



HAL
open science

Commande latérale des véhicules automobiles avec prise en compte de la dynamique des actionneurs. Application à la conduite en peloton des poids lourds

Xavier Claeys

► To cite this version:

Xavier Claeys. Commande latérale des véhicules automobiles avec prise en compte de la dynamique des actionneurs. Application à la conduite en peloton des poids lourds. Automatique / Robotique. Institut National Polytechnique de Grenoble - INPG, 2002. Français. NNT: . tel-00198317

HAL Id: tel-00198317

<https://theses.hal.science/tel-00198317>

Submitted on 17 Dec 2007

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

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

**INSTITUT NATIONAL POLYTECHNIQUE DE
GRENOBLE**

N° attribué par la bibliothèque

--	--	--	--	--	--	--	--	--	--

T H E S E

pour obtenir le grade de

DOCTEUR DE L'INPG

Spécialité : Automatique-Productique

préparée au **Laboratoire d'Automatique de Grenoble**

dans le cadre de l'Ecole Doctorale **Electronique, Electrotechnique,
Automatique, Télécommunications, Signal**

présentée et soutenue publiquement

par

Xavier CLAEYS

le 27 Mars 2002

Titre :

**COMMANDE LATERALE DES VEHICULES AUTOMOBILES AVEC
PRISE EN COMPTE DE LA DYNAMIQUE DES ACTIONNEURS
Application à la conduite en peloton des poids lourds**

Directeurs de Thèse :

M. C. Canudas-de-Wit (LAG)
M. H. Béchart (Renault)

JURY

M.	G. Bornard	Président
Mme.	B. d'Andréa-Novel	Rapporteur
M.	S. Mammar	Rapporteur
M.	M. Sorine	Examineur
M.	C. Canudas-de-Wit	Examineur
M.	H. Béchart	Examineur
M.	A. Richard	Examineur

COMMANDE LATÉRALE DES VÉHICULES AUTOMOBILES AVEC PRISE EN COMPTE DE LA DYNAMIQUE DES ACTIONNEURS Application à la conduite en peloton des poids lourds

Résumé

Cette thèse étudie le problème de conduite latérale automatique en utilisant une information de position donnée par un système de vision. L'idée est de maintenir un ou plusieurs véhicules dans leurs voies à partir,

- d'une information de position absolue du véhicule par rapport à la route,
- ou d'une information de positionnement relatif par rapport à l'arrière du véhicule précédent (information donnée par un système de reconnaissance d'une cible particulière).

L'étude présente une structure en cascade pour réaliser successivement la commande de l'actionneur de direction et l'asservissement en position du camion. La modélisation des véhicules et des actionneurs est faite en détail pour obtenir des modèles de conception adaptés à l'automatique. L'intérêt de ce travail est de proposer des concepts réalistes d'automatisation de la route, qui soient intermédiaires entre le tout automatique et les simples systèmes d'aide à la conduite (actifs ou passifs).

Abstract

This dissertation focuses on the problem of lateral control of vehicles using vision sensors. The main idea is to maintain one or several vehicles in their line using,

- absolute position of the vehicle with respect to the road
- or relative position with respect to a leader vehicle (this information will be given by a dedicated recognition system).

This study presents a typical cascade structure to design successively the steering actuator control loop and the lateral positioning of the heavy vehicle. A fine model of the vehicle and its steering actuator is realized to get simplified conception models for the control design. The main interest of this work is to propose new realistic alternatives for intelligent highways, half way between full autonomous traffic and simple (active or passive) driving systems.

*A mes parents,
à mon frère,*

à Myriam

Remerciements

Cette thèse fut réalisée dans le cadre d'une coopération entre la Direction de la Recherche de Renault (DR), la Direction des Études et Recherche de Renault Véhicules Industriels (DER) et le Laboratoire d'Automatique de Grenoble (LAG). Je voudrais dans un premier temps remercier messieurs, Patrick Coutant, chef du groupe Dynamique Véhicule (DR), Christophe Garnier, chef du département énergies de substitution (DR), Luc Bourgeois, chef du groupe logiciel et automatique (DR), Bernard Favre, directeur de la DER de Renault VI et Claude Covo, responsable du plateau recherche Renault VI (DER), Stéphane Cassar, chef du projet Chauffeur (DER) et Luc Dugard, directeur du LAG, pour m'avoir accueilli dans leurs unités au cours de ces trois années.

Je tiens à remercier chaleureusement Carlos Canudas-de-Wit (directeur de thèse LAG), Hubert Béchart (Co-directeur DR) et Arnaud Richard (Co-directeur DR) pour toute l'aide qu'ils m'ont apportée au cours de ces années de recherche. Un merci tout particulier à Carlos pour m'avoir fait partager son expérience de la recherche et guidé dans mes travaux. Merci à Hubert pour ses conseils avisés et à Arnaud pour son soutien.

Je remercie Madame Brigitte d'Andréa Novel (Professeur à l'École des Mines de Paris) et Messieurs Saïd Mammari (HDR INRETS) pour avoir accepté d'être rapporteurs de ma thèse, et pour l'attention avec laquelle ils ont lu mon mémoire. Je remercie également les autres membres de mon jury de thèse, Michel Sorine (DR INRIA) et Guy Bornard (DR CNRS) pour leurs commentaires et remarques pertinentes.

Je remercie Laurent Richard (DR) et Roberto Horowitz, chercheur à l'Université de Berkeley, qui m'ont suivi durant mon séjour aux États-Unis. Cette parenthèse pendant ma thèse m'a ouvert de nouveaux horizons et m'a permis d'acquérir un regard critique sur mes travaux. Merci également à Stéphane Guégan (DR) pour ses conseils. Je suis très reconnaissant envers Patrice Dumetz (DER) pour sa participation et son aide précieuse dans le développement des outils de simulation utilisés dans ce travail. Je remercie également Philippe Crave (RVI) pour son aide lors de l'utilisation de la plate-forme de simulation dynamique SCOOP. Un grand merci également au personnel du LAG et toute l'équipe technique qui m'ont souvent dépanné.

Je remercie tout particulièrement madame Michèle Godefroid pour sa grande disponibilité et son soutien tout au long de ma thèse.

Je remercie Eric Ostertag, Professeur à l'ENSPS, et Gabriel ABBA, Professeur à l'ENSPS, qui ont éveillé mon goût pour la recherche.

Un grand merci à tous les collègues de l'équipe robotique, du LAG et du "Robotics Lab", de Berkeley, qui ont contribué à rendre l'ambiance de travail chaleureuse et productive. Merci à Laurence, Laura, Claudio, Stathis, Charmaine, Ernesto, Marco, Jingang, Gabriel, Juan Carlos, Kodher, Aymann, Edgar, Pushkar, Ryan et tant d'autres.

Merci à tous mes amis avec qui j'ai partagé de grands moments durant ces années. En particulier, merci à David, Fred, pour leur relecture et leurs conseils.

Bien évidemment, une pensée toute particulière pour mes parents et mon frère qui m'ont encouragé durant toutes mes années d'études, ainsi qu'à Myriam, pour son aide et son soutien précieux.

Table des matières

Table des figures	vii
Glossaire	ix
Introduction	1
1. Etat de l'art	5
1.1 Introduction : la route intelligente	5
1.1.1 Systèmes liés à la route	6
1.1.2 Régulation	7
1.1.3 Coordination au niveau véhicule	9
1.2 Contrôle latéral	11
1.2.1 Localisation du véhicule	12
1.2.2 Commande par rapport à un référentiel fixe	15
1.2.3 Commande des véhicules par rapport à une cible mobile	17
1.3 Conclusion	17
I Modélisation dynamique des véhicules	21
2. Une revue sur la liaison au sol	23
2.1 Introduction	23
2.2 Définition des glissements et forces de contact	25
2.3 Modèles de pneu empiriques	27
2.4 Modèles de pneu physiques	28
2.4.1 Modèles pseudo-statiques	29
2.4.2 Modèles de pneu dynamiques	29
2.5 Approche par modèle de frottement dynamique	31
2.5.1 Principe de base	32
2.5.2 Modèle dynamique moyen	37
2.6 Conclusion	38
3. Le modèle dynamique du véhicule	43
3.1 Introduction	43
3.2 Modélisation pour la commande latérale	44
3.2.1 Repères utilisés	44

3.2.2	Quelques modèles utilisés dans la littérature	45
3.3	Adaptation d'un modèle à notre étude	46
3.3.1	Architecture du système	46
3.3.2	Relations cinématiques	47
3.3.3	Relations dynamiques	51
3.4	Modèle pour la commande latérale	52
3.5	Conclusion	54
4.	L'actionneur de direction	57
4.1	Analyse des efforts de contact sur les actionneurs	57
4.2	Actionneur pour le contrôle latéral	60
4.2.1	Présentation d'un modèle de direction	60
4.2.2	Récapitulatif du modèle de direction	69
4.2.3	Modèle réduit pour la commande	71
4.2.4	Validation du modèle direction	74
4.3	Conclusion	74
II	Commande latérale des véhicules	77
5.	Commande de l'actionneur de direction	79
5.1	Introduction	79
5.1.1	Définition d'un cahier des charges	80
5.1.2	Principe de résolution	81
5.2	Modèle pour la commande	82
5.2.1	Récapitulatif	82
5.2.2	Propriétés	82
5.2.2.1	Variétés d'équilibre	82
5.2.2.2	Équations d'erreur	84
5.2.2.3	Passivité du modèle	86
5.3	Étude des lois de commande	87
5.3.1	Préliminaire : commande linéaire de l'angle roue	88
5.3.2	Commande de l'angle volant	90
5.3.2.1	Synthèse d'un régulateur linéaire à structure réduite	91
5.3.2.2	Commande par modes glissants	92
5.3.2.3	Méthode à gain programmé	95
5.3.2.4	Application	97
5.3.2.5	Étude de la stabilité	101
5.4	Caractéristique de l'actionneur piloté	106
5.4.1	Actionneur piloté par une commande linéaire	107
5.4.2	Commande à gain préprogrammé	108
5.4.3	Préconisation pour la conception mécanique	110
5.5	Conclusion	110
6.	Commande latérale par vision	113
6.1	Introduction	113
6.1.1	Définition d'un cahier des charges	115
6.1.2	Description de la démarche suivie	116
6.2	Quelques concepts sur la robotique mobile	116

6.2.1	Exemples préliminaires : suivi d'une trajectoire	117
6.2.2	Discussion	120
6.2.3	Conclusion	122
6.3	Commande latérale des véhicules automobiles	122
6.3.1	Le suivi de trajectoire ("Lane-Keeping")	123
6.3.2	Du suivi de trajectoire au suivi de véhicule	124
6.3.3	Analyse de stabilité	128
6.3.4	Mise en place de la commande	128
6.4	Conclusion	136
III Résultats		139
7.	Evaluation des lois de commande	141
7.1	Introduction	141
7.1.1	Performances des commandes	142
7.1.2	Confort des commandes	142
7.1.3	Sûreté des commandes	142
7.1.4	Définition d'une campagne d'essais	143
7.1.5	Critères à observer	145
7.2	Mise en oeuvre de la procédure de benchmark	146
7.2.1	Résultats du benchmark	146
7.2.2	Évaluation du "Lane-Keeping"	146
7.2.3	Analyse du comportement des suiveurs	149
7.3	Conclusion	155
8.	Conclusion	157
8.1	Conclusion	157
8.2	Perspectives	159
A.	Rappels pour la commande et l'analyse	161
A.1	Concepts de base sur la passivité	161
A.1.1	Définitions et théorèmes	161
A.1.2	Système Strictement Réel Positif (SPR)	164
A.1.3	Systèmes inter-connectés	165
B.	Modélisation	167
B.1	Paramétrage du modèle dynamique de poids lourds.	167
B.2	Paramétrage du modèle de direction de poids lourds	170
C.	Résultats	173
C.1	Commande de l'actionneur de direction	173
D.	Description de la plate-forme de simulation PlaTooN	177
D.1	Introduction	177
D.2	Configuration de la simulation	177
D.3	Configuration de la loi de commande	178
D.4	Lancement des simulations	178
D.5	Exploitation des résultats	179

D.6 Animation	179
D.7 Conclusion	179

Table des figures

1.1	Architecture de commande pour les AHS	6
1.2	Commandes liées à l'infrastructure routière	7
1.3	Une application de la commande locale: l'ESP	9
1.4	Structure de commande	9
1.5	Transmission d'informations dans un convoi de véhicules	10
1.6	Centralisation des commandes	12
1.7	Système de vision binoculaire pour le repérage par caméra	13
1.8	Repérage du véhicule par caméra	13
1.9	Repérage des véhicules par balise au sol	14
1.10	Repérage des véhicules par GPS	14
1.11	Commande latérale avec prédiction de la courbure	16
2.1	Contact entre le pneu et la route	24
2.2	Définition du glissement des pneus	25
2.3	Représentation SAE des forces de contact	27
2.4	Le pneu et les interactions avec l'extérieur	29
2.5	Problème du contact sec entre deux surfaces	33
2.6	Distribution de la force normale sur la zone de contact	36
3.1	Schéma fonctionnel du véhicule	44
3.2	Repères classique pour la commande latérale des véhicules	45
3.3	Dimensionnement du véhicule	46
3.4	Localisation d'un suiveur par rapport au leader	47
3.5	Définition des états pour la modélisation	48
4.1	L'actionneur de direction d'un poids lourd	58
4.2	Transfert des efforts entre le train et les roues	59
4.3	Schéma simplifié de la colonne de direction	60
4.4	Schéma fonctionnel de la colonne de direction	61
4.5	Schéma fonctionnel du boîtier d'assistance	63
4.6	Boîtier d'assistance hydraulique	64
4.7	Distributeur rotatif	65
4.8	La surface d'admission du distributeur	66
4.9	Loi de valve	69
4.10	Schéma bloc total de la direction	70
5.1	Principe de la commande de l'actionneur de direction	81
5.2	Variété d'équilibre du système	83

5.3	Diagramme de Bode du système de direction linéarisé en boucle ouverte	85
5.4	Commande de l'angle roue	88
5.5	Représentation du système réel influencé par des dynamiques non-linéaires	89
5.6	Commande de l'angle volant	91
5.7	Commande avec pré-programmation de la référence	95
5.8	Commande avec pré-programmation de la référence	97
5.9	Commande de l'angle volant	100
5.10	Commande de l'angle roue	101
5.11	Représentation sous forme inter-connectée du modèle de direction	102
5.12	Lieux de Nyquist du transfert $G(s)$ bouclé par la commande PD	103
5.13	Lieux de Nyquist du transfert $G(s)$ bouclé par la commande MG	104
5.14	Lieu de Nyquist du transfert $G(s)$ pour la commande GS-2	107
5.15	Caractéristique finale de l'actionneur piloté en angle volant ou en angle roue	107
5.16	Comparaison entre le modèle réduit d'actionneur et la réponse de l'actionneur piloté	108
5.17	Comparaison entre le modèle réduit d'actionneur et la réponse de l'actionneur piloté	109
5.18	Comparaison entre le modèle réduit d'actionneur et la réponse de l'actionneur piloté	109
6.1	Description des différents niveaux du système pour le longitudinal et latéral	114
6.2	Formulation du problème de suivi de trajectoire par rapport à l'essieu arrière	118
6.3	Formulation du problème de suivi de trajectoire par rapport à l'essieu avant	119
6.4	Formulation du problème de suivi de trajectoire avec distance de pré-visualisation	120
6.5	Définition d'une trajectoire de référence	121
6.6	Commande latérale linéarisante ("Tow Bar")	125
6.7	Analyse de stabilité du véhicule	129
6.8	choix de la référence	133
6.9	Prise en compte de l'actionneur	133
6.10	Commande latérale linéarisante ("Lane-Keeping")	135
6.11	Commande latérale linéarisante ("Tow-bar")	135
6.12	Commande latérale linéarisante ("Tow-bar")	136
7.1	Récapitulatif des capteurs	143
7.2	Différentes configurations utilisées pour le benchmark	144
7.3	Trajectoire type prédéfinie	145
7.4	Mise en convoi de 4 véhicules	147
7.5	Effet d'une dégradation des capteurs	147
7.6	Effet d'un coup de vent latéral sur la commande	149
7.7	Convoi de 4 camions espacés de 7 mètres roulant à 10 puis 22 m/s	150
7.8	Convoi de 4 camions espacés de 20 mètres roulant à 10 puis 22 m/s	151
7.9	Influence de la consigne de référence sur le suivi de la trajectoire du leader	153

A.1	Inter-connection de deux systèmes	165
B.1	Courbes caractéristiques d'un pneu de poids lourd	168
B.2	Comparaison pour un même pneu du modèle de frottement et du modèle empirique de Pacejka	169
B.3	Ajustement des paramètres de la loi de valve statique au moyen d'un jeu d'essais	170
B.4	Résultats obtenus en utilisant le modèle réduit d'assistance hydraulique.	171
B.5	Résultats obtenus en utilisant le modèle réduit d'assistance hydraulique.	171
B.6	Résultats obtenus en utilisant le modèle réduit d'assistance hydraulique	171
C.1	Commande de l'angle volant	174
C.2	Commande de l'angle volant	175
D.1	Fenêtre principale de l'ihm	178
D.2	Présentation des fonctionnalités de la plate-forme de simulation . . .	180

Glossaire

Renault V.I. Renault Véhicules Industriels.

ABS Anti Blocage des roues (“AntiBlockier System”).

AHS Sigle utilisé dans la plupart des références traitant des autoroutes automatisées (“Automated Highway System”).

ASR Système d’anti patinage des roues (“Anti Slip Regulation”).

Contrôle de trajectoire Commande latérale d’un véhicule. Regroupe à la fois l’asservissement en position du véhicule et la stabilisation du lacet du véhicule.

ESP Dans le jargon automobile, l’ESP est souvent appelé à tort “contrôle de trajectoire”. En réalité il s’agit uniquement de la stabilisation du lacet du véhicule (“Electronic Stability Program”).

AICC, ACC Système de régulation de la vitesse (“Autonomous Intelligent Cruise Control”).

PATH Groupement de recherche américain (“Partners for Advanced Transit and Highways”).

GPS Système permettant le positionnement par satellite (“Global Positioning System”).

Commande Bas Niveau La commande “bas niveau” désigne la commande des actionneurs. Dans ce travail, il s’agit de la commande de l’actionneur de direction.

Commande Haut Niveau La commande “haut niveau” désigne la commande latérale et longitudinale du véhicule pour suivre une trajectoire désirée.

LSI Système linéaire invariant dans l’espace (“Linear Space Invariant”).

PlaTooN est le nom du projet de recherche lancé initialement chez Renault Véhicules Industriels pour étudier la conduite en peloton.

Chauffeur Projet Européen dans lequel sont étudiés les problèmes de conduite automatique des poids lourds et de mise en convoi des véhicules.

Tow-Bar Mode de conduite automatique où les véhicules sont reliés les uns aux autres et se suivent sur la route à faible distance.

Lane Keeping Mode de conduite automatique où la commande latérale est prise en charge et le véhicule suit une ligne ou la route.

Benchmark Dans notre contexte, il s’agit d’une procédure systématique d’évaluation qui permet de comparer plusieurs méthodes de commande entre elles.

SAE (“Society of Automotive Engineering”).

PD, PID, LQG, H_∞ , H_2 Sigles standards utilisés pour désigner des méthodes de commande particulières.

Contrainte non holonome Une contrainte non-holonome impose un déplacement dans une direction définie. Le mouvement est dit non intégrable dans les autres directions.

SCOOP Simulateur de COnduite et d'Objectivation de la Prestation.

ARHMM Modèle dynamique de poids lourd permettant de décrire finement le véhicule, l'environnement et tous les actionneurs.

◇ ◇ ◇ Fin de théorème, de lemme ou de corollaire.

□ Fin de proposition, de propriété ou de définition.

◇ Fin d'hypothèse.

▣ Fin de remarque.

■ Fin de démonstration.

Introduction

Le thème de la conduite automatique est au coeur des réflexions européennes actuelles sur le concept d'autoroutes automatisées. Il a été identifié par le groupe Marketing Avancé de RENAULT Véhicules Industriels (V.I.) comme fonction stratégique de forte priorité dans les 10 ou 15 ans à venir. La demande de la direction du marketing de RENAULT V.I. concernant la conduite automatique est de commencer à proposer un concept réaliste intermédiaire entre le tout automatique et les simples systèmes d'aide à la conduite (actifs ou passifs). La piste envisagée aujourd'hui est celle du train de camions sur autoroute, c'est-à-dire un convoi limité en nombre, dont le premier véhicule est conduit manuellement (avec éventuellement des systèmes actifs d'aide aux contrôles latéral et longitudinal) et dont les autres suivent automatiquement. Le suivi s'effectue sans tâche de conduite (réduction du nombre d'heures de conduite des chauffeurs) et à faible distance entre les véhicules (réduction de la consommation en carburant). Afin de démontrer la faisabilité d'un tel système et de proposer un ensemble de solutions technologiques permettant d'y aboutir le projet "*PlaTooN*" fut lancé en 1997. Aujourd'hui "*PlaTooN*" a quelque peu évolué et s'intègre dans une action européenne de plus grande envergure : le projet *CHAUFFEUR*. Plusieurs grands constructeurs et équipementiers automobiles européens participent à ces recherches dont Daimler-Chrysler, IVECO, Renault VI, Bosch, ZF et WABCO. Le but est de promouvoir l'utilisation des nouvelles technologies pour optimiser le trafic des marchandises, réduire les coûts du transport, et améliorer la sécurité routière.

Les objectifs de ce travail de thèse s'inscrivent naturellement dans le projet *CHAUFFEUR* avec la mise en oeuvre de la commande latérale des poids lourds en convoi. Pour réaliser cette tâche une étude approfondie de la modélisation dynamique des véhicules est nécessaire. La première partie du mémoire traite ce problème avec la mise en oeuvre de modèles spécifiques pour la commande. L'organe de direction fait l'objet d'une analyse particulière. A partir de ces éléments, l'étude des lois de pilotage est menée dans la deuxième partie du document. D'abord, la commande d'un actionneur de direction motorisé est faite (braquage piloté des roues). Cette tâche est réalisée dans le but de bien comprendre les caractéristiques et les limites de l'actionneur. Ensuite, la planification et le suivi de trajectoire sont réalisés. Ce travail permet d'élaborer des consignes d'angle de braquage nécessaires pour suivre une trajectoire cible. La cible est, dans le cas du suivi autonome de trajectoire ("Lane-Keeping"), la route repérée par caméra. Dans le cas du suivi d'un véhicule leader ("Electronic Tow-Bar"), il s'agit d'une cible lumineuse installée à l'arrière du camion qui précède. Une description plus détaillée des chapitres de ce mémoire est

maintenant faite :

- **Chapitre 1. État de l'art**

Ce chapitre introduit les systèmes de guidage latéral et propose une discussion générale sur la conduite automatique.

Partie I : Modélisation dynamique des véhicules. La mise au point de divers contrôles pour piloter un véhicule (commande latérale, longitudinale, etc.) requiert des modèles simplifiés qui capturent les phénomènes essentiels. Il est nécessaire de bien maîtriser les effets physiques qui agissent sur le véhicule.

- **Chapitre 2. La liaison au sol**

Les efforts transmis au véhicule sont principalement appliqués au niveau du contact entre le pneu et la route. Ce chapitre rappelle la modélisation classique utilisée pour décrire ces phénomènes. Ensuite, une nouvelle approche intéressante pour la commande et l'identification est proposée.

- **Chapitre 3. Le modèle dynamique de véhicule**

Pour résoudre le problème de planification de trajectoire, un modèle dynamique du véhicule est nécessaire. Ce modèle permet de décrire dans le temps l'évolution des coordonnées du véhicule soumis aux efforts de braquage et aux accélérations.

- **Chapitre 4. Les actionneurs**

Les actionneurs (direction, freins, boîte de vitesse, etc) sont des éléments complexes dont le comportement est la plupart du temps non linéaire. Dans ce chapitre une étude poussée de l'actionneur de direction est menée. Le modèle est développé dans une optique générale et sera utilisé pour la mise en oeuvre des commandes latérales (bien qu'il puisse être intéressant pour d'autres applications comme la commande de la direction électrique ou "steer-by-wire" dans le vocabulaire automobile, l'étude du retour d'effort volant, etc.). Des propriétés de passivité sont mises en évidence et simplifieront la conception des lois de braquage.

Partie II : Commande latérale des véhicules. Une fois la dynamique du véhicule bien comprise, l'étape de conception des lois de commande peut commencer. La commande latérale est décomposée en deux niveaux hiérarchiques : la commande de l'actionneur et la commande latérale par vision.

- **Chapitre 5. Commande de l'actionneur de direction**

Ce chapitre décrit des méthodes de commande de l'actionneur de direction. Les performances de la boucle locale de l'actionneur sont étudiées afin de connaître les limites de l'asservissement en angle de braquage en terme de bande passante.

- **Chapitre 6. Commande latérale par vision**

Ce chapitre propose une étude de la commande latérale des véhicules avec une meilleure prise en compte de certaines dynamiques telles que les dynamiques de l'actionneur de direction.

Partie III : Résultats

- **Chapitre 7. Évaluation des performances des lois de commande**

Ce chapitre détaille les résultats des simulations de commandes proposées. L'évaluation des lois de commande et des propriétés de robustesse vis-à-vis des nombreuses perturbations ou erreurs de modélisation sont essentielles pour valider l'approche qui est suivie. Cette vérification est faite sur une plate-forme de simulation très complète et réaliste en suivant une procédure de évaluation élaborée pour l'application ("benchmark").

Annexes

- **Annexe A. Rappels pour la commande et l'analyse**

Ce chapitre rappelle les définitions et théorèmes utiles pour la résolution des problèmes de commande décrits dans ce mémoire. La notion de passivité est largement utilisée dans les chapitres modélisation (4) et commande (5) de l'actionneur ; elle fait l'objet d'une attention particulière.

- **Annexe B. Modélisation**

Dans ce chapitre sont spécifiées les caractéristiques du véhicule. Les paramètres utilisés dans la partie modélisation sont répertoriés. Les courbes de vérifications expérimentales des modèles figurent dans cette annexe.

- **Annexe C. Description de la plate-forme de simulation "PlaTooN"**

La grande difficulté pour étudier en simulation les problèmes de conduite automatique est l'absence d'outil réaliste pour le test des lois de commande. La mise en place d'une plate-forme de simulation globale¹, permettant de simuler le trafic routier complet est une tâche essentielle.

Dans ce contexte la plate-forme de simulation "PlaTooN" fut construite. Elle permet de tester les commandes des véhicules et les aspects coordination dans un contexte proche de l'expérience. Cet outil est un logiciel multi-véhicules et multi-plateformes qui permet de simuler un modèle poids lourd complet qui communique avec ses proches voisins et évolue dans un environnement fidèle à la réalité et validé par des chauffeurs professionnels.

1. L'outil est conçu pour se placer dans un contexte proche des essais avec une modélisation très fine du véhicule, de l'environnement de conduite (route, revêtement, perturbations extérieures), des capteurs et des actionneurs.

1. Etat de l'art

1.1 Introduction : la route intelligente

Ces dernières années, la conception traditionnelle de la mobilité et des transports a dû être revue en profondeur. Les progrès techniques font leur entrée dans bon nombre de domaines liés au déplacement des hommes et des marchandises comme par exemple la logistique pour le transport de fret (par exemple, le repérage de flotte de véhicules par GPS), les systèmes d'aide à la conduite (ESP, ABS, AICC), la sécurité routière (service d'assistance automatique, signalisation) ou encore la protection de l'environnement (réduction des émissions polluantes, etc.). Nous sommes au début d'une révolution du secteur et l'on peut s'attendre dans les années à venir à une augmentation croissante de l'efficacité dans la gestion des flux routiers, une grande amélioration du confort des usagers et une multitude de nouveaux services grâce à l'entrée massive des nouvelles technologies. L'industrie automobile n'est pas à l'écart de ce mouvement général et bien au contraire elle participe activement à cette évolution naturelle. Aujourd'hui, les constructeurs se doivent d'introduire sans cesse des innovations dans les voitures non seulement pour gagner des parts de marché en proposant des produits attractifs ou respecter les nouvelles normes imposées par les gouvernements mais davantage pour rester compétitifs vis-à-vis de la concurrence.

La notion de route intelligente est une des facettes de la mobilité. Cette grande thématique englobe un certain nombre de problématiques comme la gestion et l'utilisation de l'information sur les routes, l'amélioration des flux de véhicules et à plus longue échéance, la route automatisée. Traiter l'ensemble de ces problèmes requiert la mise en place d'une structure de contrôle très élaborée afin de gérer à bon escient l'information. Un grand nombre de travaux (voir des exemples dans les articles [44, 45, 30, 22]) ont introduit ces notions dans le début des années 1990 et ont posé les bases de la gestion des routes de demain. La suite de cette présentation rappelle les grandes lignes concernant le contrôle des routes automatisées. En particulier, les niveaux de commande qui structurent la route intelligente sont développés¹. Dans cette optique, la figure 1.1 énonce l'architecture de commande utilisée pour le contrôle d'une autoroute automatisée. Chacune des sous rubriques présentées sur ce schéma est décrite dans la suite. Naturellement les systèmes liés à l'infrastructure routière sont séparés des systèmes embarqués, et la discussion évoluera vers le thème traité dans cette thèse qui concerne le contrôle de trajectoire des

1. Un très bon article de synthèse concernant cette thématique est réalisé par Horowitz et Varaiya [21].

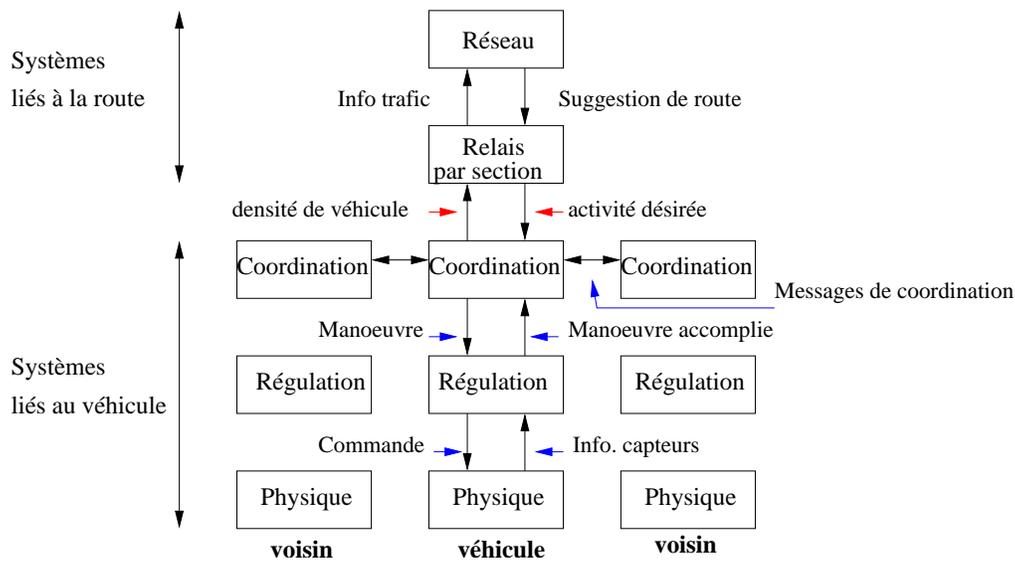


FIG. 1.1 – Architecture de commande pour les Autoroutes intelligentes (AHS).

poinds lourds et la conduite en convoi.

1.1.1 Systèmes liés à la route

La recherche sur les systèmes liés à la route est sans aucun doute la plus active en ce moment étant donné que certains de ces systèmes seront opérationnels rapidement (ou le sont déjà). Les exemples concrets sont les affichages sur les périphériques des grandes agglomérations comme Paris (voir les travaux de Papageorgiou et al. [33]) ou la mise en place de feux sur les entrées d’autoroute comme aux États-Unis afin de limiter l’accès aux voies expressives lorsque celles-ci sont surchargées (“metering”).

Deux niveaux de commande peuvent être dissociés: le niveau lié à l’infrastructure routière globale ou “couche réseau” (“Network layer”) et le niveau lié aux sections de route appelé “Relais section” (“Link layer”).

La couche réseau est le plus haut niveau d’abstraction de l’autoroute intelligente. Cette couche prend en charge la totalité du réseau et assigne des consignes d’itinéraires afin que les véhicules minimisent un certain critère de performance (le temps de transit par exemple). La couche réseau intervient sur le trafic en contrôlant les jonctions entre les différentes sections de route.

La couche relais par section supervise une ou plusieurs sections de route. Les travaux qui sont menés dans ce cadre se basent sur des modèles de flux de véhicules analogues aux problèmes de mécanique des fluides et proposent des techniques de commande distribuée. Le principe de ce niveau de commande consiste en deux étapes (cf. Fig. 1.2) : d’une part un module “feed-forward” qui permet de générer des profils de vitesse désirée pour les flux routiers, d’autre part une partie commande permettant de mettre en oeuvre ces profils en fonction du flux de véhicules réels. Ce niveau de commande n’intervient pas sur le véhicule individuel mais commande le

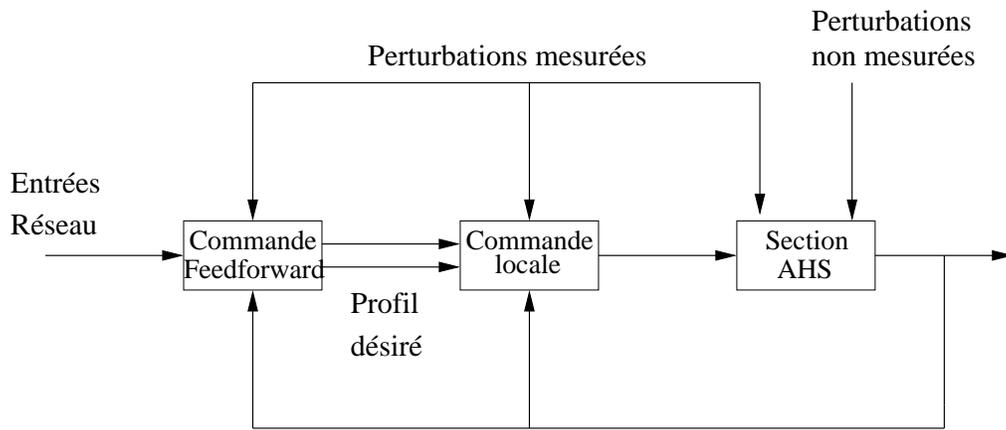


FIG. 1.2 – Principe du “Link layer control”

flux de véhicule en spécifiant les vitesses, la dimension des pelotons et les changements de file en fonction de la destination ou du type de véhicule. Il y a inclusion des problèmes liés aux changements de voie pour limiter les risques d’engorgements de l’autoroute et permettre une plus grande flexibilité (par exemple la gestion des véhicules d’urgence doit être prise en compte). Des exemples de contrôle pour ce problème se trouvent dans les travaux [41, 42].

A première vue, ces travaux pourraient paraître éloignés des préoccupations des constructeurs automobiles, mais l’intégration des informations sur le trafic, le guidage GPS et beaucoup d’autres fonctionnalités a déjà commencé. Les routes sont de plus en plus équipées de ce genre de systèmes qui diffusent des informations et suggèrent un comportement à suivre. Si aujourd’hui rien n’est imposé au véhicule au moyen d’une commande locale (boucle ouverte), il sera bientôt possible de proposer de nouvelles fonctionnalités dans la voiture pour améliorer la conduite et intégrer les informations avoisinantes. L’étape plus futuriste qui consiste à refermer la boucle n’est plus à si long terme.

1.1.2 Régulation

L’aspect commande locale quant à lui a fait l’objet de travaux de longue date et continue à être amélioré sans cesse. Les recherches dans ce domaine sont beaucoup plus appliquées, et, à l’opposé du superviseur lié à la route, concernent le véhicule individuel sans prise en compte de l’environnement (ou uniquement l’environnement immédiat pour la gestion des manoeuvres d’urgence). Les lois qui permettront de gérer toutes ces manoeuvres ont pour la plupart déjà été réalisées et de nombreuses références sont disponibles [6, 24, 3]. Les améliorations attendues aujourd’hui se situent à plusieurs niveaux:

- Amélioration des performances des commandes, surtout en terme de freinage et de traction afin de pouvoir optimiser les distances inter-véhicules (problème de freinage pour différentes conditions de route [4, 43] et ainsi optimiser la densité routière. En ce qui concerne la commande latérale, il s’agira plutôt de critères du type confort des lois de commande.

- Les aspects sûreté de fonctionnement¹ sont très importants. Un travail conséquent a été mené afin de connaître les marges de sécurité à utiliser (problème de distance inter-véhicules de sécurité). Des exemples figurent dans les articles [20, 3, 25]. Beaucoup d’autres papiers sur le sujet sont disponibles comme la thèse de Alvarez [2].
- L’aspect détection d’erreur et fonctionnement en mode dégradé² est un problème complexe et important à traiter pour assurer un bon fonctionnement de la commande. L’article de Suryanarayanan et Tomizuka [38] est une bonne introduction au problème.
- Mise en place de nouvelles fonctions. Il est de plus en plus classique d’utiliser les capteurs et actionneurs déjà présents sur le véhicule pour réaliser de nouvelles fonctions de pilotage ou de sécurité active. L’ESP (Fig. 1.3) est un bon exemple de ces nouvelles manoeuvres qui viennent enrichir les fonctions existantes d’aide au conducteur (utilisation des actionneurs de freinage pour réaliser une aide à la stabilité du véhicule).

Finalement, le contrôle dynamique de trajectoire se décompose en une multitude de manoeuvres. Il reste encore un bon nombre d’applications sur lesquelles des progrès peuvent être faits. Le sujet est très actif dans le monde d’aujourd’hui car les résultats sont directement applicables sur les routes, pas toujours très coûteux en terme de prix de revient et apportent une forte valeur ajoutée au produit. Dans ce domaine, les laboratoires publics ou le secteur privé contribuent aux innovations en terme de sécurité passive ou active (test d’endormissement, maintien du véhicule dans la voie, ABS, ESP, confort de conduite (amélioration du ressenti au moyen de systèmes actifs), aide au conducteur pour certaines tâches (régulateur de vitesse ou contrôle latéral, stationnement automatisé, etc).

De façon surprenante, on note que les fonctions élémentaires de commande s’enrichissent souvent de façon “incontrôlable”³. Toutes ses fonctions ne peuvent pas être développées de manière isolée et indépendante. La “supervision” prend une place de plus en plus grande dans le véhicule. Les problèmes liés à la communication et au traitement de l’information deviennent essentiels pour la voiture de demain. Ces remarques motivent l’existence d’une couche supplémentaire de **coordination** qui fasse l’interface entre l’exécution des manoeuvres et l’environnement.

1. La sûreté de fonctionnement concerne la manière dont le système réagit dans certaines conditions dangereuses.

2. L’aspect détection d’erreur et fonctionnement en mode dégradé concerne la capacité du système à fonctionner malgré une défaillance de certains sous systèmes.

3. Par exemple, le régulateur de vitesse devient “intelligent” et prend en charge l’environnement pour réduire la vitesse de consigne. Les systèmes de contrôle de la trajectoire apparaissent sur certains véhicules et sont associés à la commande longitudinale (Cette étape est déterminante car le conducteur a les moyens de piloter sa voiture de manière totalement automatique alors que le superviseur est toujours très simple, voire absent...). Le suivi automatique de véhicule ou “electronic tow-bar” commence à être étudié (Cette fonction se situe à mi-chemin entre le contrôle latéral et la route automatisée dans le sens où le risque de collision grandit car le véhicule est immergé dans un environnement multi-agents). Le “stop&go” va apparaître très prochainement sur les véhicules de série et permettra de gérer la voiture complètement durant les embouteillages.

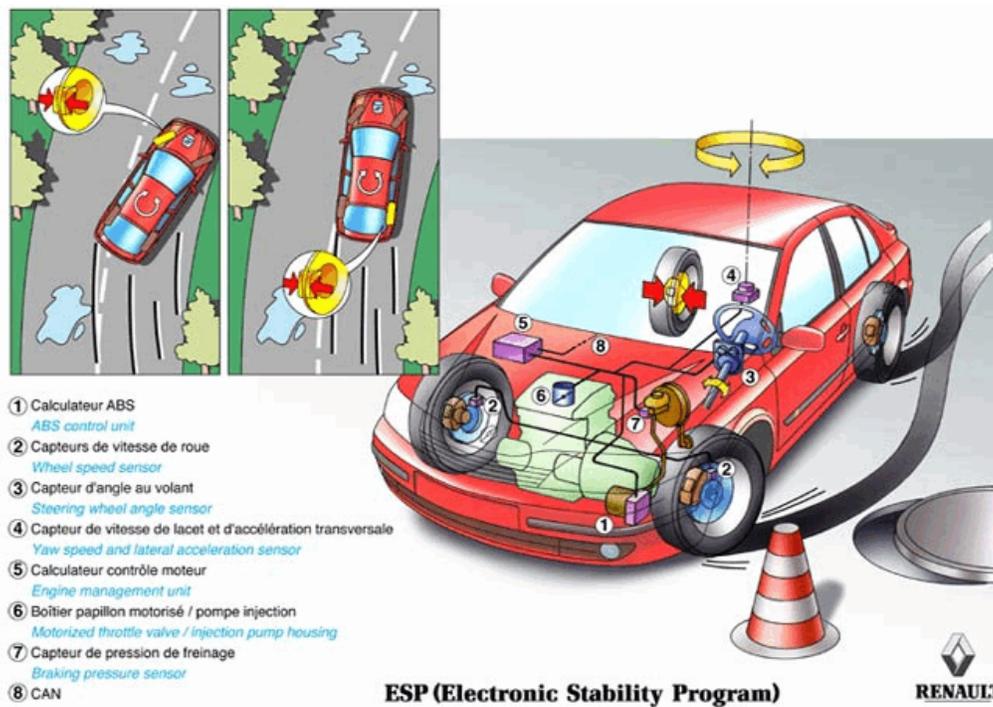


FIG. 1.3 – Une application de la commande locale: l'ESP

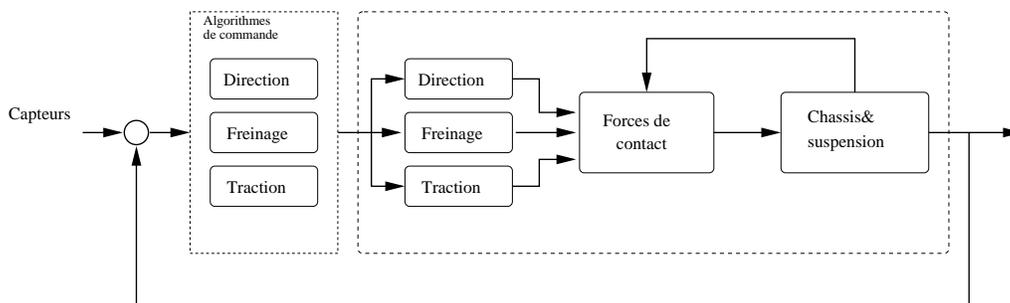


FIG. 1.4 – Structure de commande.

1.1.3 Coordination au niveau véhicule

Les deux facettes présentées dans les sections qui précèdent sont relativement éloignées et on imagine mal comment il sera possible d'associer les systèmes liés à la route et les fonctionnalités très localisées et décentralisées (Fig. 1.4) utilisées pour les manoeuvres. Il est nécessaire de créer une couche intermédiaire localisée dans le véhicule pour faire fonctionner ensemble ces deux niveaux de commande: c'est ce que l'on appelle la coordination. Ce niveau de commande est sans doute l'un des plus complexes et intéressants à étudier car il intègre beaucoup d'éléments et ouvre des perspectives immenses. La coordination réalise un certain nombre de tâches:

- La communication entre le véhicule et l'infrastructure (Murgier [31]) ou avec les autres proches voisins (Fig. 1.5) est essentielle pour élaborer des stratégies de commande évoluées (Systèmes Multi-Agents, conduite en peloton, gestion de plusieurs véhicules pour une plus grande efficacité, interaction avec l'environnement). Un exemple de problème de coordination très développé dans

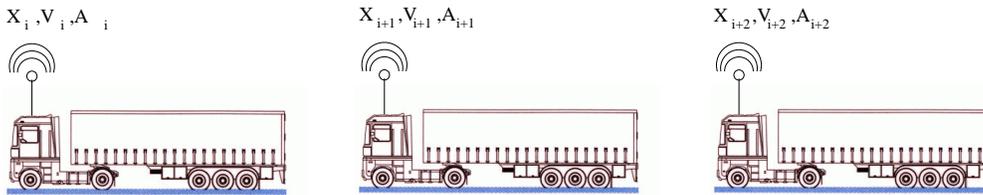


FIG. 1.5 – Certaines informations doivent être transmises entre les véhicules du convoi pour assurer la sécurité et une bonne gestion des flux routiers (par exemple les accélérations A_i , les vitesses V_i voir même les positions ou positions relatives X_i).

la littérature concerne l'étude des risques de collision et l'optimisation de la distance inter-véhicules. On note ainsi que l'effet d'une commande sur un véhicule (par exemple un régulateur de vitesse de type ACC) peut avoir des conséquences "graves" sur les autres véhicules environnants si l'on n'y prend pas garde. Certains phénomènes connus peuvent intervenir comme l'extension de la chaîne de manière importante (effet d'accordéon) ou le risque de carembollage. L'intérêt des systèmes automatiques étant entre autres d'optimiser le trafic routier, l'enjeu de l'étude de bonnes lois de commandes est important¹. Bien souvent, il faut reprendre l'étude des commandes locales pour définir les besoins au niveau de la couche de coordination (en terme de communication par exemple) afin de développer des lois intéressantes pour les systèmes multi-agents. Les modèles utilisés pour ce type de travaux sont généralement simplifiés (cinématiques ou modèles dynamiques simples) et les travaux rejoignent la robotique mobile. Le niveau d'abstraction est élevé car plusieurs véhicules en même temps sont étudiés (Fig. 1.6).

- La gestion des manoeuvres ([23, 6]) ou la prise de décision d'exécuter telle ou telle manoeuvre. Par exemple, afin de donner des consignes pour rejoindre, quitter un convoi, changer de file, il est nécessaire de prendre en compte l'environnement et les informations fournies par la "link layer".
- La gestion des incidents, des véhicules d'urgence ([14, 47, 26, 27]) est aussi prise en charge par la coordination.
- L'intégration des aspects sûreté de fonctionnement dans l'implémentation de toutes les manoeuvres: il s'agit de gérer des transitions entre les états qui soient correctes et d'arriver à prévoir tous les cas de figures.
- La surveillance du bon fonctionnement des lois de commandes locales qui réalisent les manoeuvres. Les problèmes d'anomalies doivent être pris en compte afin d'éviter une panne ou un dis-fonctionnement du système. La redondance de certains capteurs ou même certaines lois de commandes peut être intéressante afin d'aider à réagir à un incident ou à une panne ("outils de diagnostic").

1. Plusieurs travaux traitent de ce sujet dans la littérature. Ainsi la thèse [32] montre l'importance de connaître non seulement l'information du véhicule précédent mais également du leader du convoi pour pouvoir réaliser une commande qui soit stable au sens d'un convoi. D'autres travaux comme la thèse de Swaroop [39] pose les définitions de ce que l'on appelle la stabilité de chaîne ("String Stability") et fait une analyse des informations nécessaires au maintien de cette stabilité dans un convoi. L'article de Canudas-de-Wit et Brogliato [5] propose une synthèse sur le sujet.

Vers une centralisation des fonctions?... La coordination est l'étape charnière vers des véhicules plus intelligents. Cependant, cet aspect du travail est compliqué et met en oeuvre des domaines de recherche divers tels que les systèmes hybrides, la commande, le traitement de l'information, etc.

Au delà de la difficulté technique du problème, on observe pour le moment une certaine "réticence" des industriels pour éviter un emballement dans le développement de cette couche de commande. Plusieurs facteurs sont mis en cause:

- L'introduction de plus d'intelligence dans le véhicule pose des problèmes en terme de responsabilité, maintenance, etc.
- D'un point de vue pratique, la centralisation des systèmes dans le véhicule nécessite un dialogue important entre les constructeurs qui définissent le superviseur et coordonnent les fonctions du véhicule et les équipementiers automobiles qui réalisent les différentes fonctions. Afin de bien gérer ces changements, des protocoles et des nouveaux standards se définissent¹.

1.2 Contrôle latéral

Après cette brève introduction qui présente de manière générale les problèmes associés à la route intelligente, le contrôle de trajectoire est étudié plus en détail. Des exemples concrets de commandes latérales sont proposés afin d'illustrer les travaux qui vont suivre dans ce mémoire. La plupart du temps ces techniques sont dites "décentralisées" car la commande fonctionne de manière autonome sans information sur l'environnement (mis à part le positionnement du véhicule) ou les autres commandes implémentées dans le véhicule.

L'application principale de la commande latérale des véhicules est le maintien dans la voie (en anglais "lane keeping") qui permet à un véhicule de suivre la route à partir d'informations de positions vis-à-vis de la trajectoire. La réalisation du "lane keeping" nécessite une bonne maîtrise des commandes de bas niveau qui permettent de piloter les actionneurs (problématique traitée dans les chapitres 4 et 5 de ce mémoire). Les tâches de coordination pour réaliser cette fonction sont relativement "simplistes" puisqu'elles sont limitées à la gestion des incidents ainsi qu'au passage de conduite manuelle à automatique, sans prendre de décisions qui risqueraient de surprendre le conducteur (tout ceci est déjà un grand pas en avant). Les aspects communications avec, soit l'infrastructure routière, soit les autres véhicules sont pratiquement inexistantes pour ce type d'application.

De nombreux travaux existent dans la littérature sur ce mode de commande, avec quelques variantes sur le type de capteurs utilisés et la trajectoire de référence choisie.

1. Par exemple, l'apparition du bus CAN dans les voitures et l'augmentation forte du nombre des calculateurs embarqués.

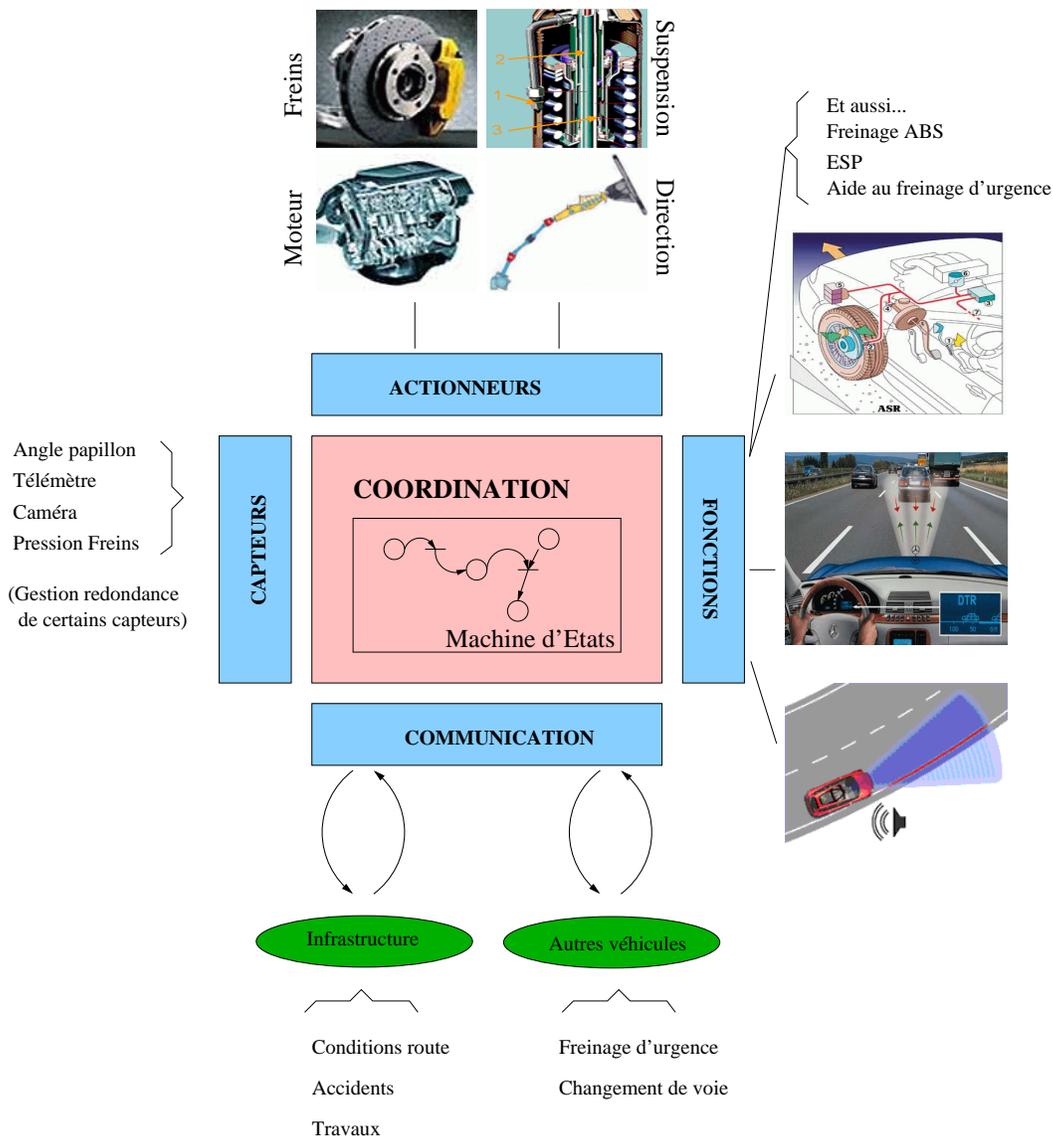


FIG. 1.6 – Centralisation des commandes.

1.2.1 Localisation du véhicule

Pour permettre la commande des véhicules, certains états du système doivent être mesurés. Les capteurs se décomposent en deux catégories:

- les capteurs proprioceptifs permettant de rendre compte de l'état du véhicule (gyroscope pour mesurer la vitesse de lacet, odomètre pour mesurer la vitesse);
- les capteurs extéroceptifs, permettant de détecter la route et l'environnement.

Il existe de nombreux systèmes de localisation du véhicule qui sont adaptés à différents types d'algorithmes de conduite latérale.

La mesure de distance assurée par des capteurs à laser ou Doppler permet d'avertir le conducteur des risques de collision mais ne suffit pas pour contrôler complètement le véhicule.



FIG. 1.7 – Système de vision binoculaire pour le repérage par caméra. Exemple de reconnaissance de la chaussée.

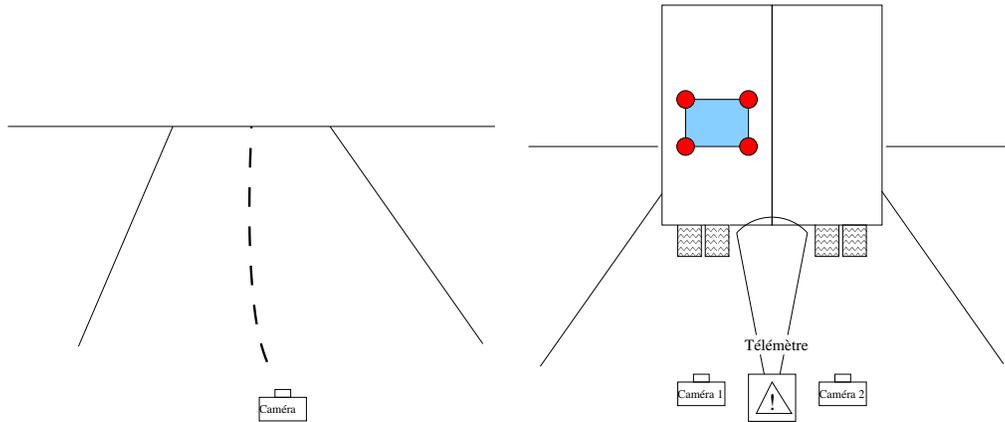


FIG. 1.8 – Capteurs implantés sur le véhicule suiveur pour la localisation. Repérage de la ligne sur la figure de gauche ou sur la droite, le véhicule leader dispose d'une cible lumineuse à l'arrière de la remorque.

Le repérage peut être fait par vision: la plupart des recherches sur le repérage du véhicule dans sa voie utilise un système par caméra afin d'estimer la position des essieux du véhicule vis-à-vis de la trajectoire désirée. Cette méthode présente l'avantage de nécessiter seulement une ou plusieurs caméras embarquées (Fig. 1.7). Parfois la mise en place d'un motif spécial sur la route ou les autres véhicules est utilisée pour rendre la mesure plus fiable. Plusieurs types de systèmes existent comme la détection du marquage des routes, la reconnaissance d'images afin de détecter la chaussée, la reconnaissance des autres véhicules. Différentes applications ont été développées en partant de l'un ou l'autre de ces moyens de repérage. Ainsi le bus "CIVIS" de Renault est capable de suivre sa voie en analysant une ligne à l'aide d'une caméra monoculaire. Le projet Européen "Chauffeur" de conduite en convoi des poids lourds utilise deux caméras pour identifier une cible à l'arrière des véhicules et se positionner dans sa voie (Fig. 1.8).

D'autres moyens de repérage existent: une difficulté importante en matière de repérage d'un véhicule par un système de vision est la garantie de fiabilité de la mesure. L'utilisation d'une caméra seule peut poser des problèmes de mauvaise reconnaissance d'images et la lecture d'un motif particulier requiert le retrace des signalisations sur les routes. Un système sans caméra à l'aide de balises magnétiques est développé aux États-Unis et au Japon afin de réaliser des expériences de

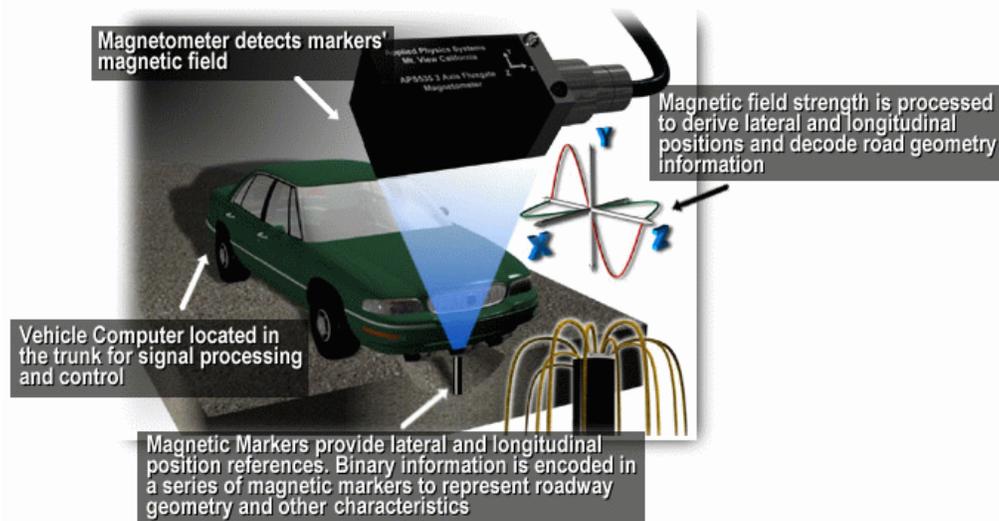


FIG. 1.9 – Principe des balises au sol pour la localisation d'un véhicule.

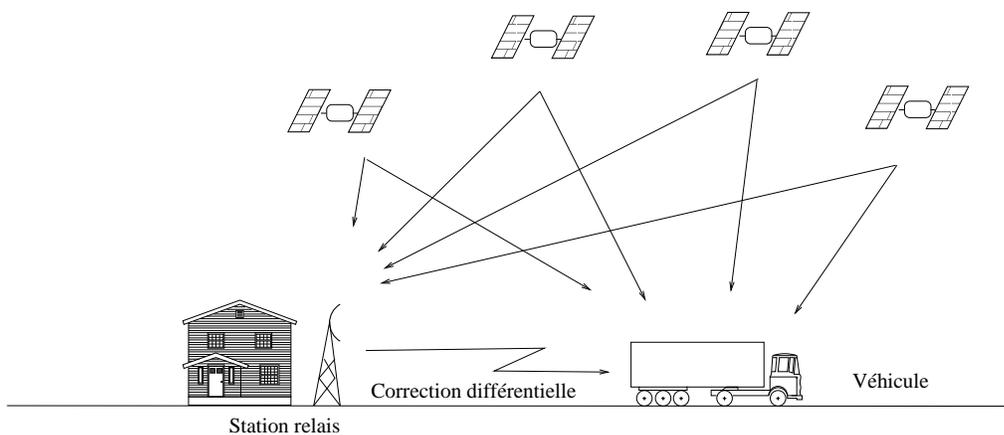


FIG. 1.10 – Repérage des véhicules par GPS.

conduite automatique sur route. Cette technique est relativement coûteuse car elle requiert une infrastructure routière particulière mais elle présente une plus grande fiabilité. Ainsi le programme PATH aux États-Unis utilise un repérage des voitures par rapport à des balises magnétiques incrustées dans le sol (Fig. 1.9). D'autres systèmes similaires existent comme les câbles rayonnants incrustés dans la chaussée. Les expériences de conduite en convoi de plusieurs véhicules ont montré la bonne marche du repérage par rapport à l'infrastructure et une grande robustesse de ce système. Ces techniques nécessitent cependant des stratégies de commande en boucle ouverte pour les manoeuvres qui supposent un changement de voie du véhicule car le repérage est local autour de la trajectoire.

Le GPS est un autre moyen de repérage fiable (Fig. 1.10). Pour localiser un véhicule par rapport à des routes pre-cartographiées, cette technologie est très performante. Aujourd'hui il reste néanmoins un problème de précision du système due aux limitations imposées par le secteur militaire.

Un grand nombre de solutions sont disponibles pour effectuer le positionnement et le pilotage des véhicules routiers. Les techniques de visions sont très populaires

aujourd'hui du fait de leur grande flexibilité. L'intrusion de balises liées à la route pourrait modifier sur le long terme ce choix. Même si équiper l'ensemble des routes semble très improbable à court terme, une telle infrastructure peut être envisagée sur le long terme si une véritable volonté politique s'affiche. En attendant, l'utilisation des balises pour des applications très ciblées est envisagée. Par exemple, dans le domaine du poids lourd, nombreux sont les projets friands d'automatisation et de techniques de repérage robustes. Le projet européen "Safe Tunnel" ambitionne de piloter les véhicules lourds de manière automatique durant la traversée des points sensibles comme les longs tunnels (Mont Blanc). L'objectif est d'améliorer la sécurité et l'efficacité de la traversée. Ce type de système est dans ce cas très bien adapté. Souvent montré du doigt par le grand public dès que l'on parle de nuisance, pollution et sécurité, le transport de marchandises pourrait bien être l'acteur par lequel ces technologies innovantes seraient introduites.

1.2.2 Commande par rapport à un référentiel fixe

La plupart des travaux qui traitent de la commande latérale des véhicules se fixent comme trajectoire désirée la route. Plusieurs méthodes peuvent être utilisées pour estimer la position du véhicule par rapport à la trajectoire désirée. Ensuite des approches de commande différentes ont été proposées dans la littérature.

Commandes linéaires classiques Les commandes classiques de type PD, PID et plus élaborées, ont été largement étudiées par Ackermann et al. [1], Guldner et al. [16, 15]. La commande par placement de pôles est discutée par [35, 36]. Le principe de base est de compenser le retard de phase présent aux vitesses élevées et d'annuler l'erreur statique due au glissement du véhicule au moyen d'une action intégrale. Ces études ont permis de montrer l'influence des dynamiques du véhicule suivant la vitesse ainsi que l'importance de la localisation des capteurs¹. La stabilisation du système à partir d'une information retardée sur la trajectoire introduit des difficultés supplémentaires (suivant que la mesure de distance par rapport à la trajectoire est faite sur l'essieu arrière, au centre de gravité ou sur l'essieu avant du véhicule). Des techniques de prédiction de l'écart à la trajectoire plusieurs mètres en avant des véhicules ont montré leur efficacité pour faciliter la mise en place de la commande ([19, 1]). Ces concepts sont souvent appelés, redéfinition de la sortie ("output redéfinition"), ou commande avec distance de pré-visualisation ("look ahead control"). D'autres méthodes consistent à ajouter un terme prédictif à la commande ([35, 40]). Ce terme dépend de la courbure et de la vitesse du véhicule (Fig. 1.11). Il est utilisé pour augmenter les performances des commandes linéaires en appliquant l'angle de braquage désiré pour suivre un rayon de courbure identifié au préalable (un capteur spécifique est requis pour mesurer la courbure).

D'autres exemples d'applications des lois de commande classiques sont disponibles dans les travaux de [37, 28, 11]. Ces recherches proposent des techniques d'asservissement d'un véhicule en fonction d'une trajectoire identifiée à l'aide d'une caméra. Une originalité présentée ici est l'inclusion de la fonction de transfert de la

1. Mise en évidence des effets dynamiques majeurs et de l'impact des lois de commande sur le système. L'analyse des équations mécaniques est conduite dans de nombreux travaux comme [40] et donne une interprétation des différentes fonctions de transfert du système.

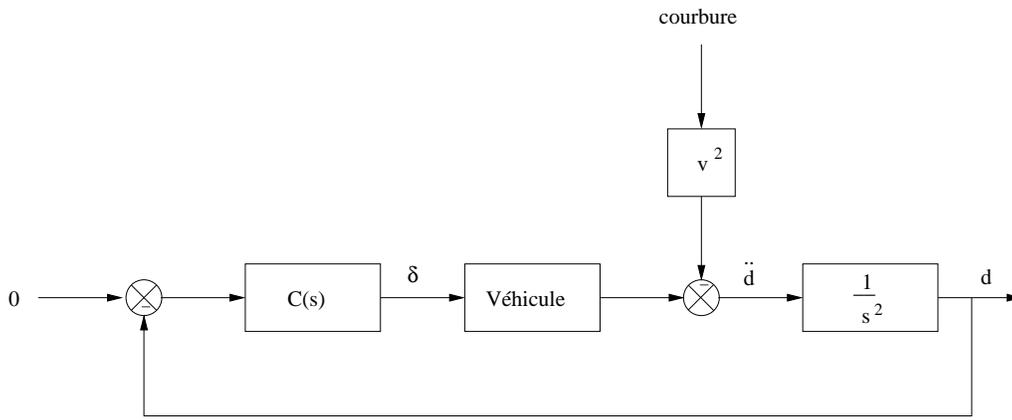


FIG. 1.11 – Commande latérale avec prédiction de la courbure. $C(s)$ la commande, δ l’angle de braquage, d l’écart latéral et v la vitesse du véhicule.

caméra dans le modèle. La courbure de la trajectoire à suivre est prise en compte au moyen de la technique présentée dans la Fig. 1.11. L’importance des phénomènes de dérive dans les situations à grande vitesse et virages serrés est démontrée. Également des méthodes rigoureuses pour évaluer les commandes sont intéressantes (procédure systématique de type “benchmark”) et seront exploitées dans ce mémoire ([11]).

Commande par modèle interne. Les techniques de commande robuste (LQG , H_2 , H_∞) sont largement utilisées pour réaliser la commande latérale des véhicules. Elles permettent de spécifier clairement les objectifs de commande en terme de confort et robustesse grâce à des pondérations fréquentielles. Dans ce domaine, peuvent être cités les travaux de Mammar [29], Hingwe [18], Daviet et Parent [9]. Les modèles véhicules utilisés pour mettre en oeuvre ce type de commande sont sous forme d’état et souvent obtenus à l’aide de la mécanique Lagrangienne. Par exemple, pour la commande des poids lourds, un modèle dynamique spécifique fut développé (poids lourds et remorque) dans les travaux [7, 8]. La formulation Lagrangienne utilisée présente l’avantage de supprimer les contraintes non holonomes entre le tracteur et la remorque et d’obtenir un modèle relativement simplifié (6 variables d’états), éventuellement linéarisable, et surtout bien adapté à la synthèse des commandes robustes.

Commandes non linéaires. Nombreux sont les travaux qui utilisent la commande par modes glissants pour réaliser le suivi de trajectoire ([1, 18, 30]). Ce type de commande permet de conférer au système bouclé des propriétés de robustesse vis-à-vis des perturbations identifiées au cours de la synthèse du contrôleur.

La commande basée sur un référentiel fixe présente un grand nombre d’inconvénients pratiques:

- Nécessité d’une infrastructure routière particulière ou d’un marquage des routes de bonne qualité.
- Risques de défaillance du système de détection de la trajectoire, dus aux perturbations extérieures (conditions météorologiques, obstruction par un autre véhicule, mauvais état de la chaussée, etc.).

- Non prise en compte des véhicules avoisinants et de leur trajectoire respective. Le véhicule évolue dans un environnement complexe et multi-agents.

Il serait intéressant et nécessaire d'étudier des problématiques autres que la commande par rapport à une trajectoire fixe. Un exemple d'application est la conduite en convoi¹.

1.2.3 Commande des véhicules par rapport à une cible mobile

Le projet Européen "Chauffeur" envisage de démontrer la faisabilité de piloter une flotte de poids lourds sur une autoroute. Le repérage est effectué par détection visuelle (caméra) d'une cible à l'arrière des remorques. L'objectif de la commande est de suivre un véhicule leader le mieux possible à distance réduite. Sont visées,

- la diminution du temps de conduite des chauffeurs,
- l'amélioration de la sécurité (limiter la baisse d'attention au volant ou, l'endormissement),
- la réduction des coûts (l'apport de la conduite en convoi à distance réduite correspondrait à une réduction du coût de carburant de l'ordre de 20%).

Cette stratégie a le mérite d'être souple à mettre en oeuvre et d'introduire des innovations sans aucun besoin en infrastructure routière. Par contre, elle est limitée aux véhicules équipés d'une cible spéciale et d'un système de repérage dédié. Enfin, assurer un roulage des véhicules sûr à distance réduite n'est pas aisé (moins de 10 mètres).

Pour cette application, les commandes latérales employées sont proches du "lane-keeping" présenté dans la section précédente ([10, 17]). Mais les contraintes sont plus fortes en terme de sécurité alors que l'horizon de prédiction de la trajectoire est réduit (le véhicule suit à distance réduite le leader). Pour minimiser ce problème, Gehrig et Stein [12], White et Tomizuka [46] reconstruisent ou estiment la trajectoire de référence afin de mieux anticiper les consignes d'angles. D'autres travaux comme l'article de Gehring et Fritz [13] montrent la limite du contrôle utilisant des informations relatives entre les véhicules (propagation des erreurs dans le convoi). Ils proposent d'utiliser une mesure supplémentaire de distance par rapport à la trajectoire fixe afin de limiter la dérive du peloton. On peut citer de nombreux autres travaux qui traitent de la conduite en peloton (par exemple [34] présentent des résultats sur les véhicules légers).

1.3 Conclusion

L'ensemble des grandes rubriques présentées dans cette introduction montre l'extrême diversité des travaux et des approches menés sur la route intelligente. Les aspects commande locale des véhicules ont fait l'objet de beaucoup d'attention ces dernières années. Les applications telles que le régulateur de vitesse intelligent, le "lane keeping", ou d'autres systèmes d'aide à la conduite sont actuellement en phase

1. Pour le moment, l'étude de cette problématique se limite à un nombre réduit de véhicules (quelques proches voisins). En effet, le repérage relatif des véhicules entraîne une erreur de positionnement par rapport à la route qui doit être étudiée avec attention.

d'exploitation ou de développement avancé. Les problèmes qui se posent aujourd'hui sont les aspects sûreté de fonctionnement, confort, amélioration de la prestation et du fonctionnement, choix des capteurs et coût.

