou pondérables en fonction du degré de confiance calculé en ligne.

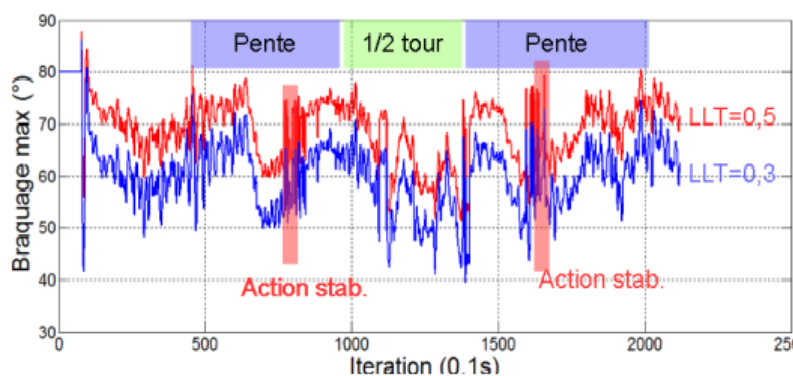


FIGURE 5.3 – Braquage maximal admissible calculé (essai décrit à la section 3.5.4.1) avec 2 valeurs limites de transfert de charge

Il s'agit ici de donner une limite, par exemple sur le transfert de charge, et d'en déduire grâce au modèle adapté, les commandes menant à cette limite, en considérant les autres variables comme figées. Pour illustrer ce cas, reprenons l'essai expérimental décrit à la section 3.5.4.1 et considérons deux niveaux de limite désirée sur le transfert de charge :

l'un à 0.5 et l'autre à 0.3. Avec ces 2 valeurs, on calcule par l'intermédiaire du modèle adapté la valeur de l'angle de braquage menant à la valeur limite. Sur la Figure 5.3, le braquage maximal obtenu pour ne pas dépasser la valeur de 0.3 (30% de charge d'un côté) est reporté en bleu. En rouge, ce même braquage maximal est reporté pour la valeur maximale définie à 0.5 (50% de la charge sur un côté du véhicule).

Fort logiquement, les possibilités de braquage sont plus importantes si l'on fixe une valeur limite plus importante. Cette courbe montre bien qu'en fonction de la configuration il est possible de braquer plus ou moins les roues avant de se trouver dans une situation réputée dangereuse. Lorsque le véhicule est incliné, les capacités de braquage en toute sécurité sont bien plus limitées que sur sol plat et également lorsque le châssis est remis à l'horizontal via le dispositif de stabilisation d'assiette.

Ce domaine de stabilité est mis en évidence sur l'angle de braquage mais peut également être obtenu sur la vitesse ou l'inclinaison du véhicule. L'objectif est ainsi d'obtenir l'ensemble des commandes admissible par le conducteur afin, soit de rétroagir avec l'opérateur ou d'encourager le conducteur à modérer ses actions afin de préserver en temps réel l'intégrité et la stabilité dynamique de la machine. Ce travail initié dans le cadre de cette thèse montre ses premiers résultats et nécessite d'être affiné, notamment en envisageant des méthodes prédictives comme relaté à la section 5.3.3.1.

5.3.2.4 Exploitation de la variation des métriques

Finalement, au-delà de la fusion de la simple valeur des métriques, comparer leur variation peut avoir plus de sens. Il s'agirait alors de sommer les dérivées ou taux de variation en considérant la marge d'instabilité par rapport à la valeur critique.

5.3.2.5 Conclusion

Le niveau de complexité de mise en œuvre de chacune des quatre méthodes discutées ci-dessus pour la fusion des métriques varie selon l'approche. Par ailleurs, certaines d'entre elles paraissent complémentaires. Par exemple, l'approche 5.3.2.1 s'avère particulièrement intéressante en la jumelant avec l'approche 5.3.2.3.

Néanmoins, qu'importe l'approche considérée, il faudra envisager par une étude probabiliste le calcul de la variance des métriques afin d'estimer en temps réel leur intervalle de confiance. Cette variance devra être considérée comme un critère déterminant pour un choix pertinent de l'une des métriques en fonction du contexte. Si, en temps réel, l'estimation de cet intervalle de confiance peut paraître très gourmande en termes de ressources et de temps de calcul, sa faisabilité peut nonobstant être envisagée en post-traitement.

5.3.3 Mise en œuvre d'un dispositif actif de sécurité

5.3.3.1 Anticipation du risque d'instabilité par commande prédictive

Si, de façon pertinente, les différentes métriques élaborées dans cette thèse ont offert la possibilité d'étudier le degré de stabilité du véhicule en temps réel, l'anticipation d'une situation d'instabilité présente ici un intérêt capital dans l'intention de la conception d'un système de monitoring. Comme relaté ci-dessus, les différents modèles à dynamique partielle développés pour l'évaluation des métriques autorisent le calcul en temps réel d'un espace de commande (vitesse, angle de braquage, pente) admissible. L'utilisation des théories de la commande prédictive est à même de faciliter l'anticipation de ces valeurs limites pour conserver la stabilité de la machine.

Somme toute, les algorithmes d'anticipation offriront non seulement l'avantage d'anticiper les valeurs à venir de l'indicateur de risque mais aussi de prendre en compte les retards induits par les actionneurs de direction du véhicule dans la prédiction du danger.

5.3.3.2 Interface Homme-Machine (IHM)

Selon le procédé de normalisation des métriques présenté ci-dessus, l'information qu'elles transmettent sur le risque de renversement de la machine varie entre 0 et 1. Présenté ainsi, un tel renseignement n'est pas compréhensible par le conducteur en phase de travail. Au-delà du côté purement technique que représente la détection du risque d'instabilité, il est alors impératif de transmettre au conducteur une information qui lui est facilement interprétable sur la dangerosité de ses manœuvres. Une telle démarche conditionne même l'acceptabilité du dispositif de sécurité par les éventuels utilisateurs.

Dans cet objectif, la conception d'une interface adaptée permettant d'aboutir à terme à des dispositifs d'aide à la conduite pertinents constitue un point important pour la suite des travaux rapportés ici. Ergonomiquement, cette interface d'interaction avec le conducteur doit être conçue sur la base de différents seuils de sécurité afin de s'assurer que le déclenchement du système ne se réalise que quand il y a un risque effectif. Ces différents seuils de déclenchement pouvant être transmis au conducteur sous forme de signaux visuels (symbole du danger), de signaux sonores (alarme), de restrictions de commande (durcissement du volant) jusqu'à envisager le pilotage automatique de l'engin dans les situations extrêmes de risque. Par ailleurs, cesdits seuils ne doivent pas être trop alarmistes, ce qui pourrait amener le conducteur expérimenté à désactiver le système de sécurité, ni trop optimistes, ce qui sous-estimerait un risque réel. L'une des pistes envisageables pour l'amélioration de l'interface et des seuils de déclenchement est de les soumettre aux tests de conducteurs (expérimentés ou pas) et de leur faire remplir un questionnaire afin d'avoir un retour d'information.

5.3.3.3 Capacité de rétroaction

Arrivé à ce stade, les prémices à la production de solutions actives contre le risque de dévalement et de renversement auront été développées. Pour boucler la boucle, les différents indicateurs représentatifs du danger pourront alors être exploités pour interagir avec l'opérateur, soit pour l'avertir, soit pour corriger ses actions. En ce qui a trait à la correction des situations d'instabilité, des stratégies de commande qui seront activées lorsque l'indicateur approche de la zone critique pourront être développées. Cesdites stratégies constituées d'algorithmes adaptatifs et prédictifs permettront de corriger la situation dynamique du véhicule et par contrecoup, d'éviter l'accident quelles que soient les conditions d'adhérence et la vitesse du véhicule.

L'ensemble des développements proposés dans ce mémoire ouvre ainsi la voie à la conception d'un dispositif centré sur l'applicatif concernant les questions de rétroaction avec le conducteur qui sera particulièrement vecteur d'innovation pour la sécurité des biens et des personnes dans le domaine de la mobilité en milieu naturel. Outre cela, il contribuera de façon significative à une meilleure efficacité des engins agricoles en particulier et de l'ensemble des véhicules tout-terrain en général.

Dans ce mémoire, la notion de sécurité a été centrée sur le risque de renversement et de dévalement, occultant volontairement la notion de franchissement d'obstacle. Aussi, en considérant un obstacle comme une zone pouvant amener un danger pour l'intégrité de la machine, les travaux développés ici posent en quelque sorte les premiers jalons pour la considération de la traversabilité des machines en milieu naturel. Compte-tenu de la capacité à extraire les limites en termes de commande, les stratégies développées dans ce document sont particulièrement propices à une application en robotique mobile. La constitution d'un projet de recherche, centré sur la notion de traversabilité, et jumelé avec des problématiques de perception serait particulièrement intéressante.

Annexe A

Moyens de simulation et d'expérimentation

Annexe A.1 : Simulateur réaliste SCANeR Studio

Le simulateur commun, réalisé dans le cadre du projet *ActiSurTT*, est développé à partir du logiciel SCANeR Studio au LSIS avec la participation de la société d'Oktal qui est l'un des prestataires du projet [LOI+12].

L'outil SCANeR Studio, qui fait partie de la suite logicielle *SCANeRTM* développé par Oktal, est une boîte à outil applicative qui s'interface facilement avec les outils tiers tels que LabVIEW, Matlab/Simulink, . . . Le logiciel repose sur un concept permettant d'éditer l'ensemble des données entrant en jeu (le véhicule, l'environnement, le conducteur, la simulation, . . .), mais aussi de disposer de l'ensemble des modèles et fonctions nécessaires avec un premier niveau de définition couplé à la capacité de définir très finement le modèle à étudier.

SCANeR Studio comprend plusieurs modules. Toutefois, le simulateur réaliste commun au projet *ActiSurTT* a été développé notamment à partir des modules de dynamique de véhicule issu du logiciel Callas/Prosper et de gestion d'éclairage. Comme illustré sur la Fig. A.1, le simulateur est développé avec un degré de réalisme qui peut aller jusqu'à reproduire les mouvements du véhicule tel qu'il peut être dans la réalité.

Ce simulateur a été utilisé durant le séminaire sur l'estimation des métriques indiquant le risque d'instabilité du véhicule dans des situations de conduites complexes pouvant mener au renversement. L'avantage qu'offre cet outil est de pouvoir construire des situations de conduite réaliste grâce aux aspects temps-réel mais aussi de prendre en compte le comportement du conducteur. La possibilité de co-simulation du logiciel avec l'environnement Matlab/Simulink, via une API qui achemine les informations de SCANeR vers Simulink et vice-versa, nous a permis d'intégrer des observateurs, des algorithmes d'estimation et d'évaluation de la stabilité du véhicule.

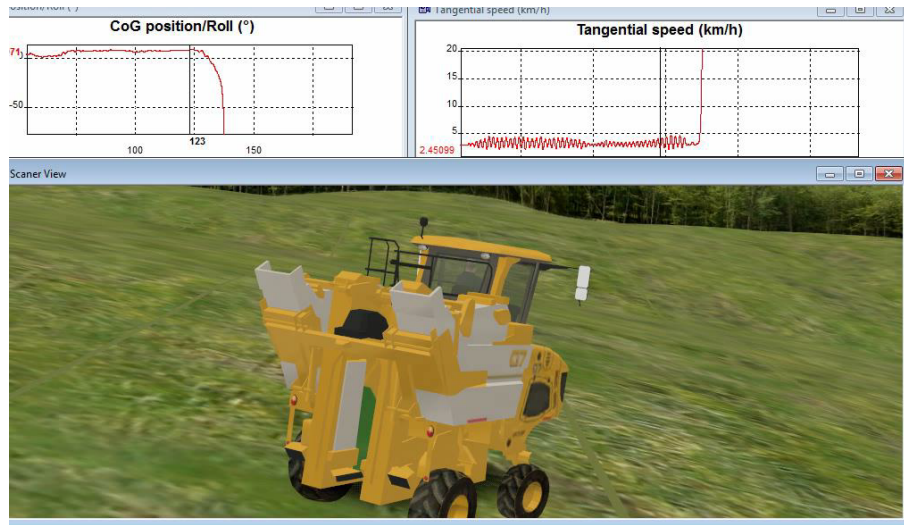


FIGURE A.1 – Simulation du G7-240 sous l'environnement SCANeR Studio



FIGURE A.2 – Différents niveaux de réalisme de postes de pilotage développés par la société Oktal, basés sur le logiciel SCANeR Studio

Le modèle Callas/Prosper utilisé pour la simulation du G7-240 est un modèle dit *Advanced* d'un degré de précision élevé. Ce modèle simule le comportement dynamique du véhicule en 3 dimensions couplées et non-linéaires jusqu'à la limite de contact c'est-à-dire que si le véhicule se renverse alors les sorties du modèle divergent. Aussi, la motorisation du véhicule est modifiable (moteur électrique ou à combustion) avec des caractéristiques de puissance, de couple et de vitesse adaptables à n'importe quel type de véhicule. Comme illustré sur la Fig.A.2, le modèle permet aussi le contrôle en boucle ouverte, via un conducteur humain qui ajuste sa trajectoire, sa vitesse, . . . en fonction de ses besoins à travers un poste de pilotage. Aussi, en boucle fermée, via un conducteur virtuel qui permet d'imposer des références ou de suivre des trajectoires prédéfinies par l'utilisateur.

Une fois la simulation terminée, SCANeR Studio, permet via le mode *Analysis*, d'afficher l'ensemble des variables de simulation calculées par le modèle ainsi qu'une animation en 3D du véhicule en mouvement.

Annexe A.2 : Machine à vendanger G7.240

Le véhicule expérimental utilisé pour la validation des travaux développés dans le cadre de cette thèse est une machine à vendanger de type G7.240, construite par la société Grégoire SAS. Elle est équipée d'un moteur thermique dont la fonction réside essentiellement à alimenter une centrale hydraulique, afin d'alimenter notamment les quatre moteurs et les quatre vérins de correction d'assiette. La masse à vide est de 9 tonnes et les dimensions générales sont un empattement de 2.8m, une voie de 2.6m et une hauteur de 3.7m (avec une hauteur de centre de gravité à l'arrêt de 1.6m). La relative faible voie de ce véhicule par rapport à sa hauteur (rapport $\cong 2$) lui confère une morphologie non idéale du point de vue de la stabilité. Toutefois, ces genres de véhicule sont amenés à effectuer généralement des demi-tours serrés en bout de rangée sur des terrains pentus. Ces manœuvres hasardeuses conduisent régulièrement à des accidents, parfois mortels.

Outre l'intérêt pratique d'utilisation de cet automoteur, illustré sur la Figure A.3, cette machine présente plusieurs avantages du point de vue de l'action menée dans ce document, portant sur la dangerosité de la conduite en milieux naturels. En effet, celui-ci est doté de suspensions actives, autorisant la correction de dévers jusqu'à environ 16.5° , et donc capables de capacité "naturelles" de rétroaction. En conséquence, sa hauteur est variable (position du centre de gravité peut varier entre 1.4 à 2 mètres durant les phases de travail), ainsi que sa masse (entre 9 à 12 tonnes) en fonction du moment de la récolte. Le caractère reconfigurable de ces engins augmente leur propension à l'instabilité. Enfin, une telle machine évolue sur des terrains présentant de fortes pentes et de grandes variabilités en termes de conditions de sol et notamment de contact. Ainsi, de nombreux paramètres, classiquement considérés comme fixes, sont ici sujet à certaines variabilités, permettant de juger de la robustesse des algorithmes.

Par ailleurs, à partir du dispositif de stabilisation d'assiette, il est possible de mesurer

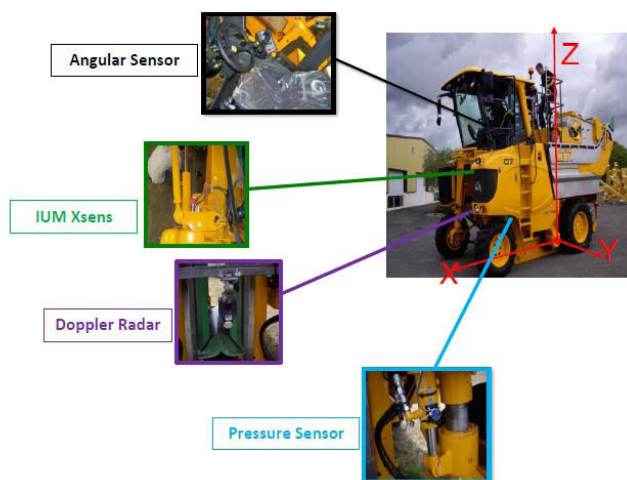


FIGURE A.3 – Principaux capteurs embarqués sur le véhicule expérimental

les efforts normaux et donc d'obtenir une mesure du transfert de charge réel en se basant sur la connaissance des pressions en entrées et sorties de chambre des vérins hydrauliques. Néanmoins, cette mesure n'est valide que lorsque les vérins ne sont pas en cours d'actionnement, ou que les butées de fin de course des vérins ne sont pas atteintes.

Cette plateforme expérimentale est dotée d'un certain nombre de capteurs de série transitant sur le réseau CAN de la machine. Ainsi, l'accès au bus de la machine permet de connaître différentes données comme l'angle de braquage, la pression dans les circuits hydrauliques, le régime moteur, etc... Comme illustré sur la figure A.3, ces principaux capteurs embarqués sur le véhicule afin d'alimenter les algorithmes décrits dans ce document, sont :

- Une centrale inertielle bas coût de marque Xsens fournissant les accélérations axiales et les vitesses angulaires,
- Un radar Doppler mesurant la vitesse du véhicule au centre de l'essieu arrière,
- Un capteur d'angle fournissant la mesure de l'angle de braquage au volant,
- Des capteurs de pressions placés en entrées et sorties de chambres des vérins hydrauliques, fournissant la mesure des différentielles de pression.

Enfin, la multiplicité des configurations de cette machine et de terrains d'évolution (jusqu'à 12.5 m/s en circulation routière, chemin, champs, coteaux), est ainsi représentative de différentes situations rencontrées par différents types de machines agricoles, rendant les tests de différentes modalités de prévention des risques particulièrement riches.

