

N° d'ordre : 1611
EDSPIC : 335

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

Thèse

Présentée par

Roland LENAIN

Ingénieur IFMA

pour obtenir

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

*Contribution à la modélisation et à la commande de
robots mobiles en présence de glissement.
Application au suivi de trajectoire pour les engins agricoles*

Soutenue publiquement le 14 novembre 2005 devant le Jury

M.	Wisama	KHALIL	Président
Mme	Brigitte	D'ANDRÉA-NOVEL	Rapporteur
MM.	Nacer	M'SIRDI	Rapporteur
	Rolf	JOHANSSON	Rapporteur
	Marc	RICHETIN	Examinateur
	Benoit	THUILOT	Examinateur
	Michel	BERDUCAT	Examinateur
	Philippe	MARTINET	Directeur de thèse

*A mes parents,
à Marie-Anne, mon épouse,
à Perrine, qui découvrira bientôt notre monde*

Résumé

La problématique de cette thèse réside dans le guidage automatique de robots mobiles évoluant en milieu naturel. Elle s'attache plus particulièrement au suivi de trajectoire de véhicules évoluant sur des sols présentant une adhérence faible, avec comme cadre expérimental privilégié, l'application au guidage d'engins agricoles par GPS. Dans de telles conditions, l'hypothèse commune de roulement pur sans glissement ne peut s'appliquer. Les nombreuses lois de commande reposant sur une telle hypothèse conduisent ici à une perte de précision, inacceptable au regard de l'application privilégiée. L'objectif est alors de proposer des algorithmes de commande permettant de conserver la précision du suivi de la trajectoire du véhicule, quelles que soient les conditions d'adhérence, la configuration du terrain d'évolution et la trajectoire de référence.

En premier lieu, l'obtention de modèles pertinents et exploitables est décrite. Étant donné la complexité d'obtention des paramètres nécessaires à une description dynamique du mouvement dans le cadre envisagé (en particulier ceux liés à la description du contact roue/sol), les points de vue dynamique ont été écartés. En contrepartie, deux modèles alternatifs, qualifiés de "modèles cinématiques étendus" sont proposés. Ceux-ci permettent de décrire de façon précise le comportement du véhicule - comprenant le phénomène de glissement - tout en réduisant à deux le nombre de paramètres devant être estimés en ligne. En outre, ces modèles préservent une description cinématique, compatible avec des principes de commande bien maîtrisés.

Afin d'exploiter ces modèles, il est nécessaire de procéder à l'estimation en ligne des paramètres décrits précédemment. Deux types d'estimateurs sont décrits dans ce mémoire. Le premier repose sur un calcul direct des propriétés d'adhérence (basé sur la différence entre les sorties mesurées du processus et celles estimée par un modèle négligeant les glissements). Le second principe repose sur la notion d'observateur. Afin d'appliquer cette notion au système envisagé, la propriété de dualité entre commande et observation est exploitée pour construire un algorithme d'observation robuste vis à vis des problèmes liés au système de mesure.

En s'appuyant sur ces modèles étendus, deux types de commande adaptative sont construits : une loi de commande adaptative à modèle interne ainsi qu'une loi de commande référencée observateur. Celles-ci permettent de guider le véhicule avec une précision satisfaisante en régime permanent (conditions d'adhérence lentement variables), tout en tirant partie des principes non linéaires développés dans le cas où l'hypothèse de roulement sans glissement est acceptable. Afin de conserver ce niveau de précision y compris durant les phases transitoires de courbure, il est nécessaire de prendre en compte les retards actionneurs et inertiels - non négligeables pour les types de véhicule considérés. Une loi de commande prédictive à modèle a été mise en place pour assurer l'asservissement de courbure. Utilisant un modèle de l'actionneur, celle-ci permet d'anticiper les virages et par conséquent, de limiter les dépassements durant ces périodes.

L'ensemble des schémas de commande proposés dans ce mémoire ont été testés au travers d'expérimentations réelles sur un véhicule agricole (tracteur), en partenariat avec le constructeur de machines agricoles CLAAS. Il apparaît alors qu'avec le capteur utilisé (GPS centimétrique), l'erreur de suivi est équivalente à la valeur obtenue dans le cas où l'hypothèse de roulement sans glissement est applicable ($\pm 15\text{cm}$), conforme aux attentes de l'agriculture en matière d'aide à la conduite.

Mots-clefs : Robots mobiles à roues, systèmes non-holonomes, glissement, commande adaptative, commande prédictive, commande non linéaire, observateurs, modélisation, robots agricoles, agriculture de précision

Abstract

This dissertation addresses the topic of automatic guidance of mobile robots in natural environment. In particular, the subject of vehicle path tracking on low adherent grounds is investigated, including the preferred experimental purpose : automatic guidance of farm vehicle relying on a GPS. In such conditions, the classical hypothesis of pure rolling without sliding cannot be achieved. The numerous control laws built on such an hypothesis lead in this case to an important loss of precision, unacceptable for the special application case. The objective is thus to propose algorithms of control making it possible to preserve the accuracy of the vehicle path tracking, whatever the conditions of adherence, the configuration of the ground of evolution and the desired reference trajectory.

The design of relevant and tractable model is firstly described. Because the complexity of obtaining the parameters required for a dynamical model of vehicle motion (especially those linked to the tire ground contact), dynamical models have been rejected for control purpose. In compensation, two alternative models, called "extended kinematical model" have been proposed. They allow describing precisely vehicle performances - including sliding phenomena - while reducing to two the number of parameters to be estimated in real time. Moreover, such a point of view preserves a kinematical description, suitable for the design of control algorithm.

In order to use these models, the on line estimation of these parameters is necessary. It is achieved by two different kinds of estimator. The first one relies on a direct calculation of the adherence properties (based on the difference between the actual process and the theoretical one under pure rolling condition). The second principle is based on the concept of observer. In order to apply this concept to the system considered, the property of duality between control and observation is used to build a reliable algorithm of observation with respect to the problems involved in the measurement system.

Based on these extended models, two types of adaptive control are built : an Internal Model adaptive Control as well as an Observer Based Control. Both of them make it possible to control the vehicle with a satisfactory precision in steady operation (conditions of adherence slowly variable), while taking advantages of nonlinear principles developed in the case of rolling without sliding assumption. In order to preserve the same high level of accuracy even during curvature transition, delays induced by the low level actuators and inertia of vehicle have to be addressed (as they appear to be not inconsiderable for off road vehicles). A model predictive control is so applied on the vehicle curvature servoing. Using a model of the actuator, it makes it possible to anticipate the variations of curve and consequently, to limit the overshoots appearing during these periods.

The whole control algorithms suggested in this dissertation have been tested through actual experiments on an agricultural vehicle (tractor), in partnership with farm vehicle manufacturer CLAAS. It appears that with the sensor used (GPS with a centimetre precision), the resulting tracking accuracy is equivalent to the value obtained when the assumption of rolling without sliding is applicable ($\pm 15\text{cm}$), in conformity with expectation of agriculture in the field of driving assistance.

Keywords : Wheeled mobile robots, non holonomic systems, sliding/slipping, adaptive control, Model predictive control, non-linear control, observer, modelling, agricultural robots, precision farming.

Remerciements

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

Je tiens à exprimer ma gratitude à Wisama Khalil, qui a présidé mon jury de thèse, ainsi qu'à Brigitte d'Andréa-Novel, Nacer M'Sirdi et Rolf Johansson, qui ont eu l'amabilité d'être rapporteur de cette thèse. Leurs conseils m'ont en outre été précieux lors des différentes étapes qui ont jalonné mon parcours de doctorant.

J'adresse un chaleureux merci à Philippe Martinet, qui a été mon directeur de thèse durant cette aventure. Il a su m'accorder sa confiance et me laisser exprimer mes intuitions, tout en recadrant et formalisant mon travail aux moments opportuns. Son enthousiasme m'a par ailleurs permis de trouver mon chemin dans l'espace des possibles. J'espère avoir de nouveau l'occasion de prendre la route avec lui, tant pour la recherche scientifique que pour la recherche d'un restaurant praticable dans les rues coréennes.

Il n'est pas de mots suffisants pour remercier assez Michel Berducat, pour sa gentillesse, sa bonne humeur et son optimisme inébranlable. Il m'a accordé sa confiance et a toujours été présent pour m'épauler, même durant les quelques phases critiques. Il a ainsi contribué largement à la richesse de ces années passées au Cemagref, tant au niveau technique qu'humain. Je souhaite que nous puissions sillonner encore les autoroutes allemandes et tester les Hôtels germaniques (en réservant suffisamment à l'avance cette fois).

J'aimerais exprimer ma profonde gratitude à Benoît Thuilot, qui m'a encadré au quotidien dans mes investigations. Au-delà du modèle qu'il a été et sera toujours pour moi, il a su être mon guide sur les sentiers escarpés de la recherche scientifique. Sa rigueur rassurante et bienveillante ainsi que son dévouement ont été des aides précieuses tout au long de mon parcours. Bien qu'ayant parfois été à l'origine de nombreux déficits de sommeil pour Benoît, j'espère ne pas l'avoir trop malmené, et que nous aurons encore l'occasion de corriger quelques écrits dans la langue de Shakespeare.

Où serais-je sans les conseils avisés et le soutien sans faille de Nicolas Andreff, qui a toujours répondu présent pour me tirer des mauvais pas. Il a su en outre me transmettre la passion de la recherche et de l'enseignement tout en me préservant des pièges administratifs inhérents à ce genre d'activité. De plus, il m'a transmis l'art de demander une boisson gazeuse sucrée sur les vols des compagnies aériennes américaines, ce qui est un atout précieux. Je souhaite le remercier pour son appui et pour l'amitié qu'il m'a témoigné.

Je tiens également à exprimer mes remerciements à Christophe Cariou, qui m'a supporté tous les jours durant ces trois années. J'ai eu l'honneur de partager les nombreuses galères expérimentales, caprices météorologiques et réunions périlleuses. Sa rigueur, sa gentillesse et sa grande compétence nous ont toujours permis de nous en sortir à moindre frais. J'espère que nous pourrons aller encore déguster quelques pizzas Savoyardes, savoureuses, mais pas toujours digestes sur les tracteurs ivres.

J'aimerais également remercier Andreas Brunnert, ainsi que Norbert Diekhans qui, malgré quelques moments de scepticismes, m'ont laissé cartes blanches sur les développements à privilégier. Je souhaite un bon séjour en France à Andreas et espère que nos routes se croiseront de nouveau.

Je remercie également les stagiaires avec qui j'ai eu la chance de travailler et qui m'ont apporté leur aide précieuse.

Je remercie l'ensemble des secrétaires du Cemagref et du Lasmea, qui m'ont souvent épargné quelques démarches contraignantes et fastidieuses et ont toujours su répondre à mes questions métaphysiques sur la vie privée des Ordres de Mission. En particulier, je remercie Eliane Simon, et les quelques moments de détente offerts par la construction laborieuse du poster/plaquette.

J'adresse également mes meilleurs sentiments aux agents et à mes collègues thésards du Cemagref et du Lasmea, avec qui j'ai passé beaucoup d'agréables moments et qui ont fait de ces trois années, une période excessivement enrichissante, jalonnée de moments heureux. Bien que ne pouvant remercier tout le monde nommément, j'adresse cependant une pensée particulière pour Guillaume (Pouf), Cédric (Terminator), Jean-Pierre (Daffy), Myriam (Révolution), Thierry (Mécano), Christophe (MacGyver), Christophe (Laurent FairePart), en espérant ne pas vexer les autres (i.e ceux à qui je n'ai pu trouver de parenthèses pertinentes mais qui n'en demeurent pas moins présente).

Enfin, je remercie les membres de ma famille et mes amis, qui m'ont encouragé pendant ces longues heures de labeurs et que j'ai pu parfois négliger. Je leur remercie de ne pas m'en tenir rigueur et de m'avoir apporté un soutien continu.

Table des matières

1	Introduction générale	1
1.1	Objectifs de la thèse et hypothèses de travail	2
1.2	Contexte scientifique et industriel	5
1.3	Organisation du mémoire	5
1.4	Contribution de la thèse	6
1.4.1	Modélisation et caractérisation de la mobilité accrue de véhicule	6
1.4.2	Commande de robots mobiles en présence de glissement	7
1.4.3	Synthèse d'observateurs pour l'estimation des dérives des pneumatiques	7
2	Problématique - Suivi de trajectoire pour robots mobiles à roues	9
2.1	Introduction	9
2.2	Commande de robots mobiles à roues	10
2.2.1	Domaines d'applications de la robotique mobile	10
2.2.2	Commande de robots non holonomes	11
2.2.3	Cas où la non holonomie n'est plus strictement respectée	13
2.2.4	Mobilité accrue et guidage d'engin agricole	15
2.3	Loi de commande par transformation en système chaîné en l'absence de glissement	18
2.3.1	Notations	18
2.3.2	Modèle d'Ackermann du véhicule	19
2.3.3	Linéarisation exacte - chaînage du système	20
2.3.4	Loi de commande en l'absence de glissement	21
2.3.5	Dispositif expérimental	22
2.3.6	Mesures disponibles	23
2.4	Résultats de la loi classique - Problématique	26
2.4.1	Résultats lorsque les hypothèses sont satisfaites	26
2.4.2	Limites de l'approche classique	27
2.5	Lois de commande alternatives et motivation de l'approche proposée	31
2.5.1	Approches n'utilisant pas de modélisation de glissement	31
2.5.2	Lois de commandes alternatives s'appuyant sur une modélisation du glissement	37
2.6	Conclusion - approche privilégiée dans ce mémoire	39
3	Modélisation du véhicule en présence de glissement	41
3.1	Introduction	41
3.2	Modèle dynamique	42
3.2.1	Modélisation du contact roue/sol	42

3.2.2	Modélisation du mouvement du véhicule	47
3.2.3	Conclusions sur une approche dynamique	51
3.3	Approche comportementale : Modèle Orienté Véhicule	52
3.3.1	Description	52
3.3.2	Point de vue physique	52
3.3.3	Équations du modèle	55
3.4	Approche mécanique : Modèle Orienté Pneumatique	56
3.4.1	Modélisation du contact roue/sol, notion de dérive	56
3.4.2	Construction du modèle	57
3.5	Validation des modèles	61
3.5.1	Connaissance et variabilité des paramètres de glissement	61
3.5.2	Approche directe de l'estimation des glissements	61
3.5.3	Prise en compte du retard dû à l'estimation du cap	65
3.5.4	Résultats expérimentaux	65
3.6	Conclusion - Intérêt des modèles étendus	72
4	Commande adaptative de véhicule compensant les phénomènes de glissement	73
4.1	Introduction	73
4.2	Notions de commande adaptative à modèle	74
4.2.1	Avertissement	74
4.2.2	Principe général des commandes adaptatives à modèle	74
4.3	Proposition préliminaire	78
4.4	Commande à modèle interne, dédiée à MOV	79
4.4.1	Application du principe de commande à modèle interne	79
4.4.2	Formalisation de la nouvelle loi de commande	80
4.4.3	Boucle de simulation en ligne - OLS (On Line Simulation)	81
4.4.4	Calcul direct de convergence - DCC	86
4.5	Commande par linéarisation exacte, dédiée au modèle MOP	90
4.5.1	Introduction	90
4.5.2	Chaînage du Modèle Orienté Pneumatique	90
4.5.3	Loi de commande déduite de la forme chaînée	92
4.5.4	Validation théorique	95
4.6	Comparaison des approches en simulation	99
4.6.1	Simulation purement théorique	99
4.6.2	Prise en compte de phénomènes perturbants	100
4.6.3	Comparaison qualitative des approches	102
4.6.4	Compensation des erreurs d'étalonnage du bas niveau	105
4.7	Résultats expérimentaux de suivi de trajectoire	105
4.7.1	Résultats en pente	106
4.7.2	Résultats en virage	113
4.8	Mise en évidence expérimentale des limitations	115
4.9	Conclusion	117

5	Commande Prédicative pour le suivi de trajectoire	119
5.1	Introduction	119
5.2	Notions de commande prédictive	120
5.3	Séparation de la loi de commande	123
5.4	Application de la commande prédictive au terme attaché à la trajectoire	124
5.4.1	Modélisation du bas niveau	124
5.4.2	Asservissement de la courbure du véhicule par commande prédictive fonctionnelle	126
5.4.3	Extension du bas niveau à la prise en compte de l'inertie	132
5.5	Résultats simulés sur l'angle de braquage	137
5.5.1	Consigne future réelle	138
5.5.2	Consigne future choisie (constante ou linéaire)	140
5.5.3	Influence du paramètre γ	142
5.5.4	Intérêt d'une approche robuste vis-à-vis d'incertitudes de modèle	142
5.6	Équations des lois de commande complètes	143
5.6.1	Schéma général	143
5.6.2	Loi de commande linéarisée exacte prédictive OBS-MOP	144
5.6.3	Extension aux autres approches	145
5.7	Validation théorique	146
5.7.1	Choix des paramètres	146
5.7.2	Résultats simulés	148
5.8	Résultats expérimentaux	155
5.8.1	Intérêt de la prédiction seule (δ_{RSG}^{Pred}) - virages brefs	155
5.8.2	Suivi d'un virage	157
5.8.3	Suivi de demi-tours successifs	159
5.9	Conclusions sur les approches prédictives et adaptatives	162
6	Estimation des glissements par observation	165
6.1	Introduction	165
6.2	Principe de l'observation en automatique	166
6.2.1	Importance de la notion d'observation en automatique	166
6.2.2	Formalisme d'un observateur	166
6.2.3	Observateur et robotique mobile	168
6.3	Présentation du système pour l'observation	169
6.3.1	Modification du modèle, intégration des paramètres dans l'état	169
6.3.2	Application de quelques approches	170
6.3.3	Limites de ces approches classiques pour le modèle considéré	174
6.4	Dualité de l'observation avec la commande	174
6.4.1	Observation et commande par retour d'état	174
6.4.2	Notations et analogies	174
6.4.3	Application de la dualité à l'estimation des angles de dérive	175
6.5	Construction de l'algorithme d'estimation	176
6.5.1	Commandabilité du système	176
6.5.2	Equation d'erreur	177
6.5.3	Equation d'observation - convergence de l'erreur	178

6.6	Validation de l'approche en boucle ouverte (observateur seul)	179
6.6.1	Convergence de l'estimateur	179
6.6.2	Validation de la reconstruction du comportement	180
6.6.3	Remarques générales sur l'algorithme d'estimation	182
6.7	Validation de l'ensemble de l'algorithme de guidage	185
6.7.1	Résultats simulés	185
6.7.2	Résultats expérimentaux	190
6.8	Extension de l'algorithme d'estimation au modèle MOV	194
6.8.1	Commandabilité	194
6.8.2	Commande/Observation	195
6.9	Conclusions	195
6.9.1	Apports des algorithmes d'observation	195
6.9.2	Présentation des algorithmes complets de suivi	196
7	Conclusion générale	199
7.1	Bilan des travaux	199
7.2	Transfert technologique et valorisation industrielle	201
7.3	Limitations et perspectives	201
A	Systèmes non-holonomes	203
A.1	Définition	203
A.1.1	Contraintes non-holonomes	203
A.1.2	Contraintes d'ordre 1, linéaires en la dérivée de l'état	204
A.2	Application au cas des robots mobiles	204
A.2.1	Contraintes liées à la condition de roulement sans glissement	204
A.2.2	Preuve de la non-holonomie	206
A.2.3	Écriture du modèle cinématique à partir des contraintes	207
B	Existence de la convergence de MOV	209
B.1	Rappel des équations	209
B.2	Démonstration	209
C	Simulations supplémentaires relatives au module prédictif	213
C.1	Simulations purement théoriques (même modèle commande/simulation)	213
C.1.1	Résultats sur l'erreur de suivi	214
C.1.2	Résultats sur l'écart angulaire	215
C.1.3	Influence de la vitesse	216
C.2	Simulations avec incertitude de modèle	217
C.2.1	Erreur de suivi	217
C.2.2	Robustesse du résultat à l'horizon de prédiction	218
C.2.3	Réaction de l'angle de braquage	219
C.3	Simulations avec introduction des glissements	220
C.3.1	Erreur de suivi	220
C.3.2	Réaction de l'angle de braquage	221
C.3.3	Stabilité à un échelon de courbure	222

D Résultats expérimentaux additionnels pour les lois adaptatives et prédictives	225
D.1 Influence de la vitesse	225
D.1.1 Trajectoire considérée	225
D.1.2 Effet de la vitesse sur la précision de suivi pour la loi δ_{RSG}	226
D.1.3 Indépendance de la loi δ_{MOP}^{Pred} à la vitesse de suivi	226
D.1.4 Conclusion sur l'impact de la vitesse	227
D.2 Influence de l'outil	228
D.2.1 Outil traîné pour le suivi de ligne droite en pente	228
D.2.2 Outil porté, lors d'un virage sur terrain plat	228
D.2.3 Conclusion sur l'influence de l'outil	229

Chapitre 1

Introduction générale

Les préoccupations grandissantes en matière de sécurité et de confort dans les véhicules au sens large du terme (voitures de tourisme, mais aussi engins de chantier, machines agricoles, etc.) ont eu de fortes répercussions sur les orientations de la recherche dans le domaine de la robotique mobile. Les enjeux des travaux dans ce domaine ont ainsi évolué, et les efforts de recherche sont à présent axés sur l'amélioration du comportement du véhicule par l'assistance au conducteur (ABS, ESP, etc.) afin d'assurer un meilleur contrôle, ainsi que sur l'automatisation de certains aspects de la conduite (régulation de vitesse longitudinale, suivi de lignes blanches, automatisation du demi tour ou du créneau). Dans ce contexte, de plus en plus de systèmes automatisés voient le jour ou sont en cours de développement afin d'aller plus loin dans ces considérations et de proposer de nouvelles réponses performantes pour les utilisateurs. L'automatisation complète de la tâche de conduite (guidage) de véhicule s'inscrit dans ce contexte d'amélioration constante de confort et de sécurité. De confort tout d'abord, où dans certaines conditions (conduite sur autoroute, réalisation d'un demi-tour ou suivi d'un autre véhicule), la conduite s'avère ennuyeuse ou répétitive et peut être raisonnablement automatisée, car ne nécessitant pas de décision complexe à prendre. L'exécution par un système automatisé permet alors au conducteur d'adopter une position plus agréable et nécessite par conséquent moins d'attention. De sécurité ensuite, puisque le conducteur peut focaliser son attention sur d'autres aspects que la maîtrise du véhicule (comportement des autres véhicules, présence de piéton, etc.) et plus particulièrement sur l'anticipation de situations potentiellement dangereuses.

De nombreux développements en terme de commande de robots mobiles sont dédiés aux véhicules routiers, évoluant dans un environnement structuré, ce qui permet de connaître certaines propriétés relatives à l'environnement, ainsi que de formuler quelques hypothèses simplificatrices (essentiellement liées aux conditions de contact roue/sol). Dans le cas de la commande de robots mobiles évoluant en milieu naturel (ou non structuré), application pour laquelle les propriétés d'adhérence ne peuvent être estimées à l'avance, le problème du contrôle est passablement différent et les principes utilisés dans le cas des véhicules routiers ne sont plus applicables (du moins pas avec les mêmes résultats et performances). Par ailleurs, les recherches ayant trait au contrôle de la mobilité en milieu naturel sont essentiellement focalisées sur les robots à haute mobilité, pour lesquels les enjeux se situent plus au niveau du franchissement d'obstacles, de la localisation ou encore de la planification (trajectoire admissible), qu'au niveau de la commande

en position (ou asservissement sur une trajectoire de référence). Pour de tels travaux, il s'agit en général d'assurer que le robot est toujours capable d'évoluer quel que soit le terrain d'évolution, en ne se préoccupant que peu de la précision de positionnement.

Peu de travaux de recherche ont pour objet le contrôle de véhicules dans un cadre tout-terrain, sans exiger pour autant de développement particulier concernant le franchissement (du point de vue de la commande), et nécessitant une précision importante de positionnement (comparable à celle requise pour les véhicules routiers). Ce type d'application, qui est demandée dans des domaines comme les véhicules de chantiers, les engins tout-terrain (comme les quads), les robots militaires ou encore les machines agricoles automotrices, peut être qualifié de **mobilité accrue** pour la robotique mobile. En effet, les véhicules évoluant sur des terrains naturels sont soumis à des phénomènes physiques qui n'interviennent pas de la même manière que dans le cas des véhicules routiers (pour cette dernière classe de véhicules, soit l'hypothèse de roulement sans glissement est valide, soit les phénomènes peuvent être caractérisés de manière pertinente étant donnée que le milieu d'évolution est bien structuré et connu), ou qui ne sont pas l'objet des travaux concernant les robots à haute mobilité. Les applications décrites dans cette thèse se retrouvent de fait exclues de ces deux classes d'application. Le concept de mobilité accrue peut donc se définir entre la mobilité de robot mobile sous hypothèse de roulement sans glissement ou dont les glissements peuvent être caractérisés et la notion de haute mobilité avec l'exigence de franchissement (concernant en général les robots d'exploration), par l'assertion suivante :

La mobilité accrue concerne les robots mobiles à roues appelés à se déplacer sur des terrains où le roulement est possible, mais le glissement des roues sur le sol trop important pour être négligé sans qu'il y ait perte de performance.

Cette définition ne s'applique pas uniquement aux véhicules évoluant en milieu naturel, mais s'adresse majoritairement à ce champ d'application. En effet, la violation de la non holonomie de véhicules routiers est soit négligée, soit considérée comme une perturbation intervenant de façon peu importante.

1.1 Objectifs de la thèse et hypothèses de travail

Les travaux de thèse présentés dans ce mémoire concernent la classe de robots mobiles définie précédemment (mobilité accrue). L'objectif principal des travaux développés dans ce mémoire peut être résumé comme suit.

"Développer ou concevoir des algorithmes d'asservissement de trajectoire de robots évoluant en milieu naturel, capables de conserver un haut niveau de précision (équivalent à la précision de localisation), quelles que soient la trajectoire à suivre et la configuration du véhicule, et quelles que soient les conditions d'adhérence".

Ces travaux se situent donc à la frontière entre les développements réalisés dans le domaine automobile et ceux dédiés aux robots mobiles autonomes à haute mobilité (robotique d'exploration). En effet, l'objectif étant ici le suivi de trajectoire pour des véhicules en milieu naturel, la problématique s'approche donc d'une part du contrôle classique de trajectoire, considérant

que le véhicule demeure proche des robots mobiles classiques, et d'autre part des robots mobiles évoluant en milieu naturel, compte tenu de l'absence de connaissance préalable du terrain d'évolution et de la variabilité de celui-ci. Si les développements réalisés dans la thèse peuvent être appliqués à différents types de véhicules, ceux-ci sont détaillés pour le cas des véhicules de type voiture avec un unique train directeur situé à l'avant. En outre, nous considérerons que les véhicules en présence sont entre autres conçus pour transporter des personnes, mais demeurant autonomes, induisant alors les contraintes suivantes :

- **Tenir compte de la variabilité des conditions d'adhérence.** L'algorithme de commande doit permettre d'assurer la convergence du véhicule et son maintien sur une trajectoire consigne pour tout type de surface sur laquelle celui-ci est susceptible d'évoluer, et indépendamment des conditions de ce terrain (par exemple l'humidité). Dans le contexte d'évolution en milieu naturel, la diversité des natures de sol et les modifications locales des conditions d'adhérence sur une nature de sol donnée, rendent impossible l'utilisation d'un modèle fixe de contact roue sol. La pluralité des conditions d'adhérence doit donc être prise en charge par l'algorithme de commande.
- **Préserver le confort de l'utilisateur.** Cette contrainte, qui peut être considérée comme étant un problème purement opérationnel, a toutefois de fortes répercussions sur la définition des lois de commandes. En effet, si l'erreur enregistrée est très proche de zéro, mais implique un comportement oscillant du véhicule, une telle approche sera considérée comme non satisfaisante. En effet, le phénomène oscillatoire est générateur de désagrément pour l'opérateur. Il faut alors rechercher l'emploi de techniques de commande assurant un comportement suffisamment "lisse" du véhicule par rapport à sa trajectoire de référence.

Les choix scientifiques et techniques réalisés durant les travaux de thèse sont motivés par le respect de ces contraintes. Celles-ci fixent en outre des objectifs pondérables permettant d'orienter les développements. Sous les conditions ainsi définies, les développements théoriques réalisés s'appuient sur les hypothèses suivantes, constituant ainsi un cadre d'étude.

Hypothèse 1. *Les roues du véhicule roulent en glissant sur le sol. L'adhérence au contact roue sol sur chacune des roues n'est pas suffisante pour assurer un roulement pur des roues.*

Cette hypothèse est ici fondamentale et constitue le point de départ des travaux, au vu des limitations constatées lors de l'utilisation de l'hypothèse classique de Roulement Sans Glissement (RSG), utilisée dans une grande majorité des travaux relatifs au suivi de trajectoire. Ici, les roues ne sont plus considérées comme des solides indéformables dont les coefficients d'adhérence sont suffisamment grands pour permettre au sol de compenser entièrement les efforts des roues sur le sol.

Hypothèse 2. *La vitesse du véhicule n'est pas contrôlée.*

La commande ne concerne ici que l'angle de braquage moyen du véhicule (moyenne de l'angle de braquage avant droit et avant gauche). La vitesse longitudinale du véhicule est fixée manuellement par l'opérateur, que nous considérerons comme un paramètre des modèles envisagés. Celle-ci est mesurée et peut donc évoluer durant le suivi, de façon lentement variable. Toutefois, elle est considérée comme étant toujours strictement positive (pas d'annulation de la vitesse, la stabilisation d'un robot autour d'un point n'est pas l'objet de la thèse).

Hypothèse 3. *Le glissement longitudinal est négligé : celui-ci est supposé compensé par le choix de la vitesse par l'opérateur.*

En corollaire de l'hypothèse 2, nous n'envisagerons pas ici la différence entre la vitesse longitudinale réelle (qui n'est pas commandée), et la vitesse théorique fixée par la rotation des roues sur le sol. Le glissement longitudinal est donc compensé par l'utilisateur en jouant sur le couple des roues motrices pour réguler l'avance réelle. Le suivi de trajectoire au sens où nous l'entendons ne concerne que l'asservissement de l'écart latéral (ou erreur de suivi). Les phénomènes de glissement étudiés ici sont par conséquent considérés comme liés uniquement à des glissements latéraux. Pour cela on supposera un découplage total entre les phénomènes de glissement longitudinal et latéral.

Hypothèse 4. *Le véhicule est considéré comme symétrique par rapport à un axe longitudinal passant par le centre de l'essieu avant et de l'essieu arrière.*

Il est fait l'hypothèse que les phénomènes observés sur les roues situées du côté droit du véhicule peuvent être également observés du côté gauche du véhicule. Ainsi, les conditions d'adhérence au contact roue/sol sont les mêmes à droite et à gauche. En outre, il n'y a pas de différence de répartition de masse entre la gauche et la droite. Le centre de gravité (ou centre de masse) est situé sur une droite passant par le centre de l'essieu avant et le centre de l'essieu arrière. Cette hypothèse permet de considérer le véhicule comme un bicycle (comme dans beaucoup de cas en robotique mobile), et par conséquent de limiter le nombre de paramètres mis en oeuvre. Pour le suivi de trajectoire, les éventuelles dissymétries (induites par exemple par les transferts de charge en virage ou en pente) seront assimilées à des phénomènes intervenant de façon moyenne sur l'ensemble des deux côtés.

Hypothèse 5. *Le véhicule évolue sur un plan.*

Il est considéré que le comportement du véhicule peut être caractérisé uniquement en deux dimensions (position et orientation), et qu'il n'y a pas de mouvement vertical ni de rotation autour des axes longitudinal et latéral (pas de roulis ni de tangage). Bien que ces phénomènes soient présents, comme sur tout véhicule, ils ne seront pas pris en compte dans les modèles de véhicule envisagés. Ce point de vue simplifie alors de façon importante la description du mouvement du véhicule. Toutefois, comme il sera décrit par la suite, ces mouvements interviendront comme des perturbations de modèle.

Par ailleurs, l'angle de roulis présent lors d'évolution en pente ou lors d'exécution de virage (induit par l'inertie du véhicule) n'est pas pris en compte. Le cas le plus défavorable en rapport avec ce phénomène est l'évolution en pente, car étant donné la hauteur des véhicules utilisés, l'angle de roulis engendre un écart latéral additionnel sur la mesure. Toutefois, pour s'affranchir de toute mesure du roulis tout en réglant le problème d'un écart additionnel, celui-ci est implicitement pris en compte par la définition d'une trajectoire de référence par un passage préalable en conduite manuelle sur le même terrain d'évolution. Ainsi, la même inclinaison est présente à la fois dans la trajectoire de référence et dans le suivi en automatique et ne doit donc pas amener de correction particulière.

Ces différentes hypothèses constituent une base de travail sur laquelle reposent les travaux de recherche décrits dans ce mémoire.

1.2 Contexte scientifique et industriel

Les développements scientifiques abordés dans la thèse font l'objet d'un partenariat scientifique fort entre deux établissements publics de recherche : le Cemagref (Unité de Recherche "Technologies et Systèmes d'information pour les Agrosystèmes", TSCF), dont les thématiques de recherche sont focalisées autour de problématiques liées à l'environnement en général, et sur les agro-équipements en particulier ; et le LASMEA (groupe GRAVIR), laboratoire de recherche de l'Université Blaise Pascal et du CNRS dont un des axes de recherche est étroitement lié à la commande de robots mobiles à roues. Historiquement, ce partenariat existe depuis plus de dix ans et les travaux décrits dans ce manuscrit constituent les dernières avancées d'un travail de longue date sur le guidage de véhicules agricoles.

Dans un cadre plus large, la problématique de la mobilité accrue pour les véhicules s'inscrit au sein du projet Véhicules et infrastructures Innovants - Plate-Forme Véhicules en Milieu Naturel (V2I-VMN) de la Fédération de Recherche TIMS (Technologies de l'Information, de la Mobilité et de la Sécurité). Cette entité regroupe quatre laboratoires (LIMOS, LAMI, LASMEA, TSCF) et quatre établissements (Université Blaise Pascal, IFMA, CNRS, Cemagref) implantés sur le campus universitaire des Cézeaux à Clermont-Ferrand. La diversité de la nature des différents laboratoires en présence permet de mener des projets nécessitant l'apport de connaissances, de compétences et de capacité de recherche dans plusieurs domaines des Sciences pour l'Ingénieur. La thèse a donc pu profiter de ce potentiel de recherche et constitue dans les faits un exemple de la pluridisciplinarité pouvant être apportée par le regroupement de plusieurs laboratoires intervenant dans des pôles d'expertises différents (entre autres Automatique, Mécanique, Informatique).

Cette thèse a bénéficié du soutien financier du Conseil Régional de la région Auvergne (demi bourse de thèse), ainsi que de l'aide du constructeur allemand de machines agricoles CLAAS. L'application agricole est ici un champ expérimental naturellement privilégié dans le cadre de travaux menés au Cemagref. L'intérêt industriel, étant donné l'apport des systèmes d'aide à la conduite pour les agriculteurs, est indéniable et mis en valeur par l'implication d'un constructeur. La nature de ce co-financement confère à la thèse un cadre applicatif privilégié au vu des impératifs et objectifs concrets donnés par une entreprise comme CLAAS. En conséquence, les validations expérimentales sont réalisées sur des machines agricoles automotrices évoluant sur des terrains agricoles, sans toutefois perdre le caractère général des principes de commande proposés dans ce mémoire, applicables à d'autres types de véhicules.

1.3 Organisation du mémoire

Afin de répondre à la problématique de la commande de véhicule dans le cadre de la mobilité accrue appliquée au suivi de trajectoire, le mémoire est organisé autour de quatre grandes parties :

- Tout d'abord, le chapitre 2 permet de donner quelques généralités sur la commande de robots mobiles à roues, et présente de façon privilégiée une technique de commande particulièrement satisfaisante dans le cas où l'hypothèse de roulement sans glissement est assurée. Celle-ci constitue en outre le point de départ de cette thèse dont une synthèse est disponible dans [TCMB02] et dont les détails sont disponibles dans [Cor01].
- La modélisation de robots mobiles intégrant les phénomènes de glissement, étape préalable à la commande de véhicule lorsque l'hypothèse de roulement sans glissement (RSG) n'est

pas satisfaite, est ensuite abordée au chapitre 3. Après avoir étudié plusieurs approches dynamiques et les difficultés d'application inhérentes aux véhicules évoluant en milieu naturel, des modèles alternatifs qualifiés de **cinématiques étendus** sont alors proposés, permettant de réduire le nombre de paramètres à déterminer.

- La commande de véhicule dans le cadre de la mobilité accrue, basée sur chacun des modèles définis est construite dans les chapitres 4 et 5. Dans un premier temps la commande de ces systèmes est réalisée au chapitre 4, en considérant que la consigne envoyée aux roues directrices est instantanément atteinte. Ces principes, utilisant la notion de commande adaptative, permettent d'assurer un suivi de trajectoire précis en compensant les phénomènes de glissement. Toutefois, les contraintes imposées par la conception mécanique des robots mobiles destinés à évoluer en milieu naturel, conduisent bien souvent à des véhicules dont les actionneurs sont relativement lents et dont l'inertie ne peut être négligée. Des retards sont alors introduits et les résultats de suivi ne sont réellement satisfaisants que lorsque les phénomènes en présence sont lentement variables, ce qui n'est pas le cas par exemple lors des transitions de courbure sur les chemin à suivre. Le chapitre 5 est alors consacré à la définition d'un module prédictif permettant de compenser les effets de ces retards sur la précision du suivi de trajectoire. Une commande prédictive à modèle est mise en place sur l'asservissement de la courbure du véhicule afin d'anticiper les virages brusques, durant lesquels un retard est plus particulièrement préjudiciable.
- Le chapitre 6 propose enfin une méthode d'estimation des paramètres de glissement intervenant dans les modèles cinématiques étendus. Celle-ci, basée sur la notion d'observateur, permet d'améliorer de façon significative la pertinence de ces paramètres, notamment par rapport aux incertitudes et biais de mesure. Par voie de conséquence, ce nouvel algorithme d'estimation accroît la robustesse du suivi de trajectoire.

Chacun des développements théoriques présentés est validé au sein de chacune des parties par le biais de résultats de simulation ainsi que par des résultats expérimentaux.

1.4 Contribution de la thèse

Avant de détailler les différents principes développés durant cette thèse, les contributions des travaux au domaine de la robotique mobile sont mises en valeur dans cette section. Chacun des points mentionnés a fait l'objet de valorisations scientifiques citées dans cette partie, et permettant d'illustrer la progression des travaux de thèse.

1.4.1 Modélisation et caractérisation de la mobilité accrue de véhicule

Au niveau de la modélisation, nous avons pu construire des outils permettant de caractériser de façon précise les mouvements d'un véhicule en présence de glissement de façon suffisamment simple pour permettre de développer ensuite des techniques de commande. Les deux approches décrites sont focalisées sur la description cinématique du mouvement relativement à une trajectoire de référence, et par conséquent dédiés à la tâche de suivi de trajectoire. Le premier modèle, d'un point de vue chronologique, est décrit dans [LTCM03a] (appelé par la suite modèle MOV). Il est basé sur la description comportementale du véhicule et considère le glissement comme une perturbation additive. Le second, publié pour la première fois dans [LTCM04c] (appelé ensuite modèle MOP), utilise quant à lui des paramètres issus d'un point de vue dynamique.

Dans les deux cas, ces modèles constituent des visions originales du phénomène de glissement et permettent de s'affranchir d'un modèle complexe, nécessitant l'estimation en ligne de trop nombreux paramètres, les rendant difficilement utilisables dans le cas des véhicules en milieu naturel.

1.4.2 Commande de robots mobiles en présence de glissement

1.4.2.1 Cas où les phénomènes de retard sont négligés

En utilisant les modèles définis par [LTCM03a] et par [LTCM04c], il est possible de concevoir des commandes adaptatives, dont le mécanisme d'adaptation dépend des paramètres de glissement à estimer, et donc de la modélisation considérée. L'apport de cette thèse ne se situe pas ici au niveau des principes adaptatifs utilisés, mais plutôt au niveau de l'application de ces principes au cas de la robotique mobile. Ainsi, en utilisant le modèle MOV, une loi de commande adaptative à modèle interne a pu être développée dans [LTCM03b], tandis que dans le cas du modèle MOP, c'est une commande référencée observateur qui a été privilégiée, décrite notamment dans [LTCM04b].

1.4.2.2 Compensation des retards liés aux actionneurs et à l'inertie

Pour le cas des robots mobiles en milieu naturel, les retards évoqués précédemment (dus à la conception mécanique de tels véhicules) constituent un réel problème pour assurer une grande précision pour le suivi de trajectoire. La mise en place de principes de commande prédictive à modèle (et plus particulièrement de commande prédictive fonctionnelle) sur l'asservissement de courbure, en séparant la commande en deux tâches, réalise une approche innovante. Celle-ci, initiée pour le modèle MOP dans [LTCM04a] et étudiée plus en profondeur dans [LTCM05b], constitue un apport significatif pour la précision du suivi de trajectoire courbe. L'ensemble de l'approche adaptative et prédictive pour le modèle MOP est synthétisé dans [LTCM05a]. Par ailleurs, ce principe de commande prédictive a pu être étendu à la commande adaptative à modèle interne citée précédemment (et donc utilisant le modèle MOV) dans [TLMC05].

1.4.3 Synthèse d'observateurs pour l'estimation des dérives des pneumatiques

Si la thématique de l'estimation de dérive des pneumatiques par observateur a été abondamment abordée dans la littérature, beaucoup de travaux considèrent l'observation d'un point de vue dynamique (i.e en utilisant un modèle dynamique), nécessitant un a priori sur certains paramètres du modèle considéré. Le point de vue adopté dans [LTCM05c], conserve une approche cinématique étendue, et utilise un unique capteur extéroceptif. Cette approche est une originalité dans le cadre de l'estimation des dérives. Par ailleurs le parti pris d'utiliser la dualité entre observation et commande afin de présenter le problème d'observation de façon plus adéquate compte tenu des modèles et mesures disponibles est peu utilisé pour la synthèse d'observateurs.

Chapitre 2

Problématique - Suivi de trajectoire pour robots mobiles à roues

2.1 Introduction

Dans ce premier chapitre, quelques notions classiques sur la commande de robots mobiles à roues sont d'abord introduites, sous l'hypothèse de roulement sans glissement (non holonomie stricte), et ce, en particulier pour le cas du suivi de trajectoire. Quelques travaux concernant le cas où la non holonomie stricte n'est plus respectée seront alors évoqués, permettant de souligner le manque de résultats généraux concernant le suivi de trajectoire pour les robots dans le cadre de la mobilité accrue. Après avoir présenté quelques applications concernant la robotique mobile en s'attardant plus particulièrement sur le cas de la robotique agricole, la nécessité de prendre en compte les phénomènes de glissement pour un suivi de trajectoire précis en milieu naturel sera mise en avant. Les conséquences de la violation de l'hypothèse de roulement sans glissement pour une loi de commande classique seront en effet présentées pour une commande basée sur le modèle d'Ackermann et résultant d'une linéarisation exacte par chaînage de ce modèle. Le détail de cette commande constituera en outre un résumé des travaux antérieurs réalisés au sein du partenariat Cemagref/LASMEA.

Afin de motiver les développements théoriques réalisés durant la thèse, plusieurs principes de commande proposés dans la littérature pour permettre de compenser les dégradations induites par les glissements sur le suivi de trajectoire sont ensuite exposés. Cette étude sera réalisée en deux parties : l'une focalisée sur des techniques ne nécessitant pas de modélisation spécifique du phénomène étudié (comme la commande par mode glissant, plus particulièrement abordée) ; l'autre se focalisant sur des principes de commande basés sur un modèle, plus ou moins complet, permettant la description du non respect de la non holonomie stricte. Ceci permettra en outre de mettre en relief l'intérêt de construire une commande basée sur un modèle capable de décrire le phénomène de glissement.

Ce chapitre permet ainsi de mettre à jour les difficultés liées au suivi de trajectoire de robot dans le cadre de la mobilité accrue d'une part, et de montrer d'autre part l'intérêt de l'approche adoptée dans cette thèse, en la plaçant dans un cadre plus général.

2.2 Commande de robots mobiles à roues

Un état de l'art sur les connaissances actuelles relatives à la robotique mobile est réalisé dans [Lau01], montrant que les développements concernant cette thématique peuvent s'articuler autour de trois principaux axes : localisation, planification de mouvement (définition d'une trajectoire) et commande du robot (ou véhicule). Les deux premiers points ne seront pas abordés dans cette thèse et les travaux considérés ici sont focalisés uniquement sur la commande de véhicule. Cette thématique demeure néanmoins très large et de nombreuses techniques de commande ont été développées pour ces systèmes. La diversité des approches dépend non seulement de la tâche à effectuer (stabilisation autour d'un point, suivi de trajectoire, franchissement, etc.), mais aussi des véhicules considérés et de leurs propriétés mécaniques (par exemple phénomènes inertiels, vitesse d'évolution, glissements). En outre, la plupart des approches sont dédiées à des véhicules dont les propriétés d'adhérence sont suffisantes pour satisfaire l'hypothèse de roulement sans glissement. Lorsque les phénomènes de glissement sont considérés, les études ont souvent pour objet de conserver le robot mobile dans une situation où l'application de l'hypothèse RSG est satisfaisante (minimisation des effets du glissement). La commande globale de robots dans le cadre de la mobilité accrue demeure de fait moins étudiée. Pour introduire cette thématique, nous présenterons succinctement quelques résultats dans le cas classique où le véhicule roule sans glisser sur le sol, puis nous envisagerons le cas où la non holonomie liée à la condition de roulement sans glissement est relâchée.

2.2.1 Domaines d'applications de la robotique mobile

L'utilisation des principes de commande de robots mobiles est très dépendante du type de robot considéré et de l'objet de la tâche à réaliser. Ainsi, il est possible de référencer plusieurs types d'application. Citons tout d'abord les robots conçus pour se substituer entièrement à l'opérateur humain, dont les caractéristiques mécaniques ainsi que les vitesses d'évolution sont souvent réduites, ce qui permet de s'affranchir de la plupart des phénomènes dynamiques. C'est le cas par exemple des robots d'exploration (voir [PL03]) ou encore des robots d'intérieur, destinés à l'accomplissement de tâches ménagères ou de surveillance (comme envisagé dans [BAAM⁺04] ou [KCKL03]). Dans de tels cas, la précision de positionnement n'est pas fondamentale et l'enjeu scientifique de ces applications est bien souvent lié au problème de localisation plutôt qu'à celui de la commande.

En revanche, dans le domaine des transports (comme les voitures de tourisme ou les cyber cars pour les milieux urbains, dont un état de l'art est décrit dans [Par04]), les véhicules considérés sont par nature de taille et de masse plus importantes, et les vitesses d'évolution sont bien plus grandes. En général, de tels robots demeurent dédiés à des déplacements dans des environnements très structurés. Par conséquent, de nombreux paramètres peuvent être connus et une infrastructure est souvent mise en place afin de faciliter la commande de ce type de robots. C'est le cas pour certains systèmes de transport urbain automatisés (comme le bus optique Civis [Bou04], où un marquage au sol permet l'asservissement en position ou encore le système IMTS développé par Toyota dans [Aok01] utilisant le principe de guidage magnétique). En plus de l'environnement, l'automatisation de véhicule peut également utiliser la structuration de la tâche à effectuer. C'est le cas pour les systèmes de suivi de véhicule (ou conduite en convoi, voir [KTT⁺02], [SH99] ou [BTMM05]) ou encore les aides au créneau (relatés dans [PL97]). Dans ces deux derniers

cas, l'objectif poursuivi se positionne dans un cadre très précis, autorisant l'emploi de capteurs appropriés (référence à d'autres véhicules ou à des marquages extérieurs), réduisant le degré d'autonomie et dans le même temps la complexité de la commande requise.

Nous aborderons dans cette thèse le cas de la commande dédiée au suivi de trajectoire de robots dans le cadre de la mobilité accrue, i.e. en milieu peu structuré et dont le système de localisation ne se définit pas par rapport à des repères extérieurs. Le cadre applicatif privilégié de ces travaux de thèse, décrits à la section 2.2.4, est le guidage d'engins agricoles.

2.2.2 Commande de robots non holonomes

Nous abordons dans un premier temps la problématique générale de la commande de robots mobiles à roues et introduisons quelques unes des techniques classiques utilisées dans ce domaine. Dans le cas des robots mobiles à roues, l'hypothèse de roulement sans glissement est très souvent invoquée. Elle implique que les robots soient alors des systèmes **non holonomes**, ce qui constitue une difficulté pour leur commande. La définition mathématique d'un système non holonome est proposée à l'annexe A, et mise en évidence sur le modèle présenté en section 2.3. Nous nous bornerons ici à la définition intuitive suivante : **un système est dit non holonome si son état ne peut pas évoluer instantanément dans toutes les directions de son espace du fait de contraintes non intégrables portant sur ses dérivées d'ordre un ou supérieur**. Ceci signifie qu'il existe des contraintes cinématiques ne pouvant être éliminées par une réduction de l'état du système. En conséquence, **un robot non holonome possède moins de degrés de commande que de degrés de liberté**. On peut typiquement prendre l'exemple de la conduite d'une voiture de tourisme. Pour se garer entre 2 voitures dans une file, le conducteur se voit contraint d'effectuer un créneau, car il lui est impossible de se mettre à la hauteur de l'espace libre et de venir sur la place en se déplaçant latéralement par rapport au cap de son véhicule.

Cette non holonomie constitue une difficulté pour la commande de tels véhicules et plusieurs lois de commande peuvent être envisagées en fonction de l'application visée. Deux types de tâche peuvent ici être distingués : soit la commande a pour objectif d'asservir le véhicule sur une position et une orientation données (i.e de l'arrêter précisément sur une configuration fixe), soit elle est utilisée pour permettre le suivi d'une trajectoire.

Le premier cas correspond au problème de la **stabilisation de véhicule** dont la résolution demeure difficile. Il est en effet prouvé dans [Bro83] que la stabilisation d'un robot non holonome est impossible à obtenir par un retour d'état continu. Par conséquent, plusieurs travaux de recherche ont tenté de répondre à ce problème par des approches alternatives. Dans [CS92], [AS97] et plus récemment dans [Pou02], une commande discontinue (ou plus précisément continue par morceaux) est proposée, afin d'amener le robot mobile d'une configuration à une autre par le biais de configurations intermédiaires. Une approche utilisant une commande par modes glissants est également avancée, entre autres dans [GU94] : elle consiste à définir une trajectoire à suivre pour arriver à la configuration souhaitée (via l'utilisation d'une fonction de Lyapunov), puis de l'exécuter via une commande par modes glissants. La faiblesse de ces approches est que pour rallier deux configurations infiniment proches, le robots peut avoir une trajectoire ample à décrire, ce qui n'est guère satisfaisant sur un plan pratique (en plus du fait que les commandes

sont discontinues). Une alternative à ces approches, permettant de préserver la continuité des commandes, consiste à envisager des retours d'état continus dépendant explicitement du temps (retour d'état instationnaire) comme dans [Sam93] ou [TL02]. La faiblesse de cette technique tient cette fois à ce que des comportements très oscillants peuvent alors être observés autour de la configuration souhaitée. La stabilisation sur une configuration fixe est donc possible d'un point de vue théorique, mais les performances demeurent peu convaincantes d'un point de vue pratique. Pour tenter d'apporter une solution plus satisfaisante la notion de stabilité pratique a récemment été introduite. L'objectif n'est plus de stabiliser le robot sur une configuration cible avec une précision infinie, mais d'amener son état dans un voisinage de cette configuration, voisinage dont on maîtrise la dimension. Pour adresser cette tâche, des techniques de commande par fonctions transverses (voir [MS00] et [SM05]) ont été introduites, avec pour objectif d'éliminer ou tout au moins de maîtriser le comportement oscillant du robot. Présentement, aucune de ces solutions n'apporte une réponse complètement satisfaisante et le problème de la stabilisation demeure ouvert. Cependant, celui-ci n'est pas adressé dans ces travaux de thèse, focalisés sur le suivi de trajectoire dans le cas où la vitesse du véhicule n'a pas à s'annuler.

Pour le **suivi de trajectoire**, plusieurs approches ont également été avancées. Une première voie consiste, pour développer les lois de commande, à rechercher une linéarisation exacte des modèles non linéaires des robots non holonomes, dans le but de tirer parti des outils de l'automatique linéaire. Le modèle cinématique de tels systèmes n'est pas complètement linéarisable au moyen de retours d'état statiques. Cependant, il a été prouvé que les modèles dédiés au suivi de trajectoire proprement dit (i.e. on souhaite suivre une trajectoire sans loi horaire le long de celle-ci) pouvaient tous être convertis sous une forme dite chaînée (voir [MS91], [Sor93] et [Ler98]) et que par un changement d'échelle des temps, il était alors possible d'obtenir une expression linéaire pour la partie du modèle du robot décrivant l'écart à la trajectoire ([Sam95], [STIN91]). Enfin, on peut mentionner que ces techniques peuvent être couplées avec des lois de commande instationnaires pour stabiliser les robots sur un point de leur trajectoire, comme mis en évidence dans [Sam95]. En ce qui concerne les modèles dédiés à la poursuite de trajectoire (i.e. on souhaite s'asservir sur un robot virtuel parcourant la trajectoire de référence), les solutions proposées exploitent le fait que ces modèles sont tous linéarisables exactement par retour d'état dynamique (excepté en quelques configurations singulières, voir [CBA93]), propriété caractérisée également par la notion de platitude (voir [FLMR95] et [SH02]). Enfin, dans le cas où les application requièrent l'utilisation d'un modèle dynamique de robots, il est possible par un premier retour d'état statique, de linéariser exactement la partie proprement dynamique du modèle (reliant les accélérations aux entrées du modèle), on peut alors utiliser l'une ou l'autre des approches précédentes pour contrôler le modèle complet incluant la partie cinématique ([CBA93]).

Le suivi de trajectoire peut cependant être réalisé sans chercher à linéariser exacte le modèle des robots. Une deuxième voie consiste en effet à développer des lois de commande non linéaire en exploitant des fonctions de Lyapunov (voir [KKMN91], ou [ZXR02] par exemple). La principale difficulté de ces approches consiste à trouver une fonction de Lyapunov satisfaisante. Pour aider à la résolution de ce problème, quelques travaux utilisent une approche backstepping comme dans [JN97] ou [FL97], consistant à contrôler successivement plusieurs tâches associées au suivi de trajectoire (et par voie de conséquence de décomposer la construction de la fonction de Lyapunov). Par exemple, la commande peut être décomposée en deux tâches, assurant la convergence de l'écart angulaire, puis celle de l'écart latéral. La loi de commande globale permet

enfin d'assurer le suivi de trajectoire complet.

La robustesse du suivi de trajectoire vis-à-vis d'inconnues ou de perturbations (dans lesquelles certains incluent le glissement) est un problème important pour la commande de robots mobiles, et plus particulièrement en ce qui concerne les approches basées sur des modèles dynamiques (car beaucoup de paramètres sont requis). Une première possibilité consiste à coupler les approches précédentes avec des algorithmes d'estimation en ligne ou d'identification préalable (voir [IRG⁺04]), pouvant nécessiter l'emploi de nombreux capteurs. Il est également possible de considérer des techniques adaptatives. [KZ00] et [Pou02] proposent de compléter les lois de commande reposant sur une approche backstepping par des correcteurs adaptatifs pour s'affranchir de perturbations ou de paramètres inconnus du modèle sous condition que ceux-ci soient lentement variables. Une dernière possibilité est de mettre en place des techniques de commande robustes vis à vis d'incertitudes de modèle. Des commandes utilisant les modes glissants ont ainsi été développées aussi bien avec des points de vue cinématiques (voir [CLO02]) que dynamiques (comme dans [ZCV03]), assurant une certaine robustesse vis-à-vis de perturbations. La convergence théorique vers la trajectoire de référence n'est cependant assurée que dans le cas de perturbations bornées, et de telles commandes génèrent par essence un effet oscillatoire autour de la trajectoire de référence (un exemple pour le suivi de trajectoire dans le cadre de la mobilité accrue est présenté à la section 2.5.1.2). Pour contrer ce problème, des commandes à modes glissants d'ordre supérieur ont été développées (voir [FBP03]) reprenant le principe des modes glissants pour les dérivées d'ordre supérieur de la sortie du système. Cependant elles nécessitent une mesure ou une estimation de ces dérivées, rendant ces principes difficilement applicables.

Plusieurs outils théoriques peuvent donc permettre la commande d'un véhicule et dans le cas qui nous occupe, l'asservissement d'un robot mobile sur une trajectoire consigne (ou trajectoire de référence). En ce qui concerne les véhicules évoluant en milieu naturel, les propriétés mécaniques de ceux-ci - y compris les propriétés des actionneurs -, ainsi que la variabilité des conditions d'adhérence, poussent a priori à utiliser les méthodes qui requièrent le moins de paramètres possibles (donc les modèles les plus simples) et conduisant à un comportement non oscillant du véhicule. De toutes les méthodes recensées précédemment, l'emploi d'un modèle cinématique, commandé via une linéarisation exacte reposant sur une transformation chaînée a semblé être la plus judicieuse dans le cas où les glissements pouvait être négligés. C'est cette approche qui a été utilisée pour les travaux antérieurs menés au LASMEA/Cemagref (voir [Cor01], ainsi que [TCMB02]) et qui constitue le point de départ de ce travail de thèse. Elle est décrite plus en détail dans la section 2.3.

2.2.3 Cas où la non holonomie n'est plus strictement respectée

Très peu de travaux relatent la commande complète d'un robot mobile dans le cas de la mobilité accrue et beaucoup appréhendent les glissements pouvant apparaître dans les applications, comme une perturbation du modèle sous hypothèse de roulement sans glissement (comme dans [CDI99] ou encore [WSLG04]). Ce phénomène est alors soit négligé tout simplement, soit considéré comme compensé par la robustesse de la commande utilisée. Le relâchement de l'hypothèse de roulement sans glissement n'est que très peu formalisé pour la commande globale du véhicule. Toutefois, ces phénomènes sont pris en compte dans certaines parties du contrôle de la

mobilité.

Pour le cas des véhicules routiers, certains dispositifs d'assistance à la conduite prennent en compte une partie de ce phénomène. C'est notamment le cas pour des dispositifs d'anti-patinage (comme dans [WAR04] ou [OSS05] par exemple) ou de correction de trajectoire (voir notamment [ACEP01] ou [Ack02]). Dans de tels cas, une partie du phénomène physique est modélisée et des techniques de commande diverses sont utilisées pour optimiser le comportement du véhicule (adaptative dans [WAIA97], modes glissants dans [KNNW97], réseaux de neurones pour [LH03]). Il s'agit en général de minimiser les effets du glissement et de conserver, autant que possible, un comportement proche de l'hypothèse RSG. L'ensemble du mouvement du véhicule n'est pas contrôlé et seule une partie du phénomène est retenue. La commande est focalisée sur l'asservissement ou l'optimisation d'un critère lié à la mobilité permettant d'assister le conducteur pour son confort et sa sécurité. La problématique du suivi autonome de trajectoire n'est pas l'objectif visé par de tels travaux, même si quelques similitudes peuvent être retenues.

Un autre domaine de la robotique mobile pour lequel l'hypothèse de roulement sans glissement peut se révéler inacceptable se situe dans les robots à haute mobilité. Pour de telles applications, la prise en compte du phénomène de glissement intervient pour différentes tâches. Tout d'abord, pour la haute mobilité en milieu naturel, le phénomène de glissement, en particulier d'un point de vue longitudinal, constitue une résistance au roulement importante pouvant même mener à une situation de défaut (le véhicule patine sans avancer). Il convient donc de pouvoir estimer des paramètres définissant les conditions de contact roue/sol (comme dans [IKSD04]), afin d'éviter une situation trop difficile (planification de trajectoire, voir [LMB⁺02]), de détecter une faute ou bien encore de sélectionner un mode de locomotion permettant le franchissement de cette zone (comme étudié dans [SPB⁺00] ou dans [HLSY00]). Par ailleurs, le glissement longitudinal de la roue sur le sol revêt une importance en terme de consommation d'énergie, bien souvent capitale pour ce type de robot. Il convient alors d'étudier ce phénomène afin d'optimiser la traction du véhicule (comme dans [ID04] ou [LKL⁺04]), en minimisant le glissement pour accroître l'efficacité de la locomotion.

Le glissement longitudinal n'est pas le seul phénomène lié à la mobilité accrue entrant en interaction avec le domaine de la haute mobilité. D'un point de vue de l'asservissement en position ainsi que pour la localisation, les phénomènes de dérapage ont un impact très important. En effet, ceux-ci modifient la position du mobile sans être pris en compte par des capteurs odométriques (comme mis en évidence dans [LHPM02]), très souvent utilisés pour déterminer les déplacements et donc les positions de ces robots. Dans [OB04], une méthode permettant à la fois de limiter les erreurs générées sur la position ainsi que de minimiser les glissements est proposée, tandis que dans [HCC⁺04], les mouvements additionnels provenant du phénomène de glissement sont estimés par comparaison entre une centrale inertielle et des capteurs odométriques. Ceux-ci sont ensuite réinjectés dans la commande, ainsi que dans l'algorithme de localisation.

Si le non-respect de la condition stricte de non holonomie est relaté dans d'autres cadres que la mobilité accrue, le problème ne concerne pas, dans la grande majorité des cas, le suivi de trajectoire, ni même la commande globale de robots mobiles. Soit il est étudié de façon partielle en ce qui concerne les véhicules routiers (afin d'améliorer le comportement du véhicule), soit il intervient comme une contrainte (critère de franchissement) ou comme une perturbation pour le cas de la haute mobilité. Bien que quelques pistes puissent être dégagées de ces domaines

transverses, l'application des principes recensés ici au suivi de trajectoire de robots à mobilité accrue n'est pas directe. Les principes de commande concernant cette thématique demeurent pour le moment émergents.

2.2.4 Mobilité accrue et guidage d'engin agricole

2.2.4.1 Généralités

L'automatisation de la tâche de guidage de véhicules est une thématique importante dans le contexte agricole, dont les enjeux, en plus des notions de confort et de sécurité déjà développées dans le cas des véhicules routiers, se situent également au niveau économique et environnemental. Dans [Ast92] et dans [YB04], l'impact de la précision du suivi de trajectoire lors des travaux agricoles (comme le labour, l'épandage, la moisson) sur ces deux aspects est souligné et quantifié. Le travail de la terre dans les applications agricoles est exécuté par des passages successifs et parallèles afin que l'outil puisse opérer sur la totalité du champ. Quel que soit le type de trajectoire adopté pour réaliser la tâche sur l'ensemble du champ (deux possibilités sont présentées sur la figure 2.1), la précision du suivi de ces trajectoires revêt une importance capitale.

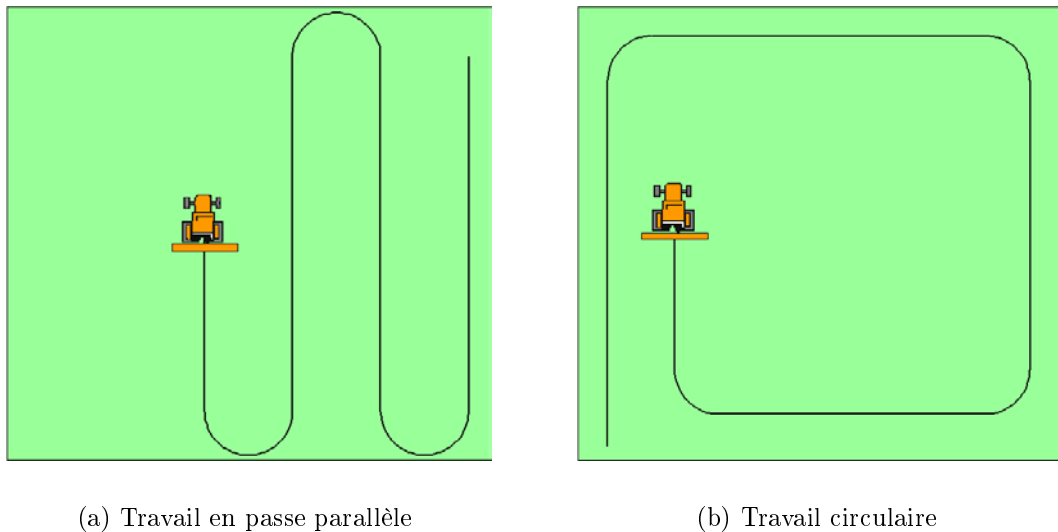


FIG. 2.1 – Trajectoire utilisée pour les travaux en champs

En effet, si la trajectoire est suivie de façon approximative, il apparaît alors dans le champ des zones de recouvrement ou de manquement. Les zones de manquement générant des pertes au niveau de la production (pour les tâches de semis par exemple), alors que les zones de recouvrement génèrent un surcoût lié au temps passé et aux matières répandues sur le sol (par exemple le semis ou les engrais). De plus, pour les tâches nécessitant l'emploi de matières polluantes (comme les produits fertilisants ou les pesticides), les zones de recouvrement amènent un regain de pollution dommageable pour l'environnement. Alors que les préoccupations écologiques deviennent de plus en plus importantes, un des enjeux de l'agronomie réside actuellement dans des concepts d'agriculture de précision et d'agriculture raisonnée consistant à réduire la dispersion de matière polluante afin de délivrer une dose optimisée de produit à des endroits très précis du champ.

Un autre apport prépondérant de l'automatisation du guidage concerne la réduction de la

pénibilité du travail agricole. L'automatisation de la tâche de guidage permet à l'agriculteur de se focaliser sur le comportement de l'outil, qui nécessite également une grande attention. Au vu de l'amplitude horaire requise par ce type de travaux (suivant la saison), ceux-ci s'avèrent particulièrement harassant et conduisent bien souvent à des pathologies professionnelles (lombalgies, troubles visuels, etc.), recensées dans [RPP82]. Par ailleurs, le suivi très précis requiert un travail préparatoire (mise en place de jalons, voir [Car89]), bien souvent fastidieux, qu'un système autonome autorise à supprimer.

2.2.4.2 Tour d'horizon des systèmes développés et commercialisés

Compte tenu des problèmes posés par la tâche de guidage manuelle, des systèmes d'aide à la conduite dans le domaine agricole font l'objet de développement constant depuis des décennies (en fait, depuis la démocratisation des machines auto-tractées en agriculture), évoluant avec les avancées technologiques. Depuis les premiers dispositifs, rudimentaires et complètement mécaniques (voir par exemple [Sis39]), de nombreux progrès ont été réalisés. Actuellement, plusieurs systèmes, semi-manuels ou entièrement autonomes sont commercialisés, permettant l'aide à la conduite et reposant sur différentes technologies au niveau des systèmes de perception (voir notamment [RZND00] sur les différents systèmes développés aux États-Unis d'Amérique et [KS00] en ce qui concerne l'Europe).

Ainsi, avec l'avènement du capteur optique au sens large du terme, certaines tâches agricoles spécifiques (comme la moisson), révélant des traces distinctes (d'un point de vue de l'extraction de primitives) des passages précédents, autorisent la réalisation de systèmes automatiques très précis et peu onéreux (d'un point de vue matériel). Des travaux de recherche utilisant ce type de capteur ont été conduits par le Cemagref/LASMEA (voir [Deb96] et [Cha99]). Depuis la fin des années 90, CLAAS commercialise le système AutoPilot sur ses moissonneuses-batteuses (voir [Bru03] pour les dernières évolutions). D'autres initiatives basées sur des capteurs d'environnement proche sont toujours en cours de développement (voir notamment [BRZ03]), mais demeurent en général dédiées à des tâches spécifiques, du type moisson.



FIG. 2.2 – Système de guidage par laser AutoPilot - CLAAS 1997

Depuis l'apparition des systèmes GPS, permettant une localisation absolue d'un véhicule, de façon indépendante de l'environnement extérieur, de nouveaux dispositifs de guidage ont pu voir le jour. Ainsi, l'essor du capteur GPS avec une précision submétrique a vu l'apparition de technologies multi-capteurs pour le guidage (afin d'augmenter la précision de localisation, voir [NOST97] utilisant une antenne GPS associée à un gyromètre à fibre optique - FOG). Mais c'est surtout l'apparition des capteurs GPS-RTK (Real Time Kinematics - Cinématique

Temps Réel) - capables, moyennant l'utilisation d'une station de base, d'atteindre une précision centimétrique - qui a permis le développement de dispositifs autonomes. Les approches utilisant uniquement ce capteur, comme dans les travaux développés au Cemagref en partenariat avec le LASMEA (voir [Cor01]), sont peu répandues. En effet, les systèmes utilisant le capteur GPS-RTK utilisent souvent soit plusieurs antennes GPS (4 pour le système [OE96]), soit couplent ce capteur avec des capteurs additionnels (vision pour [RN01] ou [SDWS02], centrale inertielle pour le système développé par *Beeline*).

La plupart de ces travaux permettent d'obtenir une précision de suivi inférieure au décimètre (en général $\pm 5\text{cm}$) pour le suivi de ligne droite, lorsque les conditions d'adhérence sont satisfaisantes. Toutefois, peu de travaux s'intéressent pour le moment au cas du suivi de trajectoire sous condition de roulement avec glissement. Si le problème est relaté (par exemple dans [LHPM02] ou dans le "Terrain Compensation Module" développé par John Deere, d'un point de vue localisation), la plupart des travaux actuels reposent sur l'hypothèse de roulement sans glissement, ne permettant pas de garantir la précision pour toutes trajectoires et conditions d'adhérence. Seul [ZQ04] (en lien avec le constructeur *Case*) propose une approche plus complexe, basée sur une modélisation partiellement dynamique capable de réduire, dans une certaine mesure, les imprécisions liées au phénomène de glissement.

Les versions commerciales, dérivées des travaux de recherche demeurent encore limitées compte tenu des coûts importants du capteur GPS temps réel. Une alternative plus abordable réside dans les capteurs DGPS utilisant des systèmes de correction des signaux satellite du type EGNOS, permettant d'accroître la précision de localisation standard au décimètre durant un laps de temps limité (quelques minutes). Bien que partiellement satisfaisantes, plusieurs solutions utilisant ce dernier capteur (souvent couplé à un gyromètre) sont commercialisées. En général, de tels systèmes proposent en premier lieu, une barre de guidage lumineuse matérialisant l'erreur par rapport à la trajectoire définie au préalable afin d'aider le conducteur à contrôler son véhicule (comme la barre de guidage Outback, présentée sur la figure 2.3(a)). Un asservissement de l'angle de braquage, réalisant alors un guidage complètement automatique, est également disponible en option. Plusieurs manufacturiers proposent ainsi des systèmes de guidage basés sur ce principe, pouvant être adaptés sur des tracteurs ou des machines de récoltes. Outre les constructeurs d'engins agricoles, de nombreuses sociétés fournissant des systèmes de mesure GPS (comme *Trimble* avec l'*Autopilot*, *LH Agro* et son *CenterLine* voir figure 2.3(b), ...) proposent de tels systèmes de guidage. La précision de ce type d'approche, bien moins coûteuse que les systèmes évoqués précédemment, est supérieure au décimètre.

Les travaux de thèse présentés ici prennent en compte dans une certaine mesure cette dimension industrielle. En effet, au delà d'un souci de positionnement par rapport aux systèmes existants, les travaux de recherche sont menés en partenariat avec le constructeur de machines agricoles *Claas* (Allemagne). Une préoccupation autour de l'applicabilité sera donc présente tout au long de ce mémoire, et les développements théoriques réalisés dans ces travaux sont impulsés par une insatisfaction au niveau de l'application opérationnelle. En outre, l'évaluation expérimentale des principes proposés sera effectuée vis-à-vis des spécifications requises par les travaux agricoles.



(a) Barre de guidage Outback S



(b) Barre de guidage Centerline

FIG. 2.3 – Exemple de barre de guidage

2.3 Loi de commande par transformation en système chaîné en l'absence de glissement

Dans la plupart des systèmes commercialisés mentionnés dans la section précédente, la commande du véhicule est fondée sur l'hypothèse de roulement sans glissement. Cette section décrit un des principes de commande utilisé pour réaliser le suivi de trajectoire sous cette hypothèse. Outre le fait qu'il permette de décrire les travaux antérieurs au Cemagref/LASMEA, celui-ci illustre explicitement une technique classique de commande (évoquée à la section 2.2). Il met ainsi en lumière la problématique (insatisfaction dans le cadre de la mobilité accrue), tout en présentant certains développements sur lesquels s'appuieront les travaux présentés dans la suite du mémoire.

2.3.1 Notations

Dans le point de vue RSG, le véhicule est décrit comme une bicyclette évoluant dans un plan, ce qui correspond aux hypothèses 4 (le véhicule est symétrique) et 5 (les mouvements en trois dimensions sont négligés) introduites au chapitre 1. Ainsi l'ensemble du train arrière est ramené à une unique roue arrière (considérée comme fixe dans notre cas), et une roue avant, directrice, permet de décrire le train avant (qui est ici le train directeur). Sous ces hypothèses, l'état du véhicule peut être caractérisé dans le repère de Frenet, relatif à la trajectoire de référence à suivre, par trois variables : abscisse curviligne, écart latéral (homogène à une position dans une représentation par rapport à un repère absolu) et écart angulaire (homogène à au cap du véhicule dans un repère absolu). La figure 2.4 montre cette description du véhicule relativement à la trajectoire.

Les notations permettant de décrire le mouvement du véhicule sont donc définies en fonction de la tâche de suivi et certains paramètres relatifs à la trajectoire de référence interviennent dans les équations d'évolution du véhicule. Les variables et paramètres nécessaires à la description cinématique de celui-ci, représentés sur la figure 2.4 sont listés ci-après :

- \mathcal{C} est la trajectoire à suivre, ou trajectoire de référence.
- O est le centre de l'essieu arrière (point de contrôle)

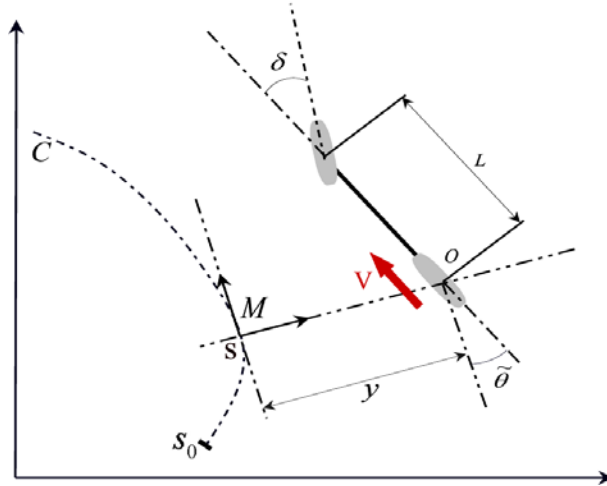


FIG. 2.4 – Paramètres de modélisation du véhicule

- M est le point appartenant à la trajectoire \mathcal{C} le plus proche du point de contrôle O . M est considéré comme unique, ce qui est vrai compte tenu des écarts limités du point O par rapport à la trajectoire \mathcal{C} , ainsi que des valeurs de courbure des trajectoires considérées.
- s est l'abscisse curviligne de M le long de \mathcal{C} , et $c(s)$ définit la courbure de \mathcal{C} en ce point.
- y et $\tilde{\theta}$ sont les écarts respectivement latéral et angulaire du véhicule par rapport à \mathcal{C} (voir figure 2.4).
- δ est l'angle de braquage des roues avant (moyenne des angles de braquage droit et gauche).
- v est la vitesse longitudinale du véhicule (vitesse du point O).
- L est l'empattement du véhicule (distance entre le centre de l'essieu avant et le centre de l'essieu arrière).

Sous ces notations, le véhicule est complètement caractérisé par la position du point O par rapport à \mathcal{C} , ainsi que par son orientation par rapport à la tangente à \mathcal{C} au point M . Le vecteur d'état à contrôler est donc défini par le vecteur $[s \ y \ \tilde{\theta}]^T$. La vitesse du véhicule v n'est pas asservie dans notre cas et sera, par conséquent, considérée comme un paramètre du modèle, évalué par le système de mesure. Ainsi le vecteur de commande, normalement défini par $[v \ \delta]^T$ est finalement limité à un scalaire : δ , l'angle de braquage.

2.3.2 Modèle d'Ackermann du véhicule

En utilisant les notations précédentes, et en considérant que les deux roues du véhicule roulent sans glisser sur le sol, les équations du mouvement du mobile peuvent être calculées. Le modèle cinématique du véhicule est alors entièrement connu, et peut être défini par le système (2.1), comme donné dans [TCMB02].

$$\begin{cases} \dot{s} &= \frac{v \cos \tilde{\theta}}{1 - c(s)y} \\ \dot{y} &= v \sin \tilde{\theta} \\ \dot{\tilde{\theta}} &= v \left(\frac{\tan \delta}{L} - \frac{c(s) \cos \tilde{\theta}}{1 - c(s)y} \right) \end{cases} \quad (2.1)$$

L'existence de ce modèle est assurée sous la condition suivante :

$$\begin{aligned} 1 - c(s)y &\neq 0 \\ \Rightarrow y &\neq \frac{1}{c(s)} \end{aligned} \quad (2.2)$$

D'un point de vue physique, la condition (2.2) signifie que le point O ne se situe pas au centre de courbure de la trajectoire \mathcal{C} (en d'autres termes, le rayon de courbure de la trajectoire doit être différent de l'écart latéral). En pratique, cette condition est toujours satisfaite, compte tenu des écarts relativement modestes par rapport aux ordres de grandeur du rayon de courbure ($\frac{1}{c(s)}$ est au minimum de l'ordre de quelques mètres pour définir une trajectoire admissible, alors que l'écart latéral dépasse rarement 1m).

2.3.3 Linéarisation exacte - chaînage du système

Le modèle (2.1) d'évolution du robot mobile non holonome est non linéaire (ni en l'état, ni en la commande). Néanmoins, il a été prouvé dans [Sam95] qu'un tel système pouvait être converti par des changements de variables en un système dit "chaîné", beaucoup plus simple à manipuler en vue de la commande. Ainsi, les transformations d'état et de commande données par (2.3) permettent de mettre le système (2.1) sous la forme (2.4).

$$\begin{aligned}\Theta((s, y, \tilde{\theta})^T) &= \left(s, y, (1 - c(s)y) \tan \tilde{\theta} \right)^T \\ &= (a_1, a_2, a_3)^T \\ M(v, \delta) &= \left(\frac{v \cos \tilde{\theta}}{1 - c(s)y}, \frac{d}{dt} \left(\tan \tilde{\theta} [1 - c(s)y] \right) \right)^T \\ &= (m_1, m_2)^T\end{aligned}\tag{2.3}$$

les transformations Θ et M sont inversibles sous les conditions $1 - c(s)y \neq 0$, $v \neq 0$, ce qui a déjà été admis compte tenu des hypothèse de travail et sous la condition $\tilde{\theta} \neq \frac{\pi}{2}[\pi]$, ce qui sera admis. Dans la pratique, on pourra en effet considérer que l'écart angulaire restera dans l'intervalle $] -\frac{\pi}{2}; \frac{\pi}{2}[$.

$$\begin{cases} \dot{a}_1 &= m_1 \\ \dot{a}_2 &= a_3 m_1 \\ \dot{a}_3 &= m_2 \end{cases}\tag{2.4}$$

Le modèle (2.4) constitue un système chaîné, dépendant de deux variables de commande : m_1 , qui est homogène à la vitesse d'avance (\dot{s}) du véhicule le long de \mathcal{C} et m_2 , dépendant de l'angle de braquage (δ), qui est la seule variable commandée dans notre cas. La dépendance de m_2 à l'angle de braquage intervient par l'intermédiaire de la dérivée de l'écart angulaire par rapport au temps ($\dot{\tilde{\theta}}$) dont une expression la liant à δ est donnée par (2.1). Les expressions formelles de m_1 et m_2 sont données dans [TBMM04].

Afin de construire une loi de commande dont les performances seront indépendantes de la vitesse v d'avance du véhicule, il est judicieux de récrire le système chaîné (2.4) par rapport à l'abscisse curviligne plutôt que par rapport au temps. En notant $a'_n = \frac{da_n}{ds}$, le système devient :

$$\begin{cases} a'_1 &= 1 \\ a'_2 &= a_3 \\ a'_3 &= \frac{m_2}{m_1} = m_3 \end{cases}\tag{2.5}$$

La conversion du système (2.1) en un système chaîné (2.4), puis le changement d'échelle des temps permet donc d'obtenir une forme linéaire exacte (2.5). Ceci permet d'appliquer des techniques de commandes performantes issues de l'automatique linéaire, bien maîtrisées.

2.3.4 Loi de commande en l'absence de glissement

En utilisant le système linéarisé exact (2.5), une loi de commande dédiée au suivi de la trajectoire \mathcal{C} peut être calculée de la façon suivante. L'objectif du suivi de trajectoire est d'asservir les écarts latéral et angulaire par rapport à la trajectoire de référence à 0 (dans le cas où le glissement est négligé). Dans le cas du système (2.5), cet objectif se traduit par la convergence des variables a_2 et a_3 vers 0. Au vu de la structure de ce système (équivalent à un double intégrateur), cette convergence peut être obtenue par le choix d'un régulateur PD pour la variable de commande m_3 , comme suit :

$$m_3 = -K_d a_3 - K_p a_2 \quad (K_p, K_d) \in \mathbb{R}^{+2} \quad (2.6)$$

où K_p et K_d sont deux réels définis positifs fixant la réponse du système, homogènes à des gains proportionnel et dérivé d'un correcteur classique. Un tel choix sur m_3 permet effectivement d'aboutir à l'équation différentielle suivante :

$$a_2'' + K_d a_2' + K_p a_2 = 0 \quad (2.7)$$

ce qui implique la convergence souhaitée.

Le système étant défini par rapport à l'abscisse curviligne et non pas par rapport au temps, les deux gains K_p et K_d fixent non pas un temps de réponse, mais une distance de réponse théorique, indépendante de la vitesse longitudinale du véhicule. En utilisant l'expression de la commande (2.6), ainsi que le changement de variables (2.3), on obtient finalement l'expression non linéaire (2.8) de la loi de commande à appliquer sur l'actionneur permettant le braquage des roues avants.

$$\begin{aligned} \delta_{RSG}(y, \tilde{\theta}) = & \arctan(L[\frac{\cos^3 \tilde{\theta}}{(1-c(s)y)^2}(\frac{dc(s)}{ds}y \tan \tilde{\theta} - K_d(1-c(s)y) \tan \tilde{\theta} \\ & - K_p y + c(s)(1-c(s)y) \tan^2 \tilde{\theta}) + \frac{c(s) \cos \tilde{\theta}}{1-c(s)y}]) \end{aligned} \quad (2.8)$$

l'expression (2.8) est bien entendu définis sous les trois conditions précédemment évoquées ($y \neq 0$, $v \neq 0$ et $\tilde{\theta} \neq \frac{\pi}{2}[\pi]$).

Au vu de la structure du système linéaire (2.5) une action intégrale peut être aisément introduite pour contrôler le véhicule, permettant ainsi de construire une loi de commande homogène à un correcteur PID. Dans les travaux antérieurs (voir [Cor01]), cette action intégrale a été utilisée en vue de compenser des écarts statiques provenant d'un mauvais étalonnage du capteur bas niveau.

Enfin, en considérant la non holonomie du véhicule, ses dimensions géométriques (empattement) et les vitesses d'avance envisagées (inférieures en pratique à 15km.H^{-1}), le terme faisant intervenir la dérivée de la courbure $\frac{dc(s)}{ds}$ peut être négligé par rapport aux autres termes intervenant dans l'expression (2.8). Si celui-ci est présenté dans les équations théoriques, il sera, en pratique (passage aux expérimentations), considéré comme nul. Cette hypothèse est confirmée en simulation, où les signaux d'écarts latéraux sous les lois de commande avec et sans $\frac{dc(s)}{ds}$ ont une différence négligeable (inférieure au dixième de millimètre), lors des phases transitoires de courbure.

2.3.5 Dispositif expérimental

Pour pouvoir calculer numériquement l'expression (2.8), il est nécessaire d'avoir accès à une mesure de l'état (écart latéral y et écart angulaire $\tilde{\theta}$) ainsi qu'à la vitesse v du véhicule. Puisque la trajectoire est connue dans son intégralité, ceci est équivalent à accéder à la position du véhicule et à son cap dans un repère absolu. Dans [TCMB02], il a été prouvé que le capteur GPS Cinématique Temps Réel (RTK) permettait d'accéder à ces informations avec une précision suffisante pour réaliser un suivi de trajectoire correct, compte tenu de l'application. Le capteur GPS utilisé pour réaliser le suivi de trajectoire est présenté ci-après, ainsi que son intégration sur le véhicule expérimental. Enfin, le traitement permettant d'accéder au vecteur d'état et à la vitesse v sera détaillé.

2.3.5.1 Véhicule expérimental

Le véhicule utilisé pour les expérimentations est un tracteur *Claas* type *Ares640* (anciennement Renault-Agriculture) prêté par l'entreprise *Claas* et présenté sur la figure 2.5. Peu de modifications ont été réalisées par rapport à un véhicule sorti d'usine. En effet, seule la direction a été modifiée afin de pouvoir mettre en place un actionneur permettant l'asservissement de l'angle de braquage. Un électrodistributeur proportionnel a ainsi été placé en parallèle du dispositif de direction assistée. Un capteur d'angle disposé sur une des roues directrices (roue avant droite) permet d'assurer ici l'asservissement bas niveau.

La vitesse longitudinale est ici choisie manuellement, intervenant alors comme un paramètre de la commande. Seul l'angle de braquage du train avant est asservi, constituant l'unique variable de commande. Plus précisément, c'est l'angle de braquage δ du train avant (moyenne des angles de braquage des roues avant droite δ^D et avant gauche δ^G). Cependant, seul l'angle de braquage de la roue avant droite δ^D est mesuré. Pour palier à cette difficulté, la relation (2.9) permet le passage entre l'angle de braquage moyen et l'angle de braquage de la roue avant droite. Dans cette équation, obtenue par le biais de considérations géométriques et cinématiques (Centre Instantané de Rotation), e est la voie avant du véhicule.

$$\delta = \arctan\left(\frac{L \tan \delta^D}{L - \frac{e}{2} \tan \delta^D}\right) \quad (2.9)$$



FIG. 2.5 – Véhicule expérimental

2.3.5.2 Présentation du capteur RTK-GPS utilisé

Le principal capteur (et le seul capteur extéroceptif utilisé) est un capteur GPS cinématique temps réel "Aquarius 5002" commercialisé par la société Thales Navigation. Celui-ci se compose d'un récepteur mobile, positionné sur le véhicule (voir figure 2.6(a)), et d'une station de référence, fixe (voir figure 2.6(b)), dont la position est parfaitement connue. Le système GPS cinématique temps réel (à l'instar du système GPS classique) fonctionne par trilatération (voir [And01] et [Cor01]). L'antenne GPS à la surface de la Terre reçoit le signal de plusieurs satellites dont la position dans le ciel est parfaitement connue. Les horloges des satellites étant synchronisées, on peut déduire le temps mis par le signal de chacun des satellites pour arriver jusqu'à l'antenne GPS, et par extension, la distance de celle-ci à chacun des satellites. Par trilatération et sachant que l'antenne se situe sur la Terre, il est possible d'en déduire sa position. Il est donc nécessaire de recevoir les signaux d'au moins quatre satellites (3 pour la trilatération et 1 pour lever les ambiguïtés des erreurs d'horloge). Sur ce principe, la précision de positionnement atteinte est de plusieurs mètres. Pour arriver à un positionnement centimétrique, les systèmes RTK utilisent deux informations supplémentaires.

Tout d'abord, en plus des informations permettant de connaître le temps de parcours des signaux provenant des satellites, la phase de ceux-ci est analysée pour augmenter la précision sur la distance estimée entre l'antenne mobile et un satellite. Cette précision est de plus améliorée par l'utilisation de deux signaux par satellites dotés de fréquences différentes (bandes L1 et L2). Ensuite, un des facteurs particulièrement limitant est lié aux perturbations des signaux lors du passage dans les différentes couches de l'atmosphère (les signaux ne se déplacent pas dans un milieu continu). En utilisant une autre antenne fixe (station de référence) dont les coordonnées sur la Terre sont connues, il est possible de corriger les erreurs des signaux reçus par l'antenne dont on souhaite déterminer la position. Une liaison HF entre l'antenne de référence et l'antenne mobile permet d'envoyer les valeurs de correction déduites et d'améliorer la précision de localisation de l'antenne mobile, arrivant ainsi en temps réel à une précision centimétrique.

Le dispositif utilisé ici permet d'obtenir une précision de $\pm 2\text{cm}$ (à 3 écarts types) suivant la latitude et la longitude et de $\pm 5\text{cm}$ en altitude. Cette information de localisation est envoyée à une fréquence de 10Hz. En plus de la position absolue, le capteur RTK-GPS fournit les vecteurs vitesses liés au déplacement de l'antenne mobile.

2.3.6 Mesures disponibles

Étant donné ce dispositif expérimental, il est possible d'avoir accès à l'ensemble des informations permettant d'évaluer à chaque itération l'expression de δ_{RSG} définie analytiquement par (2.8). Le capteur GPS embarqué, ainsi que le capteur angulaire disposé sur la roue avant droite du véhicule, nous permettent de mesurer directement les informations suivantes :

- Angle de braquage δ . Le capteur d'angle utilisé permet d'obtenir cet angle avec une précision de 0.1° via la relation (2.9). Cette mesure permet en premier lieu d'assurer l'asservissement bas niveau. Néanmoins, elle sera également utilisée pour estimer le cap du véhicule (Cf filtre de Kalman présenté par l'équation 2.11).
- Position (X, Y) de l'antenne GPS dans un repère attaché à la station de référence. L'antenne mobile a été placée sur le toit du véhicule, à la verticale du centre de l'essieu arrière. Ainsi, cette mesure permet d'obtenir directement les coordonnées du point O (de la figure 2.4). Par conséquent, moyennant la connaissance de la trajectoire de référence dans



(a) Antenne mobile (sur le toit du véhicule)



(b) Station de référence GPS

FIG. 2.6 – Système GPS utilisé pour positionner le véhicule expérimental

ce même repère, l'écart latéral y par rapport à la trajectoire de référence et l'abscisse curviligne s sont déduites.

- Vecteur vitesse de l'antenne GPS, fournie par le récepteur, soit par différenciation de la position, soit par effet Doppler sur les satellites, soit en utilisant les deux informations. Le récepteur fournit donc le vecteur vitesse : $\vec{v} = [V_x \ V_y]^T$, à partir duquel il est déjà possible d'en déduire sa norme et donc la vitesse du centre de l'essieu arrière v requise par la loi de commande.

Il n'y a pas d'information directe sur le cap absolu du véhicule fourni par un capteur dédié à l'acquisition de cette mesure. Toutefois, une première mesure de cette information peut être déduite à partir du vecteur vitesse (appelé θ_{Vit}) par l'intermédiaire de la relation (2.10). Deux équations sont utilisées afin de contourner l'annulation d'une des deux composantes du vecteur vitesse (V_x , dans la relation classiquement utilisée). En outre, il est plus judicieux d'utiliser la division par l'élément le plus grand (afin d'améliorer la précision). L'expression (2.10) découle simplement de la relation géométrique classique : $\arctan x + \arctan \frac{1}{x} = \frac{\pi}{2}$.

$$\begin{cases} \theta_{Vit} = \arctan 2 \left(\frac{V_y}{V_x} \right) & \text{si } |V_x| > |V_y| \\ \theta_{Vit} = \frac{\pi}{2} - \arctan 2 \left(\frac{V_x}{V_y} \right) & \text{si } |V_y| > |V_x| \end{cases} \quad (2.10)$$

L'estimation du cap par cette expression demeure toutefois très bruitée. Or, l'angle de braquage δ et la vitesse v sont connus, ce qui permet d'alimenter un modèle d'évolution du cap du véhicule (voir modèle cinématique défini par la relation (2.1)). Il est alors possible d'utiliser un filtre de Kalman, permettant de reconstruire avec précision le cap absolu du véhicule en utilisant d'une part θ_{Vit} et d'autre part ce modèle d'évolution (voir [TCMB02]). L'algorithme classique de reconstruction par filtrage de Kalman (2.11), est alors donné par les équations (2.11). Dans ces relations, $\hat{\theta}$ définit le cap filtré, et T la période d'échantillonnage. $\bar{\theta}$ définit quant à lui un intermédiaire de calcul permettant d'accéder à l'"innovation". Enfin, K constitue le gain de Kalman (compris entre 0 et 1)

$$\begin{cases} \bar{\theta}_{[n+1]} = \hat{\theta}_{[n]} + vT \frac{\tan \delta}{L} \\ \hat{\theta}_{[n+1]} = \bar{\theta}_{[n+1]} + K [\theta_{Vit[n+1]} - \bar{\theta}_{[n+1]}] \end{cases} \quad (2.11)$$

La figure 2.7 permet de comparer le cap ainsi reconstruit $\hat{\theta}$, avec d'une part, le cap θ_{vit} obtenu par l'équation (2.10), et d'autre part via un capteur de référence utilisant une double antenne GPS, permettant d'accéder au cap réel du véhicule (ce capteur est utilisé de façon ponctuelle en vue d'obtenir une réalité terrain). Les différentes mesures ont été obtenues lors d'un virage, effectué à une vitesse de 10km.H^{-1} sur un champ. Comme attendu, le cap issu du filtre de Kalman constitue une mesure très lissée du cap réel du véhicule, comme il peut être constaté sur la figure 2.7(b).

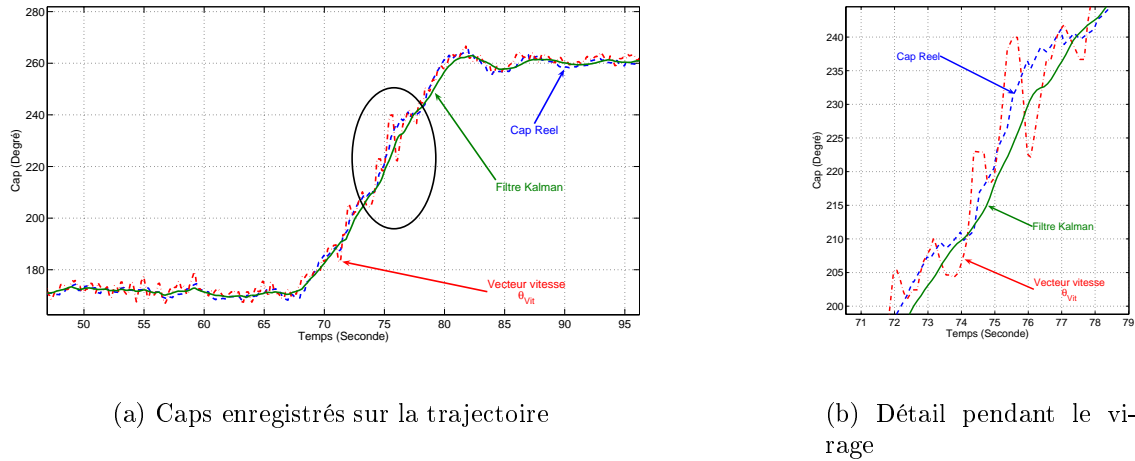


FIG. 2.7 – Résultats sur le cap estimé

La relation (2.11) permet ainsi d'accéder à l'orientation absolue du véhicule et donc à $\tilde{\theta}$, dernière variable manquante. Toutefois, la reconstruction par filtrage de Kalman utilise d'une part le vecteur vitesse (qui ne reflète pas exactement le cap réel, lorsque le véhicule est soumis au glissement - évolution en crabe), et un modèle de véhicule sous hypothèse de roulement sans glissement. En conséquence le cap issu du filtre de Kalman est relativement proche du cap réel du véhicule, mais peut être entaché d'un biais. Si celui-ci a une influence très limitée sur un algorithme de guidage classique, nous verrons qu'il peut avoir une influence plus importante sur les algorithmes développés dans ce mémoire. Les problèmes liés à ce biais seront évoqués au chapitre 3 et pris en considération dans le chapitre 6.

Enfin, pour des raisons évidentes de bonne réception des satellites, l'antenne GPS est située en haut de la cabine du véhicule (suspendue par rapport à l'essieu), soit à une hauteur de 3m. Si le véhicule évolue sur un terrain irrégulier (présence de creux et de bosses), une variation de l'angle de roulis est observée, générant de fait un débattement latéral important pour la position de l'antenne. D'une part, une telle variation dégrade légèrement la mesure de la position, ajoutant ainsi un bruit à cette mesure, et donc dégradant la précision de l'antenne GPS. D'autre part, elle bruite singulièrement le signal issu des vecteurs vitesses (Cf le tracé relatif à θ_{vit} sur la figure 2.7) et est donc susceptible de perturber le filtre de Kalman.

Ces limitations sur les mesures (biais de l'estimation du cap et mouvements parasites de l'antenne), auront une influence non négligeable sur les choix scientifiques et techniques réalisés. Il convient pour la suite de garder en mémoire que les précisions des mesures sont moins importantes que dans le cas idéal et que les bruits de mesure sont amplifiés par rapport aux bruits dus uniquement aux capteurs.

2.4 Résultats de la loi classique - Problématique

Pour les validations expérimentales de la loi de commande (2.8), les gains de la loi de commande ont été fixés à : $(K_p, K_d) = (0.09, 0.6)$, définissant un pôle double à 0.3, ce qui détermine en théorie une distance de réponse longitudinale de 15m sans dépassement. Dans cette section, seul le suivi de ligne droite sur terrain plat est considéré dans un premier temps, afin de valider le fonctionnement de la loi de commande dans son cadre d'étude (hypothèse RSG). Le cas du suivi de ligne droite sur terrain en pente, ainsi que le suivi de trajectoire courbe sera ensuite étudié, afin de pointer les limitations de ce type de commande, point de départ des travaux de thèse.

2.4.1 Résultats lorsque les hypothèses sont satisfaites

Dans un premier temps réalisons un suivi de ligne droite avec un écart latéral initial important de 10m et un écart angulaire initial proche de 90° , à une vitesse de 6 km.H^{-1} . Sous ces conditions, la figure 2.8 présente les résultats expérimentaux relatifs à l'écart latéral (ou erreur de suivi, présentée sur la figure 2.8(a)) et à l'écart angulaire (figure 2.8(b)). Comme le montre les résultats réels, le véhicule converge bien vers la trajectoire de référence avec une distance de réponse d'environ 15m, conformément au comportement attendu et demeure bien sur la trajectoire de référence (les écarts demeurent très proche de zéro, après avoir convergés).

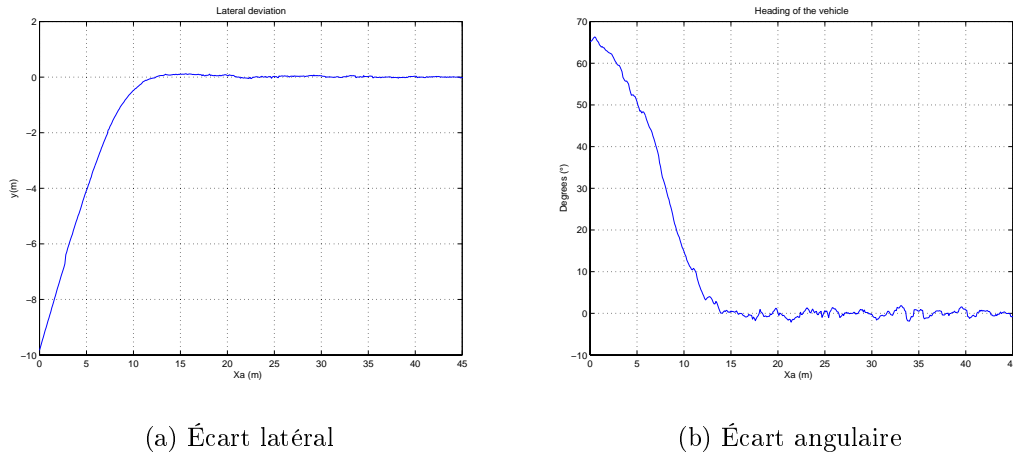


FIG. 2.8 – Résultat réel de suivi de ligne droite avec écarts initiaux importants

Cette figure, outre l'asservissement du véhicule à sa trajectoire de référence, permet de démontrer la bonne convergence de celui-ci, même avec des écarts initiaux importants. De manière générale, cette loi de commande permet de suivre une ligne droite de façon très précise et, après la phase d'initialisation (si l'algorithme est lancé alors que le véhicule ne se situe pas sur la trajectoire de référence), la précision demeure, dans la majorité des cas dans les conditions suivantes (après de multiples essais de suivi de ligne droite sur terrain plat) :

- Biais maximal=2.7cm.
- Écart type maximal=3cm.

Ce qui répond aux exigences de précision des travaux agricoles.

Il est également possible de montrer d'un point de vue expérimental la relative indépendance de la réponse vis-à-vis de la vitesse longitudinale v du véhicule. Pour montrer cette indépendance, une ligne droite théorique a été définie, comportant un saut de 2m à l'abscisse curviligne 50m (comme représenté en trait plein noir sur la figure 2.9). Une telle trajectoire créera donc un saut d'écart latéral à cette même abscisse. Cette trajectoire est ensuite suivie plusieurs fois à des vitesses différentes (allant de 2km.H^{-1} à 14km.H^{-1}).

Les résultats de suivi sont comparés sur la figure 2.9, explicitant les trajectoires réelle par rapport à la trajectoire théorique (trajectoire de référence). Il est possible de constater que, quelle que soit la vitesse fixée pour le véhicule, la trajectoire empruntée lors des différents suivis est quasiment invariante. La distance de réponse est bien, dans tous les cas de figure, proche des 15m fixés théoriquement.

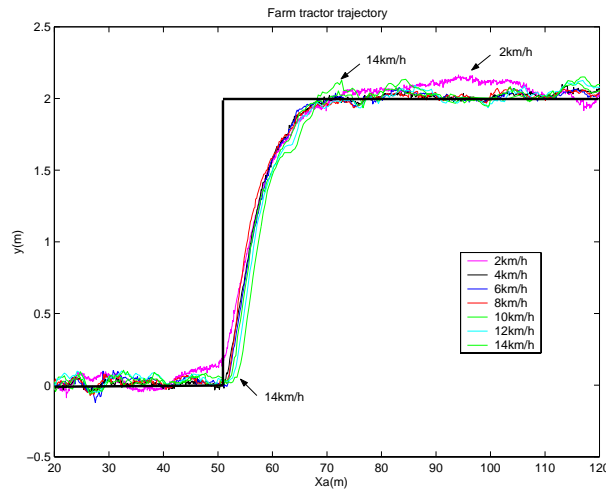


FIG. 2.9 – Réponse à un saut d'écart latéral de 2m, indépendance vis-à-vis de la vitesse v

Il est toutefois possible de constater sur la figure 2.9, que, pour la vitesse la plus élevée (14km.H^{-1}), un léger dépassement de 10cm apparaît, absent théoriquement, ainsi qu'un retard au début du saut d'écart latéral. Ces caractéristiques sont liées au retard introduit par le temps de réponse de l'actionneur (vérin hydraulique pilotant l'angle de braquage). Cette vitesse constitue donc la vitesse maximale compatible avec le dispositif bas niveau.