En ce sens, la couche de coordination n'est pas encore exploitée pleinement. Ceci est un grand handicap pour progresser vers une utilisation plus systématique de l'aide à la conduite. Les futures grandes évolutions devront se situer à ce niveau. Le superviseur va devenir un véritable chef d'orchestre chargé du bon fonctionnement des fonctions élémentaires de commande, des problèmes de sécurité et de la communication avec l'infrastructure ou les proches voisins.

Bibliographie

- [1] J. Ackermann, J. Guldner, W. Sienel, R. Steinhauser, et V. Utkin. Linear and nonlinear controller design for robust automatic steering. *IEEE Transaction on Control Systems Technology*, 3(1), March 1995.
- [2] L. Alvarez. *Automated Highway Systems: Safe Platooning and Traffic Flow Control*. PhD thesis, Department of Mechanical Engineering, University of California at Berkeley, 1996.
- [3] L. Alvarez et R. Horowitz. Safe Platooning in Automated Highway Systems. PATH Technical Reports UCB-ITS-PRR-97-46, Institute of Transportation Studies, University of California at Berkeley, 1997.
- [4] Luis Alvarez et Jingang Yi. Adaptive Emergency Braking Control in Automated Highway System. Dans *Proceedings of 38th IEEE Conference of Decision and Control*, pages 3740–3745, Phoenix, AZ, 1999.
- [5] C. Canudas-de-Wit et B. Brogliato. Stability issues for vehicle platooning in automated highway systems. *CCA '99*, 1999.
- [6] W. Chee et M. Tomizuka. Lane change maneuver of automobiles for the Intelligent Vehicle and Highway Systems IVHS. Dans *Proceedings of the 1994 American Control Conference*, pages 3586–3589, 1995.
- [7] C. Chen et M. Tomizuka. Dynamic modeling of articulated vehicles for automated highway systems. Dans *Proceedings of the American Control Conference*, 1995.
- [8] C. Chen et M. Tomizuka. Steering and braking control of tractor-semi-trailer vehicles in automated highway systems. Dans *Proceedings of the American Control Conference*, 1995.
- [9] P. Daviet et M. Parent. Longitudinal and lateral servoing of vehicles in a platoon. Dans *Proceedings of the intelligent Vehicles 96 Symposium*, 1996.
- [10] U. Francke et al. Truck platoon in mixed traffic. Dans *Proceedings of the intelligent Vehicles*, page 1, 1995.
- [11] T. Fujioka et M. Omae. Vehicle following control in lateral direction for platooning. *Vehicle System Dynamics Supplement 28*, 29:422, 1998.
- [12] S. Gehrig et F. Stein. A trajectory-based approach for the lateral control of car following systems. Dans *Proceedings of the intelligent Vehiucles 98 Symposium*, 1998.
- [13] O. Gehring et H. Fritz. Lateral control for truck platooning in the chauffeur project. *IEEE Intelligent Transportation Systems*, 1998.

- [14] D. Godbole, J. Lygeros, E. Singh, A. Deshpande, et A.E. Lindsey. Towards a Fault Tolerant AHS Design Part II: Design and Verification of Communication Protocols. PATH Technical Report UCB-ITS-PRR-96-15, Institute of Transportation Studies, University of California at Berkeley, 1996.
- [15] J. Guldner, W. Sienel, H-S. Tan, J. Ackermann, S. Patwardhan, et T. Bünte. Robust automatic steering control for look-down reference systems with front and rear sensors. *IEEE Transaction on Control Systems Technology*, 7(1), January 1999.
- [16] J. Guldner, H-S. Tan, et S. Patwardhan. Analysis of automatic steering control for highway vehicles with look-down lateral reference systems. *Vehicle System Dynamics*, 1996.
- [17] I. Haskara, C. Hatipoglu, et Ü. Özgüner. Combined decentralized longitudinal and lateral controller design for truck convoys. Dans *IEEE*, 1998.
- [18] P. Hingwe. *Robustness and Performance Issues in the Lateral Control of Vehicles in Automated Highway Systems*. PhD thesis, University of California Berkeley, Mechanical Engineering Department, 1996.
- [19] P. Hingwe et M. Tomizuka. A variable look-ahead controller for lateral guidance of four wheeled vehicles. Dans *ACC'98*, 1999.
- [20] R. Horowitz, S. Sastry, P. Varaiya, L. Alvarez, K. Lueng, C. Toy, et D. Gulick. Emergency Vehicle Maneuvers and Control Laws for Automated Highway Systems. PATH Research Reports to Caltrans 98-C2, Institute of Transportation Studies, University of California at Berkeley, 1998.
- [21] R. Horowitz et P. Varaiya. Control Design for Automated Highway System. Preprint, 2000.
- [22] A. Hsu, F. Eskafi, S. Sachs, et P. Varaiya. Protocol Design for an Automated Highway System. *Discrete Event Dynamic Systems*, 2(1):4–16, 1994.
- [23] P. Li, L. Alvarez, et R. Horowitz. AVHS safe control laws for platoon leaders. Dans *Proceedings of ASME Dynamics System and Control Division. 1996 ASME IMECE*, pages 9–16, 1996. To be submitted as PATH Tech. Rep.
- [24] P. Li, L. Alvarez, et R. Horowitz. AVHS Safe control laws for platoon leaders. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 5(6):614–628, 1997.
- [25] P. Li, L. Alvarez, et R. Horowitz. AVHS Safe Control Laws for Platoon Leaders. To appear in *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 1997.
- [26] J. Lygeros et D. Godbole. An interface between continuous and discrete-event controllers for vehicle automation. Rapport interne, Tech. Rep. PATH memorandum 93-8, Institute of Transportation Studies, U.C. Berkeley, 1993.
- [27] J. Lygeros, D. Godbole, et M. Broucke. A Fault Tolerant Control Architecture for Automated Highway Systems. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 8(2):205–219, 2000.
- [28] Y. Ma, J. Kosecká, et S. Sastry. Vision guided navigation for a nonholonomic mobile robot. Dans *Internal Report*, 1997.
- [29] S. Mammar. Mémoire d'habilitation à diriger des recherches: L'automatisation de la conduite: un concept, des solutions. Rapport interne, INRETS, 2001.
- [30] D.H. McMahon, K.J. Hedrick, , et S.E. Shladover. Vehicle Modeling and Control for Automated Highway Systems. Dans *The American Control Conference*, pages 297–303, San Diego, California, May 1990.

- [31] V. Murgier. *SmartAHS Components for Communication Simulation*. California PATH, Berkeley, California, 1998. available at website, http://www.path.berkeley.edu/smart-ahs/sahs-manual/communication_devices.html.
- [32] A. D. Ndoubi-Likoho. *Comande non-linéaire des véhicules multicorps à roues*. PhD thesis, LAG/INPG, 1997.
- [33] M. Papageorgiou, J. M. Blosseville, et H. Hadi-Salem. Modelling and real-time control of traffic flow on the southern part of Boulevard Peripherique in Paris: Part i: Modelling and part ii: Coordinated on-ramp metering. *Transportation Research, Part-A*, 24A(5):345–370, 1990.
- [34] U. Petersen, A. Rügauer, et W. Schiehlen. Lateral control of a convoy vehicle system. Dans *Vehicle Dynamics Supplement 25*, 1996.
- [35] R. A. Ramirez-Mendoza. *Modélisation et commande des véhicules automobiles*. PhD thesis, LAG/INPG, Grenoble, France, 1997.
- [36] R. A. Ramirez-Mendoza, M. M'Saad, L. Dugard, R. Majjad, et Mueller. Some advanced control techniques for automatic steering. Rapport interne, LAG/INPG, Grenoble, 1997. Fiche publication 97.055.
- [37] S. Soatto, R. Frezza, et P. Perona. Motion estimation via dynamic vision. *IEEE Transactions on Automatic Control*, March 1996.
- [38] S. Suryanarayanan et M. Tomizuka. Fault tolerant lateral control of automated vehicles based on simultaneous stabilization. Dans *1st IFAC Conference on Mechatronic Systems*, Darmstadt, Germany, 2000.
- [39] D. Swaroop. *String Stability of Interconnected Systems: an Application to Platooning in Automated Highway Systems*. PhD thesis, University of California at Berkeley, 1994.
- [40] M. Tai, J-Y. Wang, P. Hingwe, C. Chen, et M. Tomizuka. Lateral control of heavy duty vehicles for automated highway systems. Rapport interne, University of California Berkeley, 1998. UCB-ITS-PRR-98-8.
- [41] C. Toy, L. Alvarez, et R. Horowitz. Non-stationary velocity profiles for emergency vehicles on automated highways, part 1. Submitted in *Vehicle System Dynamics*, 2000.
- [42] C. Toy, L. Alvarez, et R. Horowitz. Non-stationary velocity profiles for emergency vehicles on automated highways, part 2. Submitted in *Vehicle System Dynamics*, 2000.
- [43] C. Toy, K. Leung, L. Alvarez, et R. Horowitz. Emergency vehicles maneuvers and control laws for Automated Highway Systems. Accepted for publication in the *Proceedings of the 1998 ASME IMECE*, 1998.
- [44] P. Varaiya. Smart Cars on Smart Roads: Problems of Control. *IEEE Transactions on Automatic Control*, 38(2):195–207, 1993.
- [45] P. Varaiya et S. Shladover. Sketch of an IVHS System Architecture. PATH Research Report UCB-ITS-PRR-91-3, Institute of Transportation Studies, University of California at Berkeley, 1991.
- [46] R. White et M. Tomizuka. Autonomous following of heavy vehicles using the iris-2 visual sensor. Dans *The American Control Conference*, Washington DC, June 2000.
- [47] J. Yi, L. Alvarez, et R. Horowitz. Design and Implementation of Fault Tolerant AHS Control Systems. Submitted as California PATH Report, 1998.

Première partie

Modélisation dynamique des
véhicules

2. Une revue sur la liaison au sol

2.1 Introduction

Les efforts qui agissent sur tous les véhicules terrestres sont transmis principalement par l'intermédiaire du contact pneu-sol. La liaison entre les pneus et la route est un contact plan et les effets transmis sur le véhicule sont des efforts de frottement. Cette interaction est particulièrement complexe vue la grande diversité des revêtements, les changements importants des conditions de route et les caractéristiques très variées des pneumatiques. Paradoxalement malgré l'aspect fondamental de cette question, les interactions pneu/sol sont souvent mal comprises et les modèles de pneu ne rendent pas très bien compte des phénomènes réels mis en jeu. En particulier, la plupart des modèles disponibles posent des problèmes pour les basses vitesses, introduisent des singularités à vitesse nulle et décrivent le comportement du pneu pour une vitesse donnée. La problématique de cette thèse étant la commande latérale avec prise en compte des actionneurs de direction, il est naturel de s'interroger sur les modèles utilisés afin de mieux cerner les limites des travaux.

Cette section propose de rappeler les modèles de pneumatiques couramment utilisés dans l'automobile. Ensuite une nouvelle approche basée sur les modèles dynamiques de frottement sec comme ceux de Bliman et al. [3], Canudas de Wit et Tsiotras [7] est développée. Une fois ce tableau général dressé, il est possible de mieux comprendre les limites de la connaissance dans ce domaine et de s'interroger sur l'utilisation des modèles de contact pour la commande des véhicules. Ces remarques motivent les choix adoptés pour la modélisation et la commande dans les chapitres 3 et 6.

La complexité de l'interaction entre le pneu et la route vient du fait que la carcasse du pneumatique se déforme en une bande de contact pendant le roulage et influence fortement les efforts pneus/sol. Ainsi, les efforts de contact ne peuvent pas être simplifiés en un modèle élémentaire de frottement sec de Coulomb car il est nécessaire d'introduire une représentation de cette déformation. D'autres phénomènes peuvent être également pris en compte comme des dynamiques internes dues aux mouvements relatifs des patins, des phénomènes d'hystérésis liés au frottement, etc. C'est pour cette raison qu'il existe un grand nombre d'interprétations dans la littérature. L'inconvénient d'un modèle global est que la complexité augmente rapidement avec le nombre de phénomènes pris en compte! Ainsi les modèles "dédiés" à un ou quelques phénomènes précis sont nombreux.

De manière simplifiée, les deux aspects importants dans la modélisation des pneus

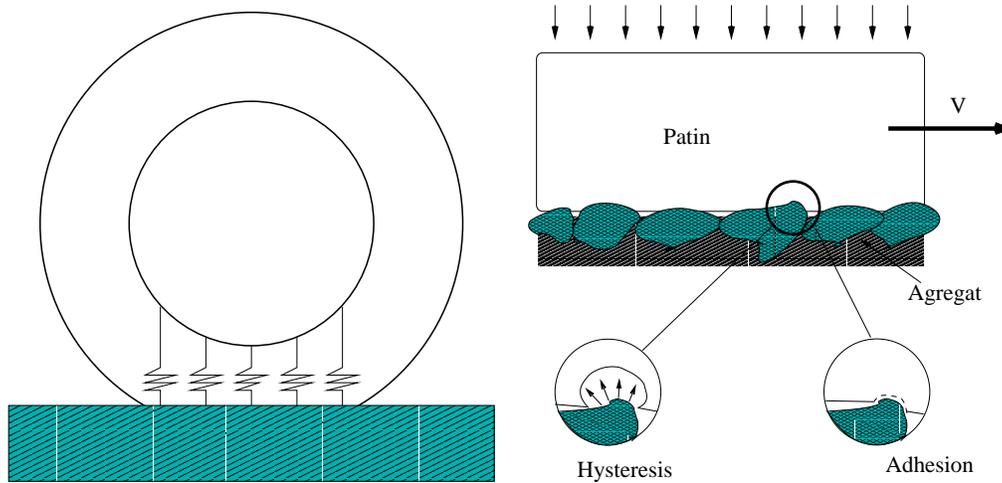


FIG. 2.1 – Cette figure représente deux aspects important du contact : les phénomènes de déformation et les problèmes de frottement sec dues à l’adhésion des surfaces de contact. .

sont (voir Fig. 2.1) :

1. les propriétés mécaniques des pneus : déformation, adhésion ou déflexion¹.
2. les aspects énergétiques : échange et dissipation d’énergie².

La modélisation des pneumatiques consiste à déterminer une relation mathématique à la fois simple et judicieuse qui intégrera les effets du frottement sec et la déflexion de l’enveloppe du pneu due au roulement. C’est précisément l’idée développée par H. Pacejka³ qui utilise des courbes empiriques pour représenter les efforts de contact.

Il existe deux types de modèles de pneumatique dans la littérature : les modèles appelés “empiriques” et les modèles dit “physiques”. Les “modèles empiriques” sont très répandus dans l’industrie automobile et les laboratoires de recherche car ils offrent une bonne représentabilité des conditions pseudo-statiques tout en restant relativement simples d’utilisation (utilisation d’un paramétrage normalisé directement fourni par les constructeurs de pneumatiques). Les “modèles physiques” de pneus sont utilisés de manière marginale pour des recherches plus avancées comme l’amélioration des caractéristiques mécaniques des pneumatiques, l’étude des propriétés des pneus sur différents revêtements, certaines applications de commande, etc. Jusqu’ici l’étude précise des phénomènes physiques est faite par quelques spécialistes et ces modèles restent peu applicables massivement (relativement complexes à paramétrer). Par exemple, l’approche par éléments finis s’attache à décrire les propriétés mécaniques de la carcasse ([22]). Certaines études détaillent plutôt la cinématique de la zone de contact (exemple : “Brush model” [29]). Cette approche est utile pour les applications de commande (ex. simulation ABS, manœuvres basse vitesse, etc.). Dans la suite, cette dernière catégorie de modèle est développée en abordant une technique fondée sur les modèles dynamiques de frottement. Le contrôle dynamique

1. Effets liés aux propriétés mécaniques de déformation du pneu. Les déformations se produisent tant à un niveau macroscopique (lorsque la carcasse s’écrase au niveau du sol) que microscopique (lorsque les patins se déforment au contact des aspérités du revêtement).

2. Hystérésis: phénomène lié à la dissipation d’énergie.

3. “Magic Formula” formule développée par H. Pacejka qui permet au moyen de courbes mathématiques de représenter les forces de contact. C’est une référence dans l’industrie automobile (voir section 2.3).

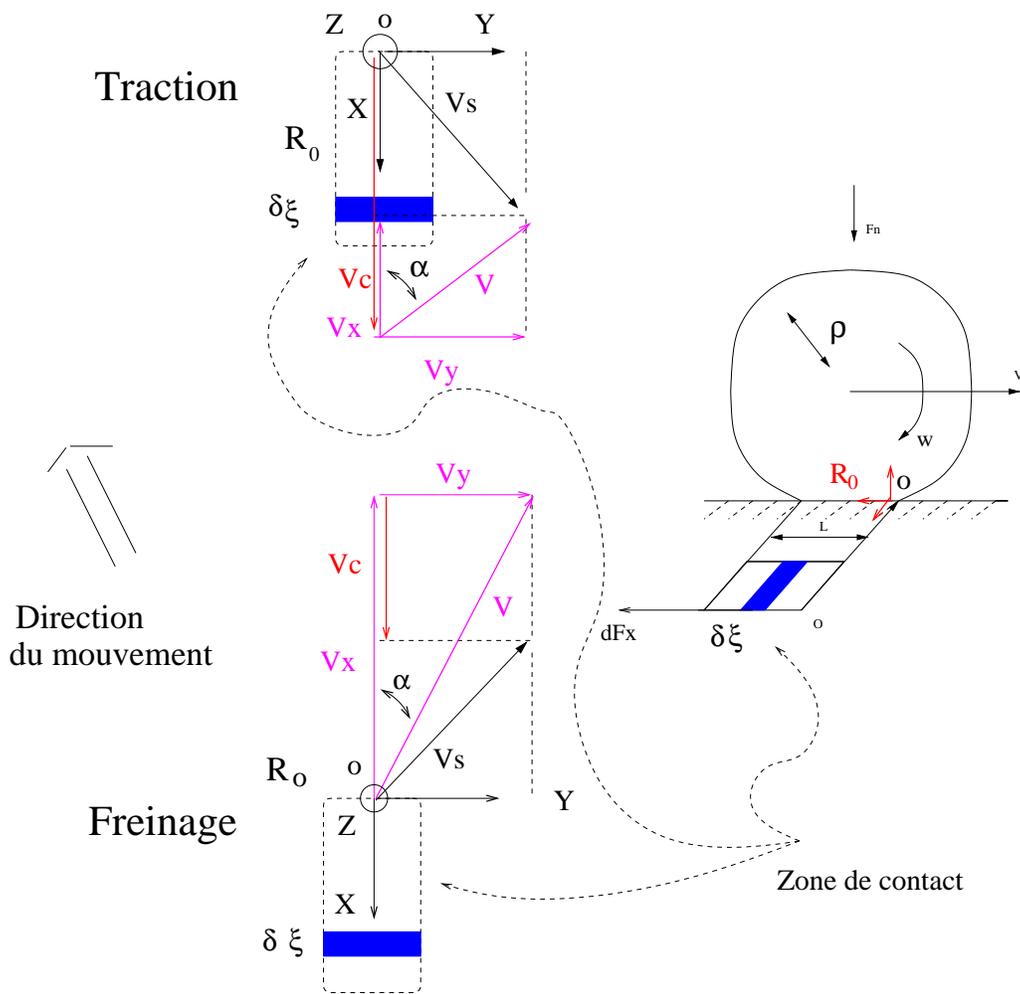


FIG. 2.2 – Convention utilisée pour définir le glissement. Deux situations sont représentées: le freinage et la traction.

de trajectoire nécessite des modèles qui décrivent bien les phénomènes physiques jusqu'à des fréquences relativement basses (quelques Hertz). Or les modèles décrivant la cinématique de la zone de contact ont cette capacité. A l'inverse, les modèles précis de la carcasse du pneu (éléments finis), souvent très lourd à manipuler, sont plus utiles dans les applications hautes fréquences (au delà de 50 Hertz), comme le confort et l'acoustique.

2.2 Définition des glissements et forces de contact

Le glissement: L'ensemble des modèles repose sur l'observation du glissement du pneu roulant sur la route. Ce dernier devient le moyen naturel de paramétrer les modèles. La figure 2.2 illustre les notations qui seront utilisées par la suite dans le manuscrit. La vitesse du repère qui se déplace avec le centre de la roue du pneu est donnée par $\mathbf{V}_{\mathcal{R}_0} = \mathbf{V}$ où $\mathbf{V} = V_x \vec{X} + V_y \vec{Y}$ est la vitesse du véhicule (un repère mobile \mathcal{R}_0 qui se déplace avec le pneu est utilisé tout naturellement). w est la norme de la vitesse angulaire du pneu et \mathbf{V}_c est défini tel que $\mathbf{V}_c = \rho w \vec{X}$ avec ρ le rayon

libre. α , l'angle de glissement est défini comme suit

$$\alpha = \arctan(V_y/V_x) \quad (2.1)$$

Avec V_x et V_y les deux composantes de la vitesse V_R :

$$V_x = V_R \cos \alpha \quad (2.2)$$

$$V_y = V_R \sin \alpha \quad (2.3)$$

\mathbf{V}_s est la vitesse de glissement tel que $V_s = \|\mathbf{V}_s\| = \sqrt{(V_x - V_c)^2 + V_y^2}$. On définit le glissement latéral et longitudinal par

- En freinage, les glissements longitudinal S_s et latéral S_α sont

$$S_s = \frac{V_c - V_x}{V_x} \quad (2.4)$$

$$S_\alpha = \frac{V_y}{V_x} = |\tan \alpha| \quad (2.5)$$

Si $V_x > V_c$, $V_x \neq 0$ alors $S_s \in [-1, 0)$.

- En traction, les glissements longitudinal S_s et latéral S_α sont donnés par

$$S_s = \frac{V_c - V_x}{V_c} \quad (2.6)$$

$$S_\alpha = \frac{V_y}{V_x} = (1 - S_s)|\tan \alpha| \quad (2.7)$$

Si $V_c > V_x$, $w \neq 0$ alors $S_s \in (0, 1]$

- Si $V_c = V_x$ il n'y a pas de glissement, ce qui ne se produit jamais sauf à l'arrêt lorsque $V_c = V_x = 0$.

Deux conventions sont utilisées pour séparer le cas traction et freinage (Fig. 2.2). Ainsi, en freinage, le glissement reste défini même lorsque la vitesse de rotation des roues s'annule (blocage des roues) ce qui peut présenter un intérêt numérique pour certaines applications.

Les efforts: Au niveau du contact, un torseur d'effort peut être défini avec 6 composantes (3 moments et 3 forces). Le repère utilisé pour décrire ces phénomènes est donné sur la figure 2.3. Les axes choisis sont complexes du fait de l'orientation de la roue vis-à-vis du châssis. Ainsi pour répercuter les efforts de contact sur le véhicule, il convient de faire les changements de repère adéquats. Généralement, pour la plupart des applications, seules trois composantes du torseur sont utilisées:

- **Force longitudinale:** il s'agit de la force de réaction du sol sur le véhicule pendant le freinage ou la traction. Fonction du glissement longitudinal, elle est négative lorsque le véhicule est en freinage et positive en traction (repère défini sur la figure 2.2).
- **Force latérale:** il s'agit de la force de réaction du sol sur le véhicule pendant le braquage des roues, elle est fonction du glissement latéral et longitudinal.

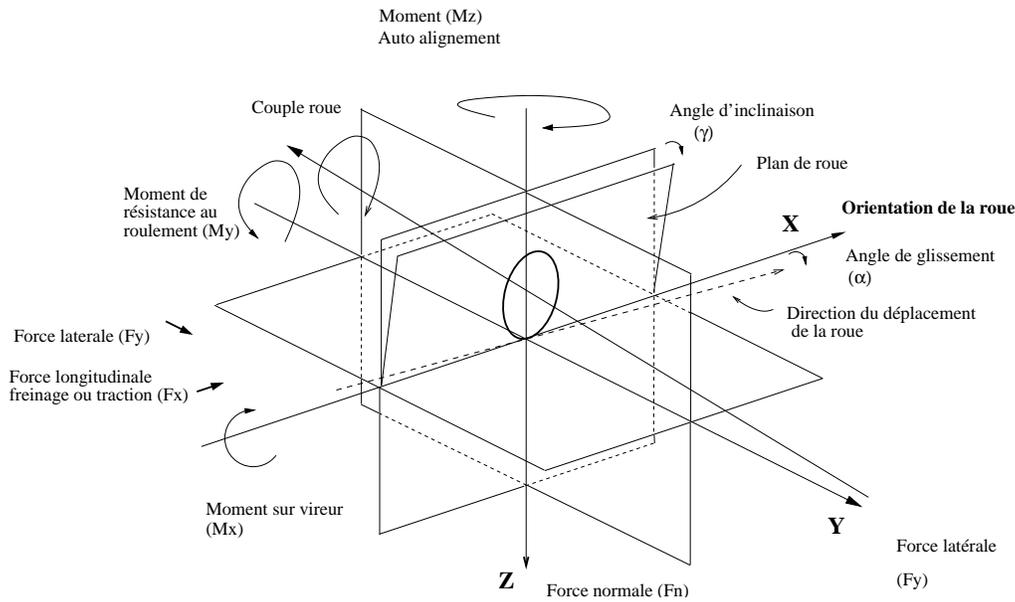


FIG. 2.3 – Les forces de contact: représentation standard dans l'industrie automobile (standard SAE, "Society of Automotive Engineering").

- **Moment d'auto-alignement:** Lorsque le pneu se déplace à la vitesse V suivant la direction α (Fig. 2.2) la force latérale F_s appliquée au centre de la roue et la force développée au niveau de la surface de contact F_y ne sont pas colinéaires. Pour les faibles glissement, F_y est généralement appliquée en arrière de la force latérale, donnant naissance à un couple qui tend à aligner la roue avec la direction du mouvement. Ce couple est appelé le moment d'auto-alignement. C'est l'un des moments principaux qui tend à ramener la direction de la roue dans sa position originale après avoir négocié le virage. Pour les grands angle de glissement, la zone de contact pneu-sol est fortement déformée. Le point d'application de la force F_y a tendance à avancer vers l'avant produisant ainsi une diminution du moment d'auto-alignement voir un effet contraire.

Les sections suivantes rappellent brièvement quelques modèles classiques utilisés dans la littérature et développent une approche basée sur les modèles de frottement sec du type Dahl [15], Bliman et al. [3], Canudas de Wit et Tsiotras [7].

2.3 Modèles de pneu empiriques

Les approches empiriques sont très souvent utilisées. Beaucoup de références existent dans la littérature (voir les travaux de Burckhardt [5], Milliken et Milliken [23], Bayle et al. [2] et une bonne étude littéraire peut être trouvée dans [21, 11]). Seule la méthode la plus utilisée dans la communauté scientifique et industrielle sera décrite. Elle est issue des travaux de Bakker et al. [1], Pacejka et Sharp [25], Pacejka et Besselink [24] et porte le nom de "formule magique". Le modèle est donné par la formule générale suivante (pour $i \in [1, 3]$):

$$\mathbf{y} = [y_i(\mathbf{x})] = [D_i \sin(C_i \arctan(\mathbf{B}_i \mathbf{x} - E_i (\mathbf{B}_i \mathbf{x} - \arctan(\mathbf{B}_i \mathbf{x}))))] \quad (2.8)$$

avec $\mathbf{y}, \mathbf{Y}, \mathbf{S}_v \in \mathbb{R}^3$, $\mathbf{Y}(x_i) = \mathbf{y}(x_i) + \mathbf{S}_v$ et $\mathbf{x}, \mathbf{X}, \mathbf{S}_h \in \mathbb{R}^2$, $\mathbf{x} = \mathbf{X} + \mathbf{S}_h$.

$$\mathbf{Y}(x_i) = \begin{bmatrix} \text{Force de traction } F_x \\ \text{Force latérale } F_y \\ \text{Moment d'auto-alignement } M_z \end{bmatrix}, \quad \mathbf{X} = \begin{bmatrix} \text{Glissement latéral } S_\alpha \\ \text{Glissement longitudinal } S_s \end{bmatrix} \quad (2.9)$$

Certains coefficients de cette formule ont une signification ‘‘physique’’ et peuvent permettre de faire varier quelque peu le domaine de validité du modèle (pour $i \in [1, 3]$):

$$\begin{array}{ll} \mathbf{B}_i : \text{Vecteur de raideur de dérive} & C_i : \text{Facteur de forme} \\ D_i : \text{Facteur de pic} & \mathbf{S}_v : \text{Biais vertical} \\ E_i : \text{Facteur de courbure} & \mathbf{S}_h : \text{Biais horizontal} \end{array} \quad (2.10)$$

Pour chaque composante $\mathbf{Y}(x) = [y_i] = [F_x, F_y, M_z]$, les coefficients (et vecteurs) $\mathbf{B}_i, C_i, D_i, E_i, \mathbf{S}_v, \mathbf{S}_h$ sont calculés à partir des paramètres généraux du modèle identifiés par les constructeurs de pneumatiques¹. Ce type de modèle fournit une représentation mathématique des efforts de contact en fonction des glissements pratiques définis dans la section 2.2. Les figures présentées en annexe B.2 donnent des exemples typiques de courbes de Pacejka pour les pneus du poids lourd qui est le véhicule étudié dans ce mémoire.

Remarque 2.1 Le modèle de Pacejka ([1, 25, 24]) utilise une convention différente pour les glissements:

$$S_s = \frac{V_{sx}}{V_x} \quad (2.11)$$

$$S_\alpha = \frac{V_{sy}}{V_x} \quad (2.12)$$

D’autres définitions sont également disponibles dans la littérature (voir les travaux de Gim et Nikravesh [19]). \square

Remarque 2.2 Pour certaines applications, seule la partie linéaire des courbes de Pacejka est utile. On parle alors de rigidité de dérive. Ces paramètres sont identifiés à l’aide des courbes données en annexe B.2 et sont utilisés pour établir des modèles dynamiques de véhicules comme le modèle deux roues ou ‘‘bicyclette’’ présenté dans la section 4.2.1 ainsi que d’autres modèles plus complexes. \square

Remarque 2.3 Une extension dynamique du modèle de Pacejka existe et sera mentionnée dans la section suivant. Elle est faite en se basant sur des considérations mécaniques (concept de longueur de relaxation). \square

2.4 Modèles de pneu physiques

Cette appellation regroupe les modèles qui décrivent la liaison pneu/sol de manière partiellement physique. Il n’existe malheureusement pas ‘‘un’’ modèle général

1. voir les références [1, 25, 24] pour plus de détails sur la définition des relations liants les coefficients du modèle

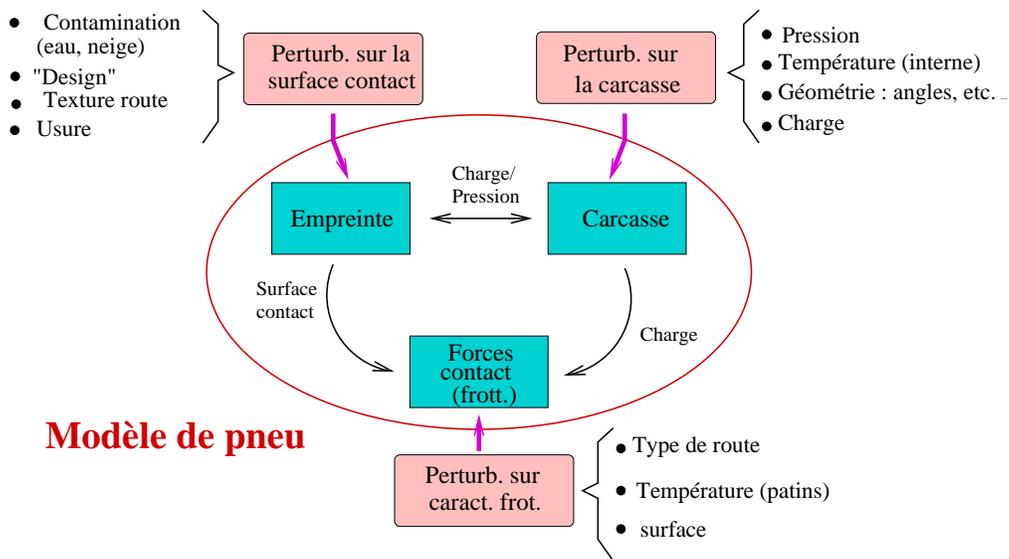


FIG. 2.4 – Représentation schématique des problèmes intervenant dans la modélisation des pneus.

inspiré des lois de la physique qui permette de décrire tous les phénomènes qui entrent en jeu. La particularité de tous ces modèles est de partir d’une vision globale du pneu et de décrire un problème particulier en détail. Ainsi la figure 2.4 donne une représentation des actions qui agissent sur le pneu. Dans la suite sont rappelés brièvement quelques modèles connus. A chaque fois le modèle décrit de manière approfondie quelques phénomènes bien précis et s’intègrent en ce sens dans le schéma global de la figure 2.4. Après cette discussion extensive des plusieurs solutions physiques, une approche particulière qui présente quelques avantages est décrite¹.

2.4.1 Modèles pseudo-statiques

Les modèles basés sur le concept glissement/adhésion interprètent de manière mathématique les phénomènes de glissement/adhésion qui se produisent à l’interface de contact entre le pneu et la route. Les concepts utilisés ici sont très largement utilisés dans de nombreuses applications et de précieux guides se trouvent dans les références [19, 14, 18, 17]. L’idée maîtresse est de séparer la zone de contact en une zone glissante et une zone adhérente. L’effort total produit à l’interface est donné par :

$$F_x = F_{s_x} + F_{a_x} \quad (2.13)$$

F_x la force de contact totale selon l’axe longitudinal, F_{s_x} la composante de la force dans la zone de glissement, F_{a_x} la composante dans la zone d’adhésion. Des méthodes de calcul de ces forces sont données dans les références citées précédemment.

2.4.2 Modèles de pneu dynamiques

Les phénomènes représentés dans la figure de synthèse 2.4 sont souvent complexes à interpréter de manière “statique” et l’on trouve une grande variété de modèles

1. Une discussion plus approfondie de ces différents modèles est disponible dans le rapport [11]

“dynamiques”.

Le modèle brosse (“Brush Model”) propose une interprétation intéressante et a rencontré un grand succès dans les dernières années (voir les travaux [29, 14]). Cette approche est basée sur une interprétation cinématique du contact entre le pneu et la route. Le modèle utilise une description stationnaire du frottement (souvent du type glissement/adhésion présentée dans la section précédente) à laquelle est greffée une équation dynamique qui représente la relaxation des patins en translation au contact du sol.

Modèles dynamique de la ceinture De nombreux modèles intègrent les caractéristiques dynamiques de la ceinture¹ dans la description du pneu en utilisant par ailleurs un modèle statique de frottement comme celui présenté en 2.4.1 ou comme les modèles empiriques décrits dans la section 2.3 ou même un simple modèle de Coulomb. Il existe à ce niveau différentes interprétations plus ou moins complexes qui s’efforcent de décrire l’enveloppe du pneu à l’aide d’équations mécaniques. Les modes mécaniques liés à la déformation de la carcasse du pneu sont ainsi décrits au moyen d’équations différentielles linéaires spatiales.

(i) *Premier ordre : longueur de relaxation*

Ce modèle décrit, au moyen d’un filtre du premier ordre le mouvement de la carcasse. Ce concept consiste au final à modéliser la rigidité de la carcasse pendant un mouvement latéral ou longitudinal.

(ii) *Modèle du second ordre : cinématique de la ceinture*

Des exemples de cette approche sont donnés dans les papiers de Sorine et Szymanski [26], Jansen et al. [20]. Cette technique permet de représenter les déplacements relatifs de l’enveloppe au moyen d’un système linéaire du second ordre. Le mouvement des patins est ainsi modélisé par un solide qui se déplace selon deux directions: le longitudinal, le latéral. Le déplacement en rotation (ou lacet) peut également être étudié.

(iii) *Modèle d’ordre N : description par éléments finis*

Cette fois ci l’enveloppe du pneu est décrite de manière fine afin de mettre en évidence des modes aux fréquences élevées. Cette étude précise de la mécanique du pneu peut s’avérer utile pour les applications de confort acoustique notamment. Quelques exemples sont présentés dans les travaux [22, 27].

Dans les applications qui concernent le contrôle de trajectoire, seuls les points (i) ou (ii) présentent de l’intérêt pour une description plus fine des phénomènes jusqu’à environ 50 Hertz (l’étude des systèmes de freinage peut nécessiter de telles bandes de fréquence par exemple). Rares sont les applications qui requièrent des fréquences plus élevées (étude acoustique pour réduire le bruit de roulement).

Modèles de frottement dynamique Les modèles regroupés sous cette appellation ont la particularité de décrire les phénomènes d’adhésion et de glissement au moyen d’un modèle dynamique de frottement. Il s’agit en définitif d’une description

1. La ceinture du pneu est l’extérieur du pneu qui est en contact avec le sol.

plus fine des problèmes définis en 2.4.1. Ce type de modèle ne prend naturellement pas en compte toutes les dynamiques qui interviennent au niveau du pneu puisqu'il n'intègre pas les dynamiques de l'enveloppe du pneu ou les déformations de la carcasse. Plusieurs exemples sont discutés dans les travaux de Bliman et al. [3], Canudas de Wit et Tsiotras [7] et l'approche sera présentée dans la section suivante. Il existe de nombreuses raisons pour utiliser ces modèles:

- le modèle propose une interprétation “physique” du contact et certains paramètres du modèle peuvent être interprétés.
- l'approche par modèle de frottement permet de mettre en évidence des propriétés de dissipativité intéressantes pour l'analyse.
- le modèle obtenu s'écrit sous une forme dynamique qui peut présenter des intérêts pour les applications de commande.

2.5 Approche par modèle de frottement dynamique

Sous cette dénomination sont rassemblés les modèles de pneus inspirés des travaux de [3, 7]. Comme cela est mentionné dans la section précédente, ces modèles de pneus sont basés sur une description semi-physique du frottement sec à l'interface pneu/sol. Les phénomènes dynamiques de frottement sont étudiés précisément et la cinématique de la zone de contact est modélisée. Il est important de rappeler quelques éléments de base en ce qui concerne l'utilisation de ces modèles de contact dynamique.

1. Le problème du contact pneu/sol est plus complexe que les phénomènes de frottement sec entre deux surfaces. Les modèles de frottement sec comme ceux présentés dans [15, 4, 6] ne décrivent pas immédiatement les effets désirés et les dynamiques qui sont évoquées concernent uniquement les dynamiques du frottement sec, non pas celle des déformations de l'enveloppe du pneu.
2. Les modèles de frottement inspirés de Dahl [15] peuvent néanmoins être adaptés au problème du contact pneu/sol mais il convient d'être prudent pour en faire une utilisation correcte. Ainsi, la déformation de la ceinture est un phénomène spatio-temporel qui se produit sur toute l'interface de contact. La formulation spatio-temporelle (discrétisation sur la surface de contact) est une donnée essentielle du problème pour utiliser un modèle de frottement sec dynamique afin de décrire les efforts pneu/sol. Cette formulation est relativement complexe¹. Le modèle distribué présente un intérêt certain pour évoluer vers une meilleure compréhension du pneu et décrire plus en détail les dynamiques du frottement.
3. Du fait de la complexité du problème, la plupart du temps, une expression réduite stationnaire du modèle est obtenue (voir [3, 7, 13]) alors que la mise en oeuvre du modèle complet distribué est très peu discutée. Cette utilisation stationnaire du modèle présente un intérêt réduit vis-à-vis des autres interprétations existantes dans la littérature puisqu'il n'existe pas de méthode de paramétrage normalisée et la formulation est très peu commode à utiliser.
4. Au vu des difficultés mentionnées, d'autres études visant à simplifier le modèle pour obtenir une description moyennée sont proposées dans les recherches [7, 9,

1. Des exemples d'utilisation du modèle de cette manière sont donnés dans le travail [26]

16, 12]. Cette voie est intéressante et promet des applications nouvelles pour la commande et la modélisation réduite des véhicules (voir par exemple [10, 8]).

Le principe des modèles de pneus basés sur les phénomènes de frottements est résumé dans la section suivante. Ensuite, l’approche moyenne est développée.

2.5.1 Principe de base

Le frottement sec est généralement décrit en utilisant un modèle de frottement simple discontinu comme celui de **Coulomb** ou d’autres interprétations plus physiques comme l’approche de Dahl [15]. Différentes approches issues de cette interprétation existent dans la littérature comme le modèle développé par Bliman et Sorine [4]” ou le modèle “LuGre” développé par Canudas de Wit et al. [6]. L’intérêt de ces travaux est l’utilisation d’une formulation dynamique pour éliminer les discontinuités du modèle de Coulomb. Soient x le déplacement relatif des deux surfaces de contact et u la vitesse relative entre les deux surfaces, le modèle est donné par

$$\frac{dF}{dx} = \sigma_0 \left(1 - \frac{F}{F_c} \text{sign}[u] \right)^\alpha \quad (2.14)$$

avec σ_0 un coefficient de rigidité, α un paramètre qui caractérise la forme de la courbe de frottement. La force de frottement $|F|$ ne sera jamais supérieure à F_c si la valeur initiale de $|F(0)|$ est telle que $|F(0)| < F_c$. F_c est le maximum de la force de frottement (force de Coulomb).

Ces concepts font l’objet d’une littérature abondante. La suite de cette présentation se concentre sur la modélisation de la liaison au sol en utilisant le modèle LuGre¹.

Utilisation du modèle LuGre. Le modèle LuGre interprète les phénomènes à l’interface de contact comme une série de micro pilosités en déflexion (voir Fig. 2.5). L’état interne du modèle $z(\xi, t)$ représente la coordonnée de ces micro pilosités, et les équations du modèle LuGre ([6]) distribué sont données par:

$$\begin{cases} \dot{z}(\xi, t) &= V_{sx} - \frac{\sigma_0}{g(V_{sx})} z(\xi, t) |V_{sx}| \\ \delta F &= \{ \sigma_0 z(\xi, t) + \sigma_1 \dot{z}(\xi, t) - \sigma_2 V_{sx} \} \delta F_n \end{cases} \quad (2.15)$$

avec $\delta F_n = F_n/L$, si la pression est uniformément distribuée sur la surface de contact. La fonction

$$g(V_{sx}) = \mu_c + (\mu_s - \mu_c) e^{-|V_{sx}|/v_s} \quad (2.16)$$

caractérise le régime statique du frottement sec avec μ_c , μ_s deux constantes liées au frottement de coulomb et v_s la vitesse de Stribeck. La représentation discrète des phénomènes est essentielle dans cette interprétation puisque la déflexion des patins est un phénomène macroscopique qui doit être pris en compte alors que le frottement sec est modélisé par un modèle microscopique. Soit ξ une tranche fine de la surface de contact en déformation pendant le roulage de la roue. La position de ξ est calculée par rapport au centre de la zone de contact. L’approximation $\dot{\xi} = \rho w$ est faite car la vitesse des points de la zone de contact est supposée identique pendant la traversée de l’empreinte. Pour chaque tranche ξ , les phénomènes de contact entre

1. Variante particulière du modèle de Dahl ([6])

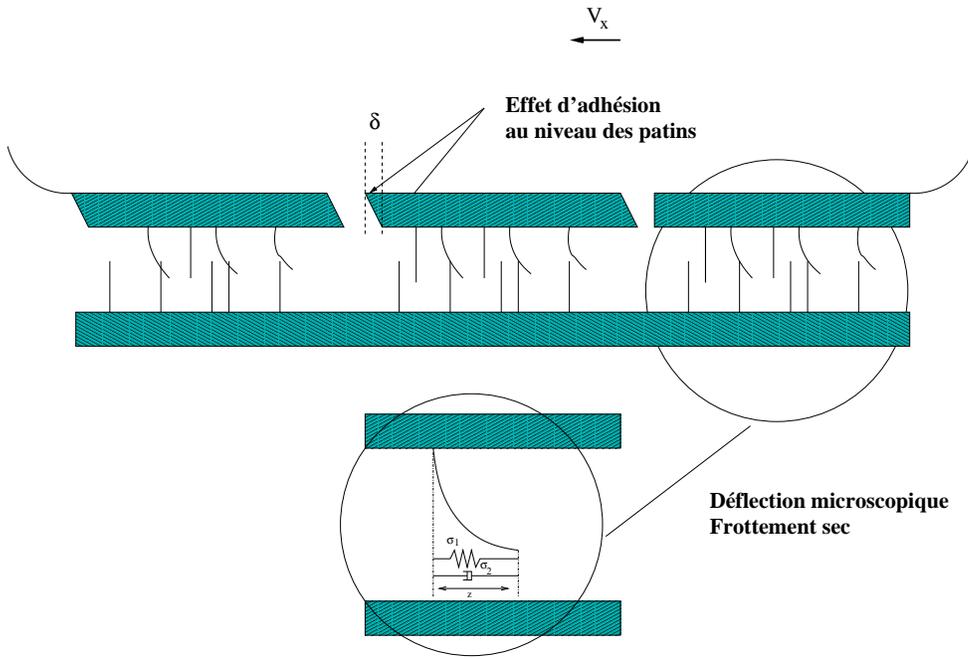


FIG. 2.5 – Le concept des micro pilosités. Dans ce cas, δ représente la déformation macroscopique du patin (comme pour le cas du “Brush model”). z représente les déformations microscopiques des pilosités qui décrivent le frottement sec.

le pneu et le sol sont décrit par un modèle de frottement.

Le système spatio-temporel est donné par les équations 2.15. La dérivée $\dot{z}(\xi, t)$ est une dérivée totale,

$$\dot{z}(\xi, t) = \frac{d}{dt}z(\xi, t) = \frac{\partial z(\xi, t)}{\partial \xi} \frac{\partial \xi}{\partial t} + \frac{\partial z(\xi, t)}{\partial t} \quad (2.17)$$

La relation $\dot{\xi} = \rho w$ est introduite dans les équations qui précèdent

$$\dot{z}(\xi, t) = \frac{\partial z(\xi, t)}{\partial \xi} |\rho w| + \frac{\partial z(\xi, t)}{\partial t} \quad (2.18)$$

Pour résoudre ce système spatio-temporel, il est nécessaire de faire appel à des méthodes numériques complexes ou de discrétiser la surface de contact. Dans un premier temps, la solution *stationnaire* est relativement facile et intéressante à étudier.

– *Solution stationnaire* (pur glissement)

Durant les conditions stationnaires, la valeur des efforts de contact à vitesse relative constante est calculée. Ainsi V_c , V et α sont maintenus constants pour chaque point de la courbe recherchée. Dans ces conditions, ξ et t ne sont plus des variables indépendantes et il est possible de résoudre le système 2.17 soit dans le temps, soit dans l’espace. Ainsi $z_i(\xi, t) = z_i(t)$ si une solution temporelle est souhaitée, et $z_i(\xi, t) = z_i(\xi)$ si la solution spatiale est calculée. Ces deux solutions sont identiques mais calculée dans l’espace ou dans le temps. Dans la suite la représentation en variables spatiales est calculée (variable ξ) dans le repère \mathcal{R}_0 défini précédemment. Comme $\dot{\xi} = V_c$ est constant,

$$\frac{d}{dt}z(\xi, t) = \frac{dz(\xi)}{d\xi} |\rho w| = V_{sx} - \frac{\sigma_0}{g(V_{sx})} z(\xi) |V_{sx}| \quad (2.19)$$

alors

$$z(\xi) = \text{sign}(V_{sx}) \frac{g(V_{sx})}{\sigma_0} (1 - e^{-\frac{\sigma_0 |V_{sx}| \rho w}{g(V_{sx})} \xi}) \quad (2.20)$$

La force totale de freinage est donnée par l'expression

$$F_b = \int_0^L \delta F(\xi) d\xi \quad (2.21)$$

soit

$$\frac{F_b}{F_n} = \text{sign}(V_{sx}) g(V_{sx}) \left[1 + \frac{Z}{L} (e^{-L/Z} - 1) \right] + \sigma_2 V_{sx} \quad (2.22)$$

avec

$$Z = \left| \frac{\rho w}{V_{sx}} \right| \frac{g(V_{sx})}{\sigma_0} \quad (2.23)$$

Dans le cas d'un freinage, le glissement longitudinal est défini par $S_{s_b} = \rho w / V_x - 1$ (i.e. $S_{s_b} = V_{sx} / V_x$). La vitesse V_x est constante le long de la courbe stationnaire des efforts de freinage.

Un exemple de courbes obtenues grâce au modèle précédent est proposé dans l'annexe B.2 où il est montré que ce modèle reproduit parfaitement les courbes classiques de Pacejka.

– Extension à deux dimensions

L'extension en deux dimensions fut proposée par Sorine et Szymanski [26] dans un contexte général. Le développement est simplifié dans cette section et pour plus de détails il est souhaitable de consulter le rapport [28]. Soit $\mathbf{z}^T = [z_x, z_y]$ le nouveaux vecteur d'état du modèle de frottement, $\mathbf{F}^T = [F_x, F_y]$ les efforts longitudinal et latéral. La dynamique de l'état interne est modifiée:

$$\dot{\mathbf{z}} = \dot{\mathbf{u}} - \lambda(\mathbf{u}, \dot{\mathbf{u}}, \mathbf{z}) M_k^{-2} \frac{K_0}{F_n} \mathbf{z} \quad (2.24)$$

$$\mathbf{F} = K_0 \mathbf{z} + K_1 \dot{\mathbf{z}} + K_2 \mathbf{u} \quad (2.25)$$

avec M_k la matrice des coefficients de frottement asymptotiques, M_s la matrice des coefficients de frottement statiques et K_i , $i \in [0, 2]$ les matrices des raideurs et amortissements. \mathbf{u}^T est le vecteur représentant la déformation relative de la zone de contact (sans considérer les mouvements de rotation $\dot{\phi}$ de la surface de contact, $\mathbf{u}^T = [V_{sx}, V_{sy}]$).

$$M_k = \begin{bmatrix} \mu_{kx} & 0 \\ 0 & \mu_{ky} \end{bmatrix} > 0, \quad M_s = \begin{bmatrix} \mu_{ks} & 0 \\ 0 & \mu_{ks} \end{bmatrix} > 0,$$

$$K_0 = F_n \begin{bmatrix} \sigma_{0x} & 0 \\ 0 & \sigma_{0y} \end{bmatrix} > 0, \quad K_1 = F_n \begin{bmatrix} \sigma_{1x} & 0 \\ 0 & \sigma_{1y} \end{bmatrix} > 0, \quad K_2 = F_n \begin{bmatrix} \sigma_{2x} & 0 \\ 0 & \sigma_{2y} \end{bmatrix} > 0$$

La fonction $\lambda(\mathbf{u}, \dot{\mathbf{u}}, \mathbf{z})$ permettant d'étendre le modèle LuGre au contact plan est de la forme

$$\lambda(\dot{\mathbf{u}}) = \frac{\|M_k^2 \dot{\mathbf{u}}\|}{g(\dot{\mathbf{u}})} \quad (2.26)$$

avec $g(\dot{\mathbf{u}})$, la fonction

$$g(\dot{\mathbf{u}}) = \frac{\|M_k^2 \dot{\mathbf{u}}\|}{\|M_k \dot{\mathbf{u}}\|} + \left(\frac{\|M_s^2 \dot{\mathbf{u}}\|}{\|M_s \dot{\mathbf{u}}\|} - \frac{\|M_k^2 \dot{\mathbf{u}}\|}{\|M_k \dot{\mathbf{u}}\|} \right) e^{\left(\frac{\|M_k^2 \dot{\mathbf{u}}\|}{\|M_k \dot{\mathbf{u}}\|} \right)^{1/2}} \quad (2.27)$$

Finalement, les efforts latéral et longitudinal dans chaque tranche ξ de l'empreinte sont décrits par deux modèles de frottement couplés.

$$\dot{z}_x(\xi, t) = V_{sx} - C_{0x}(\dot{\mathbf{u}})z_x(\xi, t)|V_{sx}| \quad (2.28a)$$

$$\dot{z}_y(\xi, t) = V_{sy} - C_{0y}(\dot{\mathbf{u}})z_y(\xi, t)|V_{sy}| \quad (2.28b)$$

avec la fonction de couplage

$$C_{0x}(\dot{\mathbf{u}}) = \frac{\lambda(\dot{\mathbf{u}})\sigma_{0x}}{\mu_{kx}^2} \quad \text{et} \quad C_{0y}(\dot{\mathbf{u}}) = \frac{\lambda(\dot{\mathbf{u}})\sigma_{0y}}{\mu_{ky}^2} \quad (2.29)$$

Les deux états internes sont utilisés pour définir les efforts globaux au niveau de chaque tranche ξ . De la même manière, la force est définie par

$$\delta F_x = (\sigma_{0x}z_x + \sigma_{1x}\dot{z}_x + \sigma_{2x}V_{sx}) \delta F_n \quad (2.30a)$$

$$\delta F_y = (\sigma_{0y}z_y + \sigma_{1y}\dot{z}_y + \sigma_{2y}V_{sy}) \delta F_n \quad (2.30b)$$

Comme précédemment, il est possible de déterminer la solution stationnaire à ce système:

$$F_x = \int_0^L \delta F_x(\xi) d\xi \quad (2.31a)$$

$$F_y = \int_0^L \delta F_y(\xi) d\xi \quad (2.31b)$$

$$M_z = \int_0^L \left(\frac{L}{2} - \xi \right) \delta F_y(\xi) d\xi \quad (2.31c)$$

Avant de procéder au calcul il est utile d'analyser d'un peu plus près le problème de la distribution de la pression sur la zone de contact.

Remarque 2.4 La section précédente considère une force normale uniforme le long de l'empreinte. Dans la réalité, la distribution de la force doit être choisie de sorte que les conditions limites de l'empreinte au sol soient nulles. Plusieurs fonctions mathématiques empiriques peuvent décrire convenablement ce phénomène dans les travaux [9]. La distribution de pression n'affecte pas seulement les conditions limites mais également le calcul du **moment d'auto-alignement**. Pour obtenir un moment d'auto-alignement cohérent, il est nécessaire d'utiliser une distribution non symétrique de la pression. Le point d'application de la force latérale sur l'empreinte du pneu détermine la forme de la courbe du moment d'auto-alignement. Dans la suite la pression est supposée trapézoïdale.

$$f_n(\xi) = \left\{ \begin{array}{ll} \alpha_1 \xi & \text{pour } 0 \leq \xi \leq \xi_L \\ P_m & \text{pour } \xi_L \leq \xi \leq \xi_R \\ \alpha_2 \xi + \beta & \text{pour } \xi_R \leq \xi \leq L \end{array} \right\} \quad (2.32)$$

avec P_m la valeur maximale de la pression, ξ_L et ξ_R deux distances qui déterminent la distribution de pression.

$$\alpha_1 = \frac{P_m}{\xi_L} \quad \alpha_2 = -\frac{P_m}{L - \xi_R} \quad \beta = \frac{LP_m}{L - \xi_R} \quad (2.33)$$

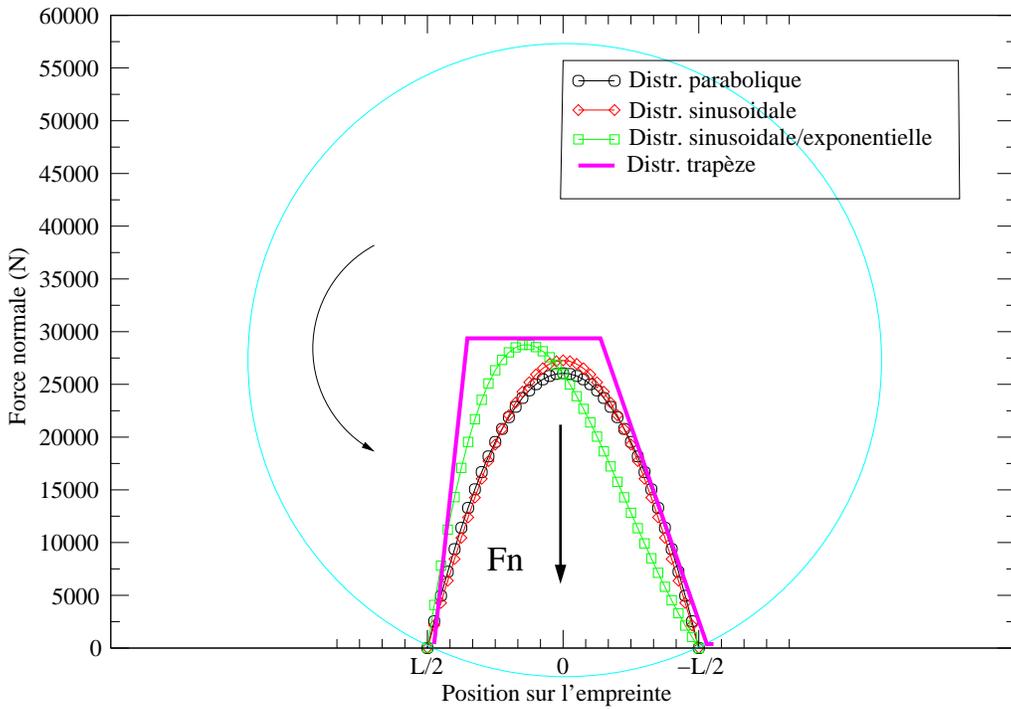


FIG. 2.6 – Exemple de distributions pour la force normale appliquée sur la surface de contact

la force normale totale appliquée sur la surface est donnée par

$$F_n = \int_0^L f_n(\xi) d\xi = \frac{L + \xi_R - \xi_L}{2} P_m \quad (2.34)$$

□

En utilisant la distribution trapézoïdale, les forces F_i , $i = x, y$ et le moment M_z ont des expressions plus complexes en stationnaire (voir [28] pour le calcul). Il est possible de reparamétriser ce modèle stationnaire en fonction des glissements suivant la définition choisie (voir 2.2). L'annexe B.2 montre que ce modèle peut facilement reproduire les courbes classiques données par les autres modèles empiriques de pneu comme par exemple [24] (ici dans un cas de pur glissement). D'autre part, les mouvements de lacet du pneu ne sont pas décrits par ce modèle. Il est nécessaire de reparamétriser le glissement en fonction de la vitesse de lacet, ou de manière approximative, d'ajouter un nouveau modèle de frottement dynamique pour décrire ce phénomène.

- Approximation statique pour les faibles glissements. Pour les faibles glissement, les relations précédentes sont linéaires et l'on retrouve un modèle classique de pneu. Cependant il est à noter que la raideur est définie par rapport au glissement théorique (traditionnellement la raideur est définie par rapport au glissement pratique utilisé par Pacejka):

$$F_x = K_x S_s = K_x \frac{V_{sx}}{\rho w} \quad (2.35a)$$

$$F_y = K_y S_\alpha = K_y \frac{V_{sy}}{\rho w} \quad (2.35b)$$

$$M_z = K_z S_\alpha = K_z \frac{V_{sy}}{\rho w} \quad (2.35c)$$

Remarque 2.5 La singularité rencontrée à vitesse nulle dans les modèles de contact usuels provient avant tout de la manière dont est posé le modèle et de l'introduction du concept de glissement. Lorsqu'on formule les équations en terme des vitesses de glissement les singularités disparaissent. La seule difficulté restante est le problème des roues bloquées lorsque $w = 0$. \square

En latéral, le glissement théorique est donné par la relation

$$S_\alpha = \frac{v \sin \alpha}{\rho w} \quad (2.36)$$

avec v la vitesse du véhicule, α l'angle de dérive, w la vitesse de rotation de la roue concernée. Il est peu commode d'utiliser un modèle exprimé en fonction des vitesses de rotation des roues. Généralement, l'approximation des petits angles de dérive et les faibles glissements longitudinal est utilisée.

$$S_\alpha = \frac{v \cos \alpha}{r w} \frac{v \sin \alpha}{v \cos \alpha} = (1 - S_s) \tan \alpha \approx \alpha \quad (2.37)$$

Cette méthode permet de simplifier l'étude du système en latéral en ne considérant plus les vitesses de rotation des roues individuellement.

Conclusion Le modèle distribué ne décrit pas tous les phénomènes discutés dans la figure 2.4. Il s'intéresse au problème de contact entre le sol et les patins tout en négligeant la dynamique de la ceinture. il est possible d'étendre la description pour décrire les modes de la ceinture comme cela a été fait dans [26]. Cette méthode discrétisée est intéressante pour décrire les phénomènes de contact finement mais est relativement lourde à mettre en oeuvre. La section suivante propose une alternative pour une utilisation plus aisée.

2.5.2 Modèle dynamique moyen

Le modèle discrétisé est très complexe et n'est pas utilisable simplement pour les applications de commande ou de modélisation. De la même façon, les modèles stationnaires présentent un intérêt limité car ils s'écrivent sous une forme statique. Il est intéressant de mener une étude pour réduire le modèle précédent sous forme moyenne et ainsi obtenir un modèle réduit composé de quelques équations différentielles plus faciles à manipuler. Un nouvel état interne moyen est défini:

$$\bar{z}_i(t) = \frac{1}{F_n} \int_0^L z_i(\xi, t) f_n(\xi) d\xi \quad (2.38)$$

avec L défini comme une surface élémentaire de contact.

$$\dot{\bar{z}}_i(t) = \frac{1}{F_n} \int_0^L \frac{\partial z_i}{\partial t}(\xi, t) f_n(\xi) d\xi \quad (2.39)$$

Le modèle moyen de pneumatique s'écrit (pour $i = x, y$):

$$\dot{\bar{z}}_i(t) = V_{si} - C_{0i}(\dot{\mathbf{u}}) \bar{z}_i(t) - \kappa_i(t) |\rho| \bar{z}_i \quad (2.40)$$

$$F_i(t) = \sigma_{0i} \bar{z}(t) + \sigma_{1i} \dot{\bar{z}}(t) + \sigma_{2i} \quad (2.41)$$

avec

$$\kappa_i(t) = \frac{\int_0^L z_i \frac{\partial f_n}{\partial \xi} d\xi}{\int_0^L z_i f_n d\xi}, \quad i = x, y \quad (2.42)$$

Grâce à un choix de la distribution de pression judicieux, les conditions frontières s'annulent et seul le terme $\kappa_i(t)$ reste à déterminer. Le calcul de $\kappa_i(t)$ est complexe. En général, $\kappa_i(t)$ est choisi de manière à faire coïncider le régime stationnaire du modèle de Pacejka avec le modèle approché. Des exemples de calcul sont proposés dans l'article [9]

Calcul du moment d'auto-alignement: le moment d'auto alignement nécessite l'introduction d'un état supplémentaire. Soit

$$\hat{z}_y(t) = \frac{1}{LF_n} \int_0^L z_y(\xi, t) f_n(\xi) \xi d\xi \quad (2.43)$$

et

$$\frac{d\hat{z}_y(t)}{dt} = \frac{1}{LF_n} \int_0^L \frac{\partial z_y(\xi, t)}{\partial t} f_n(\xi) \xi d\xi \quad (2.44)$$

Alors

$$M_z = F_n L \left\{ \sigma_{oy} \left(\frac{1}{2} \bar{z}_y(t) - \hat{z}(t) \right) + \sigma_{1y} \left(\frac{1}{2} \dot{\bar{z}}_y(t) - \dot{\hat{z}}(t) \right) + \sigma_{2y} \left(\frac{1}{2} V_{sy} - \frac{\varpi}{F_n L} \right) \right\} \quad (2.45)$$

où

$$\varpi = \int_0^L \xi f_n(\xi) d\xi \quad (2.46)$$

La dynamique de l'état interne s'écrit

$$\dot{\hat{z}}_i(t) = \frac{\varpi}{F_n L} V_{sy} - C_{0y}(\mathbf{u}) \hat{z}_y - \hat{\kappa}(t) |\rho w| \hat{z}_y + \frac{\rho w}{L} \bar{z}_y \quad (2.47)$$

avec

$$\hat{\kappa}(t) = - \frac{\int_0^L z_y \frac{\partial f_n}{\partial \xi} \xi d\xi}{\int_0^L z_y f_n d\xi} \quad (2.48)$$

Ici encore, le calcul de $\hat{\kappa}(t)$ est complexe. Il est encore choisi de manière à faire coïncider le régime stationnaire du modèle distribué avec le modèle approché. Des exemples sont illustrés dans [28].

2.6 Conclusion

Dans un premier temps, ce chapitre rappelle quelques éléments sur la modélisation des pneumatiques. Ensuite, une nouvelle approche basée sur les modèles de frottement dynamiques ([15, 6, 3]) est proposée. Cette nouvelle méthode présente plusieurs intérêts pour la simulation et la mise en place de commandes :

- Elle permet de décrire certaines dynamiques du frottement négligées jusqu'alors. Les dynamiques du frottement entre le pneu et la route sont intéressantes pour la simulation des véhicules aux faibles glissements.

- Le modèle est non linéaire et reproduit des propriétés d’hystérésis du système physique.
- Le modèle n’est pas figé pour une vitesse donnée mais permet de simuler le frottement pour des vitesses qui varient.
- L’approche est dynamique par opposition aux modèles classiques basés sur des équations statiques empiriques. Elle peut être utilisée dans la synthèse des commandes (ABS, commande latérale) de manière plus systématique.
- Le modèle moyen présente l’intérêt d’être fortement simplifié par rapport aux approches discrètes car il s’écrit sous forme d’un système différentiel de degrés réduit.
- Les mouvements de lacet du pneu ne sont pas décrits par ce modèle mais peuvent être ajoutés. Il est nécessaire de reparamétrer le glissement en fonction de la vitesse de lacet, ou de manière approximative, d’ajouter un nouveau modèle de frottement dynamique pour décrire ce phénomène.

Il sera intéressant par la suite de comparer les résultats obtenus en utilisant un modèle moyen et un modèle distribué afin de valider l’approche suivie. D’autre part, le modèle s’intéresse pour le moment au frottement et n’intègre pas les dynamiques de l’enveloppe. Le phénomène de relaxation, qui est essentiel pour une bonne description du pneu, devra être ajouté au modèle moyen.

De nombreuses applications de ce modèle sont envisagées ou ont été menées récemment comme les travaux sur la commande [10, 8]. D’autres applications visant à étendre le modèle pour différentes conditions de route peuvent être trouvées dans [13].

Pour des raisons pratiques, la suite de cette thèse utilise une approche classique basée sur un modèle linéarisé de contact. On a vu que beaucoup de contraintes sont associées à ce choix et au travers de cet état de l’art, on comprend qu’il est envisageable d’utiliser une nouvelle approche pour décrire les faibles vitesses, faire varier les efforts de contact avec la vitesse et éviter les singularités associées au modèle de contact pneu / sol linéaire. Pour mener à bien ce travail, il est nécessaire de poursuivre le développement d’un nouveau type de modèle véhicule basé sur ces connaissances. Ces travaux sont actuellement à l’étude.

Bibliographie

- [1] E. Bakker, L. Nyborg, et H. Pacejka. Tire Modeling for Use in Vehicle Dynamics Studies. *SAE Transactions*, (870421):190–204, 1987.
- [2] P. Bayle, J. Forissier, et S.Lafon. A new tire model for vehicle dynamics simulations. Dans *Automotive Technology International*, pages 193–198, 1993.
- [3] P. Bliman, T. Bonald, et M. Sorine. Hysteresis Operators and Tyre Friction Models: Application to Vehicle Dynamic Simulation. Dans *Proceedings of ICIAM’95*, Hamburg, Germany, 1995.
- [4] P. Bliman et M. Sorine. Friction modeling by hysteresis operators. application to dahl, sticktion and stribeck effects. Dans *Proceedings of the Conference ‘models of Hysteresis’*, Trento, Italy, 1991.
- [5] M. Burckhardt. *ABS und ASR, Sicherheitsrelevantes, Radschlupf-Regel System. Lecture Scriptum*, University of Braunschweig, Germany, 1987.

- [6] C. Canudas de Wit, H. Olsson, K. Aström, et P. Lischinsky. A New Model for Control of Systems with Friction. *IEEE Transactions on Automatic Control*, 40(3):419–425, 1995.
- [7] C. Canudas de Wit et P. Tsiotras. Dynamic Tire Friction Models for Vehicle Traction Control. Dans *Proceedings of 38th IEEE Conference of Decision and Control*, Phoenix, USA, 1999.
- [8] C. Canudas de Wit, P. Tsiotras, X. Claeys, J. Yi, et R. Horowitz. Friction road / tire modeling, estimation and optimal control. Dans *Proceedings of the 2001 NACO2 Lund Workshop*, Lund, Sueden, 2001.
- [9] C. Canudas de Wit, P. Tsiotras, E. Velenis, M. Basset, et G. Gissinger. Dynamic Friction Model for Road/Tire Longitudinal Interaction. *Submitted to the International Journal on Vehicle System Dynamics*, 2001.
- [10] Carlos Canudas de Wit et Roberto Horowitz. Observers for Tire/Road Contact Friction using only wheel angular velocity information. Dans *Proceedings of 38th IEEE Conference of Decision and Control*, Phoenix, USA, 1999.
- [11] X. Claeys. Inclusion des conditions de route dans les modèles de pneus (rapport en anglais). Dans *Renault Internal Report*, France, 2001. 64260/01/0104.
- [12] X. Claeys, J. Yi, L. Alvarez, R. Horowitz, C. Canudas de Wit, et L. Richard. A Simple 3D Parametric Dynamic Tire/Road Friction Model for Vehicle Simulation and Control. Dans *Proceeding of the ASME-IMECE world conference*, New-York, USA, 2001.
- [13] X. Claeys, J. Yi, L. Alvarez, R. Horowitz, C. Canudas de Wit, et L. Richard. Tire friction modeling under wet road conditions. Dans *Proceedings of the American Control Conference*, Washington, USA, 2001.
- [14] C. Clover et J. Bernard. Longitudinal tire dynamics. *Vehicle System Dynamics*, 29:231–259, 1998.
- [15] P. Dahl. Solid friction damping of mechanical vibrations. *AIAA Journal*, 14 (12):1675–1682, 1976.
- [16] J. Deur. Modeling and analysis of longitudinal tire dynamics based on the lugre friction model. Dans *Proceedings of the IFAC Conference on Advances in Automotive Control*, Karlsruhe, Germany, 2001.
- [17] F. Fancher, J. Bernard, C. Clover, et C. Winkler. Representing truck tire characteristics in simulations of braking and braking in turn maneuvers. Dans *Supplement to Vehicle System Dynamics: Tire Model For Vehicle Analysis*, volume 27, 1997.
- [18] P. Fancher et Z. Bareket. Including roadway and tread factors in a semi-empirical model of truck tires. Dans *Supplement to Vehicle System Dynamics: Tire Model For Vehicle Analysis*, volume 21, 1991.
- [19] G. Gim et P. Nikravesh. An Analytical Model of Pneumatic Tyres for Vehicle Dynamic Simulations. Part I: Pure Slips. *International Journal of Vehicle Design*, 11(6):589–618, 1990.
- [20] S. Jansen, L. Gootjes, J.P. Pauwelussen, et C. Schröder. Full vehicle ABS braking using the swift rigid ring tire model. Dans *1st Conference on Mechatronic Systems*, pages 115–120, Darmstadt, Germany, 2000.
- [21] C. Luders, D. Samier, et O. Sename. Tire model. Internal report, Laboratoire D'Automatique de Grenoble, 1999.