Annexe B

Modèles analytiques de véhicule

Annexe B.1 : Modèle de roulis

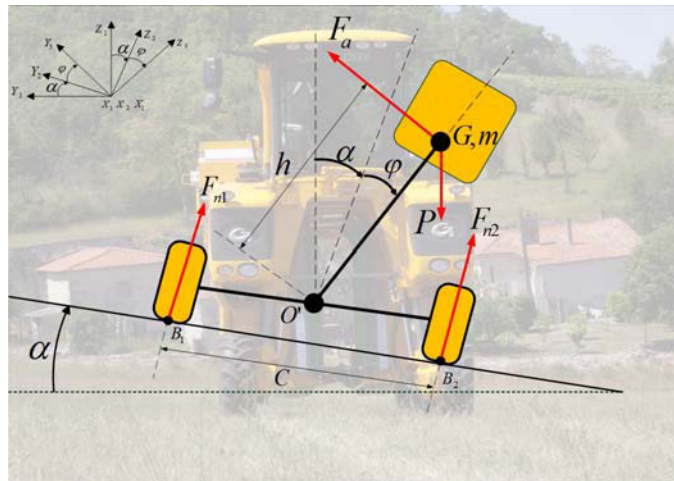


FIGURE B.1 – Vue en roulis du véhicule

- **Bilan des forces**

Posons : $\gamma = \alpha + \varphi$

$$F_a = \frac{1}{h}(k_r \varphi + b_r \dot{\varphi})$$

- Somme des forces extérieures suivant X

$$\sum_x \vec{F}_{ext} = \vec{0}$$

- Somme des forces extérieures suivant Y

$$\sum_y \vec{F}_{ext} = -(F_{n1} + F_{n2}) \sin \alpha + F_a \cos \gamma \vec{y}_1$$

- Somme des forces extérieures suivant Z

$$\sum_z \vec{F}_{ext} = ((F_{n1} + F_{n2}) \cos \alpha + F_a \sin \gamma - mg) \vec{z}_1$$

- **Bilan des moments**

- Moment dû à F_{n1} en G

$$\vec{M}_{G, F_{n1}} = \vec{M}_{B_1, F_{n1}} + G\vec{B}_1 \wedge \vec{F}_{n1} = \vec{0} + (G\vec{O}' + O'\vec{B}_1) \wedge \vec{F}_{n1}$$

$$\begin{aligned}\vec{M}_{G,F_{n1}} &= (h \sin \varphi \vec{y}_2 - h \cos \varphi \vec{z}_2 + \frac{c}{2} \vec{y}_2 - h_r \vec{z}_2) \wedge (F_{n1} \vec{z}_2) \\ \vec{M}_{G,F_{n1}} &= (h \sin \varphi + \frac{c}{2}) F_{n1} \vec{x}_2\end{aligned}$$

– Moment dû à F_{n2} en G

$$\begin{aligned}\vec{M}_{G,F_{n2}} &= \vec{M}_{B_2,F_{n2}} + G\vec{B}_2 \wedge \vec{F}_{n2} = \vec{0} + (G\vec{O}' + O'\vec{B}_2) \wedge \vec{F}_{n2} \\ \vec{M}_{G,F_{n2}} &= (h \sin \varphi \vec{y}_2 - h \cos \varphi \vec{z}_2 - \frac{c}{2} \vec{y}_2 - h_r \vec{z}_2) \wedge (F_{n2} \vec{z}_2) \\ \vec{M}_{G,F_{n2}} &= (h \sin \varphi - \frac{c}{2}) F_{n2} \vec{x}_2\end{aligned}$$

– Somme des moments en G

$$\sum \vec{M}_G = (\frac{c}{2}(F_{n1} - F_{n2}) + h \sin \varphi (F_{n1} + F_{n2})) \vec{x}_2$$

• **Vitesse de G**

$$\vec{V}_G|_{R_0} = \frac{d\vec{O}G}{dt}|_{R_0} = \frac{d(O\vec{O}' + O'\vec{G})}{dt}|_{R_0}$$

$$\vec{V}_G|_{R_0} = \vec{V}_{O'} + \frac{d(O'\vec{G})}{dt}|_{R_0}$$

$$\vec{V}_G|_{R_0} = \vec{V}_{O'} + \frac{d(O'\vec{G})}{dt}|_{R_3} + \vec{\Omega}_{3/0} \wedge O'\vec{G}$$

$$\vec{V}_G|_{R_0} = \vec{V}_{O'}|_{R_1} + \vec{0} + \vec{\Omega}_{3/0} \wedge O'\vec{G}$$

$$\vec{V}_G|_{R_0} = \begin{pmatrix} u \cos \beta \\ u \sin \beta \cos \alpha \\ u \sin \beta \sin \alpha \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \dot{\gamma} \\ 0 \\ \dot{\psi} \end{pmatrix} \wedge \begin{pmatrix} 0 \\ -h \sin \gamma \\ h \cos \gamma \end{pmatrix}$$

$$\vec{V}_G|_{R_0} = \begin{pmatrix} u \cos \beta + h\dot{\psi} \sin \gamma \\ u \sin \beta \cos \alpha - h\dot{\gamma} \cos \gamma \\ u \sin \beta \sin \alpha - h\dot{\gamma} \sin \gamma \end{pmatrix}$$

• **Accélération de G**

$$\vec{a}_G|_{R_0} = \frac{d\vec{V}_G}{dt}|_{R_0} = \frac{d\vec{V}_G}{dt}|_{R_1} + \vec{\Omega}_{1/0} \wedge \vec{V}_G$$

$$\frac{d\vec{V}_G}{dt}|_{R_1} = \begin{pmatrix} \dot{u} \cos \beta - u\dot{\beta} \sin \beta + h\ddot{\psi} \sin \gamma + h\dot{\psi}\dot{\gamma} \cos \gamma \\ \dot{u} \sin \beta \cos \alpha + u\dot{\beta} \cos \beta \cos \alpha - u\dot{\alpha} \sin \beta \sin \alpha - h\ddot{\gamma} \cos \gamma + h\dot{\gamma}^2 \sin \gamma \\ \dot{u} \sin \beta \sin \alpha + u\dot{\beta} \cos \beta \sin \alpha + u\dot{\alpha} \sin \beta \cos \alpha - h\ddot{\gamma} \sin \gamma - h\dot{\gamma}^2 \cos \gamma \end{pmatrix}$$

$$\vec{\Omega}_{1/0} \wedge \vec{V}_G = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ \dot{\psi} \end{pmatrix} \wedge \begin{pmatrix} u \cos \beta + h\dot{\psi} \sin \gamma \\ u \sin \beta \cos \alpha - h\dot{\gamma} \cos \gamma \\ u \sin \beta \sin \alpha - h\dot{\gamma} \sin \gamma \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -u\dot{\psi} \sin \beta \cos \alpha + h\dot{\psi}\dot{\gamma} \cos \gamma \\ u\dot{\psi} \cos \beta + h\dot{\psi}^2 \sin \gamma \\ 0 \end{pmatrix}$$

$$\vec{a}_G \cdot \vec{x}_1 = \dot{u} \cos \beta - u \dot{\beta} \sin \beta + h \ddot{\psi} \sin \gamma + h \dot{\psi} \dot{\gamma} \cos \gamma - u \dot{\psi} \sin \beta \cos \alpha + h \dot{\psi} \dot{\gamma} \cos \gamma$$

$$\begin{aligned} \vec{a}_G \cdot \vec{y}_1 &= \dot{u} \sin \beta \cos \alpha + u \dot{\beta} \cos \beta \cos \alpha - u \dot{\alpha} \sin \beta \sin \alpha - h \ddot{\gamma} \cos \gamma \\ &\quad + h \dot{\gamma}^2 \sin \gamma + u \dot{\psi} \cos \beta + h \dot{\psi}^2 \sin \gamma \end{aligned}$$

$$\vec{a}_G \cdot \vec{z}_1 = \dot{u} \sin \beta \sin \alpha + u \dot{\beta} \cos \beta \sin \alpha + u \dot{\alpha} \sin \beta \cos \alpha - h \ddot{\gamma} \sin \gamma - h \dot{\gamma}^2 \cos \gamma$$

L'application du principe fondamental de la dynamique permet d'écrire les égalités suivantes :

$$\vec{a}_G \cdot \vec{y}_1 = \frac{1}{m} (-(F_{n1} + F_{n2}) \sin \alpha + F_a \cos \gamma) \quad (\text{B.1})$$

$$\vec{a}_G \cdot \vec{z}_1 = \frac{1}{m} ((F_{n1} + F_{n2}) \cos \alpha + F_a \sin \gamma - mg) \quad (\text{B.2})$$

En faisant (B.2) · cos α - (B.1) · sin α, on obtient :

$$F_{n1} + F_{n2} = m(-h \ddot{\gamma} \sin \varphi - h \dot{\gamma}^2 \cos \varphi + g \cos \alpha - \frac{F_a}{m} \sin \varphi - h \dot{\psi}^2 \sin \gamma \sin \alpha + u \dot{\alpha} \sin \beta - u \dot{\psi} \cos \beta \sin \alpha)$$

En faisant (B.1) · cos α + (B.2) · sin α, on obtient :

$$\ddot{\gamma} = \frac{1}{h \cos \varphi} (h \dot{\gamma}^2 \sin \varphi + h \dot{\psi}^2 \sin \gamma \cos \alpha + u \dot{\psi} \cos \beta \cos \alpha + \dot{u} \sin \beta + u \dot{\beta} \cos \beta - \frac{F_a}{m} \cos \varphi + g \sin \alpha)$$

• Moment cinétique en G

$$\vec{\sigma}_G = I_{G/R_3} \vec{\Omega}_{3/0} = \begin{pmatrix} I_x & 0 & 0 \\ 0 & I_y & 0 \\ 0 & 0 & I_z \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \dot{\gamma} \\ \dot{\psi} \sin \gamma \\ \dot{\psi} \cos \gamma \end{pmatrix}$$

$$\vec{\sigma}_G = I_x \dot{\gamma} \vec{x}_3 + I_y \dot{\psi} \sin \gamma \vec{y}_3 + I_z \dot{\psi} \cos \gamma \vec{z}_3$$

• Moment dynamique en G

$$\vec{\Delta}_G = \frac{d\vec{\sigma}_G}{dt} \Big|_{R_0} = \frac{d\vec{\sigma}_G}{dt} \Big|_{R_3} + \vec{\Omega}_{3/0} \wedge \vec{\sigma}_G$$

$$\vec{\Delta}_G = \begin{pmatrix} I_x \ddot{\gamma} + (I_z - I_y) \dot{\psi}^2 \sin \gamma \cos \gamma \\ I_y \ddot{\psi} \sin \gamma + (I_x + I_y - I_z) \dot{\psi} \dot{\gamma} \cos \gamma \\ I_z \ddot{\psi} \cos \gamma + (I_y - I_z - I_x) \dot{\psi} \dot{\gamma} \sin \gamma \end{pmatrix}$$

En appliquant le principe fondamental de la dynamique, on obtient :

$$F_{n1} - F_{n2} = \frac{2}{c} (I_x \ddot{\gamma} + (I_z - I_y) \dot{\psi}^2 \sin \gamma \cos \gamma - h \sin \varphi (F_{n1} + F_{n2}))$$

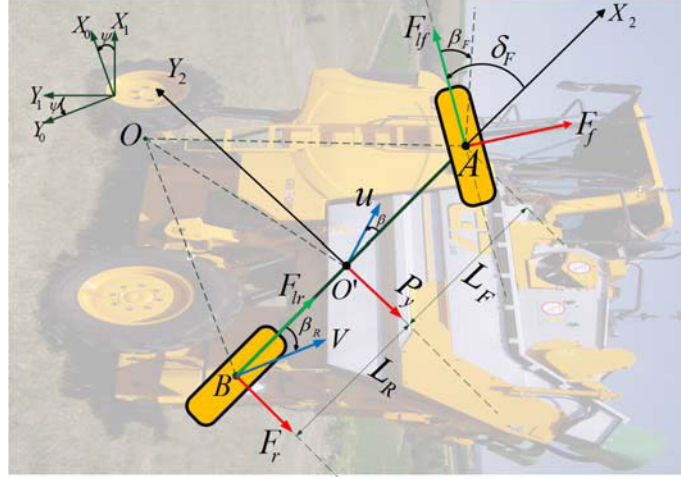


FIGURE B.2 – Vue en lacet du véhicule

Annexe B.2 : Modèle de lacet

Notons $(\vec{x}_i, \vec{y}_i, \vec{z}_i)$ la base associée au repère R_i avec $i = \{0, \dots, 3\}$.

• Bilan des forces

- Somme des forces extérieures suivant X

$$\sum_x \vec{F}_{ext} = (F_{lr} + F_{lf} \cos \delta_F + F_f \sin \delta_F) \vec{x}_2$$

- Somme des forces extérieures suivant Y

$$\sum_y \vec{F}_{ext} = (-F_r + F_{lf} \sin \delta_F - F_f \cos \delta_F - mg \sin \alpha) \vec{y}_2$$

- Somme des forces extérieures suivant Z

$$\sum_z \vec{F}_{ext} = 0 \vec{z}_2$$

• Bilan des moments

- Moment dû à F_r en O'

$$\vec{M}_{O', F_r} = \vec{M}_{B, F_r} + \vec{O'B} \wedge \vec{F}_r = \vec{0} - L_R \vec{x}_2 \wedge -F_r \vec{y}_2 = L_R F_r \vec{z}_2$$

- Moment dû à F_{lr} en O'

$$\vec{M}_{O', F_{lr}} = \vec{M}_{B, F_{lr}} + \vec{O'B} \wedge \vec{F}_{lr} = \vec{O'B} \wedge \vec{F}_{lr} = \vec{0}$$

- Moment dû à F_{lf} en O'

$$\vec{M}_{O', F_{lf}} = \vec{M}_{A, F_{lf}} + \vec{O'A} \wedge \vec{F}_{lf} = \vec{0} + L_F \vec{x}_2 \wedge (F_{lf} \cos \delta_F \vec{x}_2 + F_{lf} \sin \delta_F \vec{y}_2)$$

$$\vec{M}_{O', F_{lf}} = L_F F_{lf} \sin \delta_F \vec{z}_2$$

- Moment dû à F_f en O'

$$\vec{M}_{O', F_f} = \vec{M}_{A, F_f} + \vec{O'A} \wedge \vec{F}_f = \vec{0} + L_F \vec{x}_2 \wedge (F_f \sin \delta_F \vec{x}_2 - F_f \cos \delta_F \vec{y}_2)$$

$$\vec{M}_{O', F_f} = -L_F F_f \cos \delta_F \vec{z}_2$$

- Somme des moments en O'

$$\sum \vec{M}_{O'} = (L_R F_r + L_F F_{lf} \sin \delta_F - L_F F_f \cos \delta_F) \vec{z}_2$$

- **Vitesse de O'**

$$\vec{V}_{O'} = u \cos \beta \vec{x}_2 + u \sin \beta \vec{y}_2$$

- **Accélération de O'**

$$\vec{a}_{O'} |_{R_0} = \frac{d\vec{V}_{O'}}{dt} |_{R_0} = \frac{d\vec{V}_{O'}}{dt} |_{R_2} + \vec{\Omega}_{2/0} \wedge \vec{V}_{O'}$$

$$\vec{a}_{O'} |_{R_0} = ((\dot{u} \cos \beta - u\dot{\beta} \sin \beta) \vec{x}_2 + (\dot{u} \sin \beta + u\dot{\beta} \cos \beta) \vec{y}_2) + (\dot{\alpha} \vec{x}_2 + \dot{\psi} \sin \alpha \vec{y}_2 + \dot{\psi} \cos \alpha \vec{z}_2) \wedge (u \cos \beta \vec{x}_2 + u \sin \beta \vec{y}_2)$$

$$\vec{a}_{O'} |_{R_0} = ((\dot{u} \cos \beta - u\dot{\beta} \sin \beta - u\dot{\psi} \sin \beta \cos \alpha) \vec{x}_2 + (\dot{u} \sin \beta + u\dot{\beta} \cos \beta + u\dot{\psi} \cos \beta \cos \alpha) \vec{y}_2 + (u\dot{\alpha} \sin \beta - u\dot{\psi} \cos \beta \cos \alpha) \vec{z}_2)$$

L'application du principe fondamentale de la dynamique (*PF*) entraîne :

$$\dot{u} \cos \beta - u\dot{\beta} \sin \beta - u\dot{\psi} \sin \beta \cos \alpha = \frac{1}{m} (F_{lr} + F_{lf} \cos \delta_F + F_f \sin \delta_F) \quad (\text{B.3})$$

$$\dot{u} \sin \beta + u\dot{\beta} \cos \beta + u\dot{\psi} \cos \beta \cos \alpha = \frac{1}{m} (-F_r + F_{lf} \sin \delta_F - F_f \cos \delta_F - mg \sin \alpha) \quad (\text{B.4})$$

En faisant (B.3) $\times \cos \beta$ + (B.4) $\times \sin \beta$, on obtient :

$$\dot{u} = \frac{1}{m} (F_f \sin(\delta_F - \beta) - F_r \sin \beta + F_{lf} \cos(\delta_F - \beta) + F_{lr} \cos \beta) - g \sin \beta \sin \alpha$$

En faisant (B.4) $\times \cos \beta$ - (B.3) $\times \sin \beta$, on obtient :

$$\dot{\beta} = \frac{-F_f \cos(\delta_F - \beta) - F_r \cos \beta - mg \cos \beta \sin \alpha - F_{lr} \sin \beta + F_{lf} \sin(\delta_F - \beta)}{um} - \dot{\psi} \cos \alpha$$

- **Moment cinétique en O'**

$$\vec{\sigma}_{O'} = I_{O'/R_2} \vec{\Omega}_{2/0} = \begin{pmatrix} I_x & 0 & 0 \\ 0 & I_y & 0 \\ 0 & 0 & I_z \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \dot{\alpha} \\ \dot{\psi} \sin \alpha \\ \dot{\psi} \cos \alpha \end{pmatrix}$$

$$\vec{\sigma}_{O'} = I_x \dot{\alpha} \vec{x}_2 + I_y \dot{\psi} \sin \alpha \vec{y}_2 + I_z \dot{\psi} \cos \alpha \vec{z}_2$$

- **Moment dynamique en O'**

$$\vec{\Delta}_{O'} = \frac{d\vec{\sigma}_{O'}}{dt} |_{R_0} = \frac{d\vec{\sigma}_{O'}}{dt} |_{R_2} + \vec{\Omega}_{2/0} \wedge \vec{\sigma}_{O'}$$

$$\vec{\Delta}_{O'} = \begin{pmatrix} I_x \ddot{\alpha} + (I_z - I_y) \dot{\psi}^2 \sin \alpha \cos \alpha \\ I_y \ddot{\psi} \sin \alpha + (I_x + I_y - I_z) \dot{\psi} \dot{\alpha} \cos \alpha \\ I_z \ddot{\psi} \cos \alpha + (I_y - I_z - I_x) \dot{\psi} \dot{\alpha} \sin \alpha \end{pmatrix}$$

En appliquant le principe fondamental de la dynamique, on obtient :

$$\ddot{\psi} = \frac{L_R F_r + L_F F_{lf} \sin \delta_F - L_F F_f \cos \delta_F + (I_x + I_z - I_y) \dot{\psi} \dot{\alpha} \sin \alpha}{I_z \cos \alpha}$$

Annexe C

Méthode de calcul de la FASM et de la DESM

Annexe C.1 : Calcul de la FASM

Pour évaluer cette métrique, tous les vecteurs sont exprimés dans un unique repère inertiel $\{\mathcal{O}\}$. Les n points de contact du véhicule avec le sol sont nommés P_1, \dots, P_n et sont numérotés dans le sens horaire en vue de dessus. Enfin, un point P_{n+1} confondu avec P_1 est introduit pour faciliter la dénomination des axes potentiels de renversement. De la sorte (voir aussi Figure 2.29) :

- * le segment $[P_i, P_{i+1}]$ peut être nommé $i^{\text{ième}}$ arête de la surface de contact au sol, et la droite (P_i, P_{i+1}) $i^{\text{ième}}$ axe potentiel de renversement.
- * le vecteur directeur unitaire du $i^{\text{ième}}$ axe de renversement est nommé \vec{a}_i :

$$\vec{a}_i = \frac{\overrightarrow{P_i P_{i+1}}}{\|\overrightarrow{P_i P_{i+1}}\|} \quad \text{pour } i \in \{1, \dots, n\} \quad (\text{C.1})$$

- * le vecteur normal au $i^{\text{ième}}$ axe de renversement, reliant le centre de gravité G à cet axe est nommé \vec{c}_i . Son expression est :

$$\vec{c}_i = (Id_3 - \vec{a}_i \vec{a}_i^T) \overrightarrow{G P_i} \quad (\text{C.2})$$

Les forces agissant sur le véhicule (*forces inertielles, gravitationnelles, perturbations extérieures, ...*) sont ramenées au point G et rassemblées au sein d'un unique vecteur \vec{f} . De même, l'ensemble des moments affectant le véhicule sont rassemblés au sein d'un unique moment \vec{m} . Leur contribution à un renversement du véhicule par rapport au $i^{\text{ième}}$ axe est tout simplement :

- * la force \vec{f}_i obtenue en projetant \vec{f} sur le plan orthogonal au $i^{\text{ième}}$ axe de vecteur directeur unitaire \vec{a}_i , soit donc :

$$\vec{f}_i = (Id_3 - \vec{a}_i \vec{a}_i^T) \vec{f} \quad (\text{C.3})$$

- * le moment \vec{m}_i obtenu en projetant \vec{m} sur le $i^{\text{ième}}$ axe, soit donc :

$$\vec{m}_i = (\vec{a}_i \vec{a}_i^T) \vec{m} \quad (\text{C.4})$$

* cependant, pour pouvoir être pris en compte par la métrique, le moment \vec{m}_i doit être représenté par une force $\vec{f}_{m,i}$ produisant les mêmes effets.

