

THÈSE

Contrôle Global de Châssis appliqué à la sécurité active des véhicules
de distribution

Présentée devant
l'Institut National des Sciences Appliquées de Lyon

pour obtenir
le **GRADE DE DOCTEUR**

École doctorale :
Mécanique, Énergétique, Génie Civil, Acoustique

Spécialité :
MÉCANIQUE - GÉNIE MÉCANIQUE - GÉNIE CIVIL

par
Yerlan AKHMETOV
Ingénieur

Thèse soutenue le 13.12.2011 devant la Commission d'examen

Jury

M. BASSET	Professeur ENSISA	Président
M. COUTELLIER	Professeur ENSIAME	Rapporteur
M. DI LORETO	Maître de Conférences INSA de Lyon	
Mme HARTH	Docteur Volvo 3P - Renault Trucks	
M. MAIFFREDY	Maître de Conférences INSA de Lyon	
M. REMOND	Professeur INSA de Lyon	Directeur de thèse
M. SENAME	Professeur INPG	Rapporteur

LaMCoS - UMR CNRS 5514 - INSA de Lyon
20, avenue Albert Einstein, 69621 Villeurbanne Cedex (FRANCE)

**INSA Direction de la Recherche - Ecoles Doctorales - Quadriennal
2007-2010**

SIGLE	ECOLE DOCTORALE	NOM ET COORDONNEES DU RESPONSABLE
CHIMIE	<u>CHIMIE DE LYON</u> http://sakura.cpe.fr/ED206 M. Jean Marc LANCELIN Insa : R. GOURDON	M. Jean Marc LANCELIN Université Claude Bernard Lyon 1 Bât CPE 43 bd du 11 novembre 1918 69622 VILLEURBANNE Cedex Tél : 04.72.43 13 95 Fax : lancelin@hikari.cpe.fr
E.E.A.	<u>ELECTRONIQUE,</u> <u>ELECTROTECHNIQUE, AUTOMATIQUE</u> http://www.insa-lyon.fr/eea M. Alain NICOLAS Insa : C. PLOSSU ede2a@insa-lyon.fr Secrétariat : M. LABOUNE AM. 64.43 - Fax : 64.54	M. Alain NICOLAS Ecole Centrale de Lyon Bâtiment H9 36 avenue Guy de Collongue 69134 ECULLY Tél : 04.72.18 60 97 Fax : 04 78 43 37 17 eea@ec-lyon.fr Secrétariat : M.C. HAVGOUDOUKIAN
E2M2	<u>EVOLUTION, ECOSYSTEME,</u> <u>MICROBIOLOGIE, MODELISATION</u> http://biomserv.univ-lyon1.fr/E2M2 M. Jean-Pierre FLANDROIS Insa : H. CHARLES	M. Jean-Pierre FLANDROIS CNRS UMR 5558 Université Claude Bernard Lyon 1 Bât G. Mendel 43 bd du 11 novembre 1918 69622 VILLEURBANNE Cédex Tél : 04.26 23 59 50 Fax 04 26 23 59 49 06 07 53 89 13 e2m2@biomserv.univ-lyon1.fr
EDISS	<u>INTERDISCIPLINAIRE SCIENCES-</u> <u>SANTE</u> Sec : Safia Boudjema M. Didier REVEL Insa : M. LAGARDE	M. Didier REVEL Hôpital Cardiologique de Lyon Bâtiment Central 28 Avenue Doyen Lépine 69500 BRON Tél : 04.72.68 49 09 Fax :04 72 35 49 16 Didier.revel@creatis.uni-lyon1.fr
INFOMATHS	<u>INFORMATIQUE ET</u> <u>MATHEMATIQUES</u> http://infomaths.univ-lyon1.fr M. Alain MILLE	M. Alain MILLE Université Claude Bernard Lyon 1 LIRIS - INFOMATHS Bâtiment Nautibus 43 bd du 11 novembre 1918 69622 VILLEURBANNE Cedex Tél : 04.72. 44 82 94 Fax 04 72 43 13 10 infomaths@bat710.univ-lyon1.fr - alain.mille@liris.cnrs.fr
Matériaux	<u>MATERIAUX DE LYON</u> M. Jean Marc PELLETIER Secrétariat : C. BERNAVON 83.85	M. Jean Marc PELLETIER INSA de Lyon MATEIS Bâtiment Blaise Pascal 7 avenue Jean Capelle 69621 VILLEURBANNE Cédex Tél : 04.72.43 83 18 Fax 04 72 43 85 28 Jean-marc.Pelletier@insa-lyon.fr
MEGA	<u>MECANIQUE, ENERGETIQUE, GENIE</u> <u>CIVIL, ACOUSTIQUE</u> M. Jean Louis GUYADER Secrétariat : M. LABOUNE PM : 71.70 -Fax : 87.12	M. Jean Louis GUYADER INSA de Lyon Laboratoire de Vibrations et Acoustique Bâtiment Antoine de Saint Exupéry 25 bis avenue Jean Capelle 69621 VILLEURBANNE Cedex Tél :04.72.18.71.70 Fax : 04 72 43 72 37 mega@lva.insa-lyon.fr
ScSo	<u>ScSo*</u> M. OBADIA Lionel Insa : J.Y. TOUSSAINT	M. OBADIA Lionel Université Lyon 2 86 rue Pasteur 69365 LYON Cedex 07 Tél : 04.78.77.23.88 Fax : 04.37.28.04.48 Lionel.Obadia@univ-lyon2.fr

*ScSo : Histoire, Géographie, Aménagement, Urbanisme, Archéologie, Science politique, Sociologie, Anthropologie

Remerciements

Je tiens à remercier, en premier lieu, mon directeur de thèse Monsieur Didier Rémond, Professeur de l'INSA de Lyon, et Monsieur Lionel Maiffredy, Maître de Conférences de l'INSA de Lyon, pour avoir assuré l'encadrement scientifique de ce travail, pour leurs conseils très précieux durant ces trois années, leurs encouragements si nécessaires et la confiance qu'ils m'ont faite.

Je tiens à exprimer ma reconnaissance à Monsieur Michel Basset, Professeur au laboratoire MIPS de l'ENSISA, pour l'honneur et l'intérêt qu'il m'a témoignés en acceptant de présider mon jury de thèse.

J'adresse mes sincères remerciements à Monsieur Olivier Sename, Professeur au laboratoire GIPSA de l'INPG pour l'honneur qu'il m'a fait de participer à mon jury de thèse et d'être rapporteur.

Je suis très reconnaissant à Monsieur Daniel Coutellier, Professeur et Directeur de l'ENSIAME, pour l'intérêt qu'il a manifesté à l'égard de ce travail en acceptant de le juger en tant que rapporteur et membre du jury.

J'exprime ma gratitude toute particulière à deux personnes qui ont joué un rôle très important dans ce projet : Monsieur Michael Di Loreto, Maître de Conférences au laboratoire AMPERE et l'INSA de Lyon, et Monsieur Leo Laine, Vehicle and Control Analyst au sein de Volvo Group Trucks Technology, pour leurs encouragements et conseils si précieux.

Je remercie Madame Virginie Harth et Monsieur Hervé Defay pour avoir encadré cette thèse au sein du Groupe Volvo et m'avoir si bien accueilli au sein de leur équipe.

Je remercie vivement tous les membres de l'équipe Handling and Steering du département Complete Vehicle de Volvo Group Trucks Technology : Messieurs Jean-Philippe Pellet, Olivier Lafage, Arnaud Ruissier, Gilles Pelloux-Prayer pour l'accueil et l'aide que j'ai pu trouver auprès de chacun d'eux.

Je suis reconnaissant à tous les membres du Centre d'Intérêt de la Dynamique de Locomotion de l'INSA de Lyon pour leur accueil : Messieurs Philippe Lonjou, Arnaud Sandel, Wilfrid Marquis-Favre. Je remercie également tous les doctorants que j'ai côtoyés durant ces trois années : Tuan Vu, Thanh Nguyen, Daniel Ahmad, Jean-Guillaume Orliac, Peng Wang, Charlotte Florimond, Adrien Charmetant, Sylvain Bel.

Je souhaite enfin exprimer toute ma reconnaissance à mes parents, mon frère et Nina pour leur soutien constant, leur patience, leur amour et leur confiance.

Résumé

Les systèmes de sécurité active du véhicule de distribution sont utilisés pour réduire la survenue de situations accidentogènes ou aider le conducteur dans de telles situations pour éviter l'accident. Dans cette étude, nous nous intéressons à la prévention des accidents liés à la perte de contrôle du véhicule par le conducteur. Une partie de ces accidents peut être prévenue par l'utilisation de systèmes de sécurité active de type ESP, qui résout les problèmes d'instabilité du véhicule de type "porteur" en lacet et en roulis. Nous étudions la possibilité d'améliorer les performances de tels systèmes en combinant les actions de freins aux actions d'autres actionneurs disponibles sur le véhicule de distribution, tels que les directions actives avant et arrière. Le véhicule de distribution considéré dans notre cas est sur-actionné car le nombre d'actionneur dépasse le nombre de degrés de liberté contrôlés par ces actionneurs. Nous appliquons deux types de commande adaptés au contrôle des systèmes sur-actionnés : le premier est connu sous le nom de structure hiérarchisée (avec "allocation de contrôle") et le deuxième est la structure non-hiérarchisée par "commande prédictive à base de modèle". Dans ce travail, nous adaptons ces deux approches à la problématique du contrôle du véhicule poids lourd de type "porteur". Le développement de la commande passe par la modélisation de la dynamique du véhicule, la validation des modèles et l'analyse de sa stabilité. Les résultats de simulation de prestations ISO, reproduisant des situations réelles et déstabilisantes pour le véhicule, sur le modèle représentatif du comportement réel du véhicule poids lourd démontrent l'efficacité de la commande développée et permettent d'évaluer le gain d'utilisation des actions combinées des actionneurs du véhicule par rapport au schéma classique. Ils permettent en outre de porter un jugement sur les deux types de commandes mises en œuvre.

Mots clés: Dynamique du Véhicule, Véhicule Poids Lourd, Véhicule de Distribution, Modélisation, Contrôle Global Châssis, Commande Prédictive, Allocation de Contrôle, Optimisation

Table des matières

Table des matières	i
Table des figures	xi
Liste des tableaux	xv
1 Introduction	1
1.1 Véhicule poids lourd et sécurité routière	1
1.2 Systèmes d'aide à la conduite	4
1.3 Actionneurs	7
1.4 Contrôle global du châssis	10
1.5 Positionnement du travail	17
2 Modélisation	21
2.1 Introduction	21
2.1.1 La dynamique du véhicule	22
2.1.2 Les pneumatiques	23
2.2 Modèles de la dynamique du véhicule	25
2.2.1 Modèle complet Simutruck	25
2.2.2 Modèles simplifiés de la dynamique du véhicule	30
2.3 Modèle de pneumatique	37
2.3.1 Modèle vertical	37
2.3.2 Modèle longitudinal et latéral	38
2.4 Modèle de la roue	43
2.5 Modèles des actionneurs	44
2.5.1 Système de freinage	44
2.5.2 Direction	45
2.6 Conclusion	46
3 Analyse de stabilité et choix des prestations	47
3.1 Introduction	47
3.2 Stabilité du véhicule en roulis	49
3.2.1 Analyse simplifiée du renversement	50
3.2.2 Analyse du renversement du véhicule à essieux multiples	51

3.2.3	Paramètres influençant la stabilité en roulis	52
3.2.4	Détection du risque de renversement	53
3.3	Stabilité du véhicule en lacet	59
3.3.1	Analyse du modèle linéaire	60
3.3.2	Analyse du modèle non-linéaire	63
3.3.3	Détection de l'instabilité en lacet	64
3.4	Choix de prestations : manœuvres et critères associés	66
3.4.1	Manœuvres sans pilote en boucle	67
3.4.2	Manœuvres avec pilote en boucle	68
3.5	Conclusion	70
4	Contrôle global du châssis	71
4.1	Introduction	71
4.1.1	CGC basé sur une structure hiérarchisée	72
4.1.2	CGC par la commande prédictive	75
4.2	Structure de commande hiérarchisée	76
4.2.1	Génération de la trajectoire de référence	77
4.2.2	Régulation	78
4.2.3	Allocation de contrôle	79
4.2.4	Contrôle de freinage bas niveau	82
4.2.5	Résultats de simulation	82
4.3	Commande prédictive	87
4.3.1	Principe général	87
4.3.2	Le modèle	88
4.3.3	Le critère de coût	92
4.3.4	Les contraintes	93
4.3.5	Formulation du problème	94
4.3.6	Les paramètres de réglage	95
4.3.7	Problèmes structurels de la commande prédictive	95
4.3.8	Trajectoire de référence	96
4.3.9	Résultats de simulation	96
4.3.10	Commande prédictive pour le contrôle du véhicule équipé des barres anti-roulis actives	100
4.4	Conclusion	104
5	Comparaison des configurations d'actionneurs	105
5.1	Introduction	105
5.2	Guidage du véhicule par LTI-MPC et LTV-MPC	106
5.2.1	LTI-MPC ou LTV-MPC	107
5.2.2	Différents horizons de prédiction	109
5.3	Assistance par le contrôleur de sécurité active	111
5.3.1	Manœuvre "sine with dwell"	111
5.3.2	Manœuvre "changement de file"	114

5.4 Conclusion	116
Conclusion	117
Annexe A	119
5.5 Modèle du roulis à 8 DDL	119
5.5.1 Modèle cinématique	119
5.5.2 Modèle dynamique	121
5.5.3 Bilan des actions mécaniques	124
5.5.4 Application des théorèmes généraux	128
Bibliographie	129

Liste des symboles

Lettres grecques

- α_i angle de dérive de la $i^{\text{ème}}$ roue ($i = 1..6$), **rad**
- δ_f angle de braquage désiré des roues de l'essieu avant, **rad**
- δ_r angle de braquage désiré des roues de l'essieu arrière, **rad**
- δ_{fr} angle de braquage des roues de l'essieu avant, **rad**
- δ_{rr} angle de braquage des roues de l'essieu arrière, **rad**
- ϕ_{sf} angle de roulis de la partie avant du châssis, **rad**
- ϕ_{sr} angle de roulis de la partie arrière du châssis, **rad**
- $\phi_{uf,lim}$ angle de roulis de la masse suspendue avant correspondant à la levée de roue, **rad**
- ϕ_{uf} angle de roulis de la masse non-suspendue avant, **rad**
- $\phi_{um,lim}$ angle de roulis de la masse suspendue milieu correspondant à la levée de roue, **rad**
- ϕ_{um} angle de roulis de la masse non-suspendue milieu, **rad**
- $\phi_{ur,lim}$ angle de roulis de la masse suspendue arrière correspondant à la levée de roue, **rad**
- ϕ_{ur} angle de roulis de la masse non-suspendue arrière, **rad**
- κ_i taux de glissement de la $i^{\text{ème}}$ roue ($i = 1..6$)
- ω_{ti} vitesse angulaire de rotation de la $i^{\text{ème}}$ roue, **rad/s**
- ψ_z vitesse de lacet du véhicule, **rad/s**

Lettres latines

- b_f voie avant du véhicule, **m**
- b_m voie milieu du véhicule, **m**
- b_r voie arrière du véhicule, **m**

Liste des symboles

$C_{\alpha f}$	somme des rigidités de dérive des roues de l'essieu avant, N/rad
$C_{\alpha m}$	somme des rigidités de dérive des roues de l'essieu milieu, N/rad
$C_{\alpha r}$	somme des rigidités de dérive des roues de l'essieu arrière, N/rad
D_{sf}	coefficient d'amortissement en roulis de la suspension avant, $\frac{Ns}{rad \cdot m}$
d_{sf}	distance longitudinale entre le centre de gravité du véhicule et le centre de gravité de la partie avant du châssis, m
D_{sm}	coefficient d'amortissement en roulis de la suspension milieu, $\frac{Ns}{rad \cdot m}$
D_{sr}	coefficient d'amortissement en roulis de la suspension arrière, $\frac{Ns}{rad \cdot m}$
d_{sr}	distance longitudinale entre le centre de gravité du véhicule et le centre de gravité de la partie arrière du châssis, m
D_{uf}	coefficient d'amortissement en roulis des pneumatiques de l'essieu avant, $\frac{Ns}{rad \cdot m}$
d_{uf}	distance longitudinale entre le centre de gravité du véhicule et le centre de gravité de la masse non-suspendue avant, m
D_{um}	coefficient d'amortissement en roulis des pneumatiques de l'essieu milieu, $\frac{Ns}{rad \cdot m}$
d_{um}	distance longitudinale entre le centre de gravité du véhicule et le centre de gravité de la masse non-suspendue milieu, m
D_{ur}	coefficient d'amortissement en roulis des pneumatiques de l'essieu arrière, $\frac{Ns}{rad \cdot m}$
d_{ur}	distance longitudinale entre le centre de gravité du véhicule et le centre de gravité de la masse non-suspendue arrière, m
F_{xi}	force longitudinale au niveau du contact du $i^{\text{ème}}$ pneumatique avec le sol ($i = 1...6$), N
F_{yai}	somme des forces latérales au niveau du contact des pneumatiques $i^{\text{ème}}$ essieu avec le sol ($i = f, m, r$), N
F_{yi}	force latérale au niveau du contact du $i^{\text{ème}}$ pneumatique avec le sol ($i = 1...6$), N
F_{zai}	somme des efforts normaux au niveau de contact des roues de $i^{\text{ème}}$ essieu avec le sol ($i = f, m, r$), N
F_{zi}	effort normal au niveau du contact du $i^{\text{ème}}$ pneumatique avec le sol ($i = 1...6$), N
g	accélération gravitationnelle, m/s^2
h_t	hauteur de l'axe de torsion mesurée du niveau de sol, m
h_{rf}	hauteur du centre de roulis de l'essieu avant mesurée du niveau de sol, m

h_{rm}	hauteur du centre de roulis de l'essieu milieu mesurée du niveau de sol, m
h_{rr}	hauteur du centre de roulis de l'essieu arrière mesurée du niveau de sol, m
h_{sf}	hauteur du centre de gravité de la partie avant du châssis mesurée du niveau de sol, m
h_{sr}	hauteur du centre de gravité de la partie arrière du châssis mesurée du niveau de sol, m
h_{uf}	hauteur du centre de gravité de la masse non-suspendue avant mesurée du niveau de sol, m
h_{um}	hauteur du centre de gravité de la masse non-suspendue milieu mesurée du niveau de sol, m
h_{ur}	hauteur du centre de gravité de la masse non-suspendue arrière mesurée du niveau de sol, m
$I_{xx,sf}$	moment d'inertie en roulis de la partie avant du châssis, mesuré au centre de gravité de celle-ci, Nm^2
$I_{xx,sr}$	moment d'inertie en roulis de la partie arrière du châssis, mesuré au centre de gravité de celle-ci, Nm^2
$I_{xx,uf}$	moment d'inertie en roulis de la masse non-suspendue avant, mesuré au centre de gravité de celle-ci, Nm^2
$I_{xx,um}$	moment d'inertie en roulis de la masse non-suspendue milieu, mesuré au centre de gravité de celle-ci, Nm^2
$I_{xx,ur}$	moment d'inertie en roulis de la masse non-suspendue arrière, mesuré au centre de gravité de celle-ci, Nm^2
$I_{xz,sf}$	produit d'inertie lacet-roulis de la partie avant du châssis, mesuré au centre de gravité de celle-ci, Nm^2
$I_{xz,sr}$	produit d'inertie lacet-roulis de la partie arrière du châssis, mesuré au centre de gravité de celle-ci, Nm^2
$I_{xz,uf}$	produit d'inertie lacet-roulis de la masse non-suspendue avant, mesuré au centre de gravité de celle-ci, Nm^2
$I_{xz,um}$	produit d'inertie lacet-roulis de la masse non-suspendue milieu, mesuré au centre de gravité de celle-ci, Nm^2
$I_{xz,ur}$	produit d'inertie lacet-roulis de la masse non-suspendue arrière, mesuré au centre de gravité de celle-ci, Nm^2
$I_{yy,ti}$	moment d'inertie de la $i^{\text{ème}}$ roue mesuré au centre de gravité de celle-ci par rapport à l'axe \vec{y} , Nm^2

Liste des symboles

$I_{zz,sf}$	moment d'inertie en lacet de la partie avant du châssis, mesuré au centre de gravité de celle-ci, Nm^2
$I_{zz,sr}$	moment d'inertie en lacet de la partie arrière du châssis, mesuré au centre de gravité de celle-ci, Nm^2
$I_{zz,uf}$	moment d'inertie en lacet de la masse non-suspendue avant, mesuré au centre de gravité de celle-ci, Nm^2
$I_{zz,um}$	moment d'inertie en lacet de la masse non-suspendue milieu, mesuré au centre de gravité de celle-ci, Nm^2
$I_{zz,ur}$	moment d'inertie en lacet de la masse non-suspendue arrière, mesuré au centre de gravité de celle-ci, Nm^2
K_{sf}	raideur en roulis de la suspension avant, $\frac{\text{N}}{\text{rad}\cdot\text{m}}$
K_{sm}	raideur en roulis de la suspension milieu, $\frac{\text{N}}{\text{rad}\cdot\text{m}}$
K_{sr}	raideur en roulis de la suspension arrière, $\frac{\text{N}}{\text{rad}\cdot\text{m}}$
K_{ti}	raideur verticale des roues d'un côté de l'essieu i ($i = f, m, r$), $\frac{\text{N}}{\text{rad}\cdot\text{m}}$
K_{uf}	raideur en roulis des pneumatiques de l'essieu avant, $\frac{\text{N}}{\text{rad}\cdot\text{m}}$
K_{um}	raideur en roulis des pneumatiques de l'essieu arrière, $\frac{\text{N}}{\text{rad}\cdot\text{m}}$
K_{ur}	raideur en roulis des pneumatiques de l'essieu milieu, $\frac{\text{N}}{\text{rad}\cdot\text{m}}$
L_f	distance longitudinale entre le centre de gravité du véhicule et l'axe reliant les points de contact des roues de l'essieu avant avec le sol, m
L_m	distance longitudinale entre le centre de gravité du véhicule et l'axe reliant les points de contact des roues de l'essieu milieu avec le sol, m
L_r	distance longitudinale entre le centre de gravité du véhicule et l'axe reliant les points de contact des roues de l'essieu arrière avec le sol, m
m	masse du véhicule, kg
m_{sf}	masse de la partie avant du châssis, kg
m_{sr}	masse de la partie arrière du véhicule, kg
m_{uf}	masse non-suspendue avant (essieu avant avec les roues) du véhicule, kg
m_{um}	masse non-suspendue milieu (essieu milieu avec les roues) du véhicule, kg
m_{ur}	masse non-suspendue arrière (essieu arrière avec les roues) du véhicule, kg
r_{ei}	rayon effectif de la $i^{\text{ème}}$ roue, m
T_{bi}	couple de freinage désiré de la $i^{\text{ème}}$ roue, Nm
T_{bri}	couple de freinage de la $i^{\text{ème}}$ roue, Nm

T_{fi}	couple de freinage appliqué à la $i^{\text{ème}}$ roue, Nm
T_{mi}	couple moteur appliqué à la $i^{\text{ème}}$ roue, Nm
v_x	vitesse longitudinale du véhicule, m/s
v_y	vitesse latérale du véhicule, m/s
$v_{cx,i}$	vitesse longitudinale du centre de la $i^{\text{ème}}$ roue ($i = 1\dots6$), m/s
$v_{cy,i}$	vitesse latérale du centre de la $i^{\text{ème}}$ roue ($i = 1\dots6$), m/s

Table des figures

1.1	Nombre de véhicules poids lourds impliqués dans les accidents et la distance parcourue par les véhicules poids lourd en France	2
1.2	Répartition des accidents de poids lourd par famille	2
1.3	Les fonctions d'ESP par BENDIX	5
1.4	Adaptive Cruise Control	6
1.5	Lane Keeping Assistance	7
1.6	EMB pour le véhicule poids lourd	8
1.7	Système RAS-EC par ZF	9
1.8	Solutions technologiques des suspensions actives/semi-actives	9
1.9	Diagramme 'g-g' pour le véhicule léger	11
1.10	Diagramme 'g-g' pour le véhicule lourd sur forte adhérence	11
1.11	Structure de commande décentralisée	12
1.12	Structure de commande des freins et des suspensions actives	12
1.13	Structure de commande des freins et de direction avant active	14
1.14	Structure de commande avec un superviseur	15
1.15	Structure de commande du système de freinage et des suspensions	15
1.16	Structure de commande du système de freinage, de propulsion et de direction avant	16
1.17	Structure de commande centralisée	16
1.18	Structure de commande centralisée hiérarchisée	17
1.19	Structure de commande centralisée par commande prédictive	18
2.1	La déformation de la bande de roulement du pneumatique selon la théorie de "poils de brosse"	24
2.2	Schéma fonctionnel du véhicule pour Simutruck	26
2.3	Centre de roulis	27
2.4	Modèles de la suspension et de la cabine	28
2.5	Angle de pivot, angle de chasse, angle carrossage	30
2.6	Modèle simplifié du véhicule	31
2.7	Paramétrage du modèle	32
2.8	Validation de modèles, manœuvre "Step"	38
2.9	Validation de modèles, manœuvre "Sinus balayé"	39
2.10	Courbe produite par le modèle "Magic Formula" de Pacejka	41

2.11	Les forces latérales en fonction de l'angle de dérive et les forces longitudinales en fonction du taux de glissement pour des valeurs différentes des forces verticales	42
2.12	Les forces latérales en fonction de l'angle de dérive et les forces longitudinales en fonction du taux de glissement pour des valeurs différentes du coefficient d'adhérence	42
2.13	Couplage entre les forces longitudinales et latérales des pneumatiques	43
2.14	La réponse des modèles non-linéaire et linéaire de l'actionneur EMB à une série de signaux de type "step"	45
3.1	Catégories du renversement	49
3.2	Modèles simplifiés du renversement	51
3.3	Réponse en roulis du véhicule à plusieurs essieux	52
3.4	Comparaison des seuils de renversement entre un camion-citerne et un véhicule avec une charge fixée de manière rigide	53
3.5	Le seuil du renversement en fonction de la fréquence de braquage des roues avant du véhicule	54
3.6	Comparaison des critères de renversement pour le régime quasi-établi	58
3.7	Comparaison des critères de renversement pour la manœuvre rapide de type "sinus"	58
3.8	L'empatement équivalent du véhicule à trois essieux	61
3.9	Exemple du comportement du véhicule excessivement sous-vireur et survireur	62
3.10	Plan de phase d'un véhicule sous-vireur à vitesse $v_x = 20$ m/s et angle au volant $\delta_{swa} = 0$	64
3.11	Plan de phase d'un véhicule survireur à vitesse $v_x = 20$ m/s et $\delta_f = 0$.	65
3.12	Plan de phase d'un véhicule survireur à faible adhérence $\mu = 0.3$, $v_x = 20$ m/s	66
3.13	Taux de sousvirage comme réponse à une "rampe" de l'angle au volant	67
3.14	Potentiel d'adhérence comme réponse à une "rampe" de l'angle volant	67
3.15	Exemple de l'entrée d'angle volant pour la manœuvre "sine with dwell"	68
3.16	Exemple de la trajectoire pour le changement de file	69
3.17	Exemple d'évaluation d'activité du conducteur : diagramme "angle au volant - vitesse d'angle au volant" et son enveloppe convexe	70
4.1	CGC basé sur la structure hiérarchisée	73
4.2	Structure de commande hiérarchisée utilisée dans ce travail	76
4.3	Résultats de simulation pour la manœuvre "Sine with dwell" sur faible adhérence pour le véhicule avec CGC basé sur la structure de commande avec l'allocation de contrôle	84
4.4	Résultats de simulation pour la manœuvre "Sine with dwell" sur forte adhérence pour le véhicule avec CGC basé sur la structure de commande avec l'allocation de contrôle	85

4.5	Etude de robustesse du contrôleur (CGC, allocation de contrôle) par rapport à la variation de la masse totale du véhicule	86
4.6	Etude de robustesse du contrôleur (CGC, allocation de contrôle) par rapport à la variation du moment d'inertie en lacet du véhicule	86
4.7	Etude de robustesse du contrôleur (CGC, allocation de contrôle) par rapport à la variation de la position longitudinale du centre de gravité du véhicule	87
4.8	Etude de robustesse du contrôleur (CGC, allocation de contrôle) par rapport à la variation du coefficient d'adhérence	87
4.9	Philosophie de la commande prédictive	89
4.10	Résultats de simulation pour la manœuvre "Sine with dwell" sur faible adhérence pour le véhicule avec CGC basé sur LTV-MPC	98
4.11	Résultats de simulation pour la manœuvre "Sine with dwell" sur forte adhérence pour le véhicule avec CGC basé sur LTV-MPC	99
4.12	Etude de robustesse du contrôleur (CGC, MPC) par rapport à la variation de la masse totale du véhicule	99
4.13	Etude de robustesse du contrôleur (CGC, MPC) par rapport à la variation du moment d'inertie en lacet du véhicule	100
4.14	Etude de robustesse du contrôleur (CGC, MPC) par rapport à la variation de la position longitudinale du centre de gravité du véhicule	100
4.15	Etude de robustesse du contrôleur (CGC, MPC) par rapport à la variation du coefficient d'adhérence	101
4.16	Contrôle du véhicule par les barres anti-roulis actives	103
5.1	Comparaison LTI-MPC et LTV-MPC, changement de file à vitesse de 20 m/s	108
5.2	Comparaison LTI-MPC et LTV-MPC, changement de file à vitesse de 25 m/s	109
5.3	Comparaison des contrôleurs avec différents horizons de prédiction, changement de file à vitesse de 25 m/s	110
5.4	Résultats de simulation pour la manœuvre de type "sine with dwell" (amplitude commande braquage avant = 0.06 rad) avec la vitesse initiale de 20 m/s	111
5.5	Résultats de simulation pour la manœuvre de type "sine with dwell" (amplitude commande braquage avant = 0.08 rad) avec la vitesse initiale de 20 m/s	112
5.6	Résultats de simulation pour la manœuvre de type "sine with dwell" (amplitude commande braquage avant = 0.1 rad) avec la vitesse initiale de 20 m/s	112
5.7	Résultats de simulation pour la manœuvre de type "sine with dwell" (amplitude commande braquage avant = 0.12 rad) avec la vitesse initiale de 20 m/s	113

5.8	Résultats de simulation pour la manœuvre de type "changement de file" avec la vitesse initiale de 25 m/s, le déplacement selon y est de 3.5 m	114
5.9	Résultats de simulation pour la manœuvre de type "changement de file" avec la vitesse initiale de 25 m/s, le déplacement selon y est de 4.7 m	115
5.10	Résultats de simulation pour la manœuvre de type "changement de file" avec la vitesse initiale de 25 m/s, le déplacement selon y est de 5.8 m	115
5.11	Modèle de roulis simplifié	119
5.12	Paramétrage du modèle de roulis	120
5.13	Les rotations des repères	121

Liste des tableaux

1.1	Classification des types des véhicules lourds	3
3.1	Comparaison des critères du renversement	60
4.1	Parametres du contrôleur CGC basé sur la structure hiérarchisée (6 freins + RAS)	83
4.2	Critères d'évaluation des performances du véhicule avec CGC basé sur la structure de commande avec l'allocation de contrôle	88
4.3	Parametres du contrôleur CGC basé sur le LTV-MPC (actionneurs : 6 freins + RAS)	97
4.4	Critères d'évaluation des performances du véhicule avec CGC basé sur MPC	101
4.5	Parametres du contrôleur CGC basé sur le LTV-MPC (actionneurs : 3 barres anti-roulis actives)	102
5.1	Parametres des contrôleurs LTI-MPC et LTV-MPC pour la conduite autonome du véhicule	107
5.2	Critères pour la manœuvre de changement de file : contrôle par LTI-MPC et LTV-MPC (direction avant seule)	107
5.3	Critères pour la manœuvre de changement de file à 20 m/s : contrôle par LTI-MPC (direction avant seule) pour les différents horizons de prédiction	110
5.4	Critères pour la manœuvre de type "sine with dwell"	113
5.5	Evaluation des critères pour la manœuvre de type "changement de file"	114

Chapitre 1

Introduction

Sommaire

1.1	Véhicule poids lourd et sécurité routière	1
1.2	Systèmes d'aide à la conduite	4
1.3	Actionneurs	7
1.4	Contrôle global du châssis	10
1.5	Positionnement du travail	17

1.1 Véhicule poids lourd et sécurité routière

Comme tout véhicule sur la route, le véhicule poids lourd est une source de danger élevé. Le véhicule poids lourd est impliqué dans un nombre relativement faible d'accidents sur la route et ce nombre continue à décroître même si la distance parcourue par la totalité des véhicules poids lourds ne cesse d'augmenter (Figure 1.1) : en 2007 les véhicules poids lourds ne représentaient que 3.2% des véhicules impliqués dans les accidents corporels alors qu'ils constituaient 4.5% du trafic (kilomètres parcourus) en France [ONI08]. Cependant, la gravité¹ des accidents avec les poids lourds impliqués est très importante : en 2007 cet indice de gravité est à 6.35 avec 662 tués [ONI08]. Il est donc important de continuer les études qui permettent de réduire d'avantage le nombre d'accidents causés par les poids lourds.

Une étude réalisée sur les accidents corporels de la circulation impliquant au moins un poids lourd sur les autoroutes et voies rapides urbaines du Rhône entre 2002 et 2006 par l'Observatoire de Sécurité Routière du Rhône [OSR08] a permis d'identifier trois principales familles d'accidents de poids lourds : le changement de file, la perte de contrôle et la circulation aval (Figure 1.2). Dans ce travail, nous nous intéressons aux accidents qui sont dus à la perte de contrôle qui résultent principalement à l'instabilité en lacet et au renversement du véhicule. Ces accidents représentent 33% de tous les accidents impliquant au moins un poids lourd dans

1. la gravité est un nombre de personnes tuées pour 100 victimes (tués + blessés) des accidents

1. Introduction

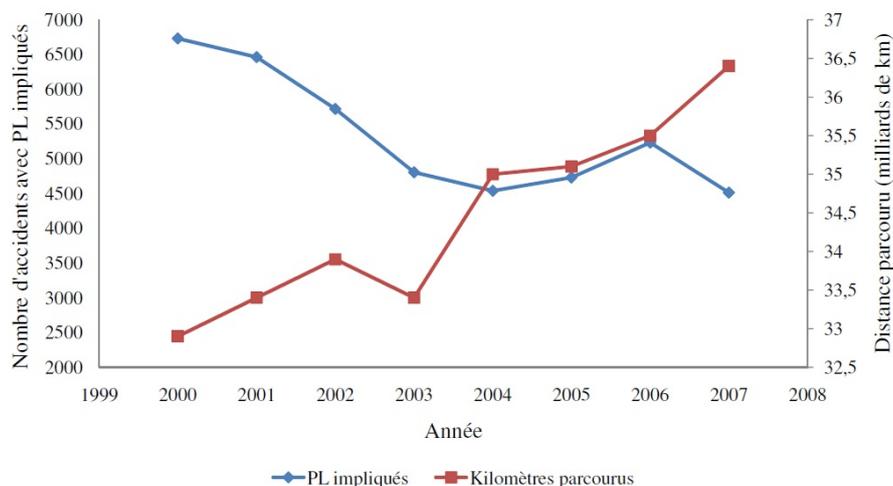


Figure 1.1: Évolution du nombre de véhicules poids lourds impliqués dans les accidents et la distance parcourue par tous les véhicules poids lourds en France (données ONISR [ONI08])

l'étude [OSR08]. Ce chiffre est plus faible dans l'étude [KHA 08b] mais reste tout de même important (18.7%).

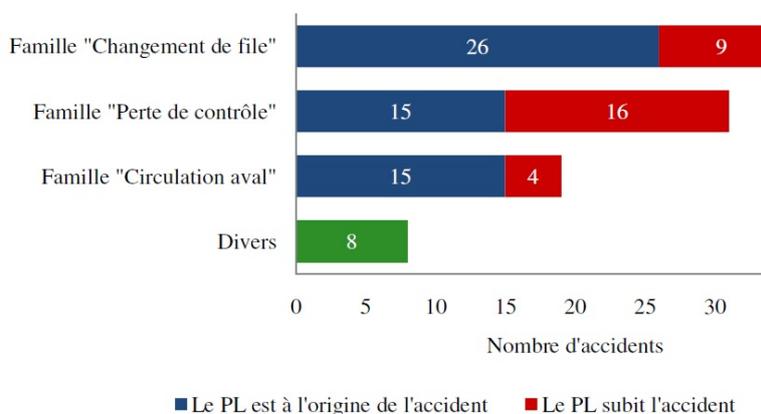
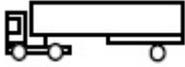
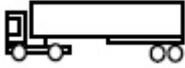
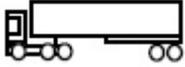
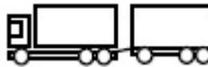


Figure 1.2: Répartition des accidents de poids lourd par famille (données [OSR08])

Dans la majorité des cas des accidents dus à la perte de contrôle, le véhicule poids lourd est seul à être impliqué dans l'accident (67% et 84% dans les études [OSR08] et [KHA 08b] respectivement). Les principaux facteurs accidentogènes liés à la perte de contrôle sont la vitesse inadaptée, l'hypovigilance et l'état d'ébriété du conducteur. Les conditions routières défavorables (par exemple, une chaussée mouillée) est un facteur qui accroît le risque de perte de contrôle.

La particularité des véhicules poids lourds, par opposition aux véhicules légers, consiste en une grande diversité d'architecture et un profil plutôt élevé. Un grand

Tableau 1.1: Classification des types des véhicules lourds (données [BOU 05])

Types	Silhouettes	Poids moyen roulant (kg)	Poids des marchandises transportées (kg)	% de surcharges sur le poids total
1		8100	3200	1.2
2		16400	4400	5.2
3		14400	3000	9.5
4		22600	9400	2.2
5		22100	11600	2.1
6		30100	15800	16
7		29500	9900	13.6
8		30000	14800	10.7
9		31300	14900	18.3
10		32100	10100	26.8
11	Exceptionnels	34100	12100	37.8

nombre de silhouettes différentes existe : le Tableau 1.1 présente les silhouettes répandues en France. Parmi ces silhouettes les véhicules les plus accidentés sont de type "tracteur - semi-remorque" (type 3, 4, 6 et 7 dans le Tableau 1.1), ce qui s'explique en partie par la présence importante de cette silhouette dans le réseau routier : selon [BOU 05] elle représente environ 40% du parc poids lourd français. Les véhicules de type "porteur" (type 1 et 2 dans le Tableau 1.1), circulant principalement dans les milieux urbain et péri-urbain, sont aussi impliquées dans un nombre important des accidents (21% dans [KHA 08b]). C'est à ce type de silhouette (porteur seul) que nous porterons notre attention par la suite.

Une partie des accidents qui sont dus à la perte de contrôle sur le véhicule est potentiellement évitable par l'utilisation des systèmes d'aide à la conduite.

1.2 Systèmes d'aide à la conduite

Une aide à la conduite est un système d'information et/ou d'assistance du conducteur permettant d'éviter l'apparition ou le développement des situations dangereuses qui peuvent aboutir à un accident. La nécessité d'utilisation de tels systèmes ne fait pas de doute : par exemple, jusqu'à 42% de tous les accidents impliquant le renversement du véhicule poids lourd sont potentiellement évitables [PAL 01].

Les systèmes d'aide à la conduite peuvent être répartis en 3 catégories selon la source d'information du système [PAL 01] :

- 1 Systèmes obtenant l'information par mesure/estimation sur les différentes variables de la dynamique du véhicule telles que la vitesse de lacet, la vitesse de rotation des roues, l'accélération latérale, etc. Le conducteur est toujours gardé dans la boucle de commande. Parmi les systèmes appartenant à cette catégorie on trouve :

ABS (Antiblockiersystem²) est un dispositif permettant d'empêcher les roues de se bloquer durant la phase de freinage, garantissant le maintien de la capacité directionnelle des roues freinées.

TCS (Traction Control System³) est un dispositif qui a pour but de prévenir le patinage des roues durant la phase d'accélération ce qui permet de maintenir la capacité directionnelle des roues motrices.

A terme, avec l'arrivée des actionneurs plus performants et rapides (par exemple, les freins électro-mécaniques, les moteur-roues) les systèmes ABS et TCS pourraient évoluer vers des systèmes de contrôle du glissement des pneumatiques ce qui permettrait de réduire la distance d'arrêt du véhicule par maximisation des forces de freinage, de maximiser les forces de traction, etc. Des exemples de tels systèmes sont présentés dans [ANW 06], [JOH 03], [PET 03] et [KIE 06].

2. Système de freinage Anti-Bloquage

3. Système Antipatinage

RWD (Rollover Warning Device⁴), comme son nom l'indique, permet d'avertir le conducteur sur le risque du renversement (voir [CHE 99], [GOL 01] et [BOU 05] pour exemples). La nécessité d'avertir le conducteur sur la situation qui risque de devenir critique est plus justifiée pour le cas des silhouettes comportant plus d'une unité (par exemple, tracteur - semi-remorque), car le conducteur peut ne pas être capable d'estimer correctement le comportement des unités arrières (remorques, semi-remorques). Il faut noter que l'efficacité de tels systèmes reste relativement faible : seul 3.3% de tous les renversements des véhicules poids lourds pourraient être évités si les véhicules étaient équipés par ce type de systèmes [PAL 01].

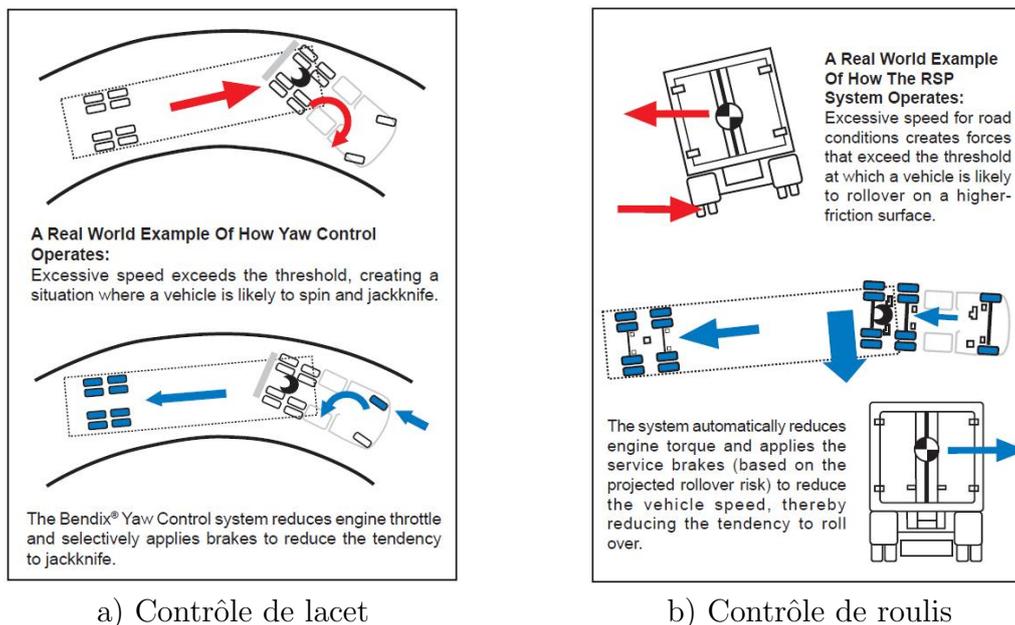


Figure 1.3: Les fonctions d'ESP par BENDIX [Ben]

ESP (Electronic Stability Program⁵) installé sur le véhicule poids lourd assure deux fonctions : (i) le contrôle de lacet, qui permet de gérer les problèmes de sous-virage/survirage du véhicule (on considère ces problèmes dans le Chapitre 3) et anticiper le développement de la mise en portefeuille des véhicules articulés (Figure 1.3a) ; (ii) le contrôle de roulis pour la prévention du renversement du véhicule (Figure 1.3b). Le système ESP qui est actuellement installé sur le véhicule poids lourd est basé sur le système de freinage, ce dernier étant un des plus efficaces parmi les actionneurs disponibles sur le véhicule pour la stabilisation du véhicule. Des exemples des systèmes dont les fonctions sont similaires à celles d'ESP peuvent être trouvés dans [PAL 95], [PAL 99], [EIS 00].

4. Système d'Alerte au Renversement

5. Électro-Stabilisateur Programmé aussi connu sous les noms Electronic Stability Control (ESC) ou Dynamic Stability Control (DSC)

L'estimation faite dans une autre étude [LAN 03] montre que le nombre de tous les accidents avec au moins un véhicule poids lourd peut être réduit de 9% si ces véhicules sont équipés par les systèmes de type ESP.

- 2 Systèmes obtenant l'information sur les différentes variables de la dynamique du véhicule et sur l'environnement par les capteurs installés sur le véhicule. Ces systèmes peuvent assister le conducteur ou bien agir de manière autonome. Parmi les systèmes de cette catégorie on trouve :

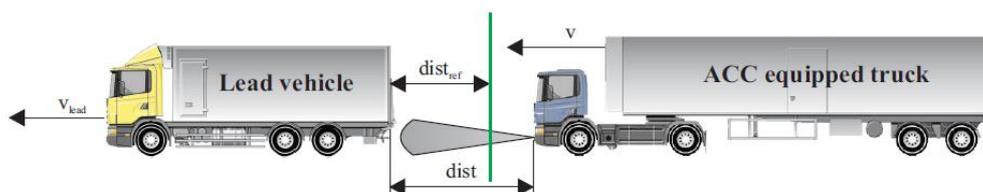


Figure 1.4: Adaptive Cruise Control [AXE 03]

ACC (Adaptive Cruise Control⁶) (Figure 1.4) est un système qui, étant installé sur le véhicule, permet de maintenir la distance désirée par le conducteur entre son véhicule et le véhicule qui le précède tout en n'excédant pas la limite maximale de vitesse définie par le conducteur. La distance et la vitesse d'approche relativement au véhicule qui précède sont mesurés par un radar ou un laser. L'utilisation de ce système permettrait de réduire le nombre des collisions arrières (réduction estimée à 25% pour les véhicules légers [ABE 05], l'effet similaire peut être attendue pour le véhicule poids lourd) et aussi réduire la gravité des accidents lors d'une collision arrière.

LDWS (Lane Departure Warning System⁷) est un système qui avertit le conducteur par l'émission d'un signal sonore quand le véhicule dépasse les lignes qui délimitent la voie sans que le conducteur ait actionné le clignotant. Le système peut utiliser les capteurs optiques, lasers, infrarouges pour la détection des lignes délimitant la voie ou de la position du véhicule sur la voie. L'utilisation de tel système permettrait d'éviter jusqu'à 30% d'accidents des véhicules poids lourds avec le départ de la voie [POM 99].

LKA (Lane Keeping Assistance) est une extension du système LDWS qui agit sur la direction et/ou le système de freinage du véhicule pour garder le véhicule sur la voie. Un exemple de tel système est présenté sur la Figure 1.5 : ce système décide d'activer le système DSC et d'alerter le conducteur sur la base d'information sur la position prédite du véhicule par rapport à la voie.

- 3 Systèmes obtenant l'information à partir des sources externes (infrastructure, GPS, etc). Ces systèmes peuvent agir de manière autonome ou alerter le conducteur sur le danger potentiel. Parmi ces systèmes on peut citer les

6. Régulateur de Vitesse Adaptatif

7. Système d'Alerte de Franchissement Involontaire de Ligne

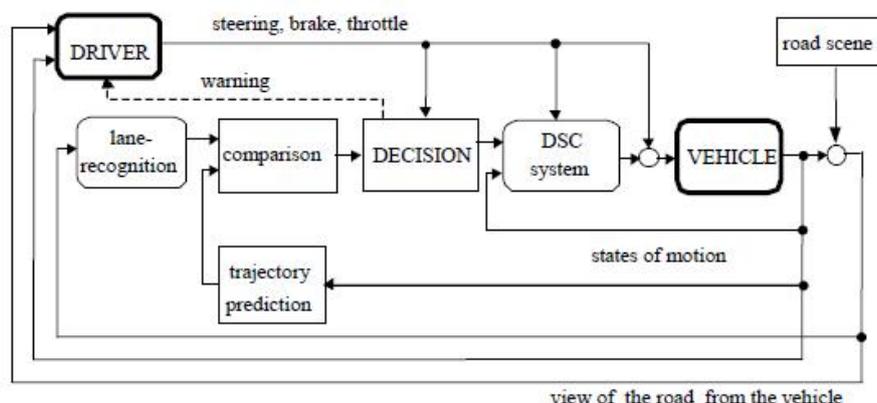


Figure 1.5: Lane Keeping Assistance [AXE 03]

systèmes de navigation, systèmes de contrôle du trafic via GPS et repères électroniques installé sur les bords de la route.

Cet aperçu des systèmes d'aide à la conduite est loin d'être exhaustif. Le lecteur intéressé peut se reporter à [PAL 01] et [BIS 05] pour avoir plus de détails sur ces systèmes.

Durant les deux dernières décennies beaucoup d'études ont porté sur les fonctions que réalise aujourd'hui le système ESP - contrôle de lacet et de roulis. On peut penser qu'à terme, le véhicule sera mis moins souvent dans des situations de comportement à la limite de stabilité et le nombre d'activations de ce type de systèmes sur le véhicule sera réduit par la contribution d'autres systèmes avancés (par exemple, l'adaptation automatique de la vitesse du véhicule au rayon de courbure du virage via GPS) mais tant que l'erreur du(des) conducteur(s) (ou système de conduite autonome) est susceptible de se produire, la nécessité de ce type de système reste d'actualité. Le système ESP d'aujourd'hui (comme par exemple, celui dont les fonctions sont présentées sur la Figure 1.3) n'utilise que certains freins pour la stabilisation du véhicule. Pendant les situations critiques, il pourrait être intéressant de compléter les actions des freins par celles d'autres actionneurs pour permettre de meilleures performances du véhicule. La stabilisation du véhicule par l'utilisation combinée d'actionneurs différents fait appel à la notion de Contrôle Global du Châssis (CGC).

1.3 Actionneurs

Avant de présenter la problématique du CGC, nous considérons ici les actionneurs qui peuvent être utilisés pour le contrôle en lacet et en roulis du véhicule poids lourd.

Les freins jouent le rôle primordial dans le contrôle actif du véhicule : (i) leurs actions peuvent modifier considérablement les forces longitudinales et latérales

des pneumatiques ; (ii) le freinage différentiel sur le véhicule permet d’agir simultanément sur sa dynamique longitudinale, latérale, en lacet et en roulis.

Le système de freinage qui est utilisé aujourd’hui sur le véhicule poids lourd est un système pneumatique. Le désavantage principal de ce système consiste en un temps de réponse relativement important ce qui rend difficile le contrôle précis par ce système. Avec des nouvelles technologies de type ”brake-by-wire” et des actionneurs performants tels que le freins électro-mécaniques (EMB⁸) (Figure 1.6) le contrôle par freinage peut devenir plus efficace. A titre d’exemple la comparaison schématique du contrôle ABS (avec freins pneumatiques) avec le contrôle du glissement longitudinal (avec EMB) est présentée sur la Figure 1.6 : l’utilisation de freins EMB permet de travailler dans une plage très restreinte du glissement en maximisant ainsi les forces de freinage.

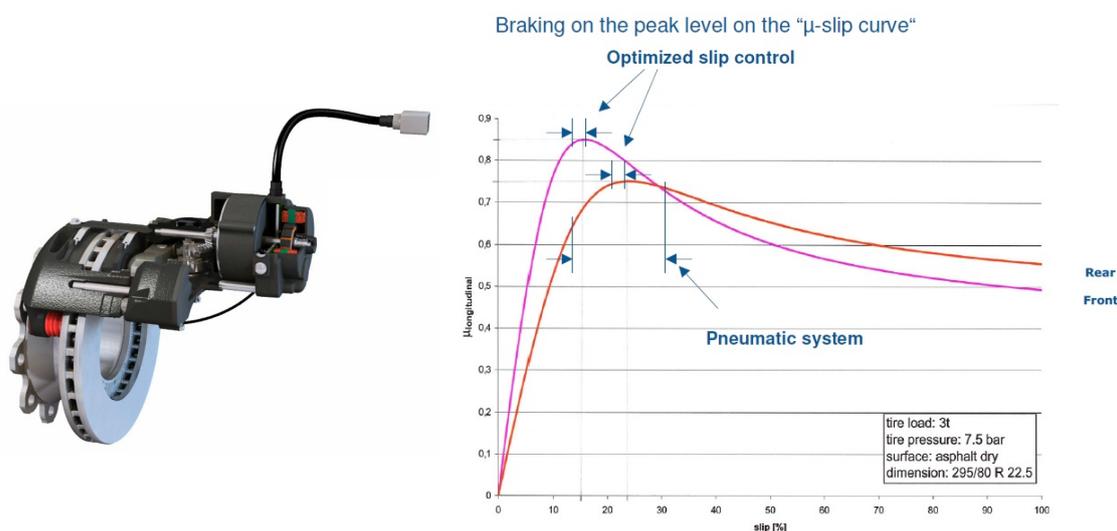


Figure 1.6: EMB pour le véhicule poids lourd par Haldex [SEG 10]

Le système de direction pour la stabilisation du véhicule poids lourd peut être utilisé indépendamment du système de freinage (situation se rapprochant des situations critiques mais ne nécessitant pas l’intervention du système de freinage pour ralentir le véhicule) ou en combinaison avec ce dernier (situation critiques) car : (i) il modifie considérablement les forces latérales des pneumatiques ; (ii) il est capable de générer un moment de lacet important, surtout pour les longs empattements ; (iii) durant les phases de freinage μ -split, combiné au système de freinage, il génère un moment de lacet correctif pour compenser le moment produit par le freinage asymétrique.