- [22] G. Mastinu, S. Gaiazzi, F. Montanaro, et D. Pirola. A semi-analytical tire model for steady- and transient state simulations. Dans *Supplement to Vehicle System Dynamics: Tire Model For Vehicle Analysis*, volume 27, 1997.
- [23] W. Milliken et D. Milliken. Race car vehicle dynamics. Dans *SAE*, 1995.
- [24] H. Pacejka et I. Besselink. Magic formula tire model with transient properties. Dans *Supplement to Vehicle System Dynamics: Tire Model For Vehicle Analysis*, volume 27, 1997.
- [25] H. Pacejka et R. Sharp. Shear Force Developments by Pneumatic Tires in Steady-State Conditions: A Review of Modeling Aspects. *Vehicle Systems Dynamics*, 20:121–176, 1991.
- [26] M. Sorine et J. Szymanski. A new all-vehicle-speed dynamic tire model. Dans *IFAC Symposium on Control in Transportation Systems 2000*, Braunschweig, Germany, June 13-15 2000.
- [27] J. Tanner. Computational methods for friction contact with application to the space shuttle orbiter nose-gear tire-development of frictional contact algorithm. Rapport interne, NASA, 1996. TP-3574.
- [28] S. Velenis. Extension of the lugre dynamic tire model to plane motion. Internal report, Laboratoire D'Automatique de Grenoble, 2001.
- [29] A. Van Zanten, W. Ruf, et A. Lutz. Measurement and simulation of transient tire forces. Dans *International Congress and Exposition*, Detroit, USA, 1989. SAE Technical Paper No 890640.

3. Le modèle dynamique du véhicule

3.1 Introduction

L'étude des commandes latérale et longitudinale des véhicules nécessite la mise en place de modèles simplifiés permettant de représenter les effets dynamiques prédominants. La figure 3.1 récapitule l'ensemble des interactions qu'il convient de prendre en compte pour réaliser un modèle global de véhicule. Un grand nombre de sous-systèmes relativement complexes doit être maîtrisé pour décrire finement les phénomènes suivants,

- les forces aérodynamiques,
- les forces gravitationnelles,
- les débattements des suspensions,
- les efforts de contact,
- les dynamiques des actionneurs,
- les mouvements de la caisse.

Il est nécessaire de trouver des expressions mathématiques pour décrire les mouvements du châssis soumis à toutes les interactions extérieures mentionnées (Fig. 3.1) pour pouvoir simuler le comportement global du véhicule¹. Dans la plupart des travaux disponibles dans la littérature, les commandes proposées sont décentralisées. Elles permettent de réaliser une fonction unique, par exemple la commande latérale, sans se préoccuper de toutes les dynamiques du châssis. C'est pour cette raison que le modèle global discuté dans ce paragraphe est généralement simplifié de façon conséquente pour limiter la dimension du système et ne prendre en compte que les degrés de liberté utiles. Pour l'étude des mouvement latéraux, seul le lacet et éventuellement le roulis du châssis ont un intérêt et seront pris en compte. Ce chapitre présente un modèle réduit du véhicule qui permettra l'étude de la commande latérale (modèle de conception).

1. Généralement le châssis est considéré comme un solide ayant 6 degrés de liberté (3 translations selon les axes x , y , z et 3 rotations ν (roulis), χ (tangage), Θ (lacet), respectivement selon les axes x , y et z).

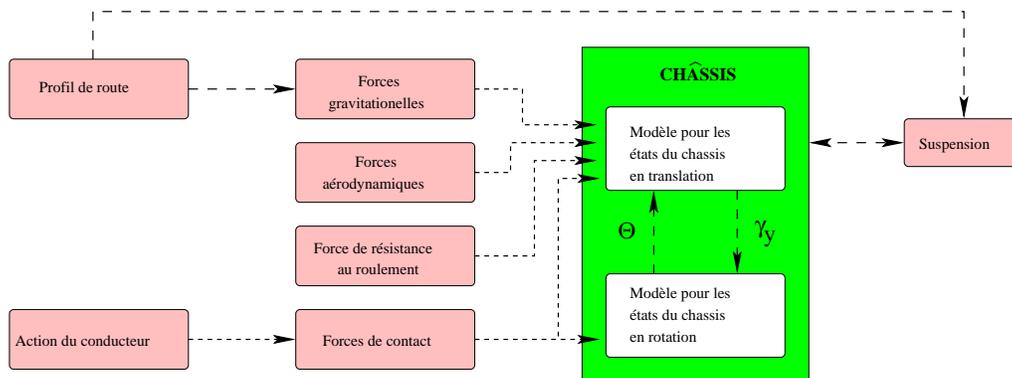


FIG. 3.1 – Schéma fonctionnel du véhicule. Il y a couplage entre les états en translation et en rotation du véhicule (Θ lacet, γ_y accélération latérale).

3.2 Modélisation pour la commande latérale

3.2.1 Repères utilisés

Il est nécessaire de fixer un certain nombre de repères pour écrire les équations dynamiques. Traditionnellement, le repère fixe lié au sol (noté \mathcal{R}_a) n'est jamais utilisé. Ce repère n'a pas une grande utilité pour décrire les mouvements du véhicule car les commandes embarquées utilisent généralement des informations relatives vis-à-vis de la route, de la trajectoire ou d'une cible quelconque.

Soit un repère mobile (noté \mathcal{R}_f pour "front") lié au centre de gravité du véhicule, solidaire avec l'axe qui passe par le centre des essieux, avec pour orientation les axes (X_f, Y_f, Z_f) représentés dans la figure 3.2 (droite). Ce repère est employé pour écrire les équations cinématiques du système. Un deuxième repère noté \mathcal{R}_{fs} (pour "front, suspension") lié cette fois-ci au châssis peut être utilisé pour décrire les forces et moments qui agissent sur le châssis en suspension¹. Ce repère a pour orientation les axes du châssis (X_{fs}, Y_{fs}, Z_{fs}) représentés sur la figure 3.2 (gauche). Le passage du repère \mathcal{R}_f à \mathcal{R}_{fs} se fait aisément en utilisant des matrices de rotations qui dépendent des angles de lacet, de roulis et de tangage du châssis vis-à-vis de la plateforme. Les repères \mathcal{R}_{fs} et \mathcal{R}_f sont confondus, lorsque les mouvements du châssis sont négligés, comme cela sera le cas dans notre étude.

Le repère \mathcal{R}_f est suffisant pour étudier les mouvements latéraux sans prendre en compte le déplacement de la caisse vis-à-vis de la plateforme. Dans le cas où il est souhaitable de compliquer la commande pour limiter le lacet, le roulis, ou même le tangage du véhicule², il faudra prendre en compte ces mouvements relatifs et généralement utiliser un repère plus adapté c'est à dire \mathcal{R}_{fs} .

Finalement, l'objectif de commande est de suivre une cible ou un repère donné. Par exemple, pour réaliser une commande latérale qui maintienne un véhicule dans sa voie, il est nécessaire d'utiliser un dispositif de repérage et de déterminer la position du véhicule par rapport à la trajectoire désirée. Dans ce cas, il est indispensable d'écrire les états du système par rapport à la cible qui se déplace dans l'espace et

1. un autre repère en suspension peut également être utilisé pour décrire les mouvements de la cabine du camion

2. afin d'améliorer le confort de conduite par exemple.

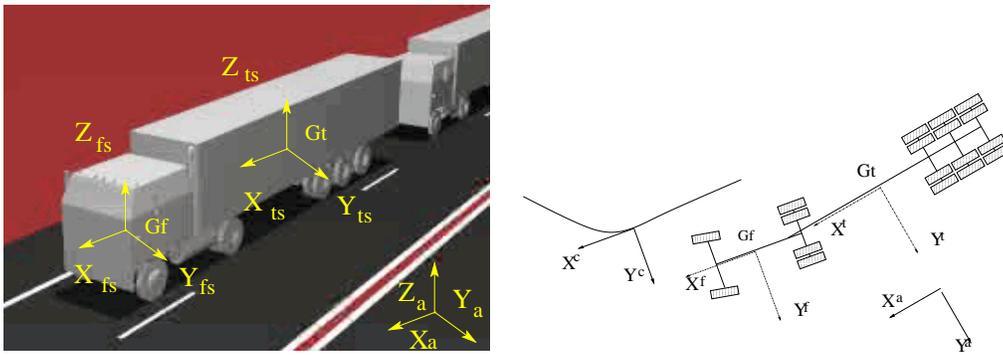


FIG. 3.2 – *A gauche, le repère châssis qui sert à étudier les mouvements relatifs par rapport aux essieux. A droite, le repère lié aux essieux choisi pour l'étude des mouvements du véhicule par rapport à une cible.*

d'utiliser un repère \mathcal{R}_c lié à la trajectoire désirée.

Remarque 3.1 Le déplacement du repère \mathcal{R}_c est dépendant de la stratégie de commande utilisée et sera différent d'une application à l'autre. \square

De même, des repères similaires (noté \mathcal{R}_t pour “trailer” et \mathcal{R}_{ts} pour “trailer, suspension”) peuvent être utilisés pour décrire les mouvements de la remorque.

3.2.2 Quelques modèles utilisés dans la littérature

Ce paragraphe présente quelques références concernant la mise en œuvre de modèles dynamiques de véhicule pour le contrôle latéral:

- De nombreuses références décrivent des modèles dit “cinématiques” du véhicule ([6]). Ils sont généralement adaptés pour les manœuvres basses vitesses et la robotique mobile mais peuvent également être utilisés pour la synthèse de commande par vision. Dans ce cas, le travail porte sur la planification de trajectoire ([8, 4]) avec prise en compte de certaines dynamiques comme celle du système de vision.
- Le modèle deux roues “bicyclette” (présenté dans la thèse [5, 7]) est couramment utilisé pour la mise en œuvre de la commande latérale. Une version étendue de ce modèle permet de modéliser un véhicule avec trois essieux ([3]) pour décrire une remorque par exemple.
- Le modèle Lagrangien tracteur-remorque de [1] prend en compte le roulis et le lacet du châssis de la remorque et du tracteur. Ce modèle est très bien adapté à la mise en place des lois de commandes latérales. L'intérêt du modèle présenté dans cette référence est également l'emploi du formalisme Lagrangien pour écrire les équations du mouvement. Cette méthode permet de faire disparaître les contraintes non holonomes au niveau de la liaison entre le poids lourd et la remorque et de faciliter l'étude.
- D'autres modèles simplifiés permettent d'approximer les dynamiques latérales du lacet du tracteur ([2]). Ils sont dédiés exclusivement à l'étude des lois de commandes latérales tout en prenant en compte la dérive du véhicule.

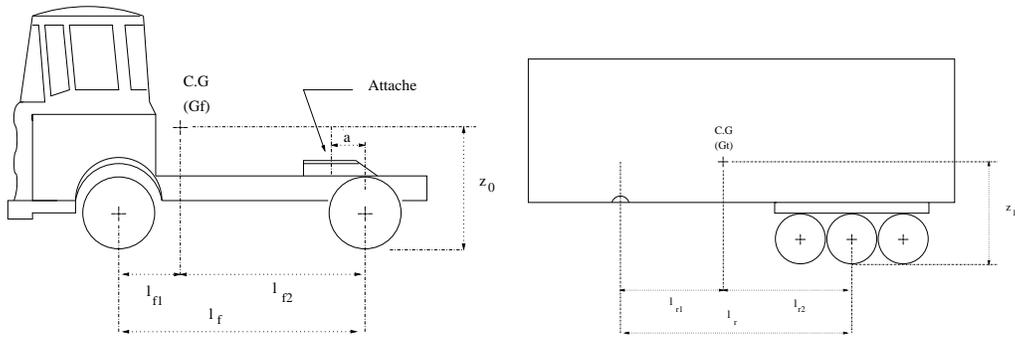


FIG. 3.3 – Dimensions du véhicule et de la remorque. Tous les véhicules sont supposés identiques et $l_f = l_{f_1} + l_{f_2}$ sera utilisé pour l'empatement du tracteur, $l_r = l_{r_1} + l_{r_2}$ pour l'empatement de la remorque. Les positions des centres de gravité du tracteur et de la remorque sont obtenues à l'aide des grandeurs l_{f_1} , l_{f_2} , l_{r_1} , l_{r_2} respectivement la distance entre essieu avant et le centre de gravité approché (c-d-g), essieu arrière et c-d-g approché du tracteur, l'essieu arrière du tracteur et le c-d-g approché de la remorque et enfin essieu arrière de la remorque et son c-d-g approché. Enfin a est la distance entre l'essieu arrière du tracteur et la connection tracteur - remorque (appelé plus communément 5^{ème} roue).

3.3 Adaptation d'un modèle à notre étude

3.3.1 Architecture du système

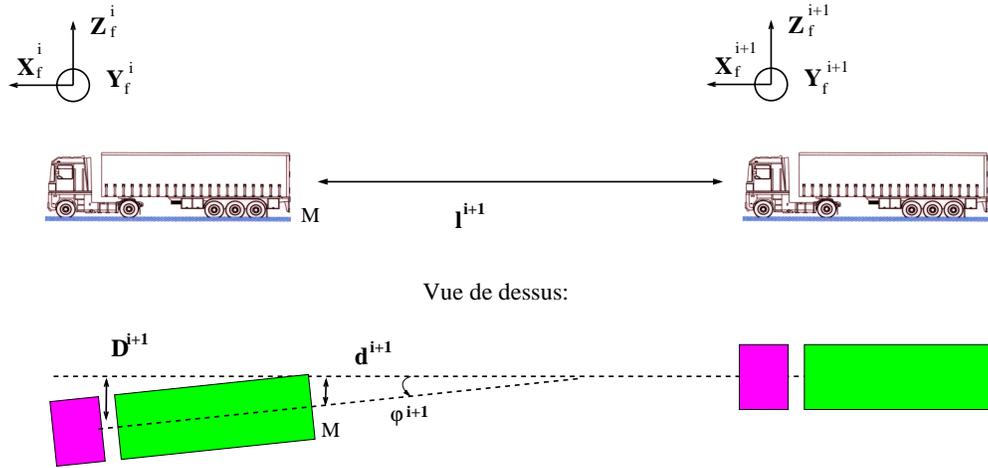
Pour réaliser l'étude de la commande il est nécessaire d'adapter un modèle dynamique à l'architecture du système de localisation utilisé. Ce système de localisation est représenté sur la figure 1.7 et 1.8 et se compose de deux caméras (pas de télémètre utilisé pour réaliser la commande latérale). Grâce au système de vision monoculaire doublée (gauche - droite), une cible est reconnue (la cible est une figure de 4 amers¹). A partir de l'analyse de la forme et de la position de l'image, les amers (donc le véhicule) sont localisés dans l'espace en position et orientation. Une information de profondeur est donnée par un algorithme de stéréo-vision adapté. Ce qui évite l'usage d'un télémètre.

Les informations fournies par le système de localisation (d^{i+1} , l^{i+1} et φ^{i+1} entre le véhicule i et $i + 1$ où d^{i+1} , l^{i+1} et φ^{i+1} entre le véhicule et la trajectoire) sont représentées sur la figure 3.4. Les distances sont calculées par rapport à l'axe central longitudinal du véhicule et au niveau du par-choc avant.

Propriété 3.1 Le système de localisation du véhicule a des performances limitées. Aussi l'écart latéral d^i n'est valable qu'en dessous d'un certain seuil $|d^i| \leq d_{max} = 2m$. De même le télémètre peut repérer un objet jusqu'à une distance maximale de $|l^i| \leq l_{max} = 100m$. Au delà les mesures sont saturées aux valeurs maximales. \square

1. Amers: motif particulier pour permettre la reconnaissance d'images à l'aide d'une caméra. Dans le projet Chauffeur, la cible est composée de quatres phares de type feux de signalisation, situés sur le véhicule à suivre. Un phare est composé d'une multitude de diodes lumineuses pour augmenter la durée de vie.

a) Suivi de camion



b) Suivi de trajectoire

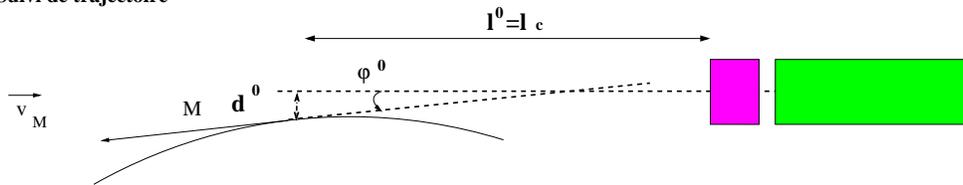


FIG. 3.4 – Principe de localisation du véhicule leader par le suiveur. La cible est représentée par le point M . a) Les variables d'état d^{i+1} , l^{i+1} et φ^{i+1} sont mesurées pour étudier le problème de commande en convoi. l'écart D^i peut être calculé si on souhaite étudier les mouvements du tracteur plutôt que ceux de la remorque b) Le repérage par rapport à une trajectoire fixe donne également les informations d^0 et φ^0 par rapport à la trajectoire à une distance $l^0 = l_c$ en avant du véhicule.

3.3.2 Relations cinématiques

Le modèle cinématique permet d'écrire des relations entre les vecteurs vitesses des véhicules. Cette écriture ne prend pas en compte les forces qui agissent sur le véhicule. La difficulté de ne considérer que la cinématique dans les problèmes de description des véhicules vient de ce que certaines grandeurs ne peuvent être exprimées autrement que par des liens avec les forces qui sont mises en jeu. Ainsi lorsque la notion d'angle de dérive est introduite, il n'est pas possible de relier cet angle avec l'angle de braquage sans utiliser les forces de contact roues-sol et donc les raideurs de dérive associées. Ce modèle n'est donc pas utilisable directement pour la commande à moins de réaliser des simplifications importantes.

Par exemple si une représentation deux roues ("bicyclette") d'un véhicule sur lequel nous indiquons tous les angles nécessaires à la description est utilisée, rien n'empêche d'écrire les relations cinématiques des vitesses en utilisant les angles des vecteurs (tout en prenant en considération la dérive de l'essieu avant). Cependant, pour établir le lien entre l'angle du vecteur vitesse et l'angle de braquage du véhicule, il faut introduire des relations dynamiques supplémentaires.

Pour cette raison beaucoup de modèles considèrent l'approximation de roulement sans glissement. Dans l'hypothèse de roulement sans glissement, les angles de dérive

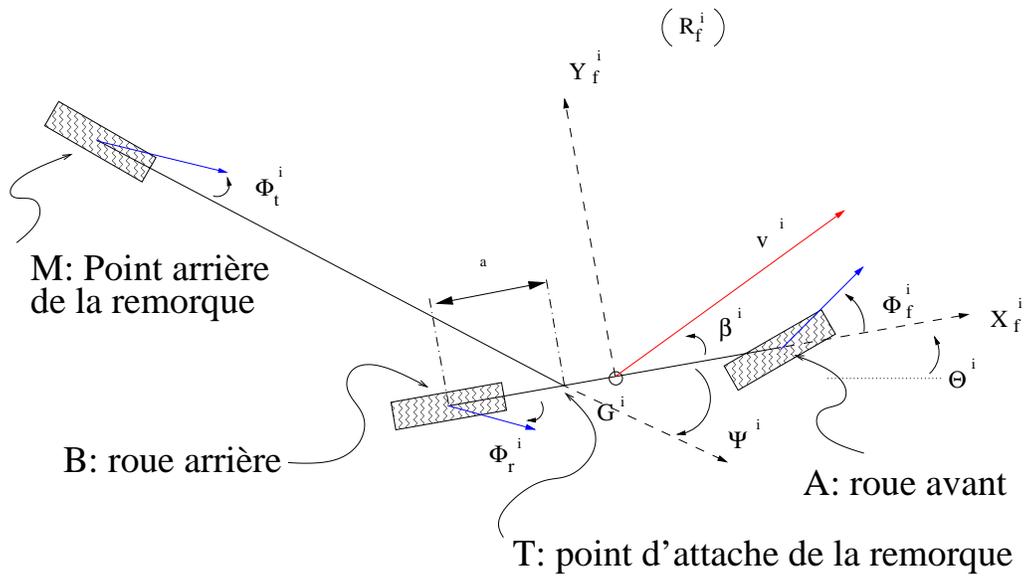


FIG. 3.5 – Variables d'état requises pour modéliser le véhicule i et sa remorque. v^i représente la norme de la vitesse du centre de gravité G^i du tracteur, Θ^i est l'angle de lacet du tracteur, l'angle du vecteur vitesse au niveau des roues du tracteur seront définis par Φ_j^i (Φ_f^i , angle avant du tracteur ou "front", Φ_r^i angle arrière du tracteur ou "rear", Φ_t^i angle arrière de la remorque ou "trailer"). L'angle d'articulation entre la remorque et le tracteur est Ψ^i .

sont considérés comme nuls. Il est donc immédiat d'exprimer l'angle du vecteur vitesse en fonction de l'angle de braquage, puisque ce sont les mêmes. Avec ces hypothèses, le modèle est considérablement simplifié mais ne décrit pas correctement le véhicule à haute vitesse. Dès lors que la vitesse des véhicules augmente, l'angle de dérive augmente. L'erreur qui est ainsi faite entre l'angle de braquage et l'angle effectif du vecteur vitesse est très variable suivant le cas de figure (cela dépend des caractéristiques du véhicule : survireur, sous-vireur, neutre) mais peut atteindre jusqu'à 20% et même davantage suivant le type de véhicule et les conditions de roulage. Ainsi l'expression stationnaire du braquage des roues d'un véhicule dans une courbe de rayon constant (R) est donnée par:

$$\delta = \underbrace{\frac{l_f}{R}}_{\text{angle géométrique}} + \underbrace{K_{us} \frac{v^2}{gR}}_{\text{angle de dérive}} \quad (3.1)$$

avec l_f la longueur du véhicule, v la vitesse longitudinale du véhicule, K_{us} une constante de glissement qui dépend des raideurs de dérive des pneus et g est la constante de gravité ([9]). Pour les grandes accélérations latérales l'angle de dérive peut être grand suivant le coefficient de dérive. Ce problème d'écart entre l'angle de braquage en courbe constante et l'angle de braquage des roues n'est qu'un aspect de la difficulté puisque la relation qui relie ces angles est dynamique. Il n'y a pas de facteur constant entre l'angle roue et l'angle du vecteur vitesse (fonction de v) comme dans l'exemple cité mais une relation dynamique complexe, d'où la validité toute relative du modèle sans glissement, mais aussi avec une prise en compte simplifiée des phénomènes.

Cinématique d'un poids lourd muni d'une remorque. La figure 3.5 donne une représentation tricycle simplifiée du véhicule et de sa remorque. Dans cette description une seule roue équivalente par essieu est modélisée. Les deux ou trois essieux de la remorque (suivant le type de remorque) sont également combinés en un seul afin de simplifier le modèle. Les relations cinématiques entre les angles et les vitesses représentés sur le schéma sont déduites simplement ainsi que les contraintes non holonomes au niveau de la liaison entre la remorque et le tracteur. Les notations utilisées dans la suite de l'analyse sont décrites sur la figure 3.5.

Le mouvement de la remorque est contraint du fait de la liaison physique avec le tracteur. Deux contraintes non holonomes entre la vitesse du centre de gravité (c.d.g) de la remorque et celle du tracteur sont écrites. La vitesse du c.d.g du tracteur est notée $\mathbf{v}^i = [U^i, V^i]$. soit

$$U^i = v^i \cos \beta^i \quad (3.2a)$$

$$V^i = v^i \sin \beta^i \quad (3.2b)$$

v^i la norme de la vitesse du tracteur. La vitesse du point d'attache de la remorque est notée $\mathbf{v}_T^i = [U_T^i, V_T^i]$ avec

$$U_T^i = U^i \quad (3.3a)$$

$$V_T^i = V^i + (a - l_{f2}) \dot{\Theta}^i \quad (3.3b)$$

La vitesse du point cible M de la remorque est notée $\mathbf{v}_M^i = [U_M^i, V_M^i]$. Elle est calculée en prenant en compte la contrainte non holonomes au niveau de la liaison tracteur-remorque.

$$U_M^i = U^i \cos \Psi^i - \left(V^i + (a - l_{f2}) \dot{\Theta}^i \right) \sin \Psi^i \quad (3.4a)$$

$$V_M^i = U^i \sin \Psi^i + \left(V^i + (a - l_{f2}) \dot{\Theta}^i \right) \cos \Psi^i - l_{r1} (\dot{\Theta}^i + \dot{\Psi}^i) \quad (3.4b)$$

Avec Ψ^i l'angle entre la remorque et le tracteur.

Composition des vitesses Pour déterminer les relations dynamiques qui régissent l^{i+1} et d^{i+1} , respectivement l'écart latéral et longitudinal entre deux véhicules ou entre un véhicule et la trajectoire désirée (voir fig. 3.4), il est nécessaire d'écrire les équations du point cible (point M localisé soit à l'arrière de la remorque au centre de l'essieu) dans le repère du suiveur \mathcal{R}_f^{i+1} . Quelques changements de repère seront nécessaires pour obtenir les coordonnées de la cible dans le bon repère. Les grandeurs mesurées l^{i+1} et d^{i+1} sont données sur la figure 3.4

– *Cas de la poursuite d'une trajectoire*

Le véhicule qui suit une trajectoire fixe est indexé 0 (leader). La vitesse longitudinale du véhicule est régulée et la distance l_c par rapport à la trajectoire est fixée. Le point M se déplace sur la trajectoire cible. D'où

$$\dot{d}^0 = -V^0 + U^0 \tan \varphi^0 - (l_c + l_{f1} + d \tan \varphi^0) \dot{\Theta}^0 \quad (3.5a)$$

$$\dot{\varphi}^0 = \frac{U^0 - d^0 \dot{\Theta}^0}{R \cos \varphi^0} - \dot{\Theta}^0 \quad (3.5b)$$

avec R le rayon de courbe au point cible et φ^0 l'angle de lacet entre le véhicule et la trajectoire.

– *Cas de la poursuite de véhicule*

On peut choisir de décrire les mouvements de la cible située à l'arrière de la remorque, ou sans grande difficulté supplémentaire, décrire les mouvements du point de liaison entre le tracteur leader et sa remorque¹ (voir la figure 3.4). Le système est différent du cas du suivi de trajectoire car on ne peut pas faire intervenir le rayon de courbure de la trajectoire du leader aisément. Par la suite l'écart entre les véhicules l^i est supposé régulé ($\dot{l}^i = 0$ et $l^i = l_c$).

a) Cible à l'arrière de la remorque (point M):

En notant V_M^i la vitesse latérale du point cible, On obtient

$$\dot{d}^{i+1} = \frac{V_M^i}{\cos \varphi^{i+1}} - V^{i+1} + U^{i+1} \tan \varphi^{i+1} \quad (3.6a)$$

$$\dot{\varphi}^{i+1} = \dot{\Theta}^i + \dot{\Psi}^i - \dot{\Theta}^{i+1} - (l_{f1} + l^{i+1} + d^{i+1} \tan \varphi^{i+1}) \dot{\Theta}^i \quad (3.6b)$$

La vitesse latérale du point M a une expression complexe, fonction des états du véhicule leader.

$$V_M^i = U^i \sin \Psi^i + \left(V^i + (a - l_{f2}) \dot{\Theta}^i \right) \cos \Psi^i - l_r (\dot{\Theta}^i + \dot{\Psi}^i)$$

b) Cible au point de liaison entre tracteur et remorque (point T):

En choisissant d'exprimer l'écart latéral par rapport au point T , le système est également facile à modéliser. Les nouveaux écarts latéral et longitudinal sont donnés par $D^{i+1} = d^{i+1} + l_r \sin \varphi^{i+1}$ et $L^{i+1} = l^{i+1} + l_r \cos \varphi^{i+1}$. Soit V_T^i la vitesse latérale du point cible T , on obtient

$$\dot{D}^{i+1} = \frac{V_T^i}{\cos \varphi^{i+1}} - V^{i+1} + U^{i+1} \tan \varphi^{i+1} \quad (3.7a)$$

$$\dot{\varphi}^{i+1} = \dot{\Theta}^i + \dot{\Psi}^i - \dot{\Theta}^{i+1} - (l_{f1} + L^{i+1} + D^{i+1} \tan \varphi^{i+1}) \dot{\Theta}^{i+1} \quad (3.7b)$$

La vitesse latérale du point T a une expression fonction des états du véhicule leader.

$$V_T^i = U^i \sin \Psi^i + \left(V^i + (a - l_{f2}) \dot{\Theta}^i \right) \cos \Psi^i$$

Ces dernières relations constituent la représentation cinématique du système en utilisant les variables d'état fixées au départ. Aucune approximation n'a été faite. Deux solutions sont envisageables pour dériver un modèle pour la commande :

- i) ajouter les équations dynamiques qui décrivent la dynamique du glissement (écriture des efforts sur les roues),
- ii) considérer l'approximation de roulement sans glissement (modèle réduit).

Dans le cas ii) le modèle utilisé est réduit et la commande doit être robuste aux dynamiques négligées.

1. Cette cible fictive présente l'intérêt d'être plus proche de la trajectoire suivie par le tracteur leader.

3.3.3 Relations dynamiques

La section 2.2 a permis de montrer qu'un glissement s'opère au niveau des roues de telle sorte que l'angle de braquage de la roue n'est pas le même que l'angle du vecteur vitesse, la différence entre ces deux angles étant l'angle de glissement ou angle de dérive. Le phénomène du glissement donne lieu à des forces de contact latérale sur chaque pneu. Une manière simple de décrire la dynamique du véhicule consiste à utiliser un modèle de véhicule linéaire tel que le modèle deux roues ("bicyclette") qui considère les efforts de contact linéaires et fonction de la dérive du pneu. Ainsi, les équations dynamiques du véhicule s'écrivent en utilisant les résultats de la section 2.35:

$$\dot{V}^i = -U^i \dot{\Theta}^i + \frac{1}{m} (C_{y_f} \alpha_f^i + C_{y_r} \alpha_r^i + F_y) \quad (3.8a)$$

$$\ddot{\Theta}^i = \frac{1}{J_{zz}} (l_{f_1} C_{y_f} \alpha_f^i - l_{f_2} C_{y_r} \alpha_r^i + M_z) \quad (3.8b)$$

Il est clair que les forces latérales de dérives sont approchées par un modèle linéaire qui n'est valable que pour les faibles glissements (approximation discutée dans la section 2.35).

Pour exprimer les angles de dérive du véhicule, il faut étudier le comportement cinématique de la région de contact des pneumatiques avec la route. En écrivant, pour les petits angles, les vecteurs vitesses des essieux avant, arrière et de la remorque, il est possible de déterminer une expression simple des angles de glissement.

$$\Phi_f^i = \frac{V^i}{U^i} + \frac{\dot{\Theta}^i l_{f_1}}{U^i} \quad (3.9a)$$

$$\Phi_r^i = \frac{V^i}{U^i} - \frac{\dot{\Theta}^i l_{f_2}}{U^i} \quad (3.9b)$$

$$\Phi_t^i = \Psi^i + \frac{V^i}{U^i} + \frac{(a - l_{f_2})}{U^i} \dot{\Theta}^i - \frac{(l_{r_1} + l_{r_2})}{U^i} (\dot{\Theta}^i + \dot{\Psi}^i) \quad (3.9c)$$

Les angles de dérive sont définis pour chaque roue de la manière suivante:

$$\alpha_f^i = \delta^i - \Phi_f^i \quad (3.10a)$$

$$\alpha_r^i = -\Phi_r^i \quad (3.10b)$$

$$\alpha_t^i = -\Phi_t^i \quad (3.10c)$$

Avec α_f^i , α_r^i respectivement les angles de dérive de l'essieu avant et arrière du tracteur, α_t^i l'angle de dérive de l'essieu arrière de la remorque. Seul l'angle de l'essieu avant δ^i est directeur et est commandé par le conducteur ou le système de commande.

L'écriture de ce modèle introduit une singularité pour $U^i = 0$. Contrairement au cas où les roues sont bloquées, il s'agit d'une singularité "d'écriture" qui permet de découpler partiellement la dynamique latérale de la dynamique longitudinale (élimination de la vitesse de rotation des roues). Pour les faibles glissements et les vitesses non nulles cette approximation est valable. Le modèle devient:

$$\begin{bmatrix} \dot{V}^i \\ \dot{\Theta}^i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{f_{11}^i}{U^i} & \frac{f_{12}^i}{U^i} \\ \frac{f_{21}^i}{U^i} & \frac{f_{22}^i}{U^i} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} V^i \\ \dot{\Theta}^i \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{g_{11}^i}{U^i} \\ \frac{g_{22}^i}{U^i} \end{bmatrix} U^i \delta^i + \begin{bmatrix} h_{11}^i & 0 \\ 0 & h_{22}^i \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} F_y^i \\ M_z^i \end{bmatrix} \quad (3.11)$$

Les coefficients f_{jk}^i , g_{jk}^i et h_{jk}^i , j et $k = \{1, 2\}$ sont des fonctions des paramètres du véhicule:

$$\begin{aligned} f_{11}^i &= -\frac{C_{y_f}^i + C_{y_r}^i}{m^i} & f_{12}^i &= \frac{C_{y_r}^i l_{f_2} - C_{y_f}^i l_{f_1}}{m^i} - U^i{}^2 & g_{11}^i &= \frac{C_{y_f}^i}{m^i} & h_{11}^i &= \frac{1}{m^i} \\ f_{21}^i &= \frac{C_{y_r}^i l_{f_2} - C_{y_f}^i l_{f_1}}{J_{z_z}^i} & f_{22}^i &= -\frac{C_{y_r}^i l_{f_2}^2 + C_{y_f}^i l_{f_1}^2}{J_{z_z}^i} & g_{22}^i &= \frac{C_{y_f}^i l_{f_1}}{J_{z_z}^i} & h_{22}^i &= \frac{1}{J_{z_z}^i} \end{aligned} \quad (3.12)$$

Ces équations permettent de décrire correctement la dynamique (et cinématique) du véhicule pour réaliser les applications de commande.

Remarque 3.2 Généralement le modèle deux roues est écrit en utilisant la variable angulaire de cap β^i , ce qui introduit une singularité supplémentaire dans les équations dynamiques du modèle qui précède. En utilisant la vitesse latérale V^i ce problème est supprimé. Si l'accélération est faible (vitesse presque constante), $\dot{V}^i \approx v^i \dot{\beta}^i$ et l'on retrouve le modèle classique largement utilisé dans la littérature. \square

Autres dynamiques Le chapitre 4 permettra de montrer que les dynamiques de l'actionneur de direction sont importantes pour l'étude de la commande latérale. Une description simple consistera à modéliser la dynamiques de l'actionneur par un filtre linéaire (Eq. 5.54). Ce résultat sera présenté dans le chapitre 5, et n'est valable que pour une commande de l'actionneur qui limite l'effet de la non linéarité du boîtier d'assistance.

L'actionneur de direction commandé est modélisé par un filtre du second ordre avec les caractéristiques w_a^i et ξ_a^i (chapitre 5). Soit

$$\ddot{\delta}^i = w_a^i{}^2 u^i - 2\xi_a^i w_a^i \dot{\delta}^i - w_a^i{}^2 \delta^i \quad (3.13)$$

avec u^i l'angle de braquage désiré.

3.4 Modèle pour la commande latérale

Le modèle dynamique n'est valable que pour les faibles glissements. On suppose dans la suite que l'angle relatif (φ^i) entre les véhicules est également faible. La formulation dynamique est possible en utilisant les coordonnées du point $M(d^i, l^i, \varphi^i)$ à l'arrière de la remorque ou celle de $T(D^i, L^i, \varphi^i)$ point de liaison entre la remorque et le tracteur. En négligeant les termes d'ordre deux le système s'écrit pour $i \geq 0$,

$$\begin{aligned} \dot{d}^i &= U^{i-1} \Psi^{i-1} + V^{i-1} + (a - l_{f_2} - l_r) \dot{\Theta}^{i-1} - l_r \dot{\Psi}^{i-1} \\ &\quad - V^i + U^i \varphi^i - (l_{f_1} + l^i) \dot{\Theta}^i \end{aligned} \quad (3.14a)$$

$$\dot{D}^i = V^{i-1} + (a - l_{f_2}) \dot{\Theta}^{i-1} - V^i + U^i \varphi^i - (l_{f_1} + L^i) \dot{\Theta}^i \quad (3.14b)$$

$$\dot{\varphi}^i = \dot{\Theta}^{i-1} + \dot{\Psi}^{i-1} - \dot{\Theta}^i \quad (3.14c)$$

Avec

$$V^{-1} = 0 \quad \dot{\Theta}^{-1} = 0 \quad \dot{\Psi}^{-1} = 0$$

Remarque 3.3 Tous les états présentés ne sont pas nécessaires pour décrire pleinement le véhicule. Θ^i , V^i et d^i (respectivement D^i) sont liés par une relation cinématique (Eq. 3.14a ou 3.14a) associant les états du véhicule précédent. De même, il

est aussi possible d'exprimer \dot{V}^i pour n'importe quel véhicule en fonction des états mesurables des véhicules précédents. Cela peut être intéressant si toutes les mesures sont transmises d'un véhicule à l'autre.

$$\dot{V}^i = U^i \dot{\varphi}^i - \ddot{\Theta}^i (l^i + l_{f_1}) - \ddot{d}^i - \sum_{j=0}^{i-1} \left(\ddot{d}^j + U^j (\dot{\varphi}^j + \dot{\Psi}^j) - \ddot{\Theta}^j (l_f + l^j - l_a + l_r) - l_r \dot{\Psi}^j \right) \quad (3.15)$$

ou

$$\dot{V}^i = U^i \dot{\varphi}^i - \ddot{\Theta}^i (L^i + l_{f_1}) - \ddot{D}^i - \sum_{j=0}^{i-1} \left(\ddot{D}^j + U^j \dot{\varphi}^j - \ddot{\Theta}^j (l_f + L^j - l_a) \right) \quad (3.16)$$

□

Le système complet régissant le déplacement du point M dans le repère du suiveur s'écrit

$$\begin{cases} \dot{\mathbf{x}}^i = A^i \mathbf{x}^i + R^i \mathbf{u}^i + T \dot{\Theta}^i + S^i \boldsymbol{\gamma}_M^i \\ \mathbf{y}^i = C^i \mathbf{x}^i \end{cases} \quad (3.17)$$

$\mathbf{x}^i = [x_j^i] \in \mathbb{R}^4$, avec $\{x_j^i\} = \{d^i, \dot{d}^i, \varphi^i, \dot{\varphi}^i\}$ pour $j \in [1, 6]$, $\mathbf{u}^i = [\delta^i] \in \mathbb{R}$ avec δ^i l'angle de braquage désiré pour le véhicule i , $\boldsymbol{\gamma}_M^i = [\gamma_j^i] \in \mathbb{R}^5$ pour $j \in [1, 4]$ les perturbations agissant sur la dynamique du véhicule i (forces et moments extérieurs agissant sur le tracteur, déplacement de la cible, termes de couplages). La sortie du système d'intérêt est l'écart latéral par rapport au véhicule précédent (ou à la trajectoire désirée si $i = 0$), $\mathbf{y} = [x_1^i] = \{d^i\} \in \mathbb{R}$. Pour $i \geq 0$, les matrices A^i , R^i , T^i et S^i sont définies par:

$$A^i = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{a_{11}^i(l^i)}{U^i} & a_{12}^i(l^i) & U^i \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & \frac{a_{21}^i}{U^i} & a_{22}^i & 0 \end{bmatrix}, \quad R^i = \begin{bmatrix} r_1^i(l^i) \\ 0 \\ r_2^i \end{bmatrix}, \quad T^i = \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{t_1^i(l^i)}{U^i} \\ 0 \\ \frac{t_2^i(l^i)}{U^i} \end{bmatrix},$$

$$\boldsymbol{\gamma}_M^i = \begin{bmatrix} F_y^i \\ M_z^i \\ \sum_{j=0}^{i-1} \left(U^j (\varphi^j + \Psi^j) - \dot{d}^j - \dot{\Theta}^j (l_f + l^j - l_a + l_r) - l_r \dot{\Psi}^j \right) \\ \sum_{j=0}^{i-1} \left(U^j (\dot{\varphi}^j + \dot{\Psi}^j) - \ddot{d}^j - \ddot{\Theta}^j (l_f + l^j - l_a + l_r) - l_r \ddot{\Psi}^j \right) \\ \ddot{\Theta}^{i-1} + \Psi^{i-1} \end{bmatrix}$$

$$S^i = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ s_{11}^i & s_{12}^i(l^i) & \frac{s_{13}^i(l^i)}{U^i} & s_{14}^i & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & s_{22}^i & \frac{s_{23}^i}{U^i} & 0 & 1 \end{bmatrix}, \quad C^i = [1 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0]$$

et pour $i = 0$, $l^0 = l_c$, $\mathbf{x}^{-1} = 0$, $U^{-1} = 0$ et $\varphi^{-1} = 0$.

$$\begin{aligned} a_{11}^i(l^i) &= f_{11}^i + (l^i + l_{f_1}) f_{21}^i & a_{21}^i &= f_{21}^i \\ a_{12}^i(l^i) &= -f_{11}^i - (l^i + l_{f_1}) f_{21}^i & a_{22}^i &= -f_{21}^i \\ r_1^i &= -(g_{11}^i + (l^i + l_{f_1}) g_{22}^i) & r_2^i &= -g_{22}^i \\ s_{11}^i &= -h_{11}^i & s_{12}^i(l^i) &= -h_{22}^i (l^i + l_{f_1}) \\ s_{13}^i(l^i) &= a_{12}^i & s_{14}^i &= 1 \\ s_{22}^i &= h_{22}^i & s_{23}^i &= f_{21}^i \\ t_1^i(l^i) &= [f_{11}^i + (l^i + l_{f_1}) f_{21}^i] (l^i + l_{f_1}) - (f_{12}^i + (l^i + l_{f_1}) f_{22}^i) & t_2^i(l^i) &= (l^i + l_{f_1}) f_{21}^i - f_{22}^i \end{aligned}$$

Remarque 3.4 Si on souhaite décrire les mouvements d'un point plus proche du centre de gravité du véhicule leader (pour réaliser un suivi d'une trajectoire plus proche du centre de gravité du leader), on peut utiliser une nouvelle cible virtuelle calculée à partir des données des capteurs: le point T . Le modèle dynamique est le même système avec un nouveau vecteur d'état $\mathbf{x}^i = [x_j^i] \in \mathbb{R}^4$, où $\{x_j^i\} = \{D^i, \dot{D}^i, \varphi^i, \dot{\varphi}^i\}$. La nouvelle distance inter-véhicules est L^i plutôt que l^i , et la nouvelle perturbation $\gamma_T^i \in \mathbb{R}^5$ est donnée par,

$$\gamma_T^i = \begin{bmatrix} F_y^i \\ M_z^i \\ \sum_{j=0}^{i-1} \left(U^j (\varphi^j + \Psi^j) - \dot{D}^j - \dot{\Theta}^j (l_f + L^j - l_a) \right) \\ \sum_{j=0}^{i-1} \left(U^j (\dot{\varphi}^j + \dot{\Psi}^j) - \ddot{D}^j - \ddot{\Theta}^j (l_f + L^j - l_a) \right) \\ \ddot{\Theta}^{i-1} + \Psi^{i-1} \end{bmatrix}$$

□

3.5 Conclusion

Ce chapitre présente un modèle dynamique régissant les distances entre deux véhicules d'un convoi de poids lourds. L'hypothèse de roulement sans glissement est utilisée pour simplifier au maximum le modèle de commande et faciliter l'étude des lois. Les chapitres qui suivent montreront comment exploiter ces résultats pour mettre en œuvre des commandes latérales performantes. Il sera montré également comment réaliser des commandes qui résistent aux dynamiques négligées et conférer au contrôle de bonnes propriétés de robustesse.

Bibliographie

- [1] C. Chen et M. Tomizuka. Dynamic modeling of articulated vehicles for automated highway systems. Dans *Proceedings of the American Control Conference*, 1995.
- [2] O. Gehring et H. Fritz. Lateral control for truck platooning in the chauffeur project. *IEEE Intelligent Transportation Systems*, 1998.
- [3] I. Haskara, C. Hatipoglu, et Ü. Özgüner. Combined decentralized longitudinal and lateral controller design for truck convoys. Dans *IEEE Intelligent Transportation Systems*, 1998.
- [4] Y. Ma, J. Kosecká, et S. Sastry. Vision guided navigation for a nonholonomic mobile robot. Dans *Internal Report*, 1997.
- [5] R. A. Ramirez Mendoza. *Modélisation et commande des véhicules automobiles*. PhD thesis, LAG/INPG, Grenoble, France, 1997.
- [6] A. D. Ndoubi-Likoho. *Comande non-linéaire des véhicules multicorps à roues*. PhD thesis, LAG/INPG, 1997.
- [7] R. A. Ramirez-Mendoza, M. M'Saad, L. Dugard, R. Majjad, et Mueller. Some advanced control techniques for automatic steering. Rapport interne, LAG/INPG, Grenoble, 1997. Fiche publication 97.055.

- [8] S. Soatto, R. Frezza, et P. Perona. Motion estimation via dynamic vision. *IEEE Transactions on Automatic Control*, March 1996.
- [9] J. Wong. *Theory of ground vehicles*. Wiley and Sons Inc, 1993.

4. L'actionneur de direction

L'actionneur de direction joue un rôle important pour permettre de piloter le véhicule. En conduite manuelle, sans moteur électrique, il transforme les actions élémentaires de l'opérateur en effet dynamique sur le châssis afin de modifier son comportement. Généralement, la dynamique de l'actionneur n'est pas étudiée de manière très détaillée pour les applications de contrôle de trajectoire. Très souvent, il est supposé avoir des performances élevées et la boucle interne de bas niveau est négligée. Dans d'autres situations, la dynamique de l'actionneur est prise en compte dans la synthèse de la commande de la boucle de régulation mais un modèle simpliste est utilisé (filtre, saturation, limiteur, etc...). La réalité est plus complexe, et l'actionneur motorisé a des caractéristiques dynamique loin d'être évidentes, non linéaire, qui agissent très certainement de manière importante sur le comportement du véhicule. Cet organe modifie les performances de la loi de pilotage du véhicule. Cette section présente les caractéristiques élémentaires qui doivent être prises en compte pour réaliser la commande latérale sans risquer de négliger des dynamiques fondamentales.

4.1 Analyse des efforts de contact sur les actionneurs

La section 2.2 rappelle les composantes des efforts de contact pneu/sol. Les actions de la route sur le véhicule sont modélisées au niveau du centre de la zone de contact entre le pneu et la chaussée. Elles sont transmises à l'actionneur de direction ou à l'arbre de transmission au travers du pneu et du train du véhicule. Pour une modélisation fine des actionneurs, il est nécessaire de déplacer le torseur d'efforts au niveau du pivot de roue par un calcul relativement complexe qui inclut la cinématique des trains de roue. Cette section montre comment déterminer ces efforts. La force de réaction sur le système de direction est décrite par le moment produit au niveau de l'axe de rotation des roues. On suppose qu'il s'agit de la somme exacte des actions produites par chaque roue, en négligeant le facteur géométrique lié à la cinématique des trains. Pour calculer ce moment, il est nécessaire de transférer toutes les actions de la route au niveau du pivot de roue (voir Fig. 4.2). Les principales

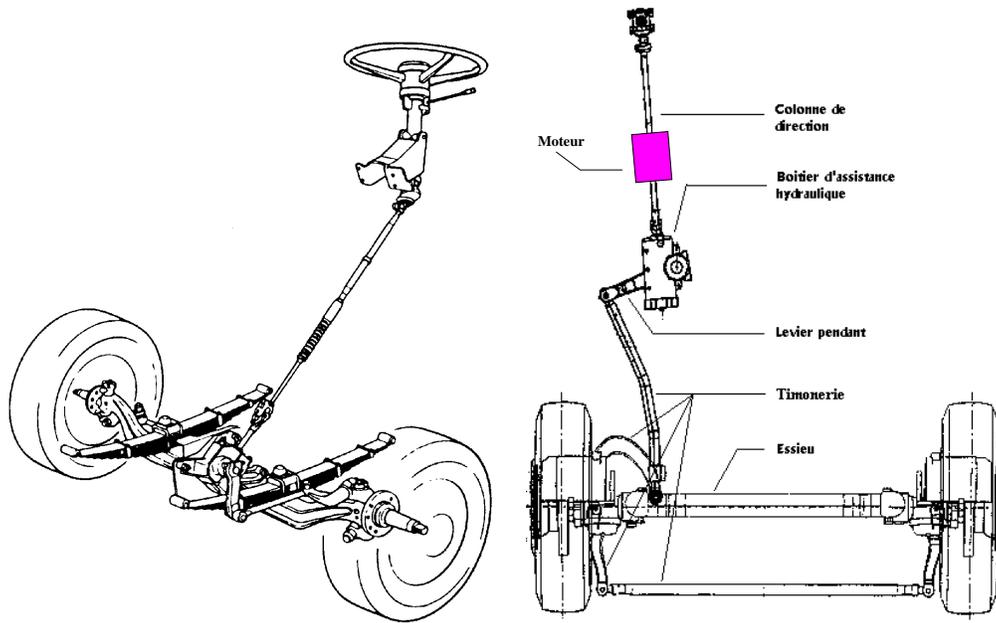


FIG. 4.1 – Actionneur de direction d'un poids lourd. Sur la figure de droite est représenté le moteur électrique utilisé pour commander le braquage des roues.

composantes sont données par

- le moment induit par les **forces verticales** M_v , donné par

$$M_v = -(F_{zl} + F_{zr}) d \sin \lambda \sin \delta + (F_{zl} - F_{zr}) d \sin \nu \sin \delta \quad (4.1)$$

avec

$$\begin{aligned} F_{zr}, F_{zl} &= \text{forces normales sur la roue droite et gauche,} \\ d &= \text{offset latéral au sol,} \\ \lambda &= \text{angle de pivot,} \\ \delta &= \text{angle de braquage des roues,} \\ \nu &= \text{angle de chasse.} \end{aligned}$$

L'angle de pivot induit un moment qui ramène les roues dans leur position centrale (pas de braquage) alors que l'angle de chasse se décompose en deux termes opposés en signe et qui tendent à s'équilibrer.

- le moment induit par les **forces latérales** M_l , donné par

$$M_l = (F_{yl} + F_{yr}) \rho \tan \nu \quad (4.2)$$

avec

$$\begin{aligned} F_{yr}, F_{yl} &= \text{forces latérales sur la roue droite et gauche} \\ \rho &= \text{rayon du pneu (Fig.2.2)} \end{aligned}$$

Un angle de chasse positif a tendance à limiter le braquage du véhicule donnant au conducteur l'impression que le véhicule "sous vire" (enroulement de direction).

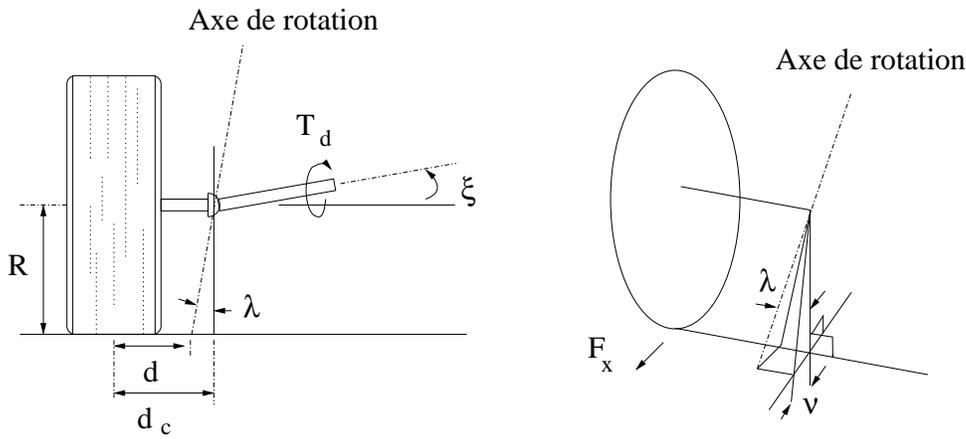


FIG. 4.2 – Le transfert des efforts au niveau du pivot de roue nécessite la prise en compte de la géométrie de la liaison roue/pivot.

- Le moment induit par les **forces de traction** M_t est donné par

$$M_t = (F_{xl} - F_{xr})d \quad (4.3)$$

avec

F_{xr}, F_{xl} = forces longitudinales de traction sur la roue droite et gauche

Cette composante tend à être faible voir négligeable car les moments sur les roues droite et gauche sont opposés. Lorsqu'une dissymétrie apparaît (par exemple lorsqu'un pneu éclate), ce moment M_t apparaît et il tend à faire tourner le véhicule.

- Le moment induit par les **moments d'auto-alignement** M_{at} est donné par

$$M_{at} = (M_{zl} + M_{zr}) \cos \sqrt{\lambda^2 + \nu^2} \quad (4.4)$$

avec

M_{zr}, M_{zl} = moments d'auto-alignement sur la roue droite et gauche

Ce moment agit de manière contraire au braquage de la direction et résiste au braquage des roues. Lorsque le braquage est trop important, le moment agit de manière contraire.

- Les efforts moteur sur le train (les poids lourds sont souvent des véhicules à propulsion et ne sont pas concernés par ces efforts) avant induisent également un **moment moteur** M_{sa} , sur l'axe de rotation de la roue

$$M_{sa} = F_x [\cos \nu \cos \lambda + r \sin(\lambda + \xi)] \quad (4.5)$$

avec

ξ = angle de l'arbre moteur (Fig. 4.2)

Ce moment tend à limiter la mise en virage du véhicule (comportement sous vireur).

Le moment total exercé sur le pivot de roue est la somme de tous ces moments.

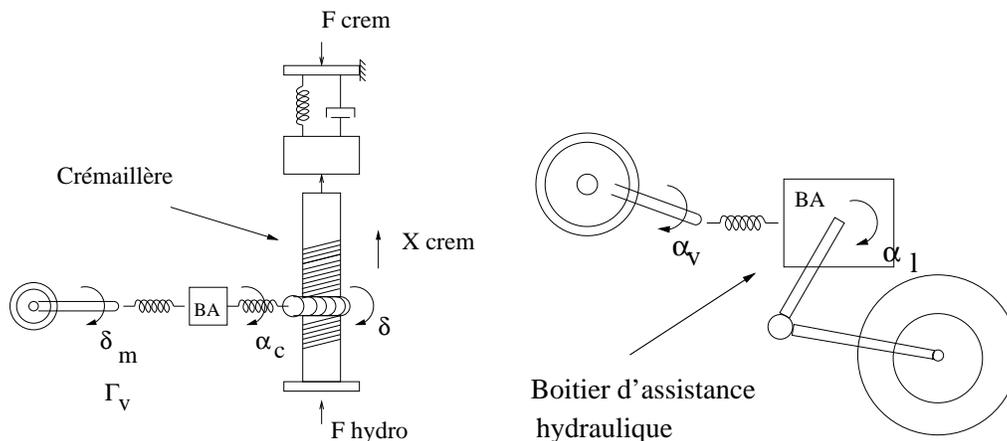


FIG. 4.3 – Schéma simplifié de la colonne de direction. À gauche la crémaillère classique de voiture, à droite le principe de la direction d'un véhicule industriel.

4.2 Actionneur pour le contrôle latéral

Une des phases de l'étude de la commande des poids lourds en convoi est la commande latérale bas niveau. Il s'agit de contrôler l'angle de braquage du véhicule via un moteur agissant sur la colonne du volant. Il est nécessaire de disposer pour cette étude d'un modèle de direction détaillé. Ce travail est proposé dans ce chapitre ([4, 5]). Les schémas 4.1 et 4.3 présentent les caractéristiques générales des systèmes de direction hydraulique utilisés sur le poids lourd ou l'automobile. De nombreuses références apportent des informations complémentaires sur ces systèmes et permettent de bien comprendre la modélisation de la direction assistée d'un véhicule ([18, 15, 13, 17, 6, 11, 7, 12, 2, 1, 16]). Une aide à la formulation des problèmes d'hydraulique généraux peut également être consultée dans les ouvrages ([10, 9]) afin d'appréhender la physique utilisée pour la modélisation. La figure 4.3 montre que le poids lourd et le véhicule léger ont des architectures de direction assistée différentes. Cependant le modèle d'assistance hydraulique peut être adapté sans grande difficulté d'un type de véhicule à l'autre, le principe de la modélisation hydraulique restant très semblable. La principale différence entre les deux types d'assistances étant le pouvoir d'assistance. Sur un poids lourds l'assistance reste très limitée par rapports aux efforts considérables qui peuvent agir sur les roues. C'est pour cela que le volant est beaucoup plus grand que sur une voiture (le conducteur est fortement sollicité pour les manœuvres).

4.2.1 Présentation d'un modèle de direction

Le modèle de direction présenté dans ce paragraphe décrit les trois parties, colonne volant, colonne moteur et boîtier d'assistance hydraulique de la direction. Ce dernier élément confère à la direction assistée une caractéristique très particulière appelée "loi de valve" qui est issue de la loi de variation des pressions dans le boîtier d'assistance. Le schéma fonctionnel de la direction permet d'avoir une vision plus globale du système (Fig. 4.4) et de mieux comprendre le fonctionnement de la direction assistée.

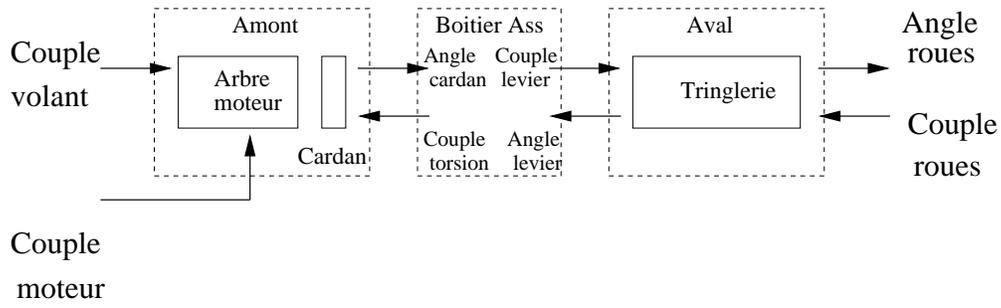


FIG. 4.4 – Schéma fonctionnel du modèle de direction comportant les trois parties que l'on décrira dans la suite : amont, boîtier d'assistance et aval.

Description du moteur électrique : la colonne de direction est actionnée en appliquant un couple de braquage analogue à celui du conducteur. Plusieurs architectures existent pour implanter un moteur sur la direction du véhicule. Dans le projet, un moteur coaxial fixé sur la colonne de direction a été ajouté (Fig. 4.1). D'autres techniques sont parfois utilisées comme cela est représenté sur la figure 5.1. Sur ce schéma le moteur est délocalisé et agit au travers une démultiplication sur la colonne. Afin de simplifier l'étude, le transfert entre le courant d'entrée du moteur I et le couple du moteur u_m est négligé. Le couple moteur est obtenu directement par la relation

$$u_m = k_I I \quad (4.6)$$

avec k_I le gain statique entre le couple moteur et le courant d'entrée du moteur. Dans la suite u_m est prise comme l'entrée du système.

Remarque 4.1 Le couple fourni par le moteur est limité. Soit u_{max} le couple maximum disponible. \square

Description des éléments mécaniques

- L'amont de la direction d'un poids lourd se compose d'un arbre mécanique relié au boîtier d'assistance. Cette tringlerie permet de transmettre le couple fourni au volant ou par un moteur qui actionne la colonne, au niveau du boîtier d'assistance hydraulique.

L'équation mécanique de l'amont est

$$I_m \ddot{\delta}_m = u_m - \Gamma_t - f_{s_m} \text{sign} \dot{\delta}_m - f_{v_m} \dot{\delta}_m \quad (4.7)$$

avec δ_m l'angle de la colonne volant, I_m l'inertie de la colonne volant qui inclut également celle du moteur coaxial placé sur l'axe du volant et le volant. f_{v_m} , f_{s_m} sont les coefficients de frottement visqueux et de Coulomb qui agissent sur la colonne de direction. Γ_t est le couple de torsion issu du boîtier d'assistance. L'expression de Γ_t est donnée par:

$$\Gamma_t = k_t \delta_t \quad (4.8)$$

avec k_t la raideur de la barre de torsion. L'angle de torsion δ_t est donné par:

$$\delta_t = \delta_m - g\delta. \quad (4.9)$$

avec g le facteur géométrique constant dû aux liens mécaniques dans le boîtier. δ est l'angle du levier pendant (supposé dans la suite égal à l'angle roue) dont la dynamique est donnée dans le paragraphe qui suit.

- L'aval se compose de nombreux éléments mécaniques de tringlerie. Ces éléments sont représentés en utilisant une modélisation très simplifiée : un arbre moteur et des effets de frottement sec et visqueux.

Mise en équation du système mécanique:

$$I_r \ddot{\delta} = \Gamma_l - \Gamma_r - f_{s_r} \text{sign} \dot{\delta} - f_{v_r} \dot{\delta} \quad (4.10)$$

I_r est l'inertie du levier pendant, f_{v_r} , f_{s_r} sont respectivement les coefficients de frottement sec et visqueux agissant sur le levier pendant. Γ_l est le couple d'assistance total fourni par le boîtier d'assistance dont l'expression mathématique est donnée plus loin. Γ_r décrit les forces de contact pneu/sol qui agissent sur la direction.

- La liaison pivot de roue: pour l'analyse du système de direction, seulement deux composantes importantes mentionnées dans la section 4.1 sont généralement utilisées: *forces latérales*, *moment d'auto-alignement*. Ces efforts affectent la caractéristique du modèle de direction et plus particulièrement les relations entre les variétés d'équilibres (ainsi, le couple u nécessaire au volant pour braquer le véhicule d'un angle δ dépend de Γ_r). D'après la section qui précède, les efforts au niveau des roues qui agissent sur le système de direction sont donnés par

$$\Gamma_r = (2r \tan(\nu) \cdot C_{y_f} - 2 \cos \sqrt{\lambda^2 + \nu^2} M_{y_f}) \frac{v_s}{v} = \kappa \frac{v_s}{v} \quad (4.11)$$

où $C_{F_{y_f}}$ est la raideur de dérive de l'essieu avant et $C_{M_{y_f}}$ la raideur d'auto-alignement (pour simplifier, seule la partie linéaire des efforts de contact est modélisée). Ces efforts de frottement sont dépendants de l'interaction pneus/sol et il est difficile d'avoir une idée précise de ces paramètres. κ est la raideur de dérive équivalente et v_s la vitesse de glissement des roues défini par:

$$v_s = v\delta - V - (l_{f_1} + l_{f_2})\dot{\Theta} \quad (4.12)$$

v est la vitesse du véhicule, V est la composante de la vitesse dans la direction latérale au véhicule, $\dot{\Theta}$ est la vitesse de lacet et $l_{f_1} + l_{f_2}$ l'empatement du véhicule. Ces grandeurs sont représentées plus en détail dans le chapitre 3.

Description de l'assistance hydraulique Le boîtier d'assistance hydraulique est un élément important du système de direction. Il agit comme un amplificateur de couple. Le couple fourni en entrée du boîtier d'assistance est amplifié puis transmis sur le levier pendant de sortie du boîtier. La principale caractéristique du boîtier d'assistance est que le couple de sortie est composé de deux couples: un couple amplifié par le système hydraulique et un couple transmis directement au travers du boîtier d'assistance. Cette caractéristique est classique pour ce type de système, car cela permet en cas de défaillance de la partie hydraulique d'avoir toujours une composante du couple de braquage qui soit transmise aux roues. Le schéma fonctionnel est donné sur la figure 4.5. L'assistance hydraulique se compose du vérin, d'un système de régulation de pression et d'un distributeur hydraulique. Ces composants sont modélisés de la manière suivante:

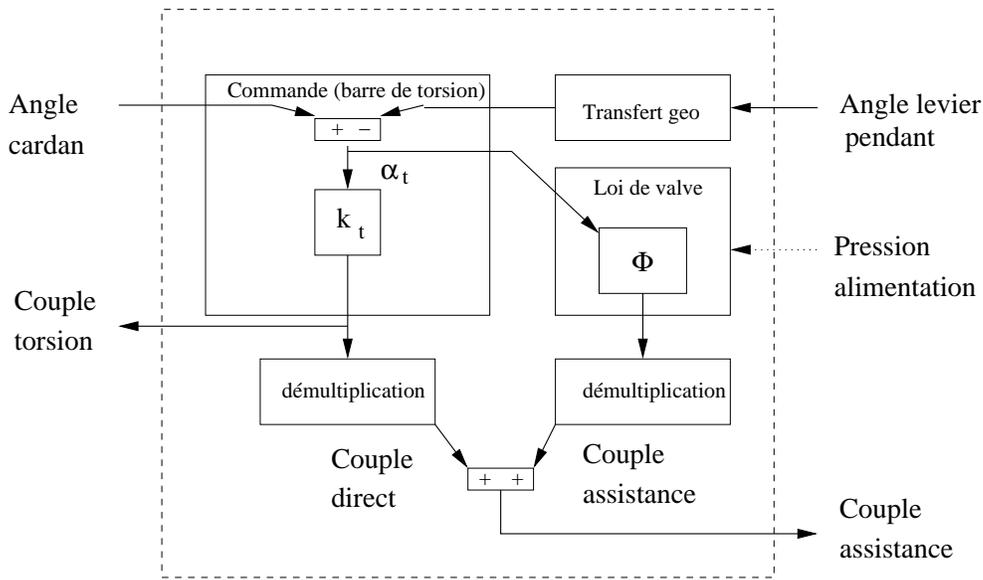


FIG. 4.5 – Schéma fonctionnel du boîtier d'assistance : Le couple total d'assistance est la somme d'un couple transmis directement par la partie mécanique du dispositif (à gauche du schéma) avec un couple fourni par la pression dans la valve (à droite du schéma). La fonction Φ représente le modèle de valve non linéaire qui sera détaillé dans cette section

- Le boîtier d'assistance hydraulique représenté sur la Fig. 4.6 est le principal composant de l'assistance hydraulique. Il fournit l'amplification de couple nécessaire pour faciliter la conduite. Le modèle de direction assistée a été obtenu en considérant la compressibilité du fluide et les fuites d'huile au niveau du vérin. Cependant, l'inertie et les frottements du piston sont négligés. Enfin, le boîtier d'assistance est supposé symétrique de part et d'autre du vérin afin de simplifier l'étude.

A partir de la loi de conservation de la masse, la différence entre le flux entrant Φ_i (dans l'une des chambres du boîtier), et le flux sortant Φ_o , est relié au volume de fluide V par la relation suivante:

$$\Phi_i - \Phi_o = \frac{dV}{dt} + \frac{V}{\rho_0} \frac{d\rho_0}{dt} \quad (4.13)$$

avec ρ_0 la densité du fluide.

Le flux entrant Φ_i est une fonction de la différence de pression ΔP entre les deux chambres, de la pression fournie par la pompe P_s et de l'angle d'ouverture du distributeur (qui est aussi l'angle de la barre de torsion δ_t), i.e. $\Phi_i = f(\delta_t, P_s, \Delta P)$. La fonction Φ_i est généralement obtenue sous l'hypothèse que le fluide s'écoule de manière turbulente dans le distributeur.

Il est possible de déterminer une expression mathématique de $\Phi_i = f(\delta_t, P_s, \Delta P)$. Pour cela, il est nécessaire d'étudier le distributeur de manière plus détaillée. Des références pour calculer le flux fourni par des distributeurs linéaires peuvent être trouvées dans les manuels ([10, 9]).

Cette fonction affecte la caractéristique statique¹ entre l'angle de torsion δ_t et la pression d'assistance ΔP (cf. équations (4.26b)).

1. caractéristique connue comme la loi de valve ou "booster-curve"

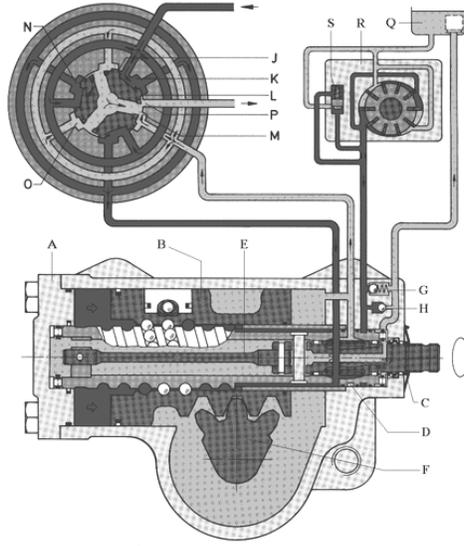


FIG. 4.6 – Boîtier d'assistance hydraulique, ZF-Servocom, type 8090. *E* : barre de torsion, *G, H* : soupape de sécurité, *A* : boîtier d'assistance, *B* : piston, *F* : levier pendant, *J – P* : distributeur, *Q – S* : pompe alimentation.

- Le distributeur rotatif est une pièce maîtresse dans le système d'assistance. Sa caractéristique plus complexe que les systèmes hydrauliques traditionnels (servo valves linéaires par exemple) lui confère des propriétés intéressantes non linéaires et un encombrement réduit. (voir la figure 4.7 et le schéma hydraulique équivalent). Un modèle physique peut être obtenu en écrivant les lois de conservation comme pour le boîtier d'assistance. La différence essentielle par rapport à la section précédente est une surface d'admission pouvant être non linéaire vis-à-vis de l'angle de torsion. Dans la suite les deux fonctions $S(\delta_t)$ et $\bar{S}(\delta_t)$ décrirons les surfaces d'admission et de refoulement dans les chambres #1 et #2; la même fonction sera utilisée pour chaque chambre #1 et #2.