Par ailleurs, pour des vitesses très basses (dans le cas de la figure 2.9, 2km.H^{-1}), des oscillations apparaissent, liées à la perte de précision sur la mesure du vecteur vitesse. En effet, pour de faibles vitesses d'avance, l'estimation du cap par le vecteur vitesse (θ_{vit}) est dégradée ce qui implique une estimation du cap plus bruitée, même en utilisant le filtre de Kalman.

En conséquence, la plage des vitesses de suivi est contrainte par ces limitations opérationnelles. Les vitesses les plus appropriées, par rapport au dispositif expérimental doivent donc être comprises entre 5 et 15 km.H^{-1} . Pour les essais réels, nous nous situerons dans la suite dans cette plage de vitesse, ce qui ne constitue pas une limitation importante pour l'application privilégiée, les travaux agricoles étant réalisés à de telles vitesses.

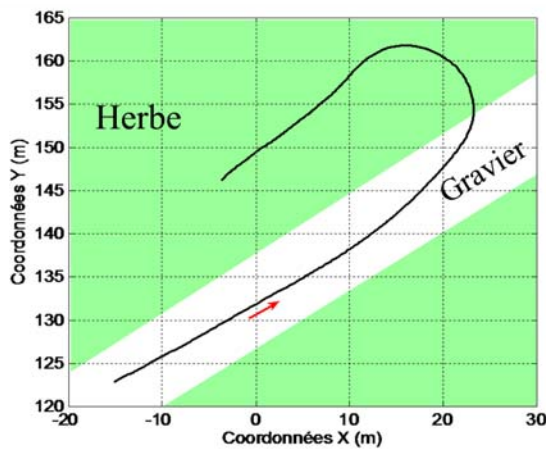
2.4.2 Limites de l'approche classique

Si les résultats sont très satisfaisants pour le suivi de ligne droite sur terrain plat, la précision est toutefois dégradée lorsque l'hypothèse de roulement sans glissement des roues sur le sol

n'est plus respectée. Dans cette section, deux cas pratiques sont étudiés : le suivi de trajectoire quelconque sur terrain plat, et le cas de l'évolution sur terrain en pente. Les réglages précédents concernant les gains de la loi de commande sont conservés.

2.4.2.1 Résultats en courbe sur terrain plat

Considérons la trajectoire réelle enregistrée par un passage préalable en conduite manuelle, présentée sur la figure 2.10(a). Celle-ci est constituée de deux lignes droites, séparées par un demi-tour. Le terrain d'évolution est mixte : la trajectoire débute sur un sol de type gravier, puis rentre sur un pré au quart environ du demi-tour. Le virage considéré, associé aux propriétés d'adhérence des sols rencontrés est susceptible de générer un phénomène de glissement, perturbant la loi de commande sous hypothèse RSG.



(a) Trajectoire réelle enregistrée sur terrain plat



(b) Nature du terrain d'évolution

FIG. 2.10 – Trajectoire à suivre et terrain d'évolution

Dans ces conditions, le suivi de trajectoire est effectué à une vitesse de 6 km.H^{-1} et le résultat de l'erreur de suivi (écart latéral) est reporté sur la figure 2.11. Tout d'abord cette figure permet de vérifier que pendant les phases où la trajectoire est une ligne droite (avant l'abscisse curviligne 46m et après l'abscisse curviligne 68m), le véhicule est capable de converger vers la trajectoire de référence et de rester très proche de celle-ci, avec une grande précision (aux bruits de mesure près). Ce premier point confirme bien les résultats précédents.

Au contraire, durant le virage (entre les abscisses 46m et 68m), la précision du suivi est considérablement dégradée. Pour les conditions expérimentales décrites précédemment, le véhicule, au lieu de conserver une erreur de suivi quasi nulle, converge vers un écart sensiblement constant sur un sol donné. Durant le virage, les conditions d'adhérence ne permettent pas à la condition RSG d'être validée et un phénomène de glissement apparaît. Celui-ci n'étant pas pris en compte par la loi de commande, il ne peut être compensé et un biais sur l'écart latéral est alors observé. La loi de commande n'est donc plus en mesure d'asservir correctement le véhicule sur la trajectoire.

Par ailleurs, il est possible sur cette figure de constater les effets des propriétés d'adhérence du

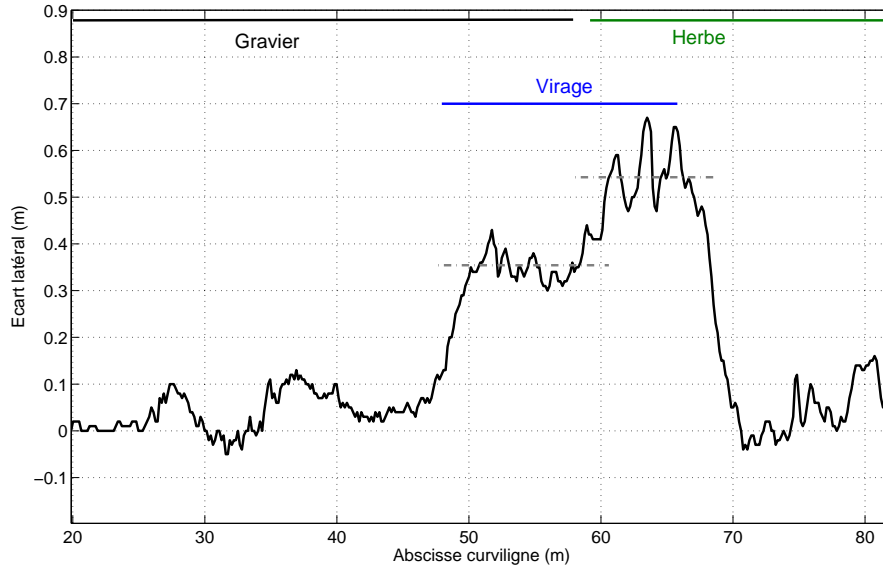


FIG. 2.11 – Résultat de suivi en virage sur sol plat, mais peu adhérent

sol sur la valeur de l'écart latéral enregistré pendant la courbe. En effet, avant l'abscisse curviligne 58m, le tracteur évolue sur du gravier, recouvrant un sol bien régulier, tandis qu'après cette abscisse, le véhicule évolue dans un pré (terre recouverte d'herbe). Cette transition correspond également à une variation de la valeur de l'écart latéral enregistré pendant le virage. En effet, entre les abscisses curvilignes 46 m à 58 m (du début du virage à la transition de nature de sol) l'écart latéral se stabilise autour d'une valeur de 35 cm, alors qu'entre les abscisses 58 à 68 m (de la transition de nature de sol à la fin du virage) cette valeur converge vers 55 cm. Cette différence de valeur est révélatrice de la différence des conditions d'adhérence à l'interface roue sol entre le gravier et l'herbe.

Il peut de plus être noté que les données lors de l'évolution sur l'herbe sont plus bruitées que pour l'évolution sur gravier. L'effet des irrégularités du terrain d'évolution peut ici être observé. En effet, le terrain est beaucoup plus irrégulier (creux et bosses) dans la deuxième partie de la trajectoire, créant ainsi des effets de roulis, générant des mouvements parasites latéraux de l'antenne GPS et donc ajoutant du bruit sur les mesures.

L'effet du phénomène de glissement lors du suivi d'une trajectoire courbe par une commande du type δ_{RSG} (sous hypothèse RSG) peut donc être mis à jour ici. Il génère un écart latéral dépendant des conditions d'adhérence (ainsi que de la vitesse du véhicule, qui intervient dans les conditions de contact) et dont l'ordre de grandeur n'est pas acceptable. Pour l'application privilégiée, le suivi sera jugé acceptable si l'erreur de suivi est comprise dans un intervalle de $\pm 15\text{cm}$. Enfin, nous pouvons constater que si les conditions d'adhérence sont constantes alors l'écart engendré par le glissement des roues sur le sol le sera également.

2.4.2.2 Résultats en ligne droite sur terrain en pente

La même perte de précision (convergence vers un écart latéral non nul) peut être mise en évidence en pente. Dans l'expérimentation proposée ici, le véhicule suit une ligne droite perpen-

diculaire à la ligne de plus grande pente. Sous l'effet de son poids, une force est appliquée sur chacune des roues, qui en fonction de la nature du sol pourra ou non être compensée. Dans des conditions de mauvaise adhérence, le même phénomène que précédemment peut être observé.

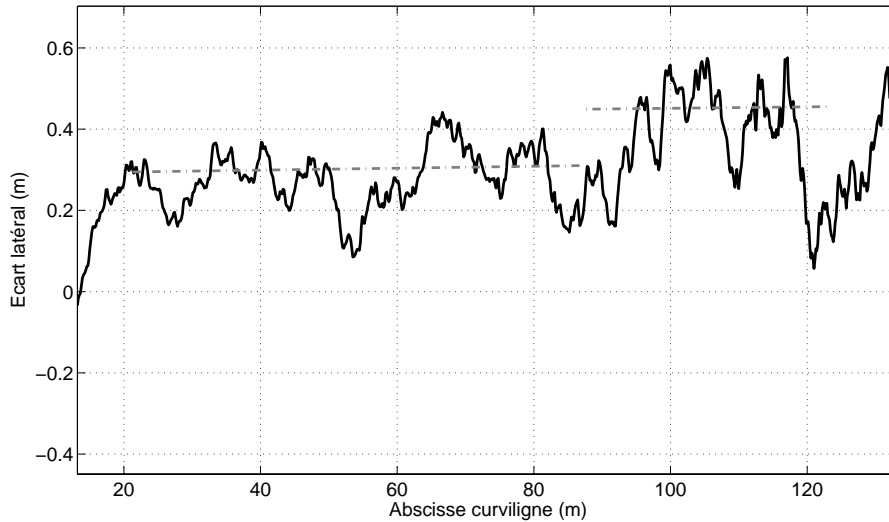


FIG. 2.12 – Résultat suivi de ligne droite en pente, sur terrain peu adhérent

La figure 2.12 présente l'erreur réelle de suivi d'une ligne droite, réalisé à 6Km.H^{-1} , sur un terrain en pente d'environ 15%. Il peut être constaté que le véhicule converge vers un écart latéral non nul, représentatif des mauvaises conditions d'adhérence. L'écart observé sur l'ensemble du suivi n'est pas rigoureusement constant : il oscille autour d'une valeur pouvant être estimée à 30 cm dans une première partie du suivi (jusqu'à 80m), puis environ 45 cm au-delà. Ce phénomène est révélateur de la variabilité des conditions d'adhérence dans cette configuration. En effet, le véhicule perd et reprend de l'adhérence tout au long du suivi.

2.4.2.3 Insatisfactions liées à l'utilisation la loi de commande classique

En conclusion, lorsque l'hypothèse de roulement pur n'est pas valide, l'attitude du véhicule lors du suivi de trajectoire commandé par la loi (2.8) n'est plus conforme à la théorie, puisque celui-ci ne converge pas vers la trajectoire de référence. D'un point de vue applicatif, ce comportement n'est plus satisfaisant compte tenu des spécifications requises dans le milieu agricole puisque la précision devient supérieure à l'intervalle d'acceptabilité. Le véhicule converge néanmoins, non plus vers un écart latéral nul (i.e. vers sa trajectoire), mais vers un écart latéral constant, dépendant des conditions d'adhérence. Ce comportement est lié au fait que les glissements sont négligés dans le modèle (2.1) utilisé pour construire la loi de commande. Celui-ci ne prenant pas en compte ce phénomène, il est normal que la loi de commande ne permette plus la convergence du véhicule vers la trajectoire à suivre.

2.5 Lois de commande alternatives et motivation de l'approche proposée

Avant de nous intéresser en détail à l'algorithme global développé dans ce mémoire, quelques pistes concernant la conception de commande de robots dans le cadre de la mobilité accrue sont ici explorées en relation avec le suivi de trajectoire afin de positionner et de motiver les travaux réalisés. Deux grands types d'approche sont considérés : la première s'affranchissant de toute modélisation du phénomène de glissement, la seconde s'appuyant sur une caractérisation du non respect de la non holonomie (soit par un modèle incluant les glissements, soit en intégrant une perturbation dans la modélisation classique).

2.5.1 Approches n'utilisant pas de modélisation de glissement

Étant donné la complexité de la caractérisation du contact roue sol (dont quelques détails sont donnés au chapitre 3) et la variabilité des conditions de contact, il peut sembler judicieux de ne pas rentrer dans une modélisation du véhicule intégrant la description de l'interaction entre la roue et le sol. L'idée consiste alors à travailler toujours avec un modèle cinématique sous hypothèse RSG, mais en considérant le phénomène de glissement comme une perturbation extérieure. La dégradation de la précision de suivi d'une trajectoire devra alors être compensée par des techniques de commande robuste vis-à-vis de ces mouvements perturbants. Deux techniques sont ici particulièrement détaillées, ayant fait l'objet d'investigations plus approfondies. La pertinence de quelques techniques de commande robustes seront ensuite discutées.

2.5.1.1 Utilisation de l'action intégrale pour compenser les glissements

A la lumière des résultats de suivi sous la loi de commande (2.8) - convergence vers un écart latéral constant (si les conditions d'adhérence sont constantes) - une solution naturelle peut sembler être la mise en place d'une action intégrale dans cette loi de commande. Comme précisé dans la section 2.3.4, il est possible de mettre en place une telle action sur la loi de commande δ_{RSG} . En récrivant le modèle non holonome du véhicule (2.1) sous forme d'une chaîne d'intégrateur (système (2.5) mis sous forme linéaire), il est alors aisé d'ajouter l'intégrale de l'écart latéral, comme suit :

$$\begin{cases} a'_1 = 1 \\ a'_0 = a_2 \\ a'_2 = a_3 \\ a'_3 = m_3 \end{cases} \quad (2.12)$$

Le terme a_0 définit l'intégrale de a_2 (homogène à l'écart latéral y) sur l'abscisse curviligne s . En utilisant ce système d'équations, la convergence de a_2 et a_3 et de leur intégrale peut alors être trivialement assurée par la loi de commande virtuelle m_3 définie par (2.13).

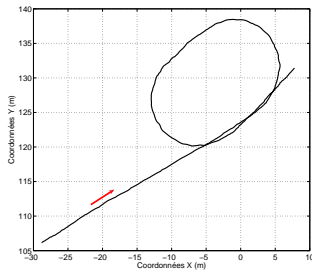
$$m_3 = -K_d a_3 - K_p a_2 - K_i a_0 \quad (K_p, K_d, K_i) \in \mathbb{R}^{+3} \quad (2.13)$$

Cette équation différentielle introduit ici un nouveau gain K_i homogène au gain intégral d'un correcteur PID. La définition de la loi de commande basée sur le système d'équation (2.12) est présentée par l'équation (2.14). Cette loi de commande est obtenue en reprenant les définitions des changements de variables et en utilisant leur propriété d'inversibilité.

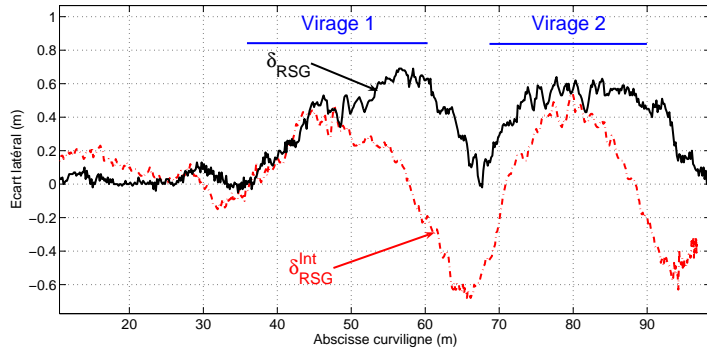
$$\delta_{RSG}^{Int}(y, \tilde{\theta}) = \arctan(L[\frac{\cos^3 \tilde{\theta}}{(1-c(s)y)^2}(\frac{dc(s)}{ds}y \tan \tilde{\theta} - K_d(1-c(s)y) \tan \tilde{\theta} - K_p y - K_i \int_s y + c(s)(1-c(s)y) \tan^2 \tilde{\theta}) + \frac{c(s) \cos \tilde{\theta}}{1-c(s)y}]) \quad (2.14)$$

Théoriquement, l'introduction d'une action intégrale permet d'annuler les erreurs statiques (ou quasi-statiques), liées à des perturbations extérieures. Toutefois les retards liés au bas niveau (actionneur des roues avants) et aux non-linéarités négligées (comme l'inertie par exemple), n'autorisent pas à donner un poids important à l'intégrateur pour le réglage du correcteur PID, sous peine de générer un comportement oscillant du véhicule. Il devient nécessaire d'imposer une distance de convergence relativement longue. Or les phénomènes de glissement sont variables (modification des conditions d'adhérence) et cette perturbation ne peut être considérée comme rigoureusement statique. Dans les faits, les perturbations induites par le glissement varient sur des distances plus courtes que la distance de convergence du régulateur PID qu'il a été nécessaire d'imposer. Ce qui rend, au final, inopérant l'ajout d'une action intégrale. Le compromis entre réactivité et robustesse de la loi δ_{RSG}^{Int} est ici difficile à trouver et mène à un comportement insatisfaisant.

Pour s'en convaincre et à titre d'exemple, le suivi de la trajectoire présentée sur la figure 2.13(a) est réalisé à une vitesse de 6km.H^{-1} , avec la loi de commande δ_{RSG}^{Int} . Les gains K_p , K_d et K_i sont fixés le mieux possible vis-à-vis du compromis décrit précédemment et compte tenu du dispositif expérimental. Le résultat du suivi de trajectoire dans de telles conditions conduit à la courbe d'erreur présentée sur la figure 2.13(b) en trait mixte rouge. Celui-ci est comparé au suivi obtenu avec la loi de commande sans action intégrale en trait plein noir.



(a) Trajectoire réelle à suivre



(b) Résultat de suivi réel de courbe, avec action intégrale

FIG. 2.13 – Résultats réels de suivi de trajectoire avec commande utilisant une action intégrale

Sur cette figure, nous pouvons remarquer que l'action intégrale conduit le véhicule à ne pas se stabiliser autour d'un écart latéral constant, mais au contraire à converger comme attendu vers la trajectoire de référence. Toutefois, le retour vers une erreur de suivi quasi nulle ne s'effectue qu'à la fin du virage (étant donné le choix sur K_i). A ce moment, le glissement n'intervient plus de façon constante et le terme intégral $\int_s y$ doit se décharger, amenant un dépassement important et de signe opposé à celui enregistré en début de virage. Une distance importante est nécessaire pour résorber le terme intégral, ce qui augmente la durée pendant laquelle la précision de suivi est insuffisante. L'utilisation d'une action intégrale pour compenser les phénomènes de

glissement n'est donc pas satisfaisante pour le suivi de trajectoire de robot dans le cadre de la mobilité accrue.

2.5.1.2 Commande à modes glissants

Une technique de commande célèbre pour sa robustesse vis-à-vis de perturbations non modélisées - donc ne nécessitant pas de modification du modèle du véhicule - est la commande par modes glissants. Celle-ci introduite par Utkin (voir [UGS99]), trouve plusieurs applications dans le domaine des robots manipulateurs, mais demeure peu usitée dans le monde de la robotique mobile. Néanmoins, on peut citer [LSXL00] qui propose une telle approche pour le cas des robots non holonomes, tandis que [CLO02] développe une loi de commande reposant également sur ce principe pour le suivi de trajectoire robuste vis-à-vis, en particulier, du phénomène de glissement. Ces travaux sont cependant appliqués à des robots de faible taille, n'embarquant pas de passager et évoluant dans des environnements où le glissement demeure très limité. Nous avons envisagé dans [HLTM04], une adaptation de ce principe pour la commande de robots dans le cadre de la mobilité accrue. Dans cette section, ces travaux sont résumés et des résultats expérimentaux sont présentés.

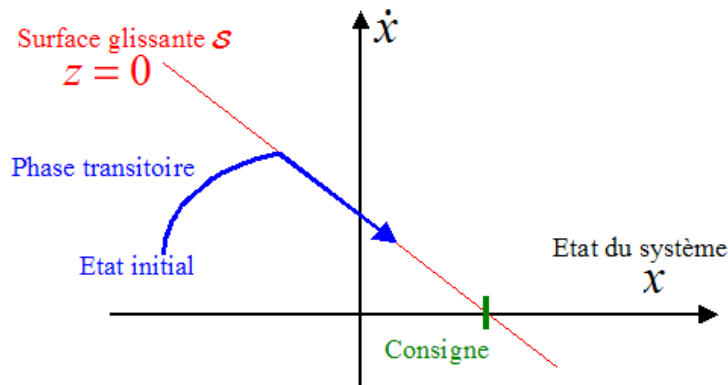


FIG. 2.14 – Schéma de principe de la commande à mode glissant

La philosophie de la commande par modes glissants repose sur le fait que les perturbations auxquelles est soumis le système sont bornées, et peut être résumée de la façon suivante (voir figure 2.14). Une surface dans l'espace d'état, appelée surface glissante est définie (notée \mathcal{S}), contenant le point à atteindre (consigne). Une première loi de commande est conçue pour assurer le déplacement de tout état appartenant initialement à cette surface le long de \mathcal{S} , jusqu'à la convergence vers la consigne (point d'équilibre de la surface, assurant théoriquement le suivi de la trajectoire). La robustesse est ensuite obtenue en complétant la loi de commande pour rendre la surface attractive pour un état quelconque en supposant les perturbations bornées.

Dans le cas du suivi de trajectoire d'un robot mobile, cette technique peut être appliquée de la façon suivante. Reprenons le modèle sous hypothèse de roulement sans glissement (2.4) et ajoutons deux perturbations bornées $\bar{\epsilon}_2$ et $\bar{\epsilon}_3$ intervenant de façon additive sur les variables homogènes aux écarts latéraux et angulaires. Il vient :

$$\begin{cases} \dot{a}_1 &= m_1 \\ \dot{a}_2 &= a_3 m_1 + \bar{\epsilon}_2 \\ \dot{a}_3 &= m_2 + \bar{\epsilon}_3 \end{cases} \quad (2.15)$$

Comme dans le cas sans perturbation, il est judicieux de changer d'échelle de temps et de décrire l'évolution du modèle par rapport à l'abscisse curviligne s , afin d'obtenir un système indépendant de la vitesse. Le système (2.15) peut alors être mis sous la forme définie par le système (2.16), avec $\epsilon_i = \frac{\bar{\epsilon}_i}{m_1}$.

$$\begin{cases} a'_1 &= 1 \\ a'_2 &= a_3 + \epsilon_2 \\ a'_3 &= m_3 + \epsilon_3 \end{cases} \quad (2.16)$$

En utilisant ce nouveau système, une fonction de commutation z est alors définie par l'équation (2.17) ainsi que la surface glissante associée $z = 0$.

$$\begin{aligned} z &= \Lambda a_2 + a_3 \\ \text{avec} \quad \Lambda &\in \mathbb{R}^{+*} \end{aligned} \quad (2.17)$$

Comme il est prouvé dans [HLTM04], la convergence du système vers la surface glissante et le déplacement sur cette surface (2.17) peut être obtenue par la loi de commande définie par :

$$\begin{aligned} m_3 &= -kz - \Lambda a_3 - \rho \text{sign}(z) \\ \text{avec} \quad \rho &> |\Lambda \epsilon_2 + \epsilon_3| \end{aligned} \quad (2.18)$$

En effet, en dérivant (2.17) par rapport à l'abscisse curviligne s et en utilisant l'équation (2.16), nous obtenons l'expression :

$$z' = \Lambda a_3 + \Lambda \epsilon_2 + m_3 + \epsilon_3 \quad (2.19)$$

La loi de commande (2.18) impose donc :

$$z' = -kz + \Lambda \epsilon_2 + \epsilon_3 - \rho \text{sign}(z) \quad (2.20)$$

ce qui implique bien que, étant donné la condition sur ρ , la surface \mathcal{S} soit attractive. L'état du véhicule est donc contraint de se déplacer sur la surface $z = 0$ ce qui correspond à l'équation (2.21) :

$$\Lambda a_2 + a_3 = 0 \quad (2.21)$$

En utilisant le modèle (2.16), on obtient alors l'équation différentielle (2.22) vérifiée par l'état du système.

$$a'_2 = -\Lambda a_2 + \epsilon_2 \quad (2.22)$$

Compte tenu de cette équation, la convergence de a_2 n'est pas parfaitement assurée, mais a_2 demeure toutefois bornée (la borne dépend de ϵ_2 et de Λ). Les preuves de stabilité sont données dans [HLTM04]. En considérant à présent les définitions des changements de variables, la loi de commande (2.23) peut alors être calculée. Elle assure au système une réponse bornée vis-à-vis du phénomène de glissement (sous l'hypothèse que des bornes pour ϵ_2 et ϵ_3 peuvent être trouvées).

$$\begin{aligned} \delta_{MG}(y, \tilde{\theta}) &= \arctan \left\{ L \left[\frac{\cos^3 \tilde{\theta}}{(1-c(s)y)^2} \left(\frac{dc(s)}{ds} y \tan \tilde{\theta} \right. \right. \right. \\ &\quad \left. \left. \left. - kz - \Lambda a_3 - \rho \text{sign}(z) + c(s)(1-c(s)y) \tan^2 \tilde{\theta} \right) + \frac{c(s) \cos \tilde{\theta}}{1-c(s)y} \right] \right\} \end{aligned} \quad (2.23)$$

Si la convergence autour d'un voisinage borné de la trajectoire est un résultat intéressant, un premier problème consiste à définir des bornes pour les perturbations. Un deuxième problème est lié à l'effet de hachage dû à l'utilisation de la fonction $\text{sign}()$. Ce hachage est amplifié par le

temps de réponse de l'actionneur qui engendre alors un phénomène oscillatoire sur le comportement du véhicule. Pour limiter dans une certaine mesure cet effet, il est possible de substituer la fonction $\arctan()$ ou $\tanh()$ à la fonction $\text{sign}()$. Toutefois, l'emploi de ces dernières fonctions allonge alors considérablement la réactivité du véhicule.

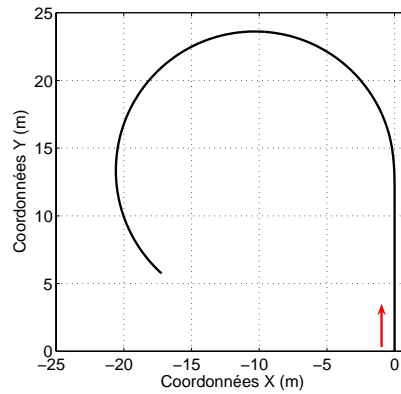


FIG. 2.15 – Trajectoire théorique devant être suivie en simulation

Pour tester le comportement théorique de la loi de commande à mode glissant (2.23), la simulation suivante est proposée. Le suivi de la trajectoire décrite sur la figure 2.15 est réalisé à la vitesse de 8.4 km.H^{-1} . Les glissements sont simulés par l'intermédiaire d'un modèle cinématique modifié, basé sur l'introduction de dérives sur les pneumatiques, en fonction de l'angle de braquage (la description plus précise d'une telle simulation est disponible à la section 4.4.3.3 - page 84, une fois les modèles cinématiques étendus définis). Le résultat de l'erreur de suivi simulé sous la commande δ_{MG} , ainsi que celui obtenu sous la loi de commande δ_{RSG} sont comparés sur la figure 2.16. Le réglage des paramètres de la loi de commande à mode glissant est réalisé pour obtenir le même comportement que la loi classique dans le cas où les glissements sont nuls ($\epsilon_1 = \epsilon_2 = 0$).

Comme il était prévisible au vu de l'équation (2.22), il peut être constaté que l'écart latéral est considérablement réduit. Toutefois, le véhicule a un comportement oscillant (renforcé par la prise en compte des propriétés du bas niveau lors de la simulation). De plus la valeur moyenne n'est pas théoriquement centrée sur zéro (moyenne non nulle), comme cela était prévisible au vu de l'équation différentielle (2.22). Ce comportement théorique ne correspond donc pas à un comportement souhaité, ni d'un point de vue précision (il n'y a pas de convergence rigoureuse sur la trajectoire de référence), ni d'un point de vue confort (le véhicule oscille).

Lors du passage à l'expérimentation, les effets dynamiques ont tendance à renforcer cet effet d'oscillation, rendant le transport peu agréable. Les résultats d'expérimentations réelles menées avec une version adoucie (remplacement de la fonction $\text{sign}()$ par la fonction $\arctan()$) pour le suivi de la trajectoire présentée sur la figure 2.17(a) sont donnés sur la figure 2.17(b).

L'écart latéral est certes réduit de façon significative pendant le virage (entre les abscisses curvilignes 25 et 55m), mais les oscillations induites sont relativement importantes. Par ailleurs, la convergence autour d'un écart nul n'est pas strictement assurée et le véhicule ne reste pas sur sa trajectoire de façon permanente. Enfin, le comportement oscillant est observé, même pendant

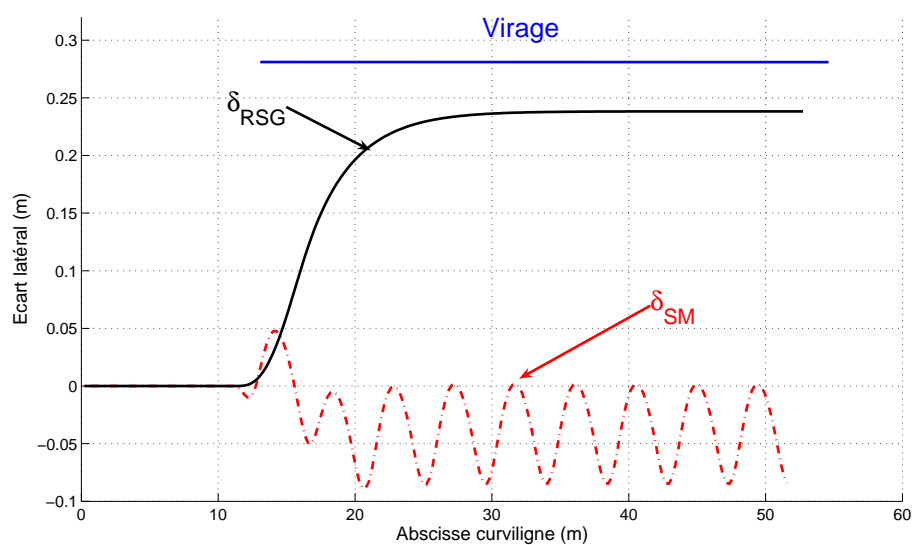
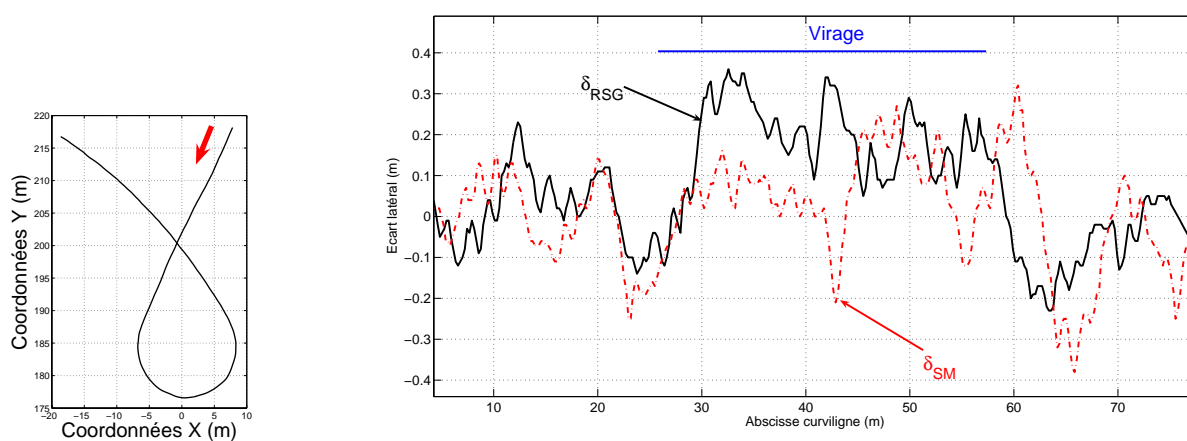


FIG. 2.16 – Résultat de simulation par contrôle à mode glissant avec bas niveau



(a) Trajectoire réelle à suivre

(b) Résultat de suivi réel, commande par mode glissant

FIG. 2.17 – Résultats réels de suivi de trajectoire avec commande par mode glissant

le suivi de ligne droite, ce qui n'est pas satisfaisant d'un point de vue pratique.

2.5.1.3 Quelques pistes pour la commande de nouveau modèle

Toujours en conservant le point de vue où les glissements sont considérés comme des perturbations extérieures, d'autres techniques de commande peuvent être citées. L'utilisation de réseaux de neurones et/ou des principes de logique floue en font partie. Dans ces approches, une étape de modélisation plus approfondie n'est pas requise. Les travaux décrits dans [Riv99] ou [WMW04] explorent de telles techniques de commande, afin d'assurer une navigation satisfaisante dans le contexte de robots complètement autonomes évoluant en milieu naturel. Toutefois, si l'emploi de ces principes de commande peut s'avérer adéquat lorsque la tâche est mal définie, ceux-ci sont surtout utilisés en robotique mobile à des fins de choix de trajectoire admissible ou de planification. Ils ne sont que rarement dédiés au suivi de trajectoire. Dans le cas du suivi, l'application de tels principes de commande ne semble pas judicieuse car la commande par réseau de neurones ne permet pas de garantir la précision, et le fonctionnement du véhicule ne peut être décrit de façon déterministe, ce qui n'est pas souhaitable ici. Une autre possibilité serait l'utilisation de techniques de commande à grand gain (voir [Ilc96]), couramment appliquée dans le cadre des robots manipulateurs (voir par exemple [Wu97]). Cette technique demeure cependant peu usitée dans le domaine de la robotique mobile et en particulier dans le cas des véhicules en milieu naturel, compte tenu des propriétés des actionneurs dédiés aux robots dans le cadre de la mobilité accrue.

2.5.1.4 Conclusions sur les approches ne nécessitant pas de modèle de glissement

Au vu des résultats concernant les approches envisagées et compte tenu de la spécificité de la commande de robots dans le cadre de la mobilité accrue, les approches s'affranchissant d'un modèle d'évolution caractérisant le mouvement du véhicule en présence de glissement apparaissent comme trop conservatives. Elles ne seront donc pas développées dans la suite du mémoire.

L'utilisation d'une technique de commande basée sur un modèle d'évolution du véhicule semble plus pertinente pour ce cas d'étude, au vu de l'importance du phénomène de glissement, de l'objectif poursuivi et de la variabilité des conditions d'adhérence.

Toutefois, de telles approches ne sont pas écartées de façon définitive et les principes de commande robuste pourront être envisagés à la suite des travaux privilégiant l'utilisation d'un modèle de glissement, afin de limiter les dernières imprécisions liées aux incertitudes de mesure.

2.5.2 Lois de commandes alternatives s'appuyant sur une modélisation du glissement

Pour réaliser des validations théoriques des principes de commande envisagés, il semblait de toute façon nécessaire de disposer d'un modèle d'évolution, ne serait-ce que pour la conception d'un simulateur. Le développement de modèles d'évolution plus complets que le modèle décrit par le système d'équations (2.1) est de toute façon nécessaire. En outre, un des intérêts de la modélisation est de bien saisir le comportement du véhicule lorsque celui-ci est soumis aux glissements et d'appréhender de façon correcte l'impact des principes de commande utilisés sur la dynamique du véhicule considéré.

La modélisation du comportement du véhicule incluant le phénomène de glissement doit ici être comprise au sens large. Ainsi, deux niveaux de modélisation peuvent être distingués : l'un utilisant des modèles dynamiques issus de considérations mécaniques, l'autre intégrant une modification du modèle cinématique classique (perturbation structurée par exemple) dont la description est réalisée de manière à concevoir une commande adaptée. Plusieurs types de commande peuvent alors être envisagés en fonction de ces niveaux de modélisation.

Utilisés de façon privilégiée pour la simulation, les modèles dynamiques complets ne sont que rarement utilisés pour la commande de véhicule dans le cadre d'un fonctionnement autonome (nous détaillerons quelques uns de ces modèles dans le chapitre 3). Ces quelques approches exploitant de tels modèles se pour construire une commande complète du véhicule se différencient selon le niveau de complexité du modèle et la connaissance de l'environnement du robot à commander.

Si le modèle dynamique comporte peu de paramètres (pouvant ainsi être mesurés ou estimés en ligne), ou si les inconnues de modèle peuvent être évaluées de façon définitive (par connaissance des conditions expérimentales), des commandes basées sur ces modèles dynamiques peuvent être envisagées. C'est le cas pour les approches définies dans [Thu95] ou [Ler98] où ces commandes par retour d'état linéarisant sont proposées (déjà mentionnées dans la section 2.2.2). Lorsque le modèle et le système de mesure adopté l'autorisent, il est possible d'intégrer des schémas adaptatifs afin d'estimer les paramètres de façon explicite en temps réel (via l'utilisation d'observateur comme évoqué dans [Ack02]). Cependant, dans le cas de robots évoluant hors route, de telles approches semblent peu applicables dans le sens où les paramètres requis sont très variables (comme les rigidités de dérive par exemple) et difficilement mesurables en temps réel. Si la méconnaissance des paramètres du modèle dynamique ne peut être levée, des techniques de commande adaptative sans modèle ou robuste peuvent être mises en place (comme dans [ZCV03] ou [Pou02], déjà évoqués dans la section 2.2.2 de ce chapitre). Cependant, on retrouve alors les mêmes limitations que celles pointées précédemment pour les techniques ne nécessitant la mise en place de modèle décrivant le phénomène de glissement.

Afin de contourner les difficultés d'estimation provenant des modélisations dynamiques, l'utilisation de modèles cinématiques augmentés ou dynamiques simplifiés (dit encore à dynamique lente) peut être recensée. En effet, une des principales restrictions liées à l'utilisation d'un modèle cinématique sous hypothèse de roulement sans glissement est qu'il ne peut décrire certains mouvements rendus possible par le phénomène de glissement (le robot mobile peut alors admettre des mouvements holonomes). L'ajout de variables traduisant un relâchement de la non holonomie constitue alors une possibilité intéressante. Sans prendre en compte de considérations mécaniques rigoureuses, l'intégration de tels paramètres permet toutefois de rendre compte de l'influence du glissement sur le comportement du robot mobile.

Dans [HCC⁺04], un "vecteur de dérapage", estimé en ligne et décrivant ces mouvements additionnels est utilisé pour compenser ces effets. Dans ce cas, le modèle est modifié dans le sens où un vecteur supplémentaire au vecteur d'état est utilisé. Dans [ACB95] une approche de modélisation par perturbation singulière est proposée, initialement définie pour pouvoir tester par simulation la robustesse des lois de commande utilisées en robotique mobile vis-à-vis du glissement. Concrètement, on ajoute une perturbation permettant à ce modèle de violer la condition de roulement pur, en supposant que ces mouvements demeurent très limités. Une loi de commande basée sur ce modèle perturbé a ensuite été proposée dans [MC00]. Elle autorise la conservation d'une

bonne précision en présence de cette perturbation, sans avoir à l'évaluer de façon explicite. Une telle commande permet d'obtenir en simulation de bonnes performances, mais n'est pas testée expérimentalement et semble peu adaptée à la commande de robots mobiles en milieu naturel. En effet, la perturbation envisagée a une influence très réduite sur l'ensemble du mouvement (infinitésimale, par définition même des perturbations singulières), ce qui n'est pas le cas dans l'application visée.

2.6 Conclusion - approche privilégiée dans ce mémoire

Dans ce chapitre, nous avons tout d'abord pu mettre en évidence les difficultés liées au suivi de trajectoire pour les robots dans le cadre de la mobilité accrue. Nous avons ainsi pu constater, par l'intermédiaire de l'évaluation expérimentale d'une loi de commande classique (δ_{RSG}), basée sur un modèle cinématique de véhicule, que l'hypothèse de roulement pur sans glissement n'est plus valide dans ce contexte. Ce type de loi de commande conduit à des suivis de trajectoire dont la précision est fortement dégradée et dépend des conditions d'adhérence. Nous avons envisagé dans ce chapitre plusieurs pistes pour pallier à ce problème et répondre à la problématique de la commande pour le suivi de trajectoire dans le cadre de la mobilité accrue. Ces principes peuvent s'articuler autour de deux grandes catégories.

Tout d'abord, nous avons envisagé la possibilité de conserver pour la commande un modèle de véhicule sous hypothèse RSG, et de considérer le problème du glissement des roues sur le sol comme une perturbation. La compensation des écarts dus au manque d'adhérence au contact roue/sol peut alors être réalisée par l'intermédiaire de techniques de commande adaptatives, robustes vis à vis d'incertitudes de modèle (comme la commande à modes glissants ou à grands gains). Toutefois, bien que de telles techniques permettent d'améliorer le comportement du véhicule dans une certaine mesure, celles-ci n'assurent pas une convergence stricte de l'erreur de suivi vers 0, et apparaissent trop conservatives.

L'autre champ d'investigation réside alors dans des techniques de commande basées sur un modèle capable de rendre compte du comportement du véhicule dans le contexte de la mobilité accrue. Dans ce cadre, plusieurs niveaux de complexité peuvent être envisagés pour la construction du modèle. Un modèle dynamique relativement complet peut être envisagé, mais il requiert la connaissance de nombreux paramètres difficiles à estimer et/ou l'emploi de techniques de commande complexes pour pallier à cette méconnaissance. D'autres types de modélisation sont alors envisagés, afin de décrire la perte de la non holonomie stricte dans les équations d'évolution en limitant le nombre de paramètres à déterminer.

Les travaux présentés dans la suite du mémoire exploitent cette philosophie et deux modèles, qualifiés de "modèles cinématiques étendus" seront alors proposés : le premier est basé sur un point de vue comportemental (Modèle Orienté Véhicule) en définissant le glissement comme des mouvements additifs sur ceux offerts initialement par le modèle d'Ackermann. Le second (Modèle Orienté Pneumatique) repose sur des considérations mécaniques, et en particulier sur la prise en compte de paramètres définissant le comportement du pneumatique. Pour chacun des modèles, seuls deux paramètres doivent être estimés et sont effectivement accessibles, compte tenu du dispositif expérimental (comme décrit dans le chapitre 3).

Ces deux modèles sont, dans leurs structures, proches de modèles cinématiques, avec des propriétés similaires. Ceci permet de concevoir des lois de commande proches de celles appliquées

dans le cas où l'hypothèse RSG est considérée comme valide. En outre, l'estimation possible des paramètres de glissement (par calcul direct dans le chapitre 3 ou par une approche observateur dans le chapitre 6) autorise l'utilisation de commande adaptative à modèle (décrites dans le chapitre 4), moins conservatives que les commandes adaptatives sans modèle. Enfin, ces lois de commande sont compatibles avec la mise en place d'une action prédictive pour tenir compte des propriétés de l'actionneur (voir chapitre 5) et compenser des phénomènes dynamiques non modélisés. Nous verrons que l'introduction d'une telle action constitue un aspect très important pour pouvoir conserver un niveau de précision dans les cas de figure envisagés. L'ensemble de ces travaux sera validé à la fois au travers de simulations et d'expérimentations

Chapitre 3

Modélisation du véhicule en présence de glissement

3.1 Introduction

L'hypothèse de roulement pur sans glissement, sur laquelle est bâti le modèle cinématique envisagé dans le chapitre 2, ne permet pas de caractériser de façon suffisamment précise le comportement du véhicule dans le cadre de la mobilité accrue. En effet, lorsque celui-ci est soumis aux phénomènes de glissement (lors de la prise d'un virage ou de l'évolution en pente par exemple), le modèle cinématique classique (dit d'Ackermann) néglige les déplacements liés à ces phénomènes, et la loi de commande basée sur ce modèle ne peut plus maintenir le véhicule sur la trajectoire de référence. Par ailleurs, la mise en place de commande adaptative sans modèle intégrant le phénomène de glissement, comme envisagée précédemment, ne permet pas d'obtenir des résultats satisfaisants : que ce soit au niveau de la précision du suivi, ou au niveau du confort de l'utilisateur, de telles approches mènent à des comportements inacceptables ou peu appropriés vis-à-vis du contexte applicatif.

Nous avons donc convenu au chapitre 2 qu'il est nécessaire de disposer d'un modèle permettant de caractériser le phénomène de glissement, avant de l'intégrer dans un algorithme assurant l'asservissement du véhicule sur une trajectoire de référence, en prenant en compte les conditions d'adhérence.

Après avoir donné quelques éléments permettant une modélisation dynamique du comportement du véhicule, nous verrons que de telles approches sont difficilement applicables pour construire une commande à cause des nombreux paramètres devant être estimés en temps réel. Une approche alternative est donc proposée, permettant de réduire de façon significative le nombre d'inconnues de modèle tout en assurant une description fine du comportement du véhicule en présence de glissements. Deux modèles, qualifiés de **modèles cinématiques étendus**, sont construits sur ce principe (préservant une structure cinématique, particulièrement intéressante pour la synthèse de lois de commande).

3.2 Modèle dynamique

Une approche naturelle, pour pouvoir caractériser la dynamique d'un véhicule, lorsque l'hypothèse de roulement sans glissement n'est plus respectée, consiste à considérer des modèles dynamiques complets de véhicule. De nombreuses approches caractérisant certains comportements de véhicule d'un point de vue dynamique existent dans la littérature. Leurs hypothèses dépendent de l'application visée ultérieurement (simulation, mesure ou commande). Ainsi, beaucoup de travaux se focalisent sur un point particulier de la dynamique (comme le mouvement vertical pour la conception de systèmes de suspension dans [OMN96] ou le mouvement longitudinal pour l'asservissement dans [MNMS00]).

Cependant, nombre de modèles demeurent focalisés sur la description et l'analyse du mouvement du véhicule. En général, ces approches globales peuvent être déduites des équations classiques de la dynamique du solide indéformable (équations de Newton Euler ou de Lagrange). Si ces équations permettent de dégager des relations entre les forces s'appliquant sur le véhicule et le mouvement de celui-ci, la résolution complète de ces modèles nécessite, en particulier, l'extraction des forces de contact, obtenues par une modélisation du pneumatique. D'une manière générale, l'utilisation d'un modèle de pneumatique est un préalable nécessaire au calcul d'un modèle global de véhicule. Ce type de modélisation, permettant d'extraire les efforts liés au contact roue/sol, sera donc étudié au préalable. Des modèles dynamiques, caractérisant le mouvement complet du véhicule, pourront ensuite être extraits.

3.2.1 Modélisation du contact roue/sol

3.2.1.1 Généralités sur la modélisation du pneumatique

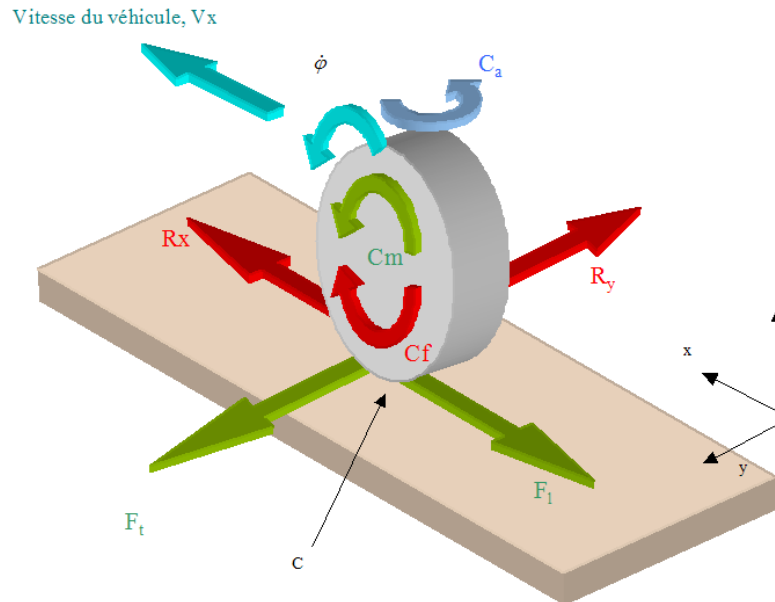


FIG. 3.1 – Forces s'appliquant à un pneumatique

L'étude et la caractérisation du pneumatique, et plus généralement de son interaction avec le sol, est un problème majeur pour décrire avec précision le comportement d'un véhicule. En effet, le pneumatique étant le seul lien entre le véhicule et le sol, il a naturellement une importance prépondérante puisqu'il permet de transmettre les forces conditionnant le mouvement au châssis.

Il est donc important d'avoir un modèle d'interaction permettant d'extraire les efforts résultants de ce contact et s'appliquant sur le véhicule. La figure 3.1 résume ces principaux efforts considérés pour une roue roulant sur le sol, listés ci-après :

- C_m : Couple moteur de la roue transmis par la motorisation du véhicule ou le véhicule lui-même (pour les roues non motrices) ;
- F_l : Résultante des efforts appliqués par la roue sur le sol, projeté sur l'axe d'avance (après bilan des forces) ;
- F_t : Résultante des efforts appliqués par la roue sur le sol suivant l'axe transversal au mouvement (après bilan des forces) ;
- C_f : Couple freineur dû à l'action du sol sur la roue (ou accélérateur si le véhicule est en phase de freinage) ;
- C_a : Couple d'autoalignement ;
- Mg : Poids appliqué sur la roue (vertical) ;
- R_z : Réaction verticale du sol ;
- $\dot{\phi}$: Vitesse de rotation de la roue.

De nombreux modèles de contact ont été construits pour pouvoir extraire ces efforts, obtenus de différentes façons. Deux exemples majeurs, représentatifs de cette diversité peuvent ici être cités : le célèbre modèle de Pacejka (décrit dans [BNP87]), pour lequel une approche empirique a été privilégiée pour construire les expressions des forces en présence et le modèle LuGre (défini dans [CL97]), pour qui un point de vue analytique a été privilégié. La majorité des modèles de pneumatique (dont un tour d'horizon, ainsi qu'une comparaison sont proposés dans [SCM01]), utilisent en général les mêmes variables pour définir les efforts de contact. Ces variables sont liées à l'élasticité du pneumatique, qui dans ces modèles n'est pas considérée comme infiniment rigide. Afin de décrire ici succinctement ces variables (de plus amples détails sont disponibles dans [Thu95] ou dans [Ell01]), considérons la modélisation Kounty. Dans ce point de vue, le pneumatique n'est pas considéré comme lisse, mais comporte à sa surface de nombreuses entités élémentaires, appelées "pains de gomme". Le pneumatique est alors décrit comme sur la figure 3.2 et se déforme sous les effets de forces longitudinales en présence. Au contact sur le sol, l'espacement relatif entre ces entités est modifié, ce qui fait évoluer le rayon apparent de la roue. Ainsi, la vitesse de rotation de la roue évolue, le véhicule peut alors accélérer ou freiner.



FIG. 3.2 – Coupe longitudinale d'un pneu, et déformations intervenant longitudinalement

De façon analogue, des efforts transversaux sont également appliqués sur le pain de gomme, et des déformations du pneumatique peuvent également être considérées dans une direction transversale à celle définie par la bande de roulement de la roue. Ces déformations permettent d'explicitier les deux variables intervenant majoritairement dans la définition des efforts longitudinal F_l et transversal F_t .

Le glissement longitudinal g d'une part, est une variable permettant de décrire la différence entre la vitesse longitudinale réelle de la roue et celle théorique attendue dans la condition de

roulement sans glissement. En notant R le rayon de la roue l'expression de ce coefficient est définie par l'équation (3.1) où V_x représente la vitesse longitudinale du centre de rotation de la roue. La variable g ainsi définie est comprise dans un intervalle de $[-1, 1]$.

$$g = \frac{\dot{\phi} - \frac{V_x}{R}}{\max(|\dot{\phi}|, |\frac{V_x}{R}|)} \quad (3.1)$$

La dérive d'un pneumatique (notée β), d'autre part, dont la définition est, comme pour le glissement longitudinal, liée à la différence entre l'évolution théorique du pneumatique (i.e. évolution attendue sous hypothèse de roulement sans glissement) et comportement réel. La dérive est un angle qui décrit la différence entre la direction du vecteur vitesse réel et la direction définie par la bande de roulement du pneumatique, comme représenté sur la figure 3.3 et définie par l'équation (3.2). Cette notion sera reprise et détaillée dans la partie concernant le modèle cinématique étendu MOP (section 3.4).

$$\beta = \arctan\left(\frac{V_y}{|V_x|}\right) \quad (3.2)$$

où V_y représente la vitesse latérale du centre de rotation de la roue.

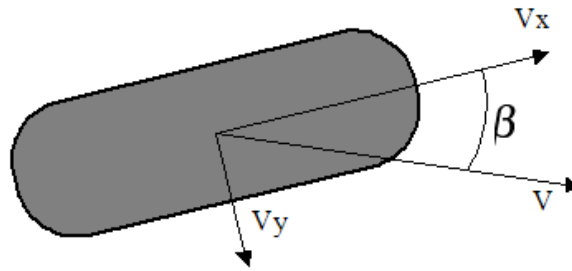


FIG. 3.3 – Définition de l'angle de dérive

Afin d'expliciter le comportement du pneumatique et les relations existant entre les deux variables définies ci-avant et les forces d'interaction, nous détaillerons ici uniquement le modèle de contact Pacejka, majoritairement utilisé dans la littérature. Celui-ci repose sur une étude empirique entre ces variables (glissement et dérive) et les forces résultantes (F_l et F_t), les autres modélisations donnant des résultats similaires.

3.2.1.2 Modèle de Pacejka

Ce modèle, défini dans [BNP87], peut s'expliciter d'un point de vue mathématique par les équations (3.4), pour l'extraction de la force latérale au contact roue sol, et (3.3), pour la force longitudinale.

$$\begin{aligned} F_l &= D \sin(C \arctan(B\phi)) \\ \text{avec } \begin{cases} \Phi &= (1 - E)g + \frac{E}{B} \arctan(Bg) \\ D &= a_1 F_z^2 + a_2 F_z \\ C &= 1.65 \\ B &= \frac{a_3 F_z^2 + a_4 F_z}{C D e^{a_5 F_z}} \\ E &= a_6 F_z^2 + a_7 F_z + a_8 \end{cases} \end{aligned} \quad (3.3)$$

$$\begin{aligned}
F_t &= D \sin(C \arctan(B\Phi)) + \Delta S_v \\
\text{avec } \left\{ \begin{array}{l}
\Phi &= (1 - E)(\beta + \Delta S_h) + \frac{E}{B} \arctan(B(\beta + \Delta S_h)) \\
D &= a_1 F_z^2 + a_2 F_z \\
C &= 1.30 \\
B &= (1 - a_{12}|\gamma|) \frac{a_3 \sin(a_4 \arctan(a_5 F_z))}{CD} \\
E &= a_6 F_z^2 + a_7 F_z + a_8 \\
\Delta S_h &= a_9 \gamma \\
\Delta S_c &= (a_{10} F_z^2 + a_{11} F_z)
\end{array} \right. \quad (3.4)
\end{aligned}$$

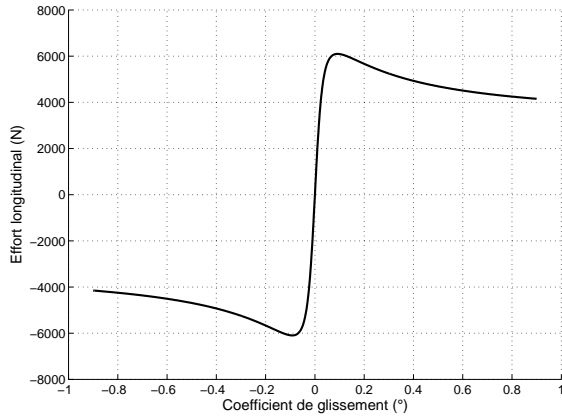
Ainsi, comme nous pouvons le constater sur les équations (3.4) et (3.3), ce modèle, basé sur l'expérience, nécessite l'évaluation de 12 paramètres pour l'équation latérale (respectivement 8 paramètres pour la longitudinale), afin d'accéder aux efforts en fonction des variables principales (dérive et glissement). Ces paramètres (a_i - différents pour l'équation de l'effort latéral et longitudinal) dépendent de nombreux facteurs pouvant être regroupés en trois grandes catégories :

- Propriétés intrinsèques du pneumatique : la nature du pneumatique définit elle-même une partie des paramètres influant sur les forces d'interaction. Il est évident que les caractéristiques techniques du pneu (matériaux, pression, sculpture, dimension, ...) influent sur l'adhérence et donc sur la force résultante.
- Nature du sol : les propriétés physiques du sol sont naturellement un autre facteur influant sur les paramètres a_i . La nature du sol (asphalte, terre, etc...), mais aussi les conditions physiques (degré d'humidité, ...) jouent un rôle prépondérant sur les paramètres déterminant les efforts de réaction des roues. L'influence de la nature du sol est mise en avant dans [TC91] ou dans [Gus97], et démontre les différences de réaction pour une roue évoluant sur un asphalte sec, humide, recouvert de neige ou de verglas.
- Configuration du véhicule : l'état du véhicule est une autre donnée modifiant le paramétrage des équations (3.4) et (3.3). Déjà, la charge verticale appliquée sur la roue joue un rôle prépondérant dans ces équations. La répartition de la masse du véhicule sur chacune des roues intervient explicitement par l'intermédiaire de F_z dans les équations et doit être prise en compte. En toute rigueur, il faut également tenir compte pour le calcul de la charge, des transferts de masse se produisant durant les différentes phases (accélération, freinage, virage, évolution en pente...). Par ailleurs, d'autres variables, comme la vitesse linéaire de la roue influent sur les paramètres a_i (surtout dans le cas de sols humides). Enfin, d'autres paramètres liés à la géométrie du véhicule ou relatifs à sa conception sont à considérer.

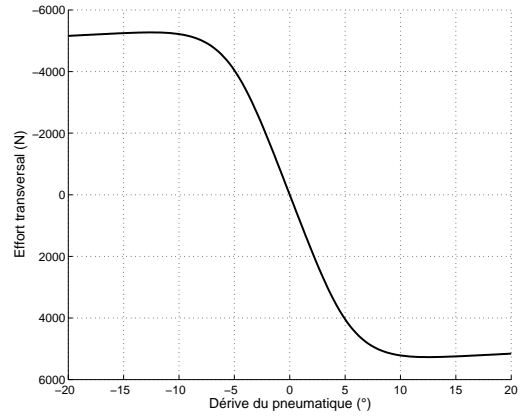
Les réponses des forces longitudinale et latérale du pneumatique en fonction du glissement longitudinal et de la dérive sont représentées graphiquement sur la figure 3.4. Les paramètres a_i utilisés sont repris de [BNP87] et décrivent l'évolution d'un pneumatique sur asphalte sec et sous une charge de 6000 N (équivalent à 600Kg).

Pour chacune de ces deux courbes, il est possible de définir une partie linéaire (pour $g \in [-0.05, 0.05]$ en ce qui concerne l'effort longitudinal et $\beta \in [-4^\circ, 4^\circ]$ pour l'effort latéral). Cette partie, appelée pseudo-glissement (respectivement pseudo-dérive) correspond au fait que le pneumatique se déforme, sans perte d'adhérence sur la bande de roulement. En dehors de ces parties, les relations entre forces et glissement longitudinal ou dérive sont non linéaires et correspondent au fait que la roue dérape (ou glisse) sur le sol. Pour l'effort longitudinal par exemple, lorsque $|g| = 1$, la roue dérape complètement sur le sol (la roue tourne sur elle-même mais n'avance pas), cas rencontré lors d'un démarrage brusque sur asphalte ou situation où le véhicule tente

de franchir une pente trop importante.



(a) Effort longitudinal en fonction du glissement
(g)



(b) Effort latéral en fonction de la dérive (β)

FIG. 3.4 – Courbes représentatives des forces de contact en fonction du glissement et de la dérive

3.2.1.3 Hypothèse simplificatrice

Dans beaucoup de cas, le comportement souhaité du véhicule se situe dans l'intervalle de pseudo-glissement et l'objectif des travaux est souvent de conserver ce type de comportement (pas de dérapage). Ainsi, l'hypothèse de pseudo-glissement est privilégiée, permettant de considérer une relation linéaire des forces de contact en fonction du coefficient de glissement g ou de la dérive du pneumatique β . Cette hypothèse simplificatrice permet d'obtenir les relations simplifiées (3.5) :

$$\begin{cases} F_l = C_l \cdot g \\ F_t = -C_t \cdot \beta \\ \text{avec } C_l, C_t > 0 \end{cases} \quad (3.5)$$

Dans cette équation, C_l (respectivement C_t) définit la rigidité de glissement (respectivement la rigidité de dérive) qu'il convient d'estimer, soit préalablement dans le cas où les conditions seront considérées constantes, soit en temps réel. Ces deux paramètres s'expriment en fonction des paramètres a_i Cf. équations (3.3) et (3.4), et dépendent donc des mêmes caractéristiques que précédemment (nature du pneumatique, du sol et état du véhicule). Dans beaucoup de travaux (voir [Kha96] ou [AS93]), l'hypothèse de rigidités constantes ou peu variables est retenue.

En ce qui concerne le cas des véhicules tout-terrain, il est délicat de faire cette hypothèse, étant donné la variabilité des natures de sol. Cette variabilité peut être mise en évidence sur plusieurs échelles. En effet, les conditions d'adhérence évoluent suivant les types de sol rencontrés, mais également sur un même type de sol. Des variations ponctuelles peuvent apparaître compte tenu de l'hétérogénéité de celui-ci (passage dans une flaque d'eau, etc...). Par ailleurs, l'hypothèse consistant à se placer dans la zone de pseudo-glissement n'est pas toujours valide dans ces conditions. Dans le cadre de cette thèse, l'objectif n'est pas de permettre au véhicule de rester dans la partie linéaire du comportement (comme c'est le cas dans [GK89]), mais de prendre

en compte le phénomène de roulement avec glissement quel qu'il soit (glissement ou pseudo-glissement). Une estimation en ligne des conditions de contact est donc requise (comme mis en évidence par [Ray97]), ce qui nécessite la mise en place d'algorithme d'estimation en temps réel compatibles avec le système de mesure adopté.

3.2.2 Modélisation du mouvement du véhicule

Une fois que les forces d'interaction au contact roue/sol peuvent être extraites, il est alors possible de construire les équations permettant de définir le comportement du véhicule, d'un point de vue dynamique. Étant donné que les résultantes extraites d'un modèle de contact roue/sol tiennent compte du glissement, le comportement déduit de ces forces tiendra compte de ce phénomène. La modélisation globale du véhicule dépend, dans la littérature, de la complexité du phénomène à décrire (voir [DFMZ02]). Plusieurs types de modèles peuvent donc être développés :

- Modèles 2D. Ces modèles permettent de décrire uniquement position (coordonnées) et orientation (cap ou lacet) du véhicule. S'il existe pour de tels modèles des points de vue tenant compte de toutes les roues du véhicule (voir [EA00]), de telles approches privilégient souvent un modèle bicyclette, où deux roues uniquement sont considérées (une modélisant le train avant et l'autre pour le train arrière), considérant le comportement du véhicule comme symétrique droite/gauche (voir par exemple [HBG03]).
- Modèles 3D. Ceux-ci, outre la position et l'orientation du véhicule sont capables de définir des mouvements additionnels (roulis, tangage, mouvement sur l'axe vertical, etc...) comme dans [Pha86]. De nouveaux degrés de liberté sont ainsi créés, permettant de tenir compte d'autres phénomènes, comme les transferts de charge (répartition de la masse sur les roues) suivant la trajectoire ou l'influence des amortisseurs sur la tenue de route (voir [VG80]).

Afin d'aller plus loin dans la description dynamique de robots mobiles, un modèle dynamique 2D est ici explicité, pour préciser l'ensemble des paramètres requis par un tel point de vue.

3.2.2.1 Explicitation d'un modèle dynamique bicyclette 2D

Le modèle de véhicule dynamique développé ici s'appuie sur les équations classiques de la dynamique du solide indéformable (en dehors des pneumatiques) et reprend le modèle simplifié du véhicule sous forme d'une bicyclette. Plusieurs travaux s'appuient sur ce point de vue ([Ste04] ou encore [HBG03]) relatant ainsi des équations semblables. Les hypothèses permettant d'accéder à de telles équations sont les suivantes :

- les effets de roulis sont négligés, et le véhicule est supposé symétrique (symétrie droite/gauche, voir hypothèse 4)
- les efforts latéraux subis par les pneumatiques sont considérés comme linéaires par rapport à la dérive (voir équation 3.5)
- les rigidités de dérive sont considérées comme constantes
- le terrain est supposé plat

Le modèle utilisé est schématisé sur la figure 3.5 et les paramètres considérés sont les suivants :

- V_G est la vitesse du Centre De Gravité (CDG) ;
- β^F, β^R et β sont les angles de dérive avant, arrière et au CDG ;
- δ est l'angle de braquage de la roue avant ;
- F_t^i et F_l^i sont les forces longitudinales et latérales, avec $i \in \{F; R\}$, F pour les efforts provenant de la roue avant et R pour la roue arrière ;

- \mathcal{R} est le repère associé au véhicule ;
- \mathcal{R}_o est le repère fixe associé au sol ;
- θ est l'angle définissant l'orientation du repère \mathcal{R} dans \mathcal{R}_o (angle de lacet ou orientation du véhicule) ;
- L^F et L^R sont les distances du centre de l'essieu avant (respectivement essieu arrière) au centre de gravité, avec la relation $L^F + L^R = L$ (empattement du véhicule).

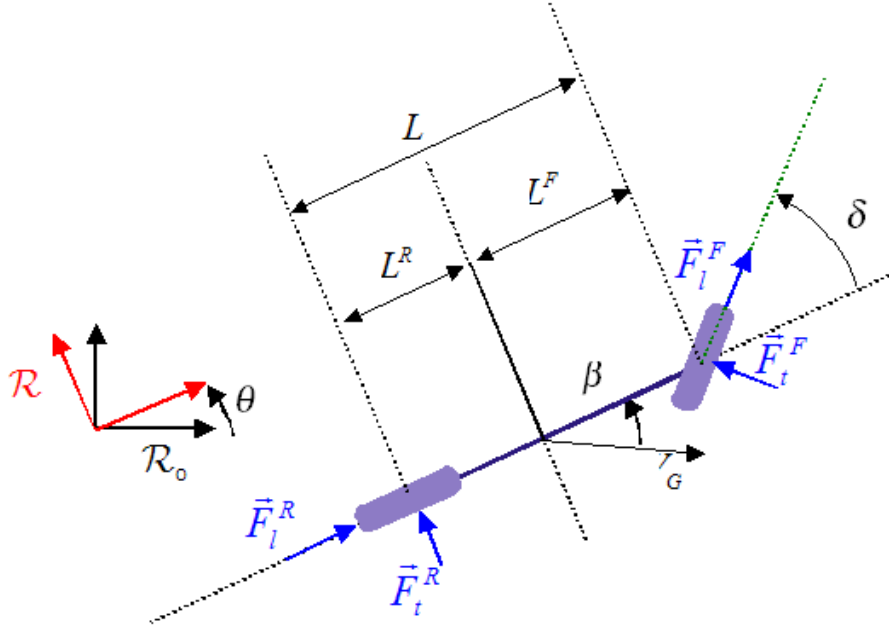


FIG. 3.5 – Paramètres du modèle dynamique 2D

Sous ces hypothèses, et en considérant l'équilibre du véhicule ainsi défini, les équations du principe fondamental de la dynamique nous permettent d'écrire d'une part la relation (3.6) en considérant les efforts, et d'autre part, la relation (3.7) en considérant l'équation du moment autour de l'axe vertical au centre de gravité d'autre part.

$$\begin{cases} \dot{V}_G &= \frac{1}{m} (F_l^F \cos(\delta - \beta) + F_l^R \cos \beta - F_t^F \sin(\delta - \beta) + F_t^R \sin \beta) \\ \dot{\beta} &= \frac{1}{mV_G} [F_l^F \sin(\delta - \beta) + F_t^F \cos(\beta - \delta) + F_t^R \cos \beta - F_l^R \sin \beta] - \dot{\theta} \end{cases} \quad (3.6)$$

où m représente la masse totale du véhicule.

$$\ddot{\theta} = \frac{1}{I_{zz}} [L^F (F_l^F \sin \delta + F_t^F \cos \delta) - L^R F_t^R] \quad (3.7)$$

où I_{zz} représente l'inertie du véhicule autour de l'axe vertical (axe z).

Par ailleurs, en utilisant les relations cinématiques classiques de changement de point, il est possible de donner la définition suivante, reliant les dérivées avant et arrière à la dérivée globale du véhicule :

$$\begin{aligned} \beta^R &= \arctan \left(\tan \beta - \frac{L^R \dot{\theta}}{V_G \cos \beta} \right) \\ \beta^F &= \arctan \left(\tan \beta + \frac{L^F \dot{\theta}}{V_G \cos \beta} \right) - \delta \end{aligned} \quad (3.8)$$

Ceci permet, en linéarisant de définir une relation simplifiée de ces dérivées :

$$\begin{aligned} \beta^R &= \beta - \frac{L^R \dot{\theta}}{V_G} \\ \beta^F &= \beta - \delta + \frac{L^F \dot{\theta}}{V_G} \end{aligned} \quad (3.9)$$

En utilisant cette dernière équation et en tenant compte des expressions des efforts définis par le modèle de pneumatique, il est possible de simplifier les expressions (3.6) et (3.7). Ainsi, en considérant un modèle linéaire (voir équation (3.5)) pour les efforts latéraux, le modèle d'évolution peut être mis sous la forme suivante :

$$\begin{cases} \dot{V}_G &= \frac{1}{m} (F_l^F \cos(\delta - \beta) + F_l^R \cos \beta + C^F \beta^F \sin(\delta - \beta) - C^R \beta^R \sin \beta) \\ \ddot{\theta} &= \frac{1}{I_{zz}} [L^F (F_l^F \sin \delta - C^F \beta^F \cos \delta) + L^R C^R \beta^R] \\ \dot{\beta} &= \frac{1}{mV_G} [F_l^F \sin(\delta - \beta) - F_l^R \sin \beta - C^F \beta^F \cos(\beta - \delta) - C^R \beta^R \cos \beta] - \dot{\theta} \\ \beta^R &= \beta - \frac{L^R \dot{\theta}}{V_G} \\ \beta^F &= \beta - \delta + \frac{L^F \dot{\theta}}{V_G} \end{cases} \quad (3.10)$$

où C^F est la rigidité de dérive avant et C^R la rigidité de dérive arrière.

Si de plus, on se place sous l'hypothèse que le véhicule évolue à vitesse constante, les forces longitudinales peuvent être considérées comme nulles, ce qui nous amène au système simplifié suivant :

$$\begin{cases} \dot{V}_G &= \frac{1}{m} (C^F \beta^F \sin(\delta - \beta) - C^R \beta^R \sin \beta) \\ \ddot{\theta} &= \frac{1}{I_{zz}} [L^R C^R \beta^R - L^F C^F \beta^F \cos \delta] \\ \dot{\beta} &= -\frac{1}{mV_G} [C^F \beta^F \cos(\beta - \delta) + C^R \beta^R \cos \beta] - \dot{\theta} \\ \beta^R &= \beta - \frac{L^R \dot{\theta}}{V_G} \\ \beta^F &= \beta - \delta + \frac{L^F \dot{\theta}}{V_G} \end{cases} \quad (3.11)$$

Le modèle (3.11) permet de décrire le mouvement du véhicule d'un point de vue dynamique. Outre les rigidités de dérive qu'il reste à identifier, ce modèle introduit de nouveaux paramètres dynamiques et géométriques. D'un point de vue géométrique, il est nécessaire pour accéder à la connaissance complète de ce modèle, de connaître la position du centre de gravité du véhicule (centre de gravité sur un segment : L^F ou bien L^R , connaissant l'empattement L). D'un point de vue dynamique, les paramètres de masse et d'inertie autour de l'axe vertical sont requis. Concrètement, il n'est pas impossible d'accéder à la connaissance de ces paramètres, que ce soit par la mesure directe ou par une procédure d'identification. Il faut toutefois tenir compte du fait que ces paramètres dynamiques peuvent varier. Pour un véhicule routier, la masse est par exemple dépendante du nombre de passagers. Dans les applications agricoles, celle-ci varie suivant l'outil embarqué et les contrepoids positionnés à l'avant du véhicule, ce qui nécessite un calibrage préalable de l'ensemble. De plus la masse d'un engin agricole est variable durant le travail, lors de phases d'épandage par exemple, et doit alors être estimée en temps réel. Quoiqu'il en soit, les rigidités de dérive ne peuvent être mesurées directement et, même si des ordres de grandeur peuvent être connus, l'emploi de C^F et C^R nécessite un algorithme d'estimation en ligne.

3.2.2.2 Simulation du modèle dynamique

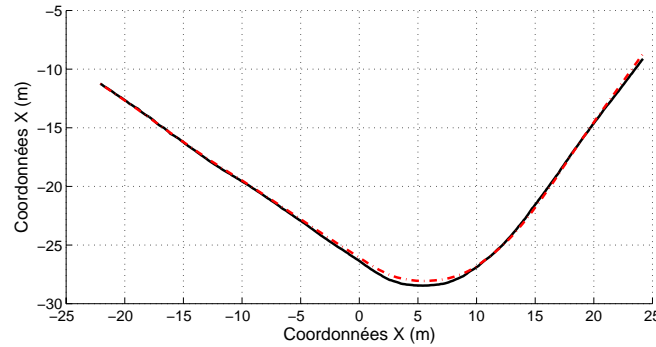
Afin de tester la capacité du modèle dynamique (3.11) à caractériser le comportement du véhicule en présence de glissements, celui-ci a été simulé en prenant comme entrées l'angle de braquage et la vitesse réelle, mesurées lors de deux expériences correspondant au suivi de la même trajectoire à 10min d'intervalle. Les valeurs des paramètres du modèle dynamique qui ont été déterminés lors de la première expérimentation sont reportés sur le tableau 3.1.

Données constructeur		Données calculées	
masse	5500kg	Distance centre de gravité-essieu avant L^F	1353mm
Empattement L	2876 mm	Rigidité de dérive avant C^F	10000 N
Inertie	14000kg.m ²	Rigidité de dérive arrière C^R	11000 N

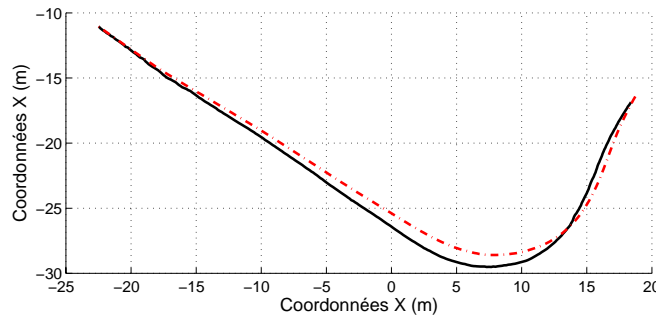
TAB. 3.1 – Paramètres utilisés pour la simulation

La confrontation simulation/expérience est présentée sur la figure 3.6(a). On constate que le modèle dynamique, avec les rigidités de dérive choisies, permet de superposer l'évolution théorique simulée et l'expérience. Ceci montre que le modèle dynamique envisagé ici peut rendre compte du comportement du véhicule d'un point de vue dynamique.

La figure 3.6(b) permet alors de confronter simulation et données réelles pour les variables (vitesse et angle de braquage) enregistrées lors de la seconde expérimentation (en conservant les mêmes paramètres pour le modèle dynamique). Nous constatons que les rigidités de dérive choisies ne permettent plus une caractérisation satisfaisante du comportement réel du véhicule. Il devient nécessaire, pour le deuxième suivi, de procéder à nouveau à l'identification des coefficients de rigidité. En effet, malgré le peu de temps écoulé pour réaliser la même trajectoire sur la même surface, une modification non négligeable de ces paramètres est observée, confirmant la nécessité de mettre en place des algorithmes d'identification en ligne.



(a) Premier suivi



(b) Deuxième suivi

FIG. 3.6 – Comparaison entre positions réelles et simulées sur la même trajectoire à 10min d'intervalle

3.2.3 Conclusions sur une approche dynamique

La mise en place d'un modèle dynamique permet effectivement de prendre en compte le phénomène de glissement d'un point de vue analytique, au sein d'un système d'équations non linéaires. Toutefois, une telle approche nécessite l'introduction de nouveaux paramètres devant être estimés.

Certains, intrinsèques au véhicule considéré (position du centre de masse, masse du véhicule, inertie du véhicule) peuvent être identifiés ou mesurés avant d'exécuter un suivi, ne nécessitant a priori pas d'algorithme d'estimation en temps réel. Toutefois, de tels paramètres peuvent, compte tenu du contexte applicatif, s'avérer variables suivant le travail à effectuer, nécessitant un calibrage fastidieux pour l'utilisateur avant chaque manipulation.

Par ailleurs, la mise en place d'un modèle dynamique de véhicule nécessite un modèle permettant d'extraire les forces liées au contact roue/sol, induisant la mise en place d'un modèle de contact. Si dans une première approximation, il est envisageable de considérer un modèle simplifié, limitant le nombre de paramètres à identifier, ce type d'hypothèse n'est pas valide pour les véhicules évoluant en dehors de la route. En effet, dans ce cas, la nature du contact est variable et les paramètres de ce modèle de contact (essentiellement rigidités de dérive des pneumatiques, ...) évoluent en permanence suivant un nombre important de caractéristiques, ne pouvant être toutes maîtrisées (type de sol, humidité, etc...). En conséquence, beaucoup d'inconnues doivent être évaluées en ligne, pouvant mener à une certaine instabilité, d'un point de vue de la commande.

Pour construire des lois de commande pertinentes pour ce type de modèle, il sera donc nécessaire d'employer des techniques apportant une grande robustesse vis-à-vis des incertitudes de modèle et/ou de mesure. En plus de cet inconvénient, la commande de tels systèmes (non linéaires et non holonomes) peut s'avérer complexe à réaliser étant donné la structure des équations dynamiques. L'intérêt d'employer de tels modèles, s'il n'est pas remis en cause pour des objectifs de simulation, s'avère limité dans le cadre du contrôle de véhicule pour le suivi de trajectoire. En effet, on emploie un modèle plus complexe afin d'être plus précis, mais celui-ci est difficile à alimenter de façon satisfaisante et nécessite l'emploi de techniques de commande robustes pouvant être utilisées sans la mise en place de modélisation complexe (voir section 2.5.1).

Enfin, l'emploi de ces modèles fait perdre les propriétés intéressantes des approches cinématiques d'un point de vue commande : leur linéarisation exacte par transformation en système chaîné et changement d'échelle de temps. Cette technique, voir chapitre 2, était satisfaisante tant d'un point de vue théorique que pratique. Elle permettait d'obtenir de bons résultats lorsque l'hypothèse de roulement sans glissement était acceptable. Par ailleurs, une certaine robustesse vis-à-vis des bruits de mesures pouvait être atteinte. Afin de tirer partie des structures cinématiques, tout en limitant le nombre de paramètres devant être identifiés en ligne, deux modèles cinématiques, étendus à la prise en compte des mouvements liés au phénomène de glissement, sont développés ci-après. Pour chacun des modèles, les glissements sont intégrés dans les équations d'évolution par un jeu de deux paramètres devant être évalués en temps réel. Une première orientation consiste à considérer le glissement comme une perturbation structurée, extérieure au modèle cinématique classique, et pouvant être évaluée en ligne. Une autre stratégie consiste à intégrer des variables issues de considérations dynamiques au sein d'une description cinématique.

3.3 Approche comportementale : Modèle Orienté Véhicule

3.3.1 Description

Une première alternative aux modèles dynamiques, permettant de décrire le phénomène de glissement dans un modèle cinématique, est de considérer ce phénomène comme une perturbation du modèle. De nouveaux paramètres peuvent alors être définis, correspondant à des mouvements additionnels dans l'équation d'évolution sous hypothèse de roulement sans glissement. Ils permettent de décrire des mouvements ne respectant pas la non holonomie du véhicule considéré. De tels points de vue sont utilisés notamment en robotique marine où les forces générées par les courants entraînent une dérive générale du véhicule à diriger. Dans [Loe96] ou [HS96] par exemple, de tels phénomènes ont été interprétés comme des perturbations structurées du modèle, modifiant ainsi la cinématique générale. C'est également le cas pour certains travaux dans le domaine aéronautique (voir notamment [HSL00]) où les forces éoliennes ou aérodynamiques sont prises en compte comme des perturbations paramétriques du modèle. Par analogie, on cherchera ici à décrire l'effet du glissement sur le comportement du véhicule (en tant que mouvements additionnels) plutôt que de modéliser l'ensemble du phénomène physique intervenant dans la dynamique du véhicule en présence de glissement. Ainsi une description mécanique simplifiée du phénomène de glissement est définie afin d'analyser le comportement induit et de structurer les perturbations considérées.

3.3.2 Point de vue physique

Dans un premier temps, rappelons quelques notions fondamentales sur les forces de contact en mécanique du solide. Considérons un solide en contact surfacique avec un plan sur lequel est appliquée une force \vec{F} , constituée d'une composante normale F_N et d'une composante tangentielle F_T (comme représenté sur la figure 3.7). Selon la première loi de Newton, la force qu'applique le solide sur la surface induit une force de réaction \vec{R} de la surface sur le solide (avec également une composante normale R_N et tangentielle R_T).

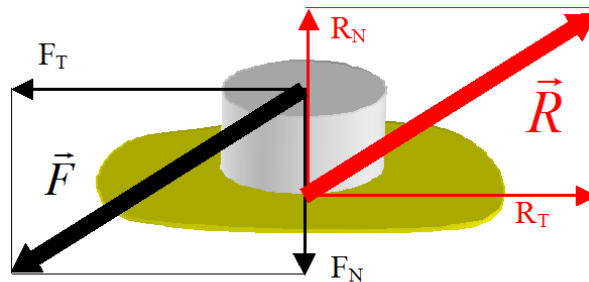


FIG. 3.7 – Forces de contact entre deux solides

En l'absence de mouvement, la force de réaction du solide est opposée et égale en norme à la force exercée par le solide sur la surface ($\vec{F} + \vec{R} = 0$). Cette condition reste vraie tant que la force \vec{F} demeure dans un certain domaine défini par un cône appelé en mécanique cône d'adhérence. Cette notion est représentée sur la figure 3.8 où le cas statique évoqué précédemment est représenté à gauche (figure 3.8(a)). Ici, la force \vec{F} est bien comprise à l'intérieur du cône défini.

La réaction du plan peut alors compenser cette force. À présent, si \vec{F} se situe en dehors du cône d'adhérence défini précédemment, la réaction du plan (\vec{R}) ne peut compenser cette force et se situe sur le cône de glissement (ou friction) comme présenté sur la figure 3.8(b). Dans un tel cas, une force de glissement, notée ici \vec{F}_G et définie par $\vec{F}_G = \vec{F} - \vec{R}$ est présente et génère alors une accélération tangentielle, impliquant alors un mouvement.

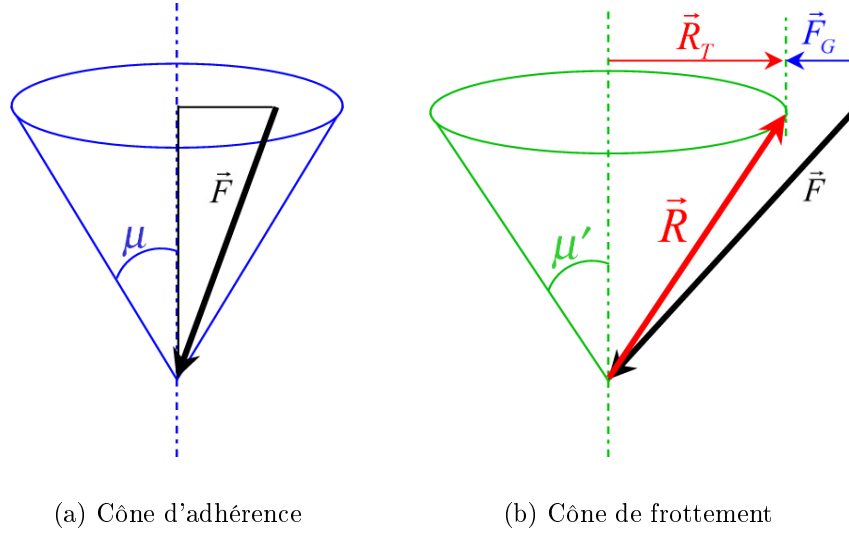


FIG. 3.8 – Définition des forces liées au phénomène de glissement

Les cônes d'adhérence et de frottement sont légèrement différents. Ils sont caractérisés par leurs demi-angles au sommet (μ et μ') qui dépendent des propriétés des deux matériaux en contact (d'un point de vue infinitésimal) et bien sûr de la surface de contact (d'un point de vue global). Cette notion s'applique aux solides indéformables et l'extension aux matériaux déformables n'est pas directe. Ainsi, comme il a été vu précédemment, les forces d'interaction au contact roue/sol sont modélisées de façon plus complexe. Comme il s'agit ici de déterminer uniquement des mouvements induits par les glissements, nous considérerons le contact roue/sol comme intervenant entre deux solides indéformables.

Dans le cas de la dynamique latérale du véhicule, les forces qu'exerce le véhicule sur les pneumatiques (liées notamment à l'inertie du véhicule en virage ou à son poids propre en pente) ne sont donc pas nécessairement compensées par le sol. Dans ce cas, des résultantes de glissement apparaissent, comme celles définies par \vec{F}_G sur la figure 3.8(b).

Appliquons cette notion au modèle d'Ackermann (voir la représentation graphique de la figure 2.4 et l'équation associée (2.1)) dans lequel le véhicule est considéré comme ayant uniquement deux roues (avant et arrière). Lorsque le phénomène de glissement apparaît, deux forces de glissement peuvent être définies, s'appliquant sur le train avant, notée \vec{F}^F , ainsi que sur le train arrière, notée \vec{F}^R , équivalentes à la force non compensée \vec{F}_G présentée sur la figure 3.8. Ces deux forces sont représentées graphiquement sur la figure 3.9(a). Du point de vue du véhicule, deux résultantes peuvent être déduites : outre l'effort global défini par l'addition de \vec{F}^F et \vec{F}^R , un couple autour de l'axe vertical est également créé (compte tenu du fait que ces deux forces ne sont ni de normes ni de directions égales). En vertu des principes de mécanique newtonnienne, un mouvement induit par le phénomène de glissement apparaît alors.

Considérant que la vitesse d'avance et le couple moteur sont contrôlés par le conducteur, nous

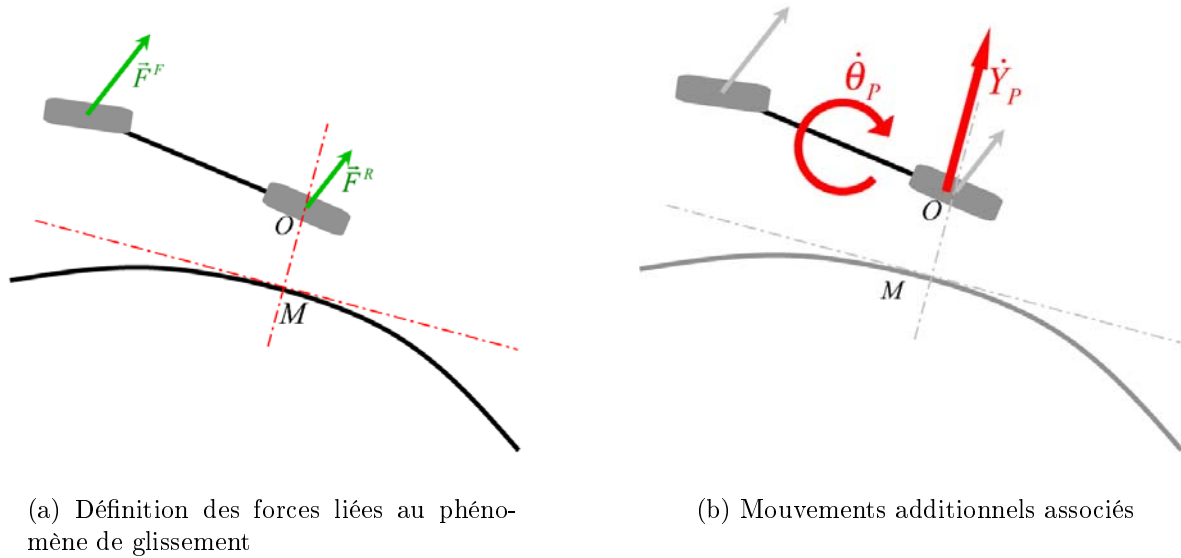


FIG. 3.9 – Définition des forces liées au phénomène de glissement

négligerons ici les phénomènes longitudinaux, supposés être compensés manuellement et n'intervenant pas dans le cadre des travaux. Nous ne considérons donc que les composantes de ces efforts interagissant avec le suivi de trajectoire. Ces considérations nous conduisent à prendre en compte uniquement une force globale perpendiculaire au cap du véhicule et le couple autour de l'axe vertical, induisant alors deux mouvements additionnels, définis comme suit :

- **Translation pure** : ce mouvement décrit un déplacement global du véhicule perpendiculairement à la trajectoire. La direction d'avance du véhicule n'est ainsi plus déterminée uniquement par son cap, mais doit tenir compte d'un mouvement de glissement latéral. Un tel phénomène intervient de façon prépondérante en suivi de ligne droite en pente (le long d'une même ligne de niveau), où le poids fait glisser latéralement le véhicule.
- **Rotation pure** : ce mouvement décrit une variation non contrôlée du cap du véhicule. La variation du lacet du véhicule n'est ainsi pas uniquement déterminée par l'angle de braquage des roues avant, le véhicule peut dans ce cas tourner plus ou moins vite que ce qui est imposé théoriquement par l'angle de braquage. Ce comportement est majoritaire en virage et s'apparente alors à la notion de sous-virage ou survirage évoqué en dynamique du véhicule.

Ces deux mouvements additionnels permettent effectivement de rendre compte du comportement observé lors de la conduite de véhicule sur sol peu adhérent. Ainsi, les comportements sous-vireur (resp. survireur) présents lors de virages sur les sols peu adhérents (où la variation de cap ne correspond pas exactement au comportement attendu par le conducteur lorsqu'il tourne les roues) sont considérés comme des mouvements de rotation s'ajoutant à celui attendu. De même, la conduite "en crabe", observée essentiellement en pente, peut également être prise en compte par un mouvement de translation faisant dériver le véhicule dans la pente, ainsi que par un mouvement de rotation modifiant le cap du véhicule sans que les roues directrices ne soient braquées.

D'un point de vue qualitatif, l'ajout de ces deux mouvements perturbants (rotation et translation) à la cinématique classique du véhicule autorise la description des modifications comportementales liées à la présence de glissement dans la dynamique latérale.

3.3.3 Équations du modèle

Afin de rendre compte de ces deux mouvements additionnels liés aux glissements, deux paramètres de glissement sont alors définis : $\dot{\Theta}_P$ et \dot{Y}_P (représentés sur la figure 3.9(b)) décrivant respectivement les mouvements de rotation pure et de translation pure. Ces deux paramètres sont ajoutés au modèle cinématique défini par (2.1) sous l'hypothèse de roulement sans glissement. \dot{Y}_P (respectivement $\dot{\Theta}_P$) est ajouté à l'équation relative à l'évolution de l'écart latéral \dot{y} (respectivement l'évolution de l'écart angulaire $\dot{\tilde{\theta}}$). On obtient alors le système d'équations (3.12), nommé dans toute la suite **Modèle Orienté Véhicule** (MOV).

$$\begin{cases} \dot{s} &= \frac{v \cos \tilde{\theta}}{1-c(s)y} \\ \dot{y} &= v \sin \tilde{\theta} + \dot{Y}_P \\ \dot{\tilde{\theta}} &= v \left(\frac{\tan \delta}{L} - \frac{c(s) \cos \tilde{\theta}}{1-c(s)y} \right) + \dot{\Theta}_P \end{cases} \quad (3.12)$$

Dans l'équation (3.12), les effets du glissement sont considérés comme des perturbations extérieures ajoutant deux mouvements au modèle classique de véhicule. La structure du modèle est ainsi préservée et les conditions d'existence du modèle ne sont pas modifiées par rapport au modèle d'Ackermann (donné par l'équation (2.1) page 19).

Comme il est décrit dans le chapitre 2.4.2, l'effet de la loi de commande permet expérimentalement au véhicule de se stabiliser avec un décalage tant sur l'écart latéral que sur l'écart angulaire. Le modèle MOV défini ci-dessus permet de rendre compte de ce comportement. En effet, si les paramètres de glissement sont constants, alors des constantes additives sont introduites dans le modèle MOV. Étant donné que la loi de commande δ_{RSG} permet de faire converger les écarts latéral et angulaire vers zéro lorsque les glissements sont nuls, alors, dans le cas de glissements constants, cette commande aura pour effet la convergence des écarts vers des constantes. Pour déterminer ces valeurs de convergence, il suffit de considérer que le modèle MOV décrit un régime permanent (i.e $\dot{y} = 0$ et $\dot{\tilde{\theta}} = 0$). En prenant en compte uniquement la dynamique latérale (évolution de l'écart latéral et angulaire), (3.12) fournit alors la relation (3.13) :

$$\begin{cases} \tilde{\theta} \xrightarrow{t \rightarrow \infty} -\arcsin\left(\frac{\dot{Y}_P}{v}\right) = \tilde{\theta}_\infty \\ \frac{\tan \delta}{L} \xrightarrow{t \rightarrow \infty} -\frac{\dot{\Theta}_P}{v} + \frac{c(s) \cos \tilde{\theta}_\infty}{1-c(s)y} \end{cases} \quad (3.13)$$

En remplaçant l'angle de braquage δ par l'expression de la loi de commande (2.8) définie sous l'hypothèse RSG, l'équation relative à l'évolution de l'écart angulaire devient :

$$\frac{\cos^3 \tilde{\theta}_\infty}{(1-c(s)y)^2} (\alpha_1 y + \alpha_0) \xrightarrow{t \rightarrow \infty} -\frac{\dot{\Theta}_P}{v} \quad (3.14)$$

avec :

$$\begin{cases} \alpha_1 &= c(s) \tan \tilde{\theta}_\infty (K_d - c(s) \tan \tilde{\theta}_\infty) - K_p \\ \alpha_0 &= \tan \tilde{\theta}_\infty (c(s) \tan \tilde{\theta}_\infty - K_d) \end{cases} \quad (3.15)$$

Finalement, en négligeant les termes d'ordre 2 relatifs à l'écart latéral, les valeurs des écarts sont non nulles et égales aux constantes $(\tilde{\theta}_\infty, y_\infty)$:

$$\begin{cases} \tilde{\theta}_\infty &= -\arcsin\left(\frac{\dot{Y}_P}{v}\right) \\ y_\infty &= -\frac{\alpha_0 + \frac{\dot{\theta}_P}{v \cos^3 \tilde{\theta}_\infty}}{\alpha_1 - \frac{2c(s)\dot{\theta}_P}{v \cos^3 \tilde{\theta}_\infty}} \end{cases} \quad (3.16)$$

Les valeurs définies par la relation (3.16) existent sous deux conditions :

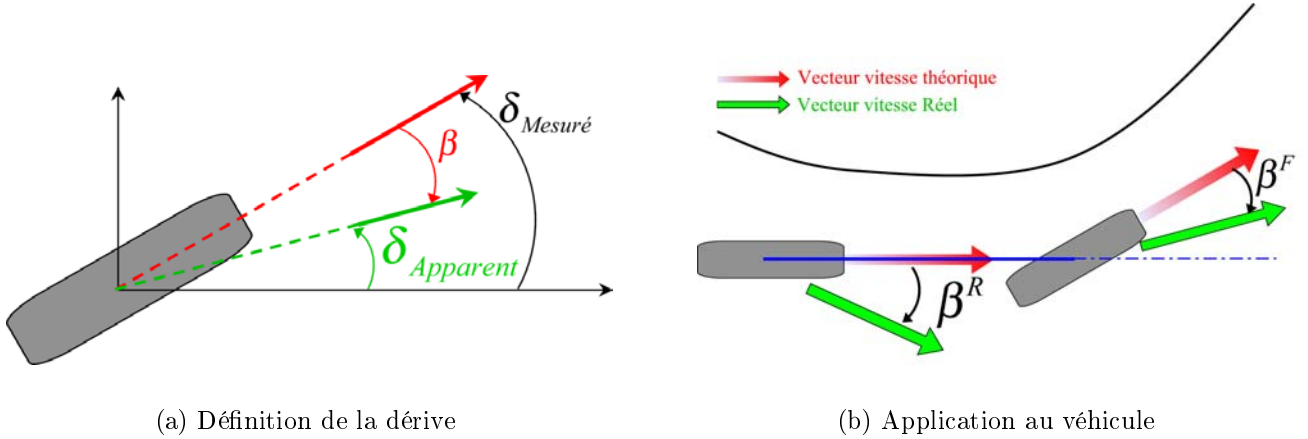
- La première est que $\left|\frac{\dot{Y}_P}{v}\right| < 1$. C'est le cas en règle général, car dans le cas contraire, le glissement latéral ne pourrait être compensé (la vitesse de glissement linéaire serait plus importante que la vitesse propre du véhicule), ce qui est en dehors du cas d'étude.
- La deuxième est que $\alpha_1 \neq \frac{2c(s)\dot{\theta}_P}{v \cos^3 \tilde{\theta}}$. Cette condition est également vérifiée, comme il est prouvé à l'annexe B.

Étant donné les résultats obtenus par l'équation (3.16), la réaction du modèle étendu (3.12) à la loi de commande (2.8) montre bien que le véhicule ne converge pas vers la trajectoire de référence ($y_\infty \neq 0$) lorsque les glissements sont non nuls. Par ailleurs, nous constatons également que, à l'instar du comportement observé, le cap du véhicule ne converge pas non plus vers zéro ($\tilde{\theta}_\infty \neq 0$). De plus, la valeur de $\tilde{\theta}_\infty$ est liée au paramètre de glissement traduisant une translation pure (i.e \dot{Y}_P). La présence de cet écart angulaire non nul permet de stabiliser le véhicule ($\dot{y} = 0$) mais avec une erreur de suivi non nulle (y_∞), ce qui traduit une évolution "en crabe" du véhicule. Le modèle cinématique étendu basé sur une approche comportementale (3.12) permet donc bien de décrire le comportement observé du véhicule.

3.4 Approche mécanique : Modèle Orienté Pneumatique

3.4.1 Modélisation du contact roue/sol, notion de dérive

Comme il a été montré précédemment dans la modélisation dynamique du véhicule, des modèles de contact roue-sol permettent de déduire les forces d'interaction en fonction principalement de deux variables. Le glissement longitudinal d'une part (significatif de la différence entre la vitesse d'avance due à la rotation de la roue et sa vitesse d'avance réelle) qui permet de déduire l'effort longitudinal, et d'autre part, l'angle de dérive du pneumatique, qui permet de calculer l'effort latéral. C'est cette dernière variable qui nous intéressera plus particulièrement pour construire le modèle cinématique étendu orienté pneumatique. En effet, si l'angle de dérive permet - en connaissant de nombreux autres paramètres - de déterminer la force latérale, il trouve également une interprétation d'un point de vue cinématique. En effet, pour construire le modèle cinématique sous l'hypothèse de roulement sans glissement, on utilise le fait que la direction du vecteur vitesse utilisée est confondue avec la direction de la roue (par exemple l'angle de braquage δ_{Mesure} pour une roue avant). Cependant, si les glissements ne sont pas négligeables, la direction réelle du vecteur vitesse (donnée par $\delta_{Apparent}$ sur la figure 3.10(a)) n'est plus confondue avec la direction du pneumatique. La différence constitue donc la définition de l'angle de dérive (noté β dans la suite). Pour tenir compte des glissements, le modèle cinématique doit alors être construit sur les directions réelles des vecteurs vitesse et non sur celles données par les pneumatiques.



(a) Définition de la dérive

(b) Application au véhicule

FIG. 3.10 – Paramètres de glissement du Modèle Orienté Pneumatique

Pour appliquer la notion d'angle de dérive du pneumatique au modèle bicyclette considéré jusqu'à présent, deux roues sont à considérer. Par conséquent, deux angles de dérive sont introduits et représentés sur la figure 3.10(b) : β^F pour le train avant (respectivement β^R pour le train arrière). La construction du modèle doit donc être modifiée, puisque les vecteurs vitesse à considérer ne sont plus donnés par les paramètres géométriques uniquement, mais doivent prendre en considération les deux paramètres de glissement ainsi définis.

3.4.2 Construction du modèle

Les notations déjà définies dans le modèle de véhicule sous l'hypothèse de roulement sans glissement sont reprises et enrichies des deux paramètres de glissement (β^F et β^R) permettant de considérer les directions réelles des vecteurs vitesse à utiliser pour le calcul. Pour établir ce modèle, on supposera connus les angles de dérive. Considérons alors un mouvement élémentaire réalisé pendant un temps infinitésimal dt à un moment quelconque t . Soit n l'indice utilisé pour décrire l'état du véhicule à l'instant t et $n + dn$ un état à l'instant $t + dt$ (comme représenté sur les figures 3.11 et 3.12). L'objectif étant le suivi de trajectoire, l'état du véhicule est référencé par rapport à un repère local (repère de Frenet) attaché à la trajectoire et non dans un repère absolu. Ainsi l'état du véhicule est défini par l'abscisse curviligne, les écarts latéral et angulaire à la trajectoire, i.e $(s, y, \tilde{\theta})$. Le calcul de l'évolution de chacune de ces variables est détaillé ci-après.