Sur le véhicule poids lourd on peut envisager l’intervention des systèmes de direction des essieux avant, arrières ou ceux de l’unité arrière (remorques, semi-remorques, dolly). Il faut noter que le système de direction avant installé aujourd’hui sur le

8. en anglais Electro-Mechanical Brakes

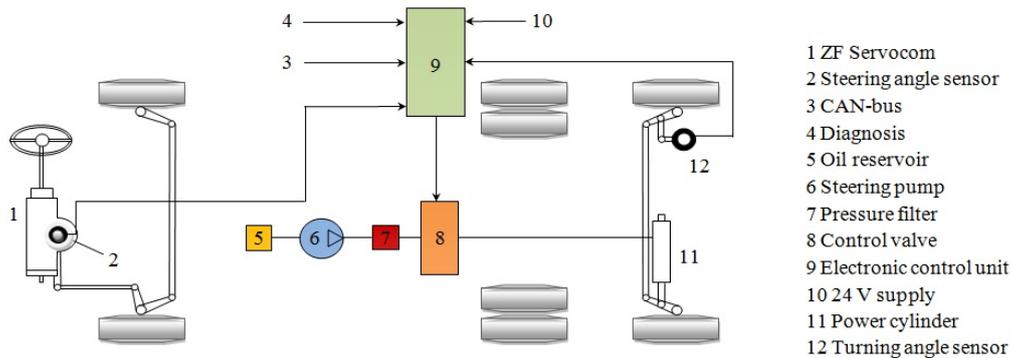
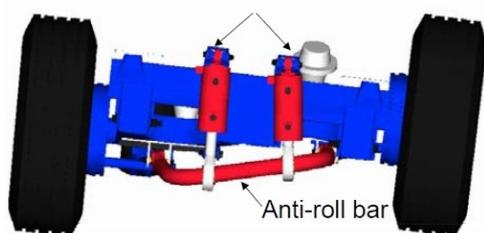


Figure 1.7: Système RAS-EC par ZF

véhicule poids lourd ne permet pas l'implantation des systèmes de sécurité active, mais les nouvelles technologies (comme le "steer-by-wire" entre autres) pourraient permettre la modification de l'angle de braquage des roues de l'essieu avant par rapport à celui imposé par le conducteur.

Le système de direction active arrière de type RAS-EC⁹ (Figure 1.7) a attiré beaucoup d'attention car il n'a pas de connexion mécanique avec la direction avant, ce qui permet d'envisager la réalisation des fonctions pour la stabilisation du véhicule comme dans [KHA 08a]. De plus, ces directions arrière sont de plus en plus communément installées sur des véhicules de distribution (Bennes à Ordures Ménagères par exemple) pour des raisons de manoeuvrabilité, activé uniquement pour des faibles vitesses longitudinales. L'extension de ces systèmes de direction active pour la sécurité active semble donc intéressante.



a) Barre anti-roulis active par Cambridge Vehicle Dynamics Consortium



b) Amortisseur semi-active par Koni (www.koni.com)

Figure 1.8: Solutions technologiques des suspensions actives/semi-actives

Les suspensions du véhicule maintiennent le contact entre les roues et le sol, influençant ainsi la stabilité du véhicule, et isolent le châssis du véhicule des vibrations et des chocs induits par des irrégularités de la surface de la route. Atteindre

9. Rear Active Steering - Electronically Controlled

simultanément ces deux objectifs, souvent conflictuels, avec les suspensions passives, est une tâche très complexe nécessitant de trouver un bon compromis. Les solutions par l'utilisation des éléments actifs (contrôlés) dans les suspensions permettent d'améliorer simultanément la tenue de route et le confort du véhicule. Deux types de suspensions contrôlées peuvent être utilisés : actives et semi-actives.

Dans les suspensions actives le ressort et l'amortisseur sont remplacés par un actionneur ou bien l'actionneur est placé en parallèle avec les suspensions conventionnelles. La force produite par cet actionneur est modulée afin d'obtenir la performance désirée. La solution avec le remplacement des ressorts et des amortisseurs par un actionneur, qui pourrait être appliquée dans le véhicule léger, est très difficilement envisageable pour le véhicule poids lourd car nécessite une puissance très élevée de l'actionneur. Une autre approche de la suspension active consiste à utiliser des barres anti-roulis actives (Figure 1.8a) ce qui permet de limiter le transfert de la charge (dans les limites physiques) en réduisant ainsi le risque de renversement et en maintenant le contact des roues avec le sol (voir [SAM 00], [MIE 05] pour détails sur la technologie des barres anti-roulis actives pour le véhicule poids lourd et les exemples d'application).

Les suspensions semi-actives sont réalisées principalement par remplacement des amortisseurs classiques par ceux dont le coefficient d'amortissement (Figure 1.8b) est variable et contrôlable (voir [DIX 07] pour les détails sur des solutions technologiques différentes). Des solutions de contrôle semi-active par des barres anti-roulis contrôlables sont aussi envisageables [STO 10].

Chaque type d'actionneurs parmi ceux cités ci-dessus peut contribuer à la stabilité du véhicule en lacet et en roulis. Certes, on peut envisager d'introduire d'autres actionneurs sur le véhicule (par exemple, systèmes permettant de changer l'angle de carrossage des roues) mais nous pensons que leur apport sera faible par rapport au coût, au poids ajouté et à la puissance consommée. Les principales améliorations de la sécurité active seront portées par l'activation combinée de plusieurs actionneurs de manière optimale. C'est en ce sens que les progrès en sécurité seront réalisés à moindre coût et en tirant parti des performances des nouvelles technologies d'actionneurs.

1.4 Contrôle global du châssis

Les systèmes utilisant les actions coordonnées des différents actionneurs permettent d'atteindre une meilleure performance du véhicule par rapport aux systèmes n'utilisant qu'un seul type d'actionneurs; ceci a été démontré dans de nombreux exemples d'application dont une partie est exposée dans ce qui suit.

Pour mieux comprendre les avantages de l'utilisation de combinaisons d'actionneurs ou de différents systèmes de contrôle agissant de manière coordonnée, on peut utiliser le concept présenté dans [TAN 92] qui est basé sur la représentation schématique des domaines de fonctionnement de différents systèmes sur le dia-

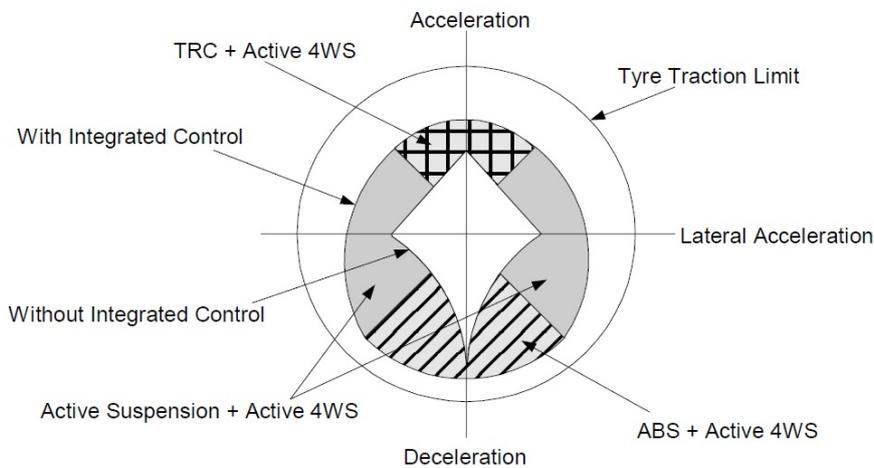


Figure 1.9: Diagramme 'g-g' pour le véhicule léger[TAN 92]

gramme des accélérations latérale et longitudinale du centre de masse du véhicule appelé "diagramme g-g" (Figure 1.9). Ce schéma indique que l'utilisation de contrôle par la coordination de différents systèmes permettrait d'utiliser plus pleinement le potentiel des pneumatiques à générer des efforts. Ce concept adapté au véhicule léger reste valable pour le véhicule lourd dans les conditions de faible adhérence quand les forces des pneumatiques ne sont pas susceptibles de conduire au renversement du véhicule.

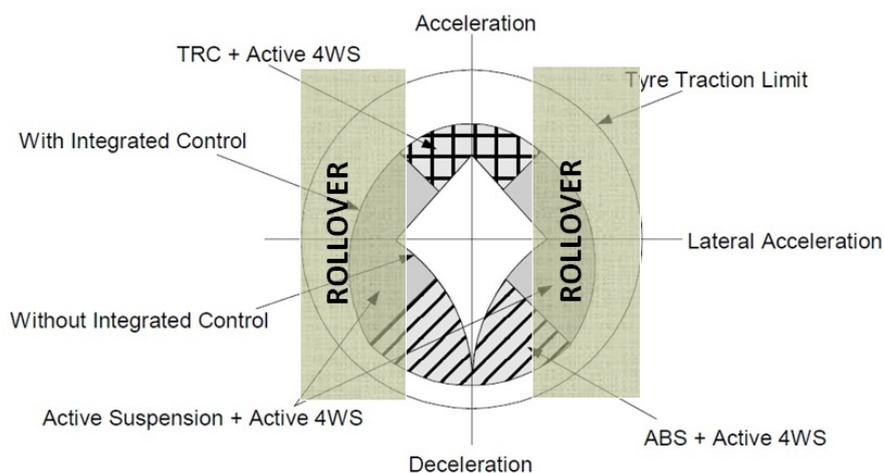


Figure 1.10: Diagramme 'g-g' pour le véhicule lourd sur forte adhérence

Le problème du renversement auquel les véhicules poids lourds sont particulièrement sensibles fait que, sur forte adhérence, juste une partie limitée du poten-

tiel des pneumatiques à générer des efforts peut être utilisée (Figure 1.10). Cependant, les suspensions avec des barres anti-roulis actives peuvent permettre d'élargir un peu les limites des accélérations latérales. Comme on peut le voir, lors des phases de freinage en virage, l'utilisation des directions permettent de compenser la perte des forces latérales des pneumatiques en réduisant ainsi la dérive du véhicule.

La coordination de différents systèmes ou actionneurs peut se faire de trois façons : (i) le contrôle décentralisé ; (ii) le contrôle par supervision ; (iii) le contrôle centralisé. Ces trois approches sont décrites dans les paragraphes qui suivent.

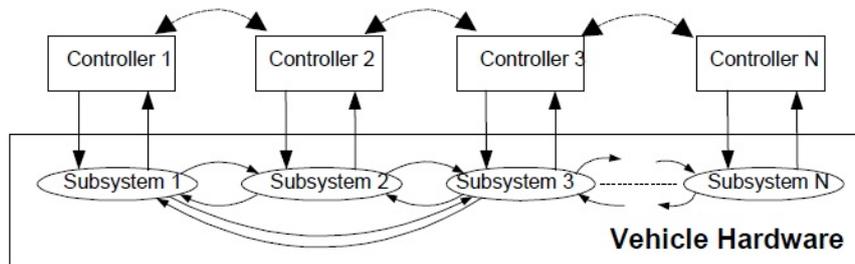


Figure 1.11: Structure de commande décentralisée [GOR 03]

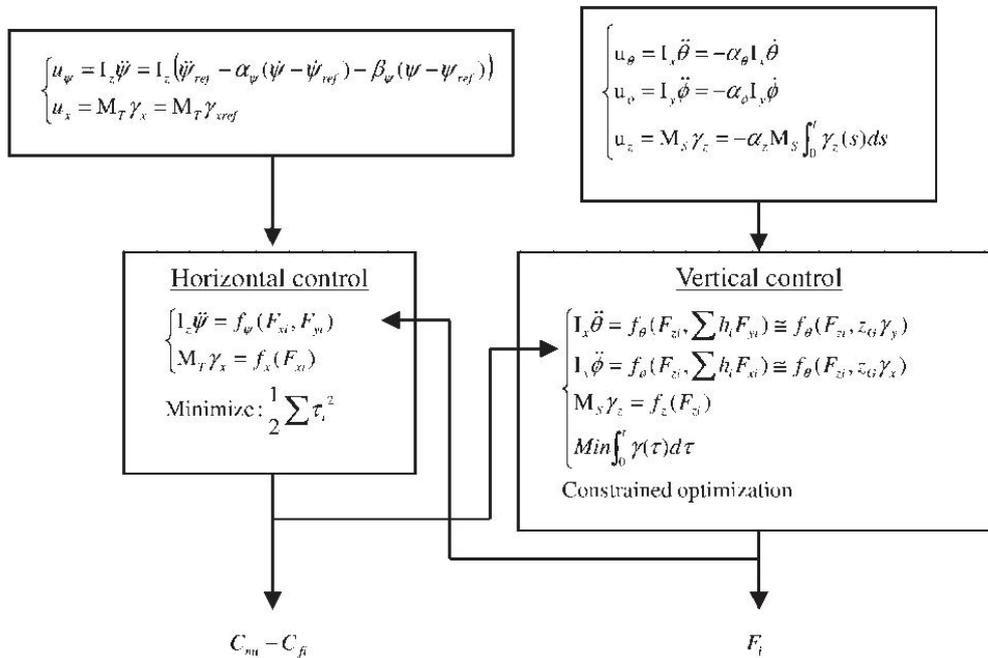


Figure 1.12: Structure de commande des freins et des suspensions actives [CHO 05]

1.4.0.1 Contrôle décentralisé

La réalisation du contrôle décentralisé (Figure 1.11) prévoit la création indépendante des contrôleurs pour les systèmes différents (freins, suspensions, directions) et si nécessaire des possibilités de communication directe entre les contrôleurs locaux. L'avantage principal de ce type d'approche du CGC consiste en la possibilité de création de manière (quasi-)indépendante de différents contrôleurs locaux. Cependant, il est difficilement envisageable de combiner de cette façon plus de deux systèmes.

Un très bon exemple d'application de ce type de CGC est présenté dans [CHO 05], où il a été proposé d'utiliser le CGC décentralisé basé sur le système de freinage et les suspensions actives pour la stabilisation du véhicule léger (Figure 1.12). Les forces longitudinales sont produites par les freins pour le contrôle de la dynamique longitudinale et en lacet, l'optimisation sous contraintes est utilisée pour trouver les taux de glissement à réaliser sur les roues du véhicule (bloc "Horizontal control" sur la Figure 1.12). Une boucle de commande bas niveau du système de freinage est utilisé pour produire les couples de freinage à appliqué pour réaliser les taux de glissement longitudinaux désirés. Les forces verticales à produire par les suspensions actives sont déterminées par la minimisation de l'accélération verticale de la caisse sous contraintes qui font que la vitesse de roulis, la vitesse de tangage et la vitesse verticale tendent asymptotiquement vers zéro.

Un autre CGC décentralisé est proposé dans [ODE 99] où le système de direction avant active et le système de freinage sont utilisés pour la prévention du renversement de véhicule (Figure 1.13). Quand le véhicule n'est pas exposé au risque de renversement immédiat, le système de direction avant est utilisé pour amortir le mouvement de roulis ce qui réduit considérablement le risque des situations accidentogènes. Lors de la situation d'urgence le contrôleur de direction modifie l'angle de braquage des roues avant pour prévenir le renversement. En même temps, le système de freinage ralentit le véhicule. Il n'y pas de communication directe entre les systèmes de freinage et de direction.

1.4.0.2 Contrôle par supervision

Quand la coordination de systèmes se fait par la supervision (Figure 1.14), les contrôleurs locaux sont réalisés de manière indépendante et agissent en ne prenant pas en compte les actions des autres systèmes. Le superviseur évalue la situation de conduite en terme de dynamique du véhicule et active un ou plusieurs contrôleurs locaux en même temps pour une tâche spécifique. Ce type de coordination a pour avantages la possibilité de garder les contrôleurs fournis par les différents équipementiers et la capacité de travail des contrôleurs locaux sans surveillance en cas de dysfonctionnement du superviseur.

La coordination du système de freinage et des suspensions actives par supervision appliquée au véhicule léger a été proposé dans [POU 08] (Figure 1.15). Le superviseur (appelé moniteur dans le travail) évalue la situation de conduite et transmet

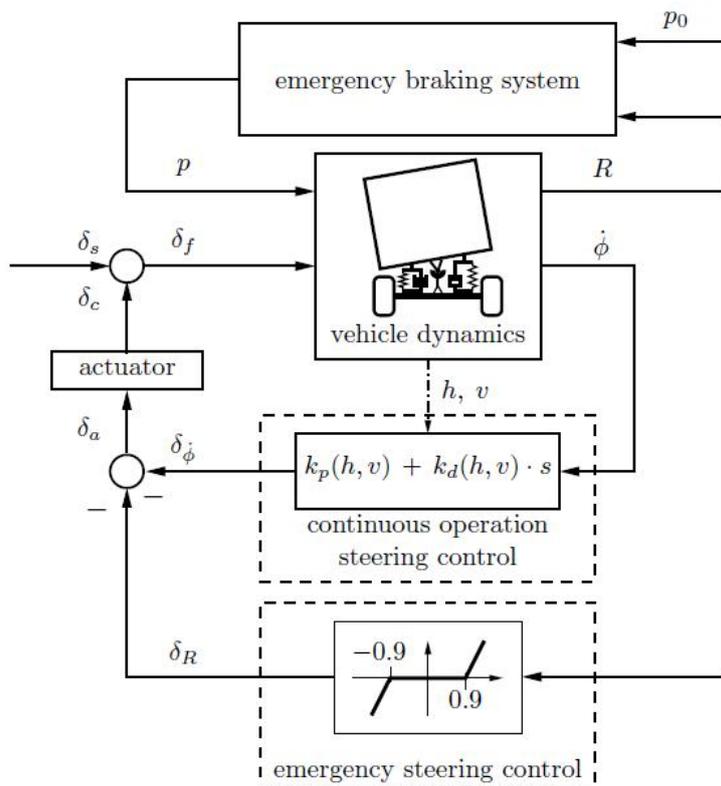


Figure 1.13: Structure de commande des freins et de direction avant active [ODE 99]

aux contrôleurs locaux (freins et suspensions) l'information sur cette situation ce qui permet d'éviter les conflits entre les systèmes et d'améliorer la performance du véhicule. Le paramètre transmis par le superviseur au système de freinage est basé sur les glissements longitudinaux des roues : il est égal à 0 quand le glissement devient important (situation critique) et égal à 1 quand la situation est normale. Ce paramètre est un paramètre variant dans le contrôleur LPV/H_∞ ¹⁰ des freins. Le paramètre transmis au contrôleur de suspensions dépend lui aussi des glissements longitudinaux des roues et pendant les situations critiques les caractéristiques suspensions sont ajustées pour une meilleure tenue de route.

Une autre approche d'intégration de différents systèmes - système DSC¹¹ (freinage, propulsion) et AFS¹² (direction avant active) - a été proposée dans [HE 06] (Figure 1.16a). Les contrôleurs DSC et AFS sont indépendants et leur intégration se fait par un superviseur (bloc 'Rule based integration scheme') qui détermine la séquence d'activation de deux contrôleurs en fonction du domaine du fonctionne-

10. LPV est l'abréviation de Linear Parameter Varying

11. Dynamic Stability Control

12. Active Front Steering

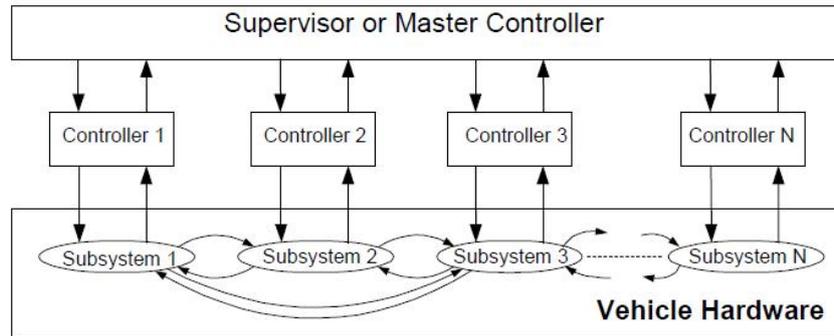


Figure 1.14: Structure de commande avec un superviseur [GOR 03]

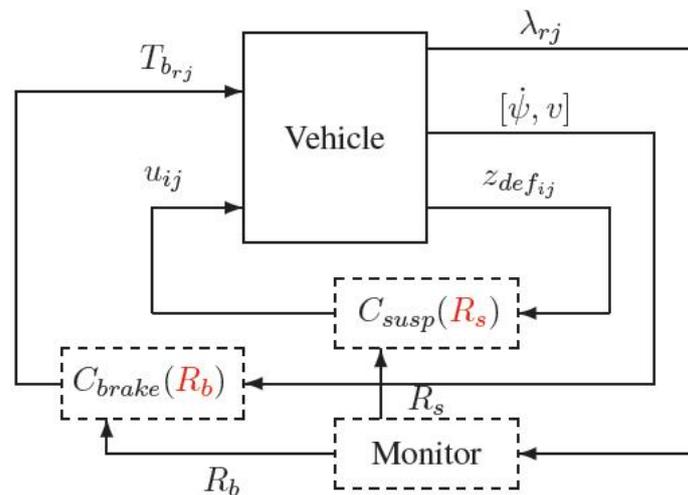


Figure 1.15: Structure de commande du système de freinage et des suspensions [POU 08]

ment du véhicule. Dans ce travail, le plan de phase $\beta - \dot{\beta}$ (angle de dérive - dérivée première de l'angle de dérive) est utilisé pour définir les différents domaines de fonctionnement (Figure 1.16b).

1.4.0.3 Contrôle centralisé

Le contrôle centralisé prévoit la réalisation d'un contrôleur global qui prend toutes les décisions concernant les actions de différents actionneurs pour stabiliser le véhicule. Cependant, il n'est pas nécessaire que ce contrôleur réalise des fonctions de contrôle de bas niveau, telles que par exemple les fonctions de contrôle de glissement. Selon [POR 08] l'avantage principal de ce type de contrôle consiste en une amélioration des performances du véhicule par rapport aux autres types de contrôle (par supervision ou quand les différents contrôleurs agissent sans aucune

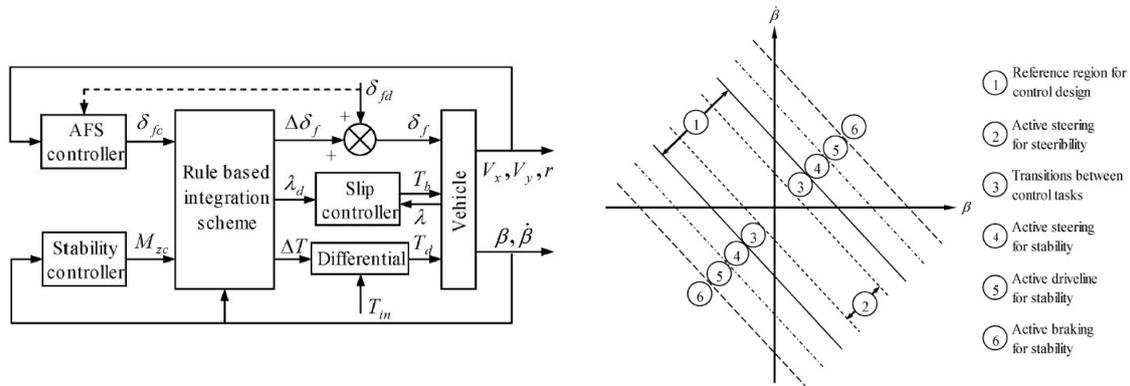


Figure 1.16: Structure de commande du système de freinage, de propulsion et de direction avant [HE 06] : a) Structure de commande ; b) Domaines de fonctionnement du véhicule pour le bloc 'Rule based integration scheme'.

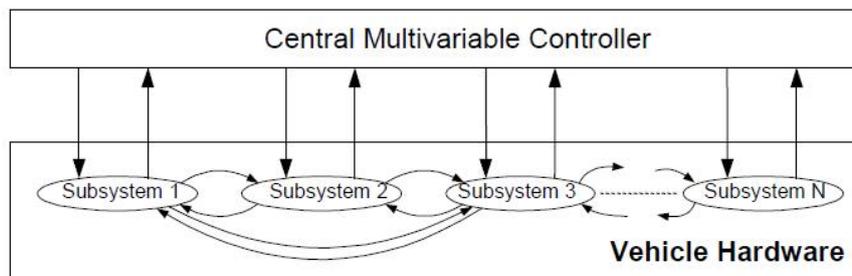


Figure 1.17: Structure de commande centralisée [GOR 03]

coordination). En plus, avec le CGC centralisé bien élaboré, en cas de dysfonctionnement d'un ou de plusieurs actionneurs et lorsque ce dysfonctionnement est détecté, d'autres actionneurs peuvent être utilisés pour compenser cette perte.

Le nombre d'études sur cette catégorie de CGC est très important. Certaines choisissent un nombre limité d'actionneurs à activer pour ne pas faire face au sur-actionnement du véhicule, les autres considèrent le véhicule comme étant sur-actionné et proposent d'utiliser les actionneurs de manière optimale. Dans cette étude, nous nous limiterons à la deuxième sous-catégorie de CGC, et, dans ce cadre, deux approches différentes peuvent être envisagées :

- 1 un CGC basé sur la séparation de tâches de régulation et de distribution d'actions parmi les actionneurs. Ce type de CGC's est souvent appelé la commande hiérarchisée. La distribution des actions parmi les actionneurs se fait de manière optimale ou sous-optimale. Les exemples de ce type de CGC sont présentés dans [LAI 07], [MOK 04], [KNO 08], [SHE 06], [SUN 08], [AKH 10]. Le CGC présenté dans [LAI 07] (Figure 1.18) est un exemple typique de cette approche. Les modules principaux de cette structure sont : (i) le Driver Inter-

premier traduit les commandes du conducteur au niveau du volant, des pédales d'accélération et de freins en vecteur de la trajectoire désirée (vitesses longitudinale, latérale et de lacet); (ii) le Path Controller est un régulateur (type PI) qui détermine l'effort total au niveau du centre de gravité à générer pour stabiliser le véhicule; (iii) le Control Allocator distribue les actions parmi les actionneurs, un critère de coût de forme quadratique est minimisé à chaque pas de temps pour cette procédure.

- un CGC (structure non-hiérarchisée) qui réalise la distribution des actions parmi les actionneurs (le véhicule est sur-actionné) afin de stabiliser le véhicule de manière optimale. Ce type de CGC fait souvent appel à la commande prédictive à base de modèles comme cela a été fait dans [FAL 07], [CHA 07]. Le CGC proposé dans [CHA 07] (Figure 1.19) est basé sur la commande prédictive à base de modèle linéaire à temps variant (LTV) et est capable de stabiliser le véhicule sur les références générés à partir des consignes du conducteur ou par le système de type 'évitement de collision' en utilisant les freins et la direction avant du véhicule.

Une étude bibliographique plus détaillée sur ces deux catégories de CGC sera présentée dans le Chapitre 4.

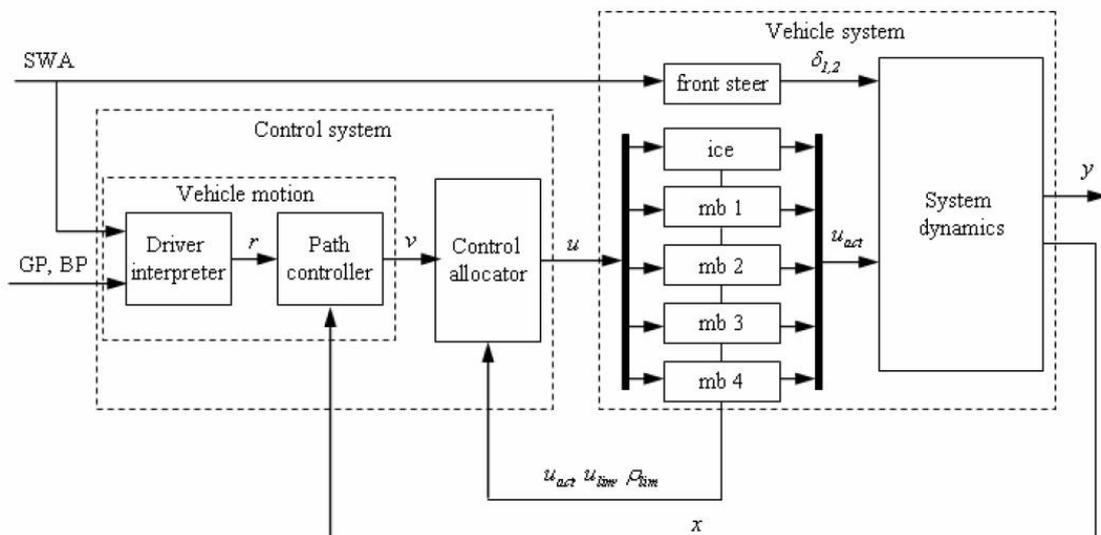


Figure 1.18: Structure de commande centralisée hiérarchisée [LAI 07]

1.5 Positionnement du travail

Ce travail est en partie la suite du travail de [POR 08] qui a étudié la possibilité d'améliorer le comportement du véhicule léger par l'utilisation combinées des actionneurs différents, et plus particulièrement, de la combinaison "freins - directions".

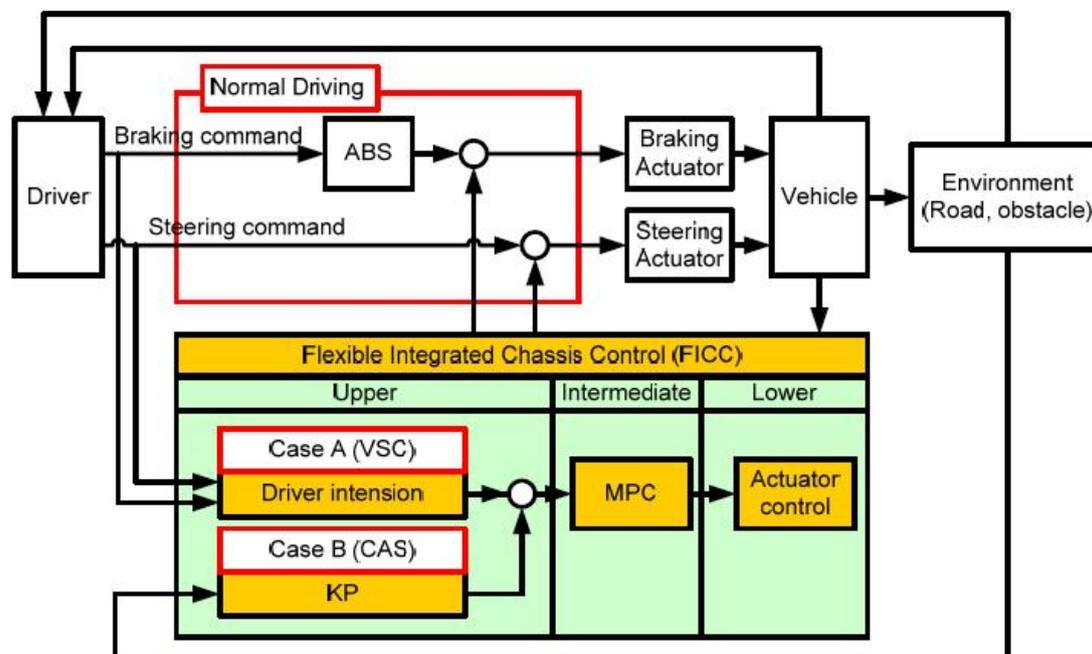


Figure 1.19: Structure de commande centralisée par commande prédictive [CHA 07]

L'objectif principal de ce travail est la démonstration du gain que peut avoir la combinaison d'actions de différents actionneurs sur la stabilité en lacet et en roulis du véhicule par rapport à la configuration où seuls les freins sont utilisés pour la stabilisation du véhicule (contrôle par les systèmes de type ESP). Pour ceci, nous développons et testons en simulations les contrôleurs de type "centralisé", car selon [POR 08] ce type de contrôle permettrait le meilleur niveau de performances du véhicule. Le travail préliminaire de ce développement consiste en la réalisation d'un certain nombre de modèles de complexité différente nécessaires pour la simulation et la réalisation de la commande. Ensuite, nous étudions les problèmes de stabilité en lacet et en roulis du véhicule poids lourd, définissons les critères permettant la détection précoce de l'instabilité du système et choisissons les prestations qui peuvent être utilisées pour l'évaluation des performances du véhicule. Après cette étape, nous développons les lois de commande pour le contrôle "centralisé" du véhicule et évaluons les différentes configurations d'actionneurs pour la stabilisation du véhicule. Une description plus détaillée des chapitres de ce mémoire est présentée ci-dessous :

– Chapitre 2. Modélisation

Dans ce chapitre, après la présentation de l'état de l'art sur la modélisation des véhicules poids lourds et du pneumatique, nous donnons quelques détails sur le modèle "Simutruck" à 27 DDL utilisé dans ce travail pour la simulation. Ensuite, nous faisons un certain nombre d'hypothèses pour simplifier ce

modèle et en dérivons des modèles à 8, 5 et 2 DDL qui nous serviront pour le développement de la commande. Ces modèles sont validés par rapport au modèle "Simutruck". Dans ce travail nous utilisons le modèle du pneumatique "Magic Formula" de H. Pacejka [PAC 06]. Ce modèle permet le calcul des forces latérales, longitudinales et le moment d'auto-alignement au niveau du contact du pneumatique avec le sol. Même si ce modèle est très connu dans milieu travaillant sur la dynamique du véhicule, nous donnons l'expression de ses équations. La dynamique des actionneurs est prise en compte dans la simulation, nous les modélisons par des modèles linéaires simples qui sont discutés à la fin du chapitre.

Les contributions principales de cette partie du travail consistent en (i) un choix pertinent de la modélisation et en développement des modèles de la dynamique du véhicule suffisamment représentatifs de la réalité pour l'application concrète et en (ii) la validation de ces modèles.

– Chapitre 3. Analyse de stabilité et choix des prestations

Dans ce chapitre nous traitons les problèmes de stabilité en roulis et en lacet du véhicule poids lourd de type "porteur". Nous utilisons des modèles simples mais suffisamment représentatifs pour présenter ces problèmes. Pour chaque type d'instabilité nous choisissons un critère qui permet la détection précoce du développement de la situation accidentogène. Ensuite, nous définissons les prestations (manœuvre + critères associés) qui permettent d'évaluer de manière objective les performances du véhicule.

Les contributions principales de ce chapitre sont les suivantes : (i) la comparaison des critères de renversement qui facilite le choix pour des applications de contrôle ou alerte au renversement ; (ii) le choix des prestations.

– Chapitre 4. Contrôle global du châssis

Ce chapitre porte sur le développement des contrôleurs de type CGC "centralisé" permettant de gérer le sur-actionnement du véhicule et de prendre en compte des contraintes à différents niveaux : le premier est basé sur la structure hiérarchisé, le deuxième est un contrôleur prédictif basé sur le modèle linéaire à temps variant (LTV-MPC). Les contrôleurs développés sont testés pour une seule configuration d'actionneurs et une seule manœuvre et l'analyse simpliste de leur robustesse est réalisée.

La contribution de cette partie de travail porte principalement sur l'adaptation des contrôleurs et des modèles associés déjà bien étudiés en application des véhicules légers pour les problématiques des véhicules poids lourds. Ces derniers sont particulièrement sensibles au problème de renversement et l'adaptation des contrôleurs passe par la prise en compte de cette particularité et la réalisation des fonctions anti-renversement.

– Chapitre 5. Comparaison des configurations d'actionneurs

Dans cette partie du travail, nous nous intéressons à la comparaisons de différentes configurations d'actionneurs utilisées pour le contrôle de roulis et de lacet du véhicule poids lourd. Les configurations retenues sont les suivantes : (i) direction avant ; (ii) système de freinage ; (iii) système de freinage + direction arrière ; (iv) système de freinage + direction avant + direction arrière. Ce chapitre contient les contributions principales de tout le travail et permet d'obtenir une vision sur l'efficacité d'utilisation des combinaisons d'actionneurs.

Chapitre 2

Modélisation

Sommaire

2.1	Introduction	21
2.1.1	La dynamique du véhicule	22
2.1.2	Les pneumatiques	23
2.2	Modèles de la dynamique du véhicule	25
2.2.1	Modèle complet Simutruck	25
2.2.2	Modèles simplifiés de la dynamique du véhicule	30
2.3	Modèle de pneumatique	37
2.3.1	Modèle vertical	37
2.3.2	Modèle longitudinal et latéral	38
2.4	Modèle de la roue	43
2.5	Modèles des actionneurs	44
2.5.1	Système de freinage	44
2.5.2	Direction	45
2.6	Conclusion	46

2.1 Introduction

Le modèle est un élément-clé pour l'étude du système ainsi que pour le développement des lois de commande. La simulation nécessite la représentation du comportement du système la plus réaliste possible et les modèles utilisés pour cet objectif sont souvent très complexes et leur utilisation pour la commande et l'observation peut être très difficile, voir impossible. Dans le but d'adapter les modèles à ces problèmes, un certain nombre d'hypothèses simplificatrices peut être fait. Les modèles qui dérivent de ces simplifications ne permettent de représenter qu'une partie des phénomènes de la dynamique du système mais peuvent être suffisamment précis pour l'application concrète.

Dans ce chapitre nous donnons un aperçu rapide sur l'état de l'art de la modélisation de la dynamique du véhicule et des pneumatiques. Nous présentons, par la suite, le modèle complexe de la dynamique du véhicule poids lourd développé par Boitard [BOI 99] et qui nous servira de plateforme pour la simulation et la validation des solutions de contrôle qui seront proposées dans le cadre de ce travail. En effet, ce modèle a été validé sur plusieurs architectures réelles de véhicules lourds et confrontés à des mesures de comportement sur véhicule. À partir de ce modèle nous dérivons un certain nombre de modèles de complexité différente en justifiant les différentes hypothèses simplificatrices réalisées. Ces modèles seront utilisés pour le développement des lois de commande.

2.1.1 La dynamique du véhicule

La dynamique du véhicule, en particulier le véhicule poids lourd, est un objet d'étude relativement complexe, car il nécessite la prise en compte d'un grand nombre de phénomènes différents comme, par exemple, les interactions du véhicule avec l'environnement, les mouvements des masses suspendues et non-suspendues, la dynamique des actionneurs. Les travaux sur la modélisation de la dynamique du véhicule lourd ont commencé dans les années soixantes. La chronologie d'apparition et les contributions des travaux sur ce sujet sont très bien présentées dans [COG 96], [BOI 99] et [BOU 05]. Ici ne seront cités que quelques travaux-clés.

Jindra [JIN 63], [JIN 65] a modélisé le comportement des véhicules de type "tracteur - semi-remorque" et "porteur - remorque" en considérant les mouvements des véhicules dans le plan horizontal à vitesse longitudinale constante. Plus tard, Mikulcik [MIK 71] a introduit dans son modèle les mouvements de roulis, de tangage et de pompage. Krauter et Wilson [KRA 72] ont considéré et modélisé la dynamique de rotation des roues qui permet de calculer le taux de glissement et adoptent des modèles non-linéaires réalistes des pneumatiques. Vincent et Krauter [VIN 73] ont introduit une modélisation plus fine de suspensions simple et tandem. Bernard [BER 73] a modélisé les interactions entre les mouvements de la suspension et la cinématique de la direction. Mallikarjunarao et Segel [MAL 78] ont modélisé le comportement de véhicules multi-articulés en prenant en compte le roulis de chaque châssis et chaque essieu, ensuite dans [MAL 78] ils ont introduit la torsion du châssis du tracteur et celle de la semi-remorque ainsi que des non-linéarités dues au décollement des plateaux de sellette et à l'hystérésis de torsion du châssis.

Cogoluenhes [COG 96] a développé des modèles linéaires de type "roulis-lacet-dérive" dans lesquels des phénomènes tels que la torsion de châssis, le braquage induit par la cinématique des suspensions et le roulis de l'essieu, sont pris en compte. Ces phénomènes sont souvent négligés dans le cas du véhicule léger mais peuvent influencer de manière considérable la dynamique du véhicule lourd. La méthode des équations de Newton-Euler est choisie pour l'écriture des équations du modèle. Le choix judicieux des sous-ensembles et des axes pour l'application du théorème du moment dynamique a permis de ne pas faire intervenir les forces de cisaillement au

niveau du châssis dans les équations.

Boitard [BOI 99] a développé un outil qui permet l'écriture des équations de la dynamique du véhicule lourd en 3D pour différentes combinaisons de véhicules. Il a également mis à disposition des utilisateurs un simulateur très performant réalisé sous Matlab/Simulink et permettant de simuler le comportement des silhouettes des véhicules poids lourd différents. Ces outils sont utilisés dans ce travail comme une base pour les simulations. La modélisation proposée par Boitard est décrite dans la Section 2.2.1.

Sampson dans son travail [SAM 00] propose un certain nombre de modèles de roulis pour représenter le comportement des véhicules de type "porteur" à 3 essieux et "tracteur - semi-remorque". Dans ce travail, deux modèles sont développés pour le véhicule de type "porteur". Le premier est un modèle 2 corps à 4 degrés de liberté (DDL) de type "roulis-lacet-dérive" avec la prise en compte du roulis de la masse suspendue et des masses non-suspendues séparément. Ce modèle linéaire basique est utilisé dans un certain nombre de travaux sur le contrôle anti-renversement du véhicule lourd [GAS 05b], [GAS 05a]. Dans le deuxième modèle de roulis, possédant 6 DDL, la masse suspendue est divisée en deux parties et une liaison rotoïde est introduite entre les parties permettant de prendre en compte la torsion du châssis. Le modèle du véhicule de type "tracteur - semi-remorque" est un modèle 5 corps et possède 9 DDL.

2.1.2 Les pneumatiques

Les actions mécaniques agissant sur le véhicule sont transmises principalement par l'intermédiaire des liaisons "pneumatique-sol". Il n'est donc pas possible de représenter correctement le comportement du véhicule sans avoir un modèle de cette liaison suffisamment représentatif de la réalité. L'obtention de ce modèle est une tâche particulièrement complexe vu la variation importante des conditions d'utilisation des pneumatiques et des caractéristiques de ces derniers.

Dans la littérature, on peut retrouver une large variété de modèles différents. Un aperçu exhaustif sur les modèles existants peut être trouvé dans [PAC 06], [SVE 07]. Les modèles qui présentent un grand intérêt pour notre application sont les modèles physiques simples¹ et les modèles semi-empiriques. Dans ces deux catégories de modèles, on peut aussi considérer une distinction entre les modèles statiques et dynamiques.

Les modèles physiques statiques sont principalement basés sur l'approche de type "poils de brosse" qui considère la bande de roulement du pneumatique comme étant composée de poils reliés à la carcasse du pneumatique. La surface de contact du pneumatique avec le sol est divisée en deux parties : 1) dans la région d'adhérence les forces sont produites par la déformation élastique des poils ; 2) dans la région de glissement les forces sont générées par le frottement au niveau du contact des

1. Contrairement aux modèles physiques complexes de type éléments finis qui ne sont pas considérés dans ce travail.

poils avec le sol. Cette approche est utilisée dans de nombreux modèles dont un des plus connus est le modèle de Dugoff [DUG 69], où les phénomènes de glissements longitudinal et latéral combinés et la dépendance du coefficient de frottement à la vitesse de glissement sont pris en compte. Sur la même approche est basé le modèle TaMeTire [FéV 06]. Celui-ci permet de prendre en compte les caractéristiques des matériaux tels que la rigidité et coefficient d'adhérence, couplées aux températures de surface et interne.

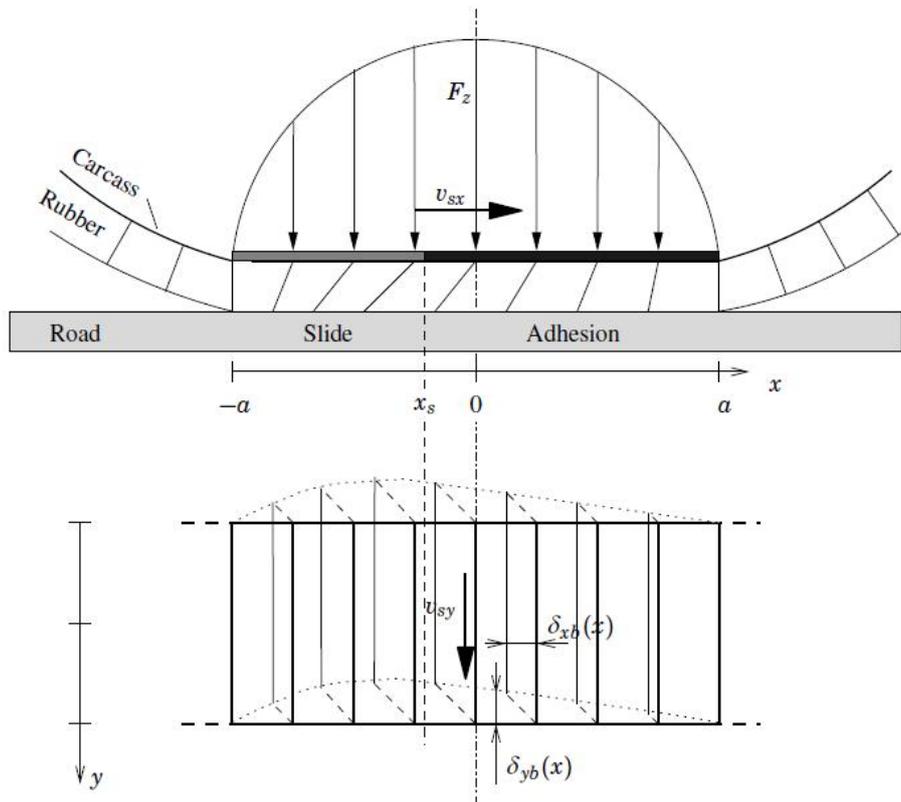


Figure 2.1: La déformation de la bande de roulement du pneumatique selon la théorie de "poils de brosse". La zone de contact se déplace avec la vitesse (v_{sx}, v_{sy}) par rapport à la route. Le point x_s divise les régions d'adhérence et de glissement [SVE 07]

Les modèles physiques dynamiques permettent de représenter le comportement transitoire des pneumatiques qui pour certaines applications ne peut pas être négligé. Les modèles de cette catégorie les plus connus sont basés sur le modèle de frottement dynamique LuGre qui est une extension du modèle de Dahl avec la prise en compte de l'effet de Stribeck [WIT 03]. Les détails sur le modèle du pneumatique basé sur le modèle de frottement LuGre peuvent être retrouvés dans [VEL 05], [DEU 02].

Les modèles semi-empiriques quant à eux sont basés sur les données de mesures

mais contiennent des structures inspirées des modèles physiques ce qui permet de faire l'interpolation. Le modèle semi-empirique qui sert de référence pour un grand nombre d'utilisateurs pour les simulations et la commande est un modèle intitulé "Magic Formula" de Pacejka [PAC 06]. Ce modèle étant de grande importance dans ce travail, ses équations sont données dans la Section 2.3.

Les modèles semi-empiriques peuvent être étendus pour la modélisation du comportement transitoire des pneumatiques. Ce genre de modification a été, par exemple, introduit dans le modèle "Magic Formula" dans [PAC 97]. Malgré le fait que la dynamique de la réponse des pneumatiques peut influencer le comportement du véhicule pendant des manœuvres rapides, nous ne prenons pas en compte dans notre étude cette dynamique.

2.2 Modèles de la dynamique du véhicule

2.2.1 Modèle complet Simutruck

Le modèle de dynamique du véhicule que nous utilisons dans ce travail pour la simulation est celui développé par Boitard [BOI 99] et qui est actuellement utilisé par Volvo 3P Lyon comme simulateur de base. Nous ne nous attachons pas ici à décrire l'ensemble des équations de ce modèle, mais à donner les éléments nécessaires à la compréhension générale du fonctionnement du modèle.

Le modèle Simutruck représente un modèle de type "fonctionnel" : il traduit le fonctionnement macroscopique du véhicule mais pas sa géométrie fine. Cette approche permet de résumer assez simplement le fonctionnement d'un ou plusieurs organes du véhicule.

Les composants principaux du modèle (Fig. 2.2) sont les suivants :

- 1 le châssis
- 2 les suspensions
- 3 la cabine et ses suspensions
- 4 les essieux et les roues
- 5 la direction

Une hypothèse sur la symétrie du véhicule est faite.

Hypothèse 2.2.1 En position d'équilibre en roulis (les angles de roulis = 0) le véhicule est symétrique par rapport au plan vertical passant par les milieux des essieux.

Le modèle pour la silhouette de type "porteur" à 3 essieux possède 27 DDL. L'ensemble du véhicule se déplace à la vitesse longitudinale v_x . Le châssis du véhicule peut avoir des mouvements latéral, vertical, de lacet, de tangage et les roulis de ses deux parties (voir Section 2.2.1.1). Les essieux du véhicule peuvent avoir des mouvements verticaux, latéraux et de roulis (voir Section 2.2.1.2). Chaque roue peut

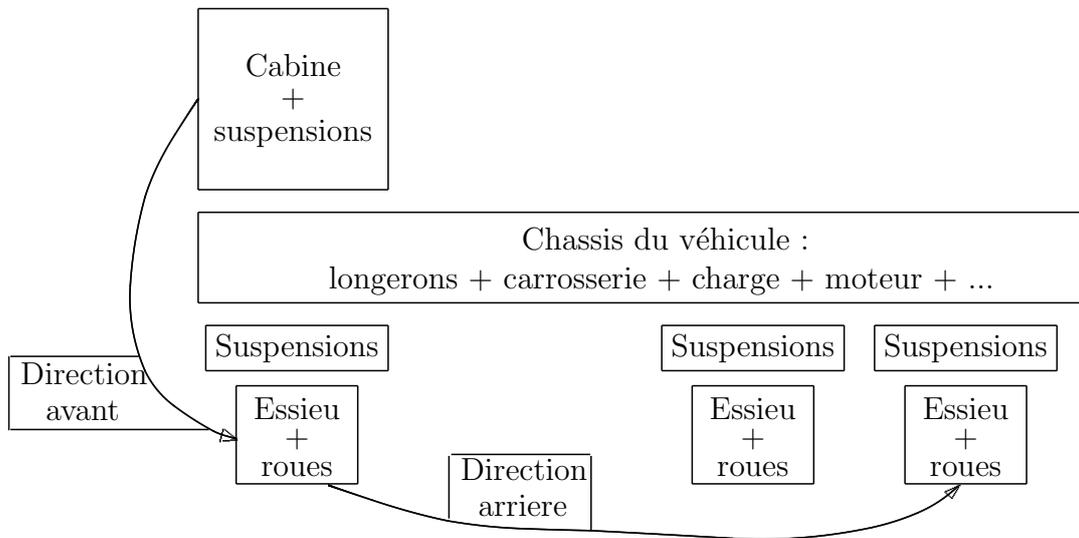


Figure 2.2: Schéma fonctionnel du véhicule pour Simutruck

tourner autour de son axe de symétrie et les roues de deux essieux directeurs peuvent aussi tourner autour de l'axe vertical (voir Section 2.2.1.5). La cabine possède 2 DDL : en roulis et en tangage (voir Section 2).

2.2.1.1 Le châssis

Le châssis est un élément de base du véhicule poids lourd, par conséquent, la modélisation de cet élément joue un rôle très important pour l'obtention d'un modèle représentatif de la réalité. La définition du mot "châssis" qui sera employé par la suite est la suivante [BOI 99] :

Hypothèse 2.2.2 Le châssis du véhicule poids lourd comprend les deux longerons, les traverses, ainsi que tous les organes qui leur sont reliés de façon rigide ou d'une façon qui peut être considérée comme telle. Cela comprend, par extension, la carrosserie ainsi que la charge utile transportée.