Les flux représentés sur la figure 4.7 peuvent s'écrire en utilisant l'hypothèse de fluide turbulent,

$$Q_1 = C_d S(\delta_t) \sqrt{\frac{2}{\rho_0} |P_s - P_1| \text{sign}(P_s - P_1)} \quad (4.14a)$$

$$Q_4 = C_d S(\delta_t) \sqrt{\frac{2}{\rho_0} |P_2 - P_a| \text{sign}(P_2 - P_a)} \quad (4.14b)$$

$$Q_2 = C_d \bar{S}(\delta_t) \sqrt{\frac{2}{\rho_0} |P_s - P_2| \text{sign}(P_s - P_2)} \quad (4.14c)$$

$$Q_3 = C_d \bar{S}(\delta_t) \sqrt{\frac{2}{\rho_0} |P_1 - P_a| \text{sign}(P_1 - P_a)} \quad (4.14d)$$

avec C_d le coefficient de décharge. Dans la suite le coefficient $c_d = C_d \sqrt{\frac{2}{\rho_0}}$ est

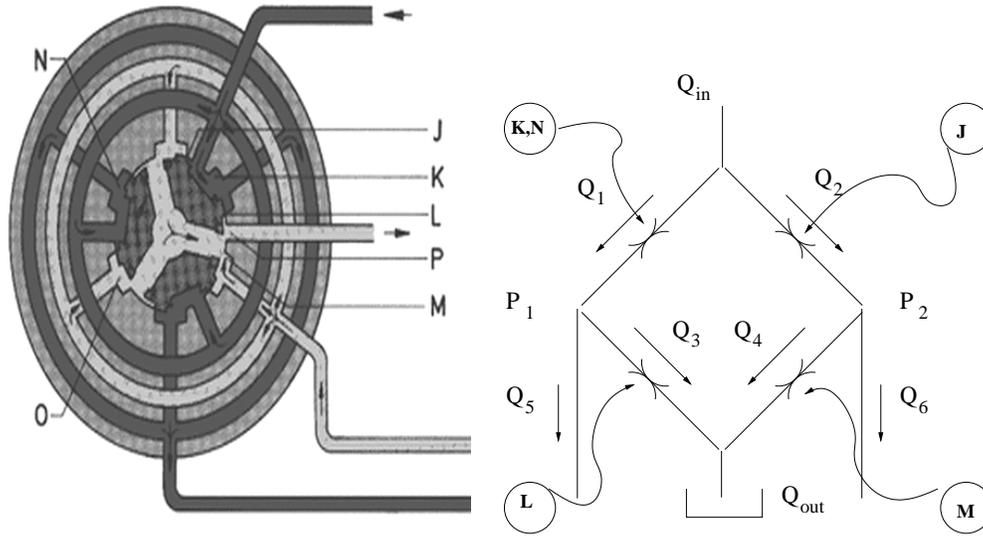


FIG. 4.7 – A gauche le schéma du distributeur rotatif. A droite le schéma équivalent pour l'analyse. $J - K$: rainures d'admission, $L - M$: rainures de retour, $N - O$: rainures axiales, P : rainure de retour

utilisé pour simplifier les notations.

$$Q_{in} = Q_1 + Q_2 \quad (4.15a)$$

$$Q_5 = Q_1 - Q_3 \quad (4.15b)$$

$$Q_6 = Q_2 - Q_4 \quad (4.15c)$$

$$Q_{out} = Q_3 + Q_4 \quad (4.15d)$$

P_1 et P_2 sont respectivement les pressions dans les deux chambres, P_s la pression en entrée du distributeur et P_a la pression atmosphérique. La pression P_s en entrée de la servo valve n'est pas constante et est fournie par une pompe à flux régulé. Ce système de régulation permet de limiter les variations de flux en entrée du distributeur vis-à-vis des changements de vitesse de rotation du moteur ou de la demande plus ou moins importante en assistance. Une conséquence de la conservation du flux dans le circuit est que $Q_{in} = Q_{out}$, d'où $P_s = P_1 + P_2 - P_a$ et

$$\begin{cases} P_1 = \frac{P_s + \Delta P + P_a}{2} > 0 \\ P_2 = \frac{P_s - \Delta P + P_a}{2} > 0 \end{cases} \quad (4.16)$$

avec ΔP est défini par $\Delta P = P_1 - P_2$.

L'usinage des surfaces d'ouverture du distributeur est un travail essentiel pour donner une caractéristique précise et recherchée à la direction assistée. Les surfaces d'ouverture, notées par la suite $S(\delta_t)$ et $\bar{S}(\delta_t)$ seront caractérisées par des fonctions mathématiques simples. Les fonctions suivantes sont choisies pour S et \bar{S} :

$$S(\delta_t) = \text{sat}(s_0 + s_1 |\delta_t|^N \text{sign}(\delta_t)) \quad (4.17a)$$

$$\bar{S}(\delta_t) = \text{sät}(s_0 - s_1 |\delta_t|^N \text{sign}(\delta_t)) \quad (4.17b)$$

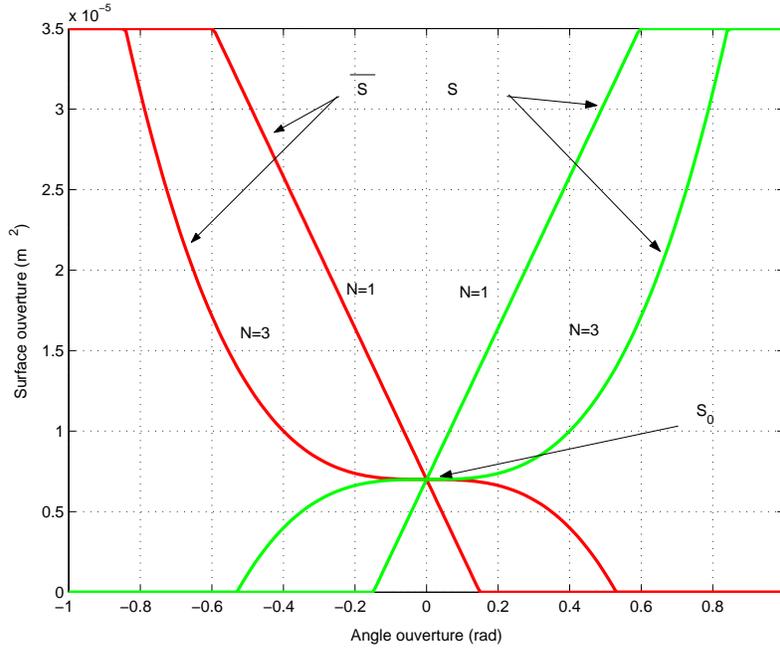


FIG. 4.8 – Caractéristique de la surface d'admission du distributeur $S(\delta_t)$ et $\bar{S}(\delta_t)$ pour différents choix de N .

avec

$$\begin{cases} \text{sat}(x) = x & \text{si } x \in [-\delta_{t_{min}}, \delta_{t_{max}}] \\ \text{sat}(x) = S_{max} & \text{si } x > \delta_{t_{max}} \\ \text{sat}(x) = 0 & \text{si } x < -\delta_{t_{min}} \end{cases} \quad \text{et} \quad \begin{cases} \bar{\text{sat}}(x) = x & \text{si } x \in [-\delta_{t_{max}}, \delta_{t_{min}}] \\ \bar{\text{sat}}(x) = S_{max} & \text{si } x < -\delta_{t_{max}} \\ \bar{\text{sat}}(x) = 0 & \text{si } x > \delta_{t_{min}} \end{cases}$$

La surface est maximale d'ouverture est S_{max} et la surface minimale correspond à $\delta_t = \delta_{t_{min}} = \left| \frac{s_0}{s_1} \right|^{\frac{1}{N}}$, s_0 , s_1 et N sont respectivement deux coefficients et un entier caractéristiques de l'ouverture. L'indice N est choisi égale à 1 dans la suite de l'étude. Les paramètres s_0 et s_1 sont choisis soigneusement par l'équipementier qui construit le distributeur afin d'obtenir une loi de valve désirée. La figure 4.8 représente l'allure typique des fonctions S et \bar{S} du distributeur. On notera que la surface d'ouverture pour chaque coté du piston n'est jamais nulle et est constante lorsque la valve est au repos. Lorsque les roues sont tournées dans un sens, la surface d'ouverture augmente pour une des chambres et diminue pour l'autre. La loi de conservation Eq. (4.13) pour chacune des chambres permet de déterminer le modèle complet du système. Q_l représente les fuites au niveau du piston, et peut être écrit comme une fonction linéaire de la différence de pression entre les deux chambres (écoulement laminaire), ainsi

$$Q_l = K_f \Delta P \quad (4.18)$$

avec K_f la constante de fuite, déterminée expérimentalement. Φ_i donné par l'Eq. (4.13) est le flux d'entrée dans chacune des chambres; soit Q_5 le flux pour la chambre à la pression P_1 , et $-Q_6$ le flux pour la chambre à la pression P_2 .

Lorsque la température est constante, la relation de compressibilité est approximée par :

$$\frac{\Delta\rho_0}{\rho_0} = \frac{1}{b}\Delta P \quad (4.19)$$

avec b le “*bulk modulus*”, qui représente l’influence de la pression sur la densité du fluide compressible.

Après avoir substitué Eq. (4.19) dans l’Eq. (4.13), l’expression des pressions pour chaque chambre est :

$$\frac{dP_1}{dt} = \frac{b}{V_1}(Q_5 - Q_l - \frac{dV_1}{dt}) \quad (4.20)$$

$$\frac{dP_2}{dt} = \frac{b}{V_2}(Q_6 + Q_l - \frac{dV_2}{dt}) \quad (4.21)$$

En définissant q , le déplacement du piston et q_0 , la longueur de la chambre au repos lorsque $q = 0$. V_r est la *surface* du piston appelée aussi cylindrée. Lorsque le piston est au repos, le volume dans chaque chambre est donné par $q_0V_r + V_m$, avec V_m le volume résiduel dans les tubes. Lorsque le piston se déplace, le volume dans chaque chambre change et est donné par :

$$V_1(q) = V_r(q_0 + q + q_l) \quad (4.22)$$

$$V_2(q) = V_r(q_0 - q + q_l) \quad (4.23)$$

avec $q_l = \frac{V_m}{V_r}$. Finalement :

$$\frac{dP_1}{dt} = \frac{b}{V_r(q_0 + q + q_l)}(Q_5 - Q_l - \dot{q}V_r) \quad (4.24)$$

$$\frac{dP_2}{dt} = \frac{b}{V_r(q_0 - q + q_l)}(Q_6 + Q_l + \dot{q}V_r) \quad (4.25)$$

La variation de volume dans la chambre est donc $\dot{q}V_r$, car les changements de volumes sont dus aux déplacements du piston. Comme le mouvement du piston est relié au mouvement du levier pendant, le déplacement q est fonction de l’angle du levier pendant à un facteur multiplicatif près, notée R . Soit $q = R\delta$, avec R le rayon du pignon situé dans le boîtier d’assistance. Pour simplifier, l’angle du levier pendant est pris égal à l’angle de braquage des roues δ .

Par la suite, on élimine P_a de l’expression du flux Q_5 en l’incluant dans la notation de la pression d’alimentation ($P_s \equiv P_s - P_a$, P_a constante). Finalement, Eqs. (4.24) et (4.25) combinées avec Eq. (4.18) donnent

$$\Delta\dot{P} = (q_0 + q_l)\varphi(R\delta) \left[c_d S(\delta_t) \sqrt{\frac{P_s - \Delta P}{2}} - c_d \bar{S}(\delta_t) \sqrt{\frac{P_s + \Delta P}{2}} - K_f \Delta P - R\dot{\delta}V_r \right] \quad (4.26a)$$

$$\dot{P}_s = R\delta\varphi(R\delta) \left[c_d \bar{S}(\delta_t) \sqrt{\frac{P_s + \Delta P}{2}} - c_d S(\delta_t) \sqrt{\frac{P_s - \Delta P}{2}} + K_f \Delta P + R\dot{\delta}V_r \right] \quad (4.26b)$$

avec

$$\varphi(R\delta) = \frac{2b}{V_r(q_0^2 - R^2\delta^2 + 2q_0q_l + q_l^2)}$$

Γ_l est le couple total résultant du boîtier d'assistance. Il est la somme de deux composantes :

- **pour le poids lourd**, le couple de torsion et le couple d'assistance fournis par l'hydraulique sont tous deux démultipliés par le système mécanique (facteurs g , R). Ainsi

$$\Gamma_l = RV_r \Delta P + g\Gamma_t \quad (4.27)$$

- **pour le véhicule léger**, seul le couple de torsion est démultiplié (facteur g) car le vérin se situe directement au niveau de la crémaillère. Ainsi

$$\Gamma_l = V_r \Delta P + g\Gamma_t \quad (4.28)$$

Ces deux architectures répondent à des exigences différentes en terme de puissance mécanique. Dans le cas du poids lourd, le besoin en couple est beaucoup plus important et il est nécessaire d'amplifier encore le couple d'assistance au moyen de la démultiplication.

- Le système de régulation de flux se compose d'une pompe et d'une valve de contrôle représentée Fig. 4.6. Ce circuit fournit un flux en entrée du distributeur qui est relativement insensible aux variations de la demande. La description détaillée de cette partie du système est relativement complexe et requiert une connaissance du paramétrage et de la structure mécanique (ou électromécanique) qui régule la pompe. De plus, ce système est couplé avec le distributeur au travers des flexibles qui sont loin d'avoir un effet négligeable¹. Pour inclure l'effet des flexibles et de la pompe sans entrer davantage dans le détail, il est envisageable de diminuer la compressibilité du fluide ρ_0 afin de traduire approximativement les déformations mécaniques observées.

L'effet important à considérer est que le flux d'entrée dans le distributeur est relativement constant. D'où par la suite on considère :

$$Q_{in} = c_d S(\delta_t^*) \sqrt{P_s^* - \Delta P^*} + c_d \bar{S}(\delta_t^*) \sqrt{P_s^* + \Delta P^*} = Q_p \approx \text{Cste} \quad (4.29)$$

- Limiteurs de pression Le système étant à flux constant, lorsque le distributeur alimente une des chambres, la pression augmente indéfiniment. Sans soupape² de sécurité la pression risque d'atteindre des valeurs critiques pour les composants mécaniques. Il est nécessaire de prendre en compte cet effet dans le modèle (on utilise des saturations à cet effet).

Propriété 4.1 La pression d'entrée du distributeur ainsi que la pression d'assistance sont bornées. On note $P_{max} > 0$ la pression maximale telle que $|\Delta P| \leq P_s \leq P_{max}$ □

Il est possible de déterminer le régime statique du système.

Le modèle est inspiré des équations physiques statiques en supposant que le système de régulation du flux joue bien son rôle et que le flux en entrée du distributeur

1. Dans la plupart des cas, les flexibles ne peuvent pas être négligés car ils introduisent des dynamiques importantes (retard à l'établissement de la pression en entrée du distributeur). La modélisation physique de ces phénomènes est relativement complexe. C'est pourquoi la plupart du temps des modèles linéaires simplifiés sont utilisés (filtre linéaire spatial par exemple).

2. Le boîtier d'assistance hydraulique comporte plusieurs limiteurs de pression qui agissent comme des valves ressorts et libèrent du fluide si nécessaire.

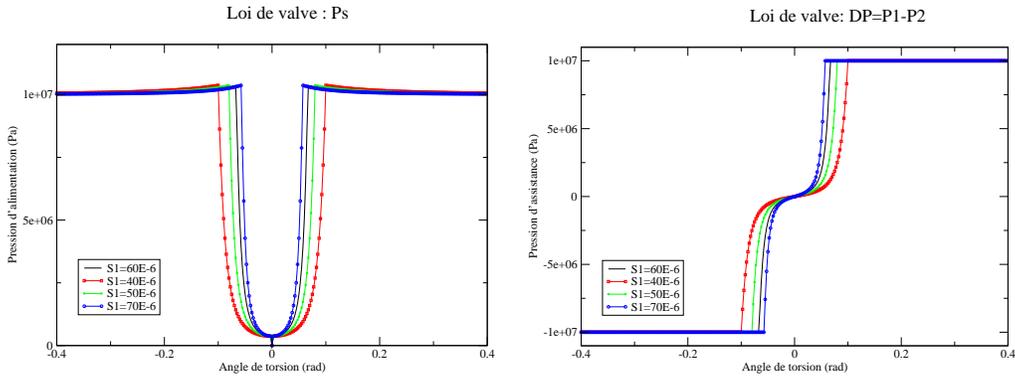


FIG. 4.9 – Loi de valve statique. Cette fonction dépend de la caractéristique du distributeur. L’allure des courbes est modifiée en changeant $s_0 = 4E - 6$, $N = 1$ et s_1 varie. La figure de gauche représente la pression statique d’entrée du distributeur, celle de droite la différence de pression statique entre les chambres du piston ou pression d’assistance statique. On note que les deux pressions sont presque égales en valeur absolue.

est constant. Le régime statique du système est utilisé pour représenter la pression d’entrée P_s . Le système s’écrit¹,

$$c_d S(\delta_t^*) \sqrt{P_s^* - \Delta P^*} - c_d \bar{S}(\delta_t^*) \sqrt{P_s^* + \Delta P^*} = K_f \Delta P^* \quad (4.30a)$$

$$c_d S(\delta_t^*) \sqrt{P_s^* - \Delta P^*} + c_d \bar{S}(\delta_t^*) \sqrt{P_s^* + \Delta P^*} = Q_p \approx \text{Cste} \quad (4.30b)$$

d’où

$$\Delta P^* = F_1(Q_p^*, S^*, \bar{S}^*) = \frac{B_{BA} Q_p^{*2}}{c_d^2 \left(S^* \sqrt{K_f Q_p^* + 2(\bar{S}^* c_d)^2} + \bar{S}^* \sqrt{K_f Q_p^* + 2(S^* c_d)^2} \right)^2}$$

$$P_s^* = F_2(\delta_t^*) \Delta P^* = \frac{K_f Q_p + A_{BA}}{B_{BA}} \Delta P^*$$

avec A_{BA} , B_{BA} , deux coefficients liés aux grandeurs physiques du système:

$$A_{BA} = c_d^2 S^2(\delta_t^*) + c_d^2 \bar{S}^2(\delta_t^*)$$

$$B_{BA} = c_d^2 S^2(\delta_t^*) - c_d^2 \bar{S}^2(\delta_t^*)$$

Propriété 4.2 En régime statique, l’équation de la pression coïncide avec la courbe caractéristique du boîtier d’assistance. \square

Remarque 4.2 Les courbes de la figure 4.9 donnent le régime statique des pression (Eq. 4.31a). Le comportement obtenu est classique pour ce type d’actionneur. \square

Le modèle de direction développé possède une propriété intéressante de passivité qui sera détaillée dans la suite.

4.2.2 Récapitulatif du modèle de direction

La description précédente de chaque élément conduit à un modèle de direction complet (pour $v \neq 0$). La représentation sous forme de schéma bloc est donnée sur

1. Les états du modèle précédent sont maintenant représentés avec une astérisque (*) pour indiquer le régime statique

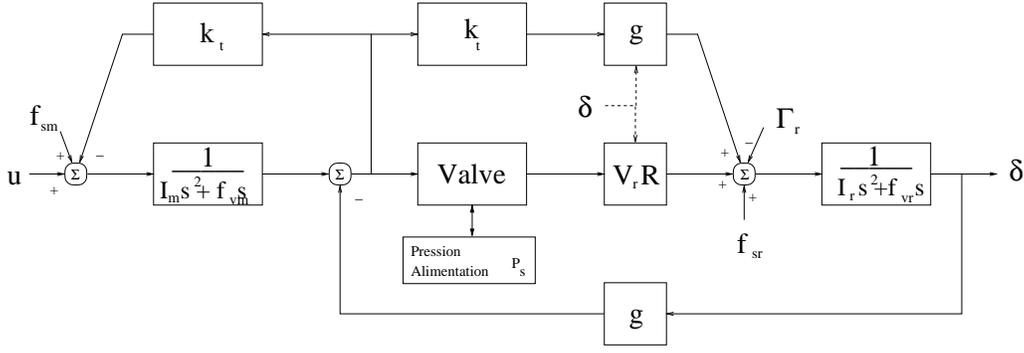


FIG. 4.10 – Schéma bloc total de la direction. La partie amont se compose d'un arbre mécanique relié au boîtier par un cardan. La partie centrale (Boîtier d'assistance) permet de transmettre deux couples vers le levier pendant (couple direct et couple d'assistance). Enfin, la partie aval est un filtre du deuxième ordre pour représenter simplement la tringlerie entre le levier pendant et les roues. On constate également que l'effet du sol est représenté par le couple Γ_r appliqué au niveau de la sortie du boîtier d'assistance.

la figure (4.10).

$$\ddot{\delta}_m = \frac{1}{I_m} (u_m - k_t \delta_t - f_{v_m} \dot{\delta}_m) \quad (4.33a)$$

$$\Delta \dot{P} = (q_0 + q_l) \varphi(R\delta) \left[c_d S(\delta_t) \sqrt{\frac{P_s - \Delta P}{2}} - c_d \bar{S}(\delta_t) \sqrt{\frac{P_s + \Delta P}{2}} - K_f \Delta P - V_r R \dot{\delta} \right] \quad (4.33b)$$

$$\dot{P}_s = R \delta \varphi(R\delta) \left[c_d \bar{S}(\delta_t) \sqrt{\frac{P_s + \Delta P}{2}} - c_d S(\delta_t) \sqrt{\frac{P_s - \Delta P}{2}} + K_f \Delta P + R \dot{\delta} V_r \right] \quad (4.33c)$$

$$\ddot{\delta} = \frac{1}{I_r} \left(-f_{v_r} \dot{\delta} + V_r R \Delta P + g k_t \delta_t - \kappa \delta + \kappa \frac{V}{v} + \kappa l_f \frac{\dot{\theta}}{v} \right) \quad (4.33d)$$

$$\dot{V} = \frac{f_{11}}{v} V + \frac{f_{12}}{v} \dot{\theta} + \frac{g_{11}}{v} \delta + h_{11} F_y \quad (4.33e)$$

$$\ddot{\theta} = \frac{f_{21}}{v} V + \frac{f_{22}}{v} \dot{\theta} + \frac{g_{22}}{v} \delta + h_{22} M_z \quad (4.33f)$$

Avec

$$c_d S(\delta_t) \sqrt{P_s - \Delta P} + c_d \bar{S}(\delta_t) \sqrt{P_s + \Delta P} = Q_p$$

et

$$0 < P_s < P_{max} \quad \text{et} \quad |\Delta P| < P_{max}$$

Remarque 4.3 Le couple utilisable pour le braquage des roues correspond à la somme de deux couples: un couple fourni par le piston (couple d'assistance) et un couple de torsion transmis directement au travers du boîtier d'assistance. \square

Remarque 4.4 Ces deux couples ont des propriétés bien différentes (ordre de grandeur, déphasage) et sont fortement couplés (dépendent tous deux de l'angle de torsion en entrée du boîtier). \square

Remarque 4.5 Ainsi pour les petits angles c'est le couple transmis directement sur le levier pendant qui est prédominant alors que pour les grands angles c'est le couple fourni par la pression d'assistance qui a le plus d'importance. \square

4.2.3 Modèle réduit pour la commande

La section 5.2.1 présente un modèle complexe fortement non linéaire de la direction. Le système hydraulique représenté en détail n'est pas facile à analyser tel quel. Pour simplifier la mise en oeuvre des lois de commande, il est utile de simplifier le modèle et de trouver une représentation juste et adaptée à la mise en oeuvre des commandes. Plusieurs simplifications sont réalisées:

- comme les mouvements du piston sont lents, le terme d'amortissement $V_r R \dot{\delta}$ dans Eq. (4.33b) sera négligé. De la même manière, $\varphi(R\delta)$ sera approximé par une constante φ_0 du fait que $R^2 \delta^2$ est un terme numériquement petit ($\frac{R^2 \delta^2}{q_0^2 + 2q_0 q_t + q_t^2} \ll 1$). D'où l'équation (4.33b) se simplifie:

$$\Delta \dot{P} = b\varphi_0 \left(c_d S(\delta_t) \sqrt{\frac{P_s - \Delta P}{2}} - c_d \bar{S}(\delta_t) \sqrt{\frac{P_s + \Delta P}{2}} - K_f \Delta P \right) \quad (4.34)$$

- Dans le système (Eqs. 4.33) les modes rapides supérieurs à 60 Hz sont négligés. Le système décrit dans l'équation Eq. (4.33d) se compose de deux pôles dont un au delà de 60 Hz. L'équation (4.33d) s'écrit:

$$\underbrace{I_r \ddot{\delta} + f_{v_r} \dot{\delta} + (k_t g^2 + \kappa) \delta}_{\frac{I_r}{\tau_1 \tau_2} (\tau_1 s + 1)(\tau_2 s + 1) \delta} = V_r R \Delta P + g k_t \delta_m + \kappa \frac{V}{v} + l_f \kappa \frac{\dot{\Theta}}{v} \quad (4.35)$$

La partie droite de l'égalité possède les pôles suivant :

$$p_1 = -1/\tau_1 = \frac{-\frac{f_{v_r}}{I_r} + \sqrt{\Delta}}{2}$$

$$p_2 = -1/\tau_2 = \frac{-\frac{f_{v_r}}{I_r} - \sqrt{\Delta}}{2}$$

avec $\Delta = \frac{f_{v_r}^2}{I_r^2} - 4 \frac{k_t g^2 + \kappa}{I_r} > 0$. p_2 est situé autour de 60Hz, et se trouve au delà de la bande de fréquence de fonctionnement du système bouclé. Les équations se simplifient comme suit:

$$\frac{I_r}{\tau_1 \tau_2} (\tau_1 s + 1)(\tau_2 s + 1) \delta \approx \frac{I_r}{\tau_1 \tau_2} (\tau_1 s + 1) \delta$$

La dynamique du second ordre (Eq. (4.33d)) se simplifie en un système du premier ordre, i.e.

$$\frac{I_r}{\tau_2} \dot{\delta} = -\frac{I_r}{\tau_1 \tau_2} \delta + V_r R \Delta P + g k_t \delta_m + \kappa \frac{V}{v} + l_f \kappa \frac{\dot{\Theta}}{v} \quad (4.36)$$

L'analyse utilisant le système non linéaire 4.34 est relativement complexe, aussi une dernière simplification du modèle d'assistance permet de réduire fortement l'expression. En remarquant que s_0 est petit (vrai dans la pratique), la pression d'alimentation est pratiquement égale à la pression d'assistance (voir figure 4.9). Ainsi

$$P_s \approx |\Delta P| \quad (4.37)$$

L'expression des flux d'entrée ou de sortie dans chaque chambre du piston devient:

$$\Phi(\mathbf{x}) \approx c_d S(\delta_t) \sqrt{\frac{|\Delta P| - \Delta P}{2}} - c_d \bar{S}(\delta_t) \sqrt{\frac{|\Delta P| + \Delta P}{2}} \quad (4.38)$$

ainsi le nouveau modèle réduit permet de reproduire le comportement du boîtier d'assistance en modifiant quelque peu les constantes c_d et K_f et en gardant la même structure pour le reste du modèle. Les nouvelles constantes c_d et K_f sont choisies (soient $c_{d_{bis}}$ et $K_{f_{bis}}$) pour prendre en compte les dynamiques négligées et l'hysteresis de la loi de valve. La nouvelle formulation ne peut bien sur pas se prévaloir de décrire complètement de manière physique le boîtier d'assistance et la pompe mais repose sur une approche physique et confère une propriété de passivité au système¹.

Propriété 4.3 L'application $\mathcal{H}_0 : \delta_t \mapsto \Delta P$ est passive (Il suffit pour démontrer cette propriété de se baser sur l'exemple 4.2.3). \square

Preuve: En utilisant la définition A.1 de l'annexe A.1 la propriété est facilement démontrée,

$$\int_0^t \delta_t(\tau) \Delta P(\tau) d\tau = \int_0^t \frac{\Delta P (K_f \Delta P + \frac{c_d s_0 \Delta P}{\sqrt{\frac{|\Delta P| - \Delta P}{2}} + \sqrt{\frac{|\Delta P| + \Delta P}{2}}} + \frac{\Delta \dot{P}}{b \varphi_0})}{c_d s_1 \left(\sqrt{\frac{|\Delta P| - \Delta P}{2}} + \sqrt{\frac{|\Delta P| + \Delta P}{2}} \right)} d\tau$$

d'où

$$\begin{aligned} \int_0^t \delta_t(\tau) \Delta P(\tau) d\tau &\geq \int_0^t \frac{\Delta P \Delta \dot{P}}{c_d s_1 b \varphi_0 \sqrt{|\Delta P|}} d\tau \\ &\geq \frac{\sqrt{2}}{3 b \varphi_0 c_d s_1} |\Delta P(\tau)|^{3/2} \Big|_{\tau=0}^{\tau=t} \\ &\geq -\beta \end{aligned}$$

avec $\beta = \frac{\sqrt{2}}{3 b \varphi_0 c_d s_1} |\Delta P(0)|^{3/2} > 0$. Le système \mathcal{H}_0 est passif. ■

Remarque 4.6 Le modèle hydraulique complet est relativement complexe et précis. Or complexifier un modèle de manière outrancière rend la tâche de synthèse des commandes difficile voir même irréaliste. Cette étude est un bon exemple où il serait possible de poursuivre la modélisation beaucoup plus en avant². Pour arrêter un modèle exploitable et intéressant de conception de la commande, on s'attache aux propriétés physiques du système et on simplifie au maximum les éléments qui ne sont pas essentiels. Bien sûr, une simplification inconsidérée peut induire des propriétés néfastes ou même non physiques (nous avons expérimenté ce problème dans [5] en utilisant un modèle de boîtier d'assistance totalement empirique qui déstabilisait le système dans des conditions réalistes de fonctionnement). C'est pour cette raison que l'analyse physique est un gros travail au départ qui ne peut en aucune façon

1. Cette simplification fut menée dans les travaux [4, 5, 3]

2. le modèle du boîtier d'assistance est très précis alors que le modèle de pompe est fortement simplifié car il est difficile de rendre compte des propriétés de l'ensemble des flexibles et de la pompe

être supprimé. Cette étude doit être un guide pour la simplification du modèle. Dans le cas particulier du modèle de direction, la propriété de passivité du système est essentielle pour développer un modèle simplifié de l'actionneur. \square

Remarque 4.7 Le modèle précédent comporte un grand nombre d'approximations. Afin de pouvoir valider les schémas de commande qui seront proposés il faut être en mesure de vérifier la robustesse du contrôle vis-à-vis de perturbations externes ou de dynamiques non modélisées. Pour ce faire, on ajoute au modèle quelques signaux représentant les perturbations élémentaires:

- $\gamma_1 = \frac{1}{I_m}\Gamma_v$ représente les perturbations qui interviennent au niveau du volant avec Γ_v couple de perturbation du conducteur.
- γ_2 représente les perturbations qui interviennent au niveau du distributeur. Ce terme décrit les variations de la pression d'alimentation ou des dynamiques non modélisées au niveau du distributeur.
- $\gamma_3 = d_{11}F_y$ et $\gamma_4 = d_{22}M_z$, représentent les perturbations qui interviennent au niveau du véhicule (coup de vent, etc...).

\square

Le nouveau système réduit s'écrit (pour $v \neq 0$):

$$\begin{cases} \dot{\mathbf{x}} = A\mathbf{x} + B\mathbf{u} + R\Phi(\mathbf{x}) + T\boldsymbol{\gamma} \\ \mathbf{y} = C\mathbf{x} \end{cases} \quad (4.39)$$

La sortie $\mathbf{y} = [y] \in \mathbb{R}$ est l'angle des roues δ . $\mathbf{x} = [x_i] \in \mathbb{R}^6$, avec pour $i \in [1, 6]$, $x_i = \{\delta_m, \dot{\delta}_m, \Delta P, \delta, V, \dot{\Theta}\}$, $\boldsymbol{\gamma} = [\gamma_i] \in \mathbb{R}^6$, avec $\gamma_i = \{0, \gamma_1, \gamma_2, 0, \gamma_3, \gamma_4\}$ pour $i \in [1, 6]$, $\mathbf{u} = [u_m] \in \mathbb{R}$ avec u_m le couple d'entrée moteur. La fonction $\Phi(\cdot)$ est définie comme suit

$$\Phi(\mathbf{x}) = c_{d_{bis}} S(x_1, x_4) \sqrt{\frac{|x_3| - x_3}{2}} - c_{d_{bis}} \bar{S}(x_1, x_4) \sqrt{\frac{|x_3| + x_3}{2}} \quad (4.40)$$

Les matrices A , B_1 , B_2 sont définies par:

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{k_t}{I_m} & -\frac{fv_m}{I_m} & 0 & \frac{gk_t}{I_m} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -b\varphi_0 K_{f_{bis}} & 0 & 0 & 0 \\ \frac{gk_t\tau_2}{I_r} & 0 & \frac{V_r R\tau_2}{I_r} & -\frac{1}{\tau_1} & \frac{\kappa\tau_2}{I_r v} & \frac{\kappa l_f \tau_2}{I_r v} \\ 0 & 0 & 0 & \frac{g_{11}}{v} & \frac{f_{11}}{v} & \frac{f_{12}}{v} \\ 0 & 0 & 0 & \frac{g_{22}}{v} & \frac{f_{21}}{v} & \frac{f_{22}}{v} \end{bmatrix}$$

$$B = \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{1}{I_m} \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}, \quad R = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ b\varphi_0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}, \quad T = 1$$

4.2.4 Validation du modèle direction

Le modèle de direction complet de poids lourd n'a pas été validé directement de manière expérimentale étant donné que les caractéristiques techniques définitives du véhicule d'essai ne sont pas encore fixées. Le gros travail de validation a concerné la loi de valve afin de vérifier la structure du modèle d'assistance. Au départ un modèle de direction de Bus *Agora* avait été utilisé afin de vérifier une première version du modèle de direction poids lourd ([14, 5]). Ces travaux ont donné lieu à des vérifications expérimentales des lois d'assistance de direction (annexe B) et à la mise en oeuvre de lois de commande. Suite à d'importantes révisions et à la réalisation d'essais plus poussés sur un véhicule léger, la modélisation du boîtier d'assistance fut approfondit et validée de manière plus correcte sur un autre type de véhicule (une Laguna). Ces travaux sont décrits dans le rapport [8].

Au final, le modèle retenu pour la commande est issue à la fois d'un travail réalisé sur le véhicule léger et utilise les essais obtenus sur un bus. Les éléments mécaniques du système ne sont donc pas paramétrés de manière exacte (paramétrage en suivant les spécifications du véhicule sur plan) et seule la validation du modèle d'assistance est faite. Le paramétrage retenu est défini dans les annexes B.2.

4.3 Conclusion

Ce chapitre présente un modèle complet de la direction d'un poids lourd. Une propriété de passivité est mise en évidence. Le modèle est simplifié pour pouvoir être utilisé dans la mise en place de loi de commande de l'angle de braquage du véhicule.

Bibliographie

- [1] F. Adams. Power steering "road feel". *SAE Paper No 830998*, 1983.
- [2] A. Bishop. New power steering valve technology. *SAE Paper No 841200*, 1984.
- [3] C. Canudas-de-Wit, X. Claeys, et H. Béchart. Stability analysis via passivity of the lateral actuator dynamics of a heavy vehicle. Dans *IEEE Conference on Control Applications CCA' 99*, Hawaï, 1999.
- [4] X. Claeys, C. Canudas-de-Wit, et H. Béchart. Modeling and control of steering actuator for heavy duty vehicles. Dans *European Control Conference ECC'99*, 31. August-3. September 1998.
- [5] X. Claeys, C. Canudas-de-Wit, et H. Béchart. *Modélisation et Commande de l'actionneur latéral des poids lourds*. Renault V.I., Lyon St Priest, 1998. (PR/98/0086/XC/0230).
- [6] J. Forbes, S. Baird, et T. Weisgerber. Electrohydraulic power steering- an advanced system for unique application. *SAE Paper No 870574*, 1987.
- [7] E. Gohring, E. Von Glasner, et C. Halnbuch. Increasing the active safety of commercial vehicles by using an electronically controlled power steering system. *SAE Paper No 892518*, 1989.
- [8] S. Guegan. Modélisation d'une direction assistée. Rapport interne, Renault, Guyancourt, 2001. Note technique 64250/01/437.

- [9] M. Guillon. *Hydraulic Servo Systems, Analysis and Design*. Butterworth & Co (Publishers) Ltd., 1969.
- [10] M. Guillon. *Commande et Asservissement Hydrauliques Electrohydrauliques*. Technique et Documentation. Lavoisier, 1992. (ISBN 2852067560).
- [11] S. Iag, A. Sakazaki, N. Shibata, et T. Ohe. Motor driven power steering - for the maximum steering sensation in every driving situation. *SAE Paper No 880705*, 1988.
- [12] J.Rau, W. Callahan, L. Miller, et W. Fouch. High performance steering. *SAE Paper No 892520*, 1989.
- [13] V. Kokotovic, J. Grabowski, V. Amin, et J. Lee. Electro hydraulic power steering system. Dans *Steering and Suspension Technology Symposium*, Detroit, Michigan, March 1999.
- [14] C. Pravert. Modélisation de la direction assistée hydraulique d'un bus. Rapport interne, Renault V.I, Lyon St Priest, 1997. Note technique H3.5/98/R503.
- [15] S. Rizvi. Study and analysis of a hydraulically controlled power-steering system. Dans *IEEE*, 1977. (UDC 621-522:629.113).
- [16] K. Uchida et M. Miyoshi. Development of variable-valve-gain rotary valve for speed proportional power steering system. *SAE Paper No 891979*, 1989.
- [17] W. Yang et W. Tobler. Dynamic modeling and analysis of electronically controlled power steering system. *Advanced Automotive Technologies - ASME*, 1993.
- [18] A. Zarembo et R. Davis. Dynamic analysis and stability of a power assist steering system. Dans *American Control Conference*, Seattle, Washintgon, 1995.

Deuxième partie

Commande latérale des véhicules

5. Commande de l'actionneur de direction

5.1 Introduction

L'étude de la commande latérale bas niveau de la direction d'un poids lourds a été menée de façon progressive en partant des contrôleurs élémentaires utilisés dans l'automatique puis l'augmentation du degré de complexité a permis de mieux répondre aux exigences du système de conduite automatique.

La difficulté du problème posé se trouve à plusieurs niveaux:

- le système doit avoir des performances élevées pour des raisons de sûreté de fonctionnement. La commande bas niveau ne doit pas représenter une limitation pour le système en terme de bande passante et de qualité des réponses (comportement “relativement” linéaire).
- Le moteur utilisé pour actionner la direction est peu puissant pour des raisons de sûreté de fonctionnement (Il est souhaitable que le conducteur soit capable de reprendre la main sur le système automatique).
- La commande ne doit pas dépendre trop du modèle de direction utilisé: il est souhaitable de faire une analyse générale qui ne dépende pas trop des paramètres du système afin de pouvoir exporter les résultats à d'autres actionneurs de direction. En effet, le développement de l'actionneur de direction n'est pas à la charge du constructeur automobile mais plutôt des équipementiers. Il est donc intéressant de comprendre les limites du système afin d'être en mesure de mieux spécifier, dans l'avenir, un cahier des charges et d'autre part d'en évaluer précisément les performances.
- Beaucoup de phénomènes sont mal maîtrisés comme les forces de contact pneus/sol (la raideur de dérive n'est pas connue et varie beaucoup avec les conditions de fonctionnement). De même, la pression de la pompe d'alimentation n'est pas modélisée de manière très fine. Aussi la commande ne peut pas être trop compliquée car peu d'informations sur le système de direction sont disponibles.

Tous ces critères sont difficiles à concilier, c'est pourquoi plusieurs options de commande sont discutées en présentant leurs avantages et leurs inconvénients. Au final, la résolution du problème est faite de manière simple pour permettre une bonne prise en compte des caractéristiques de l'actionneur dans la synthèse des commandes de

haut niveau. Cette étude est intéressante car elle montre la difficulté du problème. Les actionneurs bas niveau ne sont pas souvent pris en compte dans la littérature du fait de leur complexité. Pourtant comme cela sera démontré dans ce chapitre, ils peuvent avoir des dynamiques non négligeables, importantes à considérer ainsi que des caractéristiques non-linéaires.

Ce chapitre se décompose de la manière suivante. Après une introduction générale sur le problème de la commande des actionneurs, la section 5.2 rappelle le modèle retenu pour l'étude des lois de pilotage. Les propriétés intéressantes du système sont étudiées. Ensuite la section 5.3 propose plusieurs stratégies pour commander le système et une analyse de stabilité. Pour finir, la caractéristique finale de l'actionneur piloté est discutée dans la section 5.4.

5.1.1 Définition d'un cahier des charges

Le régulateur bas niveau est une interface entre le système de commande haut niveau de poursuite de trajectoire et les actionneurs.

- Il est souhaitable de limiter l'erreur statique commise par l'asservissement. Annuler complètement l'erreur statique n'est pas indispensable car la boucle de haut niveau permettra de rattraper la différence qui existe entre l'angle des roues et le vecteur vitesse (action intégrale externe). Cependant, un asservissement performant de l'actionneur facilitera le travail de la boucle de haut niveau et permettra d'augmenter les performances globales du système.
- La boucle de bas niveau devra avoir un temps de montée relativement court: afin de commander le véhicule en latéral, il est nécessaire d'avoir des temps de réaction rapides pour des raisons de sûreté de fonctionnement (les commandes appliquées produisent des déplacements de l'ordre du 1/10 Hertz et au grand maximum de quelques Hertz). La boucle de bas niveau doit avoir des performances telles qu'elle soit invisible vis-à-vis de la boucle de haut niveau. S'il n'est pas possible de réaliser cette contrainte de séparation des modes de manière satisfaisante (limitations inhérentes au système) il conviendra de préciser les limites de l'actionneur et intégrer de nouvelles contraintes dans la synthèse de la commande haut niveau.
- Les dépassements doivent être faibles (sinon le comportement du poids lourds risque d'être dangereux : le camion doit rester dans sa voie!!)
- Pour des raisons pratiques on souhaite limiter le nombre de capteurs: l'angle du volant (ou angle moteur) qui actionne la colonne de direction est mesuré sans grandes difficultés (un codeur peut facilement être placé sur la colonne de direction). En général le capteur est même fourni avec le moteur. Afin de limiter l'impact des non-linéarités de l'actionneur sur la boucle de haut niveau, il est possible d'utiliser un autre capteur de la pression d'assistance, bien que cette mesure ne soit pas pratique à obtenir (les efforts d'assistance sont produits par la différence de pression entre les chambres, deux capteurs sont donc nécessaires). Enfin, la sortie du système (angle des roues) n'est pas mesurée¹. Cette mesure, trop proche des roues, risque d'être exposée aux conditions extérieures (nécessité d'utiliser un capteur blindé). Notons également que les

1. Ceci complexifie la tâche de commande.

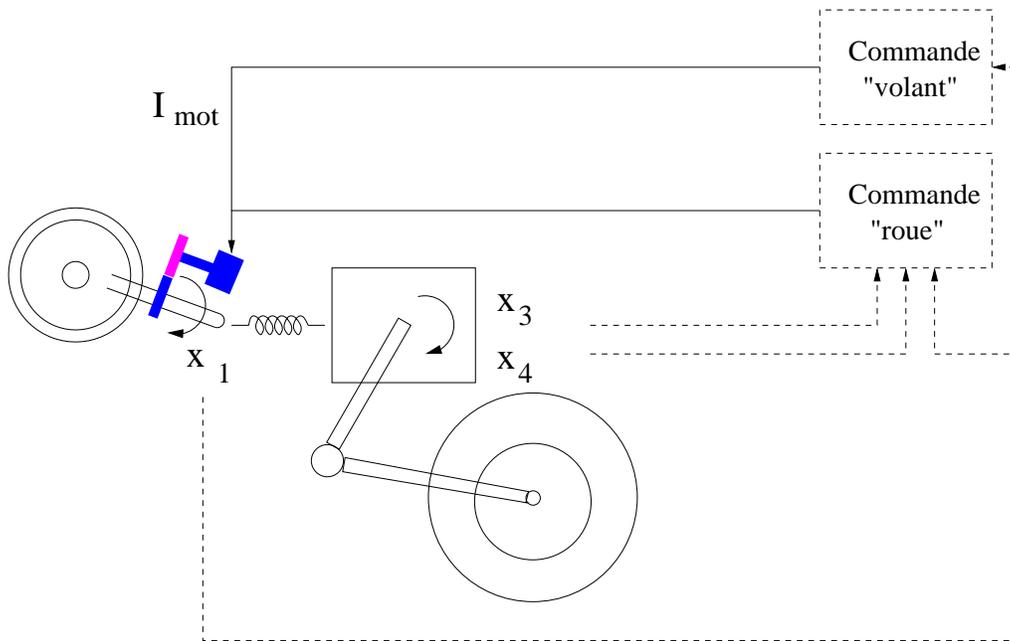


FIG. 5.1 – Principe de la commande de l'actionneur de direction. Suivant les mesures disponibles, il est possible de mettre en oeuvre plusieurs stratégies de commande pour piloter le moteur électrique en intensité I_{mot} . Les capteurs envisageables sont : x_1 l'angle volant, x_4 l'angle levier pendant (du même ordre de grandeur que l'angle roue sur notre véhicule), et la pression d'assistance x_3 qui peut être utilisée par certaines commandes locales.

déplacements de la direction durant les manoeuvres sur autoroute sont faibles ce qui nécessiterait un capteur de résolution importante.

5.1.2 Principe de résolution

Le système se décompose en deux sous-systèmes en cascade:

- (a) Partie Colonne Volant: système mécanique directement commandable par le moteur (couple et angle moteur).
- (b) Partie Boîtier d'assistance/tringlerie et Roue: le système mécanique est commandé par l'intermédiaire du couple d'entrée du boîtier d'assistance. Cette partie n'est pas directement accessible mais il est possible d'intervenir sur les états internes du système au moyen de l'angle moteur et du couple moteur directement en entrée de ce sous-système.

Une première approche simpliste de la commande consiste à piloter la direction au moyen du moteur placé sur la colonne de direction du véhicule en utilisant un capteur de position intégré ("Commande volant" représentée sur le schéma de principe 5.1). L'idée de cette commande est considérer l'angle roue bien commandé lorsque l'angle volant se comporte convenablement. Ceci suppose que le transfert entre le volant et les roues est négligeable ou très simple (proportionnel). En pratique, c'est généralement ce qui est fait pour piloter ce genre de système mais les performances obtenues ne sont pas souvent détaillées. Dans une architecture où l'angle volant est mesuré, il apparaît facile de piloter la direction précisément au volant, tout en laissant l'angle

roue en “boucle ouverte”. Le contrôle de l’angle volant est aisé par des méthodes linéaires ou non-linéaires classiques (la section 5.3.2.1 montre les avantages et les limites de ces méthodes) mais ne suffit pas pour rendre la boucle locale négligeable vis-à-vis de la boucle de haut niveau.

Le problème est de maîtriser les performances de la partie du système en boucle ouverte. Avec peu d’informations sur le système et une seule mesure, concevoir une loi plus performante est une tâche ardue voir impossible. Des solutions seront proposées dans ce chapitre.

5.2 Modèle pour la commande

5.2.1 Récapitulatif

Dans le chapitre 4, un modèle physique de l’actionneur de direction a été déterminé ainsi qu’un modèle réduit pour la mise en oeuvre des lois de pilotage de la direction. Le modèle réduit développé dans la section 4.2.3 s’écrit :

$$\begin{cases} \dot{\mathbf{x}} = A\mathbf{x} + B\mathbf{u} + R\Phi(\mathbf{x}) + T\boldsymbol{\gamma} \\ \mathbf{y} = C\mathbf{x} \end{cases} \quad (5.1)$$

La sortie $\mathbf{y} = [y] \in \mathbb{R}$ est l’angle des roues δ . $\mathbf{x} = [x_i] \in \mathbb{R}^6$, avec pour $i \in [1, 6]$, $x_i = \{\delta_m, \dot{\delta}_m, \Delta P, \delta, V, \dot{\Theta}\}$, $\boldsymbol{\gamma} = [\gamma_i] \in \mathbb{R}^6$, avec $\gamma_i = \{0, \gamma_1, \gamma_2, 0, \gamma_3, \gamma_4\}$ pour $i \in [1, 6]$, $\mathbf{u} = [u_m] \in \mathbb{R}$ où u_m est le couple d’entrée moteur. La fonction $\Phi(\cdot)$ est définie comme suit

$$\Phi(\mathbf{x}) = c_{d_{bis}} S(x_1, x_4) \sqrt{\frac{|x_3| - x_3}{2}} - c_{d_{bis}} \bar{S}(x_1, x_4) \sqrt{\frac{|x_3| + x_3}{2}} \quad (5.2)$$

Les matrices A , B_1 , B_2 sont définies dans la sous-section 4.2.3.

5.2.2 Propriétés

5.2.2.1 Variétés d’équilibre

Du fait de la non-linéarité due à l’assistance hydraulique, le système présente des variétés d’équilibres complexes. En particulier, la courbe de pression du boîtier d’assistance hydraulique (Fig. B.3), appelée aussi courbe de valve (“Booster curve” en anglais) rend le système non-linéaire. Dans la suite, les états à l’équilibre sont représentés à l’aide d’un astérisque (*).

$$\begin{cases} 0 = A\mathbf{x}^* + B\mathbf{u}^* + R\Phi(\mathbf{x}^*) \\ \mathbf{y}^* = C\mathbf{x}^* \end{cases} \quad (5.3)$$

Une première variété d’équilibre importante à déterminer est la relation entre u_m^* , couple moteur désiré pour atteindre un point d’équilibre donné, et les états d’équilibre du système. On recherche une relation reliant u_m^* aux autres états du système telle que $u_m^* = F_1(x_1^*, x_4^*) = F_1(x_t^*)$. Ainsi d’après l’équation 5.3.

$$u_m^* = k_t x_t^* \quad \text{avec} \quad x_t^* = x_1^* - g x_4^*. \quad (5.4)$$

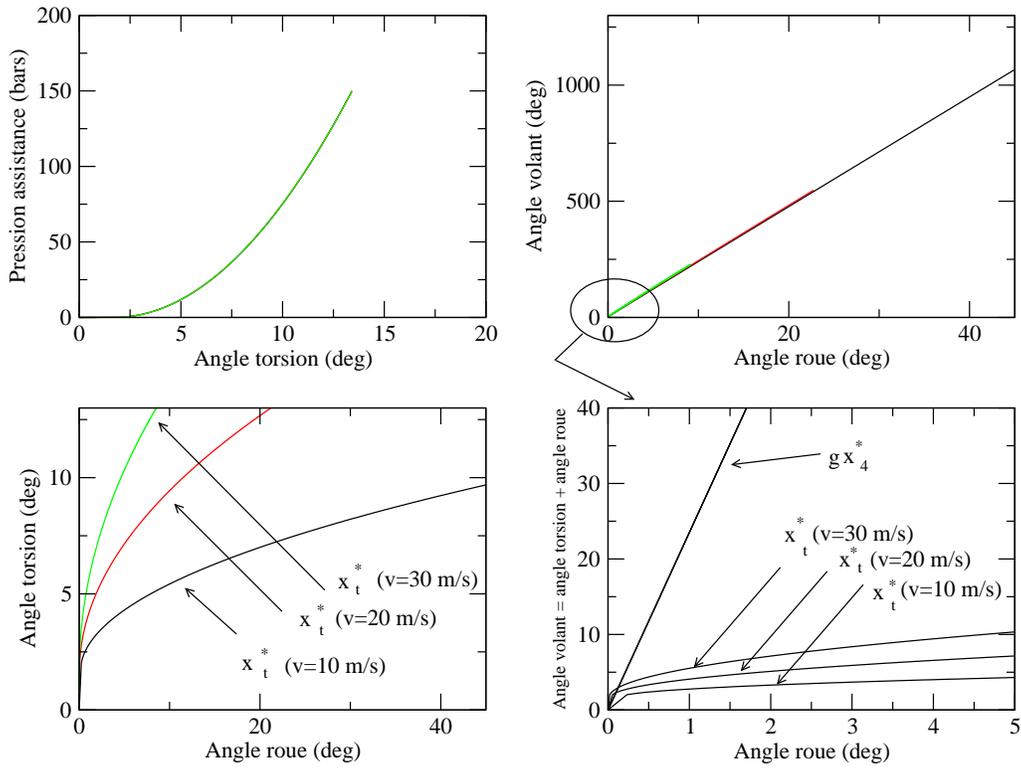


FIG. 5.2 – Variétés d'équilibre du système. Pour les petits angles de braquage (moins de 20 degrés volant) la proportion de l'angle de torsion (x_t^*) dans l'angle de braquage volant (x_1^*) n'est pas négligeable ($x_1^* = F(x_4^*) = x_t^* + g x_4^*$) surtout lorsque la vitesse augmente. Les variétés d'équilibre dépendent des caractéristiques de contact entre le pneu et la route, la vitesse du véhicule et la caractéristique de la pompe. Par exemple pour des vitesses élevées, les efforts de contact sont plus importants et l'angle de torsion sera plus important (pression d'assistance nécessaire pour braquer les roues à valeur plus grande).

Ensuite le système 5.3 permet de trouver la relation $x_1^* = F_2(x_4^*)$, pour tout point d'équilibre $(u_m^*, x_1^*, x_4^*) \in \mathbb{R}^3$. Cette relation caractérise le lien statique entre l'angle volant et l'angle roue :

$$B_{11} x_1^* = A_0 x_0^* + B_{21} x_3^* \quad (5.5a)$$

$$0 = c_{dbis} \Phi(x_1^*, x_4^*, x_3^*) - K_{fbis} x_3^* \quad (5.5b)$$

avec $\mathbf{x}_0^* = [x_4^*, x_5^*, x_6^*]$ et

$$A_0 = \begin{bmatrix} -\frac{1}{\tau_1} & \frac{\kappa \tau_2}{I_r} & \frac{\kappa l_f \tau_2}{I_r} \\ g_{11} & f_{11} & f_{12} \\ g_{22} & f_{21} & f_{22} \end{bmatrix}, \quad B_{11} = \begin{bmatrix} -\frac{g k_t \tau_2}{I_r} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}, \quad B_{21} = \begin{bmatrix} \frac{V_r R \tau_2}{I_r} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}.$$

En inversant la relation (5.5a) les variétés d'équilibre s'écrivent,

$$x_1^* = \frac{I_r}{gk_t\tau_2} \left[\frac{1}{\tau_1}x_4^* - \frac{\kappa\tau_2}{I_r}x_5^* - \frac{\kappa\tau_2 l_f}{I_r}x_6^* - \frac{V_r R\tau_2}{I_r}x_3^* \right] \quad (5.6a)$$

$$x_5^* = \frac{f_{12}g_{22} - f_{22}g_{11}}{f_{11}f_{22} - f_{21}f_{12}}x_4^* \quad (5.6b)$$

$$x_6^* = \frac{f_{21}g_{11} - f_{11}g_{22}}{f_{11}f_{22} - f_{21}f_{12}}x_4^* \quad (5.6c)$$

A partir de la relation 5.5b, il est possible d'exprimer la pression en fonction de l'angle de torsion. (rappelons que les paramètres des surfaces S et \bar{S} sont fixés et $N = 1$).

$$x_t^* = \text{sign}(x_3^*) \left(\frac{K_{f_{bis}}}{c_{d_{bis}}s_1} \sqrt{|x_3^*|} + \frac{s_0}{s_1} \right) \quad (5.7)$$

Au final, il est possible de déterminer analytiquement la relation entre l'angle de torsion et les autres états du système, $x_1^* = F_2(x_4^*)$, en utilisant les relations Eqs. (5.6) et (5.7). Cependant le calcul est complexe et dépend fortement de nombreux paramètres et états du système. Cette relation est non-linéaire et fait intervenir les caractéristiques du contact pneu/sol, de la vitesse du véhicule, et la caractéristique de la pompe. La figure 5.2 présente les variétés d'équilibre entre les différents angles. Dans la suite, il serait souhaitable de réaliser une loi de commande sans utiliser cette relation.

5.2.2.2 Équations d'erreur

Une fois les variétés d'équilibre définies, il est possible d'écrire les équations d'erreur du système en boucle fermée. Ces équations d'erreur seront définies dans la suite en utilisant la notation $\mathbf{e} = [e_i] \in \mathbb{R}^6$ où $e_i = \{x_i - x_i^*\}$ pour $i \in [1, 6]$, avec x_i les états du système et x_i^* les états à l'équilibre; $\mathbf{e}_y = \mathbf{y} - \mathbf{y}^*$ représente l'erreur sur la sortie et le terme \mathbf{e}^γ représente les perturbations.

$$\begin{cases} \dot{\mathbf{e}} = \mathbf{A}\mathbf{e} + \mathbf{B}(\mathbf{u} - \mathbf{u}^*) + \mathbf{R}\psi(\mathbf{x}, \mathbf{x}^*) + \mathbf{T}\mathbf{e}^\gamma \\ \mathbf{e}_y = \mathbf{C}\mathbf{e} \end{cases} \quad (5.8)$$

avec

$$\psi(\mathbf{x}, \mathbf{x}^*) = \Phi(\mathbf{x}) - \Phi(\mathbf{x}^*) \quad (5.9)$$

Propriété 5.1 L'équation dynamique de l'erreur de pression d'assistance e_3 peut s'écrire de la manière compacte suivante:

$$\dot{e}_3 = b\varphi_0 (e_t\chi_1(x_3) - e_3\chi_2(x_3, x_3^*)) \quad (5.10)$$

avec $\chi_2(x_3, x_3^*)$ et $\chi_1(x_t, x_t^*, u_2, x_3)$ des fonctions continues positives définies. \square

Preuve: Pour simplifier les notations, la fonction $\Phi(\mathbf{x})$ est réécrite :

$$\Phi(\mathbf{x}) = c_{d_{bis}}(-s_0 \cdot \text{sign}(x_3) + s_1 \cdot x_t) \sqrt{|x_3|} = c_{d_{bis}}S_0(x_t, x_3) \sqrt{|x_3|}$$

L'équation d'erreur est donnée par :

$$\dot{e}_3 = b\varphi_0 \left[c_{d_{bis}}S_0(x_t, x_3) \sqrt{|x_3|} - c_{d_{bis}}S_0(x_t^*, x_3^*) \sqrt{|x_3^*|} - K_{f_{bis}}e_3 \right] \quad (5.11)$$

Diagramme de Bode

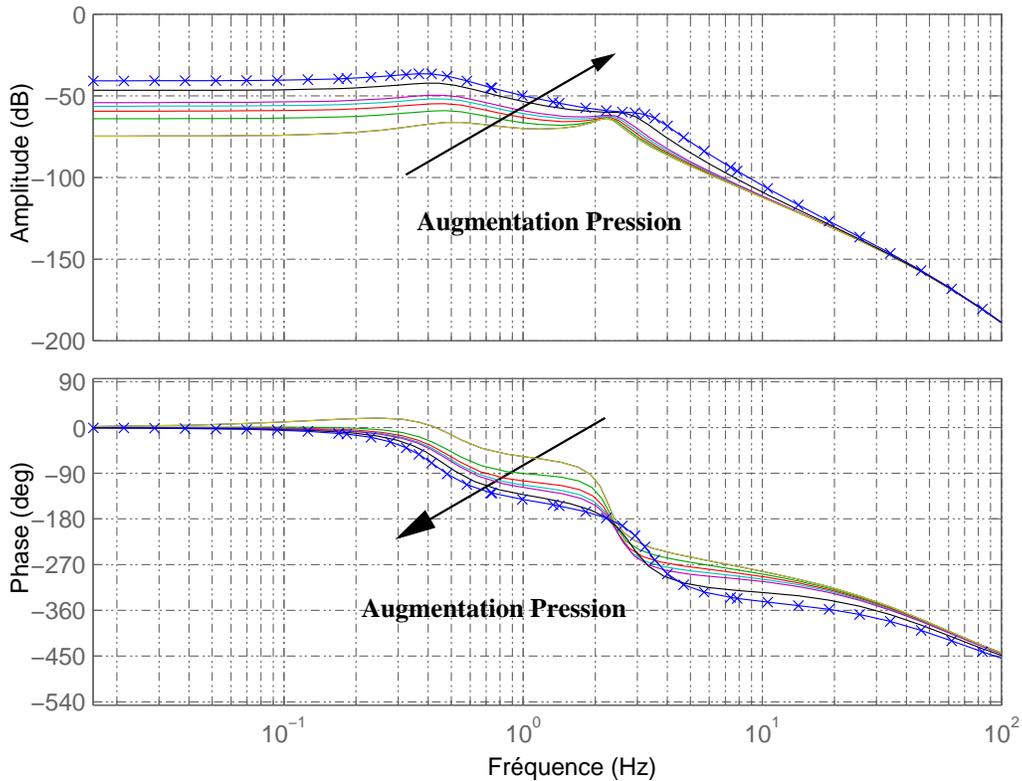


FIG. 5.3 – Diagramme de Bode du système linéarisé pour différentes amplitudes de pression (ici entre environ 0 et 10 bars).

Les variétés d'équilibre qui lient la pression et l'angle de torsion sont données par la relation :

$$0 = c_{d_{bis}} S_0(x_t^*, x_3^*) \sqrt{|x_3^*|} - K_{f_{bis}} x_3^* \quad (5.12)$$

Les fonctions $\chi_1(\cdot)$, $\chi_2(\cdot)$ sont obtenues par le calcul.

$$\chi_1(x_3) = c_{d_{bis}} s_1 \sqrt{|x_3|} \quad (5.13)$$

$\chi_1(x_3, x_t, x_t^*)$ est une fonction définie positive qui est continue différentiable pour tout $(x_3, x_t, x_t^*) \in \mathbb{R}^3$. De même

$$\chi_2(x_3, x_3^*) = \begin{cases} K_{f_{bis}} & \text{Si } x_3 = x_3^* , \\ K_{f_{bis}} & \text{Si } x_3 = 0 , \\ \sqrt{|x_3|} \left[\frac{K_{f_{bis}}}{\sqrt{|x_3^*|} + \sqrt{|x_3|}} + \left(K_{f_{bis}} \frac{\sqrt{|x_3^*|} \sqrt{|x_3|}}{\sqrt{|x_3^*|} + \sqrt{|x_3|}} + c_{d_{bis}} S_0 \right) \frac{\text{sign}(x_3) - \text{sign}(x_3^*)}{x_3 - x_3^*} \right] & \text{si } \forall x_3 \neq x_3^* \text{ et } x_3 \neq 0 \end{cases} \quad (5.14)$$

$\chi_2(\cdot)$ est positive définie, continue différentiable pour tout $(x_3, x_3^*) \in \mathbb{R}^2$. ■

En utilisant les mêmes notations qu'auparavant, le système linéarisé autour du point d'équilibre \mathbf{x}^* s'écrit:

$$\begin{cases} \dot{\mathbf{e}} = \mathbf{A}^* \mathbf{e} + \mathbf{B}(\mathbf{u} - \mathbf{u}^*) + \mathbf{T}e^\gamma \\ \mathbf{e}_y = \mathbf{C} \mathbf{e} \end{cases} \quad (5.15)$$

La matrice A^* est définie par

$$A^* = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{k_t}{I_m} & -\frac{fv_m}{I_m} & 0 & \frac{gk_t}{I_m} & 0 & 0 \\ b\varphi_0 c_{d_{bis}} s_1 \sqrt{|x_3^*|} & 0 & -b\varphi_0 K_{f_{bis}} & -gb\varphi_0 c_{d_{bis}} s_1 \sqrt{|x_3^*|} & 0 & 0 \\ \frac{gk_t \tau_2}{I_r} & 0 & \frac{V_r R r \tau_2}{I_r} & -\frac{1}{\tau_1} & \frac{\kappa l_f \tau_2}{I_r} & \frac{\kappa l_f \tau_2}{I_r} \\ 0 & 0 & 0 & g_{11} & f_{11} & f_{12} \\ 0 & 0 & 0 & g_{22} & f_{21} & f_{22} \end{bmatrix}$$

La figure 5.3 représente le diagramme de Bode obtenu avec le système linéarisé pour différents points de fonctionnement (plusieurs pressions d'équilibre). Il est notable que le gain, les pôles et les zéros du système varient avec le point de fonctionnement. Le gain du système est très faible pour les petites pressions d'assistance (fonctionnement dans le creux de la loi de valve) et augmente lorsque la pression d'assistance augmente. Il faudra prendre en compte cette non linéarité de l'assistance si l'on souhaite obtenir une bonne précision de l'asservissement. Il est à noter que pour un fonctionnement à 80 km/h du véhicule, les angles de braquage des roues sont très faibles (bien inférieurs au degré), donc l'asservissement se doit d'être très précis.

5.2.2.3 Passivité du modèle

La propriété de passivité du modèle de direction est très intéressante pour la simplification et l'analyse du système (cf. remarque 4.6). En remarquant que le système bouclé conserve cette même propriété de passivité, la synthèse des lois de commande est facilitée.

Propriété 5.2 L'application $\mathcal{H} : e_t \in \mathbb{R} \mapsto e_3 \in \mathbb{R}$ définie par l'équation 5.10 est passive. \square

Preuve: D'après la définition A.1, la passivité de la partie hydraulique se démontre en faisant un bilan énergétique. Il est nécessaire de calculer l'intégrale suivante:

$$\begin{aligned} \int_0^t e_t e_3 dt &= \int_0^t \frac{e_3 (\chi_2(x_3, x_3^*) e_3 + \frac{\dot{e}_3}{b\varphi_0})}{\chi_1(x_3)} dt \\ &\geq \int_{e_3(0)}^{e_3(t)} \frac{e_3 de_3}{b\varphi_0 c_{d_{bis}} s_1 \sqrt{|x_3|}} \end{aligned}$$

Soit la fonction d'emmagasinage

$$U(x_3) = \frac{1}{b\varphi_0 c_{d_{bis}} s_1} \sqrt{|x_3|} \left[\frac{2}{3} |x_3| - 2x_3^* \text{sign}(x_3) \right] \quad (5.16)$$

La fonction $U(x_3)$ admet un minimum en $x_3 = x_3^*$ et $U_0 = U(e_3(0) + x_3^*)$. On obtient

$$\int_0^t e_t e_3 dt \geq U(x_3^*) - U_0 = -\frac{4}{3b\varphi_0 c_{d_{bis}} s_1} |x_3^*| \sqrt{|x_3^*|} - U_0$$

Cette dernière inégalité montre la passivité du système hydraulique autour d'un point d'équilibre¹. La puissance de sortie n'est jamais supérieure au taux de variation de l'énergie emmagasinée (énergie fournie moins l'énergie dissipée). En d'autres

1. $\exists \beta = \frac{4}{3b\varphi_0 c_{d_{bis}} s_1} |x_3^*| \sqrt{|x_3^*|} + U_0$, $\beta \in \mathbb{R}$ tel que $\int_0^t e_3 e_t dt > -\beta$ donc \mathcal{H} est passive.

termes, la direction assistée hydraulique est un système dissipatif suivant le transfert $\mathcal{H} : e_t \mapsto e_3$. ■

Cette propriété du système est très intéressante pour l'analyse de la commande de l'actionneur de direction. Une représentation particulière du système sous forme inter-connectée sera adoptée dans la section 5.3.2.5 afin d'en étudier la stabilité.

Remarque 5.1 Il est intéressant de remarquer que le sous système hydraulique peut être analysé au moyen de la fonction de Lyapunov V_1 suivante

$$V_1(e_3) = \frac{1}{b\varphi_0 c_{d_{bis}}} \left[\frac{2}{3} |e_3 + x_3^*| \sqrt{|e_3 + x_3^*|} - 2x_3^* \text{sign}(e_3 + x_3^*) \sqrt{|e_3 + x_3^*|} \right] + \frac{4}{3B\varphi_0 C} |x_3^*| \sqrt{|x_3^*|}$$

avec $V_1(\cdot)$ continue différentiable au point e_3 . $V_1(0) = 0$ et $V_1(e_3) > 0 \forall e_3 \neq 0$ donc V_1 est une fonction de Lyapunov.

$$\dot{V}_1 \leq \frac{e_3 \dot{e}_3}{b\varphi_0 c_{d_{bis}} s_1 \sqrt{|x_3|}} = -\frac{\chi_2(x_3, x_3^*)}{c_{d_{bis}} s_1 \sqrt{|x_3|}} e_3^2 + e_3 e_t$$

Pour conclure à la stabilité du système d'assistance, le transfert $G : e_3 \mapsto -e_t$ devra être analysé plus en détail. □

5.3 Étude des lois de commande

Dans un premier temps on suppose la mesure de la sortie connue et la commande est réalisée par une méthode linéaire robuste classique. Cette stratégie est possible mais n'avait pas été retenue au début de l'étude pour des raisons pratiques. Mesurer la position des roues comporte plusieurs inconvénients :

- la mesure doit être faite à l'aide d'un capteur de résolution importante. Les déplacements de l'angle roue sont très faibles (à grande vitesse les déplacements sont inférieurs au degré) pour un fonctionnement sur autoroute.
- La mesure est fortement agitée car toutes les irrégularités de la route sont transmises sur le levier pendant. Utiliser cette grandeur incite la loi de commande à rejeter toutes les irrégularités de la route, ce qui n'est pas forcément intéressant (solicitation forte de l'actionneur).
- Une commande de structure réduite s'avère peu performante (bande passante faible) alors qu'un régulateur d'ordre plus élevé nécessite une connaissance plus poussée du système.

Afin de réaliser une solution plus pratique sur le système de direction, une seconde approche est utilisée dans la section 5.3.2. Elle consiste à piloter l'angle volant et à laisser en boucle ouverte la partie mécanique située entre l'angle volant et l'angle roue (il est nécessaire de déterminer le gain statique entre l'angle volant et l'angle roue).

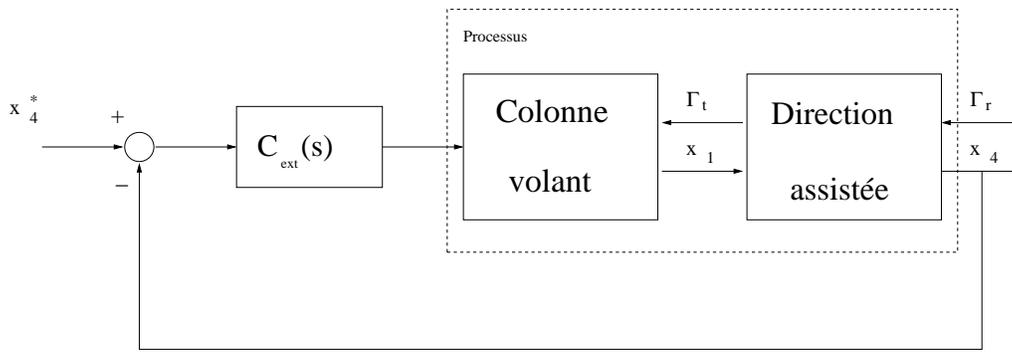


FIG. 5.4 – Commande de l’angle roue par mesure de la sortie.

5.3.1 Préliminaire : commande linéaire de l’angle roue

Dans cette section, la mesure de l’angle roue est disponible à l’aide d’un capteur supplémentaire.

Hypothèse 5.1 On mesure la sortie angle roue x_4

Plusieurs lois de commande classiques peuvent être utilisées:

- (a) **Synthèse d’un régulateur linéaire à structure réduite:** La première étape pour la mise en oeuvre d’une commande utilisant la mesure de la sortie est l’utilisation des commandes PD ou PID (Fig. 5.4). La loi de commande est donnée par:

$$u_m = -K_p \left(1 + \frac{T_d s}{1 + \frac{T_d}{N_d} s} + \frac{1}{T_i s} \right) e_4 \quad (5.17)$$

K_p , T_d et T_i sont les constantes du correcteur qui permettent de régler les performances. N_d permet de spécifier un horizon de filtrage pour l’action dérivée afin de réduire la sensibilité au bruit de mesure.

Les performances que l’on obtient avec ce type de correcteur dépendent fortement de la consigne et ne sont pas très bonnes en terme de bande passante. L’étude montre que la bande passante obtenue est difficilement supérieure à 1 Hertz et les dépassements sont très importants pour certaines consignes d’angle. Un correcteur PD ne permettra pas de commander l’angle roue correctement. L’ajout d’une action intégrale ralentit encore la dynamique de l’asservissement.