3.4.2.1 Calcul de la vitesse curviligne

La dérivée de l'abscisse curviligne peut facilement être déduite de la figure 3.11 en utilisant les triangles (P, M_n, M_{n+dn}) et (P, O_n, O'_{n+dn}) qui sont dans une configuration de Thalès. La relation de proportionnalité (3.17) peut alors être écrite :

$$\frac{M_n M_{n+dn}}{PM_n} = \frac{O_n O'_{n+dn}}{PO_n} \quad (3.17)$$

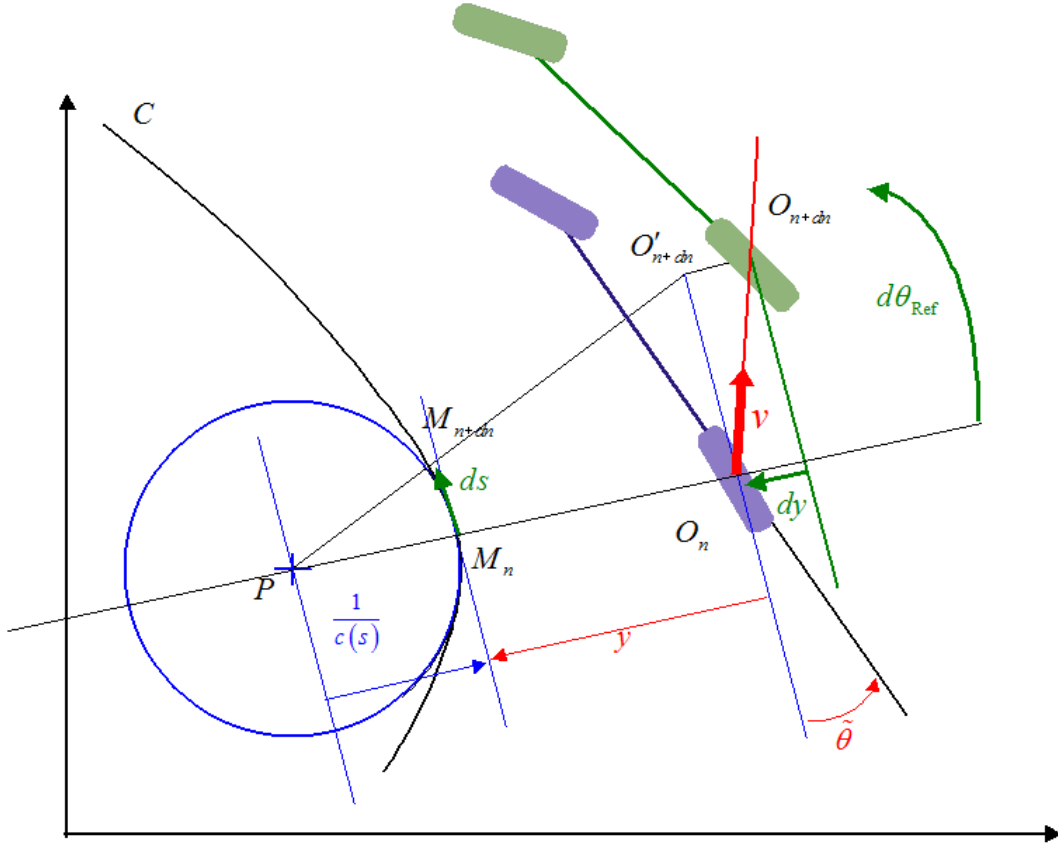


FIG. 3.11 – Évolution du véhicule par rapport à sa trajectoire de référence

D'autre part, les relations suivantes peuvent être obtenues :

$$\begin{cases} M_n M_{n+dn} = ds \\ O_n O'_{n+dn} = v \cos(\tilde{\theta} + \beta^R) dt \\ PM_n = \frac{1}{c(s)} \\ PO_n = \frac{1}{c(s)} - y \end{cases} \quad (3.18)$$

En injectant les expressions (3.18) dans l'équation (3.17) nous obtenons alors la relation (3.19) :

$$\frac{ds}{\frac{1}{c(s)}} = \frac{v \cos(\tilde{\theta} + \beta^R)}{\frac{1}{c(s)} - y} dt \quad (3.19)$$

On en déduit l'équation (3.20) qui détermine l'évolution de l'abscisse curviligne \dot{s} , sous l'hypothèse que $c(s) \neq y$. Cette condition, déjà rencontrée dans le modèle classique de véhicule signifie que le point à contrôler O n'est pas sur le centre de courbure, noté P sur la figure 3.11, ce qui est le cas en pratique.

$$\dot{s} = \frac{v \cos(\tilde{\theta} + \beta^R)}{1 - c(s)y} \quad (3.20)$$

3.4.2.2 Calcul de la dérivée de l'écart latéral

L'évolution de l'écart latéral est triviale en considérant la figure 3.11 où le triangle rectangle ($O_n O_{n+dn} O'_{n+dn}$) nous permet d'obtenir directement la variation d'écart latéral dy durant dt par la relation trigonométrique suivante :

$$\sin(\tilde{\theta} + \beta^R) = \frac{dy}{v \cdot dt} \quad (3.21)$$

La dérivée de l'écart latéral peut alors être déduite et est décrite par :

$$\dot{y} = v \sin(\tilde{\theta} + \beta^R) \quad (3.22)$$

3.4.2.3 Calcul de la dérivée de l'écart angulaire

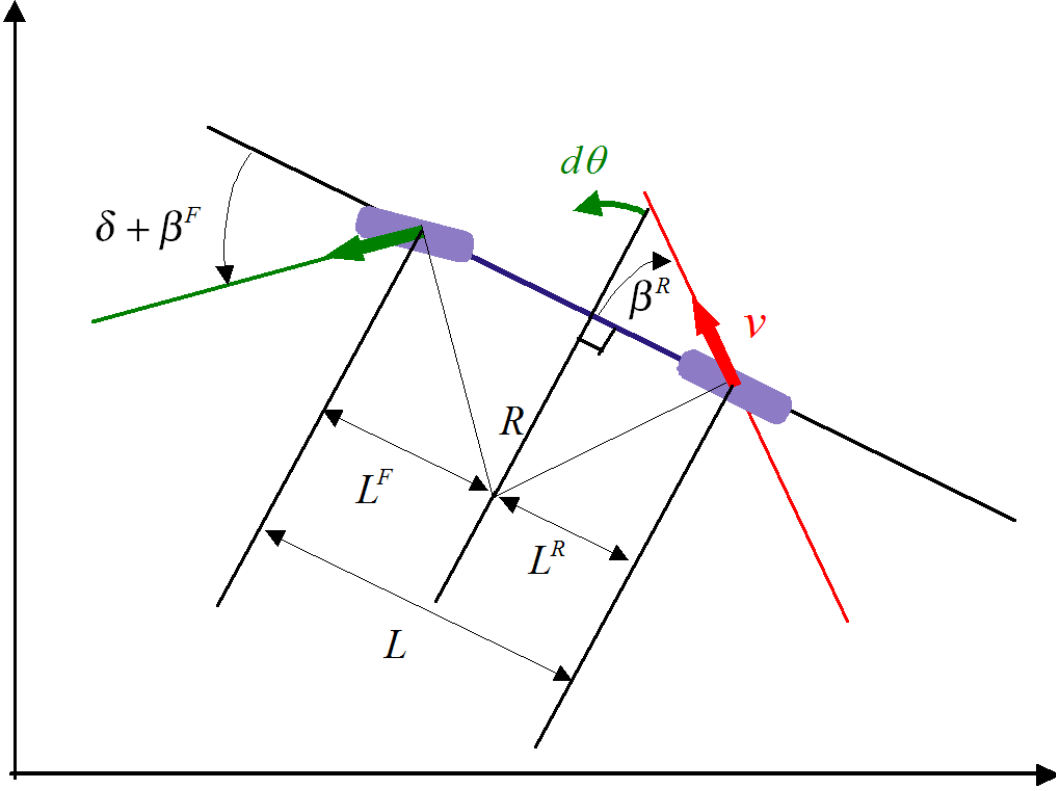


FIG. 3.12 – Évolution du véhicule dans un repère absolu

La détermination de la dérivée de l'écart angulaire est moins triviale, et doit s'appuyer sur la définition de l'écart angulaire : $\tilde{\theta} = \theta - \theta_{Ref}$, où θ est le cap absolu du véhicule, tandis que θ_{Ref} est l'orientation absolue de la tangente à la trajectoire au point M . En dérivant cette définition de l'écart angulaire, nous obtenons la relation (3.23), préliminaire au calcul.

$$\dot{\tilde{\theta}} = \dot{\theta} - \dot{\theta}_{Ref} \quad (3.23)$$

Intéressons-nous dans un premier temps à la dérivée de l'orientation de la tangente à la trajectoire $\dot{\theta}_{Ref}$. Par définition, nous pouvons écrire :

$$\dot{s} = \frac{1}{c(s)} \dot{\theta}_{Ref} \quad (3.24)$$

Ainsi, en utilisant la définition de \dot{s} donnée par (3.20), l'expression (3.25) peut alors être déduite :

$$\dot{\theta}_{Ref} = c(s) \frac{v \cos(\tilde{\theta} + \beta^R)}{1 - c(s)y} \quad (3.25)$$

A présent, considérons le mouvement de rotation du véhicule dans un repère absolu (décrit par la figure 3.12), et utilisons la définition du centre instantané de rotation :

$$v \cos \beta^R = R \dot{\theta} \quad (3.26)$$

En utilisant l'angle de braquage δ ainsi que les paramètres de glissement définis précédemment (angles de dérive), il est possible de définir le rayon de courbure du véhicule R par les deux relations (3.27) (3.28) qui utilisent les longueurs intermédiaires (L^F et L^R) introduites sur la figure 3.12.

$$\tan(\delta + \beta^F) = \frac{L^F}{R} \quad (3.27)$$

$$\tan \beta^R = -\frac{L^R}{R} \quad (3.28)$$

La différence entre ces deux équations (3.27) et (3.28) permet de déterminer une relation unique (3.29) dépendant alors de l'empattement du véhicule L plutôt que des deux longueurs intermédiaires variables (sachant que $L = L^F + L^R$) :

$$\tan(\delta + \beta^F) - \tan \beta^R = \frac{L}{R} \quad (3.29)$$

La vitesse absolue de rotation du véhicule $\dot{\theta}$ peut ainsi être déduite, en reportant l'équation géométrique (3.29) dans l'équation (3.26)

$$\dot{\theta} = v \cos \beta^R \frac{\tan(\delta + \beta^F) - \tan \beta^R}{L} \quad (3.30)$$

La dérivée du cap absolu du véhicule donnée par (3.30) ainsi que celle de l'orientation de la trajectoire (3.25) sont alors injectées dans la relation définissant la dérivée de l'écart angulaire (3.23). Ceci nous permet d'obtenir l'équation d'évolution de l'écart angulaire présentée par l'équation (3.31).

$$\dot{\tilde{\theta}} = v \left[\cos \beta^R \frac{\tan(\delta + \beta^F) - \tan \beta^R}{L} - \frac{c(s) \cos(\tilde{\theta} + \beta^R)}{1 - c(s)y} \right] \quad (3.31)$$

Équations du modèle cinématique étendu MOP

Les équations intermédiaires (3.20), (3.22) et (3.31) étant déterminées, le modèle orienté pneumatique complet (noté MOP dans la suite) est alors décrit par le système (3.32). Les conditions d'existence de ce modèle sont les mêmes que celles du modèle sous hypothèse de roulement sans glissement. On peut en outre vérifier qu'en imposant des paramètres nuls de glissement (i.e. $(\beta^F, \beta^R) = (0, 0)$) on retrouve bien le modèle d'Ackermann (2.1).

$$\begin{cases} \dot{s} = \frac{v \cos(\tilde{\theta} + \beta^R)}{1 - c(s)y} \\ \dot{y} = v \sin(\tilde{\theta} + \beta^R) \\ \dot{\tilde{\theta}} = v \left[\cos \beta^R \frac{\tan(\delta + \beta^F) - \tan \beta^R}{L} - \frac{c(s) \cos(\tilde{\theta} + \beta^R)}{1 - c(s)y} \right] \end{cases} \quad (3.32)$$

La structure du modèle MOV demeure identique à celle du modèle obtenu dans le cas sans glissement (ajout de paramètre additifs). Ce n'est pas le cas ici, car les paramètres de glissement définis pour le modèle MOP modifient la structure même du modèle. Pour aller plus loin, la remarque suivante peut être faite :

Le modèle MOP défini par le système d'équations (3.32) est équivalent à un modèle de véhicule à deux trains directeurs sous l'hypothèse de roulement sans glissement

En effet, en réalisant le changement de variable défini par (3.33), le modèle MOP est identique au modèle d'un véhicule ayant deux trains directeurs (comme défini par exemple dans [MS93]) dont les angles de braquage seraient δ^F pour le train avant et δ^R pour le train arrière. Cette

remarque est importante dans le sens où il est prouvé qu'un tel modèle de robot mobile peut être mis sous forme d'un système chaîné, ce qui sera utile pour commander le véhicule.

$$\begin{cases} \delta^F &= \delta + \beta^F \\ \delta^R &= \beta^R \end{cases} \quad (3.33)$$

3.5 Validation des modèles

3.5.1 Connaissance et variabilité des paramètres de glissement

Pour chacune des deux approches, l'utilisation du modèle cinématique étendu nécessite la connaissance de deux paramètres. Ceux-ci permettent de décrire les phénomènes de glissement sur le mouvement latéral du véhicule. De tels phénomènes sont variables à une double échelle de temps :

- Pendant le suivi d'une trajectoire : que ce soit dans le cadre de l'approche comportementale ou mécanique, le glissement latéral est variable suivant la trajectoire du véhicule d'une part et les conditions d'adhérence d'autre part. Ainsi, lorsque le véhicule évolue en ligne droite sur terrain plat, le glissement latéral peut être négligé, alors que lors d'un virage, le glissement latéral devient un élément important du comportement. Par ailleurs, une importante variabilité des conditions d'adhérence durant un même suivi peut être observée. Ce qui peut-être le cas par exemple lors d'un suivi de ligne droite sur un champ présentant une pente constante (voir figure 2.12), où il est difficile de prédire des zones où l'engin glissera plus ou moins suivant l'état du sol.
- Entre plusieurs suivis : nous avons vérifié expérimentalement que lors du suivi d'une même trajectoire (rigoureusement dans les mêmes conditions en ce qui concerne les paramètres contrôlables) à quelques jours, voire quelques heures d'intervalle, les résultats sont différents, avec une variabilité pouvant être très importante (plusieurs décimètres). Ceci nous permet donc de mettre en évidence la dépendance des paramètres de glissement par rapport aux conditions du contact roue/sol, suivant la nature de celui-ci et de ses paramètres intrinsèques. Ce contact ne pourra donc pas être paramétré de façon définitive et constante.

Considérant cette double variabilité des paramètres de glissement par rapport aux conditions d'adhérence et à l'état du véhicule, il est délicat d'avancer l'idée d'utiliser un modèle d'évolution constant. Une dépendance vis-à-vis de l'état du véhicule (en particulier par rapport à la courbure du véhicule) est avérée et pourrait être éventuellement réalisée. Cependant, les changements intervenant dans les conditions d'adhérence - en ce qui concerne la mobilité en milieu naturel - rendent difficile l'utilisation d'un modèle indépendant des mesures effectuées en temps réel. Une estimation en ligne des paramètres de glissement (dans les deux cas de modélisation MOV et MOP) est donc nécessaire, afin de pouvoir exploiter de tels modèles pour la commande.

3.5.2 Approche directe de l'estimation des glissements

3.5.2.1 Mesures des paramètres de glissement

Intuitivement, la détermination en ligne des paramètres de glissement induit la mise en place de capteurs additionnels. Toutefois, la mesure directe des jeux de paramètres pour chacun des modèles est impossible. En effet, concernant la modélisation MOV, si les vitesses angulaire et latérale sont mesurables directement, il faut obligatoirement recourir aux équations du modèle

définies par (3.12) pour extraire les vitesses additionnelles induites par les glissements (\dot{Y}_P et $\dot{\Theta}_P$). De même, on ne peut accéder aux angles de dérive définis dans le modèle MOP (β^R et β^F), car ils ne définissent pas un angle matériel. Par conséquent, même en utilisant des capteurs supplémentaires, un algorithme permettant de réaliser une mesure indirecte est de toute façon nécessaire.

Par ailleurs, compte tenu de l'application industrielle visée, il est préférable de conserver une approche mono capteur. Explorons alors la possibilité de déterminer les paramètres de glissement exclusivement via le capteur RTK-GPS associé au capteur d'angle de braquage utilisé pour assurer l'asservissement bas niveau. Afin de pouvoir mener le calcul en ligne des paramètres de glissement, tant pour l'approche orientée véhicule (MOV) que pour l'approche orientée pneumatique (MOP), l'hypothèse préliminaire suivante est avancée :

Hypothèse 6. *Les différences enregistrées entre les sorties du modèle cinématique sous hypothèse de roulement sans glissement et les mesures, sont uniquement liées aux phénomènes de glissement.*

Sous l'hypothèse 6, discutée à la section 6, et en analysant la différence entre les mesures (fournies par le GPS) et le comportement du véhicule prédit par le modèle (2.1) alimenté par la mesure de l'angle de braquage ainsi que la vitesse mesurée du véhicule, le glissement peut être estimé, sans avoir recours à des capteurs additionnels.

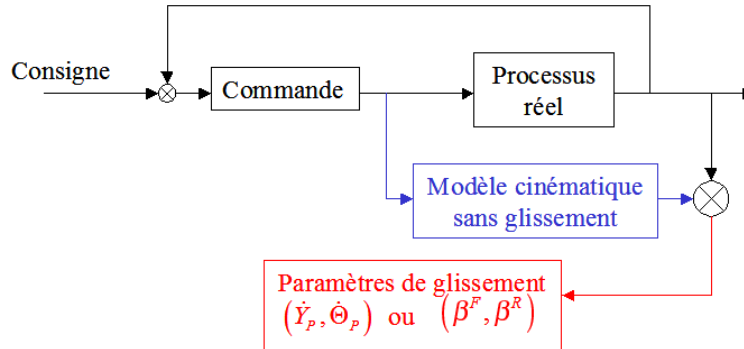


FIG. 3.13 – Schéma de l'estimation directe des glissements

Ce principe, proche de la notion de commande adaptative à modèle interne, est illustré sur la figure 3.13, et peut être utilisé pour les deux types de modèles. Étant donné la structure du modèle MOV, le schéma d'estimation décrit ici peut être appliqué directement puisque les paramètres de glissement interviennent comme des termes additifs. En ce qui concerne le modèle MOP, le calcul est moins direct, puisque les paramètres de glissement interviennent au sein de fonctions non linéaires. Toutefois le principe de la comparaison entre sorties théorique et mesurée peut être conservé.

3.5.2.2 Équations de calcul des glissements

Pour chacun des deux modèles étendus définis précédemment, deux paramètres définissant les glissements doivent être estimés. Chaque modèle est constitué par l'équation d'évolution de l'abscisse curviligne (\dot{s} , utilisée pour décrire la dynamique longitudinale du véhicule), et de deux équations qui permettent de décrire le comportement latéral du véhicule par rapport à la trajectoire de référence : \dot{y} et $\dot{\theta}$. D'un autre côté, les capteurs embarqués nous permettent

d'accéder à la mesure de l'écart latéral noté \bar{y} et du cap du véhicule, noté $\bar{\theta}$ (et par extension, à la mesure de l'écart angulaire $\ddot{\theta}$). Malgré le bruit enregistré sur ces signaux, il est possible d'accéder numériquement à une mesure des dérivées, notées $\dot{\bar{y}}$ et $\dot{\bar{\theta}}$. En considérant que les modèles étendus doivent à tout moment fournir les mêmes résultats que les mesures enregistrées (hypothèse 6), nous disposons, d'un point de vue mathématique, d'un système de deux équations à deux inconnues pour chacun des deux modèles ((3.34) pour MOV et (3.35) pour MOP) :

$$\begin{cases} \dot{\bar{y}} &= v \sin \bar{\theta} + \dot{Y}_P \\ \dot{\bar{\theta}} &= v \frac{\tan \delta}{L} + \dot{\Theta}_P \end{cases} \quad (3.34)$$

$$\begin{cases} \dot{\bar{y}} &= v \sin(\bar{\theta} + \beta^R) \\ \dot{\bar{\theta}} &= v \cos \beta^R \frac{\tan(\delta + \beta^F) - \tan \beta^R}{L} \end{cases} \quad (3.35)$$

En utilisant ces deux systèmes, il devient alors possible de déterminer en ligne, via les mesures et dérivées associées, les deux jeux de paramètres. Celui associé au modèle MOV est calculé par l'équation (3.36) :

$$\begin{cases} \dot{Y}_P &= \dot{\bar{y}} - v \sin \bar{\theta} \\ \dot{\Theta}_P &= \dot{\bar{\theta}} - v \frac{\tan \delta}{L} \end{cases} \quad (3.36)$$

tandis que les paramètres du modèle MOP sont déterminés par l'équation (3.37) :

$$\begin{cases} \beta^R &= \arcsin\left\{\frac{\dot{\bar{y}}}{v}\right\} - \bar{\theta} \\ \beta^F &= \arctan\left\{\frac{L}{v \cos \beta^R} \dot{\bar{\theta}} + \tan \beta^R\right\} - \delta \end{cases} \quad (3.37)$$

Cette dernière équation existe sous plusieurs conditions. Tout d'abord, la vitesse doit être non nulle (ce qui est assuré par le cadre de définition des travaux) et l'angle de dérive arrière doit être différent de $\frac{\pi}{2}$ modulo π . Cette dernière condition est assurée expérimentalement puisqu'en pratique, celui-ci n'excède pas en valeur absolue 20 degrés. Ensuite la fonction arcsin doit être utilisée dans son domaine d'existence. Il est donc nécessaire de toujours être sous la condition (3.38). Cette condition impose que la vitesse latérale soit inférieure à la vitesse globale du véhicule, ce qui est nécessairement vrai. En effet, par définition, la vitesse latérale est au pire égale à la vitesse globale du véhicule.

$$|\dot{\bar{y}}| \leq v \quad (3.38)$$

3.5.2.3 Validité de l'hypothèse 6

Pour le cadre applicatif envisagé ici, l'hypothèse simplificatrice 6, n'est pas strictement satisfaite, ce qui altère dans une certaine mesure le résultat de l'estimation issu de l'algorithme décrit par le schéma de la figure 3.13. Trois effets principaux rentrent en conflit avec cette hypothèse et dégradent la précision, sans toutefois rendre invalide l'algorithme d'estimation en ligne des glissements :

- La modélisation cinématique d'un véhicule même étendue au phénomène de glissement demeure, dans une certaine mesure, réductrice dans le cas des robots dans le cadre de la mobilité accrue. En effet, d'autres phénomènes dynamiques non modélisés interviennent de façon non négligeable sur le comportement général. C'est notamment vrai en ce qui concerne les phénomènes inertiels intervenant essentiellement durant les changements de cap. Dans de tels cas, un délai relativement important est enregistré entre le moment où les

roues directrices sont braquées et le moment où la rotation associée au véhicule est effective. De tels phénomènes sont donc interprétés comme du glissement dans les équations (3.36) et (3.37). Toutefois, ces effets inertiels interviennent ponctuellement dans l'application (à chaque modification de courbure du véhicule) ce qui ne constitue pas la majeure partie du suivi. La violation de l'hypothèse 6 par la présence de phénomènes inertiels n'est donc a priori pas pénalisante pour le suivi de trajectoire.

- Une deuxième limitation se situe au niveau de l'hypothèse 5, consistant à réduire les mouvements du véhicule à deux dimensions uniquement (évolution sur un plan). Comme il est décrit dans la section 1.1, les mouvements de tangage et surtout de roulis, bien que n'étant pas pris en compte interviennent néanmoins sur les mesures effectuées par l'antenne GPS. L'effet prépondérant est ici le mouvement latéral de l'antenne, généré par l'angle de roulis, présent lorsque le véhicule évolue sur un terrain irrégulier. Ce type de perturbations sur les mesures se retrouvera alors inévitablement sur les glissements estimés par les équations (3.36) ou (3.37), ajoutant alors un bruit non négligeable sur ces variables (qu'on essaierai d'atténuer par l'intermédiaire de filtre passe-bas).
- Enfin, un autre phénomène, négligé dans l'hypothèse 6 et réduisant cette fois la précision de l'approche, réside dans la mauvaise estimation de l'état du véhicule par les mesures GPS. En effet, si ce capteur permet d'obtenir une mesure précise et fiable de la position du véhicule, l'estimation du cap est réalisée par un filtre de Kalman (voir chapitre 2.3.6), basé sur la mesure du vecteur vitesse et le modèle d'Ackermann du véhicule ne prenant pas en compte les glissements. Même s'il a été montré que cette mesure du cap absolu du véhicule est acceptable pour la tâche de guidage (voir [CCB00]), une mauvaise estimation de ce cap est préjudiciable pour le calcul des paramètres de glissement. Cette mauvaise estimation peut dégrader ponctuellement la pertinence du modèle lors de situation de pente par exemple (conduite en crabe). Néanmoins, le point le plus limitant pour le calcul des glissements est le retard d'estimation de l'écart angulaire. En effet, si un retard est présent sur la mesure du cap du véhicule, la comparaison avec l'orientation de la tangente à la trajectoire (décrite par l'équation $\tilde{\theta} = \theta - \theta_{Ref}$) conduit à un biais.

Si les deux premiers points ne constituent pas de violation majeure de l'hypothèse 6, laissant une précision acceptable sur les glissements observés, le troisième phénomène est beaucoup plus préjudiciable pour le schéma d'estimation. En effet, un biais présent sur la mesure de l'erreur de cap $\tilde{\theta}$ conduit à une mauvaise évaluation des glissements (les paramètres sont sous-estimés). Ceux-ci ne permettent alors pas une description précise du comportement du véhicule. Le délai d'estimation sur le cap du véhicule doit donc être pris en compte dans le calcul de l'écart angulaire utilisé dans l'estimation des paramètres de glissement (Cf section 3.5.3).

Enfin, un dernier point dégrade la validité de l'hypothèse 6, mais a un effet positif pour la précision du suivi de trajectoire : la différence entre l'angle de braquage donné par la mesure et l'angle de braquage réel. Si l'étalonnage du capteur d'angle est mal réalisé, alors l'angle de braquage mesuré, utilisé pour prédire la position du véhicule, est imprécis. En conséquence, une différence entre la position prédite du véhicule et sa position mesurée est observée, ne provenant pas d'un phénomène de glissement, mais interprétée comme tel par les algorithmes d'estimation. Cette mauvaise interprétation est finalement bénéfique, dans le sens où les erreurs de suivi engendrées par un mauvais étalonnage doivent être corrigées, ce qui est alors rendu possible par

l'intermédiaire de la compensation des phénomènes de glissement (comme il est souligné à la section 4.6.4).

3.5.3 Prise en compte du retard dû à l'estimation du cap

Afin de s'affranchir du retard d'estimation du cap absolu (et donc du biais associé sur l'écart angulaire), les calculs effectués par les équations (3.36) et (3.37) ne sont pas réalisés en utilisant l'écart angulaire $\tilde{\theta}$, mais un écart angulaire corrigé du retard : $\tilde{\theta}^\tau$ défini par (3.39) :

$$\tilde{\theta}^\tau = \bar{\theta}(t) - \theta_{Ref}(t - \tau) \quad (3.39)$$

Dans cette équation, $\bar{\theta}(t)$ représente la mesure du cap du véhicule à l'instant t par le filtre de Kalman, τ est le retard estimé sur la mesure de $\bar{\theta}(t)$ et $\theta_{Ref}(t - \tau)$ est l'orientation de la tangente à la trajectoire à l'instant $t - \tau$. Afin de compenser le biais présent sur la mesure de l'écart angulaire, celui-ci est calculé en utilisant une orientation retardée de la tangente à la trajectoire au point le plus proche du véhicule. Ainsi, $\tilde{\theta}^\tau$ constitue l'écart angulaire sans biais du véhicule, mais retardé de τ .

L'utilisation de cette valeur retardée mais non biaisée implique une estimation des paramètres de glissement également retardée de τ , moins dommageable que le biais. Ce retard est cependant limité puisque la valeur de τ dans notre cas d'application est de l'ordre de 100ms. La difficulté engendrée par cette compensation est que le retard τ doit être estimé expérimentalement et que celui-ci n'est pas constant. En effet, celui-ci dépend de plusieurs facteurs, dont l'inertie du véhicule (négligée par le modèle d'Ackermann utilisé par le filtre de Kalman). Ainsi, à chaque nouvelle configuration du véhicule, et à chaque nouvelle initialisation du GPS, une valeur de τ doit être évaluée. Les équations de calcul des paramètres de glissement peuvent alors être réécrites en utilisant l'erreur angulaire corrigée $\tilde{\theta}^\tau$. L'équation relative au modèle MOV (3.36) devient (3.40) tandis que l'équation relative au modèle MOP (3.37) devient (3.41) :

$$\begin{cases} \dot{Y}_P &= \dot{y}(t - \tau) - v \sin \tilde{\theta}^\tau \\ \dot{\Theta}_P &= \dot{\theta} - v \frac{\tan \delta(t - \tau)}{L} \end{cases} \quad (3.40)$$

$$\begin{cases} \beta^R &= \arcsin\left\{\frac{\dot{y}(t - \tau)}{v}\right\} - \tilde{\theta}^\tau \\ \beta^F &= \arctan\left\{\frac{L}{v \cos \beta^R} \dot{\theta} + \tan \beta^R\right\} - \delta(t - \tau) \end{cases} \quad (3.41)$$

3.5.4 Résultats expérimentaux

La validation expérimentale des modèles cinématiques étendus MOV (3.12) (respectivement MOP (3.32)) ainsi que du calcul des paramètres de glissement associés (3.40) (respectivement (3.41)) est réalisée en comparant les sorties mesurées et les sorties simulées par les modèles étendus. La figure 3.14 présente ce schéma : la partie haute de la figure représente la boucle réelle d'asservissement du véhicule à la trajectoire. Les paramètres de glissement sont alors estimés en ligne, en utilisant le calcul présenté précédemment (équations (3.40) ou (3.41) suivant le modèle à valider). Le résultat de ce calcul est injecté dans le modèle étendu (MOP ou MOV), qui est alors simulé en temps réel, en utilisant la même loi de commande que pour le processus réel. Les écarts à la trajectoire mesurés ($y, \tilde{\theta}$) et simulés ($y^S, \tilde{\theta}^S$) sont ensuite comparés. Ce schéma de simulation nous permet alors d'évaluer la précision des modèles et ainsi leurs

capacités à caractériser le comportement du véhicule en présence de glissement. Il est à noter que les simulations prennent en compte les propriétés de l'asservissement bas niveau (asservissement de l'actionneur de la direction) assimilé à un second ordre comportant un retard pur.

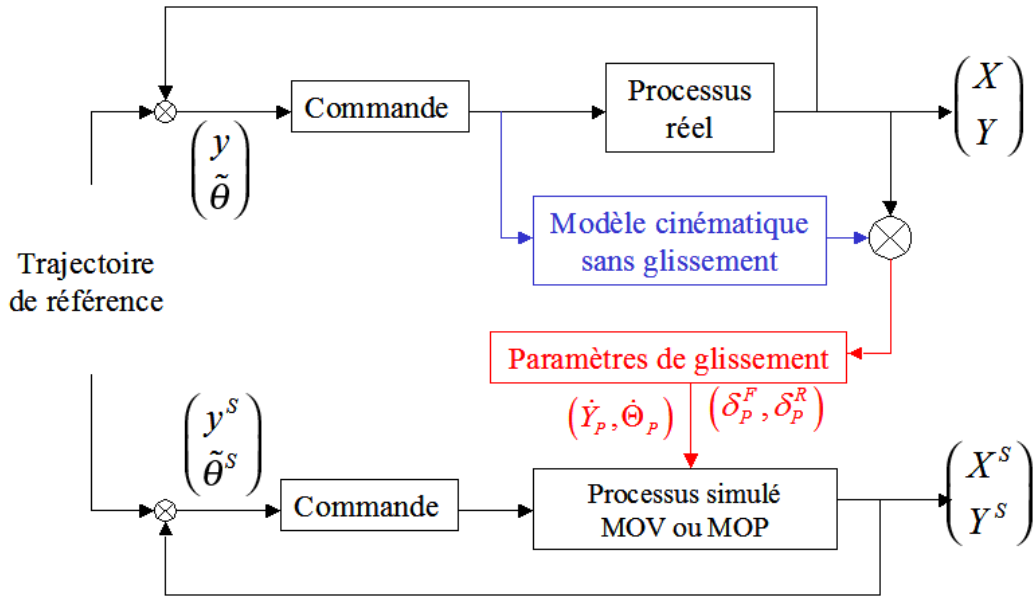


FIG. 3.14 – Algorithme de validation des modèles

3.5.4.1 Trajectoires utilisées pour la validation des modèles

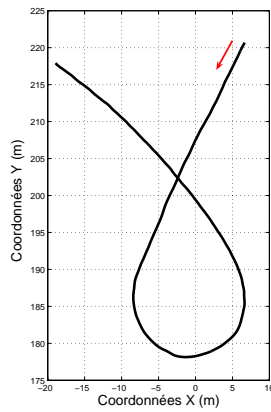
Les résultats expérimentaux confrontés aux simulations effectuées en utilisant les modèles étendus sont présentés ci-après, et ont été obtenus durant le suivi des trajectoires présentées sur la figure 3.15. Ces deux trajectoires ont été enregistrées sur un champ humide à une vitesse de 8 km.H^{-1} . Durant le suivi de chacune de ces trajectoires, les conditions sont telles que les glissements deviennent non négligeables et le résultat du suivi est représentatif de la perte de précision observée dans ces conditions.

La trajectoire **Traj1**, représentée sur la figure 3.15(a) se compose d'une ligne droite puis d'un virage présentant une forte courbure, constante pendant trois quarts de tour. La courbure décroît ensuite de façon progressive. Une ligne très légèrement courbe termine alors la trajectoire. Les glissements sont ici générés par le virage devant être pris par le véhicule : lorsque le véhicule tourne, les propriétés de faible adhérence au contact roue/sol entraînent un dérapage des roues et un mouvement de glissement latéral du véhicule peut être observé.

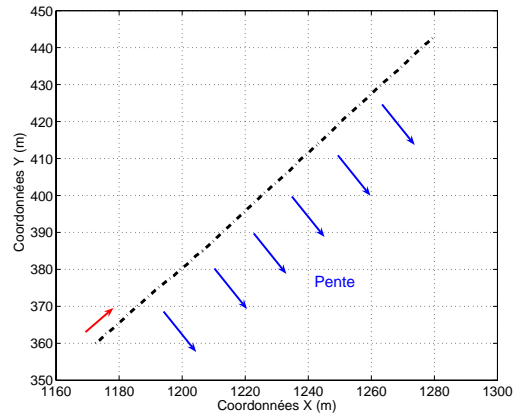
Lors du suivi de la trajectoire **Traj2** (ligne droite sur terrain en pente), c'est le poids du véhicule qui génère le glissement. En effet sur cette trajectoire (représentée sur la figure 3.15(b)), une ligne droite doit être suivie perpendiculairement à la ligne de plus grande pente d'un champ présentant une inclinaison de 20%.

3.5.4.2 Résultats des modèles sur trajectoire courbe

Dans cette section, les résultats des écarts latéraux simulés avec les modèles MOV (en trait pointillé rouge sur la figure 3.16) et MOP (en trait mixte vert sur la figure 3.17) sont comparés avec l'écart latéral réel enregistré lors du suivi de la trajectoire **Traj1** (en trait plein noir sur les deux figures). Le véhicule est commandé par la loi de commande (2.8), ne prenant pas



(a) Trajectoire courbe sur monde plat (**Traj1**)



(b) Ligne droite en pente (**Traj2**)

FIG. 3.15 – Trajectoires de référence pour la validation des modèles cinématiques étendus

en compte les glissements. Ainsi, l'écart latéral enregistré lors du suivi reste bien à une valeur proche de zéro pendant les phases où la trajectoire à suivre est une ligne droite (jusqu'à l'abscisse curviligne 33m et après l'abscisse 70m). Toutefois, pendant le suivi du virage (entre 33 et 70m), un écart latéral est observé, quasiment constant avec les conditions de glissement. Cet écart ne peut être caractérisé par le modèle sans glissement (2.1) dont le résultat de simulation est également représenté en trait interrompu bleu sur les figures 3.16 et 3.17. En effet, durant toute l'expérimentation, l'écart latéral simulé par le modèle classique demeure très proche de 0. Les dépassements enregistrés en début et fin de virage sont liés à la simulation du processus bas niveau.

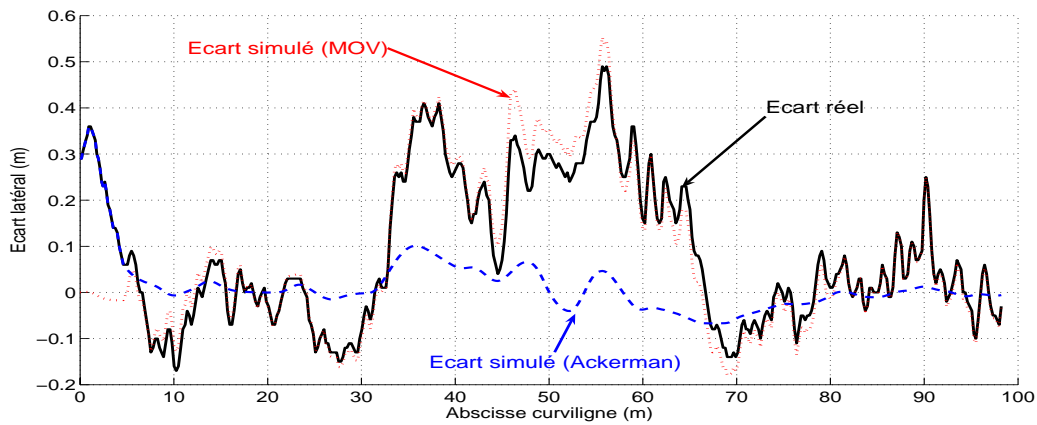


FIG. 3.16 – Écart latéral fournit par MOV en virage

Pour chacun des deux modèles, la constante τ permettant de corriger le retard d'estimation du cap du véhicule pour le calcul des paramètres de glissement a été fixée à 100ms (1 itération pour la fréquence d'échantillonnage du GPS fixée à 10Hz). Sur les figures 3.16 et 3.17, nous pouvons noter que les résultats de simulation sont très proches de l'écart latéral réellement enregistré durant le suivi. Pour les deux modèles, la convergence pendant le virage de l'écart latéral

du véhicule vers une valeur non nulle est bien observée, avec des valeurs très proches de l'écart réel. Dans les deux cas, une légère différence peut être enregistrée dans la deuxième partie du virage (entre les abscisses curvilignes 45m et 55m). Elle fait suite à une variation brusque de l'écart latéral (à l'abscisse curviligne 45m) liée au passage du véhicule dans un trou, et peu alors s'expliquer par le retard d'estimation du cap.

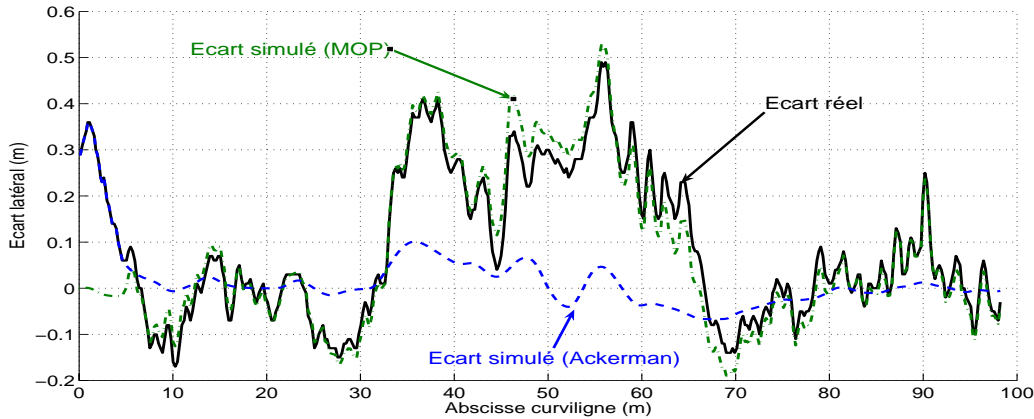


FIG. 3.17 – Écart latéral fournit par MOP en virage

Il est également intéressant de remarquer que les résultats de simulation ne sont pas retardés. Ainsi, le fait d'utiliser un écart angulaire retardé (i.e $\tilde{\theta}^\tau$) n'a que peu d'influence sur la réactivité du modèle. Si les deux résultats de simulation sont très proches, on peut toutefois noter quelques différences durant cet essai entre les deux approches. En effet, la simulation basée sur le Modèle Orienté Véhicule (MOV) semble plus sensible aux brusques variations d'écart latéral. C'est notamment le cas aux abscisses curvilignes 45m et 56m où les pics simulés correspondant aux pics réels sont amplifiés par la simulation basée sur MOV. D'un autre côté, l'effet d'avance observé à la fin du virage semble plus important sur la simulation utilisant l'approche orientée pneumatique (MOP).

Afin de comparer les approches d'un point de vue numérique, le tableau 3.2 présente les propriétés statistiques des signaux d'erreurs entre écarts réel et simulé ($\epsilon = y - y^S$) pour chaque modèle. La moyenne de cette erreur est quasiment nulle pour MOV et nulle pour MOP, mais de toute façon négligeable par rapport à la précision de suivi souhaitée. Dans les deux cas, l'écart type est de 3cm, semblable au bruit de mesure (bruit capteur plus vibration de la cabine). A titre informatif, la dernière ligne du tableau présente les propriétés du signal obtenu par simulation du modèle sous hypothèse de roulement sans glissement.

	moyenne	écart-type
ϵ modèle MOV	-1cm	3cm
ϵ modèle MOP	0cm	3cm
ϵ modèle Ackermann	10cm	14cm

TAB. 3.2 – Erreur des résultats des modèles par rapport aux mesures, suivi de **Traj1**

Considérant ce tableau, il semble que l'approche orientée pneumatique soit légèrement plus proche de l'expérimentation, même si les deux modèles donnent des résultats satisfaisants, comparables à la précision des capteurs et supérieure à la précision requise pour l'application.

3.5.4.3 Limitations - dépendance au paramètre τ

Afin de mettre en évidence l'importance du paramètre τ compensant le retard d'estimation du cap pour le calcul de l'écart angulaire $\tilde{\theta}$, reprenons le cas du suivi de la trajectoire courbe Traj1 décrite sur la figure 3.15(a) sur terrain plat (cas où ce retard intervient de façon prépondérante). Considérons cette fois qu'il n'y a pas de retard dans l'estimation du cap absolu, ce qui correspond à $\tau = 0$. La figure 3.18 montre les mêmes résultats simulés que sur les figures 3.16 et 3.17 et les mêmes conventions de couleur et de trait sont utilisées.

Nous pouvons ainsi remarquer que si le retard est négligé, l'estimation des glissements n'est plus pertinente et conduit à une mauvaise caractérisation du comportement du véhicule. Ainsi, pendant le virage (entre les abscisses curvilignes 30 et 70m) les écarts latéraux simulés via les modèles MOV et MOP sont en dessous de l'écart réel enregistré. Le biais enregistré dans $\tilde{\theta}$ lié au retard dans la mesure du cap absolu du véhicule s'oppose aux effets du glissement et ceux-ci sont alors sous-estimés.

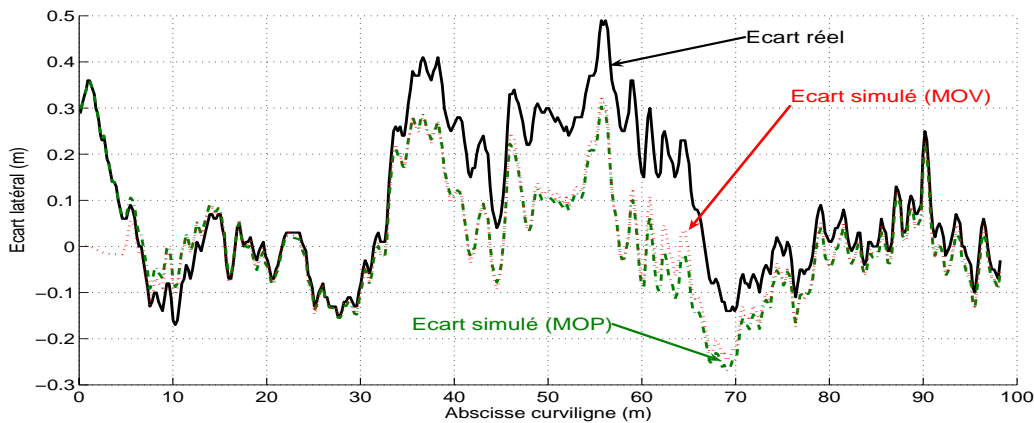


FIG. 3.18 – Écarts latéraux fournis pour $\tau=0$

En pratique, la valeur de τ n'est pas strictement constante et dépend entre autres du retard sur les vecteurs vitesse fournis par le GPS et donc de son initialisation. En outre, étant donné que le filtre de Kalman ne prend pas en compte l'inertie du véhicule, le retard dépend également implicitement de ce paramètre. Ainsi, la valeur de τ doit être modifiée en fonction des outils potentiellement embarqués par le véhicule. D'un point de vue expérimental, plusieurs dispositions peuvent être prises pour compenser ce retard. Outre l'introduction d'un retard τ pour l'estimation de l'écart angulaire comme présenté ici, la compensation peut se faire en modifiant la position de l'antenne GPS sur le véhicule (ce qui est fait par exemple dans les travaux menés par John Deere, voir [RBBP99]).

L'évaluation de ce paramètre τ nécessaire pour garantir une bonne caractérisation du comportement du véhicule est une limitation importante pour concevoir une commande indépendante de la configuration de celui-ci. Toutefois, la variabilité de ce retard demeure peu importante, et l'utilisation de jeux de valeurs préprogrammées peut facilement être envisagée pour les applications visées. Enfin, pour s'affranchir en partie de cette difficulté, une autre méthode d'estimation des paramètres de glissement, basée sur la notion d'observateur, plus robuste par rapport à ce retard dans la mesure du cap sera présentée au chapitre 6.

3.5.4.4 Résultats des modèles en pente

Le deuxième cas où les glissements ont un effet prépondérant sur la précision du suivi est le cas d'une trajectoire en pente (et plus particulièrement lorsque la trajectoire est perpendiculaire à la ligne de plus grande pente). Dans de tels cas, le poids du véhicule génère une force latérale sur les roues ne pouvant être compensée à cause de l'adhérence insuffisante au contact roue/sol. Sous la commande négligeant le phénomène de glissement (loi de commande (2.8)) l'écart latéral réel est non nul et converge vers une valeur quasiment constante, si la pente et les conditions de glissement sont constantes également. Ceci peut être remarqué sur les figures 3.19 et 3.20 qui représentent les comparaisons entre écarts réel et reconstruit avec respectivement le modèle MOV et le modèle MOP. Ce cas est le plus défavorable pour notre application essentiellement à cause des bruits dus aux oscillations de la cabine dans cette configuration. En effet, dans le cas du suivi en pente, le tracteur est incliné et les amortisseurs de la cabine ne sont pas sollicités de façon normale. Par conséquent les oscillations de la cabine apparaissent de manière amplifiée. L'antenne GPS étant placée au sommet de cette cabine, les mesures enregistrées par ce capteur sont donc beaucoup plus bruitées que sur terrain plat. Un filtre passe bas est donc requis.

Les mêmes conventions de traits et couleurs que précédemment sont utilisées. Ainsi, en trait bleu interrompu sur les deux figures, apparaît l'écart latéral simulé par le modèle d'Ackermann (2.1). Il peut être constaté que celui-ci reste quasiment nul tout au long du suivi, ce qui explique qu'une loi de commande reposant sur ce modèle ne puisse réagir face au phénomène glissement et que le véhicule contrôlé par une telle loi de commande ne puisse converger vers la trajectoire.

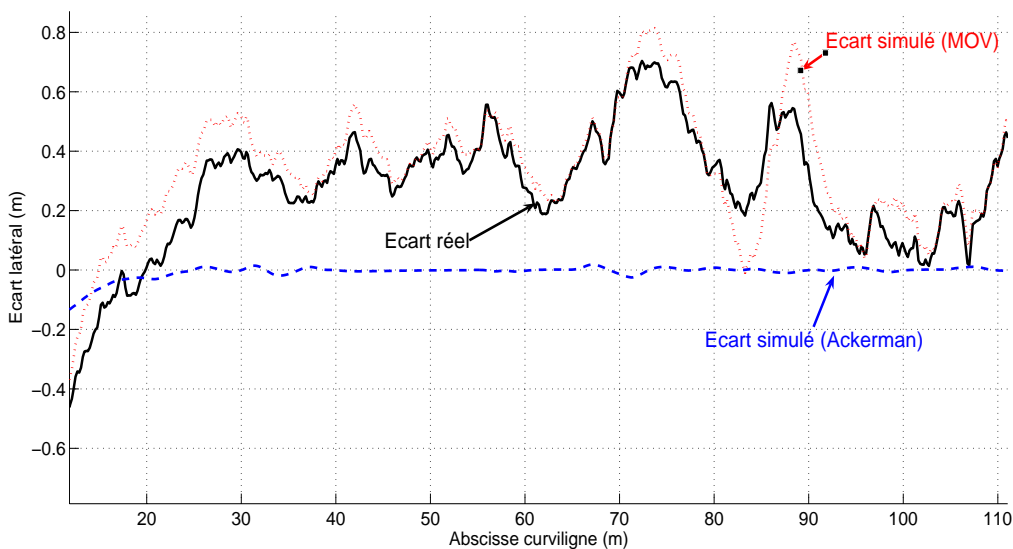


FIG. 3.19 – Écart latéral fourni par le modèle MOV en pente

Au contraire, les modèles cinématiques étendus (modèle MOV, dont le résultat est représenté en pointillé rouge sur la figure 3.19 et modèle MOP dont l'écart latéral simulé est décrit en trait mixte vert sur la figure 3.20), alimentés par l'estimation en ligne des glissements sont capables de décrire le comportement du véhicule avec une bonne précision. Dans ce cas, la prise en compte du retard d'estimation τ n'est pas requise, puisque la trajectoire à suivre est une ligne droite dont la courbure est quasiment nulle durant toute la durée du suivi.

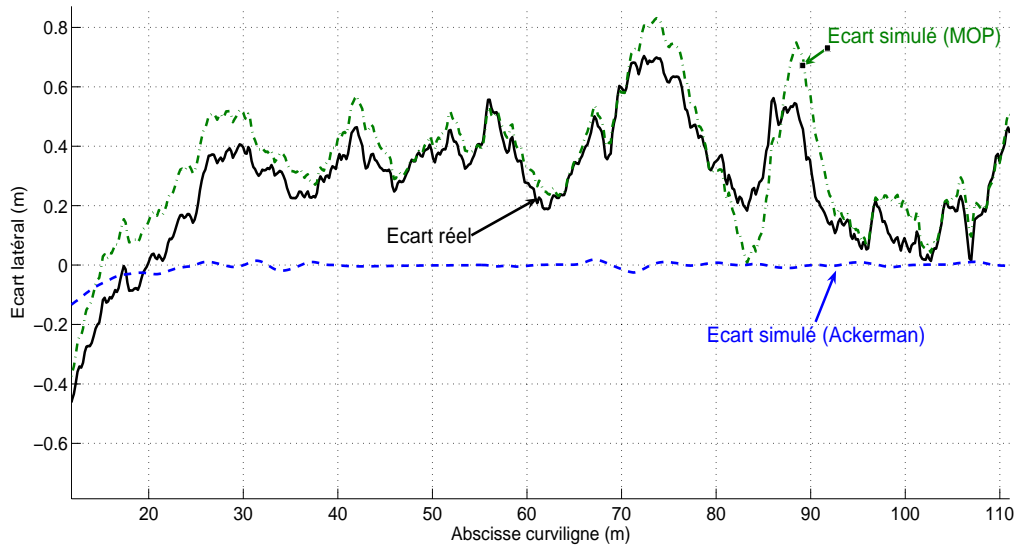


FIG. 3.20 – Écart latéral fourni par le modèle MOP en pente

Pour chacune des deux modélisation envisagées, les résultats de simulation sont quasiment superposés (l'un par rapport à l'autre), et les mêmes écarts par rapport au résultat réel de suivi peuvent être observés. Les différences entre les simulations et l'expérimentation réelle interviennent généralement lors de variations rapides de l'écart latéral réel, révélateur d'une variation rapide des conditions d'adhérence. En effet dans le cadre du suivi de trajectoire en pente, les conditions au contact roue/sol ne sont pas rigoureusement constantes et suivant les endroits de la trajectoire, le véhicule peut perdre ou regagner subitement de l'adhérence. A cause de cette variabilité, le véhicule "décroche" et "raccroche" plusieurs fois impliquant une variabilité importante sur l'écart latéral. De telles variations peuvent être notamment observées aux abscisses curvilignes 42m, 75m, 85m et 90m, où des changements brutaux de monotonie de l'écart latéral apparaissent. Étant donné que les équations de calcul des paramètres de glissement utilisent la dérivée numérique de ce signal \dot{y} dans les équations (3.40) et (3.41), ces valeurs deviennent subitement importantes, ce qui génère les dépassements des signaux simulés. De tels phénomènes, même s'ils interviennent de façon ponctuelle peuvent néanmoins déstabiliser une commande basée sur ces modèles étendus.

Les performances identiques fournies par les deux modèles présentés se retrouvent également dans les propriétés des signaux d'erreurs entre écarts latéraux réel et simulés. Le tableau 3.3 présente ces propriétés (valeur moyenne et écart type), ainsi que les propriétés du signal d'erreur entre le modèle d'Ackermann et le suivi réel. Les données numériques traduisent des résultats moins bons que dans le cas des simulations sur monde plat. En effet, dans les deux cas une valeur moyenne non nulle peut être remarquée. Cette valeur moyenne reste toutefois limitée (bien inférieure au résultat de simulation basé sur le modèle (2.1)) et inférieure à la précision visée par l'application. Ce biais est représentatif du manque de précision sur l'estimation du cap absolu du véhicule réalisé par le filtrage de Kalman, dégradant sensiblement dans le cas de la pente, la pertinence des paramètres de glissement calculés. Les valeurs des écarts-type enregistrés sont également plus importantes que sur monde plat. Cependant, compte tenu du bruit de mesure plus important lié à l'oscillation accrue de la cabine dans cette configuration,

ces valeurs demeurent satisfaisantes par rapport aux objectifs de précision de suivi.

	moyenne	écart-type
ϵ modèle MOV	-5cm	8cm
ϵ modèle MOP	-5cm	7cm
ϵ modèle Ackermann	26cm	23cm

TAB. 3.3 – Erreurs des résultats des modèles par rapport aux mesures en pente

3.6 Conclusion - Intérêt des modèles étendus

Dans ce chapitre, nous avons tout d'abord étudié la possibilité d'utiliser une description du comportement du véhicule en présence de glissement par l'intermédiaire d'un modèle dynamique. Bien que celui-ci permette de caractériser finement les phénomènes en présence dans le cadre de la mobilité accrue, il nécessite une évaluation précise de nombreux paramètres, variables dans le temps, en fonction des conditions d'adhérence. Un tel problème rend alors peu pertinent l'emploi d'approches dynamiques détaillées pour la commande dans le contexte de cette thèse.

Afin de limiter le nombre de paramètres à déterminer et de simplifier la conception d'une commande pour le suivi de trajectoire (réalisée au chapitre 4), nous avons défini dans ce chapitre deux modèles cinématiques étendus, capables de caractériser l'influence du glissement sur l'attitude d'un robot mobile. Ce point de vue permet de nous affranchir de tout étalonnage préalable en restreignant le nombre d'inconnues de modèle à deux. Il est toutefois nécessaire de procéder à une estimation en temps réel de ces deux paramètres, reflétant les conditions de contact roue/sol. Ceci est assurée par une comparaison entre l'état mesuré du véhicule et l'état prédit par un modèle cinématique sous hypothèse RSG.

Même si une limitation sur l'estimation des paramètres de glissement peut être mise en évidence, celle-ci demeure peu contraignante. Nous disposons donc de deux modèles, qui, couplés aux équations d'estimation des glissements, sont capables de caractériser la dynamique d'un véhicule évoluant sur des surfaces tout-terrains avec une grande précision et de façon indépendante des conditions d'adhérence. En outre les modèles proposés dans ce chapitre ont la propriété de conserver une structure cinématique classique dans les équations d'évolution.

Enfin le non respect de l'hypothèse 6 n'est pas un point limitant. En effet, si d'autres phénomènes que les glissements sont intégrés dans l'estimation des paramètres des modèles, ceux-ci sont soit des phénomènes devant être compensé (comme un mauvais étalonnage du bas niveau), soit ils sont générateurs de bruits (comme les effets du roulis), mais n'entraînent pas de biais significatifs. Pour aller plus loin dans l'estimation des paramètres des modèles définis dans ce chapitre, une approche alternative, plus performante sera proposée au chapitre 6.

Chapitre 4

Commande adaptative de véhicule compensant les phénomènes de glissement

4.1 Introduction

Comme nous l'avons vu dans le chapitre précédent, il est possible de définir des modèles d'évolution de véhicule incluant le phénomène de glissement, qui autorisent une caractérisation satisfaisante du mouvement d'un robot dans le cadre de la mobilité accrue, via une estimation en temps réel de deux paramètres. D'un autre côté, les techniques de commande présentées ou envisagées au chapitre 2, basées sur un modèle cinématique classique, robustes ou non vis-à-vis de perturbations et/ou inconnues de modèle, ne permettent pas un suivi de trajectoire satisfaisant du véhicule en présence de glissement. Dans ce chapitre, plusieurs lois de commande utilisant les modèles cinématiques étendus définis précédemment sont développées. Celles-ci reposent sur des modèles devant être actualisés en temps réel au vu de la variabilité des conditions d'adhérence déjà évoquée, et peuvent par conséquent être qualifiées d'adaptatives. L'utilisation de tels principes permet alors d'asservir le véhicule sur sa trajectoire de référence en utilisant un modèle s'adaptant à tout moment aux conditions d'adhérence rencontrées, intégrant ainsi le phénomène de glissement.

Deux types de commande adaptative à modèle seront développés ici, chacun s'appuyant sur un modèle cinématique étendu différent, exploitant ainsi les spécificités de chaque modèle. Ainsi, après une présentation générale de la commande adaptative à modèle, une approche par modèle interne dédiée au modèle MOV sera détaillée. Ensuite, une commande référencée observateur, basée sur le modèle MOP sera présentée. Chaque principe sera validé au travers de simulations, puis des résultats expérimentaux permettront de vérifier l'applicabilité de ces principes en vraie grandeur.

4.2 Notions de commande adaptative à modèle

4.2.1 Avertissement

D'après [Van04], il est possible, d'un point de vue conceptuel, de considérer que tout système asservi puisse être qualifié d'adaptatif, dans le sens où le système adapte la commande aux erreurs enregistrées par rapport à la consigne envoyée. Toutefois, au sens de l'automatique, une commande adaptative peut être définie comme une commande capable de modifier ses propres paramètres, voire sa loi de commande, afin de modifier son comportement en fonction de conditions extérieures.

Il existe ainsi plusieurs grandes familles de commande adaptative, que nous séparerons en deux grandes catégories. La première, qui ne sera pas utilisée par la suite, concerne les techniques adaptatives n'interagissant pas avec le modèle de processus à contrôler. Pour de telles commandes, seule la structure de la commande est adaptée. Plusieurs de ces techniques de commande, préservant la précision de l'asservissement face à des perturbations ont été étudiées dans la section 2.5.1. Dans ce chapitre, nous nous focaliserons uniquement sur la seconde catégorie, concernant les techniques adaptatives interagissant avec le modèle de processus, qualifiées de **commandes adaptatives à modèle**.

4.2.2 Principe général des commandes adaptatives à modèle

Le concept de commande adaptative a fait son apparition dans les années 50, dédié dans un premier temps principalement au pilotage automatique d'avion (voir [WYK58]). Bien qu'encourageantes, ces techniques furent dans un premier temps peu utilisées compte tenu de l'électronique (qui ne permettait pas encore l'introduction de structures de commande complexes) ainsi que du manque de formalisme et de connaissances à cette période. Ces premiers travaux ont été caractérisés par "beaucoup d'enthousiasme, mais souffrant d'un manque de matériel et d'une théorie inexistante" [Ast83]. Il a fallu attendre les années 70 pour obtenir des formalisations plus rigoureuses des schémas adaptatifs (avec par exemple [Lan79], sur la commande adaptative à modèle de référence) et l'avènement de l'informatique, pour voir apparaître plusieurs applications. Le principal problème lié à l'emploi de ces techniques résidait alors dans la preuve de stabilité des systèmes ainsi contrôlé, preuves apportées ensuite de manière rigoureuse, notamment dans [GS84] et [NA89]. Plusieurs schémas adaptatifs ont depuis été proposés, disponibles dans des ouvrages plus récents et généraux (voir par exemple [AW95], ou encore [BDRZ90]). Un état de l'art succinct est proposé ci-après.

Il est cependant possible de donner une définition globale à la notion de commande adaptative à modèle : *le caractère adaptatif d'une stratégie de commande repose sur la modification en ligne de paramètres (appelés "paramètres ajustables") interagissant ensuite avec la commande.* Cette action peut être réalisée soit en introduisant des variables directement dans le calcul de la loi de commande, soit en modifiant celle-ci après son calcul (par addition ou pondération). Un schéma général de ce type de commande (comme proposé dans [LT01]) est présenté sur la figure 4.1.

Outre la boucle classique d'asservissement par retour d'état représentée sur la partie basse du schéma, la partie supérieure représente la boucle d'adaptation interagissant avec la boucle

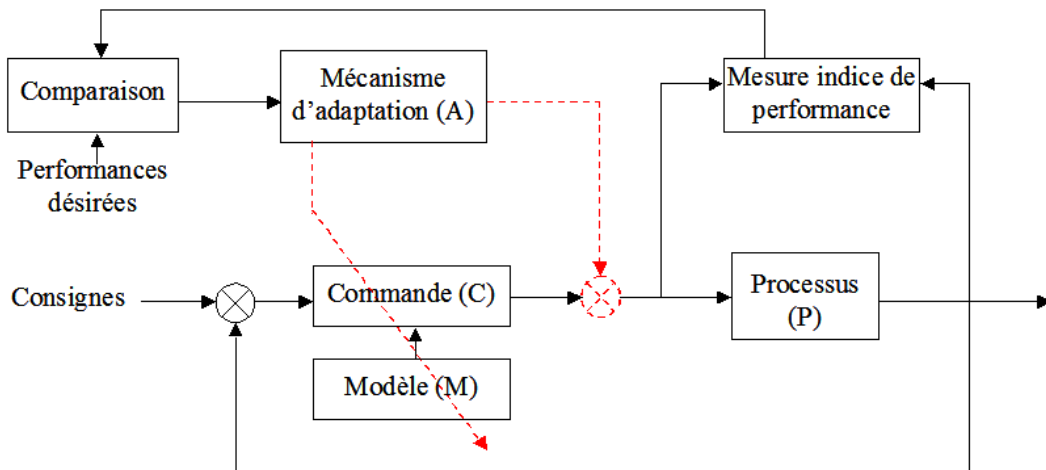


FIG. 4.1 – Principe de la commande adaptative à modèle

d'asservissement. L'idée principale repose sur l'observation de la sortie mesurée du processus et sa comparaison avec un comportement attendu (par un modèle) étant donné la commande envoyée sur ce processus. Cette comparaison permet alors de définir (dans un cadre très général) un "indice de performance" à confronter avec celles souhaitées. Cet indice sert alors d'entrées à un mécanisme d'adaptation interagissant avec la commande et/ou son modèle associé. Ce mécanisme d'adaptation renvoie alors un ou des paramètre(s) ajustable(s) (en trait interrompu rouge sur la figure 4.1), permettant de modifier le comportement de la commande.

Ce mécanisme peut fonctionner à une échelle de temps différente de la commande et peut s'exécuter en temps réel ou intervenir ponctuellement dans la boucle de commande. L'interaction avec celle-ci peut être réalisée à plusieurs niveaux dans la stratégie globale de contrôle. Le schéma général de la figure 4.1 peut ainsi être décliné de différentes façons suivant le point d'entrée du paramètre ajustable dans la boucle de commande. Quatre grandes classes de stratégie d'adaptation peuvent être dégagées et sont décrites ci-après.

4.2.2.1 Commande à Modèle de Comportement

Le type de commande dit à modèle de comportement repose sur le principe inverse de celui développé dans la partie modélisation cinématique étendue présentée précédemment. En effet, plutôt que d'essayer de trouver un modèle permettant de caractériser avec précision le comportement du processus, le module adaptatif permet ici de modifier le comportement réel du système pour que celui-ci soit conforme au comportement attendu par le modèle. Comme il est montré sur la figure 4.2, une deuxième commande est générée par le module adaptatif et envoyée au processus. Celle-ci peut être soit ajoutée à la commande générée par la boucle d'asservissement (variante 1 de la figure 4.2(a)) soit insérée en marge de la commande (variante 2 décrite sur la figure 4.2(b)). Cette commande additionnelle envoyée au processus est générée par l'erreur entre le comportement réel et celui prédit par le modèle.

Un tel principe de commande est développé notamment dans [VBIH04] pour la commande robuste de moteur à courant continu. Un autre exemple est également décrit par [PEB⁺00].

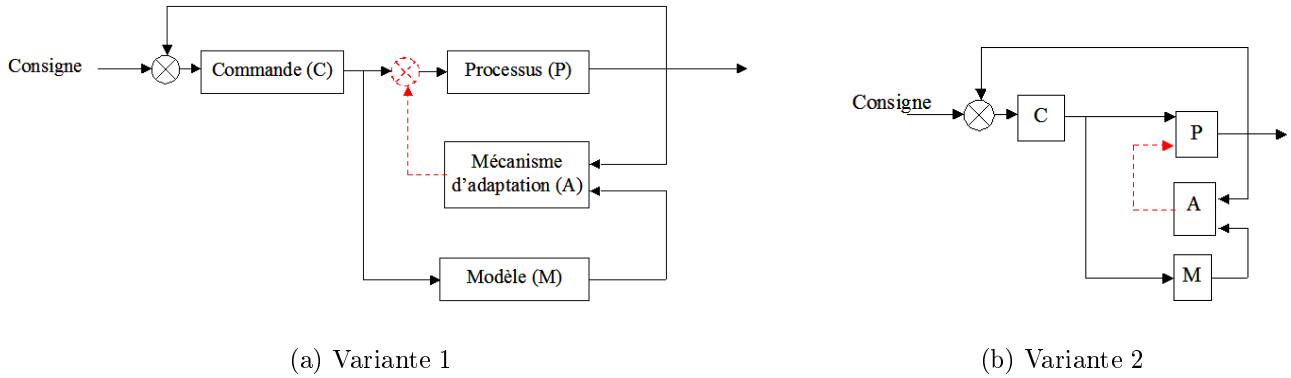


FIG. 4.2 – Commande à modèle de comportement

Toutefois, ce type de commande adaptative à modèle demeure le moins utilisé dans la littérature, et son application au sein de la robotique mobile n'est pas, à notre connaissance, réalisée. Nous n'utiliserons pas ce type de schéma dont une partie de la consigne envoyée au processus est gérée par le mécanisme adaptatif, sans passer par le module de commande. Nous préférons privilégier des techniques qui utilisent uniquement la loi de commande pour générer la consigne s'appliquant au véhicule, afin de maîtriser le plus possible le réglage du comportement du véhicule.

4.2.2.2 Commande à Modèle de Référence

Dans l'approche de commande adaptative à modèle de référence, le module adaptatif agit sur la commande et/ou le modèle de comportement considéré. De cette façon, la structure de la commande (en général, les gains d'une commande de type PID) est modifiée en fonction de la différence entre le comportement réel et théorique du processus. La commande et le modèle de comportement sont ainsi adaptés si un changement apparaît dans les paramètres estimés du modèle ou dans les perturbations extérieures. Le schéma de ce type de commande adaptative est présenté sur la figure 4.3. Ce principe de commande est fréquemment utilisé pour la commande de robots manipulateurs ou de machine outil (voir [Dum98] ou [TWH00]), notamment pour contrer les phénomènes de frottements secs dans les liaisons de tels robots. Dans le même esprit

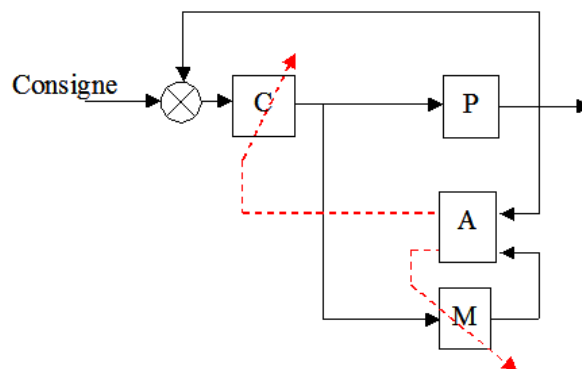


FIG. 4.3 – Commande adaptative à modèle de référence

que pour la commande à modèle de comportement, nous souhaitons ici conserver la structure de commande indépendante du temps, dans le sens où il nous semble préférable de ne pas modifier, par exemple, les gains de la loi de commande en ligne, afin de préserver un comportement

identique, durant tout le suivi de trajectoire, au véhicule.

4.2.2.3 Commande à Modèle Interne

La commande adaptative à modèle interne (appelée par la suite IMC - Internal Model Control) interagit uniquement avec la commande et laisse inchangé le modèle utilisé pour la comparaison avec la sortie mesurée du processus. C'est dans ce fait que réside le principal avantage de cette approche pour notre cas d'étude, car la structure de commande comme le modèle considéré demeurent invariants. Comme le montre la figure 4.4, la compensation des perturbations extérieures sur le processus ou des variations des paramètres du modèle, est assurée par le calcul d'un paramètre ajustable injecté dans la commande. Ce paramètre, calculé par le module adaptatif, n'agit que sur des paramètres ou des variables utilisés dans la loi de commande, mais pas sur sa structure (modification de consigne par exemple ...).

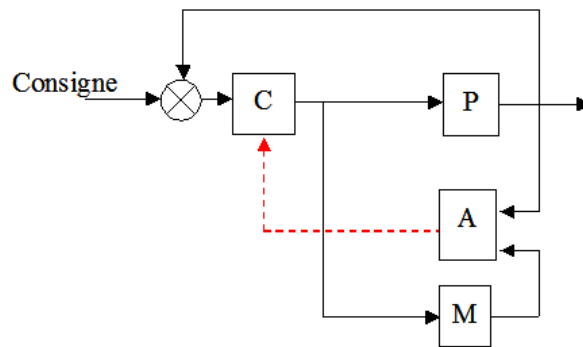


FIG. 4.4 – Commande adaptative à modèle interne

Initiée en 1976 par [FW76], de nombreuses applications de la commande adaptative à modèle interne ont été abordées (voir par exemple [LY05] ou [MIS02]). Cette technique fait par ailleurs toujours l'objet de développements théoriques (voir [BZ04] pour l'annulation de perturbations dont la fréquence est inconnue ou l'application aux systèmes instables envisagée par [TMC03]). C'est ce principe de commande adaptative qui est retenu par la suite pour concevoir une commande du robot mobile en présence de glissement basée sur le modèle orienté véhicule (MOV). La structure d'une telle stratégie de commande permettra de ne pas reconstruire une nouvelle loi de commande, puisque la compensation du phénomène de glissement pourra être réalisée par l'intermédiaire d'un paramètre ajustable, calculé indépendamment de la commande. L'expression de la loi de commande classique basée sur l'hypothèse de roulement sans glissement définie par (2.8) sera ainsi conservée.

4.2.2.4 Observateurs - Closed Loop Model Estimation, CLME

Cette dernière variante de commande adaptative est la plus célèbre et fait l'objet de nombreux développements théoriques (voir par exemple [BCG95] ou encore [Rob99]) et ceux dans de nombreux champs d'application (de la commande de robots manipulateurs [GRGJ05] jusqu'aux robots mobiles [AE01]). La popularité des approches d'observation s'explique notamment par la dualité de ce principe avec la théorie de la commande. Nous reviendrons sur ces différents principes dans le chapitre consacré à l'amélioration de l'estimation des paramètres de glissement

(chapitre 6).

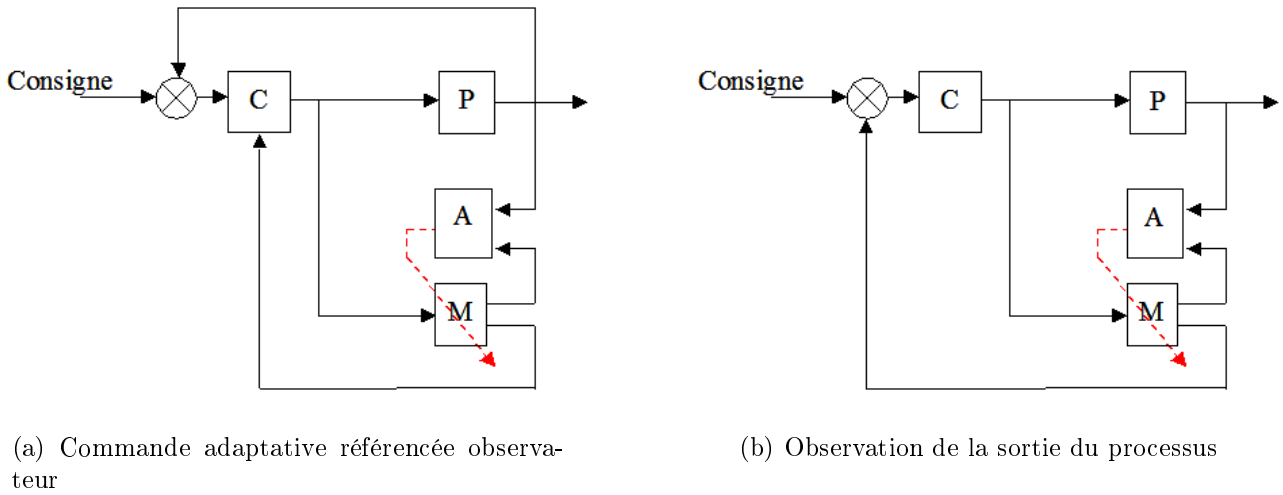


FIG. 4.5 – Principe de l'observation

L'idée de l'observation est l'opposé de la commande à modèle de comportement évoquée précédemment : le module adaptatif permet ici de faire converger les sorties du modèle vers les sorties mesurées du processus (voir figure 4.5(a)). Ainsi, une deuxième boucle de commande peut être introduite, afin d'asservir les paramètres du modèle d'évolution en fonction de la mesure de la sortie du processus, assurant au modèle d'être pertinent vis-à-vis de ce processus. En ce sens l'observation est similaire à la commande (cette dualité Observateur/Commande sera pleinement explicitée dans le chapitre 6). La loi de commande de la boucle principale d'asservissement utilise alors le modèle modifié pour calculer les variables contrôlant le processus réel. La loi de commande n'est donc pas explicitement modifiée, mais c'est le modèle, sur lequel son calcul repose, qui est ici adapté.

D'un point de vue plus général, l'interaction avec la commande ne se fait pas toujours par l'introduction de paramètres ajustables dans la loi de commande. Dans beaucoup de cas, la notion d'observation est utilisée comme reconstituteur d'état. Dans ce cas, la sortie du module d'adaptation se substitue à la boucle de rétroaction, comme défini sur la figure 4.5(b). Ainsi, c'est l'état observé qui est comparé à l'état désiré (consigne). La loi de commande n'est donc pas modifiée explicitement, mais par l'intermédiaire du retour d'état observé.

Ce principe sera également utilisé dans la suite, mais pour construire une commande reposant sur le Modèle Orienté Pneumatique (MOP), dont la structure conserve des propriétés intéressantes par rapport à la commande des robots mobiles non holonomes.

4.3 Proposition préliminaire

Un point essentiel pour pouvoir utiliser correctement une approche adaptative dans le cas du suivi de trajectoire en présence de glissement réside dans la proposition 1 suivante :

Proposition 1. *Les paramètres de glissement estimés sont indépendants de la position du véhicule par rapport à la trajectoire de référence.*

La justification de cette proposition peut être apportée par les équations de calcul des paramètres de glissement, définis par (3.40) et par (3.41). En effet, nous pouvons constater que celles-ci ne dépendent que des dérivées de l'écart angulaire et du cap du véhicule et non pas des écarts eux-mêmes. L'estimation des paramètres de glissement est donc indépendant de la position du véhicule par rapport à la trajectoire de référence.

L'importance de la proposition 1 est fondamentale pour la raison suivante. Si les paramètres de glissement estimés sont directement liés aux écarts latéraux et angulaires enregistrés, alors une loi de commande compensant les phénomènes de glissement pour ramener les écarts vers zéro, annulera de fait les valeurs des paramètres de glissement. Par conséquent, elle ne pourra plus assurer la convergence vers zéro. Ceci explique en partie pourquoi les approches ne considérant pas de modèle d'évolution décrivant le phénomène de glissement ne sont pas envisagées comme solution dans ce mémoire. En d'autres termes, l'action corrective à appliquer doit être indépendante des écarts enregistrés.

4.4 Commande à modèle interne, dédiée à MOV

Nous ne considérerons dans cette section que le Modèle Orienté Véhicule, basé sur une approche comportementale. Ce modèle ne comporte pas de propriété évidente de linéarisation exacte permettant l'application de techniques de commande simples. Une approche purement adaptative, reposant sur la commande à modèle interne est donc ici proposée, permettant de conserver la commande classique sous hypothèse de roulement sans glissement, dont les propriétés sont bien maîtrisées (voir [TCMB02] et [Cor01]).

4.4.1 Application du principe de commande à modèle interne

Compte tenu de ce qui précède sur l'analyse du comportement du modèle MOV, le comportement du véhicule dans le cas où les glissements sont purement constant (\dot{Y}_P et $\dot{\Theta}_P$ constants) se caractérise par une convergence vers des écarts latéral et angulaire constants : $(\dot{y}, \dot{\theta}) \rightarrow (0, 0)$ et $(y, \theta) \rightarrow (y_\infty, \tilde{\theta}_\infty)$. Les valeurs de convergence de (y, θ) sont définies par l'équation (3.16). L'écart angulaire $\tilde{\theta}_\infty$ permet de compenser le paramètre de glissement latéral \dot{Y}_P et le véhicule converge alors avec un biais y_∞ . La caractérisation de ce comportement asymptotique peut être faite indépendamment des écarts latéral et angulaire réellement enregistrés. En conséquence, considérant l'ensemble de ces remarques, la proposition suivante peut être énoncée :

Proposition 2. *Quelle que soit la position du véhicule par rapport à sa trajectoire de référence, il est possible de connaître l'écart latéral théorique vers lequel le véhicule aurait convergé dans les conditions actuelles d'adhérence, s'il avait été contrôlé par la loi de commande basée sur l'hypothèse de roulement sans glissement.*

Dans le cas du suivi de trajectoire, l'objectif est de faire converger le véhicule sur sa trajectoire de référence et donc d'avoir un écart latéral qui converge vers 0, i.e $y \rightarrow 0$. Pour arriver à ce résultat, il suffit, compte tenu de la proposition précédente, d'ajouter l'opposé de la valeur théorique de convergence (appelée par la suite y_c) à la consigne d'écart latéral (normalement 0 pour le cas du suivi de trajectoire). Ce principe est schématisé sur la figure 4.6. Un tel schéma

fonctionne correctement si les conditions de glissement sont lentement variables et/ou si le paramètre y_c est mis à jour rapidement. Nous verrons par la suite le champs d'application au travers de simulations et d'expérimentations.

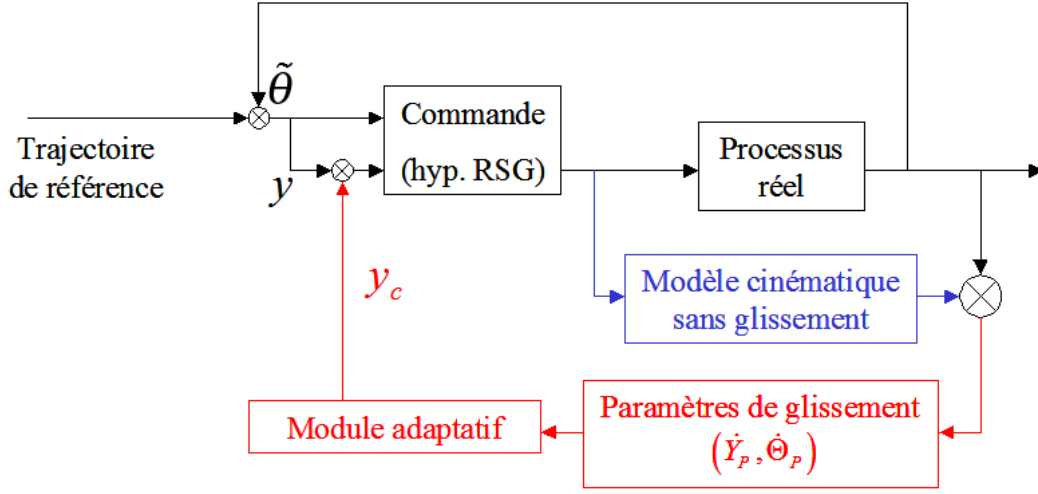


FIG. 4.6 – Commande IMC appliquée au suivi de trajectoire en présence de glissement

Dans ce principe, le modèle MOV n'est pas utilisé pour la comparaison avec la sortie du processus réel, mais dans le module d'adaptation permettant d'accéder à la valeur théorique de l'écart et donc du paramètre de correction y_c ("paramètre ajustable" du formalisme de la commande adaptative à modèle interne). Pour suivre la trajectoire de référence, une trajectoire de consigne modifiée en fonction des glissements estimés est finalement suivie.

4.4.2 Formalisation de la nouvelle loi de commande

Si le schéma de la figure 4.6 présente de manière graphique le principe de la commande à modèle interne en appliquant un décalage sur l'écart latéral mesuré, la mise en place de ce décalage ne se résume pas au calcul immédiat de la commande $\delta_{RSG}(y + y_c, \tilde{\theta})$ en lieu et place de la commande $\delta_{RSG}(y, \tilde{\theta})$. En effet, un des termes placés au dénominateur en $1 - c(s)y$ n'intervient pas comme terme d'erreur, mais comme un terme géométrique du modèle d'évolution du véhicule. Celui-ci intervient en effet par l'intermédiaire du rayon de courbure dans la construction du modèle cinématique, afin de déterminer la vitesse de rotation du véhicule. Le rayon de courbure ne devant pas être modifié dans la construction du modèle cinématique, celui-ci doit donc rester invariant par la modification de la consigne. La nouvelle loi de commande est ainsi définie par l'équation (4.1) :

$$\delta_{IMC}(y, \tilde{\theta}, y_c) = \arctan \left(L \left[\frac{\cos^3 \tilde{\theta}}{(1-c(s)(y+y_c))^2} \left(\frac{dc(s)}{ds} (y+y_c) \tan \tilde{\theta} - K_d (1-c(s)(y+y_c)) \tan \tilde{\theta} - K_p (y+y_c) + c(s)(1-c(s)(y+y_c)) \tan^2 \tilde{\theta} \right) + \frac{c(s) \cos \tilde{\theta}}{1-c(s)y} \right] \right) \quad (4.1)$$

En définitive, cette nouvelle loi de commande est la même que δ_{RSG} , mais c'est la consigne d'écart latérale qui est modifiée en fonction du glissement. Sous l'hypothèse que cette consigne demeure toujours admissible, ce qui est le cas en pratique, toutes les propriétés s'appliquant à δ_{RSG} peuvent s'appliquer à δ_{IMC} (stabilité, temps de réponse, etc.). Le principal problème réside dans le calcul du paramètre de correction y_c et de sa mise à jour en fonction de l'évolution du

véhicule. L'enjeu de ce type de commande est donc de concevoir le module d'adaptation. Deux possibilités pour extraire ce paramètre sont envisagées ici.

4.4.3 Boucle de simulation en ligne - OLS (On Line Simulation)

4.4.3.1 Définition du module

Une première voie possible pour la conception du module adaptatif repose sur les résultats de simulation présentés dans le chapitre 3.5.4. Nous avons vu dans cette section qu'il était possible, compte tenu de l'estimation en ligne des paramètres de glissement (\dot{Y}_P et $\dot{\Theta}_P$) de reconstruire avec précision l'écart latéral du véhicule par rapport à sa trajectoire de référence. De fait, il est possible de simuler en temps réel l'écart latéral du véhicule commandé par la loi de commande (2.8) en prenant en compte le glissement calculé. Par conséquent, on peut déterminer le paramètre de correction y_c en utilisant ce simulateur en ligne.

En combinant alors le principe de la commande à modèle interne décrit par la figure 4.4 et le schéma de simulation présenté dans la partie modélisation par la figure 3.14, nous pouvons déduire le schéma global de cette commande, représenté sur la figure 4.7. Dans cette structure, un simulateur évolue en ligne, en même temps que la boucle principale de commande, avec la même loi (construite sous l'hypothèse de roulement sans glissement). Le modèle utilisé pour le simulateur en parallèle est, dans ce cas, le Modèle Orienté Véhicule (3.12) alimenté en temps réel par le calcul des glissements réalisés par l'équation (3.40). La sortie du véhicule ainsi simulée ($y^S, \tilde{\theta}^S$) est utilisée pour le calcul de la commande simulée. Hormis le calcul des paramètres de glissement, la boucle simulée est totalement indépendante de la boucle principale. L'état simulé est ainsi décorrélié de l'état réel du véhicule. La sortie du simulateur relative à l'écart y^S , représentant l'écart théorique du véhicule soumis au glissement et contrôlé par (2.8) est alors inséré comme paramètre ajustable dans la boucle de commande principale. Cet écart réalise alors le décalage sur la consigne, permettant ainsi de calculer la loi de commande à modèle interne δ_{IMC} définie par (4.1).

Sous l'hypothèse que les paramètres de glissement sont correctement estimés et que ceux-ci sont lentement variables par rapport à la distance de convergence de la loi de commande, la convergence du véhicule vers la trajectoire est alors théoriquement assurée.

La distance de convergence du véhicule sur la trajectoire à suivre, dans le cas de glissements parfaitement constants, dépend directement de la distance de convergence imposée par les gains de la loi de commande. Notons d_{RSG} la distance de convergence du véhicule en réponse à un échelon de glissement (différente de la distance imposée par les gains K_p et K_d en réponse à un échelon d'écart latéral). Si l'on considère un échelon de glissement - demeurant par la suite constant - le véhicule sous la loi de commande δ_{RSG} convergera vers un écart latéral constant au bout de d_{RSG} . De la même manière, le simulateur évoluant en temps réel mettra la même distance d_{RSG} pour converger vers une valeur de correction y_c pertinente ($y_c \rightarrow y_\infty$). En conséquence, la loi de commande δ_{IMC} , utilisant le paramètre de correction y_c extrait par simulateur (notée par la suite $\delta_{IMC-OLS}$), autorise alors le véhicule à compenser les effets du glissement, mais avec une distance de convergence nécessairement plus importante que d_{RSG} .

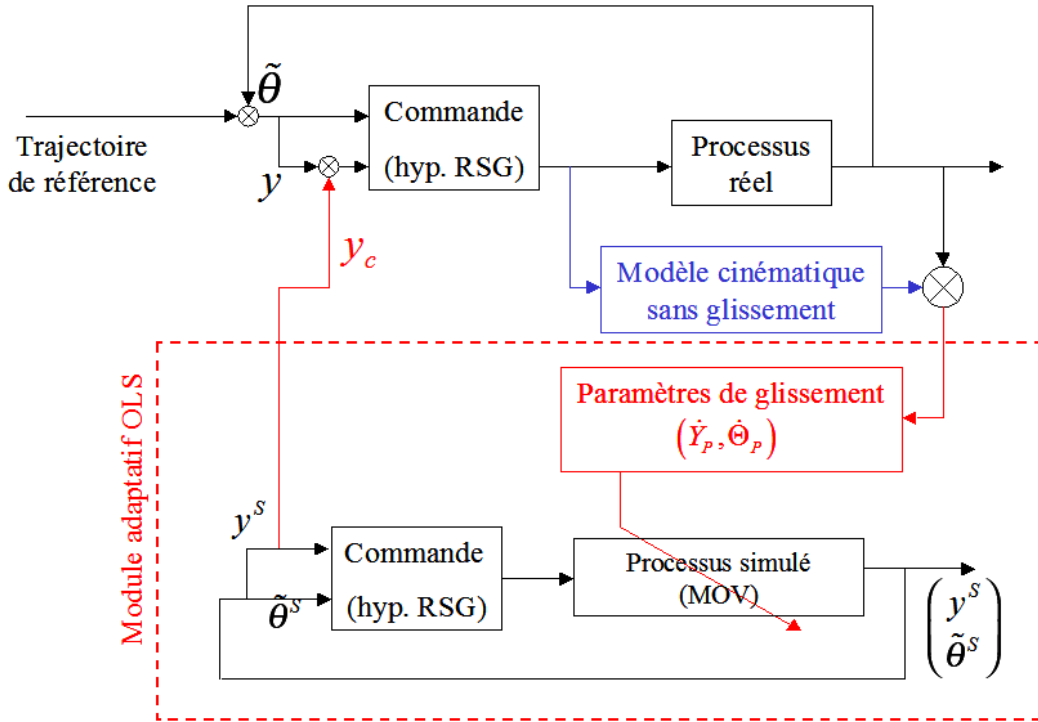


FIG. 4.7 – Principe de la commande IMC avec module adaptatif OLS

Vérifions la validité de l'approche au travers de simulations. Dans un premier temps, la modélisation de la réponse des actionneurs est négligée. Nous discuterons de l'effet du bas niveau sur le comportement dans la partie comparaison (section 4.6).

4.4.3.2 Simulation 1 : Réponse à un échelon de glissement

Cette première simulation propose d'étudier le comportement théorique de la loi de commande à un échelon de glissement ($\dot{Y}_p = -0.3m.s^{-1}$ et $\dot{\Theta}_p = 0.06rad.s^{-1}$, correspondant à une extrapolation théorique du cas expérimental du suivi en pente présenté sur la figure 3.19, page 70). Ces valeurs ne sont pas directement accessibles au module adaptatif OLS et les glissements sont alors estimés par le système d'équations (3.40) comme lors de l'application réelle. La trajectoire de référence est une ligne droite et la vitesse d'avance est constante, fixée à $8.4km.H^{-1}$. L'échelon de glissement intervient au début de la trajectoire ($s = 0$). La figure 4.8 montre les résultats de simulation sur les écarts latéraux tandis que sur la figure 4.9 sont reportés les écarts angulaires. Sur ces figures, le trait plein noir décrit le comportement simulé du véhicule sous la loi de commande classique (i.e δ_{RSG}) alors que le trait interrompu violet décrit les résultats de simulation relatifs à la loi de commande à modèle interne. Enfin, le trait mixte gris, apparaissant sur la figure 4.8, représente le paramètre de correction y_c renvoyé dans la commande $\delta_{IMC-OLS}$.

Intéressons-nous dans un premier temps aux résultats de simulation concernant l'écart latéral, reportés sur la figure 4.8. Tout d'abord, la validité théorique du principe de commande adaptative est confirmée. En effet, l'écart latéral du véhicule simulé sous la loi de commande (4.1) converge bien vers 0, tandis que sous l'effet du glissement strictement constant, le véhicule, commandé par la loi classique, converge vers un écart latéral de -57cm. La distance de convergence vers 0 dans le cas de la commande à modèle interne est de 24m, bien supérieure à celle enregistrée

dans le cas de la commande classique vers -57cm de 13m (distance différente de la distance de convergence fixée en réponse à un échelon d'écart latéral).

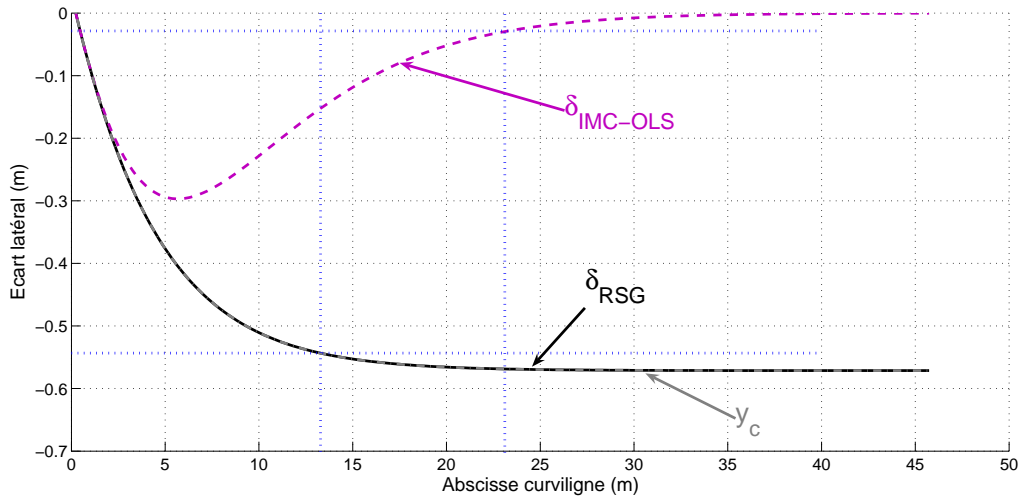


FIG. 4.8 – Écart latéral IMC-OLS contre commande classique, réponse à échelon de glissement

Enfin, le paramètre ajustable ou paramètre de correction y_c , généré par le module adaptatif pendant la simulation du véhicule sous la commande δ_{IMC} , est parfaitement superposé avec le comportement du véhicule contrôlé par la commande δ_{RSG} . L'algorithme d'estimation est donc bien validé par la simulation ainsi que la proposition 1. En effet, le calcul des glissements est basé sur le signal convergeant vers 0, alors que le paramètre de correction demeure superposé à l'écart latéral du véhicule commandé par δ_{RSG} .

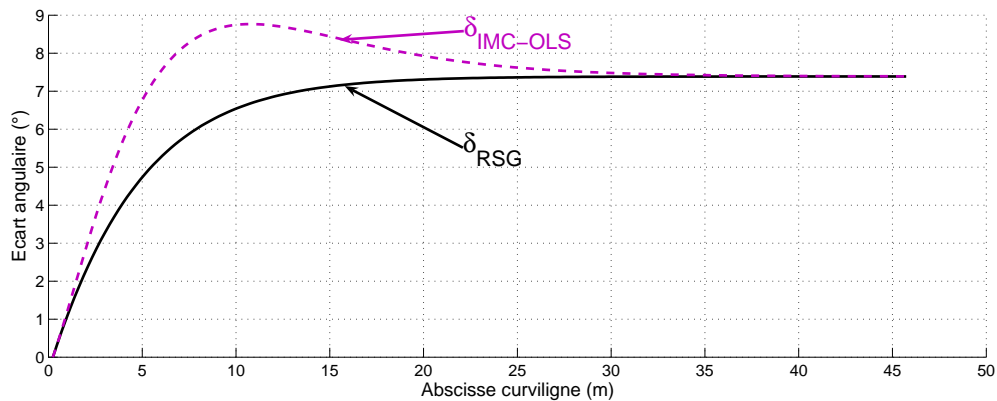


FIG. 4.9 – Écart angulaire IMC-OLS contre RSG, réponse à échelon de glissement

Concernant le comportement de l'écart angulaire, représenté sur la figure 4.9, une différence de comportement peut être notée dans la phase transitoire (jusqu'à l'abscisse curviligne 24m). Cette différence est due à la convergence vers un écart latéral nul du véhicule sous la loi de commande δ_{IMC} . Afin d'assurer cette convergence, un écart angulaire plus important apparaît jusqu'à ce que le véhicule rejoigne sa trajectoire. Une fois la convergence sur la trajectoire atteinte, l'écart angulaire du véhicule converge vers la même valeur que celle enregistrée sous

l'effet de la commande (2.8). Cette valeur de convergence $\tilde{\theta}_\infty$ permet de stabiliser le véhicule face au glissement latéral. Cette même valeur est donc naturellement atteinte par les deux lois de commande (voir calcul (3.16)).

4.4.3.3 Simulation 2 : Réponse à des glissements fonctions de l'angle de braquage

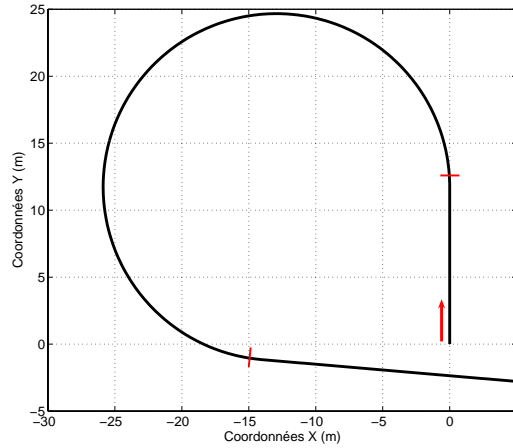


FIG. 4.10 – Trajectoire de référence théorique pour l'étude du virage

Si le cas précédent peut être comparé à un suivi de ligne droite en pente, le problème du glissement intervenant lors d'un virage sur terrain plat est sensiblement différent. Dans ce cas de figure, le glissement est généré par la rotation des roues avant et dépend de celui-ci. Afin de prendre en compte ce type de configuration, une trajectoire courbe théorique est définie (représentée sur la figure 4.10). Celle-ci est composée de deux lignes droites de directions différentes reliées par un cercle parfait. Cette trajectoire est donc composée de deux sauts de courbure à chaque interface droite/cercle (symbolisés sur la figure par des traits rouges). Pour rendre compte de la dépendance entre angle de braquage et glissement, le modèle utilisé pour la simulation du véhicule est le modèle orienté pneumatique (MOP). Deux relations linéaires sont alors définies entre les dérives avant et arrière (β^F et β^R) et l'angle de braquage δ . Les relations suivantes ont été utilisées car elles fournissent des résultats équivalents qualitativement et quantitativement à des observations réelles :

$$\begin{cases} \beta^F &= -0.2\delta \\ \beta^R &= 0.15\delta \end{cases} \quad (4.2)$$

Le choix d'utiliser le modèle MOP comme processus simulé permet, outre les raisons pratiques, de simuler le véhicule avec des équations différentes de celles utilisées pour la commande. Lors de cette simulation, le modèle du processus bas niveau est toujours négligé et la vitesse d'avance est également fixée à 8.4 km.H^{-1} . Les gains de la loi de commande restent inchangés. Enfin les conventions de traits et de couleurs sur les figures relatives à cette simulation sont les mêmes que pour la simulation précédente.

Les résultats relatifs à l'écart latéral sont présentés sur la figure 4.11. Sur cette figure, nous pouvons voir les effets du glissement lors du virage (intervenant de l'abscisse curviligne 12m

jusqu'à 72m). La loi de commande δ_{RSG} admet, après une phase transitoire inférieure à 15m (correspondant à la distance de réponse fixée par les gains K_P et K_D), un écart latéral constant de 26cm. En revanche, la loi de commande $\delta_{IMC-OLS}$ permet au véhicule de revenir sur la trajectoire de référence après un dépassement généré par la variation rapide des glissements dus à la variation rapide de l'angle de braquage (dans le cas où le bas niveau est négligé, cette variation est instantanée, intervenant avec la courbure de la trajectoire). Comme dans la simulation précédente, la distance de réponse de la loi adaptative est légèrement supérieure à celle observée pour le cas où le glissement est négligé (étant donné la distance de convergence du paramètre de correction y_c).

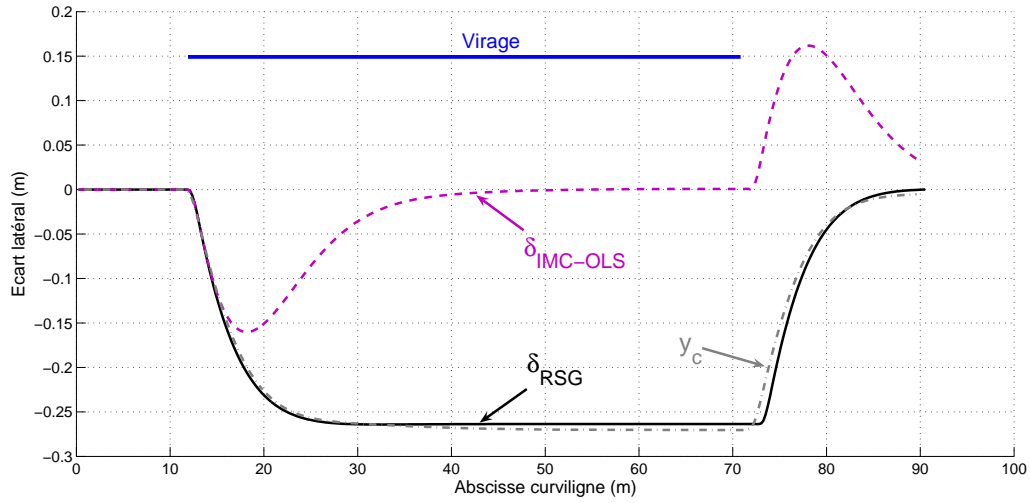


FIG. 4.11 – Écart latéral IMC-OLS contre RSG, réponse en virage

Dans le cas où le glissement est dépendant de l'angle de braquage, nous pouvons constater que le paramètre de correction issu du module d'adaptation est différent de l'écart latéral enregistré pendant le suivi de trajectoire utilisant la loi de commande (2.8). Ceci s'explique par le fait que pour compenser le glissement et permettre la convergence du véhicule sur la trajectoire de référence, l'angle de braquage - lorsque le véhicule est commandé par $\delta_{IMC-OLS}$ - doit être plus important. Ceci implique un glissement plus important (puisque dépendant de l'angle de braquage) et donc une valeur de convergence y_∞ plus importante en valeur absolue. Nous pouvons donc constater ici que le module d'adaptation couplé à l'estimation des glissements permet bien une correction en ligne pertinente, capable de s'adapter en temps réel.

Cette différence dans les valeurs des glissements liée à la dépendance à la variable δ est également visible sur la valeur de convergence de l'écart angulaire. Sur la figure 4.12 où les différents écarts angulaires à la trajectoire sont représentés, une différence peut être observée entre les écarts angulaires atteints en régime statique (entre les abscisses curvilignes 50 et 70m). Sachant que la valeur $\tilde{\theta}_\infty$ dépend des conditions de glissement, qui elles mêmes sont dans ce cas de simulation des fonctions de l'angle de braquage (dont les valeurs atteintes en régime statique sont différentes entre la simulation δ_{RSG} et $\delta_{IMC-OLS}$), il est donc normal d'enregistrer cette différence.