Puisque \vec{m}_i est orienté dans la direction du $i^{\text{ième}}$ axe de renversement, les couples de forces pouvant donner lieu au moment \vec{m}_i appartiennent obligatoirement au plan orthogonal à cet axe. Parmi tous les choix possibles, le plus simple est de considérer un couple de forces où l'une s'exerce au centre de gravité G et l'autre sur l'axe de renversement. En effet, dans ce cas la force $\vec{f}_{m,i}$ s'obtient aisément en écrivant qu'on engendre le moment \vec{m}_i par un simple bras de levier d'amplitude $\|\vec{c}_i\|$:

$$\vec{f}_{m,i} = \frac{\vec{c}_i \wedge \vec{m}_i}{\|\vec{c}_i\|} \quad (\text{C.5})$$

* le vecteur force \vec{f}_i^* à prendre en compte pour évaluer la métrique par vis-à-vis du $i^{\text{ième}}$ axe de renversement est alors :

$$\vec{f}_i^* = \vec{f}_i + \vec{f}_{m,i} = (\text{Id}_3 - \vec{a}_i \vec{a}_i^T) \vec{f} + \frac{\vec{c}_i \wedge (\vec{a}_i \vec{a}_i^T) \vec{m}}{\|\vec{c}_i\|} \quad (\text{C.6})$$

Avec les notations introduites ci-dessus, l'angle θ_i intervenant dans la métrique est tout simplement celui formé par les vecteur \vec{f}_i^* et \vec{c}_i (puisque ces 2 vecteurs appartiennent au plan orthogonal au $i^{\text{ième}}$ axe de renversement. Par conséquent, θ_i est :

$$\theta_i = \sigma_i \arccos \left(\frac{\vec{f}_i^{*T} \vec{c}_i}{\|\vec{f}_i^*\| \|\vec{c}_i\|} \right) \quad \text{avec : } \sigma_i = -\text{sign} \left((\vec{c}_i \wedge \vec{f}_i^*)^T \vec{a}_i \right) \quad (\text{C.7})$$

La fonction \arccos est à valeur dans $[0, \pi]$. Avec la convention de signe spécifiée par le scalaire σ_i :

- * on a $\theta_i \in [0, \pi]$ si \vec{f}_i^* pointe vers l'intérieur de la zone de support,
- * et donc $\theta_i \in [-\pi, 0]$ s'il pointe vers l'extérieur de cette zone.
- * par conséquent, le véhicule est dans une situation stable vis-à-vis d'un renversement par rapport au $i^{\text{ième}}$ axe si $\theta_i > 0$.

La métrique de stabilité est alors définie comme le plus petit des angles θ_i multiplié par l'amplitude des forces exercées sur le véhicule :

$$\boxed{\text{FAM : } \theta = \min_{i \in \{1, \dots, n\}} (\theta_i) \|\vec{f}\|} \quad (\text{C.8})$$

Pour prendre en compte la position du centre de gravité, on peut introduire dans le critère la distance, dans le plan orthogonal au $i^{\text{ième}}$ axe de renversement, entre cet axe et le vecteur \vec{f}_i^* appliqué au point G (traduisant la contribution des forces \vec{f} et des moments \vec{m} au renversement par rapport à cet axe).

Le vecteur \vec{h}_i partant de l'axe de renversement et atteignant la droite support du vecteur \vec{f}_i^* appliqué en G peut être construit en sommant l'opposée de \vec{c}_i à la projection de \vec{c}_i sur la direction spécifiée par \vec{f}_i^* :

$$\vec{h}_i = -\vec{c}_i + \frac{1}{\|\vec{f}_i^*\|^2} \left(\vec{f}_i^* \vec{f}_i^{*T} \right) \vec{c}_i \quad (\text{C.9})$$

La métrique de stabilité généralisée s'écrit alors :

$$\boxed{\text{FAMG} : \theta_h = \min_{i \in \{1, \dots, n\}} \left(\theta_i \|\vec{h}_i\| \|\vec{f}_i^*\| \right)} \quad (\text{C.10})$$

Annexe C.2 : Calcul de la DESM

Pour détailler le calcul de cette métrique, il est nécessaire d'introduire 2 repères (voir aussi Figure 2.30) :

- * repère $\{\mathcal{R}\} = (Q, \vec{x}, \vec{y}, \vec{z})$: repère attaché au véhicule, centré sur un point du châssis Q ,
- * repère $\{\mathcal{G}\} = (G, \vec{x}, \vec{y}, \vec{z})$: repère attaché au véhicule, centré sur son centre de gravité G

et avec un axe \vec{z} vertical.

- * les conventions suivantes sont utilisées ci-après pour indiquer le repère dans lequel est exprimé un vecteur :
 - si le vecteur est défini par 2 points A et B , alors il est noté $\overrightarrow{AB}_{\{\mathcal{R}\}}$ ou $\overrightarrow{AB}_{\{\mathcal{G}\}}$ suivant qu'il est exprimé dans le repère $\{\mathcal{R}\}$ ou $\{\mathcal{G}\}$,
 - si le vecteur est nommé par une lettre, alors il est noté :
 - \vec{v} s'il est défini dans le repère $\{\mathcal{R}\}$,
 - $\vec{\bar{v}}$ s'il est défini dans le repère $\{\mathcal{G}\}$.
 - et bien entendu, les coordonnées d'un vecteur dans un repère se déduisent de ses coordonnées dans l'autre repère au moyen des matrices de transformation homogène.

Les forces et moments agissant sur le véhicule peuvent être décrits par 3 termes :

- * le véhicule est bien sûr soumis à l'action de la gravité, décrite par une force verticale appliquée au centre de gravité G et d'amplitude $m g$, avec m la masse totale du véhicule et g l'accélération de la pesanteur : $\vec{N} = m g \vec{z}$.
- * toutes les autres forces affectant le véhicule sont ramenées au point Q et rassemblées au sein d'un unique vecteur \vec{F} .
- * de même, tous les moments affectant le véhicule sont rassemblés au sein d'un unique moment \vec{M} .

On nomme P_1, \dots, P_n les n points de contact du véhicule avec le sol. Pour disposer d'une écriture générique, on introduit un point P_{n+1} confondu avec le point P_1 . De la sorte :

- * la $i^{\text{ème}}$ arête délimitant la surface de contact au sol peut être notée $[P_i, P_{i+1}]$ pour $i \in \{1, \dots, n\}$
- * le $i^{\text{ème}}$ axe potentiel de renversement est la droite $(P_i P_{i+1})$ pour $i \in \{1, \dots, n\}$
- * le vecteur directeur unitaire de ce $i^{\text{ème}}$ axe renversement est, suivant le repère considéré, \vec{a}_i ou $\vec{\bar{a}}_i$ définis par :

$$\vec{a}_i = \frac{\overrightarrow{P_i P_{i+1}}_{\{\mathcal{R}\}}}{\|\overrightarrow{P_i P_{i+1}}_{\{\mathcal{R}\}}\|}, \quad \vec{\bar{a}}_i = \frac{\overrightarrow{P_i P_{i+1}}_{\{\mathcal{G}\}}}{\|\overrightarrow{P_i P_{i+1}}_{\{\mathcal{G}\}}\|} \quad \text{pour } i \in \{1, \dots, n\} \quad (\text{C.11})$$

On introduit ensuite les vecteurs normaux aux axes de renversement :

- * Dans le repère $\{\mathcal{R}\}$, le vecteur normal au $i^{\text{ième}}$ axe de renversement, reliant cet axe au point Q est noté \vec{b}_i et a pour expression :

$$\vec{b}_i = (Id_3 - \vec{a}_i \vec{a}_i^T) \overrightarrow{P_i Q}_{\{\mathcal{R}\}} \quad (\text{C.12})$$

- * Dans le repère $\{\mathcal{G}\}$, le vecteur normal au $i^{\text{ième}}$ axe de renversement, reliant cet axe au point G est noté \vec{c}_i . Il s'obtient en écrivant qu'il est le projeté de $\overrightarrow{P_i G}_{\{\mathcal{G}\}}$ sur le plan orthogonal à \vec{a}_i , soit donc :

$$\vec{c}_i = (Id_3 - \vec{a}_i \vec{a}_i^T) \overrightarrow{P_i G}_{\{\mathcal{G}\}} \quad (\text{C.13})$$

Lorsque le véhicule se renverse par rapport au $i^{\text{ième}}$ axe, son châssis pivote par rapport à la droite $(P_i P_{i+1})$, entraînant avec lui le repère $\{\mathcal{R}\}$. Si le renversement est supposé infiniment rapide, alors les forces \vec{F} et moments \vec{M} sont constants, en amplitude et en direction, dans ce repère. L'amplitude du moment de renversement qu'ils occasionnent peut alors être évaluée facilement :

- * la contribution des moments \vec{M} au renversement par rapport au $i^{\text{ième}}$ axe de vecteur directeur unitaire \vec{a}_i est (en terme d'amplitude) :

$$\mathcal{M}_{M,i} = \vec{M}^T \vec{a}_i \quad (\text{C.14})$$

- * la contribution des forces \vec{F} à ce même renversement n'est liée qu'à la composante de ces forces sur la direction perpendiculaire au plan contenant l'axe de renversement (i.e. la droite $(P_i P_{i+1})$) et la droite orthogonale à cet axe et joignant le point Q . Ces 2 droites étant caractérisées respectivement par le vecteur unitaire \vec{a}_i et par le vecteur \vec{b}_i , on en déduit que le vecteur unitaire \vec{u}_i identifiant la direction sur laquelle doit être projeté \vec{F} est :

$$\vec{u}_i = \vec{a}_i \wedge \frac{\vec{b}_i}{\|\vec{b}_i\|} \quad (\text{C.15})$$

et donc l'amplitude du moment de renversement engendré par les forces \vec{F} est :

$$\mathcal{M}_{F,i} = \|\vec{b}_i\| \vec{F}^T \vec{u}_i \quad (\text{C.16})$$

- * les conventions de signe sur les moments de renversement se déduisent directement des relations (C.14) et (C.16) : on peut observer que
 - si \vec{M} et \vec{F} tendent à renverser le véhicule, alors $\mathcal{M}_{M,i}$ et $\mathcal{M}_{F,i}$ sont positifs,
 - et à l'inverse, si \vec{M} et \vec{F} tendent à stabilier le véhicule, alors $\mathcal{M}_{M,i}$ et $\mathcal{M}_{F,i}$ sont négatifs.

Pour calculer maintenant la contribution de la gravité \vec{N} au renversement du véhicule par rapport au $i^{\text{ième}}$ axe, il faut au préalable déterminer l'angle α_i de cet axe avec le plan horizontal. Pour cela :

- * on introduit tout d'abord le vecteur unitaire \vec{n}_i orthogonal au plan Π_i , plan vertical contenant le $i^{\text{ième}}$ axe de renversement de vecteur directeur unitaire \vec{a}_i . Il est défini par :

$$\vec{n}_i = \frac{\vec{z} \wedge \vec{a}_i}{\|\vec{z} \wedge \vec{a}_i\|} \quad (\text{C.17})$$

- * on peut alors construire le vecteur unitaire \vec{d}_i appartenant au plan vertical contenant le $i^{\text{ième}}$ axe de renversement et orthogonal à ce dernier :

$$\vec{d}_i = \frac{\vec{a}_i \wedge \vec{n}_i}{\|\vec{a}_i \wedge \vec{n}_i\|} \quad (\text{C.18})$$

- * l'angle α_i du $i^{\text{ième}}$ axe de renversement avec le plan horizontal est alors tout simplement :

$$\alpha_i = \arccos \left(\vec{z}^T \vec{d}_i \right) \quad (\text{C.19})$$

- * aussi, si le renversement du véhicule par rapport au $i^{\text{ième}}$ axe amène son centre de gravité G dans un plan présentant un angle ϕ_i par rapport au plan Π_i , avec pour convention que ϕ_i est positif si G a traversé le plan Π_i , alors :

- la distance orthogonale algébrique de G à Π_i est : $\|\vec{c}_i\| \sin \phi_i$
- l'amplitude de la force \vec{N} dans le plan orthogonal à l'axe de renversement est : $m g \cos \alpha_i$
- et donc le moment de renversement engendré par la gravité par rapport à cet axe est :

$$\mathcal{M}_{N,i} = m g \|\vec{c}_i\| \cos \alpha_i \sin \phi_i \quad (\text{C.20})$$

- on peut vérifier que les conventions de signe sont bien cohérentes puisque :
 - tant que G n'a pas traversé le plan Π_i , on a $\phi_i < 0$ et donc $\mathcal{M}_{N,i} < 0$, ce qui signale que la gravité a une action stabilisante, comme attendu.
 - à l'inverse, si G a traversé Π_i , on a $\phi_i > 0$ et donc $\mathcal{M}_{N,i} > 0$, ce qui traduit que la gravité a cette fois une action déstabilisante.

Si on rassemble maintenant les équations (C.14), (C.16) et (C.20), on obtient que le moment global par rapport au $i^{\text{ième}}$ axe de renversement, lorsque le centre de gravité G atteint un plan incliné de ϕ_i par rapport au plan vertical contenant l'axe de renversement, a pour amplitude :

$$\mathcal{M}_i = \|\vec{b}_i\| \vec{F}^T \vec{u}_i + \vec{M}^T \vec{a}_i + m g \|\vec{c}_i\| \cos \alpha_i \sin \phi_i \quad (\text{C.21})$$

Le plan d'équilibre est par définition celui pour lequel \mathcal{M}_i s'annule. On déduit de (C.21) :

- * qu'il n'existe pas de plan d'équilibre si :

$$\left| \|\vec{b}_i\| \vec{F}^T \vec{u}_i + \vec{M}^T \vec{a}_i \right| > m g \|\vec{c}_i\| \cos \alpha_i \quad (\text{C.22})$$

- * et dans le cas contraire, l'angle ϕ_i^{eq} du plan d'équilibre avec le plan vertical contenant le $i^{\text{ième}}$ axe de renversement est :

$$\phi_i^{eq} = - \arcsin \left(\frac{\|\vec{b}_i\| \vec{F}^T \vec{u}_i + \vec{M}^T \vec{a}_i}{m g \|\vec{c}_i\| \cos \alpha_i} \right) \quad (\text{C.23})$$

Compte tenu des conventions de signe :

- si \vec{M} et \vec{F} ont une action stabilisante, alors au vu de (C.23) on a $\phi_i^{eq} > 0$, ce qui traduit que le plan d'équilibre est au-delà du plan vertical (en effet, dans ce cas $(\|\vec{b}_i\| \vec{F}^T \vec{u}_i + \vec{M}^T \vec{a}_i) < 0$).

Dans le cas où $(\|\vec{b}_i\| \vec{F}^T \vec{u}_i + \vec{M}^T \vec{a}_i) < 0$ et de surcroît satisfait la relation (C.22), alors \vec{M} et \vec{F} sont tellement stabilisants que tout renversement est impossible. On peut dans ce cas donner à ϕ_i^{eq} la valeur 90° .

- si à l'inverse \vec{M} et \vec{F} sont déstabilisants, alors cette fois (C.23) fournit $\phi_i^{eq} < 0$, ce qui traduit que le plan d'équilibre est en amont du plan vertical (puisque $(\|\vec{b}_i\| \vec{F}^T \vec{u}_i + \vec{M}^T \vec{a}_i) > 0$).

Comme il est supposé que le véhicule n'est pas initialement en train de se renverser, le cas où $(\|\vec{b}_i\| \vec{F}^T \vec{u}_i + \vec{M}^T \vec{a}_i) > 0$ et de surcroît satisfait la relation (C.22) n'a pas à être considéré.

La métrique de renversement pour le $i^{\text{ième}}$ axe de renversement est définie comme le travail à fournir pour faire pivoter le véhicule par rapport à cet axe jusqu'à ce que le centre de gravité G atteigne le plan d'équilibre. Pour calculer cette métrique :

- * il faut tout d'abord évaluer l'angle ψ_i entre le plan vertical Π_i contenant le $i^{\text{ième}}$ axe de renversement et le plan contenant ce même axe et le point G . Les vecteurs introduits précédemment permettent d'obtenir ψ_i , on a :

$$\psi_i = \arccos \left(\frac{\vec{c}_i^T \vec{d}_i}{\|\vec{c}_i\| \|\vec{d}_i\|} \right) \quad (\text{C.24})$$

Dans la pratique, le point G est toujours en amont du plan vertical Π_i , et en valeur absolue l'angle ψ_i ne peut pas excéder 90° . Dans ce cas de figure, la relation (C.24) fournit une valeur toujours positive pour ψ_i . La convention de signe pour cet angle est donc opposée à celle retenue pour ϕ_i : en amont du plan Π_i , on a $\phi_i < 0$ et $\psi_i > 0$.