- (b) **Synthèse d’un régulateur linéaire d’ordre plus élevé:** La commande PD donnant des résultats peu convainquant, il est envisagé de concevoir un régulateur un peu plus complexe toujours basé sur la mesure de la sortie (Fig. 5.4). L’idée dans un premier temps est de concevoir un régulateur robuste de type RST basé sur la structure mécanique du système. Le système partiel composé des états x_1 , x_2 et x_4 est utilisé dans cette rubrique.

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = x_2 \\ \dot{x}_2 = \frac{1}{I_m} (-k_t x_1 - f_{v_m} x_2 + g k_t x_4 + u_m) \\ \dot{x}_4 = \frac{1}{I_r} \left(g k_t \tau_2 x_1 + V_r R \tau_2 x_3 - \frac{I_r}{\tau_1} x_4 + \kappa \tau_2 x_5 + \frac{\kappa \tau_2 l_f}{v} x_6 \right) \end{cases} \quad (5.18)$$

Ainsi, le système en boucle ouverte 5.21 peut s’écrire sous la forme réduite

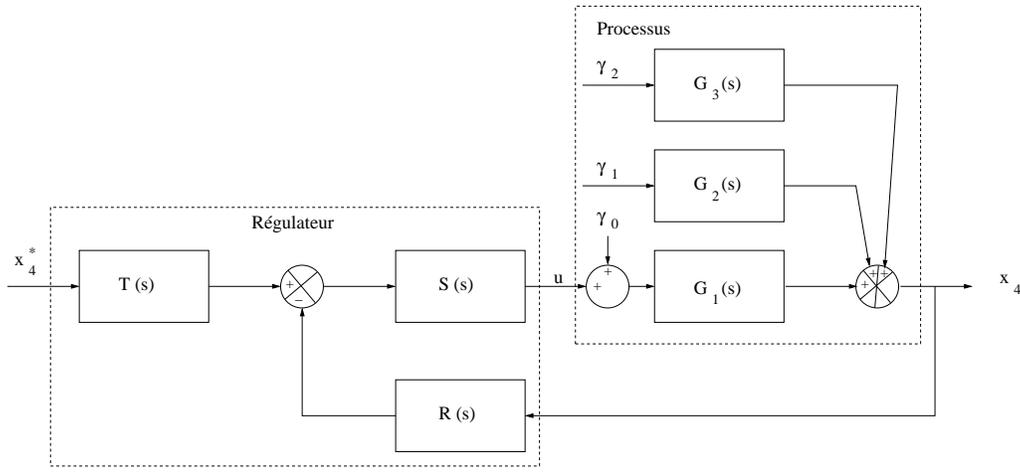


FIG. 5.5 – Cette figure donne une représentation approximée linéaire du système et de la commande.

suivante (Fig. 5.5):

$$x_4 = G_1(s)u_m + G_1(s)\gamma_0 + G_2(s)\gamma_1 + G_3(s)\gamma_2 \quad (5.19)$$

avec γ_0 les perturbations agissant sur la colonne du moteur (par exemple un effort du conducteur), $\gamma_1 = x_3$ et $\gamma_2 = (x_5 + \frac{l_f}{v}x_6)$, des dynamiques non prises en compte qui peuvent être analysées comme des perturbations et

$$G_1(s) = \frac{gk_t\tau_2}{I_r I_m s^3 + (I_r f_{v_m} + \frac{I_m I_r}{\tau_1})s^2 + (I_r k_t + \frac{f_{v_m} I_r}{\tau_1})s + (\frac{I_r k_t}{\tau_1} - g^2 k_t^2 \tau_2)},$$

$$G_2(s) = \frac{(I_m s^2 + f_{v_m} s + k_t)V_r R \tau_2}{I_r I_m s^3 + (I_r f_{v_m} + \frac{I_m I_r}{\tau_1})s^2 + (I_r k_t + \frac{f_{v_m} I_r}{\tau_1})s + (\frac{I_r k_t}{\tau_1} - g^2 k_t^2 \tau_2)},$$

$$G_3(s) = \frac{(I_m s^2 + f_{v_m} s + k_t)\kappa \tau_2}{I_r I_m s^3 + (I_r f_{v_m} + \frac{I_m I_r}{\tau_1})s^2 + (I_r k_t + \frac{f_{v_m} I_r}{\tau_1})s + (\frac{I_r k_t}{\tau_1} - g^2 k_t^2 \tau_2)}.$$

La mise en place d'une commande basée sur le transfert $G_1(s)$ donne une grande flexibilité dans le choix des performances du système en terme de bande passante. Le problème de cette écriture est de ne pas prendre en considération l'influence très marquée de la dynamique de pression sur ce système. Comme cela est montré sur la figure 5.5 la représentation réduite n'est qu'une approximation du système réel. En réalité les pôles et zéros du système complet sont modifiés suivant le point de fonctionnement qui est choisi. La commande doit donc être suffisamment robuste aux dynamiques qui sont négligées.

La synthèse de la commande par placement de pôles robustes fut menée sur la direction d'un véhicule léger ([2]). Les résultats sont très satisfaisants mais ne correspondent pas à la configuration du poids lourd (la mesure de la sortie n'est pas disponible). On peut néanmoins tirer quelques conclusions intéressantes :

- les performances obtenues sont très dépendantes de la puissance du moteur électrique utilisé. Pour un moteur faible (couple maximum inférieur à 15 N.m) la bande passante obtenue est inférieure à 10 Hertz pour les petits angles et largement plus faible pour les angles important (1 à 2 Hertz).

- Il est envisageable mais pas souhaitable de réaliser une commande qui compense la perturbation $\gamma_1 = x_3$ au moyen d'une mesure supplémentaire de la pression d'assistance (où des efforts biellettes). En effet, cette mesure permet de limiter le nombre des perturbations agissant sur la sortie et ainsi de faciliter la tâche de la commande. L'inconvénient de l'approche est que la pression d'assistance est difficile à mesurer pratiquement et les performances d'un tel capteur sont peu exploitables.
- Les performances de l'asservissement sont bonnes pour des angles limités et se dégradent pour les angles importants. Le comportement du système bouclé n'est pas négligeable en général et ne peut être représenté par un système linéaire.
- D'un point de vue "philosophique" il n'est pas souhaitable de commander directement l'angle roue car ceci revient à compenser toutes les perturbations issues des roues au travers l'utilisation d'une commande très réactive. Le risque est d'augmenter la consommation globale du système et en particulier celle due à l'assistance hydraulique pour compenser le bruit de la route alors que la direction filtre naturellement ces effets.

Les points précédents ont permis de comprendre les limites du système commandé par un régulateur linéaire par retour de sortie. D'une part, il est difficile de commander la sortie en utilisant uniquement une mesure de l'angle roue, d'autre part les performances obtenues sont en dessous des espérances (grosses disparités entre les petits angles et les grands angles). Enfin, l'intérêt de commander directement le système à l'aide de la mesure de l'angle roue est limité en raison de la forte excitation de cette mesure et de ses valeurs très faibles.

A l'inverse, comme cela sera présenté dans la suite, la commande de l'angle volant est réalisée relativement facilement par un régulateur linéaire et donne des performances équivalentes ou tout au moins facilement interprétables pour la suite de l'étude. La dynamique de la partie du système en boucle ouverte peut être facilement intégrée pour prendre en compte le changement du gain de l'assistance pour différents point de fonctionnement.

5.3.2 Commande de l'angle volant

Deux étapes sont envisagées pour proposer une solution au problème:

- a. La colonne de direction du véhicule est un système en cascade (Fig. 4.10). Avant de mettre en place une commande de l'angle roue, un problème intermédiaire est généralement étudié : la commande de l'angle volant. Dans beaucoup de cas, l'étude s'arrête une fois l'angle volant piloté car l'angle roue est souvent supposé proportionnel à l'angle volant (Fig. 5.6). Cette hypothèse n'est pas vraie car le transfert entre l'angle volant et l'angle roue est un système hydromécanique complexe. La sous-section suivante étudiera les implications dues à la complexité du transfert entre le volant et les roues.

Pour le moment, l'asservissement est réalisé en utilisant l'hypothèse que l'angle roue est proportionnel à l'angle volant.

L'étude démarre par la mise en place des correcteurs linéaires classiques (PD, PID). C'est la solution la plus facile à utiliser pour notre problème. La dynamique de la colonne de direction étant du deuxième ordre, la commande de

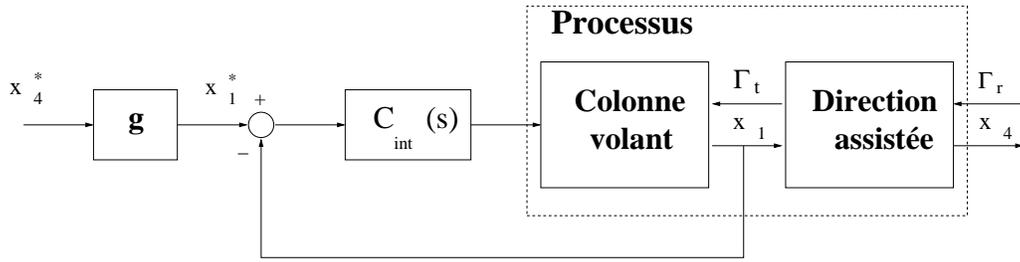


FIG. 5.6 – Commande de l’angle volant en supposant l’angle roue proportionnel à l’angle volant ($x_1^* = gx_4^*$).

l’angle volant se fait très facilement par une technique linéaire de type PD. Une deuxième méthode basée sur la commande non-linéaire à modes glissants est proposée. Les améliorations et inconvénients apportés par cette méthode seront présentés.

- b. Les commandes de l’angle volant ne permettent pas de garantir que la sortie du système se comporte bien (une partie du système est en boucle ouverte et la dynamique de la direction est complexe et non-linéaire, voir Fig. 5.5). Des stratégies non-linéaires peuvent être envisagées afin de réduire l’impact de la torsion du boîtier d’assistance en estimant par exemple l’angle de torsion à l’aide de la pression d’assistance ou en modifiant en ligne le gain du système. Ce point sera discuté dans la section commande à gain programmé 5.3.2.3 et permettra de combler les lacunes de la commande [a].

5.3.2.1 Synthèse d’un régulateur linéaire à structure réduite

Dans un premier temps, une commande permettant d’asservir l’angle volant est proposée.

Hypothèse 5.2 Cette commande est réalisée en utilisant les hypothèses suivantes:

- H1. Seule la mesure de l’angle volant est disponible.
- H2. L’angle de braquage du véhicule est supposé proportionnel à l’angle roue.

$$\boxed{x_1^* = gx_4^*} \quad (5.20)$$

L’objectif de la commande est de piloter l’angle volant x_1 (dans un premier temps) vers un angle désiré x_1^* , soit faire converger l’erreur $e_1 = x_1 - x_1^*$ vers zéro. Le système d’équation réduit s’écrit

$$\begin{cases} \dot{e}_1 = e_2 \\ \dot{e}_2 = \frac{1}{T_m} (-k_t e_1 - f_{v_m} e_2 + g k_t e_4 + u_m - u_m^*) \end{cases}$$

Une commande de type **PD** permet de commander l’angle volant de façon relativement performante¹. La loi de commande utilisée est donnée de manière générale par la relation 5.17. La commande PD sera approchée de la manière suivante:

$$\boxed{u_m = -K_p e_1 - K_d e_2} \quad (5.21)$$

1. Ces commandes seront intitulées **PD-interne** ou **PID-interne**, le terme “interne” étant utilisé pour indiquer la commande de l’angle volant qui constitue la boucle interne du système.

avec k_p et k_d les constantes du régulateur.

Les gains du système sont choisis pour fixer les performances de la boucle de régulation de l'angle volant à un niveau élevé. Pour le moment l'action intégrale n'est pas prise en compte. Le système en boucle fermée s'écrit (on prend $N_d \approx 10 \gg 1$):

$$\ddot{e}_1 \approx \frac{1}{I_m} (-k_t e_1 - f_{v_m} \dot{e}_1 + g k_t e_4 - K_p e_1 - K_p T_d \dot{e}_1 - u_m^*) \quad (5.22)$$

soit

$$I_m \ddot{e}_1 + (f_{v_m} + K_p T_d) \dot{e}_1 + (k_t + K_p) e_1 \approx g k_t e_4 - u_m^* \quad (5.23)$$

D'où

$$w_c = \sqrt{\frac{k_t + K_p}{I_m}} \quad (5.24)$$

$$\xi_c = \frac{1}{2} w_c \frac{f_{v_m} + K_p T_d}{k_t + K_p} \quad (5.25)$$

Le choix de w_c et ξ_c permet de fixer les gains K_p et T_d pour obtenir les performances désirées. L'erreur statique en régulation (notée ss pour "Steady state") est donnée par

$$e_{1_{ss}} \approx \frac{g k_t e_{4_{ss}} - u_m^*}{(k_t + K_p)} \quad (5.26)$$

Elle diminue lorsque K_p augmente. Une action intégrale supplémentaire permet de corriger cette erreur statique si le gain K_p est faible mais ralentit la boucle de régulation. Comme le gain K_p est relativement grand pour obtenir une bande passante élevée, l'erreur statique résiduelle est faible.

La stabilité du système complet bouclé par cette commande intitulée **PD-interne** est discutée dans la section 5.3.2.5. Cette commande est limitée principalement par le couple maximum de l'actionneur électrique. Elle est sensible principalement aux variations de l'angle roue. En utilisant une mesure supplémentaire de cet angle (x_4), il est possible de linéariser (commande **Lin-interne**) complètement l'équation dynamique de l'erreur 5.21 et d'obtenir des performances transitoires meilleures.

$$\boxed{u_m = u_m^* - (K_p - k_t) e_1 - (K_d - f_{v_m}) e_2 - g k_t e_4} \quad (5.27)$$

Il est également nécessaire d'approximer ou de calculer les variétés d'équilibre du système (u_m^* , x_1^* pour un équilibre x_4^* donné). Si l'on ne dispose pas de toutes ces données, un autre type de régulateur robuste non linéaire peut être envisagé. C'est l'objet de la section suivante.

5.3.2.2 Commande par modes glissants

Cette étude est faite dans le but de comparer avec la méthode linéaire mais présente un intérêt limité pour ce type de système car on souhaite obtenir une excitation très réduite de l'actionneur. Cette commande sera intitulée **MG-interne** dans la suite pour spécifier que la commande est de type Modes Glissants (MG). Son but est d'améliorer les propriétés de robustesse vis-à-vis des dynamiques négligées ou des incertitudes paramétriques. Un grand nombre de travaux montrant l'efficacité de cette technique ont été menés ces dernières années et une bonne introduction

est présentée par [3]. L'intérêt de cette approche est qu'une connaissance exacte du modèle n'est pas nécessaire pour assurer les bonnes performances de la commande. L'important est de fixer des bornes sur les incertitudes ou les plages de variations du modèle.

L'objectif de commande est, comme dans la section précédente le pilotage de l'angle volant x_1 , soit faire converger l'erreur $e_1 = x_1 - x_1^*$ vers zéro. Il est intéressant de faire tendre vers cette limite de manière exponentielle avec un taux de convergence donné (λ). Soit une surface de commutation définie par

$$s = \dot{e}_1 + \lambda e_1 \quad (5.28)$$

Deux propriétés importantes de cette surface doivent être assurées:

- s est un opérateur différentiel stable (afin de pouvoir dériver s).
- s a un degré relatif de un vis à vis de la commande (\dot{s} est une fonction explicite de u).

Alors si $s \equiv 0$, $e_1(t) = e_1(0)e^{-\lambda t}$ (convergence exponentielle).

Le principe de la commande par mode glissant est donc d'assurer une convergence efficace vers la surface de commutation $s \equiv 0$ afin de garantir la convergence exponentielle de e_1 .

$$\begin{aligned} \dot{s} &= \ddot{e}_1 + \lambda \dot{e}_1 \\ &= \frac{1}{I_m}(u_m - u_m^* - k_t e_1 - f_{v_m} e_2 + g k_t e_4) + \lambda e_2 \end{aligned} \quad (5.29)$$

$$= \frac{1}{I_m}(u_m - k_t x_t^* - k_t e_1 - f_{v_m} e_2 + g k_t e_4) + \lambda e_2 \quad (5.30)$$

En choisissant

$$\boxed{u_m = \bar{u} + k_t x_1 + (f_{v_m} - I_m \lambda) e_2} \quad (5.31)$$

L'équation 5.30 devient,

$$\dot{s} = \frac{1}{I_m}(\bar{u} + g k_t x_4) \quad (5.32)$$

L'angle de braquage du véhicule est borné ($0 < |x_4| < x_4^{max}$.) De ce fait, dans le cas le plus défavorable,

$$\dot{s} = \frac{1}{I_m} \bar{u} + \frac{g k_t}{I_m} x_4^{max} \text{sign}(s) \quad (5.33)$$

En choisissant

$$\boxed{\bar{u} = -(\eta + g k_t x_4^{max}) \text{sign}(s)} \quad (5.34)$$

\dot{s} devient

$$\dot{s} \leq -\eta \text{sign}(s) \quad (5.35)$$

Cette dernière inégalité assure la convergence en temps fini ($t \leq \frac{s(0)}{\eta}$) de la surface de commutation. La convergence de l'erreur e_1 est exponentielle.

Bien souvent l'implémentation pratique des contrôleurs par modes glissants est remise en cause du fait de l'utilisation de commandes discontinues ($\text{sign}(s)$). Il est clair que ce type de signal est impossible à mettre en oeuvre sur un système mécanique réel (Les commutations sont excessives sur les actionneurs et les gains en vitesse peuvent être destructifs). Afin de remédier à cela une technique de lissage est

généralement utilisée. Pour cela la fonction $\text{sign}(s)$ est remplacée par une fonction $\text{sat}(s)$ définie comme suit:

$$\text{sat}(s) = \begin{cases} 1 & \text{si } s > \phi \\ 1/\phi \cdot s & \text{si } |s| \leq \phi \\ -1 & \text{si } s < -\phi \end{cases} \quad (5.36)$$

Définition 5.1 Soit $S(\phi)$ un voisinage de la surface de commutation s tel que

$$S(\phi) = \{s \in \mathbb{R} \text{ t.q. } |s| < \phi\} \quad (5.37)$$

□

En utilisant la fonction de commutation, la nouvelle commande \bar{u} est donnée par

$$\bar{u} = -(\eta + gk_t x_4^{\text{max}}) \text{sat}(s) \quad (5.38)$$

Lorsque s est petit, l'inégalité $\dot{s}s < -\eta|s|$ est toujours vérifiée. Par contre, il est intéressant de montrer que la nouvelle commande permet d'atteindre le domaine d'attraction $S(\phi)$ en temps fini et de ne plus en sortir.

- **Lorsque** $|s| > \phi$, la relation 5.35 est vérifiée et s converge en temps fini vers le domaine d'attraction $S(\phi)$.
- **Lorsque** $|s| < \phi$,

$$\dot{s} = -\frac{1}{I_m} (\eta + gk_t x_4^{\text{max}}) \frac{s}{\phi} + \frac{gk_t}{I_m} x_4 \quad (5.39)$$

L'équation 5.39 est un filtre du premier ordre de fréquence de coupure $\frac{\eta + gk_t x_4^{\text{max}}}{I_m \phi}$. Le terme $\frac{gk_t}{I_m} x_4$ n'est autre qu'une perturbation due aux dynamiques négligées. Les effets indésirables de "chattering" peuvent être éliminés à condition de ne pas exciter les fréquences des dynamiques négligées. Alors s reste dans le voisinage $S(\phi)$.

Cette méthode n'est utilisable qu'en choisissant avec soin les paramètres du contrôleur. Il est nécessaire de fixer trois paramètres λ , η et ϕ afin de garantir certaines performances de la commande, tout en excitant le moins possible les actionneurs. Le choix des paramètres λ et ϕ est critique car ces derniers fixent les performances du système. En général, ϕ est fixé ("Static Balance Condition") tel que

$$\lambda = \frac{\eta + gk_t x_4^{\text{max}}}{\phi} \quad (5.40)$$

afin de réduire le nombre de degrés de liberté dans le choix des coefficients. La synthèse de la commande se limite ainsi à choisir les paramètres λ et η . Le paramètre ϕ fixe la fréquence de coupure du filtre dans la zone d'attraction et donc limite les valeurs possibles λ . Il est souhaitable que la fréquence de ce filtre soit suffisamment petite pour ne pas exciter les dynamiques non modélisées et créer du "chattering". La fréquence de coupure λ définit la bande passante de la boucle fermée. Cependant, une valeur trop élevée de λ entraîne une dégradation des performances. Il est alors nécessaire que $\lambda < \lambda_a < \lambda_u$, avec λ_a la bande passante des actionneurs et λ_u la bande passante dans laquelle se situent les dynamiques non modélisées.

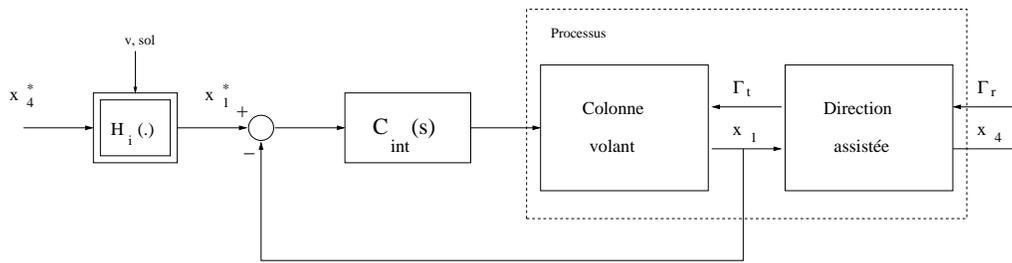


FIG. 5.7 – Commande avec pré-programmation de la référence **GS-i**, $i = 1, 2$. Un étage non-linéaire a été ajouté pour ajuster la référence. Cet étage dépend des effets transmis par le sol sur les roues (raideur de dérive), de la vitesse du véhicule,

D'autre part, l'erreur statique du contrôleur est donnée par $e_{ss} = \frac{\eta + gk_t x_4^{max}}{\lambda^2}$. Le choix de λ affecte donc également l'erreur statique du système bien qu'il soit possible de réduire cette erreur en affinant les bornes des termes négligés.

Remarque 5.2 Si λ est faible (performances fixées assez basses) et η grand (pour compenser des perturbations importantes), l'erreur statique est importante. \square

Enfin, η est un paramètre de réglage pour fixer le temps de convergence vers la surface de commutation.

L'objectif étant de contrôler l'angle des roues aussi bien que possible, supposer l'angle roue proportionnel à l'angle volant est peu précis. Les performances statiques obtenues avec une telle approximation sont insuffisantes. La section suivante intitulée **méthode à gain programmé** propose d'apporter quelques améliorations afin de tenir compte des non-linéarités entre les deux angles et donner au système bouclé une caractéristique linéaire.

5.3.2.3 Méthode à gain programmé

La non-linéarité du boîtier d'assistance a un impact sur la précision de l'asservissement de l'angle roue particulièrement pour les faibles braquages (influence de la zone morte de la loi de valve). Pour remédier à ce problème, un bloc non-linéaire de programmation du gain du système est étudié (voir la technique du "Gain Scheduling" présentée par Aström et Wittenmark [1]).

Hypothèse 5.3 Pour réaliser cette commande les hypothèses suivantes sont utilisées:

- H1. La commande de l'angle volant est réalisée à l'aide d'une des lois proposées dans la section 5.3.2. Les résultats seront illustrés en utilisant la commande **PD-interne**.
- H2. a) Les caractéristiques du système sont connues et la référence est calculée exactement ou approximée.
b) (ou) Quelques caractéristiques essentielles du boîtier d'assistance sont connues et une mesure supplémentaire de la pression d'assistance x_3 est disponible.

- (a) **Pré-programmation de la référence.** Cette commande sera intitulée **GS-1** par la suite ("Gain Scheduling"). Les commandes précédentes supposent l'angle

roue proportionnel à l'angle volant (Hypothèse 5.2). Dès que les angles désirés sont faibles, l'angle de torsion n'est plus négligeable pour calculer la référence. En réalité :

$$x_1 = x_t + gx_4 \quad \text{au lieu de} \quad x_1 = gx_4 \quad (5.41)$$

Afin de limiter la non-linéarité du boîtier d'assistance un calcul plus précis de la référence à appliquer en angle volant est nécessaire. Ce calcul permet de déterminer le gain qui correspond au gain statique entre l'angle roue et l'angle moteur. Les variétés d'équilibre données dans la section 5.2.2.1 sont utilisées pour déterminer le lien entre la consigne d'angle moteur et l'angle roue. On utilise pour cela le système d'équations 5.6 qui donne la somme des couples sur le levier pendant en statique. A partir de ce système non-linéaire, la relation statique $x_t^* = h_1(x_4^*)$ est déterminée¹. d'où

$$x_1^* = x_t^* + gx_4^* = H_1(x_4^*) \quad (5.42)$$

L'angle volant x_1^* correspondant à un angle de braquage donné doit être obtenu grâce à la relation 5.42. La loi de commande utilisée ensuite est semblable à la commande **PD-interne** avec une nouvelle référence x_1^* donnée par $x_1^* = H_1(x_4^*)$ (Fig. 5.7).

$$\boxed{u_m = k_t h_1(x_4^*) - K_p(x_1 - H_1(x_4^*)) - K_d \dot{x}_1} \quad (5.43)$$

Lorsque le contrôleur est utilisé pour des petits ou grands angles, les performances statiques sont tout à fait correctes. L'influence de la non-linéarité a pratiquement disparu.

Remarque 5.3 $H_1(\cdot)$ dépend d'un certain nombre de variables et paramètres du système ($H_1(\theta, v, x_4^*)$ avec $\theta = (C_{y_f}, C_{y_r}, m, l_{f_1}, l_{f_2}, \dots)$ les paramètres du modèle dynamique). Cette méthode présente donc l'inconvénient de supposer la connaissance d'un grand nombre de caractéristiques du système. Les variations des conditions extérieures sont essentielles et modifient la solution de manière conséquente. Ainsi la figure 5.2 montre l'effet de la vitesse sur l'allure des courbes statiques entre l'angle roue et l'angle moteur. \square

(b) Estimation de la référence par mesure de pression d'assistance

La technique **GS-1** est intéressante. Afin de réduire la dépendance avec les paramètres du système une nouvelle mesure est utilisée: la pression d'assistance. La commande basée sur ce principe s'appelle **GS-2** (Fig. 5.7). L'idée de programmation de la référence est exploitée de nouveau mais cette fois de manière dynamique ou "adaptative". L'angle de torsion est estimé à l'aide du régime statique des pressions qui est donné par la loi de valve. A l'équilibre, la relation 5.12 relie x_3^* à x_t^* :

$$x_3^* = \nu(x_t^*) \quad (5.44)$$

Comme la pression x_3^* n'est pas connue (l'ensemble les paramètres du système ne sont pas disponibles), la mesure x_3 est utilisée pour estimer x_3^* . Une estimation \hat{x}_t^* de l'angle de torsion à l'équilibre peut être construite :

$$\hat{x}_t^* = h_3(x_3) = \text{sign}(x_3) \left(\frac{K_{f_{bis}}}{c_{d_{bis}} s_1} \sqrt{|x_3|} + \frac{s_0}{s_1} \right) \quad (5.45)$$

1. Le calcul n'est pas trivial et doit être effectué par avance (en "batch") d'où l'appellation "pré-programmation" de la référence.

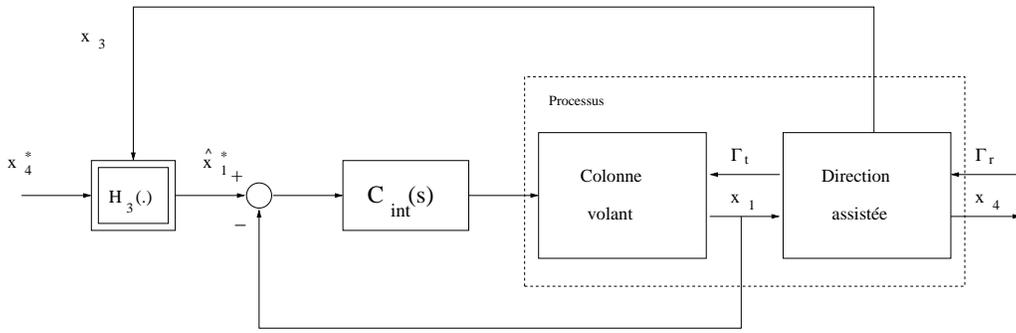


FIG. 5.8 – Commande avec pré-programmation de la référence **GS-2**. Un étage non-linéaire à été ajouté par rapport au correcteur proposé dans la section 5.3.2.1 qui permet d’ajuster la référence.

Puis une estimation \hat{x}_1^* de l’angle de consigne x_1^* est obtenue comme dans la commande GS-1 à l’aide de l’équation : $\hat{x}_1^* = h_3(x_3) + gx_4^* = H_2(x_3, x_4^*)$. La grande différence est que l’angle de torsion ainsi obtenu n’est plus l’angle de torsion désiré mais l’angle de torsion estimé et le gain de pré-programmation est dynamique¹.

La nouvelle commande appliquée est obtenue avec la nouvelle consigne \hat{x}_1^* .

$$u_m = k_t h_3(x_3) - K_p(x_1 - H_2(x_3, x_4^*)) - K_d \dot{x}_1 \quad (5.46)$$

Le résultat obtenu est très encourageant, car par le biais d’une mesure supplémentaire (ici la pression) le problème rencontré avec la technique GS-1, à savoir la dépendance avec tous les paramètres du système, est supprimé. Une preuve de la convergence² de l’estimateur proposé est faite dans la section 5.3.2.5 .

Remarque 5.4 La mesure de pression apporte une information importante sur les forces de contact pneus/sol du fait du rebouclage interne du système (le boîtier d’assistance est un système bouclé mécaniquement par la barre de torsion). Le dispositif d’assistance a été bien conçu pour faciliter le braquage des roues en s’adaptant et compensant l’effet du sol (bouclage interne naturel); il est donc important d’exploiter cette caractéristique du système pour notre commande.

Le gros problème de ce type de commande est la dynamique relativement lente liée à l’adaptation du gain de programmation $H_2(\cdot)$ en fonction de la pression d’assistance. En effet les variations de pression sont importantes et lentes. Pour remédier à cela un pré-filtrage de la mesure de pression peut être fait. \square

5.3.2.4 Application

Dans la première partie de cette étude l’asservissement de l’angle volant est réalisé de manière efficace au moyen d’une commande linéaire ou non-linéaire par modes

1. Ceci peut produire des dépassements plus importants sur les réponses du contrôleur et une dynamique plus lente, car la pression a une dynamique qui lui est propre; elle n’atteint pas instantanément la pression d’équilibre x_3^* .

2. La différence $\|x_1^* - \hat{x}_1^*\|$ entre les deux références doit être étudiée pour montrer la validité de l’estimateur. La stabilité asymptotique du système bouclé par **GS-2** est nécessaire pour mener cette démonstration. Elle sera faite dans la proposition 5.1.

glissants. La commande non-linéaire par modes glissants présentait une alternative pour fournir des performances dynamiques bonnes (asservissement du volant) avec un faible dépassement lorsqu'on ne mesurait pas l'angle roue. Cependant, lorsque la puissance du moteur est réduite, elle ne donne pas de meilleurs résultats. Ensuite, elle est plus sensible à mettre en oeuvre (Risque de "chattering" pour les gains choisis élevés) ce qui serait très inconfortable pour le conducteur du véhicule. Dans la pratique, on utilisera la commande linéaire PD qui se comporte mieux.

Choix de la bande passante de l'asservissement en position de l'actionneur à 15 Hz. Au départ, on souhaitait fixer des performances élevées au système afin d'être en mesure de négliger la dynamique de l'actionneur dans les applications de commande latérale. Ainsi, en fixant la bande passante de l'asservissement volant au delà de 15 Hertz, soit:

- Pour la commande **PD-interne** (ou éventuellement **Lin-interne**, si la mesure de x_4 est accessible), $K_p = 1460$ et $T_d = 0.021$
- Pour la commande **MG-interne**, $\lambda = 65$.

La dynamique de l'actionneur est bien supérieure aux dynamiques du véhicule et pourrait être négligée. Cependant ce choix s'avère peu réaliste. On constate que les deux commandes **PD-interne** ou **MG-interne**, ont des performances dynamiques assez proches et fortement limitées par la puissance du moteur (Fig. C.1). Lorsque l'on dispose d'un actionneur puissant capable de délivrer des couples moteurs de l'ordre de 80 N.m (beaucoup trop important), la bande passante de l'asservissement de l'angle moteur peut être augmentée jusqu'à environ 6 Hertz, résultat déjà faible avec pourtant un actionneur déjà irréalisable. Les performances sont relativement bonnes et linéaires pour la commande **MG-interne**, et presque linéaire pour **PD-interne**. La commande **MG-interne** offre des performances un peu meilleures car les gains du contrôleur sont plus élevés dans le voisinage de convergence.

Si l'actionneur est limité et fournit des couples moteurs maximum de l'ordre de 30 N.m, ou même 15 N.m (ce qui représente la capacité probable du moteur), la bande passante de l'asservissement de l'angle moteur est environ de 1 – 2 Hertz. Ces résultats sont bien en dessous de nos espérances (la bande passante théorique fixée par les gains du contrôleur était de 15 Hertz!). On note cependant que pour les faibles braquages (en dessous de 30 degrés volant) les performances sont plutôt bonnes et chutent dramatiquement pour les grandes amplitudes. Ce phénomène s'explique par le fait que le moteur est très faible et n'est pas prévu pour compenser des efforts importants de remontée des roues à des fréquences élevées (les braquages aux grands angles sont nécessaires uniquement aux vitesses faibles pour les manoeuvres. Dans ce cas, la bande passante n'a pas besoin d'être élevée).

Toutes ces remarques concernent l'asservissement de l'angle volant. Les performances obtenues sur la vraie sortie du système (l'angle roue) sont encore plus décevantes et dépendent fortement de la consigne. Le système en boucle fermée est très amorti pour les petits angles, et l'amortissement diminue lorsque la consigne augmente. La figures C.2 montre ce problème avec la commande **PD-interne**, les résultats sont un peu meilleurs pour la commande **MG-interne** mais restent peu satisfaisants (oscillations). On reconnaît sur les courbes les oscillations issues de l'angle volant mais d'autres modes liées à l'assistance hydraulique sont excités (système très peu amorti pour les hautes pressions). Ceci pose un problème pour le choix

des gains du contrôleur car il est difficile d'utiliser la même commande sur l'ensemble du domaine de fonctionnement du système. Les dépassements obtenus varient suivant le point de fonctionnement entre 20 et 40% de la consigne. Les temps de montée obtenus varient de 0.3 à 1 seconde suivant l'angle de consigne.

Au final, l'objectif fixé de 15Hertz était trop ambitieux pour le système. L'emploi d'un moteur à faible couple (couple maximum de 15 N.m) ne permet pas de rejeter les perturbations transmises des roues vers le volant à des fréquences élevées ce qui fait chuter la bande passante théorique fixée. De plus, les hautes fréquences excitent les dynamiques non linéaires de l'assistance et rendent le système peu amorti. En effet les commandes à haut gain ne conviennent pas pour ce système du fait de la limitation importante de l'actionneur.

Choix de la bande passante de l'asservissement en position de l'actionneur à 5 Hz. En choisissant des gains plus faibles pour la commande, l'asservissement ne sera plus négligeable, mais le comportement du système sera grandement amélioré pouvant même être considéré linéaire. Ceci est très intéressant pour prendre en compte la dynamique de l'actionneur dans la synthèse des lois de commande haut niveau. En fixant la dynamique de l'asservissement volant à environ 5 Hertz on obtient:

- Pour la commande **PD-interne** (ou éventuellement **Lin-interne**, si la mesure de x_4 est accessible), $K_p = 130$ et $T_d = 0.076$
- Pour la commande **MG-interne**, $\lambda = 22$

Dans cette situation, la bande passante obtenue est un peu en dessous des espérances pour les grands angles mais les performances du système sont tout à fait raisonnables. En particulier la réponse est pratiquement linéaire tant pour la sortie angle volant que pour l'angle roue (figures 5.9). A l'inverse, les performances de la commande **MG-interne** se dégradent (en particulier en statique) car pour λ faible l'erreur statique de la commande augmente. La commande **MG-interne** est de type "grand gain", elle n'est pas adaptée si l'on fixe des performances très lentes pour la commande (erreur statique) et requiert un actionneur plus puissant.

Par la suite la commande **PD-interne** sera retenue car elle donne les meilleures performances et ne requiert pas de mesure supplémentaire.

Pour le moment, l'angle roue est commandé en utilisant l'approximation $x_1^* \approx gx_4^*$. Cette approximation n'est pas complètement correcte (surtout pour les petits angles) et une erreur statique importante se produit sur la sortie du système. De même la bande passante chute pour les petites amplitudes de braquage car le gain du système est faible. La mise en oeuvre d'une commande à gain préprogrammé permet de remédier à ce problème.

Utilisation du gain programmé. L'intérêt de cette commande est de réduire l'effet de la zone morte pour les petits angles de braquage. Le calcul des variétés d'équilibre exactes (par la méthode **GS-1**) présente un intérêt limité pour l'application car il est nécessaire de connaître de nombreux paramètres du véhicule et sur la liaison roue/sol. Les résultats obtenus avec les commandes **GS-1** et **GS-2** sont donnés sur la figure 5.10. La programmation de la consigne permet de limiter l'erreur statique entre l'angle roue désiré et l'angle roue effectif. La méthode **GS-1** permet

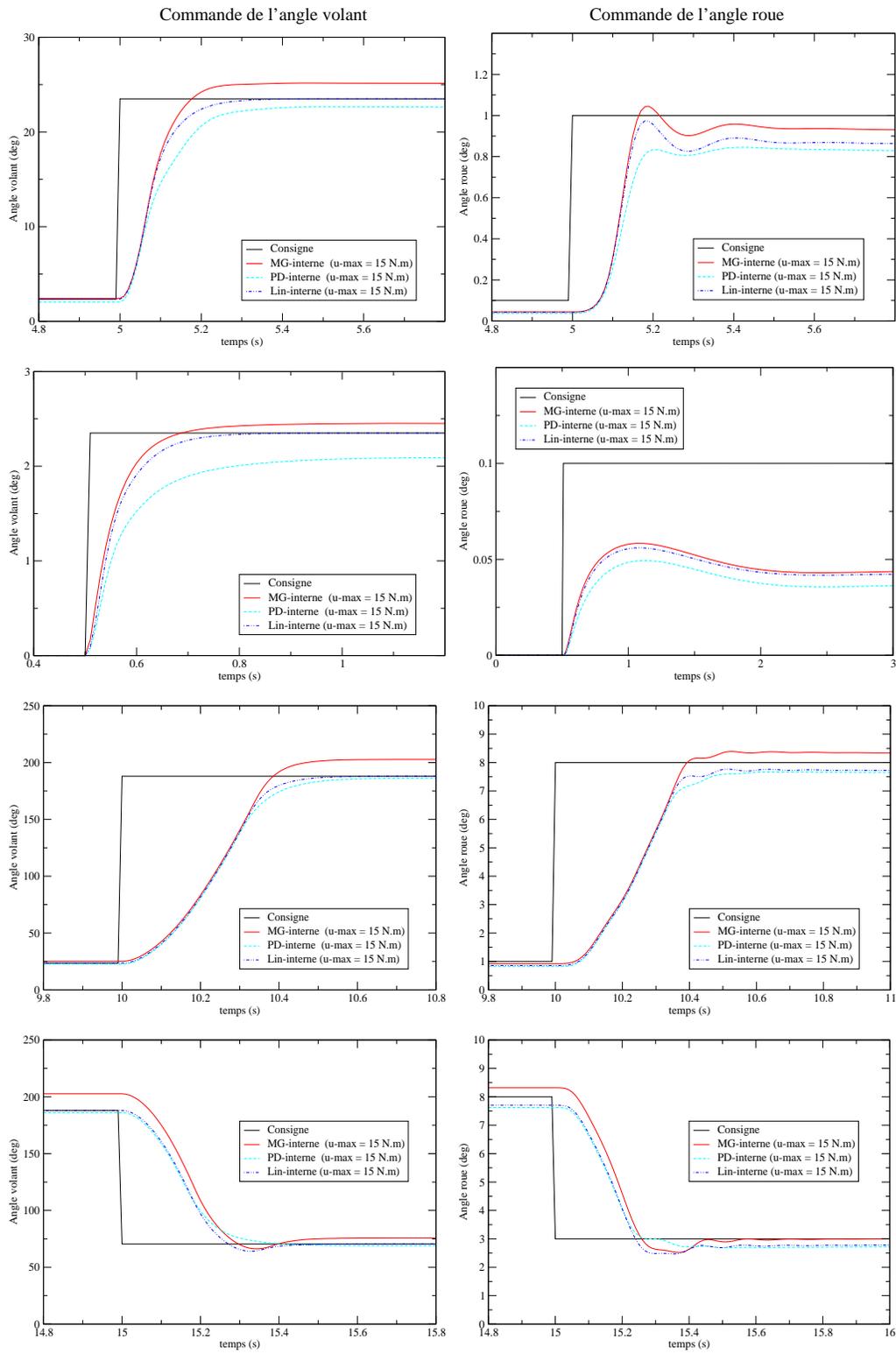


FIG. 5.9 – Comparaison des commandes de l'angle volant pour une bande passante fixée à 5 Hertz. Les résultats sont équivalents au cas précédent pour un moteur limité à 15N.m.

Réponses en angle roue.

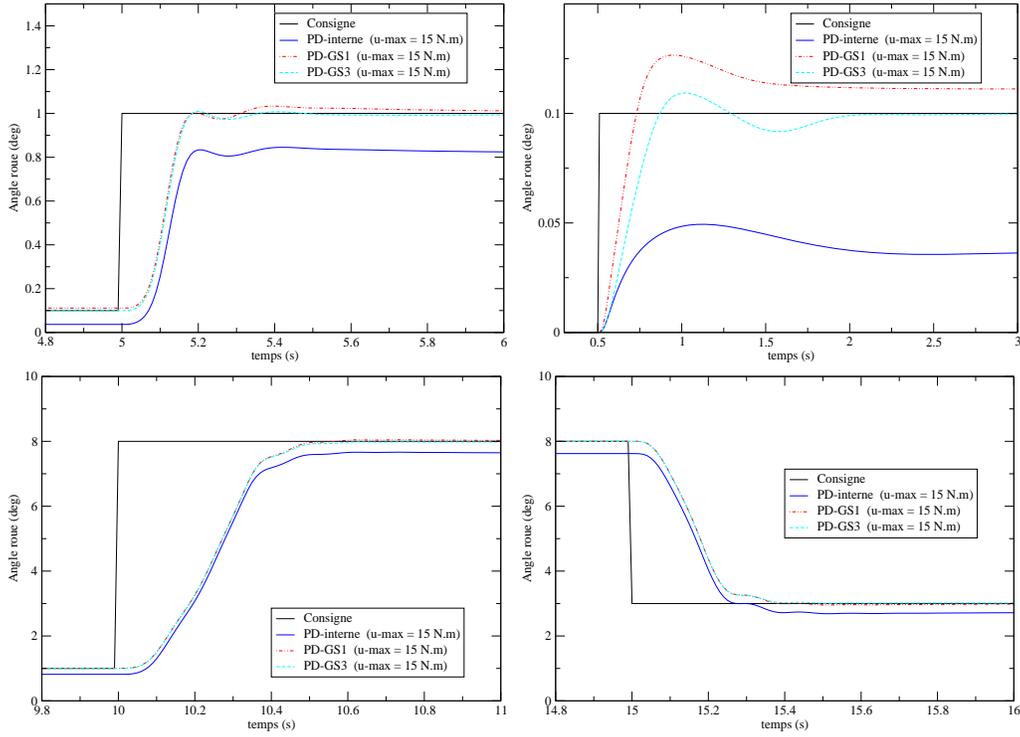


FIG. 5.10 – Commande PD-interne avec gain programmé par les méthodes GS2 et GS3.

de limiter l'effet de la zone morte mais risque de produire une erreur statique résiduelle lorsque les paramètres du système sont mal identifiés ou que les conditions changent. La commande **GS-2** permet d'annuler l'erreur en utilisant une mesure supplémentaire.

5.3.2.5 Étude de la stabilité

La propriété de passivité 4.3 démontrée pour le système en boucle ouverte ou en boucle fermée (§5.2.2.3) est un guide pour l'étude de la stabilité du système bouclé. La représentation inter-connectée de la figure 5.11 est choisie pour l'analyse. Le modèle mathématique est décomposé sous forme d'un sous système linéaire $G : e_3 \mapsto -e_t$ et d'un sous système non-linéaire $\mathcal{H} : e_t \mapsto e_3$. Une fois la propriété 5.2 de passivité du système \mathcal{H} démontrée, une analyse du système linéaire $G(\cdot)$ suffit pour conclure à la stabilité asymptotique globale (résultat connu sur la passivité présenté en annexe A.1).

Le système est décomposé de la façon suivante:

$$(G) \quad \begin{cases} \dot{\bar{\mathbf{e}}} = \bar{\mathbf{A}}\bar{\mathbf{e}} + \bar{\mathbf{B}}(\mathbf{u} - \mathbf{u}^*) + \bar{\mathbf{T}}e_3 \\ e_t = \bar{\mathbf{C}}\bar{\mathbf{e}} \end{cases} \quad (5.47)$$

$$(\mathcal{H}) \quad \begin{cases} \dot{e}_3 = b\varphi_0 [\chi_1(\cdot)e_t - \chi_2(\cdot)e_3] \end{cases}$$

Avec $\chi_1(\cdot) > 0$ et $\chi_2(\cdot) > 0$, deux fonctions définies dans la propriété 5.1. Dans cette écriture, les termes de perturbation sont négligés. $\bar{\mathbf{e}} = [e_i]$ pour $i \in [1, 5]$ est un

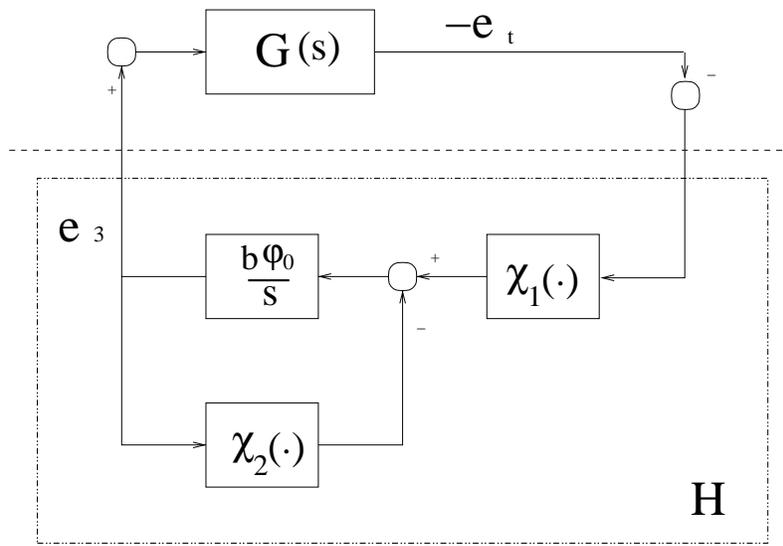


FIG. 5.11 – Représentation sous forme inter-connectée du système (modèle de direction).

vecteur d'état réduit du système et les matrices \bar{A} , \bar{B} et \bar{T} sont définies comme suit:

$$\bar{A} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{kt}{I_m} & -\frac{fv_m}{I_m} & \frac{gk_t}{I_m} & 0 & 0 \\ \frac{gk_t\tau_2}{I_r} & 0 & -\frac{1}{\tau_1} & \frac{\kappa\tau_2}{I_r} & \frac{\kappa l_f\tau_2}{I_r} \\ 0 & 0 & g_{11} & f_{11} & f_{12} \\ 0 & 0 & g_{22} & f_{21} & f_{22} \end{bmatrix}, \quad \bar{B} = \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{1}{I_m} \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}, \quad \bar{T} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \frac{V_r R \tau_2}{I_r} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}, \quad \bar{C} = \begin{bmatrix} -1 \\ 0 \\ g \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

Théorème 5.1 Soit le système décrit par les équations 5.47 tel que l'application $\mathcal{H} : e_t \mapsto e_3$ est passive entre l'entrée e_t et la sortie e_3 . Soit une commande linéaire de degré n définie par

$$\dot{\mathbf{v}} = R\mathbf{v} + S\bar{\mathbf{e}} \quad (5.48)$$

$$\mathbf{u} = \mathbf{u}^* - K\mathbf{v} \quad (5.49)$$

avec $\mathbf{v} \in \mathbb{R}^n$ un vecteur d'état interne, $K \in \mathbb{R}^n$ un vecteur, et $R \in \mathbb{R}^n \times \mathbb{R}^n$, $S \in \mathbb{R}^n \times \mathbb{R}^n$ les matrices caractéristiques de la commande. Si l'application $G : e_3 \mapsto -e_t$ définie par $G(s) = \bar{C}(Is - (\bar{A} - \bar{B}K(sI - R)^{-1}S))^{-1}\bar{T}$ est faiblement strictement positive réelle (WSPR) (définition A.6), alors le système bouclé est asymptotiquement stable.

◇ ◇ ◇

Preuve: La preuve est directe en utilisant le lemme A.2. ■

Pour vérifier la stabilité du système bouclé par les lois de commande proposées dans la section 5.3, il est nécessaire de vérifier que le transfert $G(s)$ est WSPR.

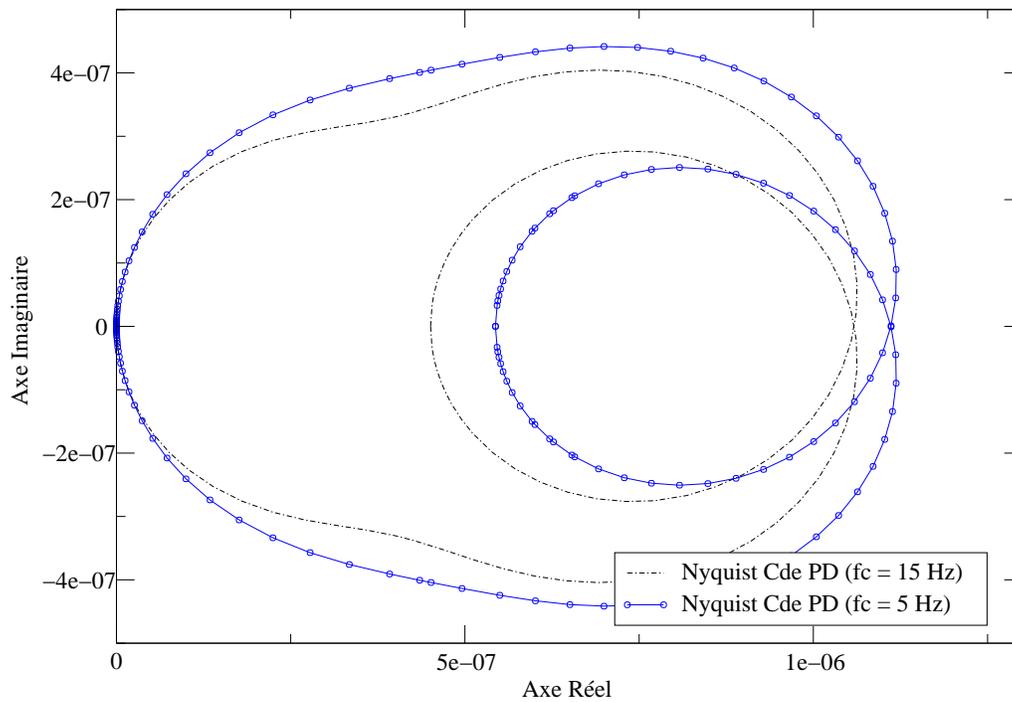


FIG. 5.12 – Lieux de Nyquist du transfert $G(s)$ bouclé par la commande **PD-interne**.

Commande PD-interne La commande utilisée est réglée pour obtenir une bande passante de l'ordre de 5 Hertz, ceci afin de donner à l'actionneur une caractéristique linéaire facile à utiliser. Les gains sont choisis tels que $K_p \approx 130$ et $K_d \approx 10$.

Corollaire 5.1 Lorsque les gains de la commande sont fixés : soit $K_p \approx 130$ et $K_d \approx 10$, la commande commande PD-interne est stable.

◇ ◇ ◇

Preuve: Afin de montrer que $G(s)$ est WSPR, la définition A.6 est utilisée. L'application $G(s)$ vérifie les conditions suivantes:

- $G(s)$ est analytique (pas de pôles à droite du plan complexe ni sur l'axe jw)
- $\text{Re}[G(jw)] > 0 \forall w \in]-\infty, \infty[$

On peut constater ce résultat en regardant le diagramme de Nyquist de $G(s)$ sur la figure (5.12).

$G(s)$ est WSPR (la limite lorsque $w \rightarrow \pm\infty$ de $w^2G(s)$ est 0 d'où $G(s)$ n'est pas SPR).

■

Remarque 5.5 A titre d'information, le lieu de Nyquist du transfert $G(s)$ correspondant à la commande **PD-interne** avec un choix des gains pour obtenir une bande passante de 15 Hertz est représentée sur la figure 5.12. La stabilité est toujours assurée pour cette commande. □

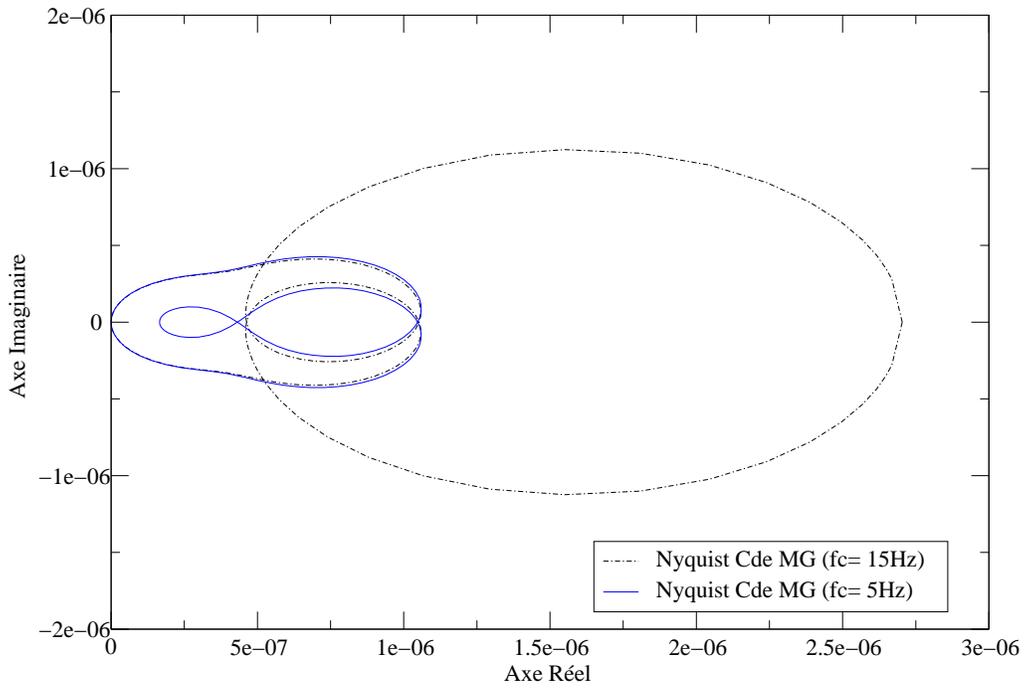


FIG. 5.13 – Lieux de Nyquist du transfert $G(s)$ bouclé par la commande **MG-interne** dans le voisinage $S(\phi)$.

Commande par modes-glissants Comme cela a été discuté dans la synthèse de la loi de commande, l'utilisation d'une fonction saturation plutôt que la fonction signe permet de concevoir un régulateur qui respecte les limites de l'actionneur. De ce fait, la stabilité peut être analysée en étudiant deux cas de figure (suivant si $|s| > \phi$ ou $|s| \leq \phi$) et ressemble à l'étude de la commande **PD-interne**.

Dans la suite, λ est choisi tel que l'actionneur ait une caractéristique linéaire. En fixant une bande passante d'environ 5 Hertz on remplit largement cet objectif. Soit $\lambda \approx 22$. Pour obtenir de bonnes propriétés de robustesses vis-à-vis des dynamiques négligées, $\eta \approx 180$.

Corollaire 5.2 *La commande **MG-interne** s'apparente à une commande **PD-interne** avec un gain variable. Réglée telle que $\lambda \approx 22$ et $\eta \approx 180$, elle est stable.*

◇ ◇ ◇

Preuve: La commande est donnée par

$$u_m = \bar{u} + k_t x_1 + (f_{v_m} - I_m \lambda) e_2 \quad (5.50)$$

où

$$\bar{u} = -(\eta + g k_t x_4^{max}) \text{sat}(s) \quad (5.51)$$

Soit

- **Lorsque** $|s| \leq \phi$, la commande est équivalente localement à une commande

PD:

$$\begin{aligned}
u &= k_t x_1^* - \frac{1}{\Phi} (\eta + g k_t x_4^{max}) (e_2 + \lambda e_1) + k_t e_1 + (f_{v_m} - I_m \lambda) e_2 \\
&= k_t x_1^* - \left(\frac{\eta + g k_t x_4^{max}}{\Phi} \lambda - k_t \right) e_1 - \left(\frac{\eta + g k_t x_4^{max}}{\Phi} + I_m \lambda - f_{v_m} \right) e_2
\end{aligned}$$

La stabilité asymptotique du système complet bouclé par u se montre de la même manière que pour la commande **PD-interne** en regardant le lieu de Nyquist du nouveau transfert $G(s)$. Notons que les gains de la commande PD équivalente dans la zone de convergence sont plus élevés que pour la commande précédente ($K_p \approx 447$ et $K_d \approx 25$) mais le transfert $G(s)$ est toujours WSPR (Figure 5.13).

- **Lorsque** $|s| > \phi$, la stabilité exponentielle de e_1 a été démontrée, ce quel que soit les autres états du système qui sont bornés (les angles de braquage du véhicule sont nécessairement bornés et la pression d'assistance ne peut pas être infinie). L'analyse se ramène donc au point précédent dans le voisinage $S(\phi)$. Notons cependant que

$$\begin{aligned}
u_m &= k_t x_1^* - (\eta + g k_t x_4^{max}) \text{sign}(s) + k_t e_1 + (f_{v_m} - I_m \lambda) e_2 \\
&= k_t x_1^* - \left(\frac{\eta + g k_t x_4^{max}}{|s|} \lambda - k_t \right) e_1 - \left(\frac{\eta + g k_t x_4^{max}}{|s|} + I_m \lambda - f_{v_m} \right) e_2 \\
&= k_t x_1^* - k_p(\lambda, \eta, |s|) e_1 - k_d(\lambda, \eta, |s|) e_2
\end{aligned}$$

La commande est équivalente à une commande PD avec des gains variables. Le gain du contrôleur augmente lorsque l'erreur diminue mais ne tend pas vers une valeur infinie (ϕ est la surface de commutation dans laquelle le gain est limité).

■

Remarque 5.6 A titre d'information, le lieu de Nyquist du transfert $G(s)$ correspondant à la commande **MG-interne** avec un choix des gains pour obtenir une bande passante de 15 Hertz est représentée sur la figure 5.13. La stabilité est toujours assurée pour cette commande. □

Commande GS-1 La démonstration de stabilité pour la commande **GS-1** est la même que pour une commande **PD-interne**. L'unique différence est la prise en compte plus précise du gain statique entre l'angle roue désiré et l'angle volant désiré.

Commande GS-2 L'angle de torsion est estimé en utilisant la relation 5.45. Les gains de la commande interne restent identiques à ceux de la section précédente. Soit $\bar{x}_t^* = \hat{x}_t^* - x_t^*$, les équations d'erreur se ré-écrivent avec la nouvelle variable (en

régulation $\dot{x}_t^* = 0$).

$$\begin{aligned}
\dot{\bar{x}}_t^* &= \dot{\hat{x}}_t^* \\
&= \frac{K_{fbis}}{2c_{dbis}S_1\sqrt{|x_3|}}\dot{x}_3 \\
&= \frac{K_{fbis}}{2c_{dbis}S_1\sqrt{|x_3|}}B\varphi_0(c_{dbis}S_0(x_t, x_3)\sqrt{|x_3|x_t} - K_{fbis}x_3) \\
&= \frac{K_{fbis}B\varphi_0}{2}(e_t - \bar{x}_t)
\end{aligned}$$

Le transfert $G(s)$ est quelque peu modifié, mais le système peut une nouvelle fois se mettre sous la forme d'un système linéaire inter-connecté avec une non linéarité (voir le système 5.47) afin d'utiliser le théorème 5.1. Le calcul du transfert $e_t \mapsto e_3$ est très similaire au cas précédent avec un terme supplémentaire \bar{x}_t tel que :

$$\bar{x}_t = A(s)e_t = \frac{K_{fbis}b\varphi_0/2}{s + K_{fbis}b\varphi_0/2}e_t \quad (5.52)$$

$G(s)$ est tel que:

- $G(s)$ est analytique (pas de pôles à droite du plan complexe ni sur l'axe iw)
 - $\mathbf{Re}[G(jw)] > 0 \forall w \in (-\infty, \infty)$
- On peut constater ce résultat en regardant le diagramme de Nyquist de $G(s)$ sur la figure (5.14).

Il est aisé de constater que $G(s)$ est toujours WSPR (la limite lorsque $w \rightarrow \pm\infty$ de $w^2G(s)$ est 0 d'où $G(s)$ n'est pas SPR). En utilisant la théorème 5.1 la stabilité asymptotique du système commandé par la loi **GS-2** est immédiate.

Proposition 5.1 \hat{x}_t^* est un estimateur de l'angle de torsion à l'équilibre. □

Preuve: La preuve est directe car le système 5.47 augmenté d'un état supplémentaire \bar{x}_t^* , tel que

$$\dot{\bar{x}}_t^* = \frac{K_{fbis}B\varphi_0}{2}(e_t - \bar{x}_t) \quad (5.53)$$

est toujours asymptotiquement stable. Donc la différence $\|x_1^* - \hat{x}_1^*\| \mapsto 0$. ■

5.4 Caractéristique de l'actionneur piloté

Afin de concevoir une loi de commande pour gérer le comportement latéral d'un véhicule, une bonne caractérisation de la boucle de bas niveau est indispensable. Dans la pratique les actionneurs ne sont pas souvent modifiables par celui qui construit les lois de commandes latérales. Aussi il est plus intéressant d'être capable d'intégrer dans la boucle de haut niveau des éléments qui permettront de tenir compte des limites et des caractéristiques indésirables de l'actionneur (non-linéarité) plutôt que de compter modifier la loi qui pilote l'actionneur en position.

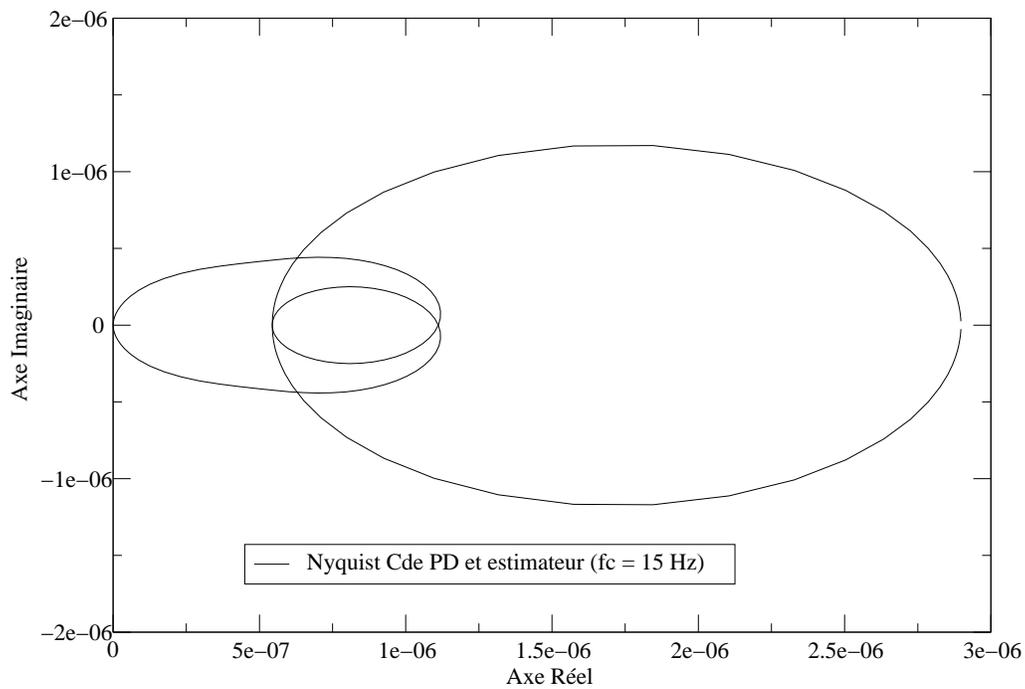


FIG. 5.14 – Lieu de Nyquist du transfert $G(s)$ pour la commande $GS-2$.

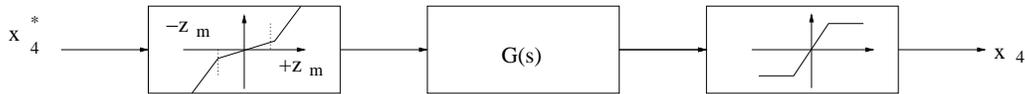


FIG. 5.15 – Caractéristique finale de l'actionneur piloté en angle volant ou en angle roue. $[-z_m, +z_m]$ est la largeur de la zone "morte".

Lorsque la commande de l'actionneur est modifiable, il est possible en utilisant les résultats de ce chapitre, de rendre cette boucle locale performante et de l'intégrer facilement dans la boucle de plus haut niveau si nécessaire.

De manière générale, l'actionneur piloté peut être représenté plus ou moins grossièrement au moyen d'un filtre linéaire, d'un gain variable et d'une saturation (figure 5.15). Suivant la méthode de commande qui est utilisée, différentes caractéristiques du système sont obtenues. Dans les sections qui ont précédé, on a pu voir l'effet d'une loi de commande sur la caractéristique de l'actionneur. Cette section présente deux types de modèles réduits qui décrivent l'actionneur suivant la loi de commande qui est utilisée.

5.4.1 Actionneur piloté par une commande linéaire

Lorsque l'actionneur est piloté en angle volant, la dynamique de la colonne de direction entre le volant et l'entrée du boîtier d'assistance est peu rapide. Le transfert entre l'angle volant et les roues est relativement linéaire en dehors de la zone morte: la non-linéarité de l'assistance hydraulique produit une zone morte autour de la position neutre de la direction. Un filtre linéaire est souvent utilisé pour modéliser

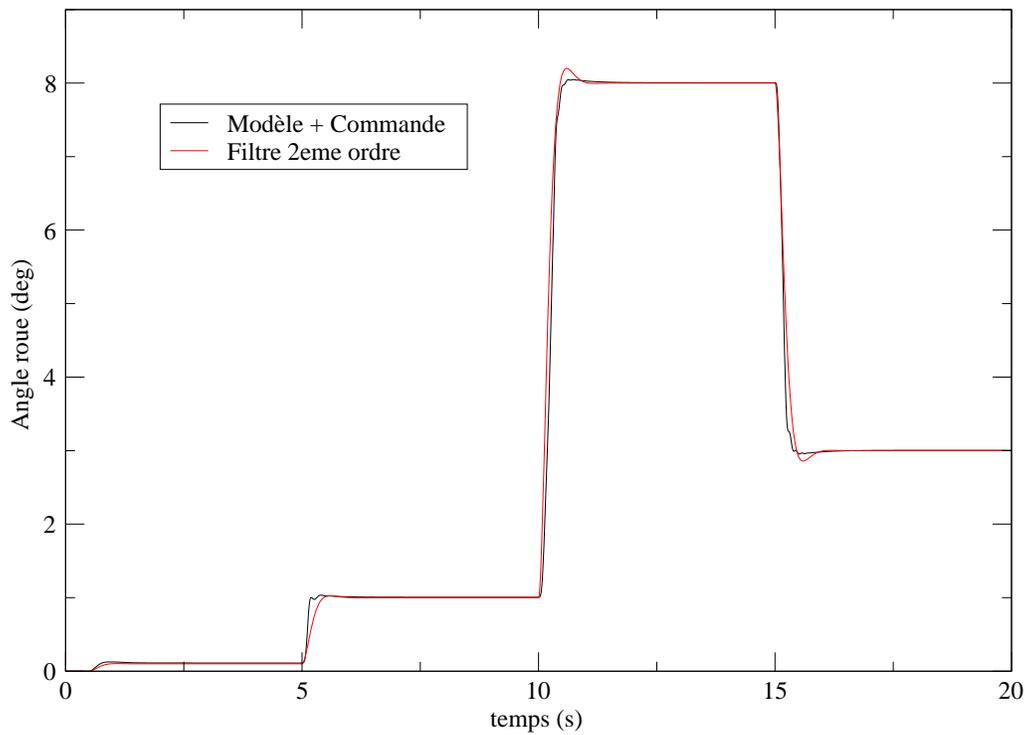


FIG. 5.16 – Comparaison entre le modèle réduit d'actionneur et la réponse du système piloté. Réponse à un échelon filtré de différentes amplitudes.

le transfert équivalent mais ne caractérise pas la zone morte (figure 5.15).

$$G(s) = \frac{w_a^2}{s^2 + 2\xi_a w_a s + w_a^2} \quad (5.54)$$

avec une fréquence de coupure f_c de l'ordre de 1 à 2 Hertz. $w_a \approx 8\text{rad.s}^{-1}$ et $\xi_a \approx 0.75$.

Le problème avec un tel actionneur est une bande passante très limitée et une chute des performances pour les faibles braquages (dans la zone morte) ainsi qu'aux grands braquages (ce problème est moins grave car les manoeuvres ont lieu à faible vitesse).

5.4.2 Commande à gain préprogrammé

L'avantage du terme non linéaire ajouté par la commande par pré-programmation est de limiter l'influence de la zone morte dans laquelle le gain du système est très faible ($z_m \approx 0$). Le système complet peut être décrit par le même transfert linéaire $G(s)$ sans influence de la zone morte.

Dans les deux cas, pour un fonctionnement entre 0.1 et 1 Hertz (ce qui est le domaine d'utilisation raisonnable) le transfert $G(s)$ est difficilement négligeable mais peut être intégré simplement dans la boucle de plus haut niveau comme cela a été présenté.