La technique de commande adaptative à modèle interne dont le module adaptatif est basé sur un simulateur temps réel, permet effectivement de compenser les écarts sur le suivi de trajectoire

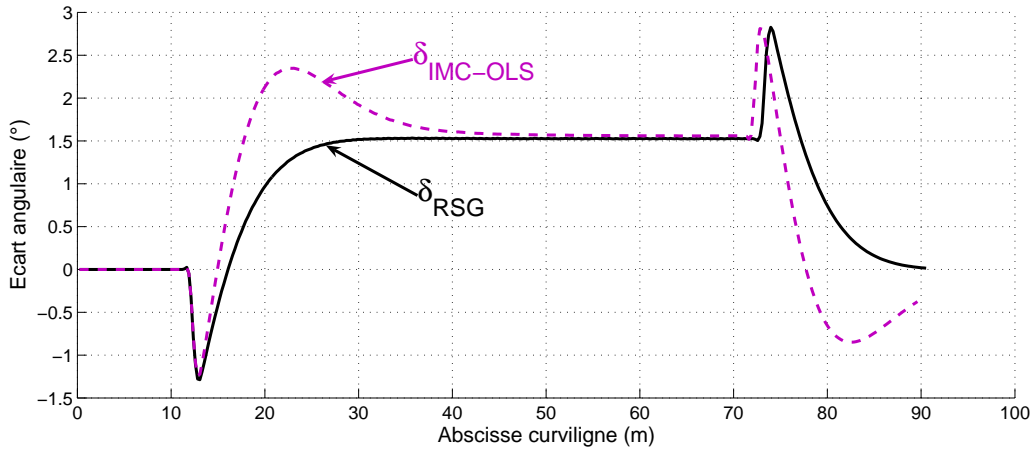


FIG. 4.12 – Écart angulaire IMC-OLS contre RSG, réponse en virage

induit par les phénomènes de glissement. Toutefois, la mise en place d'un simulateur évoluant en parallèle de la boucle d'asservissement et cadencé à la même vitesse, nécessite un temps (ou distance dans le cas du suivi) de réponse face à un échelon de glissement bien plus important(e) que la distance de réponse de la loi classique face à un échelon de consigne. L'effet de cette distance de réponse importante est un dépassement non négligeable pendant la phase transitoire. Un moyen de réduire ce temps de réponse pourrait être d'imposer le calcul de plusieurs pas de simulation pendant un pas de commande. Ainsi pour une itération de la boucle de commande, on peut envisager de calculer plusieurs itérations de la boucle de simulation, réduisant ainsi le temps nécessaire pour faire converger le paramètre de correction vers la valeur finale. Plutôt que d'utiliser cette technique, nous proposons un calcul analytique de convergence, permettant d'accéder directement à la valeur finale du paramètre de correction.

4.4.4 Calcul direct de convergence - DCC

4.4.4.1 Définition du module adaptatif

Compte tenu de la possibilité offerte par le modèle MOV de pouvoir connaître analytiquement la valeur asymptotique de l'écart latéral (voir équations (3.16), rappelées ci-dessous), utilisons le résultat de ce calcul comme paramètre d'adaptation. Dans l'approche OLS, un paramètre de correction évoluant progressivement et avec la même dynamique que le véhicule réel est introduit dans la boucle de commande. Ici, l'utilisation de la relation (4.3), nous permet de calculer, à chaque instant, la valeur vers laquelle le véhicule soumis à la commande (2.8) aurait convergé au bout d'un temps infini, en supposant que les conditions de glissement soient restées telles qu'à l'instant du calcul.

$$y_c = y_\infty = -\frac{\alpha_0 + \frac{\dot{\theta}_P}{v \cos^3 \tilde{\theta}_\infty}}{\alpha_1 - \frac{2c(s)\dot{\theta}_P}{v \cos^3 \tilde{\theta}_\infty}} \quad (4.3)$$

$$\begin{cases} \alpha_1 = c(s) \tan \tilde{\theta}_\infty (K_d - c(s) \tan \tilde{\theta}_\infty) - Kp \\ \alpha_0 = \tan \tilde{\theta}_\infty (c(s) \tan \tilde{\theta}_\infty - K_d) \\ \tilde{\theta}_\infty = -\arcsin\left(\frac{\dot{Y}_P}{v}\right) \end{cases} \quad (4.4)$$

En reportant le résultat de l'équation (4.3) dans le module adaptatif du schéma défini sur la

figure 4.6, le schéma de l'approche par calcul direct de convergence est illustré. Cette technique d'obtention du paramètre de correction, compte tenu du côté prédictif de l'erreur de suivi sur un horizon infini doit donc permettre d'obtenir une réponse du véhicule beaucoup plus rapide. Vérifions théoriquement la validité de ce mode de calcul du terme de correction y_c .

4.4.4.2 Simulation 1 : Réponse à un échelon de glissement

Cette première simulation est effectuée dans les mêmes conditions que celle dont les résultats sont présentés figures 4.8 et 4.9. Les mêmes valeurs des paramètres sont utilisées (vitesses, gains de la loi de commande, valeur des glissements). Le module d'adaptation est juste remplacé par le calcul du paramètre de correction décrit par l'équation (4.3). Les conventions de couleurs et de traits sont les mêmes que pour les simulations précédentes, hormis les résultats relatifs à la commande $\delta_{IMC-DCC}$ (loi de commande δ_{IMC} dont le paramètre de correction est obtenu par calcul analytique de convergence), représentés en trait pointillé rouge. Le signal de correction y_c est là encore représenté en trait mixte gris.

La figure 4.13 nous permet tout d'abord de vérifier la validité de l'approche et surtout du calcul de y_c . Ce mode de calcul nous permet comme prévu de trouver quasiment instantanément une valeur pertinente de correction. Le véhicule simulé avec la loi $\delta_{IMC-DCC}$ converge donc relativement rapidement vers la trajectoire de référence. Dès l'échelon de glissement, la valeur finale de convergence y_∞ du véhicule soumis à la loi (2.8) est entrée comme décalage sur l'écart latéral consigne de la loi de commande. Un échelon d'écart latéral est donc enregistré et la distance de convergence est, dans ce cas, égale à d_{RSG} : on note bien qu'au bout de 13m, la valeur de l'écart latéral est effectivement inférieure à 5% de la valeur finalement atteinte par le véhicule commandé par la loi sans prise en compte des glissements. Cette grande réactivité permet de limiter de façon très importante le dépassement observé lors de l'échelon de glissement appliqué (15cm avec DCC contre 30cm pour OLS). Par conséquent, cette loi de commande autorise plus de réactivité vis-à-vis des variations possibles des conditions d'adhérence au contact roue/sol.

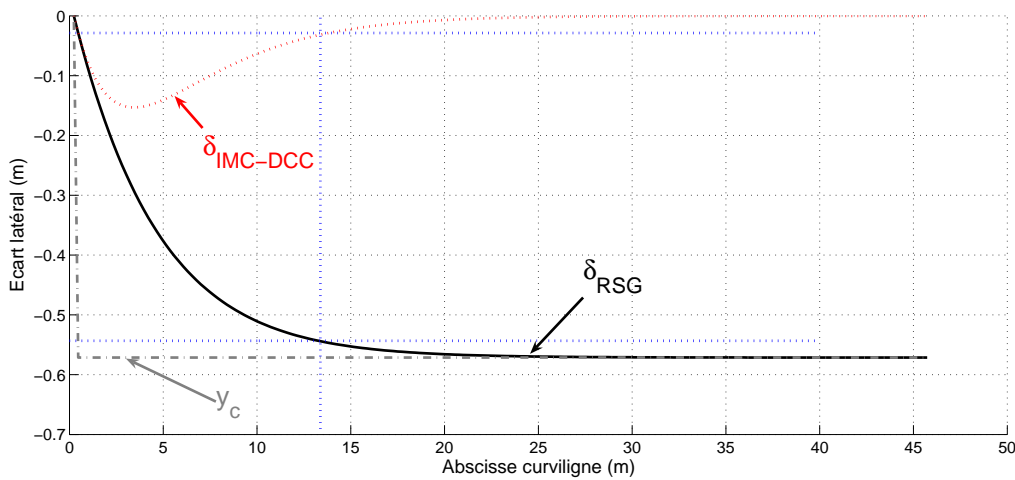


FIG. 4.13 – Écart latéral IMC-DCC contre RSG, réponse à un échelon de glissement

En ce qui concerne les courbes relatives aux écarts angulaires, le comportement est qualitativement le même que celui obtenu avec l'approche utilisant le simulateur comme module

adaptatif, mais en plus rapide. En effet, nous retrouvons un écart angulaire rapidement important, et permettant au véhicule de converger avec une distance réduite vers un écart latéral nul, puis on observe la convergence vers la même valeur que pour le comportement sous la loi de commande classique.

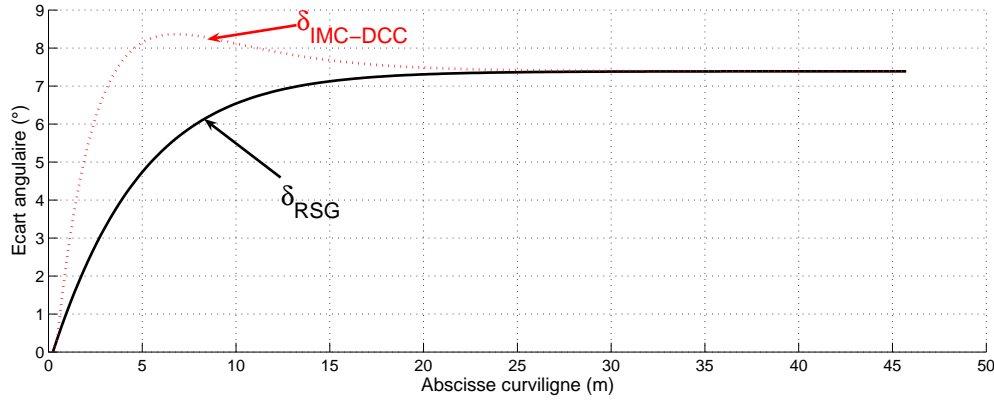


FIG. 4.14 – Écart angulaire IMC-DCC contre RSG, réponse à un échelon de glissement

Cette simulation théorique constitue le cas d'application idéal de la méthode DCC. En effet, les glissements sont entrés comme de pures constantes ne dépendant pas de l'état du véhicule. Qui plus est, l'échelon observé sur le paramètre y_c est obtenu dans un cas où l'évolution du véhicule est simulée avec la même période d'échantillonnage que pour la commande et surtout que l'estimation des glissements. Si cette période d'échantillonnage est réduite - pour être plus proche d'un comportement réel continu - l'échelon sur y_c n'est plus si parfait, et une courte période transitoire est observée. Enfin, aucun bruit n'est simulé et le retard dû au bas niveau est négligé (ce qui sera simulé un plus loin). Etendons maintenant l'étude théorique au cas où les glissements sont dépendants de l'état du véhicule.

4.4.4.3 Simulation 2 : Réponse à des glissements fonctions de l'angle de braquage

Nous reprenons ici le cas de la simulation présentée sur les figures 4.11 et 4.12 (même trajectoire, vitesse, etc.), pour le cas de la commande adaptative IMC-DCC. Les mêmes conventions que précédemment sont utilisées pour la présentation des figures.

La figure 4.15 présente les résultats relatifs aux écarts latéraux simulés. Nous pouvons constater que l'écart latéral converge bien vers 0 durant la partie constante de la courbe et que le paramètre de correction y_c s'adapte bien aux modifications des paramètres de glissement dus à l'indexation de ceux-ci sur l'angle de braquage. Ainsi, une différence en régime permanent peut être observée entre le paramètre de glissement, et l'écart latéral du véhicule soumis à la loi de commande (2.8). Cette valeur de convergence pour y_c est la même que celle de la variable de correction extraite du simulateur en ligne.

Par rapport à l'approche précédente (IMC-OLS), les distances de convergence sont considérablement réduites, et par voie de conséquence, les dépassements enregistrés sont bien inférieurs (8cm contre 16cm). En effet, le mode de calcul du paramètre y_c permet ici d'obtenir des varia-

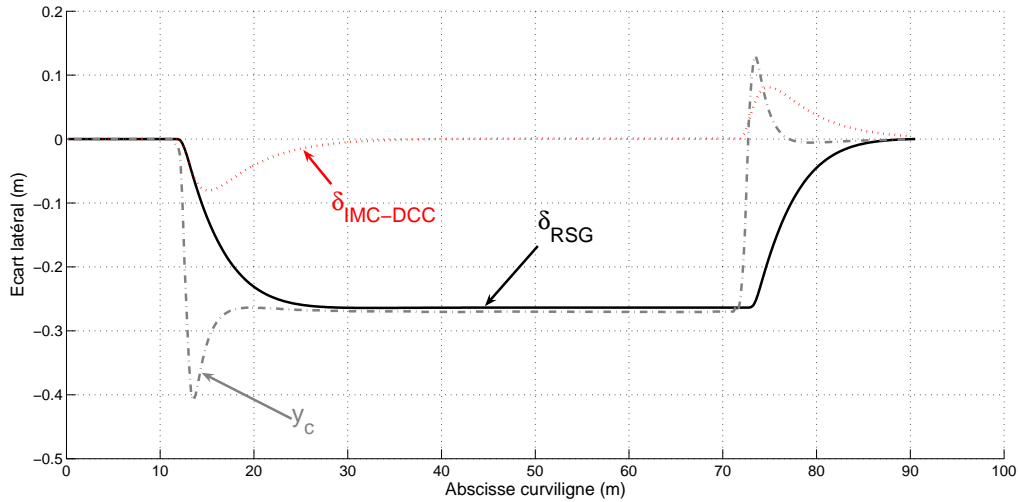


FIG. 4.15 – Écart latéral IMC-DCC contre RSG, réponse en virage

tions plus rapides de ce paramètre de correction (jusqu'à ± 40 cm lors des phases transitoires, aux abscisses 15 m et 75 m), réduisant ainsi le dépassement de l'écart latéral du véhicule soumis à $\delta_{IMC-DCC}$. En effet, le braquage plus important engendré par le paramètre de correction induit un glissement plus important, augmentant alors la valeur du paramètre de correction. Lorsque le véhicule se rapproche de sa trajectoire, l'angle de braquage se réduit avec les écarts enregistrés, et le paramètre de correction est réduit. L'interaction entre le paramètre de correction et le glissement engendré ne déstabilise pas la loi de commande qui permet une convergence robuste du véhicule simulé sur sa trajectoire de référence suivant la même distance de réponse que pour un échelon de consigne.

En ce qui concerne les écarts angulaires, des phénomènes similaires au cas de la loi de commande IMC-OLS peuvent être observés, mais là encore de façon plus rapide (au sens de la distance de convergence). La même différence (que lors de l'utilisation du paramètre issu de la méthode OLS) sur la valeur atteinte en régime permanent (entre véhicule commandé par δ_{RSG} et par $\delta_{IMC-DCC}$) peut également être observée.

Compte tenu des deux cas de simulation étudiés, les approches de commande adaptatives à modèle interne permettent toutes deux la convergence exacte du véhicule sur la trajectoire de référence en présence de glissement. Ceci est vrai sur des cas de glissements constants comme sur des cas de glissements dépendants de l'état du véhicule, tant que les paramètres \dot{Y}_P et $\dot{\Theta}_P$ permettent la convergence de la loi de commande δ_{RSG} vers un écart latéral fini (pas de divergence). Comme nous pouvons le constater dans cette étude théorique, les performances d'une approche de commande adaptative à modèle interne sont essentiellement liées au principe utilisé pour concevoir le module d'adaptation, permettant d'extraire la variable de correction. C'est en effet le calcul de y_c intervenant en dehors de la structure de la loi de commande qui, outre les paramètres internes à cette loi, permet de définir les performances globales de la nouvelle loi de commande.

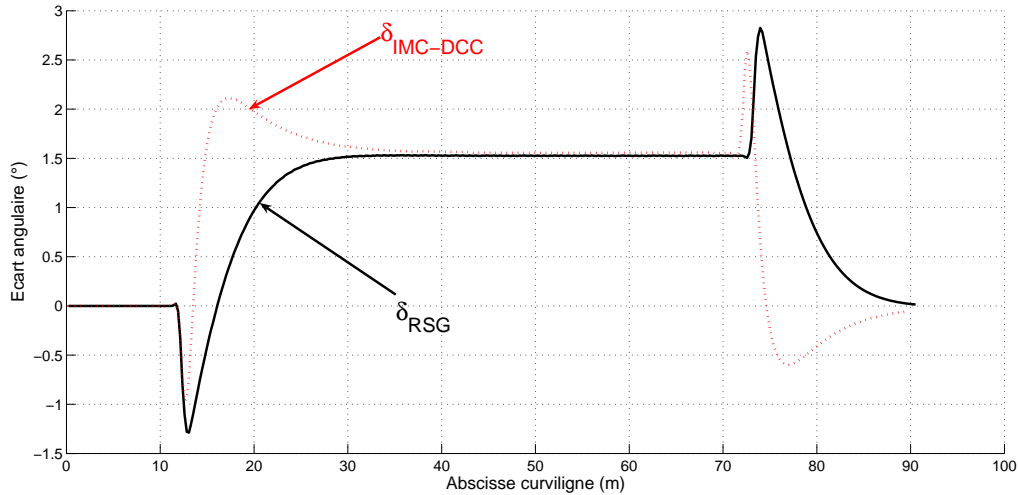


FIG. 4.16 – Écart angulaire IMC-DCC contre RSG, réponse en virage

4.5 Commande par linéarisation exacte, dédiée au modèle MOP

4.5.1 Introduction

Les principes de commande développés précédemment peuvent, bien entendu, être appliqués au modèle orienté pneumatique : le simulateur en ligne peut être basé sur le système d'équations (3.32) alimenté par les équations d'estimation (3.41) et une relation analytique permettant d'extraire la valeur théorique de convergence avec les paramètres de dérive des pneumatiques (β^F et β^R) peut être trouvée pour utiliser le calcul direct de convergence. Toutefois, il semble plus judicieux, compte tenu des propriétés de ce modèle, d'appliquer ici une méthode adaptative basée sur l'observation (voir schéma de principe de la figure 4.5 à la page 78). En effet, s'il ne semble pas évident de construire une nouvelle loi de commande en utilisant le modèle MOV, dont les paramètres de glissement interviennent comme des composantes additives du modèle classique de véhicule, le modèle MOP se prête plus facilement à la définition d'une loi utilisant les principes de chaînage du système. Comme il a été décrit dans la partie 3.4.2, lors de sa construction, le modèle MOP est équivalent à un modèle cinématique de véhicule à deux trains directeurs sous hypothèse de roulement sans glissement dont la commande est bien maîtrisée. Dans cette partie, nous nous intéressons donc à la construction d'une loi de commande non linéaire basée sur le modèle MOP et à l'analyse de son comportement.

4.5.2 Chaînage du Modèle Orienté Pneumatique

Dans le cas des robots mobiles évoluant sous hypothèse RSG, la commande peut être adressée par l'intermédiaire d'une linéarisation exacte. En effet, il a été prouvé dans [LA95] que les modèles cinématiques non linéaires de tels robots mobiles peuvent être mis sous forme chaînée, permettant ainsi de transformer ces modèles en systèmes linéaires par changement d'échelle de temps. La commande de tels systèmes est étudiée de façon générale dans [Sam95] et appliquée dans le cadre des robots mobiles à deux trains directeurs dans [MS93]. Toutefois, dans l'approche proposée

ici, si le modèle utilisé est bien celui d'un véhicule à 2 trains directeurs, seul le train avant est commandé. L'orientation du train arrière intervient comme un paramètre de glissement β^R dont le contrôle ne peut être pris en charge par la loi de commande. Il s'agit ici d'étendre la méthode appliquée au chapitre 2.2 sous l'hypothèse d'un seul train directeur au cas de robots mobiles à deux trains directeurs.

Pour présenter les transformations permettant de "chaîner" le modèle MOP, rappelons tout d'abord la forme générique d'un système chaîné en dimension 3 :

$$\begin{cases} \dot{a}_1 &= m_1 \\ \dot{a}_2 &= a_3 m_1 \\ \dot{a}_3 &= m_2 \end{cases} \quad (4.5)$$

Où $[a_1 \ a_2 \ a_3]^T$ et $[m_1 \ m_2]^T$ représentent respectivement les vecteur d'état et de commande du système chaîné (4.5). Par changement d'échelle de temps, ce système peut être présenté sous forme linéaire. Pour cela, on substitue aux dérivées par rapport au temps, les dérivées par rapport à la variable a_1 . Sous l'hypothèse que cette variable ne s'annule jamais $m_1 \neq 0$ et en utilisant les notations suivantes :

$$\frac{d}{da_1} a_i = a'_i \quad \text{et} \quad m_3 = \frac{m_2}{m_1} \quad (4.6)$$

le système (4.5) peut effectivement être mis sous la forme linéaire (4.7).

$$\begin{cases} a'_1 &= 1 \\ a'_2 &= a_3 \\ a'_3 &= m_3 = \frac{m_2}{m_1} \end{cases} \quad (4.7)$$

Dans le cas du modèle MOP défini par (3.32), le vecteur d'état est constitué de $(s, y, \tilde{\theta})$, et les variables de commande sont (v, δ) , mais dans ce cas, seul l'angle de braquage du train avant est effectivement contrôlé. Considérons maintenant les fonctions Φ et M définies respectivement par (4.8) et (4.9).

$$\Phi : (s, y, \tilde{\theta}) \rightarrow (a_1, a_2, a_3)^T = \left(s, y, \tan(\tilde{\theta} + \beta^R) (1 - c(s)y) \right)^T \quad (4.8)$$

$$M : (v, \delta) \rightarrow (m_1, m_2)^T \quad \begin{cases} m_2 &= \frac{d}{dt} \left(\tan(\tilde{\theta} + \beta^R) [1 - c(s)y] \right) \\ m_1 &= \frac{v \cos(\tilde{\theta} + \beta^R)}{1 - c(s)y} \end{cases} \quad (4.9)$$

Sous les conditions d'existence suivantes :

- $(\tilde{\theta} + \beta^R) \in]-\frac{\pi}{2}; \frac{\pi}{2}[$ ce qui est assurée en pratique pour le suivi de trajectoire de robots mobile si la tâche est initialisée convenablement.
- $y \neq \frac{1}{c(s)}$, cette condition était déjà présente dans la définition du modèle RSG et discutée dans la section 2.3.2.
- $(\delta + \beta^F) \in]-\frac{\pi}{2}; \frac{\pi}{2}[$, (condition non explicite compte tenu des équations posées mais néanmoins nécessaire par la suite), qui est assurée, compte tenu de la limitation de l'actionneur contrôlant l'angle de braquage et des valeurs atteintes par β^F
- $m_1 \neq 0$ i.e. la vitesse n'est jamais nulle.

la proposition suivante peut être énoncée :

Proposition 3. *Les fonctions Φ et M définies par (4.8) et (4.9) constituent un changement de variables linéarisant pour le système d'équation (3.32), le transformant en le système (4.7).*

Démonstration :

Tout d'abord, nous pouvons vérifier que sous les conditions cités précédemment, les fonctions Φ et M sont inversibles.

Définissons ensuite arbitrairement a_1 et a_2 comme suit :

$$\begin{aligned} a_1 &\stackrel{\Delta}{=} s \\ a_2 &\stackrel{\Delta}{=} y \end{aligned} \quad (4.10)$$

Cette définition permet d'accéder directement à l'écriture de m_1 :

$$m_1 = \dot{a}_1 = \frac{v \cos(\tilde{\theta} + \beta^R)}{1 - c(s)y} \quad (4.11)$$

En considérant à présent la définition (4.10) et celle du système chaîné (4.5), l'égalité suivante est déduite :

$$a_3 = \frac{\dot{a}_2}{m_1} = \tan(\tilde{\theta} + \beta^R) [1 - c(s)y] \quad (4.12)$$

Finalement la définition du système chaîné nous permet de déduire m_2 :

$$m_2 = \dot{a}_3 = \frac{d}{dt} \left(\tan(\tilde{\theta} + \beta^R) [1 - c(s)y] \right) \quad (4.13)$$

Considérant maintenant l'écriture du système chaîné en fonction des dérivées par rapport au premier terme a_1 , dans notre cas par rapport à l'abscisse curviligne, le modèle MOP défini par (3.32) s'écrit bien sous la forme (4.7), c.q.f.d.

4.5.3 Loi de commande déduite de la forme chaînée

4.5.3.1 Explicitation de m_2

Afin d'obtenir par la suite une forme analytique de la loi de commande, une expression explicite de m_3 et par conséquent de m_2 doit être trouvée. Compte tenu de la définition (4.13), ce calcul n'est pas direct. En effet, celui-ci nécessite la dérivation temporelle du paramètre de glissement β^R pour lequel aucune expression analytique n'est définie. Comme il a été fait pour le calcul des paramètres de glissement (voir section 3.5.2), une dérivation numérique de ce paramètre peut être envisagée. Toutefois, étant donné les bruits intervenant sur ce signal (comme nous le verrons dans les expérimentations), la dérivée de β^R serait bien trop bruitée pour être exploitable et un filtre passe-bas avec une fréquence de coupure très basse serait requis. L'utilisation d'un tel filtre reviendrait finalement à faire l'hypothèse suivante, que nous préférons poser directement :

Hypothèse 7. *Le paramètre de glissement relatif à la dérive arrière β^R intervenant dans le modèle orienté pneumatique défini par (3.32) est lentement variable par rapport à l'évolution des autres variables du modèle, i.e $\dot{\beta}^R = 0$.*

Bien que cette hypothèse semble à priori fausse compte tenu du comportement observé en virage, où les dérives sont en relation avec l'angle de braquage et la vitesse de lacet du véhicule, cette hypothèse n'est pas pénalisante pour la convergence de la loi de commande. En effet, la dérivée de ce paramètre de glissement demeure limitée et la variation de β^R intervient uniquement durant les phases transitoires (entrée et sortie de courbes ou brusque variation d'adhérence en pente). Ainsi ce paramètre demeure constant en régime permanent (on a bien $\dot{\beta}^R = 0$), et donc pendant la majeure partie des cas rencontrés lors de suivis de trajectoire (suivi de courbe constante ou lentement variable ou suivi de ligne droite en pente).

Sous l'hypothèse 7, le calcul explicite de m_2 peut alors être effectué. En remplaçant le terme $\tilde{\theta}$ par sa définition analytique - donnée par le modèle (3.32) - la relation analytique suivante peut être calculée :

$$m_2 = - \left[c(s)v \sin(\tilde{\theta} + \beta^R) + \frac{dc(s)}{ds} y \frac{v \cos(\tilde{\theta} + \beta^R)}{1 - c(s)y} \right] \tan(\tilde{\theta} + \beta^R) + v \frac{1 - c(s)y}{\cos^2(\tilde{\theta} + \beta^R)} \left[\cos \beta^R \left(\frac{\tan(\delta + \beta^F) - \tan \beta^R}{L} \right) - \frac{c(s) \cos(\tilde{\theta} + \beta^R)}{1 - c(s)y} \right] \quad (4.14)$$

En considérant à présent la définition de $m_3 = \frac{m_2}{m_1}$ et la définition de m_1 données par (4.11), la relation définissant m_3 peut être obtenue.

4.5.3.2 Construction de la loi de commande

Étant donné les fonctions Φ et M définies par (4.8) et (4.9), nous savons que a_2 est homogène à l'écart latéral, a_3 homogène à l'écart angulaire et m_3 est relié à la variable de commande δ . Au vu de la structure du modèle (4.7) Une expression naturelle pour une loi de commande permettant d'assurer une convergence du véhicule vers sa trajectoire de référence est donc :

$$m_3 = -K_d a_3 - K_p a_2 \quad (K_p, K_d) \in \mathbb{R}^{+2} \quad (4.15)$$

En effet, l'expression (4.15) pour le choix de m_3 impose la dynamique suivante pour l'état homogène à l'écart latéral :

$$a_2'' + K_d a_2' + K_p a_2 = 0 \quad (4.16)$$

Cette équation différentielle impose la convergence de a_2 et de a_3 vers 0 avec des performances déterminées par les gains K_p et K_d , homogènes à des actions proportionnelle et dérivée d'un correcteur PD. Ils permettent de définir le comportement de la loi de commande en fixant non pas un temps de réponse mais une distance de réponse - puisque l'évolution du système (4.7) est définie par rapport à l'abscisse curviligne et non par rapport au temps.

La convergence de a_2 vers 0 implique directement la convergence de y vers 0, ce qui constitue l'accomplissement de l'objectif du suivi de trajectoire. L'expression de la commande virtuelle (4.15) assure donc bien le suivi de trajectoire en prenant en compte les paramètres de glissement (β^F et β^R) intervenant dans le calcul de $m_3 = \frac{m_2}{m_1}$.

D'autre part, la convergence de a_3 vers 0 impose, compte tenu de la définition (4.12) et des hypothèses de calcul faites, que l'écart angulaire converge vers l'opposé du paramètre de dérive arrière : $\tilde{\theta} \rightarrow -\beta^R$. Cette condition formalise au sein de la loi de commande le phénomène jusque là observé de façon naturelle. En effet, sous l'effet de la loi de commande (2.8) ou des lois IMC, l'écart angulaire convergerait vers une valeur non nulle compensant l'effet de la dérive arrière (ou

du glissement latéral dans une vision comportementale des glissements) permettant de stopper la dérive du véhicule. Une valeur non nulle était donc atteinte alors qu'en toute rigueur, la loi de commande basée sur le modèle d'Ackermann imposait la nullité de cette variable d'état. Dans notre formalisation, la compensation du glissement latéral ou dérive arrière est imposée explicitement, en fonction des valeurs estimées des paramètres de glissement.

Explicitons à présent le calcul analytique de la loi de commande non linéaire finalement obtenue par cette linéarisation exacte du modèle MOP. Compte tenu de la propriété d'inversibilité de la fonction M assurée sous l'hypothèse que $(\delta + \beta^R) \in]-\frac{\pi}{2}; \frac{\pi}{2}[$, la loi de commande virtuelle définie par (4.15) conduit à l'expression (4.17), qui constitue la commande à envoyer à l'actionneur pour chaque itération. Nous pouvons en outre vérifier qu'en l'absence de glissement $((\beta^F, \beta^R) = (0, 0))$ nous retrouvons l'expression de la loi de commande δ_{RSG} définie par (2.8).

$$\delta_{MOP} = \arctan \left\{ \frac{L}{\cos \beta^R} \left[c(s) \frac{\cos \tilde{\theta}_2}{\alpha} + A \frac{\cos^3 \tilde{\theta}_2}{\alpha^2} \right] + \tan \beta^R \right\} - \beta^F$$

avec
$$\begin{cases} \tilde{\theta}_2 &= \tilde{\theta} + \beta^R \\ \alpha &= 1 - c(s)y \\ A &= -K_d \alpha \tan \tilde{\theta}_2 - K_p y + c(s) \alpha \tan^2 \tilde{\theta}_2 + \frac{dc(s)}{ds} y \tan \tilde{\theta}_2 \end{cases} \quad (4.17)$$

La convergence du véhicule sous la loi de commande (4.17) a été établie par les calculs précédents. Il est possible de retrouver cette propriété par un calcul direct, en considérant le régime permanent : injectons l'expression (4.17) dans l'expression du modèle orienté pneumatique défini par le système (3.32) en régime permanent ($\dot{\tilde{\theta}} = 0$ et $y = 0$). Il vient :

$$\begin{aligned} \dot{y} &= 0 = v \sin \tilde{\theta}_2 \\ \dot{\tilde{\theta}} &= 0 = v \left[\frac{c(s) \cos \tilde{\theta}_2}{\alpha} + A \frac{\cos^3 \tilde{\theta}_2}{\alpha^2} - \frac{c(s) \cos \tilde{\theta}_2}{\alpha} \right] \end{aligned} \quad (4.18)$$

Puisque par hypothèse $\tilde{\theta}_2 \in]-\frac{\pi}{2}, \frac{\pi}{2}[$ et $\alpha \neq 0$, on en déduit que :

$$\begin{aligned} \tilde{\theta}_2 &= 0 \\ A &= 0 \end{aligned} \quad (4.19)$$

Ce qui, en décomposant l'expression de A et en tenant compte de la première ligne du système (4.19), nous amène bien à la relation recherchée :

$$y = 0 \quad (4.20)$$

Ceci nous montre bien que si le véhicule converge en présence de glissement, celui-ci le fait vers la valeur $-\beta^R$ pour l'écart angulaire $\tilde{\theta}$ et vers 0 pour l'écart latéral y .

L'intérêt de ce type de commande par rapport aux principes adaptatifs à modèle interne réside dans le fait que les paramètres de glissement sont intégrés directement dans la loi de commande en tant que paramètres du modèle. Si ceux-ci sont actualisés en temps réel, le comportement théorique du véhicule sous cette loi de commande est complètement conditionné par le réglage des gains de la loi de commande. Il n'y a plus, dans ce cas, de paramètre ajustable, dont le temps de convergence doit être considéré pour déterminer la réponse du véhicule. Cette réponse peut ainsi être en théorie complètement réglée par les gains K_p et K_d , même vis-à-vis

du phénomène de glissement. Ce principe apparaît donc comme étant le plus rigoureux et permettant une plus grande maîtrise théorique.

4.5.3.3 Action intégrale

Puisque l'expression linéaire (4.7) du modèle MOP se présente sous la forme d'un double intégrateur, il est immédiat de mettre en place une action intégrale, permettant d'annuler des erreurs statiques (ou ayant une dynamique très lente) résiduelles. Pour ce faire, il suffit d'allonger la chaîne d'intégrateur, i.e d'introduire l'intégrale de l'écart latéral par rapport à l'abscisse curviligne ($a_0 = \int_s y$ ou $a_0 = \int_s a_2$). Le système (4.7) s'écrit alors :

$$\begin{cases} a'_1 &= 1 \\ a'_0 &= a_2 \\ a'_2 &= a_3 \\ a'_3 &= m_3 = \frac{m_2}{m_1} \end{cases} \quad (4.21)$$

De la même manière que la commande (4.15) permet la convergence du système (4.7), ici la commande (4.22) permet la convergence de a_3 , a_2 et a_0 vers 0.

$$m_3 = -K_d a_3 - K_p a_2 - K_i a_0 \quad (K_p, K_d, K_i) \in \mathbb{R}^{+2} \quad (4.22)$$

Le gain K_i constitue le gain de l'action intégrale devant être réglé compte tenu de la réalité expérimentale. Comme nous l'avons vu au premier chapitre, cette action n'est efficace que pour des phénomènes très lents, car un gain intégral trop important déstabilise le comportement du véhicule. La commande (4.22) mène, compte tenu de l'inversibilité de M , à la même expression de la loi de commande (4.17) où seul l'expression de l'intermédiaire de calcul A , noté ici A_{int} est différente et définie par (4.23). Dans la suite, cette action intégrale n'est pas étudiée, étant donné son inefficacité face aux phénomènes de glissement. Toutefois, cette action pourra être ajoutée une fois les développements théoriques achevés, à des fins d'optimisation.

$$A_{int} = -K_d \alpha \tan \tilde{\theta}_2 - K_p y - K_i \int y + c(s) \alpha \tan^2 \tilde{\theta}_2 + \frac{dc(s)}{ds} y \tan \tilde{\theta}_2 \quad (4.23)$$

4.5.4 Validation théorique

4.5.4.1 Simulation 1 : Réponse à un échelon de glissement

Reprenons la simulation effectuée pour étudier le comportement théorique des lois de commande δ_{IMC} décrite à la section 4.4.3.2. Pour les résultats présentés ci-après, le véhicule est simulé avec le modèle MOV différent de celui utilisé pour calculer la commande δ_{MOP} . Ceci permettra en outre de tester la robustesse de l'algorithme d'estimation (3.41, à la page 65) des paramètres de glissement. Pour mémoire, le véhicule est simulé à 8.4 km.H^{-1} en suivi de ligne droite ($\forall s, c(s) = 0$) et les paramètres de glissements du modèle MOV sont constants, fixés à :

$$\begin{cases} \dot{Y}_P &= -0.3 m.s^{-1} \\ \dot{\theta}_P &= 0.06 \text{ rad}.s^{-1} \end{cases} \quad (4.24)$$

La figure 4.17 représente les résultats simulés de l'écart latéral dans ces conditions. L'écart latéral simulé résultant de la commande par linéarisation exacte du système (δ_{MOP}) est représenté en trait mixte vert. Nous pouvons tout d'abord constater que le véhicule converge bien

exactement vers 0, preuve que, lorsque les glissements sont bien estimés, cette loi de commande permet bien un suivi de ligne droite en présence de glissement. Comme dans les simulations précédentes, les gains de la loi de commande restent inchangés par rapport à la loi classique définie par (2.8) représentée en trait plein noir. Sous cette condition, nous pouvons vérifier que les distances de réponse entre les deux lois de commande sont les mêmes - comme le montrent les droites en trait pointillé bleu - bien que vers des valeurs différentes. En effet, au bout de $d \approx 13m$ la courbe en trait plein noir (représentative du comportement sous δ_{RSG}) a atteint 95% de sa valeur finale ($y_\infty = -0.57cm$), tandis que la courbe en trait mixte vert (résultant de la commande δ_{MOP}) passe au dessus de 5% de cette même valeur (au dessus de $-3cm$).

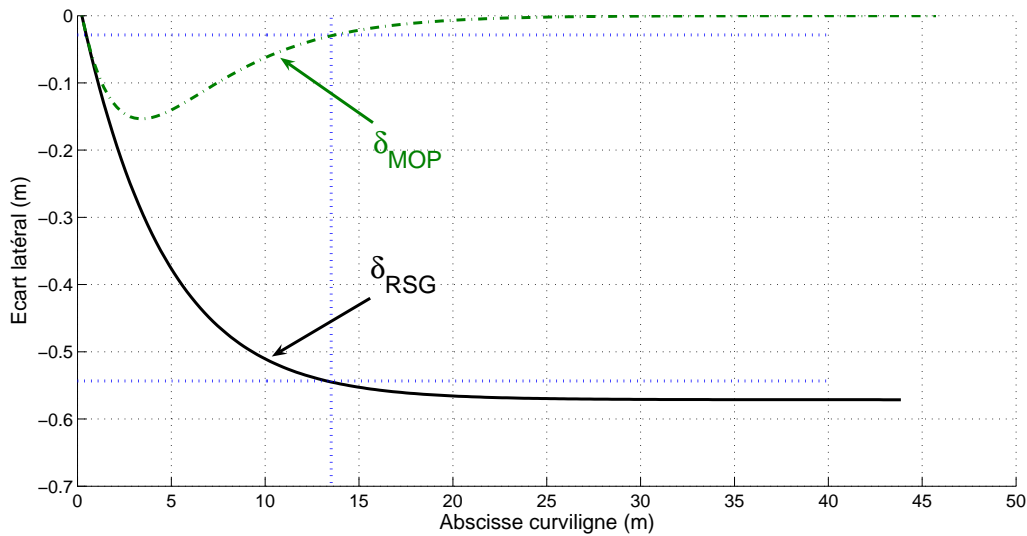


FIG. 4.17 – Écart latéral MOP contre RSG, réponse à un échelon de glissement

A l'instar de la loi de commande classique, la dynamique peut donc être réglée par les gains de la loi de commande δ_{MOP} définie par (4.17). Comme dans le cas de la loi de commande δ_{IMC} définie par (4.1) et alimentée par le calcul direct de convergence, la distance de réponse engendre un dépassement non négligeable, atteignant dans ce cas théorique $-15cm$.

Du point de vue de l'écart angulaire, représenté sur la figure 4.18, la convergence de l'écart angulaire vers l'opposé du glissement arrière est bien confirmée. En effet, l'écart angulaire converge vers 7.4° pour un paramètre de dérive arrière estimé à -7.4° . Comme dans tous les résultats concernant la commande adaptative, un écart angulaire plus important en valeur absolue est enregistré sur l'écart angulaire en phase transitoire, permettant la convergence de l'écart latéral. Cette évolution en crabe (la direction d'avance du véhicule est différente du cap de celui-ci) est typique du suivi de ligne droite en pente. La loi de commande δ_{MOP} intègre dans sa structure (via les paramètres de glissement estimés) la configuration de marche en crabe, nécessaire au guidage de véhicule évoluant perpendiculairement à la ligne de plus grande pente.

Cette simulation valide théoriquement le comportement de la loi de commande prenant en compte les glissements par linéarisation exacte, dans le cas où ceux-ci sont purement constants et la courbure nulle. Étudions à présent le cas de glissements dépendants de l'angle de braquage et induisant un bouclage entre les paramètres de glissement et la loi de commande.

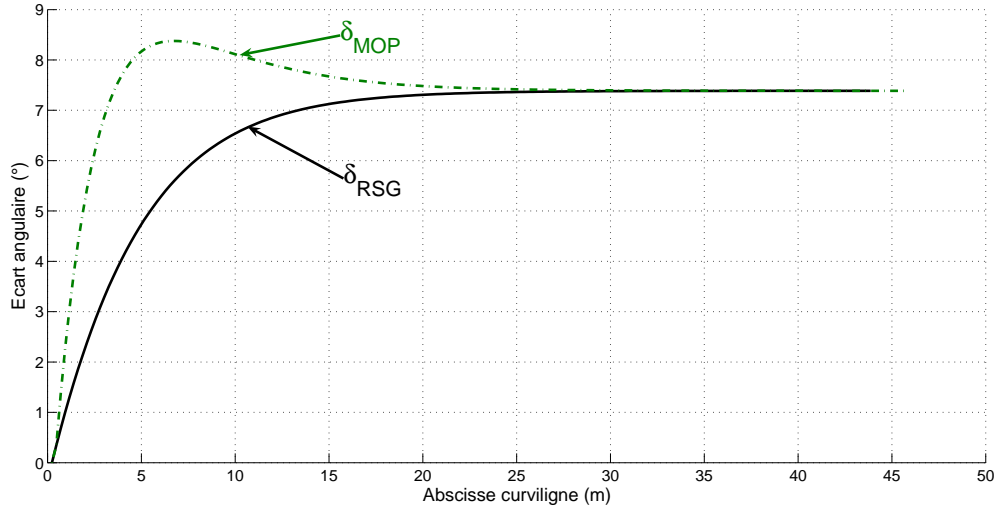


FIG. 4.18 – Écart angulaire MOP contre RSG, réponse à un échelon de glissement

4.5.4.2 Simulation 2 : Réponse à des glissements fonctions de l'angle de braquage

Reprenons le cas de la simulation en situation de virage décrit dans la section 4.4.3.3, où la trajectoire de référence est définie par une ligne droite, un cercle parfait, et une seconde ligne droite (voir figure 4.10). Dans ce cas, la vitesse du véhicule simulé est maintenue à 8.4 km.H^{-1} , le modèle utilisé pour le véhicule simulé est le modèle MOP dont les paramètres de glissement (dérives des pneumatiques) sont entrés comme des fonctions linéaires de l'angle de braquage par les fonctions :

$$\begin{cases} \beta^F &= -0.2\delta \\ \beta^R &= 0.15\delta \end{cases} \quad (4.25)$$

Les conventions de représentation des résultats de simulation sont les mêmes que celles définies précédemment. Dans ce cadre, les résultats relatifs aux écarts latéraux sont représentés sur la figure 4.19. Hormis lors des phases transitoires apparaissant au début et à la fin de la courbe (intervenant aux abscisses curvilignes 15 et 75m), la loi de commande définie par (4.17) permet bien au véhicule d'être sur sa trajectoire. C'est bien la cas lorsque celle-ci est une ligne droite ou ne nécessite pas de modification de l'angle de braquage (courbure nulle - phase constante du virage). Ainsi, en régime permanent pendant le virage (entre les abscisses 30 et 73m) l'écart latéral converge bien vers 0, à la différence de l'écart simulé avec la loi de commande classique. Les phases transitoires ont sensiblement le même comportement que dans le cas de la pente simulée. En effet, la distance de convergence est la même, ainsi que la forme de la réponse. Les dépassements observés en pente et en virage sont ainsi comparables (relativement à l'écart y_∞ vers lequel converge le véhicule sans prise en compte des glissements). Ce dépassement est de 15cm pour un y_∞ de 57cm et ici de 8cm pour un écart à l'infini de 26cm (en valeur absolue). Ainsi, dans les deux cas, le dépassement enregistré représente environ 30% de l'écart latéral y_∞ .

Il peut également être noté que l'hypothèse 7 n'est pas strictement validée dans ce cas, compte tenu de la dépendance entre β^R et δ décrite par la relation (4.25). Toutefois, la réponse n'est que peu affectée par la non satisfaction de cette hypothèse et le comportement théorique attendu,

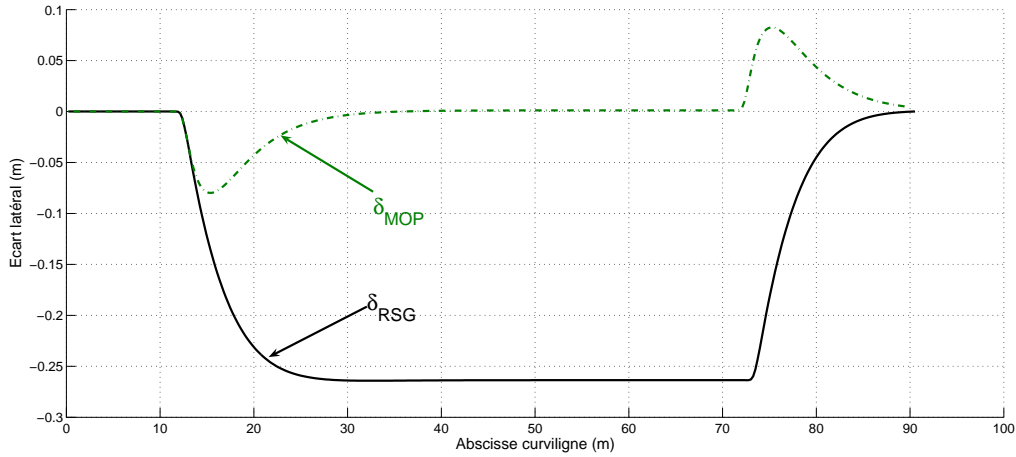


FIG. 4.19 – Écart latéral MOP contre RSG, réponse à un virage

compte tenu des gains choisis (les mêmes que dans toutes les simulations), est bien observé et validé par la simulation.

La réponse de l'écart angulaire est reportée sur la figure 4.20. Là encore, lors de la compensation du phénomène de glissement durant le virage, un écart angulaire non nul est bien enregistré (permettant la compensation de l'effet du glissement arrière) différent de celui enregistré dans le cas où les glissements ne sont pas pris en compte. Cette différence, retrouvée dans toutes les simulations en virage est révélatrice du niveau différent de glissement enregistré sur les simulations, compte tenu de la différence d'angle de braquage nécessaire à la convergence de l'écart latéral vers 0 et de l'indexation des glissements sur cette variable.

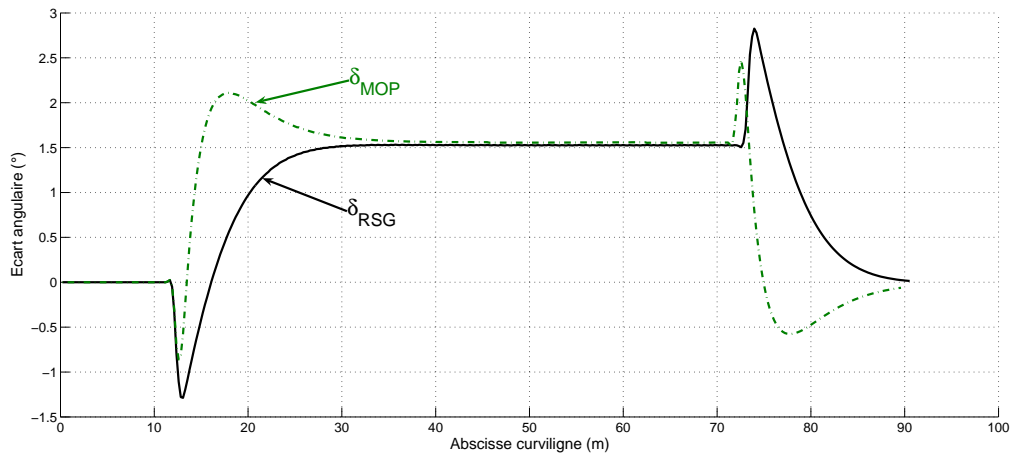


FIG. 4.20 – Écart angulaire MOP contre RSG, réponse à un virage

La validation théorique de la loi de commande δ_{MOP} est donc réalisée en simulation dans le cas de glissements constants ou dépendants de l'angle de braquage. La convergence stricte de l'écart latéral vers 0 est assurée en régime permanent et les dépassements apparaissent limités lors des phases transitoires. La violation de l'hypothèse permettant de négliger la dérivée de la dérive arrière ($\dot{\beta}^R=0$) ne perturbe pas le comportement de la loi de commande pendant les phases transitoires.

4.6 Comparaison des approches en simulation

4.6.1 Simulation purement théorique

La figure 4.21 présente les comportements des trois approches (IMC-OLS, IMC-DCC et OBS-MOP) en réponse à l'échelon de glissement décrit au chapitre 4.4.3.2. Cette figure représente la superposition des figures 4.17, 4.13 et 4.8 avec pour mémoire les conventions de tracés suivantes :

- en trait interrompu violet : le résultat relatif à la loi de commande δ_{IMC} (commande adaptative à modèle interne), alimentée par le module d'adaptation consistant à insérer un simulateur temps réel : **IMC-OLS**
- en trait pointillé rouge : le résultat relatif à la loi de commande δ_{IMC} (commande adaptative à modèle interne), alimentée par le calcul direct de convergence : **IMC-DCC**
- en trait mixte vert : le résultat relatif à la loi de commande δ_{MOP} relatif à une approche adaptative basée observateur, et dont la loi de commande est obtenue par linéarisation exacte via le chaînage du modèle MOP : **OBS-MOP**

Tout d'abord nous pouvons bien confirmer que pour les trois approches présentées dans ce chapitre, la convergence vers 0 de l'écart latéral en présence de glissement est assurée par les actions correctives, quelle que soit la loi de commande considérée. Dans cette première simulation, purement théorique, où la dynamique de l'actionneur est négligée et où les bruits ne sont pas simulés, les lois de commandes IMC-DCC et OBS-MOP sont quasiment superposées. En effet, pour ces deux approches, les distances de réponse sont identiques (et égales à la distance de convergence d_{RSG}). La distance de réponse de ces deux approches (IMC-DCC et OBS-MOP) est évidemment fixée par les gains de la loi de commande, qui sont les mêmes dans les deux cas.

La réponse du véhicule sous ces deux lois de commande est alors très proche de la réponse théorique de la loi classique en l'absence de glissement à un saut d'écart angulaire de valeur égale à $\tilde{\theta}_\infty$. Cette remarque peut se comprendre intuitivement, par le fait que le véhicule commence à glisser, ce qui implique une modification du cap. Ensuite les principes adaptatifs permettent la convergence du véhicule sur sa trajectoire en compensant la variation de cap liée au glissement, avec la même dynamique que sous la loi δ_{RSG} . Le comportement devient alors équivalent à la réponse du véhicule sous δ_{RSG} à un saut d'écart angulaire. Sur la figure 4.21 la réponse de la loi de commande (2.8) à un échelon d'écart angulaire de valeur 7.4° est représentée en trait plein noir. La réponse est en effet très similaire, et par conséquent, la réponse de IMC-DCC et OBS-MOP à un échelon de glissement est analogue à la réponse de la loi classique à un échelon d'écart angulaire équivalent (i.e dont la valeur correspond à la valeur de convergence de l'écart angulaire $\tilde{\theta}_\infty$ soumis à l'échelon de glissement avec la loi de commande sous hypothèse de roulement sans glissement).

Comme prévu, l'approche IMC-OLS est bien plus lente que les deux autres, puisque la distance de convergence du paramètre de correction y_c vers la valeur pertinente y_∞ correspond à la distance de convergence de la loi de commande sous hypothèse de roulement sans glissement (14m). Dans ces conditions, la distance de convergence définie par la loi de commande IMC-OLS est nécessairement supérieure à cette distance (proche du double). Comme il est montré sur la figure 4.21, avec les traits d'axes en pointillé bleu, cette distance est de 23m contre 14m pour les autres approches. En conséquence, l'écart latéral maximal enregistré durant la phase transitoire s'en trouve également quasiment doublé (quasiment 30cm contre 15cm pour les autres lois de

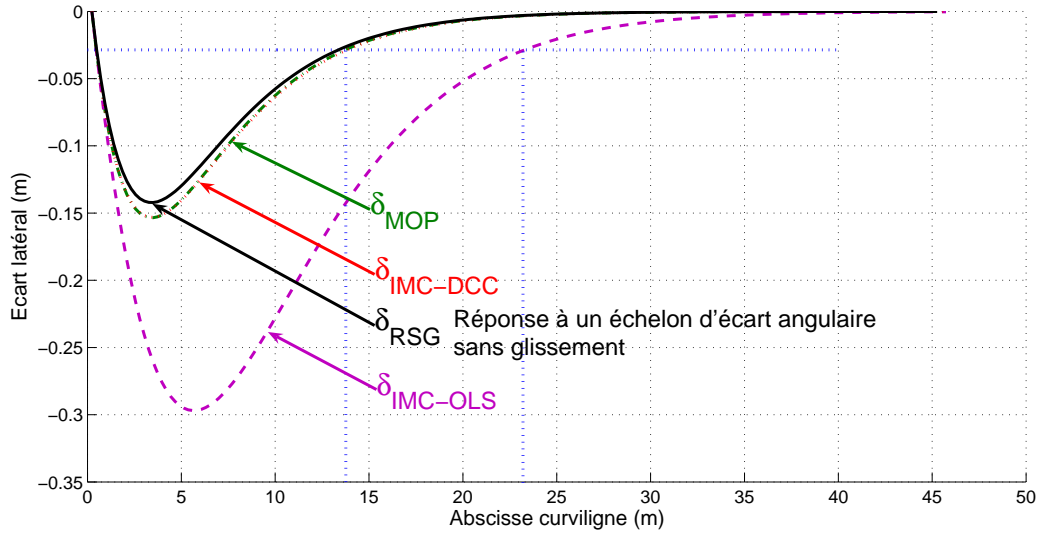


FIG. 4.21 – Écarts latéraux comparés des 3 méthodes à un échelon de glissement

commande).

4.6.2 Prise en compte de phénomènes perturbants

Bien que le temps de simulation requis par IMC-OLS pour extraire le paramètre de correction y_c peut sembler pénalisant de prime abord, celui-ci permet dans le cadre d'expérimentations réelles (ou de simulations plus réalistes) de limiter les perturbations dues aux bruits de mesure et aux retards liés d'une part à l'asservissement bas niveau de l'actionneur et d'autre part à l'inertie négligée du véhicule. En effet, la simulation en ligne agit comme un filtre naturel sur le calcul du paramètre de correction y_c , filtre qui n'existe pas pour le module adaptatif obtenu par calcul direct de convergence. Ainsi, pour ce dernier module, les bruits de mesure enregistrés interviennent directement dans le calcul du paramètre de correction (bruits par ailleurs amplifiés par le calcul des dérivées numériques, nécessaires à l'obtention des paramètres de glissement). C'est également le cas pour l'approche OBS-MOP où les paramètres de glissement bruités sont entrés directement dans le modèle, et dont les bruits potentiellement importants, compte tenu de l'application, peuvent déstabiliser la loi de commande.

Par ailleurs, la prise en compte des paramètres des actionneurs (qui introduisent des retards purs) peut se révéler très pénalisante pour les lois les plus réactives. Afin d'étudier les influences de ces perturbations, la simulation reprenant les conditions décrites dans la section 4.4.3.3 est proposée. Cette fois, afin d'obtenir un véhicule simulé plus proche de la réalité, la période d'échantillonnage du véhicule simulé est réduite d'un facteur 30 (pour une boucle de commande, 30 boucles simulant le mouvement du véhicule sont calculées avec une période d'échantillonnage 30 fois inférieure). Des bruits blancs sont appliqués aux valeurs des écarts latéral et angulaire. Les valeurs de ces bruits sont décrits sur le tableau 4.1. Par ailleurs, la boucle d'asservissement bas niveau est simulée comme étant un second ordre, avec un retard pur. L'identification préalable de la réponse à un échelon d'angle de braquage appliqué à l'actionneur a permis de déterminer la pertinence de ce modèle simulant le bas niveau. Ces paramètres ainsi évalués et intégrés dans la simulation sont également reportés dans le tableau 4.1.

Il est également important de noter ici que la trajectoire de référence (présentée sur la fi-

Bruits			Bas Niveau	
	moyenne	écart type	retard pur	100ms
Écart latéral	0	0.7cm	temps de montée	800ms
Écart angulaire	0	0.34°	Dépassement	3.5%

TAB. 4.1 – Paramètres perturbants intégrés dans la simulation

gure 4.10) présente un saut de courbure. Une telle trajectoire n'est pas admissible pour le véhicule simulé avec le retard bas niveau. Ainsi, le saut de courbure intervenant au début et à la fin de la courbe est un cas plus défavorable dans ces conditions de simulation que ce qui sera rencontré dans la réalité où les trajectoires sont supposées admissibles (et ne présentant pas de discontinuité de courbure). Sous ces conditions de simulation, les mêmes résultats que précédemment sont présentés sur la figure 4.22. Les mêmes conventions de représentation que précédemment sont utilisées.

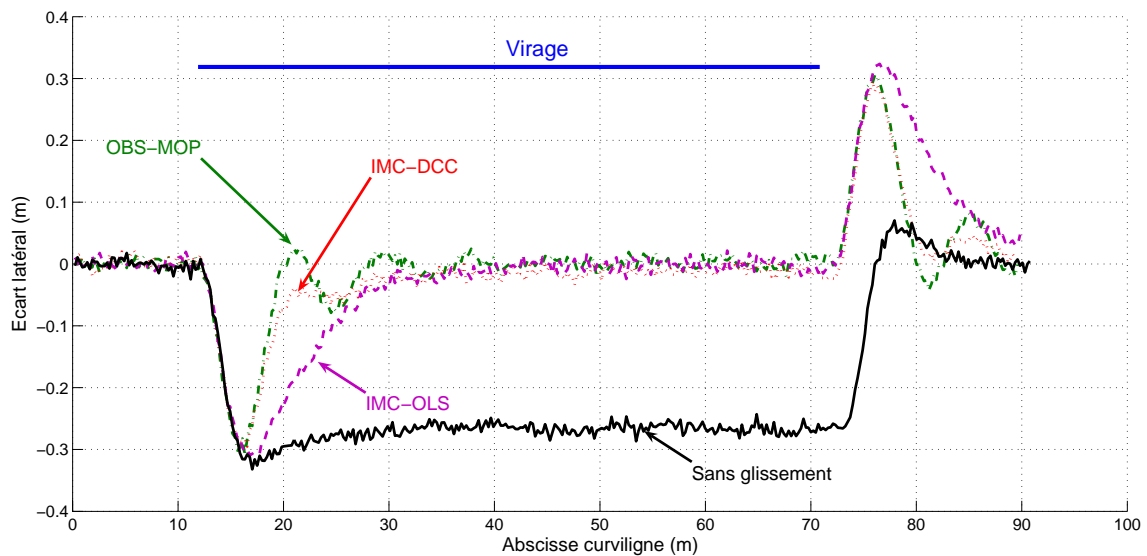


FIG. 4.22 – Écarts latéraux comparés des 3 méthodes - avec perturbations - sans filtre

Tout d'abord, l'effet de la simulation de l'actionneur sur l'écart latéral de la loi classique peut être observé. En effet, à chaque saut de courbure (aux abscisses curvilignes 15m et 75m), des dépassements sur la courbe noire (évolution sous δ_{RSG}) sont enregistrés. Bien sûr, compte tenu des choix des gains effectués sur les lois de commande, menant à un coefficient d'amortissement ξ égal à 1, de tels dépassements ne devraient pas être observés. Il en va de même pour la loi de commande OBS-MOP pour laquelle une oscillation est enregistrée au moment du retour sur la trajectoire de référence (fin du régime transitoire). La distance de réponse s'en trouve allongée, ne correspondant plus à la distance théorique fixée par la loi de commande. Si la loi IMC-DCC n'enregistre pas les mêmes oscillations, son régime transitoire n'en demeure pas moins perturbé et une convergence intermédiaire est observée entre 21 et 25m. En revanche la phase transitoire de l'écart latéral sous la loi de commande IMC-OLS semble moins perturbée et la forme de la courbe demeure semblable au comportement théorique.

Une conséquence de la prise en compte des propriétés de l'actionneur, découlant de l'allongement de la distance de réponse, est l'augmentation de la valeur des dépassements lors des

phases transitoires. Lorsqu'aucun phénomène perturbant n'est appliqué, celle-ci n'excède pas 15cm (pour $\delta_{IMC-DCC}$ et δ_{MOP}) alors qu'elle est ici égale à la valeur enregistrée sous la loi de commande négligeant les glissements (δ_{RSG}). Elle est en outre sensiblement la même pour les trois actions correctives proposées.

En dehors de la phase transitoire, si les lois de commande IMC-OLS et OBS-MOP assurent la convergence autour de la trajectoire de référence, on peut noter que la loi IMC-DCC n'assure pas exactement cette convergence et un écart non nul peut être observé. Celui-ci est difficilement observable sur la figure 4.22, mais s'amplifie avec le niveau des bruits implémenté dans le simulateur. Ce phénomène est dû aux bruits présents sur les paramètres de glissement estimés. En effet, compte tenu de la relation permettant le calcul du paramètre de correction y_c et de la non linéarité de la relation (2.8) définissant la loi de commande, un biais est généré sur l'erreur de suivi.

Afin de rendre compte du niveau de bruit résultant sur le paramètre ajustable par la méthode IMC, les signaux de correction sont représentés sur la figure 4.23(a), avec en pointillé rouge, le signal résultant du calcul direct (DCC) et en trait interrompu violet le signal résultant du simulateur en ligne (OLS).

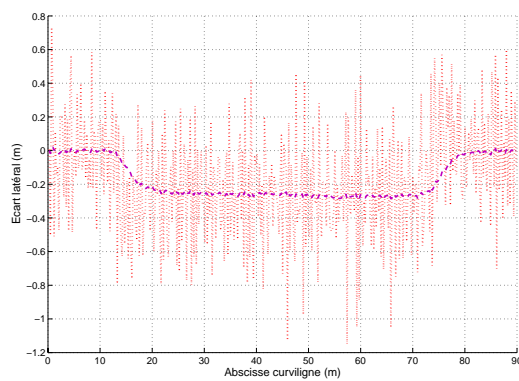
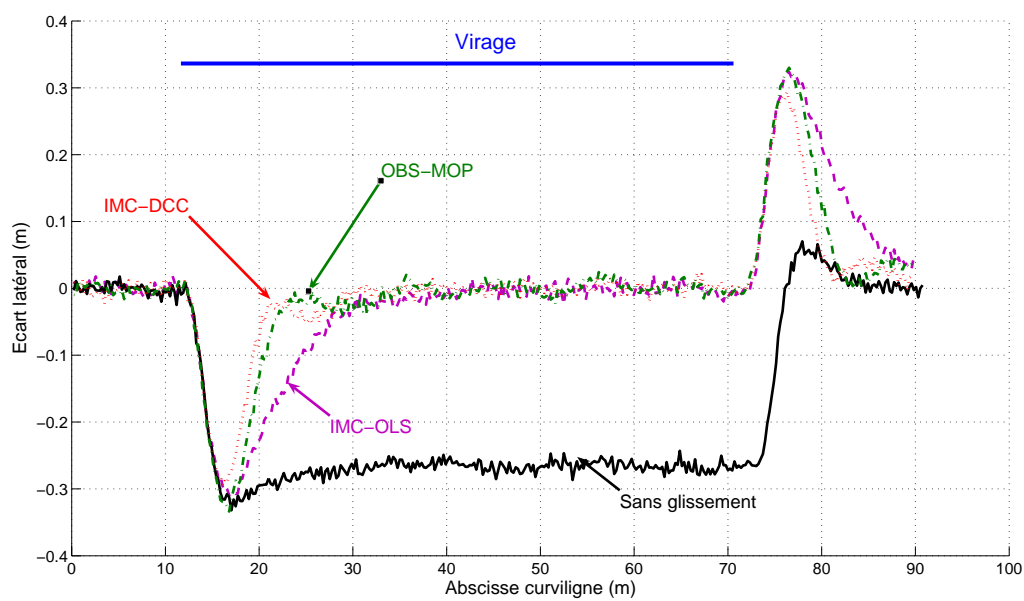
Un filtre passe-bas sur ce signal est clairement requis pour assurer la convergence théorique du véhicule simulé vers 0 dans le cas de la loi IMC-DCC. De même, la mise en place d'un filtre passe-bas sur les signaux résultants de l'estimation des glissements pour la loi de commande OBS-MOP permet de limiter considérablement les oscillations dues à la simulation de l'actionneur (et plus particulièrement l'effet du retard pur). Afin de compléter cette étude, la même simulation que précédemment est présentée sur la figure 4.23(b). Si la loi IMC-OLS reste inchangée, un filtre de Butterworth de degré 1 avec une fréquence de coupure de 2,5Hz est positionné sur le signal y_c issu du calcul direct. Un autre filtre de Butterworth, toujours de degré 1 est appliqué au calcul des dérivées pour la loi OBS-MOP avec des fréquences de coupure de 1Hz pour β^F et de 0.2Hz pour β^R . Un tel filtre permet de surcroît d'améliorer la satisfaction de l'hypothèse 7.

Comme il peut être constaté sur la figure 4.23(b), la mise en place de filtres passe-bas permet de réduire les oscillations et d'améliorer la précision du suivi pour les lois IMC-DCC et OBS-MOP. Toutefois, ces améliorations se font évidemment au dépend des distances de convergence, ainsi allongées. La nécessaire mise en place de filtres pour réduire les oscillations des lois de commande les plus réactives (dans le cadre de données bruitées) dégrade donc les distances de réponse associées. Ceci rapproche alors le comportement de ces deux lois vers celui de IMC-OLS, modulant ainsi les simulations purement théoriques ne modélisant aucune perturbation.

4.6.3 Comparaison qualitative des approches

Comme nous venons de le voir, les résultats purement théoriques ne peuvent être transcrits directement pour un suivi réel de trajectoire pour les robots dans le cadre de la mobilité accrue. Dans les approches proposées, de nombreux phénomènes intervenant dans la pratique ne sont pas modélisés, perturbants dans une certaine mesure les lois de commande. En outre, la stabilité théorique n'est pas nécessairement assurée en pratique et le passage à l'expérimentation nécessite la mise en place de quelques outils issus du traitement du signal.

Au regard des dernières simulations présentées, remplaçant les techniques de commande dans


 (a) signaux de y_c enregistrés


(b) Simulation avec filtre

 FIG. 4.23 – Niveau de bruit sur y_c et résultats de simulation avec filtrage

un cadre expérimental, il est possible de dégager les avantages et inconvénients des principes développés ici. Tout d'abord, les principes IMC-DCC et OBS-MOP permettent une convergence beaucoup plus rapide du véhicule vers sa trajectoire de référence. Ainsi, dès l'apparition des glissements, des actions correctives pertinentes sont mises en place assurant une meilleure réactivité que pour l'approche IMC-OLS.

Toutefois, la contrepartie de cette réactivité est une dépendance très forte aux bruits dans le cas de la commande IMC-DCC (la convergence stricte du véhicule sur la trajectoire de référence n'est plus assurée) et au retard de l'actionneur pour ce qui est de OBS-MOP (un effet oscillant peut apparaître). En revanche, le temps de convergence du paramètre ajustable par la méthode IMC-OLS assure un effet filtrant naturel ne nécessitant pas a priori la mise en place de traitement spécifique pour le signal de correction y_c généré, ni pour les paramètres de glissement estimés.

Par ailleurs, d'un point de vue théorique, les deux principes IMC n'intègrent pas les glissements au sein de la structure de la loi de commande. Par rapport à la commande δ_{MOP} les structures des lois δ_{IMC} demeurent inchangées vis à vis de δ_{RSG} , puisqu'un module adaptatif intervient en parallèle du calcul de la loi de commande. Ainsi, le comportement théorique d'un tel schéma de commande dépend fortement de ce module d'adaptation. Son découplage avec le calcul de l'angle de braquage à appliquer au bas niveau rend beaucoup plus complexe la détermination des caractéristiques de la réponse du véhicule. Au contraire, le principe OBS-MOP intègre les paramètres de glissement au sein du calcul de la commande à envoyer au bas niveau. Le réglage des gains de cette loi de commande prend alors directement les glissements en compte dans le comportement, offrant ainsi la possibilité de régler une distance de convergence théorique.

Le tableau 4.2 synthétise la comparaison des différentes lois présentées dans ce chapitre au regard des critères évoqués au fil de l'étude théorique et des simulations proposées. Les signes +, - et = sont utilisés pour permettre une comparaison qualitative (avantages/inconvénients) des caractéristiques de ces lois. Ces considérations doivent cependant être modulées suivant les réglages expérimentaux choisis.

Critères	IMC-OLS	IMC-DCC	OBS-MOP
Distance de convergence	-	+	+
Dépassement maximal	-	+	+
Robustesse au bruit	+	-	=
Robustesse au retard bas niveau	+	=	-
Possibilité de réglage Expérimental	-	=	+
Niveau d'intégration des glissement dans l'algorithme	=	=	+

TAB. 4.2 – Comparaison des principes présentés

4.6.4 Compensation des erreurs d'étalonnage du bas niveau

Un avantage supplémentaire des principes adaptatifs réside dans le fait qu'ils permettent également de compenser une erreur d'étalonnage du capteur bas niveau. En effet, comme il a déjà été remarqué à la section 3.5.2.3, l'algorithme d'estimation des paramètres de glissement interprète un mauvais étalonnage du bas niveau comme étant du glissement. Dès lors, l'effet de ces erreurs d'étalonnage sur la précision du suivi est compensé. Pour s'en convaincre, une simulation de suivi de la trajectoire présentée sur la figure 4.24(a) est réalisée à 8.4km.H^{-1} . Cette fois, aucun glissement n'est simulé, mais un angle de braquage différent de celui calculé par la loi de commande est intégré dans les équations de mouvement. Afin de refléter une erreur d'étalonnage, l'angle δ^S utilisé dans les équations de mouvement suit la relation définie par l'équation (4.26).

$$\delta^S = 0.95\delta + 0.4^\circ \quad (4.26)$$

Les résultats relatifs aux erreurs de suivi simulées en utilisant les lois δ_{RSG} et δ_{MOP} sont représentés sur la figure 4.24(b). Ceux-ci montrent que dans la ligne droite, comme dans le virage, la loi de commande adaptative permet de compenser les erreurs de suivi enregistrées avec la loi de commande classique. Ainsi, les erreurs résultant d'un mauvais étalonnage peuvent donc être compensées, sans intégrer d'action intégrale dans la loi de commande.

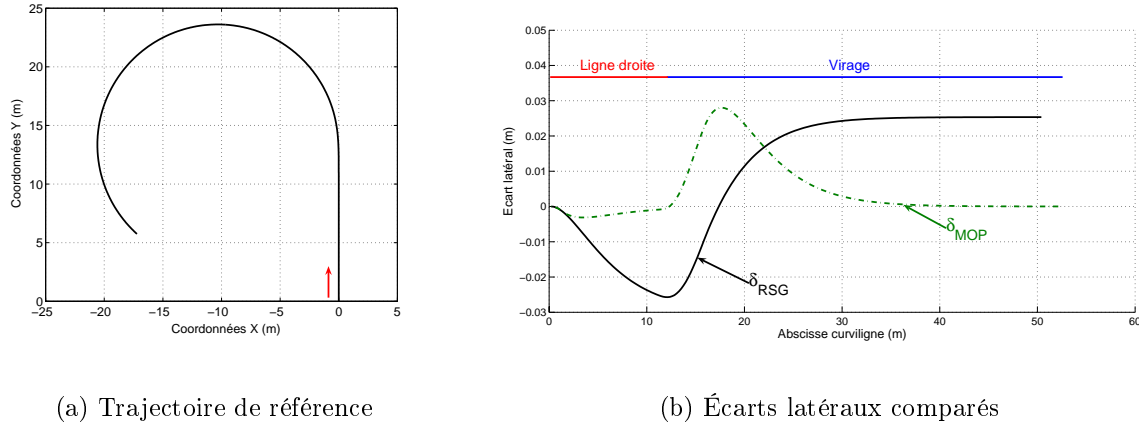


FIG. 4.24 – Simulations d'un suivi de trajectoire avec erreur d'étalonnage du bas niveau

4.7 Résultats expérimentaux de suivi de trajectoire

Dans cette section, quelques résultats expérimentaux sont analysés. Ceux-ci sont obtenus avec le tracteur présenté à la section 2.3.5. Comme décrit dans la section précédente, le passage à l'expérimentation nécessite quelques réglages et la mise en place de filtres passe-bas sur les glissements estimés et ce, plus particulièrement pour le cas de la pente. Pour chacune des approches les mêmes gains sont choisis : $(K_P, K_D) = (0.09, 0.6)$, correspondant théoriquement à une distance de réponse de 15m et à un coefficient d'amortissement ξ égal à 1 (comportement très amorti sans dépassement).

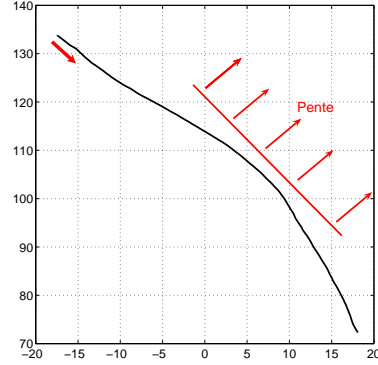
Les mêmes conventions de représentation pour les courbes que précédemment sont adoptées (types de traits et de couleurs).

4.7.1 Résultats en pente

4.7.1.1 Cas d'une pente dans des conditions peu bruitées



(a) Terrain en pente peu perturbé



(b) Trajectoire de référence

FIG. 4.25 – Terrain d'expérimentation et trajectoire de référence dans le cas favorable

Cette première expérimentation en pente est réalisée sur un terrain recouvert de gazon présentant une pente de 10% intervenant de façon rapide (voir figure 4.25(a)). La trajectoire à suivre (décrite sur la figure 4.25(b)) est une ligne quasiment droite enregistrée par un passage manuel préalable. La pente apparaît donc au milieu de cette trajectoire, ce qui constitue alors un échelon de glissement, réalisant ainsi une application expérimentale de la simulation décrite au chapitre 4.4.3.2. Le suivi est réalisé à 6km.H^{-1} et le terrain est plutôt régulier (peu ou pas de creux, ni de bosses). Cette expérimentation permettra de confirmer les simulations précédentes dans le cas réel.

Compte tenu des résultats relatifs aux erreurs de suivi décrits sur la figure 4.26, des réponses similaires à celles obtenues en simulation peuvent être observées. Tout d'abord, d'un point de vue qualitatif, nous pouvons constater que la loi δ_{RSG} converge pendant la pente vers un écart latéral constant de -20cm, tandis que tous les principes intégrant des paramètres de glissement permettent au véhicule de revenir se centrer autour de la trajectoire de référence (écart latéral nul). Conformément aux simulations et considérations théoriques précédentes, les méthodes IMC-DCC et OBS-MOP sont plus réactives que la loi de commande IMC-OLS, conformément aux simulations précédentes. Bien sûr, étant donnée la réponse du bas niveau, cette réactivité est moins flagrante que dans le cas théorique. Ainsi, un dépassement à l'apparition de la pente plus important qu'en théorie est enregistré (abscisse curviligne 28m). Il en va de même à la fin de la pente (abscisse curviligne 45m), où un dépassement de l'autre côté de la trajectoire est observé. Notons que nous retrouvons aussi des niveaux de dépassement plus importants pour la loi de commande IMC-OLS.

D'un point de vue quantitatif à présent, les ordres de grandeur des distances de convergence enregistrés dans ce cas sont cohérents avec l'étude théorique menée dans les sections précédentes, compte tenu du fait que l'échelon réalisé en pratique n'est pas parfait (il ne peut y avoir une réelle rupture de pente sur un terrain, nous parlerons ainsi de pseudo-échelon). Le début de la

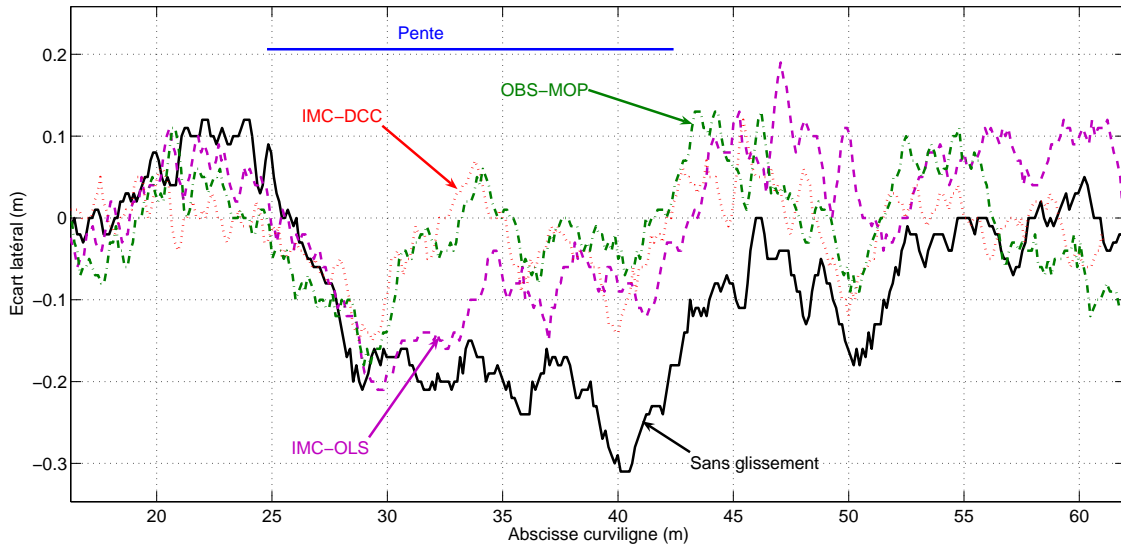


FIG. 4.26 – Comparaison des écarts latéraux enregistrés en pente

pente, correspondant à l'apparition du pseudo-échelon de glissement se situe à l'abscisse 25m. La distance de convergence de l'écart latéral du véhicule contrôlé par la loi de commande classique (δ_{RSG}) vers un écart non nul est en pratique (compte tenu du pseudo-échelon) de $d=5\text{m}$. La distance de réponse des lois de commande IMC-DCC et OBS-MOP théoriquement égale à cette distance d est ici légèrement supérieure (étant donné l'intervention du retard bas niveau) et peut être chiffrée à approximativement $d_2=8\text{m}$. La loi de commande IMC-OLS, moins réactive que les deux autres converge autour d'un écart nul au bout d'une distance de 12m (soit $1.5d_2$). Dans les faits, la loi IMC-OLS ne converge pas de façon exacte sur un écart latéral nul. Elle ramène le véhicule autour de 5cm de la trajectoire à l'abscisse 37m. Le manque de réactivité de cette méthode ne permet effectivement pas d'atteindre une convergence précise sur la trajectoire dans ce cas de figure, la pente n'étant pas assez longue.

Malgré les bruits de mesures, les vibrations (limitées dans ce cas d'étude) et les phénomènes négligés intervenant dans le cas expérimental, les comportements théoriques décrits dans la section précédente se retrouvent bien empiriquement, tant qualitativement que quantitativement. Cette expérimentation est réalisée sur un terrain présentant peu ou pas d'irrégularité, ne générant pas de mouvements importants de roulis, qui intervient en addition des bruits capteurs. En outre, il n'y a pas ou peu de variations des conditions d'adhérence. Étudions maintenant le comportement expérimental en pente sur un terrain beaucoup plus irrégulier.

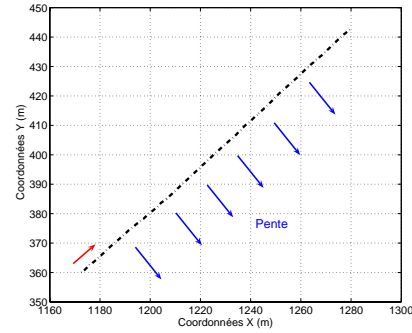
4.7.1.2 Cas d'une pente dans des conditions très défavorables

La trajectoire de référence est la même que celle représentée sur la figure 3.15(b) et rappelée sur la figure 4.27(b), dans des conditions d'adhérence légèrement différentes de celles observées dans le résultat présenté sur les figures 3.19 et 3.20, permettant de noter la variabilité des résultats de la loi de commande classique par rapport à l'état du sol. Dans tous les cas, les suivis de trajectoire sont réalisés à une vitesse de 7km.H^{-1} . Afin de visualiser la différence avec le terrain précédent, une photographie globale du champ est présentée sur la figure 4.27(a)

Dans cette configuration, les bruits capteurs sont très amplifiés, menant à des perturbations



(a) Terrain en pente irrégulier



(b) Trajectoire de référence

FIG. 4.27 – Terrain d'expérimentation et trajectoire de référence dans le cas défavorable

très importantes des mesures par rapport aux incertitudes de mesure seules. Le signal brut est reporté en trait interrompu bleu sur la figure 4.28. Afin de faciliter la lisibilité des figures, un filtre passe-bas avec une fréquence de coupure de 0.5Hz sera intercalé pour la présentation de l'écart latéral dans les figures suivantes, relatives aux essais en pente sur terrain accidenté. Cette figure permet en outre de se rendre compte de la nécessité du filtrage pour l'estimation des paramètres de glissement, étant donné qu'elle met en jeu la dérivée du signal d'écart latéral.

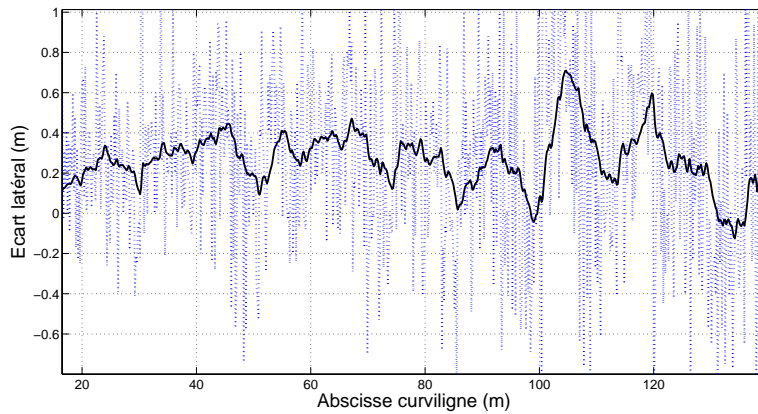


FIG. 4.28 – Signal brut et filtré de l'écart latéral en pente sur terrain très irrégulier

Résultats concernant l'approche IMC

Intéressons-nous tout d'abord aux résultats de l'approche adaptative à modèle interne décrite par la loi de commande δ_{IMC} . La figure 4.29 présente les erreurs de suivi en fonction de l'abscisse curviligne pour la loi δ_{RSG} , ainsi que pour l'approche OLS (simulateur en ligne) et enfin, pour l'approche DCC (calcul direct de convergence). Dans un premier temps, nous pouvons constater la forte variabilité des conditions de glissement durant le suivi. En effet, contrairement au cas théorique de glissement purement constant, le véhicule, contrôlé par la loi de commande classique oscille beaucoup autour d'une valeur non nulle. Comme le montre le tableau 4.3 recensant les propriétés des signaux d'erreur de suivi, la valeur moyenne de cet écart est de 27cm avec un écart

de type de 15cm montrant les variations importantes des conditions d'adhérence. Compte tenu de ces fortes variations, ainsi que du comportement oscillant de la cabine dans cette configuration amplifiant énormément le niveau de bruit, des filtres passe-bas avec une fréquence de coupure très basse sont requis, réduisant de fait la réactivité du paramètre ajustable y_c . Toutefois, l'effet

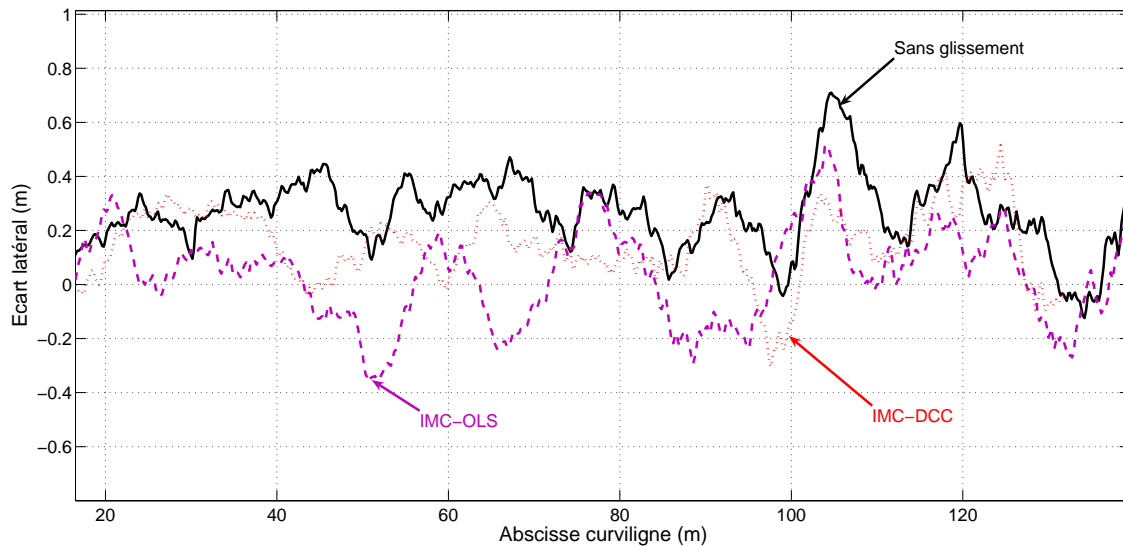


FIG. 4.29 – Ecarts latéraux enregistrés en pente pour les méthodes IMC

des actions correctives peut être observé sur la figure 4.29, puisque dans les cas de suivi utilisant le principe de correction IMC, les signaux d'erreur sont beaucoup plus proches de zéro. En ce qui concerne le module adaptatif utilisant le simulateur temps réel (IMC-OLS), l'importance du temps de réponse pour fournir le paramètre de correction y_c adéquat, amène le véhicule à un comportement oscillant. S'il est vrai que l'écart latéral oscille autour de zéro (valeur moyenne de 3cm), le retard imposé par la simulation renforce les effets des variations observées dans le cas sans prise en compte des glissements. L'écart-type en est de fait plus important (17cm, voir tableau 4.3).

La pertinence de la valeur du paramètre de correction n'est cependant pas à remettre en cause. Pour s'en convaincre, reportons-nous à la figure 4.30(a), sur laquelle la valeur de correction y_c fournie par le simulateur en ligne durant le suivi basé sur le principe IMC-OLS est présentée en trait interrompu violet. A titre de comparaison, sur la figure 4.30(b) cette même valeur de correction obtenue pendant l'essai utilisant la loi de commande classique est comparée à l'écart latéral réel. Sur cette dernière figure, le paramètre de correction est bien superposé à l'écart latéral, validant donc la pertinence de y_c . C'est donc bien la distance de convergence de la loi de commande qui entraîne les oscillations et non un problème d'estimation des paramètres de glissement.

Sur ces figures 4.30, nous pouvons observer le paramètre de correction y_c obtenu par le calcul direct de convergence (DCC) en trait pointillé rouge. Si celui-ci est plus bruité que dans le cas du simulateur en ligne, les variations enregistrées sont plus rapides. Ceci est plus particulièrement visible sur la figure 4.30(b) pour laquelle nous disposons d'une référence. A chaque variation rapide de l'écart latéral réel (notamment à l'abscisse curviligne 105m), la valeur fournie par le calcul direct de convergence évolue en avance par rapport à l'écart réel et enregistre un pic de façon amplifiée. Une telle évolution de la valeur de correction permet finalement un

	moyenne	écart type
IMC-OLS	3cm	17cm
IMC-DCC	15cm	13cm
<i>Loi classique</i>	<i>27cm</i>	<i>15cm</i>

TAB. 4.3 – Erreur de suivi résultant des lois de commande IMC comparé à la loi de commande sans glissement

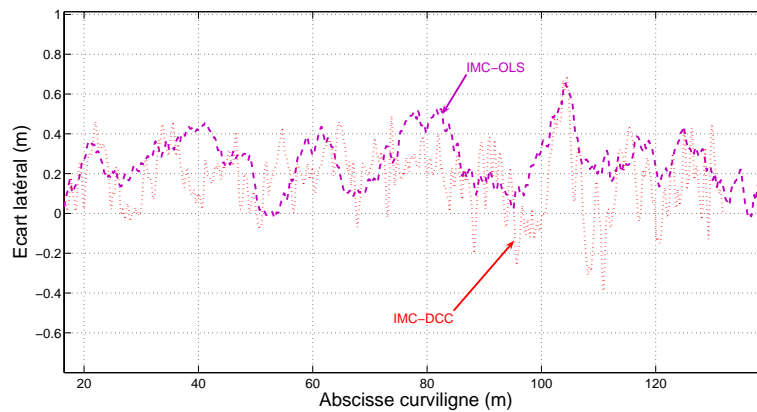
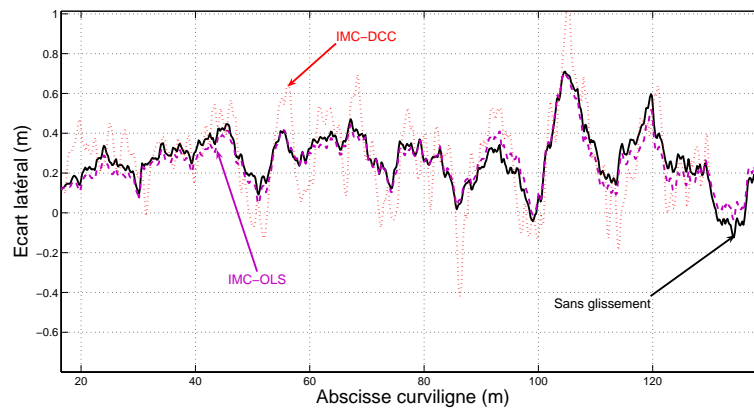
comportement moins oscillant du véhicule, comme nous pouvons le voir sur la figure 4.29. L'écart type de l'erreur de suivi s'en trouve donc relativement réduit (voir tableau 4.3). Toutefois, la valeur moyenne du suivi est moins proche de zéro, compte tenu du niveau de bruit enregistré sur y_c . Ainsi, l'erreur de suivi admet une valeur moyenne de 15cm à la limite de l'objectif fixé pour l'application.

Dans la première partie du suivi de trajectoire (jusqu'à l'abscisse curviligne 90m), durant laquelle les variations des conditions d'adhérence sont moins prononcées, la loi IMC-DCC permet un comportement stable du véhicule et convergeant bien vers une erreur proche de zéro, tandis que les petites variations d'écart déstabilisent la loi de commande IMC-OLS, qui enregistre des oscillations importantes. Globalement, l'approche de commande à modèle interne constitue de fait une amélioration relativement importante du comportement en situation de pente sur terrain irrégulier, qui est le cas d'application le plus défavorable compte tenu du comportement du système d'amortissement de la cabine et donc du bruit engendré sur les capteurs. Dans un tel cas de figure, les réglages expérimentaux (filtres, etc.) revêtent une grande importance dans le résultat final. Les expérimentations présentées ici ont été réalisées sans une optimisation poussée de tels réglages.

Résultats de l'approche OBS-MOP

Étudions à présent le comportement de la loi de commande OBS-MOP dans cette même configuration. Dans ce cas très défavorable où la mise en place de filtres passe-bas sur l'estimation des paramètres de glissement β^F et β^R est nécessaire, la réactivité de δ_{MOP} est dégradée, compte tenu du retard ainsi introduit. Cet effet est renforcé par les propriétés de l'asservissement et des caractéristiques de l'actionneur. Le véhicule ainsi commandé a un comportement moins robuste vis-à-vis des variations des conditions de glissement que dans le cas théorique. La figure 4.31 compare les erreurs de suivi de cette loi de commande avec la loi de commande δ_{RSG} . Nous pouvons effectivement noter la sensibilité du principe OBS-MOP, particulièrement lors de la première variation des conditions de glissement à l'abscisse curviligne 50m. Toutefois, la variabilité du signal enregistré est moins importante que sous les lois de commande IMC (comme décrit dans le tableau 4.4 où les propriétés du signal d'erreur de OBS-MOP sont comparées à celles résultant des autres lois de commande). Numériquement, l'écart-type enregistré sous la loi de commande OBS-MOP est le plus petit (11cm).

Bien que moins oscillante que les autres techniques de commande, la courbe d'erreur de suivi montre que le véhicule ne converge pas exactement sur la trajectoire de référence. Un écart latéral résiduel est observé (la moyenne de l'erreur est de 12cm contre 27cm dans le cas de l'hypothèse de roulement sans glissement). Cet écart est dû en partie à la variabilité des conditions d'adhérence. En effet, les conditions d'adhérence ne demeurent jamais quasiment constantes pendant une durée équivalente à la distance de convergence requise par le choix des gains K_p et K_d (imposant une distance de convergence de 15m).

(a) signaux de y_c enregistrés durant les essais IMC-OLS et IMC-DCC(b) signaux de y_c enregistrés durant l'essai loi classiqueFIG. 4.30 – Comparaison des signaux y_c utilisés pour la correction et obtenus durant l'essai sans glissement pris en compte

Par ailleurs, la méthode d'estimation des paramètres de glissement amène dans ce cas à un résultat très bruité et nécessite un filtre (voir la figure 4.28 relative au niveau du bruit enregistré), pénalisant ainsi la pertinence de cette estimation et donc la précision du résultat. Ce cas très défavorable pointe les limites de l'algorithme d'estimation utilisant les dérivées numériques des signaux. Nous traiterons plus particulièrement ce point dans le chapitre 6 dédié à l'observation pour le modèle MOP.

En ce qui concerne l'écart angulaire, le comportement en crabe est bien observé, et les courbes relatives à cette variable sont quasiment superposées pour chacune des lois de commande (hormis pour l'approche IMC-OLS compte tenu des importantes oscillations enregistrées pour ce suivi). Dans un souci de concision, nous ne présenterons ici que les propriétés des signaux d'écarts angulaires, recensés sur le tableau 4.5. Nous noterons l'équivalence des valeurs moyennes (IMC-OLS excepté), mais la disparité des écart-types. Nous constatons ainsi que comme dans le cas de l'écart latéral, le principe de commande OBS-MOP permet de réduire la variabilité du signal.

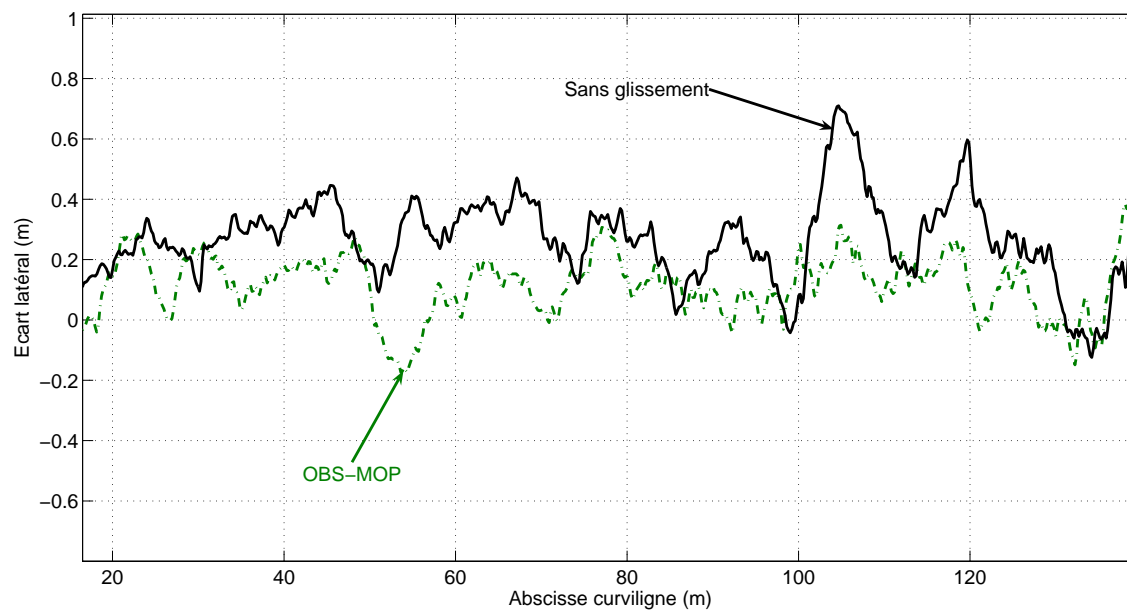


FIG. 4.31 – Écart latéral enregistré en pente par la méthode OBS-MOP

	moyenne	écart type
<i>Loi classique</i>	<i>27cm</i>	<i>15cm</i>
IMC-OLS	3cm	17cm
IMC-DCC	15cm	13cm
OBS-MOP	12cm	11cm

TAB. 4.4 – Erreur de suivi résultant de la loi de commande OBS-MOP comparée à la loi de commande sans glissement

	moyenne	écart type
<i>Loi classique</i>	<i>0.9°</i>	<i>1.2°</i>
IMC-OLS	1.2°	2.0°
IMC-DCC	0.8°	1.0°
OBS-MOP	0.9°	0.9°

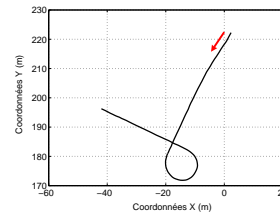
TAB. 4.5 – Comparaison des propriétés des signaux d'écarts angulaires

4.7.2 Résultats en virage

Dans cette section, nous reprenons le cas expérimental du virage décrit au chapitre 3.5.4. Une trajectoire de référence semblable (représentée sur la figure 4.32(b)) est utilisée et le suivi est réalisé à la même vitesse (8km.H^{-1}). La surface sur laquelle le véhicule évolue est une prairie (terre humide recouverte d'herbe) décrite sur la figure 4.32(a). Cette surface, aussi irrégulière que dans le cas en pente, ajoute cependant beaucoup moins de bruit sur les valeurs mesurées. Dans ce cas de figure, les amortisseurs qui relient la cabine du véhicule au châssis sont sollicités dans des conditions normales d'utilisation, ce qui permet de limiter le mouvement d'oscillation de la cabine, plutôt que de l'amplifier. De cette façon les fréquences de coupure des filtres requis pour le passage à l'expérimentation peuvent être augmentées, ce qui limite le retard induit par le filtrage. Ce suivi de trajectoire constitue le cas d'application réel de la simulation décrite dans le chapitre 4.4.3.2, en ne considérant plus un échelon de courbure, mais une variation rapide de celle-ci.



(a) Terrain en virage



(b) Trajectoire de référence

FIG. 4.32 – Terrain d'expérimentation et trajectoire de référence dans le cas du virage

Sous les conditions décrites précédemment, les résultats des erreurs de suivi sont reportés sur la figure 4.33 avec les mêmes conventions de représentation que sur les figures précédentes. Ces résultats expérimentaux peuvent être confrontés avec les résultats de simulation décrits sur les figures 4.22 (page 101) et 4.23. Tout d'abord, nous pouvons noter que pendant les lignes droites (avant 40m et après 65m) les principes de commande intégrant les glissements et la loi de commande classique réagissent de la même façon, confirmant qu'en l'absence de glissement, les lois de commande adaptatives développées ici ne perturbent pas le comportement du véhicule par rapport au suivi sous la loi δ_{RSG} . Durant le virage, intervenant relativement brutalement, les lois de commande à modèle interne et référencée observateur permettent la convergence du véhicule vers sa trajectoire de référence, de façon relativement précise (en faisant abstraction des bruits sur les signaux). Au contraire, durant le régime permanent (entre les abscisses 50 et 65m), la loi de commande classique entraîne le véhicule vers un écart latéral pouvant être considéré comme constant (80cm).

Les distances de convergence observées dans ce cas pratique sont également très proches des valeurs obtenues théoriquement. En effet, celles-ci se situent bien autour de 14m pour les prin-

cipes les plus rapides, tandis que la loi de commande IMC-OLS ne converge autour d'un écart nul qu'au bout d'une distance un peu plus importante. Ce phénomène influe sur les valeurs des dépassements observés en début de virage (abscisse 45m), qui, conformément à la simulation prenant en compte des paramètres réels (présentée sur la figure 4.22), sont proches de la valeur finale obtenue avec la loi de commande classique. Ce même phénomène de dépassement est bien observé à la fin du virage (abscisse 70m).

Les paramètres de correction y_c concernant les techniques de commande adaptative à modèle interne sont représentés sur la figure 4.34(a). La technique par calcul direct est effectivement plus rapide à fournir une valeur de correction pertinente que la technique OLS (simulateur en ligne). Toutefois, un pic apparaît à l'abscisse curviligne 45m, compte tenu de la dépendance des glissements à l'angle de braquage dans ce type de configuration. En régime permanent (entre les abscisses curvilignes 50 et 65m), les valeurs de correction demeurent sensiblement les mêmes. Elles permettent d'assurer au véhicule la convergence sur la trajectoire de référence. A la fin du virage, la réactivité du calcul direct de convergence est de nouveau mise à jour. Dans les deux cas, le paramètre de correction devient négatif à la fin du virage, car le véhicule passe de l'autre côté de la trajectoire, compte tenu de la variation rapide de courbure. De fait, un angle de braquage de signe opposé est requis pour permettre au véhicule de revenir sur la ligne droite, générant ainsi le passage sous zéro du paramètre de correction.