L'avantage de ces conventions de signe est que l'angle de la rotation pour amener le centre de gravité G depuis sa position initiale jusqu'au plan d'équilibre est tout simplement $\psi_i + \phi_i$.

- * lors d'un renversement du véhicule par rapport au $i^{\text{ième}}$ axe, c'est tout le châssis qui pivote, entraînant les forces \vec{F} et les moments \vec{M} qui restent inchangés en amplitude et en direction dans le repère $\{\mathcal{R}\}$. Leur travail lors d'une rotation d'angle $\psi_i + \phi_i$ est alors :

$$W_{F,M,i} = (\mathcal{M}_{F,i} + \mathcal{M}_{M,i}) (\psi_i + \phi_i) = \left(\|\vec{b}_i\| \vec{F}^T \vec{u}_i + \vec{M}^T \vec{a}_i \right) (\psi_i + \phi_i) \quad (\text{C.25})$$

- * enfin, puisque le poids est une force conservative, son travail ne dépend que de la variation de hauteur du centre de gravité G . Sa hauteur initiale par rapport à l'axe de renversement étant $(\|\vec{c}_i\| \cos \psi_i)$ et sa hauteur finale étant $(\|\vec{c}_i\| \cos \phi_i)$, son travail lors du renversement est donc :

$$W_{N,i} = -m g \cos \alpha_i \|\vec{c}_i\| (\cos \phi_i - \cos \psi_i) \quad (\text{C.26})$$

Par conséquent, si le véhicule est à l'arrêt, l'énergie W_i à apporter pour le faire pivoter par rapport au $i^{\text{ième}}$ axe de renversement est l'opposé du travail de \vec{F} , \vec{M} et \vec{N} lors de la rotation du châssis amenant le centre de gravité G dans le plan d'équilibre :

$$W_i = - (W_{N,i} + W_{F,M,i}) \quad (\text{C.27})$$

Si maintenant le véhicule n'est pas à l'arrêt, son énergie cinétique peut également contribuer au renversement. Pour intégrer celle-ci à la métrique, on imagine qu'un impact stoppe brutalement le véhicule qui se déplaçait avec une vitesse linéaire instantanée \vec{v}_G à son centre de gravité G . La conservation du moment angulaire permet de déterminer la vitesse angulaire instantanée $\vec{\omega}_i$ par rapport au $i^{\text{ième}}$ axe de renversement (où I_i désigne le moment d'inertie du véhicule par rapport au $i^{\text{ième}}$ axe de renversement) :

$$\vec{c}_i \wedge (m \vec{v}_G) = I_i \vec{\omega}_i \quad (\text{C.28})$$

- * si l'orientation de la vitesse angulaire instantanée $\vec{\omega}_i$ est telle que le renversement est favorisé, alors il faut retrancher l'énergie cinétique de rotation au travail à fournir pour renverser le véhicule :

$$W_i = - (W_{N,i} + W_{F,M,i}) - \frac{1}{2} I_i \|\vec{\omega}_i\|^2 \quad (\text{C.29})$$

- * dans le cas contraire, la métrique W_i reste spécifiée par (C.27).

Pour conclure, la métrique de stabilité est l'énergie minimum à fournir pour renverser le véhicule par rapport à l'un de ses n axes possibles de renversement :

$$\boxed{\text{NDESM : } W = \min_{i \in \{1, \dots, n\}} W_i} \quad (\text{C.30})$$

Bibliographie

- [AS93] J. Ackermann and W. Sienel. Robust yaw damping of cars with front and rear wheel steering. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 1993.
- [Aub99] D. Aubry. *Contribution à la synthèse d'observateurs pour les systèmes non-linéaires*. PhD thesis, Université Henri Poincaré - Nancy 1, Spécialité automatique, 1999.
- [ÅW94] K. Åström and B. Wittenmark. Adaptive control (2nd edition). *New-York, Addison-Wesley*, 1994.
- [Baa04] K. G. Baass. 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 39^{ime} congrès annuel de l'AQTR*, 2004.
- [BAM13] A. Benzerrouk, L. Adouane, and P. Martinet. Obstacle avoidance controller generating attainable set-points for the navigation of multi-robot system. *In IEEE Intelligent Vehicles Symposium, Australia*, 4 :23–26, June 2013.
- [BB08] Grand C. Ben Amar F. Besseron, G. and P. Bidaud. Decoupled control of the high mobility robot hylos based on a dynamic stability margin. *IEEE International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS)*, pages 2435–2440, 2008.
- [BBC] British Broadcasting Corporation BBC. Un nouveau geste filmé chez les chimpanzés. <http://www.bbc.co.uk/afrique/region/2014/10/141001-chimpanzes-etude>.
- [Ben94] F. Ben Amar. *Modèles de comportement des véhicules tout terrain pour la planification physico-géométrique de trajectoires*. PhD thesis, Thèse de doctorat, Université de Paris VI, 1994.
- [Bic76] D.J. Bickerstaff. The handling properties of light trucks. Technical report, SAE Technical Paper 760710, 1976.
- [Blo05] J.-M. Blosseville. Driving assistance systems and road safety : State-of-the-art and outlook. *Annals of telecommunications*, 60(3-4) :281–298, 2005.
- [Bor03] G.A. Borges. Cartographie de l'environnement et localisation robuste pour la navigation de robots mobiles. *Journal européen des systèmes automatisés*, 37(10) :1299–1304, 2003.
- [Bos05] Robert Bosch. *Driving Stability Systems*. Robert Bosch GmbH, 2005.

- [Bou05] Mohamed Bouteldja. *Modélisation des Interactions dynamiques poids lourds / infrastructures pour la sécurité et les alertes*. PhD thesis, Université de Versailles Saint Quentin en Yvelines, 2005.
- [Bou09a] N. Bouton. *Stabilité dynamique des véhicules légers tout-terrain. Nouvelles solutions : Application aux véhicules légers de type quad*. PhD thesis, Université Blaise Pascal, Clermont-Ferrand II, 2009.
- [Bou09b] N. Bouton et al. An active anti-rollover device based on predictive functional control : Application to an all-terrain vehicle. In *IEEE International Conference on Robotics and Automation*, 2009.
- [CB09] Lenain R. Thuilot B. Cariou, C. and M. Berducat. Automatic guidance of a four-wheel steering mobile robot for accurate field operations. *Journal of Field Robotics*, 6-7(26) :504–518, 2009.
- [CCM06] CCMSA. Accidents du travail des salariés et non salariés agricoles. Technical report, Observatoire des risques professionnels et du machinisme agricole, Paris, France, 2006.
- [CdWT99] C. Canudas de Witt and P. Tsiotras. Dynamic tire friction models for vehicle traction control. in *Proc. Decision and Control Conf. (CDC'99)*, 4 :3746–3751, 1999.
- [CG92] Jeffrey Chrstos and Drake Guenther. The measurement of static rollover metrics. Technical report, SAE Technical Paper 920582, 1992.
- [CG03] C.R. Carlson and J.C. Gerdes. Nonlinear estimation of longitudinal tire slip under several driving conditions. In *Proc. of the American Control Conference (ACC), Denver, USA*, 2003.
- [CMW06] H.P. Cole, M.L. Myers, and S.C. Westneat. Frequency and severity of injuries to operators during overturns of farm tractors. *Journal of Agricultural Safety and Health*, 12(2) :127–138, 2006.
- [Cou99] National Safety Council. Accident facts. Technical report, National Safety Council, Chicago, IL, 1999.
- [Cou00] Yves Couetard. *Caractérisation et étalonnage des dynamomètres à six composantes pour torseur associé à un système de forces*. PhD thesis, Université Bordeaux 1, 2000.
- [CP01] B. Chen and H. Peng. Differential-braking-based rollover prevention for sport utility with human-in-the-loop evaluations. *Vehicle System Dynamic*, pages 359–389, 2001.
- [CT00] J.A. Castellanos and J.D. Tardos. Mobile robot localization and map building : A multisensor fusion approach. *Kluwer academic publishers*, 2000.
- [Dah01] Erik Dahlberg. *Commercial Vehicle Stability-Focusing on Rollover*. PhD thesis, Royal Institute of Technology, Department of Vehicle Engineering, 2001.
- [DM96] Aldon M. Durieu, C. and D. Meizel. La fusion de données multisensorielles pour la localisation en robotique mobile. *Traitement du signal*, 13(2) :143–165, 1996.

- [DS70] P.F.H. Dugoff and L. Segel. An analysis of tire traction properties and their influence on vehicle dynamic performance. *SAE Transaction*, 3 :1219–1243, 1970.
- [DTLB12] D. Denis, B. Thuilot, R. Lenain, and M. Berducat. Preserving stability of huge agriculture machines with internal mobilities : application to a grape harvester. *International Conference of Agricultural Engineering, Valencia, Spain*, 2012.
- [Ehr09] J. Ehrlich. Technologies d’assistance à la conduite automobile. *Techniques de l’Ingénieur*, 2009.
- [Ell94] J. Ellis. *Mechanical engineering publications Ltd.* Vehicle dynamics, London, 1994.
- [Fal03] B. Falah. *Comportement dynamique de véhicules tout-terrain (quad) en présence d’un second passager*. PhD thesis, Université du Québec, Rimouski, 2003.
- [FAO] Fonds des Nations Unies pour l’Alimentation et de l’Agriculture FAO. Le rôle de l’agriculture dans le développement des pays les moins développés. <http://www.fao.org/home/fr/>.
- [For05] E-Safety Forum. Final report and recommendations of the implementation road map working group. Technical report, eSafety Forum Working Group, 2005.
- [GBO04] B.A. Guvenc, T. Bunte, and D. Odenthal. Robust two degrees-of-freedom vehicle steering controller design. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 12(4) :627–636, 2004.
- [GEG02] E. Garcia, J. Estremera, and P. Gonzalez-de-Santos. A classification of stability margins for walking robots. *Robotica*, 20 :595–606, 2002.
- [GG05] E. Garcia and P. Gonzalez-de-Santos. An improved energy stability margin for walking machines subject to dynamic effects. *Robotica* 6, 23(1) :13–20, 2005.
- [GLR01] K. Guo, D. Lu, and L. Ren. An unified non-steady non-linear tyre model under complex wheel motion inputs including extreme operating conditions. *JSAE review*, 4(22) :395–402, 2001.
- [GN90a] G. Gim and P. Nikravesh. An analytical model of pneumatic tires for vehicle dynamic simulations part 2 : Comprehensive slips. *Int. Journal of vehicle design*, 12(1) :19–39, 1990.
- [GN90b] G. Gim and P. Nikravesh. An analytical model of pneumatic tyres for vehicle dynamic simulations part 1 : Pure slips. *Int. Journal of vehicle design*, 11(6) :589–618, 1990.
- [GS94] K. Guo and J. Sui. The effect of longitudinal force and vertical load distribution on tire slip properties. *In Vehicle Dynamics*, 2, 1994.
- [GS98] A. Ghasempoor and N. Sepehri. A measure of stability for mobile manipulators with application to heavy-duty hydraulic machines. *ASME Journal of Dynamic Systems*, 120 :360–370, 1998.
- [Gue10] El-Hadi Guechi. *Suivi de trajectoires d’un robot mobile non holonome : approche par modèle flou de Takagi-Sugeno et prise en compte des retards*. PhD thesis, Université de Valenciennes et du Hainaut Cambrésis, 2010.

- [Gus97] F. Gustafsson. Slip based tire road friction estimation. *Automatica*, 6(33) :1087–1099, 1997.
- [GV78] Thomas D. Gillespie and M. K. Verma. Analysis of the rollover dynamics of double-bottom tankers. Technical report, SAE Technical Paper 781065, 1978.
- [Han14] X. Han. *Sécurité des véhicules à roues en milieu tout-terrain*. PhD thesis, Ecole Nationale des Ingénieurs de Limoges (ENSIL), 2014.
- [HBG⁺99] Gary J. Heydinger, Ronald A. Bixel, W. Riley Garrott, Michael Pyne, J. Gavin Howe, and Dennis A. Guenther. Measured vehicle inertial parameters - NHTSA's data through november 1998. *SAE Transactions*, 108(2) :2462–2485, 1999.
- [HE89] E. A. Harwin and L. Emery. The crash-avoidance rollover study : a database for the investigation of single-vehicle rollover crashes. In *International Conference on the Enhanced Safety of Vehicles (éditeur : NHTSA)*, volume 1, pages 470–477, 1989.
- [HK77] R. Herman and A. Krener. Nonlinear controllability and observability. *IEEE Transactions on Automatic Control*, 22(5) :728–740, 1977.
- [HMS⁺95] D.L. Hard, J.R. Myers, Snyder, K.A., V.J. Casini, L.L. Morton, R. Cianfrocco, and J. Fields. Identifying work-related fatalities in the agricultural production sector using two national occupational fatality surveillance systems. *Journal agricultural. Safety Health*, 5(2) :155–169, 1990-1995.
- [HRBS08] L. Huberty, C. D. Remy, C. Bermes, and R Siegwart. A comparison of different stability margins for quadruped walking machines. *Autonomous Systems Lab, Swiss Federal Institute of Technology Zurich*, 2008.
- [HTY98] Shigeo Hirose, Hideyuki Tsukagoshi, and Kan Yoneda. Normalized energy stability margin : generalized stability criterion for walking vehicles. In *Int. Conf. On Climbing and Walking Robots (CLAWAR), Bruxelles (Belgique)*, pages 71–76, 1998.
- [HTY01] S. Hirose, H. Tsukagoshi, and K. Yoneda. Normalized energy stability margin and its contour of walking vehicles on rough terrain. *IEEE Int. Conf. on Robotics and Automation (ICRA), Seoul (South of Corea)*, pages 181–186, May 2001.
- [Isi95] A. Isidori. Nonlinear control systems. *Communications and Control Engineering*, 1995.
- [Joh82] G. Johannesen. Man-machine systems, introduction and background. in *1st IFAC congress on "Analysis, Design and Evaluation of Man-machine systems, Baden-Baden, Germany*, 1982.
- [Jon73] I.S. Jones. *Road accident studies with particular reference to handling and stability characteristics of cars*. PhD thesis, University College London, 1973.
- [KB61] R. Kalman and R. Bucy. New results in linear filtering and prediction theory. *Journal of basic Engineering*, 83(3) :95–108, 1961.
- [Kha96] D. Khadraoui. La commande référencée vision pour le guidage automatique de véhicule. *Thèse de doctorat, Université Blaise Pascal, Clermont-Ferrand II*, 1996.

- [Kle92] Terry Klein. A statistical analysis of vehicle rollover propensity and vehicle stability. Technical report, SAE Technical Paper 920584, 1992.
- [KN04] U. Kiencke and L. Nielsen. *Automotive Control Systems for Engine, Driveline and Vehicle*. Springer, 2nd edition, 2004.
- [KZ06] M. Kise and Q. Zhang. Sensor-in-the-loop tractor stability control : Look-ahead attitude prediction and field tests. *Computers and Electronics in Agriculture*, 52(1-2) :107–118, 2006.
- [Lap10] Sittikorn Lapapong. *Vehicle rollover prediction for banked surfaces*. PhD thesis, The Pennsylvania State University, 2010.
- [Lar93] P. Larminat. *Automatique : commande des systèmes non-linéaires*. Hermes, Paris, 1993.
- [Len05] R. Lenain. *Contribution à la modélisation et à la commande de robots mobiles en présence de glissement. Application au suivi de trajectoires pour les engins agricoles*. PhD thesis, Université Blaise pascal, 2005.
- [Lio01] Georges Lion. *Géométrie du plan*. Collection Vuibert, 2001.
- [LM06] Thuilot B. Cariou P. Lenain, R. and P. Martinet. Sideslip angles observer for vehicle guidance in sliding conditions : application to agricultural path tracking tasks. in *IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA)*, pages 3183–3188, 2006.
- [LOI⁺12] LSIS, Oktal, Irstea, Xlim, and Phimeca. Tache 1.3 : Développement d’un simulateur de conduite. Technical report, Projet ActiSurTT, Cf : ANR-10-VPTT-0008, 2012.
- [LR02] F. Lamnabhi-Lagarrigue and P. Rouchon. *Analyse des systèmes non-linéaires*. Hermes, Paris, 2002.
- [Mag] Futura-Science Magazines. Biographie de Jane Goodall. <http://www.futura-sciences.com/magazines/nature/infos/personnalites/d/zoologie-jane-goodall-885/>.
- [Mai12] L. Maiffredy. Base de la dynamique de véhicule. *Techniques de l’Ingénieur*, 2012.
- [MDF⁺92] L.D. Metz, M. Dover, J. Fisher, V. McCleary, and E. Shavers. Comparison of linear roll dynamics properties for various vehicle configurations. *SAE Special Publications*, 909 :47–57, 1992.
- [Mes85] D. Messuri. *Optimization of the locomotion of a legged vehicle with respect to maneuverability*. PhD thesis, The Ohio State University, 1985.
- [MF68] R. McGhee and B. Frank. On the stability properties of quadruped creeping gaits. *Mathematical Bioscience*, 3 :331–351, 1968.
- [MK85] Dominic Messuri and Charles Klein. Automatic body regulation for maintaining stability of a legged vehicle during rough-terrain locomotion. *IEEE Journal of Robotics and Automation*, 1(3) :132–141, 1985.