Le châssis du véhicule poids lourd ne peut pas être considéré comme une pièce monobloc car les déformations mises en jeu ne sont pas négligeables et influencent considérablement le comportement du véhicule [COG 96]. La torsion du châssis suivant l'axe longitudinal du véhicule étant une déformation principale, l'hypothèse suivante est faite :

Hypothèse 2.2.3 Le châssis est composé de deux corps solides indéformables reliés par une liaison rotoïde selon l'axe longitudinal du véhicule.

2.2.1.2 Les suspensions

Les suspensions du véhicule assurent une fonction de liaison entre le châssis et les essieux. Le problème principal de la modélisation des suspensions du véhicule poids lourd consiste à représenter un organe déformable par des liaisons cinématiques. Certaines hypothèses sont faites pour pouvoir réaliser cette modélisation de façon simple.

Le roulis est un mouvement influençant considérablement le comportement du véhicule. Ce mouvement est pris en compte par l'utilisation de la notion du centre de roulis, voir la définition ci-dessous et la Figure 2.3, qui permet d'avoir une précision satisfaisante [BOI 99], [COG 96] dans la description du mouvement entre le châssis et l'essieu. La définition ISO du centre de roulis est la suivante [ISO] :

Définition 1 Le centre de roulis est un point du plan vertical transversal contenant les centres des roues d'un même essieu, tel que toute force transversale appliquée à la masse suspendue en ce point ne provoque aucun roulis de suspension.

Hypothèse 2.2.4 Le mouvement de roulis du châssis se fait autour de l'axe de roulis passant par les centres de roulis des suspensions

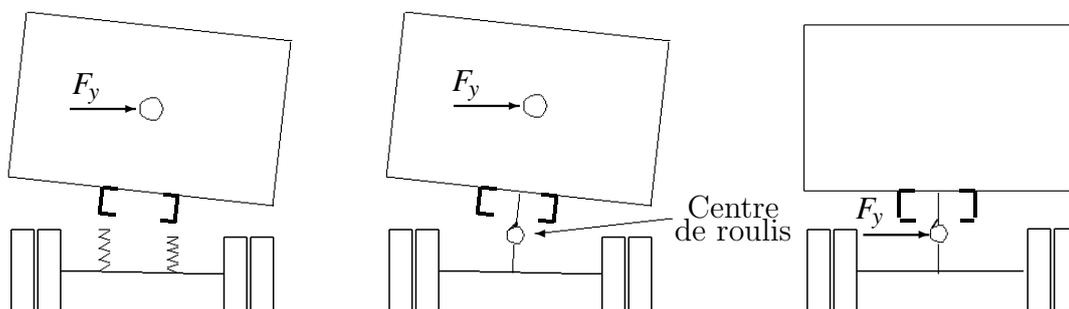


Figure 2.3: Centre de roulis

Le braquage induit, qui est une variation de l'angle de braquage d'une roue, est provoqué par le mouvement des suspensions et de diverses déformations élastiques et est principalement dû au roulis.

Hypothèse 2.2.5 Le braquage induit, jugé comme mouvement parasite, est négligé dans la modélisation de suspensions. Par contre, il est pris en compte de façon indirecte dans la modélisation de l'orientation du plan de jante de la roue.

Le déport latéral de la suspension permet de prendre en compte le retard de phase de la réponse en roulis, car les effort transversaux développés par les pneumatiques s'appliquent d'abord à l'essieu et, par l'intermédiaire des suspensions, remontent au châssis.

Le pompage est un mouvement vertical de l'essieu par rapport au châssis. Il est pris en compte par le biais d'un mouvement de rotation autour d'un centre instantané de rotation (point O_{ri} sur la Figure 2.4).

Hypothèse 2.2.6 Le déport latéral et le pompage sont modélisés par une liaison cylindrique d'axe y_2 qui relie le bras tiré fixé à l'essieu avec un solide intermédiaire S_2 sans masse (voir Figure 2.4), dont la fonction consiste à assurer une bonne cinématique de l'essieu par rapport au châssis.

Hypothèse 2.2.7 Les solides S_4 sont des roues reliées par des liaisons rotoïdes à l'essieu S_3 (voir Figure 2.4).

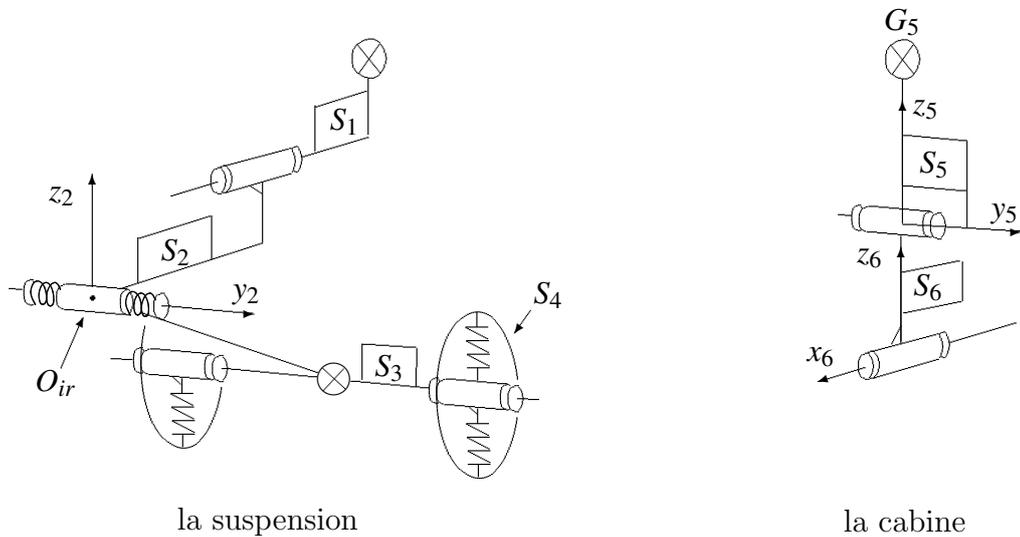


Figure 2.4: Modèles de la suspension et de la cabine : O_{ir} est le centre instantané de rotation, S_1 est le châssis, S_2 est un solide intermédiaire sans masse, S_3 est un essieu, S_4 sont les roues, S_5 est la cabine, S_6 est un solide intermédiaire sans masse

2.2.1.3 La cabine

Le mouvement de la cabine avec sa masse, qui est relativement faible par rapport à l'ensemble du véhicule, n'influence la dynamique du véhicule que d'une manière insignifiante. Par contre, la cabine joue le rôle d'intermédiaire entre le véhicule et le conducteur et c'est dans l'objectif de mieux comprendre le ressenti du véhicule par le conducteur que le mouvement de la cabine est représenté assez finement dans le modèle Simutruck.

Définition 2 Dans ce travail, la cabine désigne la cabine proprement dite, ainsi que les éléments qui lui sont solidarisés, et sa suspension.

Trois hypothèses sont faites pour modéliser le mouvement de la cabine.

Hypothèse 2.2.8 La cabine S_5 (voir Figure 2.4) est un solide parfait avec un plan de symétrie qui coïncide avec le plan de symétrie du véhicule.

Hypothèse 2.2.9 Le mouvement de roulis de la cabine est assuré par une liaison rotoïde suivant l'axe longitudinal du véhicule (voir sur figure 2.4) la liaison du solide intermédiaire sans masse S_6 avec le châssis.

Hypothèse 2.2.10 Le mouvement de tangage de la cabine est assuré par une liaison rotoïde suivant l'axe y_5 (voir Figure 2.4) entre le solide S_5 et le solide S_6 .

2.2.1.4 La direction

La direction est un système qui relie le volant aux roues directrices et permet de changer l'angle de braquage de ces dernières. Mais dans le modèle du véhicule complet, le sous-système "direction" permet de changer l'angle de braquage des roues des essieux non-directeur pour pouvoir prendre en compte le phénomène du braquage induit.

Hypothèse 2.2.11 Le braquage induit est appliqué aux roues en fonction des sollicitations au niveau des suspensions

La modélisation mécanique complète n'est pas réalisée, les relations cinématiques sont considérées.

Hypothèse 2.2.12 La dynamique du système de direction est complètement négligée, les liaisons entre l'angle au volant et les angles de braquage des roues différentes se font par des fonctions polynomiales.

Remarque : La liaison entre le braquage des roues des essieux avant et arrière, qui est basé sur la théorie d'Ackermann et utilisé pour améliorer la manoeuvrabilité du véhicule à basse vitesse et diminuer l'usure des pneumatiques, est supprimée dans cette étude. \square

2.2.1.5 Les roues et le contact sol-roues

Les hypothèses suivantes sont faites :

Hypothèse 2.2.13 Le sol sous les roues est plan, horizontal et infiniment rigide.

Hypothèse 2.2.14 Le contact entre le sol et la roue est ponctuel.

Hypothèse 2.2.15 Le point de contact reste toujours dans le plan de la jante, son déport transversal est négligé.

Hypothèse 2.2.16 Seule la déformation verticale du pneumatique est considérée. Toute autre déformation est négligée.

Hypothèse 2.2.17 L'influence de l'angle de carrossage et de l'angle de pivot (Figure 2.5) sur les forces développées par les pneumatiques est négligée.

Les forces longitudinales et latérales et le moment d'auto-alignement sont calculés par le modèle de Pacejka.

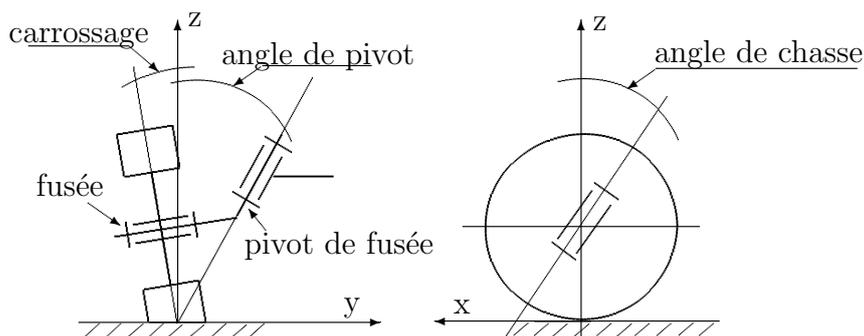


Figure 2.5: Angle de pivot, angle de chasse, angle carrossage

2.2.2 Modèles simplifiés de la dynamique du véhicule

Comme nous l'avons évoqué dans l'introduction de ce chapitre, le modèle complet Simutruck est bien adapté pour la simulation et permet de représenter un grand nombre de phénomènes de la dynamique du véhicule poids lourd, mais sa complexité importante ne permet pas son utilisation directe dans les applications de commande et d'observation. Dans le but d'obtenir des modèles qui soient à la fois suffisamment représentatifs pour ces applications et relativement simples en même temps, nous simplifions le modèle Simutruck et dérivons un certain nombre de modèles simplifiés. Dans cette section nous présentons le modèle non-linéaire à 8 DDL qui permet de représenter le roulis du châssis et des essieux du véhicule avec une bonne précision en prenant en compte la torsion du châssis et nous semble d'être bien adapté pour l'observation du transfert de charge sur le véhicule et permet une bonne estimation des forces verticales au niveau des pneumatiques. Ce modèle peut également être utilisé pour le développement de la commande des barres anti-roulis actives. Ensuite, ce modèle est simplifié d'avantage et le modèle à 5 DDL est obtenu. Dans le modèle à 5 DDL la torsion du châssis est négligée et toutes les masses non-suspendues sont considérées comme un seul corps rigide. Ce modèle permet de représenter les phénomènes de roulis-lacet-dérive du véhicule et est utilisé dans ce travail pour les applications de commande. L'hypothèse que les mouvements de roulis des masses suspendues et des masses non-suspendues ont une faible influence sur la dynamique du véhicule dans le plan horizontal permet de dériver un modèle du

mouvement plan à 3 DDL et sa version linéarisé à 2 DDL qui serviront eux-aussi pour le développement de la commande.

2.2.2.1 Modèle à 8 DDL

Les degrés de liberté de ce modèle sont les suivantes :

- mouvement longitudinal de l'ensemble du véhicule
- mouvement latéral de l'ensemble du véhicule
- mouvement de lacet de l'ensemble du véhicule
- mouvement de roulis de la partie avant du châssis
- mouvement de roulis de la partie arrière du châssis
- mouvement de roulis de l'essieu avant
- mouvement de roulis de l'essieu milieu
- mouvement de roulis de l'essieu arrière

Le modèle simplifié à 8 DDL (dont la modélisation est très similaire et est inspirée du modèle décrite dans [COG 96]) peut être vu comme étant dérivé d'un modèle complet en prenant en compte les hypothèses suivantes :

Hypothèse 2.2.18 Le mouvement de la suspension est un mouvement de roulis pur. Le pompage et le déport latéral sont négligés.

Hypothèse 2.2.19 La cabine est fixée de manière rigide à la partie avant du châssis.

Hypothèse 2.2.20 Les angles de roulis de toutes les parties du véhicule sont petits.

Hypothèse 2.2.21 Les moments d'auto-alignement agissant sur les pneumatiques sont négligés.

Dans cette partie on s'appuie sur les schémas présentés sur les Figures 2.6 et 2.7 en négligeant les mouvements verticaux de pompage et de tangage.

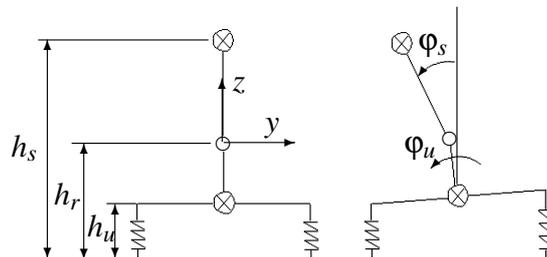


Figure 2.6: Modèle simplifié du véhicule

Les équations du modèle simplifié sont obtenues par l'application de la méthode des équations de Newton-Euler. La mise en équation du modèle est donnée dans l'Annexe 5.4. Ici ne seront présentés que les résultats finaux.

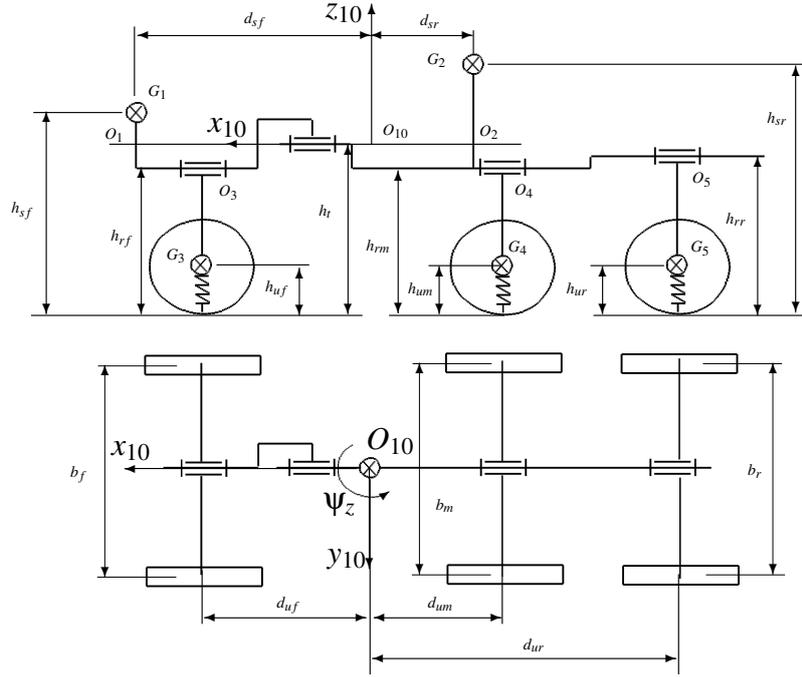


Figure 2.7: Paramétrage du modèle

En appliquant le théorème de la somme dynamique au véhicule entier, en projection sur la direction longitudinale, on obtient l'équation suivante :

$$m(\dot{v}_x - v_y \ddot{\Psi}_z) = \sum_{i=1}^6 F_{xi} \quad (2.1)$$

où m est la masse totale du véhicule, v_x est la vitesse longitudinale du véhicule dans le repère $R_{10} : [O_{10}, \vec{x}_{10}, \vec{y}_{10}, \vec{z}_{10}]$ lié au véhicule, v_y est la vitesse latérale dans le repère R_{10} , $\ddot{\Psi}_z$ est la vitesse de lacet du véhicule, F_{xi} est la force longitudinale développée par le pneumatique de la $i^{\text{ème}}$ roue (voir Section 2.3 pour les détails sur le modèle de pneumatique).

L'application du même théorème mais en projection sur la direction latérale permet d'obtenir la seconde équation du modèle :

$$\begin{aligned} m(\dot{v}_y + v_x \ddot{\Psi}_z) + m_{sf}((h_t - h_{sf})\ddot{\Phi}_{sf} + d_{sf}\ddot{\Psi}_z) + m_{sr}((h_t - h_{sr})\ddot{\Phi}_{sr} - d_{sr}\ddot{\Psi}_z) \\ + m_{uf}((h_t - h_{rf})\ddot{\Phi}_{sf} + (h_{rf} - h_{uf})\ddot{\Phi}_{uf} + d_{uf}\ddot{\Psi}_z) \\ + m_{um}((h_t - h_{rm})\ddot{\Phi}_{sr} + (h_{rm} - h_{um})\ddot{\Phi}_{um} - d_{um}\ddot{\Psi}_z) \\ + m_{ur}((h_t - h_{rr})\ddot{\Phi}_{sr} + (h_{rr} - h_{ur})\ddot{\Phi}_{ur} - d_{ur}\ddot{\Psi}_z) = \sum_{i=1}^6 F_{yi} \end{aligned} \quad (2.2)$$

où m_{sf} est la masse de la partie avant du châssis, m_{sr} est la masse de la partie arrière du châssis, m_{uf} est la masse non-suspendue avant, m_{um} est la masse non-

suspendue milieu, m_{ur} est la masse non-suspendue arrière, h_t est la hauteur de l'axe de torsion mesurée du niveau de sol, h_{sf} et h_{sr} sont respectivement les hauteurs des centres de gravité des parties avant et arrière du châssis mesurées du niveau de sol, h_{rf} , h_{rm} et h_{rr} sont respectivement les hauteurs des centres de roulis des essieux avant, milieu et arrière mesurées du niveau de sol, h_{uf} , h_{um} et h_{ur} sont respectivement les hauteurs des centres de gravité des masses non-suspendues avant, milieu et arrière mesurées du niveau de sol, d_{sf} et d_{sr} sont les distances longitudinales entre le centre de gravité du véhicule et les centres de gravité des parties avant et arrière du châssis respectivement, d_{uf} , d_{um} et d_{ur} sont les distances longitudinales entre le centre de gravité du véhicule et les centres de gravité des masses non-suspendues avant, milieu et arrière respectivement, ϕ_{sf} et ϕ_{sr} sont les angles de roulis des parties avant et arrière du châssis respectivement, ϕ_{uf} , ϕ_{um} et ϕ_{ur} sont les angles de roulis des masses non-suspendues avant, milieu et arrière respectivement, F_{yi} est la force latérale développée par le pneumatique de la $i^{\text{ème}}$ roue

En appliquant le théorème du moment dynamique au véhicule entier au point O_{10} , en projection sur l'axe vertical \vec{z}_{10} , on obtient :

$$\begin{aligned}
 & (I_{zz,sf} + I_{zz,sr} + m_{sf}d_{sf}^2 + m_{sr}d_{sr}^2)\ddot{\Psi}_z + (I_{xz,sf} + m_{sf}d_{sf}(h_t - h_{sf}))\ddot{\Phi}_{sf} \\
 & \quad + (I_{xz,sr} - m_{sr}d_{sr}(h_t - h_{sr}))\ddot{\Phi}_{sr} \\
 & \quad + (I_{zz,uf} + I_{zz,um} + I_{zz,ur} + m_{uf}d_{uf}^2 + m_{um}d_{um}^2 + m_{ur}d_{ur}^2)\ddot{\Psi}_z \\
 & \quad + I_{xz,uf}\ddot{\Phi}_{uf} + I_{xz,um}\ddot{\Phi}_{um} + I_{xz,ur}\ddot{\Phi}_{ur} + m_{uf}d_{uf}(h_t - h_{rf})\ddot{\Phi}_{sf} \\
 & \quad + m_{uf}d_{uf}(h_{rf} - h_{uf})\ddot{\Phi}_{uf} - m_{um}d_{um}(h_t - h_{rm})\ddot{\Phi}_{sr} - m_{um}d_{um}(h_{rm} - h_{um})\ddot{\Phi}_{um} \\
 & \quad - m_{ur}d_{ur}(h_t - h_{rr})\ddot{\Phi}_{sr} - m_{ur}d_{ur}(h_{rr} - h_{ur})\ddot{\Phi}_{ur} = (F_{y1} + F_{y2})L_f - (F_{y3} + F_{y4})L_m \\
 & \quad - (F_{y5} + F_{y6})L_r + (F_{x2} - F_{x1})b_f + (F_{x4} - F_{x3})b_m + (F_{x6} - F_{x5})b_r \quad (2.3)
 \end{aligned}$$

où $I_{zz,sf}$ et $I_{zz,sr}$ sont les moments d'inertie en lacet des parties avant et arrière du châssis respectivement, mesurés aux centres de gravité de celles-ci, $I_{zz,uf}$, $I_{zz,um}$ et $I_{zz,ur}$ sont les moments d'inertie en lacet des masses non-suspendues avant, milieu et arrière respectivement, mesurés aux centres de gravité de celles-ci, $I_{xz,sf}$ et $I_{xz,sr}$ sont les produits d'inertie lacet-roulis des parties avant et arrière du châssis respectivement, mesurés aux centres de gravité de celles-ci, $I_{xz,uf}$, $I_{xz,um}$ et $I_{xz,ur}$ sont les produits d'inertie lacet-roulis des masses non-suspendues avant, milieu et arrière, mesurés aux centres de gravité de celles-ci, L_f , L_m et L_r sont les distances longitudinales entre le centre de gravité du véhicule et les axes reliant les points de contact des roues des essieux avant, milieu et arrière avec le sol respectivement, b_f , b_m et b_r sont les voies avant, milieu et arrière du véhicule respectivement.

En isolant le système composé de la partie avant du châssis et de l'essieu avant et en appliquant à ce système le théorème du moment dynamique en projection sur l'axe de torsion du châssis $O_1O\vec{x}_{10}$, on peut écrire l'équation suivante :

$$\begin{aligned}
& I_{xx,sf}\ddot{\phi}_{sf} + m_{sf}(h_t - h_{sf})[\dot{v}_y + v_x\dot{\psi}_z + (h_t - h_{sf})\ddot{\phi}_{sf} + d_{sf}\ddot{\psi}_z] + I_{xx,uf}\ddot{\phi}_{uf} \\
& + m_{uf}(h_t - h_{uf})[\dot{v}_y + v_x\dot{\psi}_z + (h_t - h_{rf})\ddot{\phi}_{sf} + (h_{rf} - h_{uf})\ddot{\phi}_{uf} + d_{uf}\ddot{\psi}_z] \\
& = K_{tor}(\phi_{sr} - \phi_{sf}) + D_{tor}(\dot{\phi}_{sr} - \dot{\phi}_{sf}) - K_{uf}\dot{\phi}_{uf} - D_{uf}\dot{\phi}_{uf} \\
& + (F_{z1} + F_{z2})(h_{rf}\phi_{uf} + (h_t - h_{rf})\phi_{sf}) + m_{sf}g(h_{sf} - h_t)\phi_{sf} \\
& + m_{uf}g((h_{uf} - h_{rf})\phi_{uf} + (h_{rf} - h_t)\phi_{sf}) + h_t(F_{y1} + F_{y2})
\end{aligned} \tag{2.4}$$

où $I_{xx,sf}$ et $I_{xx,sr}$ sont les moments d'inertie en roulis des parties avant et arrière du châssis respectivement, mesurés aux centres de gravité de celles-ci, $I_{xx,uf}$, $I_{xx,um}$ et $I_{xx,ur}$ sont les moments d'inertie en roulis des masses non-suspendues avant, milieu et arrière mesurés aux centres de gravité de celles-ci, K_{sf} , K_{sm} et K_{sr} sont les raideurs en roulis des suspensions avant, milieu et arrière respectivement, K_{uf} , K_{um} et K_{ur} sont les raideurs en roulis des essieux avant, milieu et arrière respectivement, D_{sf} , D_{sm} et D_{sr} sont les coefficients d'amortissement en roulis des suspensions avant, milieu et arrière, D_{uf} , D_{um} et D_{ur} sont les coefficients d'amortissement en roulis des pneumatiques des essieux avant, milieu et arrière, g est l'accélération gravitationnelle.

De la même manière, on isole le système composé de la partie arrière du châssis et des essieux milieu et arrière et en appliquant à ce système le théorème du moment dynamique au point O_10 en projection sur l'axe de torsion du châssis \vec{x}_{10} , on obtient :

$$\begin{aligned}
& I_{xx,sr}\ddot{\phi}_{sr} + m_{sr}(h_t - h_{sr})[\dot{v}_y + v_x\dot{\psi}_z + (h_t - h_{sr})\ddot{\phi}_{sr} - d_{sr}\ddot{\psi}_z] + I_{xx,um}\ddot{\phi}_{um} \\
& + m_{um}(h_t - h_{um})[\dot{v}_y + v_x\dot{\psi}_z + (h_t - h_{rm})\ddot{\phi}_{sr} + (h_{rm} - h_{um})\ddot{\phi}_{um} - d_{um}\ddot{\psi}_z] \\
& + I_{xx,ur}\ddot{\phi}_{ur} + m_{ur}(h_t - h_{ur})[\dot{v}_y + v_x\dot{\psi}_z + (h_t - h_{rr})\ddot{\phi}_{sr} + (h_{rr} - h_{ur})\ddot{\phi}_{ur} \\
& - d_{ur}\ddot{\psi}_z] = K_{tor}(\phi_{sf} - \phi_{sr}) + D_{tor}(\dot{\phi}_{sf} - \dot{\phi}_{sr}) - K_{um}\dot{\phi}_{um} - D_{um}\dot{\phi}_{um} \\
& + (F_{z3} + F_{z4})(h_{rm}\phi_{um} + (h_t - h_{rm})\phi_{sr}) - K_{ur}\dot{\phi}_{ur} - D_{ur}\dot{\phi}_{ur} \\
& + (F_{z5} + F_{z6})(h_{rr}\phi_{ur} + (h_t - h_{rr})\phi_{sr}) + m_{sr}g(h_{sr} - h_t)\phi_{sr} \\
& + m_{um}g[(h_{um} - h_{rm})\phi_{um} + (h_{rm} - h_t)\phi_{sr}) + m_{ur}g((h_{ur} - h_{rr})\phi_{ur} \\
& + (h_{rr} - h_t)\phi_{sr}) + h_t(F_{y3} + F_{y4} + F_{y5} + F_{y6})
\end{aligned} \tag{2.5}$$

Les équations de mouvement de roulis des essieux avant, milieu et arrière s'obtiennent par l'application du théorème du moment dynamique au points O_3 , O_4 et O_5 en projection sur les axes longitudinaux passant par les centres de roulis des suspensions.

$$\begin{aligned}
& I_{xx,uf}\ddot{\phi}_{uf} + m_{uf}(h_{rf} - h_{uf})[\dot{v}_y + v_x\dot{\psi}_z + (h_t - h_{rf})\ddot{\phi}_{sf} + (h_{rf} - h_{uf})\ddot{\phi}_{uf} \\
& + d_{uf}\ddot{\psi}_z] = -K_{uf}\phi_{uf} - D_{uf}\dot{\phi}_{uf} + (F_{z1} + F_{z2})h_{rf}\phi_{uf} - K_{sf}(\phi_{uf} - \phi_{sf}) \\
& - D_{sf}(\dot{\phi}_{uf} - \dot{\phi}_{sf}) + m_{uf}(h_{uf} - h_{rf})g\phi_{uf} + h_{uf}(F_{y1} + F_{y2})
\end{aligned} \tag{2.6}$$

$$\begin{aligned}
 I_{xx,um}\ddot{\phi}_{um} + m_{um}(h_{rm} - h_{um})[\dot{v}_y + v_x\dot{\psi}_z + (h_t - h_{rm})\ddot{\phi}_{sr} + (h_{rm} - h_{um})\ddot{\phi}_{um} \\
 - d_{um}\ddot{\psi}_z] = -K_{um}\phi_{um} - D_{um}\dot{\phi}_{um} + (F_{z3} + F_{z4})h_{rm}\phi_{um} - K_{sm}(\phi_{um} - \phi_{sr}) \\
 - D_{sm}(\dot{\phi}_{um} - \dot{\phi}_{sr}) + m_{um}(h_{um} - h_{rm})g\phi_{um} + h_{um}(F_{y3} + F_{y4})
 \end{aligned} \quad (2.7)$$

$$\begin{aligned}
 I_{xx,ur}\ddot{\phi}_{ur} + m_{ur}(h_{rr} - h_{ur})[\dot{v}_y + v_x\dot{\psi}_z + (h_t - h_{rr})\ddot{\phi}_{sr} + (h_{rr} - h_{ur})\ddot{\phi}_{ur} \\
 - d_{ur}\ddot{\psi}_z] = -K_{ur}\phi_{ur} - D_{ur}\dot{\phi}_{ur} + (F_{z5} + F_{z6})h_{rr}\phi_{ur} - K_{sr}(\phi_{ur} - \phi_{sr}) \\
 - D_{sr}(\dot{\phi}_{ur} - \dot{\phi}_{sr}) + m_{ur}(h_{ur} - h_{rr})g\phi_{ur} + h_{ur}(F_{y5} + F_{y6})
 \end{aligned} \quad (2.8)$$

Les équations (2.1)-(2.8) constituent le modèle non-linéaire du véhicule. Les forces longitudinales et latérales sont calculées par le modèle de Pacejka, les détails sur ce modèle sont donnés dans la Section 2.3.

En choisissant l'état $x = [v_x \ v_y \ \dot{\psi}_z \ \phi_{sf} \ \dot{\phi}_{sf} \ \phi_{sr} \ \dot{\phi}_{sr} \ \phi_{uf} \ \dot{\phi}_{uf} \ \phi_{um} \ \dot{\phi}_{um} \ \phi_{ur} \ \dot{\phi}_{ur}]^T$ le système peut s'écrire comme suit :

$$\dot{x} = f(x) + g(x, u) \quad (2.9)$$

2.2.2.2 Modèle de roulis à 5 DDL

Le modèle de roulis à 5 DDL peut être obtenu en simplifiant le modèle à 8 DDL décrit dans la section précédente. Deux hypothèses supplémentaires (??, 2.2.22 et 2.2.23) sont faites pour obtenir cette simplification.

Hypothèse 2.2.22 Le châssis est supposé être rigide et ne subir aucune déformation. Les masses suspendues forment un seul solide rigide.

Hypothèse 2.2.23 Les masses non-suspendues forment un seul solide rigide.

L'état du système est $x = [v_x \ v_y \ \dot{\psi}_z \ \phi_s \ \dot{\phi}_s \ \phi_u \ \dot{\phi}_u]^T$. Le système peut s'écrire sous la forme (2.9) avec de nouvelles fonctions f et g .

2.2.2.3 Modèle latéral

En simplifiant d'avantage le modèle de la dynamique du véhicule ne prenant en compte que les mouvements longitudinal, latéral et de lacet de l'ensemble du véhicule s'écrit :

$$m(\dot{v}_x - v_y\dot{\psi}_z) = \sum_{i=1}^6 F_{xi} \quad (2.10)$$

$$m(\dot{v}_y + v_x\dot{\psi}_z) = \sum_{i=1}^6 F_{yi} \quad (2.11)$$

$$I_{zz}\ddot{\Psi}_z = (F_{y1} + F_{y2})L_f - (F_{y3} + F_{y4})L_m - (F_{y5} + F_{y6})L_r + (F_{x2} - F_{x1})b_f + (F_{x4} - F_{x3})b_m + (F_{x6} - F_{x5})b_r \quad (2.12)$$

L'état du système est $x = [v_x \ v_y \ \dot{\Psi}_z]^T$. Le modèle sous forme de représentation d'état s'écrit comme suit :

$$\dot{x} = \underbrace{\begin{bmatrix} v_y \dot{\Psi}_z \\ -v_x \dot{\Psi}_z \\ 0 \end{bmatrix}}_{f(x)} + \underbrace{\begin{bmatrix} F_{xT}/m \\ F_{yT}/m \\ M_{zT}/I_{zz} \end{bmatrix}}_{g(x,u)} \quad (2.13)$$

où

$$F_{xT} = \sum_{i=1}^6 F_{xi}, \quad (2.14)$$

$$F_{yT} = \sum_{i=1}^6 F_{yi} \quad (2.15)$$

et

$$M_{zT} = (F_{y1} + F_{y2})L_f - (F_{y3} + F_{y4})L_m - (F_{y5} + F_{y6})L_r + (F_{x2} - F_{x1})b_f + (F_{x4} - F_{x3})b_m + (F_{x6} - F_{x5})b_r. \quad (2.16)$$

Les forces longitudinales et latérales sont calculées par le modèle de Pacejka, les détails sur ce modèle sont donnés dans la Section 2.3.

En considérant le modèle linéaire des forces latérales de pneumatiques $F_y = C_\alpha \alpha$ et en négligeant les forces longitudinales et la dynamique longitudinale, le modèle latéral linéaire à 2 DDL peut être obtenu :

$$\begin{bmatrix} \dot{v}_y \\ \ddot{\Psi}_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{-(C_{\alpha f} + C_{\alpha m} + C_{\alpha r})}{mv_x} & \frac{L_m C_{\alpha m} + L_r C_{\alpha r} - L_f C_{\alpha f} - v_x}{mv_x} \\ \frac{L_m C_{\alpha m} + L_r C_{\alpha r} - L_f C_{\alpha f}}{I_{zz} v_x} & -\frac{(L_f^2 C_{\alpha f} + L_m^2 C_{\alpha m} + L_r^2 C_{\alpha r})}{I_{zz} v_x} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v_y \\ \dot{\Psi}_z \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{C_{\alpha f}}{m} \\ \frac{C_{\alpha f} L_f}{I_{zz}} \end{bmatrix} \delta_f \quad (2.17)$$

2.2.2.4 Validation des modèles simplifiés

Les modèles simplifiés sont validés par comparaison des résultats de simulation de ces modèles à ceux de Simutruck. Ce dernier étant validé sur les données expérimentales, il peut être considéré comme une référence. Deux manœuvres sont choisies pour la procédure de validation comme suggéré dans [KIE 05] :

- 1 la manœuvre avec une entrée d'angle au volant de type "Step". Le signal "step" parfait étant irréaliste, il est filtré par un filtre passe-bas du premier ordre avec une constante de temps $\tau = 0.1$ s.

2 la manœuvre avec une entrée d'angle au volant de type "Sinus balayé", les fréquences balayées étant dans la plage de 0.1 à 1 Hz, la fréquence varie linéairement.

Les résultats de simulation sur les manœuvres décrites ci-dessus pour une vitesse longitudinale initiale fixée à 16 m/s (soit environ 58 km/h) sont présentés sur les Figures 2.8 et 2.9.

Comme on peut le constater, le modèle simplifié à 8 DDL représente correctement la dynamique du véhicule dans le plan horizontal et en roulis. Cependant, l'erreur de l'angle de roulis de l'essieu avant (Figures 2.8e et 2.9e) peut être non-négligeable. L'erreur statique (Figure 2.8e) et le léger déphasage aux fréquences élevées de sollicitation (Figure 2.9e) suggèrent que cette erreur est potentiellement due à l'hypothèse que la cabine est fixée rigieusement au châssis. L'incertitude sur les paramètres du modèle peut aussi causer cette erreur.

En ce qui concerne le modèle à 5 DDL, il permet d'avoir de bons résultats pour la vitesse latérale et la vitesse de lacet (Figure 2.8a,b et 2.9a,b). Dans ce modèle, l'influence de la torsion de châssis sur la distribution des moments de roulis parmi les 3 essieux du véhicule est négligée, ce qui peut entraîner une sur-estimation du domaine de stabilité en roulis du véhicule. Les réponses du modèle en roulis sont présentées sur les Figures 2.8d,f et 2.9d,f.

Le modèle du mouvement plan à 3 DDL est représentatif du mouvement de lacet (Figures 2.8b et 2.9b). L'erreur statique de sa réponse en vitesse latérale est quasi-nul. Par contre, à des fréquences de sollicitation élevées, la vitesse latérale est sous-estimée dû au fait que la contribution du mouvement de roulis dans la dynamique latérale soit négligée. En conclusion, les modèles présentés peuvent donc être considérés comme représentatifs des mouvements et des efforts pour lesquels ils sont destinés.

2.3 Modèle de pneumatique

2.3.1 Modèle vertical

Les efforts verticaux des pneumatiques sont calculés en prenant en compte l'hypothèse de la route plane, négligeant l'amortissement vertical des pneumatiques et en faisant l'hypothèse des petits angles. Pour les pneumatiques des roues gauche et droite de l'essieu i les expressions des effort verticaux sont données par :

$$F_{zl} = \frac{F_{zai}}{2} + \frac{K_{ti}b_i}{2}\phi_{ui} + \frac{D_{ti}b_i}{2}\dot{\phi}_{ui} \quad (2.18)$$

$$F_{zr} = \frac{F_{zai}}{2} - \frac{K_{ti}b_i}{2}\phi_{ui} - \frac{D_{ti}b_i}{2}\dot{\phi}_{ui} \quad (2.19)$$

$$(2.20)$$

où F_{zl} et F_{zr} sont les efforts verticaux au niveau des pneumatiques des roues gauche et droite respectivement, F_{zai} est la charge portée par l'essieu i , K_{ti} est la

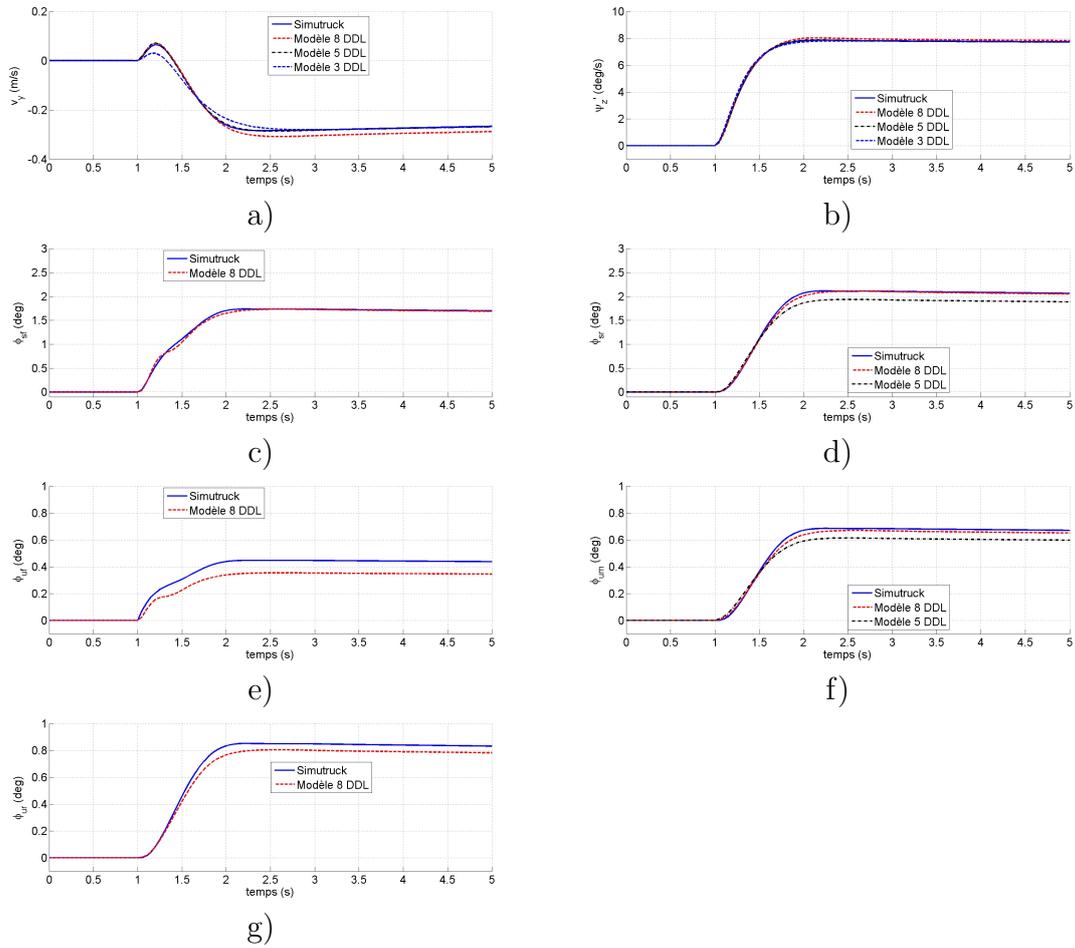


Figure 2.8: Validation de modèles, manœuvre "Step" : a) vitesse latérale ; b) vitesse de lacet ; c) angle de roulis de la partie avant du châssis ; d) angle de roulis de la partie arrière du châssis ; e) angle de roulis de l'essieu avant ; f) angle de roulis de l'essieu milieu ; g) angle de roulis de l'essieu arrière.

rigidité verticale du pneumatique de l'essieu i , D_{ti} est le coefficient d'amortissement du pneumatique de l'essieu i , b_i est la voie au niveau de l'essieu i , ϕ_{ui} est l'angle de roulis de l'essieu i .

2.3.2 Modèle longitudinal et latéral

Le modèle longitudinal/latéral de pneumatique utilisé dans ce travail est un modèle semi-empirique "Magic Formula" de Pacejka. L'avantage principal de ce modèle est sa capacité de décrire le comportement du pneumatique pour le plage de fonctionnement de ce dernier couvrant le domaine de non-linéarités importantes. Ce modèle permet aussi de prendre en compte les différentes conditions d'utilisation telles que l'adhérence et l'état de chargement. Le choix du modèle a aussi été dicté

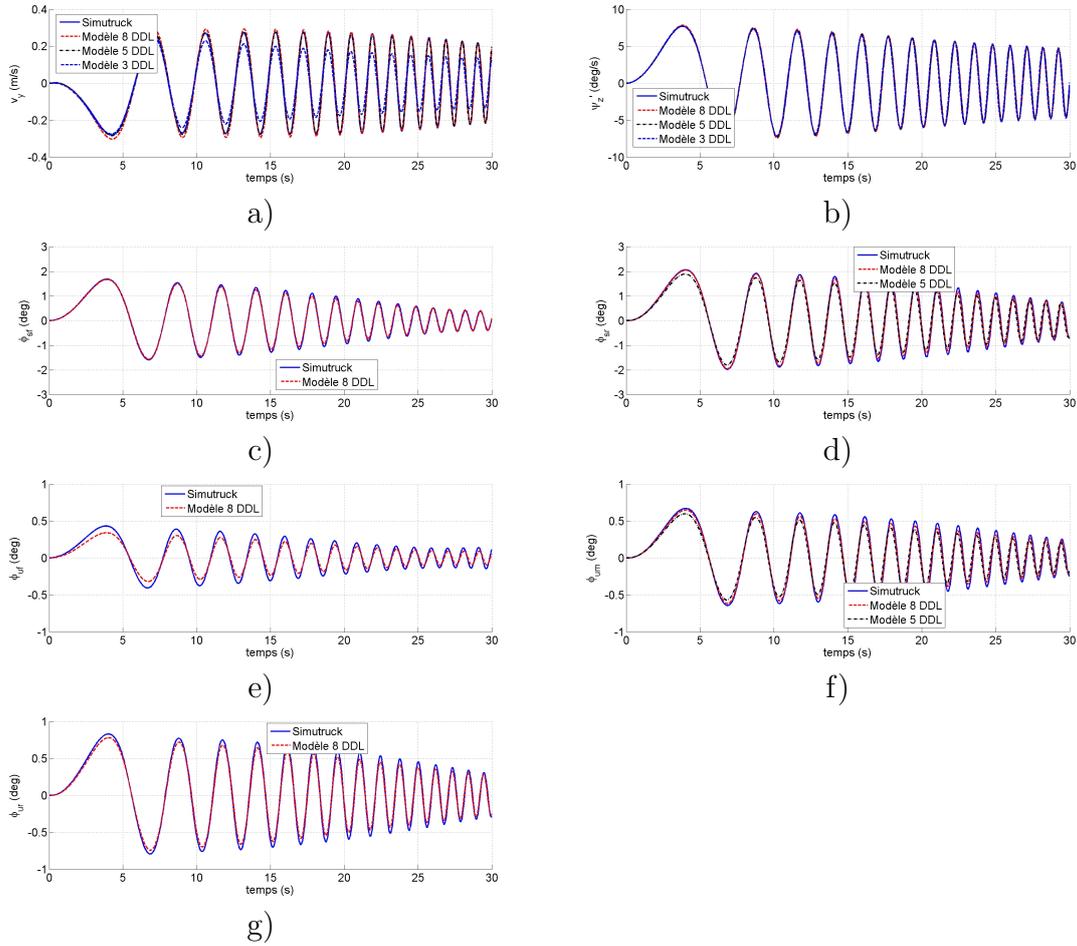


Figure 2.9: Validation de modèles, manœuvre "Sinus balayé" : a) vitesse latérale ; b) vitesse de lacet ; c) angle de roulis de la partie avant du châssis ; d) angle de roulis de la partie arrière du châssis ; e) angle de roulis de l'essieu avant ; f) angle de roulis de l'essieu milieu ; g) angle de roulis de l'essieu arrière.

par la disponibilité des paramètres pour les pneumatiques montés sur le véhicule considéré. Ainsi, les paramètres retenus pour ce modèle sont représentatifs d'une monte réaliste pour l'architecture du véhicule retenue.

Les entrées du modèle sont le taux du glissement longitudinal, l'angle de dérive du pneumatique, l'effort normal et le coefficient d'adhérence.

Le taux de glissement du $i^{\text{ème}}$ pneumatique pour le cas de freinage est donné par l'expression suivante :

$$\kappa_i = \frac{\boldsymbol{\omega}_{t,i} \cdot \boldsymbol{r}_{e,i} - v_{cx,i}}{v_{cx,i}} \quad (i = 1 \dots 6) \quad (2.21)$$

Dans le cas d'accélération le taux de glissement se calcule comme suit :

$$\kappa_i = \frac{\omega_{t,i} \cdot r_{e,i} - v_{cx,i}}{\omega_{t,i} \cdot r_{e,i}} \quad (i = 1 \dots 6) \quad (2.22)$$

L'angle de dérive du $i^{\text{ème}}$ pneumatique se calcule comme suit :

$$\alpha = -\delta_i + \arctan \frac{v_{cy,i}}{v_{cx,i}} \quad (2.23)$$

où δ_i ($i = 1 \dots 6$) est l'angle de braquage de la $i^{\text{ème}}$ roue.

La formule générique qui permet de calculer la force longitudinale pour le cas de freinage/accélération purs, ou la force latérale et le moment d'auto-alignement pour le cas de dérive pure, est donnée par :

$$y_{pur} = D \sin[C \arctan\{B(x + S_H) - E(B(x + S_H) - \arctan B(x + S_H))\}] + S_V \quad (2.24)$$

où y_{pur} est la sortie du modèle : $F_{x,pur}$, $F_{y,pur}$ ou $M_{z,pur}$; x est l'entrée du modèle : glissement longitudinal κ pour le cas de freinage/accélération, l'angle de dérive α pour le cas de dérive de la pneumatique ; B, C, D, E sont les paramètres du modèle, S_H et S_V sont des facteurs de déplacement de la courbe dans le sens horizontal et vertical respectivement.

L'influence des paramètres sur la forme de la courbe, qui représente la sortie du modèle en fonction de l'entrée, est reportée sur la Figure 2.10. Le paramètre D définit la valeur absolue du maximum de la force atteignable, l'ensemble des paramètres B, C et D définissent la pente au point (S_H, S_V) . Le paramètre E qui n'apparaît pas sur la figure influence la pente de la courbe et aussi la courbure au niveau du pic de la courbe. Les facteurs de déplacement de la courbe S_H et S_V définissent le point de symétrie de la courbe.

Les paramètres du modèle sont modifiés en fonction des efforts normaux et du coefficient d'adhérence. Pour le modèle de la force longitudinale ces paramètres peuvent être calculés comme suit :

$$C_{fx} = p_{x1} \exp(0.2 \ln(\mu_x)) \quad (2.25)$$

$$D_{fx} = \mu_x (p_{x2} F_z + p_{x3}) F_z \quad (2.26)$$

$$B_{fx} = \frac{(p_{x4} F_z + p_{x5}) F_z \exp(-p_{x6} F_z)}{C_{fx} \cdot D_{fx}} \quad (2.27)$$

Pour le modèle de la force latérale les paramètres sont modifiés comme suit :

$$C_{fy} = p_{y1} \exp(0.2 \ln(\mu_y)) \quad (2.28)$$

$$D_{fy} = \mu_y (p_{y2} F_z + p_{y3}) F_z \quad (2.29)$$

$$B_{fy} = \frac{(p_{y4} \sin(2 \arctan(F_z/p_{y5}))}{C_{fy} \cdot D_{fy}} \quad (2.30)$$

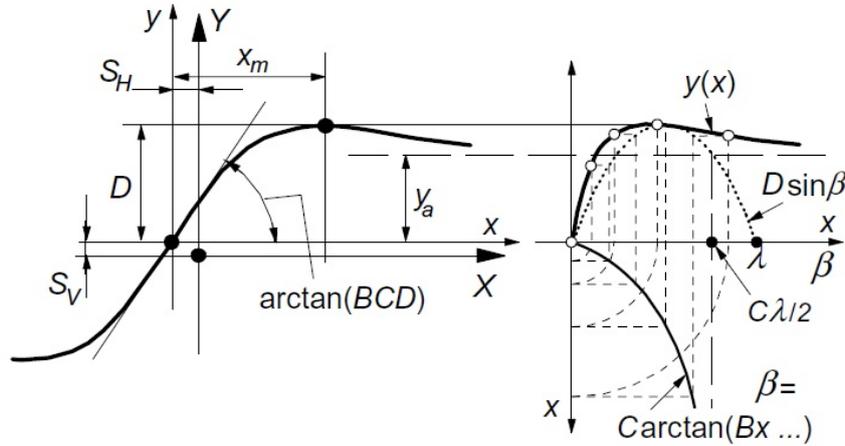


Figure 2.10: Courbe produite par le modèle "Magic Formula" de Pacejka [PAC 06]

où μ_x et μ_y les valeurs maximales des coefficients d'adhérence longitudinale et latérale respectivement.

Pour le cas de couplage de phases de freinage/accélération et de dérive le modèle (2.24) est modifié. L'expression de la force longitudinale s'écrit comme suit :

$$F_x = F_{x,pur} G_{x\alpha} \quad (2.31)$$

$$G_{x\alpha} = \frac{\cos(C_{x\alpha} \arctan(B_{x\alpha} \alpha_S - E_{x\alpha} (B_{x\alpha} \alpha_S - \arctan(B_{x\alpha} \alpha_S))))}{\cos(C_{x\alpha} \arctan(B_{x\alpha} S_{Hx\alpha} - E_{x\alpha} (B_{x\alpha} S_{Hx\alpha} - \arctan(B_{x\alpha} S_{Hx\alpha}))))} \quad (2.32)$$

$$\alpha_S = \alpha + S_{Hx\alpha} \quad (2.33)$$

où $B_{x\alpha}$, $C_{x\alpha}$, $E_{x\alpha}$, $S_{Hx\alpha}$ sont les paramètres du modèle, voir [PAC 06] pour les détails.

La force latérale pour le cas de glissement combiné peut être calculée comme suit :

$$F_y = F_{y,pur} G_{y\kappa} + S_{Vy\kappa} \quad (2.34)$$

$$G_{y\kappa} = \frac{\cos(C_{y\kappa} \arctan(B_{y\kappa} \kappa_S - E_{y\kappa} (B_{y\kappa} \kappa_S - \arctan(B_{y\kappa} \kappa_S))))}{\cos(C_{y\kappa} \arctan(B_{y\kappa} S_{Hy\kappa} - E_{y\kappa} (B_{y\kappa} S_{Hy\kappa} - \arctan(B_{y\kappa} S_{Hy\kappa}))))} \quad (2.35)$$

$$\kappa_S = \kappa + S_{Hy\kappa} \quad (2.36)$$

où $B_{y\kappa}$, $C_{y\kappa}$, $E_{y\kappa}$, $S_{Hy\kappa}$, $S_{Vy\kappa}$ sont les paramètres du modèle, voir [PAC 06] pour les détails.