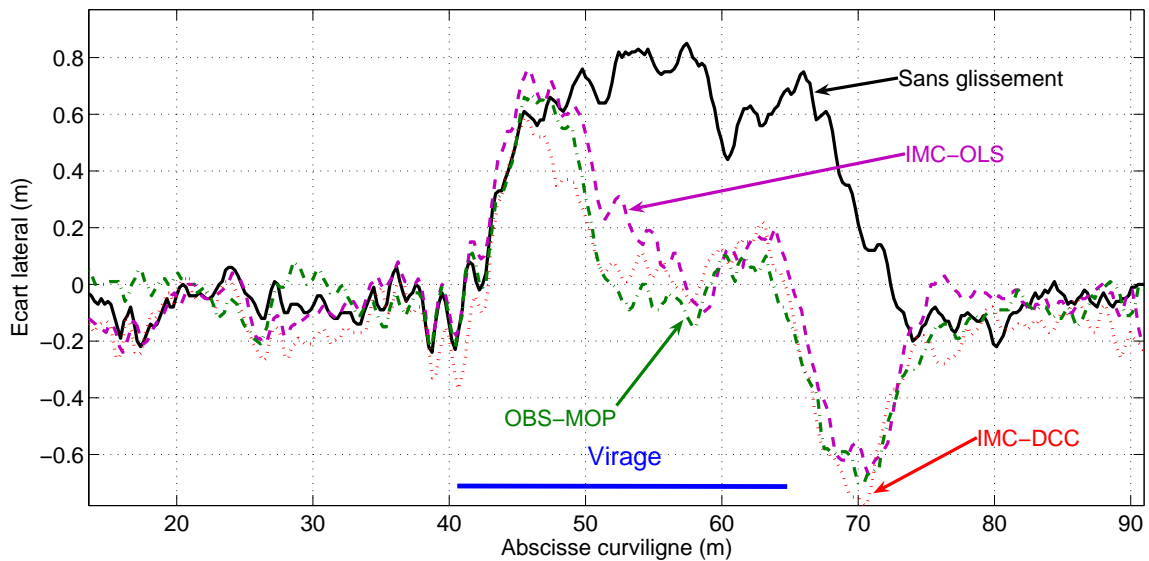
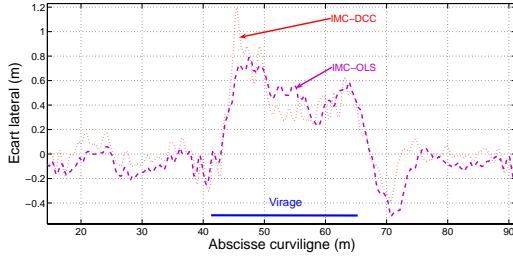


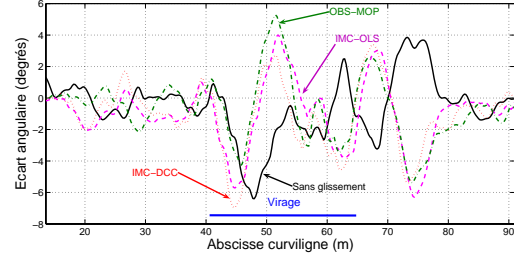
FIG. 4.33 – Erreurs de suivi enregistrées en virage

Afin de compenser les effets des glissements, nous pouvons également remarquer que pour toutes les lois de commande utilisées, l'écart angulaire enregistré durant la courbe est non nul. En effet, au regard de la figure 4.34(b), il est possible de constater qu'en dehors des phases transitoires, les écarts angulaires se stabilisent autour de -2° afin de compenser le glissement latéral ou la dérive arrière. Des différences de comportement sont toutefois à noter durant les phases transitoires, entre les lois de commande intégrant le phénomène de glissement et la loi de commande classique. En effet, durant ces phases transitoires, les lois de commande prenant en compte les glissements enregistrent des changements de signe, permettant au véhicule de revenir,

après le dépassement, vers la trajectoire de référence. Sur cette expérience, nous pouvons noter que les courbes d'évolution des écarts angulaires pour les lois de commandes IMC et OBS-MOP sont qualitativement identiques.



(a) Valeurs du paramètre de correction y_c



(b) Comparaison des écarts angulaires

FIG. 4.34 – Courbes additionnelles du comportement expérimental des lois de commande

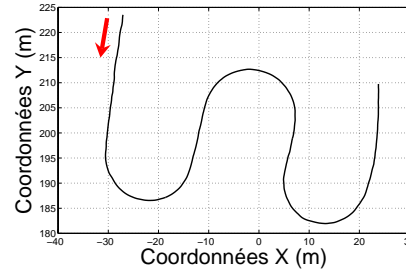
Ce dernier essai permet donc de valider d'un point de vue expérimental les principes de correction décrits durant ce chapitre. Dans tous les cas où les glissements sont pris en compte (soit par un module de correction - IMC, soit par une loi de commande intégrant les glissements dans son modèle de conception - OBS-MOP), le véhicule est capable de converger vers la trajectoire de référence lors de phases où les glissements interviennent de manière constante. Les comportements observés en pratique sont bien conformes à ceux attendus compte tenu des contraintes expérimentales imposées.

4.8 Mise en évidence expérimentale des limitations

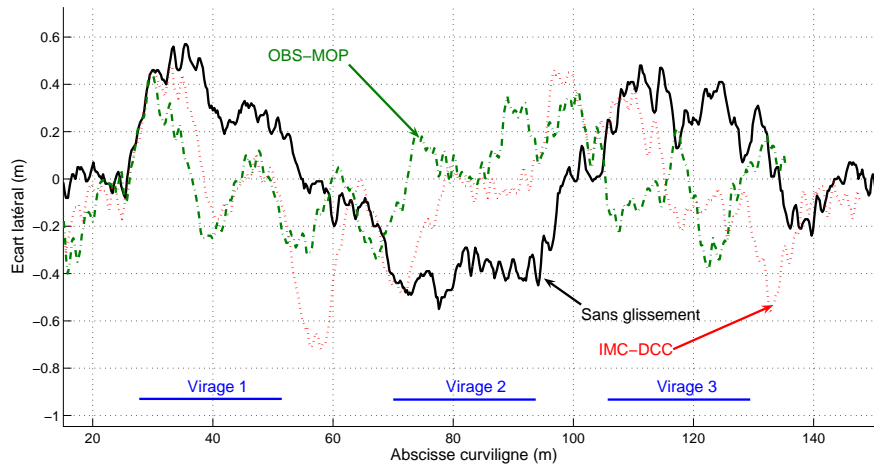
Conformément au cas théorique (voir simulations décrites sur la figure 4.22), les variations brusques des paramètres de glissement entraînent des dépassements non négligeables compte tenu de la précision souhaitée. Toutefois, ces dépassements ne sont pas liés uniquement à des considérations théoriques. Certes, un temps de convergence est nécessairement présent en réponse à un échelon de glissement, amplifié par la présence de filtres passe-bas sur l'estimation des glissements, mais un tel niveau sur les dépassements, visibles plus particulièrement dans le cas du virage, est lié au temps de réponse de l'actionneur. En effet, la consigne de braquage des roues intervient dès la présence de la courbure, ainsi, le temps que les roues directrices atteignent cette consigne, le véhicule a parcouru du chemin, en dehors de la trajectoire de référence, générant le dépassement. Qui plus est, ce retard est renforcé par l'inertie du véhicule créant un temps de latence entre le moment où les roues sont braquées et le moment où le véhicule commence à tourner.

Ce phénomène est très préjudiciable car limitant de façon considérable la précision globale du suivi. Même si ces dépassements interviennent de façon ponctuelle, ceux-ci ne sont pas acceptables d'un point de vue pratique, au regard de la précision requise par le champ applicatif envisagé ici. Observons le cas limite de plusieurs demi-tours successifs et rapprochés, exécutés sur le même champ que précédemment. Une telle trajectoire (représentée sur la figure 4.35(a)) constitue un cas extrêmement défavorable, dans le sens où la longueur des virages est à peine

plus grande que les distances de convergence et l'espacement entre les virages est relativement réduit (du même ordre de grandeur que les distances de convergence).



(a) Trajectoire à virages successifs



(b) Ecart latéral enregistré

FIG. 4.35 – Trajectoire et erreurs de suivi associées

La figure 4.35(b) présente les écarts latéraux enregistrés pour la loi de commande ne prenant pas les glissements en compte et les lois de commande ayant les distances de convergence les plus courtes (IMC-DCC et OBS-MOP). Sous ces lois de commande, le véhicule demeure quasiment en permanence en phase transitoire. Des dépassements successifs sont alors enregistrés, menant à un suivi semblant oscillant. Même si le véhicule reste plus proche de la trajectoire de référence, permettant en moyenne un écart latéral plus proche de zéro, les fortes variabilités ne permettent pas d'obtenir un suivi précis. Un tel comportement, même s'il est plus proche de la trajectoire de référence, est en définitive une dégradation du comportement du véhicule, dans le sens où celui-ci oscille avec de fortes amplitudes autour de la trajectoire de référence. Ce type d'oscillations est à proscrire pour le confort de l'opérateur.

4.9 Conclusion

Dans ce chapitre, deux approches de commande adaptative à modèle sont proposées pour prendre en compte le glissement du véhicule, et compenser les effets de ce phénomène sur la précision du suivi de trajectoire. Une approche basée sur un modèle interne est tout d'abord développée sur le modèle cinématique étendu MOV, avec deux algorithmes d'évaluation d'un paramètre de correction : IMC-OLS qui utilise un simulateur temps réel et IMC-DCC, basée sur un calcul de convergence. Une autre commande adaptative (OBS-MOP), référencée observateur a été construite sur la base du modèle MOP. Ces techniques permettent à la commande de s'adapter en temps réel aux variations de conditions d'adhérence. Tant d'un point de vue théorique qu'expérimental, les lois de commande définies dans ce chapitre permettent d'assurer la convergence et le maintien du véhicule sur sa trajectoire de référence lorsque le phénomène de glissement est présent de façon lentement variable, tout en préservant les résultats obtenus lorsque le véhicule roule sans glisser sur le sol.

Deux des principes construits dans ce chapitre (IMC-DCC et OBS-MOP) apparaissent comme étant bien plus réactifs que le troisième (IMC-OLS). Toutefois, leurs performances théoriques sont dégradées dans le cas expérimental du fait de la présence de bruits. Ainsi, la nécessaire mise en place de filtres passe-bas détériore dans une certaine mesure la réactivité de ces deux principes. Une approche permettant de limiter les problèmes engendrés lors de l'estimation des paramètres de glissement sera avancée au chapitre 6. Bien que le contexte expérimental apporte quelques nuances par rapports aux résultats obtenus théoriquement, nous disposons, à ce stade, de lois de commande permettant de conserver un haut niveau de précision en présence de glissement sous l'hypothèse que ceux-ci sont lentement variables.

En effet, lors des phases transitoires, et en particulier lors des transitions de courbure, des dépassements apparaissent, liés en partie au temps d'estimation des paramètres de glissement intégrés aux modèles étendus, mais surtout au retard de l'actionneur pour atteindre sa consigne - dans le cas du virage. Dans le cas de trajectoires comportant de nombreuses variations de courbure, le suivi demeure en permanence en phase transitoire, et de nombreux dépassements sont alors enregistrés. Si les variations rapides des conditions de glissement dans le cas de la pente ne peuvent être prédites avec le système de mesure actuel, les modifications de courbure peuvent en revanche être anticipées, puisque la trajectoire de référence est entièrement connue. Afin de limiter les effets des retards sur la précision du suivi dans les trajectoires courbes, une approche prédictive est envisagée au chapitre 5.

Chapitre 5

Commande Prédicative pour le suivi de trajectoire

5.1 Introduction

Le présent chapitre envisage l'utilisation des techniques de commande prédictive pour le suivi de trajectoire, afin de réduire les dépassements observés durant les phases transitoires de courbure, et générés principalement par les propriétés intrinsèques de l'actionneur. Dans le cadre du suivi de trajectoire, plusieurs informations disponibles permettent de mettre en place des actions anticipatives pour prévenir les effets induits par le temps de réponse du bas niveau. D'une part, toute la trajectoire est connue (en particulier la courbure à venir), et d'autre part, il est possible de définir un modèle d'évolution du bas niveau, permettant de prédire sa réponse. Il est alors possible de construire une commande permettant d'envoyer une consigne à l'actionneur avant qu'un virage n'apparaisse, en adéquation avec la trajectoire future et le retard connu du bas niveau.

Afin de construire un tel algorithme, différentes techniques de commande prédictive susceptibles de s'appliquer au cas des robots dans le cadre de la mobilité accrue seront tout d'abord recensées, puis, compte tenu de la connaissance du bas niveau, la notion de commande prédictive à modèle sera privilégiée. Comme nous le verrons dans ce chapitre, l'action prédictive n'est pas appliquée à l'ensemble de la commande du véhicule, mais uniquement sur une partie de la loi de commande, correspondant à l'asservissement de courbure. En effet, nous ne disposons pas d'un modèle applicable de l'interaction roue/sol permettant de connaître le glissement futur et donc les écarts engendrés par les glissements sur la précision du suivi. Un découpage de la loi de commande en deux termes est par conséquent effectué, séparant le suivi de trajectoire en deux tâches : convergence des écarts vers 0 (incluant la compensation du phénomène de glissement) à courbure nulle, et asservissement de la courbure, seule concernée par la commande prédictive.

En plus du retard lié à l'actionneur, l'algorithme de prédiction permettra de compenser les effets inertiels intervenant dans le régime transitoire lors d'une variation de courbure. Afin de réaliser une telle intégration, la notion d'angle de braquage inertiel est introduite, afin de comprendre les mécanismes compensant l'influence de l'inertie. Cette notion permet en outre d'ouvrir une voie de développement concernant la méthode prédictive présentée dans ce chapitre, visant à faire intervenir quelques paramètres dynamiques de façon explicite dans les équations de prédiction.

Les équations relatives à l'algorithme prédictif sont dans un premier temps détaillées uniquement pour la loi de commande OBS-MOP, puis généralisées aux autres types de commande. L'analyse de l'algorithme est tout d'abord réalisée uniquement sur le terme attaché à la trajectoire par des simulations, puis étendue à la commande de l'ensemble du véhicule. Enfin, la validité de la loi de commande globale est vérifiée par l'intermédiaire d'essais réels de suivi de trajectoire.

5.2 Notions de commande prédictive

Les premiers principes prédictifs apparaissent dans la littérature à la fin des années cinquante, avec le désormais célèbre **prédicteur de Smith** (défini dans [Smi58]). Le principe consiste à prédire la sortie du système avec une avance égale au retard pur estimé L , qui puisse être comparée à la consigne (voir figure 5.1). Au final, un tel schéma permet, si le modèle de processus est parfaitement connu de pouvoir régler le correcteur principal (C) comme si le retard pur L du procédé n'existait pas. Cette technique est de nos jours devenue classique et reste abondamment traitée dans la littérature (voir par exemple [Lar93]). Elle permet essentiellement de limiter les effets liés à la présence d'un retard pur sur le système considéré et ne prend pas en compte la possibilité offerte dans notre cas de connaître une consigne future. De manière plus générale, le problème du retard pur peut être traité avec d'autres techniques que les principes prédictifs. Un panorama de ce problème général de commande est proposé dans [Ric03] et plusieurs types de solution sont comparés. Actuellement, ce phénomène est souvent pris en compte par des techniques de commande adaptative et/ou robuste, déjà évoquées dans le premier chapitre.

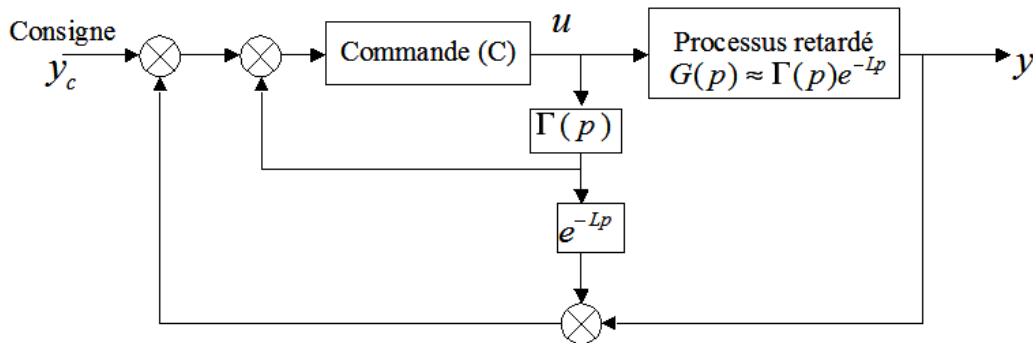


FIG. 5.1 – Principe du prédicteur de Smith

Dans notre cas, le problème ne se réduit pas au cas de la compensation d'un retard pur, mais d'une réponse non modélisée dans le processus et pouvant être identifiée comme un second ordre. Les premiers travaux traitant de techniques prédictives basées sur la connaissance d'un modèle et/ou de la consigne future (**Commande Prédictive à Modèle** - MPC) interviennent au milieu des années 80. Deux grands principes, supposant ces connaissances a priori apparaissent : D'une part, les travaux de Clarke et al. sur la **commande prédictive généralisée** (GPC, définie dans [CMT87] et dont les premières applications sont décrites dans [Cla88]). D'autre part, les travaux sur la **Commande Prédictive Fonctionnelle** (PFC) menés par Richalet, qui débouchent sur des premiers résultats en 1987. L'ouvrage de référence [Ric93b] en définit les principaux principes et équations, tandis que dans [Ric93a] plusieurs applications pour des cas

concrets d'asservissement en milieu industriel sont proposées.

Le principe de la commande à modèle, rappelé dans [BD96], peut être introduit par le schéma général présenté sur la figure 5.2, commun aux deux principales variantes évoquées précédemment. Un des éléments essentiels de ce type d'algorithme est la définition d'un horizon de prédiction fini (constant ou variable, noté H sur la figure). Celui-ci détermine une fenêtre temporelle dans le futur, sur laquelle il est possible de prédire, moyennant la connaissance de séquences futures de commandes, la sortie du processus. Considérant qu'il est possible sur l'horizon de prédiction d'accéder à la consigne qui sera appliquée au système, l'objectif de la commande prédictive est alors de déterminer une séquence de commande "optimale" à appliquer sur l'horizon H , pour permettre au processus de converger vers la consigne au bout de l'horizon de prédiction (consigne à l'instant $n + H$). Il suffit ensuite d'appliquer au processus à l'instant n la première commande de la séquence ainsi calculée.

La séquence de commande à appliquer dans le futur est obtenue grâce à la minimisation d'un critère quadratique sur l'horizon H . La différence entre les techniques GPC (commande prédictive généralisée) et PFC (commande prédictive fonctionnelle) est essentiellement liée à la nature de ce critère, ainsi qu'à la structuration de la commande à calculer sur l'horizon de prédiction. Dans les deux cas, et dans la commande prédictive à modèle de façon générale, les points suivants constituent les grandes étapes caractérisant l'algorithme de commande à un instant n considéré :

- Un horizon de prédiction est défini à chaque instant, sur lequel la consigne future peut être connue et la sortie prédite du processus calculée.
- Afin d'affiner le ralliement à la consigne future, une trajectoire de référence (ou comportement désiré) peut être choisie.
- Une séquence future de commande est calculée sur H pour minimiser les écarts entre la sortie prédite sous l'effet de cette commande et la consigne future (ou le cas échéant la trajectoire de référence).
- Enfin le premier élément de la séquence de commande issue de la minimisation précédente est appliqué comme commande à l'instant présent.

L'ensemble de ces étapes est ensuite répété pour l'instant suivant ($n + 1$). Si ce principe de commande peut sembler assez pénalisant d'un point de vue temps de calcul, de nombreux intermédiaires de calcul, comme nous le verrons dans la suite, peuvent être déterminés une fois pour toutes. En effet, beaucoup de paramètres intervenant dans l'algorithme prédictif demeurent constants car dépendants uniquement du modèle d'évolution. De plus, le nombre de points de calcul à utiliser sur l'horizon de prédiction (définissant de fait le nombre d'additions dans le critère quadratique) peut être fixé de façon indépendante vis-à-vis de l'horizon de prédiction.

De tels principes de commande apportent des améliorations significatives pour toutes les applications ayant trait à la poursuite de trajectoire. Une des premières applications de la commande prédictive à modèle fut, compte tenu des sensibilités de leurs initiateurs, la commande des moteurs électriques et, par extension, la commande des robots manipulateurs. Un exemple récent dans ce domaine, permettant de mettre en avant les avantages par rapport à des techniques plus classiques (PID, commande par couple calculé, ...) est présenté dans [VP05].

Dans le domaine des robots mobiles à roues, certains principes prédictifs, moins élaborés que le MPC, sont référencés dans la littérature. C'est le cas par exemple dans [ZQ04], où un point

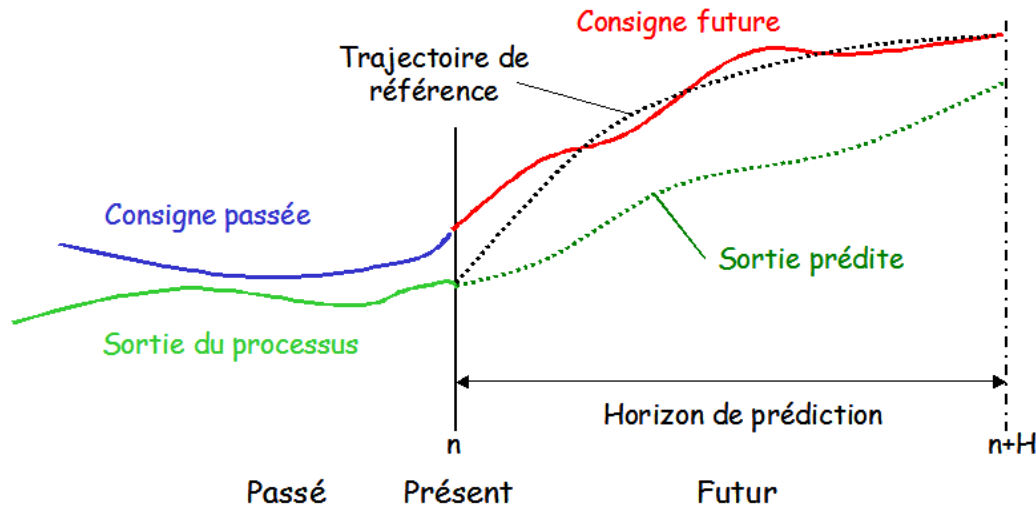


FIG. 5.2 – Schéma de base de la commande prédictive à modèle

de la trajectoire de référence dans le futur est poursuivi, plutôt que le point de la trajectoire le plus proche du véhicule. Ces approches plus simples sont utilisées lorsque les phases transitoires sont peu nombreuses, mais l'apport demeure limité au problème spécifique de la compensation d'un retard pur.

Des algorithmes issus de la commande prédictive à modèle sont également appliqués, basés souvent sur l'imitation du conducteur humain, qui anticipe la commande de son véhicule, compte tenu de la trajectoire qu'il va devoir aborder. Dans [OA91], une technique de commande prédictive généralisée est utilisée pour le suivi de trajectoires courbes d'un véhicule. Dans [EHS01], la notion de commande prédictive à modèle est interprétée par l'utilisation d'un robot mobile virtuel, évoluant en avance du mobile réel afin de constituer une consigne admissible pour le véhicule. Afin d'améliorer la robustesse du suivi de trajectoire, de tels principes prédictifs peuvent venir en complément d'autres techniques de commande (comme ce sera le cas pour nous). Ainsi, dans [GH02], un module prédictif est rajouté à une commande basée sur un réseau de neurones. Enfin, le domaine de la robotique mobile s'avère parfois moteur des innovations concernant les principes MPC. Par exemple, [NGC99] propose une commande prédictive basée sur le principe MPC, couplant en addition un prédicteur de Smith, permettant d'améliorer la robustesse aux incertitudes de modèle par rapport aux approches purement GPC.

Les travaux cités précédemment sont en général construits sous l'hypothèse de roulement sans glissement, globalement satisfaisante étant donnés les véhicules expérimentaux et les vitesses d'évolution considérées. Les principes prédictifs sont donc appliqués à l'ensemble de l'algorithme de suivi de trajectoire. Dans notre cas, compte tenu des lois de commande adaptatives à modèle définies dans le chapitre 4 et des modèles de référence MOP ou MOV utilisés pour caractériser le comportement du véhicule, il est impossible de prédire le mouvement du véhicule en présence de glissement, puisque nous ne pouvons prédire les paramètres de glissement (ceux-ci sont estimés en temps réel). Une approche de commande prédictive appliquée à l'ensemble de la commande dédiée au suivi de trajectoire ne sera donc pas privilégiée dans le cadre de la mobilité accrue.

En supposant que les dépassements sont uniquement générés par le retard de l'actionneur (ou par des phénomènes pouvant être considérés comme tel) en réponse à des variations rapides de courbure, nous construirons donc un algorithme prédictif, focalisé uniquement sur une partie de la loi de commande liée à la courbure de la trajectoire. Un algorithme d'**asservissement de courbure prédictif** est donc proposé.

5.3 Séparation de la loi de commande

Reprenons ici la loi de commande OBS-MOP, définie par l'équation (4.17), et considérons le cas théorique du suivi parfait où les paramètres de glissement ainsi que les écarts sont nuls :

$$\left(y, \tilde{\theta}, \beta^F, \beta^R \right) = 0_{1 \times 4} \quad (5.1)$$

Sous l'hypothèse (5.1), la loi de commande (4.17) s'écrit sous la forme décrite par l'équation (5.2), mettant à jour le fait qu'un unique terme de la loi de commande demeure non nul dans ces conditions. En effet, ce terme permet, si l'on est situé parfaitement sur la trajectoire en l'absence de glissement, de rester parfaitement sur celle-ci en identifiant la courbure du véhicule à la courbure de la trajectoire.

$$\delta = \arctan L.c(s) \quad (5.2)$$

La condition (5.2) peut également être retrouvée par des considérations géométriques. En effet, admettons que le véhicule soit parfaitement placé sur la trajectoire de référence. Celui-ci, pour conserver cette position, doit maintenir son centre instantané de rotation confondu avec le centre de courbure de la trajectoire. Sachant que la courbure du véhicule (inverse du rayon de courbure) est définie par son angle de braquage et son empattement par la relation $\frac{\tan \delta}{L}$, la relation (5.2) peut être géométriquement retrouvée en identifiant ce terme à la courbure de la trajectoire de référence (voir figure 5.3).

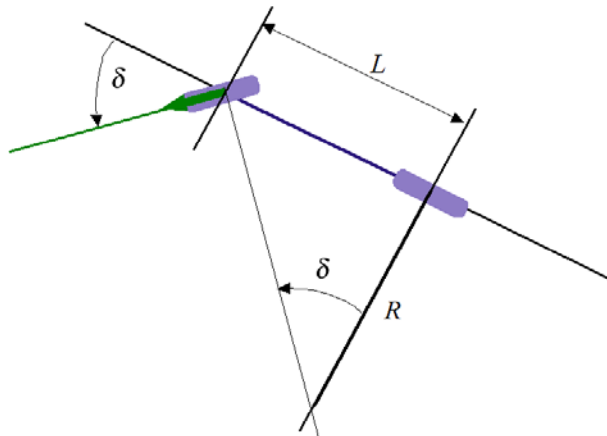


FIG. 5.3 – Éléments de géométrie pour l'extraction de la courbure du véhicule

En examinant maintenant l'expression de la loi de commande (4.17), isolons le terme qui fournit l'angle de braquage (5.2) dans le cas idéal, et notons le u . Il est possible de récrire la loi de commande, sous la forme (5.3) rigoureusement égale à l'expression précédente (avec A , $\tilde{\theta}_2$ et

α égaux à la définition donnée par (4.17)).

$$\begin{aligned} \delta &= \arctan(u + v) - \beta^F \\ \text{avec} \quad \begin{cases} u &= \frac{L}{\cos \beta^R} c(s) \frac{\cos \tilde{\theta}_2}{\alpha} \\ v &= \frac{L}{\cos \beta^R} A \frac{\cos^3 \tilde{\theta}_2}{\alpha^2} + \tan \beta^R \end{cases} \end{aligned} \quad (5.3)$$

Utilisons à présent la relation trigonométrique suivante, relative à la fonction $\arctan()$:

$$\arctan(a + b) = \arctan(a) + \arctan\left(\frac{b}{1 + ab + a^2}\right) \quad (5.4)$$

La loi de commande OBS-MOP peut alors être écrite sous la forme de deux termes additifs, comme suit :

$$\begin{aligned} \delta &= \delta_{Traj} + \delta_{Deviation} \\ \begin{cases} \delta_{Traj} &= \arctan(u) \\ \delta_{Deviation} &= \arctan\left(\frac{v}{1 + uv + u^2}\right) - \beta^F \end{cases} \end{aligned} \quad (5.5)$$

L'expression (5.5) est rigoureusement égale à la loi de commande OBS-MOP, mais présentée sous la forme de deux termes, intervenant de façon différente dans le processus global. La loi de commande est donc, dans cette écriture, séparée en deux tâches tenues chacune par un terme différent, dont les rôles sont les suivants :

- $\delta_{Deviation}$ (terme nul en l'absence d'erreur de suivi et de glissement) : ce terme permet d'asservir l'erreur de suivi à zéro compte tenu des écarts enregistrés et du glissement estimé. Les glissements et écarts générés par des phénomènes non modélisés n'étant pas prévisibles, il est totalement inutile d'intégrer ce terme dans un algorithme prédictif. Celui-ci restera donc inchangé par l'algorithme de prédiction.
- δ_{Traj} (terme non nul en l'absence d'erreur de suivi et de glissement) : ce terme dépend majoritairement de la courbure de la trajectoire à suivre. Dans le cas idéal (pas de glissement), il assure que la courbure du véhicule soit égale à celle de la trajectoire. Pour le moment, il n'est pas réalisé à proprement parler d'asservissement sur cette tâche. Sachant que la trajectoire est totalement connue, l'algorithme de prédiction remplacera ce terme par une expression permettant la convergence de la courbure de la trajectoire du véhicule vers la courbure de la trajectoire de référence, compte tenu du modèle de l'actionneur et éventuellement de l'inertie du véhicule.

5.4 Application de la commande prédictive au terme attaché à la trajectoire

Compte tenu de la remarque précédente, nous nous focaliserons dans cette section sur le terme δ_{Traj} . Le problème envisagé ici est le développement d'une commande prédictive, permettant de prendre en compte les performances de l'actionneur et par extension, de l'ensemble du processus bas niveau.

5.4.1 Modélisation du bas niveau

Comme il a été signalé précédemment, le processus bas niveau permettant l'orientation des roues avant peut être considéré comme un second ordre dont les propriétés peuvent être définies

en identifiant sa réponse à un échelon de braquage. Celles-ci sont reportées sur le tableau 5.1 et ont été déterminées en levant les roues avant du véhicule (identification hors charge, ne prenant de fait pas en compte le frottement des roues sur le sol).

Propriétés	Bas Niveau réel	Bas Niveau équivalent
Retard pur	0.14s	0s
Temps de montée	0.58s	0.8s
Premier dépassement	3.5%	3.5%

TAB. 5.1 – Paramètres du bas niveau réel et paramètres utilisés pour l'algorithme de prédiction

Pour des raisons pratiques, nous négligerons le retard pur dans l'algorithme prédictif envisagé ici, et compenserons cette approximation en considérant un temps de montée plus long pour le modèle du bas niveau utilisé pour la construction de l'algorithme de prédiction. Ainsi, comme présenté sur le même tableau, le temps de montée est choisi à 0.8s (arrondi au dixième de seconde supérieur de l'addition du temps de montée et du retard pur du bas niveau réel). Comme nous le verrons par la suite, le réglage de l'algorithme de prédiction devra permettre une certaine robustesse vis-à-vis des incertitudes de modèle. Si nous remplaçons l'algorithme prédictif dans le contexte final (suppression des dépassements durant les transitoires de courbure), les phénomènes inertiels non pris en compte modifient la réponse équivalente du bas niveau. En ce sens, le modèle envisagé ici est de toute façon approximatif, puisque négligeant ces phénomènes inertiels. Néanmoins, le réglage des paramètres de commande permettra de prendre implicitement ces phénomènes en compte. Nous considérerons donc que les propriétés du modèle présentées dans la deuxième colonne constituent une approximation acceptable pour éliminer les dépassements lors des phases transitoires.

Dans ces conditions, le second ordre reliant la consigne envoyée aux roues directrices à l'instant n (notée $\delta_{[n]}^C$) et l'angle de braquage réel en résultant (noté $\delta_{[n]}^R$) peut être défini par les équations d'état (5.6).

$$\begin{cases} X_{[n]}^\delta &= F X_{[n-1]}^\delta + K \delta_{[n-1]}^C \\ Y_{[n]}^\delta &= C X_{[n]}^\delta \end{cases}$$

avec : $X_{[n]}^\delta = \begin{bmatrix} \delta_{[n]}^R \\ \delta_{[n-1]}^R \\ \delta_{[n-1]}^C \end{bmatrix}$, $F = \begin{bmatrix} b_1 & b_2 & a_2 \\ 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$,

$K = \begin{bmatrix} a_1 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix}$, $Y_{[n]}^\delta = \delta_{[n]}^R$, $C = [1 \ 0 \ 0]$

(5.6)

Compte tenu de la période d'échantillonnage de la commande $T=0.1s$ et des propriétés numériques reportées dans le tableau 5.1, les valeurs numériques des paramètres $[a_1 \ a_2 \ b_1 \ b_2]$ sont données par (5.7).

$$\begin{aligned} a_1 &= 0.1237 & b_1 &= 1.2155 \\ a_2 &= 0.0934 & b_2 &= -0.4326 \end{aligned}$$
(5.7)

La figure 5.4 représente les réponses du bas niveau à un échelon de consigne envoyé au processus (représenté en trait plein noir). Les systèmes sont ici échantillonnés à la même période que la commande. La réponse du système avec les propriétés réelles (partie gauche du tableau 5.1)

est représentée en trait pointillé bleu, tandis que la réponse du système équivalent (utilisé pour la prédiction) est représentée en trait mixte rouge. Le temps de premier dépassement entre les deux paramétrages est bien équivalent, et la mise en place d'un temps de montée plus important permet de réduire le fait que le retard pur est négligé.

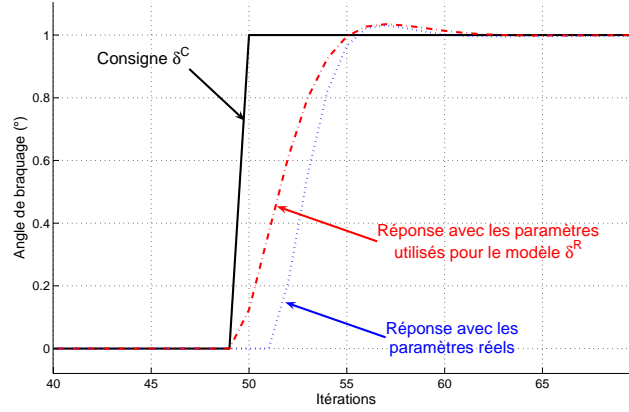


FIG. 5.4 – Réponse du bas niveau à un échelon d'angle de braquage

5.4.2 Asservissement de la courbure du véhicule par commande prédictive fonctionnelle

5.4.2.1 Notations utilisées pour la Commande Prédictive Fonctionnelle

Le schéma général de la commande prédictive à modèle est repris ici et les notations utilisées pour la construction de notre commande prédictive sont introduites ci-après et détaillées sur la figure 5.5.

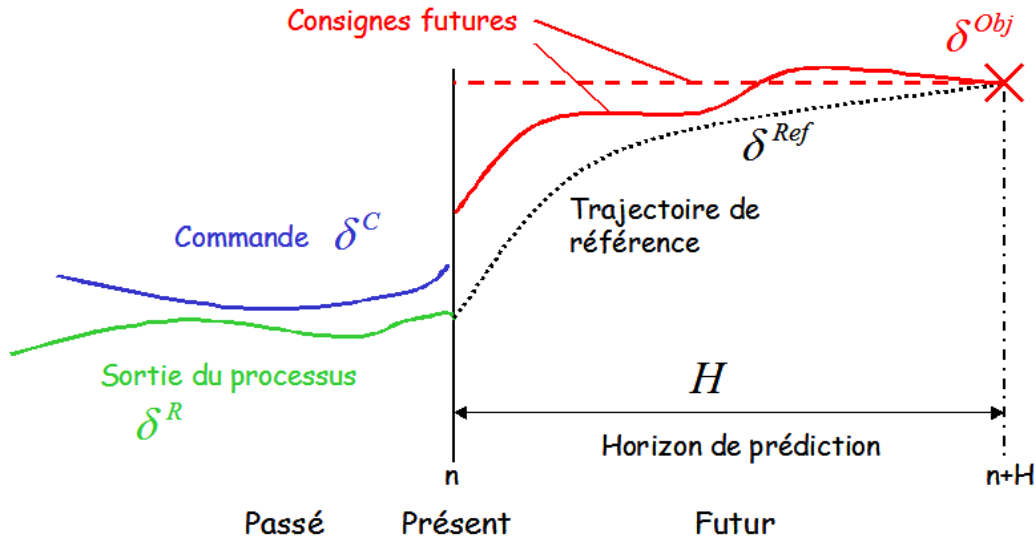


FIG. 5.5 – Schéma de définition de la commande prédictive

- δ^C : Commande envoyée à l'actionneur. Dans le cas présent où une séparation de la loi de commande a été réalisée, il s'agit uniquement de la partie "trajectoire" (δ_{Traj}) définie par (5.5) et (5.3).

- δ^R : Angle de braquage mesuré. Cette variable constitue la sortie du processus, soit dans ce cas l'angle de braquage mesuré, en réponse à la commande δ^C envoyée à l'actionneur. La sortie du processus est ici uniquement la contribution de δ_{Traj} de l'angle global mesuré par le capteur. Une mesure directe de cette contribution n'est bien sûr pas disponible, aussi estimerons-nous une valeur correspondante à l'effet de la partie δ_{Traj} via la relation (5.8), où $\delta_{[n]}^M$ est la mesure réelle de l'angle de braquage des roues avant à l'instant n et $\delta_{Deviation[n]}$ est la contribution de la partie "écarts et glissement" de la loi de commande, définie par la relation (5.5).

$$\delta_{[n]}^R = \delta_{[n]}^M - \delta_{Deviation[n]} \quad (5.8)$$

- H : Horizon de prédiction. C'est le temps (constant dans notre cas) dans le futur sur lequel est appliqué l'algorithme de prédiction. Ce paramètre a une grande importance en pratique sur le comportement de l'algorithme prédictif. Dans le cas discret qui nous occupe, l'horizon de prédiction est choisi comme un entier (n_H) correspondant au nombre d'itérations devant être faites dans le futur, pour minimiser le critère quadratique.
- δ^{Obj} : Objectif (ou consigne) futur, supposé connu. C'est la valeur de la consigne future devant être atteinte par le véhicule. En principe, une valeur de cette consigne peut être extraite à chaque point de coïncidence dans le futur ($n, n+1, \dots, n+n_H$). Cette valeur est directement reliée à la valeur de la courbure future par la relation (5.9). Dans cette équation, N est tel que $N \in [n+1, \dots, n+n_H]$ et N_s , représente l'abscisse curviligne équivalente à l'itération N dans le futur. En pratique, N_s est calculé en utilisant la vitesse curviligne : $N_s = \dot{s}N$

$$\delta_{[N]}^{Obj} = \arctan(L.c(s + N_s)) \quad (5.9)$$

- δ^{Ref} : Trajectoire de référence souhaitée pour atteindre la consigne finale $\delta_{[n+n_H]}^{Obj}$. Celle-ci, choisie par l'utilisateur, définit la dynamique souhaitée pour que le processus rejoigne la consigne future. Classiquement, on choisit ici un premier ordre comme dans la relation (5.10) où $i \in [0; n_H]$ et $\gamma \in [0; 1[$. Ce dernier constitue un paramètre permettant de définir la réactivité de la trajectoire de référence et donc de la commande.

$$\delta_{[n+i]}^{Obj} - \delta_{[n+i]}^{Ref} = \gamma^i [\delta_{[n]}^{Obj} - \delta_{[n]}^R] \quad (5.10)$$

En pratique, il est possible de définir la trajectoire de référence uniquement en fonction de l'objectif final et non par rapport à l'ensemble de la consigne déterminée sur l'horizon H . La trajectoire de référence est définie dans ce cas par l'équation (5.11)

$$\delta_{[n+i]}^{Ref} = \delta_{[n+n_H]}^{Obj} - \gamma^i [\delta_{[n]}^{Obj} - \delta_{[n]}^R] \quad (5.11)$$

- $\hat{\delta}^R$: Sortie prédite du processus. Cette variable constitue la réponse future du processus à une séquence de commande définie, connaissant le modèle d'évolution du processus (i.e équations (5.6)).

5.4.2.2 Critère de minimisation

Étant donné les notations introduites précédemment, l'objectif de la commande prédictive fonctionnelle est de trouver une séquence de commande ($\delta^C(n \dots n+n_H)$) optimale sur l'horizon

de prédiction, c'est-à-dire une commande à chaque point de coïncidence (ici confondu avec les itérations n, \dots, n_H). Le critère d'optimalité est la norme du carré de la différence à chaque point de coïncidence entre la trajectoire de référence et la sortie prédite du processus. Numériquement, le critère à minimiser (noté D) est défini par :

$$D(n) = \sum_{i=0}^{n_H} \left[\hat{\delta}_{[n+i]}^R - \delta_{[n+i]}^{Ref} \right]^2 \quad (5.12)$$

D'un point de vue physique, il s'agit de minimiser l'écart entre le comportement souhaité dans le futur et son comportement possible compte tenu du modèle de processus disponible. Une représentation graphique du critère D est proposée sur la figure 5.6.

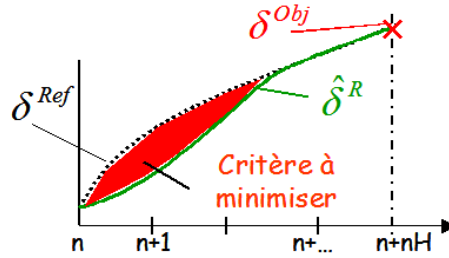


FIG. 5.6 – Représentation graphique du critère à minimiser

5.4.2.3 Structuration de la commande future $\delta_{[n+i]}^C$

Afin de pouvoir réaliser la minimisation du critère $D(n)$ défini précédemment, une structure de commande doit être choisie. La commande future, à un instant $n + i$, avec $i \in [0 \dots n_H]$, est donc définie comme une combinaison linéaire de fonctions choisies au préalable, appelées fonctions de base, indépendantes entre elles. Notons ces fonctions $\{\delta_{Bk}^C\}$, avec $k \in [1, \dots, n_B]$. La commande future à un instant $n + i$ peut donc s'écrire sous la forme (5.13).

$$\delta_{[n+i]}^C = \sum_{k=1}^{n_B} \mu_k(n) \delta_{Bk}^C(i) \quad (5.13)$$

Comme le montre la relation (5.13) les coefficients μ_k ne dépendent que de n (l'instant présent) et sont donc considérés comme constants sur l'horizon de prédiction. Considérant cette structuration, le problème de minimisation revient à déterminer les coefficients $\mu_k(n)$ (avec $k \in [1, \dots, n_B]$) de la combinaison linéaire, plutôt que la commande complète. Seule la première commande ($\delta_{[n]}^C$) de la séquence $([\delta_{[n]}^C, \delta_{[n+1]}^C, \dots, \delta_{[n+n_H]}^C])$ sera appliquée :

$$\delta_{[n]}^C = \sum_{k=1}^{n_B} \mu_k(n) \delta_{Bk}^C(0) \quad (5.14)$$

L'équation (5.14) implique donc que le choix des fonctions de base doit être réalisé de manière à ce qu'au moins une des fonctions soit non nulle pour $i = 0$. Cela signifie qu'il est nécessaire qu'il existe au moins un $k \in [1, \dots, n_B]$ tel que $\delta_{Bk}^C(0) \neq 0$. D'après [Ric93b], le choix des fonctions de base est prépondérant pour les performances de l'algorithme et dépend de l'application visée. Classiquement, une base polynomiale est choisie, telle que définie par l'équation (5.15), avec la convention que $i^0 = 1$ lorsque $i = 0$. Ce choix a été réalisé pour l'application considérée.

$$\delta_{Bk}^C(i) = i^{k-1} \quad (5.15)$$

5.4.2.4 Minimisation du critère $D(n)$

Considérons maintenant la réponse prédite de l'actionneur ($\hat{\delta}^R$). Celle-ci peut être séparée en deux termes additifs, l'un correspondant à la réponse forcée du système (noté $_F\hat{\delta}^R$, résultant d'une commande δ^C appliquée sur le système), et l'autre constituant la réponse libre du système, noté $_L\hat{\delta}^R$, dépendant des états précédents. A chaque instant $n+i$ dans le futur, la réponse prédite du bas niveau peut donc s'écrire sous la forme définie par (5.16).

$$\hat{\delta}_{[n+i]}^R = {}_L\hat{\delta}_{[n+i]}^R + {}_F\hat{\delta}_{[n+i]}^R \quad (5.16)$$

L'expression (5.16) peut être explicitée, compte tenu des expressions des réponses libres et forcées définies par (5.17), calculées en utilisant la dynamique du bas niveau donnée par le système (5.6) avec les valeurs choisies par (5.7) issues de l'identification.

$${}_L\hat{\delta}_{[n+i]}^R = C.F^i.X_{[n]}^\delta \quad {}_F\hat{\delta}_{[n+i]}^R = \mu(n)^T \hat{\delta}_B^R(i) \quad (5.17)$$

Pour ne pas alourdir la description de l'algorithme, le terme de réponse forcée sera explicité au chapitre 5.4.2.6. Reportons à présent les définitions des réponses libres et forcées (5.17) dans la définition de la réponse future du système (5.16), puis injectons la dans l'expression du critère à minimiser donnée par (5.12). Ceci nous amène au critère quadratique défini par (5.18).

$$D(n) = \sum_{i=0}^{n_H} \left\{ \mu(n)^T \hat{\delta}_B^R(i) + C.F^i.X_{[n]}^\delta - \delta_{[n+i]}^{Ref} \right\}^2 \quad (5.18)$$

Dans cette dernière expression, $D(n)$ est une fonction de la variable de contrôle $\mu(n)$ dépendant uniquement de l'instant n . Notons à présent $d(n+i)$ la différence entre la trajectoire de référence et la réponse libre du système.

$$d(n+i) = \delta_{[n+i]}^{Ref} - C.F^i.X_{[n]}^\delta \quad (5.19)$$

Ceci nous amène à l'expression :

$$D(n) = \sum_{i=0}^{n_H} \left\{ \mu(n)^T \hat{\delta}_B^R(i) - d(n+i) \right\}^2 \quad (5.20)$$

Il s'agit donc de trouver le vecteur $\mu(n)$ (ou le scalaire si $n_B=1$) minimisant (5.20). Étant donné l'expression de $D(n)$ (définie comme une paraboloïde), cette fonction admet un minimum lorsque la dérivée partielle de cette expression par rapport à la variable μ s'annule. La dérivée partielle de $D(n)$ par rapport à $\mu(n)$ est explicitée dans (5.21) avec sa condition de nullité :

$$\sum_{i=0}^{n_H} \left\{ \mu(n)^T \hat{\delta}_B^R(i) - d(n+i) \right\} \hat{\delta}_B^R(i) = 0 \quad (5.21)$$

ce qui est équivalent à :

$$\left\{ \sum_{i=0}^{n_H} \left(\hat{\delta}_B^R(i) \hat{\delta}_B^R(i)^T \right) \right\} \mu(n) - \sum_{i=0}^{n_H} \left(d(n+i) \hat{\delta}_B^R(i) \right) = 0 \quad (5.22)$$

Posons alors R_1 et R_2 comme suit :

$$\begin{aligned} R_1 &= \sum_{i=0}^{n_H} \left(d(n+i) \hat{\delta}_B^R(i) \right) \\ R_2 &= \left[\sum_{i=0}^{n_H} \left(\hat{\delta}_B^R(i) \hat{\delta}_B^R(i)^T \right) \right] \end{aligned} \quad (5.23)$$

avec R_1 un vecteur de dimension $n_B \times 1$ et R_2 une matrice carrée de dimension n_B . En supposant que R_2 est inversible, nous obtenons alors la solution de la minimisation, autrement dit le $\mu_{opt}(n)$ (vecteur de dimension $n_B \times 1$) solution du problème :

$$\mu_{opt}(n) = \min_{\mu(n)} [D(\mu(n))] \quad (5.24)$$

L'expression du $\mu_{opt}(n)$ est reportée dans l'équation (5.25).

$$\mu_{opt}(n) = R_2^{-1} R_1 \quad (5.25)$$

Sachant que la commande finalement appliquée au processus est la première de la séquence de commande calculée sur l'horizon de prédiction ($\delta_{[n]}^C$ donnée par (5.14)), l'expression générale de la commande à appliquer au système, issue de l'algorithme de prédiction PFC, est égale à (5.26) :

$$\begin{aligned} \delta_{Traj}^{Pred} &= \delta_{[n]}^C = [\mu_{opt}(n)]^T \delta_B^C(0) \\ \delta_{Traj}^{Pred} &= \left[\left[\sum_{i=0}^{n_H} \left(\hat{\delta}_B^R(i) \hat{\delta}_B^R(i)^T \right) \right]^{-1} \sum_{i=0}^{n_H} \left(d(n+i) \hat{\delta}_B^R(i) \right) \right]^T \delta_B^C(0) \end{aligned} \quad (5.26)$$

Cette expression constitue la commande appliquée à l'actionneur d'angle de braquage issue de la commande prédictive afin d'assurer la convergence de la courbure de la trajectoire du véhicule vers la courbure de la trajectoire de référence, compte tenu du modèle de l'actionneur. Par contre, l'expression de $\mu(n)$, l'équation (5.26) ne prend effectivement pas en compte, ni les glissements, ni les écarts (latéral et angulaire) du véhicule par rapport à la trajectoire à suivre, supposés être pris en compte par la partie $\delta_{Deviation}$.

5.4.2.5 Terme d'auto-compensation

En toute rigueur, les algorithmes définissant la commande prédictive à modèle intègrent un terme d'auto-compensation, permettant de prendre en compte les erreurs de modèle (i.e écart entre la sortie prédite et celle mesurée). Dans la commande PFC, ce terme noté e , est défini par (5.27), où δ^P est la sortie du modèle de processus, obtenue par le système (5.6).

$$e = \delta^R - \delta^P \quad (5.27)$$

Le but est de corriger la sortie prédite du système des incertitudes de modèle par la relation :

$$\hat{\delta}_{[n+i]}^R = \delta_{[n+i]}^P + \hat{e}_{[n+i]} \quad (5.28)$$

Dans (5.28) le terme $\hat{e}_{[n+i]}$ est une extrapolation de l'erreur à l'instant $n+i$ dans le futur entre modèle et prédiction calculée à l'instant présent n . Dans une première approximation, cette erreur peut être considérée comme égale à celle enregistrée à l'instant n (extrapolation d'ordre zéro).

Dans l'algorithme de prédiction, ce terme d'auto-compensation intervient dans la définition de la sortie prédite définie par (5.16), qui doit s'écrire, compte tenu de cette correction comme (5.29) et est ensuite intégré dans l'expression (5.19) de définition du terme $d(n+i)$.

$$\hat{\delta}_{[n+i]}^R = {}_L \hat{\delta}_{[n+i]}^R + {}_F \hat{\delta}_{[n+i]}^R + \hat{e}_{[n+i]} \quad (5.29)$$

Dans notre cas, nous ne tiendrons pas compte du terme issu de l'auto-compensation. Tout d'abord, parce que la sortie mesurée du système ne résulte pas uniquement de l'algorithme de prédiction : l'expression (5.8) permettant de retrouver un angle de braquage mesuré résultant de la commande prédictive reste approximative. D'autre part, en nous replaçant dans le contexte global du suivi de trajectoire, nous disposons d'un deuxième terme, adaptatif, attaché aux glissements et erreurs de suivi. Dans le calcul des glissements associé à ce terme, la différence entre la modélisation et le comportement réel est déjà prise en compte. Ainsi, la compensation de l'erreur entre modèle et processus réel pourra être assurée par le terme $\delta_{Deviation}$ et ne nécessite donc pas l'ajout d'un terme compensateur dans la partie asservissement de courbure δ_{Traj} ici présentée.

5.4.2.6 Explicitation de l'expression de la réponse forcée

Reprenons ici l'expression de la commande prédictive à appliquer pour l'asservissement de la courbure du véhicule (5.26). Afin d'être plus explicite, considérons la structure de commande choisie par l'expression (5.15). En effet, au vu de l'expression de R_2 , ce terme dépend uniquement du choix des fonctions de base, du choix de l'horizon de prédiction n_H et des propriétés de l'actionneur. Ainsi, si nous considérons que l'horizon de prédiction est constant, R_2 (et par conséquent R_2^{-1}) est constant quelles que soient les sorties et les entrées du processus. La loi de commande prédictive relative à l'asservissement de la courbure peut donc être explicitée en fonction du choix de la structure de commande.

Calculons ici le vecteur $\hat{\delta}_B^R(i)$ pour un instant donné i , dont chaque élément correspond à la réponse forcée du système à l'une des entrées de la base $\delta_{Bk}^C(i)$ appliquées jusqu'à l'instant i . Compte tenu du modèle (5.6), nous savons que, pour $i > 2$:

$$\begin{aligned} X_{[n+i]}^\delta &= F.X_{[n+i-1]}^\delta + K.\delta_{[n+i-1]}^C \\ X_{[n+i]}^\delta &= F^2.X_{[n+i-2]}^\delta + F.K.\delta_{[n+i-2]}^C + K.\delta_{[n+i-1]}^C \end{aligned} \quad (5.30)$$

et par récurrence :

$$X_{[n+i]}^\delta = F^i.X_{[n]}^\delta + \sum_{j=0}^i F^{i-j}.K.\delta_{[n+i-1-(i-j)]}^C \quad (5.31)$$

Dans (5.31), le premier terme conduit à la réponse libre du système ${}_L\hat{\delta}_{[n+i]}^R$ tel que défini par (5.17). Nous pouvons ainsi obtenir la sortie prédite du processus sous les actions des commandes générées par les fonctions de base, connaissant l'état à l'instant n :

$$\hat{\delta}_{[n+i]}^R = {}_L\hat{\delta}_{[n+i]}^R + \sum_{j=0}^i C.F^{i-j}.K.\delta_{[n+j-1]}^C \quad (5.32)$$

L'expression de la réponse forcée $\hat{\delta}_B^R(i)$ peut alors être déduite, en décomposant le deuxième terme de l'expression (5.32), sur la base $[\delta_{B1}^C \dots \delta_{Bn_B}^C]$ pour les instant allant de n à $n+i$. Il vient :

$$\hat{\delta}_B^R(i) = \left[\sum_{j=0}^i C.F^{i-j}.K.\delta_{B1[n+j-1]}^C \quad \dots \quad \sum_{j=0}^i C.F^{i-j}.K.\delta_{Bn_B[n+j-1]}^C \right]^T \quad (5.33)$$

Cette expression montre bien que la réponse forcée dépend uniquement du choix des fonctions de base et du modèle de processus considéré. Les termes $\hat{\delta}_B^R(i)$ peuvent donc être calculés en dehors de la boucle de prédiction, et le terme R_2 est bien constant quel que soit l'état du système. Ainsi, pour un horizon de prédiction de 0.8s, les termes R_2^{-1} sont reportés sur le tableau 5.2, pour des fonctions de base polynomiales comme données par (5.15), en fonction du degré n_B .

Degré	terme R_2^{-1}
$n_B=1$	0.1617
$n_B=2$	$\begin{bmatrix} 1.1430 & -0.3292 \\ -0.3292 & 0.1143 \end{bmatrix}$
$n_B=3$	$\begin{bmatrix} 3.4006 & -2.8256 & 0.4144 \\ -2.8256 & 2.8725 & -0.4575 \\ 0.4144 & -0.4575 & 0.0759 \end{bmatrix}$

TAB. 5.2 – Explicitation numérique du terme R_2^{-1} pour le cas expérimental considéré

5.4.3 Extension du bas niveau à la prise en compte de l'inertie

Comme nous l'avons déjà précisé, l'objectif de la commande prédictive est l'asservissement de la courbure de la trajectoire du véhicule à la courbure de la trajectoire à suivre. En toute rigueur, l'inertie du véhicule a une influence non négligeable sur cette tâche. Les considérations géométriques permettant d'obtenir la relation (5.2) n'en rendent pas compte. Normalement, l'asservissement de courbure doit relier la courbure de la trajectoire de référence à la vitesse de lacet du véhicule et non uniquement à l'angle de braquage. Lorsqu'on adopte un point de vue purement cinématique, on utilise la relation (5.2) car la vitesse de lacet $\dot{\theta}$ est alors directement reliée à δ , sans régime transitoire. Afin de pouvoir intégrer l'inertie du véhicule dans le modèle cinématique pour la prendre en compte dans l'asservissement de courbure, nous développons ci-après le concept d'**angle de braquage inertiel**, noté δ_{Dyn} . L'objectif est ici de montrer comment l'action prédictive peut permettre de compenser implicitement les retards liés à l'inertie du véhicule, et de quelle manière, l'inertie peut être explicitement incluse dans les équations de prédiction développées précédemment.

5.4.3.1 Notion d'angle de braquage inertiel

L'idée majeure intervenant dans la définition de l'angle de braquage inertiel réside dans l'intégration des effets inertiels à l'intérieur du modèle du bas niveau, donné par le système (5.6), permettant ainsi de conserver le point de vue cinématique privilégié jusqu'ici. Cette variable virtuelle relie l'expression de la vitesse de cap extraite par un modèle dynamique de véhicule à un angle de braquage équivalent dans une vision cinématique. Pour être plus explicite, considérons le modèle dynamique présenté dans la partie modélisation (système d'équation (3.11) page 49) explicitant l'accélération angulaire du véhicule, et où δ^R est l'angle réel appliqué au véhicule (réponse de l'effecteur), rappelé par (5.34).

$$\ddot{\theta}_{Dyn} = \frac{1}{I_{zz}} [L^R C^R \beta^R - L^F C^F \beta^F \cos \delta^R] \quad (5.34)$$

De cette équation, compte tenu de la totalité du modèle, il est possible d'en déduire une évolution de la vitesse de cap du véhicule (voir plus loin pour l'explicitation d'une fonction de transfert), notée ici $\dot{\theta}_{Dyn}$ en fonction de l'angle de braquage réel δ^R . En considérant à présent la relation cinématique reliant l'angle de braquage du véhicule à la vitesse angulaire dans le modèle cinématique étendu MOP (système (3.32)), on peut alors relier la vitesse angulaire issue de ce modèle dynamique à un angle de braquage virtuel équivalent dans une approche cinématique.

Ainsi, sous l'hypothèse que la vitesse ne s'annule pas et en considérant qu'en pratique, δ_{Dyn} est contenu dans l'intervalle $]-\frac{\pi}{4}; \frac{\pi}{4}[$, la relation (5.35) permet de donner l'expression de définition suivante de l'angle de braquage inertiel :

$$\delta_{Dyn} = \arctan\left(\frac{L\dot{\theta}_{Dyn} + \tan\beta_{Cin}^R}{v \cos(\beta_{Cin}^R)}\right) - \beta_{Cin}^F \quad (5.35)$$

où β_{Cin}^F et β_{Cin}^R sont les dérivées intervenant dans le modèle cinématique étendu estimées par les équations (3.41).

L'angle de braquage dynamique est l'angle équivalent pour un modèle cinématique, à la vitesse de lacet du véhicule dans un point de vue dynamique (prenant en compte des phénomènes dynamiques négligés dans une modélisation cinématique).

Cette définition nous permet ainsi de faire la liaison entre modèle cinématique (éventuellement étendu MOV ou MOP) et une approche dynamique, ce qui permet d'introduire l'inertie du véhicule au sein de la modélisation du bas niveau et non dans l'ensemble du modèle. Au vu de la définition précédente de l'angle de braquage inertiel, la tâche d'asservissement de courbure par commande prédictive à modèle doit alors permettre la convergence de δ_{Dyn} (au lieu de l'angle de braquage réel δ^R) vers la consigne δ^C , en tenant compte de la courbure future. Le modèle de bas niveau à utiliser pour la commande prédictive prenant en compte les propriétés de l'actionneur et l'inertie peut alors être résumé par la figure 5.7.

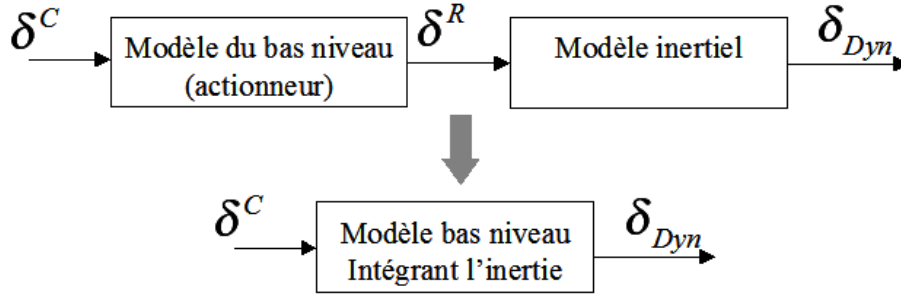


FIG. 5.7 – Intégration des phénomènes inertiels dans le modèle de commande prédictive

Pour l'algorithme de prédiction, il s'agit alors de substituer au modèle du bas niveau (5.6) un nouveau modèle, conservant la description de la réponse de l'actionneur et intégrant l'inertie du véhicule. Pour ce faire, il est alors nécessaire de déterminer des équations d'évolution (ou une fonction de transfert) permettant de lier l'angle de braquage réel δ^R à l'angle de braquage inertiel δ_{Dyn} . Un modèle complet, reliant δ^C à δ_{Dyn} , c'est-à-dire reliant la consigne à la vitesse de lacet, pourra alors être utilisé.

5.4.3.2 Réponse de l'angle inertiel à l'angle réel de braquage

Afin de déterminer la relation entre l'angle de braquage réel et l'angle inertiel, le modèle dynamique simplifié (3.11) déterminé au chapitre 3 est repris et rappelé par le système (5.36).

$$\begin{cases} \dot{V}_G &= \frac{1}{m} (C^F \beta^F \sin(\delta^R - \beta) - C^R \beta^R \sin \beta) \\ \ddot{\theta}_{Dyn} &= \frac{1}{I_{zz}} [L^R C^R \beta^R - L^F C^F \beta^F \cos \delta^R] \\ \dot{\beta} &= -\frac{1}{m V_G} [C^F \beta^F \cos(\beta - \delta) + C^R \beta^R \cos \beta] - \dot{\theta}_{Dyn} \\ \beta^R &= \beta - \frac{L^R}{V_G} \dot{\theta}_{Dyn} \\ \beta^F &= \beta - \delta + \frac{L^F}{V_G} \dot{\theta}_{Dyn} \end{cases} \quad (5.36)$$

Il s'agit de trouver dans un premier temps la fonction de transfert reliant la vitesse de lacet, exprimée ici par une relation dynamique comme (5.34) et l'angle de braquage réel δ^R . La relation de définition de l'angle de braquage dynamique permettra ensuite de retrouver la fonction reliant δ_{Dym} à δ^R . Afin de simplifier le système (5.36), considérons que les angles de dérive (β , β^F ainsi que β^R) sont petits, ainsi que l'angle de braquage δ^R . Le modèle dynamique peut alors être linéarisé sous la forme (5.37).

$$\begin{cases} \dot{V}_G = \frac{1}{m} (C^F \beta^F (\delta^R - \beta) - C^R \beta^R \beta) & (a) \\ \ddot{\theta}_{Dym} = \frac{1}{I_{zz}} [L^R C^R \beta^R - L^F C^F \beta^F] & (b) \\ \dot{\beta} = -\frac{1}{mV_G} [C^F \beta^F + C^R \beta^R] - \dot{\theta}_{Dym} & (c) \\ \beta^R = \beta - \frac{L^R}{V_G} \dot{\theta}_{Dym} & (d) \\ \beta^F = \beta - \delta^R + \frac{L^F}{V_G} \dot{\theta}_{Dym} & (e) \end{cases} \quad (5.37)$$

Sous cette hypothèse, calculons la quantité $[L^R C^R \beta^R - L^F C^F \beta^F]$ de la ligne (b) de l'équation (5.37) par le biais des lignes (d) et (e). Il vient :

$$\begin{cases} L^R C^R \beta^R = L^R C^R \beta - \frac{(L^R)^2 C^R}{V_G} \dot{\theta}_{Dym} \\ L^F C^F \beta^F = L^F C^F \beta - L^F C^F \delta^R + \frac{(L^F)^2 C^F}{V_G} \dot{\theta}_{Dym} \end{cases} \quad (5.38)$$

$$\Rightarrow I_{zz} \ddot{\theta}_{Dym} = (L^R C^R - L^F C^F) \beta - \frac{(L^F)^2 C^F + (L^R)^2 C^R}{V_G} \dot{\theta}_{Dym} + L^F C^F \delta^R$$

Dans l'équation finale de (5.38), la dérivée de la vitesse de lacet ($\ddot{\theta}$) est une équation différentielle du premier ordre par rapport à la vitesse de cap, dépendant non seulement de δ^R (relation recherchée), mais aussi de la dérive globale du véhicule. Reprenons l'expression simplifiée (5.38) et plaçons-nous dans le domaine de Laplace. En notant $\dot{\theta}_{Dym}(p)$, $B(p)$ et $\Delta^R(p)$ les transformées de Laplace respectivement de $\dot{\theta}_{Dym}$, β et δ , il vient :

$$p I_{zz} \dot{\theta}_{Dym}(p) = (L^R C^R - L^F C^F) B(p) - \frac{(L^F)^2 C^F + (L^R)^2 C^R}{V_G} \dot{\theta}_{Dym}(p) + L^F C^F \Delta^R(p) \quad (5.39)$$

Soit, en récrivant sous forme de fonction de transfert :

$$\dot{\theta}_{Dym}(p) = F^{21}(p) B(p) + F^{22}(p) \Delta^R(p)$$

$$\text{avec } F^{21}(p) = \frac{(L^R C^R - L^F C^F)}{I_{zz} p + \frac{(L^F)^2 C^F + (L^R)^2 C^R}{V_G}} \quad \text{et} \quad F^{22}(p) = \frac{L^F C^F}{I_{zz} p + \frac{(L^F)^2 C^F + (L^R)^2 C^R}{V_G}} \quad (5.40)$$

Considérons à présent la ligne (c) de l'équation (5.37), ainsi que les lignes (d) et (e), il est possible de définir une équation différentielle sur β :

$$m V_G \dot{\beta} = -(C^F + C^R) \beta - \left[\frac{L^F C^F - L^R C^R}{V_G} + m V_G \right] \dot{\theta}_{Dym} + C^F \delta^R \quad (5.41)$$

Ce qui nous donne, en passant dans le domaine de Laplace :

$$m V_G p B(p) = -(C^F + C^R) B(p) - \left[\frac{L^F C^F - L^R C^R}{V_G} + m V_G \right] \dot{\theta}_{Dym}(p) + C^F \Delta^R(p) \quad (5.42)$$

Ce qui nous permet d'obtenir la relation (5.43)

$$B(p) = F^{23}(p) \dot{\theta}_{Dym}(p) + F^{24}(p) \Delta^R(p)$$

$$\text{avec } F^{23}(p) = -\frac{L^R C^R - L^F C^F + m V_G^2}{m V_G^2 p + (C^F + C^R) V_G} \quad \text{et} \quad F^{24}(p) = \frac{C^F}{m V_G p + (C^F + C^R)} \quad (5.43)$$

En reportant le résultat du calcul intermédiaire (5.43) dans l'expression (5.40), une fonction de transfert peut alors être déduite entre la vitesse de lacet et l'angle de braquage réel. Par suite, une relation peut être construite entre l'angle de braquage consigne δ^C et l'angle de braquage dynamique δ_{Dyn} :

$$\begin{aligned}\dot{\Theta}_{Dyn}(p) &= F_{Dyn}(p)\Delta^R(p) \\ \text{avec } F_{Dyn}(p) &= \frac{F^{21}F^{24}+F^{22}}{1-F^{21}F^{23}}\end{aligned}\quad (5.44)$$

Compte tenu des données constructeurs (relative à L^F et L^R) et au vu des observations permettant de trouver des valeurs pertinentes pour C^F et C^R , la quantité $L^R C^R - L^F C^F$ peut être considérée comme nulle par rapport aux autres termes. Par conséquent, compte tenu des équations (5.40) et (5.43), nous obtenons que la fonction de transfert $F^{21}(p)$ est nulle. Par conséquent, en reprenant la fonction de transfert (5.44), une relation simplifiée peut être déduite :

$$\begin{aligned}\dot{\Theta}_{Dyn}(p) &= F_{Dyn}^S(p)\Delta^R(p) \\ \text{avec } F_{Dyn}^S(p) &= F^{22}(p)\end{aligned}\quad (5.45)$$

Ensuite la relation avec l'angle de braquage dynamique peut être extraite en utilisant la définition (5.35). Un modèle d'évolution entre l'angle de braquage réellement appliqué sur le véhicule δ^R et l'angle de braquage dynamique peut donc être extrait, que la quantité $L^R C^R - L^F C^F$ soit ou non négligée.

5.4.3.3 Simulation de l'angle de braquage inertiel

La relation entre l'angle de braquage inertiel et l'angle de braquage réel peut être mise en évidence par simulation du modèle (5.36) en toute rigueur (i.e. sans l'hypothèse de petits angles qui permettrait de déduire la forme linéaire (5.37)). C'est ce qui est proposé ici, en utilisant les paramètres dynamiques définis sur le tableau 5.3 et une vitesse longitudinale d'avance constante et égale à 6km.H⁻¹.

Données constructeur		Données calculées	
Masse	5500kg	Distance centre de gravité-essieu avant L^F	1353mm
Empattement L	2876 mm	Rigidité de dérive avant C^F	10000 N
Inertie	14000kg.m ²	Rigidité de dérive arrière C^R	11000 N

TAB. 5.3 – Paramètres utilisés pour la simulation

Sous ces conditions, la figure 5.8 montre l'évolution de l'angle de braquage dynamique, déduit de la vitesse de lacet obtenue par simulation du système (5.36), en réponse à un échelon d'angle de braquage réel. Cette figure permet de montrer en premier lieu que l'angle de braquage inertiel défini par la relation (5.35) converge bien, en régime établi, vers l'angle de braquage réel δ^R . De plus, la forme de la réponse de δ_{Dyn} à un échelon de δ^R vérifie bien l'évolution classique enregistrée pour un système du premier ordre (convergence exponentielle, et pas de tangente nulle au début de l'échelon), ce qui valide l'expression (5.45). Notons qu'ici, la fonction de transfert pourrait être trouvée par identification (après simulation des équations).

Comme nous pouvons le constater dans les équations (5.45) et (5.44), une relation permettant d'obtenir un modèle d'évolution pour l'angle de braquage inertiel fait nécessairement intervenir

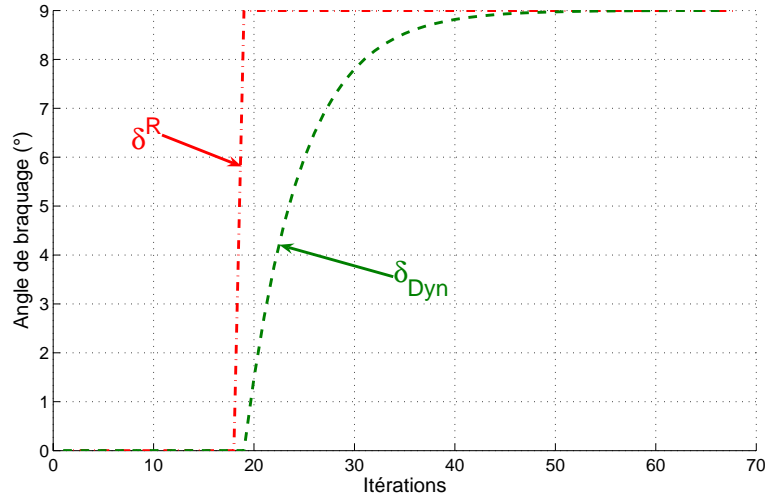


FIG. 5.8 – Réponse de l'angle de braquage inertiel à un échelon d'angle de braquage réel

les valeurs des rigidités de dérive, grandeurs variables et difficiles à estimer, ainsi que la position du centre de gravité. Le régime transitoire de δ_{Dyn} est en effet dépendant de ces paramètres, comme le montre la comparaison présentée sur la figure 5.9. Les différentes courbes correspondent à des simulations similaires à celle de la figure 5.8, pour les différentes valeurs des rigidités de dérive et de positions du centre de gravité, recensées sur le tableau 5.4.

	Cas N1	Cas N2	Cas N3	Cas N4	Cas N5
L^F	1353mm	1353mm	500mm	2000mm	2000mm
C^F	10000N	5000N	10000N	10000N	5000N
C^R	5000N	10000N	10000N	10000N	10000N

TAB. 5.4 – Variation considérée des paramètres dynamiques

Tout d'abord, il peut être constaté que dans chaque cas, l'évolution de l'angle dynamique correspond à un premier ordre. La variation envisagée des paramètres influe sur le temps de montée, mais pas sur la valeur finale atteinte en régime permanent. Nous voyons également que la détermination de ces paramètres est importante, puisque de fortes variations du temps de montée sont enregistrées suivant les cas de simulation.

5.4.3.4 Interaction avec l'algorithme de prédiction

A partir du moment où nous connaissons un modèle de bas niveau intégrant l'inertie, il est possible de substituer celui-ci au modèle envisagé (5.6) qui concerne uniquement la réponse de l'actionneur. Il est alors possible d'intégrer le modèle modifié du bas niveau - dont l'ordre devient égal à 3 - au sein de l'algorithme de prédiction, comme sur la figure 5.7. Toutefois, les paramètres intervenant dans ce modèle (inertie, rigidités de dérive, masse, position du centre de gravité) doivent être connus. Pour éviter l'estimation de ces paramètres, qui de toute façon sera approximative pour les rigidités de dérive (qui sont variables dans le temps), le modèle de bas niveau basé uniquement sur les propriétés de l'actionneur est conservé. La mise en œuvre du modèle de bas niveau modifié par l'intermédiaire de l'angle de braquage inertiel n'est cependant pas écartée et fera l'objet de développements futurs.

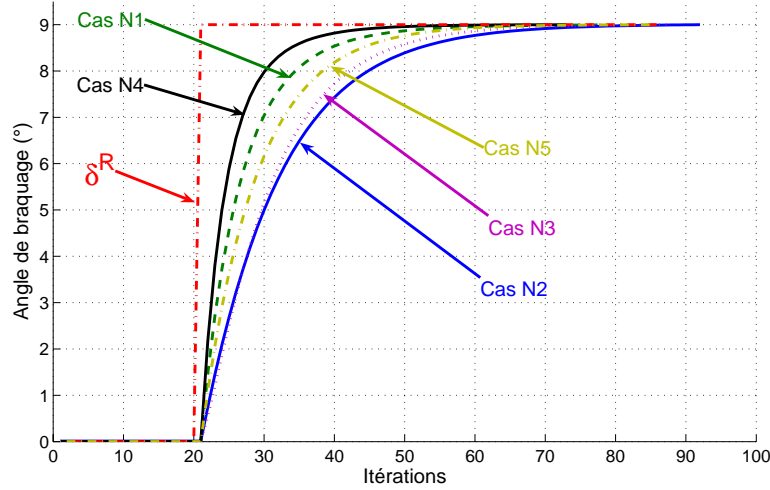


FIG. 5.9 – Réponse de l'angle de braquage inertiel à un échelon d'angle de braquage réel

L'influence de l'inertie est alors interprétée comme une incertitude sur le modèle de l'actionneur. Afin de tenir compte de ce retard supplémentaire, nous chercherons à voir dans quelle mesure les paramètres intrinsèques à la commande prédictive (horizon de prédiction H , paramètre γ , degré de commande n_B) peuvent permettre de compenser les effets inertiels.

5.5 Résultats simulés sur l'angle de braquage

Dans cette section, des résultats de simulations sont présentés, concernant uniquement la partie trajectoire de la loi de commande (δ_{Traj}). La consigne théorique est connue d'avance (sachant que la courbure est connue) et est choisie comme une fonction du second ordre (comme décrit par la figure 5.10) entre les itérations 40 à 80. Sur cette figure, la réponse du bas niveau à cette consigne est également représentée en trait interrompu bleu. Comme nous pouvons le constater, cette consigne constitue une variation admissible pour le bas niveau dont les paramètres sont définis dans le tableau 5.1. Dans chaque cas, le bas niveau choisi pour effectuer le calcul de l'algorithme prédictif est celui sans retard pur, considéré comme équivalent aux paramètres réels de la réponse de l'actionneur (l'inertie est négligée). En revanche, le modèle utilisé pour simuler l'actionneur prend bien en compte le retard pur. Afin d'étudier l'influence des différents paramètres, plusieurs simulations utilisant la commande générale présentée par l'équation (5.26) sont présentées, en fonction du choix réalisé sur l'évolution future de la consigne.

On cherchera au travers de ces simulations à caractériser l'influence des différents paramètres sur le comportement de l'algorithme prédictif. En outre, comme nous avons pu le voir dans la section 5.4.3, l'inertie du véhicule a un impact non négligeable sur l'asservissement de courbure et peut être considérée comme une incertitude sur le modèle de l'actionneur. Nous chercherons donc, au travers des différents réglages, à rendre l'algorithme relativement robuste par rapport à de telles incertitudes.

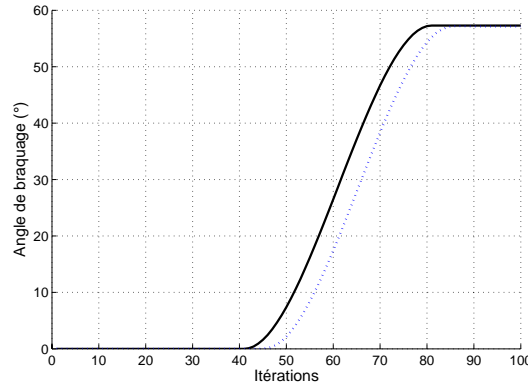
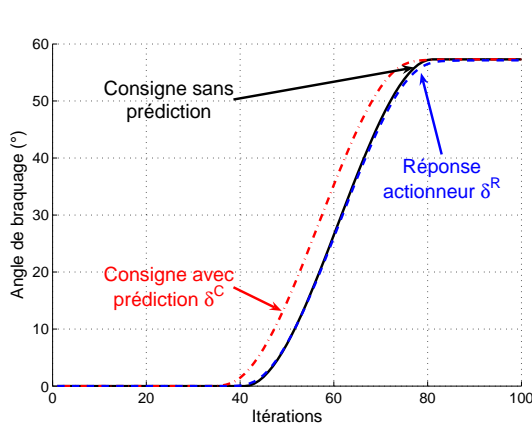
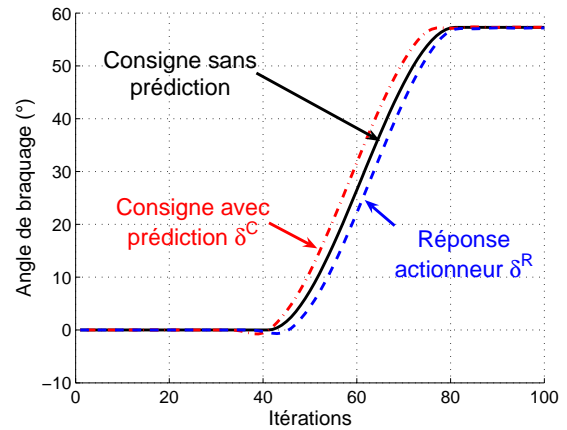


FIG. 5.10 – Pseudo échelon et réponse du bas niveau sans prédiction

5.5.1 Consigne future réelle

Dans un premier temps, optons pour le choix le plus naturel d'une consigne future δ^{Obj} calculée à chaque point de coïncidence en fonction de la courbure réelle de la trajectoire à suivre. Dans cette simulation, l'horizon de prédiction est fixé comme étant égal au temps de montée du processus intégré dans le modèle d'actionneur utilisé dans l'algorithme de prédiction (0.8s soit $n_H=8$). Le paramètre réglant la trajectoire de référence pour la sortie prédite a été choisi égal à 0.2 ($\gamma = 0.2$). Sur les figures 5.11(a) et 5.11(b) sont représentés les signaux de commande issus du calcul (5.26) (en trait mixte rouge) pour des fonctions de base de degré 1 ou 2, ainsi que la sortie du processus sous l'effet de ces commandes en trait bleu interrompu. La consigne désirée est rappelée en trait plein noir.

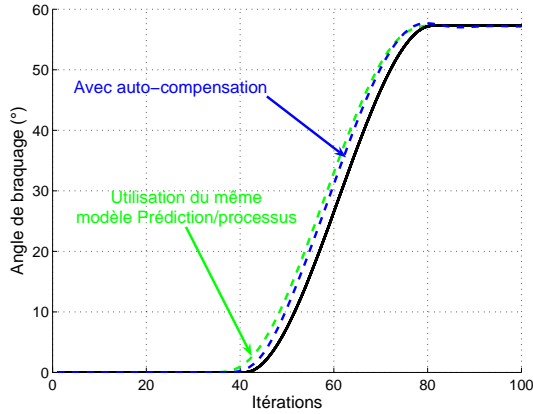
(a) Fonction de base : $n_B=1$ (b) Fonction de base : $n_B=2$ FIG. 5.11 – Simulation avec $n_H=8$, $\gamma=0.2$, sans auto-compensation. Modèle de processus différent du modèle prédiction

Tout d'abord, nous pouvons constater que sous l'effet de la commande prédictive, la commande est anticipée et la réponse du bas niveau est ainsi bien plus proche de la consigne initialement envoyée au processus qu'il ne l'était sur la figure 5.4. L'intérêt d'utiliser un principe

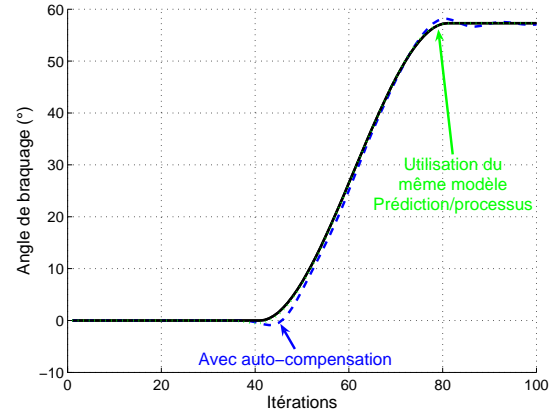
prédictif dans de telles conditions (consigne connue à l'avance et connaissance du modèle de processus) est bien validé. Nous pouvons ensuite remarquer que pour cet horizon de prédiction, la commande obtenue pour $n_B=1$ permet un résultat beaucoup plus proche de l'évolution souhaitée que le résultat sous la commande utilisant les fonctions de base de degré 2 ($n_B=2$). Ceci est dû au fait que le processus simulé n'est pas exactement le même que le processus utilisé pour construire l'algorithme de prédiction.

Afin de s'en convaincre, la figure 5.12(b) présente une simulation similaire à celle décrite sur la figure 5.11(b), avec en trait interrompu bleu le résultat obtenu en utilisant le terme d'auto-compensation (ne pouvant être utilisé en pratique) et en trait pointillé vert le résultat en utilisant le même modèle pour le processus simulé et l'algorithme de prédiction. Nous pouvons ainsi constater que si le modèle est parfaitement connu, l'utilisation de fonction de bases de degré 2 est cette fois très pertinente. Par ailleurs, il est possible de noter sur la figure 5.12(b), l'effet oscillatoire de l'introduction d'un terme d'auto-compensation. Ceci vient du fait que dans ce cas, ce terme est introduit avec une extrapolation de degré 0 dans l'horizon de prédiction (i.e. $\hat{e}_{[n+i]} = e_{[n]}, \forall i \in [0..n_H]$). Comme il est spécifié dans [Ric93b], le terme d'auto-compensation devrait être extrapolé suivant une loi dépendant des variations observées pour l'application. Nous ne détaillerons pas plus ce point, étant donné que ce terme sera négligé par la suite.

Si l'utilisation d'un terme d'auto-compensation permet de réduire l'écart pour des fonctions de base de degré 2, en revanche, le résultat observé avec des fonctions de base de degré 1 ($n_B=1$) conduit à une précision dégradée (Cf figure 5.12(a)), que le modèle utilisé pour la prédiction soit parfaitement égal au processus simulé ou censé être corrigé par le terme d'auto-compensation. Ceci n'est pas tant dû à la précision du modèle qu'au choix de l'horizon de prédiction.



(a) Fonction de base : $n_B=1$

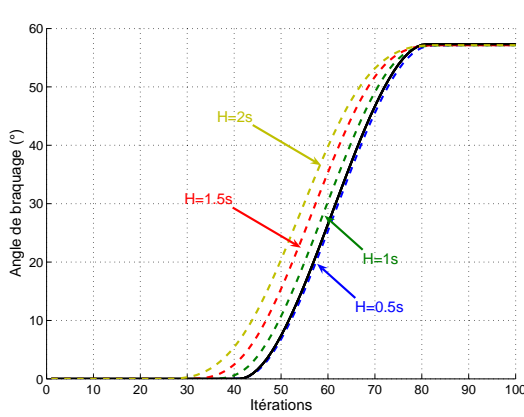


(b) Fonction de base : $n_B=2$

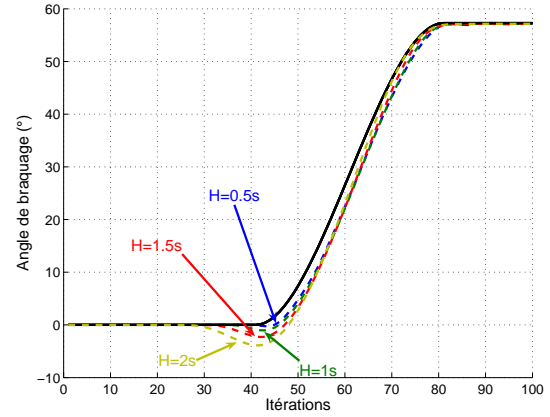
FIG. 5.12 – Simulation avec $n_H=8$, $\gamma=0.2$, avec auto-compensation ou modèle processus égal au modèle prédiction

En effet, compte tenu de la structure de commande, la sensibilité du résultat au choix de H est bien plus importante dans le cas où $n_B=1$ que dans le cas où $n_B=2$. Ce fait est mis en évidence par les figures 5.13(a) et 5.13(b). Il apparaît très clairement sur ces figures que l'influence de l'horizon de prédiction sur le moment où la commande commence à agir sur la sortie du processus est fondamentale pour le cas $n_B=1$. En revanche, pour un choix $n_B=2$, le

résultat est quasiment indépendant de H et est alors quasiment exclusivement conditionné par la pertinence du modèle.



(a) Fonction de base : $n_B=1$



(b) Fonction de base : $n_B=2$

FIG. 5.13 – Simulation avec $H=0.5, 1, 1.5, 2s$ et $\gamma=0.2$, étude de la variabilité en fonction de l'horizon de prédiction

5.5.2 Consigne future choisie (constante ou linéaire)

Dans la section précédente, la courbure de la trajectoire de référence (permettant d'obtenir la consigne) était extraite à chaque point de coïncidence sur l'horizon de prédiction. Pour les simulations présentées dans cette section, le calcul de la consigne à chaque point de coïncidence est désormais effectué en extrapolant la consigne finale (au bout de l'horizon de prédiction $n+n_H$). Ici, deux cas sont considérés, le cas où la consigne future est considérée comme constante sur l'ensemble de l'horizon H (figure 5.14(a) - extrapolation de degré 0) et le cas où la consigne est considérée comme linéaire en fonction du point de coïncidence (voir figure 5.14(b) - extrapolation de degré 1). Ce calcul de consigne sur H comporte tout d'abord des avantages d'un point de vue de la programmation, puisque la position future du véhicule ne doit être prédite qu'une seule fois. Par ailleurs, cette consigne future permet de jouer sur la réactivité de l'algorithme. En effet, la mise en place du cas où la consigne est constante sur l'horizon impose un échelon de consigne et donc permettra une réponse plus rapide de l'algorithme.

Même si ce choix permet un réglage supplémentaire au sein de l'algorithme prédictif, le cas de la consigne choisie comme une extrapolation linéaire de la consigne finale permet d'obtenir des résultats très comparables au cas de la consigne réelle, calculée à chaque point de coïncidence. Nous n'explicitons donc pas ici de tels résultats. Toutefois, nous pouvons en déduire que le calcul de la consigne future réelle à chaque point de coïncidence n'est pas nécessaire pour ce type d'évolution et que le calcul de la consigne future à n_H suffit pour retrouver des résultats similaires.

Considérons à présent le cas de la consigne choisie comme constante. Dans ce cas, la sensibilité du résultat vis-à-vis du choix de l'horizon de prédiction est bien plus grande que dans le cas précédent, même pour une structure de commande de degré 2. Afin de nous en convaincre, les figures 5.15(a) et 5.15(b) représentent les résultats de la sortie du processus bas niveau en fonction

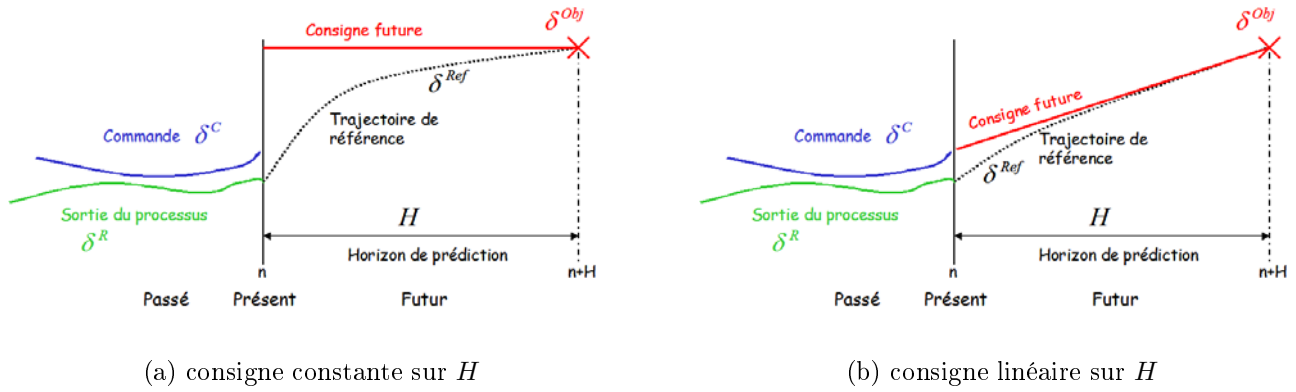
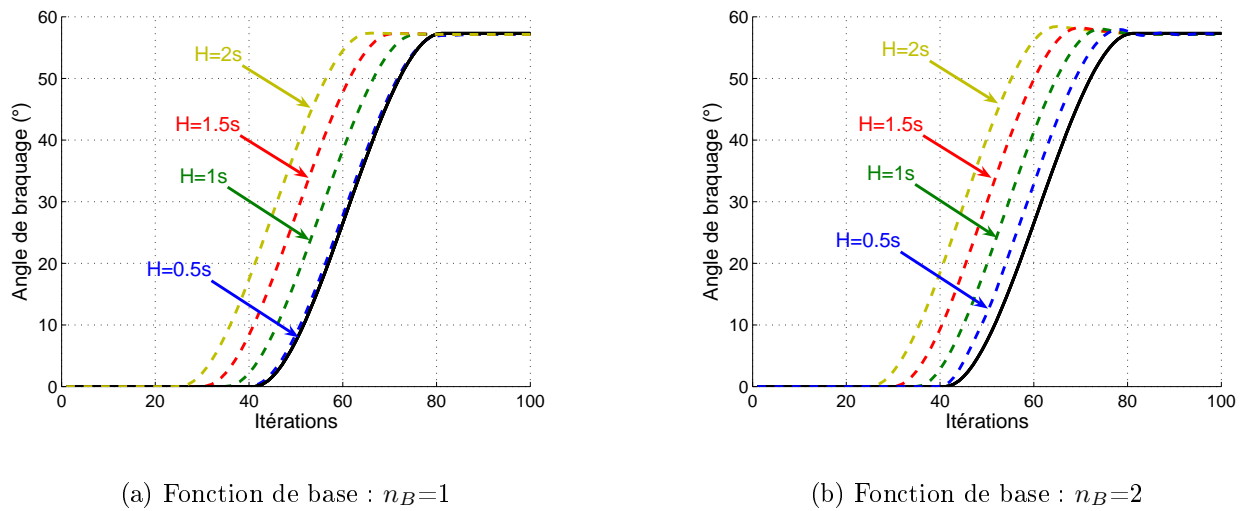


FIG. 5.14 – Schéma de la commande prédictive à consigne choisie


 FIG. 5.15 – Simulation avec $n_H=5, 10, 15, 20$ et $\gamma=0.2$, étude de la variabilité en fonction de l'horizon de prédiction

du choix de l'horizon de prédiction. Dans une telle configuration, le résultat est beaucoup moins dépendant de la précision du modèle que de l'horizon de prédiction. Un tel choix pour la consigne future peut donc être effectué dans l'hypothèse où les paramètres du modèle sont mal connus, ou enregistrent de fortes variabilités. Dans un tel contexte les paramètres de réglage du principe PFC (n_H et γ) ont donc une importance prépondérante.

5.5.3 Influence du paramètre γ

Reprenons les conditions de simulations précédentes (consigne future choisie comme constante et degré de la structure de commande $n_B=1$), cas le plus dépendant des paramètres de réglage de l'algorithme prédictif. Fixons l'horizon de prédiction à 0.5s et faisons varier le paramètre γ , introduit par l'équation (5.10). Celui-ci permet de régler la forme de la trajectoire de référence devant être suivie par le bas niveau. Ce paramètre influe donc sur la réactivité de l'algorithme. La figure 5.16 présente les résultats comparés pour différentes valeurs de γ .

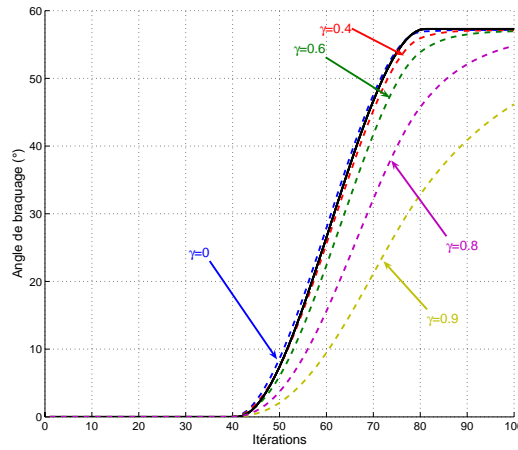


FIG. 5.16 – Influence du paramètre γ , $n_H=5$, $n_B=1$

Ainsi, plus le paramètre γ est élevé, plus la trajectoire de référence choisie rallie doucement l'objectif futur $\delta_{[n+n_H]}^{Obj}$. Par conséquent, le temps de réponse est plus élevé (réaction plus douce de l'angle de braquage). Un tel paramètre peut être utilisé pour moduler la réponse de l'algorithme dans le cas d'un choix d'horizon de prédiction trop important avec une structure de commande de degré 1 et une consigne choisie constante. Ceci peut se relever particulièrement utile dans le cas où le modèle de processus est mal connu.

5.5.4 Intérêt d'une approche robuste vis-à-vis d'incertitudes de modèle

Pour mettre en évidence l'intérêt des réglages de l'algorithme prédictif pour prendre en compte les effets dynamiques négligés dans le modèle, la figure 5.17 présente des résultats de simulation qui intègrent l'angle de braquage inertiel dans la simulation de l'actionneur. La consigne souhaitée est la même que dans les simulations de la section 5.4. Trois réglages différents de la commande prédictive sont simulés : le premier (en trait pointillé rouge) permet de montrer la réponse de l'angle inertiel sans prédiction, le second (en trait mixte vert) est représentatif des mêmes réglages que précédemment (lorsque l'inertie est négligée), enfin, le troisième réglage (en

trait interrompu bleu) montre la réponse de δ_{Dyn} , pour les mêmes paramètres que précédemment, mais en augmentant l'horizon de prédiction.

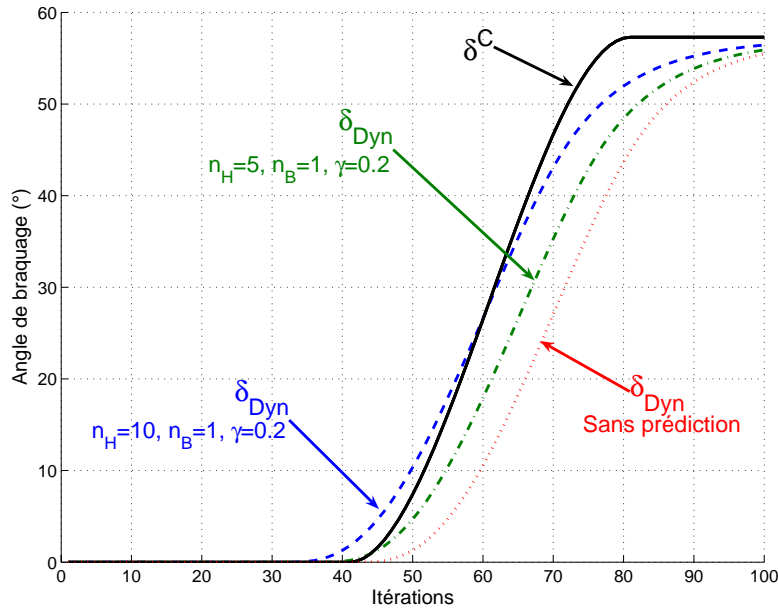


FIG. 5.17 – Apport de l'algorithme de prédiction, avec un modèle prenant l'inertie en compte

Le dernier réglage fournissait un résultat moins proche de la consigne dans le cas où le même modèle est utilisé pour la simulation et pour la commande prédictive, mais il est plus satisfaisant lorsque les effets inertiels sont pris en compte. Nous voyons que, en jouant sur l'horizon de prédiction, il est possible d'obtenir une réponse relativement proche de la consigne désirée (en trait plein noir), sans avoir à estimer les paramètres dynamiques. La robustesse de la commande prédictive vis-à-vis des phénomènes inertiels peut ainsi être obtenue en jouant sur les réglages de l'algorithme PFC.

Nous pouvons constater que la mise en place d'une action prédictive, permet de réduire le retard lié au temps de réponse de l'actionneur, mais également de réduire dans une large mesure les effets de l'inertie.

5.6 Équations des lois de commande complètes

Après avoir introduit et étudié la commande prédictive pour la partie asservissement de courbure, nous reprenons ici la loi de commande assurant le suivi de trajectoire dans son ensemble.

5.6.1 Schéma général

Comme il est décrit par l'équation (5.5), l'algorithme prédictif d'asservissement de courbure développé précédemment ne s'applique qu'au terme de la loi de commande δ_{Traj} , principalement déterminé par la courbure de la trajectoire de référence (trajectoire réelle devant être suivie par le véhicule). Afin de construire la loi de commande globale, le terme issu de l'algorithme prédictif δ_{Traj}^{Pred} calculé par l'équation (5.26) doit être substitué au terme δ_{Traj} . La figure 5.18 présente un

synoptique de cet algorithme.

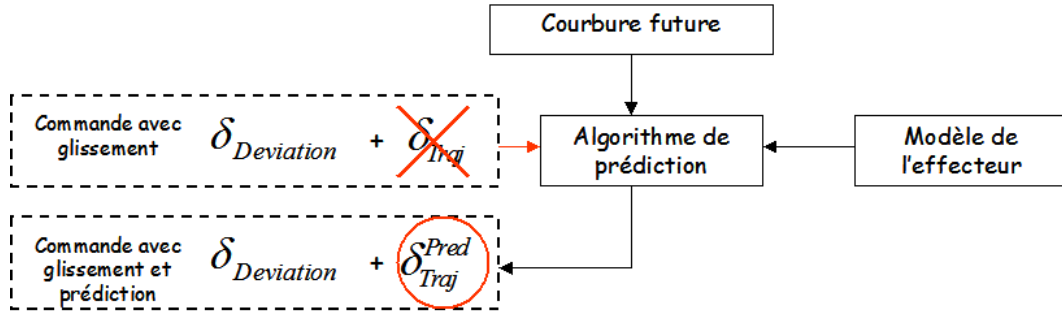


FIG. 5.18 – Algorithme de suivi avec prédiction et glissement

5.6.2 Loi de commande linéarisée exacte prédictive OBS-MOP

5.6.2.1 Expression de la commande adaptative et prédictive

Compte tenu du synoptique présenté précédemment, reprenons la loi de commande OBS-MOP définie par l'équation (4.17), ainsi que la séparation effectuée par l'équation (5.5), et le résultat obtenu par l'algorithme de prédiction (5.26). L'expression de la loi de commande globale est donc :

$$\delta_{MOP}^{Pred} = \left[\left[\sum_{i=0}^{n_H} \left(\hat{\delta}_B^R(i) \hat{\delta}_B^R(i)^T \right) \right]^{-1} \sum_{i=0}^{n_H} \left(d(n+i) \hat{\delta}_B^R(i) \right) \right]^T \delta_B^C(0) + \arctan\left(\frac{v}{1+uv+u^2}\right) - \beta^F$$

$$\text{avec} \quad \left\{ \begin{array}{l} d(n+i) = \delta_{[n+i]}^{Ref} - C.F^i.X_{[n]}^\delta \\ \delta_{[n+i]}^{Ref} = \delta_{[n+n_H]}^{Obj} - \gamma^i \{ \delta_{[n]}^{Obj} - \delta_{[n]}^R \} \\ u = \frac{L}{\cos \beta^R} c(s) \frac{\cos \tilde{\theta}_2}{\alpha} \\ v = \frac{L}{\cos \beta^R} A \frac{\cos^3 \tilde{\theta}_2}{\alpha^2} + \tan \beta^R \\ \tilde{\theta}_2 = \tilde{\theta} + \beta^R \\ \alpha = 1 - c(s)y \\ A = -K_d \alpha \tan \tilde{\theta}_2 - K_p y + c(s) \alpha \tan^2 \tilde{\theta}_2 + \frac{dc(s)}{ds} y \tan \tilde{\theta}_2 \end{array} \right. \quad (5.46)$$

L'équation (5.46) constitue la loi de commande prédictive, prenant en compte le phénomène de glissement par linéarisation exacte et utilisant une approche adaptative à modèle d'observation. Celle-ci dépend des entrées et des paramètres de réglage définis par le tableau 5.5.

Variables		Paramètres	
y	Écart latéral à la trajectoire	(K_P, K_D)	Gains (similaire à des gains PD)
$\tilde{\theta}$	Écart angulaire à la trajectoire	v	vitesse du véhicule
$c(s + N_s), c(s)$	Courbures future et présente	n_H	Horizon de prédiction
β^R	Dérive arrière (glissement)	γ	Réactivité de la prédiction
β^F	Dérive avant (glissement)		

TAB. 5.5 – Variables et paramètres de la loi de commande (5.46)

5.6.2.2 Discussion

En toute rigueur, cette loi de commande ne permet pas une convergence exacte de l'écart latéral en régime établi vers zéro. En effet, le terme $\delta^{Traj} = \arctan(u)$, présent avant l'introduction de la prédiction et dépendant de la dérive arrière (voir équation (5.3)) est substitué par un terme convergeant vers $\delta_{[n+n_H]}^{Obj}$, défini par l'équation (5.9) dans lequel les glissements sont négligés. En régime permanent (courbure et glissement constants), un biais sera donc observé. Dans les conditions de simulation envisagées dans le chapitre précédent, un tel écart peut être évalué à 1mm durant la trajectoire à courbure constante - ce qui est négligeable. Pour compenser cet effet, nous pouvons considérer comme constants les glissements et écarts sur l'horizon de prédiction (ce qui est vrai en régime établi), et appliquer ainsi comme expression de l'objectif au bout de l'horizon de prédiction l'expression :

$$\delta_{[n+n_H]}^{Obj} = \arctan\left(\frac{L}{\cos \beta^R} c(s + n_H) \frac{\cos \tilde{\theta}_2}{\alpha}\right) \quad (5.47)$$

Ceci permet de retrouver une convergence rigoureuse sur zéro pour les simulations théoriques. En pratique, cette imprécision n'a que peu d'influence sur le résultat final, compte tenu des incertitudes et bruits de mesure. Nous introduirons le terme défini par (5.47) dans les simulations pour des raisons d'esthétique, mais les glissements dans la définition de l'objectif futur seront négligés dans les expérimentations.