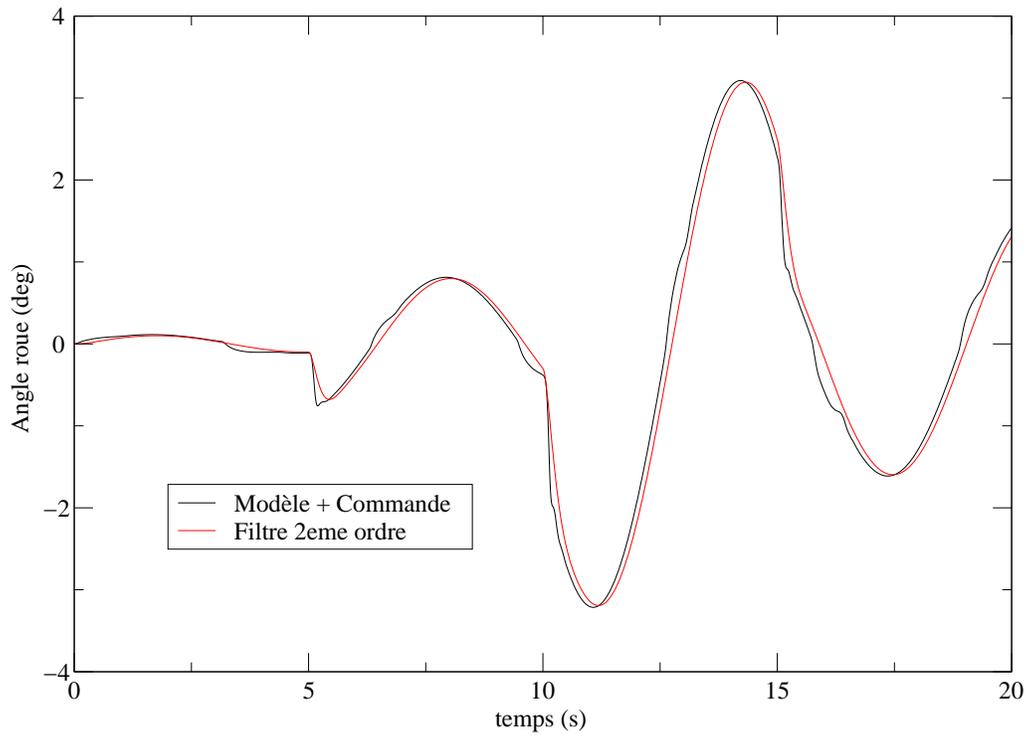


FIG. 5.17 – *Comparaison entre le modèle réduit d'actionneur et la réponse du système piloté. Réponse à une sinusoïde de 1rad/s et de différentes amplitudes.*

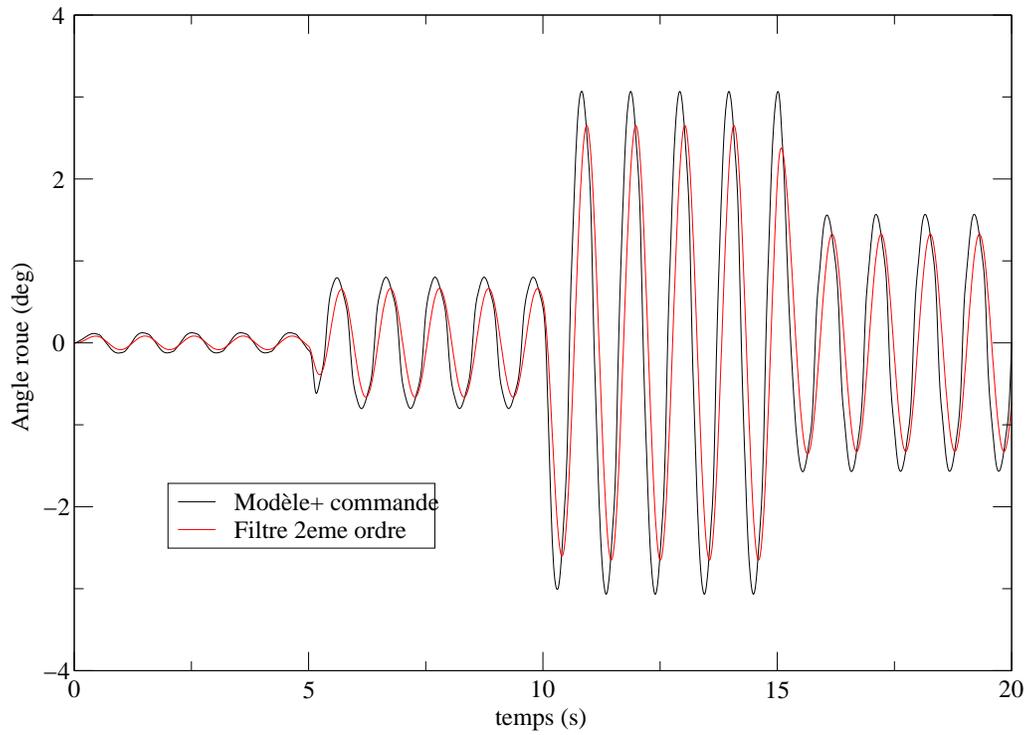


FIG. 5.18 – *Comparaison entre le modèle réduit d'actionneur et la réponse du système piloté. Réponse à une sinusoïde de 6rad/s et de différentes amplitudes.*

5.4.3 Préconisation pour la conception mécanique

L'actionneur de direction tel qu'il est conçu n'est pas prévu pour être automatisé au moyen d'un moteur électrique. Il permet de garantir un certain confort de conduite du chauffeur sans se soucier du suivi de la trajectoire. Le conducteur quant à lui pilote le véhicule en anticipant énormément les manoeuvres qu'il va effectuer. L'actionneur ne le pénalise pas dans cette tâche car il ne cherche pas à converger de manière précise et rapide vers une trajectoire définie mais plutôt à conduire confortablement au voisinage d'une trajectoire et à anticiper ses manoeuvres.

Lorsque l'on cherche à conduire automatiquement le véhicule, les objectifs sont beaucoup plus limités. La commande de haut niveau prétend converger vers une trajectoire désirée plus ou moins rapidement. Cependant, elle n'anticipe pas les problèmes qui peuvent survenir sur la route et elle ne visualise qu'un horizon limité de la trajectoire à suivre. De ce fait, la bande passante du système global doit être relativement élevée afin d'être en mesure de réagir à toutes les situations. Dans cette optique, la boucle de régulation de l'actionneur doit être suffisante pour ne pas pénaliser l'asservissement latéral. Malheureusement, le gain du système hydraulique varie beaucoup selon le point de fonctionnement¹ et limite volontairement (en mode chauffeur) la bande passante du système aux dépens du mode automatisé. Cette caractéristique est néfaste pour l'asservissement.

Afin de réduire ce problème sans pousser très loin l'étude de la commande de l'actionneur, il est possible de revoir un certain nombre de caractéristiques de conception du système. Ainsi si on

- augmente la raideur de la barre de torsion
- limite l'influence de la zone morte du distributeur
- augmente la puissance du moteur électrique utilisé
- utilise une autre architecture d'assistance hydraulique sans barre de torsion.

il est possible de réduire l'influence de la non-linéarité et d'augmenter la bande passante du système de direction piloté. Ces solutions sont contradictoires avec le fonctionnement classique de la direction (prestation agréable pour le conducteur) et difficilement conciliables avec le cahier des charges d'une direction standard. Cependant avec l'élaboration de nouveaux systèmes plus souples comme la direction par fil cette question peut être à nouveau d'actualité.

5.5 Conclusion

Suite à la remarque 4.6 du chapitre 4, un modèle physique simplifié de la direction assistée hydraulique a été obtenu. Ce modèle d'assistance simplifié conserve non seulement la propriété de passivité du modèle hydraulique en boucle ouverte mais d'autre part confère au système en boucle fermée des propriétés similaires. Cette expression est adaptée à la synthèse de lois de commande stables tout en restant fidèle au système originel. Dans ce chapitre la synthèse de lois de commande est

1. Il est faible pour les petits braquages (concernent généralement les mouvements lents à grande vitesse sur autoroute) et grand pour les grands angles de braquage (afin de manoeuvrer le véhicule aux faibles vitesses).

discutée section 5.3. Plusieurs méthodes sont proposées afin d'obtenir une caractéristique de l'actionneur de direction désirable pour le pilotage latéral des véhicules. Ensuite la section 5.4 caractérise le système bouclé. Il est à noter que les performances de l'asservissement de position de l'angle roue sont relativement faibles. La bande passante de la boucle interne atteint difficilement 1 – 2 Hertz et limite considérablement l'asservissement externe. De telles performances sont à comparer avec la résolution des capteurs de vision par exemple qui peuvent fournir un signal à une fréquence de 25 – 50 Hertz. Cette étude est donc essentielle pour comprendre les limites atteignables par l'asservissement de haut niveau. Il est difficile d'envisager la séparation des modes entre la commande de l'actionneur et l'asservissement de haut niveau.

Bibliographie

- [1] K.J. Aström et B. Wittenmark. *Adaptive Control*. Addison Wesley, 1989. ISBN 0201558661.
- [2] X. Claeys et S. Guegan. Commande de l'actionneur de direction sur le démonstrateur "steer by wire". Rapport interne, Renault, Guyancourt, 2002. Note technique en cours de rédaction.
- [3] J-J. Slotine et W. Li. *Applied Nonlinear Control*. Prentice-Hall International, 1991. ISBN 0130408905.

6. Commande latérale par vision

6.1 Introduction

Dans le chapitre 3 de modélisation, les équations dynamiques qui régissent les variables d'intérêt d^i ou D^i ont été déterminées (section 3.3). À partir de ces relations, différentes stratégies de commande pour stabiliser le véhicule par rapport à une trajectoire désirée sont étudiées. Dans le travail qui suit, seul le problème de la commande latérale est traité. La régulation de la distance inter-véhicules n'est pas modifiable (on ne peut pas agir sur l^i bien que la régulation de distance soit faite de manière simpliste). La commande sera réalisée en considérant les hypothèses suivantes :

- (A1) un système de reconnaissance par vision du marquage à l'arrière des camions est mis en place (4 amers) pour pouvoir localiser le véhicule suiveur par rapport à un véhicule leader (Fig. 1.7). Une autre caméra permet de se repérer par rapport au centre de la voie pour le suivi de ligne. Les variables générées par les algorithmes de traitement d'image sont les deux distances l^i et d^i entre les deux véhicules ainsi que l'angle de lacet relatif φ_i entre les deux véhicules. Ces variables sont représentées sur la figure 3.4 du chapitre de modélisation.
- (A2) D'autres capteurs sont disponibles sur le véhicule comme, un gyromètre donnant la vitesse de lacet du tracteur. La transmission d'information par radio d'un véhicule à l'autre est envisageable¹. Par exemple, les vitesses longitudinales des tracteurs prédécesseurs (U^i) sont transmises tout comme les vitesses de lacet ($\dot{\Theta}^i$).
- (A3) Certains paramètres du système sont connus telles les longueurs d'empattement des tracteurs et des semi-remorques (l_f et l_r) ainsi que les positions des centres de gravité de la remorque et de la semi-remorque (l_{f_1} , l_{f_2} , l_{r_1} et l_{r_2}). Certaines grandeurs dynamiques comme les caractéristiques des pneus sont fournies par l'équipementier mais il est préférable de ne pas réaliser une commande trop dépendante de ces données car elle ne sont pas très fiables (dans la mesure où elles varient suivant les conditions climatiques, l'état des pneus, etc.).

Le problème de commande est le suivant : Sous les hypothèses (A1)-(A3) et étant donnée une distance latérale de consigne d_{des}^i (ou D_{des}^i), trouver une loi de commande

1. Les résultats des algorithmes de commande peuvent être transmis par radio du leader vers le suiveur pour être utilisés si besoin est.

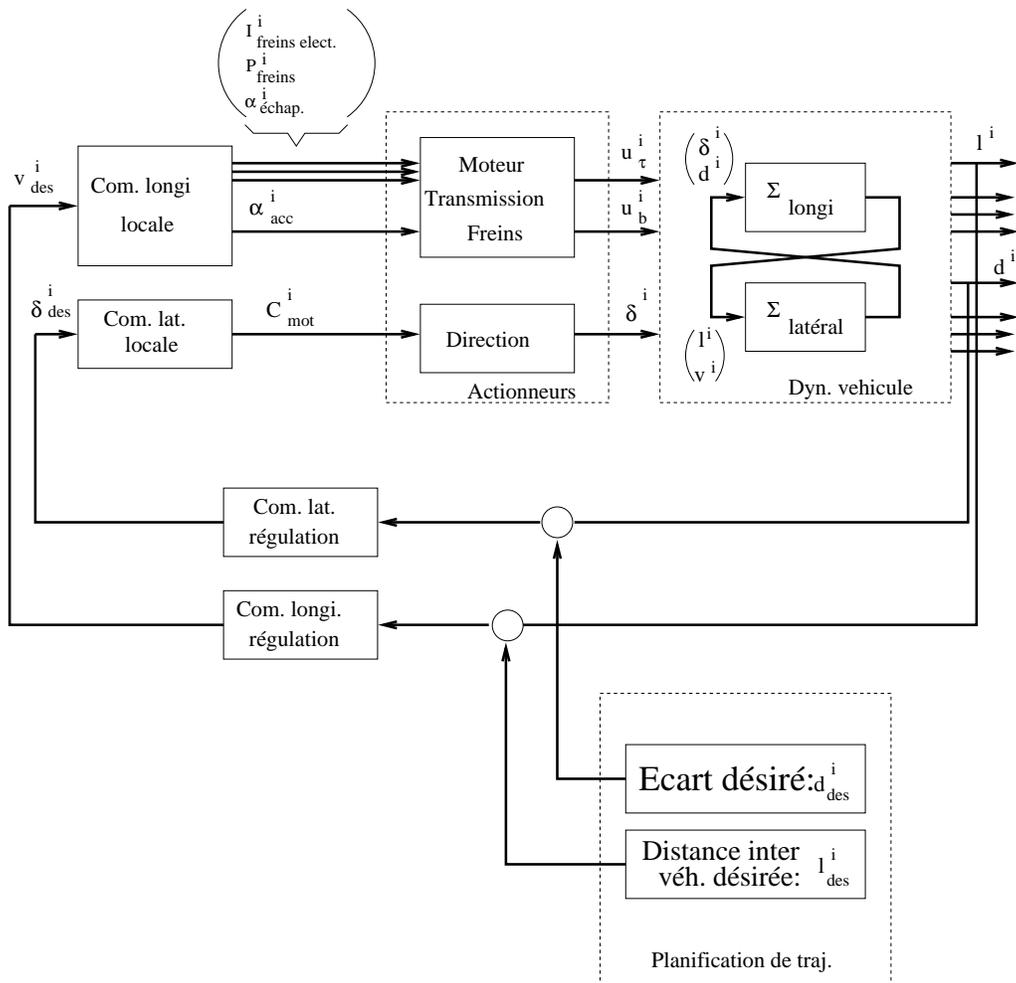


FIG. 6.1 – Description des différents niveaux de commande du système pour le véhicule indexé i dans le convoi.

pour l'angle de braquage δ^i telle que $|d^i - d_{des}^i|$ (ou $|D^i - D_{des}^i|$) soit aussi petit que possible.

L'hypothèse $d_{des}^i = 0$ peut suffire pour traiter le suivi de trajectoire ou de véhicule sur autoroute car les rayons de courbure sont faibles et le nombre de véhicules dans le convoi est limité¹ (les expérimentations prévues en 2002 dans le cadre de Chauffeur mettent en scène trois véhicules au maximum). Par la suite, d'autres références mieux adaptées peuvent être choisies afin d'améliorer la stratégie de planification de la trajectoire et augmenter la capacité du peloton.

Remarque 6.1 L'écart latéral par rapport à la trajectoire peut être pris entre l'arrière d'un véhicule et l'avant du suiveur (la distance d^i est choisie) soit entre le point d'attache de la remorque et l'avant du suiveur (la distance D^i est alors choisie²). Ces deux distances sont définies dans le chapitre 3. Un second aspect de

1. Cette approximation peut provoquer un mauvais suivi de la trajectoire du véhicule leader par le suiveur dans les virages relativement secs (car la trajectoire définie par $d_{des}^i = 0$ n'est pas exactement celle du leader) et dans le cas d'un convoi de plusieurs camions (propagation d'erreurs entre les véhicules).

2. La trajectoire définie ainsi est plus proche de celle du centre de gravité du véhicule précédent, ce qui limite la propagation de l'erreur.

cette étude serait de déterminer une distance de consigne désirée d_{des}^i (ou D_{des}^i) telle que le véhicule suiveur converge fidèlement vers la trajectoire du leader. Pour cela, il est nécessaire de reconstruire la trajectoire du leader, ce qui peut s'avérer complexe. \square

La structure de commande globale implantée sur le poids lourd est rappelée sur la figure 6.1. L'asservissement latéral est piloté par un actionneur de direction sur la colonne qui fournit un couple C_{mot}^i . La colonne de direction transmet enfin un effort de braquage au niveau des roues et induit un angle de braquage δ^i . L'objectif de la commande latérale haut niveau est de générer la consigne de braquage δ_{des}^i .

Remarque 6.2 Pour la commande longitudinale, les entrées du système de freinage sur poids lourd sont: la pression sur les disques P_{freins}^i , le courant d'entrée du frein électrique I_{freins}^i et l'angle d'ouverture du frein d'échappement α_{chap}^i . L'entrée du groupe moteur est la commande de l'accélérateur noté α_{acc}^i . Les actionneurs longitudinaux induisent sur le véhicule des couples de freinage u_b^i et de traction u_τ^i . \square

6.1.1 Définition d'un cahier des charges

Les objectifs de commande sont de deux natures :

- **Objectif de performance:** être capable de poursuivre une trajectoire désirée¹ en minimisant la distance de convergence et les erreurs par rapport à cette trajectoire. Si la trajectoire à suivre n'est pas réalisable en terme de dynamique du véhicule (sécurité), le système doit en être informé et opter pour une solution réalisable et sûre.

Ces contraintes ne sont pas flexibles et étant donné la largeur des voies d'autoroute, on tolère les dépassements suivants:

- les dépassements lors de la phase de transition : dépassement maximum de 30 centimètres.
- la précision lors de la phase nominale : dépassement maximum de 10 centimètres.
- **Objectif de confort:** les accélérations latérales soumises au conducteur doivent être relativement faibles afin que la conduite automatique soit agréable pour les occupants. Les lois de commande devront minimiser les consignes d'accélération et leurs dérivées (jerks). Une accélération latérale de 0.3 à 0.4 g reste confortable pour un homme alors que le ressenti est mauvais au delà de cette limite. De même, les fréquences de résonance internes du corps humain sont excitées pour des déplacements latéraux rapides de l'ordre de 5 à 10 Hertz. Ainsi faut-il travailler largement en dessous de ces seuils.

Dans le chapitre 7 qui suit, une méthode rigoureuse pour évaluer les lois de commandes en terme de performance et confort sera détaillée. Pour le moment, différentes lois de commande qui respectent les niveaux de performances demandés sont proposées.

1. La trajectoire désirée est conçue pour que le véhicule suive la route ou le véhicule qui précède lorsque l'on se place en mode convoi.

6.1.2 Description de la démarche suivie

Comme cela a été présenté au cours de l'état de l'art, il existe de nombreuses approches pour réaliser la commande latérale. Une technique basée sur la linéarisation spatiale de l'équation dynamique qui régit l'écart par rapport à la trajectoire désirée est proposée. L'intérêt d'utiliser une approche spatiale plutôt qu'une approche temporelle dans le cadre de l'étude des véhicules mobiles est d'éliminer la non linéarité liée à la vitesse d'avancement du véhicule afin d'obtenir un système plus simple à étudier (linéaire ou facilement linéarisable). D'autre part, l'approche incite à penser en terme de trajectoire suivie par le véhicule (coordonnées naturelles pour les véhicules mobiles) plutôt que de se référer au domaine temporel. Notons que lorsque l'on utilise des variables d'états spatiales les propriétés de stabilité et de convergence sont modifiées. Ainsi, la convergence exponentielle généralement utilisée pour les systèmes temporels est remplacée par une convergence fonction de la vitesse. Le taux de convergence est fonction de la vitesse d'avancement du véhicule, ainsi à vitesse nulle le véhicule ne tend pas vers la trajectoire puisqu'il est immobile. Cette formulation est naturelle pour étudier les mouvements des véhicules.

Ce chapitre sera décomposé de la manière suivante:

- (i) Dans un premier temps, quelques concepts de base sur la robotique mobile seront présentés. Ils permettront de comprendre la formulation choisie pour réaliser la commande latérale.
- (ii) Ensuite, la commande latérale des poids lourds est proposée. Dans un premier temps, le suivi de trajectoire sera réalisé. Ensuite, la commande latérale en peloton est faite en utilisant une loi de commande similaire. Les problèmes de stabilité des lois de commande sont étudiés et la mise en place sur véhicule réel est discutée.

6.2 Quelques concepts sur la robotique mobile

L'objet de cette section est de montrer que le mouvement d'un véhicule peut être commandé en procédant en deux étapes :

- La réalisation d'une loi de commande permettant d'asservir les états du véhicule vers leur trajectoire de référence.
- La définition d'une trajectoire de référence compatible avec la dynamique du véhicule.

L'intérêt de cette démarche est de spécifier des trajectoires acceptables pour le véhicule afin de réaliser un asservissement performant. Ainsi, si la trajectoire désirée est mal posée, la mise en œuvre des lois de commande sera complexe et ne donnera pas toujours des résultats satisfaisants. La définition d'une trajectoire plus réaliste compatible avec la dynamique du système simplifie la mise en œuvre des commandes et donne des résultats meilleurs. De nombreuses commandes basées sur ce principe sont détaillées dans les travaux de Fliess et al. [5].

Il aurait été intéressant de caractériser toutes les trajectoires des états du véhicule pour ensuite construire une commande qui suive cette trajectoire fidèlement, la mise en œuvre d'une commande naturelle pour le système aurait ainsi été possible.

Souvent, il est seulement envisageable de forcer une partie des états du système à suivre une trajectoire de référence prédéfinie. En choisissant cette trajectoire de manière compatible avec les mouvements du véhicule, on obtient de bons résultats.

Dans notre cas, l'écart latéral par rapport à une trajectoire dans l'espace est la grandeur qui sera asservie. La trajectoire de référence sera définie afin de respecter les capacités du véhicule (continuité, accélérations latérales compatibles).

6.2.1 Exemples préliminaires : suivi d'une trajectoire

Le véhicule ainsi que la trajectoire \mathcal{P} à suivre sont représentés dans différentes configurations sur les figures 6.2, 6.3 et 6.4. Le point de calcul de la distance par rapport à la trajectoire varie et est noté M . M a pour abscisse curviligne s et le rayon de courbure en M est noté $\kappa(s)$.

Dans cette section l'approximation de roulement sans glissement (formulation cinématique) est utilisée. La distance choisie pour caractériser le système est la distance minimale par rapport à la trajectoire (d est perpendiculaire à la tangente à la courbe) et l'angle entre la tangente à la courbe et l'axe du véhicule¹ (noté θ). Le principe de la commande est illustré sur trois exemples. Dans un premier temps, le repérage entre le véhicule et la trajectoire \mathcal{P} est réalisé au niveau de l'essieu arrière (cas [a]). Ensuite la distance est calculée au niveau de l'essieu avant (cas [b]). Une étude générale est enfin proposée (cas [c]) pour discuter le choix de la distance de calcul de l'erreur par rapport à la trajectoire et l'intérêt de l'approche par linéarisation spatiale.

Le système présente deux singularités :

- La singularité à vitesse v nulle (le linéaire tangent n'est pas commandable) est éliminée en prenant les dérivées par rapport à l'arc au lieu de dérivées par rapport au temps. L'intérêt de réaliser une commande dans l'espace est d'obtenir un système linéaire invariant dans l'espace (LSI ou "Linear Space Invariant") plutôt que dans le temps et d'être capable de spécifier la trajectoire suivie par le véhicule.
- La singularité $\theta = 0$ correspond au cas où le véhicule se déplace sur une trajectoire tangente à \mathcal{P} ($\theta = 0 \implies \dot{\theta} = \frac{v \sin \delta}{l_f}$ la vitesse de lacet du véhicule).

En utilisant la formule $\frac{d}{dt} = v \cos \delta \frac{d}{ds}$ (la dérivée par rapport à l'espace est notée $\frac{d}{ds} \equiv'$), le système est transformé dans les coordonnées spatiales (la singularité pour $v = 0$ n'est plus un problème).

(a) Repérage de la trajectoire par rapport à l'essieu arrière du véhicule.

$$[a] \begin{cases} \dot{d} = v \cos \delta \sin \theta \\ \dot{\theta} = \frac{v}{l_f} \sin \delta + \frac{v}{\kappa(s)+d} \cos \delta \cos \theta \end{cases} \quad (6.1)$$

Soit en utilisant la formulation spatiale,

$$[a'] \begin{cases} d' = \sin \theta \\ \theta' = \frac{1}{l_f} \tan \delta + \frac{1}{\kappa(s)+d} \cos \theta \end{cases} \quad (6.2)$$

1. On remarque que l'angle relatif entre le véhicule et la trajectoire θ est tel que $|\theta| < \frac{\pi}{2}$ et $\theta \neq \pm \frac{\pi}{2}$ car le véhicule n'est jamais perpendiculaire à la trajectoire désirée.

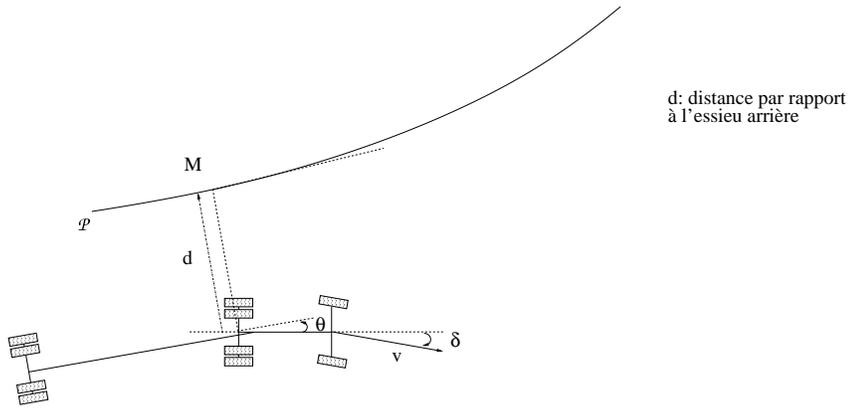


FIG. 6.2 – Cas [a], formulation du problème de suivi de trajectoire par rapport à l'essieu arrière.

Ce système est complexe à étudier et reste non linéaire. Il est possible de linéariser l'écart par rapport à la trajectoire en mesurant le rayon de courbure $\kappa(s)$, d et θ en dérivant d ,

$$d''' = \cos \theta \theta' = \frac{1}{l_f} \cos \theta \tan \delta + \frac{1}{\kappa(s) + d} \cos^2 \theta \quad (6.3)$$

Soit la loi de commande donnée par

$$\delta = \arctan \left(l_f \left[-k_d \tan \theta - \frac{k_p d}{\cos \theta} - \frac{1}{\kappa(s) + d} \cos \theta \right] \right) \quad (6.4)$$

La dynamique de l'écart latéral devient

$$d''' + k_d d' + k_p d = 0 \quad (6.5)$$

La dynamique obtenue est un second ordre. On note que le degré relatif du système est un par rapport à la commande, qui oblige à dériver les équations dynamiques une fois avant d'obtenir l'angle de braquage.

Remarque 6.3 La dynamique zéro du système linéarisé est stable ($\theta' = -k_d \tan \theta$). \square

(b) Repérage de la trajectoire par rapport à l'essieu avant du véhicule

$$[b] \begin{cases} \dot{d} = v \sin(\delta + \theta) \\ \dot{\theta} = \frac{v}{l_f} \sin \delta + \frac{v}{\kappa(s) + d} \cos(\delta + \theta) \end{cases} \quad (6.6)$$

La singularité est également éliminée en utilisant la formulation spatiale

$$[b'] \begin{cases} d' = \sin \theta + \cos \theta \tan \delta \\ \theta' = \frac{1}{l_f} \tan \delta + \frac{\cos \theta - \tan \delta \sin \theta}{\kappa(s) + d} \end{cases} \quad (6.7)$$

A l'aide de la commande

$$\delta = \arctan \left(\left[-\frac{k_p d}{\cos \theta} - \tan \theta \right] \right) \quad (6.8)$$

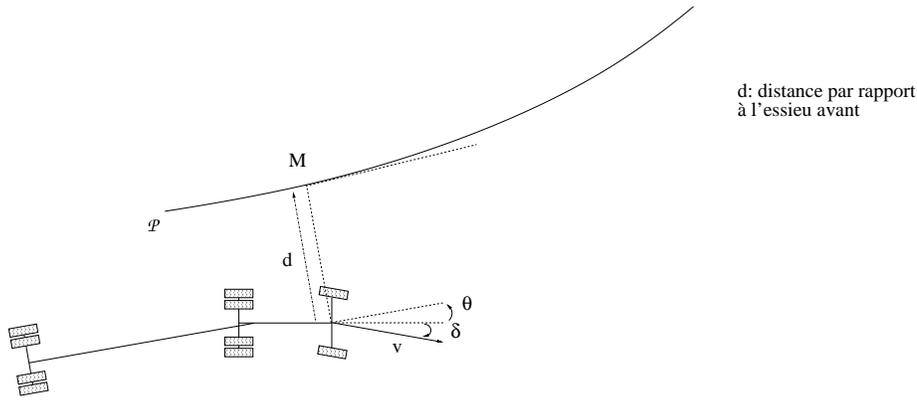


FIG. 6.3 – Cas [b], formulation du problème de suivi de trajectoire par rapport à l'essieu avant.

l'erreur par rapport à la trajectoire devient

$$d' + k_p d = 0 \quad (6.9)$$

Cette commande ne dépend que des sorties (d, θ) et est du premier ordre contrairement à l'exemple précédent. L'ordre relatif du système en utilisant un repérage par rapport à l'essieu avant est zéro. La formulation des équations dynamiques par rapport à l'essieu arrière est plus complexe à commander que celle par rapport à l'essieu avant. Elle nécessite des dérivées à un ordre supérieur.

Remarque 6.4 La dynamique zéro du système linéarisé est stable et en courbe $\sin \theta = \frac{l_f}{\kappa(s)}$. \square

Dans le cas général (cas [c]) la distance d par rapport à la trajectoire est repérée à une distance l_c de l'essieu avant.

$$[c] \begin{cases} \dot{d} = v \sin \theta \cos \delta + v \cos \theta \sin \delta \left(1 + \frac{l_c}{l_f}\right) \\ \dot{\theta} = \frac{v}{l_f} \sin \delta + v \frac{\cos \theta \cos \delta - \sin \theta \sin \delta \left(1 + \frac{l_c}{l_f}\right)}{\kappa(s) + d} \end{cases} \quad (6.10)$$

Remarque 6.5 Lorsque $l_c = 0$, on retrouve bien le cas du repérage au niveau de l'essieu avant du véhicule et lorsque $l_c = -l_f$, on retrouve le cas singulier où le repérage est fait par rapport à l'essieu arrière. \square

Le système est transformé dans les coordonnées spatiales selon :

$$[c'] \begin{cases} d' = \sin \theta + \cos \theta \tan \delta \left(1 + \frac{l_c}{l_f}\right) \\ \theta' = \frac{1}{l_f} \tan \delta + \frac{\cos \theta - \tan \delta \sin \theta \left(1 + \frac{l_c}{l_f}\right)}{\kappa(s) + d} \end{cases} \quad (6.11)$$

La commande est alors donnée par

$$\delta = \arctan \left(\frac{l_f}{l_f + l_c} \left[-\frac{k_p d}{\cos \theta} - \tan \theta \right] \right) \quad (6.12)$$

L'erreur par rapport à la trajectoire est linéarisée :

$$d' + k_p d = 0 \quad (6.13)$$

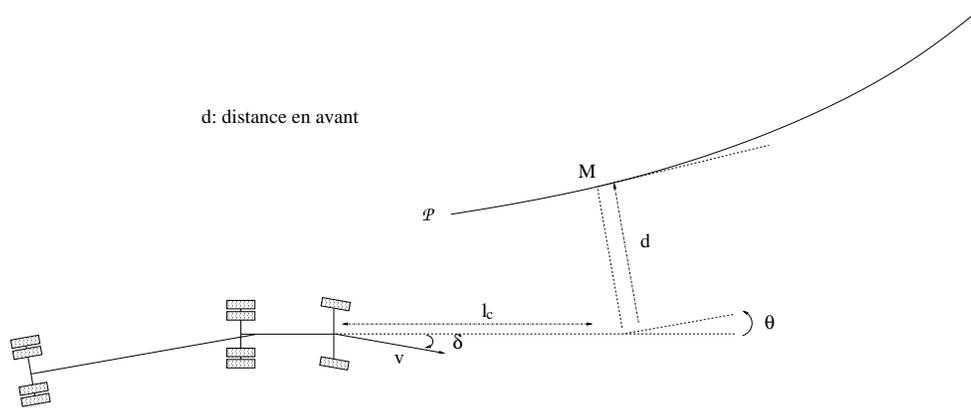


FIG. 6.4 – Cas [c], formulation du problème de suivi de trajectoire avec distance de pré-visualisation.

Comme pour le cas de repérage par rapport à l’essieu avant, le système a un degré relatif zéro. On constate également que cette approche permet de limiter l’angle de braquage du véhicule en choisissant $l_c > 0$. Lorsque $l_c > 0$, les performances de convergence de l’écart par rapport à la trajectoire ne sont pas modifiées car la dynamique de l’erreur reste identique.

Remarque 6.6 La dynamique zéro du système linéarisé est stable et en courbe $\sin \theta = \frac{l_f + l_c}{\kappa(s)}$. □

6.2.2 Discussion

La commande linéarisante discutée dans la section précédente présente quelques caractéristiques intéressantes :

Performances dynamiques. Lorsque la mesure de l’écart à la trajectoire est prise en avant du véhicule, la commande est moins excitée en latéral. En effet, lorsque l_c augmente, l’angle de braquage diminue sans que les gains de la commande soient changés. A l’inverse, lorsque l’écart par rapport à la trajectoire est calculé en arrière de l’essieu avant ($l_c < 0$), l’angle de braquage augmente.

Le choix de la distance l_c est important car il influence les angles de braquage nécessaires pour rejoindre la trajectoire. Plus l_c est grand et plus le véhicule anticipe la trajectoire. Cependant une distance de visualisation trop importante ne permet pas de suivre correctement la trajectoire car le véhicule coupe les courbes.

Remarque 6.7 Cette étude préliminaire donne seulement un aperçu des conséquences de la distance de pré-visualisation l_c sur le système. Il est nécessaire d’analyser l’influence de cette mesure sur les autres états du véhicule, notamment la dynamique du lacet, ou sur la sensibilité aux perturbations avant de conclure au bienfait de la pré-visualisation. Cette étude sera faite sur le modèle dynamique plus complet dans la section suivante. □

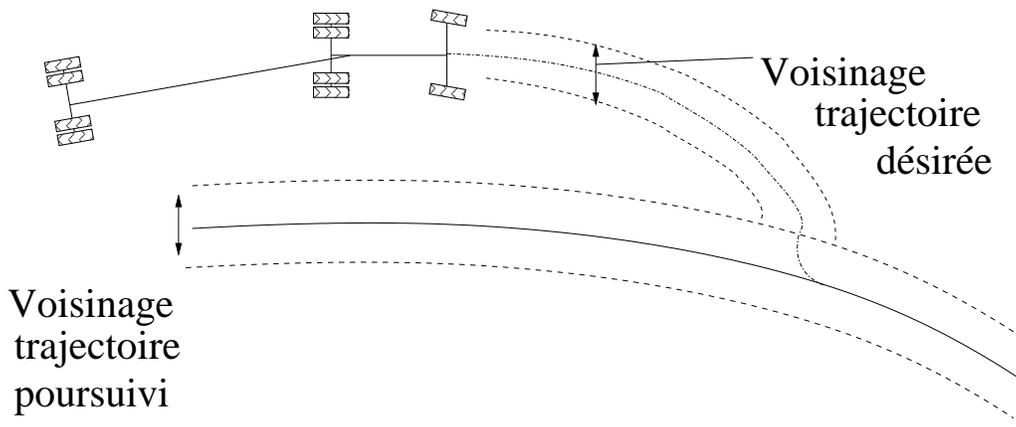


FIG. 6.5 – Définition d'une trajectoire de référence.

Planification de trajectoire. Dans la section précédente, l'erreur par rapport à la trajectoire est linéarisée dans l'espace. La conséquence est la convergence du véhicule vers la trajectoire définie par la relation $d_{des} = 0$ de manière exponentielle. La solution de l'équation spatiale 6.13 détermine le comportement dynamique de l'écart par rapport à la trajectoire et donc la trajectoire suivie par le véhicule. Ainsi, si on analyse la solution,

$$d(s) = d(0)(1 - e^{-k_p s}) \quad (6.14)$$

cette relation dynamique conduit à limiter les gains de la commande pour assurer des accélérations latérales tolérables par le chauffeur (et le véhicule). Ainsi, pour les petits angles

$$d(t) = d(0)(1 - e^{-k_p v \cos \delta t}) \approx d(0)(1 - e^{-k_p v t}) \quad (6.15)$$

l'accélération latérale le long de la trajectoire de référence est donnée par

$$|\ddot{d}(t)| = d(0)v^2 k_p^2 e^{-k_p v t} < d(0)v^2 k_p^2 \quad (6.16)$$

Lorsque la commande est activée, l'accélération latérale demandée au véhicule dépend de la vitesse et des conditions initiales. Elle est importante si on active la loi de commande à vitesse élevée alors que l'on se trouve loin de la trajectoire. Ceci pose problème car:

- Lorsque qu'on est loin de la trajectoire de référence, les gains de la commande doivent être limités pour réduire les accélérations latérales. De ce fait, les performances locales autour de la trajectoire seront d'autant affaiblies.
- Choisir des gains faibles pose également des problèmes aux faibles vitesses puisque la convergence est réalisée dans l'espace et le taux de convergence est fonction de la vitesse du véhicule.
- Les gains faibles ne donnent pas de bonnes performances en terme de robustesse vis-à-vis des perturbations et dynamiques négligées.

Pour remédier à cette difficulté, il est nécessaire d'utiliser une méthode de planification de la trajectoire (voir la section 6.3.4 pour plus de détail). La trajectoire désirée est choisie toujours proche de la position du véhicule. Elle amène le véhicule vers la trajectoire à suivre de manière douce en respectant les contraintes dynamiques. Pour obtenir ce résultat, on peut utiliser des trajectoires polynomiales¹,

1. Le polynôme est tel que la trajectoire soit continue.

des cloïdes¹ ou une trajectoire générée par filtrage spatial. La planification de la trajectoire est réalisée en fonction de la vitesse du véhicule. La figure 6.5 illustre cette méthode. La trajectoire de convergence permet d'amener le véhicule dans un voisinage de la trajectoire de référence. Une fois dans le voisinage de la cible, la trajectoire désirée peut être définie simplement par $d_{des} = 0$.

Le réglage de la loi de commande est indépendant de la planification de la trajectoire et indépendant de la vitesse. Les gains sont choisis pour obtenir un asservissement performant et robuste aux dynamiques négligées dans un voisinage de la trajectoire de référence (réglage local).

6.2.3 Conclusion

La commande de type [c] fut testée sur la plateforme de simulation. On obtient des résultats relativement satisfaisants malgré la simplicité de la loi. Les performances de cette loi de commande sont étudiées dans les références [2, 3, 4]). Dans la suite, on utilise les concepts présentés dans cette section pour mettre en œuvre des lois de commande plus complexes qui permettent de poursuivre une trajectoire désirée ou un autre véhicule.

6.3 Commande latérale des véhicules automobiles

Hypothèse 6.1 La commande sera réalisée en admettant les hypothèses suivantes :

- H1. Les angles de braquage sont supposés petits et la trajectoire a des rayons de courbure importants.
- H2. Les accélérations longitudinales sont supposées faibles ($\dot{U}^i \approx 0$).
- H3. Les perturbations extérieures de type coup de vent ou toute force extérieure agissant sur le châssis sont négligées pour la mise en œuvre des lois de commande. L'effet des perturbations est étudié sur la plateforme de simulation afin de vérifier les capacités de robustesse des lois de commande.
- H4. Les véhicules du convoi ont les mêmes caractéristiques géométriques pour simplifier l'étude (caractéristiques connues comme l_r , l_f , etc. définies dans le chapitre 3).
- H5. Les caractéristiques dynamiques des véhicules ne sont pas les mêmes. Il n'est pas envisageable de supposer connues toutes les caractéristiques des véhicules du convoi pour chaque véhicule, ni même de transmettre ces informations par radio. Il serait abusif de supposer les caractéristiques identiques, par exemple, les pneus ont des raideurs très différentes d'un type de pneu à l'autre ou même pour deux modèles identiques.

Rappel du modèle latéral. Le point cible est le point M à l'arrière de la remorque du véhicule précédent. Le premier véhicule indexé $i = 0$ suit une trajectoire fixe repérée par la distance d^0 et l'angle d'orientation entre le véhicule et la tangente à

1. Une cloïde présente l'avantage de faire varier la trajectoire avec une vitesse constante du volant.

la trajectoire φ^0 . Les équations dynamiques du point cible dans le repère du suiveur (sans prendre en compte l'actionneur) sont

$$\begin{cases} \dot{\mathbf{x}}^i = A^i \mathbf{x}^i + R^i \mathbf{u}^i + T^i \dot{\Theta}^i + S^i \boldsymbol{\gamma}_M^i \\ \mathbf{y}^i = C^i \mathbf{x}^i \end{cases} \quad (6.17)$$

$\mathbf{x}^i = [x_j^i] \in \mathbb{R}^4$, avec $\{x_j^i\} = \{d^i, \dot{d}^i, \varphi^i, \dot{\varphi}^i\}$ pour $j \in [1, 4]$, $\mathbf{u}^i = [\delta_{des}^i] \in \mathbb{R}$ avec δ_{des}^i l'angle de braquage désiré pour le véhicule i , $\boldsymbol{\gamma}_M^i = [\gamma_j^i] \in \mathbb{R}^5$ pour $j \in [1, 4]$ les perturbations extérieures agissant sur la dynamique du véhicule i (forces et moments extérieurs agissant sur le tracteur, et déplacement de la cible). La sortie du système d'intérêt est l'écart latéral par rapport à la trajectoire désirée ou au véhicule précédent, $\mathbf{y}^i = [x_1^i] = \{d^i\} \in \mathbb{R}$. Pour $i \geq 0$, les matrices A^i , R^i , T^i et S^i sont définies dans la section 3.4.

Deux sous-problèmes sont étudiés successivement dans les sections suivantes, la poursuite de trajectoire (“lane-keeping”) et le suivi de véhicule (“tow-bar”).

6.3.1 Le suivi de trajectoire (“Lane-Keeping”)

Le modèle présenté dans les équations 6.17 est un système non linéaire dépendant de la vitesse du véhicule. Beaucoup de techniques classiques de commande sont basées sur ces équations dynamiques et résolvent le problème dans une plage de variation de la vitesse limitée. Plusieurs commandes sont ainsi nécessaires pour couvrir correctement l'ensemble du domaine de variation de la vitesse. Une nouvelle alternative basée sur la définition de trajectoires de référence compatibles avec le déplacement du véhicule est proposée. Le suivi est réalisé par linéarisation spatiale du système.

Dans cette section, on considère le premier véhicule d'indice 0 et on linéarise l'écart par rapport à la trajectoire. Dans le cas du suivi de trajectoire, l'expression de la perturbation $\boldsymbol{\gamma}_M^0$ est simplifiée et ne dépend que de l'orientation du véhicule par rapport à la trajectoire suivie. La dynamique de l'actionneur est pour le moment négligée ($x_4^0 = \delta^0$).

$$\ddot{d}^0 = \frac{a_{11}^0(l^i)}{U^0} \dot{d}^0 + a_{12}^0(l^i) \varphi^0 + U^0 \dot{\varphi}^0 + \frac{t_{12}^0(l^i)}{U^0} \dot{\Theta}^0 + r_1^0(l^i) \delta^0 + s_{11}^0 F_y^0 + s_{12}^0(l^i) M_z^0$$

Les forces extérieures sont des perturbations, la commande sera déterminée à partir de la dynamique non perturbée et leurs effets est discuté au cours de l'analyse des performances et de la robustesse de la loi de commande.

Remarque 6.8 La mesure de la vitesse de lacet est disponible pour réaliser la commande. Lorsque $U^i = 0$ alors $\dot{\Theta}^i = 0$. On définit la dérivée spatiale du lacet telle que

- Si $U^i = 0$ alors $\Theta^{i'} = 0$
- Si $U^i \neq 0$ alors $\Theta^{i'} = \frac{\dot{\Theta}^i}{U^i}$

□

Soit

$$\ddot{d}^0 = a_{11}^0(l^i) \dot{d}^{0'} + a_{12}^0(l^i) \varphi^0 + U^0 \dot{\varphi}^0 + t_1^0(l^i) \Theta^{0'} + r_1^0(l^i) \delta^0$$

La linéarisation est faite quelle que soit la vitesse du véhicule. En choisissant un angle désiré tel que

$$\delta^0 = \frac{1}{r_1^0(l^i)}(-a_{11}^0(l^i)d^{0'} - a_{12}^0(l^i)\varphi^0 - U^0\dot{\varphi}^0 - t_1^0(l^i)\Theta^{i'} - U^{0^2}k_d^0d^{0'} - U^{0^2}k_p^0d^0) \quad (6.18)$$

la commande est bien définie pour toutes les vitesses et l'équation d'erreur s'écrit

$$U^{i^2} \left\{ d^{0''} + k_p^0 d^{0'} + k_d^0 d^0 \right\} = s_{11}^i \gamma_1^i + s_{12}^i(l^i) \gamma_2^i$$

La solution de l'équation spatiale 6.3.4 détermine le comportement dynamique du système et gouverne donc la trajectoire suivie par le véhicule. Pour le moment la commande linéarisante permet de suivre une trajectoire définie par $d^0_{des} \equiv 0$ de manière fidèle. Cette trajectoire de référence est intéressante pour la commande dans un voisinage de la référence. Le problème de sensibilité aux perturbations extérieures γ_1^i et γ_2^i est abordé dans la suite de ce chapitre. La section 6.3.4 discute la détermination d'une trajectoire de référence mieux adaptée pour le fonctionnement dans les phases de transition manuel / automatique.

6.3.2 Du suivi de trajectoire au suivi de véhicule

L'étude de la poursuite d'un véhicule est relativement similaire à la fonction de "lane-keeping" qui a été présentée. La différence réside dans le choix de la cible. Comme cela a été discuté, la cinématique de l'écart par rapport à la trajectoire est perturbée par les mouvements du véhicule leader. Pour réaliser un asservissement fidèle, il est souhaitable de disposer d'informations sur les états de ce dernier. Sans connaître les états du leader, il est plus difficile de compenser les perturbations mais une commande semblable à la loi utilisée pour le "lane-keeping" est envisageable. En utilisant la loi de commande précédente à laquelle on ajoute un nouveau terme $\frac{1}{r_1(l^i)}\bar{\delta}^i$ pour éventuellement compenser les perturbations dues aux véhicules qui précèdent :

$$\delta^i = \frac{1}{r_1^i(l^i)}(-a_{11}^i(l^i)d^{i'} - a_{12}^i(l^i)\varphi^i - U^i\dot{\varphi}^i - t_1^i(l^i)\Theta^{i'} - U^{i^2}k_d^i d^{i'} - U^{i^2}k_p^i d^i + \bar{\delta}^i) \quad (6.19)$$

La commande ne permet plus de linéariser totalement le système

$$U^{i^2} \left\{ d^{i''} + k_d^i d^{i'} + k_p^i d^i \right\} = \bar{\delta}^i + s_{11}^i \gamma_1^i + s_{12}^i(l^i) \gamma_2^i + \frac{s_{13}^i(l^i)}{U^i} \gamma_3^i + \gamma_4^i$$

avec

$$\begin{aligned} \gamma_3^i &= \sum_{j=0}^{i-1} \left(U^j (\varphi^j + \Psi^j) - \dot{d}^j - \dot{\Theta}^j (l_f + l^j - l_a + l_r) - l_r \dot{\Psi}^j \right) \\ \gamma_4^i &= \sum_{j=0}^{i-1} \left(U^j (\dot{\varphi}^j + \dot{\Psi}^j) - \ddot{d}^j - \ddot{\Theta}^j (l_f + l^j - l_a + l_r) - l_r \ddot{\Psi}^j \right) \end{aligned}$$

La commande est sensible aux perturbations dues aux autres véhicules et tout particulièrement à γ_3^i lorsque la distance L^i augmente ($s_{13}^i(l^i) = -f_{11} - (l^i + l_{f1})f_{21}$). Il est possible de limiter l'influence de ces perturbations en transmettant les variables γ_3^i et γ_4^i d'un véhicule à l'autre et en prenant

$$\bar{\delta}^i = -\frac{s_{13}^i(l^i)}{U^i} \gamma_3^i - \gamma_4^i \quad (6.20)$$

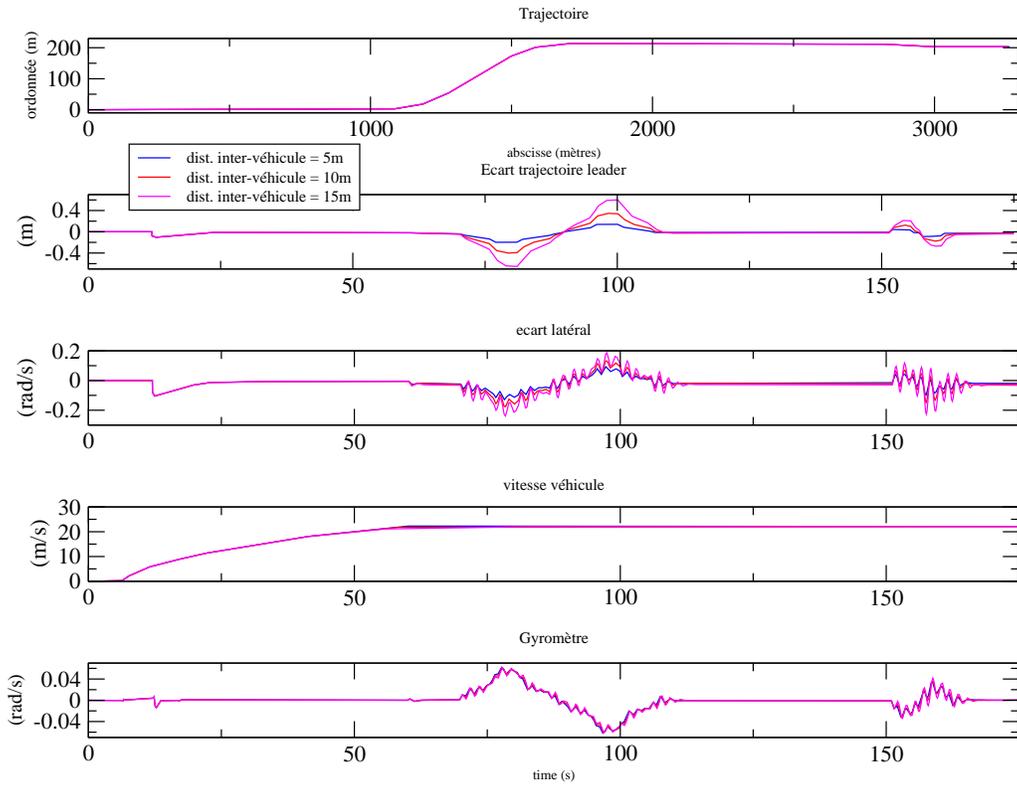


FIG. 6.6 – Résultat obtenu avec la commande latérale linéarisante du deuxième ordre (référence définie par $d_{des}^i = 0$). Cas nominal, suivi à 5, 10 puis 15 mètres du leader, “*Tow-bar*”.

Cependant il n'est pas envisageable de transmettre l'ensemble de ces caractéristiques (dans notre cas de figure, le terme γ_4^i n'est pas transmis car non mesuré) et pour limiter la sensibilité de cette loi aux perturbations extérieures, il est nécessaire de réduire la distance inter-véhicules (voir les résultats de la figure 6.6) ou de modifier les gains de la commande.

Étude de sensibilité. Soit p l'équivalent de l'opérateur de Laplace dans le nouvel espace des coordonnées spatiales. Les fonctions de sensibilité sont données par

$$S_{\gamma_1^i} = \frac{s_{11}^i}{U^{i2}(p^2 + k_d^i p + k_p^i)} \quad (6.21a)$$

$$S_{\gamma_2^i} = \frac{s_{12}^i(l^i)}{U^{i2}(p^2 + k_d^i p + k_p^i)} \quad (6.21b)$$

$$S_{\gamma_3^i} = \frac{s_{13}^i(l^i)}{U^{i3}(p^2 + k_d^i p + k_p^i)} \quad (6.21c)$$

$$S_{\gamma_4^i} = \frac{1}{U^{i2}(s^2 + k_d^i s + k_p^i)} \quad (6.21d)$$

Elles sont modifiées suivant la distance inter-véhicules l^i et la vitesse (en particulier la sensibilité aux mouvements de la cible $S_{\gamma_3^i}$ et la sensibilité aux moments extérieurs $S_{\gamma_2^i}$). En utilisant cette méthode de commande, il y a un inconvénient à choisir une distance de pré-visualisation trop importante. De même lorsque la vitesse du véhicule

diminue, la sensibilité aux mouvements de la cible augmente (la remorque a tendance à osciller à basse fréquence).

On s'attache tout particulièrement aux perturbations dues aux autres véhicules car ces effets se propagent dans le convoi. Lors du suivi de plusieurs véhicules, les mouvements de la cible sont difficiles à compenser et sont amplifiés le long du convoi plus les distances inter-véhicules sont grandes. Au final, avec cette méthode de commande, la conduite en peloton est très restrictive.

Modification de la cible. Pour remédier aux inconvénients mentionnés, une nouvelle cible est construite. Afin d'utiliser la même loi que pour le "lane-keeping", il serait souhaitable de déterminer l'orientation de la trajectoire suivie par le point T ou M . En mémorisant quelques coordonnées, on peut reconstruire relativement facilement une approximation du vecteur tangent à la trajectoire suivie par l'arrière du camion (ou par le point d'ancrage de la remorque). Comme on ne connaît pas le glissement du véhicule, il n'est pas envisageable de reconstruire la trajectoire réelle indéfiniment. Cependant, une reconstruction limitée à quelques points permet de s'affranchir des perturbations qui se propagent le long du convoi et de réaliser une poursuite de trajectoire précise comme pour le "lane-keeping". Les coordonnées $[x^i, y^i]$ d'un point fixe M initialement à la position $[l^i, d^i]$ dans le repère mobile du suiveur évoluent suivant l'équation

$$\frac{d}{dt} \begin{bmatrix} x^i \\ y^i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & \dot{\Theta}^i \\ -\dot{\Theta}^i & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x^i \\ y^i \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} U^i \\ V^i \end{bmatrix} \quad (6.22)$$

Maintenant φ^i est l'angle entre la tangente au point $[x^i, y^i]$ de la trajectoire cible et le véhicule.

$$\tan \varphi^i = \frac{-\dot{\Theta}^i x^i - V^i}{\dot{\Theta}^i y^i - U^i} = \tan(\hat{\varphi}^i + \tilde{\varphi}^i) \quad (6.23)$$

Avec

$$\tan \hat{\varphi}^i = \frac{-\dot{\Theta}^i x^i}{\dot{\Theta}^i y^i - U^i} \quad \text{et} \quad \tan \tilde{\varphi}^i = \frac{-V^i(\dot{\Theta}^i y^i - U^i)}{(\dot{\Theta}^i y^i - U^i)^2 + \dot{\Theta}^i x^i(\dot{\Theta}^i x^i + V^i)} \quad (6.24)$$

L'erreur d'estimation causée par la méthode de reconstruction précédente est notée $\tilde{\varphi}^i$. Lorsqu'on néglige le glissement, $V^i = 0$ et $\tan \varphi^i = \tan \hat{\varphi}^i$. La nouvelle commande est donnée par

$$\delta^i = \frac{1}{r_1^i(l^i)}(-a_{11}^i(l^i)d^{i'} - a_{12}^i(l^i)\hat{\varphi}^i - U^i\dot{\hat{\varphi}}^i - t_1^i(l^i)\Theta^{i'} - U^{i2}k_d^i d^{i'} - U^{i2}k_p^i \tilde{d}^i) \quad (6.25)$$

L'équation d'erreur obtenue avec cette loi de commande est

$$U^{i2} \left\{ d^{i''''} + k_d^i d^{i''} + k_p^i d^i \right\} = s_{11}^i \gamma_1^i + s_{12}^i(l^i) \gamma_2^i + s_{13}^i(l^i) \gamma_3^i + U^i \gamma_4^i$$

avec

$$\begin{aligned} \gamma_3^i &= \tilde{\varphi}^i \\ \gamma_4^i &= \dot{\tilde{\varphi}}^i \end{aligned}$$

Comme dans le paragraphe précédent, on peut déterminer les fonctions de sensibilité vis-à-vis de l'erreur d'estimation $\tilde{\varphi}^i$ et de sa dérivée $\dot{\tilde{\varphi}}^i$:

$$S_{\gamma_3^i} = \frac{s_{13}^i(l^i)}{U^{i2}(p^2 + k_d^i p + k_p^i)} \quad (6.26a)$$

$$S_{\gamma_4^i} = \frac{1}{U^i(p^2 + k_d^i p + k_p^i)} \quad (6.26b)$$

Les nouvelles fonctions de sensibilité montrent que le choix de la distance inter-véhicules et l'effet de la vitesse restent des facteurs importants mais les conséquences sont moins pénalisantes par rapport à la méthode précédente. En ce qui concerne les perturbations dues à l'erreur d'estimation de l'angle φ^i ,

- pour les faibles vitesses, la sensibilité est plus grande mais le calcul de l'angle φ^i est meilleur et $\tilde{\varphi}^i$ tend vers zéro.
- Pour les grandes distances inter-véhicules à faible vitesse, l'effet des perturbations est réduit car l'angle φ^i est bien estimé et $\tilde{\varphi}^i$ tend vers zéro.
- Pour les grandes distances inter-véhicules à grande vitesse, l'effet des perturbations est réduit (la sensibilité réduit avec la vitesse).

Remarque 6.9 A faible vitesse, pour des distances inter-véhicules élevées, on cumule plusieurs handicaps et il serait souhaitable de ne pas utiliser cette méthode. En particulier, les perturbations extérieures (par exemple un moment extérieur agissant sur le véhicule) sont amplifiées car la fonction de sensibilité $S_{\gamma_2^i}$ augmente. \square

Remarque 6.10 Afin de limiter l'effet des perturbations aux faibles vitesses, on peut également ajouter une action intégrale spatiale à la commande pour augmenter le gain du système lorsque la vitesse est faible. En effet, on remarque aux faibles vitesses une erreur statique importante, due aux dynamiques négligées. Les nouvelles fonctions de sensibilité sont alors données par

$$S_{\gamma_1^i} = \frac{s_{11}^i p}{U^{i2}(p^3 + k_d^i p^2 + k_p^i p + k_i)} \quad (6.27a)$$

$$S_{\gamma_2^i} = \frac{s_{12}^i(l^i) p}{U^{i2}(p^3 + k_d^i p^2 + k_p^i p + k_i)} \quad (6.27b)$$

$$S_{\gamma_3^i} = \frac{s_{13}^i(l^i) p}{U^{i3}(p^3 + k_d^i p^2 + k_p^i p + k_i)} \quad (6.27c)$$

$$S_{\gamma_4^i} = \frac{p}{U^{i2}(p^3 + k_d^i p^2 + k_p^i p + k_i)} \quad (6.27d)$$

Il faut cependant prendre garde aux risques de dépassement et de saturation de l'angle de braquage désiré. \square

Ce résultat convient parfaitement au système utilisé. Aux faibles distances, le système de reconnaissance de la route ne fonctionne pas très bien (car il est difficile de repérer la cible pour des distances trop courtes car le véhicule précédent masque la route) alors que le repérage du leader est plus simple (reconnaissance du motif à l'arrière d'un véhicule). A l'inverse, lorsque la distance inter-véhicules augmente trop, il est préférable d'utiliser un système de vision à portée fixe pour reconnaître la route et se situer convenablement sur la voie.

6.3.3 Analyse de stabilité

La commande précédente linéarise la dynamique de l'écart latéral d^i ou éventuellement D^i . Pour voir si le véhicule est stable, on regarde la dynamique zéro du système, soit la dynamique de l'erreur de lacet par rapport à la trajectoire du véhicule. Pour cette analyse, les perturbations extérieures sont négligées et $U^i \neq 0$.

$$\ddot{\varphi}^i + a\dot{\varphi}^i + b\varphi^i = 0 \quad (6.28)$$

avec

$$a = \frac{r_2^i (U^i)^2 - t_1^i(l^i)r_2^i + t_2^i(l^i)r_1^i(l^i)}{r_1^i(l^i)U^i}, \quad b = \frac{-a_{22}^i r_1^i(l^i) + a_{12}^i(l^i)r_2^i}{r_1^i(l^i)}$$

La dynamique de l'angle de lacet du système commandé est d'ordre deux. Les pôles du système sont donnés par

$$p_{1,2} = \frac{-a \pm \sqrt{a^2 - 4b}}{2} \quad (6.29)$$

Les pôles sont représentés sur la figure 6.7 pour un asservissement de l'écart D^i (l'intérêt ici est d'utiliser une distance de pré-visualisation plus grande pour amortir davantage les pôles de la dynamique zéro) en fonction de la distance inter-véhicules et en fonction de la vitesse du véhicule. On constate que la dynamique est stable et lorsque la distance de pré-visualisation augmente, les pôles du système sont de plus en plus amortis. Cette notion est connue sous le nom de distance de pré-visualisation ou "look ahead distance" dans les travaux de Hingwe et Tomizuka [7], Hingwe [6]. On remarque qu'il n'est pas utile d'augmenter indéfiniment la distance de pré-visualisation car l'amortissement du système est relativement bon pour des distances inter-véhicules raisonnables. On remarque également que lorsque la vitesse augmente, le système est de moins en moins amorti et il est souhaitable d'utiliser une distance de pré-visualisation grande au plus la vitesse est élevée.

Il est intéressant d'utiliser une information en avant du véhicule. Cependant il faut nuancer ces résultats au regard de l'étude de sensibilité qui précède.

6.3.4 Mise en place de la commande

Définition de trajectoires cibles compatibles avec le véhicule. Dans l'approche de commande qui est proposée, les performances du système en terme de confort ne sont pas discutées. Beaucoup de commandes latérales incluent dans l'analyse la notion de confort et permettent de limiter les accélérations latérales durant la conduite. L'inconvénient d'une stratégie de commande linéaire qui prenne en considération les critères de confort est que les performances risquent d'être diminuées aux basses vitesses pour pouvoir garantir un niveau de confort suffisant (voire même la stabilité) aux grandes vitesses. Pour ne pas dégrader les performances, plusieurs lois de commandes sont souvent utilisées suivant la vitesse.

Dans l'approche présentée, on remarque que la mise en œuvre d'un asservissement sur l'erreur par rapport à la trajectoire définit une trajectoire "cible". Il est possible de modifier simplement le paramétrage des lois de commandes spatiales pour inclure ces notions de confort et performance suivant la vitesse. Ainsi, si on étudie la solution spatiale de l'équation d'erreur 6.3.4,

$$y^i(s) = Ae^{-\lambda_1 s} + Be^{-\lambda_2 s} \quad (6.30)$$

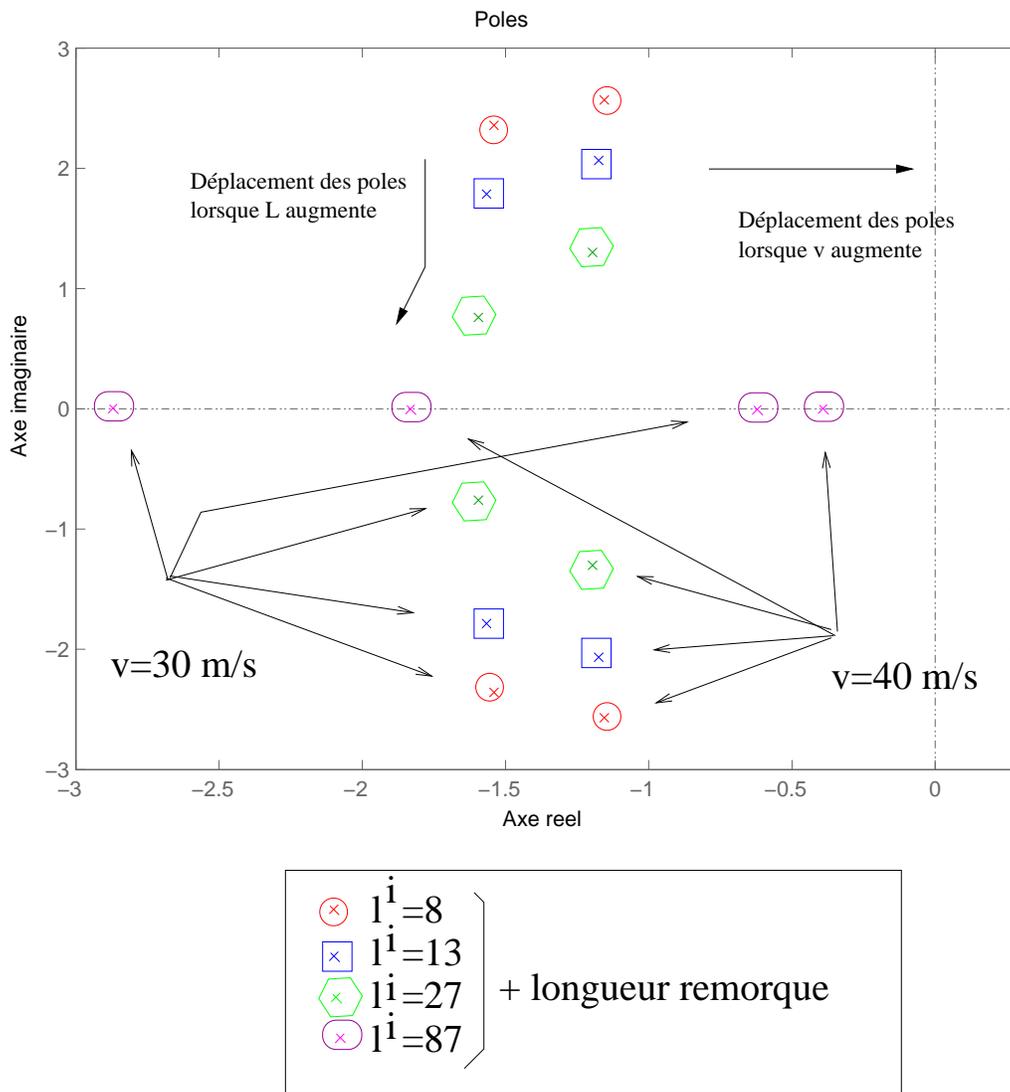


FIG. 6.7 – Pôles de la dynamique zéro du lacet relatif entre le véhicule et la trajectoire en fonction de la distance inter-véhicules et de la vitesse du véhicule. La vraie distance de pré-visualisation est environ la distance inter-véhicules + la longueur de la remorque, car on réalise un asservissement sur l'écart D^i .

avec

$$\lambda_{1,2} = \frac{-k_p \pm \sqrt{k_p^2 - 4k_d}}{2}$$

Les trajectoires convergent vers la référence de manière exponentielle avec un taux de convergence donné par $\min\{\lambda_i, i = (1, 2)\}$. A 90km/h (environ 25m/s), pour que la distance de convergence vers la trajectoire soit de l'ordre de 450 mètres (très restrictif) et que les accélérations latérales soient supportables pour le chauffeur, il faut fixer la dynamique d'ordre deux de telle sorte que

$$w_c^i \approx 0.05 \tag{6.31a}$$

$$\xi_c^i \approx 1 \tag{6.31b}$$

Ceci revient à choisir des gains pour la commande k_p^i et k_d^i

$$k_p^i = (w_c^i)^2 \approx 0.0025 \quad (6.32a)$$

$$k_d^i = 2\xi_c^i w_c^i \approx 0.1 \quad (6.32b)$$

On remarque que la loi de commande définit automatiquement un chemin que va suivre le véhicule. L'inconvénient de cette première méthode est de choisir une trajectoire de convergence **invariante dans l'espace**. Ainsi pour garantir un confort acceptable aux grandes vitesses et lorsque le véhicule est initialement loin de la trajectoire de référence, les gains de la commande sont limités. Cette approche est intéressante *localement* pour garantir un comportement donné dans le voisinage de la trajectoire suivie. Pour obtenir plus de souplesse, il est préférable de séparer la commande et la planification de la trajectoire. En définissant une trajectoire de référence d_{des}^i , ($\tilde{y}^i = d^i - d_{des}^i$) et la commande

$$\delta^i = \frac{1}{r_1(l^i)} \left(d_{des}^{i''} - a_{11}^i(l^i) d^{i'} - a_{12}^i(l^i) \dot{\varphi}^i - U^i \dot{\varphi}^i - t_1^i(l^i) \Theta^{i'} - U^{i2} (k_d^i \tilde{y}^{i'} + k_p^i \tilde{y}^i + k_i^i \int U^i \tilde{y}^i dt) \right) \quad (6.33)$$

L'équation d'erreur est maintenant donnée par

$$(U^i)^2 \left(\tilde{y}^{i''} + k_d^i \tilde{y}^{i'} + k_p^i \tilde{y}^i + k_i^i \int \tilde{y}^i ds \right) = s_{11}^i \gamma_1^i + s_{12}^i(l^i) \gamma_2^i + s_{13}^i(l^i) \gamma_3^i + U^i \gamma_4^i$$

Cette fois ci, le choix des gains de la commande linéarisante peut être basé sur des critères classiques : performance/robustesse par rapport à la trajectoire de référence. La planification de trajectoire présente l'intérêt de rendre la boucle de commande plus réactive (puisque'elle agit dans un voisinage de la référence) tout en réalisant la poursuite d'une trajectoire réaliste pour le véhicule. Avec cette méthode, la distance de convergence peut être réduite à moins de 100 mètres en choisissant les gains suivants pour la commande.

$$k_d^i \approx 0.5 \quad (6.34a)$$

$$k_p^i \approx 0.0236 \quad (6.34b)$$

$$k_i^i \approx 0.00028 \quad (6.34c)$$

soit une boucle fermée caractérisée par trois pôles dont les caractéristiques sont

$$w_c^i \approx 0.12 \quad (6.35a)$$

$$\xi_c^i \approx 2 \quad (6.35b)$$

$$\lambda_c \approx 0.02 \quad (6.35c)$$

Afin d'utiliser ce réglage, la trajectoire de référence doit être construite avec soin. Elle sera de préférence continue voire même avec des dérivées continues. La courbure devra être suffisamment faible pour garantir le confort de conduite ainsi que des transitions agréables¹. Les points suivants détaillent la mise en œuvre de telles trajectoires :

a) Phase d'initialisation

Pour élaborer la trajectoire de référence, il est souhaitable de conserver les propriétés de continuité avec la position actuelle du véhicule. On peut également souhaiter préserver certaines propriétés de continuité de la commande ou

1. En particulier dans la phase d'initialisation, l'angle de braquage risque d'être surévalué.

de l'angle de braquage. Pour obtenir ce résultat, des trajectoires polynomiales peuvent être déterminées à partir des conditions initiales et finales du chemin parcouru. Cependant, un des inconvénients de cette méthode est de ne pas garantir un chemin nécessairement confortable pour rejoindre la trajectoire désirée (une trajectoire trop sinueuse peut induire des accélérations latérale indésirables). Une méthode intéressante qui n'a pas été explorée est l'utilisation des clotoïdes pour réaliser l'initialisation. Ce type de courbe permet de garantir un déplacement le long de la trajectoire tel que la vitesse de braquage est constante (critère intéressant en terme de confort).