En ce qui concerne le moment d'auto-alignement, dans cette étude il n'est pas modifié dans le cas de glissement combiné. L'expression du moment d'auto-alignement pour le glissement combiné peut être trouvé dans [PAC 06]. Il faut aussi noter que le moment d'auto-alignement n'est pas du tout pris en compte dans les modèles simplifiés de la dynamique du véhicule : son influence sur la dynamique du véhicule en lacet est beaucoup plus faible que celles des forces latérales et longitudinales des

pneumatiques. Cependant, il ne peut pas être négligé si la modélisation des actionneurs de direction est de niveau élevé et nécessitent une bonne connaissance des moments au niveau des roues.

Les courbes sur les Figures 2.11-2.13 sont produites par le modèle de Pacejka avec des paramètres S_H et S_V fixés à zéro. Les forces latérales sont tracées en fonction de l'angle de dérive α et les forces longitudinales - en fonction du glissement longitudinal κ .

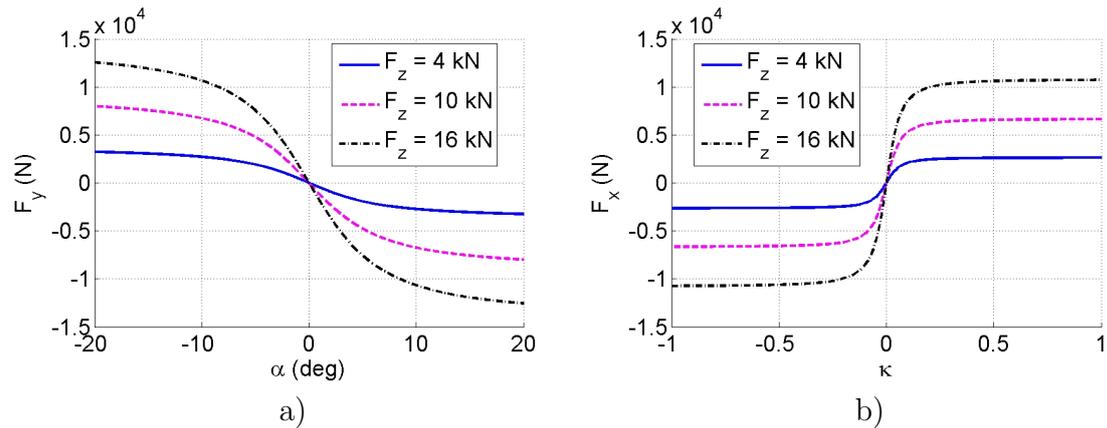


Figure 2.11: Les forces latérales en fonction de l'angle de dérive et les forces longitudinales en fonction du taux de glissement pour des valeurs différentes des forces verticales, $\mu = 0.75$

La Figure 2.11 montre la dépendance des forces longitudinales et latérales de l'effort vertical : on peut bien observer le changement des pentes à l'origine et des amplitudes.

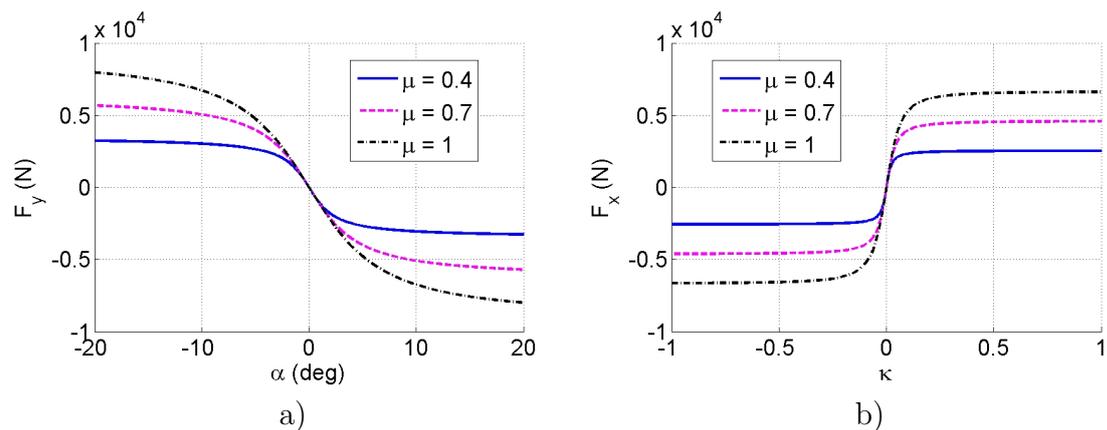


Figure 2.12: Les forces latérales en fonction de l'angle de dérive et les forces longitudinales en fonction du taux de glissement pour des valeurs différentes du coefficient d'adhérence, $F_z = 7.5kN$

L'influence du coefficient d'adhérence sur ces forces est visible sur la Figure 2.12 :

son influence sur la pente à l'origine est plus faible que celle de l'effort vertical mais modifie considérablement l'amplitude des forces latérales et longitudinales. On peut aussi observer que les forces ont tendance à saturer plus "rapidement" pour des valeurs plus faibles du coefficient d'adhérence.

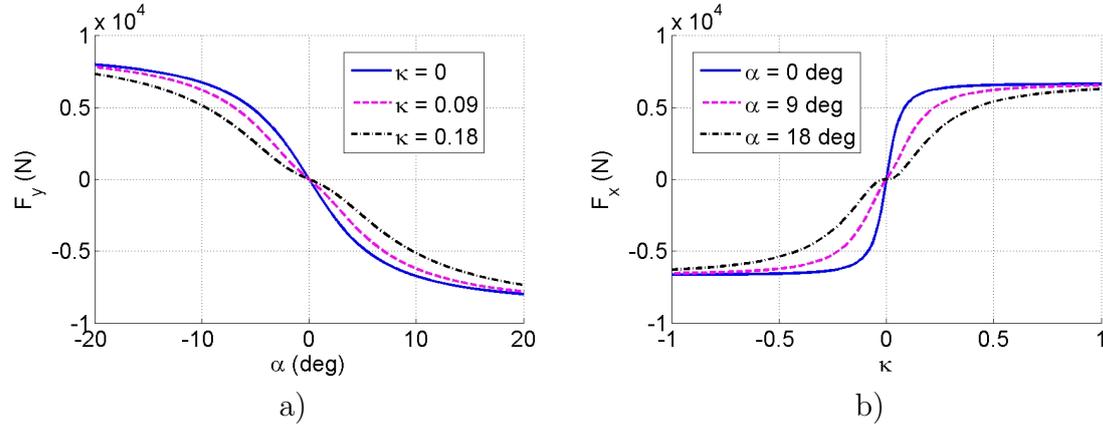


Figure 2.13: Couplage entre les forces longitudinales et latérales des pneumatiques

Les forces latérales et longitudinales pour le cas du glissement combiné sont présentées sur la Figure 2.13. La pente et l'amplitude de la force latérale en fonction de l'angle de dérive sont réduites quand le taux de glissement longitudinal augmente (voir Figure 2.13a). La même observation peut être faite pour la force longitudinale en fonction du taux de glissement avec la croissance de l'angle de dérive (voir Figure 2.13b).

Le concept d'ellipse d'adhérence permet de définir les limites des forces que le pneumatique peut développer.

$$\frac{F_y^2}{F_{y,\max}^2} + \frac{F_x^2}{F_{x,\max}^2} \leq 1 \quad (2.37)$$

2.4 Modèle de la roue

Le modèle de la dynamique de rotation de la roue s'obtient en prenant en compte les hypothèses décrites ci-dessous et en appliquant le théorème du moment dynamique en projection sur l'axe de rotation y de la roue.

Hypothèse 2.4.1 Seules les forces longitudinales au niveau du contact roue-sol et les couples moteur/freinage agissent sur la dynamique de rotation des roues autour de l'axe y .

$$I_{yy,ti} \dot{\omega}_{ti} = -r_{ei} F_{xi} + (T_{mi} - T_{bi}) \quad (2.38)$$

où $I_{yy,ti}$ est le moment d'inertie de la $i^{\text{ème}}$ roue par rapport à l'axe de rotation de la roue (axe \vec{y}), ω_{ti} est la vitesse angulaire de rotation de la $i^{\text{ème}}$ roue (autour de l'axe \vec{y}), r_{ei} est le rayon effectif de la $i^{\text{ème}}$ roue, T_{mi} est le couple moteur appliqué à la $i^{\text{ème}}$ roue, T_{fi} est le couple de freinage appliqué à la $i^{\text{ème}}$ roue.

Par la suite, dans la partie contrôle du freinage bas niveau, nous aurons besoin d'avoir une expression de la dynamique du glissement de la roue. En partant de l'équation (2.21) et en prenant en compte l'équation (2.38) nous obtenons l'expression suivante :

$$\begin{aligned} \dot{\kappa}_i &= \frac{\dot{\omega}_{ti}r_{ei}v_x - \dot{v}_{cxi}\omega_{ti}r_{ei}}{v_{cxi}^2} = \frac{1}{v_{cxi}} (\omega_{ti}r_{ei} - \dot{v}_{cxi}(\kappa_i + 1)) \\ &= \frac{1}{v_{cxi}} \left(\frac{r_{ei}}{I_{yy,ti}} (-r_{ei}F_{xi} - T_{bi}) - \dot{v}_{cxi}(\kappa_i + 1) \right) \end{aligned} \quad (2.39)$$

2.5 Modèles des actionneurs

2.5.1 Système de freinage

Comme cela a déjà été dit dans la Section 1.3 le système de freinage actuellement installé sur la plupart des véhicules poids lourds est un système pneumatique. Son remplacement par le système "Brake-by-wire" avec des actionneurs électromécaniques (EMB²) permet d'améliorer la précision du contrôle de glissements des roues. Des modèles de EMB de complexité différente sont proposés dans la littérature [KWA 04], [PET 03]. Dans [PET 03] on peut retrouver une comparaison de la précision des modèles non-linéaire et linéaire de la force normale au niveau du contact de la plaquette avec le disque du frein (Figure 2.14). Le modèle non-linéaire permet entre autres de prendre en compte la non-linéarité de type "jeu" entre la plaquette et le disque du frein. Le modèle linéaire est un simple filtre du premier ordre.

Pour les questions de simplicité dans notre application la représentation de l'actionneur EMB par un filtre du premier ordre est utilisée. La loi de Coulomb est appliquée pour la modélisation de la force de frottement au niveau du contact de la plaquette avec le disque du frein. En prenant en compte ces hypothèses la dynamique du couple de freinage peut être écrit comme suit :

$$\tau_{bi}\dot{T}_{bri} = T_{bi} - T_{bri} \quad (i = 1 \dots 6) \quad (2.40)$$

où τ_{bi} est la constante de temps du freins i , T_{bri} est le couple de freinage appliqué à la roue i , T_{bi} est la commande du couple de freinage de la roue i .

2. Electro-Mechanical Brakes

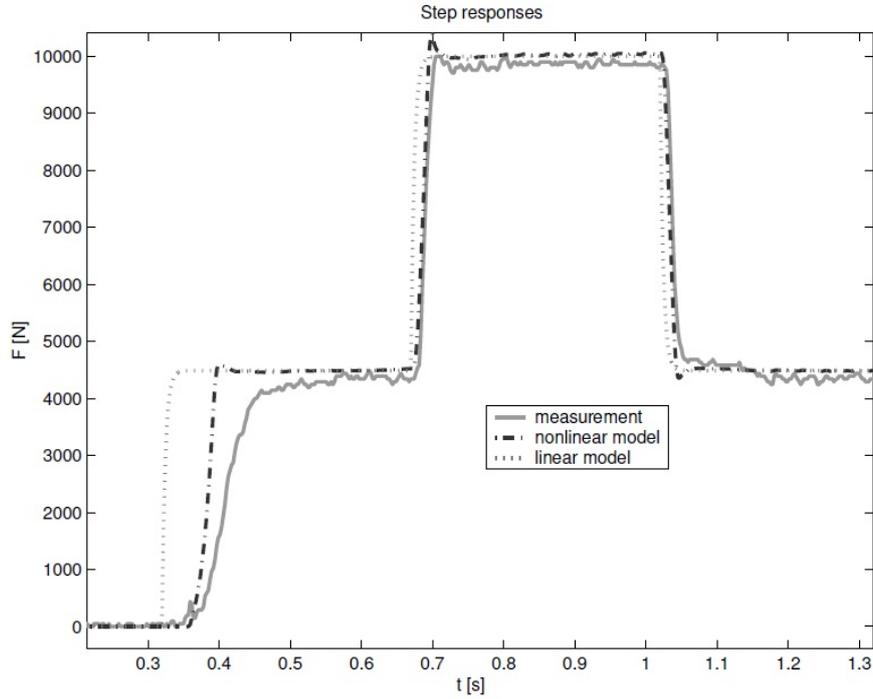


Figure 2.14: La réponse des modèles non-linéaire et linéaire de l'actionneur EMB à une série de signaux de type "step" [PET 03]

2.5.2 Direction

La direction d'un véhicule poids lourd est un système très complexe et la dynamique de son actionneur peut avoir une influence considérable sur le comportement du véhicule. Cette constatation reste vraie pour la technologie "Steer-by-wire". Cependant, toujours pour les questions de simplicité on ne considère pas la boucle interne de bas niveau mais on fait une hypothèse de représentativité suffisante de la modélisation des directions avant et arrière par des filtres du premier ordre (2.41, 2.42).

$$\tau_{fs} \dot{\delta}_{fr} = \delta_f - \delta_{fr} \quad (2.41)$$

$$\tau_{rs} \dot{\delta}_{rr} = \delta_r - \delta_{rr} \quad (2.42)$$

où τ_{fs} et τ_{rs} sont des constantes de temps des systèmes de direction avant et arrière respectivement, δ_{fr} et δ_{rr} sont des angles de braquage des essieux avant et arrière respectivement, δ_f et δ_r sont des commandes d'angles de braquage des essieux avant et arrière respectivement.

Le lecteur intéressé par la modélisation détaillée et précise du système de direction du véhicule poids lourd peut se référer au travail de Clayes [CLA 02].

2.6 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons considéré les problèmes de la modélisation du véhicule poids lourd. Tout d'abord, nous avons présenté brièvement un état de l'art de la modélisation de la dynamique du véhicule et du pneumatique. Ensuite, nous avons donné quelques détails sur la modélisation du modèle complet Simutruck, ce qui entre autres peut donner au lecteur une idée de la complexité et de la variété des phénomènes mis en jeu dans le véhicule poids lourd. Les modèles simplifiés sont dérivés de ce modèle et les domaines de validité de ces modèles sont discutés. Nous avons présenté par la suite les modèles du pneumatique et des actionneurs. Nous verrons dans les chapitres suivants comment on peut se servir de ces modèles pour le développement des stratégies de contrôle du véhicule. Mais avant de commencer le développement des lois de commande, il peut être nécessaire de considérer les problèmes de stabilité du véhicule auxquels ce dernier peut faire face durant son exploitation et aussi définir les prestations qui nous permettront d'évaluer les performances du véhicule. Ces sujets sont présentés dans le chapitre suivant.

Chapitre 3

Analyse de stabilité et choix des prestations

Sommaire

3.1	Introduction	47
3.2	Stabilité du véhicule en roulis	49
3.2.1	Analyse simplifiée du renversement	50
3.2.2	Analyse du renversement du véhicule à essieux multiples . . .	51
3.2.3	Paramètres influençant la stabilité en roulis	52
3.2.4	Détection du risque de renversement	53
3.3	Stabilité du véhicule en lacet	59
3.3.1	Analyse du modèle linéaire	60
3.3.2	Analyse du modèle non-linéaire	63
3.3.3	Détection de l'instabilité en lacet	64
3.4	Choix de prestations : manœuvres et critères associés	66
3.4.1	Manœuvres sans pilote en boucle	67
3.4.2	Manœuvres avec pilote en boucle	68
3.5	Conclusion	70

3.1 Introduction

Dans le Chapitre 1 nous avons vu que le véhicule poids-lourd peut faire face durant son exploitation à des situations accidentogènes. Certaines d'entre elles sont liées aux problèmes de la stabilité du véhicule en roulis et en lacet. La situation relative à la perte de la stabilité en roulis du véhicule de type "porteur" peut se terminer par le renversement de ce dernier si aucune action corrective n'est réalisée. Concernant la perte de la stabilité en lacet, elle peut provoquer la sortie de la voie du véhicule, la collision avec un obstacle et/ou l'instabilité en roulis. L'étude de

stabilité, pour être réalisée correctement, nécessite la prise en compte du couplage entre ces deux phénomènes. Mais l'expérience dans l'analyse de la dynamique du véhicule montre qu'il peut être pertinent d'étudier les deux problèmes de manière séparée en considérant que le couplage passe par l'accélération latérale et en faisant une hypothèse que le roulis a une faible influence sur la dynamique du véhicule dans le plan horizontal et vice versa. Cette approche simpliste a été adoptée dans les travaux de Gillespie [GIL 92], Winkler [WIN 98] et d'autres auteurs et nous semble acceptable.

La détection précoce du début de développement de ces situations ou leur prédiction conduisent à entreprendre des actions qui permettent, d'une part, de réduire risque d'accident et, d'autre part, de ne pas réaliser des actions brusques qui pourraient déstabiliser le conducteur et le faire régir de manière négative. Dans la littérature un grand nombre de critères utilisés pour la détection de l'instabilité en lacet et en roulis peuvent être trouvés. Une étude comparative de critères qui permet au développeur de la commande de faire le choix le plus judicieux doit être réalisée. Concernant la détection de l'instabilité en lacet, nous pouvons citer le travail de Porcel [POR 03] qui présente une étude approfondie de ces critères en application au véhicule léger mais qui pourraient être adaptées pour le cas du véhicule poids-lourd de type "porteur". En ce qui concerne les critères portant sur la stabilité en roulis, l'aspect critique et comparatif, à notre meilleure connaissance, manque dans la littérature. Dans ce chapitre, après la présentation de la mécanique du renversement, nous essayons à donner un aperçu sur ces critères. L'étude qui en découle permet de nous faciliter le choix du critère de la stabilité en roulis pour la réalisation de la fonction anti-renversement du contrôleur de la sécurité active que nous développons dans ce travail.

Toutes les solutions de contrôle qui sont proposées par la suite dans ce travail doivent être validées en série de prestations qui représentent les situations de vie dans lesquelles le conducteur peut se retrouver. Nous proposons un certain nombre de manœuvres à réaliser qui permettent de représenter une partie de ces situations. A chaque manœuvre nous associons des critères qui permettent une évaluation objective des performances du véhicule ou de l'ensemble conducteur/véhicule. Nous nous limitons dans ce travail à la validation en simulation.

Ce chapitre est structuré comme suit : tout d'abord, nous présentons les problèmes de stabilité en roulis en utilisant des modèles de roulis simplistes. Ensuite, nous donnons un aperçu sur les critères qui permettent la détection des situations potentiellement dangereuses pour la stabilité en roulis et les évaluons. Dans la deuxième section de ce chapitre nous considérons les problèmes de stabilité en lacet : nous utilisons un modèle linéaire de type bicyclette pour introduire les notions de sous-virage, de survirage et du comportement neutre. Ensuite, en prenant en compte les non-linéarités dans le comportement des pneumatiques nous faisons la démonstration de l'instabilité en lacet par la méthode de plan de phase. Nous donnons par la suite quelques méthodes qui permettent de faire la détection de l'instabilité en lacet. Dans la dernière section de ce chapitre, nous exposons les

différentes prestations pour la validation des stratégie de contrôle.

3.2 Stabilité du véhicule en roulis

Le renversement du véhicule peut se produire sur la voie de la route ou avec sortie de la voie (voir Figure 3.1). Quand le véhicule sort de la voie, il est difficile, voir impossible, de prévenir sont renversement avec les actionneurs que l'on a à disposition sur le véhicule et avec l'infrastructure d'aujourd'hui. Cependant la sortie de la voie peut être anticipé par l'utilisation des systèmes de contrôle du lacet du véhicule et des systèmes avancés de type "Lane Keeping" et "Lane Departure Warning System" (LDWS). Quand le renversement se produit sur la voie de la route, deux situations peuvent en être la cause. La première situation est quand le véhicule rentre en contact avec un obstacle et dans ce cas la prévention du renversement devient une tâche très complexe et le développement de ce genre de situation doit être évité par l'utilisation des systèmes avancées de type "Collision Avoidance System" (CAS). La deuxième situation est liée à la manœuvre avec des forces latérales importantes qui sollicitent excessivement le véhicule. Un grand nombre de travaux ont porté sur l'étude et le contrôle du véhicule dans cette situation dont le résultat principal est la fonction "Rollover Prevention" (ROP) dans les systèmes ESP actuellement installés sur le véhicule poids-lourd. Le but d'une partie de ce travail étant d'améliorer les fonctions d'ESP actuel par l'utilisation des combinaisons d'actionneurs différents nous nous intéressons à ce type de situation.

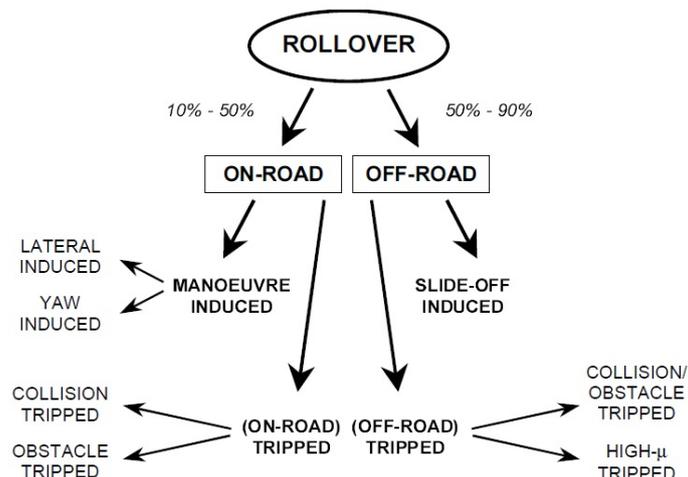


Figure 3.1: Catégories du renversement [DAH 01]

Pour mieux comprendre le phénomène du renversement induit par la manœuvre il peut être important de rappeler des éléments basiques sur la mécanique du renversement du véhicule poids-lourd. Pour ceci dans la Section 3.2.1 on présente quelques

détails sur l'analyse du renversement en régime établi en utilisant des modèles simples de roulis.

3.2.1 Analyse simplifiée du renversement

Pour présenter l'analyse du renversement en régime établi on s'appuie sur le travail de [GIL 92]. Cette analyse peut être réalisée en considérant le modèle de roulis à 1 DDL dans lequel les suspensions et les roues sont supposées être rigides (Figure 3.2a). En écrivant les moments autour du point de contact avec le sol des roues extérieures au virage avec l'hypothèse des petits angles on obtient :

$$ma_y h - mg\phi h + F_{z_l} b_v - mgb_v/2 = 0 \quad (3.1)$$

où h est la hauteur du centre de gravité du véhicule mesuré du niveau de sol, b_v est la moyenne des voies du véhicule, ϕ est l'angle de roulis du véhicule.

Quand les roues intérieures au virage perdent le contact avec le sol, la charge verticale de ces roues est nulle et toute la charge est portée par les roues extérieures au virage. En considérant cette condition comme le début du renversement, on peut écrire le seuil de renversement comme suit :

$$\frac{a_y}{g} = \frac{b_v/2 + \phi h}{h} \quad (3.2)$$

En définissant le seuil du renversement par (3.2) on sur-estime considérablement la stabilité en roulis du véhicule [BER 89], [CHE 99]. Le modèle à 1 DDL avec la prise en compte de la rigidité des suspensions permet d'obtenir une solution analytique pour la définition du seuil du renversement (Figure 3.2b). L'écriture de l'expression du bilan des moments autour du point de contact des roues extérieures au virage avec le sol et en considérant la situation quand les roues intérieures au virage perdent le contact avec le sol, donne :

$$m_s a_y h_s - m_s g (b_v/2 - \phi_s (h_s - h_r)) = 0 \quad (3.3)$$

où ϕ_s est l'angle de roulis de la masse suspendue, h_s est la hauteur du centre de gravité de la masse suspendue mesuré du niveau de sol, h_r est la hauteur du centre de roulis mesuré du niveau de sol.

En prenant en compte une relation : $R_\phi = \phi_s / a_{y,g}$ - le taux de changement d'angle de roulis ϕ_s avec le changement de $a_{y,g}$ - l'accélération latérale exprimée en g , on peut retrouver le seuil du renversement du véhicule comme suit :

$$\frac{a_y}{g} = \frac{b_v}{2h_s} \frac{1}{[1 + R_\phi(1 - h_r/h_s)]} \quad (3.4)$$

Le seuil de renversement défini par (3.4) est normalement inférieur à celui donné par (3.2). Néanmoins, cette expression modifiée basée sur le modèle à un essieu équivalent sur-estime elle aussi pour certains cas la stabilité en roulis du véhicule

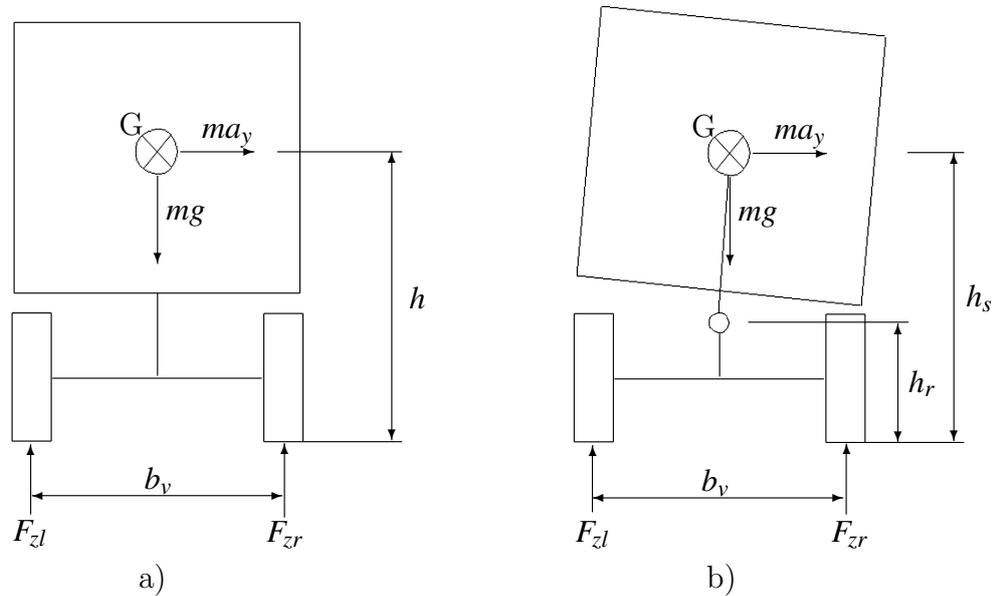


Figure 3.2: Modèles simplifiés du renversement : a) avec suspensions et roues rigides ; b) avec suspensions flexibles

poids-lourd en régime établi. Dans la section suivante nous considérerons la situation lorsque la modélisation simpliste de roulis s'avère être non-suffisante pour la définition du seuil de renversement du véhicule.

3.2.2 Analyse du renversement du véhicule à essieux multiples

La considération du modèle à un seul essieu comme cela a été fait dans la section précédente n'est valide que pour le cas où les rigidités effectives de roulis des essieux sont proportionnelles à des charges portées par les essieux [SAM 00]. Dans [BER 89] un diagramme de la réponse en roulis du véhicule de type "tracteur - semi-remorque" (Figure 3.3) en régime établi est présenté. Le diagramme illustre le phénomène de réduction du seuil de renversement dû à la levée de roues non-simultanée. En fait, l'hypothèse principale faite ici consiste à dire que lorsqu'on a une levée de roue le moment de roulis stabilisant produit par les suspensions sature, ce qui peut correspondre entre autres à l'arrivée en butée de suspensions.

Le modèle aux essieux multiples se comporte de la même manière que le modèle à un seul essieu jusqu'à l'arrivée au point D (Figure 3.3) de la courbe du moment stabilisant. Le point D correspond à la levée de roue des essieux de la semi-remorque, le moment de roulis stabilisant que l'essieu peut générer sature et la pente de la courbe du moment stabilisant diminue. Au moment de la levée de roue de l'essieu arrière du tracteur (point E), le véhicule devient instable car l'essieu avant n'est pas susceptible de générer un moment supplémentaire suffisamment important pour

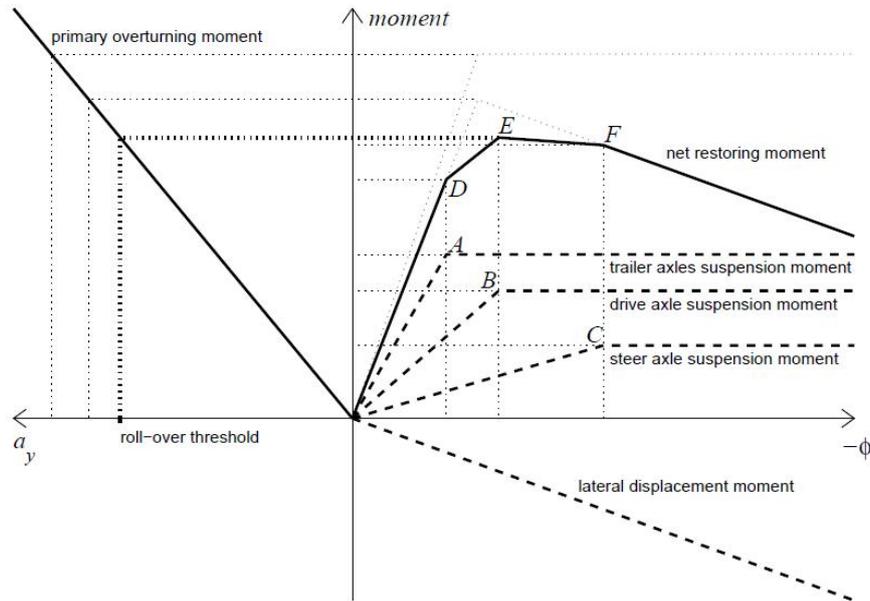


Figure 3.3: Réponse en roulis du véhicule à plusieurs essieux [BER 89]

maintenir la stabilité du véhicule.

3.2.3 Paramètres influençant la stabilité en roulis

Pour les constructeurs de véhicules poids-lourd il peut être important de connaître les paramètres sur lesquels agir pour améliorer la stabilité en roulis du véhicule. Les paramètres influençant la stabilité en roulis du véhicule sont identifiés par des études de sensibilité. Parmi les plus significatifs, les paramètres suivants sont extraits de la bibliographie [ERV 86], [SAN 94], [DAH 01] :

- Hauteur du centre de gravité
- Voie du véhicule
- Hauteur des centres de roulis des suspensions
- Rigidité en roulis des suspensions et la répartition des rigidités parmi les essieux
- Rigidité verticale des pneumatiques
- Flexibilité du châssis
- Rigidité des suspensions de la cabine

3.2.3.1 Influence du devers de la route

Le devers peut influencer la stabilité du véhicule en roulis de manière bénéfique dans le cas du véhicule en virage avec surélévation au niveau des roues extérieures au virage. Le devers peut avoir une influence négative sur la stabilité de roulis dans

le cas de surélévation au niveau des roues intérieures au virage comme, par exemple, lors de passage d'un rond-point spécifique.

Dans notre travail, nous ne considérons pas les problèmes de stabilité des véhicules liés au profil de la route mais faisons une hypothèse de route plane.

3.2.3.2 Influence de la charge mobile

Dans notre étude nous faisons l'hypothèse de charge rigidement fixée au châssis. En réalité, ce n'est pas toujours le cas. Des exemples de charge mobile sont les carcasses de viandes accrochées qui forment des pendules à l'intérieur du camion ou le liquide dans un camion-citerne avec un remplissage partiel de la citerne, le béton frais dans le camion-toupie, etc. Des travaux ont été réalisés pour l'étude de l'influence de la charge mobile sur la stabilité en roulis du véhicule poids-lourd. Dans [RAN 89b], [RAN 89a], [SCH 01] l'influence du ballonnement du liquide sur la dynamique du véhicule a été étudiée. Les études ont montré l'influence considérable de la charge mobile sur le seuil de renversement comme ceci peut être vu sur la Figure 3.4. Ces conditions ne font pas partie du cadre de cette étude mais constituent clairement une voie d'amélioration des solutions qui sont proposées dans ce travail.

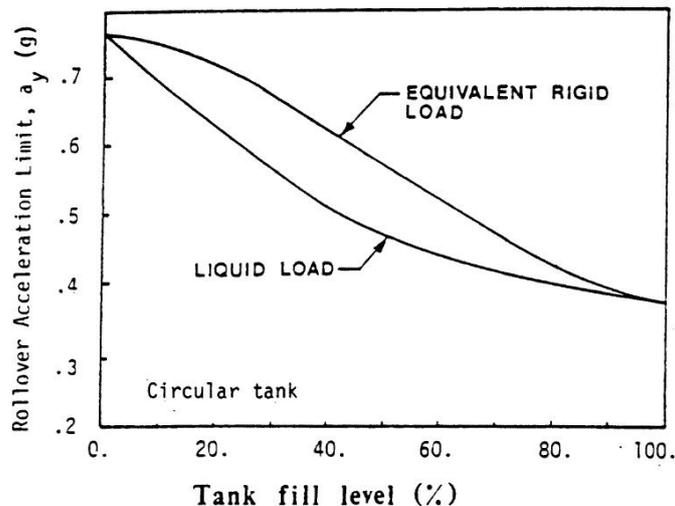


Figure 3.4: Comparaison des seuils de renversement entre un camion-citerne (citerne avec une section circulaire) et un véhicule avec une charge fixée de manière rigide [RAN 89b]

3.2.4 Détection du risque de renversement

Le risque de renversement peut être basé sur plusieurs critères, eux mêmes basés sur des paramètres du comportement dynamique du véhicule. Quelques uns de ces critères sont présentés ici, à notre sens, les plus représentatifs. Ils sont basés sur

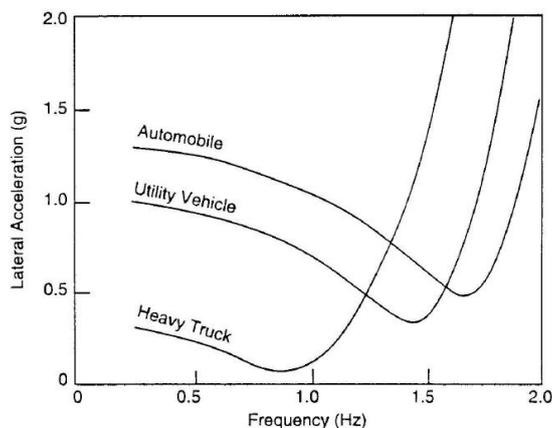


Figure 3.5: Le seuil du renversement en fonction de la fréquence de braquage des roues avant du véhicule [BER 89]

le niveau d'accélération transversale, sur l'énergie de roulis, les efforts verticaux au niveau des roues, etc.

3.2.4.1 Accélération transversale

Dans la grande partie de travaux sur le renversement du véhicule un groupe de critères basés sur l'accélération latérale est utilisé. On peut distinguer deux seuils de renversement basés sur l'accélération latérale : en régime établi et en dynamique.

Définition 3 Le seuil du renversement en régime établi (SSRT¹) est la valeur maximale de l'accélération latérale que le véhicule peut supporter en régime établi pour ne pas se renverser (traduit de [DAH 00]).

Définition 4 Le seuil du renversement dynamique (DRT²) est le minimum de la valeur absolue de l'accélération latérale durant toutes les manœuvres amenant le véhicule au renversement (traduit de [DAH 00]).

Le SSRT peut être calculé comme proposé par [GIL 92], voir equation 3.4.

Le seuil de renversement est réduit pour des manœuvres dynamiques. Dans [BER 89] il a été étudié l'effet de la fréquence d'excitation du véhicule par braquage des roues de l'essieu avant sur le seuil du renversement. Les résultats de cette étude sont présentés sur la Figure 3.5. Dans [GIL 92] il a été noté que les manœuvres de type "changement de file" pour éviter la collision avec l'obstacle peuvent être réalisées par le conducteur en 2 secondes (0.5 Hz) ce qui peut entraîner le renversement du véhicule en dynamique.

1. en anglais Steady-State Rollover Threshold
2. en anglais Dynamic Rollover Threshold

Les auteurs de [BER 89] proposent de calculer le DRT comme suit :

$$DRT = \frac{SSRT}{1 + e^{-\zeta\pi} \left(\frac{h_3+b}{h_1+h_2+a+h_3+b} \right)} \quad (3.5)$$

$$\zeta = \frac{D_s}{2\sqrt{I_{xx,s}(K_s - m_s g h_s)}} \quad (3.6)$$

où D_s est le coefficient d'amortissement en roulis des suspensions, $I_{xx,s}$ le moment d'inertie en roulis de la masse suspendue, K_s est la raideur en roulis des suspensions, m_s est la masse suspendue, h_s est la hauteur du centre de gravité de la masse suspendue, h_1 , h_2 , h_3 , a et b sont des paramètres du véhicule.

3.2.4.2 Transfert latéral de la charge

Dans la Section 3.2.2 on a vu que même si la levée d'une roue ne provoque pas forcément le renversement elle peut être considérée comme un phénomène non-désirable. Il est donc tout à fait naturel d'utiliser un critère qui permet de détecter directement la levée de roue - le transfert latéral de la charge normalisé (*NLLT*³) ou le ratio du transfert de la charge (*LTR*⁴), qui peut être calculé pour un essieu donné ou pour tout le véhicule. Le *LTR* pour des essieux différents peut être calculé comme suit :

$$R_f = \frac{F_{z2} - F_{z1}}{F_{zaf}} = \frac{K_{tf} b_f}{F_{zaf}} \phi_{uf} \quad (3.7)$$

$$R_m = \frac{F_{z4} - F_{z3}}{F_{zam}} = \frac{K_{tm} b_m}{F_{zam}} \phi_{um} \quad (3.8)$$

$$R_r = \frac{F_{z6} - F_{z5}}{F_{zar}} = \frac{K_{tr} b_r}{F_{zar}} \phi_{ur} \quad (3.9)$$

Au moment où R_i atteint ± 1 on détecte la levée d'une roue de l'essieu i . La connaissance des R_i donnés par (3.7) - (3.9) nécessite une estimation correcte de ϕ_{ui} et des paramètres du véhicule.

Dans [ODE 99] il est proposé d'utiliser un modèle simplifié à un seul essieu et de calculer R comme suit :

$$R = \frac{F_{zr} - F_{zl}}{F_{zr} + F_{zl}} = \frac{2m_s}{mb_v} \left((h_r + (h_s - h_r) \cos \phi) \frac{a_y}{g} + (h_s - h_r) \sin \phi \right) \quad (3.10)$$

Cette expression peut être simplifiée en considérant que $m_u \ll m_s$, $(h_s - h_r) \sin \phi \ll (h_r + (h_s - h_r) \cos \phi) a_y / g$ et l'angle de roulis ϕ est petit :

$$R \approx \frac{2h_s a_y}{b_v g} \quad (3.11)$$

3. en anglais Normalized Lateral Load Transfer

4. en anglais Load Transfer Ratio

On obtient ainsi un critère qui est directement lié à l'accélération latérale du véhicule.

Dans le cas où il est juste nécessaire de connaître si la roue d'un essieu est levée ou pas, un test de freinage léger des roues permet de faire cette vérification : la différence considérable de glissements des roues du même essieu permet de conclure que la levée de roue s'est bien produite⁵. Ce genre de vérification est réalisé dans le système de prévention du renversement décrit dans [PAL 99].

3.2.4.3 Critères énergétiques

Un autre groupe de critères de renversement est basé sur l'approche énergétique.

Dans [DAH 99] il est proposé d'utiliser un critère appelé Dynamic Rollover Energy Margin (*DRM*) exprimé comme suit :

$$DRM = 1 - \frac{E_p + E_{cin}}{E_c} \quad (3.12)$$

$$E_p = g \sum_i (m_i \Delta z_i) + \frac{1}{2} \sum_i (K_{\phi_i} \phi_i^2) \quad (3.13)$$

$$E_{cin} = \frac{1}{2} \sum_i (I_{xx,i} \dot{\phi}_i^2) \quad (3.14)$$

où E_c est l'énergie critique de roulis, déterminé à partir de la variation d'angle de roulis en statique sur un système à 1 DDL, m_i est la masse de la $i^{\text{ème}}$ partie du véhicule, Δz_i est la variation de la hauteur de position de CG de la $i^{\text{ème}}$ partie du véhicule, K_{ϕ_i} est la raideur en roulis du ressort associé à la $i^{\text{ème}}$ partie du véhicule, ϕ_i est l'angle de roulis de la $i^{\text{ème}}$ partie du véhicule, $I_{xx,i}$ est l'inertie en roulis par rapport à l'axe longitudinal passant par le centre de roulis de la $i^{\text{ème}}$ partie du véhicule.

Le véhicule risque de se renverser si $DRM \leq 0$.

Un critère énergétique appelé Warning Wheel Lift Off (W_{WLO}), qui est équivalent au critère *DRM* avec la considération d'un seul corps, est donnée dans [JOH 04] :

$$W_{WLO} = \frac{E_c - E_{roll}}{E_c} \quad (3.15)$$

$$E_{roll} = \frac{1}{2} K_s \phi_s^2 + \frac{1}{2} (I_{xx,s} + m_s h_s^2) \dot{\phi}_s^2 - m_s g h_s (1 - \cos \phi_s) \quad (3.16)$$

Quand $W_{WLO} \leq 0$ le véhicule risque de se renverser.

3.2.4.4 Autres critères

Dans [CHE 99] il a été proposé d'utiliser le critère appelé Time-To-Rollover (*TTR*) qui est basé sur la prédiction à l'horizon de 3 s de l'angle de roulis de la

5. A conditions de ne pas avoir une différence importante de l'adhérence des roues gauches et droites

masse suspendue avec l'angle au volant comme entrée de commande. L'angle au volant est supposé constant. Des modèles simplifiés de roulis sont utilisés pour cette prédiction. Si durant 3 s de simulation l'angle de roulis de la masse suspendue ne dépasse pas le seuil critique, le *TTR* est fixé à 3 s et la situation n'est pas dangereuse. Le conducteur est alerté si $TTR < 3$ s.

Dans [YOO 07] les auteurs proposent d'utiliser un critère empirique appelé Rollover Index (*RI*) et donné par :

$$RI = \begin{cases} C_1 \left(\frac{|\phi_s|\dot{\phi}_{th} + |\dot{\phi}_s|\phi_{th}}{\phi_{th}\dot{\phi}_{th}} \right) + C_2 \left(\frac{|a_y|}{a_{y,c}} \right) + (1 - C_1 - C_2) \left(\frac{|\phi_s|}{\sqrt{\phi_s^2 + \dot{\phi}_s^2}} \right), & \phi_s(\dot{\phi}_s - k_1\phi_s) > 0 \\ 0, & \phi_s(\dot{\phi}_s - k_1\phi_s) \leq 0 \end{cases} \quad (3.17)$$

où C_1 , C_2 , k sont des constantes positives déterminées par une série de simulations des situations de conduite différentes, ϕ_{th} et $\dot{\phi}_{th}$ sont des valeurs critiques de l'angle de roulis et de la vitesse angulaire de roulis, $a_{y,c}$ est la valeur critique de l'accélération latérale.

Un autre critère empirique est proposé dans [EIS 00] que nous appellerons par la suite Rollover Warning (*RW*) :

$$RW = C_1\phi_s + C_2\dot{\phi}_s + C_3a_y \quad (3.18)$$

où C_1 , C_2 et C_3 sont les paramètres à identifier dans la série des tests pour des manœuvres différentes.

Ces critères empiriques sont relativement complexes à mettre en œuvre (essais) et nécessitent une expertise importante. Par ailleurs, ils doivent être réglés pour chaque nouvelle configuration de véhicule.

3.2.4.5 Évaluation des critères du renversement

Parmi les critères du renversement présentés ci-dessus nous avons choisi 5 qui sont potentiellement utilisables dans notre application de contrôle :

- *LTR* (Load Transfer Ratio),
- *SSRT* (Steady-State Rollover Threshold),
- *DRT* (Dynamic Rollover Threshold),
- *W_{WLO}* (Warning Wheel Lift-Off),
- *RW* (Rollover Warning).

Les critères *TTR*, *RI*, *DRM* ne figurent pas dans cette liste. Le critère *TTR* est très adapté pour les systèmes d'alerte du conducteur sur le risque du renversement et peut aussi être intégré dans les systèmes de contrôle du roulis comme c'est, par exemple, a été fait dans [YU 08]. Cependant, un certain nombre d'inconvénients sont associés à ce critère : la qualité de prédiction dépend tout à fait naturellement du modèle utilisé (voir [CHE 99] pour les détails sur le choix du modèle) alors que les modèles complexes peuvent être gourmand en puissance de calculs et avoir besoin d'estimation d'un grand nombre de variables d'état (comme conditions initiales

3. Analyse de stabilité et choix des prestations

pour la simulation de prédiction), la métrique exprimée en secondes est facilement compréhensible par le conducteur mais devrait éventuellement être adapté pour être utilisé dans la boucle de commande. En plus, des critères plus robustes et qui permettent une prédiction courte mais qui suffisante pour l'application de contrôle du roulis, comme, par exemple, le critère RW que nous considérons plus bas. Le critère empirique RI nécessite la définition de 6 paramètres qui offrent à ce critère une certaine flexibilité mais ces paramètres doivent être adaptés à différentes configurations du véhicule. Le critère DRM est similaire au critère W_{WLO} et n'est pas considéré ici.

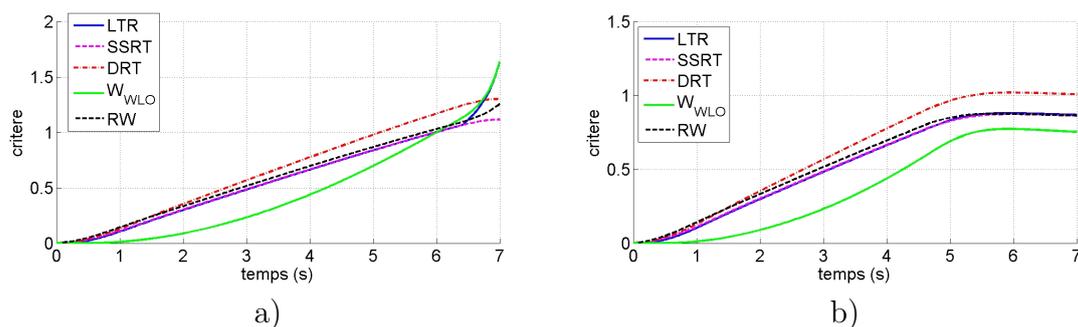


Figure 3.6: Comparaison des critères de renversement pour le régime quasi-établi : a) manœuvre "rampe" ; b) manœuvre "rampe + saturation"

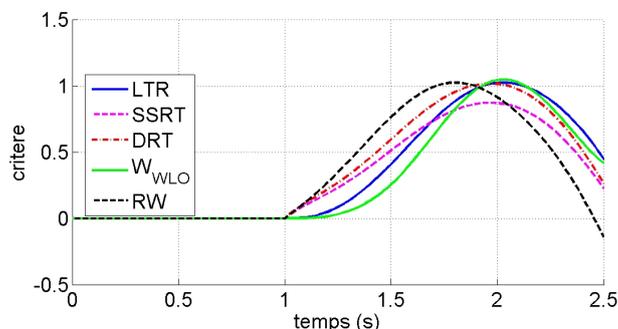


Figure 3.7: Comparaison des critères de renversement pour la manœuvre rapide de type "sinus"

Les seuils pour les critères $SSRT$, DRT , RW et la valeur de l'énergie critique E_c utilisée dans le critère W_{WLO} sont identifiés par une série de tests sur le modèle de la dynamique du véhicule à 8 DDL. Les critères $SSRT$, DRT et RW sont normalisés entre -1 et 1 pour simplifier la comparaison. Trois manœuvres sont choisies pour l'évaluation des critères : 1) "rampe" avec pente faible comme signal d'angle au volant qui permet d'obtenir un régime proche du régime établi, 2) la même "rampe" mais avec saturation qui permet d'arriver à la situation potentiellement dangereuse mais sans décoller les roues de route, et 3) "sinus" avec une fréquence $f = 0.45$ Hz qui représente une manœuvre dynamique. Nous évaluons dans cette étude la capacité

de détecter le risque du renversement. L'aspect d'anticipation étant très important les grandeurs suivantes sont quantifiées et reportées dans le Tableau 3.1 :

- 1 l'intervalle de temps d'anticipation à 80% de la situation critique $t_{80\%}$: l'intervalle entre le moment où la valeur absolue du critère atteint 0.8 et le moment quand $|LTR|$ du véhicule ($|LTR_{vehicule}|$) atteint 0.8. La valeur 0.8 de $|LTR|$ est choisie comme indicateur de la situation proche de la situation critique.
- 2 l'intervalle de temps d'anticipation au moment de la levée des roues intérieure au virage $t_{100\%}$.

Quand tous les paramètres du véhicule et de l'environnement sont identifiés et l'état du véhicule est estimé correctement le critère LTR correspond à $LTR_{vehicule}$.

Le critère $SSRT$ en régime quasi-établi (voir Figure 3.6) est très proche de $LTR_{vehicule}$. En dynamique (Figure 3.7) le $SSRT$ ne permet pas de détecter le début de renversement du véhicule.

Pour le DRT les grandeurs $t_{80\%}$ et $t_{100\%}$ sont importantes mais comme nous pouvons le voir sur la Figure 3.6b la stabilité du véhicule est sous-estimée et une fausse alerte peut être produite. En dynamique (Figure 3.7) les grandeurs $t_{80\%}$ et $t_{100\%}$ sont réduites considérablement (voir Tableau 3.1).

Le critère énergétique W_{WLO} permet de faire la constatation sur la situation critique de renversement mais ne permet pas sa détection anticipée. En plus, ce critère n'est pas très adapté pour donner une bonne image du développement de la situation critique. Ainsi, le $t_{80\%}$ est négatif et le risque du renversement est sous-estimé (voir Figure 3.6b où seul le W_{WLO} n'atteint pas la valeur 0.8). Il faut aussi noter que l'énergie emmagasinée dans les suspensions et l'énergie cinétique du roulis étant des fonctions quadratiques de l'angle de roulis et de la vitesse de roulis respectivement, une erreur d'estimation de ces variables d'état du véhicule introduit l'erreur considérable dans le calcul du critère ce qui fait que ce critère n'est pas considéré comme robuste.

Le critère empirique RW est adapté à la détection du risque du renversement en dynamique aussi bien qu'en régime établi. Ses avantages sont sa capacité de détection anticipée du risque et la non-variation des grandeurs $t_{80\%}$ et $t_{100\%}$ pour les différentes manœuvres. La nécessité d'estimation de l'angle de roulis et de la vitesse de roulis de la masse suspendue et d'ajustement de 3 paramètres sont les principaux désavantages du critère. Dans cette étude on fixe les valeurs des paramètres comme suit : $C_1 = 5$, $C_2 = 7.95$, $C_3 = 0.9$. Ces paramètres ont été identifiés à l'aide de série de tests avec des manœuvres en régime établi et dynamiques.

3.3 Stabilité du véhicule en lacet

L'analyse de stabilité en lacet fait appel à des notions de sous-virage et de survirage. Dans la Section 3.3.1 nous présentons ces phénomènes en nous appuyant sur le modèle linéaire basique de type bicyclette. Ce modèle permet d'obtenir la caractéristique importante du comportement du véhicule en virage en régime établi

Tableau 3.1: Comparaison des critères du renversement

Critère	Régime quasi-établi		Dynamique	
	$t_{80\%}$ (s)	$t_{100\%}$ (s)	$t_{80\%}$ (s)	$t_{100\%}$ (s)
<i>LTR</i>	0	0	0	0
<i>SSRT</i>	0	0	-0.05	–
<i>DRT</i>	0.7	0.9	0.1	0.05
W_{WLO}	-0.6	0	-0.05	0.01
<i>RW</i>	0.2	0.2	0.2	0.2

- le gradient de sous-virage, qui détermine si le véhicule a un comportement neutre, sous-vireur ou survireur et, dans le cas du véhicule survireur, permet de définir la vitesse critique du véhicule au dessus de laquelle le véhicule devient instable.

Dans les conditions normales de roulage les pneumatiques sont utilisés principalement dans le domaine de la linéarité des forces latérales. Mais pendant les situations critiques, les forces développées par les pneumatiques peuvent sortir du domaine de linéarité. Une autre non-linéarité qui peut aussi influencer le comportement du véhicule est liée à la caractéristique non-linéaire de la rigidité de dérive en fonction de l'effort vertical au niveau du contact pneu-sol [WIN 98], [BRO 06]. Dans ce cas, le transfert de charge devrait donc être pris en compte. Le freinage des roues des différents essieux (ici, il ne s'agit pas du freinage différentiel des roues du même essieu) peut aussi changer considérablement le comportement du véhicule car diminue la rigidité de dérive des pneumatiques. Nous proposons d'utiliser la méthode de plan de phase pour étudier le comportement non-linéaire du véhicule en utilisant le modèle de type bicyclette. On expose cette étude dans la Section 3.3.2.