Le choix de la séparation de la loi de commande et de l'application de l'algorithme sur une partie de la commande OBS-MOP comme défini précédemment s'explique par le fait qu'il est impossible de déterminer les consignes futures pour l'actionneur (car les glissements et les écarts à la trajectoire du véhicule sont inconnus). Il peut être envisagé d'appliquer l'algorithme PFC à l'ensemble du modèle du véhicule et de l'actionneur, mais un tel choix ne semble pas judicieux. En effet, dans un tel cas, la précision de la loi de commande reposerait essentiellement sur le terme d'auto-compensation (évoqué au paragraphe 5.4.2.5) qui intégrerait dans ce cas les glissements et fixerait donc en grande partie la dynamique du système. De plus la difficulté de trouver les objectifs futurs serait un problème important vis-à-vis de phénomènes intervenant rapidement et surtout compte tenu de la définition des glissements.

Dans l'approche présentée ici, nous avons préféré découpler la loi de commande entre des phénomènes intervenant en temps réel et non prévisibles (i.e glissement et écarts à la trajectoire liés à des phénomènes non modélisés) et des phénomènes prévisibles dont l'évolution future peut être connue (retards de l'actionneur et induit par l'inertie du véhicule).

5.6.3 Extension aux autres approches

5.6.3.1 Commande sans prise en compte des glissements

Il est aisé de reconstruire une loi de commande prédictive dédiée à la loi de commande δ_{RSG} , définie par (2.8), à partir de la loi de commande avec prédiction (5.46) construite sur le principe OBS-MOP. En effet, comme nous l'avons vu à la section 4.5.3.2 (page 93), la loi de commande $\delta_{OBS-MOP}$ est équivalente à la loi δ_{RSG} lorsque les glissements sont nuls $((\beta^R, \beta^F) = (0, 0))$. On peut alors en déduire la loi de commande prédictive sans prise en compte des glissements :

$$\delta_{RSG}^{Pred}(y, \tilde{\theta}) = \delta_{MOP}^{Pred}(y, \tilde{\theta}, \beta^F = 0, \beta^R = 0) \quad (5.48)$$

L'expression fournie par (5.48) est directement celle que nous aurions obtenue si l'algorithme prédictif avait été construit avec le modèle (2.1) (donné à la page 19), en suivant les étapes présentées à la section 5.4.2, et résumées ci-après :

- Séparation de la loi de commande
- Définition d'un objectif futur et d'une trajectoire de référence pour le bas niveau
- Définition d'une structure de commande
- Minimisation du critère sur l'horizon de prédiction
- Application de la première consigne de la séquence définie par la minimisation

5.6.3.2 Commande adaptative à modèle interne avec prédiction

Une fois l'expression de la loi de commande sous hypothèse RSG (Roulement Sans Glissement) obtenue, les deux lois de commande adaptative à modèle interne en découle directement, compte tenu de leur définition. Ainsi, en utilisant l'équation (5.48), nous pouvons en déduire l'expression (5.49) définissant une telle commande :

$$\delta_{IMC}^{Pred}(y, \tilde{\theta}) = \delta_{RSG}^{Pred}(y + y_c, \tilde{\theta}) \quad (5.49)$$

Dans l'équation (5.49) le paramètre adaptatif y_c peut être défini soit par le calcul direct de convergence (IMC-DCC) soit par l'utilisation d'un simulateur en ligne temps réel (IMC-OLS). Les deux variantes peuvent donc être conservées, le module adaptatif intervenant - comme dans le chapitre précédent - à l'extérieur de la boucle d'asservissement. Il faut toutefois faire attention dans la définition (5.49), car comme dans la définition (4.1), le terme $y + y_c$ ne se substitue pas complètement à y . Les termes en y dans α_1 restent inchangés par la transformation $y \rightarrow y + y_c$.

5.7 Validation théorique

5.7.1 Choix des paramètres

Compte tenu des nombreux paramètres de réglage ajoutés par la commande prédictive (choix de la consigne future, choix de la structure de commande, et bien sûr horizon de prédiction et paramètre γ), nous n'étudierons pas ici dans le détail l'influence de tous les paramètres afin de justifier le choix finalement retenu dans cette section. Pour argumenter ce choix, des simulations additionnelles sont proposées à l'annexe C. Au final, et compte tenu de l'étude sur simulateur réalisée en annexe, l'influence des paramètres de la partie prédictive sur l'algorithme global de suivi peut être résumée par le tableau 5.6. Les choix réalisés pour notre application y sont également reportés et sont justifiés ci-après.

5.7.1.1 Gain de la loi de commande

Considérant que l'un des enjeux des travaux est de conserver la même dynamique que dans le cas de la commande sous hypothèse de roulement sans glissement, nous conserverons les mêmes valeurs que précédemment pour les gains de la loi de commande (i.e $(K_p, K_d) = (0.09, 0.6)$). De plus, ce choix a été réalisé auparavant en fonction du comportement réel du véhicule et constitue une limite à ne pas dépasser vis à vis du confort de l'opérateur.

Paramètres	Influence sur le comportement	Choix
(K_P, K_D)	Réponse de la loi de commande (distance de réponse, dépassement)	(0.09, 0.6)
Fonctions de base	Structure de la commande	polynomiale
Consigne future	Sensibilité à l'horizon de prédiction Temps de réponse	constante
n_B degré de commande	Sensibilité à l'horizon de prédiction	1
n_H horizon de prédiction	Anticipation/réactivité	Simu : 0.6s Réels : 1s
γ	Temps de réponse	0.2

TAB. 5.6 – Influence des paramètres introduits par l'algorithme PFC et choix établis

5.7.1.2 Choix de la structure de commande

Idéalement, le choix des fonctions de base considérées pour établir une structure de commande est à faire en fonction du type de réponse désiré, et donc du type de consigne pouvant être observé dans l'application (processus considéré). Plusieurs types de fonctions de base peuvent être envisagés, mais deux conditions doivent être respectées : (i) les fonctions de base doivent être indépendantes entre elles, constituant ainsi une base d'espace vectoriel ; (ii) le vecteur de commande construit doit être non nul à l'itération n ($i = 0$, application de la première séquence de commande à l'instant présent).

Sous ces deux conditions, toute structure de commande utilisant des fonctions indépendantes peut être envisagée. Le tableau 5.7 recense quelques choix possibles, dépendant nécessairement de $i \in [0, \dots, n]$.

$\begin{bmatrix} 1 \\ i \\ i^2 \\ \dots \\ i^{n_B} \end{bmatrix}$	$\begin{bmatrix} 1 \\ \sin(i) \\ \sin^2(i) \\ \dots \\ \sin^{n_B}(i) \end{bmatrix}$	$\begin{bmatrix} 1 \\ e^i \\ e^{2i} \\ \dots \\ e^{n_B i} \end{bmatrix}$
Structure polynomiale	Structure sinusoïdale	structure exponentielle

TAB. 5.7 – Structures de commande envisageables dans l'algorithme PFC

Si d'après [Ric93b], le choix des fonctions de bases revêt une importance fondamentale sur le résultat de la prédiction, la limitation (dans notre cas) du degré n_B à 1 (toutes les structures envisagées ici sont alors égales) ou 2, réduit considérablement l'impact de ce choix sur le résultat. En effet, plusieurs types de structure ont été ici testés, qui ne modifient que très légèrement le résultat de l'algorithme PFC. Pour les cas où $n_B > 1$, nous optons en simulation pour une structure polynomiale.

5.7.1.3 Choix de la consigne future et du degré de la structure de commande n_B

Ces deux éléments permettent de définir la dépendance de l'algorithme vis-à-vis de l'horizon de prédiction. En effet, en fonction des choix réalisés, il est possible de privilégier soit la connaissance du processus (résultats relativement indépendants de l'horizon de prédiction pour $n_B=2$ et consigne future réelle), soit les autres paramètres de réglage de l'algorithme de prédiction : n_H et γ . Il est ainsi possible de régler la loi de commande en fonction de la confiance accordée au modèle disponible du processus.

Dans le cas présent, nous disposons d'un modèle très précis et fiable de l'actionneur (puisque l'asservissement du bas niveau a été étudié et que des essais peuvent être facilement mis en œuvre). Toutefois, comme nous l'avons vu au chapitre 5.4.3, nous pouvons considérer que l'inertie du véhicule, et le retard qu'elle induit dans l'installation d'un régime permanent sur la courbure du véhicule (équivalente à la vitesse de lacet), peut être interprétée comme une fonction de transfert additionnelle bas niveau (Cf. angle de braquage inertiel - δ_{Dym} - introduit précédemment). Par conséquent, le modèle utilisé dans la commande prédictive doit finalement être considéré comme imprécis. Le réglage le moins dépendant du modèle est donc choisi. Le degré de la structure sera donc égal à 1 ($n_B=1$) et la consigne future sur l'horizon de prédiction sera considérée comme constante. Ce choix implique donc que le réglage de l'horizon de prédiction revêt une importance prépondérante (comme l'a montré la figure 5.17).

5.7.1.4 Choix de l'horizon de prédiction et du paramètre γ

Compte tenu du choix précédent, ces deux paramètres ont ici un effet prépondérant. Concernant l'horizon de prédiction, le choix le plus naturel serait de prendre comme valeur le temps de réponse du modèle, assurant ainsi un objectif juste atteint au bout de cet horizon. Toutefois, le choix des autres paramètres rend l'algorithme prédictif très réactif et un horizon inférieur au temps de réponse du modèle doit être envisagé pour des formes de consigne admissibles par le bas niveau (voir figure 5.15(a)). C'est pourquoi le choix de $H=0.6s$ est réalisé pour les simulations. En ce qui concerne le cas des expérimentations réelles, cette valeur doit être augmentée afin de tenir compte de la dynamique du véhicule (principalement l'inertie) ainsi que des phénomènes non modélisés. En fonction des outils embarqués à bord du véhicule expérimental, cette valeur sera réglée entre 0.8 et 1s (en général c'est cette dernière valeur qui sera utilisée).

Afin de moduler dans une certaine mesure l'effet d'avance généré par une valeur trop importante de l'horizon de prédiction, une valeur de γ non nulle est choisie, égale à 0.2. Une telle valeur permet d'adoucir le comportement de l'algorithme PFC, sans toutefois écraser complètement la réponse du processus (voir figure 5.16 pour observer visuellement l'influence de γ)

5.7.2 Résultats simulés

Cette section a pour but de montrer au travers de quelques simulations l'apport du module prédictif sur le suivi de trajectoire. Dans cette section, les simulations seront effectuées exclusivement avec des phénomènes de glissement indexés sur l'angle de braquage simulé (comme dans le chapitre 4 et rappelé par (5.50)). La vitesse du véhicule est constante et égale à $8.4km.H^{-1}$.

$$\begin{cases} \beta^F &= -0.2\delta \\ \beta^R &= 0.15\delta \end{cases} \quad (5.50)$$

5.7.2.1 Trajectoire de référence admissible et paramètres

La trajectoire considérée pour ces simulations est représentée sur la figure 5.19 et constitue une généralisation de la trajectoire utilisée dans le chapitre 4 (présentée sur la figure 4.10) pour qu'elle soit admissible par le véhicule simulé (compte tenu de sa non holonomie et des paramètres du bas niveau considéré). Ainsi, il n'y a plus de saut de courbure : celui-ci a été remplacé par une variation de courbure comparable à la forme de la consigne représentée sur la figure 5.10. Une fois, la transition de courbure passée, la courbure de la trajectoire demeure constante et égale à 10.3m (correspondant à un angle de braquage nominal sans glissement de 15°).

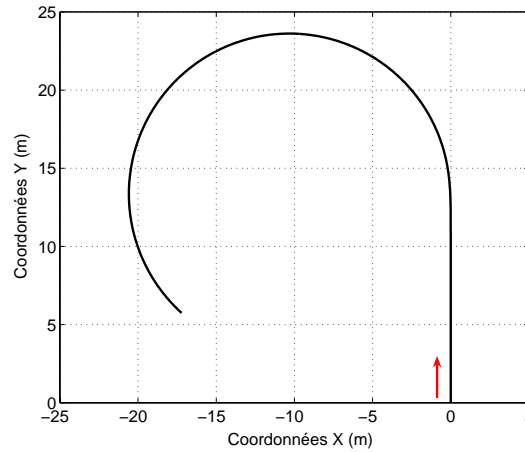


FIG. 5.19 – Trajectoire admissible utilisée pour la validation de la prédiction

Une telle trajectoire, puisque admissible par le véhicule, constitue de fait une référence atteignable à tout moment par la loi de commande. Pour introduire en partie une influence due aux effets inertiels, la fonction de transfert simulant la réponse de l'actionneur sur le véhicule simulé est modifiée, afin d'avoir un temps de réponse plus long que l'identification qui a été faite du bas niveau. Ainsi, ces propriétés sont :

- Retard pur : 200ms
- Temps de réponse : 0.9s
- Dépassement : 3.5%

Les résultats théoriques relatifs à l'utilisation d'un modèle exact dans la loi de commande prédictive sont fournis à l'annexe C, de même que les résultats obtenus avec un degré de commande n_B supérieur à 1.

5.7.2.2 Apport de δ_{MOP}^{Pred} par rapport à δ_{MOP} sur l'erreur de suivi

Dans cette première simulation, où nous nous plaçons dans un cas non idéal (le modèle utilisé pour le calcul de la loi prédictive est différent de celui utilisé pour la simulation), l'effet anticipatif du module prédictif peut être observé : le dépassement enregistré dans le cas sans prédiction est considérablement réduit. Sur la figure 5.20, sont représentés :

- en trait mixte vert, l'erreur de suivi avec la loi de commande δ_{MOP}^{Pred}
- en trait interrompu bleu, la même loi sans prédiction (δ_{MOP})
- en trait plein noir, l'écart latéral obtenu par la loi δ_{RSG} (sans glissement ni prédiction)

Le dépassement maximal enregistré dans le cas de la prédiction pendant la phase transitoire (entre les abscisses 12 et 25m) est de 3cm, alors que pour le cas sans prédiction, celui-ci atteint une valeur de 17cm (en valeur absolue), ce qui constitue un gain de précision considérable. Toutefois, le suivi n'est pas parfait, puisqu'un dépassement résiduel est enregistré. Ceci est dû au fait que nous ne sommes pas dans les conditions théoriques d'application de l'algorithme prédictif. En effet, en premier lieu, le modèle utilisé pour le calcul de la partie prédictive est différent de celui utilisé pour la simulation (afin de tenir compte de l'inertie). Deuxièmement, des glissements sont introduits et interviennent de manière assez rapide, faisant appel à la partie $\delta_{Deviation}$, non concernée par l'algorithme prédictif. Enfin, le pas de simulation utilisé pour décrire le mouvement du véhicule est différent de la période d'échantillonnage utilisée pour la commande, ce qui rend la simulation différente du cas purement théorique. Sous ces conditions, la loi de commande permet bien d'anticiper la variation de courbure générée au début du virage et préserve la précision du suivi de trajectoire lors de telles situations.

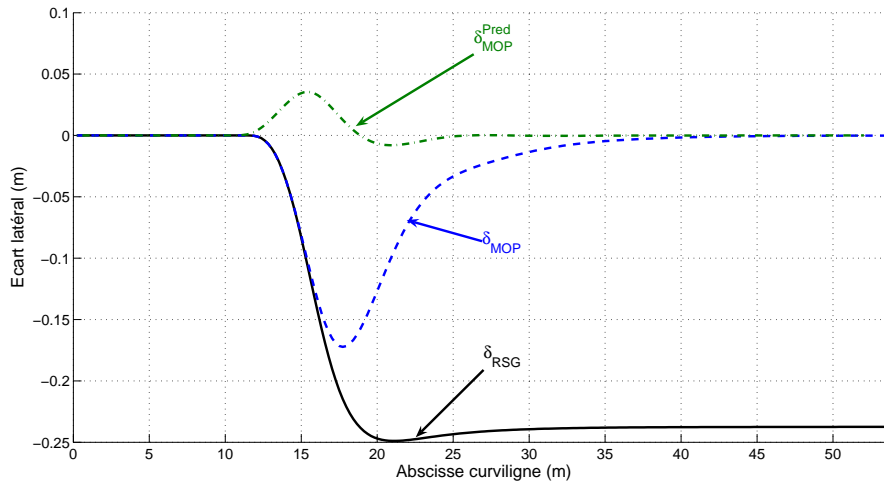


FIG. 5.20 – Comparaison des approches δ_{MOP} avec et sans prédiction

Nous pouvons par ailleurs constater que le comportement durant la phase permanente (courbure et glissement constant) demeure inchangé et que le remplacement du terme dépendant de la courbure de la trajectoire de référence par un terme prédictif dans δ_{MOP}^{Pred} ne perturbe pas le comportement de la loi de commande face à la compensation du phénomène de glissement. En effet, une fois la phase transitoire passée (après l'abscisse curviligne 25m) le véhicule demeure bien sur un écart latéral nul.

L'algorithme global permet donc bien d'annuler ou de réduire les dépassements durant les transitoires de courbure, dus aux phénomènes de retard (actionneurs ou inertiels), tout en conservant la compensation des phénomènes de glissement.

5.7.2.3 Influence de l'algorithme PFC sur l'angle de braquage

Afin d'étudier plus en détail l'action prédictive, intéressons-nous à l'effet de cette action sur l'angle de braquage. La figure 5.21 présente l'évolution des angles de braquage appliqués au véhicule simulé (et non les consignes envoyées à l'actionneur), pour la loi de commande δ_{MOP} , avec et sans prédiction.

Dans un premier temps, nous pouvons constater que l'angle de braquage imposé par la loi avec prédiction commence effectivement à évoluer dès l'apparition de la courbe (abscisse curviligne 10.4m), tandis que l'angle de braquage obtenu sans prédiction commence à réagir plus tard (à 11.8m) soit 1.4m après, ce qui correspond bien à l'horizon de prédiction de 0.6s. Cette avance permet au véhicule d'être plus proche de la trajectoire, ce qui fait que l'évolution de l'angle de braquage durant la phase transitoire est plus douce pour δ_{MOP}^{Pred} (pente moins forte dans la première partie de la phase transitoire).

Durant cette même période, le retard engendré par le bas niveau et l'inertie lors de l'utilisation de la loi de commande sans prédiction impose un écart latéral qui induit alors une évolution de consigne plus forte. Celle-ci engendre un dépassement important à l'abscisse curviligne 17.5m d'une valeur de 27° alors que la valeur de stabilisation durant le virage est de 21.8° . Le retard pur présent sur le bas niveau engendre ainsi des oscillations durant la phase transitoire avant la stabilisation autour de la valeur finale (différente de la valeur théorique sans glissement de 15° afin de compenser les glissements).

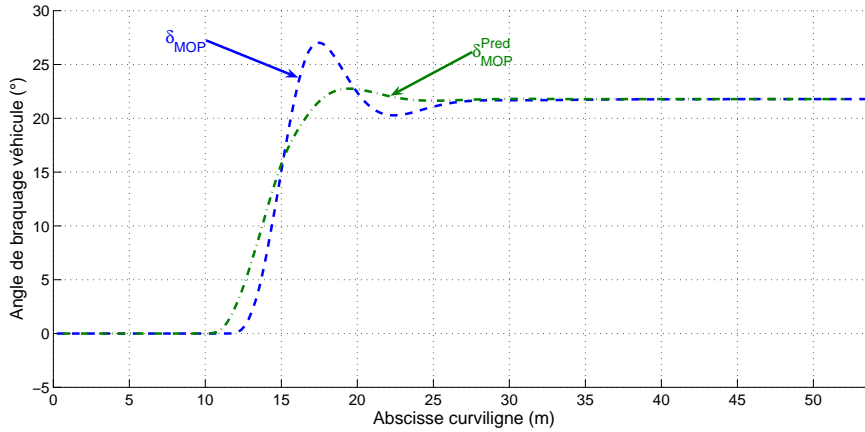


FIG. 5.21 – Comparaison des angles de braquage obtenus avec δ_{MOP}^{Pred} et δ_{MOP}

Au contraire, l'utilisation de la prédiction permet de limiter ce phénomène oscillatoire engendré par le retard pur et d'avoir ainsi une évolution de l'angle de braquage beaucoup plus douce, compte tenu de l'anticipation. De manière générale, l'algorithme prédictif permet, outre la réduction des dépassements en écart latéral, lors de suivi de courbe, d'adoucir la commande. Cette variation plus progressive de l'angle ainsi obtenue permet également de réduire la variation des paramètres de glissement (liés à l'angle de braquage). De fait, leur évolution est moins rapide ce qui permet d'augmenter la satisfaction de l'hypothèse 7 selon laquelle le paramètre de glissement arrière est lentement variable ($\dot{\beta}^R \approx 0$). La partie $\delta_{Deviation}$ de la loi de commande devient plus efficace, et donc permet d'améliorer la réponse globale du véhicule.

L'étude du comportement propre de l'angle de braquage nous permet de déduire deux effets additionnels relatifs à l'introduction du terme prédictif δ_{Traj}^{Pred} sur le comportement du véhicule. En effet, ce terme prédictif adoucit la variation d'angle de braquage, permettant d'une part d'améliorer les hypothèses sur lesquelles les lois de commande sont basées et d'autre part d'apporter plus de souplesse sur le comportement global du véhicule. Par ailleurs, dans le cadre du suivi réel, un tel comportement réduira les effets des bruits sur la commande (étant donné que les paramètres de glissement ne sont pas pris en compte dans le calcul de l'objectif futur $\delta_{[n+n_H]}^{Obj}$).

5.7.2.4 Dépendance à l'horizon de prédiction

Compte tenu des choix effectués sur les paramètres de l'algorithme de prédiction (reportés dans le tableau 5.6), la loi de commande est très sensible au choix de l'horizon de prédiction. Si ce fait est avéré pour l'algorithme de prédiction seul (δ_{Traj} uniquement), la figure 5.22 permet de confirmer cette dépendance pour la loi de commande globale ($\delta_{Traj} + \delta_{Deviation}$). En effet, nous pouvons observer que, pour des valeurs élevées de l'horizon de prédiction, un dépassement est observé de l'autre côté de la trajectoire (dépassement positif, contrairement au cas sans prédiction où le dépassement est négatif). La valeur enregistrée du dépassement durant la phase transitoire est donc fortement liée à la valeur de l'horizon de prédiction.

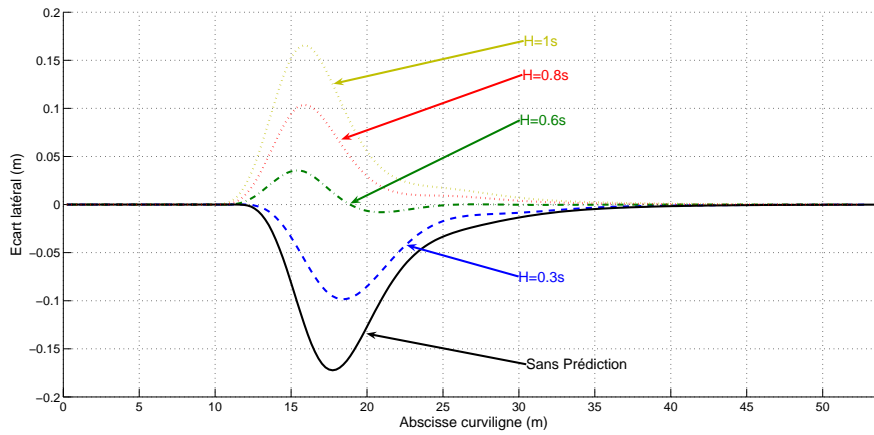


FIG. 5.22 – Sensibilité de la précision du suivi à la variation de l'horizon de prédiction

Pour cette configuration de paramètres, il convient donc de bien choisir n_H en prenant en compte le retard induit par les phénomènes non modélisés. Toutefois, dans le cas réel, cette dépendance n'est pas si forte, étant donné les bruits présents sur les différentes variables. Ainsi, un choix de l'horizon de prédiction peut s'avérer convenable pour la plupart des vitesses comprises dans une plage de 6 à 10 km.H⁻¹ et pour la plupart des outils embarqués. Il faudra toutefois modifier ce paramètre en cas de plage de vitesses différente ou d'outil plus lourd. On peut ainsi envisager de faire dépendre ce paramètre de la vitesse du véhicule. De même, des réglages prédéfinis peuvent être mémorisés en fonction des outils embarqués. Il peut même être possible d'adapter ce paramètre en ligne compte tenu des écarts enregistrés lors du suivi d'un premier virage. Nous n'envisagerons pas ici le réglage en ligne de ce paramètre, relevant plus d'un problème d'ingénierie.

5.7.2.5 Dépendance au paramètre γ

En considérant l'algorithme prédictif seul (uniquement le terme δ_{Traj}), le paramètre γ permet de définir la forme de la convergence désirée sur l'horizon de prédiction pour la sortie prédite du processus. En outre, en observant la simulation décrite par la figure 5.16, γ permet dans ce cadre, de fixer un temps de réponse sur la sortie future et par conséquent impose la réactivité du terme prédictif. Dans le cadre de la loi de commande globale ($\delta_{Pred} + \delta_{Traj}$), l'influence de ce terme n'est pas directement transposable.

En effet, si la réactivité du terme prédictif n'est pas suffisante, celui-ci va générer des écarts par rapport à la trajectoire de référence, entraînant alors une compensation de la part du terme $\delta_{Deviation}$. Par conséquent, un phénomène oscillatoire pourra être observé sur l'erreur de suivi. La figure 5.23 montre ce phénomène, pour des valeurs de γ supérieures à 0.4. Comme il est montré à l'annexe C, ce phénomène s'estompe en augmentant la valeur de l'horizon de prédiction.

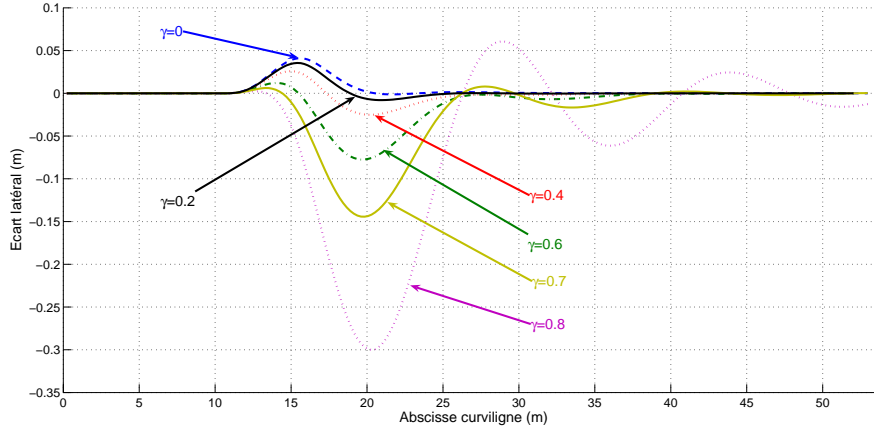


FIG. 5.23 – Sensibilité de la précision du suivi à la variation du paramètre γ à H fixé et égal à 0.6s

Ainsi, lorsque γ est faible, il conserve sa fonction de réglage de réactivité, permettant ainsi de réduire l'effet d'une trop grande valeur de l'horizon de prédiction. Nous pouvons ici le constater en comparant les valeurs $\gamma = 0$ à $\gamma = 0.4$ pour un horizon de prédiction de $H=0.6s$. En effet, lorsque $\gamma = 0$ un dépassement uniquement positif est observé (le véhicule est légèrement à l'intérieur de la courbe, à gauche de la trajectoire). En limitant la réactivité du terme prédictif (pour $\gamma = 0.4$ par exemple), il est possible de limiter ce dépassement. En contrepartie, un deuxième dépassement de sens opposé est observé.

De manière générale, il sera possible de moduler le choix de l'horizon de prédiction par le réglage du paramètre γ afin de réduire une trop grande anticipation du virage due à une trop grande valeur de n_H . Cet effet a toutefois ses limites car pouvant générer un phénomène oscillatoire sur la réponse globale du véhicule.

5.7.2.6 Comparaison des différentes lois de commande prédictives

Ces commentaires sur le réglage de l'algorithme prédictif appliqué dans un premier temps à la loi de commande δ_{MOP}^{Pred} sont également valides en ce qui concerne les autres lois de commande : principe prédictif appliqué aux deux lois adaptatives à modèle interne ainsi qu'à la loi basée sur un modèle cinématique sous hypothèse RSG. Les expressions de ces lois de commande sont définies par les équations (5.49) pour δ_{IMC}^{Pred} (avec Simulateur en ligne ou Calcul direct de convergence), et (5.48) pour δ_{RSG}^{Pred} . La figure 5.24 présente le résultat comparé des écarts de suivi de la trajectoire décrite sur la figure 5.19 sous les différents principes de commande envisagés, étendus au module prédictif. A titre comparatif, le résultat de la loi de commande δ_{RSG} (sans prédiction ni prise en compte des glissements) est représenté en trait plein noir.

Tout d'abord, nous pouvons constater que sans prise en compte des glissements, l'application du principe prédictif ne permet évidemment pas de conserver la précision durant le régime permanent. Ainsi, l'écart sous la loi de commande δ_{RSG}^{Pred} converge bien vers la même valeur que son équivalent sans prédiction : δ_{RSG} . Il est cependant intéressant de noter que la convergence vers une erreur constante se fait de façon plus douce que dans le cas sans prédiction. Par ailleurs, le dépassement observé sur δ_{RSG} à l'abscisse curviligne 21m n'a pas d'équivalent dans la version prédictive. La distance de convergence s'en trouve allongée, confirmant une variation plus progressive des paramètres de glissement (β^R et β^F , indexés sur l'angle de braquage).

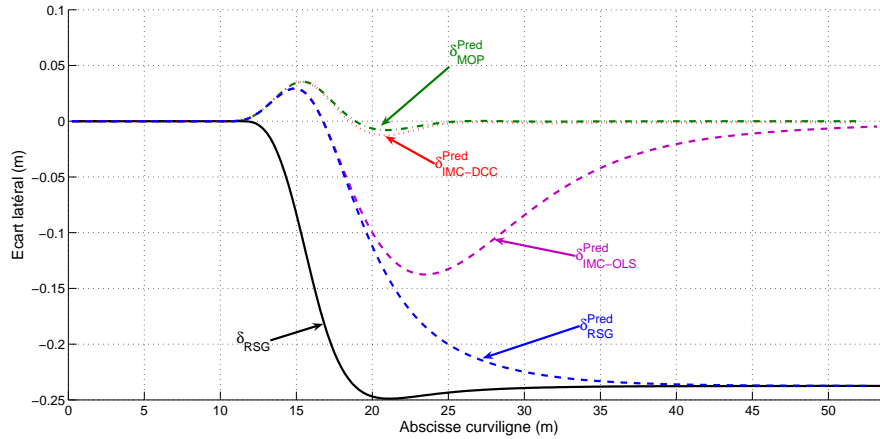


FIG. 5.24 – Comparaison des approches δ_{MOP}^{Pred} , δ_{IMC}^{Pred} , δ_{RSG}^{Pred} et δ_{RSG}

Nous pouvons également noter la similarité de comportement déjà observée auparavant entre les principes IMC-DCC et OBS-MOP qui enregistrent des réponses très proches également dans leurs versions prédictives (les courbes δ_{MOP}^{Pred} et $\delta_{IMC-DCC}^{Pred}$ sont quasiment superposées). De fait, le même comportement pourra être observé pour ces deux principes de commande en expérimentation également. Le dernier principe permettant de compenser les phénomènes de glissement (IMC-OLS) obtient dans le cas théorique de bien moins bons résultats. En effet, la courbe $\delta_{IMC-OLS}^{Pred}$ conserve un dépassement relativement important durant la phase transitoire (-14cm à l'abscisse curviligne 23.4m). Ce dépassement, comparable à celui obtenu par la commande $\delta_{IMC-OLS}$ (sans prédiction) résulte du temps d'établissement d'un paramètre de correction y_c pertinent. En effet, dans le cas de IMC-OLS, le dépassement n'était pas tant lié au retard induit par le bas niveau et l'inertie du véhicule qu'aux propriétés intrinsèques de la loi de commande (temps de réponse dépendant du temps d'établissement de y_c). La distance de convergence de ce dernier principe demeure donc très importante.

Toutefois, en régime permanent, cette loi de commande permet au véhicule de converger vers un écart latéral nul. Nous pouvons vérifier que c'est effectivement le cas pour toutes les lois prenant en compte le phénomène de glissement. Ceci permet de vérifier que l'ajout du terme prédictif ne modifie pas la validité des principes adaptatifs développés précédemment.

Finalement, nous disposons ici plus particulièrement de deux lois de commande permettant, du moins en théorie, un suivi relativement précis de trajectoire et robuste par rapport aux phases transitoires de courbure, même rapides. Nous écartons ici le principe IMC-OLS, compte tenu du peu de gain offert par sa version prédictive. Nous nous focaliserons donc dans la validation

expérimentale uniquement sur les deux principes IMC-DCC et OBS-MOP dans leur version prédictive. Enfin, les dépassements résiduels (de l'ordre de 3cm) enregistrés en simulation, pourront être considérés comme négligeables d'un point de vue expérimental, puisque du même ordre de grandeur que les incertitudes de mesure et que les perturbations extérieures (vibrations de la cabine du véhicule, irrégularités du terrain, etc.).

5.8 Résultats expérimentaux

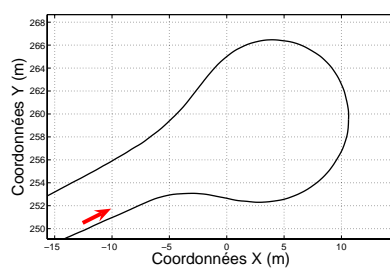
Nous reprenons ici en grande partie les conditions utilisées lors des expérimentations décrites dans la section 4.7 afin de mettre en avant l'intérêt de l'étage prédictif par rapport à une approche adaptative seule.

5.8.1 Intérêt de la prédiction seule (δ_{RSG}^{Pred}) - virages brefs

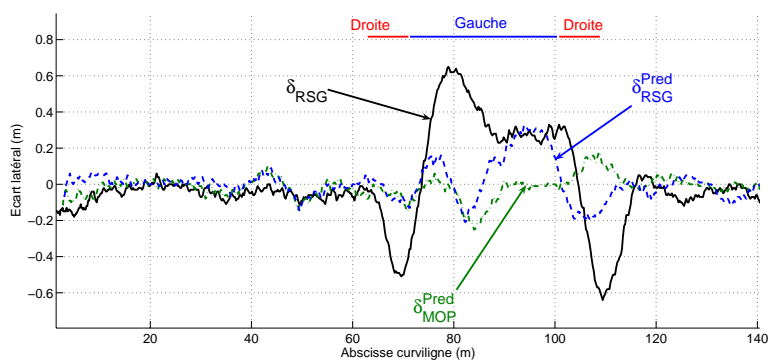
Afin d'explicitier plus précisément l'apport de l'algorithme prédictif appliqué au terme δ_{Traj} (sans prendre les glissements en compte), intéressons-nous tout d'abord à un cas courant du point de vue agricole : un demi-tour précédé d'un virage bref préparatoire et suivi d'un même virage bref. Cette trajectoire est explicitée sur la figure 5.25(a). Cette trajectoire est réalisée sur un champ boueux et le suivi est réalisé à 8km.H^{-1} . Les réglages de l'algorithme de prédiction sont les mêmes que précédemment.

Dans un premier temps, observons les figures 5.25(c) et 5.25(d) qui constituent un zoom sur la première phase transitoire : virage à droite rapide puis établissement du demi-tour à gauche. Sur la première figure, la trajectoire du véhicule obtenue avec la loi de commande classique sans glissement ni prédiction est comparée à celle enregistrée avec la loi de commande avec prédiction mais sans glissement. Nous pouvons constater ici l'effet de l'action prédictive. Malgré le fait que les glissements soient négligés dans la loi de commande, la phase transitoire est suivie de façon très précise. Ainsi, le suivi de cette phase transitoire est très proche de celui effectué sous la commande prédictive prenant en compte les glissements δ_{MOP}^{Pred} , décrit sur la figure 5.25(d), même si celui-ci demeure tout de même plus précis. Dans le même temps, l'inversion rapide du signe de la courbure génère un très fort dépassement dans le cas où la prédiction n'est pas active. En effet, le premier virage à droite génère - à cause du retard - un premier dépassement, qui requiert alors une consigne importante pour tourner les roues à droite. L'inversion de courbure intervient, et le temps de réaction du véhicule à ce changement brutal entraîne alors un important dépassement de l'autre côté de la trajectoire.

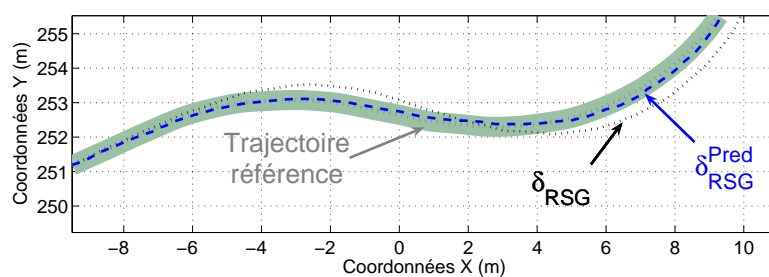
Naturellement, comme le montre la courbe d'erreur de suivi (figure 5.25(b)), la loi de commande δ_{RSG}^{Pred} ne permet pas de conserver le même niveau de précision sous l'effet des glissements et, une fois la phase transitoire passée (après l'abscisse 90m), le véhicule admet un écart latéral équivalent au cas sans prédiction (30cm). La même variation de courbure qu'à l'entrée dans le demi-tour est appliquée à la sortie de celui-ci, créant le même niveau de dépassement, mais de sens opposé pour la loi de commande δ_{RSG} (deuxième transition de courbure, entre les abscisses 100 et 110m). Même si elle a admis le même écart constant pendant le régime permanent, la commande δ_{RSG}^{Pred} permet au véhicule d'enregistrer un dépassement beaucoup moins élevé en valeur absolue. Enfin, la commande δ_{MOP}^{Pred} permet de conserver un bon niveau de précision même pendant cette deuxième phase transitoire.



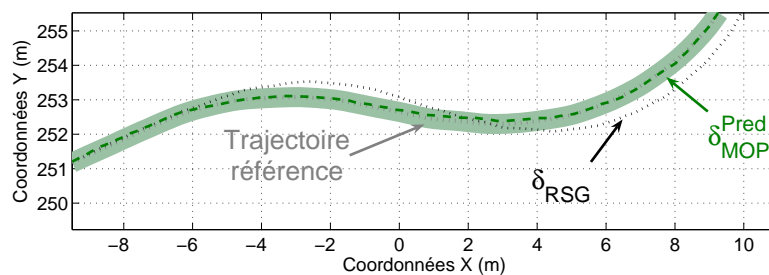
(a) Trajectoire de référence



(b) Ecart latéral



(c) Prédiction seule



(d) Prédiction et glissement

FIG. 5.25 – Suivi de demi-tour avec virage bref préliminaire

Nous voyons ici que même si les glissements sont négligés, la mise en place du terme prédictif permet de conserver la précision de suivi pour des variations de courbure rapides. L'effet du retard (lié à l'actionneur et à l'inertie du véhicule) est, dans ce cas, prépondérant pour la précision du suivi par rapport au phénomène de glissement.

5.8.2 Suivi d'un virage

Considérons à présent le comportement des lois de commande prédictives et adaptatives sur le suivi d'un virage unique. Nous reprenons ici le même suivi que celui décrit par la figure 4.32 dont le résultat est présenté sur la figure 4.33, qui servira de référence. Les suivis sont réalisés à la même vitesse que dans le cas sans prédiction (i.e. 8km.H^{-1}).

5.8.2.1 Précision du suivi

Les erreurs de suivi résultant des commandes $\delta_{IMC-DCC}^{Pred}$ (en trait pointillé rouge) et δ_{MOP}^{Pred} (en trait mixte vert) sont représentées sur la figure 5.26 et comparées à l'approche classique δ_{RSG} (en trait plein noir). Sur cette figure, les phases transitoires de courbure interviennent autour des abscisses curvilignes 45 et 70m. Durant ces phases transitoires, les dépassements enregistrés par toutes les lois de commande sans prédiction ont été ici éliminés ou fortement réduits. En effet, les écarts maximaux durant les périodes transitoires sont ici de 25cm pour la loi OBS-MOP et de 16cm pour IMC-DCC contre environ 55cm pour leurs versions sans prédiction à l'entrée du virage ; tandis qu'à la sortie de virage les dépassements sont de -5cm et de -18cm contre environ -80cm dans les versions sans prédiction. L'effet attendu de l'action prédictive est donc bien présent et permet de conserver une bonne précision durant les phases transitoires, compte tenu de l'objectif de l'application ($\pm 15\text{cm}$).

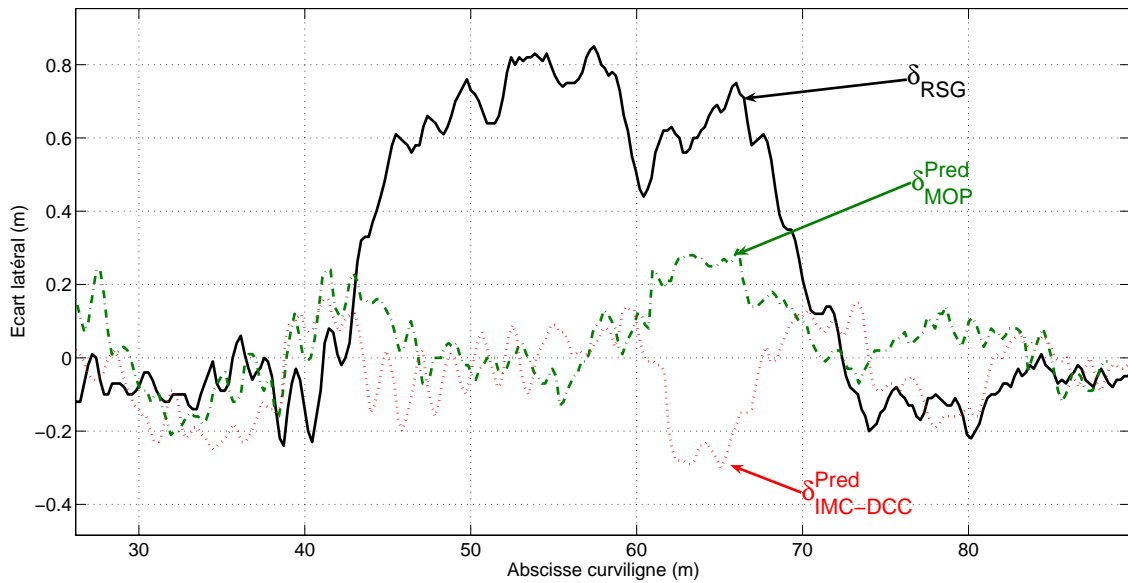


FIG. 5.26 – Ecart latéraux enregistrés en virage par les lois $\delta_{IMC-DCC}^{Pred}$ et δ_{MOP}^{Pred}

Durant le régime permanent, la composante $\delta_{Deviation}$ des lois de commande avec prédiction

permet de maintenir le véhicule proche de sa trajectoire de référence en compensant le phénomène de glissement, de la même manière que dans le cas sans action prédictive (voir figure 4.33). Toutefois, un phénomène perturbant intervient à l'abscisse curviligne 60m (passage dans un trou) réduisant alors la précision des lois de commande (un dépassement de trajectoire est ici enregistré). Cette perturbation étant interprétée comme du glissement par les lois de commande OBS-MOP et IMC-DCC, le pic d'écart latéral est prolongé par l'action corrective résultant de ce phénomène. Celui-ci était déjà présent dans les versions sans prédiction, mais moins visible compte tenu des niveaux de précision atteints dans ces configurations.

Afin d'avoir quelques éléments chiffrés, le tableau 5.8 présente les propriétés des signaux d'erreur de suivi. Nous pouvons ainsi constater que les moyennes des erreurs de suivi pour les principes IMC-DCC et OBS-MOP dans leurs versions prédictives demeurent très proche de zéro (inférieures à la précision désirée) durant le suivi, alors que dans le cas de δ_{RSG} , l'erreur converge durant le virage autour d'une valeur moyenne de 70cm. Les écarts types quant à eux sont assez proches de ce qui est obtenu par la loi sous hypothèse de roulement sans glissement en suivi de ligne droite sur terrain plat, compte tenu des oscillations de la cabine. Enfin, le pourcentage de valeurs enregistrées comprises dans l'espace d'acceptabilité est nettement amélioré, mais reste toutefois dépendant des oscillations de la cabine (compte tenu de la position de l'antenne) et par conséquent des irrégularités du terrain.

	moyenne	écart-type	dans $\pm 15\text{cm}$
RSG sans prédiction	25cm (trajectoire) 70cm (courbe seule)	37cm (trajectoire) 11cm (courbe seule)	46% (trajectoire)
IMC-DCC avec prédiction			
Signal brut	-5cm	11cm	78%
<i>Données filtrées</i>	-5cm	9cm	89%
OBS-MOP avec prédiction			
Signal brut	6cm	9cm	81%
<i>Données filtrées</i>	6cm	8cm	84%

TAB. 5.8 – Erreur de suivi résultant des lois de commande IMC-DCC vs OBS-MOP

5.8.2.2 Résultats sur l'angle de braquage

La figure 5.27 présente les angles de braquage enregistrés pendant ce suivi sous les lois de commande précédentes. Sur cette figure, nous pouvons effectivement noter l'effet d'anticipation dû au terme δ_{Traj}^{Pred} tant à la fin qu'au début du virage. En effet, plutôt que de commencer à tourner à l'abscisse curviligne 40m les lois utilisant les actions prédictives commencent à évoluer 1.5m avant (correspondant à l'horizon de prédiction de 0.8s). De même à la fin du virage, les angles de braquage sous les actions prédictives commencent à tourner bien avant δ_{RSG} . Cette fois, l'avance dépasse nettement l'horizon de prédiction. En fait, à la fin du virage la variation de courbure est beaucoup plus douce qu'en entrée, et l'action prédictive, étant donné que le véhicule est très proche de sa trajectoire de référence, permet de suivre cette variation. Dans le cas de la commande δ_{RSG} , le véhicule demeure à 70cm de cette même trajectoire, l'échelon d'angle de braquage est donc maintenu sous l'effet du terme $\delta_{Deviation}$, étant donné le grand écart enregistré. La variation à la fin de la trajectoire s'en trouve de fait beaucoup plus brutale que dans le cas de l'utilisation de la prédiction.

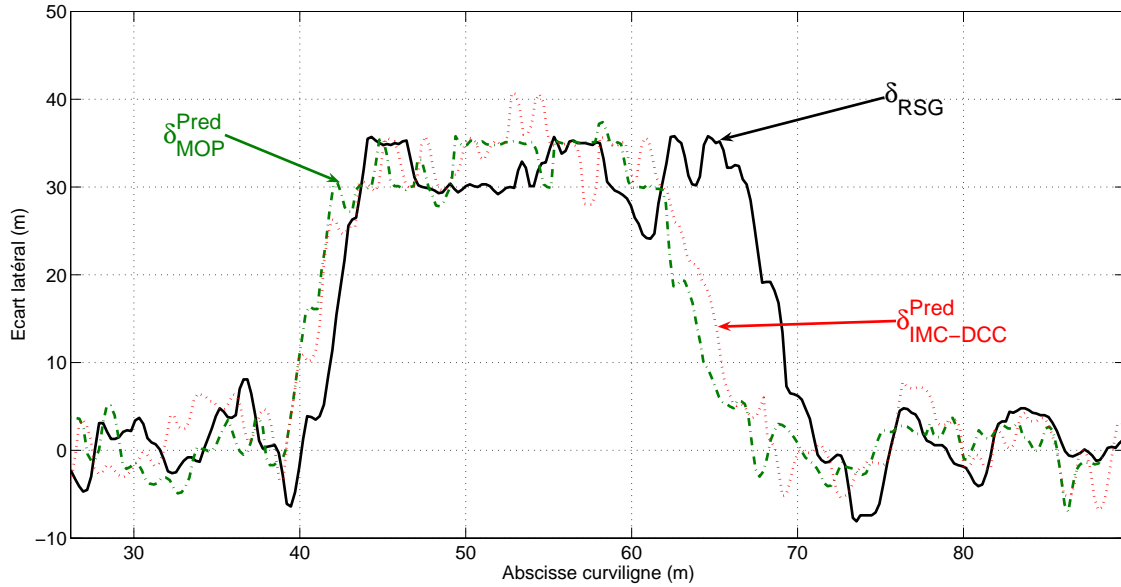


FIG. 5.27 – Comparaison des angles de braquage enregistrés

Durant le régime permanent (courbure quasiment constante), il est possible de noter sur cette figure quelques différences sur les angles de braquage liées à la prise en compte des glissements. En effet, entre les abscisses 50 et 55m, une différence de 5° peut être notée entre les lois de commande intégrant le phénomène de glissement et δ_{RSG} .

Enfin, nous pouvons noter que la mise en place de la loi de commande globale ne génère pas d'oscillation de l'angle de braquage. Ainsi la mesure de l'angle de braquage sous la commande $\delta_{IMC-DCC}^{Pred}$ ou δ_{MOP}^{Pred} ne présente pas de phénomène oscillatoire, malgré les bruits de mesure et oscillations de la cabine. Qui plus est, l'angle de braquage mesuré sous ces deux lois de commande apparaît même légèrement lissé par rapport à δ_{RSG} . En effet, un des derniers apports de l'algorithme prédictif réside dans le fait que la mise en place de l'objectif futur (δ^{Obj}) en négligeant les glissements (compte tenu de la faible erreur engendrée par cette hypothèse), associée au calcul de minimisation, aboutit à un terme prédictif δ_{Traj}^{Pred} beaucoup moins bruité que le terme initial δ_{Traj} , minimisant ainsi les effets du bruit sur l'ensemble de la consigne.

5.8.3 Suivi de demi-tours successifs

Afin de compléter l'étude expérimentale, intéressons-nous au cas le plus défavorable, constitué des trois demi-tours successifs dont la trajectoire est présentée sur la figure 4.35(a) au chapitre 4. Les mêmes conditions expérimentales que dans ce chapitre sont utilisées ici afin de permettre la comparaison avec le cas sans prédiction. Les mêmes réglages que précédemment sont mis en place pour l'algorithme prédictif. Les résultats liés à l'erreur de suivi sont représentés sur les figures 5.28 et 5.29.

L'effet du terme prédictif δ_{Traj}^{Pred} est ici fondamental pour le cas de plusieurs virages successifs, puisque, pour les lois de commande sans prédiction, le phénomène de retard devenait prépondérant et le véhicule était quasiment - durant tout le suivi - en phase de dépassement. Considérons dans un premier temps l'effet de la commande prédictive sur la loi de commande négligeant

les phénomènes de glissement (présenté sur la figure 5.28). Une telle commande permet effectivement de lisser les dépassements dans les phases transitoires (entrées et sorties de virage), adoucissant ainsi la convergence du véhicule vers le même écart que celui enregistré en régime permanent par δ_{RSG} .

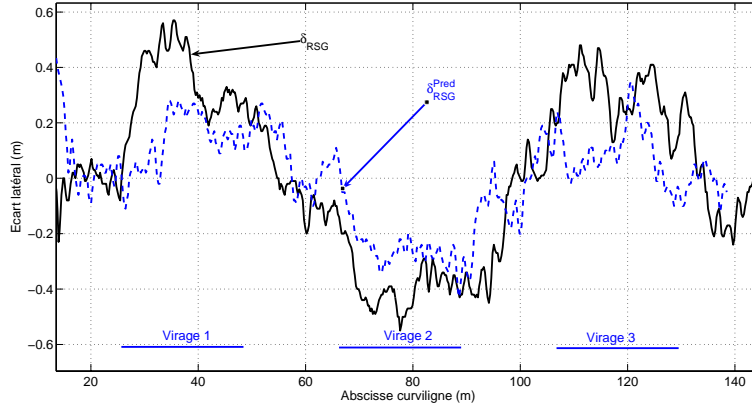


FIG. 5.28 – Résultats de suivi sous la commande prédictive sans glissement δ_{RSG}^{Pred}

Si l'utilisation de la loi de commande δ_{RSG}^{Pred} empêche le véhicule de rester sur sa trajectoire après les phases transitoire (pas de compensation du phénomène de glissement) l'action prédictive permet d'adoucir le comportement du véhicule, et la précision globale s'en trouve légèrement améliorée (par rapport à δ_{RSG}). Si nous prenons à présent les glissements en compte, par les lois de commande $\delta_{IMC-DCC}^{Pred}$ et δ_{MOP}^{Pred} , les écarts en régime établi sont annulés par rapport à δ_{RSG}^{Pred} , tout en conservant un bon suivi durant les phases transitoires. Ainsi, la précision atteinte par les lois de commande compensant le phénomène de glissement ($\delta_{IMC-DCC}$ et δ_{MOP}) en régime permanent est également atteinte dans le régime transitoire, grâce à l'action prédictive.

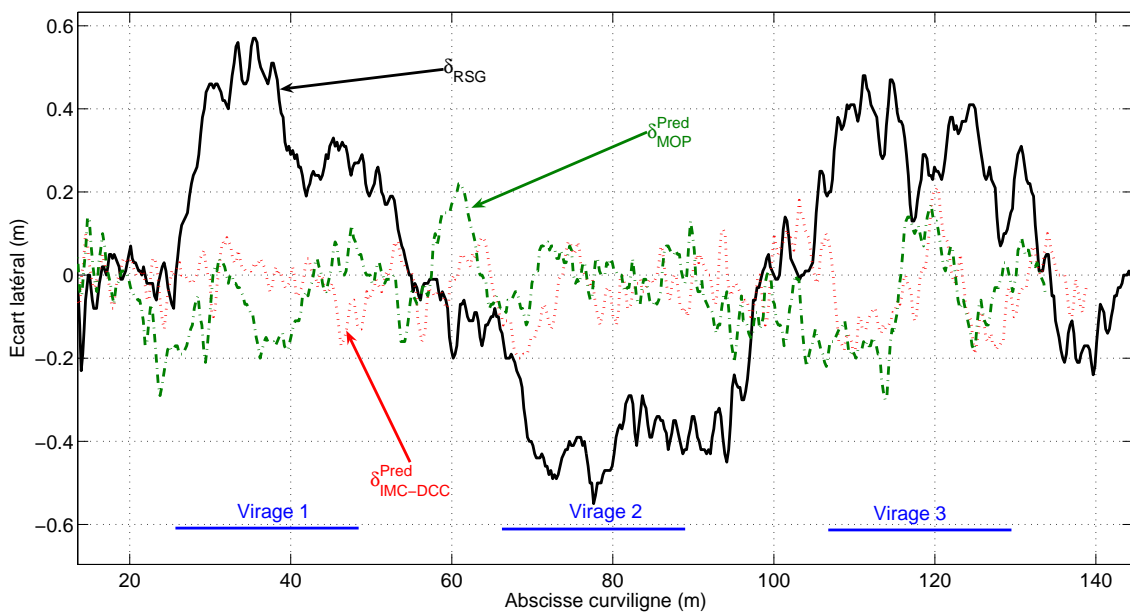


FIG. 5.29 – Résultats de suivi sous les commandes prédictives avec glissement $\delta_{IMC-DCC}^{Pred}$ et δ_{MOP}^{Pred}

La perte de précision apparaissant lors des variations de courbure est ainsi fortement atténuée, autorisant la même précision de suivi quelles que soient la géométrie de la trajectoire et les conditions d'adhérence du terrain d'évolution. Dans la configuration terrain plat, où le phénomène de glissement est généré par la prise de virage (compte tenu de la trajectoire à suivre), un suivi extrêmement précis (étant donnés les propriétés des véhicules considérés et le terrain d'évolution) est assuré par les algorithmes globaux gérant d'une part les glissements et d'autre part les phénomènes de retard.

	moyenne	écart type	dans $\pm 15\text{cm}$
RSG sans prédiction			
Signal brut	4cm	30cm	28%
<i>Données filtrées</i>	<i>4cm</i>	<i>29cm</i>	<i>29%</i>
IMC-DCC sans prédiction			
Signal brut	-5cm	26cm	50%
<i>Données filtrées</i>	<i>-5cm</i>	<i>23cm</i>	<i>50%</i>
OBS-MOP sans prédiction			
Signal brut	0cm	19cm	53%
<i>Données filtrées</i>	<i>0cm</i>	<i>16cm</i>	<i>57%</i>
RSG avec prédiction			
Signal brut	0cm	17cm	55%
<i>Données filtrées</i>	<i>0cm</i>	<i>17cm</i>	<i>53%</i>
IMC-DCC avec prédiction			
Signal brut	-3cm	8cm	90%
<i>Données filtrées</i>	<i>-3cm</i>	<i>5cm</i>	<i>100%</i>
OBS-MOP avec prédiction			
Signal brut	-4cm	10cm	76%
<i>Données filtrées</i>	<i>-4cm</i>	<i>7cm</i>	<i>91%</i>

TAB. 5.9 – Erreur de suivi résultant des différentes approches de commande

Dans ce cas le plus défavorable sur terrain plat, constituant l'étape finale de la validation expérimentale, les propriétés numériques des signaux d'erreur de suivi pour chacune des lois de commande (avec et sans prédiction) sont reportées sur le tableau 5.9, constituant une base de comparaison quantitative. Sur ce tableau, sont reportés les valeurs moyennes, écarts-types et pourcentage des points compris dans l'intervalle d'acceptation de $\pm 15\text{cm}$. Toutefois, pour les principes admettant d'importantes variations de l'écart latéral (loi sans prédiction et/ou sans prise en compte des glissements), les valeurs moyennes n'ont qu'un sens physique limité. En effet, la valeur très proche de zéro dans ces cas est liée au fait que les variations amènent à un centrage fortuit du signal (compte tenu de la symétrie de comportement virage à droite/virage à gauche). Pour ces configurations, c'est l'écart-type important qui trahit les grands écarts enregistrés, ainsi que le pourcentage de points situés dans l'intervalle d'acceptabilité. D'autre part, les valeurs des signaux filtrés sont également présentées dans ce tableau, afin de s'affranchir des incertitudes de mesure et des oscillations de la cabine du véhicule (étant donné la position de l'antenne GPS).

Ce tableau montre nettement l'apport de l'algorithme global (glissement et prédiction) sur la précision du suivi. En effet, en considérant les données filtrées, les résultats des suivis de trajectoire sous les lois prenant en compte le glissement et utilisant l'algorithme prédictif sont

bien supérieurs à ceux des autres approches. Ainsi, le véhicule se situe quasiment toujours dans l'intervalle de $\pm 15\text{cm}$ (100% pour la loi de commande δ_{IMC}^{Pred} et 90% pour δ_{MOP}^{Pred}). En outre les valeurs de moyenne et d'écart-type sont relativement proches de la valeur nulle et de toute façon inférieures à la précision requise.

D'autre part, la limitation dans le cas des transitions de courbure de l'apport de l'approche adaptative pure peut être ici mise à jour. En effet, si les principes OBS-MOP et IMC-DCC sans prédiction permettent d'augmenter le nombre de points dans l'intervalle d'acceptabilité, cette valeur reste limitée et un écart-type demeurant important est toujours enregistré, dénotant les fortes variations dues aux dépassements lors des phases transitoires. De même, l'apport de l'approche prédictive seule, sans prise en compte des glissements amène une amélioration comparable, pour cette trajectoire, du nombre de points compris dans l'intervalle d'acceptabilité, mais les pertes de précision dans les phases de courbure constante liées au phénomène de glissement, limitent cette amélioration. Par conséquent, l'écart-type de l'erreur de suivi sous la loi de commande δ_{RSG}^{Pred} demeure élevé, et la mise en place d'un filtre ne diminue pas cette valeur.

5.9 Conclusions sur les approches prédictives et adaptatives

Dans ce chapitre, un algorithme prédictif a été intégré aux lois de commande adaptatives pour le suivi de trajectoire de robots dans le cadre de la mobilité accrue développées au chapitre 4. Celui-ci est basé sur le principe de la Commande Prédictive Fonctionnelle et est appliqué uniquement à l'asservissement de courbure. Pour ce faire, le terme relatif à cette tâche a été extrait des expressions globales des lois de commande et a été remplacé par une expression prenant en compte la trajectoire future, les propriétés de l'actionneur et, dans une certaine mesure, l'inertie du véhicule. Ceci afin d'anticiper les variations de courbure de la trajectoire de référence.

Il peut être constaté que les algorithmes conjuguant les principes prédictif et adaptatif (plus particulièrement δ_{MOP}^{Pred} et $\delta_{IMC-DCC}^{Pred}$) permettent de réaliser des suivis de trajectoires quelconques et sur tout type de surfaces beaucoup plus précis que sous la loi de commande δ_{RSG} (loi de commande constituant la référence au début des travaux). Qui plus est, les principes développés permettent de conserver un comportement similaire, malgré les multiples variations de paramètres pouvant intervenir. Outre les variations des conditions d'adhérence déjà évoquées, les lois de commande autorisent un résultat relativement indépendant de la vitesse (si celle-ci demeure dans la plage de 5 à 15 km.H^{-1} discutée au chapitre 2.4.1) et présentent une certaine robustesse vis-à-vis de la masse et de l'inertie du véhicule. Afin d'apporter quelques éléments concernant cette remarque, l'annexe D fournit des résultats d'expérimentation supplémentaires, montrant l'influence de la vitesse et de la charge du véhicule sur la précision du suivi de trajectoire obtenu. Dans la grande majorité des cas de suivi de trajectoire sur terrain plat, le principe adaptatif permet de compenser le phénomène de glissement, tandis que l'action prédictive permet de compenser les retards (actionneur et inertiel) durant les transitions de courbure, assurant alors au véhicule un positionnement demeurant dans un intervalle d'acceptabilité de $\pm 15\text{cm}$ durant la quasi-totalité du temps de suivi.

Toutefois, l'apport de la prédiction, puisqu'elle repose sur la connaissance de la trajectoire, n'a pas d'effet sur le cas particulier du suivi de ligne droite sur terrain en pente (cas d'étude envisagé dans le chapitre 4). Par conséquent, les variations rapides de conditions d'adhérence intervenant dans ce type de suivi et les dépassements qu'elles engendrent sur la précision de suivi

ne sont pas résolus. De même, le manque de confiance sur l'estimation du cap dû à l'utilisation d'un filtre de Kalman (voir chapitre 2, section 2.3.6) peut perturber le calcul des glissements, comme présenté sur la figure 3.13. Si dans le cas du virage, un retard peut être introduit pour compenser ce manque de précision (paramètre τ), aucun artifice ne peut être appliqué dans le cas du suivi de trajectoire en pente. Une telle incertitude mène à une mauvaise estimation des paramètres de glissement, notamment lors de variations rapides des conditions d'adhérence (voir figures 3.19 et 3.20 où le comportement reconstruit est légèrement différent des mesures effectuées). Par voie de conséquence, la précision du suivi s'en trouve dégradée et des écarts résiduels sont ainsi enregistrés (voir les résultats de suivi en pente présentés sur les figures 4.29 et 4.31 ainsi que le tableau de comparaison 4.5).

Malgré les grandes améliorations apportées par les principes adaptatif et prédictif, il demeure donc quelques imprécisions résiduelles (plus particulièrement dans le cas de la pente) liées à la pertinence des paramètres de glissement estimés. L'ajout de capteurs permettant d'améliorer cette estimation (gyromètre, centrale inertielle, etc.) peut être envisagé pour améliorer cette estimation. Toutefois, considérant toujours une approche mono-capteur, nous nous focaliserons ici uniquement sur les mesures du GPS. Une autre voie d'amélioration possible pourrait consister à ajouter à ce stade, des approches sans modèle (action intégrale comme présentée par l'équation (4.17) en substituant A par A_{int} défini par (4.23), commande à mode glissant, etc...). Ainsi, les approches considérées au chapitre 2 peuvent être appliquées. Toutefois, avant d'apporter une amélioration d'un point de vue de la commande, nous nous attacherons dans le prochain chapitre à considérer d'autres algorithmes d'estimation, basés sur des principes d'observation.

Chapitre 6

Estimation des glissements par observation

6.1 Introduction

Comme nous l'avons vu au chapitre précédent, les algorithmes de commande, utilisant les principes adaptatifs à modèle associés à l'asservissement prédictif de courbure de la trajectoire du véhicule, autorisent le suivi d'une trajectoire de robot dans le cadre de la mobilité accrue de façon très précise (à l'intérieur d'un intervalle de $\pm 15\text{cm}$), et ce de façon relativement indépendante des facteurs extérieurs. Naturellement, ceci est vrai sous réserve que les paramètres de glissement estimés sont pertinents. L'estimation de ces paramètres (que ce soit le jeu $(\dot{Y}_P, \dot{\Theta}_P)$ pour le modèle MOV ou (β^F, β^R) pour MOP) revêt alors une importance capitale. Comme il a été mis en évidence au chapitre 3, l'estimation en temps réel de ces paramètres réalisée par les équations (3.36) et (3.37) amène deux limitations majeures pour l'intégration dans la commande :

- Un niveau de bruit important, lié à l'utilisation des dérivées numériques directement dans les équations. Le fait de dériver numériquement les signaux d'erreur amplifie considérablement le bruit découlant des imprécisions du capteur ou des mouvement de la cabine. Les paramètres de glissement doivent alors être traités par des filtres passe-bas.
- Une imprécision liée à l'estimation du cap. Le cap absolu du véhicule est obtenu via les vecteurs vitesse fournis par le capteur GPS, ainsi qu'en utilisant le modèle sous hypothèse de roulement sans glissement du véhicule au travers d'un filtre de Kalman. Si cette valeur est relativement juste dans la plupart des cas, elle peut toutefois être biaisée, notamment lors de l'évolution en pente, puisque la direction de la vitesse du véhicule est différente de son cap réel (évolution en crabe).

Si la mise en place de capteurs additionnels est écartée ici, une possibilité d'amélioration de l'estimation des glissements réside dans la mise en place d'algorithmes plus performants (plus robustes vis-à-vis des bruits et incertitudes de mesure). La notion d'observateur est une possibilité a priori attractive, et sera privilégiée dans ce chapitre. Elle est appliquée à l'estimation des angles de dérive des pneumatiques.

Dans un premier temps, la théorie de l'observation sera succinctement décrite et son application à l'estimation des paramètres pour notre problématique sera envisagée. Ensuite, la dualité entre observation et commande sera rappelée et discutée. Cette propriété sera alors exploitée pour construire un estimateur de dérive des pneumatiques, car le point de vue commande proposé apparaît plus approprié pour notre application, que les algorithmes d'observation classiques. Il

en résulte un algorithme d'estimation plus robuste que la méthode envisagée initialement au chapitre 3. Les performances seront enfin validées au travers de simulations et d'essais réels.

6.2 Principe de l'observation en automatique

6.2.1 Importance de la notion d'observation en automatique

La notion d'observation est très répandue en automatique, puisqu'elle constitue un fondement pour l'applicabilité de la commande dans le cadre des systèmes linéaires ou non linéaires. En effet, dans tout travail sur la régulation d'un système, il est nécessaire de savoir si les capteurs permettent l'accès à une connaissance suffisante de l'état du système. La condition d'observabilité, permettant de savoir si à tout moment l'état d'un système peut être connu, est donc fondamentale pour la mise en place d'un asservissement. Celle-ci est définie dans la plupart des livres traitant d'automatique (voir par exemple [Lar93]) pour les systèmes linéaires et est étendue aux systèmes non linéaires par exemple dans [LR02] en utilisant les notions de géométrie différentielle. Si dans le cas des systèmes linéaires une définition unique de l'observabilité peut être établie, dans le cas des systèmes non linéaires plusieurs définitions existent compte tenu, à la fois de la forme de ces systèmes (affine en l'état ou la commande [Thu97], dépendance au temps) et du caractère local que peut alors prendre l'observabilité. Il arrive que pour certaines configurations, le système ne soit plus observable (voir [Son84], [HK77], ou [Isi95] sur ces notions).

Sous cette hypothèse d'observabilité, il existe plusieurs méthodes d'observation poursuivant différents objectifs. La plus célèbre d'entre elles, le filtre de Kalman, défini dans [Kal60], est initialement dédiée au filtrage optimal de données pour les systèmes linéaires, par la suite étendue aux systèmes non-linéaires. Le filtrage des mesures est une des applications majeures des techniques d'observation. En effet, l'utilisation du modèle du système permet de réduire considérablement les incertitudes de mesure et par conséquent, les bruits enregistrés sur les signaux des capteurs, tout en réduisant le retard qu'introduisaient les techniques de filtrages classiques.

Une autre application très importante concernant les observateurs est la reconstruction de l'état du système, lorsque la dimension du vecteur d'état est supérieure à la dimension du vecteur de mesure. En effet, l'observation permet, via l'utilisation du modèle du processus et des mesures disponibles, de reconstruire des variables d'état du système non mesurées. Comme il est défini par exemple dans [Rot], le principe général d'un observateur peut être résumé sous la forme du schéma présenté sur la figure 6.1.

Comme le montre ce schéma, l'observation est basée sur l'utilisation des mesures effectuées par les capteurs à la sortie du processus (\tilde{Y}), mais également du modèle d'état de ce processus (dont le vecteur d'état est noté X). Pour alimenter ce modèle d'évolution, la commande u envoyée sur le processus est intégrée dans l'observateur. La sortie de celui-ci est une estimée \hat{X} de l'état réel du processus X .

6.2.2 Formalisme d'un observateur

Considérons le système \mathcal{S} défini par l'équation d'état (6.1), où X , Y , et u de dimensions n , m et l définissent respectivement l'état, la sortie (mesurée) et la commande du système. f et h sont ici des fonctions linéaires ou non, de $(\mathbb{R}^n \times \mathbb{R}^l)$ dans \mathbb{R}^n et de $(\mathbb{R}^n \times \mathbb{R}^l)$ dans \mathbb{R}^m .

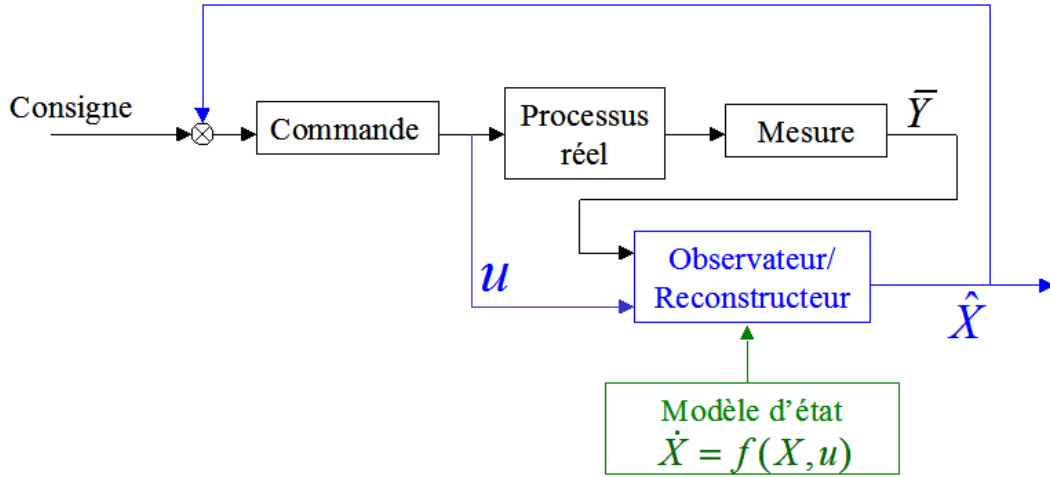


FIG. 6.1 – Principe d'un observateur d'état

$$\mathcal{S} \begin{cases} \dot{X} = f(X, u) \\ Y = h(X, u) \end{cases} \quad (6.1)$$

L'enjeu de l'observation est ici d'estimer l'état X réel par une variable notée \hat{X} . Une définition générale d'un observateur est donnée dans [Aub99]. Classiquement, l'objectif est de permettre la convergence de l'état observé vers l'état réel du système, en utilisant la connaissance a priori du processus (modèle) ainsi que les mesures de la sortie de ce même processus (Y). Une structure classique permettant cette convergence est donnée par l'équation d'observation \mathcal{O} défini par (6.2), aboutissant à l'estimation de X (voir [BCG95]).

$$\dot{\hat{X}} = f(\hat{X}, u) + K(\hat{X}, u, Y) (Y - h(\hat{X}, u)) \quad (6.2)$$

Dans cette équation, $K(\hat{X}, u, Y)$ définit la matrice de gain de l'observateur pouvant être variable ou constante. Cette structure déjà particulière est qualifiée de Luenberger-Kalman. Compte tenu de l'équation (6.2), la dérivée de l'erreur entre l'état du système et son estimée peut s'écrire comme suit :

$$\dot{X} - \dot{\hat{X}} = f(X, u) - f(\hat{X}, u) - K(\hat{X}, u)(Y - h(\hat{X})) \quad (6.3)$$

En linéarisant $f(X, u)$ et $h(X, u)$ autour de l'état estimé on obtient :

$$\begin{cases} \dot{X} - \dot{\hat{X}} = A[X - \hat{X}] \\ A = \left[\frac{\partial f}{\partial X}(\hat{X}, u) - K(\hat{X}, u) \frac{\partial h}{\partial X}(\hat{X}) \right] \end{cases} \quad (6.4)$$

Ce qui, en supposant que le choix de K est tel que la matrice A est Hurwitz, assure la convergence de l'état estimé vers l'état réel.

Dans un cas plus général, l'équation d'observation peut s'écrire :

$$\dot{\hat{X}} = f(\hat{X}, u) + \phi(Y - h(\hat{X}, u)) \quad (6.5)$$

où ϕ est une fonction de \mathbb{R}^m dans \mathbb{R}^n dont le choix doit permettre comme précédemment la convergence de \hat{X} vers X . Étant donnée la forme générale d'un observateur, cette convergence

peut être assurée même si $m < n$ (dimension de la sortie mesurée inférieure à la dimension de l'état). On parle alors de restructeur.

De nombreux types d'observateur ont ainsi été développés (un état de l'art est présenté par exemple dans [Aub99]). Les différences sont essentiellement liées au choix de la fonction ϕ , qui assure la convergence de l'état estimé. Il est alors possible de définir, comme dans le cas de la commande, différents types d'observateur : Luenberger étendu et filtrage de Kalman (cas où ϕ est linéaire), observateur à grand gain, observateur à modes glissants, observateur adaptatif, etc. On notera également que dans certains cas, l'équation d'observation n'utilise pas le même modèle que celui utilisé pour la commande, \mathcal{O} est alors différent de \mathcal{S} .

6.2.3 Observateur et robotique mobile

La robotique mobile est un domaine représentatif de la diversité des types d'observateur existants. Dans ce domaine, nous pouvons tout d'abord souligner l'intérêt des principes d'observation pour la tâche de localisation. En effet, beaucoup de ces travaux utilisent des observateurs afin d'améliorer l'information de positionnement provenant de différents capteurs, livrant des mesures bruitées et/ou incomplètes. Le filtrage de Kalman est en particulier très usité (voir par exemple [HZN02] ou [BGML02]), notamment pour reconstruire la position et l'orientation d'un mobile à partir de données GPS couplées à d'autres capteurs (odométriques par exemple). Qui plus est, l'utilisation de certains observateurs pour la localisation permet de concevoir des systèmes capables de gérer les fautes de détection (par exemple perte des signaux GPS). Un exemple d'observateur à mode glissant robuste vis-à-vis des fautes capteurs est donné dans un cadre plus général dans [TE02].

Si la localisation est un problème important en robotique mobile, la nécessité de connaître avec précision l'ensemble des paramètres ou variables d'un modèle ne pouvant être mesurés directement en est un autre, pour lequel les observateurs se révèlent d'une grande utilité. En effet, pour de nombreuses applications dans le domaine des véhicules (type ABS, ESP, anti-patinage), les techniques d'observation permettent d'estimer ces paramètres ou variables inconnus et inaccessibles par une mesure directe, en vue de l'amélioration du contrôle de véhicule pour le confort et la sécurité. Citons ici quelques exemples reflétant la diversité des applications et des approches retenues. 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]. Dans [ACEP01] et [AE01], les vitesses longitudinale et latérale sont reconstruites par un observateur à grand gain, en vue d'un contrôle optimal du véhicule lors d'un freinage en courbe. Enfin, dans [SCM04], un observateur à mode glissant entre autres, est utilisé pour estimer les angles de dérive des pneumatiques.

De tels exemples sont représentatifs, d'une part de la pertinence de ce type d'approche, y compris pour l'utilisation de modèles dynamiques, et d'autre part, de la diversité des méthodes pouvant être employées. Sur ces exemples, appliqués aux véhicules, des modèles dynamiques (du moins partiels) sont employés, compte tenu des applications visées. Si ces approches sont utilisables dans le cas des véhicules évoluant sur asphalte, où une partie des paramètres peut être connue a priori, elles nécessitent néanmoins l'installation de multiples capteurs, non disponibles

pour notre application. De telles approches, si elles peuvent paraître assez proches de l'objectif poursuivi dans ces travaux, ne sont pas directement transposables. En effet, d'une part, nous considérons ici un unique capteur et d'autre part, un modèle cinématique est ici utilisé (étant donné les remarques faites au chapitre 3).

6.3 Présentation du système pour l'observation

6.3.1 Modification du modèle, intégration des paramètres dans l'état

Comme présenté précédemment, l'observation peut permettre de reconstruire des variables d'état inaccessibles par la mesure directe. Dans notre cas, il s'agit d'estimer les valeurs des paramètres de glissement, qui dans le cas de l'approche MOP (seul modèle envisagé dans ce chapitre) sont les dérivées des pneumatiques avant (β^F) et arrière (β^R) dans un schéma bicyclette. Ces deux variables ne sont pas présentes dans l'état, composé uniquement des écarts latéral y et angulaire $\tilde{\theta}$ (l'abscisse curviligne peut être écartée pour cette approche, puisque nous ne nous intéressons ici qu'à la dynamique latérale du véhicule).

Les variables à estimer sont donc des paramètres du modèle d'évolution. Afin d'appliquer les principes d'observation, il nous faut donc reformuler le système (modèle MOP) de manière à intégrer les paramètres de glissement dans l'état du véhicule.

Le système MOP défini par l'équation (3.32) à la page 41 peut ainsi être récrit sous la forme suivante :

$$\begin{aligned}\dot{X} &= f(X, \delta) \\ Y &= h(X)\end{aligned}\tag{6.6}$$

avec :

$$X = \begin{bmatrix} y \\ \tilde{\theta} \\ \beta^R \\ \beta^F \end{bmatrix} \quad Y = \begin{bmatrix} y \\ \tilde{\theta} \end{bmatrix} \quad h = \begin{cases} y \\ \tilde{\theta} \end{cases}\tag{6.7}$$

et la fonction f de $(\mathbb{R}^4 \times \mathbb{R}^1)$ dans \mathbb{R}^4 , définie comme suit :

$$f(X, \delta) = \begin{bmatrix} f_1 \\ f_2 \\ f_3 \\ f_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} v \sin(\tilde{\theta} + \beta^R) \\ v \left[\cos \beta^R \frac{\tan(\delta + \beta^F) - \tan \beta^R}{L} - c(s) \frac{\cos(\tilde{\theta} + \beta^R)}{1 - c(s)y} \right] \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}\tag{6.8}$$

Les deux dernières lignes de la fonction f ont été choisies nulles car aucune équation d'évolution n'est disponible pour les dérivées des pneumatiques. Ceci est bien sûr inexact, puisque les paramètres de glissement varient, mais dans notre approche, il n'est pas possible de spécifier une forme analytique de l'évolution de ces paramètres. Sous cette présentation, nous obtenons un modèle cohérent avec le modèle générique proposé précédemment en vue des estimations des variables d'état $X(3)$ et $X(4)$.

6.3.2 Application de quelques approches

6.3.2.1 Algorithme général

Si dans le cas général, la sortie de l'observateur (état estimé \hat{X}) est utilisée pour réaliser la boucle de rétroaction, dans notre cas, nous n'utiliserons qu'une partie de l'état estimé pour actualiser le modèle sur lequel est calculée la commande δ_{MOP}^{Pred} . Ainsi, comme le montre la figure 6.2, une fois l'estimation réalisée, les deux dernières variables du vecteur d'état seront utilisées pour alimenter la loi de commande construite au chapitre précédent.

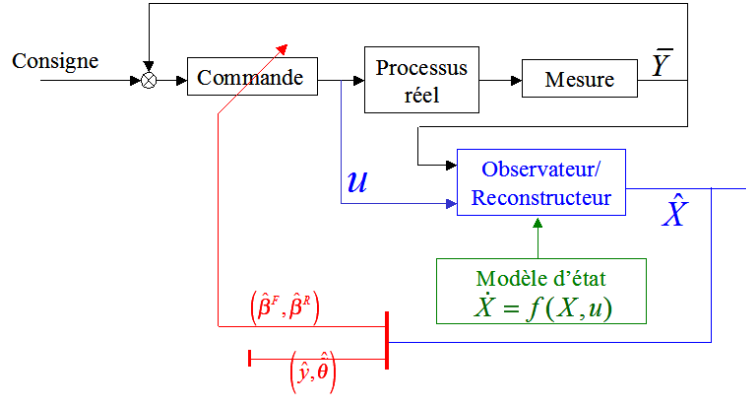


FIG. 6.2 – Application de l'algorithme d'estimation à la commande adaptative

6.3.2.2 Définition des simulations présentées dans cette section

Nous appliquerons dans cette section quelques-uns des observateurs évoqués précédemment. Nous comparerons l'approche d'estimation basée observateur aux équations directes de calcul des paramètres par l'équation (3.37) sans prise en compte du retard τ (un des objectifs étant de nous affranchir de ce paramètre). Pour effectuer cette comparaison, un essai réel est considéré sur lequel les glissements sont estimés par les deux méthodes (calcul direct et observateur). Les paramètres obtenus ($\hat{\beta}^R, \hat{\beta}^F$) sont ensuite entrés dans un simulateur (utilisant la même loi de commande que pour l'essai réel), afin de reconstruire l'écart latéral, et de vérifier la pertinence des paramètres de glissement estimés.

Sur les figures présentées dans cette section les résultats relatifs aux paramètres obtenus par le calcul direct seront représentés en trait interrompu bleu, les résultats relatifs à l'observation seront décrit en trait mixte rouge, et les résultats réels en trait plein noir. Dans cette section, où nous envisageons uniquement l'estimation et non le suivi de trajectoire, aucun filtre n'est placé sur les paramètres de glissement estimés (ce point sera étudié plus loin).

Pour pouvoir effectuer ces comparaisons, le suivi utilisé est celui de la trajectoire présentée sur la figure 4.32 avec la loi de commande sans prise en compte des glissements ni prédiction (δ_{RSG}), effectué à 8km.H^{-1} . Pour mémoire, la figure 6.3 décrit le résultat du suivi de trajectoire réel ainsi que les reconstructions de cet écart par simulation (en utilisant la méthode d'estimation directe des glissements) avec et sans prise en compte du retard τ .

Comme il a été souligné au chapitre 3, la pertinence des paramètres de glissement est très dépendante du paramètre de retard τ devant être choisi. La mise en place d'observateur poursuivra donc ici un double but, l'indépendance de l'estimation à cette variable qui compense le retard et la réduction des bruits sur les estimées des angles de dérives.

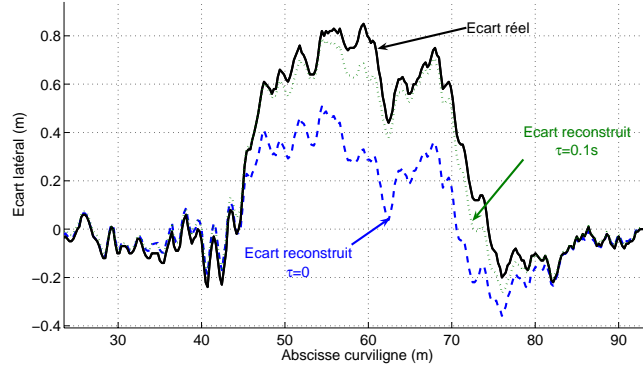


FIG. 6.3 – Ecarts réel et reconstruits avec et sans prise en compte du retard

6.3.2.3 Luenberger étendu

La forme d'un observateur type Luenberger est déjà présentée par l'équation (6.2) avec les définitions données par les équations (6.7) et (6.8). Pour permettre la convergence de l'observateur, la matrice des gains de celui-ci doit être telle que la matrice A définie par l'équation (6.4) soit Hurwitz. Le calcul des quantités intervenant dans A est effectué à l'équation (6.9) et (6.10)

$$\frac{\partial f}{\partial X}(\hat{X}, u) = \begin{bmatrix} 0 & v \cos(\hat{\theta} + \hat{\beta}^R) & v \cos(\hat{\theta} + \hat{\beta}^R) & 0 \\ v \frac{c^2(s) \cos(\hat{\theta} + \hat{\beta}^R)}{1-c(s)y} & v \frac{c(s) \sin(\hat{\theta} + \hat{\beta}^R)}{1-c(s)y} & g_1(\hat{X}, \delta) & g_2(\hat{X}, \delta) \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (6.9)$$

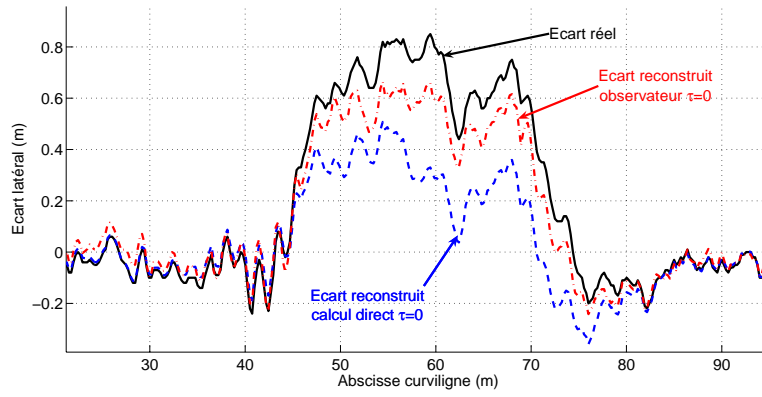
$$\begin{cases} g_1(\hat{X}, \delta) = -v \sin \hat{\beta}^R \frac{\tan(\delta + \hat{\beta}^F) - \tan \hat{\beta}^R}{L} - v \cos \hat{\beta}^R \frac{1 + \tan^2 \hat{\beta}^R}{L} \\ \quad + v \frac{c(s) \sin(\hat{\theta} + \hat{\beta}^R)}{1-c(s)y} \\ g_2(\hat{X}, \delta) = v \cos \hat{\beta}^R \frac{1 + \tan^2(\delta + \hat{\beta}^F)}{L} \end{cases}$$

$$\frac{\partial h}{\partial X}(\hat{X}, u) = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (6.10)$$

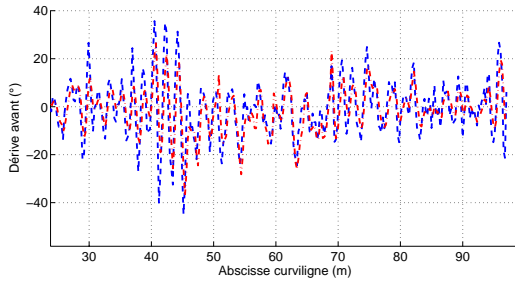
Compte tenu de ces expressions, il n'est pas possible de fixer la dynamique de l'observateur par le choix d'une matrice A Hurwitz quelconque. En effet, dans un cas classique, on choisit une matrice A correspondant à la réponse souhaitée, puis, par l'intermédiaire de la relation (6.11), on en déduit la matrice des gains K . Ici, étant donné les expressions de $\frac{\partial h}{\partial X}(\hat{X}, u)$ ainsi que de $\frac{\partial f}{\partial X}(\hat{X}, u)$ (dont les deux dernières colonnes et respectivement les deux dernières lignes sont toujours nulles). Certaines expressions composant la matrice A ne peuvent jamais être obtenues.

$$\begin{cases} \dot{X} - \dot{\hat{X}} = A[X - \hat{X}] \\ A = \left[\frac{\partial f}{\partial X}(\hat{X}, u) - K(\hat{X}, u) \frac{\partial h}{\partial X}(\hat{X}) \right] \end{cases} \quad (6.11)$$

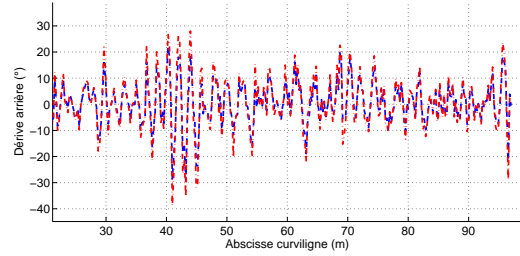
Dans ces conditions, nous fixerons une matrice de gains K constante, assurant que A est Hurwitz pour toutes les valeurs rencontrées. Les valeurs de ces gains conduisant aux meilleures performances seront obtenues par simulations successives. Les résultats de l'observateur de Luenberger ainsi simulés sont décrits sur la figure 6.4.



(a) Ecart latéraux reconstruit vs réel



(b) Dérive avant estimée



(c) Dérive arrière estimée

FIG. 6.4 – Résultats relatifs à l'observateur de Luenberger étendu

En comparant le signal d'erreur reconstruit avec observateur et par calcul direct en négligeant le retard τ (tous deux reportés sur la figure 6.4(a)), nous pouvons constater que l'observateur permet d'obtenir des valeurs de glissement plus pertinentes. En effet, l'écart latéral reconstruit avec les valeurs de glissement observées ($\hat{\beta}^F, \hat{\beta}^R$) est plus proche du comportement réel que l'écart reconstruit par le glissement délivré par calcul direct. Toutefois, la précision reste très inférieure au résultat obtenu avec prise en compte du retard τ (voir figure 6.3). En outre, la matrice des gains K fixée pour être le plus proche possible du comportement réel ne permet pas de lisser les paramètres de glissement (dérives avant et arrière représentées respectivement sur les figures 6.4(b) et 6.4(c)). Si les résultats sont améliorés, ils demeurent très imprécis dans la mesure où τ n'est pas pris en compte. On ne peut donc s'affranchir de ce paramètre. D'autre part, la dynamique de l'observateur ne peut être fixée de façon indépendante de l'état, puisqu'on ne peut ici choisir librement une matrice A fixant cette dynamique.

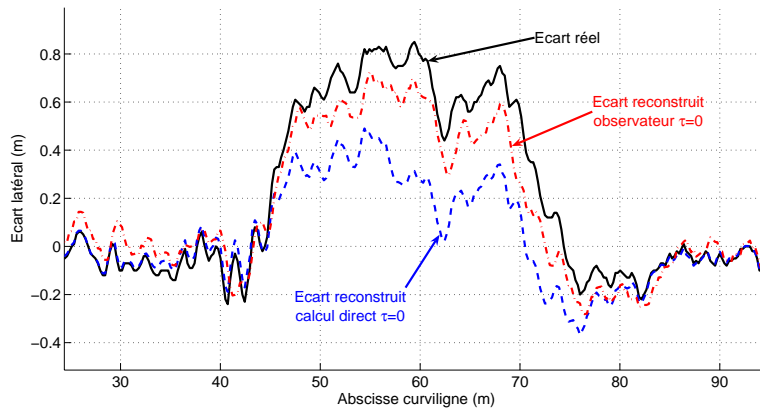
6.3.2.4 Observateur à modes glissants

Appliquons à présent un observateur à modes glissants au système (6.6). Celui-ci peut s'écrire sous la forme (6.12) où la fonction ϕ définie dans la forme générale de l'observateur (6.5) n'est plus une fonction linéaire de l'erreur d'observation mais une fonction *sign*.

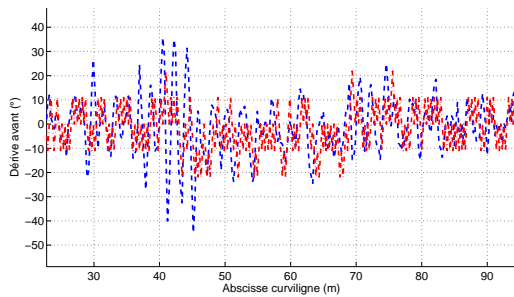
$$\dot{\hat{X}} = f(\hat{X}, \delta) + \Lambda \text{sign}(Y - h(\hat{X}, \delta)) \quad (6.12)$$

Dans ce cas, $\Lambda \in \mathbb{R}^n$ est la matrice des gains de l'observateur. La surface de glissement est ici définie par la quantité $(Y - h(\hat{X}, \delta))$. Le résultat de ce type d'observateur ainsi appliqué au modèle MOP dans les mêmes conditions que précédemment est décrit par la figure 6.5. De telles approches sont connues et utilisées principalement pour leur grande robustesse vis-à-vis des incertitudes de modélisation.

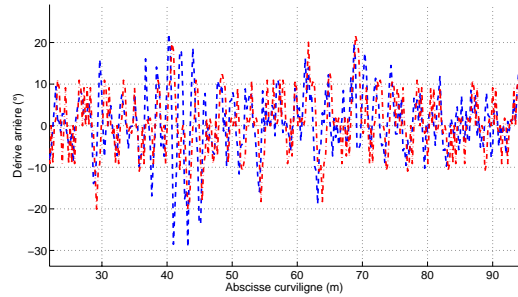
Comme dans le cas précédent, le paramètre de retard τ est négligé ($\tau=0$), et le comportement reconstruit par les glissements observés est plus proche du comportement réel, mais avec toutefois moins de précision que dans le cas où le retard est pris en compte. Par ailleurs, nous pouvons constater que les bruits sur les glissements ne sont que peu réduits. Ces bruits sont d'autant plus présents dans le cas des modes glissants qu'un effet vibratoire lié à l'emploi de la fonction $\text{sign}()$ est généré. Cet effet peut être considérablement réduit par la substitution de la fonction $\text{sign}()$ par la fonction $\text{arctan}()$. Dans ces cas, si le niveau de bruit sur les glissements estimés est considérablement diminué, il n'en demeure pas moins une imprécision relativement importante du signal reconstruit.



(a) Écarts latéraux reconstruit vs réel



(b) Dérive avant estimée



(c) Dérive arrière estimée

FIG. 6.5 – Résultats relatifs à l'observateur à modes glissants

6.3.3 Limites de ces approches classiques pour le modèle considéré

Comme nous pouvons le constater dans ces deux applications succinctes, le niveau de précision obtenu par la méthode directe d'estimation avec la compensation du retard (via le paramètre τ) n'est pas atteinte par observation lorsque ce paramètre est négligé. Bien sûr, si nous reprenons les deux applications précédentes en tenant compte de τ , les reconstructions utilisant les glissements observés seraient bien plus proches de l'écart réel, tout en limitant les bruits enregistrés. Toutefois, un des objectifs de l'introduction de méthodes d'observation pour notre application est de pouvoir s'affranchir de ce retard.

Par ailleurs le formalisme consistant à intégrer les dérivées des trains avant et arrière dans le vecteur d'état - constituant une étape nécessaire pour pouvoir construire les équations d'observation classiques - ne semble pas judicieux. En effet, ne disposant, dans le cadre cinématique retenu ici, d'aucune équation analytique permettant de définir d'équation d'évolution pour les deux paramètres du modèle MOP, les deux dernières composantes de la la fonction f sont nulles : $(f_3, f_4) = (0, 0)$. Ainsi, dans l'équation générale d'observation (6.5), la dynamique des angles de dérive estimés est liée uniquement à une fonction de l'erreur d'observation sur les deux premières variables du vecteur d'état. Si nous particularisons à l'équation d'observation (6.4), la dynamique des glissements observés est fixée uniquement par le gain et par l'erreur entre écarts observés et mesurés.

La dynamique d'erreur d'observation pour les glissements ne peut donc être fixée indépendamment de celles définies pour les écarts latéral et angulaire. Dans ces conditions, il semble préférable d'adopter une autre méthode d'observation, basée sur la dualité existant entre principes de commande et d'observation.

6.4 Dualité de l'observation avec la commande

6.4.1 Observation et commande par retour d'état

Un résultat classique en automatique est le théorème de dualité entre l'observation et la commande par retour d'état. Cette dualité dépasse la simple analogie réalisée en automatique linéaire entre matrice d'observabilité et de commandabilité. En effet, le problème d'observation, sous la forme présentée par l'équation (6.5), est le dual du problème de commande par retour d'état, puisqu'il consiste à faire converger la sortie du système observé \mathcal{O} vers la sortie mesurée du système \mathcal{S} . La fonction ϕ intervient ici comme un retour d'état, se substituant au vecteur de commande dans le système \mathcal{S} , afin d'assurer cette convergence.

6.4.2 Notations et analogies

En exploitant complètement ce principe de dualité, il est possible de redéfinir le problème d'observation précédent comme un problème de commande, en vue de construire un algorithme d'estimation plus adéquat vis-à-vis de l'objectif poursuivi. En considérant l'estimation de (β^F, β^R) comme un problème de commande, alors les analogies listées ci-après, peuvent être réalisées.

- Processus à commander \rightarrow Modèle MOP : Le modèle MOP est ici le processus devant être commandé. L'objectif est que ses sorties définies ci-dessous convergent vers une consigne désirée. Ce processus à commander devient le système observé (i.e. \mathcal{O})

- Consigne \rightarrow Mesures du processus (sortie du modèle \mathcal{S}) : La consigne vers laquelle nous souhaitons faire converger le processus observé est ici la mesure dont on dispose sur le processus réel (i.e. $Y = h(X)$ compte tenu des notations précédentes).
- Vecteur d'état \rightarrow État estimé : Le vecteur d'état du processus devient alors l'état observé. Dans le cas du modèle MOP, cet état se compose des variables $(\hat{y}, \hat{\theta})$ pouvant être mesurées. Les variables inconnues de X dans le point de vue précédent (i.e. $\hat{\beta}^R$ et $\hat{\beta}^F$) ne sont plus présentes dans le nouveau vecteur d'état, noté ci-après X_{Obs} .
- Vecteur de commande \rightarrow variables inconnues du vecteur d'état : Ici, ce sont les inconnues du vecteur d'état qui sont la commande du processus \mathcal{O} . Dans notre cas, ce sont les paramètres de glissement $(\hat{\beta}^F, \hat{\beta}^R)$. Ces variables devront être calculées pour assurer la convergence de l'état observé $(\hat{y}, \hat{\theta})$ vers la mesure $(y, \tilde{\theta})$ du processus réel.
- Vecteur de paramètres du modèle \rightarrow Vecteur de commande : Dans ce point de vue, la commande appliquée au système réel, dont une mesure est a priori disponible (ou du moins la valeur issue de la loi de commande), est considérée comme un paramètre connu du modèle \mathcal{O} . Dans notre cas, l'angle de braquage δ appliqué au véhicule est donc traité comme un paramètre variable.

En utilisant ces analogies, le nouveau système \mathcal{O}_ϵ peut alors être introduit :

$$\mathcal{O}_\epsilon : \begin{cases} \dot{X}_{Obs} &= f_{Obs}(X_{Obs}, u_{Obs}) \\ Y_{Obs} &= H.X_{Obs} \end{cases} \quad (6.13)$$

avec les définitions suivantes :

$$\begin{aligned} X_{Obs} &= \begin{bmatrix} \hat{y} \\ \hat{\theta} \end{bmatrix} \quad H = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \quad u_{Obs} = \begin{bmatrix} \hat{\beta}^R \\ \hat{\beta}^F \end{bmatrix} \\ f_{Obs}(X_{Obs}, u_{Obs}) &= \begin{cases} f_1 &= v \sin(\hat{\theta} + \hat{\beta}^R) \\ f_2 &= v \left[\cos \hat{\beta}^R \frac{\tan(\delta + \hat{\beta}^F) - \tan \hat{\beta}^R}{L} - c(s) \frac{\cos(\hat{\theta} + \hat{\beta}^R)}{1 - c(s)\hat{y}} \right] \end{cases} \end{aligned} \quad (6.14)$$

Ce nouveau système constitue la mise sous une forme de commande du problème d'observation défini par l'équation (6.6). En effet, en choisissant comme consigne l'état mesuré du système, c'est-à-dire la sortie du modèle précédent $Y = h(X)$, l'observation des deux paramètres de glissement est devenu un problème de commande. Il s'agit ici d'asservir l'état X_{Obs} à la mesure $Y =$ en agissant sur le vecteur de commande (qui est ici formé des paramètres de glissement).

6.4.3 Application de la dualité à l'estimation des angles de dérive

En utilisant l'approche présentée précédemment, l'algorithme d'observation peut s'intégrer dans le schéma global d'asservissement sous la forme présentée sur la figure 6.6. Une deuxième boucle d'asservissement, en parallèle de la boucle de commande développée dans les chapitres précédents, est ajoutée afin d'estimer les paramètres de glissement, (appelée boucle d'observation en vertu du principe de dualité).