- [MMM95] W.F. Milliken, D. L. Milliken, and L.D. Metz. Race car vehicle dynamics. *SAE International Warrendale*, 1995.
- [MR91] P. Millot and E. Roussillon. Man-machine cooperation in telerobotics : problematics and methodologies. In *in second symposium on robotics*, Gif-sur-Yvette, 1991. Institut National des Sciences et Techniques Nucléaires.
- [MRF⁺08] N.K M'Sirdi, A. Rabhi, L. Fridman, J. Davila, and Y. Delanne. Second order sliding-mode observer for estimation of vehicle dynamic parameters. *International Journal of Vehicle Design*, 48(3/4), 2008.
- [MSA] MSA. Site de la mutuelle sociale agricole. <http://www.msa.fr/lfr>.
- [MT11] B. Moreau and N. Tricot. Tache 1.1 : Recensement et description des situations générant des risques de renversement d'engins agricoles. Technical report, Projet ActiSurTT, Cf : ANR-10-VPPT-0008, 2011.
- [NHT00] NHTSA. Consumer information regulations - federal motor - vehicle safety standards - rollover prevention. Technical Report vol 65, n°106, Office of the Federal Register, National Archives and Records Administration, 2000.
- [NHT02] NHTSA. Rating system for rollover resistance, special report 265. Technical report, The National Highway Traffic Safety Administration, 2002.
- [NHT05] NHTSA. Trends in the static stability factor of passenger cars, light trucks, and vans. Technical report, The National Highway Traffic Safety Administration, 2005.
- [NM10] H. Nasser and N.K. M'Sirdi et al. Decoupled models for vehicle dynamics and estimation of coupling terms. In *18th Mediterranean Conference on Control & Automation (MED)*, pages 1479–1484, 2010.
- [OBA99] D. Odenthal, T. Bünte, and J. Ackerman. Nonlinear steering and braking control for vehicle rollover avoidance. *Proc. of European Control Conference (ECC), Budapest (Hongrie)*, 1999.
- [Owu08] K. Owusu-Edusei Jr. Net monetary benefit of cost-effective rollover protective structures (crops) : An estimate of the potential benefits of the crops research project. *Journal of Agriculture Safety and Health*, 14(3) :351–363, 2008.
- [Pac81] H.B. Pacejka. *Analysis of tire properties*. Mechanics of pneumatic tires, 1981.
- [Pac02] H.B. Pacejka. *Tire and vehicle dynamics*. Society of Automotive Engineers, 2002.
- [Pai10] Jean-Luc Paillat. *Conception et contrôle de robots à géométrie variable : applications au franchissement d'obstacles autonome*. PhD thesis, Université d'Angers, 2010.
- [PBN87] H.B. Pacejka, E. Bakker, and L. Nyborg. Tyre modelling for use in vehicle dynamics studies. *SAE Paper*, 870421, 1987.
- [Pen04] Desmond N. Penny. Rollover of sport utility vehicles. *The Physics Teacher*, 42 :3–8, 2004.

- [PF01] L. Palkovics and A. Fries. Intelligent electronic systems in commercial vehicle for enhanced traffic safety. *Vehicle System Dynamics*, 35(4-5) :227–289, 2001.
- [PHE⁺01] J.R. Powers, J.R. Harris, J.R. Etherton, K.A. Snyder, M. Ronaghi, and B.H. Newbraugh. Performance of an automatically deployable rops on asae tests. *Journal of Agricultural Safety Health*, 7(1) :51–61, 2001.
- [PHO97] R. Parasuraman, P.A. Hancock, and O. Olofinboba. Alarm effectiveness in driver-centred collision-warning systems. *Ergonomics*, 40(3) :390–399, 1997.
- [PI06] S.C. Peters and K. Iagnemma. An analysis of rollover stability measurement for high-speed mobile robots. *Proceedings of 2006 IEEE International Conference on Robotics and Automation, Orlando, FL*, pages 3711–3716, May 2006.
- [PI09] S. Peters and K. Iagnemma. Stability measurement of high speed vehicles. *Vehicle Systems Dynamics*, 47(6) :701–720, 2009.
- [PL09] Rajamani R. Grogg J.A. Piyabongkarn, D. and J.Y. Lew. Development and experimental evaluation of a slip angle estimator for vehicle stability control. *IEEE Trans. Contr. Syst. Technol.*, 17(1) :78–88, 2009.
- [PR96] E. Papadopoulos and D.A. Rey. A new measure of tipover stability margin for mobile manipulators,. *IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA), Minneapolis (USA)*,, 1996.
- [PR00] B. Paggi and M. Ribaldone. Braking control system for agricultural tractors. *Same Deutz-Fahr : Italy*, 2000.
- [PW97] M. Personick and J. Windau. Self-employed individuals fatally injured at work. *United States Bureau of Labor Statistics, Washington, DC*, pages 55–62, 1997.
- [Ray97] L.R. Ray. Nonlinear tire force estimation and road friction identification : Simulation and experiments. *Automatica*, 33(10) :1819–1833, 1997.
- [Ric14] M. Richier. *Conception de dispositifs actifs de maintien de stabilité pour les véhicules évoluant en milieux naturels*. PhD thesis, Université Blaise Pascal - Clermont II, 2014.
- [RR02] R.H. Rautiainen and S.J. Reynolds. Mortality and morbidity in agriculture in the united states,. *Journal argicultural. Safety Health*, 8(3) :259–276, 2002.
- [Sch06] B. Schofield. *Vehicle dynamics control for rollover prevention*. PhD thesis, Lund University, Suède, 2006.
- [Sil07] Hasan Silleli. Research on applying an anchor mechanism to orchard and vineyard tractors produced in turkey. *Turk Journal of Agriculture*, pages 389–398, 2007.
- [Son84] E.D. Sontag. A concept of local observability. *Systems and Control Letters*, (5) :41–47, 1984.
- [Ste98] J. M. Stellman. *Encyclopaedia of Occupational Health and Safety*. International Labour Office, Geneva, Switzerland, 4e edition, 1998.
- [Ste00] Jeanne Mager Stellman. *Encyclopédie de santé et de sécurité au travail*, volume 4. Bureau International du Travail, Genève, Suisse, 2000.

-
- [Ste04] J. Stephant. *Contribution à l'étude et à la validation expérimentale d'observateurs appliqués à la dynamique du véhicule*. PhD thesis, Université de technologie Compiègne, 2004.
- [TE02] C.P. Tan and C. Edwards. Sliding mode observers for detection and reconstruction of sensor faults. *Automatica*, 38(10) :1815–1821, 2002.
- [Thu06] B. Thuilot. *Commande des systèmes non-linéaires*. Cours de master II recherche, Université Blaise Pascal, Clermont-Ferrand, 2006.
- [TKF03] F. Tahami, R. Kazemi, and S. Farhanghi. A novel driver assist stability system for all-wheel-drive electric vehicles. *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, 52(3) :683–692, 2003.
- [Tri06] N. Tricot et al. Design and evaluation of an advanced driver assistance systems : the case of auto-adaptive cruise control. *Le Travail Humain*, 69(2) :129–152, 2006.
- [Ven03] G. Venture. *Identification des paramètres dynamiques d'une voiture*. PhD thesis, Ecole Centrale de Nantes - ECN, 2003.
- [VFJ70] M. Vukobratovic, A. Frank, and D. Juricic. On the stability of byped locomotion. *IEEE Transactions on Biomedical Engineering*, 17(1) :25–36, 1970.
- [WYK58] H. P. Whitaker, J. Yamron, and A. Kezer. *Design of model reference control systems for aircraft*. Cambridge, MA : Instrumentation Laboratory, Massachusetts Institute of Technology, 1958.

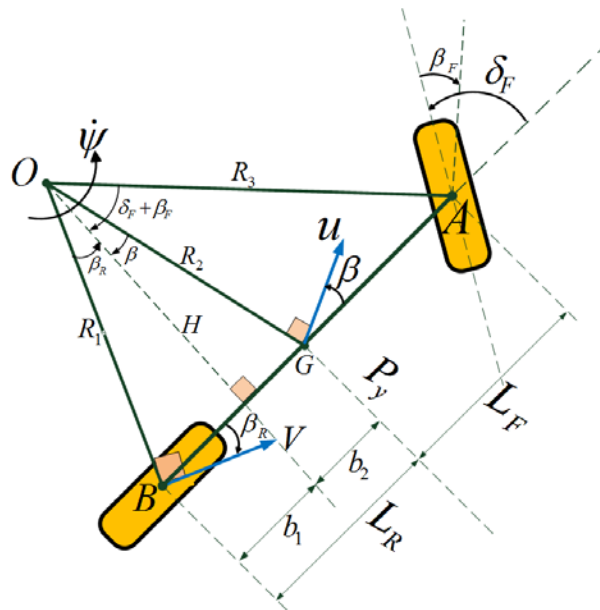


FIGURE 2.5 – Détermination des angles de dérive

$$u = \frac{v \cos \beta_R}{\cos \beta} \quad (2.20)$$

Pour établir l'expression de l'angle de dérive arrière β_R , l'utilisation des relations de Pythagore permet d'écrire le système (2.21) :

$$\begin{cases} L_R = b_1 + b_2 = (\tan \beta \quad \tan \beta_R) H \\ \dot{\psi} = \frac{u \cos \beta}{H} \end{cases} \quad (2.21)$$

Enfin, l'isolement de β_R dans l'équation (2.21) permet d'écrire l'équation (2.22) donnant l'angle de dérive arrière du véhicule.

$$\beta_R = \arctan\left(\tan \beta \quad \frac{L_R \dot{\psi}}{u \cos \beta}\right) \quad (2.22)$$

Encore une fois, le théorème de Pythagore permet finalement d'écrire le système (2.23).

$$\begin{cases} \frac{L_F}{H} = \tan(\delta_F + \beta_F) \quad \tan \beta \\ \dot{\psi} = \frac{u \cos \beta}{H} \end{cases} \quad (2.23)$$

Finalement, l'expression (2.24) donnant l'angle de dérive avant de l'engin a pu être explicitée en isolant β_F du système (2.23).

$$\beta_F = \arctan\left(\tan \beta + \frac{L_F \dot{\psi}}{u \cos \beta}\right) \quad \delta_F \quad (2.24)$$

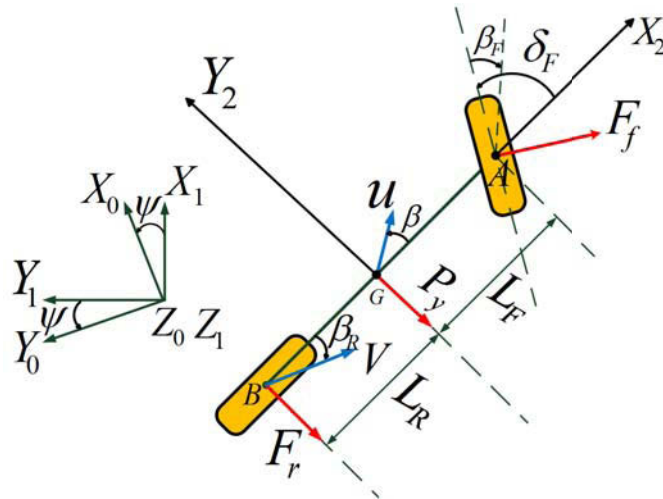


FIGURE 2.6 – Vue en lacet du véhicule négligeant son comportement longitudinal

que les efforts longitudinaux sont dans ce cas nuls comme montré sur la figure 2.6 et les équations du mouvement sont données par le système suivant à partir de l'équation (2.28) :

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{\beta} = \frac{F_f \cos(\delta_F - \beta) - F_r \cos \beta - m g \cos \beta \sin \alpha_r}{u m} \dot{\psi} \cos \alpha_r \\ \ddot{\psi} = \frac{L_R F_r - L_F F_f \cos \delta_F + (I_x + I_z - I_y) \dot{\psi} \dot{\alpha}_r \sin \alpha_r}{I_z \cos \alpha_r} \\ \beta_R = \beta - \frac{L_R \dot{\psi}}{u} \\ \beta_F = \beta + \frac{L_F \dot{\psi}}{u} - \delta_F \\ u \approx v \end{array} \right. \quad (2.29)$$

2.1.7.3 Dynamique longitudinale seule

Le risque de cabrage du véhicule est certes moins fréquent que le risque de renversement latéral. Toutefois, ce risque n'est quand même pas nul comme il a été signalé à la section 1.8.2.1.2. Ainsi, dans le cadre des travaux menés dans cette thèse, un regard particulier sera porté sur ce type de risque. Pour ce faire, le modèle de la dynamique longitudinale seule, obtenu par le découplage des dynamiques latérale et longitudinale, servira de tremplin.

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{u} = \frac{1}{m} (F_{lf} \cos(\delta_F - \beta) + F_{lr} \cos \beta) + g \cos \beta \sin \alpha_p \\ \dot{\beta} = \frac{m g \sin \beta \sin \alpha_p - F_{lr} \sin \beta + F_{lf} \sin(\delta_F - \beta)}{u m} \dot{\psi} \end{array} \right. \quad (2.30)$$

Comme illustré sur la Figure 2.7, en négligeant l'influence des efforts latéraux dans ce cadre de figure, le système d'équations (2.30) permet d'explicitier l'évolution de la dynamique longitudinale seule de l'engin.

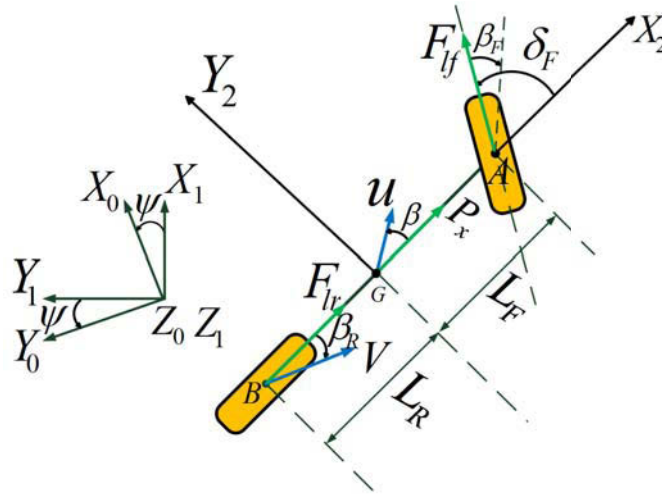


FIGURE 2.7 – Vue en lacet du véhicule négligeant son comportement latéral

2.1.8 Modélisation de l'interaction roues/sol

Le modèle dynamique de lacet du véhicule élaboré à la section précédente intègre le phénomène de glissement en dégagant les relations entre les forces s'appliquant sur le véhicule et les variables décrivant le mouvement de celui-ci. Toutefois, la résolution complète de ce modèle requiert l'évaluation des forces de contact à partir d'une modélisation de l'interaction roue/sol. Ainsi, cette section se donne pour objectif le développement d'un modèle de pneumatique, permettant d'extraire les efforts liés au contact roues-sol, qui est un passage obligé à la construction d'un modèle global du véhicule.

Nonobstant qu'il reste un problème très complexe en ce qui concerne la multitude de paramètres de pneumatique et aux caractéristiques de l'environnement (nature du sol, pression, raideur du pneumatique...) nécessaires à la modélisation des efforts engendrés sur la roue, la littérature fourmille de modèles étudiant le comportement dynamique du pneumatique. En général, l'élaboration de ces modèles se base sur deux grandes approches : l'approche analytique et l'approche empirique. Une revue bibliographique non-exhaustive de ces deux approches sera présentée ici mais afin de mieux comprendre les phénomènes d'interaction entre le véhicule et son environnement, tout d'abord sera explicitée une brève étude des efforts générés par la dynamique de contact.

2.1.8.1 Étude des phénomènes d'adhérence et de frottement

La figure 2.8 décrit l'ensemble des forces d'interaction entre la roue et le sol. Ces différentes forces peuvent être retrouvées dans les différents modèles de pneumatique qui seront présentés dans les sections à venir. L'inventaire de ces efforts est présenté ci-dessous :

- C est le centre de la surface de contact entre la roue et le sol,
- C_m est le couple moteur transmis à la roue soit par le moteur du véhicule soit par les frottements dus aux roulements pour les roues non-motrices,

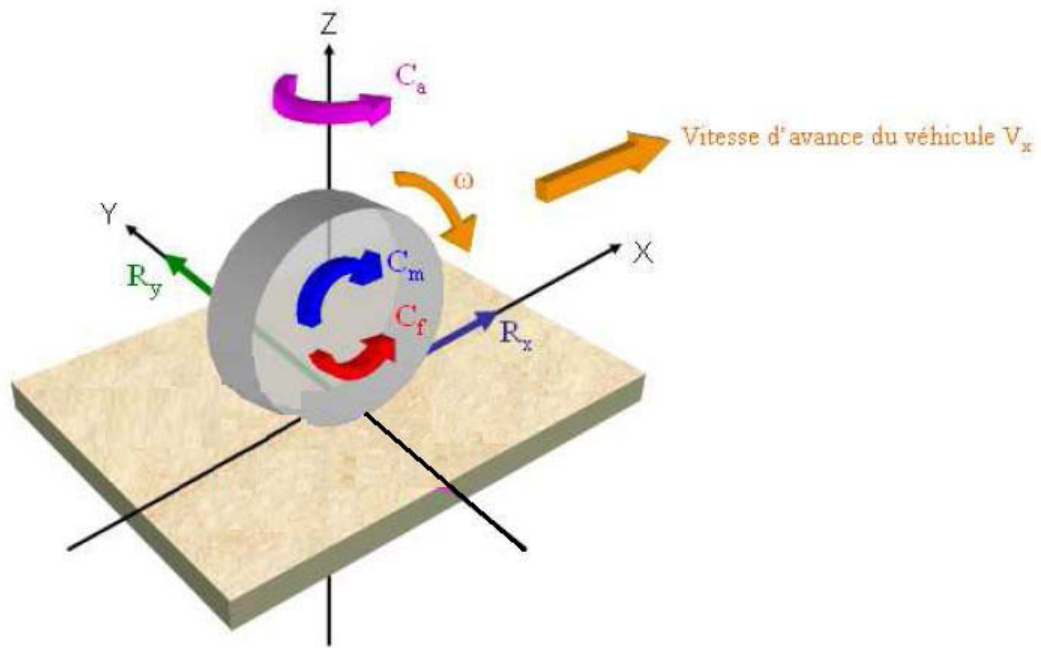


FIGURE 2.8 – Représentation des efforts d'interaction roues/sol

- C_f est le couple résistant dû à l'action du sol sur la roue,
- C_a est le couple d'auto-alignement,
- R_x est la réaction longitudinale du sol, principalement présente lors des phases d'accélération ou de freinage,
- R_y est la réaction latérale du sol, principalement présente lors des phases de changement de direction ou en présence d'une pente latérale,
- R_z est la réaction verticale du sol due au poids du véhicule. Cette valeur varie significativement en fonction de la position du centre de gravité, du transfert de masse lors d'un virage, et du réglage de la suspension,
- ω est la vitesse de rotation de la roue.