3.3.1 Analyse du modèle linéaire

Pour appliquer directement les méthodes utilisés pour l'analyse du véhicule à deux essieux on adopte l'approche proposé dans [WIN 98] qui est basée sur la considération de l'empattement équivalent, voir Figure 3.8. L'empattement équivalent peut être calculé comme suit [WIN 98] :

$$l_e = l \left[1 + \frac{T}{l^2} \left(1 + \frac{C_{\alpha mr}}{C_{\alpha f}} \right) \right] \quad (3.19)$$

où l est la distance longitudinale entre l'essieu avant et le point sur l'axe longitudinal du véhicule par rapport auquel les moments de tangage produit par les efforts verticaux au niveau des contact des pneumatiques des essieux milieu et arrière avec le sol s'annulent (point O_w sur la Figure 3.8), Δ_1 et Δ_2 sont les distances entre le point O_w et les essieu milieu et arrière respectivement, $C_{\alpha f}$ est la somme des rigidités de dérive des pneumatiques de l'essieu avant, $C_{\alpha mr}$ est la somme des rigidités

de dérive des pneumatiques des essieux milieu et arrière, T est le facteur de tandem qui peut être calculé comme suit [WIN 98] :

$$T = \frac{\Delta_1 + \Delta_2}{2} \quad (3.20)$$

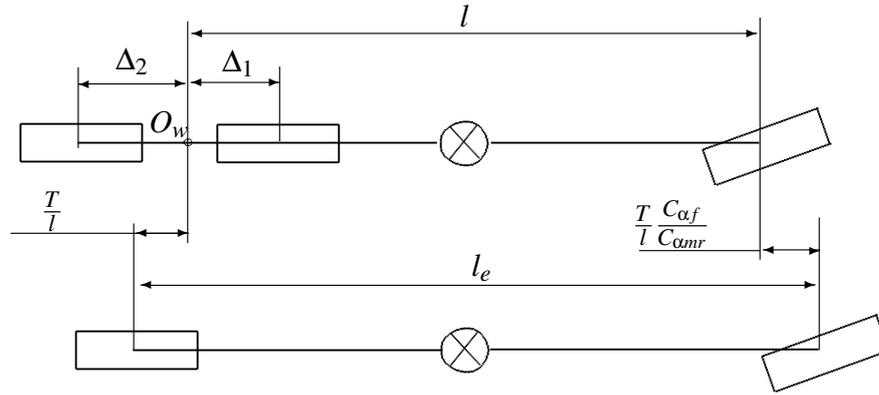


Figure 3.8: L'empattement équivalent du véhicule à trois essieux

Avec la considération de l'empattement équivalent le modèle de bicyclette à deux essieux peut être utilisé pour l'analyse.

Pour le cas de virage en régime établi à vitesse constante, la somme des forces développées par les pneumatiques est égale à la quantité d'accélération centripète et la somme des moments des forces latérales est égale à 0 :

$$F_{yaf} + F_{yamr} = mv^2/R_{vir} \quad (3.21)$$

$$F_{yaf}L_{fe} - F_{yamr}L_{re} = 0 \quad (3.22)$$

avec

$$L_{fe} = L_f + \frac{\Delta C_{\alpha mr}}{l C_{\alpha f}} \quad (3.23)$$

$$L_{re} = l_e - L_{fe} \quad (3.24)$$

où F_{yamr} est la force latérale produite par l'essieu arrière équivalent composé de deux essieux arrières, R_{vir} est le rayon du virage.

Les angles de dérive des essieux peuvent être déduits des équations suivantes :

$$F_{yaf} = \frac{L_{fe} mv^2}{l_e R_{vir}} = \frac{F_{zaf} v^2}{g R_{vir}} = -C_{\alpha f} \alpha_{fe} \quad (3.25)$$

$$F_{yamr} = \frac{L_{re} mv^2}{l_e R_{vir}} = \frac{F_{zamr} v^2}{g R_{vir}} = -C_{\alpha re} \alpha_{re} \quad (3.26)$$

3. Analyse de stabilité et choix des prestations

où α_{fe} et α_{re} sont les angles de dérive des essieux avant et arrière équivalent.

En examinant la cinématique du modèle de bicyclette, il est facile de voir la relation suivante :

$$\delta = \frac{l_e}{R_{vir}} - \alpha_{fe} + \alpha_{re} = \frac{l_e}{R_{vir}} + \left(\frac{F_{zaf}}{C_{\alpha f}} - \frac{F_{zamr}}{C_{\alpha re}} \right) \frac{v^2}{R_{vir}g} = \frac{l_e}{R_{vir}} + K_{US} \frac{a_y}{g} \quad (3.27)$$

où K_{US} (deg/g) est le gradient de sous-virage :

$$K_{US} = \frac{F_{zaf}}{gC_{\alpha f}} - \frac{F_{zamr}}{gC_{\alpha re}} \quad (3.28)$$

Le gradient de sous-virage est une caractéristique importante du comportement routier du véhicule qui indique comment l'angle au volant doit être modifié avec le rayon de virage ou l'accélération latérale. En fonction de la valeur de K_{US} on peut distinguer trois cas différents :

- 1 Comportement neutre du véhicule : $K_{US} = 0$.
- 2 Sous-virage : $K_{US} > 0$.
- 3 Survirage : $K_{US} < 0$.

Pour le cas du véhicule survireur on peut déterminer la vitesse critique pour laquelle le modèle devient instable [GIL 92] :

$$V_{crit} = \sqrt{-l_e g / K_{US}} \quad (3.29)$$

La Figure 3.9 illustre le comportement non-désirable des véhicules excessivement sous-vireur ou survireur.

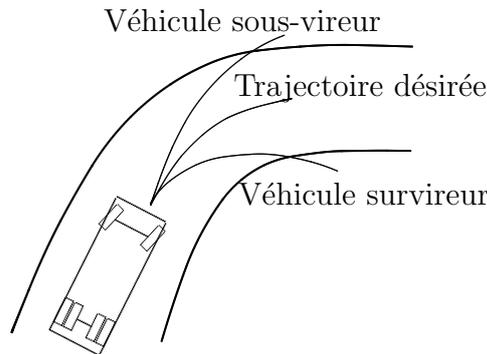


Figure 3.9: Exemple du comportement du véhicule excessivement sous-vireur et survireur

3.3.2 Analyse du modèle non-linéaire

Comme nous l'avons dit avant, la représentation linéaire du comportement du véhicule poids-lourd n'est valide que pour un domaine très restreint de son utilisation possible. Pour le véhicule léger les non-linéarités principales sont liées à la saturation des forces générées par les pneumatiques.

En restant sensible à cette caractéristique non-linéaire des pneumatiques pour les conditions de faible adhérence, le comportement du véhicule poids-lourd peut être influencé par la non-linéarité de la rigidité de dérive en fonction de la charge verticale $C_\alpha = f(F_z)$. Ainsi, la perte de la rigidité de dérive des roues intérieures au virage n'est pas pleinement compensée par l'augmentation de cette rigidité des roues extérieures. Comme c'est indiqué dans [WIN 98] l'effet de ce type de non-linéarités peut être important même pour des conditions de faible dérive.

Pour prendre en compte les non-linéarités citées ci-dessus, il est proposé ici d'utiliser la méthode de plan de phase pour l'analyse de stabilité en lacet. Ce type d'analyse peut être appliqué facilement aux systèmes avec deux variables d'état. Comme nous avons besoin de considérer le transfert de la charge qui est différent au niveau des essieux avant et arrières, nous choisissons le modèle (2.9) avec deux hypothèses supplémentaires :

Hypothèse 3.3.1 La vitesse longitudinale v_x du véhicule est constante

Hypothèse 3.3.2 L'influence du mouvement de roulis des différentes parties du véhicule sur la dynamique latérale passe uniquement par le changement du paramètre F_{zi} dans l'expression des forces latérales $F_{yi}(\alpha_i, \kappa_i, F_{zi}, \mu)$

Ces hypothèses permettent de considérer deux sous-modèles, dont le premier est un modèle non-linéaire du mouvement plan à 2 DDL (2.11-2.12). Le deuxième sous-modèle est un modèle de roulis linéaire à 5 DDL qui s'écrit de façon suivante :

$$\dot{x} = Ax + Bu \quad (3.30)$$

avec $x = [v_y \ \psi_z \ \phi_{sf} \ \dot{\phi}_{sf} \ \phi_{sr} \ \dot{\phi}_{sr} \ \phi_{uf} \ \dot{\phi}_{uf} \ \phi_{um} \ \dot{\phi}_{um} \ \phi_{ur} \ \dot{\phi}_{ur}]^T$, $u = [F_{y1} \ F_{y2} \ F_{y3} \ F_{y4} \ F_{y5} \ F_{y6}]^T$

Les Figures 3.10 et 3.11 montrent les plans de phase obtenus pour le véhicule sous-vireur et survireur à forte et faible adhérence à vitesse longitudinale constante $v_x = 20m/s$ et l'angle de braquage $\delta_f = 0$. Le point d'équilibre est $(\beta = 0, \psi_z = 0)$. On peut constater que le véhicule sous-vireur considéré ici (Figure 3.10) est stable sur forte et faible adhérence, la différence du comportement du véhicule sur forte et faible adhérence est essentiellement la vitesse de convergence de l'état vers le point d'équilibre. Le véhicule survireur peut devenir instable sur faible et même sur forte adhérence (Figure 3.11). Cependant, il faut noter que sur forte adhérence le véhicule avec une position élevée du centre de gravité se renverse avant que l'instabilité en lacet ne se produise. Sur faible adhérence le domaine de stabilité du véhicule survireur est très restreint (Figure 3.11b).

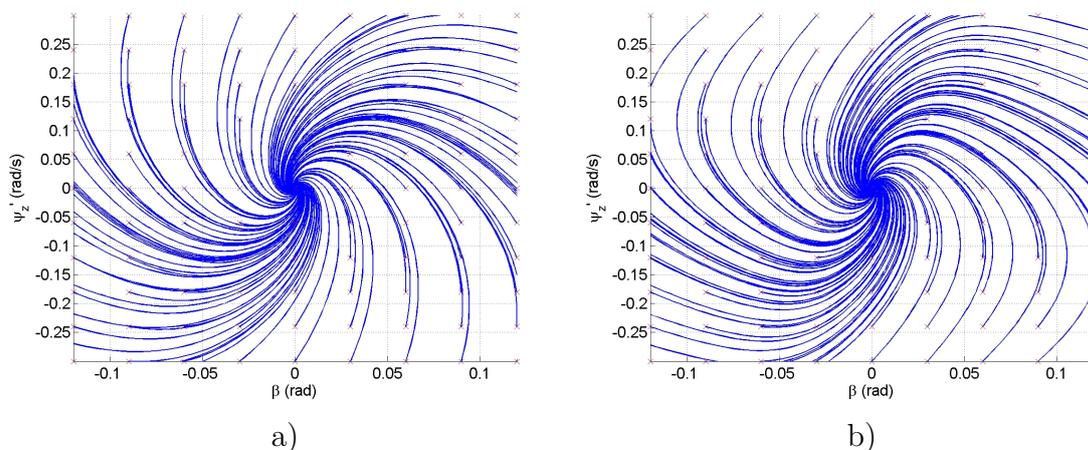


Figure 3.10: Plan de phase d'un véhicule sous-vireur à vitesse $v_x = 20$ m/s et angle au volant $\delta_{swa} = 0$, \times sont les conditions initiales : a) $\mu = 0.75$; b) $\mu = 0.3$

La Figure 3.12 montre l'effet de freinage des roues des essieux différents (mais pas le freinage différentiel des roues du même essieu) sur la stabilité du véhicule survireur sur faible adhérence. Le freinage des roues de l'essieu avant permet de réduire leur rigidité de dérive ce qui permet d'augmenter le domaine de stabilité du véhicule (comparer les Figures 3.12a et 3.11b). Le freinage des roues de deux essieux arrière a un effet néfaste sur la stabilité du véhicule : la réduction de la rigidité de dérive de ces roues diminue la valeur du gradient de sous-virage et la vitesse critique descend au-dessous de 20 m/s. Le véhicule devient donc instable même dans le domaine de son comportement linéaire.

3.3.3 Détection de l'instabilité en lacet

Dans [POR 03] la description et l'analyse comparative des méthodes de détection de l'instabilité en lacet des véhicules légers sont détaillées. Ici nous ne donnons que quelques détails sur ces méthodes avec quelques exemples illustratifs.

3.3.3.1 Taux de sous-virage

Le taux de sous-virage est la différence entre les angles de dérive des essieux avant et arrière. Dans le cas du véhicule aux essieux multiples les essieux équivalents doivent être considérés, et le taux de sous-virage ramené au volant dans ce cas s'écrit comme suit :

$$\tau_{sw} = K_{dem}(\alpha_{fe} - \alpha_{re}) \quad (3.31)$$

où K_{dem} est le coefficient de démultiplication du système de direction.

La Figure 3.13 montre le taux de sous-virage des véhicules sous-vireur et survireur comme réponse à la manœuvre de type "rampe".

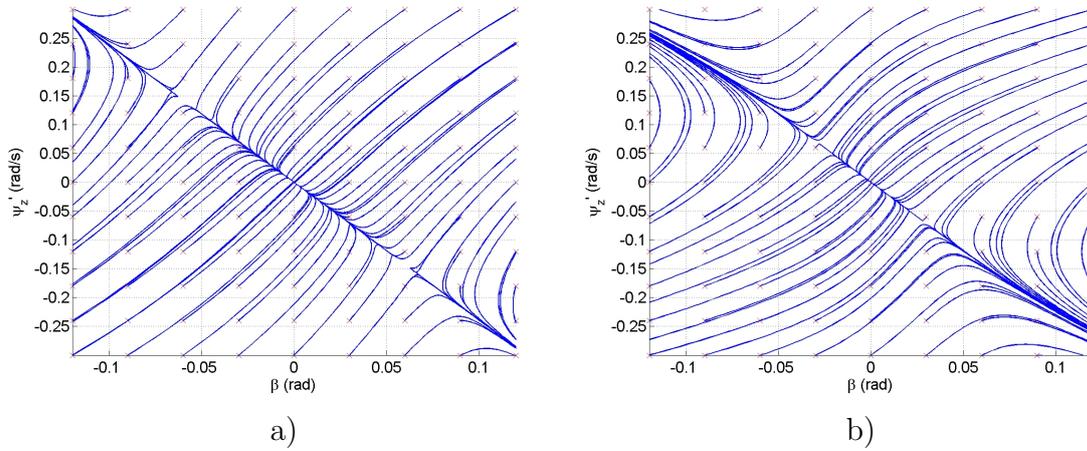


Figure 3.11: Plan de phase d'un véhicule survireur à vitesse $v_x = 20m/s$ et $\delta_f = 0$,
 × sont les conditions initiales : a) $\mu = 0.75$; b) $\mu = 0.3$

L'augmentation considérable de la pente indique le comportement excessivement sous-vireur du véhicule, la chute de la pente permet de parler du survirage du véhicule.

3.3.3.2 Potentiel d'adhérence

Le potentiel d'adhérence est le rapport de l'accélération résultante sur l'adhérence disponible :

$$p_\mu = \frac{\sqrt{a_y^2 + a_x^2}}{\mu g} \cdot 100\% \quad (3.32)$$

La situation est dite "critique" si le potentiel d'adhérence dépasse 80%. Il faut noter que ce critère ne permet pas de détecter la situation quand le véhicule est excessivement sous-vireur.

La Figure 3.14 montre le potentiel d'adhérence des véhicules sous-vireur et survireur comme réponse à la manœuvre de type "rampe" d'angle volant.

3.3.3.3 Écart entre la vitesse de lacet du véhicule et celle de référence

L'écart entre la vitesse de lacet du véhicule et sa référence indique si l'état du véhicule est entré dans le domaine des non-linéarités. Ce critère est utilisé dans l'ESP installé sur le véhicule poids-lourd aujourd'hui. Le problème de génération de la référence sera discuté dans la Section 4.2.1.

3.3.3.4 Indicateur basé sur les efforts des pneumatiques

PORCEL [POR 03] propose d'utiliser les forces au niveau des contacts de pneumatiques avec le sol F_{xi} , F_{yi} et F_{zi} comme indicateur de l'instabilité en lacet du

3. Analyse de stabilité et choix des prestations

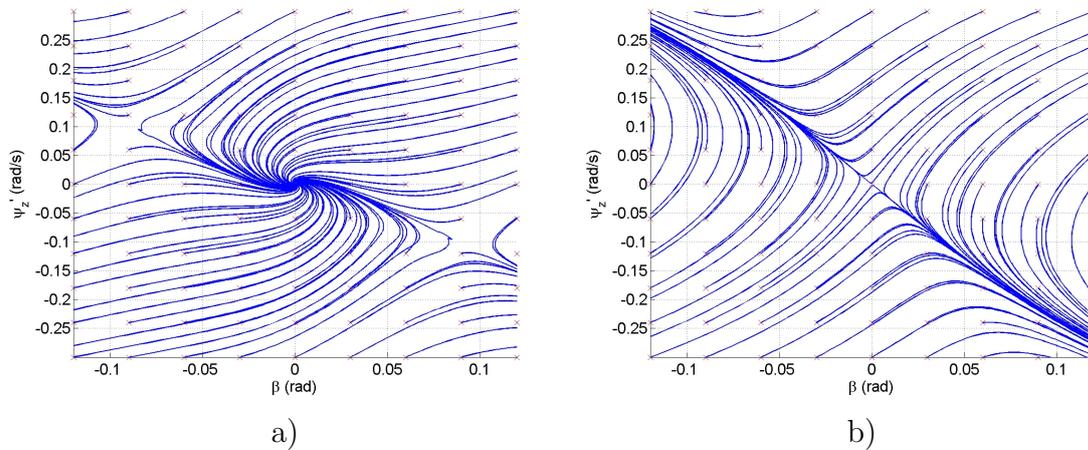


Figure 3.12: Plan de phase d'un véhicule survireur à faible adhérence $\mu = 0.3$, $v_x = 20m/s$ et $\delta_f = 0$ rad, avec freinage des roues des essieux différents (mais pas le freinage différentiel des roues du même essieu), \times sont les conditions initiales : a) taux de glissement $\kappa_1 = \kappa_2 = -0.15$, $\kappa_3 = \dots = \kappa_6 = 0$; b) taux de glissement $\kappa_1 = \kappa_2 = 0$, $\kappa_3 = \dots = \kappa_6 = -0.15$

véhicule. Les forces des pneumatiques sont mesurées ou calculées en utilisant le modèle de la dynamique du véhicule en temps réel et sont comparées à des forces du modèle de référence. Les résidus des forces de pneumatiques sont ensuite utilisés pour l'évaluation d'un certain nombre de critères qui permettent de détecter le risque d'instabilité du véhicule.

3.3.3.5 Plan de phase

Dans la Section 3.3.2 nous avons utilisé la méthode de plan de phase pour mettre en évidence les problèmes de stabilité du véhicule. Mais le plan de phase permet aussi de définir les zones du plan de phase où le véhicule devient instable. En déterminant ces zones et en ayant l'information sur l'état du véhicule on peut conclure sur la stabilité du véhicule.

3.4 Choix de prestations : manœuvres et critères associés

Afin de pouvoir évaluer les performances du véhicule nous utilisons les prestations qui peuvent représenter les situations potentiellement dangereuses que le conducteur peut rencontrer durant l'utilisation du véhicule. A chaque prestation on associe des critères quantifiés qui permettent une évaluation objective de la prestation.

Deux types de manœuvres peuvent être utilisés, avec et sans actions correctives du pilote.

Définition 5 La manœuvre sans pilote en boucle est une manœuvre effectuée sans

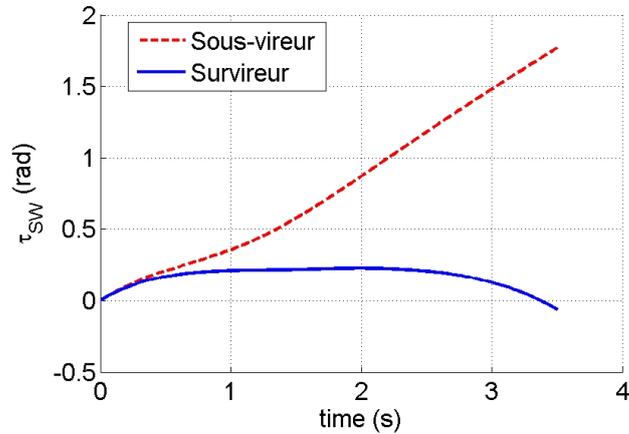


Figure 3.13: Taux de sousvirage comme réponse à une "rampe" de l'angle au volant

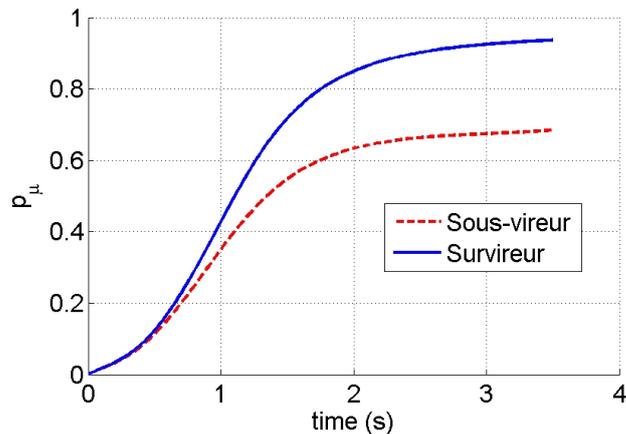


Figure 3.14: Potentiel d'adhérence comme réponse à une "rampe" de l'angle volant

actions correctives de la part du pilote et est nécessaire à l'évaluation des réponses du véhicule aux entrées de commande spécifiées au niveau d'angle au volant et pédales d'accélération et de freinage.

Définition 6 La manœuvre avec pilote en boucle est une manœuvre effectuée avec des actions correctives de la part du pilote et est nécessaire à l'évaluation des performances de la combinaison "conducteur-véhicule" pour des situations de vie prédéfinies.

3.4.1 Manœuvres sans pilote en boucle

La manœuvre "sine with dwell" (Figure 3.15) sans pilote en boucle est choisie pour l'évaluation de la stabilité en roulis et en lacet.

Les critères associés à cette manœuvre sont les suivants :

3. Analyse de stabilité et choix des prestations

- la stabilité en roulis : $LTR \leq 1$;
- la réactivité :

$$C_{react} = \frac{d_y(0.5/f)}{d_{y,ref}(0.5/f)} \cdot 100 \quad (3.33)$$

où d_y est la position latérale du véhicule, $d_{y,ref}$ est la position latérale de référence, f est la fréquence du signal sinusoïdal d'angle au volant. Ce critère permet de pénaliser le comportement excessivement sous-vireur du véhicule.

- la stabilité en lacet :

$$C_{lacet} = \frac{\dot{\Psi}_z(T_f + t)}{\max|\dot{\Psi}_z|} \quad (3.34)$$

où T_f est le temps correspondant à la fin de la manœuvre, t est un certain laps de temps. La vitesse de lacet du véhicule instable en lacet ne décroît pas après la fin de la manœuvre. La décroissance de la vitesse de lacet pas suffisamment rapide est aussi pénalisée même si le véhicule est stable.

- la dérive maximale (similaire au critère proposé dans [KIE 05] pour les véhicules légers) :

$$|\beta| \leq 7^\circ - 5^\circ \frac{v_x^2}{25^2} \quad (3.35)$$

Ce critère pénalise la dérive globale du véhicule. Nous autorisons 2 degrés d'angle de dérive à la vitesse 25 m/s, l'angle de dérive plus important à des vitesses plus faibles est toléré.

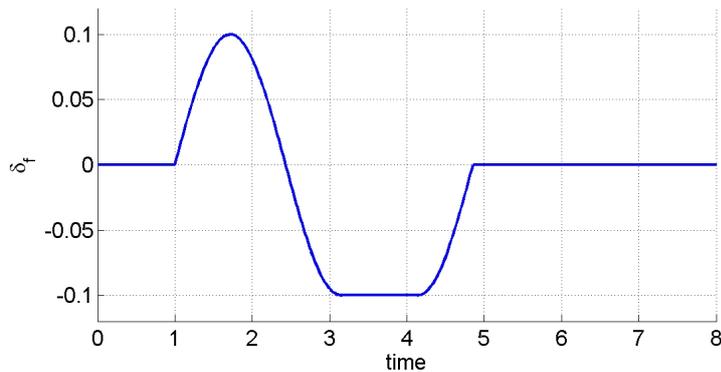


Figure 3.15: Exemple de l'entrée d'angle volant pour la manœuvre "sine with dwell"

3.4.2 Manœuvres avec pilote en boucle

Deux manœuvres avec pilote en boucle sont proposées pour l'utilisation dans cette étude : le changement de file et le freinage sur adhérence asymétrique.

3.4.2.1 Changement de file

La manœuvre de type changement de file permet d'évaluer la stabilité du véhicule en boucle fermée sous fort transfert de charge. La trajectoire à suivre par le véhicule est défini comme proposée par la norme SS-ISO 14791⁶ [ISOa] avec la possibilité d'adaptation de la configuration de la route au véhicule étudié. La coordonnée latérale y de la position du centre de gravité du véhicule dans la partie transitoire de la manœuvre est exprimée en fonction de la coordonnée longitudinale x , de la valeur maximale de l'accélération latérale $a_{y,max}$, de la fréquence f du signal de l'accélération latérale qui doit être obtenu si la trajectoire est bien suivie, et la vitesse du véhicule v_x :

$$y = \frac{a_{y,max}}{(2\pi f)^2} \left[2\pi f \frac{x}{v_x} - \sin \left(2\pi f \frac{x}{v_x} \right) \right] \quad (3.36)$$

Sur la Figure 3.16 un exemple de la construction de la trajectoire à suivre pour le changement de file est donné.

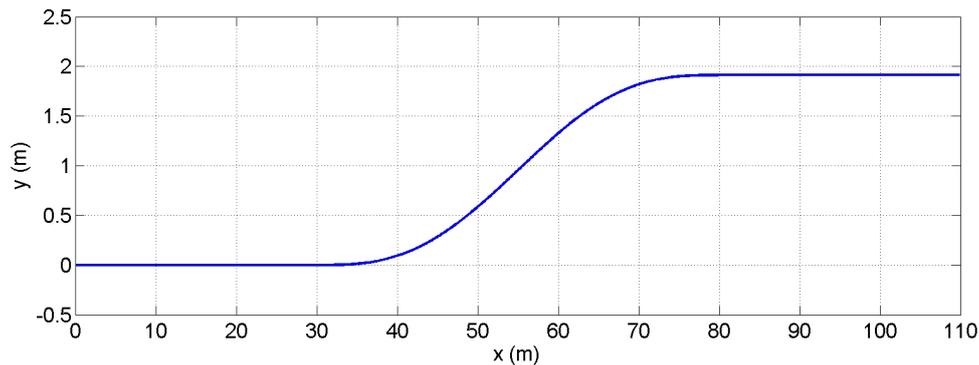


Figure 3.16: Exemple de la trajectoire pour le changement de file pour $v_x = 25m/s$, $|a_{y,max}| = 3m/s^2$, $f = 0.5$ Hz

Les critères utilisés pour l'évaluation des performances du véhicule sont :

- 1 déviation de la trajectoire qui est calculée comme la surface entre la trajectoire du véhicule et la trajectoire de référence ;
- 2 l'activité du conducteur caractérisée par la surface de l'enveloppe convexe des points la diagramme "angle au volant - vitesse d'angle au volant". Nous pénalisons le braquage et la vitesse de braquage importants sans pondération quelconque, alors qu'une étude plus profonde sur la forme de l'enveloppe pourrait être réalisée. La Figure 3.17 montre un exemple d'évaluation d'activité du conducteur pour une manœuvre de double changement de file réalisée par un conducteur réel.

6. norme pour les combinaisons des véhicules et les buses articulés, mais on adapte la manœuvre à notre étude - véhicule de type "porteur"

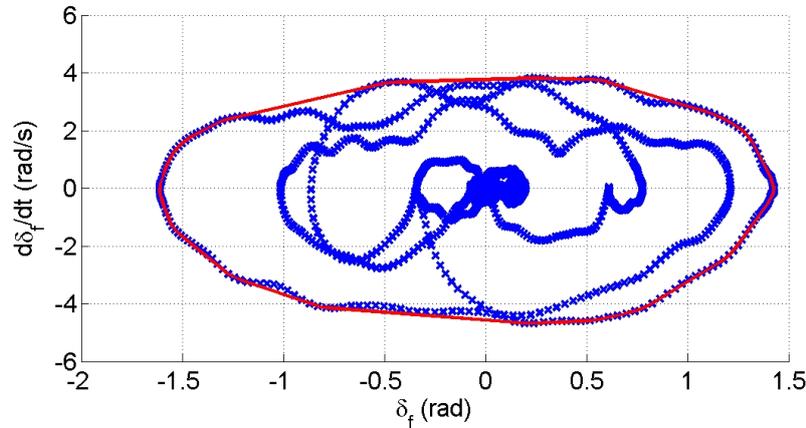


Figure 3.17: Exemple d'évaluation d'activité du conducteur : diagramme "angle au volant - vitesse d'angle au volant" et son enveloppe convexe

3.5 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons considéré les problèmes liés à la stabilité du véhicule poids-lourd.

Le renversement du véhicule étant un problème prépondérant pour ce type de véhicule, nous avons commencé notre étude par la présentation de la mécanique du renversement. Ensuite, nous avons choisi et pris en considération des critères qui sont potentiellement utilisables dans les systèmes d'alerte du conducteur sur le risque de renversement et les systèmes de contrôle actif de type ESP (fonction ROP). En considérant ces critères nous avons essayé d'apporter une évaluation de ces critères.

Ensuite, nous avons présenté les méthodes d'étude de la stabilité en lacet du véhicule à trois essieux. Nous avons utilisé un modèle linéaire pour introduire les notions de sous-virage/survirage. En complexifiant le modèle par la prise en compte de différentes non-linéarités nous avons mis en évidence les problèmes de stabilité en lacet par la méthode de plan de phase.

Finalement, dans la dernière section de ce chapitre nous avons présenté les prestations qui nous serviront pour l'évaluation des performances du véhicule sans et avec les stratégies de contrôle qui seront développées par la suite.

Dans le chapitre suivant nous allons considérer les lois de commande qui nous permettront de palier les problèmes de stabilité du véhicule.

Chapitre 4

Contrôle global du châssis

Sommaire

4.1	Introduction	71
4.1.1	CGC basé sur une structure hiérarchisée	72
4.1.2	CGC par la commande prédictive	75
4.2	Structure de commande hiérarchisée	76
4.2.1	Génération de la trajectoire de référence	77
4.2.2	Régulation	78
4.2.3	Allocation de contrôle	79
4.2.4	Contrôle de freinage bas niveau	82
4.2.5	Résultats de simulation	82
4.3	Commande prédictive	87
4.3.1	Principe général	87
4.3.2	Le modèle	88
4.3.3	Le critère de coût	92
4.3.4	Les contraintes	93
4.3.5	Formulation du problème	94
4.3.6	Les paramètres de réglage	95
4.3.7	Problèmes structurels de la commande prédictive	95
4.3.8	Trajectoire de référence	96
4.3.9	Résultats de simulation	96
4.3.10	Commande prédictive pour le contrôle du véhicule équipé des barres anti-roulis actives	100
4.4	Conclusion	104

4.1 Introduction

Dans le chapitre précédent nous avons vu que le véhicule poids-lourd, dans certaines situations, peut devenir instable. Le contrôle du châssis permet de stabiliser le

véhicule devenu instable, ou d'anticiper le déclenchement de ce genre de situations. Différents actionneurs peuvent être utilisés pour le contrôle du véhicule, comme par exemple les freins, les directions avant et arrière ou les suspensions. Quand le nombre d'actionneurs est supérieur au nombre de degrés de liberté contrôlés le système est qualifié de sur-actionné. Ce sur-actionnement du véhicule peut être utilisé pour minimiser un certain critère portant principalement sur l'utilisation des actionneurs dont les actions combinées permettent de réaliser le contrôle du véhicule.

Dans ce travail nous développons deux Contrôleurs Global Châssis (CGC) :

- 1 le premier CGC est basé sur la structure hiérarchisée (connue aussi sous le nom d'allocation de contrôle¹),
- 2 le second CGC a une structure non-hiérarchisée, la commande prédictive est appliquée.

Dans ce chapitre nous commençons par la présentation de l'état de l'art sur ces deux approches qui nous paraissent les plus intéressantes. Ensuite, nous développons les stratégies de contrôle du véhicule poids-lourd basées sur ces stratégies de commande. Pour chaque CGC nous donnons un exemple avec une seule prestation et une seule configuration d'actionneurs pour démontrer la faisabilité de ce type de contrôle. La robustesse par rapport à l'incertitude paramétrique des commandes proposées est aussi évaluée.

4.1.1 CGC basé sur une structure hiérarchisée

Une façon de contrôler le système sur-actionné est de considérer le problème de commande comme étant composé de deux tâches principales [HAR 03] :

- 1 la définition de l'effort total stabilisant à appliquer sur le système ;
- 2 la définition des actions que doivent générer les actionneurs pour atteindre la réalisation de cet effort total.

La structure hiérarchisée (avec "allocation de contrôle") (Figure 4.1) est basée sur ce principe. Le bloc "Régulateur" génère l'effort total g (forces latérale, longitudinale et le moment de lacet) à appliquer au niveau du centre de gravité du véhicule et le bloc "Allocation de contrôle" distribue les actions parmi les actionneurs.

Les avantages de cette approche sont les suivants :

- une utilisation optimale du "potentiel" des pneumatiques en génération d'effort : avec un critère de coût choisi pour cet effet il est possible de distribuer les actions aux actionneurs afin d'atteindre plusieurs objectifs de contrôle (de la dynamique longitudinale, latérale et en lacet) simultanément ;
- la prise en compte des contraintes au niveau des actionneurs et du "potentiel" des pneumatiques : ceci est possible grâce à la procédure d'optimisation sous contraintes réalisée dans le bloc "Allocation de contrôle" ;

1. en anglais Control Allocation

- reconfiguration relativement simple en cas de changement de configurations des actionneurs pour le contrôle du véhicule ou en cas de défaillance d'un ou de plusieurs actionneurs. Ceci nécessitera la modification du problème d'optimisation dans le bloc "Allocation de contrôle" soit par sa reformulation soit par le réajustement des contraintes.

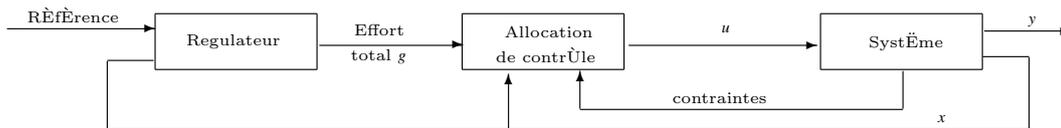


Figure 4.1: CGC basé sur la structure hiérarchisée

L'utilisation d'optimisation pour la distribution des actions parmi les actionneurs a été appliquée dans différents domaines : aéronautique, naval, véhicules routiers. Pour un aperçu de l'état de l'art de l'application de cette méthode dans les domaines aéronautique et naval, le lecteur intéressé peut consulter les travaux de [HAR 03] et [TJO 08]. En ce qui concerne les véhicules routiers, l'allocation de contrôle a d'abord été appliquée dans le domaine du véhicule léger. Nous pouvons citer les travaux de Mokhiamar et Abe [MOK 04] où la commande par modes glissants est utilisée pour la génération de la force latérale et du moment de lacet stabilisants. Ensuite, une optimisation linéaire multivariable sans contraintes est appliquée pour la distribution des forces latérales et longitudinales par les 4 roues du véhicule. Orend [ORE 05] propose de trouver l'effort total stabilisant par le modèle inverse de la dynamique du véhicule dans le plan horizontal et d'effectuer l'allocation de contrôle par la méthode de pseudo-inverse de Moore-Penrose (voir [HAR 03] et [BOY 04] pour les détails sur cette méthode). Knobel [KNO 08] utilise dans la partie de la régulation l'approche par l'inversion similaire à celle de [ORE 05] et applique une optimisation non-linéaire sous contraintes pour l'allocation de contrôle. Tondel et Johansen [TON 05] proposent d'activer le régulateur proportionnel si un certain seuil de vitesse de lacet est dépassé. En ce qui concerne l'allocation du contrôle, le problème non-linéaire est formulé, dont la solution est basée sur la technique de la programmation non-linéaire multiparamétrique. Cette technique permet de calculer hors ligne la solution approchée de la programmation non-linéaire sous forme d'une fonction de l'état explicite et linéaire par morceaux. Tjonas [TJO 08] présente un schéma d'allocation de contrôle qui ne cherche pas à trouver une solution optimale à chaque pas de temps mais un schéma basé sur la solution de l'optimisation dynamique qui converge vers la solution optimale de manière stable. Laine [LAI 07] utilise le schéma d'allocation de contrôle similaire à celui proposé dans [HAR 03] (application aéronautique) mais pour le contrôle des véhicules légers. Son approche est basée sur la résolution du problème QP standard.

Le contrôle des véhicules poids-lourd (éventuellement les SUV²) diffère de celui des véhicules légers par la prise en compte du problème de renversement que nous avons considéré dans le Chapitre 3. En général, l'adaptation du contrôleur aux problématiques du véhicule poids-lourd passe par l'intégration de la fonction de contrôle de roulis dans le régulateur, comme cela a été fait par Sundstrom et Tagnesson [SUN 08] et par Schofield [SCH 06]. Dans les deux cas, l'allocation de contrôle est similaire à celle de [LAI 07]. Une approche alternative a été proposée par Alberding et al. [ALB 09] et est basée sur l'intégration de la fonction anti-renversement dans le problème d'allocation de contrôle par la prise en compte d'une contrainte supplémentaire sur le critère énergétique de type W_{WLO} (voir Section 3.2.4 pour les détails sur ce critère) dans le problème d'optimisation.

Nous voyons que le choix des méthodes de commande hiérarchisée de contrôle est très large. Le "Régulateur" peut être synthétisé par l'application de l'une des nombreuses techniques de commande linéaire (PID, LQ, commande robuste) ou non-linéaire (modes glissants, backstepping, etc). Les avantages et les inconvénients de ces méthodes ont été discutés dans de nombreux ouvrages dans le domaine de l'Automatique.

Concernant l'allocation de contrôle, ce bloc peut aussi être réalisé de différentes façons. Nous ne considérons pas dans ce travail des méthodes non-optimales mais le lecteur intéressé peut se référer au travail de [HAR 03] pour les détails sur des techniques de type "allocation directe" et "daisy chain".

Parmi les méthodes d'allocation de contrôle basées sur l'optimisation on retrouve les approches suivantes :

- optimisation non-linéaire. La dynamique du véhicule, et plus particulièrement les forces des pneumatiques, étant non-linéaires, il est tout à fait naturel de formuler le problème d'allocation de contrôle comme un problème d'optimisation non-linéaire. Ces problèmes sont difficile à résoudre et les méthodes d'optimisation non-linéaire que l'on peut envisager à utiliser en temps réel permettent de retrouver (mais ceci n'est pas forcément garanti) la solution qui n'est optimale que localement. Cependant, des approximations des solutions de la programmation non-linéaire sont possibles comme nous l'avons vu dans l'exemple de [TON 05] où la technique de la programmation non-linéaire multiparamétrique est appliquée. Nous pouvons aussi voir qu'une autre solution proposée dans [TJO 08] peut être aussi efficace. Mais il faut noter que ces méthodes ont été appliquées au contrôle du véhicule avec la réalisation d'un seul composant de l'effort total - le moment de lacet - ce qui permet de simplifier considérablement le problème posé.
- optimisation linéaire ou quadratique. Ces techniques peuvent être appliquées directement avec l'hypothèse que les pneumatiques travaillent dans le domaine linéaire et en négligeant le couplage entre les forces longitudinales et latérales des pneumatiques. Sinon la linéarisation des fonctions des forces des pneu-

2. Sport Utility Vehicle en anglais ou Véhicule Utilitaire Sport (VUS) en français

matiques autour du point de fonctionnement est nécessaire. Les méthodes de résolution des problèmes linéaires ou quadratiques sont bien développées et des solveurs très efficaces existent.

4.1.2 CGC par la commande prédictive

Tout comme la commande avec l'allocation de contrôle, la commande prédictive (MPC³ permet de gérer le sur-actionnement du véhicule avec la prise en compte des contraintes au niveau des actionneurs et des pneumatiques. En plus, cette technique permet de construire les trajectoires optimales (à certain horizon) des variables d'état du véhicule et des actionneurs tout en respectant toutes les contraintes que ce soient les contraintes sur les variables d'état ou sur la commande.

Dans la littérature, un nombre important de publications aborde l'application des techniques de commande prédictive pour le contrôle des véhicules légers. Un contrôleur prédictif non-linéaire (NMPC⁴) a été proposé par Falcone [FAL 07]. Horiuchi et al. [HOR 99] proposent un schéma de commande prédictive non-linéaire continue sans prendre en compte les contraintes.

Le désavantage principal de l'approche NMPC réside dans la difficulté de résolution du problème d'optimisation posé tout comme dans le cas de l'allocation de contrôle non-linéaire. Pour contourner ces problèmes, les approximations des solutions optimales sont utilisées. Par exemple, Tondel et Johansen [TON 03] proposent d'appliquer la technique de la programmation non-linéaire multiparamétrique pour trouver des solutions approchée du problème non-linéaire hors ligne sous forme d'une fonction d'état, explicite et linéaire par morceaux. Une approche intéressante pour la commande NMPC a été proposée par Canale et al. [CAN 10] : elle est basée sur le calcul hors ligne d'un nombre fini de solutions exactes du problème NMPC. . Ensuite, cette information est utilisée pour construire la loi de commande en ligne en utilisant une approche de type "Nearest Point" basée sur la théorie de Set Membership (SM) (pour plus de détails, voir [CAN 09]). Une autre façon de contourner les difficultés d'application de l'approche NMPC est d'utiliser les modèles linéaire à temps variant (LTV) ou à paramètres variants (LPV). Le modèle linéarisé de LTV-MPC (MPC basé sur le modèle LTV) peut être construit par l'utilisation de la linéarisation directe du système autour du point de fonctionnement. Cette approche a été adoptée par Falcone [FAL 07] et Chang [CHA 07].

La commande prédictive pour le contrôle des véhicules routiers peut aussi être basée sur les modèles linéaires invariants dans le temps ce qui simplifie considérablement le problème mais n'est valide que pour des faibles sollicitations du véhicule pour lesquelles le modèle linéaire reste valide. Yoshida et al. [YOS 08] ont développé une commande prédictive basé sur un modèle linéaire avec la prise en compte de contraintes linéaires. Le problème d'optimisation est un problème

3. en anglais Model Predictive Control

4. en anglais Nonlinear Model Predictive Control

QP standard. La commande MPC similaire à celle développée dans [YOS 08] a été implémentée par Park et al. [PAR 09].

En ce qui concerne les travaux sur le MPC appliqué aux véhicules poids-lourd, la bibliographie est beaucoup moins riche. Cependant, nous pouvons citer l'étude de Carlson et Gerdes [CAL 03] dans laquelle le problème de renversement des véhicules routiers (pas spécialement des véhicules poids-lourds) a été traité. Les auteurs ont développé la commande MPC avec un modèle linéaire intégrant le mouvement de roulis de la caisse du véhicule. La linéarité du modèle leur a aussi permis de développer la solution explicite de MPC ce qui permet de réduire considérablement la charge en calcul en temps réel. Bahaghighat [BAH 10] a développé la commande MPC pour le contrôle en lacet du véhicule articulé.

Nous voyons que les approches de la commande prédictive qui peuvent être appliquées au contrôle des véhicules routiers sont très diversifiées. Les approximations des solutions de NMPC proposées dans [TON 03] et [CAN 10] nous semblent très intéressantes pour l'application industrielle. Cependant, ces approches nécessitent une étude beaucoup plus approfondie de NMPC et des méthodes mathématiques associées. En ce qui concerne l'étude de faisabilité, principal objectif de notre travail, nous nous penchons vers l'approche par LTV-MPC qui nous semble être intuitive et pour laquelle les méthodes très efficaces d'optimisation quadratique sont disponibles. Après cette présentation générale, les deux sections suivantes vont s'attarder à présenter les approches qui ont été proposées dans le cadre de ce travail.

4.2 Structure de commande hiérarchisée

La structure de commande hiérarchisée que nous utilisons dans ce travail est présentée sur la Figure 4.2. Le bloc "Générateur de référence", comme l'indique son nom, génère la trajectoire de référence à suivre par le véhicule. Les entrées de ce bloc sont produites par le pilote. Les organes sur lesquels le pilote peut agir pour définir la trajectoire qu'il désire à suivre sont principalement le volant, les pédales d'accélération et de freinage. Dans cette étude, le seul signal produit par le pilote est l'angle volant. La sortie de ce bloc est le vecteur $x_r = [v_{yr} \ \dot{\psi}_{zr}]^T$, où v_{yr} est la vitesse latérale de référence et $\dot{\psi}_{zr}$ est la vitesse de lacet de référence. Les détails sur la génération de la trajectoire de référence sont données dans la Section 4.2.1.

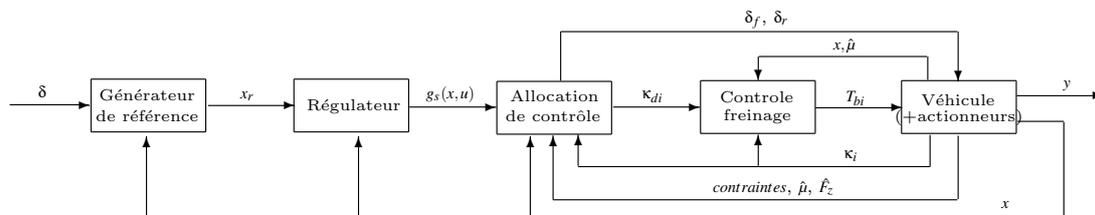


Figure 4.2: Structure de commande hiérarchisée utilisée dans ce travail

Le bloc "Régulateur" génère le signal de l'effort total stabilisant $g_s(x, u) = [F_{xT}/m \ F_{yT}/m \ M_{zT}/I_{zz}]^T$ à appliquer au véhicule pour qu'il suive la trajectoire de référence. Les entrées du bloc sont le vecteur de la trajectoire de référence x_r et l'état du véhicule. Les détails sur ce bloc sont exposés dans la Section 4.2.2.

Les actions des actionneurs qui permettent de réaliser l'effort total stabilisant sont produites par le bloc "Allocation de contrôle". Les entrées de ce bloc sont l'effort total stabilisant g_s , l'état du véhicule et l'estimation du coefficient d'adhérence, des efforts verticaux, du taux de glissement des roues qui sont nécessaires pour linéariser le terme g_s autour du point de fonctionnement, les contraintes au niveau des actionneurs (plus spécifiquement sur l'angle de braquage des roues). Ces contraintes sont essentiellement les limites réalistes d'action qui peuvent être atteintes par les actionneurs choisis. Elles sont utilisées pour définir la réalisation de l'optimisation sous contraintes. En fonction de la configuration des actionneurs choisie, la commande u peut contenir les angles de braquage des trains avant et arrière et les taux de glissement des roues.

Le taux de glissement n'est pas une commande qui pourrait être utilisée directement dans les systèmes de type EBS⁵ qui nécessitent la connaissance du couple ou de la pression de freinage. Une boucle de commande de freinage de bas niveau est nécessaire pour le contrôle du taux de glissement. Le bloc "Contrôle freinage" réalise cette fonction, voir Section 4.2.4. Ce bloc a pour entrée les taux de glissement désirés, les taux de glissement actuels, l'estimation du coefficient d'adhérence et certaines composantes de l'état du véhicule tels que les vitesses de rotation des roues, les vitesses longitudinales des centres des roues.

4.2.1 Génération de la trajectoire de référence

La trajectoire de référence que nous utilisons dans ce travail est un vecteur $x_r = [v_{yr} \ \dot{\psi}_{zr}]^T$.

Les composants v_{yr} et $\dot{\psi}_{zr}$ de la trajectoire de référence peuvent être générés de différentes manières :

- 1 fixer v_{yr} à zéro et retrouver $\dot{\psi}_{zr}$ à partir de la relation statique entre l'angle de braquage et la vitesse de lacet qui peut être déduite de l'expression 3.27 [GIL 92] :

$$\dot{\psi}_{zr} = \frac{v_x}{l_e + K_{US}v_x^2/g} \delta. \quad (4.1)$$

Le signal de référence de la vitesse de lacet ainsi générée doit être filtré par un filtre du premier ordre pour prendre en compte la dynamique de la réponse en lacet du véhicule et ne pas imposer de consignes irréalistes.

Par la suite, nous utiliserons cette façon de générer la référence.

- 2 utiliser le modèle linéaire de type bicyclette (2.17).

5. en anglais Electronic Brake System

Remarque : Pour éviter les interventions du système de sécurité active qui pourrait perturber le pilote, une zone autour du signal de référence Ψ_{zr} pourrait être définie. Si le signal Ψ_z du véhicule reste dans cette zone, l'erreur du suivi de trajectoire est nulle. La dimension de la zone autour du signal de référence pourrait être liée aux critères des prestations que nous avons définis dans le Chapitre 3. Dans ce travail, nous négligeons de cette considération. \square

Le niveau maximal de l'amplitude de la vitesse de lacet atteignable est limité par la valeur maximale de l'accélération latérale. En condition de forte adhérence, le maximum de l'accélération latérale est défini par la condition de non-renversement du véhicule, alors que pour de faibles adhérences celui-ci dépend du potentiel des pneumatiques. Nous choisissons de n'utiliser que 80% du potentiel des pneumatiques pour le mouvement de lacet sur faible adhérence, ce qui correspond plus ou moins à des valeurs que l'on retrouve dans la littérature [KIE 05]. Les situations où plus de 80% du potentiel d'adhérence est utilisé sont jugées critiques comme nous l'avons vu dans la Section 3.3.3.2. La référence de la vitesse de lacet doit être saturée quand $|\Psi_{zr,max}|$ est atteinte, valeur qui est donnée par la relation suivante :

$$|\Psi_{zr,max}| = \begin{cases} \frac{0.8\mu g}{v} & \text{si } 0.8\mu g \leq a_{y,rollover} \\ a_{y,rollover} & \text{sinon} \end{cases} \quad (4.2)$$

Dans ce travail, nous ne définissons pas la référence de la vitesse longitudinale. La réduction de v_x est réalisée par la commande de décélération dans le bloc "Régulateur".

4.2.2 Régulation

La tâche du régulateur est de produire l'effort total $g_s = [F_{xT}/m \ F_{yT}/m \ M_{zT}/I_{zz}]^T$ que doivent générer les pneumatiques. Des fonctions de contrôle de la trajectoire et de contrôle d'anti-renversement sont réalisés dans ce bloc.

4.2.2.1 Contrôle anti-renversement

Le critère de renversement qui a été retenu est le RW (3.18) avec les paramètres définis dans la Section 3.2.4.5. La fonction d'anti-renversement du régulateur consiste en commande de décélération si la valeur du RW (normalisé entre -1 et 1) dépasse 80 % de sa valeur critique (le seuil de 80 % est choisi de manière empirique) comme suit :

$$g_{s1}(x, u) = F_{xT}/m = \begin{cases} a_{x,max}|RW| & \text{si } |RW| > 0.8 \\ 0 & \text{sinon} \end{cases} \quad (4.3)$$

Pour limiter le "chattering" du signal F_{xT}/m , nous le filtrons par un filtre passe-bas du premier ordre avec une constante du temps $\tau_{fx} = 0.2$ s. La valeur de $a_{x,max}$ est fixée à -2.5m/s^2 ce qui permet de ralentir le véhicule sans le laisser dériver considérablement. Cependant, il faut noter que dans la littérature on peut retrouver

des valeurs plus importantes de la décélération maximale (par exemple, l'accélération longitudinale maximale est fixée à $-0.4g$ dans [ODE 99]).

4.2.2.2 Contrôle de la trajectoire

Le fonction de contrôle de la trajectoire est basée sur le modèle du mouvement plan à 2 DDL (2.11) - (2.12) :

$$\begin{bmatrix} g_{s2}(x, u) \\ g_{s3}(x, u) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_{yT}/m \\ M_{zT}/I_{zz} \end{bmatrix} = \dot{x}_r - f(x) - K_F(x - x_r) \quad (4.4)$$

avec $x = [v_y \ \psi_z]^T$, $K_F = \text{diag}[K_{Fy} \ K_{Mz}]$.