Cette seconde boucle réalise la convergence de l'état estimé, résultant de la simulation du modèle MOP, vers les variables mesurées (sorties de la boucle d'asservissement). Une commande adaptée, permettant cette convergence doit donc être calculée à chaque itération. Cette commande constitue l'estimation des paramètres de glissement. Sous cette commande, la convergence

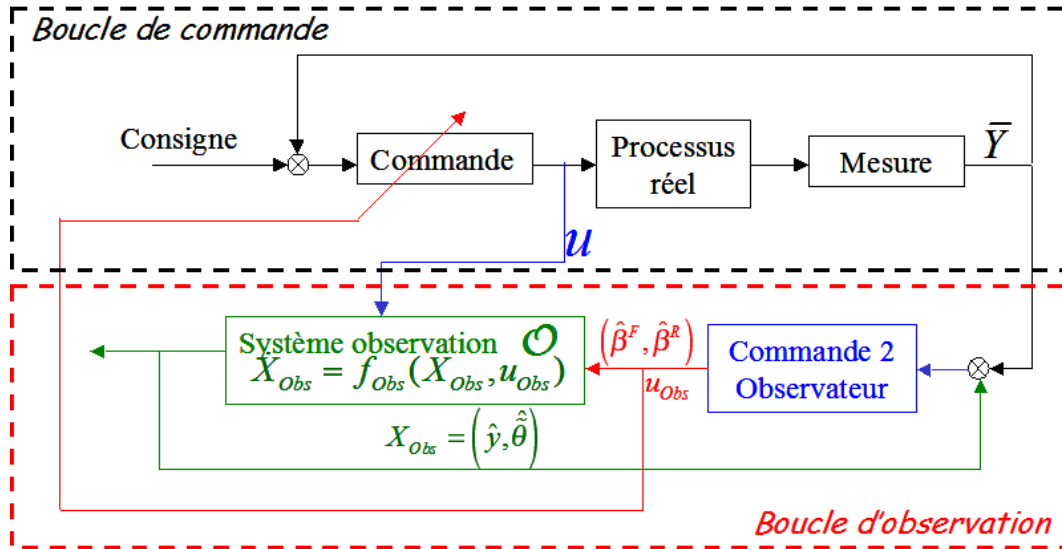


FIG. 6.6 – Schéma de l'algorithme d'estimation et interaction avec la commande

du modèle MOP vers les mesures réelles de l'état du véhicule est ainsi assurée et des valeurs pertinentes pour les paramètres de glissement (i.e assurant que le modèle est cohérent avec la mesure) sont alors calculées. Les glissements ainsi mesurés peuvent alors être injectés dans la boucle de commande, comme paramètres du modèle utilisé pour l'asservissement du véhicule vers sa trajectoire.

Le principe d'observation est ici bien conservé, dans le sens où on asservit l'observation à la mesure faite du vecteur d'état, en reconstruisant des variables inconnues. Toutefois, la présentation est orientée commande pour notre application, puisque nous ne disposons pas d'équation d'évolution pour les paramètres de glissement. En ce sens, nous pouvons les considérer ici directement comme les variables de commande d'un système à asservir.

Contrairement au point de vue observation considéré précédemment, la boucle d'observation proposée ici assure la convergence des variables observées vers les variables mesurées en agissant **uniquement** sur les inconnues du modèle. Ceci permet d'évaluer les paramètres de glissement de façon pertinente par rapport aux données mesurées. En outre, la dynamique de convergence des états observés vers leurs mesures pourra être définie via les paramètres à estimer. Le réglage de l'observateur peut ainsi se faire de façon plus transparente.

6.5 Construction de l'algorithme d'estimation

6.5.1 Commandabilité du système

L'étude de la commandabilité du système (6.13) n'est pas triviale et deux difficultés majeures sont à résoudre afin de prouver une telle propriété. D'une part, ce système est non linéaire en l'état et en la commande. Plusieurs résultats peuvent être appliqués pour établir la commandabilité de systèmes non linéaires (voir par exemple [Thu97] ou [HK77]), notamment en réalisant une linéarisation tangente de ce système par rapport à la commande, afin d'obtenir un système à la commande. Mais, d'autre part, une autre propriété est beaucoup plus limitante. Au vu des

équations (6.14), il peut être constaté qu'une dépendance implicite au temps est présente, à travers l'angle de braquage δ ainsi que de la vitesse v . Bien qu'il soit possible de prouver la commandabilité en fixant ces deux paramètres, il n'existe pas, à notre connaissance, de résultats généraux permettant de prouver cette propriété lorsque ces paramètres dépendent du temps, et une preuve formelle de la commandabilité ne peut être apportée ici.

Toutefois, la commandabilité peut être appréhendée d'un point de vue physique. En effet, il s'agit ici de montrer qu'il est possible de calculer des valeurs de u_{Obs} permettant la convergence de l'état X_{Obs} vers la consigne Y . Or, en reprenant les concepts utilisés pour le calcul direct des paramètres de glissement (au chapitre 3.5.2), nous avons, pour tout v positif et quel que soit $\delta \in [-\frac{\pi}{4}; \frac{\pi}{4}]$, un système de deux équations indépendantes à deux inconnues, permettant de déterminer (β^R, β^F) à chaque instant. Par conséquent, il est possible de déterminer à chaque instant une valeur de u_{Obs} assurant le résultat $X_{Obs} = Y$, et donc de trouver des valeurs de u_{Obs} permettant à la sortie du processus de converger vers la consigne. Ce qui décrit finalement le fait que **le système (6.13) est commandable**.

6.5.2 Equation d'erreur

Pour construire la commande du système (6.13) par rapport aux paramètres de glissement, considérons que les valeurs de ces dérivées sont proches de zéro (du moins inférieures à 10° , ce qui est vrai dans le cas d'application envisagé, puisque l'ordre de grandeur de ces dérivées est de quelques degrés). Nous pouvons ainsi linéariser la fonction f_{Obs} autour de la commande nulle $u_{Obs} = 0_{2 \times 1}$:

$$\dot{\hat{X}}_{Obs} = g_{Obs}(\hat{X}_{Obs}) + B(\hat{X}_{Obs})u_{Obs} \quad (6.15)$$

avec g_{Obs} , une fonction de \mathbb{R}^2 dans \mathbb{R}^2 ne dépendant que de l'état observé X_{Obs} et B une matrice 2×2 représentant la dérivée partielle de f_{Obs} par rapport à u_{Obs} . Leurs définitions sont données par :

$$\begin{aligned} g_{Obs}(\hat{X}_{Obs}) &= f_{Obs}(\hat{X}_{Obs}, 0) = \begin{bmatrix} v \sin \hat{\theta} \\ v \frac{\tan \bar{\delta}}{L} - v \frac{c(s) \cos \hat{\theta}}{1-c(s)\hat{y}} \end{bmatrix} \\ B(X_{Obs}) &= \frac{\partial f_{Obs}}{\partial u}(X_{Obs}, 0) = \begin{bmatrix} v \cos \hat{\theta} & 0 \\ v \frac{c(s) \sin \hat{\theta}}{1-c(s)\hat{y}} - \frac{v}{L} & \frac{v}{L} (1 + \tan^2 \delta) \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (6.16)$$

Introduisons à présent l'erreur d'observation, notée ϵ , consistant en la différence entre la mesure de la sortie de la boucle de commande \bar{Y} et l'état observé Y_{Obs} (ici directement égal à X_{Obs}). Il vient :

$$\epsilon = X_{Obs} - \bar{Y} \quad (6.17)$$

Afin de pouvoir contrôler cette erreur et d'assurer sa convergence vers 0, calculons la dérivée de cette erreur :

$$\dot{\epsilon} = g(\hat{X}_{Obs}) - \dot{\bar{Y}} + B(\hat{X}_{Obs})u_{Obs} \quad (6.18)$$

Dans l'équation (6.18), l'expression de la dynamique de l'erreur fait intervenir la dérivée de la sortie du processus (mesure), que nous ne pouvons négliger. Par ailleurs, si cette fois, une expression analytique est disponible pour $\dot{\bar{Y}}$ (via le modèle cinématique étendu), celle-ci fait intervenir les paramètres de glissement, inconnus, puisque ce sont précisément eux que nous

cherchons à estimer. L'introduction de la dérivée de l'état mesuré est donc réalisée par dérivation numérique, suivant l'expression (6.19) :

$$\dot{\bar{Y}} = \begin{cases} \frac{\bar{y}_{[k]} - \bar{y}_{[k-1]}}{T} \\ \frac{\bar{\theta}_{[k]} - \bar{\theta}_{[k-1]}}{T} \end{cases} \quad (6.19)$$

La même expression des dérivées numériques des mesures que pour l'estimation directe (Cf expression (3.37), page 63) est ici requise. Comme pour l'approche directe, cette expression introduit un bruit de mesure très amplifié (compte tenu de la valeur de T). Toutefois, ce phénomène est ici moins préjudiciable compte tenu du fait qu'un asservissement sera réalisé ci-après. Par l'intermédiaire de cet asservissement, une dynamique pour la convergence de l'erreur sera fixée, impliquant ainsi deux phénomènes :

- Un effet de filtre sur les signaux observés ($\hat{y}, \hat{\theta}$), et par conséquent un filtrage de la commande (donc des paramètres de glissement estimés) par rapport aux signaux entrés dans l'observateur. Ce lissage est défini par la dynamique imposée sur la convergence de ϵ .
- Dans l'hypothèse où un filtre est introduit sur le calcul de $\dot{\bar{Y}}$, l'effet du retard engendré sera relativement réduit (par rapport au cas de l'estimation directe). En effet, l'asservissement étant réalisé sur ϵ , c'est le temps de réponse fixé pour l'asservissement qui, majoritairement, régira le retard.

6.5.3 Equation d'observation - convergence de l'erreur

L'équation (6.19) fournit l'expression d'une dynamique de l'erreur d'observation dont il faut assurer la convergence vers $0_{2 \times 1}$, par l'intermédiaire du vecteur de commande (dont les variables sont les paramètres de glissement $\hat{\beta}^R$ et $\hat{\beta}^F$). Cette convergence peut être classiquement obtenue en imposant à ϵ la condition suivante :

$$\dot{\epsilon} = G \cdot \epsilon \quad (6.20)$$

Sous l'hypothèse que G (matrice carrée de dimension 2) soit Hurwitz, la condition (6.20) impose la convergence de l'erreur d'observation vers 0, selon une dynamique fixée par G . En injectant l'expression (6.19) dans (6.20), nous obtenons l'expression :

$$g(\hat{X}_{Obs}) - \dot{\bar{Y}} + B(\hat{X}_{Obs})u_{Obs} = G \cdot \epsilon \quad (6.21)$$

Compte tenu de la définition de la matrice $B(\hat{X}_{Obs})$ donnée par (6.16), cette matrice est inversible sous les conditions suivantes :

- $v \neq 0$, ce qui a été supposé pendant tout ce mémoire
- $\tilde{\theta} \neq \frac{\pi}{2}[\pi]$, ce qui est le cas si le système est initialisé correctement

Sous ces conditions, il est donc possible d'accéder à une expression explicite de la loi de commande assurant la condition (6.20) :

$$\begin{aligned} u_{Obs} &= B^{-1}(\hat{X}_{Obs}) \left[G \cdot \epsilon - g(\hat{X}_{Obs}) + \dot{\bar{Y}} \right] \\ \dot{\hat{X}}_{Obs} &= f_{Obs}(\hat{X}_{Obs}, u_{Obs}) \end{aligned} \quad (6.22)$$

L'équation (6.22) constitue l'équation d'observation, permettant d'estimer des paramètres de glissement pertinents (dans le sens où ils assurent la convergence du modèle MOP vers les

mesures effectuées sur le processus réel). Cette loi de commande permet de fixer une dynamique de convergence définie par la matrice G (consistante avec une matrice de gains du point de vue de l'observation), rendant ainsi le comportement de l'observateur indépendant de l'état mesuré et/ou observé. Le choix de la réponse de X_{Obs} par la matrice de gains permet, d'un point de vue physique de régler deux paramètres fondamentaux pour notre application qui n'intervenaient pas dans une approche d'estimation par calcul direct :

- Réduction des bruits. Le temps de réponse fixé par G détermine directement le temps de convergence de la sortie du modèle \mathcal{O} vers la mesure. Par conséquent, un filtrage des signaux observés X_{Obs} (si le réglage de G impose une réaction suffisamment lente) par rapport aux signaux mesurés \bar{Y} sera imposé.
- Détermination d'une confiance sur les mesures. Cette confiance n'est pas formalisée ici sous une forme statistique, mais par le réglage de temps de réponse différents pour $X_{Obs}(1) = \hat{y}$ et $X_{Obs}(2) = \hat{\theta}$. En effet, en réglant un temps de convergence plus rapide sur la mesure en laquelle une plus grande confiance est présente, il est possible de privilégier celle-ci. Dans notre cas, la mesure de l'écart latéral est plus fiable que celle de l'écart angulaire (puisque cette dernière est issue d'un filtre de Kalman). Par conséquent, la matrice G sera choisie telle que la valeur propre associée à l'écart latéral ait une partie réelle plus importante en valeur absolue que celle associée à l'écart angulaire, afin de privilégier la convergence du modèle vers la mesure la plus fiable.

Ces deux points constituent l'intérêt de la technique d'estimation des paramètres de glissement présentée ici par rapport à l'approche décrite dans le chapitre 3. En outre, le point de vue "commande" adopté pour le problème d'observation permet un réglage plus aisé de l'algorithme d'observation, compte tenu du modèle disponible.

6.6 Validation de l'approche en boucle ouverte (observateur seul)

6.6.1 Convergence de l'estimateur

Considérons ici le même dispositif que dans la section 6.3.2 et appliquons l'algorithme développé dans la section précédente. La matrice G est ici définie diagonale et comporte une valeur plus importante pour la convergence de \hat{y} que pour $\hat{\theta}$. La valeur numérique de G est donnée par l'expression (6.23).

$$G = \begin{bmatrix} -2.8 & 0 \\ 0 & -0.8 \end{bmatrix} \quad (6.23)$$

Par ailleurs, pour le calcul de la dérivée numérique $\dot{\bar{Y}}$, un filtre passe bas est appliqué avec une fréquence de coupure relativement haute (2.5Hz). Sous ces conditions, intéressons nous d'abord à la convergence des écarts observés $(\hat{y}, \hat{\theta})$, étape préliminaire à la reconstruction des paramètres de glissement et à la validation de l'ensemble de l'algorithme d'observation. Les résultats de convergence sont présentés sur la figure 6.7, avec en trait plein noir, les écarts réels et en trait mixte vert, les écarts observés.

Ce premier résultat permet de valider l'équation de convergence définie par (6.20), qui amène l'erreur d'observation vers 0. En effet, les signaux observés tant au niveau de l'écart latéral qu'angulaire convergent bien vers les valeurs mesurées. De plus, nous pouvons ici noter l'influence du

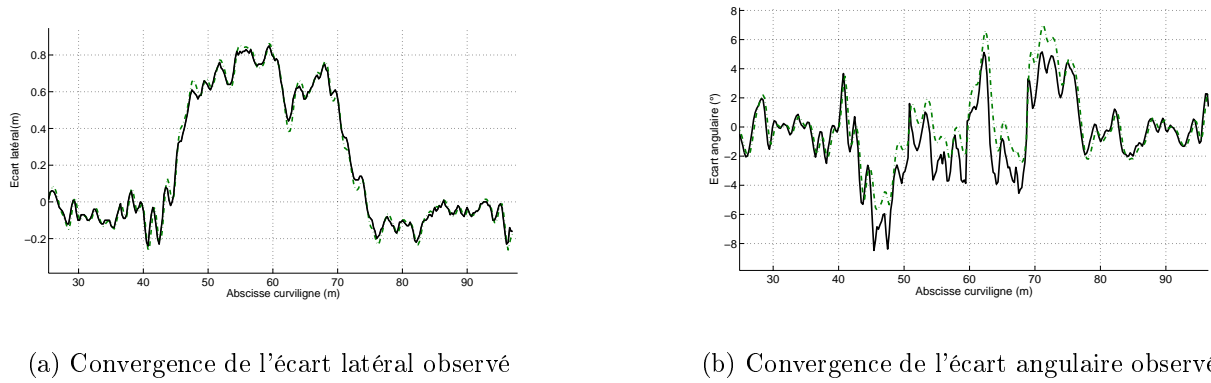


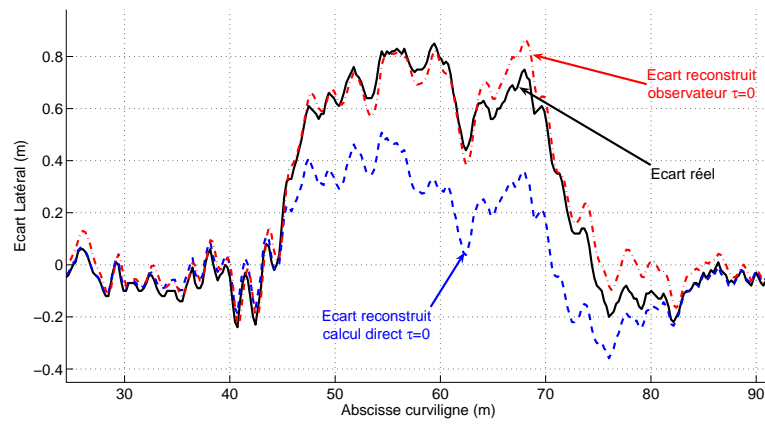
FIG. 6.7 – Convergence de l'état estimé vers l'état mesuré

choix de la matrice G : le temps de convergence plus long imposé à l'écart angulaire génère quelques différences entre écarts estimé et réel sur la figure 6.7(b). Ceci est particulièrement visible entre les abscisses curvilignes 45 et 75m où les variations rapides ne sont pas suivies et un écart de quelques dixièmes de degrés peut être observé. Ainsi, le choix de la matrice G permet bien de privilégier l'une des mesures par rapport à l'autre puisque de telles différences n'apparaissent pas pour le cas de l'écart latéral (figure 6.7(a)).

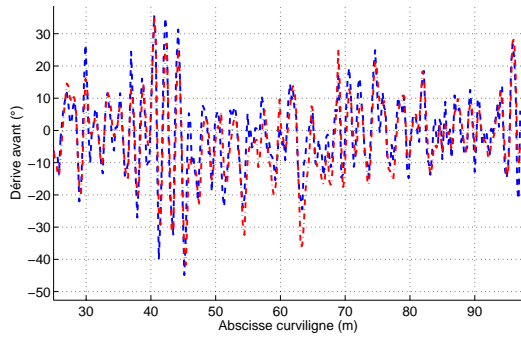
6.6.2 Validation de la reconstruction du comportement

L'équation d'observation assure bien la convergence de X_{Obs} en tenant compte du niveau de confiance dans les mesures effectuées. Ainsi, le choix (6.23) pour la matrice G permet de tolérer des différences sur l'estimation de l'écart angulaire par rapport à celui mesuré. Vérifions que cette tolérance permet effectivement d'aboutir à une estimation pertinente des paramètres de glissement, c'est-à-dire à une reconstruction plus précise du comportement du véhicule. Comme dans le cas des simulations de la section 6.3.2, utilisons les glissements ainsi estimés pour simuler le comportement du véhicule, et comparons cette reconstruction à la simulation utilisant le calcul direct des glissements (sans le paramètre τ) et à la courbe réelle.

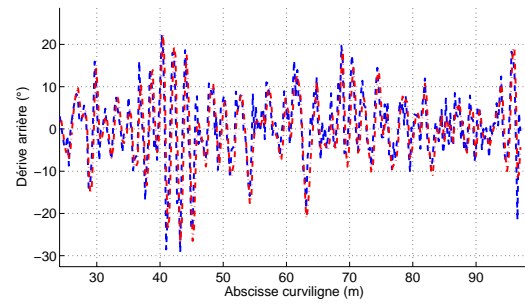
Les résultats d'une telle simulation sont représentés sur la figure 6.8. Sur ces figures, le paramètre de retard τ est négligé pour toutes les approches. Malgré le fait que le retard ne soit pas pris en compte, l'approche d'estimation considérée ici permet d'obtenir une meilleure précision par rapport aux résultats réels. En effet, l'écart latéral reconstruit ici, et présenté sur la figure 6.8(a) est plus proche de l'écart mesuré que pour toutes les autres approches : calcul direct quelle que soit la valeur de τ et approches de type observateur envisagées dans la section 6.3.2. Un tel résultat sur la reconstruction du comportement du véhicule valide donc la pertinence de l'approche vis-à-vis des incertitudes de mesure et l'importance d'un choix non symétrique pour la matrice G . Pour s'en convaincre complètement, reprenons la simulation précédente avec un autre choix pour la matrice G , en inversant les valeurs de la diagonale, i.e. en utilisant la matrice G_2 décrite par l'expression (6.24) dans l'équation d'observation (6.22). Le résultat de



(a) Ecarts latéraux reconstruit vs réel



(b) Dérive avant estimée



(c) Dérive arrière estimée

FIG. 6.8 – Résultats relatifs à l'estimateur, sans filtre sur les dérivées des mesures

l'écart latéral reconstruit est décrit sur la figure 6.9.

$$G_2 = \begin{bmatrix} -0.8 & 0 \\ 0 & -2.8 \end{bmatrix} \quad (6.24)$$

Le choix de la matrice G_2 privilégie cette fois la mesure de l'écart angulaire susceptible de comporter des erreurs dans le cas de la prise de virage (qui nécessiterait un terme de correction du retard τ). Pour ce choix de la matrice des gains, l'écart latéral reconstruit est moins précis et un offset relativement constant peut être remarqué entre l'écart latéral reconstruit et l'écart latéral réel.

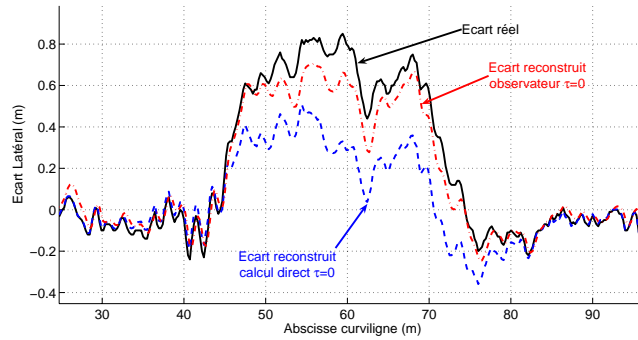


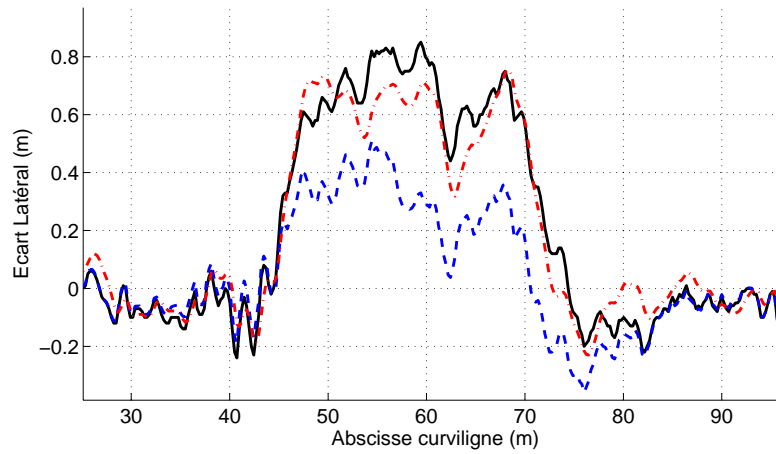
FIG. 6.9 – Ecart latéral reconstruit avec la matrice des gains G_2

L'intérêt de cette nouvelle approche vis-à-vis de l'indépendance au paramètre τ peut ainsi être validé. Toutefois, les résultats obtenus sur les angles de dérive sont aussi bruités que dans le cas de l'estimation directe des glissements. Effectivement, les figures 6.8(b) et 6.8(c) montrent que les dérives avant et arrière estimées sont très bruitées. Ces bruits sont liés à l'utilisation de la dérivée numérique. La figure 6.10 reprend la simulation de la figure 6.8 en apposant un filtre sur les signaux de dérivée des écarts par rapport au temps (équation 6.19) avec une fréquence de coupure à 0.2Hz. Avec ce filtre, il est possible de noter d'une part que les niveaux de bruit enregistrés sur les dérives sont abaissés (figures 6.10(b) et 6.10(c)), et que d'autre part, la reconstruction de l'écart latéral n'est pas retardée (figure 6.10(a)). En effet, si le signal de l'écart reconstruit apparaît comme plus filtré et légèrement moins précis, le saut d'écart latéral dû au virage à l'abscisse 45m est bien obtenu à cette abscisse par reconstruction. La mise en place d'un filtre ne perturbe que très peu la pertinence des paramètres de glissement estimés sans entraîner de retard.

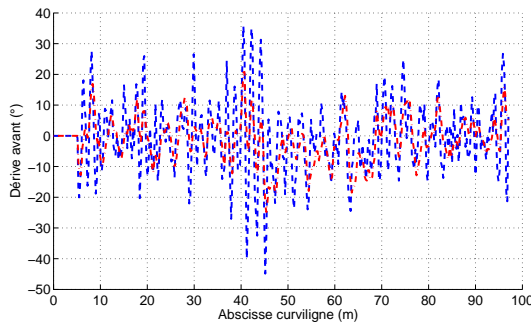
Toutefois, les bruits enregistrés sur les dérives demeurent relativement importants et un autre filtre sur les signaux de dérive devra être appliqué.

6.6.3 Remarques générales sur l'algorithme d'estimation

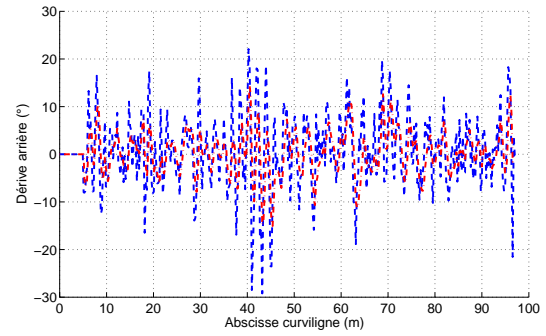
Le premier apport majeur du nouvel algorithme d'estimation réside dans le fait qu'il n'est plus nécessaire de prendre en compte le retard lié à l'estimation de l'écart angulaire. Il n'est donc plus utile de déterminer de façon empirique le paramètre de retard τ introduit par l'équation (3.41). Ceci est autorisé par l'introduction de la matrice des gains G choisie non symétrique,



(a) Ecart latéraux reconstruit vs réel



(b) Dérive avant estimée



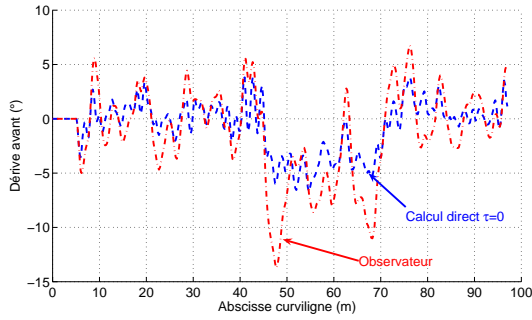
(c) Dérive arrière estimée

FIG. 6.10 – Résultats relatifs à l'estimateur, avec filtre sur les dérivées des mesures

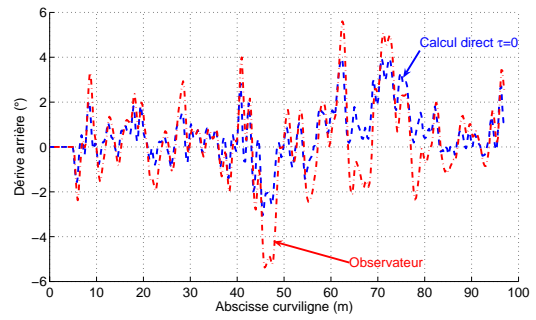
afin de pouvoir privilégier le signal d'une mesure (écart latéral \bar{y}) par rapport à l'autre (écart angulaire $\bar{\theta}$). Cet algorithme permet en réglant différemment les temps de réponse des données estimées, de tolérer des erreurs sur l'écart angulaire estimé ($\hat{\theta}$), afin de permettre une meilleure superposition de l'écart latéral estimé (\hat{y}) et de l'écart latéral mesuré (\bar{y}). La mesure d'écart latéral constitue une mesure non biaisée et est, par ailleurs, la mesure principale pour le suivi de trajectoire. Les paramètres de glissement ainsi estimés sont différents de ceux calculés directement, mais constituent une estimation plus pertinente vis-à-vis de l'écart latéral mesuré, signal privilégié ici. En effet, ces deux angles de dérive assurent la convergence de l'écart latéral estimé vers l'écart latéral mesuré, en minimisant les effets d'un biais sur la mesure de l'écart angulaire.

Si l'algorithme permet théoriquement, par le choix de la matrice des gains G , de régler le niveau de bruit (plus le temps de réponse de l'observateur est choisi long, plus les données estimées $\hat{\beta}^F$ et $\hat{\beta}^R$ seront lisses), l'introduction des dérivées numériques des signaux mesurés ($\dot{\bar{Y}}$ définies par (6.19)) est responsable de la majeure partie des bruits présents sur les signaux estimés. Toutefois, l'utilisation de filtres passe-bas pour les dérivées numériques ne pénalise pas l'évolution de l'écart estimé, ce qui permet de réduire considérablement le niveau de bruit. Dans ces conditions, la fréquence de coupure du filtre final appliqué sur les paramètres de glissement

(permettant d'assurer une commande confortable pour l'utilisateur) pourra être augmentée, réduisant ainsi le retard introduit. La figure 6.11 montre les signaux des paramètres de glissement obtenus après la mise en place du filtre sur les glissements estimés. Pour les signaux relatifs au calcul direct, la fréquence de coupure est de 0.1Hz tandis que celle-ci est de 0.2Hz pour les signaux provenant de l'algorithme d'estimation.



(a) Dérive avant estimée



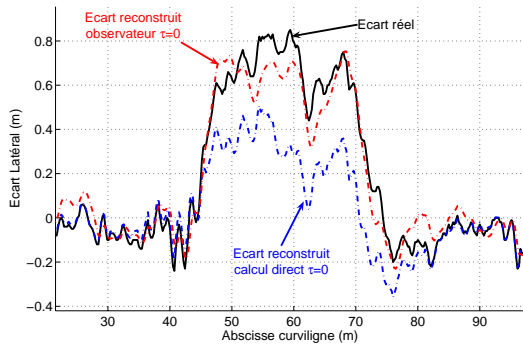
(b) Dérive arrière estimée

FIG. 6.11 – Comparaison des glissements estimés après filtrage

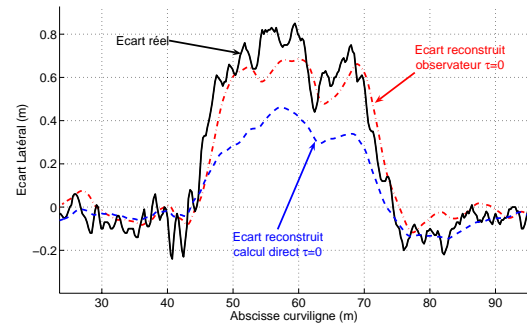
Malgré cette différence sur les fréquences de coupure, les niveaux de bruit obtenus sont équivalents, pour les deux méthodes d'estimation des paramètres de glissement (niveau de bruit assurant une loi de commande confortable pour l'utilisateur). De plus, nous noterons que la méthode basée sur les principes d'observation est plus réactive que la méthode directe lorsque survient le virage (abscisse 45m). Par ailleurs, il est possible sur la figure 6.11(a) notamment, de relever des différences sur les estimées inhérentes au choix de la méthode. En effet, pendant la période où le virage est constant (entre les abscisses curvilignes 45m à 70m), les estimées de la dérive du train avant ne convergent pas tout à fait vers la même valeur.

La mise en place de ces filtres ne perturbe pas de façon prépondérante la reconstruction du comportement du véhicule pour le cas de l'estimation basée sur des principes d'observation. Afin de s'en convaincre, la figure 6.12(b) présente les signaux d'écarts latéral reconstruits par l'intermédiaire des glissements filtrés (signaux présentés par la figure 6.11). Cette reconstruction est à comparer avec celle obtenue avec les signaux non filtrés, présentés sur la figure 6.10(a) et rappelés sur la figure 6.12(a).

Le retard lié à la mise en place de filtres est en effet présent sur la reconstruction de l'écart latéral utilisant les glissements obtenus par l'algorithme d'observation. En effet, sur le saut d'écart latéral enregistré en début de virage (abscisse 45m), un retard pur peut être constaté, mais la pente demeure sensiblement la même que pour l'écart latéral mesuré. La valeur de convergence durant le régime établi n'est pour sa part pas modifiée. En revanche le filtre présent sur la reconstruction utilisant le calcul direct (en tiret bleu sur la figure 6.12(b)) conduit à un large retard. Par ailleurs le choix $\tau=0$ ne permet pas aux glissements de converger vers des valeurs pertinentes pour la reconstruction du signal. L'utilisation de tels paramètres pour l'algorithme de guidage s'avérerait ainsi erronée, menant à une convergence du véhicule vers un écart latéral non nul.



(a) Ecarts latéraux reconstruits sans filtre sur les glissements



(b) Ecarts latéraux reconstruits avec filtre sur les glissements

FIG. 6.12 – Comparaison des écarts reconstruits avec et sans filtrage sur les glissements

Cette ultime simulation concernant le fonctionnement de l'algorithme d'estimation en boucle ouverte permet de montrer l'apport de cette approche pour l'estimation des paramètres de glissement, même en conditions réelles. Toutefois, la convergence de la loi de commande d'une part et de l'observateur d'autre part (permettant de résoudre les inconnues du modèle) ne signifie pas a priori que l'algorithme global converge (algorithme de suivi de trajectoire complet, intégrant les glissements estimés par (6.19)). En effet, la convergence globale d'une commande référencée observateur reste un problème ouvert, et il convient de valider expérimentalement la stabilité de l'ensemble de la stratégie de commande. L'étude de la stabilité de l'algorithme de suivi de trajectoire - loi de commande et observateur - fait l'objet de la section suivante.

En plus de la matrice des gains G , la convergence de l'algorithme de suivi de trajectoire est également soumise à d'autres paramètres, introduits par les spécificités de l'observateur proposé dans ce chapitre. En effet, pour le cas expérimental, l'algorithme d'observation nécessite la mise en place de filtres passe-bas à deux endroits de l'estimateur :

- Dérivées numériques des signaux mesurés.
- Glissements estimés (sorties de l'algorithme d'estimation).

6.7 Validation de l'ensemble de l'algorithme de guidage

Comme il est écrit dans la section précédente, il est nécessaire de valider le fonctionnement de l'ensemble de l'algorithme (loi de commande et observateur) présenté sur le schéma de la figure 6.6.

6.7.1 Résultats simulés

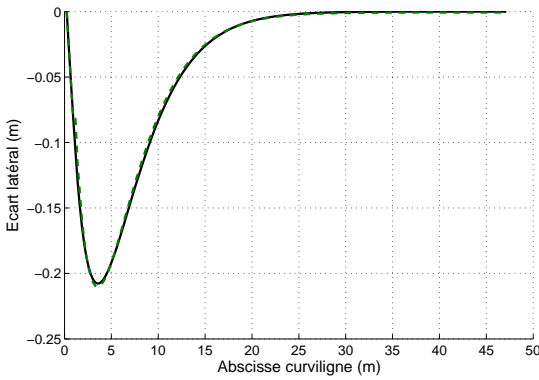
Les simulations présentées dans la section précédente, utilisant par ailleurs des données mesurées, montrent en boucle ouverte l'intérêt de l'algorithme d'estimation. Considérons à présent le fonctionnement de l'ensemble de l'algorithme en boucle fermée. Dans cette section, la validité de l'algorithme de guidage intégrant l'algorithme d'estimation basé sur des principes d'observation est étudiée.

6.7.1.1 Validation pour un saut de glissement

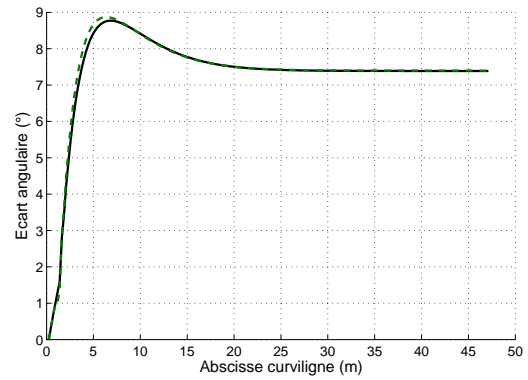
Dans un premier temps, le cas du saut de glissement constant est abordé (cas de simulation correspondant à une pente). Dans ce cas de figure, la trajectoire à suivre est une ligne droite et un saut de glissement est appliqué à la première itération, en utilisant le modèle MOV pour simuler le véhicule avec les valeurs (6.25) pour les paramètres de glissement. Comme dans les autres cas de simulation, la vitesse de suivi est fixée à 8.4km.H^{-1} .

$$\begin{cases} \dot{Y} &= -0.3\text{m.s}^{-1} \\ \dot{\theta}_P &= 0.06\text{rad.s}^{-1} \end{cases} \quad (6.25)$$

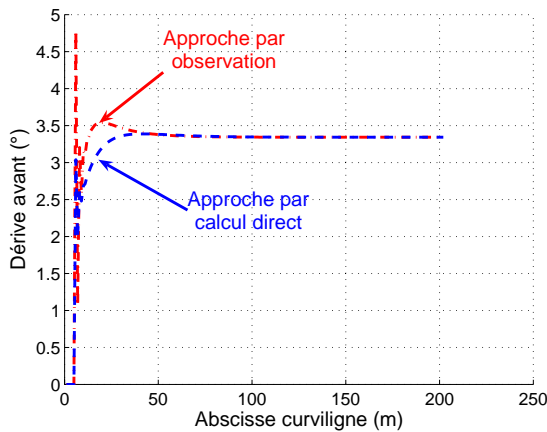
La loi de commande utilisée est ici $\delta_{OBS-MOP}$ alimentée par l'équation d'observation (6.22). Le choix de la matrice G est toujours défini par (6.23). Sous ces conditions, la figure 6.13 présente les écarts latéral et angulaire obtenus (en trait plein noir), ainsi que leurs homologues estimés (\hat{y} et $\hat{\theta}$, en trait interrompu vert). Par ailleurs, cette figure présente également les comparaisons des valeurs des dérives obtenues par les deux algorithmes d'estimation.



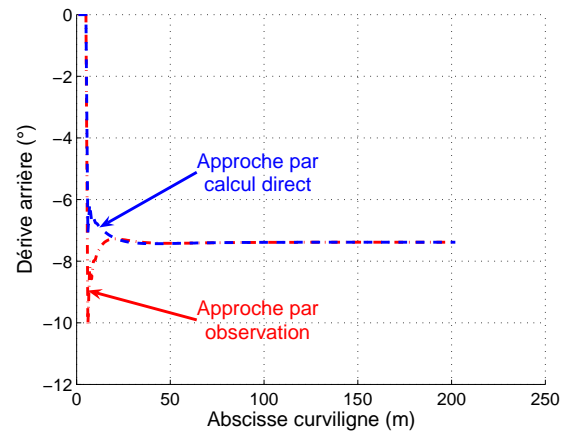
(a) Ecart latéraux simulé et estimé



(b) Ecart angulaires simulé et estimé



(c) Dérives avant estimée et calculée



(d) Dérives arrière estimée et calculée

FIG. 6.13 – Validation de la convergence de la loi de commande alimentée par observateur

Cette première simulation permet de valider la convergence de la loi de commande vers un

écart latéral nul (pas d'erreur de suivi de trajectoire) face à un saut de glissement. Toutefois, le temps de réponse est légèrement allongé par rapport au cas des glissements estimés par calcul direct (sous la même loi de commande $\delta_{OBS-MOP}$, simulation reportée sur la figure 4.17). Ceci est normal compte tenu du temps de convergence de l'observateur défini par G et impliquant un temps de réponse des données observées par rapport aux données mesurées. Ainsi, contrairement au cas du calcul direct des glissements, une période transitoire est présente pour l'établissement des glissements observés.

6.7.1.2 Validation pour des glissements proportionnels à l'angle de braquage

Si dans le cas où les glissements sont constants, la stabilité de l'ensemble de l'algorithme est validée, l'introduction de paramètres de glissement dépendants de l'angle de braquage doit être envisagée. Pour cette simulation, nous reprenons le cas de la trajectoire admissible, rappelée sur la figure 6.14. Il s'agit d'un virage dont la zone transitoire peut être suivie, compte tenu de la non holonomie du véhicule et du modèle de l'actionneur.

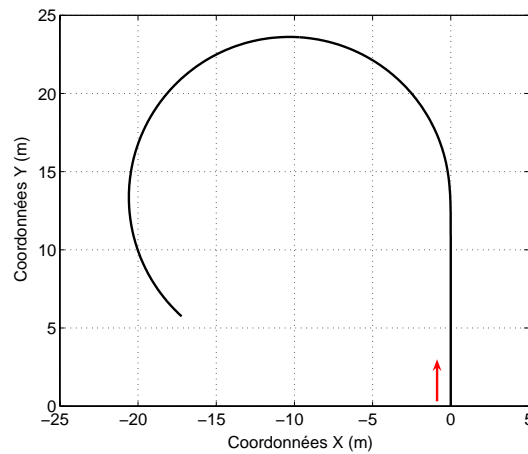


FIG. 6.14 – Trajectoire admissible utilisée pour l'algorithme globalement (glissements indexés sur δ)

Les mêmes conditions de simulation ont été reprises, par rapport à celle dont le résultat est représenté au chapitre 5, sur la figure 5.20, page 150 : mêmes glissements, mêmes paramètres utilisés pour la simulation du bas niveau, et mêmes réglages de la loi de commande prédictive. Ces paramètres sont résumés dans le tableau 6.1.

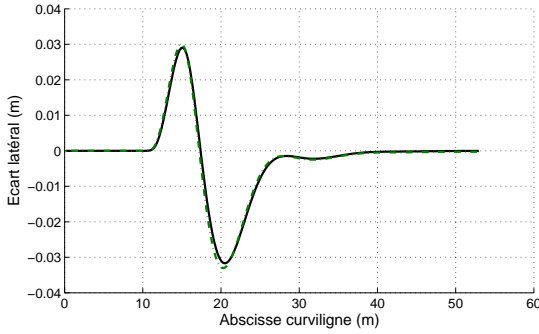
Glissements introduits		Prédiction		Autres paramètres	
β^F	-0.2δ	Consigne future	constante	K_P	0.09
β^R	0.15δ	Horizon de prédiction	0.6s	K_D	0.6
		Structure de commande n_H	1	Vitesse	8.4km.H ⁻¹
		Evolution désirée γ	0.2		

TAB. 6.1 – Paramètres de simulation

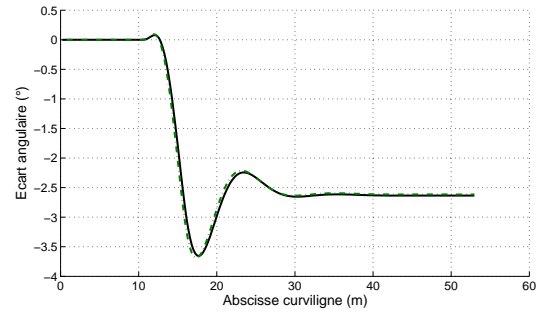
Sous les paramètres précédents, la figure 6.15 montre les résultats de simulation pour la loi de commande δ_{MOP}^{Pred} , alimentée par l'algorithme d'observation (6.22). Les conventions de tracé

sont les mêmes que sur la figure 6.13. La validité théorique de l'ensemble de l'algorithme dans le cas de glissements variables, indexés sur l'angle de braquage, est montrée. En effet, l'écart latéral converge bien vers 0 et l'écart angulaire vers l'opposé de la dérive arrière β^R . Par ailleurs les paramètres de glissement issus de l'observation sont bien superposés à ceux calculés directement par l'équation (3.37).

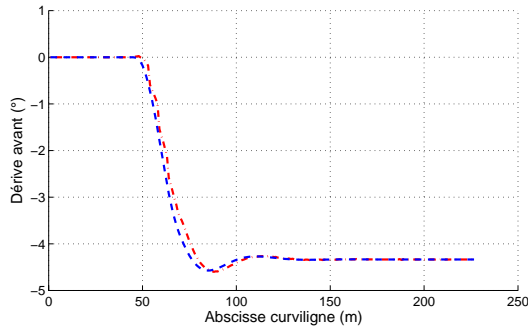
Comme dans le cas des glissements constants évoqué précédemment, le temps de réponse de l'erreur de suivi est légèrement modifié, amenant à une dynamique d'erreur sensiblement différente de celle observée sur la figure 5.20 (cas des dérives calculées directement).



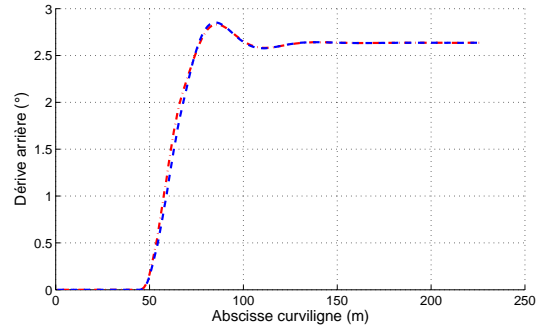
(a) Ecart latéraux simulé et estimé



(b) Ecart angulaires simulé et estimé



(c) Dérives avant estimée et calculée



(d) Dérives arrière estimée et calculée

FIG. 6.15 – Validation de la convergence de la loi de commande alimentée par observateur

Dans les deux cas présentés, la validité de l'ensemble de l'algorithme est assurée pour le choix de la matrice G . Toutefois, la dynamique de l'erreur de suivi, fixée auparavant uniquement par les gains de la loi de commande (K_P, K_D), dépend à présent dans une certaine mesure de l'algorithme d'estimation (6.22) et du choix de la matrice des gains G .

6.7.1.3 Influence du choix de G - limite de stabilité

Le choix de la matrice des gains de l'observateur, s'il définit directement la dynamique de réponse de l'état observé \hat{X}_{Obs} vers la mesure, impose indirectement la réponse des glissements estimés u_{Obs} et, par conséquent, le temps de réponse de l'erreur de suivi. A ce titre, le choix de la matrice G peut s'avérer prépondérant dans la réponse du véhicule. Dans les deux cas précédents,

le choix de la matrice G est tel que le temps de montée pour l'estimée de l'écart latéral est de 1s et de 3.75s pour l'estimée de l'écart angulaire, soit des distances de réponse équivalentes (à 8.4km.H^{-1}) de 2.5m et 8.8m, inférieures aux distances de réponse de la loi de commande. Un tel choix permet donc de ne pas réduire l'influence des gains K_p et K_d . La dynamique d'erreur demeure donc très proche de celle obtenue par l'approche de calcul direct des glissements. En revanche, si le temps de réponse (ou distance de réponse, connaissant la vitesse) de l'état estimé est supérieur à celui fixé par la loi de commande, la dynamique de l'erreur de suivi sera majoritairement contrainte par l'observateur.

L'influence de la matrice G sur la réponse du suivi de trajectoire est ici étudiée. Dans cette section, la simulation précédente est reproduite en utilisant les matrices G définies dans le tableau 6.2. En plus des valeurs numériques choisies, le tableau recense les temps de réponse pour la convergence de l'état estimé vers l'état mesuré, ainsi que les distances de convergence équivalentes pour la vitesse d'évolution utilisée dans les simulations. Quatre matrices de gain différentes sont testées, dont une (G_A) définit des distances de réponse pour l'état estimé supérieures à celle fixée par les gains de la loi de commande. La dernière de ces matrices G_D correspond inversement à des gains très importants, et donc des distances de réponse très courtes.

	G_A	G_B	G_C	G_D
	$\begin{bmatrix} -0.1 & 0 \\ 0 & -0.05 \end{bmatrix}$	$\begin{bmatrix} -2.8 & 0 \\ 0 & -0.8 \end{bmatrix}$	$\begin{bmatrix} -4 & 0 \\ 0 & -4 \end{bmatrix}$	$\begin{bmatrix} -25 & 0 \\ 0 & -15 \end{bmatrix}$
tps/dist réponse \hat{y}	30s/70m	1s/2.5m	0.75s/1.75m	0.12s/0.28m
tps/dist réponse $\hat{\theta}$	60s/140m	3.75s/8.8m	0.75s/1.75m	0.2s/0.47m

TAB. 6.2 – Valeurs testées pour la matrice des gains G

Les conditions de simulation sont les mêmes que celles décrites dans le tableau 6.1. Les résultats des erreurs de suivi simulés sont comparés sur la figure 6.16. Dans un premier temps, ces résultats confirment que si les gains de la matrice G définissent une dynamique plus lente que celle de la commande, c'est la dynamique de l'observateur qui définira le temps de réponse global du système asservi. Dans ces conditions, le véhicule ne converge que très lentement vers la trajectoire, après le dépassement généré par la variation de courbure.

Dès que les valeurs de la matrice G assurent une convergence de l'observateur plus rapide que celle imposée la commande, la variation de ces valeurs influe relativement peu (dans le cas théorique où les bruits sont négligés) sur l'évolution de l'écart latéral. Ainsi les courbes relatives à G_B et G_C demeurent très proches. Ceci, jusqu'à ce que les valeurs définies entraînent une dynamique trop rapide, compte tenu de la période d'échantillonnage et des saturations introduites. Le système devient alors instable et diverge (courbe relative au choix G_D).

Dans le cadre de ces simulations, le choix de la matrice G n'a pas une influence prépondérante sur la réponse du véhicule, à partir du moment où les valeurs choisies définissent une réponse de l'observateur plus rapide que celle imposée par la commande mais suffisamment lente pour assurer la stabilité du système, vis-à-vis de ses limitations physiques (période d'échantillonnage, bas niveau simulé, ...). Toutefois, comme il sera montré par la suite, l'introduction des bruits et perturbations nécessitant la mise en place de filtres passe-bas, implique en pratique une plus

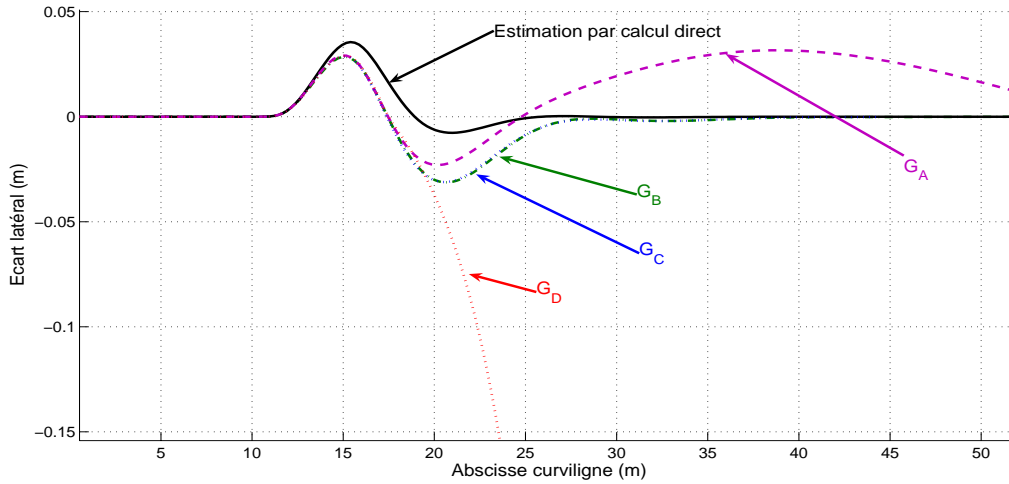


FIG. 6.16 – Comparaison des écarts latéraux simulés en fonction du choix de G

grande importance du choix de G .

6.7.2 Résultats expérimentaux

Le schéma global de la figure 6.6 (à la page 176) et l'intérêt de l'algorithme d'estimation proposé dans ce chapitre (et appelé par la suite "observateur") sont étudiés à travers deux cas d'étude : le suivi de ligne droite en pente et le suivi de virage sur monde plat (de la même manière que dans le chapitre 4). Sur les deux essais présentés ici, les valeurs numériques retenues pour la matrice G sont les mêmes que celles de la matrice G_B du tableau 6.2 et la vitesse du suivi est d'environ 8km.H^{-1} .

6.7.2.1 Suivi de ligne droite en pente

Nous abordons tout d'abord le cas le plus défavorable du suivi de ligne droite en pente. La difficulté résulte de l'irrégularité du champ en pente qui induit des bruits importants dans les signaux mesurés dus fait de l'oscillation de la cabine (liée par des suspensions à l'essieu du véhicule). Dans ces conditions d'essai, le suivi d'une ligne droite est réalisé trois fois consécutivement en utilisant les lois de commande : (i) sans prise en compte des glissements δ_{RSG} , (ii) avec prise en compte des glissements δ_{MOP} estimés par calcul direct et (iii) avec δ_{MOP} , dont les glissements sont estimés par l'algorithme d'observation décrit par (6.22).

Les résultats relatifs à l'erreur de suivi sont présentés sur la figure 6.17. Nous pouvons vérifier la validité de l'approche en vraie grandeur, et le fait que l'intégration de l'observateur ne perturbe pas la stabilité de l'ensemble. Pour les deux approches (avec et sans observateur), des filtres passe-bas sont appliqués aux glissements estimés.

Si les deux suivis utilisant la loi de commande δ_{MOP} permettent tous deux d'être très proches de la trajectoire, des différences notables peuvent être mises en évidence. En effet l'utilisation de l'approche basée sur des principes d'observation permet un comportement moins oscillant du véhicule, par rapport aux variations des conditions d'adhérence. C'est par exemple le cas autour des abscisses curvilignes 55m ou 68m, où de brusques variations engendrent des dépassements plus importants pour la loi de commande alimentée par des glissements calculés. Ces perturba-

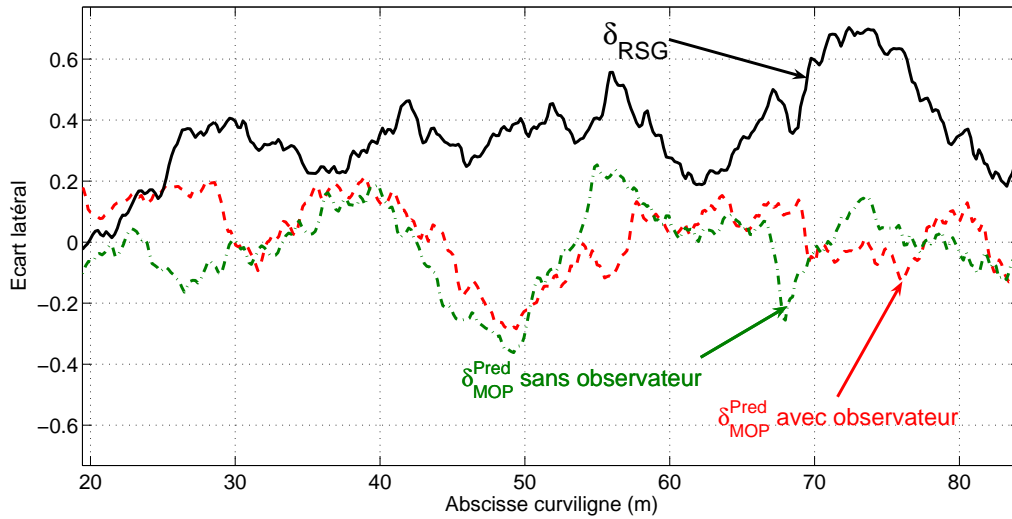


FIG. 6.17 – Écarts à la trajectoire enregistrés en pente avec et sans observateur

tions importantes ont un effet plus limité dans le cas de l'utilisation de l'observateur, permettant ainsi un suivi plus robuste. Les propriétés numériques des signaux d'erreur sont présentées sur le tableau 6.3. Elles permettent de corroborer cette remarque, puisque la valeur de l'écart type est plus faible pour l'utilisation de l'observateur (11cm contre 13cm dans le cas du calcul direct).

	moyenne	écart type	dans $\pm 15\text{cm}$
<i>Loi classique</i>	<i>36cm</i>	<i>15cm</i>	<i>4%</i>
MOP glissements calculés	-2cm	13cm	79%
MOP glissements estimés	0cm	11cm	85%

TAB. 6.3 – Propriétés numériques des erreurs de suivi

Cette robustesse plus importante permet au véhicule de rester plus proche de la trajectoire de référence, de façon durable. Ainsi, l'utilisation de l'observateur permet de rester dans l'intervalle d'acceptabilité pendant 85% du temps (contre 79% pour les glissements calculés). Comme attendu, cette amélioration significative du résultat sur l'erreur de suivi s'explique majoritairement par une estimation plus pertinente des paramètres de glissement (β^F et β^R). La figure 6.18 permet de comparer les glissements estimés par les deux approches durant l'essai utilisant la loi de commande δ_{MOP} et l'observateur. Si, pour la dérive arrière (explicitée sur la figure 6.18(b)), il n'y a que peu de différence entre les deux estimées de ce paramètre, des différences plus importantes peuvent être observées sur les estimées de la dérive avant (voir figure 6.18(a)).

L'estimation issue de l'observateur apparaît plus lisse que l'estimation obtenue par calcul direct. Ceci est dû au fait que le temps de réponse de l'observateur (défini par la matrice G) permet un filtrage préalable des glissements estimés sans pour autant introduire de retard. Le filtre passe-bas ajouté ensuite sur ce signal peut donc avoir une fréquence de coupure plus élevée (réduisant ainsi le retard engendré). La variabilité du signal d'écart latéral est alors fortement réduite, du fait d'une meilleure réactivité des paramètres de glissement estimés.

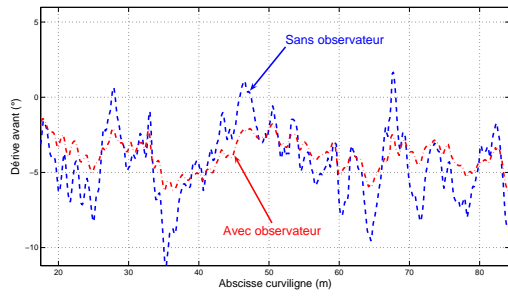
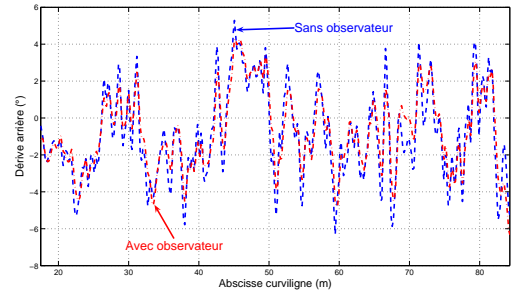
(a) Dérive avant β^F (b) Dérive arrière β^R

FIG. 6.18 – Signaux de dérive calculé et "observé" durant l'essai en pente

6.7.2.2 Demi-tour serré sur monde plat

Considérons à présent le cas de l'évolution sur champ plat et le suivi d'un demi-tour serré (trajectoire présentée sur la figure 6.19). Dans ces conditions, un des intérêts de l'utilisation de l'observateur est de minimiser l'influence des biais potentiellement présents sur l'estimation du cap. En effet, dans un tel cas, on peut rappeler que l'estimation des glissements par calcul direct nécessite la prise en compte d'un paramètre de retard (noté τ , dans l'équation d'estimation (3.41)). Les résultats présentés ci-après pour la méthode d'estimation directe ont été obtenus en introduisant ce paramètre, ici égal à 0.2s.

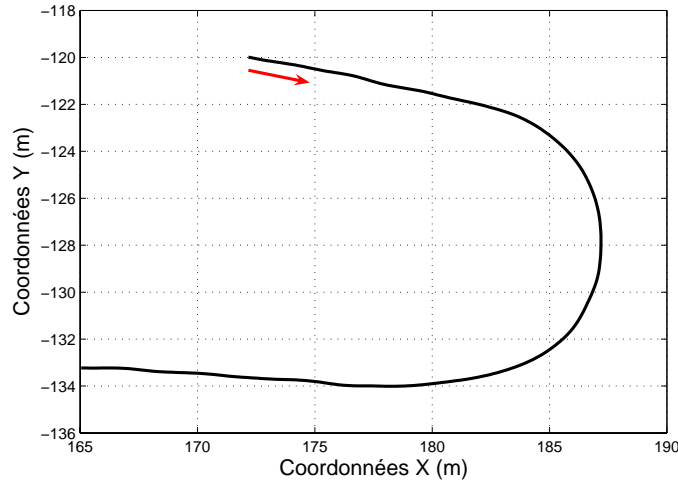


FIG. 6.19 – Trajectoire à suivre

Comme dans le cas précédent, trois suivis successifs de la trajectoire de référence sont effectués en utilisant les mêmes lois que précédemment (dans ce cas la partie prédictive a une influence prépondérante). Les résultats des erreurs lors des différents suivis sont reportés sur la figure 6.20. Comme dans le cas du suivi en pente, les lois de commande prenant en compte le glissement sont beaucoup plus proches de la trajectoire de référence. Par ailleurs, l'approche utilisant l'observateur demeure stable, ce qui valide le principe.

Durant le régime permanent, c'est-à-dire durant la phase où la courbure du virage est constante (entre les abscisses curvilignes 30m à 50m), la loi de commande δ_{MOP}^{Pred} réagit de la

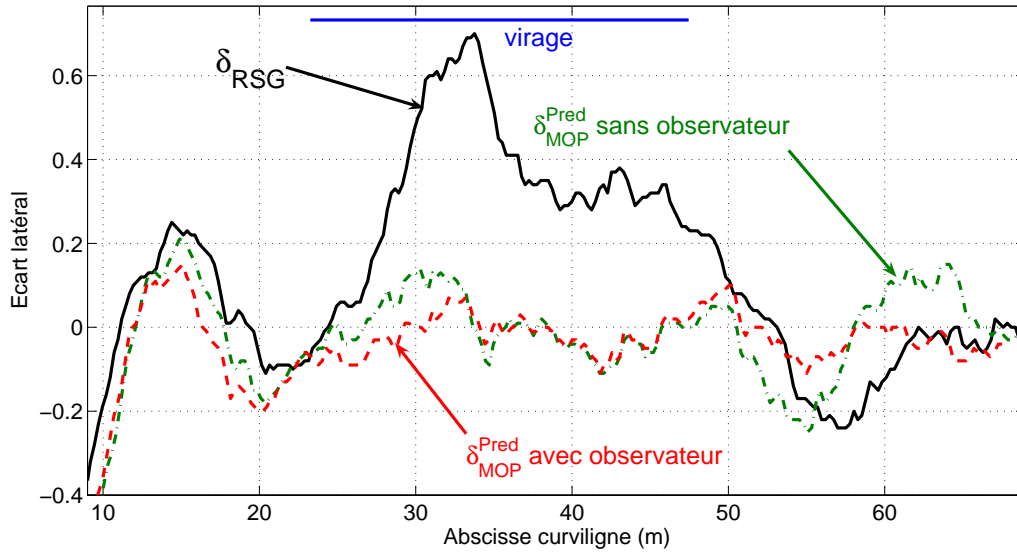


FIG. 6.20 – Écarts à la trajectoire enregistrés lors du virage serré

même façon quelle que soit la méthode d'estimation des glissements (les écarts sont superposés pendant cette période). Les différences apparaissent essentiellement durant les phases transitoires (autour des abscisses 30m et 58m), durant lesquels, malgré l'algorithme de prédiction, quelques dépassements résiduels sont présents pour l'approche utilisant le calcul direct des glissements (équation (3.41) explicitée au chapitre 3). En effet, sous la loi de commande δ_{MOP}^{Pred} sans observateur, le véhicule admet un dépassement en fin de virage de -20cm. Ce phénomène peut s'expliquer par l'incertitude présente sur le cap estimé. En effet, si le paramètre τ permet de compenser le retard d'estimation du cap en régime établi, celui-ci a moins d'effets lors des phases transitoires. Le biais présent sur le cap génère ainsi une mauvaise estimation des paramètres de glissement, et finalement un dépassement non négligeable.

Ceci peut être explicité sur la figure 6.21, où les glissements obtenus par calcul direct et par l'utilisation de l'observateur sont comparés. En effet, la courbe relative à la dérive avant du véhicule (figure 6.21(a)) montre des différences notables, essentiellement durant les phases transitoires (entre 28 et 35m et entre 48 et 60m). Cette différence est particulièrement flagrante lors de la deuxième phase transitoire (sortie de virage) où la dérive avant obtenue par calcul direct change de signe et est bien plus importante que la dérive estimée par observation. Ainsi, la mauvaise estimation du glissement (liée à un biais sur l'écart angulaire mesuré) impose au véhicule une correction de trajectoire trop importante, impliquant le dépassement observé en fin de virage.

Au contraire, l'utilisation de l'observateur, via le choix non symétrique de la matrice G permet de conserver la pertinence des glissements estimés (par rapport à l'écart latéral mesuré - plus fiable) et ainsi de conserver une bonne précision du suivi malgré le biais enregistré.

L'observateur permet ainsi d'obtenir une certaine robustesse, tant vis-à-vis des bruits de mesure, que des biais provenant de l'une d'entre elles. Par conséquent, la précision du suivi s'en trouve améliorée, à la fois au niveau du nombre de points restant dans l'espace d'acceptabilité (94% contre 84%), mais aussi vis-à-vis de la variabilité de l'erreur de suivi. En effet, compte tenu du tableau 6.4, reportant les propriétés des signaux d'erreur enregistrés, l'écart type relevé pour le suivi utilisant l'observateur est inférieur à celui obtenu en utilisant la méthode d'estimation

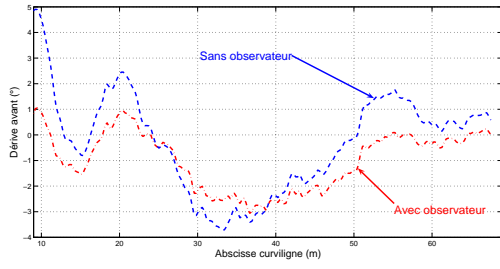
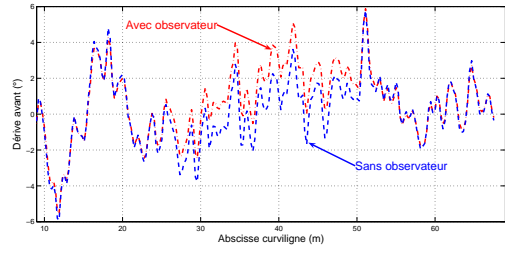
(a) Dérive avant β^F (b) Dérive arrière β^R

FIG. 6.21 – Signaux de dérive calculé et "observé" durant l'essai en virage

directe des glissements.

	moyenne	écart type	dans $\pm 15\text{cm}$
<i>Loi classique</i>	<i>16cm</i>	<i>24cm</i>	<i>38%</i>
MOP glissements calculés	-1cm	10cm	84%
MOP glissements estimés	-2cm	7cm	94%

TAB. 6.4 – Propriétés numériques des erreurs de suivi

6.8 Extension de l'algorithme d'estimation au modèle MOV

L'approche précédente, développée pour le modèle orienté pneumatique (MOP), peut également être étendue pour estimer les paramètres de glissement du modèle orienté véhicule MOV, afin de bénéficier des mêmes avantages. En reprenant le point de vue commandé envisagé pour la construction de l'algorithme d'estimation et en considérant le modèle MOV (dont les équations d'évolution sont données par le système (3.12)), l'application du principe de dualité entre observation et commande nous permet de définir le système suivant :

$$\mathcal{O}^{MOV} \begin{cases} \dot{X}_{Obs}^{MOV} &= f_{Obs}^{MOV}(X_{Obs}^{MOV}) + u_{Obs}^{MOV} \\ Y_{Obs} &= H \cdot X_{Obs}^{MOV} \end{cases} \quad (6.26)$$

avec les notations présentées ci-après, constituant ainsi la présentation du problème d'observation sous forme de problème de commande.

$$X_{Obs}^{MOV} = \begin{bmatrix} \hat{y} \\ \hat{\theta} \end{bmatrix} \quad H = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \quad u_{Obs}^{MOV} = \begin{bmatrix} \hat{\dot{Y}} \\ \hat{\dot{\theta}} \end{bmatrix} \quad (6.27)$$

$$f_{Obs}^{MOV}(X_{Obs}^{MOV}) = \begin{cases} f_1^{MOV} &= v \sin(\hat{\theta}) \\ f_2^{MOV} &= v \left[\frac{\tan(\delta)}{L} - \frac{c(s) \cos(\hat{\theta})}{1 - c(s)\hat{y}} \right] \end{cases}$$

6.8.1 Commandabilité

Contrairement au cas du modèle MOP, la commandabilité du système (6.26) est triviale. En effet, dans ce cas, le système est linéaire en la commande et les non-linéarités interviennent de

façon additive. Une commande secondaire peut donc être construite afin de présenter ce système sous forme linéaire exacte. Quelles que soient les valeurs de δ et de v , il est alors possible de trouver des valeurs de u_{Obs}^{MOV} assurant la convergence de X_{Obs}^{MOV} vers \bar{Y} . Le système (6.26) est donc commandable.

6.8.2 Commande/Observation

Contrairement au cas du modèle MOP présenté en détail dans ce chapitre, la mise sous forme de commande du problème d'observation pour le modèle MOV nous amène à un système directement affine en la commande, ne nécessitant pas de linéarisation par rapport à une commande nulle ($u_{Obs}^{MOV} = [0 \ 0]^T$, i.e. linéarisation du système autour du glissement nul). Il est alors possible d'extraire l'équation d'erreur d'observation $\epsilon = X_{Obs}^{MOV} - \bar{Y}$ (erreur entre l'état estimé et mesuré), dont une expression analytique de la dérivée première peut s'écrire sous la forme (6.28).

$$\dot{\epsilon} = f_{Obs}^{MOV}(X_{Obs}^{MOV}) - \dot{\bar{Y}} + u_{Obs}^{MOV} \quad (6.28)$$

Dans cette expression $\dot{\bar{Y}}$ dénote, comme dans le cas du modèle MOP, la dérivée numérique des écarts mesurés. Il est ainsi possible de définir la condition (6.29) pour assurer la convergence de l'erreur d'estimation ϵ vers 0 (par l'hypothèse que la matrice G est Hurwitz).

$$\dot{\epsilon} = G \cdot \epsilon \quad (6.29)$$

L'équation (6.30) définit l'expression de la commande u_{Obs}^{MOV} assurant la convergence de ϵ vers 0, avec la dynamique (6.29) fixée par le choix de la matrice G .

$$u_{Obs} = G \cdot \epsilon - f_{Obs}^{MOV}(X_{Obs}^{MOV}) + \dot{\bar{Y}} \quad (6.30)$$

En utilisant cette expression, l'algorithme d'estimation dédié au modèle MOV peut se résumer par le système (6.31)

$$\begin{cases} u_{Obs}^{MOV} = G \cdot \epsilon - f_{Obs}^{MOV}(X_{Obs}^{MOV}) + \dot{\bar{Y}} \\ \dot{X}_{Obs}^{MOV} = f_{Obs}^{MOV}(X_{Obs}^{MOV}) + u_{Obs}^{MOV} \end{cases} \quad (6.31)$$

6.9 Conclusions

6.9.1 Apports des algorithmes d'observation

Comme il a été décrit dans ce chapitre, l'utilisation de techniques d'observation plus complexes que le calcul direct pour l'estimation des glissements, permet d'améliorer de façon significative les résultats de suivi de trajectoire tant sur monde plat que sur terrain en pente. Dans l'optique d'une approche mono-capteur, les algorithmes d'estimation décrits dans ce chapitre permettent d'une part de lisser les signaux des paramètres de glissements estimés ainsi que d'améliorer leur pertinence par rapport aux mesures. En particulier l'algorithme d'observation proposé dans ce chapitre permet de réduire l'influence des perturbations enregistrées sur les signaux mesurés et que le biais potentiel provenant de l'estimation du cap par un filtre de Kalman. Les observateurs (plus rigoureusement algorithmes d'estimation basés sur le principe de dualité observation/commande) permettent alors d'augmenter la robustesse de l'algorithme de guidage vis-à-vis de la variabilité des conditions d'une part et des erreurs de mesure d'autre part.

En outre, les suivis de trajectoires réalisés en vraie grandeur enregistrent moins de variations, minimisant ainsi les dépassements ponctuels et améliorant le confort de l'utilisateur, le véhicule ayant un comportement moins oscillant.

Le choix de la matrice des gains G utilisée dans ces techniques d'estimation, associé aux nécessaires filtres passe-bas présents pour le suivi réel, se révèle important. En effet, l'utilisation de filtres, par l'introduction du retard qu'ils engendrent sur les signaux, modifie quelque peu le comportement du véhicule par rapport à son comportement théorique. Ainsi, le temps de réponse de l'observateur, fixé par la matrice G , a une importance plus grande dans le cas expérimental, et il convient de la régler en relation avec les valeurs des fréquences de coupure et les choix réalisés pour les filtres passe-bas. Si la mise en place de ces algorithmes d'estimation permet d'améliorer la qualité des signaux estimés, le fait de ne pas régler ceux-ci en tenant compte des filtres peut mener au contraire à une dégradation du signal, pouvant finalement aboutir à l'instabilité du système.

6.9.2 Présentation des algorithmes complets de suivi

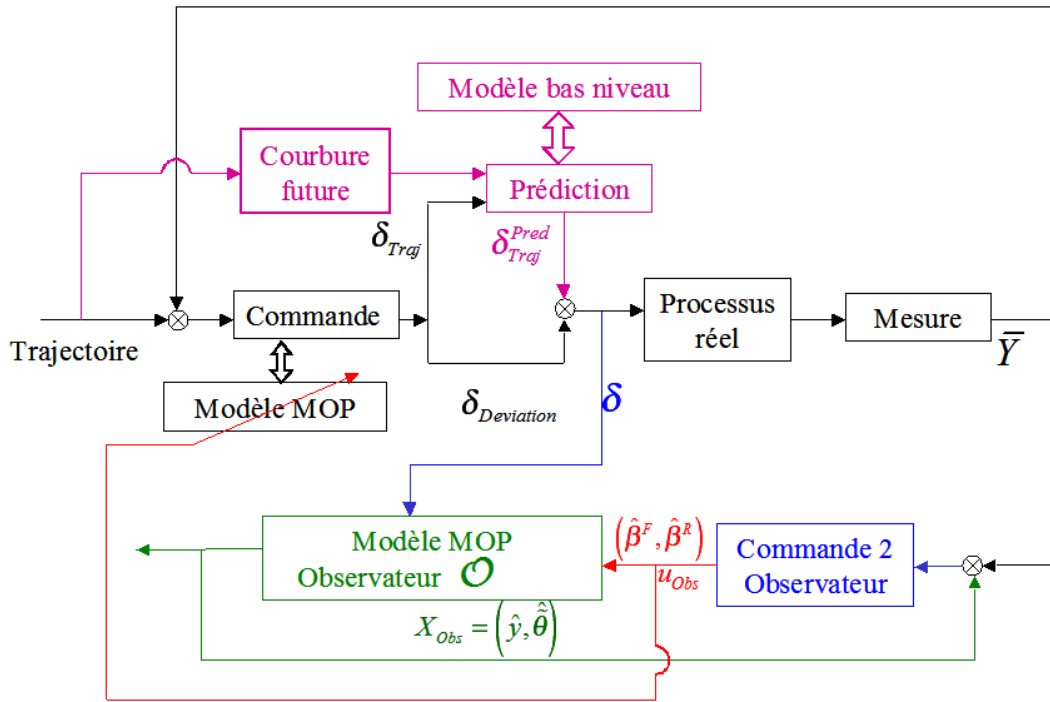
En tenant compte de ce dernier développement relatif à l'estimation des paramètres de glissement, l'algorithme global du suivi de trajectoire quelconque pour un véhicule évoluant en milieu naturel peut ici être synthétisé. Le schéma présenté sur la figure 6.22(a) présente l'ensemble du schéma de commande concernant la variante utilisant la commande adaptative référencée observateur tandis que la figure 6.22(b) présente la stratégie dédiée à la commande adaptative à modèle interne (seul le calcul direct de converge est ici considéré).

Ces deux schémas résument ainsi l'ensemble des développements théoriques proposés dans ce mémoire. Pour les deux algorithmes, les mêmes étapes peuvent être recensées, les deux schémas présentant de fortes similitudes. Seules les parties liées à l'algorithme adaptatif diffèrent. Les principales étapes des commandes sont exposées dans les sous-sections suivantes :

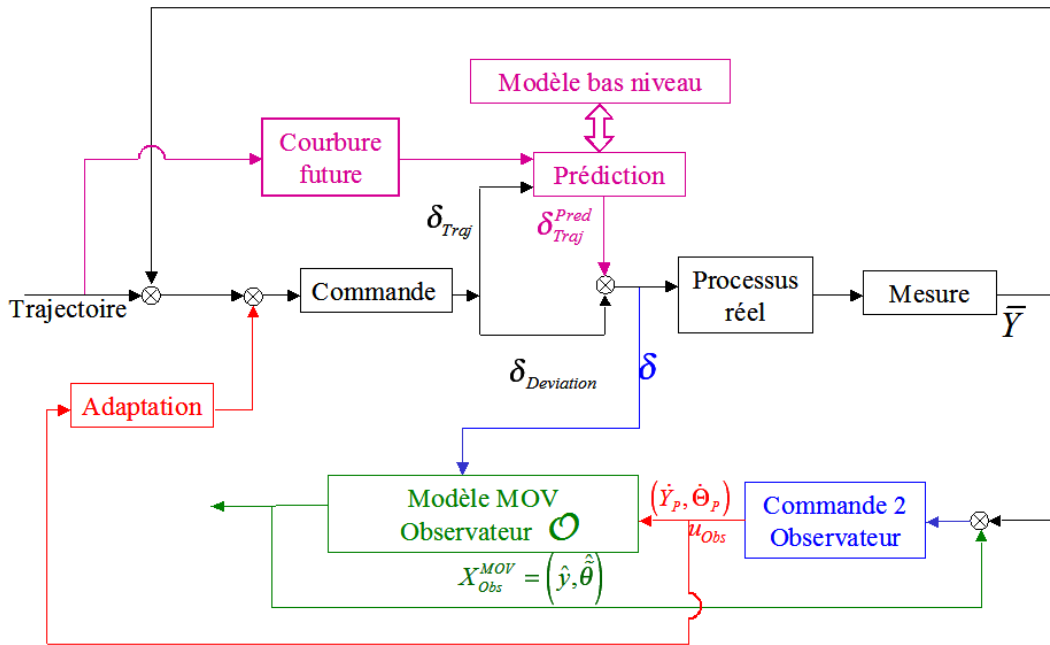
6.9.2.1 Estimation des paramètres de glissement

Pour les deux cas, deux boucles de rétroaction peuvent être identifiées. La boucle d'asservissement principale (ou boucle de commande) sur la partie supérieure des figures (représentée en noir), et la boucle d'observation, dans la partie inférieure des schémas. Par abus de notation et afin de ne pas alourdir les schémas, les mesures et entrées de la boucle d'observation sont les écarts latéral et angulaire à la trajectoire de référence et non pas les coordonnées du véhicule dans un repère absolu, comme c'est le cas pour la boucle de rétroaction principale, où les mesures sont comparées à la trajectoire de référence.

La boucle d'observation a pour but la convergence d'un modèle étendu (MOP ou MOV) vers l'état mesuré du véhicule en calculant les paramètres de glissement (β^F, β^R) ou $(\dot{\Theta}_P, \dot{Y}_P)$ par une loi de commande. Plus précisément en considérant tous les autres paramètres connus (δ angle de braquage constituant la variable de commande dans le schéma général et v la vitesse longitudinale du véhicule), une loi de commande dédiée à l'observation permet de modifier les paramètres de glissement pour asservir la sortie du modèle considéré vers la mesure. Ici, l'angle de braquage δ est en réalité issu de la mesure réalisée par le capteur d'angle sur les roues avant et non la consigne envoyée à l'actionneur.



(a) Schéma de commande basée sur le modèle MOP



(b) Schéma de commande basée sur le modèle MOV

FIG. 6.22 – Présentation des schémas globaux de commande de véhicule à mobilité accrue

6.9.2.2 Commande adaptative

Une fois les paramètres de glissement estimés, ceux-ci sont utilisés dans un algorithme adaptatif (décrit en rouge sur les figures). C'est ici que les deux approches diffèrent. Celle basée sur le modèle orienté pneumatique utilise les paramètres de glissement pour modifier directement le modèle utilisé pour le calcul de la commande. Les paramètres de glissement β^F et β^R interviennent donc directement comme des variables de la loi de commande. En revanche, la variante centrée sur le modèle orienté véhicule intègre les paramètres de glissement $\dot{\Theta}_P$ et \dot{Y}_P dans une formule permettant de calculer un paramètre adaptatif y_c (défini par l'équation (4.3)). Ce paramètre constitue alors un décalage à appliquer sur la consigne avant le calcul de la loi de commande (restée inchangée par rapport à la loi de commande classique (δ_{RSG})), afin de compenser l'écart lié au phénomène de glissement.

6.9.2.3 Commande prédictive

Dans les deux cas, une fois l'expression de la commande définie, celle-ci est séparée en deux termes (δ_{Traj} permettant l'asservissement de la courbure du véhicule à la courbure de la trajectoire à suivre et $\delta_{Deviation}$ assurant la compensation du phénomène de glissement et la convergence de l'erreur de suivi vers 0). Le terme permettant l'asservissement de courbure est alors recalculé via l'algorithme prédictif. Celui-ci utilise la courbure future de la trajectoire à suivre, ainsi qu'un modèle de la réponse de l'actionneur afin d'anticiper les variations de courbure. Un nouveau terme relatif à l'action prédictive δ_{Traj}^{Pred} sur l'asservissement de courbure est alors défini et ajouté au terme $\delta_{Deviation}$ inchangé. Cette somme constitue au final la loi de commande envoyée à l'actionneur, assurant le suivi de la trajectoire et prenant en compte à la fois les glissements et les retards liés au temps de réponse de l'actionneur et induit par les phénomènes inertiels.

Chapitre 7

Conclusion générale

7.1 Bilan des travaux

Dans ce mémoire, nous avons construit et validé plusieurs algorithmes de suivi de trajectoire dédiés aux robots devant opérer dans le contexte de la mobilité accrue, i.e. soumis à des perturbations (glissements, effets induits par l'inertie, etc.) qui détériorent l'hypothèse de non holonomie stricte du véhicule. Le point de départ de ces travaux est une loi de commande classique bâtie sur un modèle d'Ackermann sous hypothèse de roulement sans glissement. Les limitations de cette approche pour répondre aux exigences inhérentes à la mobilité accrue ont d'abord été pointées. Une telle loi de commande a ensuite été utilisée comme référence pour l'évaluation expérimentale des nouvelles commandes proposées dans ce mémoire. Pour adresser les difficultés amenées par le contexte de la mobilité accrue, des développements portant sur la modélisation des robots, les techniques de commande non linéaires (adaptatives et prédictives) et d'observation non linéaire ont été proposées. Les avancées amenées par les utilisations conjointes de ces éléments ont pu être évaluées et validées par des expérimentations de suivi de trajectoire en contexte agricole qui correspondaient à notre cadre applicatif.

Plus précisément, nous avons caractérisé le comportement des robots mobiles opérant dans le champ de la mobilité accrue en construisant deux types de modèle cinématique étendu. Ceux-ci permettent de décrire l'évolution du véhicule y compris lorsque l'hypothèse de roulement sans glissement n'est pas satisfaite, tout en limitant le nombre de paramètres à estimer en ligne par rapport à des modèles dynamiques de véhicule. En outre, ces deux modèles demeurent proches du modèle cinématique classique (modèle d'Ackermann) et peuvent donc tirer parti des principes de commande déjà développés pour ces systèmes.

L'alimentation de ces modèles - qui requièrent l'estimation en temps réel de deux paramètres pour caractériser le phénomène de glissement - a tout d'abord été réalisée par un calcul direct reposant sur un modèle interne et exploitant exclusivement le capteur extéroceptif utilisé pour le guidage (dans notre cas, un GPS cinématique). Cette première technique a permis de valider les modélisations envisagées ainsi que les lois de commande développées pour améliorer la précision du suivi en présence de glissement. Afin d'accroître encore cette précision, nous avons développé un second type d'estimateur, basé sur les principes d'observation. Cet algorithme, très proche d'un observateur, interprète le problème d'estimation comme un problème de commande : le modèle cinématique étendu est vu comme un processus à asservir par l'intermédiaire des paramètres de glissement pour que l'état du modèle converge vers l'état réel du véhicule tel que mesuré par

le capteur. La loi de commande réalisant un tel asservissement fournit des paramètres de glissement très pertinents et bien appropriés pour l'application de suivi de trajectoire. De surcroît, le réglage de cet estimateur, qui utilise toujours le seul capteur GPS cinématique, est simplifié par rapport à un observateur classique.

Afin d'assurer la tâche de suivi de trajectoire en intégrant le phénomène de glissement, nous avons appliqué deux principes de commande adaptative à modèle, développés sur la base des modèles cinématiques étendus. Cette approche a été préférée à celles ne nécessitant pas de modèle spécifique (comme la commande à modes glissants par exemple) car leur caractère trop conservatif ne permettait pas d'obtenir la précision de suivi attendue. Pour chaque modèle cinématique étendu, nous avons utilisé un principe de commande adaptative différent. Pour la modélisation comportementale (modèle MOV), une approche à modèle interne a été élaborée, permettant de modifier la consigne pour compenser le glissement. Pour la modélisation orientée pneumatique (modèle MOP), nous avons privilégié une commande référencée observateur. Les avantages des commandes adaptatives présentées dans ce mémoire sont multiples :

- Aucun étalonnage préalable n'est nécessaire. L'algorithme adaptatif permet d'évaluer en temps réel et de façon autonome (pas d'intervention nécessaire de l'opérateur) les conditions d'adhérence, que celles-ci soient constantes ou variables. Le seul paramètre géométrique nécessaire au calcul de la loi de commande est l'empattement du véhicule, pouvant facilement être mesuré ou estimé une fois pour toute.
- Aucune information sur la configuration du terrain n'est requise. Les algorithmes de commande permettent de compenser le phénomène de glissement, que celui-ci soit lié à l'exécution d'un virage ou à la présence d'une pente.
- Le comportement du véhicule n'est pas modifié en l'absence de glissement. Les lois de commande que nous avons utilisées demeurent inchangées dans le cas où les glissements estimés sont nuls. Les réglages effectués auparavant (comme la distance de réponse) qui conduisaient à un comportement satisfaisant peuvent donc être conservés.

Dans les deux cas, le suivi de trajectoire, précis en régime permanent (e.g. courbure constante), est dégradé durant les transitions de courbure. Les dépassements résiduels observés sont causés par le temps de réponse de l'actionneur, ainsi que par l'inertie du véhicule. Afin de les éliminer, les lois de commande précédentes ont été complétées par une commande prédictive à modèle. Celle-ci exploite la connaissance de la trajectoire future et un modèle de l'actionneur pour pouvoir anticiper les virages. Cette commande prédictive ne s'applique pas à l'intégralité de la loi de suivi de trajectoire, mais uniquement à la partie assurant l'asservissement de la courbure du véhicule à la courbure de la trajectoire de référence. Il est possible, en modifiant le modèle de l'actionneur, de prendre également en compte l'inertie du véhicule au sein des équations de la commande prédictive à modèle. Des pistes ont été proposées dans ce mémoire (angle de braquage inertiel), mais n'ont pas encore été intégrées. En revanche, l'asservissement prédictif de courbure a été validé expérimentalement, démontrant une réduction voire une annulation complète des dépassements enregistrés durant les phases transitoires, sans pour autant affecter les bons résultats obtenus durant les régimes permanents décrits précédemment. Dans ce cas, l'inertie est implicitement prise en compte par les paramètres de réglage de l'algorithme prédictif.

Au final, nous avons pu proposer dans ce mémoire deux nouvelles approches pour le suivi de trajectoire de robots mobiles évoluant en milieu naturel, capables d'apporter des solutions aux difficultés inhérentes à ce type d'application. Elles permettent un suivi de trajectoire conservant

une grande précision et indépendant aussi bien des conditions d'adhérence que de la trajectoire à suivre, et dans une certaine mesure des paramètres du véhicule (masse, inertie, position du centre de gravité, etc.). Et ce, tout en conservant une approche mono-capteur (le seul capteur extéroceptif utilisé est le GPS cinématique).

7.2 Transfert technologique et valorisation industrielle

Les algorithmes définis dans ce mémoire peuvent être facilement utilisés dans l'optique d'une application industrielle, moyennant bien entendu quelques réglages de l'ordre de l'ingénierie. Ainsi, il peut être nécessaire de mener une étude plus complète sur le filtrage à appliquer aux paramètres de glissement estimés ou de raffiner le réglage de l'algorithme de prédiction, ou encore de rendre celui-ci variable avec l'inertie du véhicule. Moyennant ces quelques actions, les algorithmes de commande décrits dans ce mémoire peuvent être adaptés à l'ensemble des engins évoluant en milieu naturel, agricole ou non (quelques champs d'application peuvent être évoqués comme les robots d'exploration, les engins de chantier ou encore d'extraction minière). Ce portage est d'autant plus facile que, comme il a été décrit précédemment, seul l'empatement du véhicule doit être fourni comme paramètre du modèle. Par ailleurs, les différents principes mis en avant dans cette thèse peuvent être utilisés séparément. Par exemple l'action prédictive peut être appliquée à tout type de véhicule indépendamment de la partie adaptative. Celle-ci peut ainsi être mise en place sur un robot mobile évoluant dans un milieu où l'hypothèse de roulement sans glissement est valide, mais où l'inertie du véhicule ou l'actionneur introduit des retards.

Dans cet esprit, des développements plus pragmatiques ont été réalisés avec le partenaire industriel Claas en parallèle des travaux de thèse. Plus précisément quelques développements issus des principes présentés dans la partie observation ont été extraits, dans le but d'améliorer (par fusion de données) la précision d'un système de localisation multi-capteurs bas coût. Dans notre cas, il s'agit d'un système de positionnement absolu d'un véhicule en utilisant un GPS moins précis, un gyromètre et un inclinomètre. Des résultats très satisfaisants ont été obtenus et sont actuellement en cours de portage sur les systèmes en voie de commercialisation.

7.3 Limitations et perspectives

Les travaux de thèse présentés ici ouvrent, outre sur les possibilités au niveau des applications possibles, sur des perspectives de travaux de recherche plus approfondis et/ou sur de nouvelles voies de recherche, provenant de limitations constatées.

L'une de ces limitations réside notamment dans le fait que de brusques modifications d'adhérence peuvent intervenir, essentiellement dans le cas de suivi de lignes droites en situation de pente, entraînant quelques dépassements ponctuels. Les transitions de courbure ont pu être adressées par la mise en place d'une commande prédictive à modèle, car elles peuvent être anticipées (la trajectoire de référence est connue par avance). Il n'en est pas de même des conditions d'adhérence. Il n'y a pour l'heure aucun capteur permettant de prédire les modifications soudaines des propriétés du contact roue/sol. Aussi, pour que les principes prédictifs puissent adresser les situations de pente, il faut envisager d'intégrer de nouveaux capteurs, afin d'obtenir

en avance soit des informations sur la géométrie du terrain soit sur les conditions d'adhérence. L'utilisation d'un outil de vision pour extraire la texture du sol et obtenir des informations sur ses conditions d'adhérence peut être une possibilité.

Un autre moyen pour limiter ces dépassements réside dans la combinaison des lois de commandes adaptative et prédictive développées dans ce mémoire avec des principes de commande adaptative, robustes vis à vis d'incertitudes de modèle. Comme nous l'avons souligné, les modèles proposés sont proches des modèles cinématiques classiques. Par conséquent, les lois de commande qui ont été développées sont compatibles avec les techniques robustes proposées pour ce type de modèle. Ainsi, il semble possible de les compléter par des commandes à modes glissants, des principes de backstepping ou plus simplement par une action intégrale, pour apporter plus de robustesse vis à vis des variations de conditions d'adhérence.

L'amélioration de la tâche de suivi face aux incertitudes de mesure peut également être réalisée par l'intégration de nouveaux capteurs, venant enrichir la connaissance de l'état du véhicule et/ou l'estimation des paramètres de glissement. L'algorithme d'estimation envisagé (proche des techniques d'observation) pourrait tout à fait exploiter les capteurs additionnels (gyromètre, accéléromètre, par exemple). Par ailleurs, de telles intégrations peuvent permettre d'envisager la mise en place de modèles dynamiques partiels, non pas comme support pour développer la commande (pour les raisons mentionnées précédemment), mais pour l'observation. Il est ainsi envisageable d'avoir deux modèles différents, un pour la commande, restant un modèle cinématique étendu et un autre pour l'observateur, permettant d'extraire les paramètres de glissement (puisque les dérives des pneumatiques sont compatibles avec un modèle dynamique).

L'ajout de quelques paramètres dynamiques est également envisageable dans la commande prédictive, afin d'optimiser son action par une connaissance plus fine du comportement du véhicule. Comme il a été montré par l'intermédiaire de l'angle de braquage inertiel, l'intégration de paramètres dynamiques dans la commande prédictive est possible, mais n'a pas pour le moment été testée expérimentalement.

D'autres perspectives se dégagent naturellement à partir des idées mises en relief dans cette thèse. En effet, d'autres thèmes de recherche peuvent bénéficier de ces développements. Une des applications à privilégier est sans conteste la transposition des principes présentés dans ce mémoire au contrôle longitudinal du véhicule, non traité ici. En effet, le glissement longitudinal intervient comme un phénomène perturbant (du moins pour les véhicules en milieu naturel) lors de la commande de la vitesse. La commande longitudinale pourrait donc être traitée de la même manière que la commande latérale : utilisation d'un modèle simplifié, observation, commande adaptative à modèle et/ou prédictive. Un projet de thèse est d'ailleurs en cours d'initiation en ce sens. L'emploi des techniques adaptatives pourrait en outre permettre de rendre un asservissement de vitesse indépendant d'autres phénomènes que le glissement, comme le transport d'une charge, la traction d'une remorque ou d'un outil traîné.

Annexe A

Systèmes non-holonomes

Cette annexe fournit quelques éléments mathématiques permettant de définir avec précision la notion de non-holonomie. On s'attachera ensuite à prouver que dans le cas des robots mobiles, l'hypothèse de roulement sans glissement des roues sur le sol impose effectivement des contraintes non-holonomes. Cette annexe permet de compléter la définition littérale de la non-holonomie proposée à la page 11.

A.1 Définition

A.1.1 Contraintes non-holonomes

D'un point de vue mathématique, la non-holonomie peut être caractérisée comme suit :

Considérons un système \mathcal{S} décrit sans ambiguïté par son état p de dimension n et soumis à $m < n$ contraintes. En toute généralité, ces contraintes peuvent s'écrire de la manière suivante :

$$C_i(p^{(j)}, \dots, \ddot{p}, \dot{p}, p, t) = 0 \quad 1 \leq i \leq m \quad (\text{A.1})$$

avec :

- t , variable représentant le temps
- $p^{(j)}$, dérivée d'ordre j de l'état par rapport au temps (j est un entier naturel non nul)

*Le système \mathcal{S} est dit **non-holonyme** si parmi ces $m < n$ contraintes, **il en existe au moins une qui ne soit pas intégrable**.*

Plus précisément, la contrainte i est dite non intégrable si elle ne peut se récrire, après une ou plusieurs intégrations, comme :

$$C_i(p, t) = 0 \quad (\text{A.2})$$

Si la contrainte i est intégrable, seules $n - 1$ variables sont alors nécessaires à la description de l'état du système \mathcal{S} (la dernière variable d'état étant fournie par la relation (A.2)). Si toutes les contraintes C_i sont intégrables, alors un vecteur d'état de dimension $n - m$ est suffisant pour caractériser le système \mathcal{S} . Ce vecteur d'état réduit n'est donc plus soumis à aucune contrainte (les m contraintes permettent juste d'obtenir la valeur des m variables ôtées du vecteur d'état). Elles n'imposent alors aucune restriction sur l'évolution des $n - m$ variables restant dans le vecteur d'état.

En revanche, s'il existe des contraintes non intégrables, il n'est pas possible de les éliminer toutes en réduisant le vecteur d'état. Il demeure donc des restrictions sur l'évolution du système qui est alors qualifié de non-holonyme.

A.1.2 Contraintes d'ordre 1, linéaires en la dérivée de l'état

Comme il sera décrit dans la section A.2, les hypothèses de roulement sans glissement des roues sur le sol, appliquées à un robot mobile, s'expriment comme des contraintes de premier ordre, linéaires en la dérivée du vecteur d'état. Il existe, pour de telles formes de contraintes, des outils mathématiques permettant de déterminer si celles-ci sont non-holonomes.

Lorsque les contraintes sont d'ordre 1 et linéaires en les dérivées de l'état, l'expression générale (A.1) peut s'écrire :

$$A(p)\dot{p} = 0 \quad (\text{A.3})$$

où $A(p)$ est une matrice $m \times n$.

L'intégrabilité des contraintes (A.3) est directement liée à l'involutivité de la distribution $D(p)$ définie par (A.4).

$$D(p) = \ker(A(p)) \quad (\text{A.4})$$

On rappelle qu'une distribution $D(p)$ est involutive si et seulement si le crochet de Lie de 2 champs de vecteur appartenant à $D(p)$ est à son tour un champ de vecteur appartenant à $D(p)$. Lorsque $D(p)$ n'est pas involutive, on appelle fermeture involutive de $D(p)$, notée $\bar{D}(p)$, la plus petite distribution involutive contenant $D(p)$. On a alors les résultats suivants :

- Si $D(p)$ est involutive, alors les m contraintes définies par (A.3) sont toutes intégrables, l'état p du système \mathcal{S} peut être réduit à un vecteur de dimension $n - m$.
- Si $D(p)$ n'est pas involutive, et $\dim \{\bar{D}(p)\} = n - m_1$, avec $0 < m_1 < m$, alors m_1 contraintes sont intégrables, et l'état du système \mathcal{S} peut être réduit à un vecteur de dimension $n - m_1$. Le système reste néanmoins assujéti à $m - m_1$ contraintes non-holonomes.
- Si $D(p)$ n'est pas involutive, et $\dim \{\bar{D}(p)\} = n$, alors aucune des m contraintes n'est intégrable. L'état du système \mathcal{S} ne peut être réduit, et aucune des contraintes cinématiques ne peut être éliminée.

Ces résultats sont des conséquences directes du théorème de Fröbenius, énoncé par exemple dans [Isi95].

A.2 Application au cas des robots mobiles

A.2.1 Contraintes liées à la condition de roulement sans glissement

Pour illustrer le fait que, sous hypothèse de roulement sans glissement, les robots mobiles sont des systèmes non-holonomes (comme avancé à la page 11), nous détaillons ici la preuve dans le cas du modèle classique d'Ackermann, sur lequel nous nous sommes appuyés dans cette thèse. La représentation schématique de ce véhicule (donnée sur la figure 2.4), est rappelée ci-dessous. Les notations sont identiques à celles utilisées à la section 2.3 (page 19). En particulier, l'état du véhicule est exprimé par un rapport à un repère de Frenet, attaché à la trajectoire de référence.

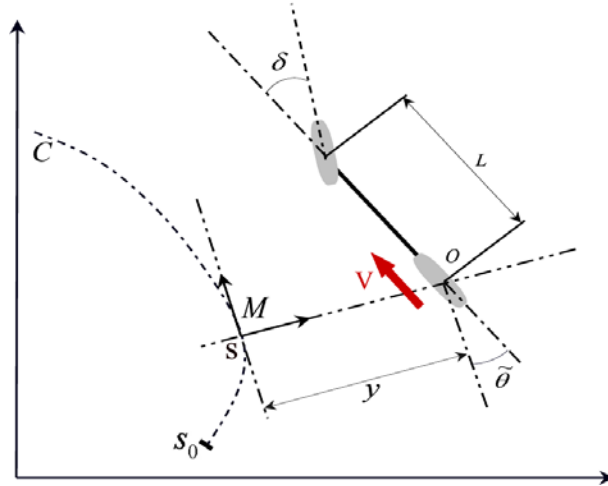


FIG. A.1 – Modèle bicycle de véhicule sous hypothèse RSG

Dans une vision cinématique classique, le vecteur de commande de ce véhicule devrait être $U = \begin{bmatrix} v & \dot{\delta} \end{bmatrix}^T$. Néanmoins, dans la section 2.3 en particulier et dans l'ensemble de la thèse en général, nous avons considéré pour simplifier que la deuxième commande était δ . Nous laissons en quelque sorte le soin à l'asservissement de l'actionneur de réguler la dynamique de braquage. Nous reviendrons sur ce point à la section A.2.3, et considérons pour le moment le cas général où le vecteur de commande est $U = \begin{bmatrix} v & \dot{\delta} \end{bmatrix}^T$. L'état du système peut alors être décrit par le vecteur p suivant :

$$p = \begin{bmatrix} s \\ y \\ \tilde{\theta} \\ \delta \end{bmatrix} \quad (\text{A.5})$$

A.2.1.1 Contrainte sur la roue arrière

Pour écrire la contrainte cinématique de non glissement sur la roue arrière, considérons la vitesse du point O dans le repère de Frenet défini au point M . Nous pouvons écrire que :

$$v_O = \begin{pmatrix} \dot{s}[1 - c(s)y] \\ \dot{y} \end{pmatrix} \quad (\text{A.6})$$

La condition de roulement sans glissement des roues sur le sol implique que la direction du vecteur vitesse v_O au point O soit confondue avec l'orientation de la roue arrière. Cette direction doit donc définir l'angle $\tilde{\theta}$ avec les axes du repère de Frenet, ce qui implique la condition (A.7) suivante :

$$\begin{aligned} \tan \tilde{\theta} &= \frac{\dot{y}}{\dot{s}[1 - c(s)y]} \\ \Rightarrow 0 &= \dot{y} \cos \tilde{\theta} - \dot{s} \sin \tilde{\theta} [1 - c(s)y] \end{aligned} \quad (\text{A.7})$$

A.2.1.2 Contrainte sur la roue avant

Pour établir cette contrainte de roulement sans glissement sur la roue avant, écrivons le vecteur vitesse du point A , centre de la roue avant dans un repère attaché au véhicule (repère de centre O dont l'axe des abscisses est dirigé suivant le vecteur v). La formule de changement de point nous permet d'écrire les coordonnées du vecteur vitesse du point A dans ce repère :

$$v_A = \begin{pmatrix} v \\ L\dot{\theta} \end{pmatrix} \quad (\text{A.8})$$

où $\dot{\theta}$ est la dérivée du cap absolu du véhicule, qui peut être reliée à l'expression de l'écart angulaire par $\tilde{\theta} = \theta - \theta_{Ref}$. $\dot{\theta}_{Ref}$ est la dérivée de l'orientation de la tangente à la trajectoire au point M (voir figure A.1).