Les forces de réaction longitudinale (R_x) et latérale (R_y) déterminent la capacité du véhicule à effectuer un virage et à accélérer ou à freiner. Comme on a vu à la section 2.1.7, ces forces sont nécessaires à l'estimation de la dynamique de lacet du véhicule. Elles constituent les deux composantes d'un effort R que le pneu peut transmettre dans le plan de contact : $R = \sqrt{R_x^2 + R_y^2}$. Qualitativement, les efforts maximums transmissibles dépendent de nombreux paramètres comme les conditions d'adhérence, la force normale R_z , les caractéristiques et la forme du pneu, etc. Une sollicitation selon un axe du véhicule

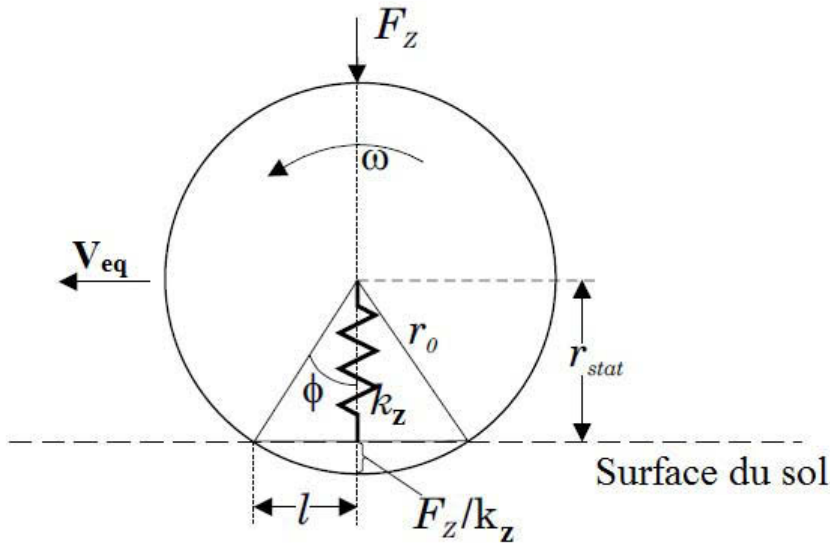


FIGURE 2.10 – Calcul du rayon dynamique de la roue

Le calcul des déplacements élémentaires permet aussi d'écrire la relation (2.35) donnant la vitesse équivalente de la roue ainsi que sa vitesse angulaire pour une durée t .

$$\begin{cases} V_{eq} = \frac{l}{t} \\ \omega = \frac{\phi}{t} \end{cases} \quad (2.35)$$

La combinaison des équations (2.34) et (2.35) permet de déduire l'expression (2.36) donnant le rayon dynamique.

$$R_{dyn} = \frac{l}{\phi} \quad (2.36)$$

L'application du théorème de Pythagore à la Figure 2.10 permet d'écrire les relations géométriques suivantes :

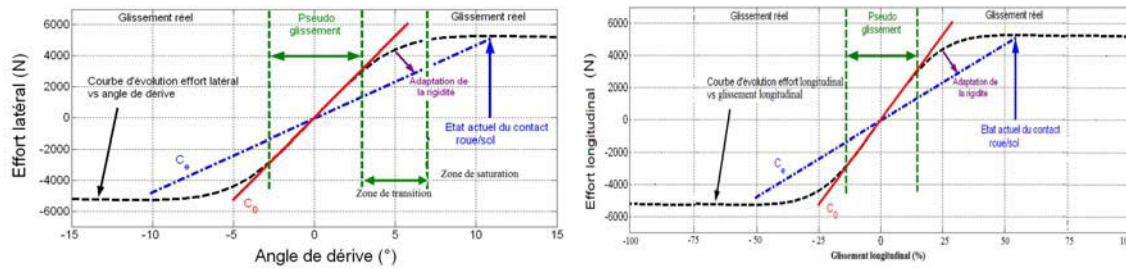
$$\begin{cases} r_{sat} = r_0 \cos(\phi) \\ l = r_0 \sin(\phi) \end{cases} \quad (2.37)$$

En combinant le système d'équations (2.37) avec la relation (2.36), on déduit finalement l'expression (2.38) du rayon dynamique de la roue du véhicule.

$$R_{dyn} = \frac{r_0 \sin(\arccos(\frac{r_{sat}}{r_0}))}{\arccos(\frac{r_{sat}}{r_0})} \quad (2.38)$$

Toutefois, certains auteurs comme [Ben94] utilisent une expression beaucoup plus simplifiée pour le calcul du rayon dynamique de la roue. En effet, en supposant que $r_0 \gg \lambda_r$, on peut déduire du théorème de Pythagore que : $l^2 = 2 r_0 \lambda_r$. Ce qui nous simplifie l'expression du rayon dynamique :

$$R_{dyn} = \frac{\sqrt{2 r_0 \lambda_r}}{\arccos(\frac{r_{sat}}{r_0})} \quad (2.39)$$



(a) Principe d'adaptation de la rigidité de dérive (b) Principe d'adaptation de la rigidité de glissement

FIGURE 2.16 – Modèle d'interaction pneu/sol linéaire adapté

agricole de nature changeante et variante) sur lesquels elles évoluent, il ne serait pas judicieux de supposer que les rigidités sont constantes ou peu variables. En conséquence, afin de représenter la non-linéarité et la variabilité du contact roues-sol, les rigidités seront appréhendées comme variables. Et elles seront estimées en temps réel par techniques d'observation qui feront l'objet du chapitre 3. Cette approche aura l'avantage de refléter non seulement les variations sur la nature du sol mais aussi d'atteindre les points de la courbe d'évolution de l'effort latéral en fonction de l'angle de dérive et de celle de l'effort longitudinal en fonction du coefficient de glissement, comme décrit sur la figure 2.16). Le modèle linéaire ainsi adapté pourra à la fois représenter la zone de pseudo-glissement et la zone non-linéaire du contact roue-sol.

2.1.9 Identification des paramètres des modèles dynamiques du véhicule

Malgré leur relative simplicité, les différents modèles dynamiques développés dans ce chapitre se veulent être génériques et représentatifs du comportement réel du véhicule. La représentativité et la validation de la structure relativement simple des modèles à dynamique partielle détaillés ici implique une attention particulière à la connaissance et aux procédures de calibration des paramètres du système. Certains paramètres géométriques comme les demi-empattements avant L_F et arrière L_R , les voies avant $C_a v$ et arrière $C_a r$, et d'autres paramètres dynamiques tels que l'inertie (I_x, I_y, I_z) et la masse (m) sont relativement facilement accessibles à partir des modèles de CAO du constructeur ou encore plus facilement sur les fiches signalétiques mises à la disposition des acquéreurs par le constructeur. Toutefois, d'autres paramètres comme les facteurs d'amortissement et de raideur de suspension sont plus difficilement accessibles ou encore variables en fonction de l'environnement comme les rigidités de dérive et glissement. L'estimation de ces derniers paramètres sera développée au chapitre 3, car variant en temps réel pour le cas de l'évolution en milieu naturel.

Quant aux raideurs ainsi que les amortisseurs associés à la suspension, comme illustré sur la figure 2.17, ils sont obtenus grâce à une calibration préliminaire basée sur la mesure du Transfert de Charge en régime permanent dont leur valeurs numériques sont résumées

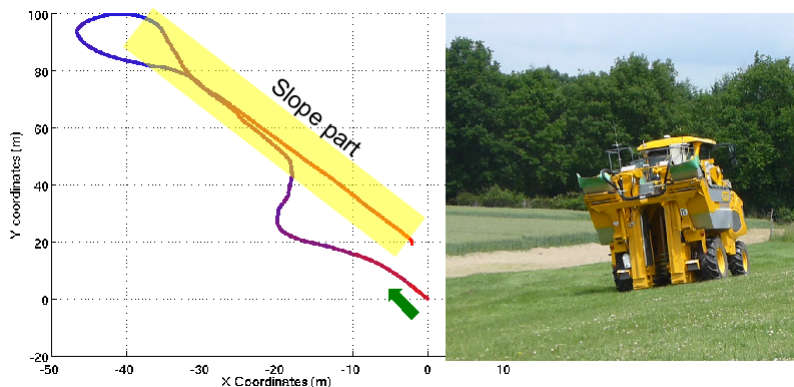


FIGURE 3.13 – Trajectoire suivie par le véhicule

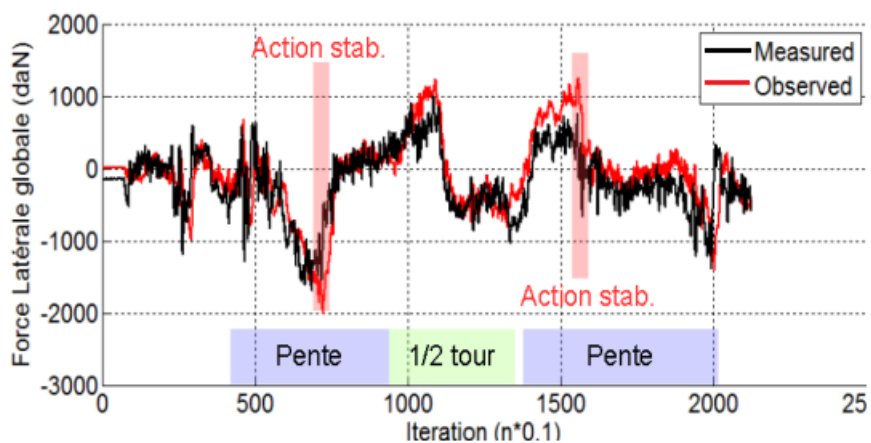


FIGURE 3.14 – Comparaison de l'effort latéral global estimé et mesuré

pour simuler un acte de réflexe du conducteur qui se sent en situation de danger.

La Fig.4.1 montre la trajectoire suivie par le véhicule pour ce scénario. On voit que le véhicule prend une descente en ligne droite puis effectue un virage serré en bas de la descente.

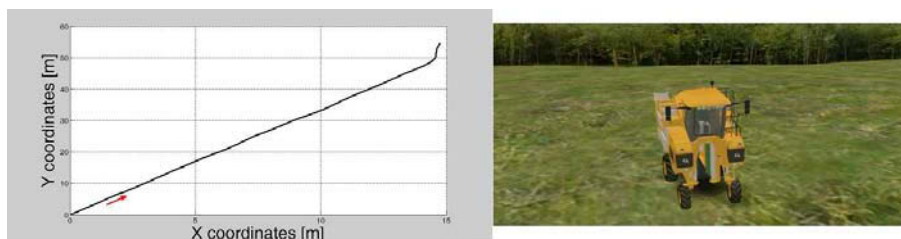


FIGURE 4.1 – Trajectoire simulée pour un scénario de décrochage

4.2.2.2 Scénario de renversement

Les situations de dévalement et de renversement latéral constituent les deux grandes variantes des scénarii de renversement pur. L'étude de ces catégories de renversement fera l'objet de cette section.

4.2.2.2.1 Situation de dévalement

Cette situation est traduite sous l'environnement SCANeR Studio par les commandes suivantes : le véhicule est démarré avec une vitesse nominale avoisinant 3 km/h . La trajectoire est ensuite dirigée vers une descente de pente moyenne qui, sous l'effet du poids du véhicule, augmente sa vitesse pour atteindre environ 10 km/h . En bas de la descente, une action de changement de l'angle de braquage est introduite pour la reconstitution du réflexe du conducteur. Cette action met le véhicule en position de dévers important qui cause le renversement latéral dû à la force centrifuge.

La Fig.4.2 montre la trajectoire simulée pour le scénario de dévalement. Le véhicule se dirige sur une pente moyenne avec un dénivelé d'environ 8 m . La fin du parcours est marquée par un virage serré qui reconstitue le réflexe du conducteur.

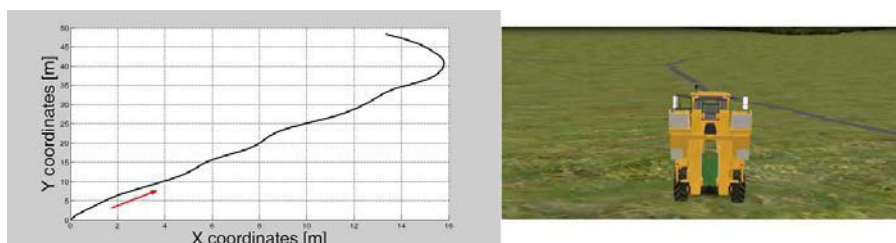


FIGURE 4.2 – Trajectoire simulée pour un scénario de dévalement

4.2.2.2.2 Situation de renversement latéral

La traduction de ce scénario sous l'environnement SCANeR Studio est réalisée par les actions suivantes : le véhicule est démarré en position de dévers, avec un dévers important, une pente peu importante et une vitesse de 4 km/h légèrement supérieure à la vitesse nominale. Une correction de dévers est effectuée grâce à la commande des vérins. En fin de parcelle, on oriente le véhicule en demi-tour avec un virage serré, la vitesse du véhicule et la lenteur de la correction de l'assiette font que la force centrifuge arrive à faire basculer le véhicule latéralement.

La Fig.4.3 montre la trajectoire prise par le véhicule dans le scénario de renversement pur. Le dénivelé pris par le véhicule est peu important puisqu'il évolue en situation de dévers avec une pente peu importante. La fin de la trajectoire est marquée par un virage serré causant le renversement du véhicule.

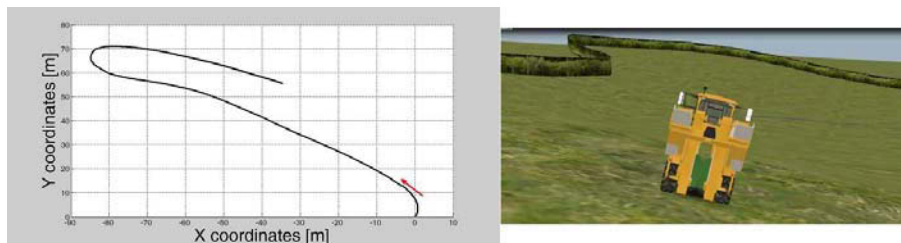


FIGURE 4.3 – Trajectoire simulée pour un scénario de renversement latéral

4.2.2.3 Scénario de renversement en circulation routière

Cette situation est interprétée sous l'environnement SCANeR Studio par les actions suivantes : le véhicule est initialisé sur route, en ligne droite avec une vitesse qui augmente progressivement jusqu'à atteindre 25 km/h . Le véhicule prend ensuite un virage serré provoquant son renversement.

La Fig.4.4 montre la trajectoire prise par le véhicule dans le scénario de renversement sur route. Nous remarquons que le profil de terrain utilisé correspond à une route sur une surface horizontale avec une pente et un dévers nuls. Le véhicule effectue une trajectoire en ligne droite avec un virage serré en fin de parcours.

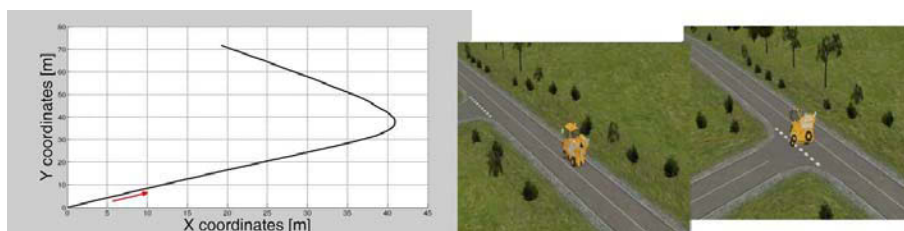


FIGURE 4.4 – Trajectoire simulée pour un scénario de renversement sur route

des vérins. Dans ce cas de figure, l'utilisation des pressions différentielles conduirait à une évaluation erronée du Transfert de Charge.

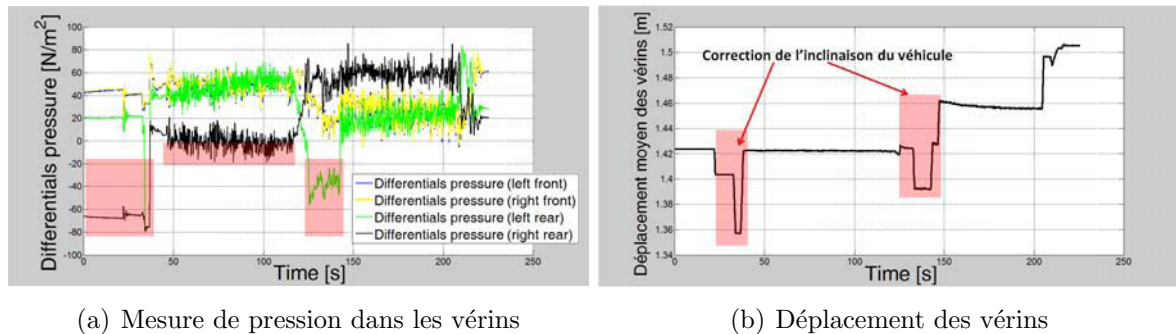


FIGURE 4.29 – Mesure de pression dans les vérins hydrauliques de la machine à vendanger

De cette analyse, on déduit que la mesure indirecte du Transfert de Charge n'est valide que lorsque les vérins ne sont pas en cours d'actionnement, ou que les butées de fin de course des vérins ne sont pas atteintes. Dans de tels cas, la valeur mesurée du Transfert de Charge est mise à zéro comme illustré sur la figure 4.30. Sur la première partie de cette figure correspondant au premier parcours de la figure 4.28 avant le second virage, soit entre la 37^{ième} et la 123^{ième} seconde, on peut noter que la mesure du transfert de charge est beaucoup plus éparse par rapport à la mesure enregistrée durant le trajet de retour, soit entre la 143^{ième} et la 220^{ième} seconde. Cette dispersion est due au déplacement du vérin arrière droit du véhicule qui est en cours d'actionnement durant la toute première partie du trajet. En effet, comme illustré sur la figure 4.29(a), entre la 37^{ième} et la 123^{ième} seconde, la différence de pression correspondant à ce vérin est souvent négative.