Avec $g(x, u) = [g_{s2}(x, u), \ g_{s3}(x, u)]^T$, la dynamique de l'erreur $e = x - x_r$ devient :

$$\dot{e} = \dot{x} - \dot{x}_r = (f(x) + [g_{s2}(x, u), \ g_{s3}(x, u)]^T) - \dot{x}_r = -K_F e \quad (4.5)$$

Le point d'équilibre $e = 0$ est donc globalement exponentiellement stable si K_F est positif.

Pendant la construction de la trajectoire de référence nous avons pris en compte les limites de l'accélération latérale (limite d'adhérence ou condition de non-renversement) qui définit la valeur maximale de la vitesse de lacet qui peut être atteinte sans causer la dérive excessive du véhicule ou le renversement dans les conditions données. Si la limite de la vitesse de lacet est atteinte il peut être nécessaire de réduire la vitesse longitudinale pour pouvoir suivre la trajectoire désirée par le conducteur. Dans cette situation, nous commandons la décélération du véhicule comme suit :

$$g_{s1}(x, u) = F_{xT}/m = \begin{cases} K_w |w_{zr,unsat} - w_{zr,sat}| & \text{si } |w_{zr,unsat}| > |w_{zr,sat}| \\ 0 & \text{sinon} \end{cases} \quad (4.6)$$

où $w_{zr,unsat}$ est la vitesse de lacet de référence avant la saturation par la prise en compte de l'accélération latérale maximale atteignable, $w_{zr,sat}$ est la vitesse de lacet de référence après la saturation par (4.2). Le coefficient $K_w = -25$, avec cette valeur du coefficient la décélération atteint $a_{x,max}$ quand la vitesse de lacet de référence non-saturée dépasse la valeur de saturation de 0.1 rad/s. Le signal de décélération est filtré par le filtre passe-bas du premier ordre avec une constante du temps $\tau_w = 0.2$.

La décélération maximale est choisie entre les équations (4.3) et (4.6).

4.2.3 Allocation de contrôle

La tâche du bloc "Allocation de contrôle" consiste à transmettre les actions à réaliser aux actionneurs du véhicule. Cette distribution se fait par la résolution d'un problème sous-déterminé avec la prise en compte des contraintes au niveau des actionneurs. Différentes techniques peuvent être appliquées pour la résolution de ce

type de problème, le lecteur intéressé peut s'adresser à [HAR 03] pour les détails sur ces techniques. Nous choisissons l'approche par l'optimisation qui permet de trouver une solution optimale à chaque pas de temps tout en respectant les différentes contraintes.

4.2.3.1 Contraintes

Les contraintes au niveau des actionneurs à prendre en compte sont :

1 la position des actionneurs

$$u_{min} \leq u_k \leq u_{max}, \quad (4.7)$$

2 la rapidité des actionneurs

$$\rho_{min} \leq \dot{u}_k \leq \rho_{max}. \quad (4.8)$$

En approchant \dot{u}_k par les différences finies :

$$\dot{u}_k \approx \frac{u_k - u_{k-1}}{T_s}$$

avec T_s la période d'échantillonnage, la contrainte sur la rapidité des actionneurs peut s'écrire comme une contrainte sur l'incrément de la position $\Delta u_k = u_k - u_{k-1}$:

$$\Delta u_{min} \leq \Delta u_k \leq \Delta u_{max} \quad (4.9)$$

Remarque : la commande produite par l'allocation de contrôle pour le système de freinage est le taux de glissement qui n'est pas véritablement l'entrée de commande de l'actionneur du frein mais la consigne pour le contrôle de bas niveau que nous considérons par la suite. Nous imposons tout de même la contrainte sur l'incrément du taux de glissement pour que l'allocation de contrôle ne produise pas des consignes avec des variations importantes pour le taux de glissement. \square

4.2.3.2 Formulation du problème d'optimisation

Le terme $g(x, u) = [F_{xT}/m, F_{yT}/m, M_{zT}/I_{zz}]$ est non-linéaire, son utilisation directe dans la formulation du problème d'optimisation impliquera l'adaptation des méthodes d'optimisation non-linéaire sous contraintes. La résolution de ce type de problème est une tâche très complexe et difficilement utilisable dans notre application où l'optimisation doit se faire en temps réel. Afin de simplifier le problème, nous linéarisons le terme $g(x, u)$ autour du point de fonctionnement comme suit :

$$g(x_{k+1}, u_{k+1}) = g(x_k, u_k) + \frac{\partial g}{\partial x}(x_k, u_k) \Delta x_k + \underbrace{\frac{\partial g}{\partial u}(x_k, u_k)}_{B_k} \Delta u_k \quad (4.10)$$

Le terme Δx_k est retrouvé à partir du schéma de discrétisation d'Euler :

$$\Delta x_k = x_{k+1} - x_k = T_s (f(x_k) + g(x_k, u_k)) \quad (4.11)$$

En notant

$$v = g(x_{k+1}, u_{k+1}) - g(x_k, u_k) - \frac{\partial g}{\partial x}(x_k, u_k) \Delta x_k$$

l'expression (4.10) peut être écrite comme suit :

$$B_k \Delta u = v \quad (4.12)$$

L'allocation de contrôle consiste en minimisation du critère de coût suivant :

$$J = \underbrace{\|B_k \Delta u - v\|_{W_v}^2}_i + \underbrace{\|u - u_{rest}\|_{W_u}^2}_{ii} + \underbrace{\|\Delta u\|_{W_{\Delta u}}^2}_{iii} \quad (4.13)$$

où $\|X\|_{W}^2 = X^T W X$, u_{rest} est la position au repos des actionneurs.

Le critère de coût a pour composantes les grandeurs suivantes : (i) l'erreur de la réalisation de l'effort total, (ii) la déviation de la position au repos des actionneurs et (iii) l'incrément de la position des actionneurs.

A chaque pas de temps il faut résoudre le problème d'optimisation qui consiste à minimiser cette fonction de coût :

$$\min_{\Delta u_k} J(u_k, \Delta u_k) \quad (4.14)$$

sous contraintes suivantes :

$$u_{\min} \leq u_k \leq u_{\max} \quad (4.15a)$$

$$\Delta u_{\min} \leq \Delta u_k \leq \Delta u_{\max} \quad (4.15b)$$

Pour pouvoir utiliser les outils de la programmation quadratique (QP) le critère de coût (4.13) est mis sous la forme standard de QP comme suit :

$$J = \frac{1}{2} \Delta u_k^T H \Delta u_k + f^T \Delta u_k + C_k \quad (4.16)$$

avec C_k - le composant ne dépendant pas de Δu_k et qui n'est pas considéré dans la procédure d'optimisation, et

$$H = 2(B_k^T W_v B_k + W_u + W_{\Delta u}), \quad (4.17)$$

$$f = -2((u_{rest} - u_k)^T W_u + v^T W_v B_k)^T. \quad (4.18)$$

4.2.4 Contrôle de freinage bas niveau

Pour l'action de freinage l'allocation de contrôle génère le taux de glissement des roues. Le but du contrôle de freinage bas niveau est de commander le couple de freinage qui permet de réaliser le taux de glissement désiré produit par l'allocation de contrôle.

En procédant de manière similaire à ce qui est proposé dans [CHO 05], nous cherchons la commande qui pourrait faire tendre l'erreur du taux de glissement $e_{\kappa i} = \kappa_i - \kappa_{di}$ exponentiellement vers zéro :

$$\dot{e}_{\kappa i} = -K_{\kappa} e_{\kappa i}$$

En inversant l'expression de la dynamique du taux de glissement (2.39) on obtient le couple de freinage à appliquer comme suit :

$$T_{bi} = r_{ei} F_{xi} + \frac{I_{yy,ti}}{r_{ei}} (-K_{\kappa} v_{cxi} e_{\kappa i} + v_{cxi} \dot{\kappa}_{di} + (\kappa_i + 1) \dot{v}_{cxi}) \quad (4.19)$$

4.2.5 Résultats de simulation

L'évaluation du contrôleur CGC sur différentes prestations et avec différentes configurations des actionneurs est réalisée dans le Chapitre 5. Ici, nous ne donnons qu'une illustration des performances du contrôleur avec une seule configuration des actionneurs - 6 freins + direction arrière active (RAS) et pour une seule manœuvre de type "Sine with dwell" sur forte ($\mu \approx 0.75$) et faible ($\mu \approx 0.35$) adhérence avec une vitesse longitudinale initiale de 20 m/s soit 72 km/h. L'amplitude d'angle de braquage des roues avant est de 3.44 deg et la fréquence est de 2.2 Hz, la durée du "plateau" est de 1 s. Nous faisons une hypothèse que les différentes sorties du véhicule nécessaires pour le contrôle (vitesses longitudinale, latérale et de lacet, angle et la vitesse angulaire de roulis de la masse suspendue, accélération latérale) sont disponibles soit par la mesure directe soit par l'observation.

Les paramètres du contrôleur sont donnés dans le Tableau 4.1. Les gains du "régulateur" sont choisis de manière à assurer la convergence suffisamment rapide vers zéro de l'erreur de la suivie de trajectoire. Les contraintes sur la commande (taux de glissement et angle de braquage) sont choisie de façon à ne pas faire travailler les pneumatiques dans les domaines de fortes non-linéarités. Les contraintes sur l'incrément de la commande sont également imposées. Concernant le choix des matrices de pondération, le poids le plus important (par la matrice W_v) est donné à la réalisation de l'effort total.

Ensuite, nous réalisons l'analyse de robustesse du contrôleur pour la même manœuvre. L'étude de robustesse est limitée à l'analyse de l'influence de l'incertitude paramétrique sur les performances du contrôleur. Les paramètres incertains choisis dans cette étude sont les suivants :

- 1 masse totale du véhicule ;

Tableau 4.1: Paramètres du contrôleur CGC basé sur la structure hiérarchisée (6 freins + RAS)

Paramètre	Valeur
K_F	diag[5, 20]
u_{\min}	[-0.15, -0.15, -0.15, -0.15, -0.15, -0.15, -0.0872 rad]
u_{\max}	[0, 0, 0, 0, 0, 0, 0.0872]
Δu_{\min}	[-1.6, -1.6, -1.6, -1.6, -1.6, -1.6, -0.00698]
Δu_{\max}	[1.6, 1.6, 1.6, 1.6, 1.6, 1.6, 0.00698]
W_v	diag[7, 1, 50]
W_u	diag[2, 2, 2, 2, 2, 2, 28.6624]
$W_{\Delta u}$	diag[2, 2, 2, 2, 2, 2, 28.6624]

- 2 moment d'inertie en lacet du véhicule ;
- 3 position longitudinale du centre de gravité ;
- 4 coefficient d'adhérence.

Remarque : Pendant l'étude de robustesse nous choisissons de faire varier les paramètres du modèle utilisé dans le contrôleur et de garder constants les paramètres du véhicule \square

Remarque : Une mauvaise estimation des paramètres peut avoir une répercussion sur la qualité de l'observation des sorties du système. Mais dans cette étude nous faisons l'hypothèse de l'observation "idéale" des sorties du système. \square

Les résultats d'évaluation des différents critères pour la manœuvre "Sine with dwell" pour faible adhérence avec une bonne estimation des paramètres et avec des erreurs introduites sont regroupés dans le Tableau 4.2.

4.2.5.1 Faible adhérence

Sur faible adhérence ($\mu \approx 0.35$) les forces des pneumatiques potentiellement réalisables ne sont pas suffisantes pour renverser le véhicule, il est donc stable en roulis (voir LTR sur la Figure 4.3h). Dans ces conditions, pendant la manœuvre réalisée ("sine with dwell") le véhicule avec le CGC désactivé reste stable en lacet. Cependant, son comportement en lacet est inacceptable car la décroissance de la vitesse de lacet (Figure 4.3g) après la fin de la manœuvre n'est pas suffisamment rapide et l'angle de dérive du véhicule est important (Figure 4.3f).

Lorsque le CGC est activé, il conduit à un bon suivi de trajectoire (Figures 4.3f,g). Le système de prévention de renversement a été activé (même si on constate que le véhicule non-contrôlé ne se renverse pas, le seuil de 80 % du critère de renversement a été dépassé) et la décélération du véhicule a été commandée (Figure 4.3d). La diminution de la vitesse longitudinale du véhicule (Figure 4.3e) est faible. Le système RAS (Figure 4.3b) permet de compenser la réduction des forces latérales

4. Contrôle global du châssis

au niveau des roues des essieux milieu et arrière produites par le freinage sur faible adhérence. Ceci permet de limiter la dérive du véhicule.

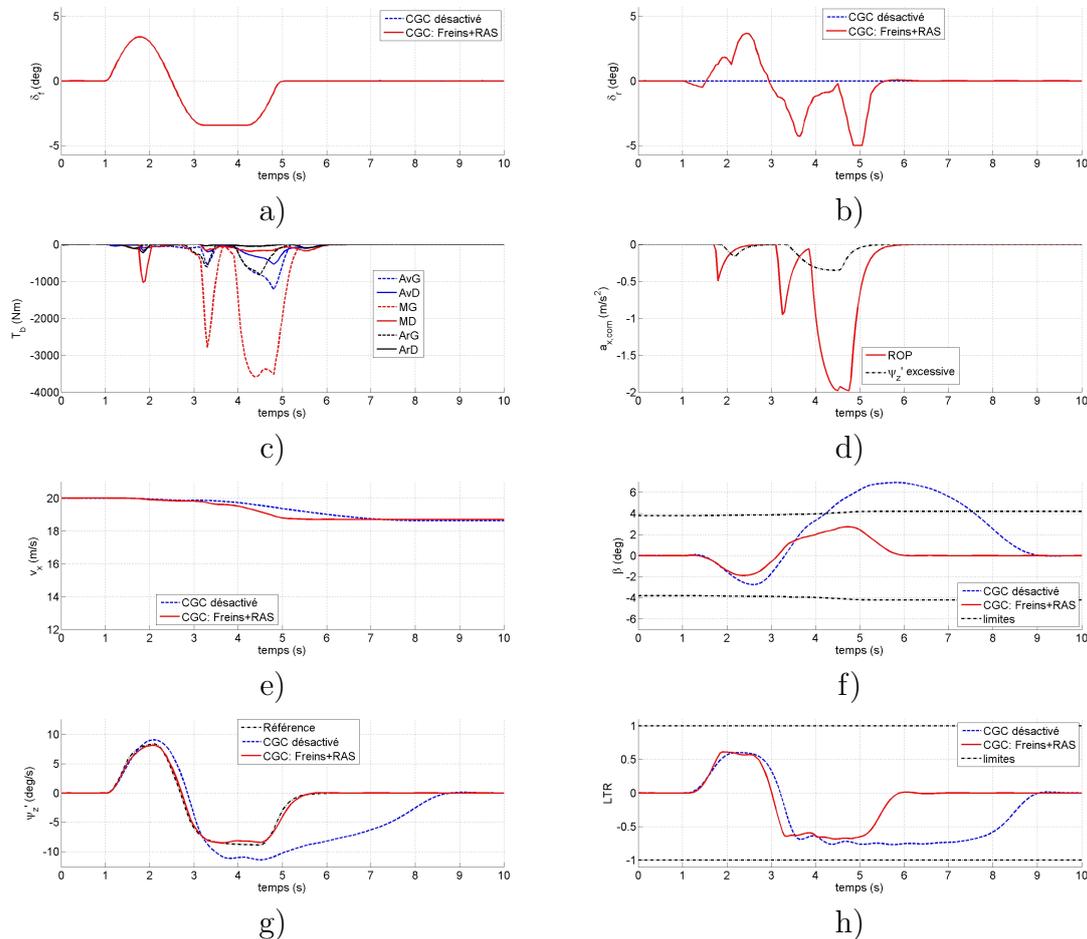


Figure 4.3: Résultats de simulation pour la manœuvre "Sine with dwell" sur faible adhérence pour le véhicule avec CGC basé sur la structure de commande avec l'allocation de contrôle (activé et désactivé) : a) angle de braquage des roues de l'essieu avant ; b) angle de braquage des roues de l'essieu arrière ; c) couple de freinage ; d) commande de l'accélération longitudinale ; e) vitesse longitudinale ; f) angle de dérive du véhicule ; g) vitesse de lacet ; h) LTR_{mr}

4.2.5.2 Forte adhérence

Sur forte adhérence ($\mu \approx 0.75$) lors de la manœuvre réalisée, le véhicule avec le CGC désactivé est stable en lacet (Figure 4.4g) mais risque de se renverser (Figure 4.4h) : la levée de roues des essieux milieu et arrière droites se produit vers 4.2 s de la simulation. La limitation de la vitesse de lacet (Figure 4.4g) et la commande de

décélération (Figure 4.4c,d) réalisées par le CGC permettent d'éviter cette situation accidentogène. Le contrôle est principalement réalisé par le système de freinage, le RAS ne participe que très peu (Figure 4.4b) au contrôle du véhicule.

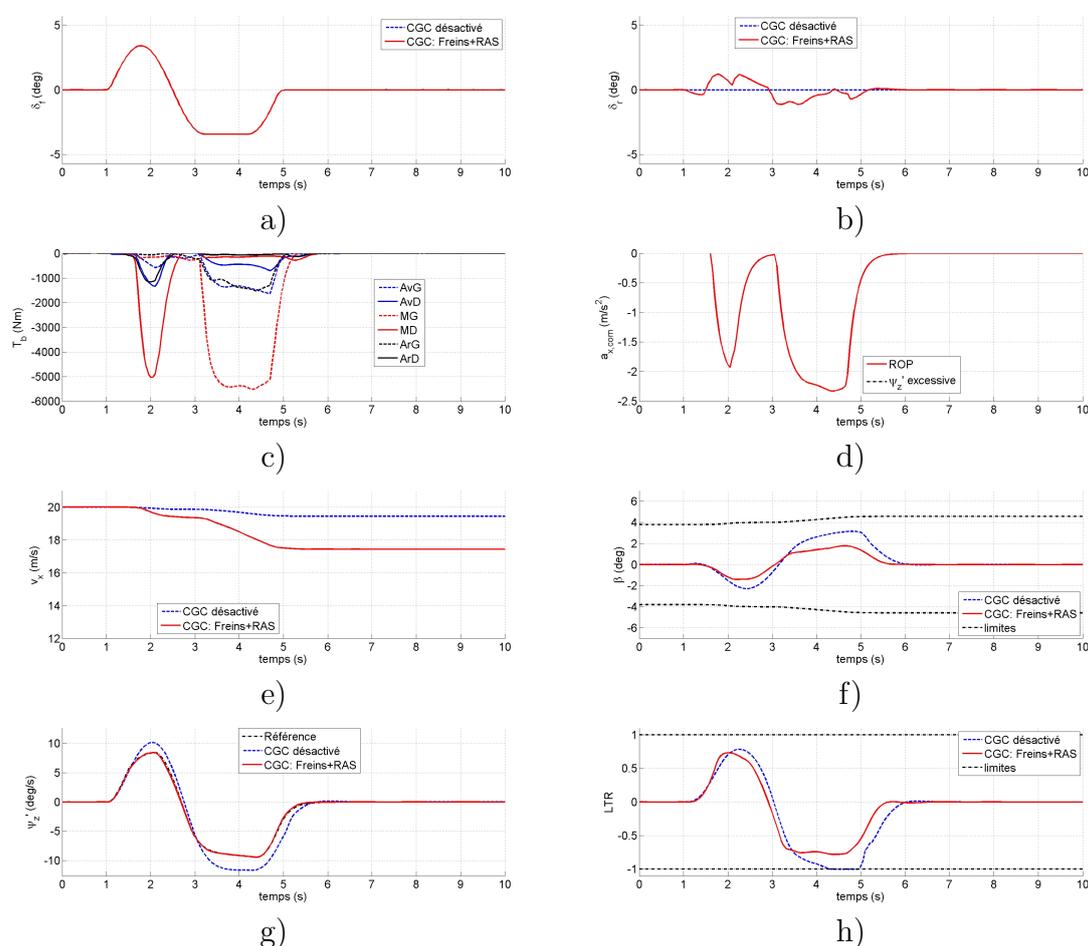


Figure 4.4: Résultats de simulation pour la manœuvre "Sine with dwell" sur forte adhérence pour le véhicule avec CGC basé sur la structure de commande avec l'allocation de contrôle (activé et désactivé) : a) angle de braquage des roues de l'essieu avant ; b) angle de braquage des roues de l'essieu arrière ; c) couple de freinage ; d) commande de l'accélération longitudinale ; e) vitesse longitudinale ; f) angle de dérive du véhicule ; g) vitesse de lacet ; h) LTR_{mr}

4.2.5.3 Analyse de robustesse

L'analyse de robustesse est réalisée pour la manœuvre "Sine with dwell" sur faible adhérence.

La masse totale du véhicule poids-lourd peut varier considérablement en fonction du cas de chargement. Nous choisissons de faire varier ce paramètre de $\pm 30\%$ dans

le modèle du contrôleur. Il faut noter que l'estimation de ce paramètre est possible [KIE 05]. Quand la masse du véhicule est sous-estimée (-30%) le comportement du véhicule en lacet-dérive (Figure 4.5) est dégradé mais reste acceptable. Quand la masse est sur-estimée ($+30\%$) le comportement du véhicule est très similaire à celui avec le contrôleur avec les paramètres correctement estimés.

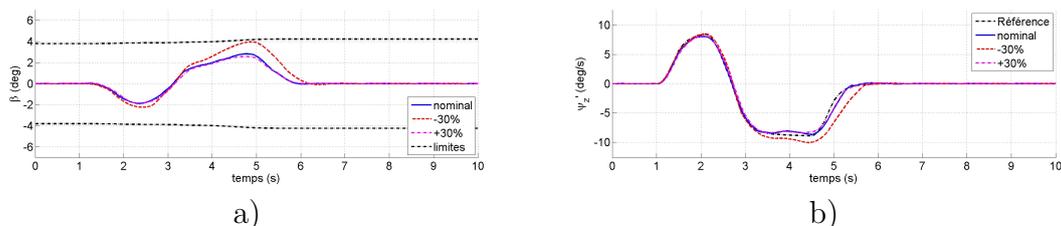


Figure 4.5: Etude de robustesse du contrôleur (CGC, allocation de contrôle) par rapport à la variation de la masse totale du véhicule : a) angle de dérive du véhicule ; b) vitesse de lacet

Le moment d'inertie en lacet du véhicule tout comme la masse du véhicule varie en fonction du cas de chargement. Nous faisons varier ce paramètre de $\pm 30\%$ par rapport à sa valeur nominale. Le changement du comportement du véhicule en lacet-dérive (Figure 4.6) est relativement faible avec la variation du moment d'inertie en lacet.

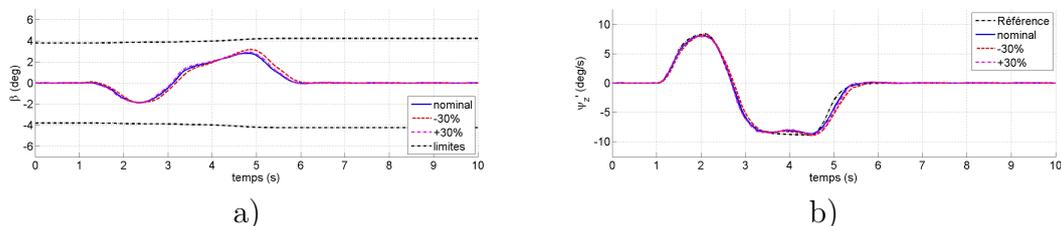


Figure 4.6: Etude de robustesse du contrôleur (CGC, allocation de contrôle) par rapport à la variation du moment d'inertie en lacet du véhicule : a) angle de dérive du véhicule ; b) vitesse de lacet

La position longitudinale du centre de gravité du véhicule varie en fonction du cas de chargement du véhicule. Le comportement du véhicule (avec le CGC activé) en lacet-dérive (Figure 4.7) est très sensible à la qualité d'estimation de ce paramètre : le véhicule peut devenir plus sous-vireux (-0.5 m dans le contrôleur) ou survireux ($+0.5$ m) par rapport au comportement de référence.

L'influence de la qualité d'estimation du coefficient d'adhérence dans ce cas précis est difficilement évaluable car c'est la fonction de prévention du renversement qui intervient et limite la vitesse de lacet du véhicule en limitant ainsi "l'adhérence utilisée". Les résultats de simulation présentés sur la Figure 4.8 montrent que la sur-estimation du coefficient d'adhérence dans ce cas précis n'influence que très peu la qualité de contrôle du véhicule.

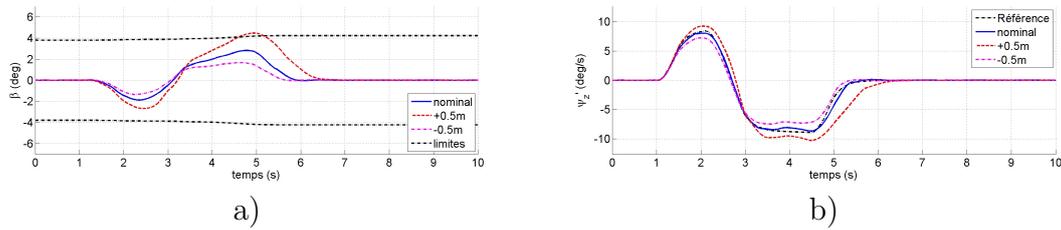


Figure 4.7: Etude de robustesse du contrôleur (CGC, allocation de contrôle) par rapport à la variation de la position longitudinale du centre de gravité du véhicule : a) angle de dérive du véhicule ; b) vitesse de lacet

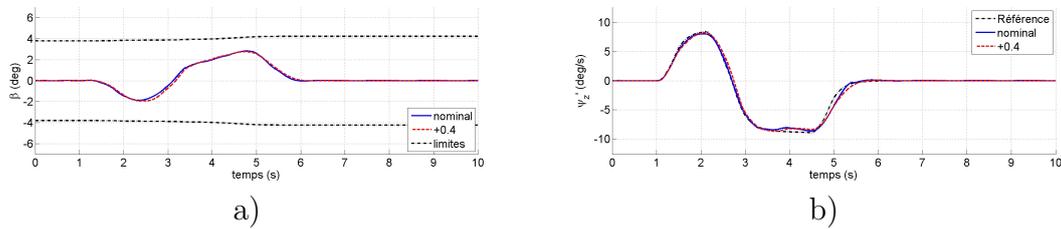


Figure 4.8: Etude de robustesse du contrôleur (CGC, allocation de contrôle) par rapport à la variation du coefficient d'adhérence : a) angle de dérive du véhicule ; b) vitesse de lacet

4.3 Commande prédictive

Dans cette section nous formulons le problème MPC. Nous commençons par la présentation du principe général du MPC. Ensuite, nous faisons le choix du modèle qui est un élément primordial de ce type de contrôle et construisons un modèle prédictif. Nous continuons par donner les détails sur le critère de coût qui permet de spécifier les objectifs de la commande. Par la suite, nous considérons les différentes contraintes qui doivent être prises en compte dans le problème d'optimisation et montrons comment elles peuvent être construites. Ensuite, nous donnons quelques indications sur le réglage du contrôleur prédictif cette tâche étant très complexe et délicate. Nous finissons cette section par la considération du problème de la génération de la trajectoire de référence.

4.3.1 Principe général

Le principe de base de la commande prédictive consiste à développer une séquence de commande qui permet de suivre au mieux (selon le critère choisi) la trajectoire connue par avance. Pour ce faire, la commande prédictive s'articule autour des points suivants [OLA 05] (voir aussi la Figure 4.9 qui illustre la philosophie de la commande prédictive) :

- 1 l'utilisation d'un modèle du système pour construire la prédiction des signaux

Tableau 4.2: Critères d'évaluation des performances du véhicule avec CGC basé sur la structure de commande avec l'allocation de contrôle

CGC on/off	Paramètre	Valeur (contr.)	C_{react} (%)	C_{lacet}	$ \beta_{max} $ (deg)
off			68.0	0.73*	6.93
on		Nominale	68.5	0.01	2.82
on	Masse totale	-30%	67.5	0	3.96
on	Masse totale	+30%	67.4	0.01	2.56
on	Moment d'inertie en lacet	-30%	66.5	0.01	3.18
on	Moment d'inertie en lacet	+30%	69.3	0.01	2.94
on	Position longit. du CG	+0.5 m	69.2	0.08	4.47
on	Position longit. du CG	-0.5 m	67.3	0	1.67
on	Coeff. d'adhérence	+0.4	67.9	0.01	2.88

*l'encadrement est utilisé pour désigner le dépassement du critère

qui influencent les performances mais aussi la prédiction des signaux qui subissent des contraintes.

- 2 la connaissance de la trajectoire à suivre sur un horizon au moins aussi long que l'horizon de prédiction.
- 3 l'existence d'un critère quadratique portant en général sur l'écart entre la sortie prédite et la sortie future désirée, pondéré par l'effort de commande.
- 4 l'existence d'un solveur élaborant en temps réel la solution optimale/sous-optimale/faisable tout en respectant les contraintes.
- 5 l'application du premier élément de la séquence de commandes calculées.
- 6 la répétition de la procédure au pas d'échantillonnage suivant, selon le principe de l'horizon fuyant.

4.3.2 Le modèle

Le modèle décrivant la dynamique du système détermine la qualité de la prédiction et représente la partie centrale de la commande prédictive. La bonne connaissance du système est donc primordiale.

Différents modèles peuvent être utilisés pour la commande prédictive : modèles de connaissance et modèles de comportement, linéaires et non-linéaires, à temps continu et à temps discret. Dans cette étude, nous utilisons les modèles de connaissance développés dans le Chapitre 2. Comme cela a pu être vu dans ce chapitre la dynamique du véhicule est non-linéaire. Il est donc tout à fait naturel d'adopter l'approche de la commande prédictive non-linéaire (NMPC). L'utilisation des

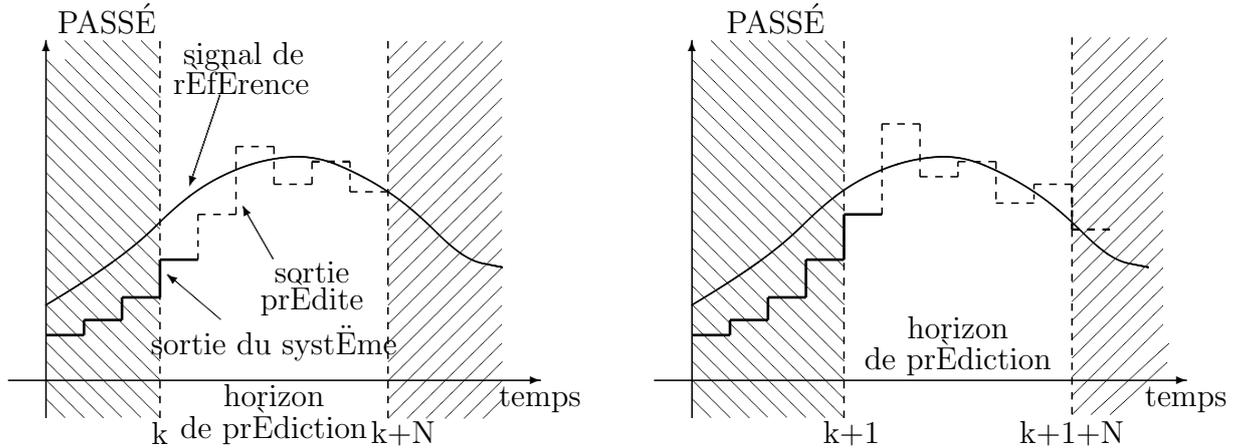


Figure 4.9: Philosophie de la commande prédictive

modèles non-linéaires amène à formuler, dans le cas général, des problèmes d'optimisation non-convexe qui sont difficiles à résoudre et, en plus, la solution obtenue par des méthodes plus ou moins adaptées pour l'implémentation temps réel n'est pas nécessairement globalement optimale.

Même si les algorithmes NMPC efficaces apparaissent dans la littérature et trouvent leurs applications dans l'industrie (voir [KOU 01] et [MAG 09] pour les détails et exemples), dans ce travail, nous adoptons l'approche par des modèles linéaires à temps variants (LTV) discrets ce qui permet d'appliquer des algorithmes MPC sous-optimaux (LTV-MPC) avec une complexité relativement faible. Cela a été appliqué pour le contrôle des véhicules légers dans [FAL 07] et [PAL 09].

Le modèle que nous utilisons ici est le modèle à 5 DDL décrit dans la Section 2.2.2.2 qui peut s'écrire sous la forme de représentation d'état comme suit :

$$\dot{x} = f(x, u), \quad (4.20)$$

$$y = h(x, u), \quad (4.21)$$

où $x = [v_x \ v_y \ \psi_z \ \phi_s \ \dot{\phi}_s \ \phi_u \ \dot{\phi}_u]^T$ est le vecteur d'état du système, u est l'entrée de commande (varie en fonction de la configuration d'actionneur choisie), y est la sortie du système qui est composée des sorties qui doivent suivre la trajectoire de référence y_{tr} et des sorties sur lesquelles on impose des contraintes y_c .

Quand le véhicule est contrôlé par rapport à sa position sur la route, le modèle à 5 DDL doit être complété par les équations permettant le calcul de la position du véhicule dans le repère lié au sol :

$$\dot{x}_0 = v_x \cos(\psi_z) - v_y \sin(\psi_z), \quad (4.22)$$

$$\dot{y}_0 = v_x \sin(\psi_z) + v_y \cos(\psi_z), \quad (4.23)$$

$$\dot{\psi}_{z,0} = \dot{\psi}_z. \quad (4.24)$$

Notons $\hat{x}(k)$ pour $k \geq t$ la trajectoire d'état obtenue par l'application de la séquence de la commande $u(k) = u_t$ au système 4.20 avec $\hat{x}(0) = x_t$, $\hat{y}(k)$ pour $k \geq t$ est sa sortie.

Le système (4.20) - (4.21) peut être approché par le système LTV discret suivant :

$$x(k+1) = A_{k,t}x(k) + B_{k,t}u(k) + d_{k,t} \quad (4.25)$$

$$y(k) = C_{k,t}x(k) + D_{k,t}u(k) + e_{k,t} \quad (4.26)$$

avec

$$A_{k,t} = \left. \frac{\partial f}{\partial x} \right|_{\hat{x}_{k,t}, u_t}, \quad B_{k,t} = \left. \frac{\partial f}{\partial u} \right|_{\hat{x}_{k,t}, u_t}, \quad (4.27)$$

$$D_{k,t} = \left. \frac{\partial h}{\partial x} \right|_{\hat{x}_{k,t}, u_t}, \quad D_{k,t} = \left. \frac{\partial h}{\partial u} \right|_{\hat{x}_{k,t}, u_t}, \quad (4.28)$$

$$d_{k,t} = \hat{x}_{k+1,t} - A_{k,t}\hat{x}_{k,t} - B_{k,t}u_t, \quad (4.29)$$

$$e_{k,t} = \hat{y}_{k,t} - C_{k,t}\hat{x}_{k,t} - D_{k,t}u_t. \quad (4.30)$$

$$\hat{x}_{k+1,t} = f(\hat{x}_{k,t}, u_t) \quad k = t, \dots, t+N-1 \quad (4.31)$$

$$\hat{y}_{k,t} = h(\hat{x}_{k,t}, u_t) \quad k = t, \dots, t+N-1 \quad (4.32)$$

$$\hat{x}_{t,t} = x(t), \quad u_t = u(t-1) \quad (4.33)$$

Comme cela a été fait dans [FAL 07], on diminue la complexité du problème par la prise en compte de l'hypothèse suivante :

Hypothèse 4.3.1 $A_{k,t} = A_t$, $B_{k,t} = B_t$, $D_{k,t} = D_t$, $C_{k,t} = C_t$ pour tous les $k = t, \dots, t+N-1$.

Le modèle prédictif est construit comme suit :

$$\tilde{x}(k+1|t) = \tilde{A}_t \tilde{x}(k|t) + \tilde{B}_t \Delta u(k|t) + \tilde{d}_{k,t} \quad (4.34)$$

$$y(k|t) = \tilde{C}_t \tilde{x}(k|t) + D_t \Delta u(k|t) + e_{k,t} \quad (4.35)$$

où

$$\tilde{A}_t = \begin{bmatrix} A_t & B_t \\ 0_{m \times n} & I_m \end{bmatrix}, \quad \tilde{B}_t = \begin{bmatrix} B_t \\ I_m \end{bmatrix}, \quad \tilde{C}_t = [C_t \quad D_t],$$

$$\tilde{x}(k|t) = \begin{bmatrix} x(k|t) \\ u(k-1|t) \end{bmatrix}, \quad \tilde{d}_{k,t} = \begin{bmatrix} d_{k,t} \\ 0_{m \times 1} \end{bmatrix},$$

où I_m est la matrice identité de dimension m , $0_{m \times n}$ est la matrice nulle de dimension $m \times n$.

Notons H_p l'horizon de prédiction et H_c l'horizon de commande. Les equations (4.34)-(4.35) permettent de calculer la sortie prédite à l'instant k comme suit :

$$y(k|t) = \tilde{C}_t \tilde{A}_t^k \tilde{x}(t|t) + \sum_{i=t}^{k-1} \tilde{C}_t \prod_{l=i+1}^{k-1} \tilde{A}_t [\tilde{B}_t \Delta u(i|t) + \tilde{d}(i|t)] + D_t \Delta u(k|t) + e(k|t) \quad (4.36)$$

En imposant $H_c < H_p$, $\Delta u(t + H_c|t) = \Delta u(t + H_c + 1|t) = \dots = \Delta u(t + H_p - 1|t) = 0$, la sortie prédite à l'horizon H_p s'écrit comme suit :

$$Y(t) = \Psi_t \tilde{x}(t|t) + \Theta_t \Delta U(t) + \Gamma_t \Phi(t) + \Lambda(t), \quad (4.37)$$

avec

$$Y(t) = \begin{bmatrix} y(t+1|t) \\ y(t+2|t) \\ \dots \\ y(t+H_p|t) \end{bmatrix}, \quad \Delta U(t) = \begin{bmatrix} \Delta u(t|t) \\ \Delta u(t+1|t) \\ \dots \\ \Delta u(t+H_c-1|t) \end{bmatrix}, \quad \Phi(t) = \begin{bmatrix} \tilde{d}(t|t) \\ \tilde{d}(t+1|t) \\ \dots \\ \tilde{d}(t+H_p-1|t) \end{bmatrix},$$

$$\Lambda(t) = \begin{bmatrix} e(t+1|t) \\ e(t+2|t) \\ \dots \\ e(t+H_p|t) \end{bmatrix}, \quad \Psi_t = \begin{bmatrix} \tilde{C}_t \tilde{A}_t \\ \tilde{C}_t \tilde{A}_t^2 \\ \dots \\ \tilde{C}_t \tilde{A}_t^{H_p} \end{bmatrix},$$

$$\Theta_t = \begin{bmatrix} \tilde{C}_t \tilde{B}_t & \tilde{D}_t & \dots & 0_{p \times m} \\ \tilde{C}_t \tilde{A}_t \tilde{B}_t & \tilde{C}_t \tilde{B}_t & \tilde{D}_t & \vdots \\ \vdots & \vdots & \ddots & \ddots \\ \tilde{C}_t \tilde{A}_t^{H_c} \tilde{B}_t & \tilde{C}_t \tilde{A}_t^{H_c-1} \tilde{B}_t & \dots & \tilde{C}_t \tilde{A}_t \tilde{B}_t \\ \vdots & \vdots & \ddots & \ddots \\ \tilde{C}_t \tilde{A}_t^{H_p} \tilde{B}_t & \tilde{C}_t \tilde{A}_t^{H_p-1} \tilde{B}_t & \dots & \tilde{C}_t \tilde{A}_t^{H_p-H_c} \tilde{B}_t \end{bmatrix},$$

$$\Gamma_t = \begin{bmatrix} \tilde{C}_t & 0_{p \times n} & \dots & 0_{p \times n} \\ \tilde{C}_t \tilde{A}_t & \tilde{C}_t & \vdots & \vdots \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \tilde{C}_t \tilde{A}_t^{H_p} & \tilde{C}_t \tilde{A}_t^{H_p-1} & \dots & \tilde{C}_t \end{bmatrix}.$$

Comme nous l'avons déjà dit, le vecteur de sortie du modèle est composée des sorties qui doivent suivre les trajectoires de référence et des sorties sur lesquelles on impose des contraintes. Le vecteur des sorties qui doivent suivre la référence est donné par :

$$Y_{tr}(t) = \Upsilon_{tr} Y(t), \quad (4.38)$$

$$Y_{tr}(t) = \Psi_{tr,t} \tilde{x}(t|t) + \Theta_{tr,t} \Delta U(t) + \Gamma_{tr,t} \Phi(t) + \Lambda_{tr}(t), \quad (4.39)$$

avec $\Psi_{tr,t} = \Upsilon_{tr} \Psi_t$, $\Theta_{tr,t} = \Upsilon_{tr} \Theta_t$, $\Gamma_{tr,t} = \Upsilon_{tr} \Gamma_t$ et $\Lambda_{tr}(t) = \Upsilon_{tr} \Lambda(t)$. Υ_{tr} est la matrice permettant le choix des sorties spécifiques.

De la même manière le vecteur des sorties contraintes est obtenu :

$$Y_c = \Upsilon_c Y(t), \quad (4.40)$$

$$Y_c(t) = \Psi_{c,t} \tilde{x}(t|t) + \Theta_{c,t} \Delta U(t) + \Gamma_{c,t} \Phi(t) + \Lambda_c(t) \quad (4.41)$$

avec $\Psi_{c,t} = \Upsilon_c \Psi_t$, $\Theta_{c,t} = \Upsilon_c \Theta_t$, $\Gamma_{c,t} = \Upsilon_c \Gamma_t$ et $\Lambda_c(t) = \Upsilon_c \Lambda(t)$. Υ_c est la matrice permettant le choix des sorties spécifiques.

4.3.3 Le critère de coût

De manière générale, le critère de coût est formulé comme suit :

$$J_N(x(t), U(t)) = \sum_{k=t}^{t+H_p-1} L[x(k), u(k)] + F[x(t+H_p)] \quad (4.42)$$

où $L(x(k), u(k))$ est le coût instantané pour l'étape prédite, $F(x(t+H_p))$ est le coût terminal, N est l'horizon de prédiction, $U(t) = [u(t), \dots, u(t+H_p-1)]$ est la séquence d'entrées de commande sur horizon H_p , $x(k)$ pour $k = t, \dots, t+H_p$ est la trajectoire de l'état obtenu par l'application de la séquence $U(t)$ sur le système commençant par l'état initial $x(t)$.

Pour notre cas, nous choisissons le critère de coût quadratique (similaire à celui que nous avons choisi pour le cas de l'allocation de contrôle (4.13)) :

$$J = \sum_{i=1}^{H_p} \|y_{tr}(t+i|t) - y_{ref}(t+i|t)\|_{W_y}^2 + \sum_{i=1}^{H_c} \|u(t+i|t) - u_{rest}\|_{W_u}^2 + \sum_{i=1}^{H_c} \|\Delta u(t+i|t)\|_{W_{\Delta u}}^2 + \rho \varepsilon^2 \quad (4.43)$$

où $y_{ref}(t+i|t)$ est la trajectoire de référence à suivre avec $i = 1, \dots, H_p$, ε est la variable faible nécessaire pour la prise en compte des contraintes faibles qui seront discutées dans la Section 4.3.4, W_y , W_u , $W_{\Delta u}$ et ρ sont les matrices de pondération.

La forme standard QP du critère de coût (4.43) en négligeant les termes qui ne dépendent pas de $\Delta U(t)$ et de ε peut être écrit comme suit :

$$J = \begin{bmatrix} \Delta U(t) \\ \varepsilon \end{bmatrix}^T H \begin{bmatrix} \Delta U(t) \\ \varepsilon \end{bmatrix} + f^T \begin{bmatrix} \Delta U(t) \\ \varepsilon \end{bmatrix} \quad (4.44)$$

avec

$$H = \begin{bmatrix} \Theta_t^T W_{ye} \Theta_t + P_1^T W_{ue} P_1 + W_{\Delta ue} & 0 \\ 0 & \rho \end{bmatrix}, \quad (4.45)$$

$$f = \begin{bmatrix} 2(e(t)^T W_{ye} e(t) + ((U_t - U_{rest}))^T W_{ue} P_1) \\ 0 \end{bmatrix} \quad (4.46)$$

où W_{ye} , W_{ue} et $W_{\Delta ue}$ sont les matrices bloc-diagonales avec respectivement W_y , W_u et $W_{\Delta u}$ sur leurs diagonales. $e(t)$ est l'erreur entre les sorties prédites et les trajectoires de référence : $e(t) = Y_{ref} - \Psi_{tr,t} \tilde{x}(t|t) - \Gamma_{tr,t} \Phi(t) - \Lambda_{tr,t}$, Y_{ref} est le vecteur de trajectoires de référence, le vecteur U_t est donné par :

$$U_t = \begin{bmatrix} u(k-1) \\ \vdots \\ u(k-1) \end{bmatrix}_{m \cdot H_c}, \quad U_{rest} = \begin{bmatrix} u_{rest} \\ \vdots \\ u_{rest} \end{bmatrix}_{m \cdot H_c}$$

$u(k-1)$ est l'entrée de commande à l'étape précédente, u_{rest} est la position des actionneurs au repos, m est la dimension du vecteur de commande $u \in \mathbb{R}^m$

La matrice P_1 est définie comme suit :

$$P_1 \triangleq \underbrace{\begin{bmatrix} 1 & 0 & \cdots & 0 \\ 1 & 1 & \cdots & 0 \\ \vdots & \vdots & \ddots & 0 \\ 1 & 1 & \cdots & 1 \end{bmatrix}}_{H_c \times H_c} \otimes \underbrace{\begin{bmatrix} 1 & 0 & \cdots & 0 \\ 0 & 1 & \cdots & 0 \\ \vdots & \vdots & \ddots & 0 \\ 0 & 0 & \cdots & 1 \end{bmatrix}}_{m \times m} \quad (4.47)$$

où m est le nombre d'entrées de commande, \otimes est le produit tensoriel.

4.3.4 Les contraintes

Les contraintes que l'on peut imposer dans le problème d'optimisation sont :

- 1 des contraintes fortes
 - de type égalité :

$$f_0(x(t), u(t)) = 0;$$

...

$$f_{H_{ce}}([x(t), x(t+1), \dots, x(t+H_{ce})], [u(t), u(t+1), \dots, u(t+H_{ce})]) = 0;$$

où H_{ce} est le nombre de pas pour lequel on impose les contraintes d'égalité.

- inégalité :

$$g_0(x(t), u(t)) \leq 0;$$

...

$$g_{H_{ci}}([x(t), x(t+1), \dots, x(t+H_{ci})], [u(t), u(t+1), \dots, u(t+H_{ci})]) \leq 0;$$

où H_{ci} est le nombre de pas pour lequel on impose les contraintes d'inégalité.

- 2 des contraintes faibles qui sont imposées sur certaines sorties du système et dont la violation est tolérée mais pénalisée. Ces contraintes rentrent dans la formulation du critère de coût et représentent des fonctions barrières dans le problème d'optimisation.

Dans notre étude, les contraintes fortes de type inégalité sont imposées sur la commande u et l'incrément de commande Δu de la manière suivante :

$$U_{\min} - U_t \leq P_1 \Delta U \leq U_{\max} - U_t \quad (4.48)$$

$$\Delta U_{\min} \leq \Delta U \leq \Delta U_{\max} \quad (4.49)$$

$$\text{où } U_{\min} = \begin{bmatrix} u_{\min} \\ \vdots \\ u_{\min} \end{bmatrix}_{m \cdot H_c}, \quad U_{\max} = \begin{bmatrix} u_{\max} \\ \vdots \\ u_{\max} \end{bmatrix}_{m \cdot H_c}.$$

Nous permettons à la variable faible d'avoir une variation importante :

$$0 \leq \boldsymbol{\varepsilon} \leq M \quad (4.50)$$

où $M \in \mathbb{R}^l$ est un vecteur positif.

Des contraintes faibles sont imposées sur :

- l'angle de dérive des pneumatiques : nous pénalisons les angles de dérive importants qui font travailler les pneumatiques dans les domaines de fortes non-linéarités ;
- le transfert latéral de la charge (*LTR*) : nous pénalisons la levée de roues qui peut entraîner le renversement du véhicule. Dans le cas du contrôle prédictif nous pouvons choisir le critère *LTR* car il n'y a pas de nécessité d'avoir un critère avec des propriétés de "prédictivité" comme dans le cas de contrôle proportionnel de la section précédente.

Les contraintes faibles sont exprimées comme suit :

$$Y_{c,\min} - \boldsymbol{\varepsilon} \leq Y_c \leq Y_{c,\max} + \boldsymbol{\varepsilon} \quad (4.51)$$

En utilisant l'expression (4.41) les contraintes faibles peuvent être réécrites comme suit :

$$\begin{bmatrix} \Theta_{c,t} & -I_{\boldsymbol{\varepsilon}\boldsymbol{\varepsilon}} \\ -\Theta_{c,t} & I_{\boldsymbol{\varepsilon}\boldsymbol{\varepsilon}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta U \\ \boldsymbol{\varepsilon} \end{bmatrix} \leq \begin{bmatrix} Y_{c,\max} - \Psi_{c,t}\tilde{\boldsymbol{x}}(t|t) - \Gamma_{c,t}\Phi_t - \Lambda_{c,t} \\ -Y_{c,\min} + \Psi_{c,t}\tilde{\boldsymbol{x}}(t|t) + \Gamma_{c,t}\Phi_t + \Lambda_{c,t} \end{bmatrix} \quad (4.52)$$

où $Y_{c,\max}$ et $Y_{c,\min}$ sont respectivement les valeurs maximum et minimum que la

sortie contrainte peut prendre, $I_{\boldsymbol{\varepsilon}\boldsymbol{\varepsilon}} = \begin{bmatrix} I_l \\ \vdots \\ I_l \end{bmatrix}_{lH_p \times l}$, l est le nombre de sorties avec des

contraintes faibles, I_l est la matrice identité de dimension $l \times l$.

4.3.5 Formulation du problème

En sommant les expressions développées ci-dessus, nous pouvons formuler sous la forme standard le problème d'optimisation QP à résoudre en temps réel :

$$\min_{\Delta U, \boldsymbol{\varepsilon}} \begin{bmatrix} \Delta U(t) \\ \boldsymbol{\varepsilon} \end{bmatrix}^T H \begin{bmatrix} \Delta U(t) \\ \boldsymbol{\varepsilon} \end{bmatrix} + f^T \begin{bmatrix} \Delta U(t) \\ \boldsymbol{\varepsilon} \end{bmatrix} \quad (4.53)$$

sous contraintes

$$\begin{bmatrix} \Delta U_{\min} \\ \mathbf{0} \end{bmatrix} \leq \begin{bmatrix} \Delta U \\ \boldsymbol{\varepsilon} \end{bmatrix} \leq \begin{bmatrix} \Delta U_{\max} \\ M \end{bmatrix} \quad (4.54)$$

,

$$\begin{bmatrix} P_1 & \mathbf{0}_{mH_c \times l} \\ -P_1 & \mathbf{0}_{mH_c \times l} \\ \Theta_{c,t} & -I_{\boldsymbol{\varepsilon}\boldsymbol{\varepsilon}} \\ -\Theta_{c,t} & I_{\boldsymbol{\varepsilon}\boldsymbol{\varepsilon}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta U \\ \boldsymbol{\varepsilon} \end{bmatrix} \leq \begin{bmatrix} U_{\max} - U_t \\ -U_{\min} + U_t \\ Y_{c,\max} - \Psi_{c,t}\tilde{\boldsymbol{x}}(t|t) - \Gamma_{c,t}\Phi_t - \Lambda_{c,t} \\ -Y_{c,\min} + \Psi_{c,t}\tilde{\boldsymbol{x}}(t|t) + \Gamma_{c,t}\Phi_t + \Lambda_{c,t} \end{bmatrix} \quad (4.55)$$

4.3.6 Les paramètres de réglage

Les paramètres de réglage du contrôleur prédictif sont :

1 les horizons :

- de prédiction H_p qui définit l'intervalle de temps sur lequel les performances du système sont évaluées. Le choix de H_p est une tâche très importante et complexe en même temps. Dans [STO 08] une règle de choix de H_p est donnée : il peut être fixé approximativement par le temps de réponse du système divisé par la période d'échantillonnage. Dans [DUF 00] il a été constaté qu'il n'existe pas de méthode permettant le choix de H_p vis-à-vis du problème posé, et qu'un compromis entre un H_p important permettant une maîtrise sur un temps plus long et un H_p petit permettant une meilleure prédiction du fait que l'information sur l'écart entre la référence et la sortie prédite est plus pertinente.
- de commande H_c qui permet d'exprimer le degré de liberté autorisé pour la construction de la séquence optimale de la commande. La valeur élevée de H_c permet, a priori, d'atteindre des objectifs avec une meilleure qualité, mais complexifie le problème d'optimisation. Dans [STO 08] on retrouve quelques règles pour le choix de H_c en fonction de la complexité et de la stabilité du système à piloter. Pour le système linéaire stable, H_c peut être fixé à 1, pour le système instable H_c doit être supérieur au nombre de pôles instables [STO 08]. Dans [DUF 00] le choix $H_c = 1$ est reconnu comme étant suffisant pour la plupart des applications.
- de contraintes H_{ce} et H_{ci} qui déterminent les horizons sur lesquels les contraintes de type égalité et inégalité sont pris en compte.