La condition de roulement sans glissement s'appliquant à la roue avant implique que la direction du vecteur vitesse de cette roue soit confondue avec sa direction propre, définie par l'angle de braquage δ . Ceci implique une deuxième contrainte sur les vitesses :

$$\begin{aligned} \tan \delta &= \frac{L\dot{\theta}}{v} \\ \Rightarrow 0 &= \dot{s} \tan \delta [1 - c(s)y] - L \left(\dot{\tilde{\theta}} + \dot{\theta}_{Ref} \right) \cos \tilde{\theta} \end{aligned} \quad (\text{A.9})$$

La variable $\dot{\theta}_{Ref}$ peut par ailleurs être reliée à la dérivée de l'abscisse curviligne par la relation (A.10).

$$\dot{\theta}_{Ref} = c(s)\dot{s} \quad (\text{A.10})$$

En utilisant cette dernière relation, la contrainte (A.9) peut s'écrire :

$$\dot{s} \left\{ \tan \delta [1 - c(s)y] - Lc(s) \cos \tilde{\theta} \right\} - \dot{\tilde{\theta}} L \cos \tilde{\theta} = 0 \quad (\text{A.11})$$

A.2.1.3 Matrice de contraintes

Les deux contraintes (A.7) et (A.11), issues de l'hypothèse RSG, peuvent être mises sous la forme (A.3) de la manière suivante :

$$\begin{aligned} A(p)\dot{p} &= 0 \\ \text{avec } A(p) &= \begin{bmatrix} -\sin \tilde{\theta} [1 - c(s)y] & \cos \tilde{\theta} & 0 & 0 \\ \tan \delta [1 - c(s)y] - Lc(s) \cos \tilde{\theta} & 0 & -L \cos \tilde{\theta} & 0 \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (\text{A.12})$$

A.2.2 Preuve de la non-holonomie

Afin de prouver que les contraintes (A.12) sont complètement non-holonomes, nous calculons tout d'abord la distribution $D(p)$ correspondant au noyau de $A(p)$. Des calculs simples permettent de mettre en évidence que la distribution $D(p)$ peut être générée par les deux champs de vecteurs suivants :

$$D(p) = \{ d_1(p) \ d_2(p) \} = \left\{ \begin{bmatrix} \cos \tilde{\theta} \\ \sin \tilde{\theta} [1 - c(s)y] \\ \frac{\tan \delta}{L} [1 - c(s)y] - c(s) \cos \tilde{\theta} \\ 0 \end{bmatrix}, \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} \right\}, \quad \theta \in [-\pi; \pi] \quad (\text{A.13})$$

Pour déterminer si les contraintes (A.12) sont intégrables, il suffit d'évaluer l'involutivité de $D(p)$. Un calcul direct nous fournit que :

$$[d_1, d_2] = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ (1 + \tan^2 \delta) \frac{1-c(s)y}{L} \\ 0 \end{bmatrix} \quad (\text{A.14})$$

où $[\cdot, \cdot]$ définit les crochets de Lie de deux champs de vecteur.

Il est immédiat de constater que $[d_1, d_2]$ n'appartient pas à $D(p)$. Par conséquent, certaines des contraintes de (A.12) ne sont pas intégrables. Pour déterminer le nombre de contraintes non intégrables, il faut calculer complètement $\bar{D}(p)$. D'après ce qui précède, nous savons que $D_1(p) = \{d_1(p), d_2(p), [d_1(p), d_2(p)]\} \in \bar{D}(p)$. Il convient alors d'évaluer si $D_1(p)$ est involutive. Un calcul direct fournit que :

$$[d_1, [d_1(p), d_2(p)]] = \begin{bmatrix} -a(p) \sin \tilde{\theta} \\ a(p) \cos \tilde{\theta} [1 - c(s)y] \\ b(p) \\ 0 \end{bmatrix} \quad (\text{A.15})$$

où $a(p) = (1 + \tan^2 \delta) \frac{1-c(s)y}{L}$ et $b(p)$ est une fonction de p n'intervenant pas dans le calcul ultérieur du rang.

On peut alors constater que la matrice $D_2(p) = \{D_1, [d_1, [d_1(p), d_2(p)]]\}$ est de la forme suivante :

$$D_2(p) = \begin{bmatrix} \cos \tilde{\theta} & 0 & 0 & -a(p) \sin \tilde{\theta} \\ \sin \tilde{\theta} [1 - c(s)y] & 0 & 0 & a(p) \cos \tilde{\theta} [1 - c(s)y] \\ \frac{\tan \delta}{L} [1 - c(s)y] - c(s) \cos \tilde{\theta} & 0 & (1 + \tan^2 \delta) \frac{1-c(s)y}{L} & b(p) \\ 0 & 1 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (\text{A.16})$$

Il apparaît que la matrice $D_2(p)$ définie par (A.16) est de rang 4 (égal à la dimension de p). Par conséquent, $\bar{D}(p)$ est de rang plein et aucune des deux contraintes définies par $A(p)$ n'est donc intégrable. Le robot mobile considéré sur la figure A.1 sous hypothèse de roulement sans glissement est donc bien un système non-holonyme.

A.2.3 Écriture du modèle cinématique à partir des contraintes

Puisque les deux contraintes sont non intégrables, la dimension du vecteur d'état p ne peut être réduite. Les contraintes (A.12) imposent donc à \dot{p} d'appartenir à la distribution $D(p)$. Nous obtenons par conséquent la relation (A.17) pour l'écriture de \dot{p} .

$$\dot{p} = \eta_1 \begin{bmatrix} \cos \tilde{\theta} \\ \sin \tilde{\theta} [1 - c(s)y] \\ \frac{\tan \delta}{L} [1 - c(s)y] - c(s) \cos \tilde{\theta} \\ 0 \end{bmatrix} + \eta_2 \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} \quad (\text{A.17})$$

où η_1 et η_2 sont deux réels, homogènes aux variables de commande (vitesse et dérivée d'angle de braquage).

Si on considère à présent que seul l'angle de braquage est commandé et que le calcul de sa dérivée est laissé à la discrétion du bas niveau, il est possible de réduire l'état du véhicule à $p = \begin{bmatrix} s & y & \tilde{\theta} \end{bmatrix}^T$. En égalisant le scalaire η_1 à sa grandeur physique correspondante : $\frac{v}{1-c(s)y}$ homogène à la vitesse, le système (A.17) peut finalement être écrit sous la forme (A.18), rigoureusement égale au modèle (2.1), obtenu par des considérations cinématiques et géométriques.

$$\begin{bmatrix} \dot{s} \\ \dot{y} \\ \dot{\tilde{\theta}} \end{bmatrix} = v \begin{bmatrix} \frac{\cos \tilde{\theta}}{1-c(s)y} \\ \sin \theta \\ \frac{\tan \delta}{L} - \frac{c(s) \cos \tilde{\theta}}{1-c(s)y} \end{bmatrix} \quad (\text{A.18})$$

Annexe B

Existence de la convergence de MOV

Cette annexe permet de démontrer l'existence de l'expression de y_∞ présentée au chapitre 3, section 3.3.3.

B.1 Rappel des équations

L'équation de convergence de l'écart latéral du Modèle Orienté Véhicule (MOV) s'écrit comme suit :

$$\begin{cases} \tilde{\theta}_\infty &= -\arcsin\left(\frac{\dot{Y}_P}{v}\right) \\ y_\infty &= -\frac{\alpha_0 + \frac{\dot{\Theta}_P}{v \cos^3 \tilde{\theta}_\infty}}{\alpha_1 - \frac{2c(s)\dot{\Theta}_P}{v \cos^3 \tilde{\theta}_\infty}} \end{cases} \quad (\text{B.1})$$

avec :

$$\begin{cases} \alpha_1 &= c(s) \tan \tilde{\theta}_\infty (K_d - c(s) \tan \tilde{\theta}_\infty) - K_p \\ \alpha_0 &= \tan \tilde{\theta}_\infty (c(s) \tan \tilde{\theta}_\infty - K_d) \end{cases} \quad (\text{B.2})$$

Cette annexe a pour but d'établir l'existence de y_∞ en prouvant la condition suivante :

$$\alpha_1 \neq \frac{2c(s)\dot{\Theta}_P}{v \cos^3 \tilde{\theta}_\infty} \quad (\text{B.3})$$

Pour prouver l'existence de y_∞ , nous aurons besoin également du calcul intermédiaire (B.4) qui permet d'établir l'expression (B.1).

$$\frac{\cos^3 \tilde{\theta}_\infty}{(1 - c(s)y)^2} (\alpha_1 y + \alpha_0) \stackrel{\infty}{=} -\frac{\dot{\Theta}_P}{v} \quad (\text{B.4})$$

B.2 Démonstration

Raisonnons par l'absurde et supposons que $\alpha_1 = \frac{2c(s)\dot{\Theta}_P}{v \cos^3 \tilde{\theta}_\infty}$. Reprenons l'expression (B.4), mais cette fois sans négliger le terme carré d'écart latéral. Cette relation nous mène alors à l'expression (B.5)

$$\alpha_0 = -\frac{\dot{\Theta}_P}{v \cos^3 \tilde{\theta}_\infty} [1 + c^2(s)y^2] \quad (\text{B.5})$$

Si l'on considère que la courbure de la trajectoire de référence est nulle ($c(s) = 0$), alors le non respect de la condition (B.3) nous amènerait (en utilisant (B.3) et (B.2)) à la relation :

$$K_p = 0 \quad (\text{B.6})$$

ce qui est en contradiction avec le choix de K_p strictement positif. Donc si la courbure de la trajectoire de référence est nulle, alors la condition (B.3) est vraie, cqfd.

À présent, si $c(s) \neq 0$, on peut écrire, en tenant compte de la valeur de α_1 , l'équation (B.5) sous la forme (B.7).

$$\alpha_0 = -\frac{\alpha_1}{2c(s)} [1 + c^2(s)y^2] \quad (\text{B.7})$$

Sous l'hypothèse que la quantité α_1 ne s'annule pas (ce qui est assuré si $c(s) \neq 0$ (cas discuté ci-dessus) et $\dot{\Theta}_P \neq 0$ (car sinon, on a directement $y_\infty = -\frac{\alpha_0}{\alpha_1}$), l'équation (B.7) nous permet d'écrire l'égalité suivante :

$$c^2(s)y^2 = -\left[1 + \frac{2c(s)\alpha_0}{\alpha_1}\right] \quad (\text{B.8})$$

Compte tenu du fait que α_1 et α_0 sont des quantités définies par la courbure $c(s)$ et l'écart angulaire vers lequel converge le véhicule (dépendant du glissement latéral \dot{Y}_P), noté $\tilde{\theta}_\infty$, alors nous pouvons définir la fonction ξ comme suit :

$$\xi(\tilde{\theta}_\infty, c(s)) = 1 + \frac{2c(s)\alpha_0}{\alpha_1} \quad (\text{B.9})$$

Sachant que l'écart latéral y est un réel, pour que l'expression (B.8), il faut que la fonction ξ soit négative sur le domaine de définition de $(\tilde{\theta}_\infty, c(s))$. Or en pratique, l'écart angulaire est inférieur en valeur absolue à 40° . De même, la valeur absolue de la courbure est inférieure à 0.15 (le rayon de courbure minimal du véhicule est limité à 7m). Sur ce domaine de définition, la fonction $\xi(\tilde{\theta}_\infty, c(s))$ est représentée sur la figure B.1 (en prenant les valeurs numériques pour K_p et K_d déjà définie), et s'avère toujours positive.

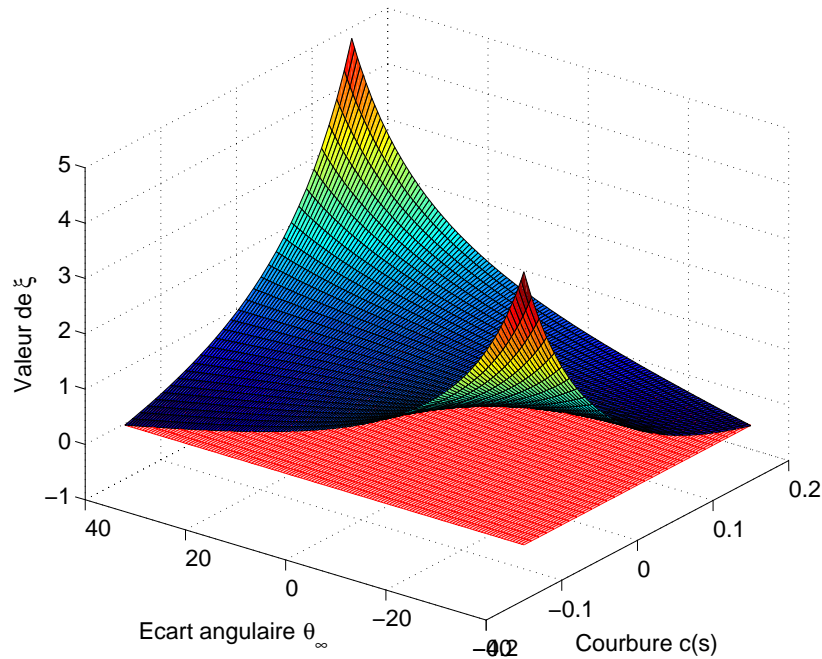


FIG. B.1 – Tracé de la fonction ξ

Donc, si on considère que $\alpha_1 = \frac{2c(s)\dot{\Theta}_P}{v \cos^3 \theta}$, alors nous arrivons à la contradiction que le réel y est un complexe (relation (B.8)). Ce qui est impossible. Donc la supposition est fausse, et la condition (B.3) est vraie, cqfd.

Annexe C

Simulations supplémentaires relatives au module prédictif

Afin de compléter l'analyse théorique de la commande prédictive développée pour le suivi de trajectoire (présentée au chapitre 5, section 5.7), cette annexe propose quelques simulations supplémentaires.

Seule la trajectoire présentée sur la figure 5.19 au chapitre 5 (et rappelée sur la figure C.1) a été utilisée dans cette annexe. C'est une trajectoire admissible : la courbure ne présente pas de saut et son évolution est compatible avec le modèle de l'actionneur. Sauf indication contraire, la vitesse de suivi sera de 8.4km.H^{-1} . Enfin, dans les deux premières sections, dans un but d'évaluation de l'algorithme prédictif, aucun glissement n'est introduit pendant la courbe.

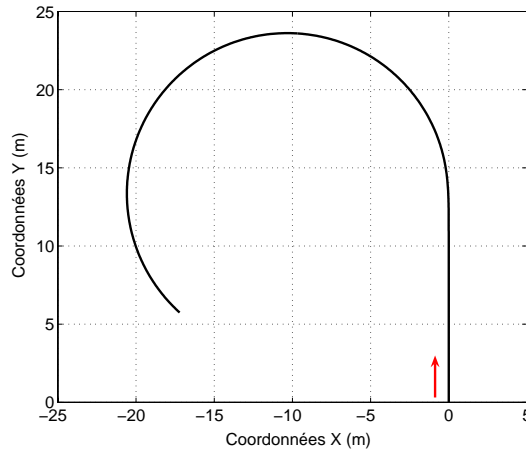


FIG. C.1 – Trajectoire admissible utilisée pour la validation de la prédiction

C.1 Simulations purement théoriques (même modèle commande/simulation)

Dans un premier temps, nous considérerons que le modèle du bas niveau (actionneur) est rigoureusement le même que celui utilisé au sein de l'algorithme de prédiction. Par ailleurs, le pas de simulation sera ici identique à la période d'échantillonnage de la commande, i.e. $T = 0.1s$. Ceci correspond au cas le plus favorable pour les résultats, étant donné que l'échantillonnage du

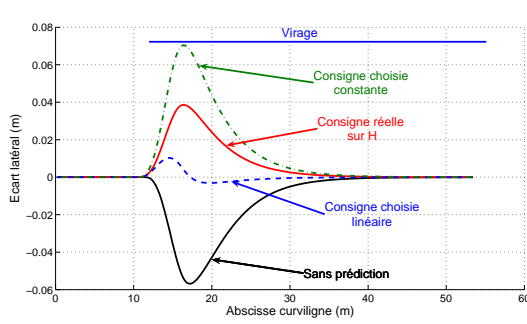
comportement réel du véhicule peut introduire des écarts entre le comportement prévu par les lois de commande et le fonctionnement réel.

C.1.1 Résultats sur l'erreur de suivi

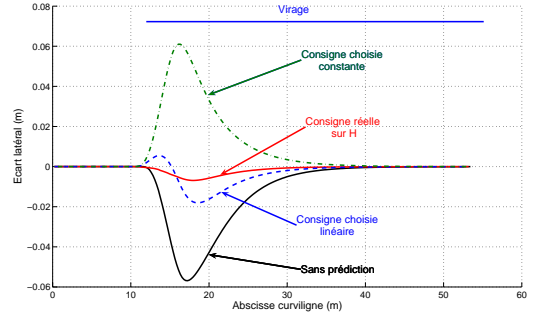
C.1.1.1 Résultats préliminaires pour le réglage $H=0.5s$, $\gamma=0$

Ce premier réglage constitue le jeu de paramètres le plus naturel compte tenu de la connaissance parfaite du modèle et de la réaction attendue du terme prédictif (décrit au chapitre 5.5). Les résultats de simulation associés sont présentés sur les figures C.2(a) et C.2(b) pour des structures de commande de degré $n_B=1$ et $n_B=2$. Sur ces figures les écarts latéraux sont représentés en fonction des choix possibles pour la forme de la consigne future :

- Réelle : à chaque point de coïncidence, la courbure de la trajectoire de référence est extraite et la consigne associée est calculée
- Linéaire : seule la courbure à l'horizon de prédiction est utilisée, et la consigne sur l'horizon de prédiction est reconstruite par une loi linéaire
- Constante : la consigne est considérée constante et égale à celle au bout de l'horizon de prédiction sur tout cet horizon).



(a) Degré de commande : $n_B=1$



(b) Degré de commande : $n_B=2$

FIG. C.2 – Simulations avec $n_H=5$, $\gamma=0$. Modèle processus égal au modèle prédiction

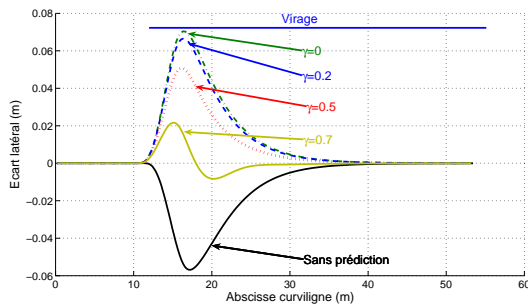
Quels que soient les paramètres de réglage, ceux-ci autorisent le suivi de la trajectoire de référence sans oscillations, avec une précision au moins équivalente à celle fournie par l'approche sans prédiction. En régime établi (courbure constante), le terme prédictif $\delta_{T_{raj}}^{Pred}$ conduit au même comportement que le terme non issu de l'algorithme de prédiction $\delta_{T_{raj}}$. Durant la phase transitoire (à partir de l'abscisse curviligne 12m), nous pouvons bien remarquer l'effet d'anticipation amené par la loi de commande prédictive : le dépassement enregistré durant la phase transitoire est soit fortement réduit, soit prend un signe positif (véhicule vers l'intérieur du virage) alors qu'il était négatif (à l'extérieur du virage) dans le cas sans prédiction. Ceci dénote que l'anticipation est trop importante.

Cette trop forte anticipation est particulièrement présente pour les cas les plus indépendants du modèle (consigne constante sur l'horizon de prédiction et $n_B=1$). En effet, la variation de courbure n'est pas constante durant l'horizon de prédiction (pas de saut de courbure), et l'introduction d'une consigne constante dans l'algorithme rend celui-ci très réactif et entraîne un dépassement de l'autre côté de la trajectoire de référence durant la phase transitoire. En revanche

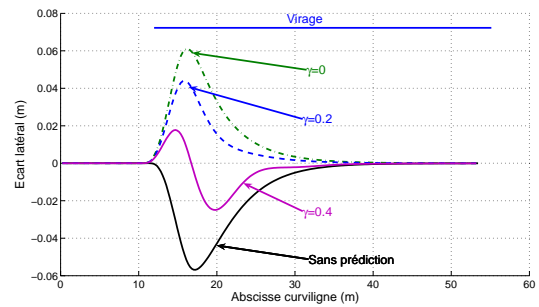
les configurations les plus dépendantes du modèle (et en particulier le cas de la consigne réelle sur l'horizon de prédiction et le degré de la structure de commande $n_B=2$) sont dans ce cas bien plus précises.

C.1.1.2 Intérêt du paramètre γ pour le cas de la consigne constante sur H

Le terme γ permet d'augmenter le temps de réponse de l'algorithme prédictif. Ainsi, pour le cas d'une entrée de consigne constante sur H générant une commande trop réactive par rapport au modèle de processus, une modification de ce paramètre peut compenser cet effet et réduire par conséquent le dépassement engendré. Les figures C.3(a) et C.3(b) reprennent les simulations précédentes avec un choix de consigne constante sur H en faisant évoluer le paramètre γ .



(a) Degré de commande : $n_B=1$



(b) Degré de commande : $n_B=2$

FIG. C.3 – Simulations avec $n_H=5$ et γ variable, consigne considérée comme constante sur H

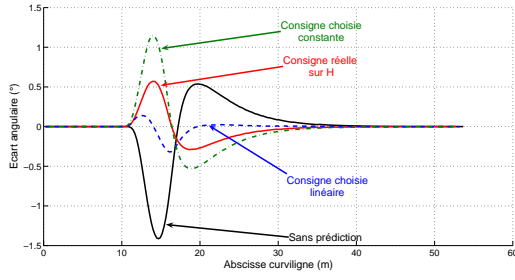
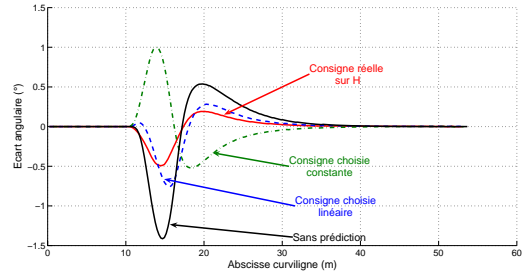
Il peut ainsi être constaté que la modification du paramètre γ permet, comme annoncé, de réduire le dépassement dû à la forte réactivité de l'algorithme prédictif. L'erreur de suivi est ainsi réduite durant la phase transitoire passant de 7cm ($\gamma=0$) à 2cm ($\gamma=0.7$) pour le cas où $n_B=1$ et de 6cm ($\gamma=0$) à -2.5cm ($\gamma=0.4$) pour le cas où $n_B=2$.

D'un point de vue expérimental, l'utilisation d'une configuration relativement indépendante du modèle considéré implique donc un réglage plus fin du paramètre γ compte tenu de l'horizon de prédiction choisi.

C.1.2 Résultats sur l'écart angulaire

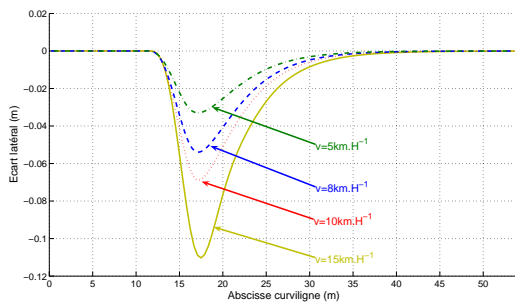
Les résultats sur les écarts angulaires enregistrés pendant les simulations précédentes sont reportés sur les figures C.4(a) et C.4(b). Elles correspondent aux courbes d'écart latéral décrites sur les figures C.2(a) et C.4(b). Si les dépassements d'écarts latéraux enregistrés dans la phase transitoire sont effectivement réduits dans le cas de l'utilisation de la prédiction, c'est également le cas en ce qui concerne l'écart angulaire. En effet, dans tous les cas de figure, les dépassements enregistrés avec la loi de commande prédictive sont au pire égaux en valeur absolue à ceux en l'absence d'action prédictive.

Étant donné que dans tous les cas un dépassement d'écart latéral est enregistré (le véhicule ne reste pas parfaitement sur sa trajectoire), puis converge toujours vers cette trajectoire, deux dépassements de signes opposés sont enregistrés sur l'écart angulaire. En effet, un premier dépassement est lié au fait que le véhicule s'écarte de sa trajectoire, et un deuxième, de signe opposé correspond au retour du véhicule sur cette trajectoire.

(a) Degré de commande : $n_B=1$ (b) Degré de commande : $n_B=2$ FIG. C.4 – Simulations avec $n_H=5$, $\gamma=0$. Modèle processus égal au modèle prédiction

C.1.3 Influence de la vitesse

Comme nous l'avons vu au chapitre 4, les lois de commande développées sont théoriquement indépendantes de la vitesse. Toutefois, ces considérations reposent en partie sur le fait que les modèles développés dans le chapitre 3 ne prennent pas en compte la réponse de l'actionneur, considérant ainsi que la consigne d'angle de braquage est immédiatement atteinte par le processus bas niveau. Si nous prenons en compte le temps de réponse de l'actionneur, dont la transcription en distance de réponse passe nécessairement par l'introduction de la vitesse v du véhicule, alors cette indépendance stricte n'est plus satisfaite. En effet, le dépassement engendré par le temps de réponse du bas niveau crée directement une dépendance du résultat du suivi à la vitesse du véhicule : le même temps de réponse du bas niveau amène à une valeur plus importante de dépassement si la vitesse d'avance est plus grande. Si de plus, nous considérons l'inertie du véhicule par la notion d'angle de braquage inertiel δ_{Dyn} évoqué au chapitre 5.4.3, cette dépendance sera renforcée (augmentation du temps de réponse du processus bas niveau). La figure C.5(a) montre cette dépendance vis à vis de la loi sans prédiction. Enfin, pour être complet, les paramètres de glissement introduisent implicitement une dépendance supplémentaire à la vitesse.



(a) Sans prédiction

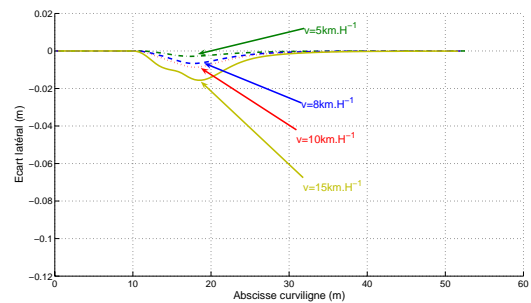
(b) Avec prédiction $n_B=2$, consigne réelle, $n_H=5$, $\gamma=0$

FIG. C.5 – Valeur des dépassements en fonction de la vitesse du véhicule

Toutefois, l'algorithme prédictif, qui prend en compte le retard de l'actionneur, permet théoriquement de compenser ce retard, quelle que soit la vitesse d'avance. Par conséquent, la loi de

commande avec prédiction demeure indépendante de la vitesse. La figure C.5(b) montre cette propriété pour l'algorithme le plus dépendant du modèle (l'échelle de la figure C.5(a) a été conservée pour faciliter la comparaison). Bien sûr, cette hypothèse est violée en cas de vitesse importante (au-delà de 15 km.H^{-1}), la période d'échantillonnage commençant alors à être trop grande.

L'algorithme prédictif permet donc de conserver des lois de commande théoriquement indépendantes de la vitesse en dépit des effets de retard introduits par le bas niveau et l'inertie. Ainsi la variation de dépassement maximal est de 7.8cm dans les conditions présentes pour la loi de commande sans prédiction, alors que celle-ci n'est que de 1.3cm dans le cas prédictif (sachant qu'à 15 km.H^{-1} , le phénomène lié à la période d'échantillonnage commence à être ressenti).

C.2 Simulations avec incertitude de modèle

Afin de rendre les simulations plus réalistes, deux modifications ont été apportées au simulateur par rapport à la section précédente. Tout d'abord le pas de simulation est ici choisi beaucoup plus petit que la période d'échantillonnage de la commande (rapport 50 entre période d'échantillonnage de la commande et pas de simulation du véhicule). Ainsi, le comportement du véhicule simulé est plus proche de celui d'un véhicule réel, rendant son mouvement proche du cas continu (du moins du point de vue de la commande). Par ailleurs, afin d'étudier l'effet des incertitudes de modèle ou plus généralement l'effet de l'inertie, les paramètres du bas niveau utilisés pour le véhicule simulé sont différents de ceux utilisés pour le calcul de l'algorithme prédictif. La réponse de l'actionneur simulé a ainsi les propriétés suivantes :

- Retard pur : 200ms
- Temps de réponse : 0.9s
- Dépassement : 3.5%

C.2.1 Erreur de suivi

Sous ces conditions, les mêmes simulations que dans le cas précédent (dont les résultats relatifs à l'erreur de suivi sont représentés sur les figures C.2(a) et C.2(b)) sont effectuées. Compte tenu des observations réalisées dans le cas où les modèles pour la simulation et pour l'algorithme prédictif étaient identiques, les réglages ont été ici modifiés dans le but de tenir compte de la plus grande réactivité pour une consigne constante (avec $n_B=1$ ou $n_B=2$). Les résultats sur l'écart latéral ainsi que les réglages associés sont reportés sur la figure C.6(a) en ce qui concerne $n_B=1$ et sur la figure C.6(b) pour $n_B=2$. Enfin, pour toutes les configurations de réglage, l'horizon de prédiction a été augmenté afin de tenir compte du temps de réponse plus long du bas niveau.

Dans un tel cas de figure, les limites des approches très dépendantes du modèle (cas où $n_B = 2$, avec des consignes non constantes) sont atteintes. En effet, la différence entre le modèle utilisé pour l'algorithme de prédiction et le modèle utilisé pour la simulation du bas niveau entraîne ici une incapacité de l'algorithme à rester sur la trajectoire de référence durant la phase transitoire. Les réglages avec $n_B=2$ et une consigne variable sur l'horizon de prédiction ne sont donc plus adéquats quand les paramètres du modèle sont mal connus et par conséquent dans le cas où l'inertie du véhicule a un effet non négligeable. L'impossibilité de mettre en place un

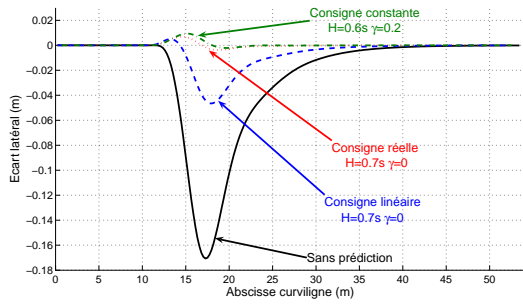
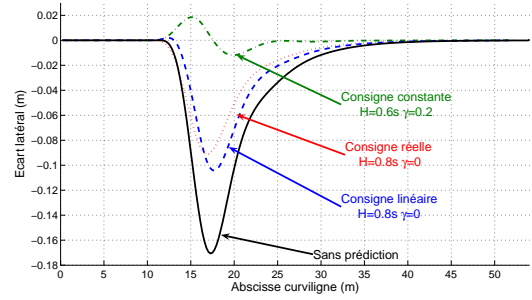
(a) Degré de commande : $n_B=1$ (b) Degré de commande : $n_B=2$

FIG. C.6 – Simulations avec modèle de processus différent du modèle prédiction

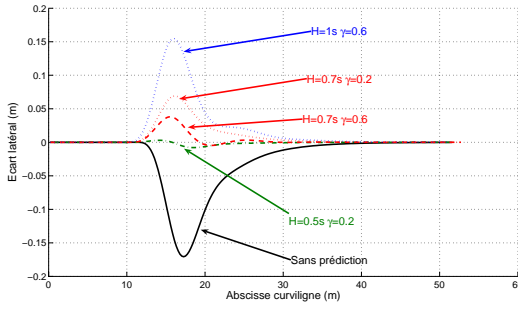
terme d'auto-compensation ne permet pas un guidage précis lors des phases transitoires. En revanche, dans les cas où le réglage de la loi prédictive autorise une relative indépendance au modèle considéré, l'écart durant la phase transitoire reste très limité. Ainsi, dans ce cas plus défavorable où le dépassement maximal engendré par la loi de commande sans prédiction est plus important que dans le cas de la section C.1, la précision atteinte durant la transition de courbure par les configurations où $n_B=1$, et/ou la consigne est constante sur l'horizon de prédiction, reste comparable à celle enregistrée dans le cas de la section C.1. Le gain de telles approches nécessite cependant une modification dans le choix des paramètres de réglage (horizon de prédiction et paramètre γ).

C.2.2 Robustesse du résultat à l'horizon de prédiction

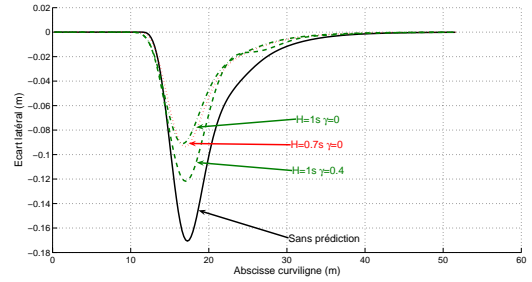
Pour prendre en compte la méconnaissance du modèle bas niveau (incluant éventuellement l'inertie), il peut s'avérer utile de modifier l'horizon de prédiction. La simulation suivante (dont le résultat est présenté sur la figure C.7(a)) met en évidence l'influence du choix de H et de γ sur le résultat du suivi de trajectoire, sur les deux cas les plus extrêmes de dépendance au modèle. Pour la configuration la plus indépendante (consigne constante/ $n_B=1$), si l'horizon de prédiction est choisi trop grand, il en résulte effectivement une anticipation trop importante du virage impliquant un dépassement dans le sens opposé à celui enregistré dans le cas d'une commande sans prédiction. Toutefois, dans le cas où H est trop important, mais reste toutefois suffisamment proche du "meilleur" choix possible (par exemple $H=0.7s$ sur la figure C.7(a)), il est possible en augmentant γ (à 0.6 au lieu de 0.2) de limiter ce type de dépassement.

En revanche, dans le cas où les choix sur le type de consigne et n_B amènent à une grande dépendance vis à vis du modèle ($n_B=2$ et consigne réelle par exemple), les modifications de réglage ne modifient que très peu le comportement du véhicule dans la phase transitoire (voir figure C.7(b)).

Ainsi dans l'hypothèse où le modèle est mal connu, un tel choix de dépendance vis à vis du modèle amène à une imprécision durant la transition de courbure ne pouvant être compensée par le réglage des paramètres de l'algorithme de prédiction. Il est alors nécessaire de modifier le modèle programmé dans les équations de prédiction.



(a) Degré de commande : $n_B=1$, consigne choisie constante



(b) Degré de commande : $n_B=2$, consigne réelle

FIG. C.7 – Sensibilité aux paramètres de réglages H et γ

C.2.3 Réaction de l'angle de braquage

Considérons à présent l'angle de braquage résultant de la loi de commande prédictive, ainsi que les contributions de chacune des parties de cette loi de commande sur la consigne finale. Les figures C.8(a) et C.8(b) présentent les consignes calculées via δ_{MOP}^{Pred} , composées de la partie prédictive δ_{Traj}^{Pred} et de la partie écart $\delta_{Deviation}$. Les résultats présentés ont été obtenus pour deux des cas de simulation précédents, avec une consigne constante sur H . En outre, ces résultats sont comparés à la consigne résultant de la commande sans prédiction, représentée en trait mixte noir. Le premier cas de réglage, décrit sur la figure C.8(a), correspond à un suivi très précis durant la transition de courbure. Les écarts à la trajectoire sont donc très limités et la partie concernée par la commande prédictive est quasiment superposée à la consigne finale ($\delta_{MOP} \approx \delta_{Traj}^{Pred}$). Comparée à l'évolution sans prédiction, nous pouvons observer en premier lieu l'effet d'anticipation de la loi de commande avec prédiction. En effet, l'angle de braquage calculé par δ_{MOP}^{Pred} commence à évoluer à l'abscisse curviligne 9.8m (contre 11m), correspondant à l'avance en distance de l'horizon de prédiction.

Par ailleurs, l'absence de dépassement sur l'erreur de suivi se traduit par une consigne d'angle de braquage évoluant quasiment sans dépassement vers la consigne en régime établi (15°). La pente durant la montée de la consigne est en outre plus faible que dans le cas sans prédiction, dénotant un comportement plus doux vis-à-vis du véhicule. Enfin, en l'absence de glissement, la consigne envoyée à l'actionneur en régime établi est naturellement uniquement liée à la partie δ_{Traj} de la loi de commande et donc dans ce cas, uniquement à la partie prédictive.

Le comportement est différent dans le cas du réglage reporté sur la figure C.8(b), et menant à une anticipation trop importante. Dans cette configuration, le dépassement engendré par l'anticipation trop importante génère un signal sur la partie $\delta_{Deviation}$ de signe opposé à δ_{Traj}^{Pred} , qui tend à compenser dans une certaine mesure, la variation prématurée de l'angle de braquage. La consigne globale δ_{MOP}^{Pred} admet ainsi une sorte de "palier" entre les abscisses curvilignes 13 et 14m. La partie attachée à la compensation des écarts et du phénomène de glissement retarde alors l'effet trop anticipatif de la partie prédictive, compte tenu du dépassement généré.

La contribution de la partie $\delta_{Deviation}$ outre son rôle dans la compensation des écarts et des phénomènes de glissement, permet de limiter les effets de réglages aboutissant sur un résultat

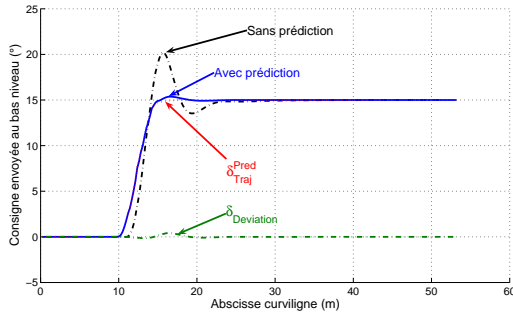
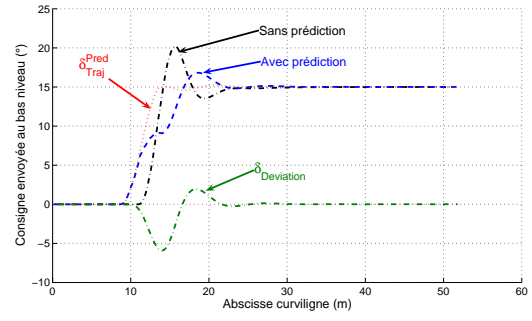
(a) Angle de braquage, $n_H=5$, $\gamma=0.2$ (b) Angle de braquage, $n_H=10$, $\gamma=0.6$

FIG. C.8 – Contribution des différentes parties à l'angle de braquage

imprécis. Le dépassement ainsi enregistré est limité par ce terme agissant en quelque sorte comme le terme d'auto-compensation évoqué dans l'algorithme de prédiction PFC utilisé seul.

C.3 Simulations avec introduction des glissements

Nous reprenons dans cette section les mêmes conditions que précédemment en y ajoutant le phénomène de glissement considéré comme linéaire vis-à-vis de l'angle de braquage. Pour mémoire les paramètres de glissement simulés sont intégrés dans le simulateur avec les lois suivantes :

$$\begin{cases} \beta^F &= -0.2\delta \\ \beta^R &= -0.15\delta \end{cases} \quad (C.1)$$

C.3.1 Erreur de suivi

Considérons tout d'abord les écarts latéraux à la trajectoire, représentés sur les figures C.9(a) et C.9(b). Tout d'abord, nous pouvons constater la validité de l'approche vis-à-vis de l'intégration du phénomène de glissement. En effet, la convergence de l'écart latéral vers 0 est assurée en régime permanent, et ce pour tous les cas de réglage du terme prédictif. Le phénomène de glissement étant compensé par la partie $\delta_{Deviation}$ de la loi de commande et non par la partie trajectoire (seule concernée par l'algorithme de prédiction) le comportement dans la phase transitoire n'est pas modifié d'un point de vue qualitatif. En effet, l'influence des différents paramètres de réglage (n_B , n_H , γ et la forme de consigne choisie sur l'horizon de prédiction) demeure identique aux observations précédentes.

La mise en place de paramètres de glissement (β^F et β^R) modifie toutefois le temps de réponse des lois de commande. En effet, en comparant la courbe d'erreur de suivi dans les cas sans prédiction avec les courbes présentées sur les figures C.6(a) et C.6(b), nous pouvons constater que la distance de réponse est légèrement augmentée lorsque des glissements sont mis en place. Un tel phénomène requiert donc l'augmentation de l'horizon de prédiction afin d'obtenir des résultats semblables au cas sans glissement, ce qui a été fait pour les simulations décrites ici. Cette différence s'explique par la dépendance des phénomènes de glissement à l'angle de braquage, ce phénomène ayant ainsi un temps de réponse identique à celui de δ . En conséquence, les dépassements résiduels

enregistrés en particulier sur la figure C.9(a) sont sensiblement plus importants que dans le cas où les glissements sont négligés.

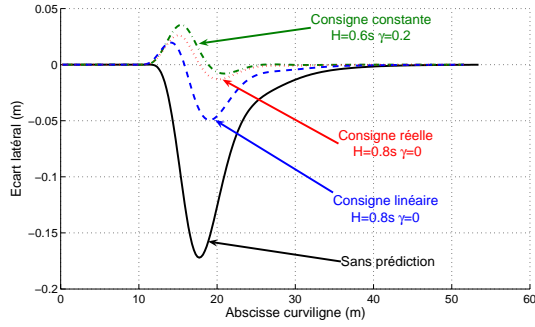
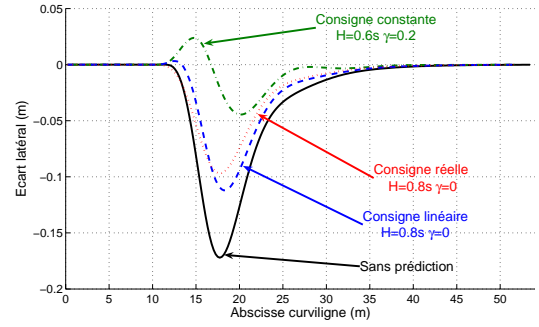
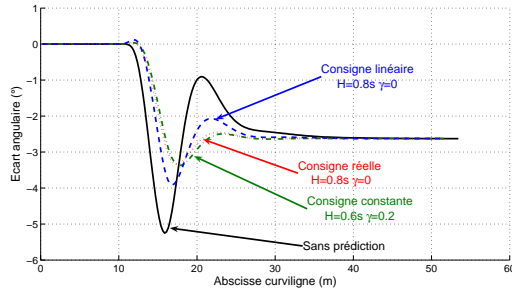
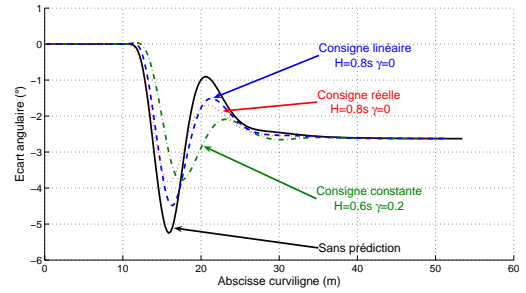
(a) Degré de commande : $n_B=1$ (b) Degré de commande : $n_B=2$ (c) Degré de commande : $n_B=1$ (d) Degré de commande : $n_B=2$

FIG. C.9 – Simulations avec modèle processus différent du modèle prédiction et glissements

Néanmoins, les dépassements enregistrés pour une configuration relativement indépendante du modèle constituant dans la phase transitoire une nette amélioration vis-à-vis des écarts maximaux du cas sans prédiction. Le comportement en régime permanent reste quant à lui inchangé, révélant une certaine indépendance de la correction des glissements vis-à-vis du terme prédictif. Ce fait se retrouve également sur les résultats concernant l'écart angulaire, reportés sur les figures C.9(c) et C.9(d). En effet, sur ces courbes, si l'évolution durant le régime transitoire est modifiée, toutes les lois de commande (prenant toutes en charge le phénomène de glissement) conduisent à la même valeur asymptotique d'écart angulaire (i.e : $-\beta^R = -0.15\delta$, voir courbe présentée sur la figure C.10 pour la valeur numérique de δ).

C.3.2 Réaction de l'angle de braquage

Observons à présent la contribution de chacun des termes de la loi de commande (δ_{Traj}^{Pred} et $\delta_{Deviation}$) sur la consigne de la loi de commande δ_{MOP}^{Pred} comparée à la consigne dans le cas sans prédiction : δ_{MOP} . Cette comparaison est présentée sur la figure C.10. Comme pour la figure C.8(a), nous pouvons noter l'effet d'anticipation dû à l'algorithme de prédiction appliqué sur le terme δ_{Traj}^{Pred} . La consigne de braquage est donc donnée avant l'apparition de la courbe, afin de permettre au véhicule de rester sur la trajectoire de référence plutôt que de s'en écarter. Lors de la variation de la courbure, le terme prédictif demeure inchangé par rapport à son

évolution lorsque les glissements ne sont pas appliqués, puis δ_{Traj}^{Pred} converge vers la valeur relative à la courbure mesurée (15°). En revanche, lorsque les glissements commencent à apparaître, le terme $\delta_{Deviation}$ enregistre une variation afin de compenser les mouvements liés aux paramètres β^F et β^R estimés. Afin de permettre la compensation de ce phénomène, cette composante devient non nulle et converge vers une valeur constante en régime établi.

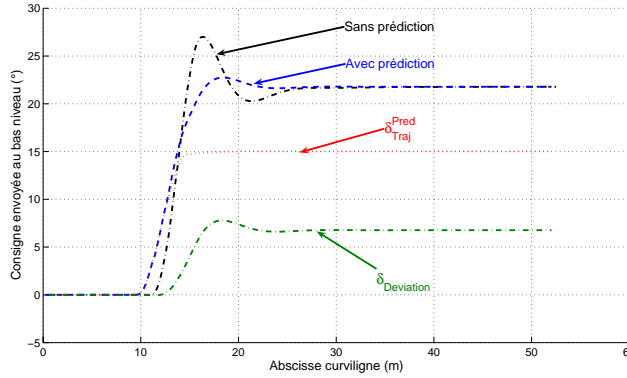


FIG. C.10 – Consigne de braquage calculée par δ_{MOP}^{Pred} , dans le cas de glissement

Il en résulte une commande globale permettant, d'une part d'anticiper le virage compte tenu de la connaissance a priori des différents retards et de la trajectoire de référence, et d'autre part de conserver un haut niveau de précision vis-à-vis des phénomènes de glissement. En outre, l'effet d'anticipation permet d'adoucir la phase transitoire de l'angle de braquage, vis-à-vis de la commande sans prédiction. Le phénomène de glissement associé à cet angle de braquage intervient alors de façon plus progressive. L'hypothèse d'un glissement lentement variable nécessaire au calcul de la loi de commande δ_{MOP} est ainsi rendue plus juste.

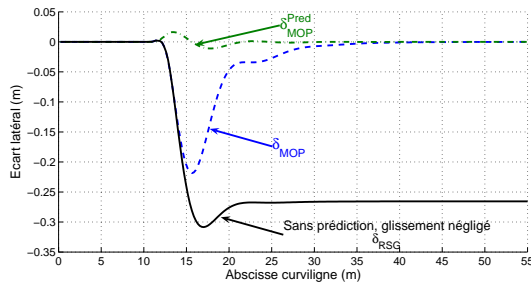
Pour de telles valeurs de glissement (dépendant de l'angle de braquage), la composante liée à la trajectoire est plus importante que celle liée au phénomène de glissement, ce qui constitue un cas classique vis-à-vis des observations réalisées en virage.

C.3.3 Stabilité à un échelon de courbure

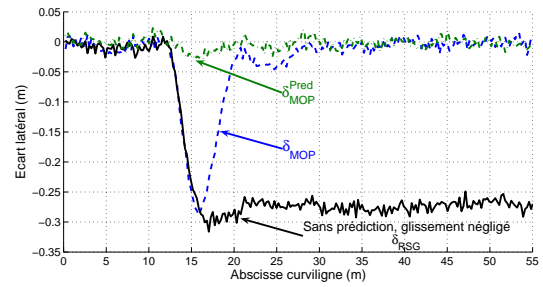
Afin de compléter l'étude de la loi de commande globale, notamment vis-à-vis de la stabilité, observons la réponse à un échelon de courbure. Reprenons pour ce faire la trajectoire présentant un échelon (figure 4.10) qui constitue une trajectoire non admissible pour le véhicule, compte tenu du temps de réponse du bas niveau. Cette trajectoire est suivie dans les mêmes conditions que dans le chapitre 4 pour les vitesses comme pour les conditions de glissement. Les paramètres du bas niveau sont les mêmes que pour les simulations précédentes. La figure C.11(a) présente les réponses du véhicule aux différentes lois de commande en négligeant les bruits de mesure, tandis que la figure C.11(b) décrit les mêmes résultats en considérant les mêmes bruits capteurs que dans le chapitre 4 (bruits blancs gaussiens d'écart type 0.7cm pour l'écart latéral et de 0.35° pour l'écart angulaire).

Ces cas les plus défavorables démontrent la robustesse de la loi de commande globale vis-à-vis d'une part des sauts de courbure et d'autre part, vis-à-vis des incertitudes de mesure simulées ici par des bruits blancs. Dans les deux cas (avec et sans bruit de mesure), la loi de commande prédictive permet de réduire fortement le dépassement relevé à chaque saut de courbure (sur

ces figures, seul le premier saut de courbure est représenté, mais le résultat est identique pour le deuxième saut de courbure, à la fin du virage). Par ailleurs, la légère oscillation générée par cet échelon (entre les abscisses curviligne 14m à 20m) est absorbée par l'ajout de bruit de mesure, dont l'effet résultant est un dépassement très limité (de 2.5cm à l'abscisse 16m sur la figure C.11(b)). Un dépassement est de toute façon inévitable étant donné le caractère non admissible de cette trajectoire de référence.



(a) Cas sans introduction de bruits



(b) Cas avec introduction de bruits

FIG. C.11 – Résultats de l'erreur de suivi face à un échelon de courbure (trajectoire non admissible)

Compte tenu de cette dernière validation, le principe de commande prédictive envisagé ici et reposant sur une décomposition de la loi de commande en deux termes additifs assurant des rôles différents, est donc applicable. Même dans ce cas défavorable (saut de courbure, présence de bruit capteur), la loi de commande globale demeure stable et présente une bonne précision, tant en régime établi que pendant le régime transitoire avec une bonne précision. La mise en place d'une partie prédictive permet d'annuler (ou tout au moins de réduire de façon significative) les dépassements lors des phases transitoires relevant des phénomènes de retard. Cette loi de commande, compte tenu des différents réglages peut, en outre, offrir une relative robustesse vis-à-vis des incertitudes du modèle utilisé pour le calcul de la partie prédictive.

Annexe D

Résultats expérimentaux additionnels pour les lois adaptatives et prédictives

Cette annexe apporte quelques résultats supplémentaires de suivi réel, permettant de mettre en évidence quelques propriétés de l'algorithme de commande. En particulier, nous nous attachons ici à montrer en vraie grandeur, la relative indépendance de la précision du suivi vis-à-vis de la modification de certains éléments. Nous nous focaliserons sur les effets de la vitesse ainsi que sur l'impact de la modification de la masse et de l'inertie.

D.1 Influence de la vitesse

D.1.1 Trajectoire considérée

Nous reprendrons ici une trajectoire très défavorable par rapport aux retards engendrés par le bas niveau et l'inertie du véhicule. Celle-ci (présentée sur la figure D.1) réalise un demi-tour à gauche, avec léger virage à droite au début et à la fin de ce demi-tour. Elle a été enregistrée sur un champ plat, constitué de terre et recouvert d'herbe. Les deux virages à droite vont perturber considérablement le suivi à cause des dépassements engendrés.

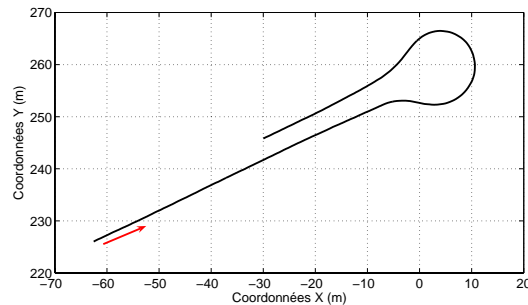


FIG. D.1 – Trajectoire de référence très défavorable par rapport aux retards

Cette trajectoire a été suivie par les lois de commande δ_{RSG} (loi de commande classique, sans glissement, ni prédiction) et δ_{MOP}^{Pred} (avec glissement et prédiction et un horizon de prédiction de 1s). Pour chacun des deux cas, ce suivi a été réalisé à 7km.H^{-1} , puis à 10km.H^{-1} .

D.1.2 Effet de la vitesse sur la précision de suivi pour la loi δ_{RSG}

Sur la figure D.2 les résultats de suivi de la loi négligeant les glissements à ces deux vitesses sont comparés. Nous pouvons ici constater l'influence de la vitesse lors des phases transitoires de courbure, où l'erreur maximale en entrée de courbe à 10km.H^{-1} est multipliée par 2 par rapport au suivi exécuté à 7km.H^{-1} (1.2m contre 60cm à l'abscisse curviligne 80m). Les valeurs atteintes en régime établi restent cependant proches (stabilisation autour de 26cm pour le suivi à 7km.H^{-1} et 24cm pour le suivi à 10km.H^{-1}). Il s'agit cependant d'un cas particulier. Dans le cas général, la valeur de l'écart à tendance à augmenter avec la vitesse.

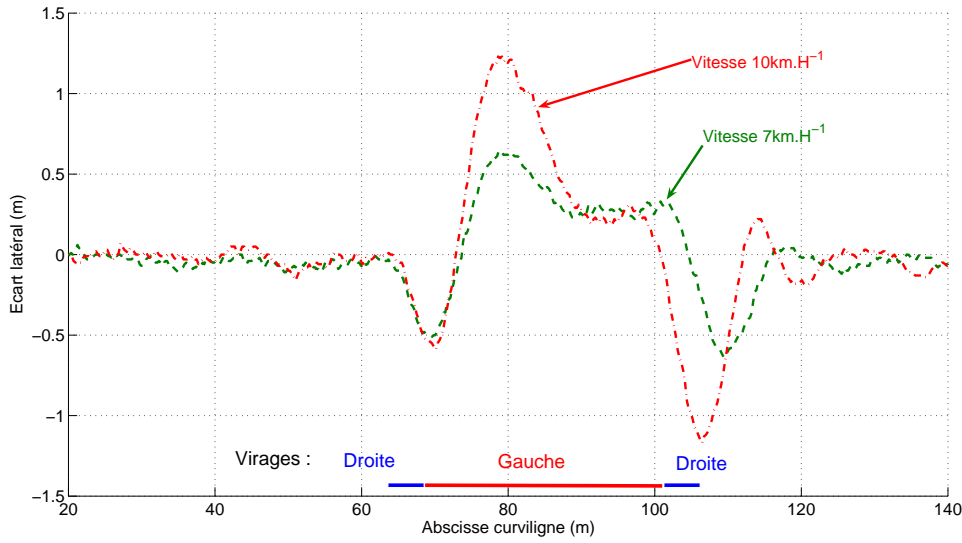


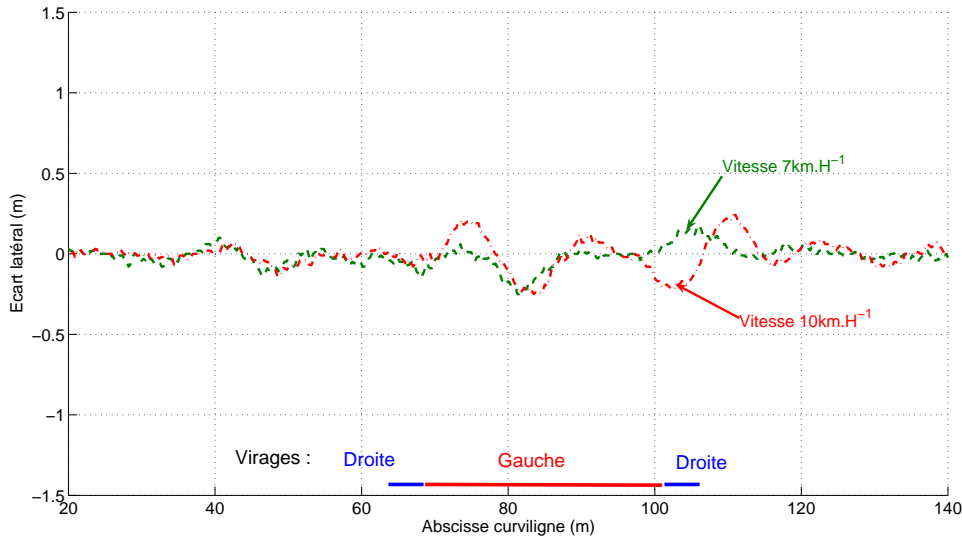
FIG. D.2 – Résultats de suivi pour la loi δ_{RSG} pour différentes vitesses longitudinales

L'amplification importante du dépassement due à la variation de vitesse est également observée en sortie de courbure où des valeurs comparables (en valeur absolue) à celle obtenue en entrée de courbe sont enregistrées. Le comportement durant les phases transitoires pour une loi de commande classique sans glissement ni prédiction est donc fortement corrélé à la vitesse longitudinale du véhicule.

D.1.3 Indépendance de la loi δ_{MOP}^{Pred} à la vitesse de suivi

Pour le cas de la loi de commande δ_{MOP}^{Pred} (prenant en compte le glissement et bénéficiant à l'action prédictive, dont l'expression est définie par l'équation (5.47)), la dépendance à la vitesse est moins importante, comme le montre les erreurs de suivi présentées sur la figure D.3. En premier lieu, il peut être constaté que pour chacune des vitesses considérées, le véhicule converge bien vers sa trajectoire de référence. De plus, en considérant uniquement les valeurs maximales enregistrées, celles-ci restent très modérées : en valeur absolue sur l'ensemble du suivi, les pics enregistrés sont au maximum de 25cm.

Toutefois, nous pouvons constater que les dépassements sont plus nombreux pour le cas où la vitesse est la plus grande. Par ailleurs, les comportements sont légèrement différents. Considérons l'entrée de courbe (de l'abscisse curviligne 70 à 90m). Durant cette phase transitoire, le comportement à 7km.H^{-1} enregistre uniquement un dépassement ponctuel négatif, synonyme

FIG. D.3 – Résultats de suivi pour la loi δ_{RSG} à différentes vitesses longitudinales

d'un écart à gauche de la trajectoire, dû ici au temps d'estimation des paramètres de glissement vers une valeur pertinente. L'action prédictive permet bien ici au véhicule de rester sur sa trajectoire durant la double variation de courbure. En revanche, pour une évolution à une vitesse plus rapide, un dépassement positif de 20cm à l'abscisse curviligne 75m est enregistré. Ce pic correspond à celui de plusieurs décimètres enregistré dans le cas sans prédiction (voir figure D.2) et dénote le fait que l'action prédictive n'anticipe pas suffisamment la variation de courbure. En effet, l'action prédictive ne prend en compte que le modèle du bas niveau et pas l'influence de l'inertie du véhicule. Or ce dernier effet est renforcé par la vitesse plus importante (comme il peut être constaté sur l'équation (5.38) déterminant l'influence de l'inertie sur le temps de réponse du véhicule : plus V_G et donc v est grand, plus le temps de réponse est important). Toutefois, compte tenu du comportement du véhicule sans action prédictive, ce dépassement demeure très limité et l'action prédictive peut être considérée comme suffisamment robuste vis-à-vis de la variation de vitesse.

D.1.4 Conclusion sur l'impact de la vitesse

D'autres expérimentations permettent de confirmer ce qui a été vu pour l'expérimentation précédente et permettent de confirmer la double remarque suivante concernant la loi de commande δ_{MOP}^{Pred} :

- La valeur de la vitesse de suivi n'a pas d'influence sur la convergence du véhicule et celui-ci, en régime permanent converge et demeure sur la trajectoire de référence. Ce fait est vrai quelle que soit la valeur de l'écart en régime permanent atteinte sous la loi de commande classique δ_{RSG} .
- Seule la phase transitoire peut être modifiée par un changement de vitesse, découlant d'une modification de la réponse liée à l'effet inertiel. Toutefois, les modifications de comportement demeurent très limitées.

En conséquence, l'algorithme global demeure relativement indépendant vis-à-vis de la vitesse d'avance du véhicule.

D.2 Influence de l'outil



(a) Configuration avec un outil traîné ou tracté



(b) Configuration avec un outil porté

FIG. D.4 – Présentation des outils utilisés

Nous comparerons ici les résultats de suivi de trajectoire pour différents outils embarqués avec les lois de commande classique (sans prise en compte des glissements) et la loi δ_{MOP}^{Pred} afin d'étudier la validité des lois de commande lorsqu'un outil est embarqué sur le véhicule. Deux types d'outil sont considérés ici. Les outils traînés d'une part, qui ont une interaction avec le sol (herse, ...) et les outils portés d'autre part installés à l'arrière du véhicule, et n'entrant pas en contact avec le sol (semoir, pulvérisateur, ...)

D.2.1 Outil traîné pour le suivi de ligne droite en pente

Dans un premier temps, le cas de l'outil traîné est étudié, sur un suivi de ligne droite en pente à la vitesse de 5km.H^{-1} . Les résultats comparés des suivis de trajectoire sont reportés sur la figure D.5. Dans un premier temps, il est possible de constater que l'ajout d'un outil dans ce cas de figure amplifie considérablement la variabilité des conditions d'adhérence, générant ainsi de plus amples oscillations que dans le cas sans outil. La loi de commande δ_{MOP}^{Pred} est, comme dans le cas sans prise en compte de glissement, sujette à cette plus forte variabilité et enregistre des variations semblables aux résultats observés sur la courbe δ_{RSG} . Toutefois, la précision du suivi est beaucoup plus importante que dans le cas sans prise en compte des glissements. Ainsi l'écart latéral est beaucoup plus proche de zéro et demeure durant la majeure partie du suivi dans l'intervalle d'acceptation de $\pm 15\text{cm}$.

Le comportement qualitatif du véhicule reste comparable à celui observé lorsque le véhicule ne comporte pas d'outil attelé. La loi de commande permet d'être plus précise que dans le cas classique (roulement sans glissement), mais les variations rapides des conditions d'adhérence ne sont pas compensées, au même titre que dans le cas où aucun outil n'est embarqué.

D.2.2 Outil porté, lors d'un virage sur terrain plat

Le cas le plus défavorable, concernant la prise en compte d'un outil vis-à-vis des principes de commande envisagés demeure le cas du virage. En effet, l'installation d'un outil porté modifie

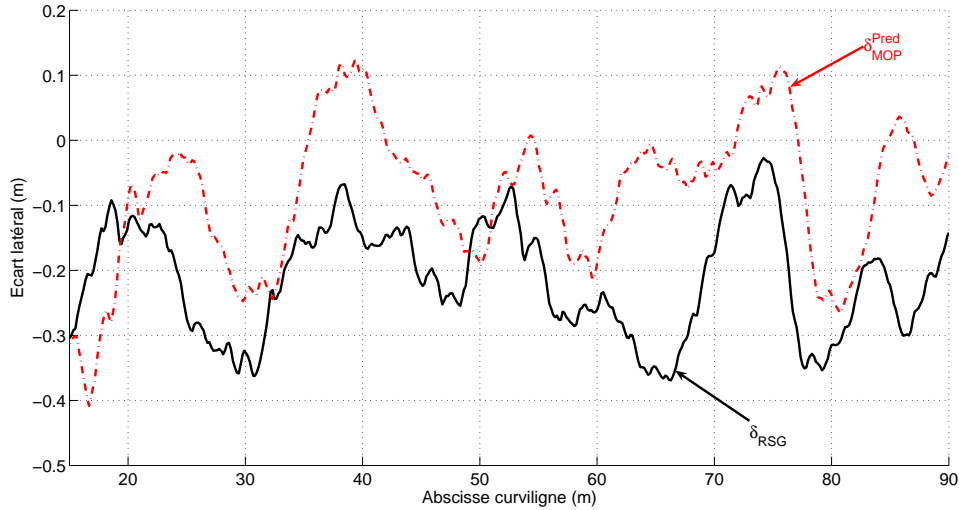


FIG. D.5 – Comparaison des erreurs de suivi pour les lois δ_{RSG} et δ_{MOP}^{Pred} avec outil traîné, en pente

l'inertie du véhicule, et par suite, le temps de réponse du véhicule à une consigne d'angle de braquage. L'influence de l'inertie peut alors être décrite par la notion d'angle de braquage inertiel (voir chapitre 5) dont une expression mathématique est dépendante de l'inertie I_{zz} autour de l'axe vertical (voir relation (5.38)).

La figure D.6(a) présente la trajectoire courbe à suivre durant cet essai, tandis que la figure D.6(b), permet de comparer les erreurs de suivi avec un outil porté entre les lois de commande δ_{MOP}^{Pred} et δ_{RSG} . Compte tenu de cette dernière figure, il peut être constaté qu'en régime permanent (durant le virage), l'algorithme de commande présenté dans ce mémoire est toujours capable de faire converger le véhicule vers sa trajectoire de référence. Ainsi, les modifications liées au transport de l'outil qui interviennent dans la définition des conditions d'adhérence sont implicitement prises en compte par l'algorithme d'estimation en temps réel des glissements. La compensation du phénomène de glissement par la mise en place d'un algorithme adaptatif peut donc fonctionner quelle que soit la configuration intrinsèque du véhicule (masse, position du centre de gravité, ...).

Toutefois, nous pouvons constater que des dépassements plus importants que dans le cas où le véhicule évolue sans outil sont présents lors des phases transitoires (aux abscisses curvilignes 55m et 75m). Ainsi, la modification de l'inertie du véhicule, qui n'a pas été prise en compte dans les paramètres de réglage de l'algorithme de prédiction, engendre des dépassements dans ces phases transitoires. Ceux-ci demeurent limités dans le cas du semoir. Cependant, on peut constater que dans le cas où le véhicule est chargé avec un outil plus lourd, il est nécessaire, pour conserver un comportement sans dépassement, de modifier les paramètres de l'algorithme de prédiction.

D.2.3 Conclusion sur l'influence de l'outil

Si la mise en place d'un outil, quelle que soit sa nature, ne modifie en rien la convergence du véhicule vers sa trajectoire de référence lorsque les glissements apparaissent, la modification de l'inertie (ainsi que le déplacement de la position du centre de gravité) induite par cet outil peut

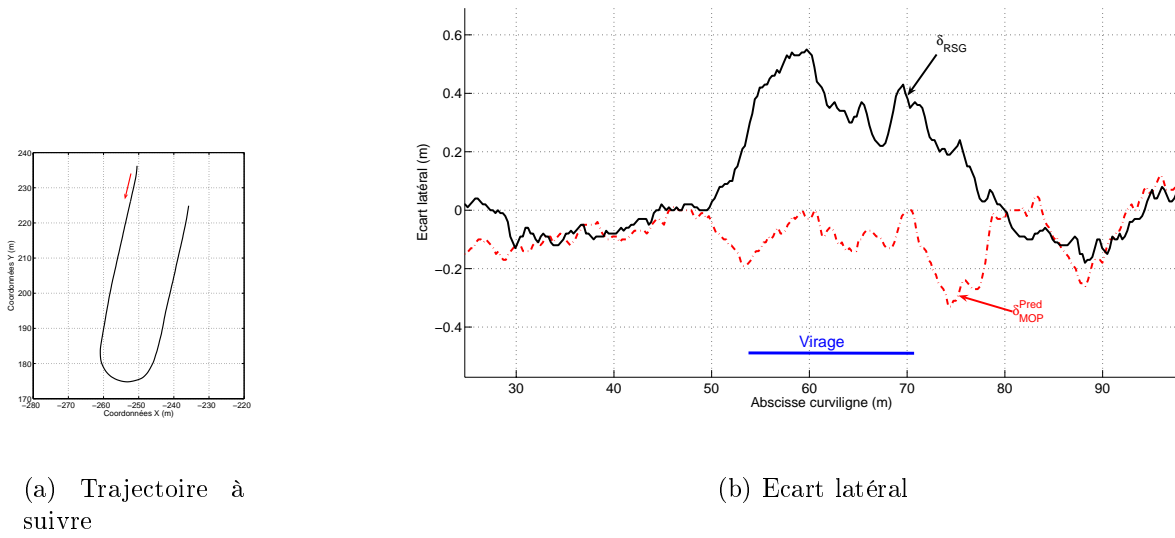


FIG. D.6 – Comparaison des erreurs de suivi pour les lois δ_{RSG} et δ_{MOP}^{Pred} avec outil porté

engendrer des dépassements si les paramètres de l'algorithme prédictif demeurent inchangés. Ce phénomène demeure toutefois limité, et des paramètres permettant une certaine robustesse de l'action prédictive peuvent être déterminés.

Bibliographie

- [ACB95] Andréa-Novel, B. d' and Campion, G. and Bastin, G. « Control of wheeled mobile robots not satisfying ideal velocity constraints : a singular perturbation approach ». *International Journal of Robust and Nonlinear Control*, 5(4) :243–267, 1995.
- [ACEP01] Andréa-Novel, B. d' and Chou, H. and Ellouze, M. and Pengov, M. « An optimal control strategy for a vehicle to brake in corner with stability ». In *journées automatique et automobile*, Bordeaux, 2001.
- [Ack02] Ackermann, J. « Robust Lateral and Yaw Control ». In *European summer school in automatic Control*, Grenoble (France), 2002.
- [AE01] Andréa-Novel, B. d' and Ellouze, M. « Tracking with stability for a vehicle braking in a corner ». In *IEEE Conf. on Decision and Control*, volume 5, pages 4427–4432, Orlando, Florida (USA), 2001.
- [And01] Andréani, A. *Le GPS : une révolution*. Jean jary edition, 2001.
- [Aok01] Aoki, K. « The Development of Intelligent Multimode Transit System Based on Automated Buses ». In *International Conference on Automated People Movers*, pages 687–696, San Francisco, California (USA), 2001.
- [AS93] Ackermann, J. and Sienel, W. « Robust yaw damping of cars with front and rear wheel steering ». *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 1(1) :15–20, 1993.
- [AS97] Astolfi, A. and Schaufelberger, W. « State and output feedback stabilization of multiple chained systems with discontinuous control ». *Systems and Control Letters*, 32(1) :49–56, 1997.
- [Ast83] Aström, K.J. « Theory and Applications of Adaptive Control : A Survey ». *Automatica*, 19(5) :471–486, 1983.
- [Ast92] Astoin, P. « Le guidage des tracteurs : problèmes rencontrés par les conducteurs ». Technical Report, Cemagref, 1992.
- [Aub99] Aubry, D. « *Contribution à la synthèse d'observateurs pour les systèmes non linéaires* ». Thèse de doctorat, Université Henri Poincaré - Nancy 1, 1999.
- [AW95] Aström, K. J. and Wittenmark, B. *Adaptive Control*. Addison-Wesley Longman Publishing Co., 1995.
- [BAAM⁺04] Blanc, G. and Ait Aider, O. and Mezouar, Y. and Chateau, T. and Martinet, P. « Autonomous Image-Based Navigation in Indoor Environment ». In *IFAC/EURON Symposium on Intelligent Autonomous Vehicles*, Lisboa, Portugal, 2004.
- [BCG95] Bornard, G. and Celle-Couenne, F. and Gilles, G. *Observability and Observer*, volume 1 of *Non Linear Systems*. Chapman and hall edition, 1995.

- [BD96] Boucher, P. and Dumur, D. *La commande prédictive*. Méthodes et pratiques de l'ingénieur. Technip edition, 1996.
- [BDRZ90] Borne, P. and Dauphin-Tanguy, G. and Rotella, F. and Zambettakis, I. *Commande et optimisation de processus*. Méthodes et pratiques de l'ingénieur. TECHNIP Editions, Paris, 1990.
- [BGML02] Bruch, M.H. and Gilbreath, G.A. and Muelhauser, J.W. and Lum, J.Q. « Accurate Waypoint Navigation Using Non-differential GPS ». In *AUVSI Unmanned Systems*, Lake Buena Vista, Florida (USA), 2002.
- [BNP87] Bakker, E. and Nyborg, L. and Pacejka, H.B. « Tyre modeling for use in vehicle dynamics studies ». In *Congrès International de la société des ingénieurs de l'automobile (SAE)*, pages 2190–2204, Warrendale, Pensylvanie (USA), 1987.
- [Bou04] Boucheret, J.-M. « The CIVIS optically-guided urban transport system ». In *Proceedings of the Institution of Civil Engineers : Municipal Engineer*, volume 157, pages 13–15, Birmingham (UK), 2004.
- [Bro83] Brockett, R.W. « Asymptotic stability and feedback stabilization ». *Progress in math*, 27 :181–191, 1983.
- [Bru03] Brunnert, A. « Machine guidance with laser and GPS ». In *Conference on Crop Harvesting and Processing*, Kentucky (USA), 2003.
- [BRZ03] Benson, E.R. and Reid, J.F. and Zhang, Q. « Machine Vision-based Guidance System for Agricultural Grain Harvesters using Cut-edge Detection ». *Biosystems Engineering*, 86(4) :389–398, 2003.
- [BTMM05] Bom, J. and Thuilot, B. and Marmoiton, F. and Martinet, P. « Nonlinear Control for Urban Vehicle Platoon, Relying upon a Unique Kinematic GPS ». In *IEEE International Conference on Robotics and Automation*, Barcelona (Spain), 2005.
- [BZ04] Brown, L.J. and Zhang, Q. « Periodic disturbance cancellation with uncertain frequency ». *Automatica*, 40(4) :631–637, 2004.
- [Car89] Cartet, J-Y. « Techniques de jalonnement et de guidage utilisées en agriculture ». Technical Report, Cemagref - Clermont-Ferrand (France), 1989.
- [CBA93] Campion, G. and Bastin, G. and Andréa-Novel, B. d'. « Structural properties and classification of kinematic and dynamic models of wheeled mobile robots ». In *IEEE International Conference on Robotics and Automation*, pages 462–469, Atlanta, Georgia (USA), 1993.
- [CCB00] Cordesses, L. and Cariou, C. and Berducat, M. « Guidage d'un engin agricole par CP-DGPS : comparaison de deux estimateurs d'orientation ». In *Agriculture de précision : avancées de la recherche technologique et industrielle*, Dijon (France), 2000.
- [CDI99] Caracciolo, L. and De Luca, A. and Iannitti, S. « Trajectory tracking control of a four-wheel differentially driven mobile robot ». In *IEEE International Conference on Robotics and Automation*, volume 4, pages 2632–2638, Detroit, Michigan (USA), 1999.
- [Cha99] Chateau, T. « *Détection robuste d'interface par fusion d'informations incertaines : application à l'aide au guidage d'engins agricoles* ». Thèse de doctorat, Université Blaise Pascal - Clermont II (France), 1999.

- [CL97] Canudas de Wit, C. and Lischinsky, P. « Adaptive friction compensation with partially known dynamic friction model ». *International Journal of Adaptive Control and Signal Processing*, 11(1) :65–80, 1997.
- [Cla88] Clarke, D.W. « Application of Generalized Predictive Control to Industrial Process ». *IEEE Control and Systems Magazine*, 8(2) :49–55, 1988.
- [CLO02] Corradini, L.M. and Leo, T. and Orlando, G. « Experimental testing of a discrete-time sliding mode controller for trajectory tracking of a wheeled mobile robot in the presence of skidding effects ». *Journal of Robotic System*, 19(4) :177–188, 2002.
- [CMT87] Clarke, D.W. and Mohtadi, C. and Tuffs, P.S. « Generalized Predictive Control, Part I "The basis algorithm", Part II "Extension and interpretation" ». *Automatica*, 23(2) :137–160, 1987.
- [Cor01] Cordesses, L. « *Commande de robots : applications à l'asservissement visuel 3D et au guidage d'engins agricoles par GPS* ». Thèse de doctorat, Université Blaise Pascal - Clermont II (France), 2001.
- [CS92] Canudas de Wit, C. and Sordalen, O.J. « Exponential stabilization of mobile robots with nonholonomic constraints ». *IEEE Transaction on Automatic Control*, 37(11) :1791–1797, 1992.
- [Deb96] Debain, C. « *Lois de commande pour le contrôle et la mobilité de machines agricoles* ». Thèse de doctorat, Université Blaise Pascal - Clermont II (France), 1996.
- [DFMZ02] Dormegnien, E. and Fandard, G. and Mahajoub, G. and Zarka, F. « Dynamique du véhicule ». *Cours de l'IFMA*, 2002.
- [Dum98] Dumetz, E. « *Modélisation et commande par modèle de référence d'un axe de machine-outil à dynamique rapide* ». Thèse de doctorat, ENSAM, 1998.
- [EA00] Ellouze, M. and Andréa-Novel, B. d'. « Control of unicycle-type robots in the presence of sliding effects with only absolute longitudinal and yaw velocities measurement. ». *European Journal of Control*, 6(6) :567–584, 2000.
- [EHS01] Egerstedt, M. and Hu, X. and Stotsky, A. « Control of mobile platforms using a virtual vehicle approach ». *IEEE Transactions on Automatic Control*, 46(11) :1777–1782, 2001.
- [Ell01] Ellouze, M. « *Modélisation et commande de robots mobiles à roues en présence de glissements* ». Thèse de doctorat, Ecole Nationale Supérieure des Mines de Paris, 2001.
- [FBP03] Floquet, T. and Barbot, J.-P. and Perruquetti, W. « Higher-order sliding mode stabilization for a class of nonholonomic perturbed systems ». *Automatica*, 39(6) :1077–1083, 2003.
- [FL97] Fierro, R. and Lewis, F.L. « Control of a nonholonomic mobile robot : Backstepping kinematics into dynamics ». *Journal of Robotic Systems*, 14(3) :149–163, 1997.
- [FLMR95] Fliess, M. and Lévine, J. and Martin, P. and Rouchon, P. « Design of trajectory stabilizing feedback for driftless flat systems ». In *European Control Conference*, pages 1882–1887, Rome (Italy), 1995.
- [FW76] Francis, B.A. and Wonham, W.M. « The internal model principle of control theory ». *Automatica*, 12(5) :457–465, 1976.

- [GH02] Gu, D. and Hu, H. « Neural Predictive Control for a car-like mobile robot ». *Robotics and Autonomous Systems*, 39(2) :73–86, 2002.
- [GK89] Graettinger, T.J. and Krogh, B.H. « Evaluation and time-scaling of trajectories for wheeled mobile robots ». *Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, Transactions of the ASME*, 111(2) :222–231, 1989.
- [GRGJ05] Gamez Garcia, J. and Robertsson, A. and Gomez, O. and Johansson, R. « Force and Acceleration Sensor Fusion for Compliant Robot Motion Control ». In *IEEE International Conference on Robotics and Automation*, pages 2720–2725, Barcelona (Spain), 2005.
- [GS84] Goodwin, G. and Sin, K. *Adaptive filtering prediction and control*. Information and System Sciences. Prentice-Hall, 1984.
- [GU94] Guldner, J. and Utkin, V.I. « Stabilization of non-holonomic mobile robots using Lyapunov functions for navigation and sliding mode control ». In *IEEE Conference on Decision and Control*, volume 3, pages 2967–2972, Buena Vista, Florida (USA), 1994.
- [Gus97] Gustafsson, F. « Slip-based tire-road friction estimation ». *Automatica*, 33(6) :1087–1098, 1997.
- [HBG03] Haro, E. and Basset, M. and Gissinger, G.L. « Estimation des Paramètres Physiques d’un Véhicule Automobile : Apports de la Méthode du Modèle Inverse ». In *Journée du CRESPIM 2003*, Mulhouse (France), 2003.
- [HCC⁺04] Helmick, D.M. and Cheng, Y. and Clouse, D.S. and Matthies, L.H. and Roumeliotis, S.I. « Path following Using visual odometry for a Mars rover in high-slip environments ». In *IEEE Aerospace Conference*, volume 2, pages 772–778, Big Sky, Montana (USA), 2004.
- [HK77] Hermann, R. and Krener, A. « Non linear controllability and observability ». *IEEE Transaction on Automatic Control*, 22(5) :728–740, 1977.
- [HLSY00] Halme, A. and Leppänen, I. and Salmi, S. and Ylönen, S. « Hybrid locomotion of a wheel-legged machine ». In *3rd International Conference on Climbing and Walking Robots*, Madrid, Spain, 2000.
- [HLTM04] Hao, F. and Lenain, R. and Thuilot, B. and Martinet, P. « Sliding Mode Control of Automatic Guidance of Farm Vehicles in the Presence of Sliding ». In *IEEE International Symposium on Robotics and Automation*, pages 582–587, Queretaro, Mexico, 2004.
- [HS96] Holzhüter, T. and Schultze, R. « Operating experience with a high precision track controller for commercial ships. ». *Control Engineering Practice*, 4(3) :343–350, 1996.
- [HSL00] Hygounenc, E. and Soueres, P. and Lacroix, S. « Modélisation d’un dirigeable : étude de la cinématique et de la dynamique ». *Rapport LAAS (Toulouse)*, (N° 00426), 2000.
- [HZN02] Han, S. and Zhang, Q. and Noh, H. « Kalman Filtering of DGPS Positions for Parallel Tracking Application ». *Transactions of the American Society of Agricultural Engineers*, 45(3) :553–559, 2002.

- [ID04] Iagnemma, K. and Dubowsky, S. « Traction control of wheeled robotic vehicles in rough terrain with application to planetary rovers ». *International Journal of Robotics Research*, 23(10-11) :1029–1040, 2004.
- [IKSD04] Iagnemma, K. and Kang, S. and Shibly, H. and Dubowsky, S. « Online terrain parameter estimation for wheeled mobile robots with application to planetary rovers ». *IEEE Transactions on Robotics*, 20(5) :921–927, 2004.
- [Ilc96] Ilchmann, A. « High-gain adaptive control : an overview ». *IEE Colloquium (Digest)*, (139), 1996.
- [IRG⁺04] Innocenti, B. and Ridao, P. and Gascons, N. and El-Fakdi, A. and Lopez, B. and Salvi, J. « Dynamical model parameters identification of a wheeled mobile robot ». In *IFAC/EURON Symposium on Intelligent Autonomous Vehicles*, Lisboa, Portugal, 2004.
- [Isi95] Isidori, A. *Nonlinear Control Systems*. Communications and Control Engineering. Springer Verlag (Berlin), 1995.
- [JN97] Jiang, Z.-P. and Nijmeijer, H. « Tracking Control of Mobile Robots : A Case Study in Backstepping ». *Automatica*, 33(7) :1393–1399, 1997.
- [Kal60] Kalman, R.E. « A New Approach to Linear Filtering and Prediction Problems ». *Transactions of the ASME-Journal of Basic Engineering*, 82 :35–45, 1960.
- [KCKL03] Kim, G. and Chung, W. and Kim, M. and Lee, C. « Tripodal schematic design of the control architecture for the service robot PSR ». In *IEEE International Conference on Robotics and Automation*, volume 2, page 2792 :2797, Taïpei (Taïwan), 2003.
- [Kha96] Khadraoui, D. « *La Commande Référencée vision pour le Guidage Automatique de Véhicule* ». Thèse de doctorat, Université Blaise Pascal, Clermont II (France), 1996.
- [KKMN91] Kanayama, Y. and Kimura, Y. and Miyazaki, F. and Noguchi, T. « A stable tracking control method for a non-holonomic mobile robot ». In *IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems*, pages 236–241, Osaka, Japan, 1991.
- [KNNW97] Kawabe, T. and Nakazawa, M. and Notsu, I. and Watanabe, Y. « A sliding mode controller for wheel slip ratio control system ». *Vehicle System Dynamics*, 27(5-6) :393–408, 1997.
- [KS00] Keicher, R. and Seufert, H. « Automatic guidance for agricultural vehicles in Europe ». *Computers and Electronics in Agriculture*, 25(1) :169–194, 2000.
- [KTT⁺02] Kato, S. and Tsugawa, S. and Tokuda, K. and Matsui, T. and Fujii, H. « Vehicle Control Algorithms for Cooperative Driving with Automated Vehicles and Intervehicle Communications ». *IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems*, 3(3) :155–160, 2002.
- [KZ00] Koshkouei, A.J. and Zinober, A.S.I. « Adaptive backstepping control of nonlinear systems with unmatched uncertainty ». In *IEEE Conference on Decision and Control*, volume 5, pages 4765–4770, 2000.

- [LA95] Leroquais, W. and Andréa-Novel, B. d'. « Transformations of the kinematic models of restricted mobility wheeled mobile robots with a single platform into chained form ». In *Conference on Decision and Control*, volume 4, pages 3811–3816, New Orleans, Louisiana (USA), 1995.
- [Lan79] Landau, I.D. *The Model Reference Approach*. Marcel Dekker Inc., New York, 1979.
- [Lar93] Larminat, P. de. *Automatique : commande des systèmes linéaires*. Traité des nouvelles technologies, série automatique. Hermes (Paris), 1993.
- [Lau01] Laumond, J-P. *La robotique mobile*. Systèmes automatisés (IC2). Hermes, Paris, 2001.
- [Ler98] Leroquais, W. « *Modélisation et commande de robots mobiles à roues en présence de pseudo-glissements* ». Thèse de doctorat, Ecole Nationale Supérieure des Mines de Paris (France), 1998.
- [LH03] Lin, C.-M. and Hsu, C.-F. « Neural-network hybrid control for antilock braking systems ». *IEEE Transactions on Neural Networks*, 14(2) :351–359, 2003.
- [LHPM02] Lindgren, D.R. and Hague, T. and Probert-Smith, P.J. and Marchant, J.A. « Relating torque and slip in an odometric model for an autonomous agricultural vehicle ». *Autonomous Robots*, 13(1) :73–86, 2002.
- [LKL⁺04] Lamon, P. and Krebs, A. and Lauria, M. and Siegwart, R. and Shooter, S. « Wheel torque control for a rough terrain rover ». In *IEEE International Conference on Robotics and Automation*, volume 5, pages 4682–4687, New Orleans, Louisiana (USA), 2004.
- [LMB⁺02] Lacroix, S. and Mallet, A. and Bonnafous, D. and Bauzil, G. and Fleury, S. and Herrb, M. and Chatila, R. « Autonomous rover navigation on unknown terrains : Functions and integration ». *International Journal of Robotics Research*, 21(10-11) :917–942, 2002.
- [Loe96] Loeb, H. « *Engin nautique de surface robotisé : synthèse de lois de commande et GPS différentiel* ». Thèse de doctorat, Université Bordeaux I (France), 1996.
- [LR02] Lamnabhi-Lagarrigue, F. and Rouchon, P. *Systèmes non linéaires*. systèmes automatisés. Hermes, Paris, 2002.
- [LSXL00] Lu, J. and Sekhavat, S. and Xie, M. and Laugier, C. « Sliding mode control for nonholonomic mobile robot ». In *Int. Conf. on Control, Automation, Robotics and Vision*, Singapore, 2000.
- [LT01] Lozano, R. and Taoutaou, D. *Identification et commande adaptative*. Hermes, Paris, 2001.
- [LTCM03a] Lenain, R. and Thuilot, B. and Cariou, C. and Martinet, P. « Adaptive control for car like vehicles guidance relying on RTK GPS : Rejection of sliding effects in agricultural applications ». In *Proceedings - IEEE International Conference on Robotics and Automation*, volume 1, pages 115–120, Taïpei (Taïwan), 2003.
- [LTCM03b] Lenain, R. and Thuilot, B. and Cariou, C. and Martinet, P. « Rejection of sliding effects in car like robot control : Application to farm vehicle guidance using a single RTK GPS sensor ». In *IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems*, volume 4, pages 3811–3816, Las Vegas, Nevada (USA), 2003.

- [LTCM04a] Lenain, R. and Thuilot, B. and Cariou, C. and Martinet, P. « Adaptive and predictive non linear control for sliding vehicle guidance : Application to trajectory tracking of farm vehicles relying on a single RTK GPS. ». In *IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems*, pages 455–460, Sendai, Japan, 2004.
- [LTCM04b] Lenain, R. and Thuilot, B. and Cariou, C. and Martinet, P. « A new nonlinear control for vehicle in sliding conditions : Application to automatic guidance of farm vehicles using RTK GPS ». In *Proceedings - IEEE International Conference on Robotics and Automation*, volume 5, pages 4381–4386, New Orleans (Louisiana, USA), 2004.
- [LTCM04c] Lenain, R. and Thuilot, B. and Cariou, C. and Martinet, P. « Non-Linear control for car like mobile robots in presence of sliding : Application to guidance of farm vehicles using a single RTK GPS ». In *International Symposium on Robotics*, Paris - Villepinte (France), 2004.
- [LTCM05a] Lenain, R. and Thuilot, B. and Cariou, C. and Martinet, P. « High accuracy path tracking for vehicle in presence of sliding : Application to farm vehicles automatic guidance for agricultural task ». *Autonomous Robots*, à paraître, 2005.
- [LTCM05b] Lenain, R. and Thuilot, B. and Cariou, C. and Martinet, P. « Model Predictive Control of Vehicle Guidance in Presence of Sliding : Application to Farm Vehicles Path Tracking ». In *Proceedings - IEEE International Conference on Robotics and Automation*, pages 897–902, Barcelona (spain), 2005.
- [LTCM05c] Lenain, R. and Thuilot, B. and Cariou, C. and Martinet, P. « Suivi de trajectoire haute précision pour les véhicules tout-terrain ». In *9ième journée scientifique de l'école doctorale Sciences Pour l'Ingénieur*, pages 81–92, Clermont-Ferrand (France), 2005.
- [LY05] Liu, J.J. and Yang, Y.P. « Stability of the frequency adaptive control technique and its application to compact disk drives ». *Automatica*, 13(5) :629–639, 2005.
- [MC00] Motte, I. and Campion, G. « Slow manifold approach for the control of mobile robots not satisfying the kinematic constraints ». *IEEE Transactions on Robotics and Automation*, 16(6) :875–880, 2000.
- [MIS02] Marconi, L. and Isidori, A. and Serrani, A. « Autonomous vertical landing on an oscillating platform : an internal-model based approach ». *Automatica*, 38(5) :837–842, 2002.
- [MNMS00] Mammar, S. and Nouvelière, L. and M'Sirdi, N. K. and Sainte-Marie, J. « Contrôle intégré d'un véhicule en automatisation basse vitesse ». In *Congrès International Francophone d'Automatique, CIFA*, Nantes (France), 2000.
- [MS91] Murray, R.M. and Sastry Shankar, S. « Steering nonholonomic systems in chained form ». In *Conference on Decision and Control*, pages 1121–1126, Brighton, England, 1991.
- [MS93] Micaelli, A. and Samson, C. « Trajectory tracking for unicycle-type and two-steering-wheels mobile robots ». *INRIA technical report*, (N° 2097), 1993.

- [MS00] Morin, P. and Samson, C. « Practical stabilization of a class of nonlinear systems. Application to chain systems and mobile robots ». In *IEEE Conference on Decision and Control*, volume 3, pages 2989–2994, Orlando (Florida, USA), 2000.
- [NA89] Narendra, K.S. and Annaswamy. *Stable adaptive systems*. Information And System Sciences. Prentice-Hall, 1989.
- [NGC99] Normey-Rico, J.E. and Gómez-Ortega, J. and Camacho, E.F. « A Smith-predictor-based generalised predictive controller for mobile robot path-tracking ». *Control Engineering Practice*, 7(6) :729–740, 1999.
- [NOST97] Nagasaka, Y. and Otani, R. and Shigeta, K. and Taniwaki, K. « Automated operation in paddy fields with a fiber optic gyro sensor and GPS. ». In *Int. Workshop on Robotics and Automated Machinery for Bio-Production (Bio-Robotics)*, pages 21–26, Valencia (Spain), 1997.
- [OA91] Ollero, A. and Amidi, O. « Predictive Path Tracking of Mobile Robots ». In *International Conference on Advanced Robotics, Robots in Unstructured Environments (ICAR '91)*, volume 2, pages 1081–1086, Philadelphia (USA), 1991.
- [OB04] Ojeda, L. and Borenstein, J. « Methods for the reduction of odometry errors in over-constrained mobile robots ». *Autonomous Robots*, 16(3) :273–286, 2004.
- [OEBP96] O'Connor, M. and Elkaim, G. and Bell, T. and Parkinson, B. « Automatic steering of a farm vehicle using GPS ». In *International Conference on precision agriculture*, pages 767–777, Mineapolis (USA), 1996.
- [OMN96] Oustaloup, A. and Moreau, X. and Nouillant, M. « The crone suspension ». *Control Engineering Practice*, 4(8) :1101–1108, 1996.
- [OSS05] Olson, B.J. and Shaw, S.W. and Stépan, G. « Stability and bifurcation of longitudinal vehicle braking ». *Nonlinear Dynamics*, 40(4) :339–365, 2005.
- [Par04] Parent, M. « From drivers assistance to full automation for improved efficiency and better safety ». In *IEEE Vehicular Technology Conference*, volume 59, pages 2931–2934, Los Angeles (USA), 2004.
- [PEB⁺00] Pierquin, J. and Escané, P. and Bouscayrol, A. and Pietrzak-David, M. and Hautier, J.P. and Fornel, B. de. « Behaviour model control of a high speed traction system ». In *EPE-PEMC'2000*, Kocise (Slovak Republic), 2000.
- [Pha86] Pham, M. « Modélisation mathématique du comportement dynamique d'une automobile dans le domaine non-linéaire ». *Revue de la Société des Ingénieurs Automobile*, (40), 1986.
- [PL97] Paromtchik, I.E. and Laugier, C. « Automatic parallel parking and returning to traffic maneuvers ». In *IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems*, volume 3, pages 21–23, Grenoble (France), 1997.
- [PL03] Peynot, T. and Lacroix, S. « Enhanced Locomotion Control for a Planetary Rover ». In *IEEE International Conference on Intelligent Robots and Systems*, volume 1, page 311 :316, Las Vegas, Nevada (USA), 2003.
- [Pou02] Pourboghraat, F. « Exponential stabilization of nonholonomic mobile robots ». *Computers and Electrical Engineering*, 28(5) :349–359, 2002.

- [Ray97] Ray, L.R. « Nonlinear Tire Force Estimation and Road Friction Identification : Simulation and Experiments ». *Automatica*, 33(10) :1819–1833, 1997.
- [RBBP99] Rekow, A. and Bell, T. and Bevely, D. and Parkinson, B. « System Identification and Adaptive Steering of Tractors Utilizing Differential Global Positioning System ». *Journal of Guidance, Control, and Dynamics*, 22(5) :671–674, 1999.
- [Ric93a] Richalet, J. « Industrial applications of model based predictive control ». *Automatica*, 29(5) :1251–1274, 1993.
- [Ric93b] Richalet, J. *Pratique de la commande prédictive*. Traité des nouvelles technologies série automatique. Hermes, Paris, 1993.
- [Ric03] Richard, J.P. « Time-delay systems : an overview of some recent advances and open problems ». *Automatica*, 39(10) :1667–1694, 2003.
- [Riv99] Rivals, I. « Modelling and control of an autonomous vehicle using neural networks ». *Mécanique industrielle et matériaux*, 52(1) :10 :12, 1999.
- [RN01] Reid, J. and Niebuhr, D. « Driverless tractors ». *Ressource 8*, (9) :7–8, 2001.
- [Rob99] Robertsson, A. « *On Observer-Based Control of Nonlinear Systems* ». Thèse de doctorat, Lund Institute of technology (Sweden), 1999.
- [Rot] Rotella, F. « Observations ». *Cours de l'école Nationale d'Ingénieur de Tarbes*.
- [RPP82] Raix, A. and Penneau, D. and Proteau, J. « Pathologie et contraintes dans la conduite de véhicules ». *La revue du praticien, pathologie du travail*, 32(17) :1191–1197, 1982.
- [RZND00] Reid, J.F. and Zhang, Q. and Noguchi, N. and Dickson, M. « Agricultural automatic guidance research in North America ». *Computers and Electronics in Agriculture*, 25(1) :155–167, 2000.
- [Sam93] Samson, C. « Time-varying feedback stabilization of car-like wheeled mobile robots ». *International Journal of Robotics Research*, 12(1) :55–60, 1993.
- [Sam95] Samson, C. « Control of chained system ». *IEEE Transaction on Automatic Control*, (40) :64–77, 1995.
- [SCM01] Stephant, J. and Charara, A. and Meizel, D. « Contact roue/sol : comparaison de modèles d'efforts ». In *Journées Automatique et Automobile*, LAP-ENSEIRB - Université Bordeaux I (France), 2001.
- [SCM04] Stephant, J. and Charara, A. and Meizel, D. « Experimental evaluation of side slip angle ». In *IEEE Intelligent Vehicles Symposium, IAV*, pages 150–155, Lisboa (Portugal), 2004.
- [SDWS02] Stentz, A. and Dima, C. and Wellington, C. and Stager, D. « A system for semi-autonomous tractor operation ». *Autonomous Robots*, 13(1) :87–104, 2002.
- [SH99] Swaroop, D. and Hedrick, J.K. « Constant spacing strategies for platooning in automated highway systems ». *Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, Transactions of the ASME*, 121(3) :462–470, 1999.
- [SH02] Sekhavat, S. and Hermosillo, J. « Cycab bi-steerable cars : A new family of differentially flat systems ». *Advanced Robotics*, 16(5) :445–462, 2002.
- [Sis39] Sissons, R. « Plowing in circles saves time. ». *Prairie Farmer*, 111(20) :7, 1939.

- [SM05] Samson, C. and Morin, P. « Practical and asymptotic stabilization of chained systems by the transverse function control approach ». *SIAM Journal on Control and Optimization*, 43(1) :32–57, 2005.
- [Smi58] Smith, E. J. M. *Feedback Control Systems*. McGraw-Hill, New York, 1958.
- [Son84] Sontag, E.D. « A concept of local observability ». *Systems and Control Letters*, 5 :41–47, 1984.
- [Sor93] Sordalen, O.J. « Conversion of the kinematics of a car with n trailers into a chained form ». In *IEEE International Conference on Robotics and Automation*, volume 1, pages 382–387, Atlanta (USA), 1993.
- [SPB⁺00] Schenker, P.S. and Pirjanian, P. and Balaram, B. and Ali, K.S. and Trebi-Ollennu, A. and Huntsberger, T.L. and Aghazarian, H. and McKee, G.T. « Reconfigurable robots for all terrain exploration ». In *Proceedings of SPIE - The International Society for Optical Engineering*, volume 4196, pages 454–468, 2000.
- [Ste04] Stephant, J. « *Contribution à l'étude et à la validation expérimentale d'observateurs appliqués à la dynamique du véhicule* ». Thèse de doctorat, Université de Technologie de Compiègne (France), 2004.
- [STIN91] Sampei, M. and Tamura, T. and Itoh, T. and Nakamichi, M. « Path tracking control of trailer-like mobile robot ». In *IEEE/RSJ International Workshop on Intelligent Robots and Systems*, pages 193–198, Osaka, Japan, 1991.
- [TBMM04] Thuilot, B. and Bom, J. and Marmoiton, F. and Martinet, P. « Accurate automatic guidance of an urban electric vehicle relying on a kinematic GPS sensor ». In *Int. Symposium on Intelligent Autonomous Vehicles (IAV)*, Lisboa (Portugal), 2004.
- [TC91] Tan, H.S. and Chin, Y.K. « Vehicle traction control. Variable-structure control approach ». *Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, Transactions of the ASME*, 113(2) :223–230, 1991.
- [TCMB02] Thuilot, B. and Cariou, C. and Martinet, P. and Berducat, M. « Automatic guidance of a farm vehicle relying on a single CP-GPS ». *Autonomous Robots*, 13(2) :53–71, 2002.
- [TE02] Tan, C.P. and Edwards, C. « Sliding mode observers for detection and reconstruction of sensor faults ». *Automatica*, 38(10) :1815 :1821, 2002.
- [Thu95] Thuilot, B. « *Contribution à la modélisation et à la commande de robots mobiles à roues* ». Thèse de doctorat, Ecole Nationale Supérieure des Mines de Paris (France), 1995.
- [Thu97] Thuilot, B. « *Commande des systèmes non linéaires* ». *Cours de l'école Nationale Supérieure de Techniques Avancées*, 1997.
- [TL02] Tian, Y.P. and Li, S. « Exponential stabilization of nonholonomic dynamic systems by smooth time-varying control ». *Automatica*, 38(7) :1139–1146, 2002.
- [TLMC05] Thuilot, B. and Lenain, R. and Martinet, P. and Cariou, C. Accurate GPS-based guidance of agricultural vehicles operating on slippery grounds. In F. COLOMBUS, editor, *Focus on Robotics and Intelligent Systems Research*. Nova Science publisher, 2005.

- [TMC03] Tan, W. and Marquez, H.J. and Chen, T. « IMC design for unstable processes with time delays ». *Journal of Process Control*, 13(3) :203–213, 2003.
- [TWH00] Tung, P.C. and Wang, S.R. and Hong, F.Y. « Application of MRAC theory for adaptive control of a constrained robot manipulator ». *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 40(14) :430–448, 2000.
- [UGS99] Utkin, V. and Guldner, J. and Shi, J. *Sliding Mode Control in Electromechanical Systems*. Taylor and Francis Ltd., 1999.
- [Van04] VanDoren, V.J. « An overview of commercial techniques for adaptive control ». *IEEE Computing and Control Engineering*, 15(3) :24–27, 2004.
- [VBIH04] Vulturescu, B. and Bouscayrol, A. and Ionescu, F. and Hautier, J.P. « Behaviour model control for cascaded processes : Application to an electrical drive ». *Computers and Electrical Engineering*, 30(7) :509–526, 2004.
- [VG80] Verma, M.K. and Gillespie, T.D. « Roll Dynamics of Commercial vehicles ». *Vehicle System Dynamics*, 9(1) :1–17, 1980.
- [VP05] Vivas, A. and Poignet, P. « Predictive functional control of a parallel robot ». *Control Engineering Practice*, 13(7) :863–874, 2005.
- [WAIA97] Wakamatsu, K. and Akuta, Y. and Ikegaya, M. and Asanuma, N. « Adaptive yaw rate feedback 4WS with tire/road friction coefficient estimator ». *Vehicle System Dynamics*, 27(5-6) :305–326, 1997.
- [WAR04] Wang, J. and Alexander, L. and Rajamani, R. « Friction estimation on highway vehicles using longitudinal measurements ». *Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, Transactions of the ASME*, 126(2) :265–275, 2004.
- [WMW04] Wuwei, C. and Mills, J.K. and Wenwu, S. « A new navigation method for an automatic guided vehicle ». *Journal of Robotic Systems*, 21(3) :129–139, 2004.
- [WSLG04] Wang, Z.P. and Su, C.Y. and Lee, T.H. and Ge, S.S. « Robust adaptive control of a wheeled mobile robot violating the pure nonholonomic constraint ». In *International Conference on Control, Automation, Robotics and Vision*, pages 987–992, Singapore, 2004.
- [Wu97] Wu, S.-T. « Digital high-gain PD control of robot manipulators ». *Journal of Robotic System*, 14(5) :375–387, 1997.
- [WYK58] Whitaker, H.P. and Yamron, J. and Kezer, A. « Design of Model Reference Adaptive Control Systems for Aircraft ». Technical Report R-164, Instrumentation Laboratory, 1958.
- [YB04] Yule, I.J. and Buick, R. « Economic payback from GPS guidance systems ». In *the 4th European Conference on Precision Agriculture*, page 339, Berlin, 2004.
- [ZCV03] Zhang, Y. and Chung, J.H. and Velinsky, S.A. « Variable structure control of a differentially steered wheeled mobile robot ». *Journal of Intelligent and Robotic Systems : Theory and Applications*, 36(3) :301–314, 2003.
- [ZQ04] Zhang, Q. and Qiu, H. « A dynamic path search algorithm for tractor automatic navigation ». *Transactions of the American Society of Agricultural Engineers*, 47(2) :639 :646, 2004.

- [ZXR02] Zhang, J.R. and Xu, S.J. and Rachid, A. « Path tracking control of vehicles based on Lyapunov approach ». In *American Control Conference*, volume 3, pages 2132–2137, Anchorage, Alaska (USA), 2002.