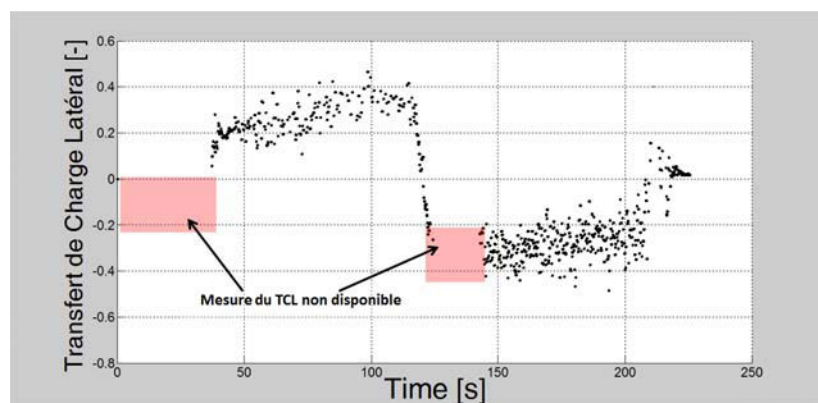
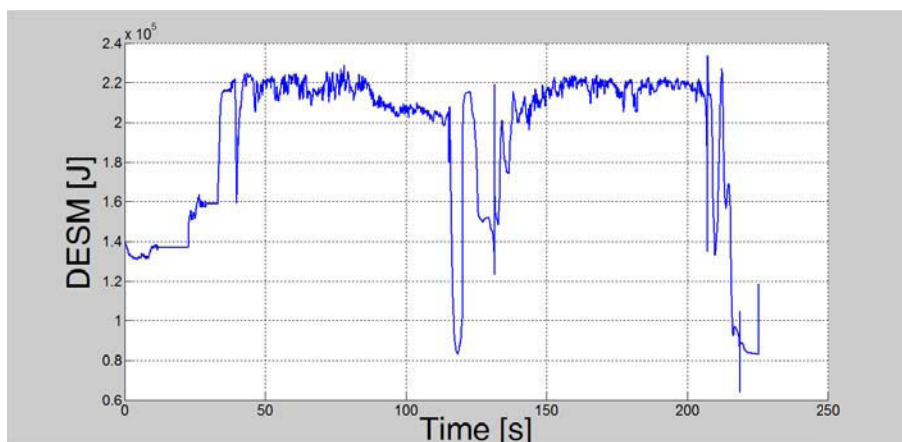
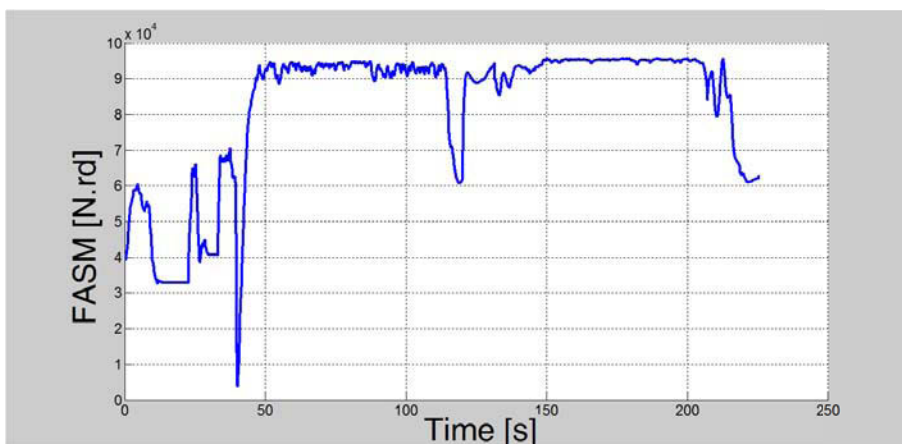


FIGURE 4.30 – Mesure indirecte du Transfert de Charge Latéral

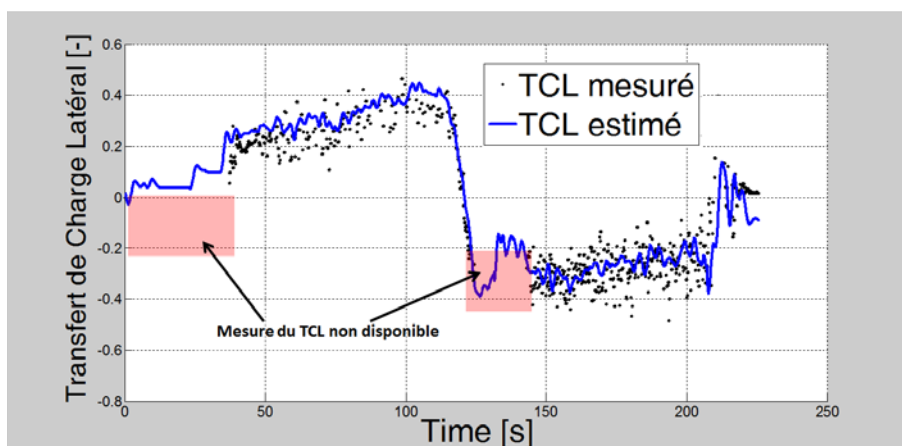
Entre autre, on peut voir sur la figure 4.30 que, par exemple durant l'instant compris entre la 123^{ième} et la 143^{ième} seconde, l'indisponibilité de la mesure dure 20 secondes. Sachant que le temps de réaction de l'homme n'est évalué qu'à environ une seconde, cette durée est largement suffisante pour que le risque de renversement ne soit plus contrôlé et



(a) Dynamic Energy Stability Metric



(b) Force Angle Stability Metric



(c) Lateral Load Transfer Metric

FIGURE 4.31 – Estimation des métriques en situation réelle

centrifuge a la fâcheuse tendance à augmenter la propension du véhicule au renversement et, on peut donc déduire que ce risque détecté par les métriques est effectif. A fortiori, sur la figure 4.29(b), il est facile de remarquer que cette situation à risque a été corrigé par le conducteur via le système de correction d'assiette de l'engin. Suite à cette correction, les métriques indiquent une situation parfaitement stable.

4.2.7.4 Influence de la variation des paramètres dynamiques du véhicules

Dans le but de mettre en exergue l'influence de la variation des paramètres dynamique du véhicule sur l'estimation du risque de renversement, les valeurs initiales de la hauteur du centre et de la masse sont à présent fixées respectivement à 1.4 m et 9 tonnes. La courbe en rouge de la figure 4.32 représente cette fois-ci l'estimation du Transfert de Charge en alimentant l'algorithme d'estimation pour ce jeu de paramètres erronés, différents de ceux de l'essai (voir la tableau 4.1), mais atteignables dans certaines conditions. En effet, ces valeurs restent réalistes dans la mesure où la hauteur du centre de gravité (respectivement la masse) du véhicule peut varier entre 1.4 m et 2 m (respectivement entre 9 t et 12 t) durant les phases de travail de la machine.

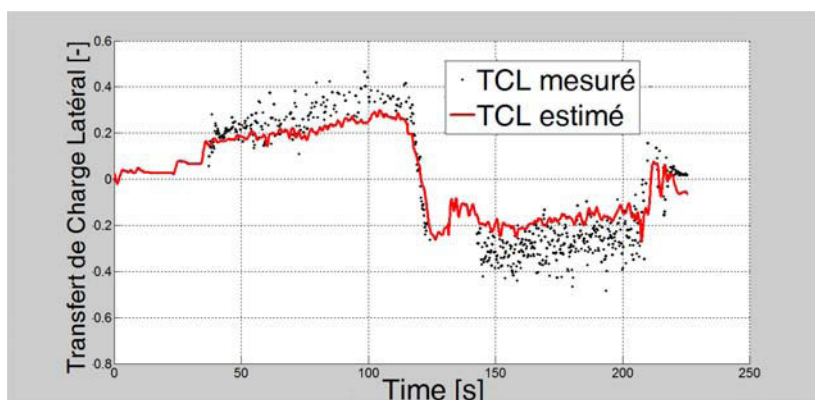


FIGURE 4.32 – Influence de la variation des paramètres du véhicule sur le Transfert de Charge estimé

Si dans ce cas de figure, comme illustré sur le graphique 4.32, l'évolution du transfert de charge estimé est cohérent par rapport à la mesure, le risque de renversement du véhicule est toutefois nettement sous-estimé lorsque le risque réel atteint de valeurs plus importantes et n'est, par conséquent, plus représentatif de la mesure du Transfert de Charge. Cette estimation est donc moins pertinente pour la detection imminente d'un risque de renversement du véhicule. Ce résultat met en évidence l'intérêt d'une bonne connaissance de la masse et de la hauteur du centre de gravité du véhicule pour une estimation pertinente du critère de transfert de charge.

4.2.8 Conclusion

Dans cette section, les différents scénarii accidentogènes recensés dans le cadre de cette thèse ont été étudiés suite à leur implémentation sur le simulateur réaliste présenté

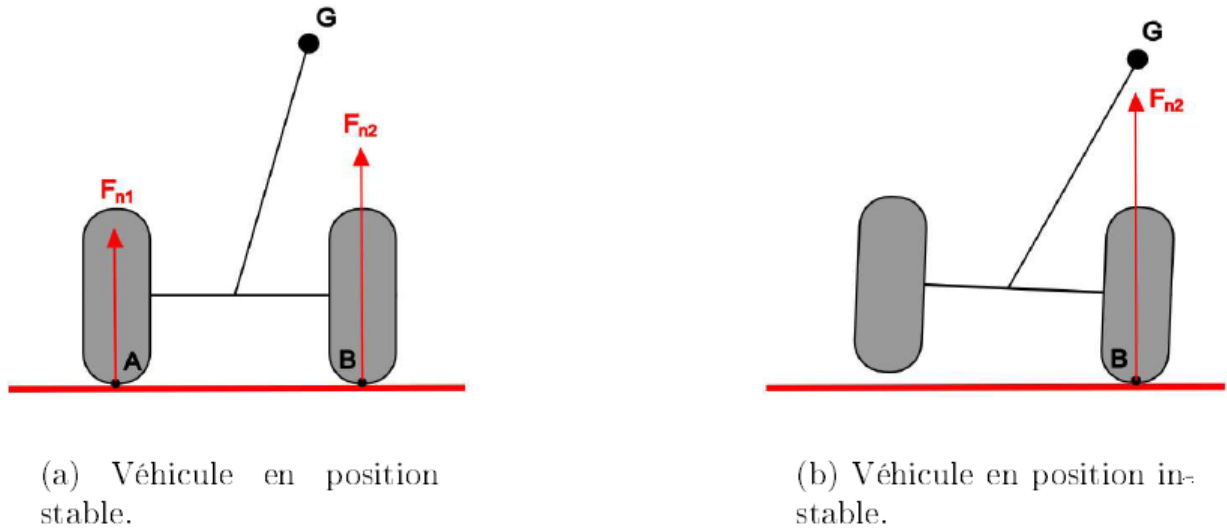


FIGURE 4.33 – Mise en évidence du Transfert de Charge lors d'un virage à gauche

roulis en régime permanent.

$$\varphi_r = \frac{(h\dot{\psi}^2 \cos \alpha_r + g) \sin \alpha_r + u\dot{\psi} \cos \beta \cos \alpha_r}{\frac{k_r}{mh} h\dot{\psi}^2 \cos^2 \alpha_r} \quad (4.7)$$

Pour que l'expression (4.6) soit totalement déterminée, les vitesses d'avancement (u) et de lacet ($\dot{\psi}$) du véhicule sont comme précédemment mesurées via de capteurs proprioceptifs. Quant à l'angle de dérive global du véhicule (β) et à l'inclinaison latérale (α_r) du sol, ils sont fournis par l'observateur développé au chapitre précédent. A partir de ces estimations basées sur le modèle dynamique de lacet du véhicule, l'estimation du Transfert de Charge (4.6) à partir des équations d'évolution de l'engin dans le plan de roulis peut être évaluée, moyennant la connaissance de la masse m et de la hauteur du centre de gravité. En guise de synthèse, le schéma 4.34 illustre le principe global d'estimation du transfert de charge.

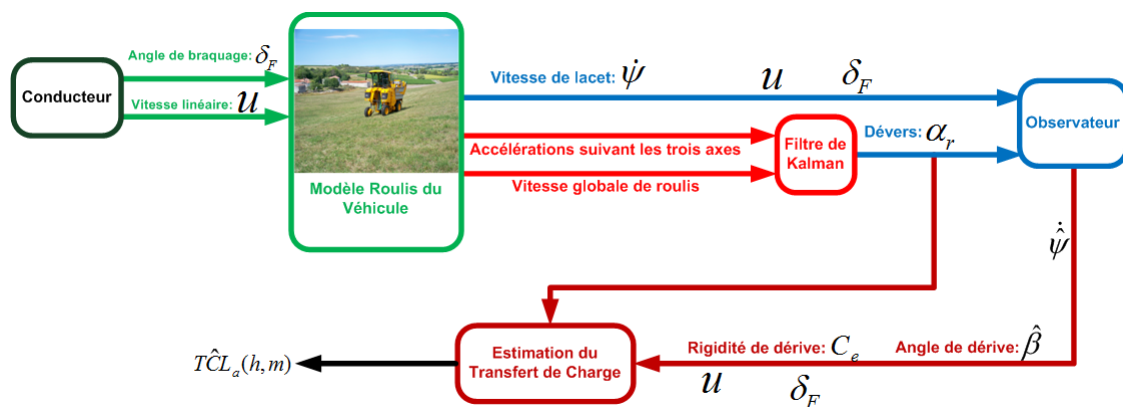
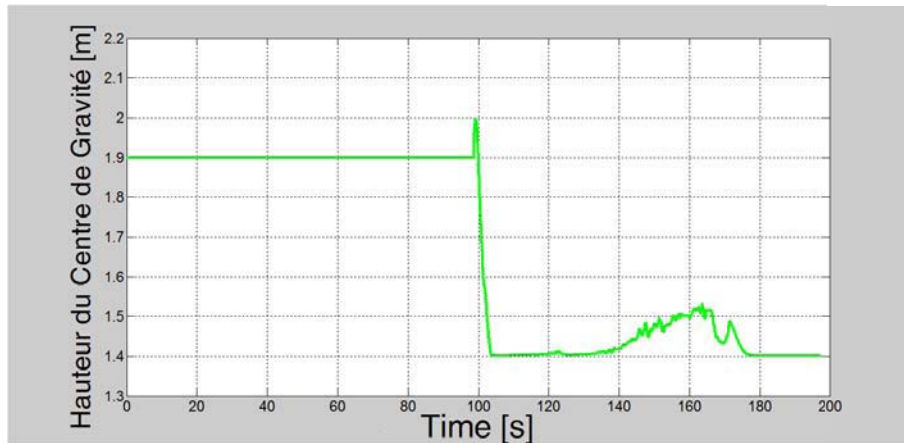
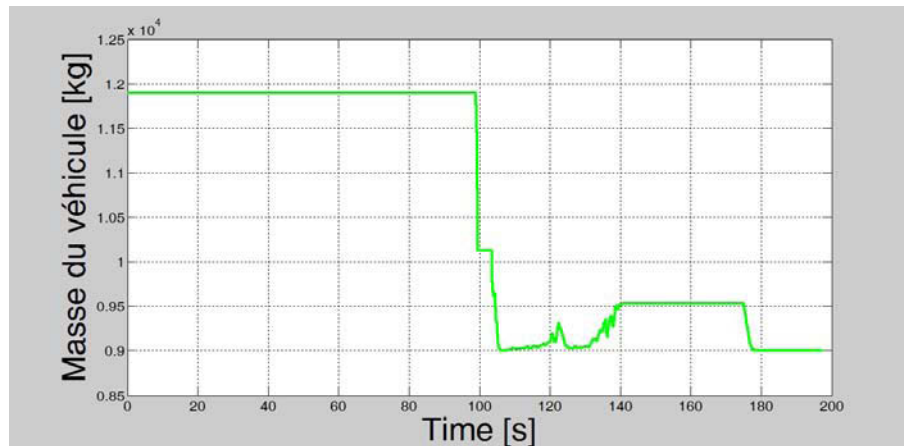


FIGURE 4.34 – Schéma de principe de l'estimation du transfert de charge

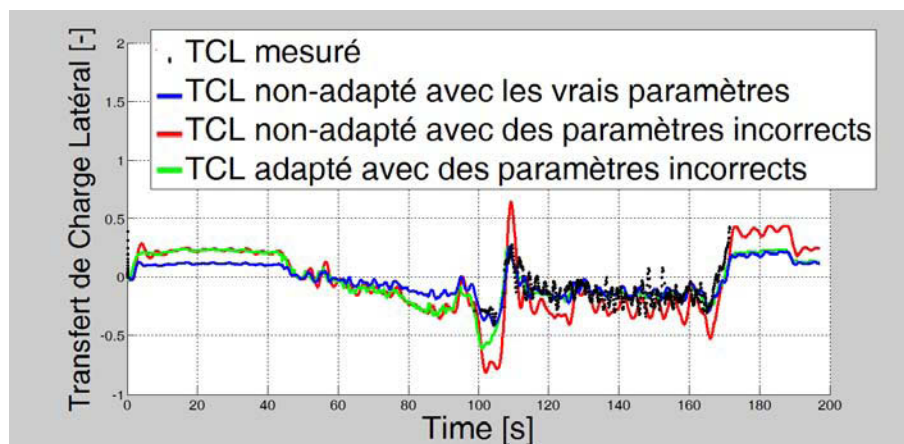
Finalement, s'il est intéressant de signaler que le recours à l'écriture de l'expression du transfert de charge en régime permanent présente ici un intérêt pratique. Il est également



(a) Adaptation de la hauteur du CdG



(b) Adaptation de la masse



(c) Comparaison entre l'estimation et la mesure du transfert de charge

FIGURE 4.43 – Robustesse de l'estimateur adaptatif vis-à-vis du déplacement des véris

La courbe en rouge est obtenue encore une fois sans adaptation des paramètres du véhicule, sauf que cette fois-ci ils sont fixés respectivement à 1.9 m et 11.9 tonnes. Ces valeurs sont certes incorrectes mais elles restent atteignables pour les mêmes raisons avancées à la section 4.2.7.4. On constate alors que l'estimé n'est plus représentatif de la mesure du

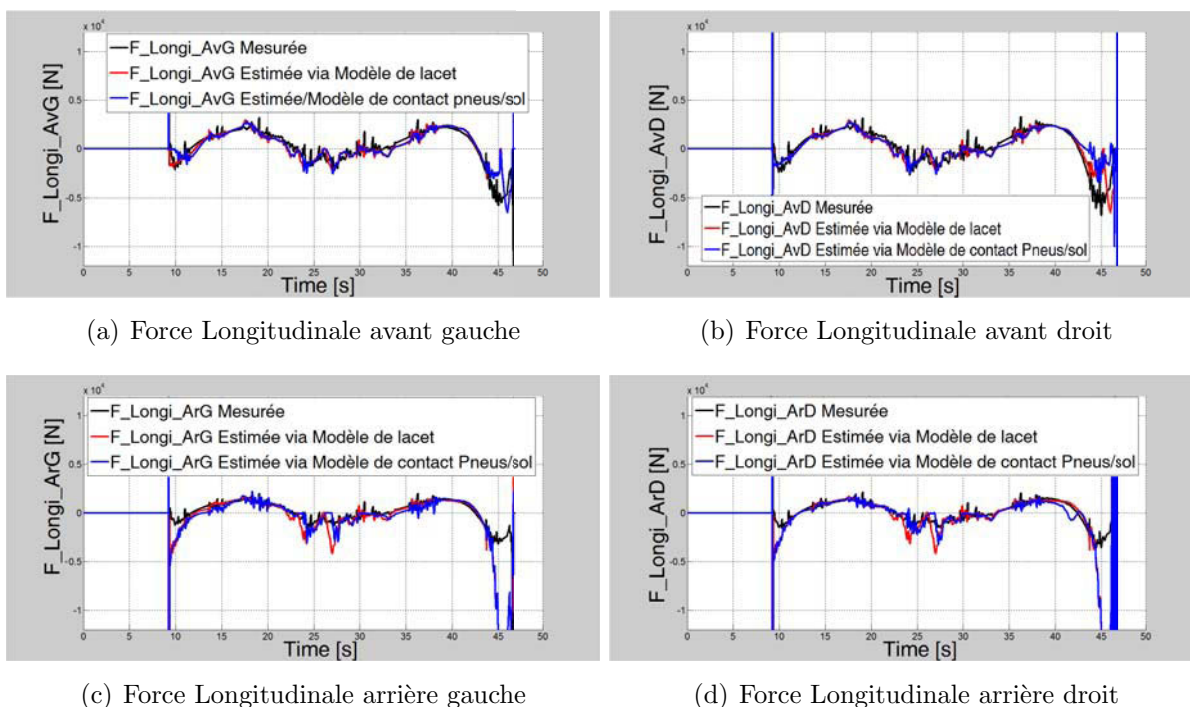


FIGURE 4.47 – Analyse des efforts longitudinaux estimés via le modèle linéaire de contact roues/sol