2 les pondérations

- sur les erreurs de sortie prédite
- sur l'effort de commande
- sur les variables faibles qui permettent de construire les fonctions barrières.

3 les paramètres terminaux : contraintes et coût.

Il est nécessaire de noter que la forme du critère de coût a un impact sur le résultat obtenu aussi important que les paramètres de réglage [STO 08].

4.3.7 Problèmes structurels de la commande prédictive

La commande prédictive est conditionnée par des problèmes structurels. En effet, pour pouvoir garantir cette commande il faut s'assurer de sa faisabilité et de sa stabilité.

- 1 la faisabilité a priori qui est liée au problème d'existence de solution du problème d'optimisation. Il se peut que les contraintes imposées à la commande ne permettent pas de trouver une solution faisable. Il est donc nécessaire de faire cette vérification.

2 la stabilité n'est pas garantie pour le cas du système asservi par un contrôleur MPC. L'étude de stabilité dépend du critère de coût, des contraintes et des horizons choisis. L'étude de stabilité du système LTV-MPC a été réalisée dans [FAL 07]. Ici, nous ne présentons pas cette étude qui dépasse le cadre de ce travail.

4.3.8 Trajectoire de référence

La commande prédictive nécessite la connaissance de la trajectoire de référence sur un certain horizon H_p . La tâche de construction de cette trajectoire peut être très complexe et dépend de l'application de la commande : par exemple, le système de type "Collision Avoidance System" (CAS) peut nécessiter la connaissance de la configuration de route, de la position et de la géométrie de l'obstacle, etc. Dans le cas du véhicule poids-lourd, elle pourrait également prendre en compte la condition de non-renversement du véhicule en limitant l'accélération latérale à un niveau (choix des rayons de la trajectoire).

Dans notre étude, nous considérons deux situations :

1 le véhicule est contrôlé par le conducteur et seule la consigne au niveau d'angle volant de la part du conducteur est disponible. Dans ce cas, la trajectoire de référence à l'horizon H_p est construite par l'utilisation d'un modèle (4.1) pour la vitesse de lacet en faisant une hypothèse d'un bloqueur d'ordre zéro sur la consigne d'angle au volant sur l'intervalle $[t, t + H_p]$. La vitesse latérale de référence est fixée à 0, la vitesse longitudinale de référence peut être retrouvée comme suit :

$$v_{xr,k} = \begin{cases} v_x(t) + K_{vx,mpc}kT_s & \text{si } |w_{zr,unsat}| > |w_{zr,sat}| \\ v_x(t) & \text{sinon} \end{cases} \quad (4.56)$$

avec $K_{vx,mpc} = -2.5$.

2 le véhicule est autonome et la trajectoire de référence est connue à l'horizon H_p . Nous ne nous intéressons pas aux moyens et aux méthodes d'obtention de cette trajectoire. La trajectoire de référence à l'instant k est un vecteur : $Y_{ref,k} = [v_{x,k} \ y_{0,k} \ \psi_{z,k}]^T$ où y_0 est la coordonnée y dans le repère lié au sol, ψ_z est l'angle de rotation autour de l'axe vertical z_0 .

4.3.9 Résultats de simulation

Nous présentons dans cette section un exemple de contrôle du véhicule par le CGC basé sur le LTV-MPC décrit ci-dessus. La manœuvre choisie et toutes les conditions de simulation sont identiques à celles utilisées dans la Section 4.2.5. De la même façon, nous étudions la robustesse du contrôleur par rapport à l'incertitude paramétrique.

Tableau 4.3: Paramètres du contrôleur CGC basé sur le LTV-MPC (actionneurs : 6 freins + RAS)

Paramètre	Valeur
H_p	15
H_c	1
T_s	0.02 s
u_{\min}	$[-0.15, -0.15, -0.15, -0.15, -0.15, -0.15, -0.0872 \text{ rad}]$
u_{\max}	$[0, 0, 0, 0, 0, 0, 0.0872]$
Δu_{\min}	$[-1.6, -1.6, -1.6, -1.6, -1.6, -1.6, -0.00698]$
Δu_{\max}	$[1.6, 1.6, 1.6, 1.6, 1.6, 1.6, 0.00698]$
$y_{c,\min}$	$[-1, -0.105, -0.105, -0.105]$
$y_{c,\max}$	$[1, 0.105, 0.105, 0.105]$
W_y	$\text{diag}[100, 0.1, 1000]$
W_u	$\text{diag}[10, 10, 10, 10, 10, 10, 287]$
$W_{\Delta u}$	$\text{diag}[10, 10, 10, 10, 10, 10, 287]$
ρ	$\text{diag}[10^9, 10^3, 10^3, 10^3]$

4.3.9.1 Faible adhérence

Comme nous l'avons déjà dit, le véhicule avec le CGC désactivé est stable en roulis et en lacet sur faible adhérence ($\mu \approx 0.35$), mais la décroissance de la vitesse de lacet n'est pas suffisamment rapide (Figure 4.10f) et les critères sur la vitesse de lacet et l'angle de dérive ne sont pas satisfaits (Tableau 4.4). Le contrôleur CGC basé sur LTV-MPC permet d'améliorer le comportement du véhicule en utilisant le système RAS et le système de freinage (Figure 4.10b,c). L'angle de dérive (Figure 4.10e) reste dans les limites acceptables, la vitesse de lacet (Figure 4.10f) suit bien la référence, la vitesse longitudinale est réduite légèrement (Figure 4.10d). Le niveau d'accélération latérale (Figure 4.10g) du véhicule n'est pas très élevé et ne provoque pas de renversement du véhicule : le transfert latéral de la charge est faible (Figure 4.10h).

4.3.9.2 Forte adhérence

Quand le contrôleur CGC est désactivé, le véhicule tend à se renverser pendant la manœuvre réalisée sur forte adhérence ($\mu \approx 0.75$). Le CGC basé sur LTV-MPC active le système de freinage et très légèrement le système RAS pour prévenir le renversement (Figure 4.11b,c). La vitesse de lacet (Figure 4.11f) du véhicule suit sa référence et l'angle de dérive (Figure 4.11e) du véhicule est dans les limites d'acceptabilité. Les roues du véhicule gardent le contact avec le sol (Figure 4.11h).

4. Contrôle global du châssis

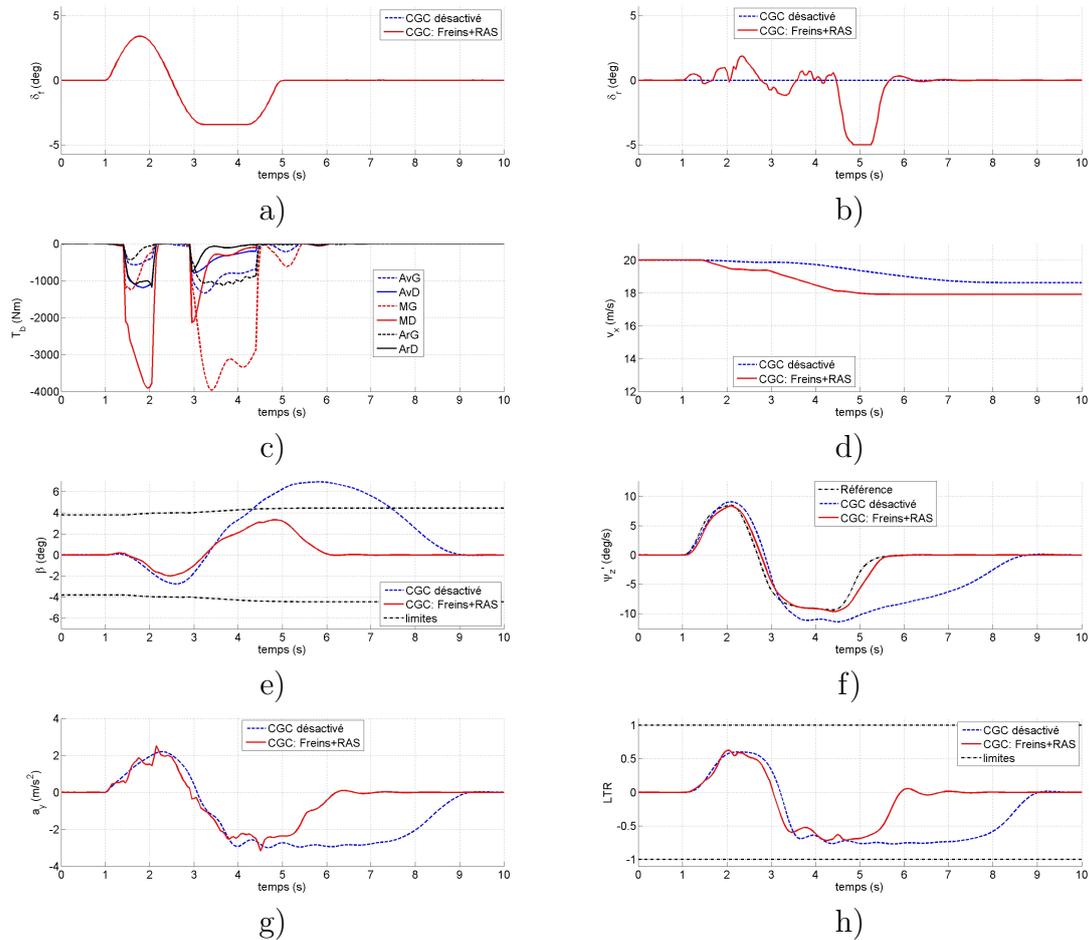


Figure 4.10: Résultats de simulation pour la manœuvre "Sine with dwell" sur faible adhérence pour le véhicule avec CGC basé sur LTV-MPC : a) angle de braquage des roues de l'essieu avant ; b) angle de braquage des roues de l'essieu arrière ; c) couple de freinage ; d) vitesse longitudinale ; e) angle de dérive du véhicule ; f) vitesse de lacet ; g) accélération latérale ; h) LTR_{mr}

4.3.9.3 Analyse de robustesse

Les conclusions concernant la robustesse du contrôleur CGC basé sur LTV-MPC pour les conditions de faible adhérence sont les mêmes que pour le contrôleur CGC basé sur la structure avec l'allocation de contrôle : il est relativement peu sensible à la variation de la masse du véhicule (Figure 4.12) et du moment d'inertie en lacet (Figure 4.13), mais reste très sensible à la qualité d'estimation de la position longitudinale du centre de gravité du véhicule (Figure 4.14). Les résultats de simulation présentés sur la Figure 4.15 montrent que la sur-estimation du coefficient d'adhérence dans ce cas précis n'influence que très peu la qualité de contrôle du véhicule.

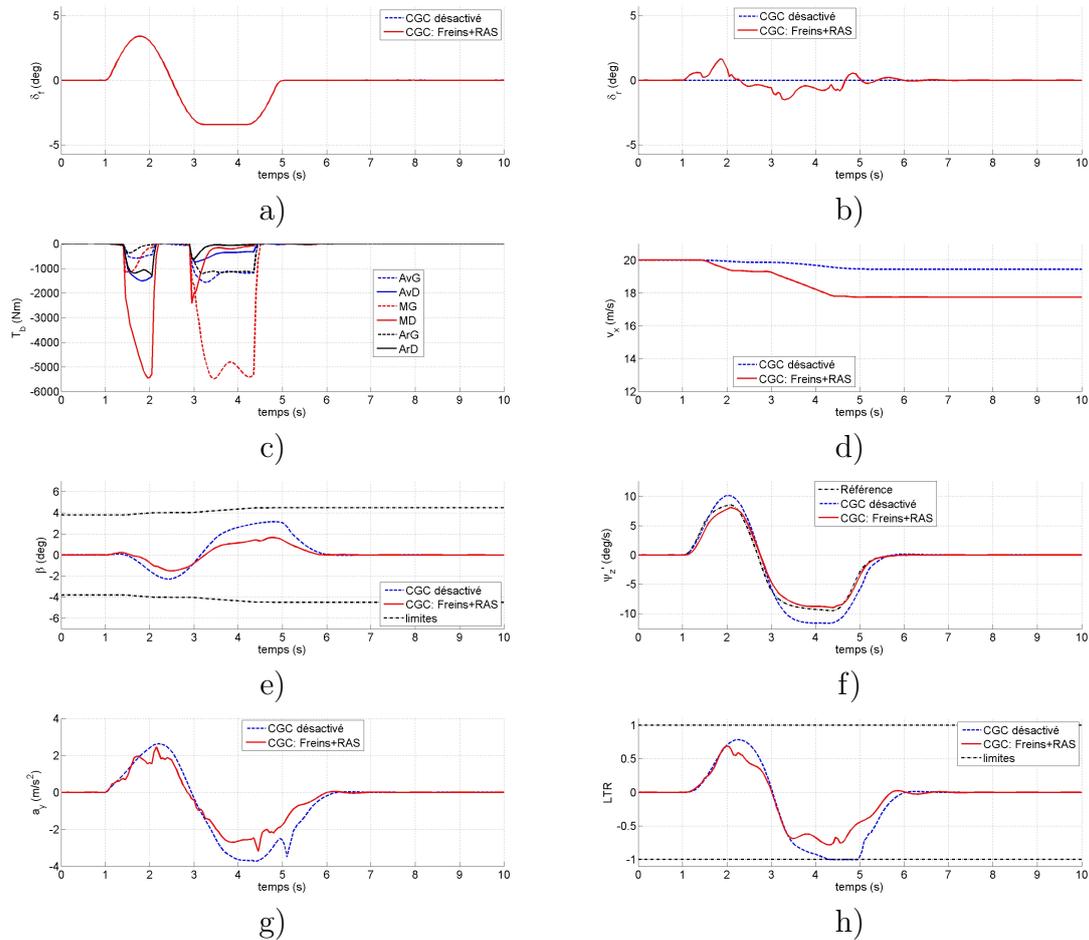


Figure 4.11: Résultats de simulation pour la manœuvre "Sine with dwell" sur forte adhérence pour le véhicule avec CGC basé sur LTV-MPC : a) angle de braquage des roues de l'essieu avant ; b) angle de braquage des roues de l'essieu arrière ; c) couple de freinage ; d) vitesse longitudinale ; e) angle de dérive du véhicule ; f) vitesse de lacet ; g) accélération latérale ; h) LTR_{mr}

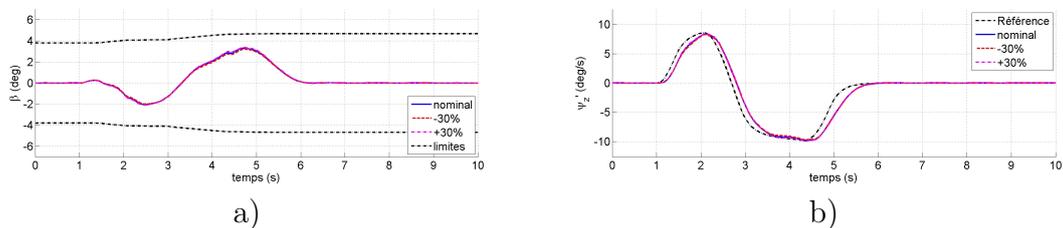


Figure 4.12: Etude de robustesse du contrôleur (CGC, MPC) par rapport à la variation de la masse totale du véhicule : a) angle de dérive du véhicule ; b) vitesse de lacet

4. Contrôle global du châssis

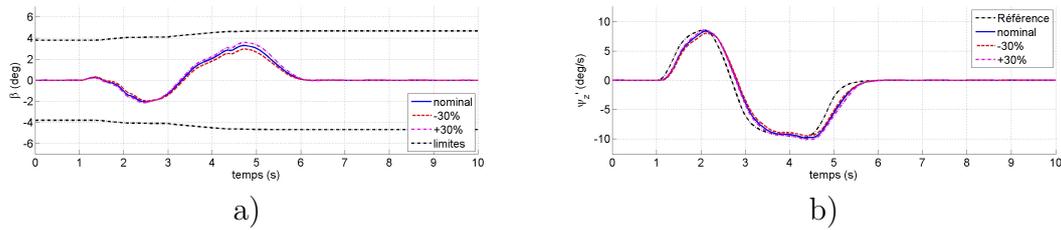


Figure 4.13: Etude de robustesse du contrôleur (CGC, MPC) par rapport à la variation du moment d'inertie en lacet du véhicule : a) angle de dérive du véhicule ; b) vitesse de lacet

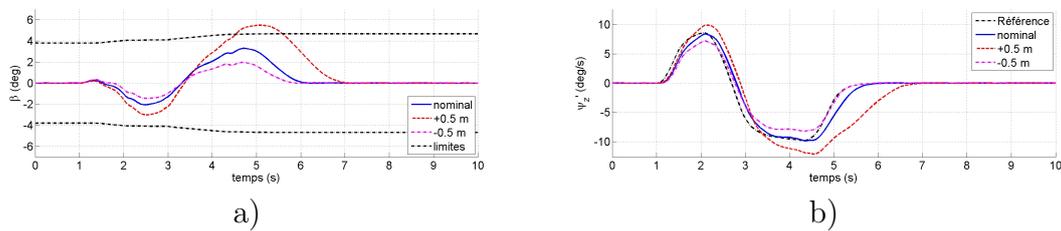


Figure 4.14: Etude de robustesse du contrôleur (CGC, MPC) par rapport à la variation de la position longitudinale du centre de gravité du véhicule : a) angle de dérive du véhicule ; b) vitesse de lacet

4.3.10 Commande prédictive pour le contrôle du véhicule équipé des barres anti-roulis actives

Dans cette étude rapide, nous testons la possibilité d'utilisation de la commande prédictive pour le contrôle du roulis du véhicule poids lourd par les barres anti-roulis actives. Cette configuration d'actionneurs n'est pas considérée dans le chapitre suivant. Par contre, cette étude permet de mettre en évidence, d'une part l'adaptabilité des outils proposés à de nouvelles architectures et d'autre part, la nécessité de construire un modèle adapté au principe d'actionnement retenu dans cette nouvelle configuration.

Pour cette application le modèle à 5 DDL que nous avons adopté précédemment ne convient plus : il considère que les masses non-suspendues (3 essieux + les roues) forment un seul corps rigide. Mais l'utilisation des barres anti-roulis actives consiste entre autres en une meilleure répartition des moments anti-roulis produits par les suspensions. Il est donc indispensable de considérer les mouvements de roulis de 3 essieux séparément. La torsion du châssis a aussi une influence considérable sur le mouvement de roulis, ce phénomène doit donc être inclus dans le modèle. Le modèle que nous adoptons ici est le modèle à 8 DDL (2.1) - (2.8) qui est très représentatif du comportement en roulis du véhicule poids lourd. Les entrées de commande de ce système sont l'angle de braquage imposé par le conducteur et les couples de roulis.

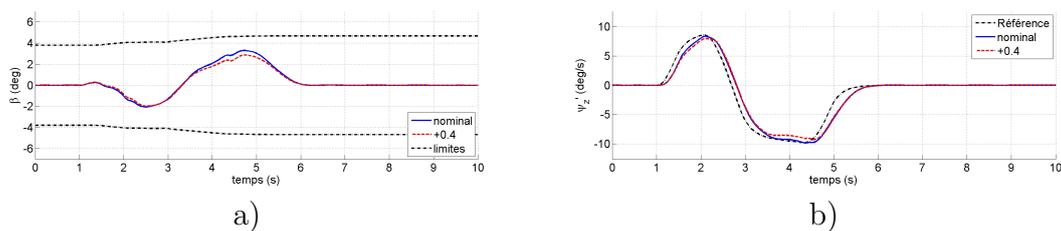


Figure 4.15: Etude de robustesse du contrôleur (CGC, MPC) par rapport à la variation du coefficient d'adhérence : a) angle de dérive du véhicule ; b) vitesse de lacet

Tableau 4.4: Critères d'évaluation des performances du véhicule avec CGC basé sur MPC

CGC on/off	Paramètre	Valeur (contr.)	C_{react} (%)	C_{lacet}	$ \beta_{max} $ (deg)
off			68.0	0.73*	6.93
on		Nominale	61.3	0.01	3.29
on	Masse totale	-30%	60.9	0.01	3.20
on	Masse totale	+30%	61.7	0.01	3.35
on	Moment d'inertie en lacet	-30%	59.6	0.01	2.95
on	Moment d'inertie en lacet	+30%	62.5	0.01	3.58
on	Position longit. du CG	+0.5 m	63.3	0.28*	5.48
on	Position longit. du CG	-0.5 m	58.6	0	1.96
on	Coeff. d'adhérence	+0.4	59.6	0.01	3.53

*l'encadrement est utilisé pour désigner le dépassement du critère

Le système peut être réécrit de la manière suivante :

$$\dot{x} = f(x) + g(x, \delta_f) + M^{-1}B_r u \quad (4.57)$$

Tableau 4.5: Parametres du contrôleur CGC basé sur le LTV-MPC (actionneurs : 3 barres anti-roulis actives)

Paramètre	Valeur
H_p	15
H_c	1
T_s	0.02 s
u_{\min}	$[-30000, -30000, -30000]$
u_{\max}	$[30000, 30000, 30000]$
Δu_{\min}	$[-1000, -1000, -1000]$
Δu_{\max}	$[1000, 1000, 1000]$
$y_{c,\min}$	$[-0.8, -0.7, -0.8]$
$y_{c,\max}$	$[0.8, 0.7, 0.8]$
W_y	$\text{diag}[100, 0.1, 1000]$
W_u	$\text{diag}[0.1, 0.1, 0.1]$
$W_{\Delta u}$	$\text{diag}[0.1, 0.1, 0.1]$
ρ	$\text{diag}[10^8, 10^{10}, 10^{10}]$

$$\text{avec } x = \begin{bmatrix} v_x \\ v_y \\ \dot{\Psi}_z \\ \phi_{sf} \\ \dot{\phi}_{sf} \\ \phi_{sr} \\ \dot{\phi}_{sr} \\ \phi_{uf} \\ \dot{\phi}_{uf} \\ \phi_{um} \\ \dot{\phi}_{um} \\ \phi_{ur} \\ \dot{\phi}_{ur} \end{bmatrix}, B_r = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, u = \begin{bmatrix} T_f \\ T_m \\ T_r \end{bmatrix}, M \text{ est la matrice masse qui peut}$$

être retrouvée à partir des équations (2.1) - (2.8).

Un modèle similaire à ce modèle a été utilisé dans [SAM 00] où le contrôle de type LQG de la dynamique du véhicule en roulis par les barres anti-roulis actives a été développé.

Le contrôleur que nous développons ici est un contrôleur prédictif basé sur le modèle LTV (LTV-MPC). Il est construit de la même manière que celui décrit dans les sections précédentes. Les contraintes faibles sont imposées sur les LTR de trois essieux. Les paramètres du contrôleur sont regroupés dans le Tableau 4.5.

Les performances du véhicule équipé d'un tel contrôleur ont été testées en simulation pour une manœuvre de type "Sine with dwell" sur forte ($\mu \approx 0.75$) adhérence

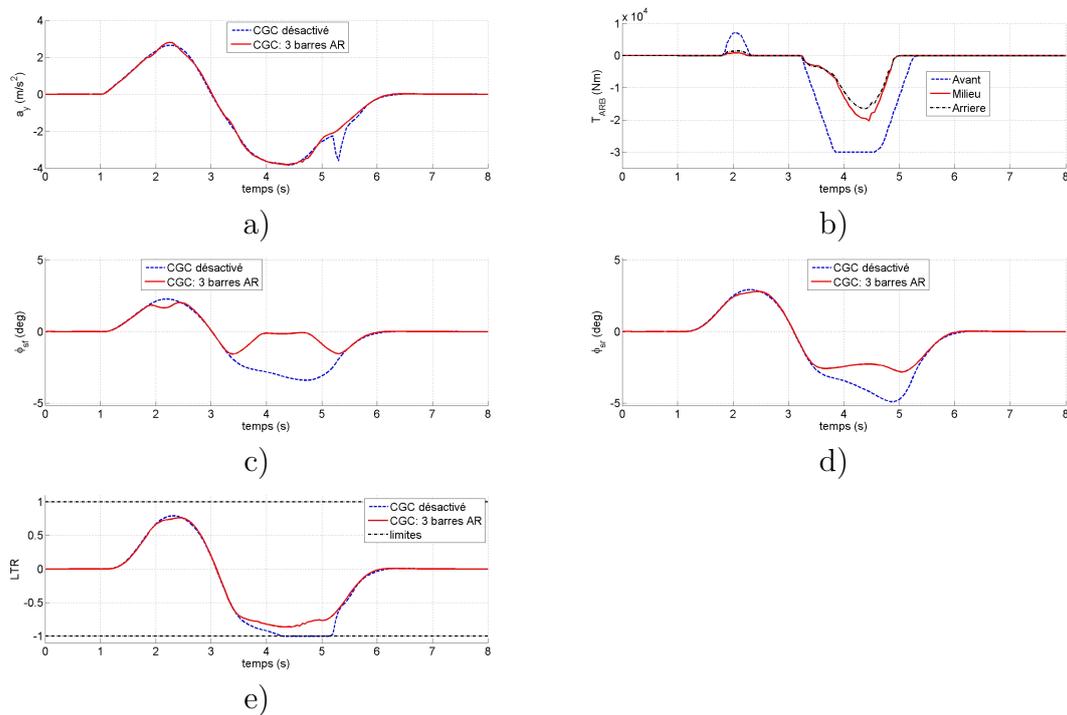


Figure 4.16: Contrôle du véhicule par les barres anti-roulis actives : a) accélération latérale ; b) couples produits par les barres anti-roulis actives ; c) angle de roulis de la partie avant du châssis ; d) angle de roulis de la partie arrière du châssis ; e) LTR des essieux milieu et arrière

avec une vitesse longitudinale initiale de 20 m/s.

Nous pouvons constater que le véhicule sans barres anti-roulis actives (et sans système de type ESP) lève les roues durant la manœuvre (Figure 4.16d) le niveau de l'accélération latérale étant relativement important (Figure 4.16a).

Le contrôleur prédictif génère la commande des barres anti-roulis actives (Figure 4.16b) de façon à compléter les couples anti-roulis des suspensions afin de réduire l'angle de roulis entre les masses suspendues et les essieux. Le contrôle par barres anti-roulis permet de garder le contact des roues avec le sol durant la manœuvre (Figure 4.16e) et de réduire considérablement l'angle de roulis des masses suspendues (Figures 4.16c, d).

Nous pouvons observer que l'action de la barre anti-roulis la plus importante est réalisée au niveau de l'essieu avant. Quand le contrôle des barres est désactivé, la suspension de cet essieu ne contribue que très peu à la stabilisation du véhicule en roulis ce qui est dû en partie à la torsion du châssis importante.

4.4 Conclusion

Dans ce chapitre nous avons développé deux contrôleurs adaptés à la stabilisation du véhicule sur-actionné et qui permettent de prendre en compte les différentes contraintes sur le véhicule. Le premier contrôleur CGC est basé sur la structure de commande par l'allocation de contrôle, tandis que le deuxième contrôleur est de type prédictif. La contribution de cette partie du travail porte essentiellement sur l'adaptation de la commande déjà relativement bien étudiée en application pour le véhicule léger, au problème du contrôle du véhicule poids-lourd qui nécessite la prise en compte des problématiques du renversement. Les approches proposées démontrent qu'il est nécessaire de maîtriser les modèles de comportement de la dynamique du véhicule, mais également leurs déclinaisons nécessaires aux calculs des actions.

A titre d'illustration, les contrôleurs développés ont été testés pour une manœuvre ("Sine with dwell") et pour une configuration d'actionneurs (6 freins + RAS). L'analyse simplifiée de la robustesse des contrôleurs par rapport à l'incertitude paramétrique a démontré que les CGC développés sont sensibles à la variation de la position longitudinale du centre de gravité du véhicule.

Nous pouvons également constater que la commande prédictive permet d'élaborer la commande à partir des spécifications sur le comportement du véhicule de manière relativement simple. Ainsi nous pouvons, par exemple, en élaborant la commande prédictive d'introduire des contraintes sur l'angle de dérive du véhicule sans se préoccuper de la génération de la référence de la vitesse de lacet pertinente. Un autre exemple est la contrainte sur le LTR : ce critère qui permet de faire une détection directe de la levée de roue peut être utilisé et il n'y a pas forcément besoin de rechercher des critères qui permettent d'avoir une certaine anticipation de la situation critique en roulis. Les problèmes principaux de la commande prédictive restent le choix du modèle suffisamment représentatif du comportement du véhicule, la recherche des méthodes efficaces pour résoudre le problème d'optimisation qui peut être relativement complexe et la robustification de la commande.

Les approches plus classiques telles que des structures avec l'allocation de contrôle nécessitent une meilleure connaissance de la dynamique du véhicule. Quand les équations de la dynamique du véhicule sont maîtrisées les lois de commande développées permettent d'avoir les performances du véhicule comparables à celles obtenues pour le cas de contrôle par MPC. Nous pensons donc que pour résoudre le problème de sur-actionnement du véhicule, une approche par l'allocation de contrôle peut être suffisante. En ce qui concerne la conduite autonome, l'approche par MPC avec des horizons relativement importants nous semble très adaptée.

Dans le chapitre suivant nous étudions les solutions quand le véhicule est guidé par les contrôleurs de type LTV-MPC et LTI-MPC, ce dernier jouera le rôle du pilote pour les simulations des manœuvres avec pilote en boucle. Nous testons le contrôleur retenu (structure avec l'allocation de contrôle) pour les manœuvres de type "sine with dwell" et "changement de file".

Chapitre 5

Comparaison des configurations d'actionneurs

Sommaire

5.1	Introduction	105
5.2	Guidage du véhicule par LTI-MPC et LTV-MPC	106
5.2.1	LTI-MPC ou LTV-MPC	107
5.2.2	Différents horizons de prédiction	109
5.3	Assistance par le contrôleur de sécurité active	111
5.3.1	Manœuvre "sine with dwell"	111
5.3.2	Manœuvre "changement de file"	114
5.4	Conclusion	116

5.1 Introduction

Dans [FAL 07] la commande prédictive a été appliquée entre autres à la conduite autonome du véhicule léger. Dans cette partie de travail, tout d'abord nous essayons de vérifier si la commande prédictive décrite dans le chapitre précédent peut être utilisée pour la conduite autonome du véhicule poids lourd. Si ceci est possible une autre question peut se poser : est-ce que la prise en compte de non-linéarités est importante et quel gain peut apporter l'utilisation des modèles LTV par rapport aux modèles LTI dans la commande prédictive ? Nous testons les commandes prédictives basées sur ces modèles et appliquées à la conduite autonome du véhicule pour une manœuvre de type "changement de file" sur faible adhérence où les non-linéarités des pneumatiques (saturations) peuvent être atteintes assez facilement.

Dans le Chapitre 1 en nous appuyant sur les résultats exposés dans la littérature nous avons fait une hypothèse que l'utilisation de combinaisons d'actionneurs pourraient améliorer le comportement du véhicule pendant des situations critiques. Dans

ce chapitre, nous essayons de vérifier si l'action combinée des actionneurs peut vraiment apporter un gain considérable par rapport à des configurations où les actionneurs sont utilisés séparément. Les tests sont réalisés pour les prestations exposées dans le Chapitre 3. Les configurations testées sont les suivantes :

- système de freinage seul ;
- système de freinage + direction arrière ;
- système de freinage + direction avant + direction arrière.

Nous avons vu dans le Chapitre 1 que l'apport le plus important des systèmes de directions avant et arrière concernent essentiellement les conditions de faible adhérence où il faut compenser la perte de la rigidité de dérive provoquée par le freinage. Nous testons donc toutes les configurations pour les conditions de faible adhérence, sachant que les conditions de fortes adhérences peuvent être traitées de manière satisfaisante avec un freinage différentiel seul.

Toutes les simulations sont réalisées sur le modèle Simutruck.

5.2 Guidage du véhicule par LTI-MPC et LTV-MPC

L'intérêt de cette partie d'étude consiste entre autres à vérifier que le contrôleur prédictif peut être utilisé pour la conduite autonome du véhicule poids lourd. Le contrôleur prédictif basé sur le modèle LTI représentera également le comportement du conducteur qui n'a pas beaucoup d'expérience et qui attend du véhicule un comportement linéaire. Ce contrôleur sera utilisé comme modèle du pilote pour la simulation des prestations avec le pilote en boucle de commande telles que le changement de file. Le contrôleur LTV-MPC permet de prendre en compte des non-linéarités du comportement du véhicule et peut représenter le conducteur qui a une très bonne connaissance et maîtrise du véhicule.

La prestation pour laquelle nous testons le véhicule contrôlé par la direction avant est le changement de file sur faible adhérence ($\mu = 0.35$). Reprenons la configuration de la trajectoire décrite dans la Section 3.4.2 :

$$y = \frac{a_{y,\max}}{(2\pi f)^2} \left[2\pi f \frac{x}{v_x} - \sin \left(2\pi f \frac{x}{v_x} \right) \right] \quad (5.1)$$

La trajectoire imposée au véhicule est choisie de telle sorte que le véhicule se déplace latéralement à 3.5 m (largeur d'une voie) avec les paramètres $v_x = 20$ m/s, $a_{y,\max} = 4.5$ m/s², $f = 0.453$. On peut remarquer que sur la faible adhérence il est impossible d'avoir un parfait suivi de trajectoire car le niveau d'accélération latérale maximale est bien supérieur à la limite d'adhérence ($a_{y,\max} > \mu g = 3.43$ m/s²).

Pour cette prestation nous vérifions les limites de performances du véhicule avec un contrôleur de type LTI-MPC par rapport à celui équipé par un contrôleur LTV-MPC. Ensuite, nous étudions l'influence de l'horizon de prédiction sur les performances du véhicule autonome avec un contrôleur de type LTV-MPC.

Les paramètres des contrôleurs sont regroupés dans le Tableau 5.1.

Tableau 5.1: Paramètres des contrôleurs LTI-MPC et LTV-MPC pour la conduite autonome du véhicule

Paramètre	Valeur
H_p	75
H_c	1
T_s	0.02 s
u_{\min}	-0.0872rad
u_{\max}	0.0872rad
Δu_{\min}	-0.007rad
Δu_{\max}	0.007rad
$y_{c,\min}$	$[-0.087, -0.087, -0.087]$
$y_{c,\max}$	$[0.087, 0.087, 0.087]$
W_y	diag[1000, 100]
W_u	2.87
$W_{\Delta u}$	2.87
ρ	diag[10^4 , 10^4 , 10^4]

Tableau 5.2: Critères pour la manœuvre de changement de file : contrôle par LTI-MPC et LTV-MPC (direction avant seule)

Critère	20 m/s		25 m/s	
	LTI-MPC	LTV-MPC	LTI-MPC	LTV-MPC
Déplacement latéral	21.4	20.1	40.1	30.6
Activité conducteur	30.1	21.6	32.6	28.0

5.2.1 LTI-MPC ou LTV-MPC

Le contrôleur prédictif basé sur le modèle LTI du véhicule est un contrôleur similaire à celui que nous avons présenté dans la Section 4.3 mais qui est basé sur le modèle linéaire de type bicyclette (2.17). Les contraintes sont imposées sur les angles de dérive des trois essieux. Le contrôleur LTV-MPC est celui décrit dans la Section 4.3. Le passage vers le modèle LTV augmente considérablement la charge en calcul du contrôleur (même si nous ne prenons pas en compte le fait que le modèle possède 5 DDL, donc plus complexe) ce qui est dû à la nécessité de calculer des jacobiniennes pour la linéarisation du modèle à chaque pas de temps échantillonné.

Les résultats de simulation (Figure 5.1 et Tableau 5.2) pour le cas de la vitesse initiale de 20 m/s montrent que l'amélioration du suivi de trajectoire dans le cas du LTV-MPC est relativement faible par rapport au LTI-MPC : dans les deux cas la trajectoire est suivie relativement bien (Figures 5.1b et 5.1c). Ceci s'explique par

5. Comparaison des configurations d'actionneurs

les niveaux faibles de l'accélération latérale (Figure 5.1d) et de la dérive du véhicule (Figure 5.1f). La faible amplitude de l'accélération latérale et l'erreur du suivi de trajectoire doivent être dues à la combinaison défavorable de la valeur élevée de l'horizon de prédiction ($H_p = 75$) et la valeur très faible de l'horizon de commande ($H_c = 1$) : le contrôleur a peu de souplesse pour la construction de la trajectoire prédite. Nous pouvons aussi noter que la différence principale entre le contrôle par LTI-MPC et LTV-MPC pour le cas d'étude donné consiste en une activité (calculée comme dans la Section 3.4.2.1) élevée du contrôleur LTI-MPC (Figure 5.1a).

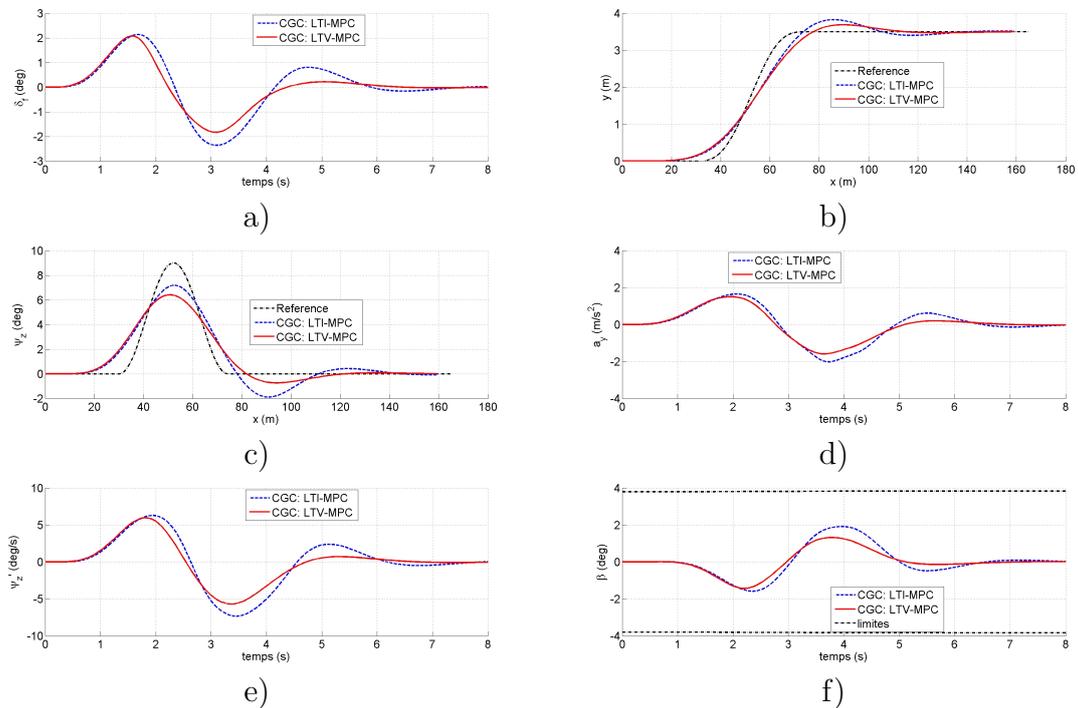


Figure 5.1: Comparaison LTI-MPC et LTV-MPC, changement de file à vitesse de 20 m/s : a) braquage avant ; b) trajectoire du véhicule $x - y$; c) trajectoire du véhicule $x - \psi_z$; d) accélération latérale ; e) vitesse de lacet ; f) angle de dérive du véhicule

Pour le cas de la vitesse initiale de 25 m/s (Figure 5.2), la différence des comportements des véhicules équipés avec les contrôleurs LTI-MPC et LTV-MPC est plus importante : l'angle de dérive dépasse le seuil d'acceptabilité dans le cas de LTI-MPC (Figure 5.2f) et le contrôleur produit beaucoup plus d'actions pour stabiliser le véhicule sur la trajectoire de référence. Ce comportement dégradé du LTI-MPC doit être dû à la mauvaise représentativité du modèle linéaire sur faible adhérence et pour la vitesse élevée qui font que les prédictions ne se font pas correctement. Ce constat montre ici les limites de ce type de contrôleur.

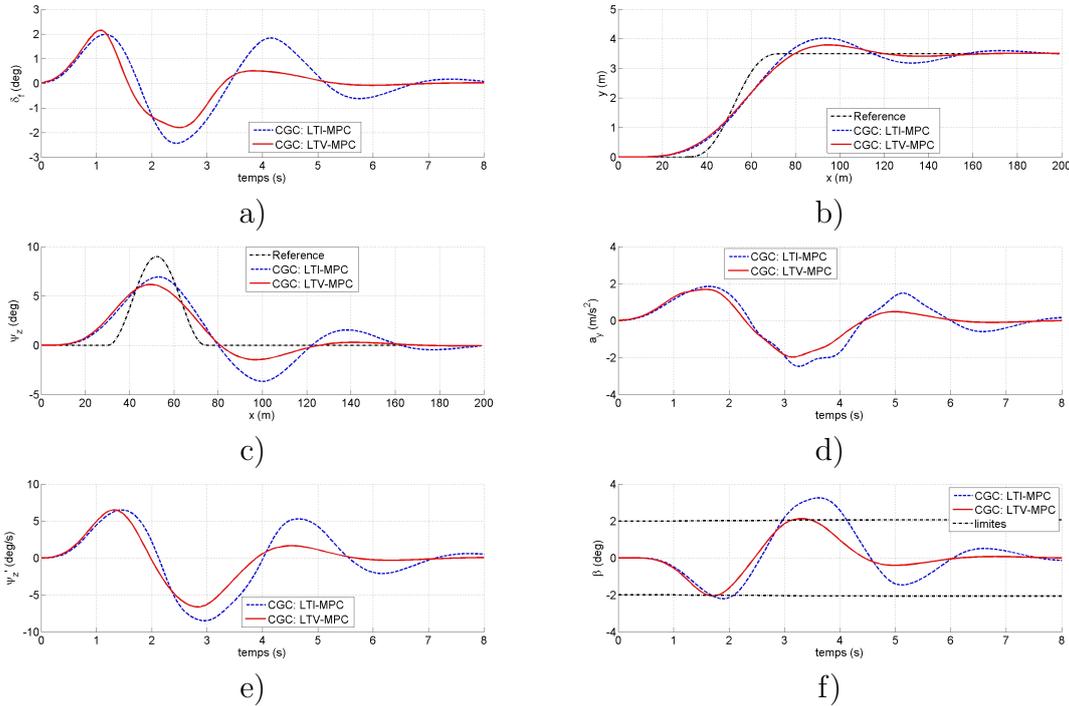


Figure 5.2: Comparaison LTI-MPC et LTV-MPC, changement de file à vitesse de 25 m/s : a) braquage avant ; b) trajectoire du véhicule $x - y$; c) trajectoire du véhicule $x - \psi_z$; d) accélération latérale ; e) vitesse de lacet ; f) angle de dérive du véhicule

5.2.2 Différents horizons de prédiction

Le choix pertinent de l'horizon de prédiction est un des points fondamentaux de la commande prédictive. Ici nous testons l'influence de l'horizon de prédiction sur la qualité de suivi de trajectoire par le véhicule poids-lourd autonome (LTI-MPC). Trois valeurs de H_p sont choisies 50(1 s), 75(1.5 s) et 100(2 s), l'horizon de la commande H_c est fixe et est égal à 1. La vitesse initiale de la manœuvre est 20 m/s et le coefficient d'adhérence est 0.35.

Les résultats de simulation pour les différents horizons de prédiction sont présentés sur la Figure 5.3 et dans le Tableau 5.3.

Dans le cas de l'horizon de prédiction relativement court ($H_p = 50$) le véhicule devient instable sur faible adhérence et les actions du conducteur (qui sont en plus construites sur la base d'un modèle linéaire, que l'on sait ne pas être suffisamment représentatif sur faible adhérence) ne sont pas suffisantes pour le stabiliser. Il faut également remarquer l'augmentation significative de l'activité du conducteur dans ce cas de figure.

La combinaison de l'horizon de prédiction relativement long ($H_p = 100$) et de l'horizon de la commande court ($H_c = 1$) assure la stabilité du véhicule mais le suivi de trajectoire est dégradé (Figure 5.3b) car les prédictions longues de la trajectoire

5. Comparaison des configurations d'actionneurs

Tableau 5.3: Critères pour la manœuvre de changement de file à 20 m/s : contrôle par LTI-MPC (direction avant seule) pour les différents horizons de prédiction

Critère	$H_p = 50$ (1 s)	$H_p = 75$ (1.5 s)	$H_p = 100$ (2 s)
Déplacement latéral	67.0	21.4	28.0
Activité conducteur	1675.2	30.1	6.3

sont construites avec très peu de degrés de liberté au niveau de la commande.

La valeur 75 de l'horizon de prédiction semble être un bon compromis entre la stabilité du véhicule et la qualité de suivi de trajectoire pour la valeur fixe de l'horizon de la commande ($H_c = 1$) pour la vitesse et la manœuvre données.

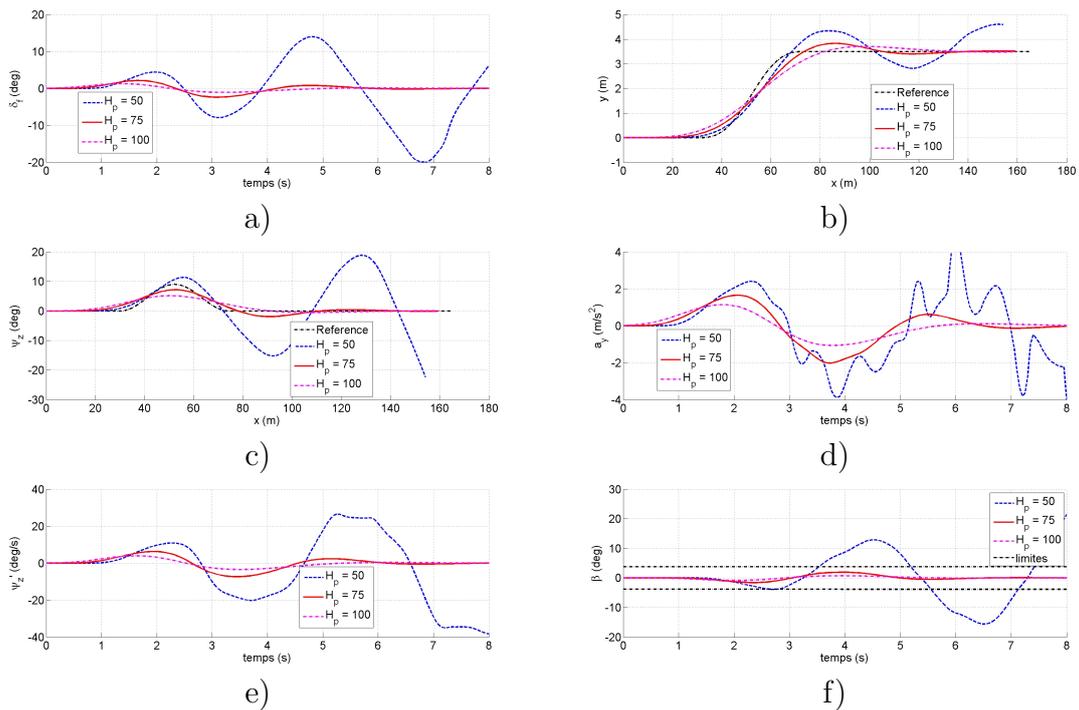


Figure 5.3: Comparaison des contrôleurs avec différents horizons de prédiction, changement de file à vitesse de 20 m/s : a) braquage avant ; b) trajectoire du véhicule $x - y$; c) trajectoire du véhicule $x - \psi_z$; d) accélération latérale ; e) vitesse de lacet ; f) angle de dérive du véhicule

5.3 Assistance par le contrôleur de sécurité active

5.3.1 Manœuvre "sine with dwell"

Dans cette section nous considérons la réalisation de la manœuvre de type "sine with dwell" sans pilote en boucle avec une vitesse initiale de la manœuvre de 20 m/s pour les conditions de faible adhérence ($\mu = 0.35$) et pour des amplitudes A du sinus (consigne au niveau de braquage des roues avant) qui varient de 0.06 à 0.12 rad. Cette manœuvre typique d'une situation d'évitement d'urgence ne nécessite pas une analyse de l'activité du conducteur, elle est donc simplement modulée en amplitude pour positionner le véhicule dans des situations de plus en plus dangereuses et quantifier le point limite de cette manœuvre. Nous avons vu dans le chapitre précédent que le véhicule sans contrôle devient instable très facilement durant cette manœuvre.

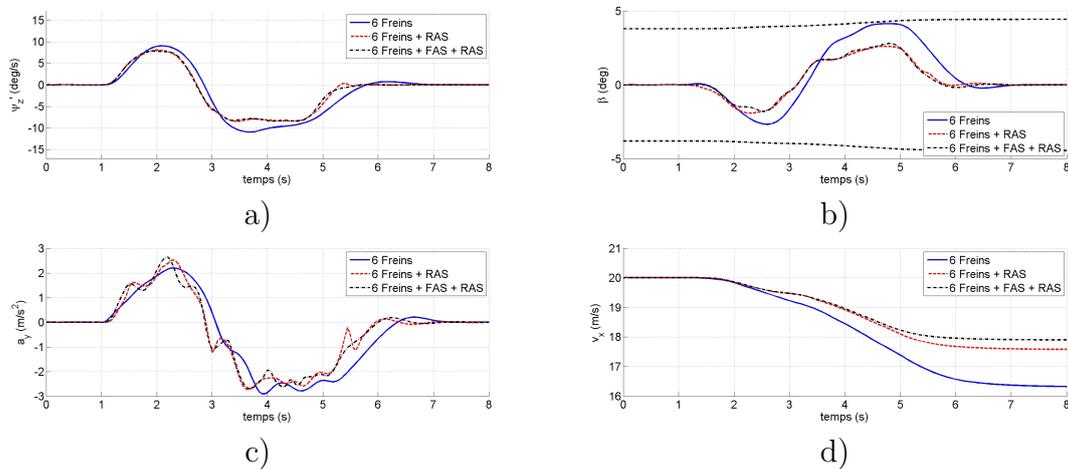


Figure 5.4: Résultats de simulation pour la manœuvre de type "sine with dwell" (amplitude commande braquage avant = 0.06 rad) avec la vitesse initiale de 20 m/s : a) vitesse de lacet ; b) angle de dérive ; c) accélération latérale ; d) vitesse longitudinal

Les résultats de simulation montrent que sur faible adhérence le système de freinage permet de stabiliser le véhicule assez rapidement durant la manœuvre pour l'amplitude de braquage des roues avant de 0.06 rad (Figure 5.4 et Tableau 5.4) : après la fin de la manœuvre la vitesse de lacet (Figure 5.4a) décroît rapidement, l'angle de dérive (Figure 5.4b) ne dépasse pas les limites d'acceptabilité, l'accélération latérale (Figure 5.4c) pour les conditions d'adhérence données n'est pas susceptible de provoquer le renversement du véhicule, la vitesse longitudinale (Figure 5.4d) est réduite de presque 4 m/s après la manœuvre ce qui réduit le risque d'instabilité en lacet ou en roulis. Pour des amplitudes de braquage des roues avant plus importantes (0.08 - 0.12) (Figures 5.5-5.7) le système de freinage seul n'est pas suffisamment efficace : le freinage, en générant des forces longitudinales importantes, réduit en même temps les forces latérales ce qui fait que le véhicule dérive de manière

5. Comparaison des configurations d'actionneurs

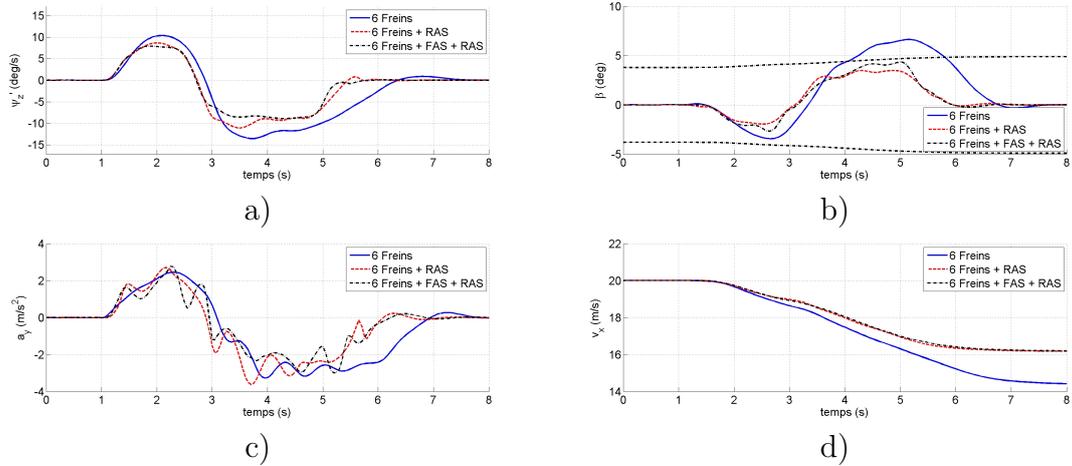


Figure 5.5: Résultats de simulation pour la manœuvre de type "sine with dwell" (amplitude commande braquage avant = 0.08 rad) avec la vitesse initiale de 20 m/s : a) vitesse de lacet ; b) angle de dérive ; c) accélération latérale ; d) vitesse longitudinale

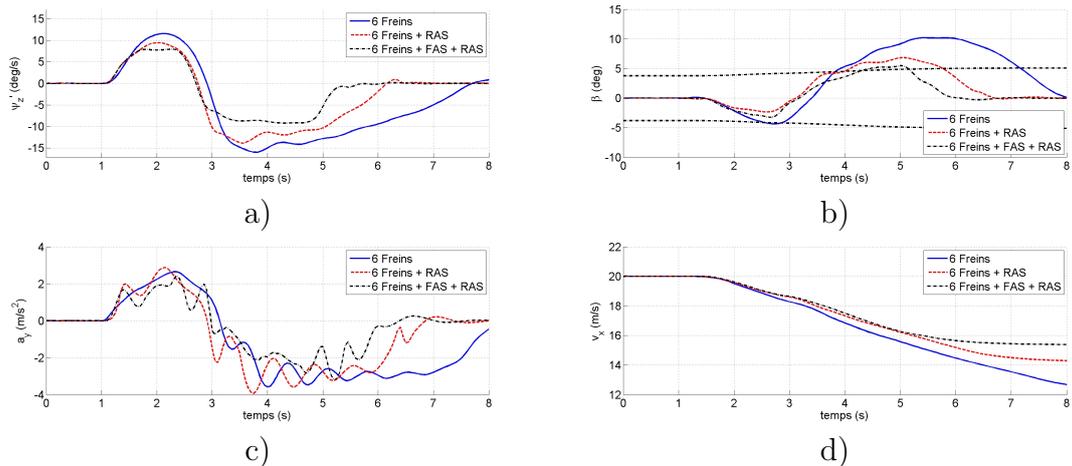


Figure 5.6: Résultats de simulation pour la manœuvre de type "sine with dwell" (amplitude commande braquage avant = 0.1 rad) avec la vitesse initiale de 20 m/s : a) vitesse de lacet ; b) angle de dérive ; c) accélération latérale ; d) vitesse longitudinale

importante (Figures 5.5b-5.7b) et la vitesse de décroissance de la vitesse de lacet (Figures 5.5a-5.7a) après la fin de la manœuvre n'est pas suffisamment importante.