Plusieurs exemples figurent dans le travail [1] et la même méthode est réutilisée ici. Dans notre cas de figure, le véhicule ne converge pas vers une trajectoire fixe comme pour l'accostage des bus mais vers une trajectoire de référence définie par la consigne d_{des}^i (ou D_{des}^i). Une méthode similaire va être mise en œuvre afin d'assurer une bonne prise en main de la loi de commande et la définition d'une trajectoire de convergence vers la référence qui soit douce. La nouvelle référence est donnée par

$$d_{ref}^i = d_{des}^i - y_{des}^i \quad (6.36)$$

avec y_{des}^i un polynôme défini ci-après.

Pour que la trajectoire nominale soit continue et ait des dérivées continues jusqu'à l'ordre deux, il est nécessaire de respecter trois conditions initiales et trois conditions finales. Pour combiner toutes ces exigences, on choisit une trajectoire de référence polynomiale d'ordre cinq.

$$y_{des}^i(s) = a + bs + cs^2 + ds^3 + es^4 + fs^5 \quad (6.37)$$

Le taux de convergence de la trajectoire de référence vers la trajectoire à suivre est en partie fixé par l'abscisse curviligne finale de la trajectoire s_f . En choisissant s_f grand (de l'ordre d'une centaine de mètres) et en démarrant la commande à une distance raisonnable de la trajectoire de référence, la prise en main sera douce. Pour assurer une commande continue, les conditions initiales pour $s = 0$ déterminent les coefficients a, b, c :

$$\begin{aligned} a &= d_{des}^i(0) = d^i(0) \\ b &= \frac{\partial d_{des}^i}{\partial s}(0) = \frac{\partial d^i}{\partial s}(0) \\ c &= \frac{1}{2} \frac{\partial^2 d_{des}^i}{\partial s^2}(0) = \frac{1}{2} \frac{\partial^2 d^i}{\partial s^2}(0) \end{aligned}$$

On détermine d, e, f à partir des valeurs du couple final (s_f, d_f). La distance de référence finale correspond à la valeur de l'écart d_{des}^i soit en prenant $d_f = 0$ (6.36).

$$\begin{bmatrix} d \\ e \\ f \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} s_f^3 & s_f^4 & s_f^5 \\ 3s_f^3 & 4s_f^4 & 5s_f^5 \\ 6s_f^3 & 12s_f^4 & 20s_f^5 \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} -1 & -s_f & -s_f^2 \\ 0 & -1 & -2s_f \\ 0 & 0 & -2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} a \\ b \\ c \end{bmatrix}$$

Les choix de la distance de convergence s_f , ainsi que la distance initiale par rapport à la trajectoire $d_{des}^i(0)$ sont critiques. En effet, il faut fixer une distance de convergence compatible avec les caractéristiques du véhicule et sa vitesse pour ne pas exciter les modes latéraux du véhicule. En prenant

$$s_f = 400 \text{ mètres} \quad \text{et} \quad d_{des}^i(0) < 2 \text{ mètres} \quad (6.38)$$

on limite les accélérations latérales à des valeurs acceptables et l'initialisation se passe bien.

b) **Poursuite de trajectoire**

La phase d'initialisation est intéressante si le véhicule rejoint une trajectoire de type ligne droite ou pour atteindre un voisinage de la trajectoire de référence de manière douce avec un taux de convergence fixé par s_f . Dans la zone de convergence, il est plus complexe de fixer une trajectoire de référence car la position de la route ou du véhicule leader est difficile à estimer. En réalité, à chaque instant, la trajectoire désirée doit varier pour s'adapter aux changements de configuration. Beaucoup de travaux reconstruisent la trajectoire cible en utilisant des rotations successives mais cette méthode s'avère peu intéressante : la mise à jour de la trajectoire désirée à chaque instant est coûteuse en calcul, peu exacte si on ne prend pas en compte les glissements des véhicules à chaque instant et pas facile à mettre en œuvre si on souhaite trouver une trajectoire de référence optimale. Il n'est pas forcément intéressant que le véhicule suiveur cherche à suivre exactement la trajectoire du leader et d'autres méthodes de filtrage spatial peuvent être employées pour définir une trajectoire de référence. Dans cette étude, la trajectoire de référence en dehors de la phase d'initialisation est définie par $d_{des}^i = 0$. La poursuite d'un leader est un problème plus compliqué car la mesure de distance est une grandeur relative. Ce problème nécessite une référence particulière.

c) **Poursuite d'un leader**

Le suivi de trajectoire se fait en choisissant la consigne $d_{des}^0 = 0$. Pour le suivi de véhicule, ce choix produit rapidement un écart important par rapport à la route (propagation des erreurs dans le convoi). Ce problème est d'autant plus grave que la distance inter-véhicules est grande. Un moyen simple de réduire cet effet et de choisir une trajectoire circulaire entre le véhicule leader et le suiveur (Fig. 6.8). Pour obtenir ce résultat, il suffit de prendre une consigne de référence pour l'écart latéral différente :

$$d_{des}^i = \frac{l^i \sin \varphi^i}{2} \quad (6.39)$$

En choisissant la commande qui linéarise l'écart D^i , et la référence

$$D_{des}^i = \frac{(l^i + l_r) \sin \varphi^i}{2} \quad (6.40)$$

le suivi du leader est encore plus efficace car le suiveur a pour trajectoire désirée un cercle qui passe par le point d'ancrage de la remorque du leader, plutôt que le point de l'arrière de la remorque. Cette dernière consigne est utilisée dans les simulations du chapitre suivant. On note que ce choix permet d'augmenter la capacité d'un convoi mais les écarts par rapport à la trajectoire fixe (la route) augmentent toujours.

Prise en compte de la dynamique de l'actionneur Dans le chapitre précédent, la dynamique de l'actionneur de direction a été identifiée. Elle ne peut pas être négligée si l'on veut obtenir des performances suffisantes au niveau de la commande latérale. En effet, les modes en position du véhicule se situent juste en dessous du Hertz et l'actionneur devra avoir une bande passante supérieure ou égale à environ

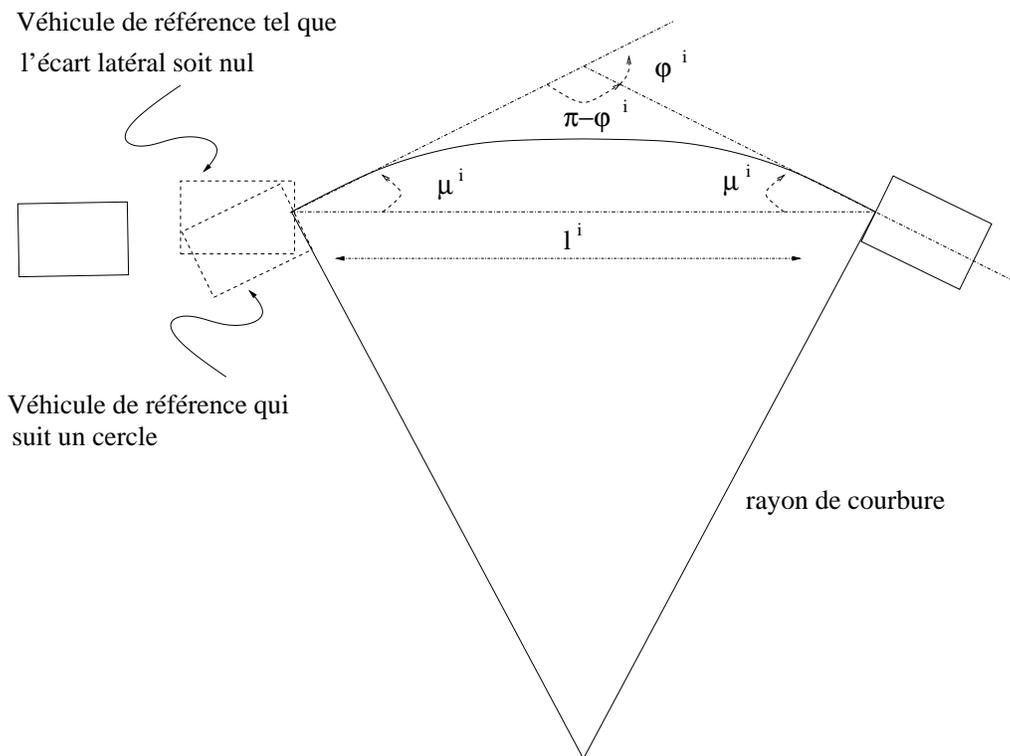


FIG. 6.8 – *Choix de la référence pour le suivi de véhicule. Si la distance de référence d_{des}^i est prise égale à zéro, le véhicule s'oriente vers le leader plus brutalement et a tendance à couper le virage. Dans le cas où la référence est choisie pour suivre un cercle, le véhicule ne cherche pas à converger directement mais à suivre une trajectoire différente du leader.*

7 Hertz en position pour être négligé. Il est possible d'inclure cette dynamique au modèle de conception de la commande latérale pour modifier les lois de commandes qui ont été proposées. Cette approche n'a pas été retenue car pour inclure de manière plus systématique la boucle locale dans la conception de la loi de haut niveau il aurait été préférable de déterminer un transfert caractéristique de l'actionneur fonction de la vitesse. Dans la réalité, les performances de ce système sont aussi des fonctions de la vitesse comme le modèle dynamique du véhicule.

Dans cette section on propose un méthode plus simple qui consiste à inverser la dynamique du transfert approché de la boucle locale au niveau de la boucle de haut niveau. Un filtre passe haut $G_1^{-1}(s)$ est ajouté au système, pour remédier aux

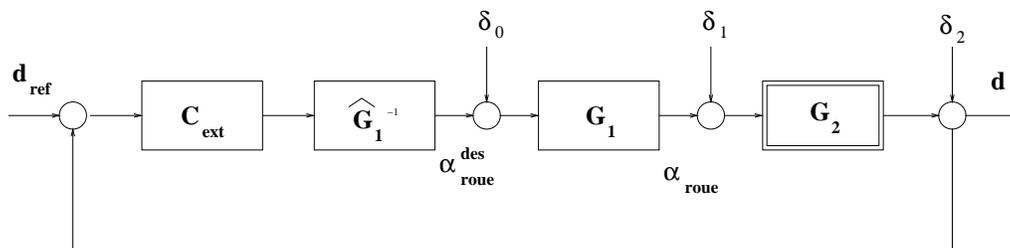


FIG. 6.9 – *Prise en compte de l'actionneur.*

limitations du bas niveau. $G_1^{-1}(s)$ est tel que

$$G_1^{-1}(s) = \frac{\frac{1}{w_a^2}s^2 + \frac{2\xi_a}{w_a}s + 1}{\frac{1}{w_c^2}s^2 + \frac{2\xi_c}{w_c}s + 1} \quad (6.41)$$

avec w_a, ξ_a les paramètres caractéristiques de l'actionneur et w_c, ξ_c , les limites de la boucle interne.

Bien sûr le choix de la fréquence de coupure w_c du filtre n'est pas complètement libre. Elle ne peut pas être choisie trop grande sous peine de déstabiliser le système.

Au final, le système bouclé peut être représenté par la figure 6.9, avec δ_0 des perturbations liées à la transmission de la consigne d'angle de braquage au module actionneur (quantification, retard de transmission par le bus), δ_2 représente les perturbations qui ont lieu au niveau de la route et les dynamiques non linéaires négligées dues à la pression d'assistance, enfin δ_3 les perturbations qui affectent la mesure de l'écart latéral par la caméra. Pour être performante, la commande haut niveau doit avoir de bonnes propriétés de robustesses vis-à-vis de toutes ces perturbations.

Il est important de noter que la stratégie de commande basée sur le découplage des modes (actionneur, commande haut niveau) n'est pas correcte car l'actionneur ne peut pas avoir des performances élevées pour des raisons matérielles (moteur limité en couple, dynamique mal maîtrisée). La stratégie proposée décrit une solution possible au problème mais qui n'est pas la plus élégante. Il aurait été intéressant de mener une étude différente qui consiste à commander en effort les roues à l'aide d'une seule boucle pour réaliser la poursuite de trajectoire directement. Le modèle proposé de l'actionneur permettra de poursuivre ce travail.

Résultats préliminaires. L'analyse des lois de commande par linéarisation spatiale est présentée dans le chapitre suivant. Une procédure automatique d'évaluation est mise en œuvre sur la plateforme de simulation utilisée dans cette étude. Seuls trois exemples d'application du "lane-keeping" et du "tow-bar" sont donnés sur les figures 6.10, 6.11 et 6.12. Ces courbes représentent les états intéressants à observer durant une simulation, (écart par rapport au centre de la voie, gyromètre, vitesse) permettent de constater les performances tout à fait satisfaisantes des asservissements dans une situation nominale (capteurs idéaux, sans perturbation). La poursuite d'une trajectoire type est faite avec une erreur de 5 centimètres maximum pour un véhicule. Les figures 6.11 et 6.12 montrent les difficultés qui peuvent être rencontrées dans le cas du suivi de véhicules à grande distance. L'écart par rapport à la trajectoire réelle augmente plus la distance inter-véhicules est grande. D'autre part, comme cela a déjà été mentionné (Fig 6.6), si on ne prend pas garde à la référence utilisée pour le suivi de véhicule, la sensibilité aux mouvements de la cible augmente limitant ainsi fortement la taille du convoi. Le chapitre suivant présente les résultats de la commande latérale appliquée au convoi de plusieurs véhicules ou à un véhicule seul.

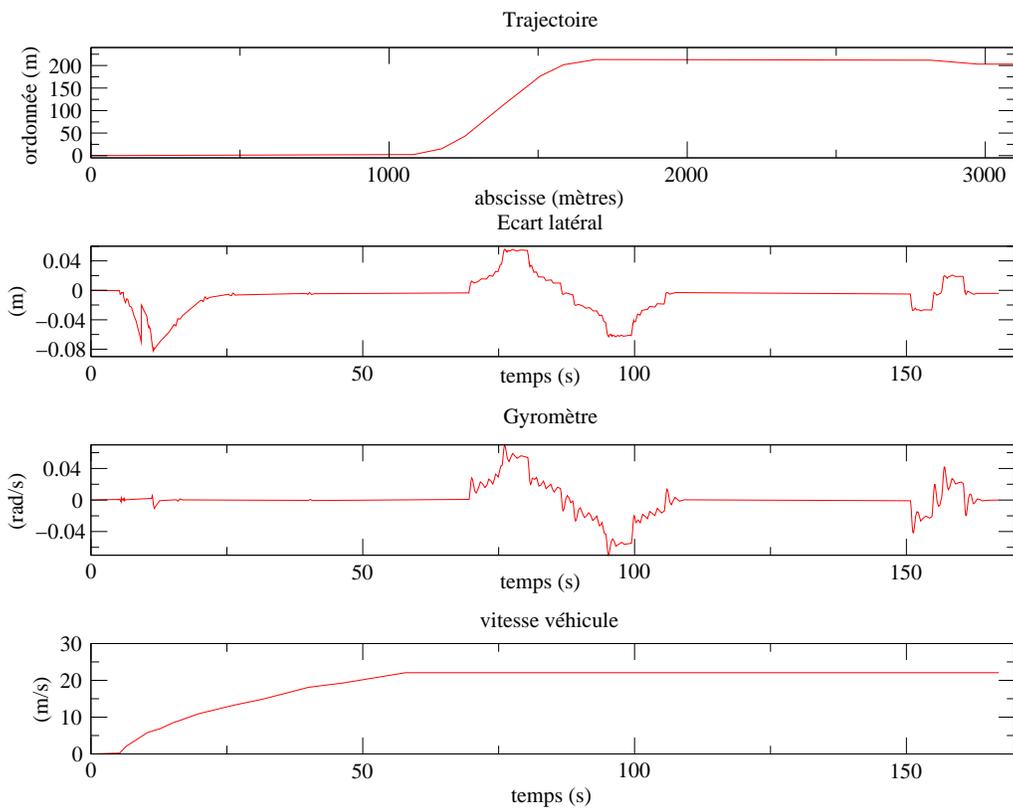


FIG. 6.10 – Résultat obtenu avec la commande latérale linéarisante du deuxième ordre. Cas nominal, “Lane-Keeping”.

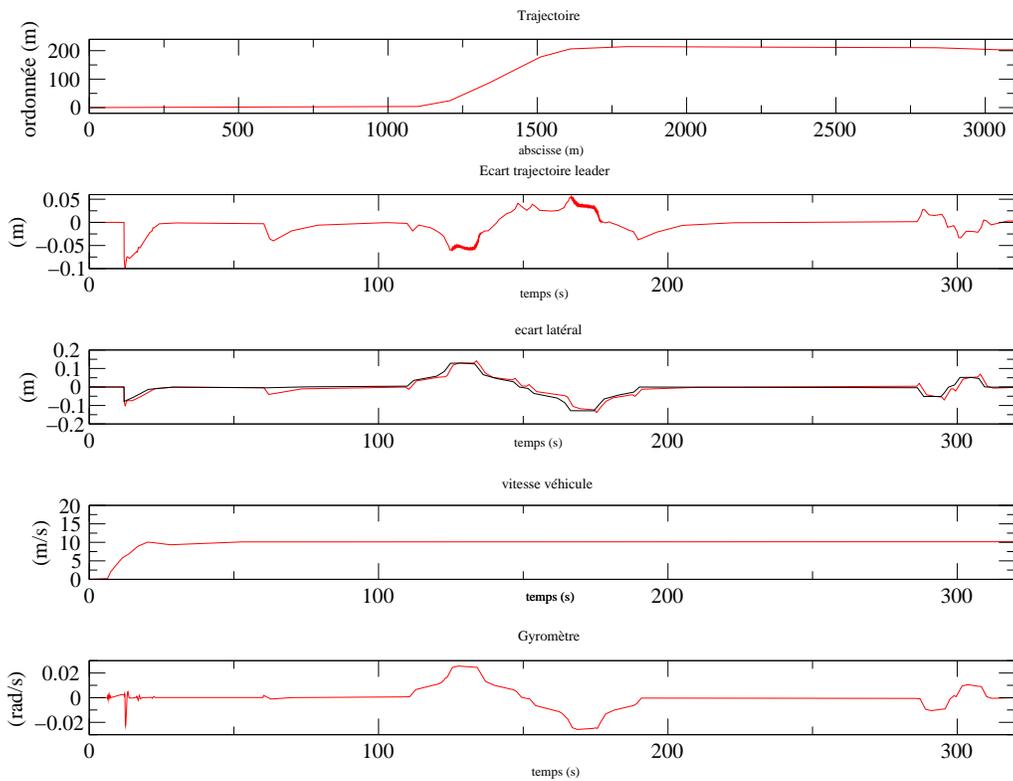


FIG. 6.11 – Résultat obtenu avec la commande latérale linéarisante du deuxième ordre. Cas nominal, “Tow-bar” à 7 mètres de distance.

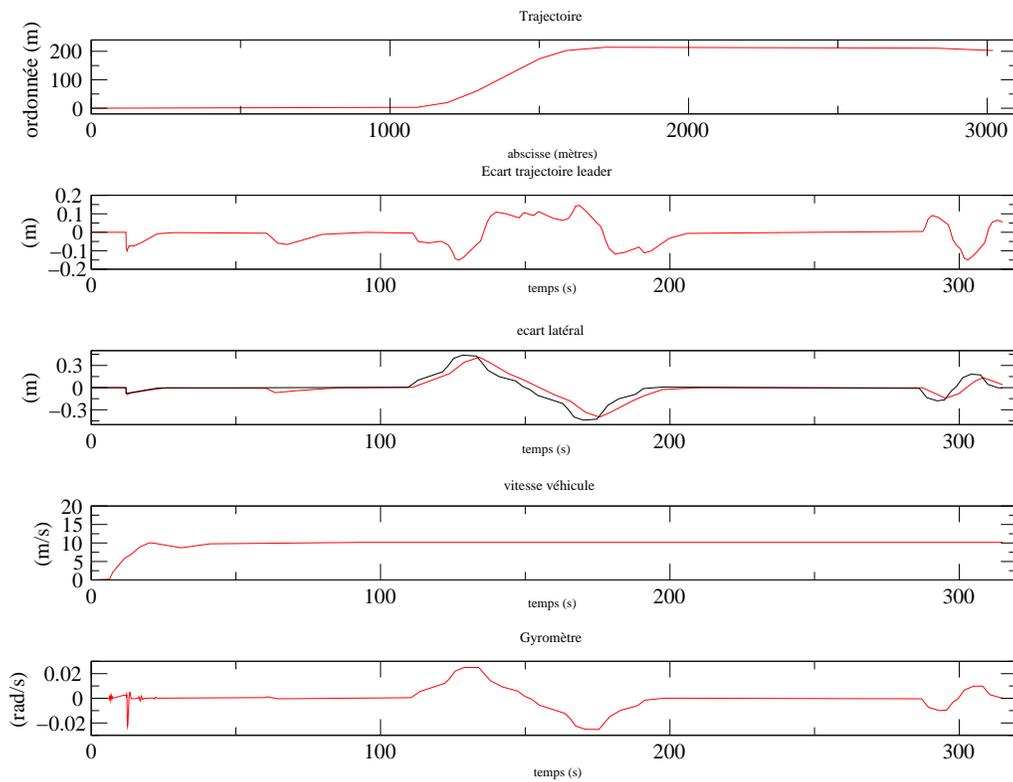


FIG. 6.12 – Résultat obtenu avec la commande latérale linéarisante du deuxième ordre. Cas nominal, “Tow-bar” à 15 mètres de distance.

6.4 Conclusion

Dans ce chapitre la commande latérale des poids lourds est étudiée. Une technique basée sur la linéarisation spatiale est proposée. La commande peut être utilisée pour suivre une trajectoire désirée. Dans ce cas, il est intéressant d’utiliser une information sur la trajectoire en avant du véhicule pour réaliser un asservissement qui stabilise à la fois l’écart à la trajectoire et le lacet du véhicule. Aux faibles distances, la conduite en convoi est possible et permet de se substituer à la conduite par rapport à une trajectoire fixe lorsque la caméra ne voit plus la cible.

Plusieurs aspects de l’implantation d’une telle loi de commande sont discutés :

- La définition d’une trajectoire qui amène le véhicule dans un voisinage de la trajectoire de référence. Cette trajectoire est déterminée suivant la vitesse du véhicule.
- Le choix des gains dans le voisinage de référence permet d’obtenir de bonnes performances de suivi de trajectoire ou de véhicule, de limiter le lacet du véhicule pour assurer le confort.

Un inconvénient de la méthode présentée est l’augmentation de la sensibilité de la commande vis-à-vis des perturbations lorsque la vitesse diminue. La principale raison vient du fait que les perturbations sont souvent des phénomènes **temporels**. La commande spatiale ne permet pas de limiter ces effets.

Le chapitre suivant permet d’évaluer les performances de telles lois de commande

Bibliographie

- [1] P. Begou. Commande latérale d'un autobus au cours de la phase d'accostage et en guidage permanent. Rapport interne, Laboratoire d'Automatique de Grenoble, 1997. Rapport de contrat Inpg-Renault H3.53.70.
- [2] X. Claeys, H. Béchart, et C. Canudas-de-Wit. Commande latérale des poids lourds en convoi. Rapport interne, Renault VI, 1999. PR/00/64260/HB/021.
- [3] X. Claeys, C. Canudas-de-Wit, et H. Béchart. Commande latérale des poids lourds en convoi. Dans *CIFA*, Lille, France, Juillet 2001.
- [4] X. Claeys, C. Canudas-de-Wit, et H. Béchart. Lateral control of heavy duty vehicles in a convoy. Dans *IFAC mechatronics*, Darmstadt, Germany, September 2001.
- [5] M. Fliess, J. Lévine, Ph. Martin, et P. Rouchon. Flat systems: Theory and practice. Rapport interne, LAG/ ENSIEG, 1996.
- [6] P. Hingwe. *Robustness and Performance Issues in the Lateral Control of Vehicles in Automated Highway Systems*. PhD thesis, University of California Berkeley, Mechanical Engineering Department, 1996.
- [7] P. Hingwe et M. Tomizuka. A variable look-ahead controller for lateral guidance of four wheeled vehicles. Dans *ACC'98*, 1999.

1. Une présentation succincte de la plateforme figure dans l'annexe D.

Troisième partie

Résultats

7. Evaluation des lois de commande

7.1 Introduction

La mise en oeuvre des systèmes d'aide à la conduite sur les routes et plus particulièrement la conduite automatique est un projet ambitieux qui s'inscrit sur le long terme. De multiples problèmes se posent avant de pouvoir imaginer se substituer au conducteur (sécurité, viabilité, robustesse ...). Un des premiers problèmes est la définition d'un cahier des charges en terme de performance et confort qui permettra d'évaluer et de qualifier une commande. Le cahier des charges fixe des seuils pour un certain nombre de grandeurs caractéristiques du système. Une commande valable est une commande pour laquelle les grandeurs caractéristiques calculées sur un jeu d'essai sont toutes (idéalement) en dessous des seuils critiques.

Le principal objet de ce chapitre est l'évaluation des lois de commandes présentées dans les chapitres précédents. On développe une procédure qui permet de comparer plusieurs lois entre elles de manière automatique, pour sélectionner la meilleure loi de commande en fonction de plusieurs critères. Il est également possible de visualiser les résultats de la procédure d'évaluation afin de vérifier qu'une loi de commande rentre dans la catégorie des commandes admissibles. Pour structurer le travail, les éléments du cahier des charges sont classés en sous catégories : les trois catégories retenues et qui semblent importantes sont la sûreté de fonctionnement, les performances et le confort. Dans chacune des catégories, les paramètres intéressants sont examinés ainsi que le seuil critique tolérable fixé par le cahier des charges. Une fois les critères définis, il est possible de mettre en oeuvre la procédure d'évaluation automatique. Une façon simple est de choisir un certain nombre de scénarii tests représentatifs du procédé puis d'examiner les critères de manière répétitive en faisant varier un ou plusieurs paramètres de la simulation. Les notes obtenues reflètent le respect ou non du cahier des charges ; une note globale est calculée pour quantifier la qualité de la loi de pilotage (c'est une pondération de toutes les notes qui rend compte de la performance globale du contrôleur. Elle est le reflet d'un compromis entre performance, confort, sûreté du système). La mise en oeuvre de la procédure de benchmark est décrite dans ce chapitre.

7.1.1 Performances des commandes

Cette rubrique répertorie les caractéristiques requises pour le système en terme de bande passante et précision. Il s'agit de contraintes fortes et incompressibles pour pouvoir retenir une commande. Le contrôleur choisi permet de fixer une trajectoire désirée et de la suivre le mieux possible. Le choix des gains pour la commande n'est pas complètement libre car planifier une trajectoire trop brutale peut entraîner la déstabilisation du véhicule¹.

Pour fixer la bande passante en position du système, il est nécessaire de partir de données réalistes : pour des débattements au delà de 5 à 10 Hertz les fréquences internes à l'organisme sont excitées et le ressenti sera mauvais. Notre système de commande doit donc fonctionner largement en dessous de ces seuils. Ces contraintes limitent le choix des gains de la commande. En revanche, si les gains sont fixés pour obtenir une bande passante trop en dessous de ces seuils, la poursuite de la trajectoire ne pourra pas se faire dans de bonnes conditions à haute vitesse. Au final, une bande passante de l'asservissement latéral de 1 Hertz paraît raisonnable pour ce type de système.

D'autre part, étant donnée la largeur des voies de circulation, on tolère les dépassements suivants pour la commande :

- dépassement maximum de 30 centimètres lors de la phase de transition.
- Dépassement maximum de 10 centimètres lors de la phase nominale de fonctionnement.

7.1.2 Confort des commandes

Le confort est un élément très limitatif dans la conception de la loi de commande car il impose des restrictions fortes sur le choix des gains des commandes employées (limitation de la bande passante). Il n'est pas possible par exemple de choisir des gains trop élevés sous peine d'exciter des fréquences internes du corps humain et d'induire un ressenti très désagréable pour les occupants du véhicule.

On identifie deux sources de désagrément, les mouvements du volant et l'accélération et ses dérivées (jerks) de la cabine : une accélération latérale de 0.3 à 0.4 g reste confortable pour un homme. Des excitations en position de 5 à 10 Hertz excitent des fréquences de résonance internes du corps humain, aussi il faut travailler en dessous de ce seuil.

7.1.3 Sûreté des commandes

L'aspect sûreté de fonctionnement est difficile à analyser avant de passer à l'expérimentation sur le banc d'essai. Une partie très limitée des problèmes est perçue au travers des outils de simulation. Par exemple, l'aspect robustesse à des pannes capteurs, à des éléments extérieurs, et à des variations de paramètres peut être étudié. Sur la plateforme de simulation il sera possible de vérifier que la commande

1. Nous pouvons demander au système de rejoindre une trajectoire cible très rapidement (performances élevées du système) mais le ressenti pour les passagers sera mauvais (accélérations latérales importantes) et pourra même entraîner la mise en portefeuille du camion.

Capteur	Description
1	Angle moteur
2	Gyromètre
3	Pression assistance
4	Angle levier pendant
5	Régime moteur
6	Vitesse absolue
7	Vitesse prédécesseur
8	Télémètre
9	Caméra

FIG. 7.1 – *Récapitulatif du numéro des capteurs. Certains capteurs ne sont pas utilisés par la loi.*

reste performante lorsque les conditions se dégradent :

- commande avec capteurs en mode dégradé (mode bruité + panne lorsqu'on ajoute un bruitage très important).
- Effet des perturbations extérieures (vent, pluie, déformations de la chaussée).
- Propriétés de robustesse lors des changements de conditions de fonctionnement, ou d'une mauvaise connaissance des paramètres comme :
 - La masse de la charge placée dans la remorque peut varier de 0 à 26000 Kg. Les simulations permettent de faire varier cette charge (0 – 100%).
 - Le coefficient d'adhérence peut également varier fortement. Trois jeux de paramètres caractérisent le pneu pour la simulation et permettre d'appréhender ces effets durant l'évaluation. Le jeu qui correspond au coefficient de glissement le plus proche de celui de la simulation est sélectionné (sélection du glissement de 0 – 100%).
 - Les paramètres utilisés pour construire la loi de commande peuvent aussi être faux (paramètres mals connus ou paramètres qui varient avec l'usure du véhicule). Ce point reste à traiter.

7.1.4 Définition d'une campagne d'essais

Le choix des scénarii a beaucoup d'importance dans l'évaluation des commandes. Les références [2, 1] donnent des idées pour la mise en place d'une méthode d'évaluation des commandes.

D'une part, il faut se fixer un certain nombre de scénarii de tests. Les simulations de suivi de cible sont menées afin de vérifier la précision du suivi du véhicule leader. La trajectoire qui est choisie pour le véhicule leader est du type de la figure (7.3). Elle comporte des virages plus ou moins serrés (éventuellement avec un changement de voie ou un test d'évitement) et une ligne droite afin de vérifier la tenue de cap. Le rayon de courbure minimum à la vitesse de $25m/s$ est $700m$ et l'accélération latérale à ce point est de l'ordre de $0.7G$ (ce qui est très important). Les simulations seront

FIG. 7.2 – Les différentes configurations de simulation S_{ij} avec $i = [1, 2]$ et $j = a, b, c, d$ utilisées pour le benchmark.

Abréviation	Description
S_{ij} -0	Configuration idéale
S_{ij} -1	Capteurs normaux
S_{ij} -2	Capteur no 1 dégradé
S_{ij} -3	Capteur no 2 dégradé
S_{ij} -7	Capteur no 6 dégradé
S_{ij} -10	Capteur no 9 dégradé
S_{ij} -11	Perturbation sur la route, glissement après le changement de voie
S_{ij} -12	Perturbation coup de vent latéral 70 km/h après le changement de voie
S_{ij} -13	Perturbation sur camion no 4 éclatement pneu après le changement de voie
S_{ij} -14	Perturbation sur camion no 4 mouvement de la charge après le changement de voie
S_{ij} -15	Perturbation sur camion no 4 panne coussin après le changement de voie
S_{ij} -16	capteurs tous dégradés fortement
S_{ij} -17	capteur no 1 dégradé fortement
S_{ij} -18	capteur no 2 dégradé fortement
S_{ij} -22	capteur no 6 dégradé fortement
S_{ij} -25	capteur no 9 dégradé fortement

de deux types :

- Suivi du leader à vitesse constante et écart constant¹
 - simulation 1a : vitesse de $25m/s$ et écart de $7m$
 - simulation 1b : vitesse de $10m/s$ et écart de $7m$
 - simulation 1c : vitesse de $25m/s$ et écart de $20m$
 - simulation 1d : vitesse de $10m/s$ et écart de $20m$
- Suivi du leader à vitesse et écart non constants²
 - simulation 2a : vitesse de $20 + 3\sin(t/2)m/s$ et écart de $7m$
 - simulation 2b : vitesse de $25m/s$ et écart de $7 + 3\sin(t/2)m$
 - simulation 2c : vitesse de $20 + 3\sin(t/2)m/s$ et écart de $20m$
 - simulation 2d : vitesse de $25m/s$ et écart de $20 + 3\sin(t/2)m$

Dans chacune de ces catégories, la configuration de la simulation varie (capteurs dégradés, perturbations, ...). Les tableaux 7.2 et 7.1 récapitulent les numérotations qui seront utilisées.

La trajectoire type de la figure 7.3 est choisie pour le benchmark. Elle comporte un virage relativement serré et une manoeuvre de changement de voie.

1. L'asservissement longitudinal n'est pas très performant mais permet de maintenir approximativement la distance inter-véhicules ou la vitesse des véhicules constantes.

2. Ces essais seront réalisés lorsque l'asservissement longitudinal sera opérationnel et plus performant.

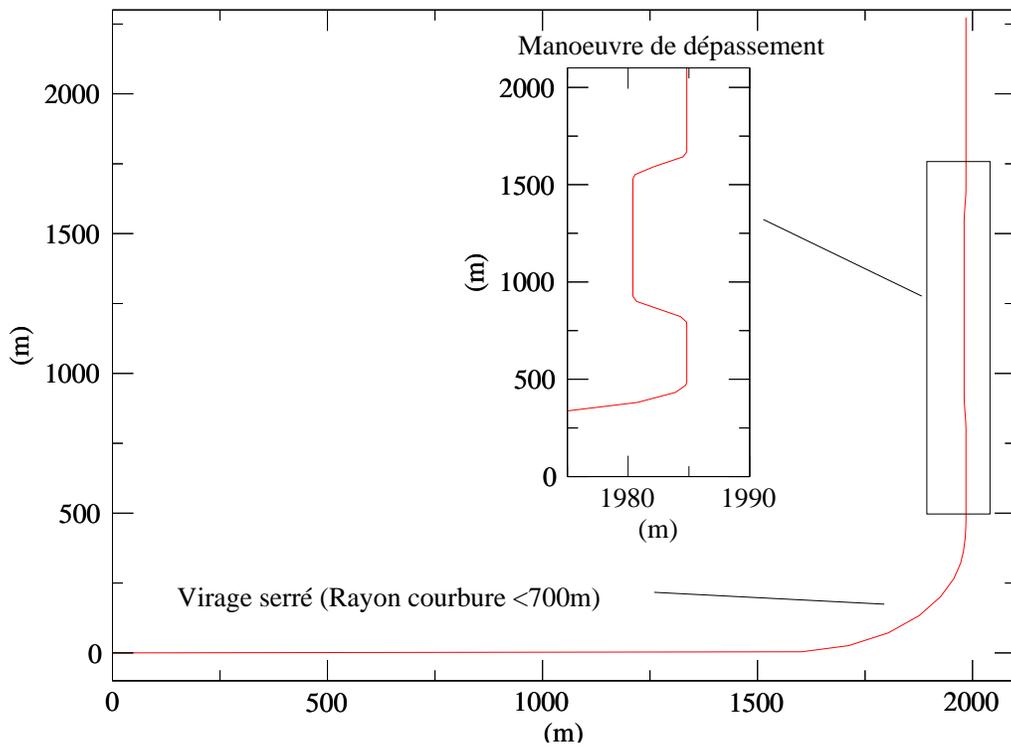


FIG. 7.3 – Trajectoire type utilisée pour le benchmark.

7.1.5 Critères à observer

Pour exploiter ces essais, il faut se définir une métrique. Pour cela on commence par se définir une référence. Différents choix sont possibles mais nous observerons deux grandeurs : soit A) l'écart latéral par rapport à un véhicule leader (défini par d_{des}^i), soit B) la distance par rapport à la référence réelle (le centre de la voie). L'utilisation de deux références est due au fait que la commande des suiveurs est faite en utilisant une information relative donnée par le capteur de vision. Il peut se produire un écart par rapport à la trajectoire réelle qu'est la route, alors que les véhicules se suivent bien. Ce petit détail est important, car la conduite en convoi sera limitée en nombre de véhicules si l'on ne souhaite pas s'écarter trop de la route et couper les virages (on peut observer des performances très bonnes pour la convergence de l'écart latéral alors que la distance par rapport à la trajectoire réelle est mauvaise).

Ensuite, on définit les critères de performance. On choisit de calculer à chaque fois le maximum X_{MAX} , la moyenne X_{MOY} et l'écart type X_{VAR} pour chacune des grandeurs X étudiées. Les grandeurs retenues sont :

- (C1) l'erreur de poursuite par rapport à la trajectoire (Y^i la distance par rapport au centre de la voie).
- (C2) L'erreur par rapport à l'écart latéral de référence (D^i l'écart latéral de référence entre l'axe du véhicule et la position du point d'ancrage de la remorque).
- (C3) L'accélération latérale.
- (C4) La vitesse de lacet.
- (C5) la puissance consommée par le moteur

On peut également regarder d'autres états du véhicule comme l'angle de roulis, l'angle de tangage et l'angle entre la remorque et le tracteur Ψ (pour prévenir la mise en portefeuille), la durabilité de l'actionneur de direction, l'information consommation afin d'affiner l'étude et de montrer l'intérêt d'un tel système. L'objectif est d'obtenir un jeu de données significatives pour noter la commande et être capable d'apprécier les améliorations d'un contrôleur.

7.2 Mise en oeuvre de la procédure de benchmark

Le benchmark permet de réaliser un grand nombre de simulations et de comparer plusieurs lois de commande dans des situations identiques, ou une seule loi de commande dans différentes configurations. Dans le chapitre précédent, une loi de commande a été déterminée. Elle remplit, dans le cas nominal, les contraintes fixées (erreur de poursuite par rapport à la trajectoire du véhicule inférieure à 10 centimètres). Il est également possible dans le cas nominal de mettre plusieurs véhicules en convoi (4) avec des performances raisonnables (écart par rapport à la trajectoire de référence inférieur ou proche de 30 centimètres, Fig. 7.4). Pour vérifier qu'elle possède de bonnes propriétés de robustesse et de performance dans des situations dégradées, on évalue les critères établis au préalable (section 7.1.5) dans différentes configurations de simulation. Le benchmark teste également la loi de commande linéarisante pour **différentes vitesses du véhicule** et **différentes charges de la remorque**. L'étude des effets de chaîne (propagation des erreurs dans le convoi) est possible en comparant les résultats obtenus pour tous les véhicules du convoi dans les différentes situations: **variation de la distance inter-véhicules**, **variation de la référence choisie**, etc.

7.2.1 Résultats du benchmark

Les histogrammes 7.7 et 7.8 présentent les moyennes, écarts types et variances des critères (erreur, accélération latérale et vitesse de lacet) sur l'ensemble des simulations du benchmark (simulations S_{1j} , $j = a, b, c, d$ récapitulées dans le tableau 7.2). Les caractéristiques du premier véhicule du convoi permettent d'éprouver la bonne marche du "Lane-Keeping". Les caractéristiques des suiveurs permettent d'évaluer le "Tow-bar".

7.2.2 Évaluation du "Lane-Keeping"

Le leader correspond au véhicule 1 du convoi. Plusieurs phénomènes sont étudiés :

Effet des défauts capteurs La figure 7.5 montre l'impact d'une dégradation des capteurs sur les performances de la commande latérale. Les performances du suivi de trajectoire sont bonnes (erreur par rapport à la trajectoire toujours inférieure à 10 centimètres) quelle que soit la configuration des capteurs.

Comme on peut le voir sur les histogrammes récapitulatifs, figures 7.7 et 7.8, La moyenne des critères sur toutes les simulations (même bruitées) reste très faible

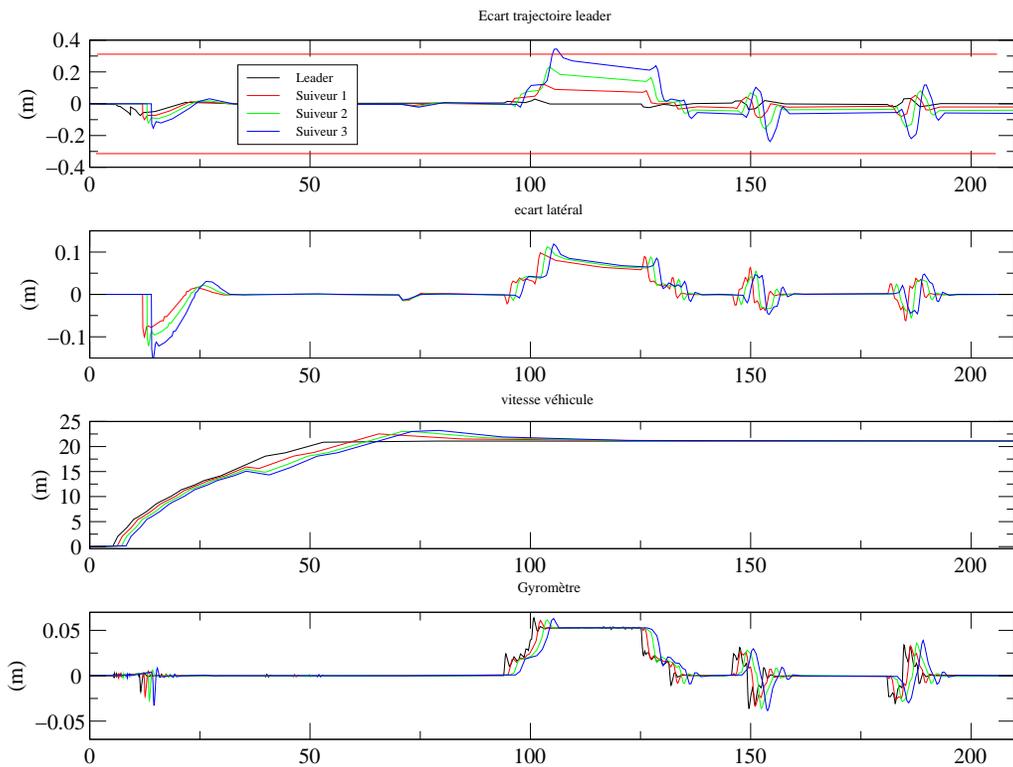


FIG. 7.4 – Convoi de 4 véhicules roulant à 22 m/s avec une distance de séparation de 7 mètres.

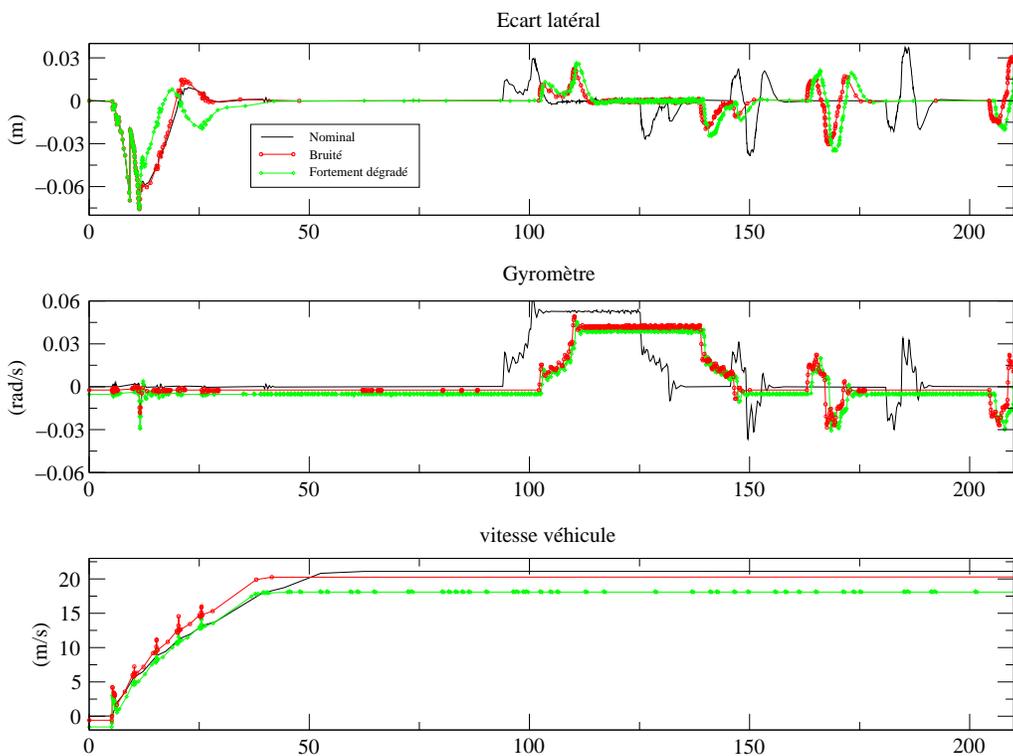


FIG. 7.5 – Effet d'une dégradation des capteurs sur la commande latérale.

(inférieure à 10 centimètres) pour le véhicule 1, malgré le bruitage important des capteurs et les différentes perturbations. La vitesse de lacet (toujours < 0.1 rad/s) ainsi que les accélérations latérale (toujours $< 0.04g$) sont tout à fait raisonnables.

Variation des conditions de charge Les simulations sont réalisées pour une charge de 20% de la remorque (charge maximale 26000 Kg). Lorsque la charge est augmentée (100%), la commande latérale se comporte toujours bien. Les variations de la masse de la remorque affecte surtout la commande longitudinale et le véhicule ne peut pas avoir les mêmes accélérations pour des charges importantes.

Effet des perturbations extérieures Apparemment, l'effet de la pluie (perte d'adhérence) ne dégrade pas les performances du véhicule dans les simulations. En fait, ce phénomène est difficile à étudier avec la plateforme de simulation. La perte d'adhérence est caractérisée par un nouveau jeu de données pour le pneu. Cependant, la raideur de dérive ne change pratiquement pas pour différentes adhérences. De ce fait, les effets de l'adhérence ne se font sentir que lorsque le véhicule atteint des braquages trop importants (ce qui ne doit jamais se présenter en roulage normal car il y aurait perte de contrôle du camion ou mise en portefeuille).

L'effet des forces extérieures agissant sur le véhicule ou sa remorque (coup de vent par exemple) est surtout corrélé à la vitesse et sera étudié dans le paragraphe suivant.

Variation de la vitesse L'effet de la vitesse est visible sur les histogrammes 7.7 et 7.8. On constate que la commande nominale en suivi de trajectoire présente des performances statiques meilleures à 22 m/s qu'à 10 m/s (l'erreur reste tout de même inférieure à 5 centimètres dans tous les cas).

La robustesse aux perturbations extérieures est moins bonne à faible vitesse qu'à grande vitesse (voir l'effet d'un coup de vent latéral sur la figure 7.6). Ce phénomène est dû à la structure de la commande choisie. La linéarisation spatiale produit une diminution des gains du contrôleur aux basses vitesses (le véhicule cherche à suivre une trajectoire invariante dans l'espace). Ceci diminue la capacité de réjection des perturbations extérieures (comme le coup de vent). Un moyen de limiter ce problème est d'augmenter astucieusement les gains du contrôleur suivant la vitesse ou de choisir une trajectoire de référence plus appropriée (ne pas utiliser une trajectoire invariante dans le temps, mais dépendante de la vitesse). Cette modification de la structure de la commande ne sera pas traitée dans ce travail (voir perspectives de la thèse).

Remarque 7.1 L'étude qui suit montrera une dégradation encore plus marquée des performances dans un convoi de plusieurs véhicules car il y a une propagation des perturbations dans le convoi (la réjection des perturbations comme les mouvements de la remorque par les suiveurs n'est pas très bonne). \square

L'effet de la vitesse se traduit également au niveau de l'accélération latérale subie par la cabine. Naturellement, pour les plus grandes vitesses, le véhicule est excité davantage en latéral et les accélérations sont un peu supérieures. Cependant, les performances globales restent tout à fait satisfaisantes voir meilleures en terme de

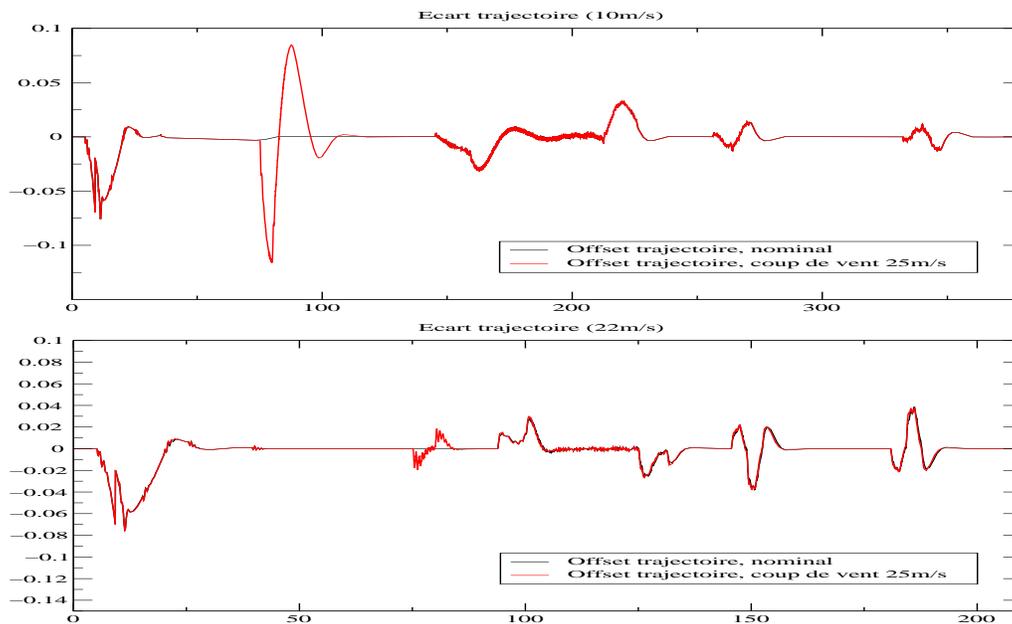


FIG. 7.6 – *Effet d'un coup de vent latéral sur le suivi de la trajectoire. La perturbation à beaucoup plus de conséquences à vitesse réduite qu'à grande vitesse.*

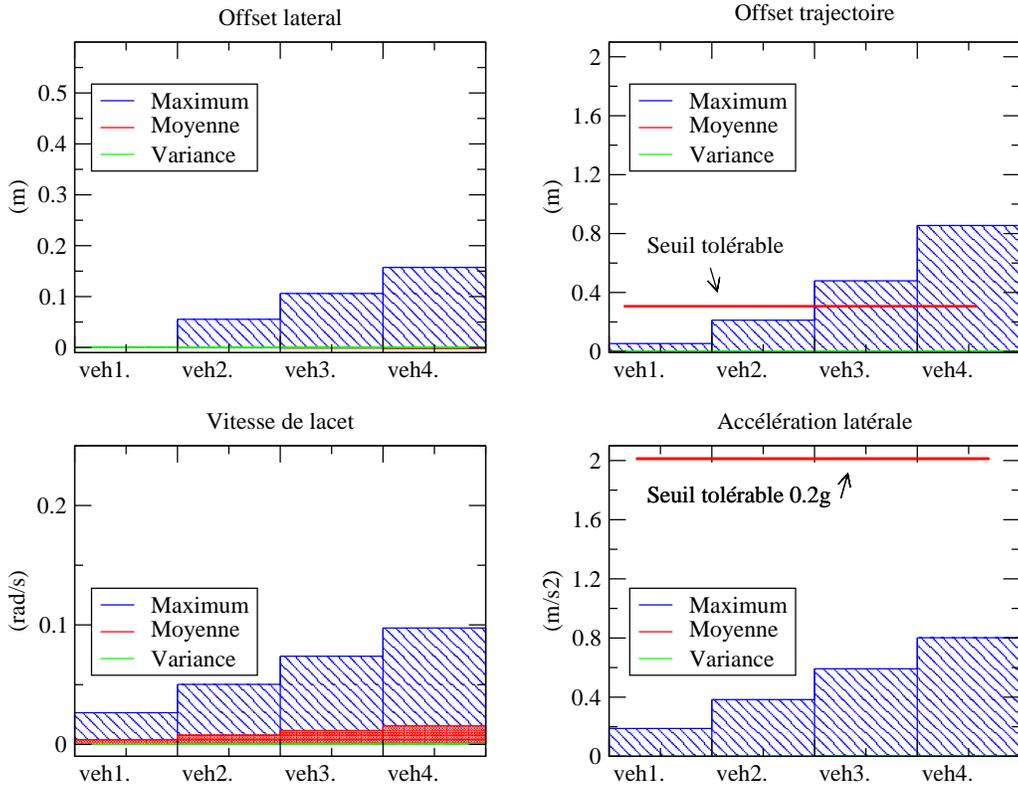
robustesse aux perturbations à grande vitesse (Fig. 7.7 et 7.8) car la trajectoire suivie par le véhicule est réaliste.

Conclusion Le leader commandé en mode automatique est utilisé pour évaluer le "Lane-Keeping". Dans tous les cas présentés, le leader n'a pas de mal à suivre la trajectoire désirée. L'écart par rapport à la route reste très faible (inférieur à 10 centimètres). Les performances de la commande linéarisante sont bonnes. La commande est réalisée pour le premier véhicule en utilisant une information de distance calculée au niveau de l'essieu avant car le système de vision n'est fonctionnel que pour les suiveurs. Le lacet du véhicule peut être amorti en choisissant une distance de pré-visualisation en avant du véhicule (garanti un bon confort de conduite). Ce choix sera naturellement réalisé sur le véhicule d'essai car la distance sera calculée par un système de vision.

7.2.3 Analyse du comportement des suiveurs

Alors que le premier véhicule du convoi (indexé 1) supporte bien les effets des défauts des capteurs ou assez bien les perturbations extérieures, les performances de la loi de commande se dégradent plus on ajoute des suiveurs au convoi. Deux facteurs sont en cause. D'abord, la loi de commande n'est pas bien robuste aux perturbations extérieures (en particulier les mouvements de la remorque) surtout à basse vitesse. La formulation spatiale est en cause car contrairement aux effets dynamiques des véhicules, les perturbations extérieures sont des dynamiques temporelles indépendantes de la vitesse. Elles sont mal supportées. D'autre part, le problème est **amplifié** le long du convoi. Alors que la commande nominale se comporte bien (Fig. 7.4), toute modification du comportement dynamique d'un véhicule est propagée aux autres agents du convoi de manière néfaste. Cette remarque pose

Roulage 10 m/s



Roulage 22 m/s

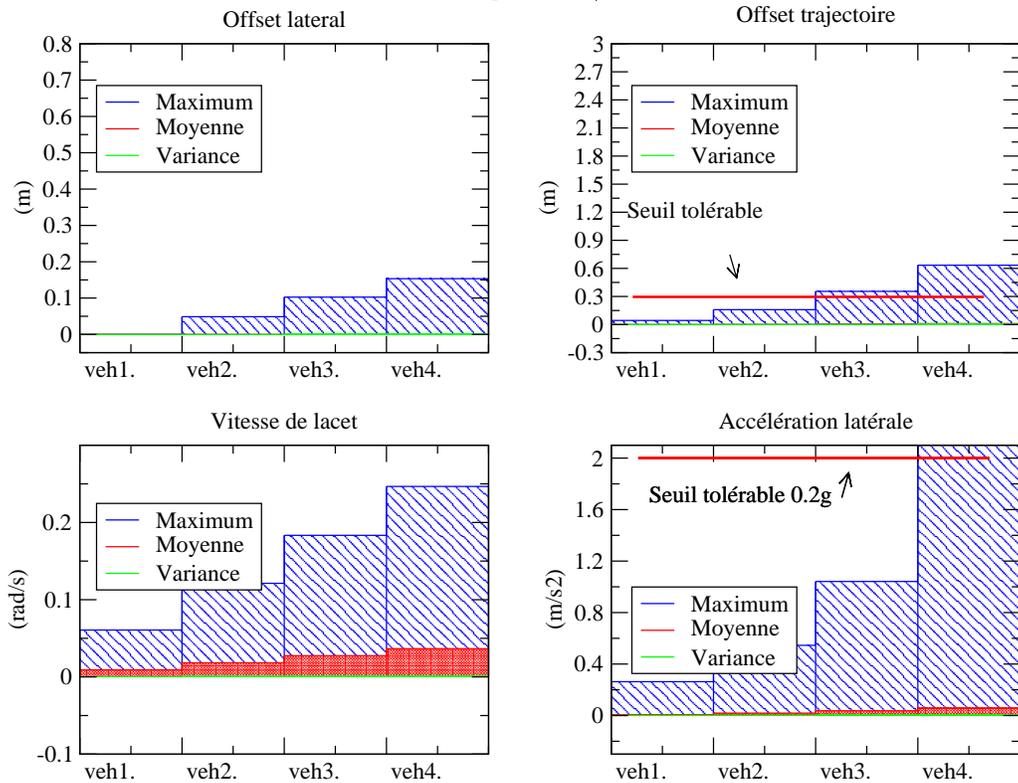
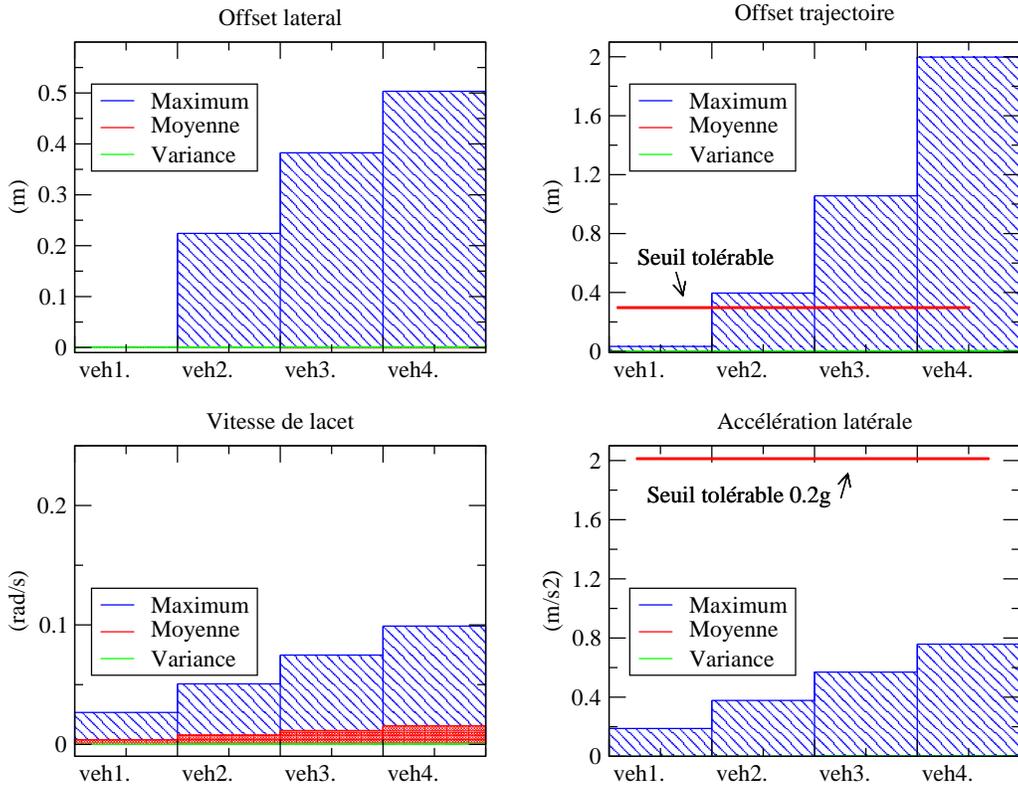


FIG. 7.7 – Moyenne des résultats du benchmark pour les 4 véhicules d'un convoi (distance inter-véhicules 7 mètres).

Roulage 10 m/s



Roulage 22 m/s

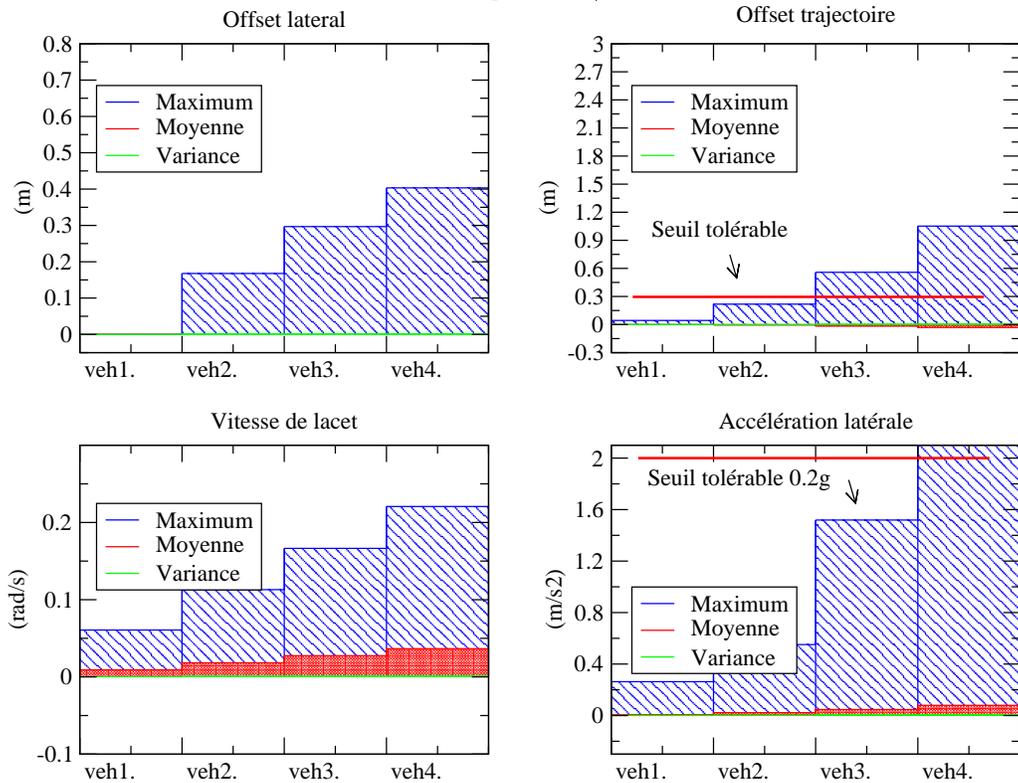


FIG. 7.8 – Moyenne des résultats du benchmark pour les 4 véhicules d'un convoi (distance inter-véhicules 20 mètres).

un problème crucial de stabilité pour la conception de lois de commande basées sur des informations relatives propagées d'un véhicule à l'autre.

On peut rapprocher ces concepts de l'effet de chaîne plus connu sous le nom de "String Stability" [3]. Lorsqu'on étudie la commande longitudinale, la situation est intéressante car la stabilisation longitudinale des véhicules est améliorée par la connaissance des informations relatives ou des états des autres véhicules (les informations d'accélération et de vitesse des véhicules qui précèdent un agent du peloton sont très utiles). La transmission d'informations permet de réduire les risques de collision et est un élément déterminant pour la sécurité du système.

La problématique du contrôle latéral est autrement plus complexe. Les conséquences liées à la propagation des informations dans le convoi sont plus difficiles à gérer. Sans les états de tous les véhicules précédents, la stabilisation du système est un problème. De plus, la transmission d'information n'assure pas la sécurité du système mais est une condition nécessaire pour assurer la stabilité d'une loi de commande basée sur une information relative (écart relatif entre les véhicules). Dans le cas d'une défaillance d'un des véhicules, la transmission d'information risque de déstabiliser les autres véhicules (par exemple, si on simule l'éclatement d'un pneu avec la plate-forme, tous les suiveurs du véhicule qui subit la défaillance sont déstabilisés). Tout suiveur du convoi est donc très dépendant des dynamiques de ses leaders mais aussi de toutes les perturbations extérieures qui agissent sur les leaders.

Influence de la référence La poursuite de la position de l'arrière de la remorque produit une dérive des suiveurs par rapport à la trajectoire suivie par le véhicule leader. Un choix judicieux de la consigne de référence permet de limiter cette dérive sans calculer à chaque instant la trajectoire réelle de son prédécesseur (voir la section 6.3.4). L'objectif est de pouvoir augmenter la capacité d'un convoi sans planifier totalement la trajectoire à suivre (vus les inconvénients mentionnés, la conduite en peloton par rapport à une cible mobile n'est pas adaptée pour un nombre important de véhicules).

- Le choix $d_{des}^i = 0$ pour la référence produit une dérive de tous les véhicules. Tout suiveur coupe la trajectoire suivie par l'arrière de la remorque de son meneur, a fortiori il coupe la trajectoire du leader du convoi. Les résultats ne sont pas très bons en terme de suivi de la route et la capacité d'un convoi est très limitée selon la distance de séparation des camions. A 7 mètres d'intervalle, l'écart par rapport à la trajectoire du leader n'est pas encore trop important pour le premier suiveur, mais dès que la distance inter-véhicules augmente, ou que le nombre de suiveur augmente, ce problème devient très pénalisant. La figure 7.9 illustre le phénomène.
- *Choix $D_{des}^i = 0$* : le véhicule coupe encore davantage la trajectoire suivie par le leader car la cible est le point d'ancrage de la remorque. La capacité d'un convoi est encore davantage limité par rapport au cas précédent.
- Le choix $d_{des}^i = \frac{(l^i) \sin \varphi^i}{2}$ ou $D_{des}^i = \frac{(l^i + l_r) \sin \varphi^i}{2}$ incite un véhicule à suivre à chaque instant une trajectoire circulaire qui passe par le point arrière de la remorque (M) ou le point d'ancrage de la remorque (T). Les résultats sont meilleurs en terme de suivi de la trajectoire. Comme on l'a vu figure 7.4, il est possible de faire suivre 4 véhicules à une distance de séparation de 7 mètres.

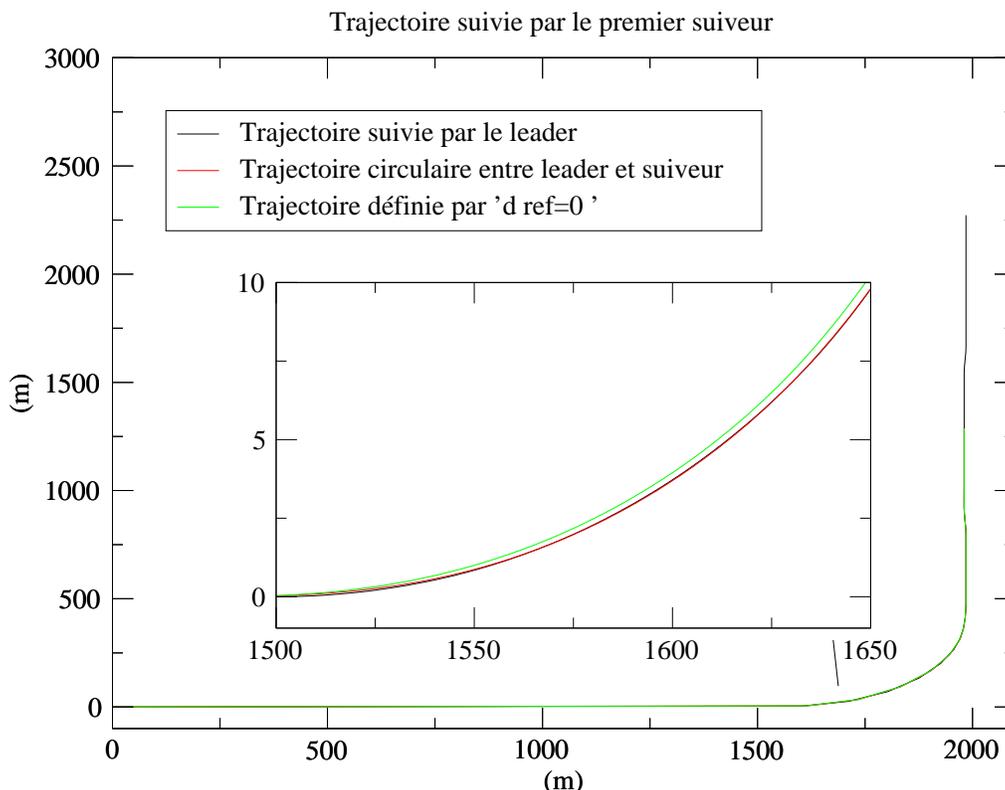


FIG. 7.9 – Influence de la consigne de référence sur le suivi de la trajectoire du leader.

La dernière configuration sera utilisée dans les sections suivantes. Comme on l’a vu figure 7.4, il est possible de faire suivre 4 véhicules à une distance de séparation de 7 mètres. Cependant l’écart par rapport à la trajectoire fixe augmente dans le convoi. Le problème rencontré est que les performances de l’asservissement de l’écart relatif ne sont pas parfaites. On assiste toujours à une augmentation de l’offset par rapport à la route tout au long du convoi car les suiveurs ne suivent pas parfaitement leur trajectoire de référence. Comme on le verra, la capacité d’un convoi en utilisant cette méthode est fortement limitée.

Effet de la distance inter-véhicules et de la vitesse

– Distance inter-véhicules de 20 mètres

Un convoi de 4 camions espacés de 20 mètres est simulé sur la plateforme dans une configuration normale (tous les capteurs sont bruités normalement). Les résultats en terme de poursuite de la consigne désirée ne sont pas très bons. Dans cette configuration, le leader suit bien la trajectoire désirée et les suiveurs ont de plus en plus de difficultés à maintenir l’erreur d’écart latéral proche de zéro. On observe une propagation importante de l’erreur par rapport à la trajectoire. Dès le 3^{ème} véhicule, l’erreur par rapport à la trajectoire est inacceptable (60 centimètres à haute vitesse et 1 mètre à vitesse réduite). Ces résultats limitent fortement la dimension du peloton.

Comme cela a été étudié dans l’analyse du suivi de trajectoire (“Lane-Keeping”), la sensibilité aux perturbations extérieures de la loi de commande est grande surtout pour les faibles vitesses et les distances inter-véhicules grandes (voir section 6.3.2). Ces résultats montrent que la conduite en convoi n’est pas

envisageable en utilisant cette loi de commande, lorsque les distances inter-véhicules sont importantes.

Si le nombre de suiveur est important, il est préférable de maintenir des distances suffisamment faibles pour activer le suivi de trajectoire ou de limiter les convois en nombre de véhicules (à 20 mètres, le convoi est limité à 2 véhicules).