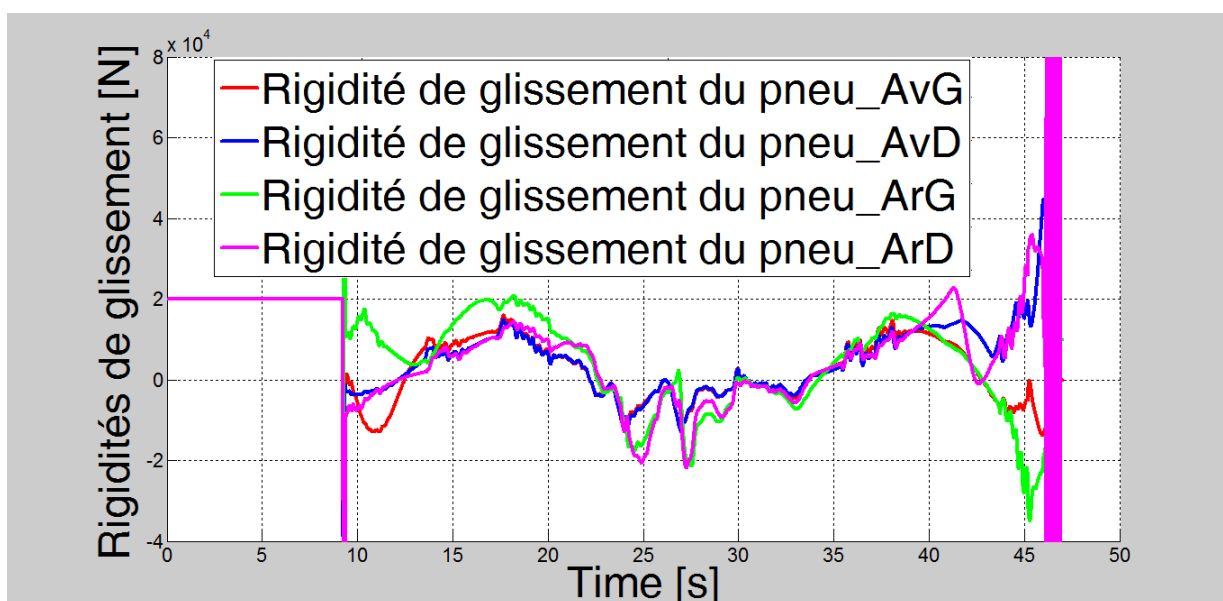


FIGURE 4.48 – Analyse des rigidités de glissement des roues

De cette analyse, on conclut sur la non-pertinence des rigidités de glissement estimées. On se propose alors de résoudre ce problème en bloquant l'adaptation des rigidités de glissement à leur dernière valeur positive lorsqu'une valeur négative est enregistrée. La figure 4.49 décrit l'estimation des rigidités de glissement obtenue par cette heuristique. On constate qu'aucune valeur négative n'est alors enregistrée, ce qui est logique physiquement. Toutefois, il se révèle nécessaire d'analyser le comportement des efforts longitu-

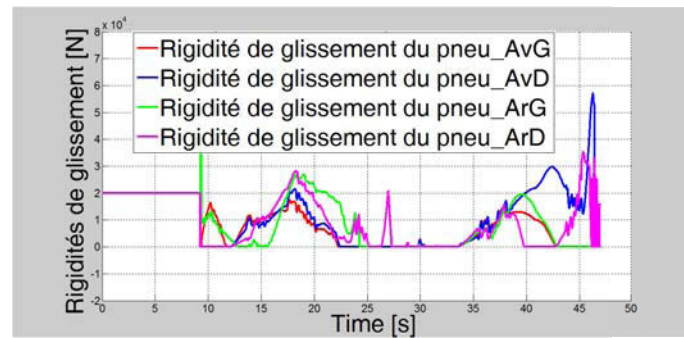


FIGURE 4.49 – Discrimination des rigidités de glissement des roues

dinaux dans ce cas. Dans cette idée, la figure 4.50 est représentée ici afin de discriminer l'état de l'estimation des conditions d'adhérence longitudinale. On constate alors que les efforts longitudinaux estimés via le modèle linéaire de contact pneus/sol ne convergent plus vers leurs valeurs mesurées. De ce constat, on conclut alors que l'approche consistant

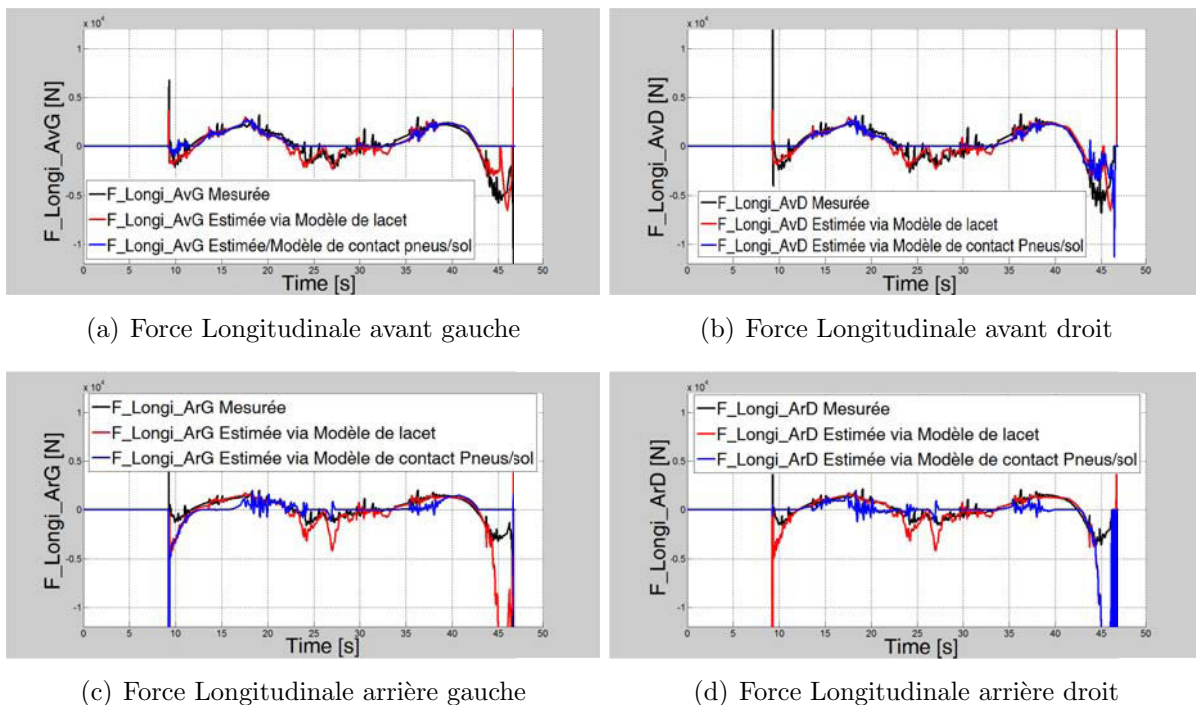


FIGURE 4.50 – Discrimination des efforts longitudinaux estimés via le modèle linéaire de contact roues/sol

à geler l'adaptation des rigidités de glissement lorsqu'une valeur négative est relevée n'est

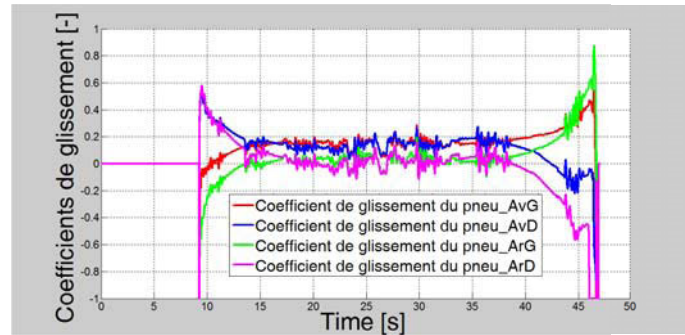


FIGURE 4.54 – Coefficients de glissement des roues

que l'on soit dans une phase de freinage ou une phase d'accélération. Si la loi d'adaptation (4.34) ne permet pas de discriminer ces deux phases, on peut toutefois conclure intuitivement que le signe du coefficient de glissement doit être inversé lorsqu'on enregistre une valeur négative pour les rigidités de glissement. Ainsi, un critère peut être établi pour le discernement de l'estimation des rigidités de glissement. Au vu de l'équation (4.30), il est évident de remarquer que la force longitudinale estimée via la repartition de l'effort longitudinal global et la force longitudinale observée par le modèle linéaire d'interaction pneus/sol seront de signe opposé lorsque le signe du coefficient de glissement est mal évalué. De cette remarque découle le critère de discernement recherché.

Plus précisément, le critère de discernement est évalué en temps réel selon l'algorithme ci-dessous, où $sign$ est la fonction classique mathématique permettant d'extraire le signe d'un nombre réel.

1. Evaluation de $\overline{F_{Loij}}$ selon l'équation (3.48)
2. Evaluation de $\widehat{F_{lij}}$ selon l'équation (4.30)
3. Si $sign(\overline{F_{Loij}} \times \widehat{F_{lij}}) < 0$
 - Changement signe du coefficient de glissement : $g_{lij} = -g_{lij}$,
 - Changement de signe de la force estimée via le modèle (4.30) : $\widehat{F_{lij}} = -\widehat{F_{lij}}$
 - Adaptation des rigidités de glissement selon l'équation (4.34)
4. Sinon, c'est-à-dire si $sign(\overline{F_{Loij}} \times \widehat{F_{lij}}) \geq 0$
 - g_{lij} et $\widehat{F_{lij}}$ restent inchangés,
 - Adaptation des rigidités de glissement selon l'équation (4.34).

Ainsi, le signe du coefficient de glissement inversé en fonction de ce critère de discrimination, l'algorithme d'adaptation par descente de gradient pourra être alors réactivé afin d'estimer de façon pertinente les conditions d'adhérence longitudinale. Les résultats obtenus par l'utilisation de cette heuristique seront analysés à la section suivante afin d'en tirer quelques conclusions sur la pertinence de l'estimation des conditions d'adhérence longitudinale.

4.4.3.4.2 Pertinence de l'estimation des conditions d'adhérence longitudinale

La figure 4.55 représente les rigidités de glissement estimées en se basant sur le critère de discernement défini précédemment. Comme on peut le constater, on ne recense plus de valeurs négatives pour les variables représentatives des conditions d'adhérence longitudinale. Toutefois, avant de conclure sur la représentativité de cette estimation il est nécessaire d'examiner le comportement des efforts longitudinaux estimés ainsi que celui des coefficients de glissement. A cet effet, les figures 4.56 et 4.57 décrivent respectivement

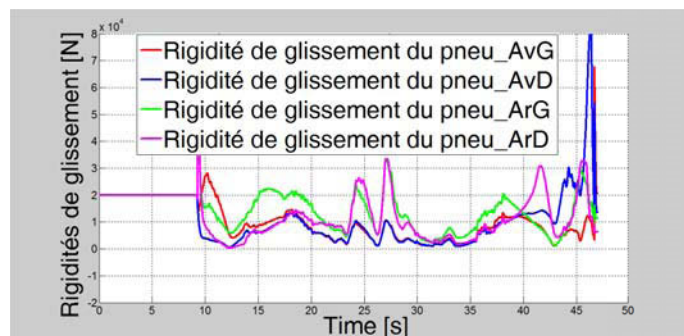


FIGURE 4.55 – Pertinence de l'estimation des rigidités de glissement des roues

les nouvelles forces longitudinales et les nouveaux coefficients de glissement estimés sous l'égide du critère de discrimination développé ci-dessus.

Les courbes en noir et en rouge sur la figure 4.56 retracent respectivement la mesure et l'estimation des efforts longitudinaux par le biais de la méthode de distribution de l'effort longitudinal global. Quant aux courbes en vert, elles illustrent les nouveaux efforts longitudinaux estimés. Il est évident de constater que la condition de convergence de l'observateur consistant à annuler l'erreur d'observation sur les efforts longitudinaux est totalement satisfaite. En effet, les efforts longitudinaux observés via le modèle linéaire de contact pneus/sol coïncident avec les valeurs mesurées des efforts. De ce constat, on peut dans un premier temps conclure sur le bon fonctionnement de l'observateur.

En outre, sur la figure 4.57 on peut constater que les coefficients de glissement de chaque pneumatique changent de sens à tour de rôle pour traduire les phases d'accélération et de décélération du véhicule. Par exemple, on peut remarquer que deux secondes après le démarrage de l'engin soit à la 12^{ième} seconde, les coefficients de glissement deviennent positifs pour signaler la prise de vitesse du véhicule. Puis, une dizaine de seconde plus tard, le conducteur diminue sa vitesse pour mieux aborder la trajectoire où la pente est devenue plus raide, ce qui se traduit par des coefficients de glissement négatifs. Entre autre, l'analyse simultanée des figures 4.57 et 4.56 montre que la capacité du pneumatique à créer un effort longitudinal est d'autant plus faible quand le glissement longitudinal est négatif. Ces remarques pertinentes n'étaient pas possibles à l'aide des coefficients de glissement estimés précédemment, ce qui reflétait l'enregistrement de valeurs négatives pour les rigidités de glissement. Cette absurdité physique a pu être levée par le critère de discernement élaboré ci-dessus. On peut finalement conclure sur la pertinence de l'estimation des coefficients de glissement.

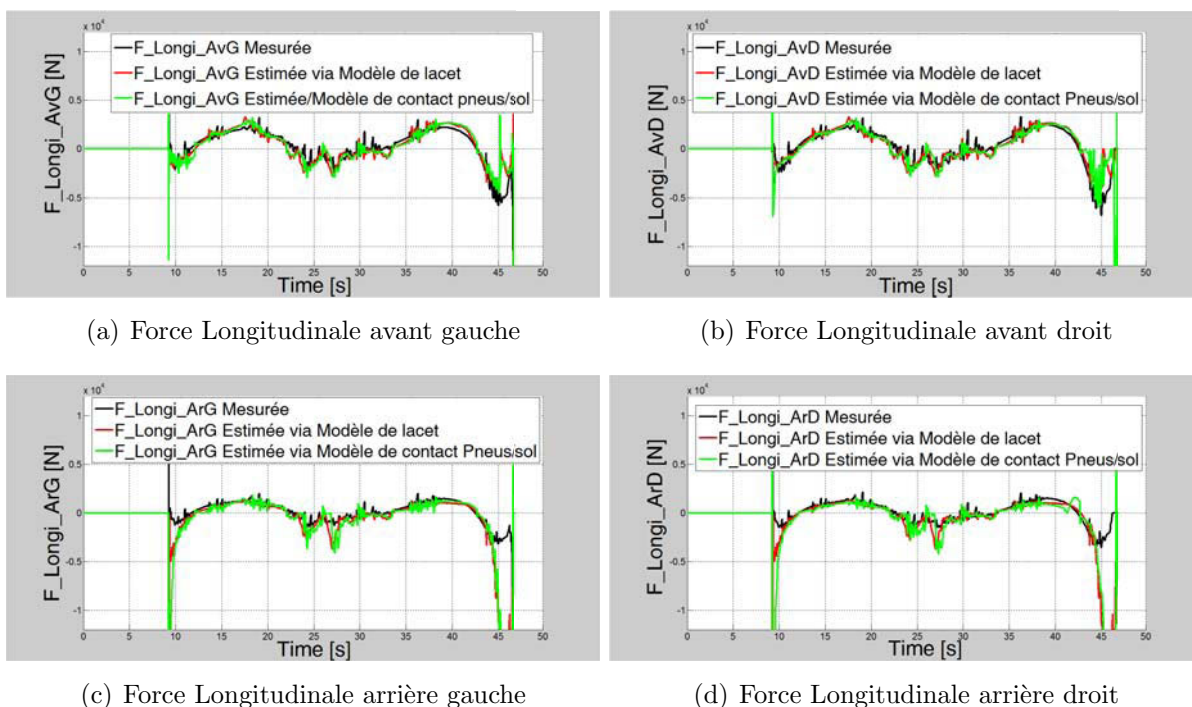


FIGURE 4.56 – Pertinence des efforts longitudinaux estimés via le modèle linéaire de contact roues/sol

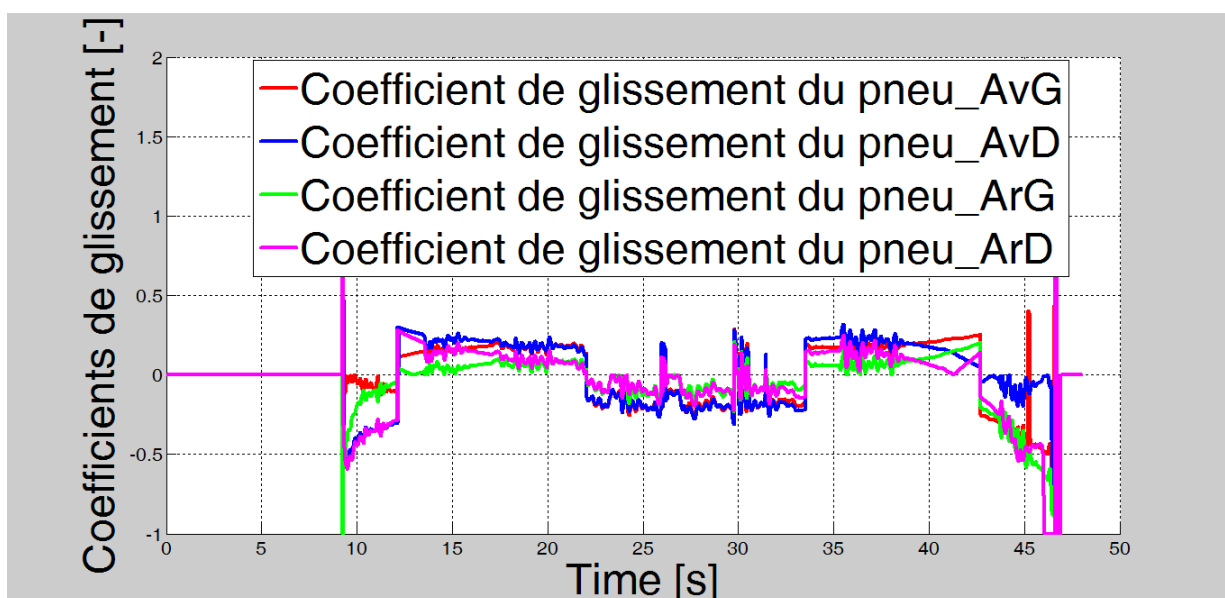


FIGURE 4.57 – Pertinence de l'estimation des coefficients de glissement des roues