Remarque 7.2 Le problème rencontré n'est pas dû au choix de la référence mais surtout aux capacités de robustesse de la loi de commande. Mieux planifier la trajectoire présente un intérêt limité du fait du nombre réduit de véhicule dans le convoi (maximum 4 véhicules). \square

L'intérêt d'utiliser une distance inter-véhicules importante est d'amortir les mouvements latéraux des suiveurs et de garantir une sécurité suffisante en terme de distance de freinage. On voit que ces objectifs sont contradictoires avec la mise en oeuvre d'une commande latérale utilisant une information relative entre les véhicules car la distance entre chaque véhicule et la route est de plus en plus grande plus le nombre de suiveurs est important.

Le point suivant traite de la conduite en peloton à faibles distances. On constate que la conduite en peloton présente un intérêt surtout aux faibles distances inter-véhicules pour se substituer au suivi de trajectoire lorsque la caméra ne voit plus la route. Par la suite, on présente les résultats pour des écarts inter-véhicules faibles de l'ordre de 7 mètres.

– **Distance inter-véhicules de 7 mètres**

La conduite en convoi aux faibles distances et haute vitesse est plus performante. On peut réaliser aisément le suivi de 2 véhicules (voire 3 ou 4 suiveurs en adaptant les gains de la commande) avec un écart par rapport à la trajectoire fixe inférieur à 30 centimètres.

Lorsque la vitesse diminue, on retrouve pratiquement les mêmes performances en terme d'erreur par rapport à la trajectoire que dans le cas précédent. En effet, la commande est une linéarisation spatiale et la dynamique de l'erreur est invariante dans l'espace. On observe quand même quelques différences :

- Le système est moins oscillant (en particulier le lacet) car comme cela a déjà été évoqué, les pôles de la dynamique zéro du lacet dépendent de la vitesse. Pour les faibles vitesses, le lacet est plus amorti.
- Les performances statiques sont un peu moins bonnes.

Effet des défauts capteurs Comme pour le véhicule leader, ces effets sont plutôt bien supportés et ne modifient pas la stabilité latérale des véhicules.

Effet des perturbations Comme cela a été largement discuté, l'effet des perturbations est la principale cause de dégradation du suivi de trajectoire par les véhicules du convoi. On assiste à une addition des effets des perturbations pour chaque agent du convoi.

Quelques perturbations s'avèrent critiques, comme l'éclatement d'un pneu, car il y a déstabilisation de tous les suiveurs si aucune mesure particulière n'est prise (arrêt du convoi si il y a une défaillance sur l'un des véhicules).

Variation de la vitesse Les effets de la vitesse ont été largement discutés. Il est clairement visible sur les histogrammes que les performances se dégradent pour les faibles vitesses car les effets des perturbations se propagent encore davantage dans le convoi. D'autre part, à haute vitesse, les excitations latérales et en lacet des véhicules sont plus importantes et limitent encore la taille du convoi.

Conclusion Finalement, la mise en convoi est facile pour 2 véhicules espacés d'une distance inférieure ou égale à 7 mètres. Elle peut être envisagée pour 3 véhicules en choisissant correctement les gains de la commande. La trajectoire de référence utilisée dans tous les cas est définie à chaque instant par un cercle qui passe par l'arrière du véhicule leader tel que $d_{des}^i = \frac{(l^i) \sin \varphi^i}{2}$.

Pour des distances importantes, il est préférable d'utiliser une loi du type "Lane-Keeping" afin de limiter l'influence des mouvements de la cible sur la dynamique des suiveurs.

7.3 Conclusion

Dans cette section, l'évaluation de la commande latérale est faite. Le suivi de trajectoire est réalisé de manière satisfaisante. La commande donne des résultats performants avec une erreur maximale de 10 centimètres dans toutes les situations. Les performances dynamiques en terme de lacet et d'accélération latérale sont correctes (accélération latérale $< 0.02g$). Le comportement en présence de perturbations est relativement bon (coup de vent, bruitage capteurs) pour les vitesses élevées mais se dégrade à vitesse réduite. Dans certaines situations (panne coussin, crevaisson, changement brutal de l'adhérence à grande vitesse), la stabilité du véhicule en "lane-keeping" est maintenue mais le comportement dynamique du véhicule change ce qui perturbe les suiveurs dans un convoi (Il est préférable d'éclater le convoi si le comportement dynamique d'un véhicule est modifié par une perturbation).

La conduite en convoi est plus complexe que le suivi de trajectoire et ne présente pas toujours des résultats satisfaisants. Trois problèmes se posent :

- D'une part, la capacité de robustesse de la loi de commande vis-à-vis des perturbations extérieures diminue pour les grands écarts inter-véhicules. Lorsque la distance inter-véhicules est grande (20 mètres), les performances de la loi de commande sont mauvaises (sensibilité accrue aux perturbations et dynamiques extérieures). L'écart par rapport à la trajectoire réelle (la route) augmente alors rapidement d'un véhicule à l'autre du convoi et la taille du convoi est réduite.
- Aux faibles vitesses, le gain de la commande diminue (linéarisation spatiale) et les fonctions de sensibilité vis-à-vis des perturbations augmentent. Ce problème limite la capacité du convoi pour des distances inter véhicule faible (à une distance de 7 mètres ont peu difficilement envisager de mettre plus de 3 véhicules dans le convoi). Ce problème n'est pas bloquant car il serait possible de modifier astucieusement les gains de la loi de commande suivant la vitesse mais ceci n'a pas encore été réalisé.
- Le problème de robustesse est très pénalisant pour un convoi car les effets s'additionnent le long du peloton. Les performances se dégradent donc rapidement.

Comme nous pouvions l'imaginer, la conduite en peloton est une solution difficile à mettre en oeuvre car on ne connaît pas la position exacte du véhicule par rapport à la route. Elle peut être faite pour un nombre limité de camion à faible distance.

Le problème de propagation de l'offset par rapport à la trajectoire n'est pas dû à la planification de la trajectoire pour un nombre réduit de suiveur, mais plutôt aux mauvaises propriétés de robustesse des véhicules vis-à-vis des perturbations extérieures. Ce problème est d'autant plus limitant qu'il augmente plus on additionne des suiveurs au convoi.

Bibliographie

- [1] C. Chen et M. Tomizuka. Dynamic modeling of articulated vehicles for automated highway systems. Dans *Proceedings of the American Control Conference*, 1995.
- [2] T. Fujioka et M. Omae. Vehicle following control in lateral direction for platooning. *Vehicle System Dynamics Supplement 28*, 29:422, 1998.
- [3] D. Swaroop. *String Stability of Interconnected Systems: an Application to Platooning in Automated Highway Systems*. PhD thesis, University of California at Berkeley, 1994.

8. Conclusion

Ce travail s'inscrit dans le cadre du projet Européen Chauffeur. L'objectif de la thèse était de développer des lois de commande latérale pour réaliser un peloton de 3 camions et tester la conduite en convoi sur autoroute. Les expérimentations physiques dans le cadre de ce projet sont prévues courant de l'année 2002.

Au travers de l'étude, un tour d'horizon des problématiques liées au contrôle châssis et à la dynamique du véhicule a été fait. Plusieurs sous problèmes ont été étudiés tant en terme de modélisation, commande la direction hydraulique et "contrôle de trajectoire" (poursuite d'une route ou d'un véhicule). L'ensemble des résultats fut validé sur un outil de simulation avancé permettant de mettre en jeu un peloton de poids lourds ainsi que sur le simulateur dynamique de conduite "SCOOP".

8.1 Conclusion

Certains problèmes spécifiques de **modélisation** sont traités dans cette thèse :

- Les modèles de pneus dynamiques sont présentés dans le chapitre 2. Ce travail, un peu en marge du thème central de l'étude a permis de fixer la connaissance sur les pneus et de présenter une approche innovante basée sur les modèles de frottement dynamiques. Ces travaux ouvrent des perspectives nouvelles pour la modélisation et la commande des véhicules, sachant que la liaison au sol est au coeur des préoccupations dans l'étude de la dynamique du véhicule.
- Les grandes lignes de la modélisation dynamique des véhicules sont rappelées dans le chapitre 3. Un modèle réduit pour l'étude des commandes latérales par vision et la conduite en peloton est proposé. Ce modèle permet de mettre en évidence les problèmes liés à la commande par vision (distance de pré-visualisation) et d'étudier l'influence des perturbations extérieures sur la commande.
- La modélisation des actionneurs de direction hydrauliques fait l'objet d'un chapitre spécifique 4. L'étude permet de mieux comprendre les caractéristiques de ces systèmes et leur influence sur la mise en oeuvre de commandes latérales. Comme cela a été démontré, piloter un véhicule avec un actionneur conçu pour améliorer le confort de conduite n'est pas une chose facile. L'actionneur de direction est un système dynamique complexe, non-linéaire et relativement lent. L'effet d'hystéresis reproduit par le modèle choisi caractérise le retard important du système. La mise en oeuvre de la commande en est complexifiée.

D'autre part, au delà de l'application à la direction des véhicules lourds, le travail présente un grand intérêt pour les développements sur la direction voiture menés chez Renault (direction électronique, direction par fil, étude de confort et ressenti volant, etc.). Tous ces concepts font partie des innovations qui verront le jour rapidement sur les véhicules de série.

Les travaux sur la modélisation menés dans cette thèse ont permis de progresser sur la compréhension de certains phénomènes physiques utiles dans l'étude des véhicules automobiles (liaison au sol, système de direction, etc.). La modélisation de tous les systèmes physiques peut s'avérer très complexe et il est souvent difficile de déterminer le niveau de détail utile pour caractériser au mieux un procédé ou un système. Ainsi, un système mal modélisé peut paraître fidèle aux mesures et se révéler très différent dans un domaine d'utilisation particulier. Ces remarques sont de plus en plus importantes avec la généralisation des modèles dynamiques non linéaires.

Dans ce travail, on s'est efforcé d'utiliser des propriétés intrinsèques du système physique pour dériver et simplifier un modèle. Cette technique a permis de caractériser la direction assistée (passivité) et d'en faire simplement la commande. La même démarche a été suivie pour caractériser les phénomènes de contact pneu/sol au moyen de propriétés de dissipativité. Une littérature abondante existe sur le sujet. Cette démarche devrait se généraliser dans le futur.

Si la modélisation représente une grande partie de ce travail, la **commande latérale** est le thème central de ce projet. Deux études distinctes sont menées dans les chapitres 5, et 6.

- La commande de l'actionneur de direction permet de développer une loi pour piloter la direction du poids lourd au moyen d'un moteur placé sur la colonne volant. Une commande simple, pratique à mettre en oeuvre permet d'augmenter la bande passante du système et limite l'influence des non linéarités associées aux éléments hydrauliques.
- La commande latérale permet de réaliser l'asservissement d'un véhicule par rapport à un autre véhicule ou à une trajectoire fixe. Les commandes obtenues sont basées sur une formulation spatiale. Cette technique permet de réaliser une commande à la fois confortable et performante. On montre les limites du suivi de véhicule liées à l'utilisation d'une information de position relative. Un convoi de plus de 3 véhicules peut difficilement être réalisé avec cette méthode.

L'intérêt d'avoir choisi une approche spatiale pour la mise en oeuvre des commandes latérales est d'utiliser des variables naturelles pour piloter le mouvement d'un véhicule mobile et planifier la trajectoire. Le choix retenu de suivre une trajectoire invariante dans l'espace n'est pas complètement adapté aux véhicules terrestres même s'il permet de résoudre certaines difficultés comme les singularités pour une vitesse réduite ($v = 0$). En effet, cette approche se montre moins robuste lorsque la vitesse diminue alors que le système est supposé plus facile à commander. La raison de ce problème vient du fait que les perturbations sont des phénomènes **temporels** qui sont difficiles à limiter en utilisant la formulation spatiale.

Tous ces travaux ont nécessité la mise en oeuvre d'**outils logiciels** avancés. La plate-forme réaliste développée pour cette application est présentée succinctement dans l'annexe D. Elle permet de mener une évaluation rigoureuse des commandes

(chapitre 7). Cet outil complet est développé dans le but de passer le plus facilement possible à la réalisation pratique dans la seconde phase expérimentale du projet qui débutera en juin 2002.

Ce travail fut donc intéressant de part son positionnement à mi-chemin entre recherche et industrie en préparation d'un projet Européen. L'utilisation d'outils de simulation réalistes fut un choix stratégique important imposé au départ du projet. Ce choix fut souvent très contraignant pour la mise en oeuvre des commandes car imposant un cadre le plus proche possible du réel; l'ensemble des éléments du modèle n'était pas complètement maîtrisé¹. Bien que le démarrage des outils fut relativement délicat, l'action menée porte aujourd'hui ses fruits puisque l'étude des commandes latérales est entièrement menée en simulation. On rentre désormais dans la phase expérimentale avec une grande partie du "débugage" déjà faite. Cette stratégie permettra, il faut l'espérer, de réduire les délais de mise en oeuvre et d'assurer une marche rapide des algorithmes de commande sur le véhicule réel (avant la fin de l'année).

Alors qu'on parle souvent de conception assistée par ordinateur, ce travail montre à quel point il est possible mais difficile de pousser le développement numérique et l'utilisation de modèle physique pour bâtir des outils proches du réel. La difficulté dans ce genre d'aventure est de maintenir une continuité suffisante du développement logiciel pour aboutir à un outil mature, fin en terme de modélisation mais aussi facilement interfacable pour toutes les applications de commande et évolutif.

8.2 Perspectives

Les multiples facettes de ce travail laissent entrevoir un grand nombre de problèmes intéressants non résolus. La liste des perspectives de nouvelles recherches est longue :

- En terme de **modélisation**, les travaux réalisés sur les pneumatiques sont très nouveaux et peuvent être approfondis:
 - ⇒ L'approche par modèle de frottement dynamique permet d'obtenir une description plus fine du pneu pour différentes vitesses et dans des conditions non stationnaires. Le modèle distribué est complexe mais permet d'incorporer un grand nombre de phénomènes. Ainsi, les dynamiques de la ceinture du pneumatique peuvent être incluses. La prise en compte des perturbations dans le modèle est envisageable (variation de la pression pneu, de la température, du niveau d'humidité).
 - ⇒ La formulation moyenne du modèle est simplifiée pour les applications à la commande ou l'estimation. Elle peut être améliorée pour prendre en compte plus finement les conditions frontières et doit être comparée à l'approche distribuée.

L'étude de la direction hydraulique ouvre la voie à de nouvelles recherches en terme de prestation de direction ou de système d'assistance. Les thèmes très

1. la plate-forme PlaTooN est basée sur le simulateur ARHMM. Elle modélise un poids lourds dans le détail ce qui complique fortement les études de commande.

fortement étudiés dans ce domaine sont

- ⇒ la direction par fil,
- ⇒ le retour d'effort au volant,
- ⇒ l'étude des propriétés de stabilité et passivité de la direction.

Le modèle développé ne manque pas d'intérêt pour toutes ces applications.

Enfin la modélisation dynamique des véhicules est relativement classique à première vue. Pourtant, il peut être intéressant de développer un nouveau modèle dynamique de véhicule qui utilise les résultats sur les modèles de contact. Cette approche permettrait d'obtenir une formulation non linéaire, non singulière du modèle deux roues, facilement paramétrable et valable pour des vitesses qui varient (en particulier pour les faibles vitesses).

- En terme de **commande**, le pilotage de l'actionneur de direction n'est pas très innovant mais s'intègre bien dans la conception de la commande latérale. Poursuivre le développement d'une loi de commande plus performante pour ce système ne présente pas un grand intérêt à long terme pour les constructeurs! Il semble qu'il soit plus judicieux d'utiliser ces connaissances pour travailler sur de nouveaux types d'actionneurs (direction par fil), étudier les problèmes de ressenti (prestation), la sécurité et la redondance des capteurs ou actionneurs, ou même l'interaction homme / machine dans le cas d'une direction par fil.

En revanche, la commande latérale des véhicules, en peloton ou simplement le suivi de la route est un sujet important qui demande une grande maîtrise avant de pouvoir apparaître sur les routes. Un certain nombre de problèmes sont traités dans ce travail et méritent une plus grande attention:

- ⇒ La conduite à partir d'une information relative de distance entre deux véhicules pose un problème de propagation des erreurs vis-à-vis de la trajectoire fixe liée au sol. Il ne semble pas envisageable de commander les véhicules du convoi uniquement à partir des données relatives en raison de la propagation et de l'effet cumulatif des perturbations. Par contre, il est intéressant d'étudier de manière plus approfondie si la connaissance de certains états du leader ou des suiveurs peut aider à la stabilisation d'un agent du convoi. Il sera nécessaire de trouver des solutions pour rendre la commande d'un suiveur plus robuste et moins sensible aux perturbations. D'autres stratégies de commande hybride utilisant à la fois des informations de position absolues et relatives sont envisageables et contribueront à rendre les lois de commandes plus sécuritaires et redondantes.
- ⇒ La formulation spatiale qui est étudiée est également intéressante car elle pose le problème de planification de trajectoire au centre du débat. Il apparaît clair que cette méthode est un moyen naturel pour réaliser le contrôle de trajectoire. En revanche, la planification d'un mouvement **invariant** dans l'espace des coordonnées ne semble pas complètement adaptée aux mouvements des véhicules automobiles (élude la prise en compte de certains aspects temporels comme les perturbations). Il est possible d'envisager un nouveau changement de coordonnées qui prenne en compte à la fois les aspects temporels et spatiaux. Ce travail est actuellement à l'étude.

A. Rappels pour la commande et l'analyse

A.1 Concepts de base sur la passivité

La théorie de la passivité prend en compte des considérations énergétiques des systèmes physiques afin de définir un cadre pour la conception et l'analyse de lois de commande. Nombreux sont les systèmes physiques qui possèdent entre une entrée et une sortie des propriétés liées à la conservation, la dissipation et le transport d'énergie. Ces systèmes sont appelés dissipatifs ([3]). Généralement lorsqu'une propriété de dissipativité d'un système physique est mise en évidence, il est recommandable de décrire ce système au moyen d'un modèle reproduisant cette caractéristique. Souvent, il est même possible de construire un modèle de telle sorte qu'il possède les mêmes propriétés dissipatives entre une entrée et une sortie sans pour autant se soucier des valeurs numériques des paramètres physiques. Une loi de commande conçue sur ce modèle pour laquelle la stabilité dépend des propriétés dissipatives est alors très intéressante. Le système en boucle fermée sera stable indépendamment des valeurs des paramètres physiques.

Dans cette section, quelques concepts de base sur les systèmes dissipatifs sont présentés afin de compléter les analyses de stabilité proposées dans les chapitres 4 et 5. Le lecteur trouvera dans les ouvrages spécialisés tels que ([3]) ou ([4]) de précieuses références pour approfondir le sujet. Bien d'autres références comme [2, 1, 5]) ou [6] peuvent être consultées pour une présentation plus générale.

A.1.1 Définitions et théorèmes

L'énergie E_{t_f} d'un système physique (mécanique ou électrique, par exemple) évoluant dans le temps entre $t = t_0$ et $t = t_f$ est reliée à l'énergie initiale E_{t_0} par :

$$E_{t_f} = E_{t_0} + E_{fournie} - E_{dissipée} \quad (\text{A.1})$$

où l'énergie $E_{fournie}$ pourrait être produite par une force externe et l'énergie $E_{dissipée}$ serait associée au frottement, par exemple. Si dans ce cas il n'existe pas de force externe et le frottement est négligé, l'énergie du système reste alors constante. Étant donné que $E_{t_f} > 0$, $E_{t_0} > 0$, $E_{dissipée} \geq 0$ et à partir de l'équation (A.1), l'énergie fournie s'écrit,

$$E_{fournie} \geq -E_{t_0} \quad (\text{A.2})$$

Par exemple, pour le système mécanique particulier (masse-ressort) :

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F \quad (\text{A.3})$$

où m est la masse, c est le coefficient de frottement visqueux, k est la raideur du ressort, x est la position de la masse par rapport à l'équilibre et F est la force externe qui agit sur la masse, la relation (A.2) se met sous la forme,

$$\int_{t_0}^{t_f} F(t)\dot{x}(t) dt \geq -E[x(t_0), \dot{x}(t_0)] \quad (\text{A.4})$$

Si $F(t)$ représente l'entrée de commande $u(t)$, $\dot{x}(t)$ la sortie $y(t)$ et en utilisant la notation $V(0)$ pour $E[x(t_0), \dot{x}(t_0)]$ lorsque $t_0 = 0$, une relation entre l'entrée de commande et la sortie du système est obtenue ainsi

$$\int_0^{t_f} u(t)y(t) dt \geq -V(0) \quad (\text{A.5})$$

A partir de (A.1), l'énergie totale du système $E_{t_f} - E_{t_0}$ (ou énergie emmagasinée) est obtenue comme la différence entre l'énergie fournie et l'énergie dissipée $E_{fournie} - E_{dissipée}$. D'autres écriture de cette relation sont employées lorsque les systèmes sont considérés de manière plus générale comme des système passifs ([6]). Ainsi, la forme de puissance dite "power form" (A.6) est utilisée:

$$\dot{V}(t) = u(t)y(t) - g(t) \quad (\text{A.6})$$

où $V(t)$ et $g(t)$ sont des fonctions scalaires du temps. $V(t)$ bornée inférieurement représente l'énergie totale et $g(t)$ l'énergie dissipée du système à l'instant $t \geq 0$.

Définition A.1 Un système avec une entrée u et sortie une y où $u(t), y(t) \in \mathbb{R}^n$ est passif s'il existe une constante $\beta \leq 0$ telle que

$$\int_0^T y^T(t)u(t) dt \geq \beta \quad (\text{A.7})$$

$\forall u$ et $\forall T \geq 0$. Si, en plus, il existe des constantes $\delta \geq 0$ et $\epsilon \geq 0$ telles que

$$\int_0^T y^T(t)u(t) dt \geq \beta + \delta \int_0^T u^T(t)u(t) dt + \epsilon \int_0^T y^T(t)y(t) dt \quad (\text{A.8})$$

$\forall u$ et $\forall T \geq 0$, alors le système est

- Strictement passif en entrée si $\delta > 0$,
- Strictement passif en sortie si $\epsilon > 0$,
- Très strictement passif (ou strictement passif en entrée et en sortie) si $\delta > 0$ et $\epsilon > 0$.

□

Théorème A.1 Supposons qu'il existe une fonction continue $V(t) \geq 0$ telle que

$$V(T) - V(0) \leq \int_0^T y^T(t)u(t) dt \quad (\text{A.9})$$

$\forall u, \forall T \geq 0$ et $\forall V(0)$. Alors, le système avec entrée $u(t)$ et sortie $y(t)$ est passif. Supposons, en plus, qu'il existe des constantes $\delta \geq 0$ et $\epsilon \geq 0$ telles que

$$V(T) - V(0) \leq \int_0^T y^T(t)u(t) dt - \delta \int_0^T u^T(t)u(t) dt - \epsilon \int_0^T y^T(t)y(t) dt \quad (\text{A.10})$$

$\forall u, \forall T \geq 0$ et $\forall V(0)$. Alors le système est

- Strictement passif en entrée s'il existe un $\delta > 0$,
- Strictement passif en sortie s'il existe un $\epsilon > 0$,
- Très strictement passif (ou strictement passif en entrée et en sortie) s'il existe un $\delta > 0$ et un $\epsilon > 0$ tels que l'inégalité se vérifie.

◇ ◇ ◇

Si l'égalité (A.9) se vérifie, le système est dit "sans pertes" (ou conservatif). Si l'inégalité (A.9) se vérifie, alors la différence entre l'énergie fournie et l'incrément d'énergie emmagasinée doit être l'énergie dissipée par le système. La propriété importante d'un système dynamique dissipatif est que son énergie emmagasinée diminue dans le temps.

Considérons un système causal non-linéaire $\Sigma : u(y) \mapsto y(t)$, avec $u(t), y(t) \in \mathcal{L}_{pe}$ ¹ représenté par

$$\Sigma : \begin{cases} \dot{x} = f(x) + g(x)u \\ y = h(x) + j(x)u \end{cases} \quad (\text{A.11})$$

où $x \in \mathbb{R}^n, u, y \in \mathbb{R}^m, f, g, h$ et j sont lisses et $f(0) = h(0) = 0$. Soit $w(t) = w(u(t), y(t))$ le taux d'énergie fournit tel que $\forall u, \forall x(0)$ et $\forall t \in \mathbb{R}^+$

$$\int_0^t |w(s)| ds < \infty \quad (\text{A.12})$$

Définition A.2 Le système Σ est dit dissipatif s'il existe une fonction d'emmagasinage $V(x) \geq 0$ telle que l'inégalité de dissipation suivante est vérifiée

$$V(x) \leq V(x(0)) + \int_0^t w(s) ds \quad \forall u, \forall x(0) \text{ et } \forall t \geq 0 \quad (\text{A.13})$$

□

Remarque A.1 Étant donné que (A.9) se vérifie $\forall T \geq 0$, l'inégalité de puissance instantanée suivante doit se vérifier $\forall T \geq 0$.

$$y^T(T)u(T) \geq \dot{V}(T) \quad (\text{A.14})$$

d'où $V(t) = \langle u, y \rangle = \int_0^T [y^T(t)u(t)] dt$, est l'énergie totale du système et peut être vue comme l'énergie fournie au système par la commande. Le terme $w(u, y) = u^T y$ est appelé le taux d'énergie fournie au système. □

1. \mathcal{L}_{pe} représente l'espace de norme \mathcal{L}_p étendu de fonctions intégrables. La norme \mathcal{L}_p d'une fonction $f(\cdot) : \mathbb{R} \rightarrow \mathbb{R}$ est définie dans ([3]) par $\|f\|_p \triangleq [\int |f(t)|^p dt]^{\frac{1}{p}}$.

Définition A.3 $V_a(x)$, la quantité maximale d'énergie qui peut être extraite du système Σ est donnée par

$$0 \leq V_a(x) = \sup_{x=x(0), u, t \geq 0} - \left\{ \int_0^t w(s) ds \right\} \quad (\text{A.15})$$

□

Théorème A.2 Admettons que le système (A.11) soit dissipatif avec un taux d'énergie $\omega = u^T y$ et une fonction d'emmagasinage V avec $V(0) = 0$, i.e. $\forall t \geq 0$:

$$V(x) \leq V(x(0)) + \int_0^T u^T(s) y(s) ds \quad (\text{A.16})$$

alors le système est passif.

◇ ◇ ◇

La théorie des systèmes dissipatifs est très utile pour la stabilisation de systèmes mécaniques. Elle est reliée à la théorie de stabilisation de Lyapunov et fournit des outils pour la construction de fonctions de Lyapunov. Cependant un des grands intérêts de cette approche est d'étudier le comportement entrée-sortie des systèmes. Ceci permet d'analyser de façon modulaire un système complexe et d'étudier les connections entre plusieurs systèmes mis en parallèle ou série. En ce sens cette théorie apporte une nouveauté par rapport aux outils classiques issues de la théorie de Lyapunov qui s'intéresse aux états du système autour d'un point d'équilibre.

A.1.2 Système Strictement Réel Positif (SPR)

Il est utile de séparer les concepts et définitions reliés à la passivité d'un système lorsqu'il s'agit d'un système linéaire ou d'un système non-linéaire. L'énergie emmagasinée est un concept important pour l'étude et la commande des systèmes dynamiques. Un système linéaire est appelé Réel Positif (où PR de l'anglais "Positive Real") si son énergie emmagasinée reste constante. Il est appelé Strictement Réel Positif (où SPR de l'anglais "Strictly Positive Real") si son énergie emmagasinée diminue. Le terme dissipatif est normalement utilisé pour les systèmes non-linéaires.

Définition A.4 Une fonction de transfert $h(s)$ est PR si

- $h(s)$ est analytique¹ dans $\mathbf{Re}[s] \geq 0$.
- $h(s)$ est réelle pour tout réel $s > 0$.
- $\mathbf{Re}[h(jw)] \geq 0$ pour tout $\mathbf{Re}[s] \geq 0$.

□

Un certain nombre de conditions nécessaires permettent de vérifier si un transfert $h(s)$ peut être PR:

- $h(s)$ est (asymptotiquement) stable.

1. Pas de pôles à droite du plan complexe ni sur l'axe iw

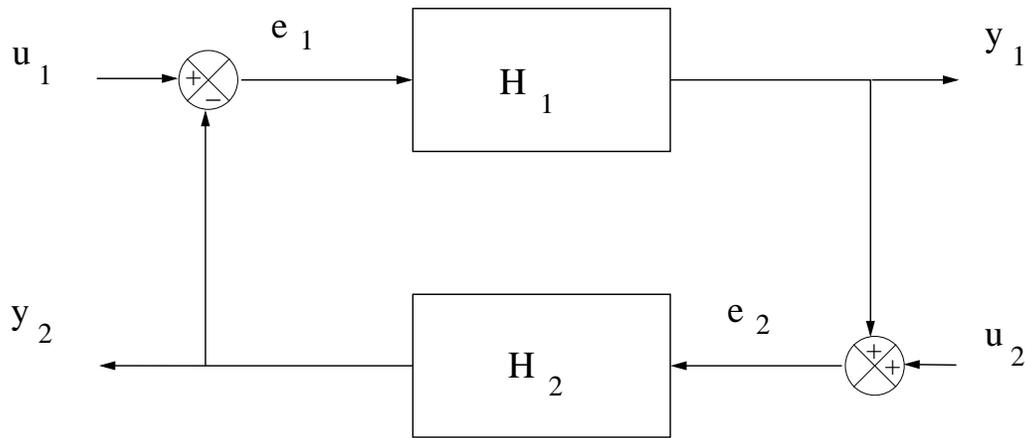


FIG. A.1 – Inter-connection de deux systèmes (“feedback control system”)

- Le diagramme de Nyquist $h(jw)$ se trouve entièrement dans la partie droite du plan complexe.
- Le degré relatif de $h(s)$ est $n^* = 0$ ou $n^* = \pm 1$.
- Les zéros de $h(s)$ sont la partie gauche du plan complexe ($\mathbf{Re}[s] \leq 0$).

Définition A.5 Une fonction de transfert $h(s)$ est SPR si $h(s - \epsilon)$ est PR pour $\epsilon > 0$.

□

Théorème A.3 Une fonction de transfert $h(p)$ est SPR si

- $h(p)$ est analytique dans $\mathbf{Re}[s] \geq 0$
 - $\mathbf{Re}[h(jw)] > 0$ pour tout $w \in]-\infty, +\infty[$ et
 - (a) $\lim_{w \rightarrow \infty} w^2 \mathbf{Re}[h(jw)] > 0$ quand $n^* = 1$
 - (b) $\lim_{w \rightarrow \infty} w^2 \mathbf{Re}[h(jw)] > 0, \lim_{w \rightarrow \infty} \frac{h(jw)}{jw} > 0$ quand $n^* = -1$
- avec n^* le degrés relatif du système.

◇ ◇ ◇

Définition A.6 Une fonction de transfert $h(p)$ est faiblement SPR ou WSPR (pour “Weakly SPR”) si

- $h(p)$ est analytique dans $\mathbf{Re}[s] \geq 0$
- $\mathbf{Re}[h(jw)] > 0$ pour tout $w \in]-\infty, +\infty[$

□

A.1.3 Systèmes inter-connectés

Un résultat important pour l’analyse des systèmes passif est le lemme de Kalman-Yakubovich-Popov (KYP). Ce résultat facilite l’analyse des systèmes passifs inter-connectés. En particulier un résultat important est le lemme A.1 (voir [3])

Lemme A.1 *Considérons le système représenté figure A.1. $H_1 : u_1 \mapsto y_1$ est interconnecté par un feedback négatif $H_2 : u_2 \mapsto y_2$. H_1 est (PR) et H_2 est (WSPR). Sous ces conditions u_1 , u_2 , y_1 et y_2 convergent exponentiellement vers zéro.*

◇ ◇ ◇

Lemme A.2 *Considérons le système représenté figure A.1. $H_1 : u_1 \mapsto y_1$ est interconnecté par un feedback négatif $H_2 : u_2 \mapsto y_2$. H_1 est passif sans pertes et H_2 est (WSPR). Sous ces conditions u_1 , u_2 , y_1 et y_2 convergent asymptotiquement vers zéro.*

◇ ◇ ◇

Bibliographie

- [1] C. Canudas-de-Wit, B. Siciliano, et G. Bastin, editors. *Theory of Robot Control*. Springer, 1996. ISBN 354076054.
- [2] H.K. Khalil. *Nonlinear Systems*. Prentice-Hall International, 2nd edition, 1996.
- [3] R. Lozano, B. Brogliato, O. Egeland, et B. Maschke. *Dissipative Systems Analysis and Control. Theory and Applications*. CCE Series. Springer Verlag, London, 2000. ISSN 01785354.
- [4] R. Ortega, A. Loria, P.J. Nicklasson, et H. Sira-Ramirez. *Passivity-based Control of Euler Lagrange Systems*. CCE Series. Springer Verlag, London, 1998.
- [5] S. Sastry. *Nonlinear Systems: Analysis, Stability and Control*. CCE Series. Springer Verlag, London, 1999. ISBN 038798513.
- [6] J-J. Slotine et W. Li. *Applied Nonlinear Control*. Prentice-Hall International, 1991. ISBN 0130408905.

B. Modélisation

B.1 Paramétrage du modèle dynamique de poids lourds.

Les paramètres retenus pour le modèle dynamique de poids lourds sont donnés dans le tableau B.1, B.2. Le pneu utilisé sur le véhicule d'essai a les caractéristiques données dans les figures qui suivent. Nous en profitons également pour comparer le modèle classique de Pacejka avec le modèle de frottement équivalent discuté dans le chapitre 2 sur la liaison au sol.

TAB. B.1 – Paramètres du véhicule.

paramètres	unité	valeur	paramètres	unité	valeur
m	$[kg]$	17543	J_{zz}	$[kg \cdot m^2]$	75000
l_f	$[m]$	3.65/3	l_r	$[m]$	3.65 * 2/3
C_{yf}	$[\frac{N}{rad}]$	399000	C_{yr}	$[\frac{N}{rad}]$	889000
M_{yf}	$[\frac{N \cdot m}{rad}]$	3420		$ $	
r	$[m]$	0.5	ν	$[rad]$	0.087
M_{yf}	$[\frac{N \cdot m}{rad}]$	3420		$ $	

TAB. B.2 – Paramètres du modèle de frottement pour F_x et F_y

Coeffs.	σ_{0_i}	σ_{1_i}	σ_{2_i}	μ_{c_i}	μ_{s_i}	v_{s_i}
$i = x$	229	0.52	$7.48E - 13$	0.16	$7.63E - 10$	1.02
$i = y$	10	$9.4E - 3$	$4.7E - 4$	0.16	0.31	2.69

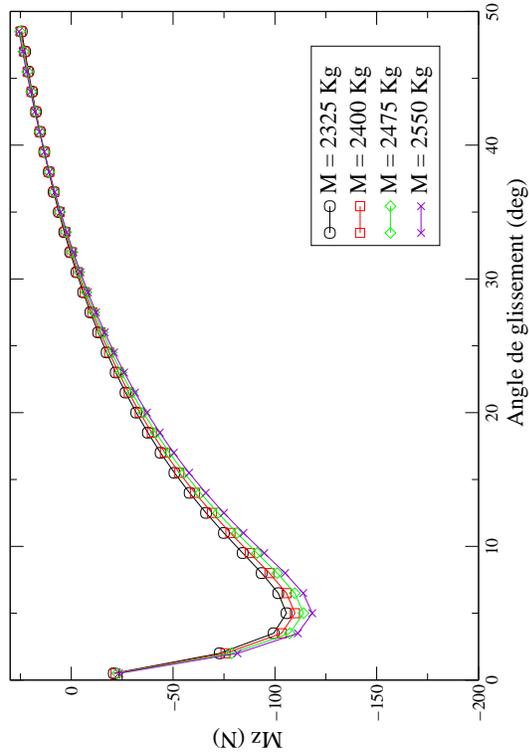
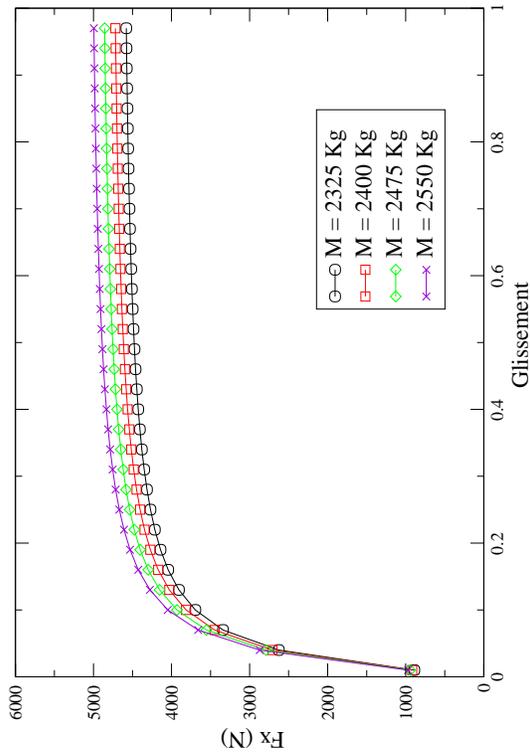
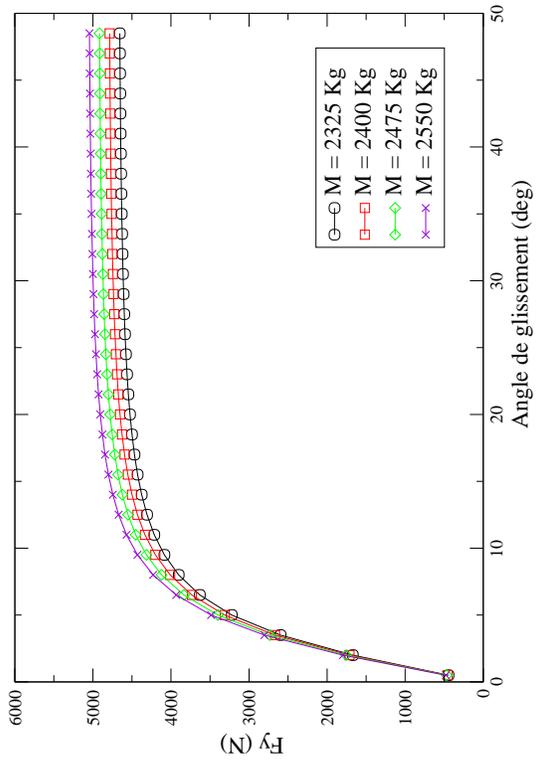


FIG. B.1 – Courbes caractéristiques d'un pneu de poids lourd référencé 315_80_r22_5 (La charge est donnée par pneu).

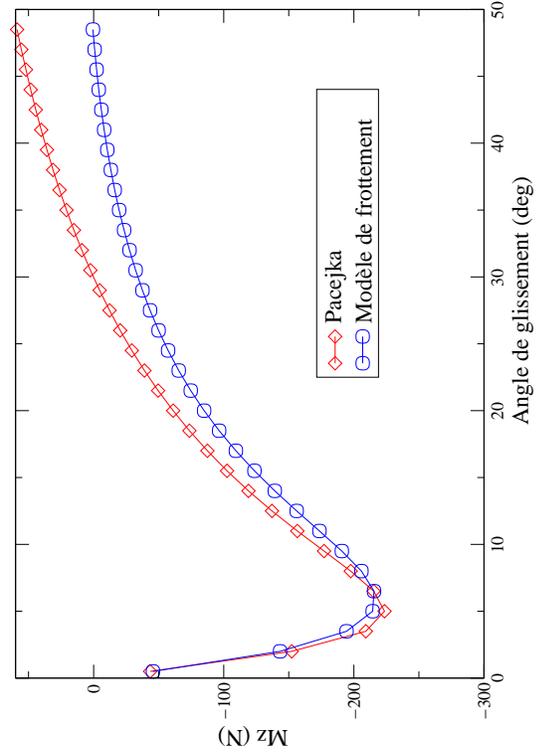
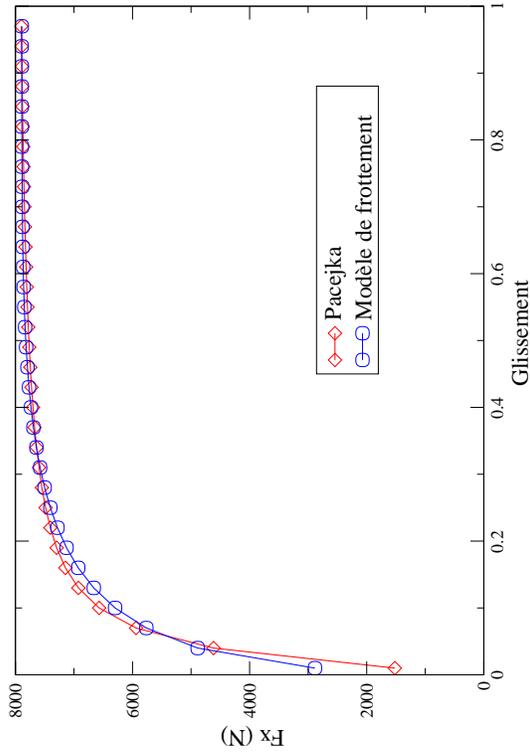
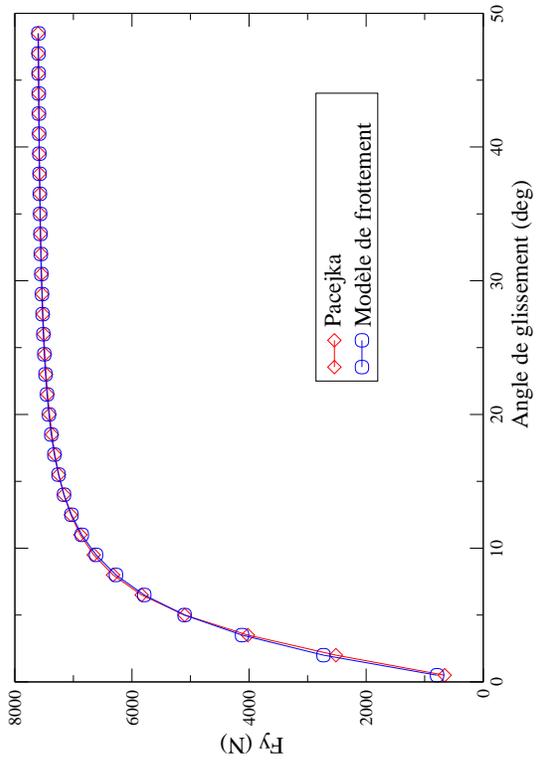


FIG. B.2 – *Comparison pour un même pneu du modèle de frottement et du modèle empirique de Pacejka*

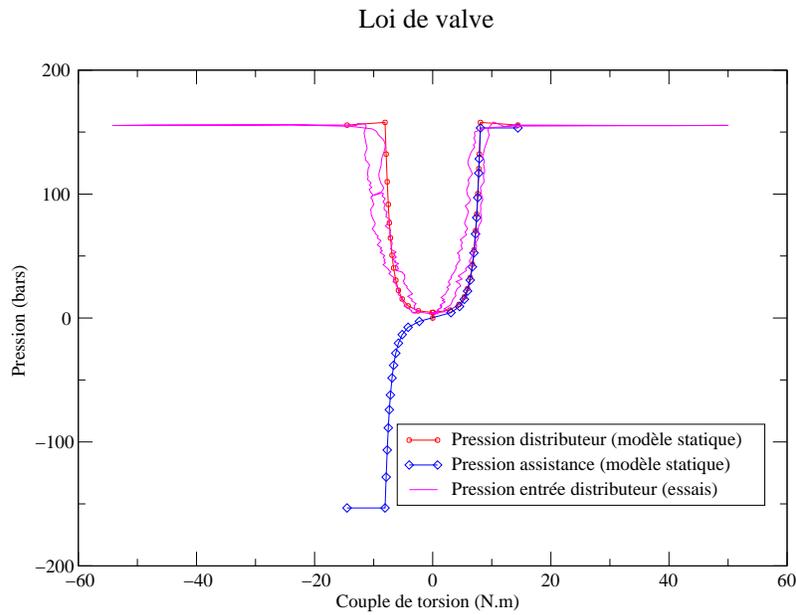


FIG. B.3 – Ajustement des paramètres de la loi de valve statique au moyen d'un jeu d'essais.

B.2 Paramétrage du modèle de direction de poids lourds .

Les paramètres retenus pour le modèle dynamique de poids lourds sont donnés dans les tableaux B.3, B.4. La loi de valve statique est d'abord ajustée au moyen d'un jeu d'essai qui donne la pression d'entrée du distributeur en fonction du couple de torsion en entrée du boîtier d'assistance B.3. Ensuite le modèle avait été validé sur un certain nombre d'essais B.4, B.5, B.6. Les figures représentent différentes vitesses d'excitations (profil plus ou moins rapide de l'angle de torsion en entrée du boîtier d'assistance). Les profils d'entrée temporels (angle de torsion) sont représentés sur les figures, ainsi que l'allure typique de la courbe de valve associées.

paramètres	unité	valeur	paramètres	unité	valeur
$c_{d_{bis}}$	[-]	60/1E5	$K_{f_{bis}}$	[-]	1/1E5
b	[-]	0.28	φ_0	[-]	35
s_0	[-]	0.03	s_1	[-]	1
N	[-]	1			

TAB. B.3 – Paramètres relatifs à l'assistance hydraulique : modèle de boîtier d'assistance réduit.

paramètres	unité	valeur	paramètres	unité	valeur
I_m	$[kg \cdot m^2]$	0.16	f_{v_m}	$[N.m.s.rad^{-1}]$	0.6
I_r	$[kg \cdot m^2]$	8	f_{v_m}	$[N.m.s.rad^{-1}]$	3000
k_t	$[N.m.rads^{-1}]$	36.27			
g	$[m^{-1}]$	24	R	$[m]$	0.04

TAB. B.4 – Paramètres mécaniques de la direction assistée.

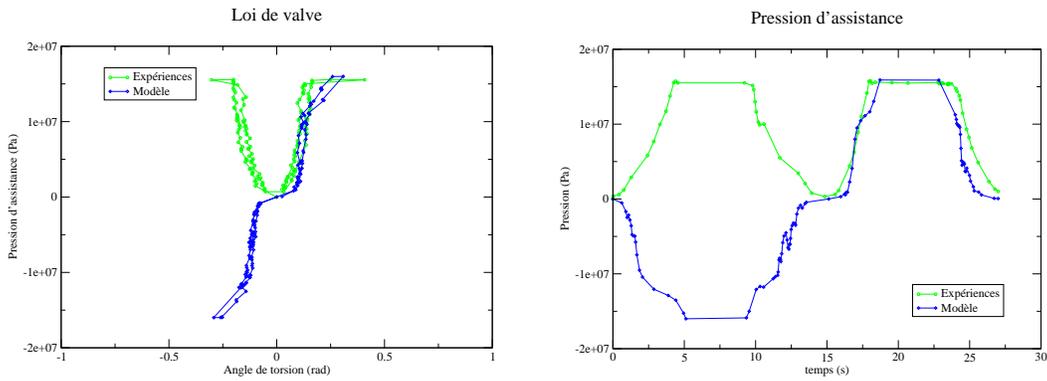


FIG. B.4 – Résultats obtenus en utilisant cette fois ci le modèle réduit d'assistance hydraulique. A droite est représenté le profil temporel, à gauche la représentation classique appelée loi de valve.

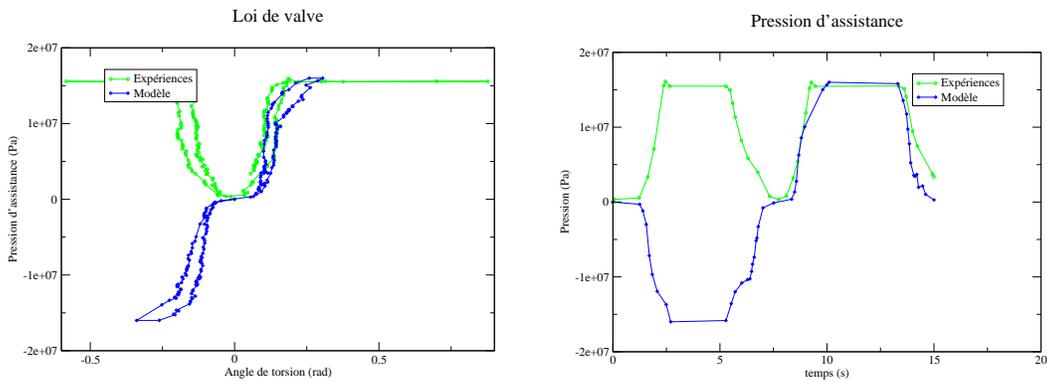


FIG. B.5 – Résultats obtenus en utilisant cette fois ci le modèle réduit d'assistance hydraulique. A droite est représenté le profil temporel, à gauche la représentation classique appelée loi de valve.

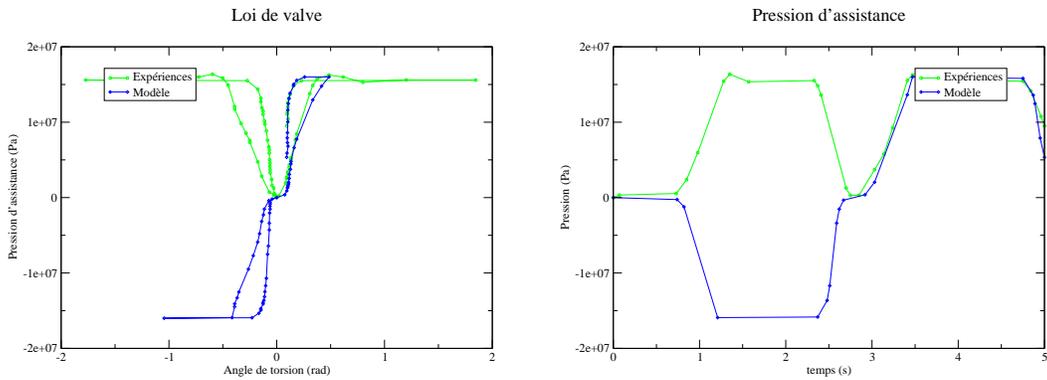


FIG. B.6 – Résultats obtenus en utilisant cette fois ci le modèle réduit d'assistance hydraulique. A droite est représenté le profil temporel, à gauche la représentation classique appelée loi de valve.

C. Résultats

C.1 Commande de l'actionneur de direction

On trouve dans cette section les courbes annoncées dans le chapitre 5.

Commande de l'angle volant

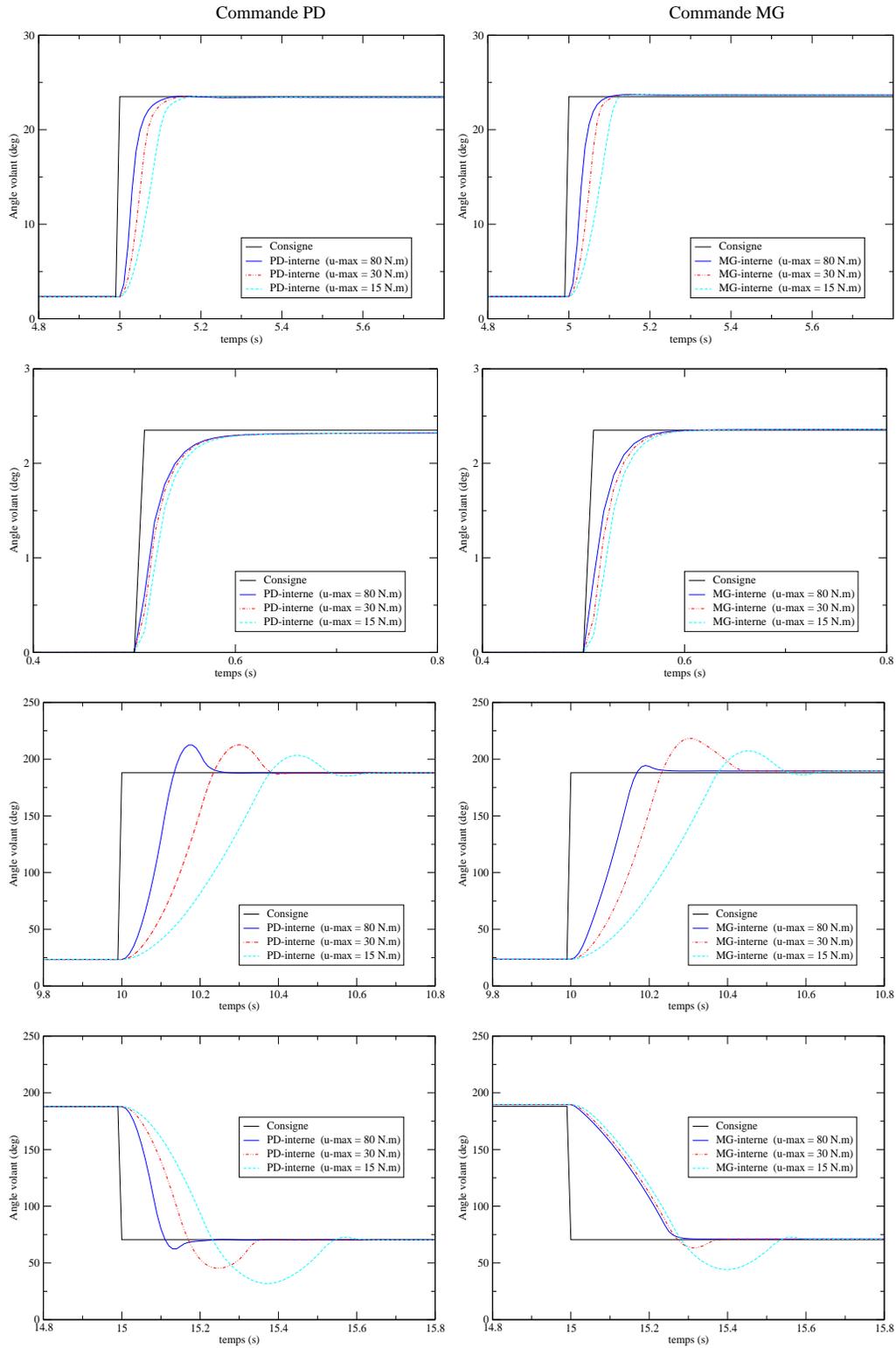


FIG. C.1 – Commande de l'angle volant. Performance de l'asservissement interne de l'angle volant en utilisant la commande PD-interne et MG-interne réglée pour une bande passante de 15 Hertz.

Commande de l'angle roue

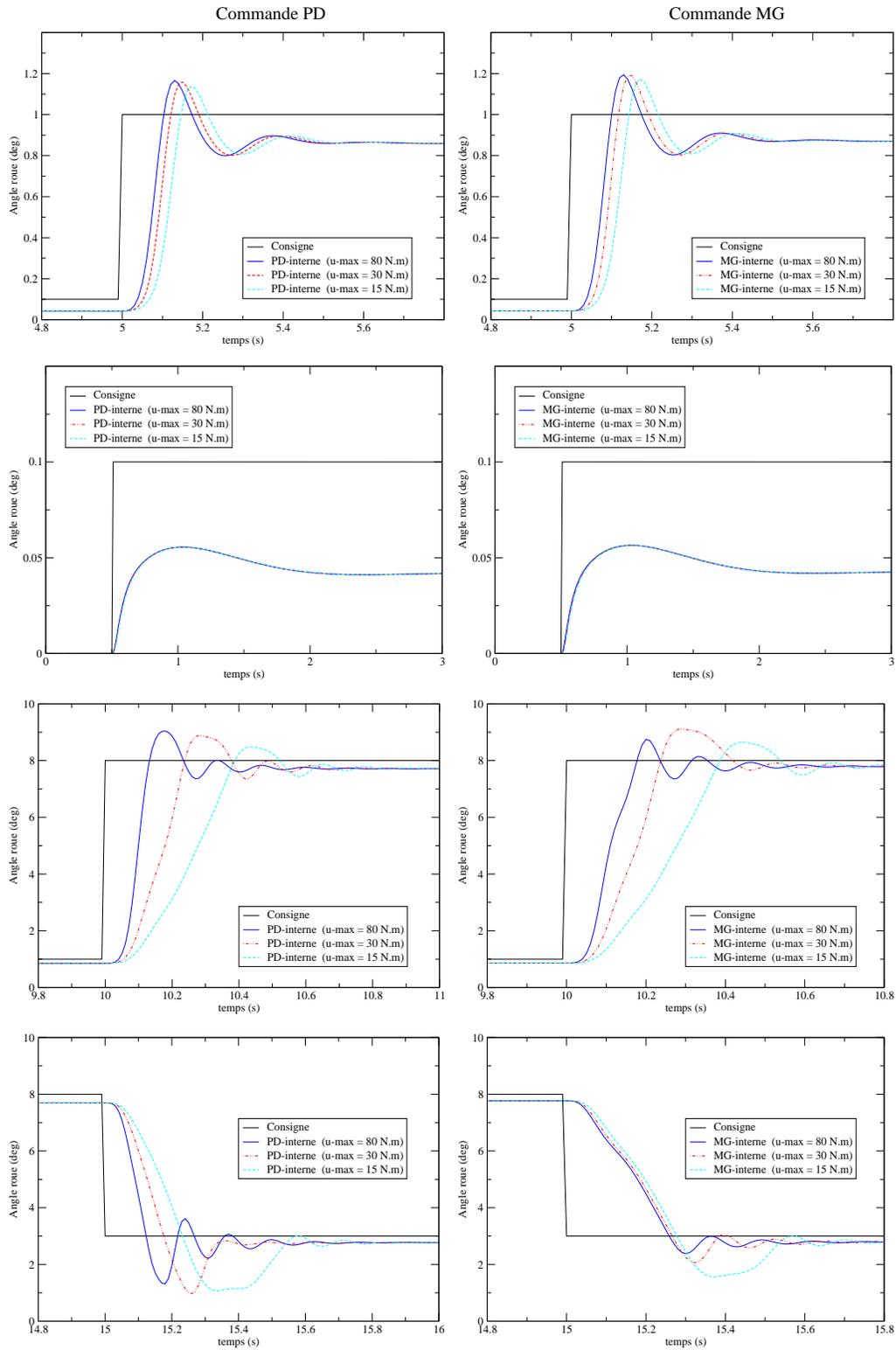


FIG. C.2 – Conséquence de la commande de l'angle volant PD-interne et MG-interne sur l'angle roue (réglée pour une bande passante de 15 Hertz). La commande Lin-interne donne des résultats quasi identiques.

D. Description de la plate-forme de simulation PlaTooN

D.1 Introduction

L'objet de ce bref chapitre est d'illustrer la prise en main de la plate-forme de simulation PlaTooN V2.0 à l'aide d'une IHM. La plate-forme PlaTooN V2.0 est définie au travers des rapports [1, 3, 2, 4]. Elle permet la simulation de convois de poids lourds dans des configurations très variées. Ce programme a été conçu dans le but de tester différentes lois de commande pour la conduite en convoi afin d'expérimenter, au moyen d'un outil de simulation aussi précis et réaliste que possible, ce nouveau concept de conduite.

L'intérêt de construire une IHM autour de ce programme de simulation est de permettre l'évaluation des lois de commande de manière facile et d'automatiser certaines tâches laborieuses. Plusieurs fonctionnalités sont proposées et vont être détaillées dans les sections qui suivent.

D.2 Configuration de la simulation

Cette rubrique permet de modifier les scénarios de simulation à volonté afin d'expérimenter la conduite en convoi. Divers choix sont possibles :

- Paramétrage du modèle dynamique ARHMM.
- Choix d'une courbe trajectoire (ligne droite, cercle, courbe avec un rayon de courbure de 700m)
- Choix du temps de la simulation
- Choix du mode des capteurs: Les capteurs utilisés sont caméra, télémètre, gyroscope, angle roue, angle volant, pression assistance, régime moteur, vitesse prédécesseur, vitesse du véhicule. Plusieurs modes sont proposés pour les capteurs: idéal, normal et dégradé.
- Ajout de perturbations au cours de la simulation. Les perturbations qui sont paramétrables sont: vent (on peut paramétrer l'orientation du vent et la vitesse), l'adhérence, et différentes pannes (cousin d'amortisseur, crevaison pneus, ...)

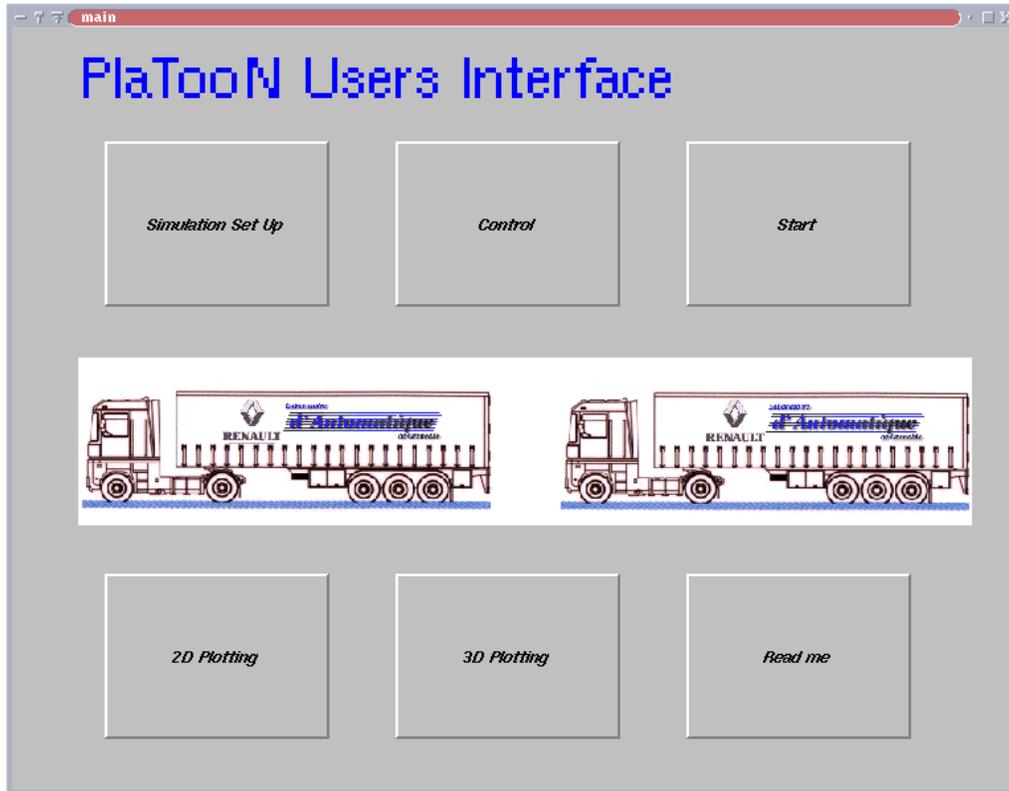


FIG. D.1 – Fenêtre principale de l'ihm.

D.3 Configuration de la loi de commande

Cette rubrique permet de sélectionner une loi de commande parmi plusieurs choix proposés et également de varier les gains des contrôleurs. Les choix des commandes sont possibles pour :

- La commande en régulation (en latéral uniquement).
- La commande de l'actionneur de direction

Il sera facile d'étendre le logiciel pour qu'il puisse gérer la configuration des lois de commandes longitudinales et également d'intégrer de nouvelles lois de commande dans le système existant.

D.4 Lancement des simulations

Cette rubrique permet de lancer une simulation pour un convoi de N camions dans la configuration qui a été définie grâce aux rubriques qui précèdent. La possibilité de choisir un lancement répétitif (benchmark) des simulations avec calculs des grandeurs caractéristiques de la performance d'une loi de commande est aussi intéressante. Une discussion sur la méthode utilisée pour cette évaluation est faite dans le rapport [5]. Ce mode de lancement présente l'intérêt de traitement "batch" des simulations.

D.5 Exploitation des résultats

Les fichiers de résultats des simulations ou des benchmarks peuvent être visualisés à l'aide d'un programme de traitement de données graphique très performant. Ce programme permet d'afficher et de traiter les courbes à l'aide des fonctions mathématiques de base (calculs statistiques classiques, analyse spectrale, ...) . Enfin il permet de conserver ou d'imprimer les résultats dans des formats très variés afin de les intégrer dans des rapports.

D.6 Animation

Il est possible de visualiser en 3 dimensions et en temps réel (suivant la machine) les résultats des simulations faites avec la plate-forme. Cette dernière fonctionnalité est intéressante pour se rendre mieux compte des résultats obtenus et permet d'extraire un film à partir de nos simulations. Cette rubrique est essentiellement consacrée à la communication sur le projet, le film ne remplaçant pas les outils graphiques proposés par l'interface pour l'analyse des résultats.

D.7 Conclusion

Notre IHM a été écrite entièrement en C++ et est basée sur l'utilisation d'une librairie graphique nommée QT. Les animations 3D quand à elles ont été réalisées à partir des bibliothèques OPEN GL parfaitement adaptées à ce type de programmation. Ces outils ont été choisis afin d'obtenir un programme totalement portable et indépendant du système d'exploitation.

Bibliographie

- [1] H. Béchart. Définition de la plate-forme de simulation platoon v1.0. Rapport interne, Plateau Recherche Renault VI, 1998. PR/98/0086/HB/0116 (h3.5/98/r527).
- [2] H. Béchart. Définition de l'ihm de la plate-forme de simulation platoon v1.1. Rapport interne, Plateau Recherche Renault VI, 1998. PR/98/0086/HB/0164 (h3.5/98/r528).
- [3] H. Béchart. Modélisation des capteurs et actionneurs du véhicule suiveur pour la plate-forme de simulation platoon. Rapport interne, Plateau Recherche Renault VI, 1998. H3.5/98/R515.
- [4] H. Béchart. Définition de la plate-forme de simulation platoon v2.0. Rapport interne, Plateau Recherche Renault VI, 1999. PR/99/64260/HB/103.
- [5] X. Claeys, H. Béchart, et C. Canudas-de-Wit. Commande latérale des poids lourds en convoi. Rapport interne, Renault VI, 1999. PR/00/64260/HB/021.

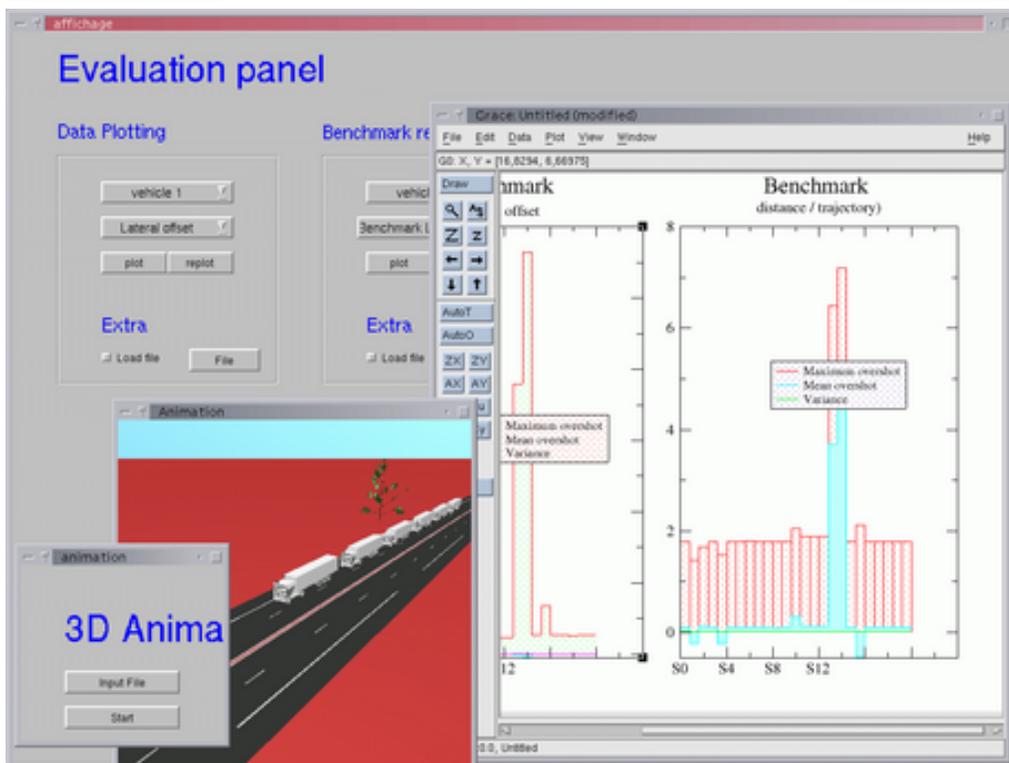
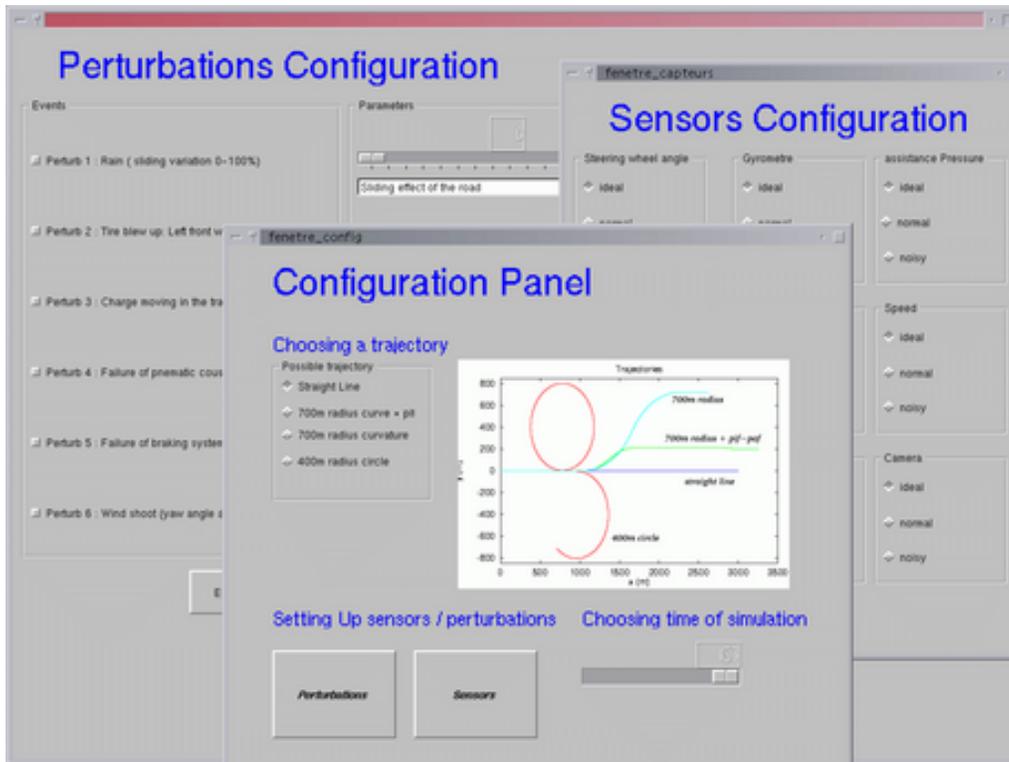


FIG. D.2 – Présentation des fonctionnalités de l'ihm pour la configuration et la visualisation des résultats des simulations.