L'utilisation de la combinaison 'freins - direction arrière active (RAS)' permet d'améliorer les performances du véhicule pour la prestation "sine with dwell" sur faible adhérence par rapport à la configuration avec freins seuls. Le comportement acceptable du véhicule est constaté pour les amplitudes de braquage des roues avant de 0.08 rad : la vitesse de lacet (Figure 5.5a) décroît rapidement après la fin de la

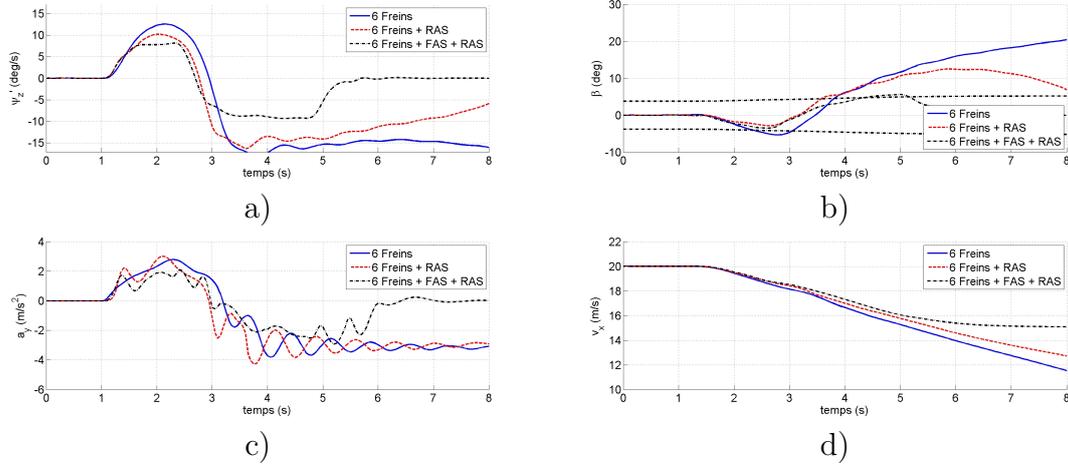


Figure 5.7: Résultats de simulation pour la manœuvre de type "sine with dwell" (amplitude commande braquage avant = 0.12 rad) avec la vitesse initiale de 20 m/s : a) vitesse de lacet ; b) angle de dérive ; c) accélération latérale ; d) vitesse longitudinale

manœuvre, l'angle de dérive (Figure 5.5b) reste dans les limites acceptables. Pour les cas d'amplitudes d'angle de braquage avant plus importantes, il n'est plus possible d'assurer un comportement acceptable du véhicule.

La combinaison 'freins - direction arrière active (RAS) - direction avant active (FAS)' permet d'obtenir la meilleure performance par rapport à des configurations considérées ci-dessus (Figures 5.5-5.7). Ceci peut être expliqué par le fait qu'en contrôlant l'angle de braquage des roues avant et arrière on peut agir considérablement sur les forces latérales (en les augmentant pour réduire la dérive du véhicule) et le moment de lacet en même temps.

Tableau 5.4: Critères pour la manœuvre de type "sine with dwell"

A	C_{react}			C_{lacet}			$ \beta_{max} $		
	Conf 1	Conf 2	Conf 3	Conf 1	Conf 2	Conf 3	Conf 1	Conf 2	Conf 3
0.06	64.3	68.1	74.1	0.05	0	0	4.1	2.6	2.8
0.08	69.5	73.2	68	0.22	0.01	0	6.6	3.5	4.4
0.1	73.5	77.3	62.4	0.6	0.17	0.02	10.2	6.9	5.5
0.12	76.8	80.6	59.8	0.8	0.7	0.02	20.5	12.5	5.6

Conf 1 : 6 freins ; Conf 2 : 6 freins + RAS ; Conf 3 : 6 freins + FAS + RAS

Tableau 5.5: Evaluation des critères pour la manœuvre de type "changement de file"

$a_{y,max}$	C_{depl}			C_{activ}		
	Conf 1	Conf 2	Conf 3	Conf 1	Conf 2	Conf 3
3	24.1	23.1	18.4	19.1	12.7	9.6
4	39.9	36.9	28.0	36.7	27.4	18.9
5	60.7	55.5	57.5	62.4	51.7	45.4

Conf 1 : 6 freins ; Conf 2 : 6 freins + RAS ; Conf 3 : 6 freins + FAS + RAS

5.3.2 Manœuvre "changement de file"

Les différentes configurations d'actionneurs sont testées ici sur la manœuvre de type "changement de file" avec pilote dans la boucle. Le rôle du conducteur est assuré par le contrôleur LTI-MPC que nous avons présenté ci-dessus. La manœuvre est réalisée pour la trajectoire de référence définie par l'équation (5.1) avec des paramètres $f = 0.37$, $v_x = 20$ et un paramètre $a_{y,max}$ qui est de 3 m/s^2 , 4 m/s^2 et 5 m/s^2 pour obtenir un changement de file conduisant à un déplacement de référence selon y de de 3.5 m, 4.7 m et 5.8 m respectivement.

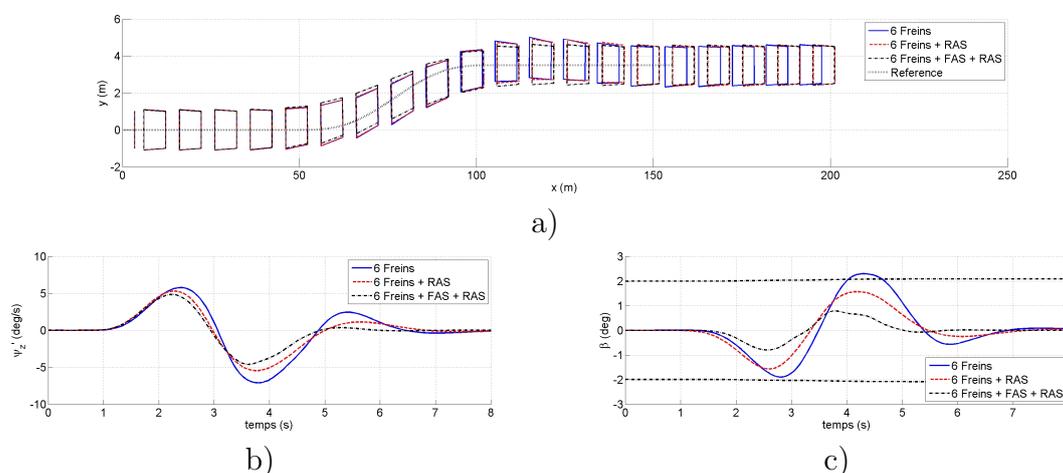


Figure 5.8: Résultats de simulation pour la manœuvre de type "changement de file" avec la vitesse initiale de 25 m/s, le déplacement selon y est de 3.5 m, $\mu = 0.35$: a) trajectoire du véhicule ; b) vitesse de lacet ; c) angle de dérive

Les résultats de simulation pour la manœuvre de changement de file pour toutes les valeurs du paramètre $a_{y,max}$ (Figure 5.8-5.10 et Tableau 5.5) montrent que la configuration la moins efficace est celle qui n'est composée que des freins du véhicule : la

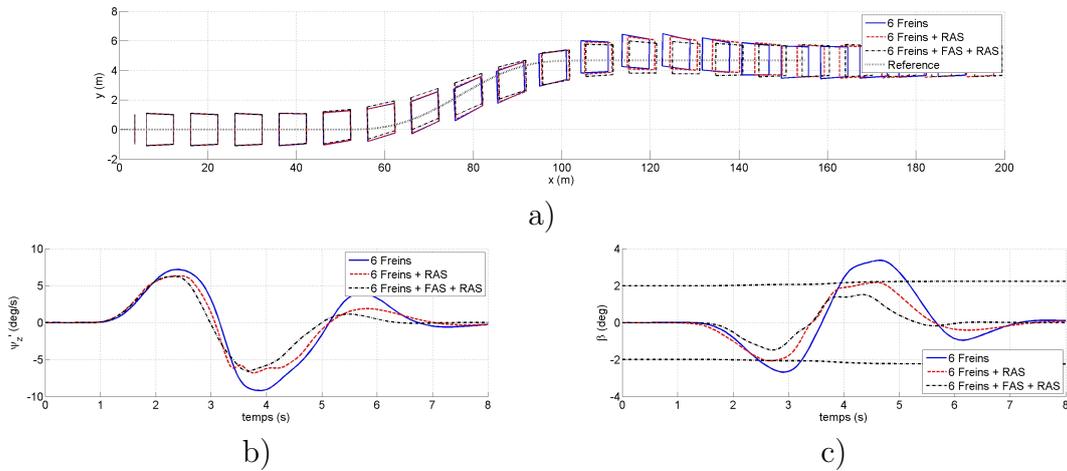


Figure 5.9: Résultats de simulation pour la manœuvre de type "changement de file" avec la vitesse initiale de 25 m/s, le déplacement selon y est de 4.7 m, $\mu = 0.35$: a) trajectoire du véhicule ; b) vitesse de lacet ; c) angle de dérive

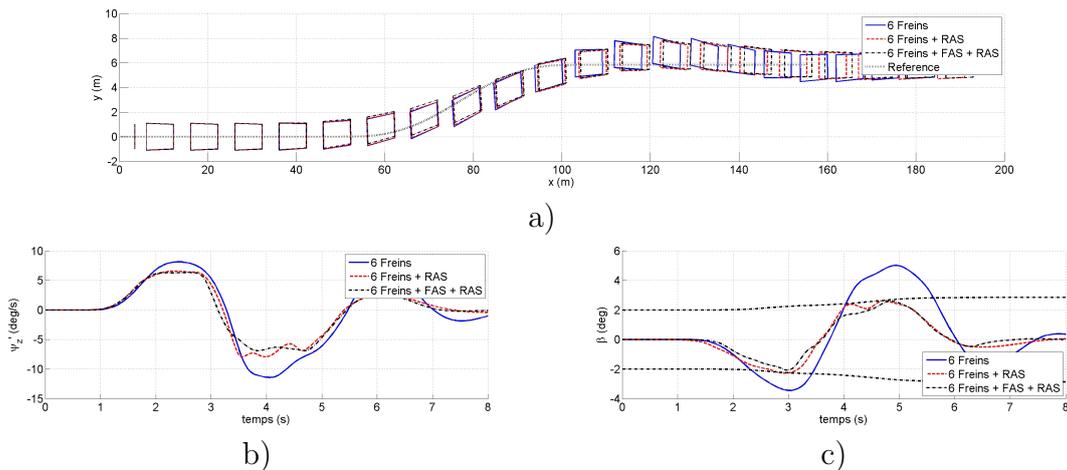


Figure 5.10: Résultats de simulation pour la manœuvre de type "changement de file" avec la vitesse initiale de 25 m/s, le déplacement selon y est de 5.8 m, $\mu = 0.35$: a) trajectoire du véhicule ; b) vitesse de lacet ; c) angle de dérive

déviations de la trajectoire de référence est la plus importante et le conducteur est obligé de faire le plus d'effort pour contrôler le véhicule. L'ajout des actions de la direction arrière permet de réduire les valeurs des critères d'activité et de déplacement présentés dans le Tableau 5.5. Pour la manœuvre avec le paramètre $a_{y,max} = 5m/s^2$ nous pouvons constater la réduction de 8.6% de la déviation de trajectoire et la réduction de 17 – 33.5% de l'activité du conducteur. Ceci est obtenu grâce à la diminution de la dérive du véhicule (Figure 5.8c-5.10c) durant la manœuvre par la

modification des forces latérales au niveau des roues de l'essieu arrière et le contrôle plus précis de la vitesse de lacet (Figure 5.8b-5.10b).

5.4 Conclusion

Dans ce chapitre nous avons d'abord considéré la commande prédictive appliqué au contrôle du véhicule autonome : les approches LTI-MPC et LTV-MPC ont été comparées. Les résultats de simulation montrent que sur faible adhérence la non-linéarité du système ne devrait pas être négligée. Cependant, le contrôleur LTI-MPC peut représenter la conduite du véhicule par un conducteur qui n'a pas beaucoup d'expérience qui, aidé par un contrôleur de sécurité active (nous avons testé le contrôleur basé sur l'allocation de contrôle), peut conduire le véhicule de manière efficace.

Ensuite, nous avons essayé d'évaluer le gain qu'apporte l'utilisation des directions avant et arrière actives en combinaison avec les freins par rapport à la configuration où seuls les freins sont utilisés. Les résultats de simulation pour les manœuvres de type "sine with dwell" et "changement de file" démontrent que sur faible adhérence où il peut être nécessaire d'utiliser au mieux le potentiel des pneumatiques en génération d'efforts, il peut être intéressant de compléter les actions des freins par les actions des directions avant et arrière.

Cependant, il faut noter que dans le modèle Simutruck avec lequel nous avons fait tous les essais, les actionneurs ont été supposés être relativement rapides (les actionneurs sont représentés par des filtres de premier ordre avec les constantes de temps de 0.05 s). Les actionneurs plus lents pourraient dégrader la qualité de contrôle.

Toutes les variables d'état nécessaires pour la commande ont été supposées mesurables ou observables avec une très bonne précision, les paramètres du véhicule et de la route (coefficient d'adhérence) sont supposés connus, mais la qualité de mesure et d'observation pourraient elles aussi influencer considérablement la qualité de contrôle.

Conclusion

Dans ce travail nous nous sommes penchés sur le problème d'amélioration de la sécurité active des véhicules poids lourds de type "porteur" à 3 essieux équipés d'une direction arrière active. Plus particulièrement, nous avons étudié les fonctions que réalise aujourd'hui le système de type ESP : contrôle du lacet (problèmes de sur-virage/sous-virage) et du roulis (problèmes du renversement). L'étude bibliographique sur les voies d'amélioration de ces fonctions par l'action combinée de différents actionneurs (freins, directions, suspensions actives/semi-actives, etc) montre que cette piste sur les inter-systèmes doit être explorée de manière intensive car elle semble être prometteuse.

La bibliographie sur les systèmes de Contrôle Global Châssis du véhicule nous suggère que l'architecture qui pourrait permettre la meilleure performance du véhicule est celle de type centralisée. Nous choisissons de développer dans ce travail les commandes basées sur (i) la structure appelé structure avec "allocation de contrôle" ; (ii) l'approche prédictive, appelé la commande prédictive à base de modèle (Model Predictive Control). Ces deux approches permettent de gérer le sur-actionnement du véhicule et peuvent assurer les fonctions du Contrôleur Global Châssis (CGC).

L'élément clé des deux contrôleurs est le modèle de la dynamique du véhicule. Avant de développer la commande nous développons un certain nombre de modèles de complexité différente et validons les modèles en simulation par rapport au modèle multi-corps fortement non-linéaire qui est une référence pour la simulation de la dynamique du véhicule et qui a été validés sur plusieurs architectures au sein de Volvo 3P-Lyon.

En se servant des modèles développés nous réalisons l'étude de stabilité de la dynamique du véhicule en lacet et en roulis. Durant cette étape nous étudions les critères qui permettent de faire la détection du risque de renversement et faisons le choix des critères qui sont les mieux adaptés à notre problématique et les types de contrôleurs adoptés. Certains critères d'évaluation des performances ont été introduits et permettent de commencer à qualifier l'activité du conducteur.

Ensuite, nous développons les deux CGC qui intègrent les fonctions de contrôle du lacet et d'anti-renversement. Les résultats de simulations réalisées ne permettent pas de faire le jugement sur l'avantage d'un des CGC par rapport à l'autre. Cependant, durant la phase de développement il peut être vu que le développement de CGC basé sur la commande prédictive nécessite avoir un modèle suffisam-

ment représentatif mais n'exige pas d'études supplémentaire sur la dynamique du véhicule (comme, par exemple, le choix du critère de renversement). L'approche prédictive permet d'introduire très facilement les spécifications sur le comportement du véhicule dans la commande. Le principal désavantage de la commande prédictive réside dans la complexité du problème d'optimisation à résoudre et donc la charge de calcul important. L'approche par des structures avec l'allocation de contrôle nécessite une meilleure connaissance de la dynamique du véhicule et le choix plus judicieux des critères de détection d'instabilité.

Concernant l'avantage d'utilisation des actions combinées des actionneurs, les résultats de simulation pour les manœuvres de type "sine with dwell" et "changement de file" montrent que pour ces manœuvres réalisées sur faible adhérence il peut être intéressant de compléter les actions des freins par des actions des directions avant et arrière. L'utilisation des directions permet de réduire la dérive du véhicule et réduire également l'activité sur le volant du conducteur non-expérimenté de manière considérable.

Au terme de cette étude, il reste encore un grand nombre de travaux à réaliser :

- en terme de modélisation, des modifications peuvent être introduites dans les modèles pour prendre en compte des phénomènes de type "tangage" qui a été complètement négligé dans les modèles simplifiés de la dynamique du véhicule. Concernant les modèles de pneumatiques, pour avoir la meilleure représentativité à des fortes sollicitations, des modèles dynamiques des pneumatiques pourraient être introduits dans le modèle du simulateur (Simutruck) et les modèles simplifiés de la dynamique du véhicule.
- concernant les contrôleurs CGC, la fonction de contrôle des suspensions actives/semi-actives pourrait être introduite dans les CGC ce qui permettrait d'élargir les limites des accélérations latérales admissibles. De la même manière, l'introduction de barre anti-roulis active est également une voie d'amélioration des performances de ces systèmes de CGC. Autres actionneurs sont aussi envisageables : par exemple, l'utilisation des moteur-roues permettrait de contrôler les couples sur les roues différentes.
- pour l'implémentation industrielle il serait nécessaire de réaliser une robustification de la commande et de rechercher des algorithmes efficaces pour la résolution des problèmes d'optimisation posés.

Annexe A

5.5 Modèle du roulis à 8 DDL

5.5.1 Modèle cinématique

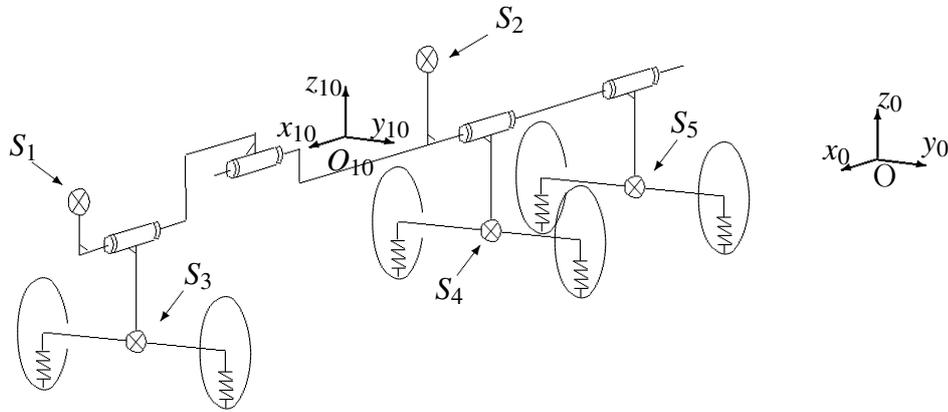


Figure 5.11: Modèle de roulis simplifié

Dans cette partie, nous nous appuyons sur les schémas présentés sur les Figures 5.11, 5.12 et 5.13.

On suppose que le repère $R_0 : [O_0, \vec{x}_0, \vec{y}_0, \vec{z}_0]$ lié au sol est un repère galiléen.

Le solide S_{10} est un solide fictif auquel on lie le repère $R_{10} : [O_{10}, \vec{x}_{10}, \vec{y}_{10}, \vec{z}_{10}]$ tel que : $(O_{10}, \vec{x}_{10}, \vec{z}_{10})$ est le plan de symétrie du système, \vec{x}_{10} est horizontal et coïncide avec l'axe de torsion du châssis, $\vec{z}_{10} = \vec{z}_0$, $\vec{y}_{10} = \vec{z}_{10} \wedge \vec{x}_{10}$. Le repère R_{10} est en translation par rapport au $R_0 : \overrightarrow{OO_{10}} = X\vec{x}_0 + Y\vec{y}_0$ et en rotation autour de l'axe $\vec{z}_0 : \psi_z = (\vec{x}_0, \vec{x}_{10})$.

Au solide S_1 , qui est la partie avant du châssis, on lie le repère $R_1 : [O_1, \vec{x}_1, \vec{y}_1, \vec{z}_1]$, $\vec{x}_1 = \vec{x}_{10}$, $\phi_{sf} = (\vec{z}_{10}, \vec{z}_1)$, $\vec{y}_1 = \vec{z}_1 \wedge \vec{x}_1$, $\overrightarrow{O_{10}O_1} = d_{sf}\vec{x}_{10}$.

Au solide S_2 , qui est la partie arrière du châssis, on lie le repère $R_2 : [O_2, \vec{x}_2, \vec{y}_2, \vec{z}_2]$, $\vec{x}_2 = \vec{x}_{10}$, $\phi_{sr} = (\vec{z}_{10}, \vec{z}_2)$, $\vec{y}_2 = \vec{z}_2 \wedge \vec{x}_2$, $\overrightarrow{O_{10}O_2} = -d_{sr}\vec{x}_{10}$.

Le solide S_3 est l'essieu 1 (avant) du véhicule auquel on lie le repère $R_3 : [O_3, \vec{x}_3, \vec{y}_3, \vec{z}_3]$, $\vec{x}_3 = \vec{x}_1$, $\phi_{uf} = (\vec{z}_1, \vec{z}_3)$, $\vec{y}_3 = \vec{z}_3 \wedge \vec{x}_3$, $\overrightarrow{O_1O_3} = (d_{uf} - d_{sf})\vec{x}_1 + (h_{rf} - h_t)\vec{z}_1$.

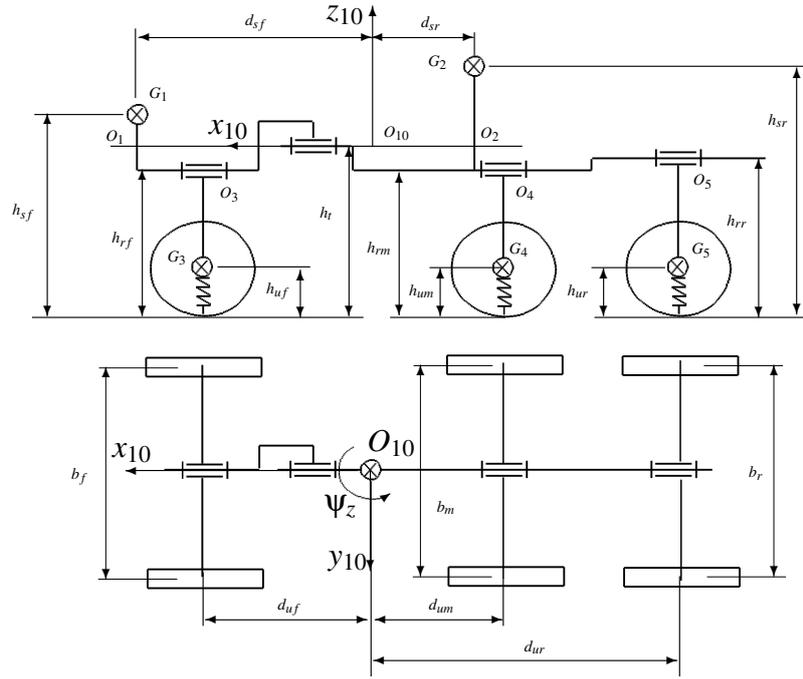


Figure 5.12: Paramétrage du modèle de roulis

Le solide S_4 est l'essieu 2 (milieu) du véhicule auquel on lie le repère $R_4 : [O_4, \vec{x}_4, \vec{y}_4, \vec{z}_4]$, $\vec{x}_4 = \vec{x}_2$, $(\vec{z}_2, \vec{z}_4) = \phi_{um}$, $\vec{y}_4 = \vec{z}_4 \wedge \vec{x}_4$, $\vec{O}_2\vec{O}_4 = -(d_{um} - d_{sr})\vec{x}_2 + (h_{rm} - h_t)\vec{z}_2$.

Le solide S_5 est l'essieu 3 (arrière) du véhicule auquel on lie le repère $R_5 : [O_5, \vec{x}_5, \vec{y}_5, \vec{z}_5]$, $\vec{x}_5 = \vec{x}_2$, $(\vec{z}_2, \vec{z}_5) = \phi_{ur}$, $\vec{y}_5 = \vec{z}_5 \wedge \vec{x}_5$, $\vec{O}_2\vec{O}_5 = -(d_{ur} - d_{sr})\vec{x}_2 + (h_{rr} - h_t)\vec{z}_2$.

On peut écrire les matrices de passage qui servent à ce repérage :

$$\begin{bmatrix} x_{10} \\ y_{10} \\ z_{10} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(\psi_z) & \sin(\psi_z) & 0 \\ -\sin(\psi_z) & \cos(\psi_z) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_0 \\ y_0 \\ z_0 \end{bmatrix} \quad (5.2)$$

$$\begin{bmatrix} x_1 \\ y_1 \\ z_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos(\phi_{sf}) & \sin(\phi_{sf}) \\ 0 & -\sin(\phi_{sf}) & \cos(\phi_{sf}) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_{10} \\ y_{10} \\ z_{10} \end{bmatrix} \quad (5.3)$$

$$\begin{bmatrix} x_2 \\ y_2 \\ z_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos(\phi_{sr}) & \sin(\phi_{sr}) \\ 0 & -\sin(\phi_{sr}) & \cos(\phi_{sr}) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_{10} \\ y_{10} \\ z_{10} \end{bmatrix} \quad (5.4)$$

$$\begin{bmatrix} x_3 \\ y_3 \\ z_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos(\phi_{uf}) & \sin(\phi_{uf}) \\ 0 & -\sin(\phi_{uf}) & \cos(\phi_{uf}) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ y_1 \\ z_1 \end{bmatrix} \quad (5.5)$$

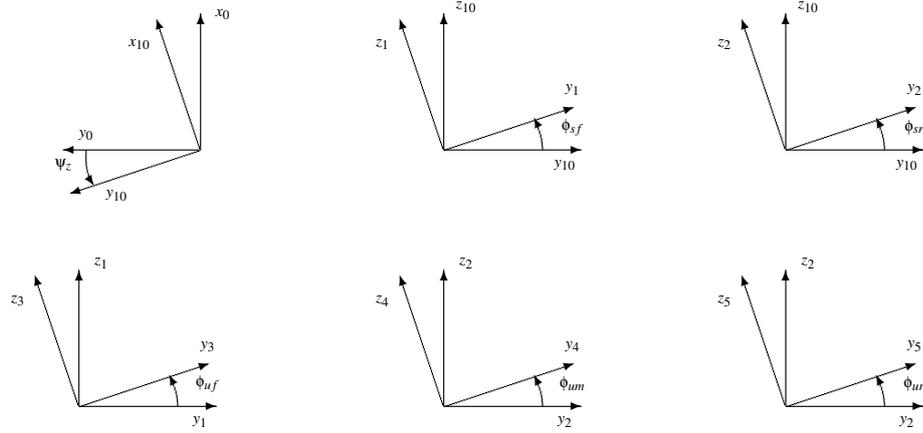


Figure 5.13: Les rotations des repères

$$\begin{bmatrix} x_4 \\ y_4 \\ z_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos(\phi_{um}) & \sin(\phi_{um}) \\ 0 & -\sin(\phi_{um}) & \cos(\phi_{um}) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_2 \\ y_2 \\ z_2 \end{bmatrix} \quad (5.6)$$

$$\begin{bmatrix} x_5 \\ y_5 \\ z_5 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos(\phi_{ur}) & \sin(\phi_{ur}) \\ 0 & -\sin(\phi_{ur}) & \cos(\phi_{ur}) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_2 \\ y_2 \\ z_2 \end{bmatrix} \quad (5.7)$$

5.5.2 Modèle dynamique

Pour appliquer les théorème généraux, il est nécessaire de connaître le torseur dynamique de chaque solide du système.

5.5.2.1 Somme dynamique

La somme dynamique de l'ensemble du véhicule est donnée par :

$$\vec{\Sigma}^0 = \vec{\Sigma}_{S_1}^0 + \vec{\Sigma}_{S_2}^0 + \vec{\Sigma}_{S_3}^0 + \vec{\Sigma}_{S_4}^0 + \vec{\Sigma}_{S_5}^0; \quad (5.8)$$

La quantité d'accélération du solide S_1 est calculée comme suit :

$$\vec{\Sigma}_{S_1}^0 = m_{sf} \vec{J}_{G_1}^0 \quad (5.9)$$

$$= m_{sf} \begin{bmatrix} \dot{v}_x - \dot{\psi}_z v_y - \dot{\psi}_z^2 d_{sf} - \dot{\psi}_z (h_{sf} - h_t) \sin(\phi_{sf}) + \dot{\psi}_z \dot{\phi}_{sf} (h_{sf} - h_t) \cos(\phi_{sf}) \\ \dot{v}_y + \dot{\psi}_z v_x + \dot{\psi}_z d_{sf} - \dot{\phi}_{sf} (h_{sf} - h_t) \cos(\phi_{sf}) - \dot{\psi}_z^2 (h_{sf} - h_t) \sin(\phi_{sf}) - \dot{\phi}_{sf}^2 (h_{sf} - h_t) \sin(\phi_{sf}) \\ \dot{\phi}_{sf} (h_{sf} - h_t) \sin(\phi_{sf}) - \dot{\phi}_{sf}^2 (h_{sf} - h_t) \cos(\phi_{sf}) \end{bmatrix}_{10}$$

où $v_x = \dot{x}_{10}$ et $v_y = \dot{y}_{10}$

En procédant de la même façon pour les autres solides constituant le véhicule et en négligeant les composantes qui n'influencent que très peu la dynamique du

véhicule (type accélération de Coriolis) et en faisant l'hypothèse des petits angles ($\sin(\phi) \approx \phi$, $\cos(\phi) \approx 1$) on obtient :

$$\Sigma^0 \vec{x}_{10} = m(\dot{v}_x - v_y \ddot{\Psi}_z) \quad (5.10)$$

$$\begin{aligned} \Sigma^0 \vec{y}_{10} = & m(\dot{v}_y + v_x \ddot{\Psi}_z) + m_{sf}((h_t - h_{sf})\ddot{\Phi}_{sf} + d_{sf}\ddot{\Psi}_z) + m_{sr}((h_t - h_{sr})\ddot{\Phi}_{sr} - d_{sr}\ddot{\Psi}_z) \\ & + m_{uf}((h_t - h_{rf})\ddot{\Phi}_{sf} + (h_{rf} - h_{uf})\ddot{\Phi}_{uf} + d_{uf}\ddot{\Psi}_z) \\ & + m_{um}((h_t - h_{rm})\ddot{\Phi}_{sr} + (h_{rm} - h_{um})\ddot{\Phi}_{um} - d_{um}\ddot{\Psi}_z) \\ & + m_{ur}((h_t - h_{rr})\ddot{\Phi}_{sr} + (h_{rr} - h_{ur})\ddot{\Phi}_{ur} - d_{ur}\ddot{\Psi}_z) \end{aligned} \quad (5.11)$$

5.5.2.2 Moment dynamique

Moment dynamique des solides S_i au point G_i est donné par :

$$\vec{\delta}_{S_i}^0(G_1) = \frac{d^{10}}{dt} \vec{\mu}_{S_i}^0(G_i) + \vec{\Omega}_{10}^0 \wedge \vec{\mu}_{S_i}^0(G_i). \quad (5.12)$$

Pour le solide S_1 le moment cinétique au point G_1 s'écrit comme suit :

$$\vec{\mu}_{S_1}^0(G_1) = I_{G_1} \vec{\Omega}_1^0 \quad (5.13)$$

avec

$$I_{G_1} = \begin{bmatrix} (I_{xx,sf})_1 & 0 & (I_{xz,sf})_1 \\ 0 & (I_{yy,sf})_1 & 0 \\ (I_{xz,sf})_1 & 0 & (I_{zz,sf})_1 \end{bmatrix}$$

et

$$[I_{G_1}]_{10} = [P]^{-1} [I_{G_1}]_1 [P]$$

avec $[P]$, au deuxième ordre près, tel que :

$$\begin{bmatrix} x_1 \\ y_1 \\ z_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & \phi_{sf} \\ 0 & -\phi_{sf} & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_{10} \\ y_{10} \\ z_{10} \end{bmatrix}$$

On peut donc admettre $[I_{G_1}]_{10} = [I_{G_1}]_1$.

Avec $\vec{\Omega}_1^0 = [\dot{\phi}_{sf} \ 0 \ \dot{\Psi}_z]_{10}^T$ (5.13) se calcul comme suit :

$$\vec{\mu}_{S_1}^0(G_1) = \begin{bmatrix} (I_{xx,sf})_1 \dot{\phi}_{sf} + (I_{xz,sf})_1 \dot{\Psi}_z \\ 0 \\ (I_{zz,sf})_1 \dot{\Psi}_z + (I_{xz,sf})_1 \dot{\phi}_{sf} \end{bmatrix} \quad (5.14)$$

Le moment dynamique du solide S_1 au point G_1 :

$$\vec{\delta}_{S_1}^0(G_1) = \begin{bmatrix} (I_{xx,sf})_1 \ddot{\phi}_{sf} + (I_{xz,sf})_1 \ddot{\Psi}_z \\ \dot{\Psi}_z (I_{xx,sf})_1 \dot{\phi}_{sf} + I_{xz,sf} \ddot{\Psi}_z \\ (I_{zz,sf})_1 \ddot{\Psi}_z + (I_{xz,sf})_1 \ddot{\phi}_{sf} \end{bmatrix} \quad (5.15)$$

Le moment dynamique du solide S_1 en O_{10} :

$$\vec{\delta}_{S_1}^0(O_{10}) = \vec{\delta}_{S_1}^0(G_1) + \overrightarrow{O_{10}G_1} \wedge \vec{\Sigma}^0 \quad (5.16)$$

Tout calcul fait (toujours avec l'hypothèse des petits angles) on obtient l'expression du moment dynamique du solide S_1 par rapport au point O_{10} en projection sur l'axe \vec{z}_{10} :

$$\begin{aligned} \vec{\delta}_{S_1}^0(O_{10})\vec{z}_{10} = & I_{zz,sf}\ddot{\Psi}_z + I_{xz,sf}\ddot{\Phi}_{sf} + m_{sf}d_{sf}(\dot{v}_y + \dot{\Psi}_z v_x + \ddot{\Psi}_z d_{sf} - \ddot{\Phi}_{sf}(h_{sf} - h_t) \\ & - \dot{\Psi}_z^2 \Phi_{sf}(h_{sf} - h_t) - \dot{\Phi}_{sf}^2 \Phi_{sf}(h_{sf} - h_t)) \\ & - \Phi_{sf}(h_{sf} - h_t)m_{sf}(\dot{v}_x - \dot{\Psi}_z v_y - \ddot{\Psi}_z^2 d_{sf} - \ddot{\Psi}_z \Phi_{sf}(h_{sf} - h_t) + \ddot{\Psi}_z \dot{\Phi}_{sf} \Phi_{sf}(h_{sf} - h_t)) \end{aligned} \quad (5.17)$$

En procédant de la même façon pour les autres solides S_i et en calculant la somme des moments dynamiques au point O_{10} en projection sur l'axe \vec{z}_{10} et en négligeant les termes qui ont une faible influence sur la dynamique du véhicule on obtient :

$$\begin{aligned} \vec{\delta}_{S_{1-2-3-4-5}}^0(O_{10})\vec{z}_{10} = & I_{xz,sf}\ddot{\Phi}_{sf} + I_{zz,sf}\ddot{\Psi}_z + m_{sf}d_{sf}((h_t - h_{sf})\ddot{\Phi}_{sf} + d_{sf}\ddot{\Psi}_z) \\ & + I_{xz,sr}\ddot{\Phi}_{sr} + I_{zz,sr}\ddot{\Psi}_z - m_{sr}d_{sr}((h_t - h_{sr})\ddot{\Phi}_{sf} - d_{sr}\ddot{\Psi}_z) \\ & + I_{xz,uf}\ddot{\Phi}_{uf} + I_{zz,uf}\ddot{\Psi}_z + m_{uf}d_{uf}((h_t - h_{rf})\ddot{\Phi}_{sf} + (h_{rf} - h_{uf})\ddot{\Phi}_{uf} + d_{uf}\ddot{\Psi}_z) \\ & + I_{xz,um}\ddot{\Phi}_{um} + I_{zz,um}\ddot{\Psi}_z - m_{um}d_{um}((h_t - h_{rm})\ddot{\Phi}_{sr} + (h_{rm} - h_{um})\ddot{\Phi}_{um} - d_{um}\ddot{\Psi}_z) \\ & + I_{xz,ur}\ddot{\Phi}_{ur} + I_{zz,ur}\ddot{\Psi}_z - m_{ur}d_{ur}((h_t - h_{rr})\ddot{\Phi}_{sr} + (h_{rr} - h_{ur})\ddot{\Phi}_{um} - d_{um}\ddot{\Psi}_z). \end{aligned} \quad (5.18)$$

Le moment dynamique du solide S_1 en O_{10} en projection sur l'axe \vec{x}_{10} est donné par (en prenant en compte les simplifications différentes cités ci-dessus) :

$$\begin{aligned} \vec{\delta}_{S_1}^0(O_{10})\vec{x}_{10} = & I_{xz,sf}\ddot{\Psi}_z + I_{xx,sf}\ddot{\Phi}_{sf} \\ & + m_{sf}(h_t - h_{sf})[\dot{v}_y + v_x\dot{\Psi}_z + (h_t - h_{sf})\ddot{\Phi}_{sf} + d_{sf}\ddot{\Psi}_z]. \end{aligned} \quad (5.19)$$

En procédant de la même façon que pour le solide S_1 on obtient l'expression de $\vec{\delta}_{S_2}^0(O_{10})$ en projection sur l'axe \vec{x}_{10} qui s'écrit comme suit :

$$\begin{aligned} \vec{\delta}_{S_2}^0(O_{10})\vec{x}_{10} = & I_{xz,sr}\ddot{\Psi}_z + I_{xx,sr}\ddot{\Phi}_{sr} \\ & + m_{sr}(h_t - h_{sr})[\dot{v}_y + v_x\dot{\Psi}_z + (h_t - h_{sr})\ddot{\Phi}_{sr} - d_{sr}\ddot{\Psi}_z]. \end{aligned} \quad (5.20)$$

Les expressions de moments dynamiques pour les autres solides s'obtiennent de la même manière.

5.5.3 Bilan des actions mécaniques

5.5.3.1 Actions mécaniques appliquées au solide S_1

L'action de pesanteur :

$$\vec{P}_1 = -m_{sf}g\vec{z}_0. \quad (5.21)$$

Pour représenter la torsion du châssis nous avons choisi d'admettre que le châssis est composé de 2 parties reliées par une liaison rotoïde. Entre S_1 et S_2 agit un ressort et un amortisseur.

Le torseur des actions de liaison entre les solides S_1 et S_2 a pour éléments \vec{F}_{21} et \vec{M}_{21} :

$$\vec{F}_{21} = [F_{x21} \ F_{y21} \ F_{z21}]_{R_1}, \quad (5.22)$$

$$\vec{M}_{21} = [M_{x21} \ M_{y21} \ M_{z21}]_{R_1}. \quad (5.23)$$

L'action du ressort et de l'amortisseur est donnée par :

$$\vec{M}_{21}\vec{x}_1 = K_{tor}(\phi_{sr} - \phi_{sf}) + D_{tor}(\dot{\phi}_{sr} - \dot{\phi}_{sf}). \quad (5.24)$$

Le torseur des actions de liaison entre les solides S_1 et S_3 a pour éléments \vec{F}_{31} et \vec{M}_{31} :

$$\vec{F}_{31} = [F_{x31} \ F_{y31} \ F_{z31}]_{R_1}, \quad (5.25)$$

$$\vec{M}_{31} = [M_{x31} \ M_{y31} \ M_{z31}]_{R_1}. \quad (5.26)$$

La suspension agissant entre les solides S_1 et S_3 est représenté par un ressort de torsion et un amortisseur. L'action du ressort et de l'amortisseur est donnée par :

$$\vec{M}_{31}\vec{x}_1 = K_{sf}(\phi_{uf} - \phi_{sf}) + D_{sf}(\dot{\phi}_{uf} - \dot{\phi}_{sf}). \quad (5.27)$$

5.5.3.2 Actions mécaniques appliquées au solide S_2

: L'action de pesanteur :

$$\vec{P}_2 = -m_{sr}g\vec{z}_0. \quad (5.28)$$

Le torseur des actions de liaison entre les solides S_1 et S_2 a pour éléments \vec{F}_{12} et \vec{M}_{12} :

$$\vec{F}_{12} = [F_{x12} \ F_{y12} \ F_{z12}]_{R_2}, \quad (5.29)$$

$$\vec{M}_{12} = [M_{x12} \ M_{y12} \ M_{z12}]_{R_2}. \quad (5.30)$$

L'action du ressort et de l'amortisseur agissant entre les solides S_2 et S_1 :

$$\vec{M}_{12}\vec{x}_2 = K_{tor}(\phi_{sf} - \phi_{sr}) + D_{tor}(\dot{\phi}_{sf} - \dot{\phi}_{sr}). \quad (5.31)$$

Le torseur des actions de liaison entre les solides S_2 et S_4 a pour éléments \vec{F}_{42} et \vec{M}_{42} :

$$\vec{F}_{42} = [F_{x42} \ F_{y42} \ F_{z42}]_{R_2}, \quad (5.32)$$

$$\vec{M}_{42} = [M_{x42} \ M_{y42} \ M_{z42}]_{R_2}. \quad (5.33)$$

La suspension agissant entre les solides S_2 et S_4 est représenté par un ressort de torsion et un amortisseur. L'action du ressort et de l'amortisseur est donnée par :

$$\vec{M}_{42}\vec{x}_2 = K_{sm}(\phi_{um} - \phi_{sm}) + D_{sm}(\dot{\phi}_{um} - \dot{\phi}_{sm}). \quad (5.34)$$

Le torseur des actions de liaison entre les solides S_2 et S_5 a pour éléments \vec{F}_{52} et \vec{M}_{52} :

$$\vec{F}_{52} = [F_{x52} \ F_{y52} \ F_{z52}]_{R_2}, \quad (5.35)$$

$$\vec{M}_{52} = [M_{x52} \ M_{y52} \ M_{z52}]_{R_2}. \quad (5.36)$$

La suspension agissant entre les solides S_2 et S_4 est représenté par un ressort de torsion et un amortisseur. L'action du ressort et de l'amortisseur est donnée par :

$$\vec{M}_{52}\vec{x}_2 = K_{sr}(\phi_{ur} - \phi_{sr}) + D_{sr}(\dot{\phi}_{ur} - \dot{\phi}_{sr}). \quad (5.37)$$

5.5.3.3 Actions mécaniques appliquées au solide S_3

L'action de pesanteur :

$$\vec{P}_3 = -m_{uf}g\vec{z}_0. \quad (5.38)$$

Le torseur des actions de liaison entre les solides S_3 et S_1 a pour éléments \vec{F}_{13} et \vec{M}_{13} :

$$\vec{F}_{13} = [F_{x13} \ F_{y13} \ F_{z13}]_{R_1}, \quad (5.39)$$

$$\vec{M}_{13} = [M_{x13} \ M_{y13} \ M_{z13}]_{R_1}. \quad (5.40)$$

L'action du ressort et de l'amortisseur est donnée par :

$$\vec{M}_{13}\vec{x}_1 = K_{sf}(\phi_{sf} - \phi_{uf}) + D_{sf}(\dot{\phi}_{sf} - \dot{\phi}_{uf}). \quad (5.41)$$

Le torseur des actions de la roue gauche sur l'essieu a pour composants \vec{F}_{031} et \vec{M}_{031} :

$$\vec{F}_{031} = [F_{x1} \ F_{y1} \ F_{z1}]_{R_{10}}, \quad (5.42)$$

$$\vec{M}_{031} = [M_{x1} \ M_{y1} \ M_{z1}]_{R_{10}}. \quad (5.43)$$

Le torseur des actions du sol sur la roue droite qui est supposé d'être rigidement fixée sur l'essieu a pour composants \vec{F}_{032} et \vec{M}_{032} :

$$\vec{F}_{032} = [F_{x2} \ F_{y2} \ F_{z2}]_{R_{10}}, \quad (5.44)$$

$$\vec{M}_{032} = [M_{x2} \ M_{y2} \ M_{z2}]_{R_{10}}. \quad (5.45)$$

Pour le modèle vertical du pneumatique nous avons fait une hypothèse qu'il est composé d'un ressort et un amortisseur (voir Section 2.3.1). Le mouvement vertical de l'essieu étant négligé la déformation verticale des pneumatiques peut être remplacé par un élément de torsion :

$$\vec{M}_{03}\vec{x}_{10} = -K_{uf}\phi_{uf} - D_{uf}\dot{\phi}_{uf} \quad (5.46)$$

avec

$$K_{uf} = 2K_{tf} \left(\frac{b_f}{2} \right)^2 \quad (5.47)$$

$$D_{uf} = 2D_{tf} \left(\frac{b_f}{2} \right)^2 \quad (5.48)$$

où K_{tf} est la rigidité verticale de la roue de l'essieu avant, D_{tf} est le coefficient d'amortissement vertical de la roue de l'essieu avant.

5.5.3.4 Actions mécaniques appliquées au solide S_4

L'action de pesanteur :

$$\vec{P}_4 = -m_{um}g\vec{z}_0. \quad (5.49)$$

Le torseur des actions de liaison entre les solides S_2 et S_4 a pour éléments \vec{F}_{24} et \vec{M}_{24} :

$$\vec{F}_{24} = [X_{24} \ Y_{24} \ Z_{24}]_{R_2}, \quad (5.50)$$

$$\vec{M}_{24} = [L_{24} \ M_{24} \ N_{24}]_{R_2}. \quad (5.51)$$

L'action du ressort et de l'amortisseur placés entre les deux solides est donnée par :

$$\vec{M}_{24}\vec{x}_2 = K_{sm}(\phi_{sm} - \phi_{um})\vec{x}_2 + D_{sm}(\dot{\phi}_{sm} - \dot{\phi}_{um})\vec{x}_2. \quad (5.52)$$

Le torseur des actions du sol sur la roue gauche qui est supposé d'être rigidement fixée sur l'essieu a pour composant \vec{F}_{041} et \vec{M}_{041} :

$$\vec{F}_{041} = [F_{x3} \ F_{y3} \ F_{z3}]_{R_{10}}, \quad (5.53)$$

$$\vec{M}_{041} = [M_{x3} \ M_{y3} \ M_{z3}]_{R_{10}}. \quad (5.54)$$

Le torseur des actions du sol sur la roue droite qui est supposé d'être rigidement fixée sur l'essieu a pour composant \vec{F}_{042} et \vec{M}_{042} :

$$\vec{F}_{042} = [F_{x4} \ F_{y4} \ F_{z4}]_{R_{10}}, \quad (5.55)$$

$$\vec{M}_{042} = [M_{x4} \ M_{y4} \ M_{z4}]_{R_{10}}. \quad (5.56)$$

Comme dans le cas de l'essieu avant, le mouvement vertical de l'essieu milieu étant négligé la déformation verticale des pneumatiques est remplacé par un élément de torsion :

$$\vec{M}_{04}\vec{x}_{10} = -K_{um}\phi_{um} - D_{um}\dot{\phi}_{um} \quad (5.57)$$

avec

$$K_{um} = 2K_{tm} \left(\frac{b_m}{2} \right)^2 \quad (5.58)$$

$$D_{um} = 2D_{tm} \left(\frac{b_m}{2} \right)^2 \quad (5.59)$$

où K_{tm} est la rigidité verticale de la roue de l'essieu milieu, D_{tm} est le coefficient d'amortissement vertical de la roue de l'essieu milieu.

5.5.3.5 Actions mécaniques appliquées au solide S_5

L'action de pesanteur :

$$\vec{P}_5 = -m_{ur}g\vec{z}_0. \quad (5.60)$$

Le torseur des actions de liaison a pour éléments \vec{F}_{25} et \vec{M}_{25} :

$$\vec{F}_{25} = [X_{25} \ Y_{25} \ Z_{25}]_{R_2}, \quad (5.61)$$

$$\vec{M}_{25} = [L_{25} \ M_{25} \ N_{25}]_{R_2}. \quad (5.62)$$

L'action du ressort et de l'amortisseur placés entre les deux solides est donnée par :

$$\vec{M}_{25}\vec{x}_2 = K_{sr}(\phi_{sr} - \phi_{ur}) + D_{sr}(\dot{\phi}_{sr} - \dot{\phi}_{ur}). \quad (5.63)$$

Le torseur des actions du sol sur la roue gauche qui est supposé d'être rigidement fixée sur l'essieu a pour composant \vec{F}_{051} et \vec{M}_{051} :

$$\vec{F}_{051} = [F_{x5} \ F_{y5} \ F_{z5}]_{R_{10}}, \quad (5.64)$$

$$\vec{M}_{051} = [M_{x5} \ M_{y5} \ M_{z5}]_{R_{10}}. \quad (5.65)$$

Le torseur des actions du sol sur la roue droite qui est supposé d'être rigidement fixée sur l'essieu a pour composant \vec{F}_{022} et \vec{M}_{022} :

$$\vec{F}_{052} = [F_{x6} \ F_{y6} \ F_{z6}]_{R_{10}}, \quad (5.66)$$

$$\vec{M}_{052} = [M_{x6} \ M_{y6} \ M_{z6}]_{R_{10}}. \quad (5.67)$$

Comme dans le cas de l'essieu avant, le mouvement vertical de l'essieu milieu étant négligé la déformation verticale des pneumatiques est remplacé par un élément de torsion :

$$\vec{M}_{05}\vec{x}_{10} = -K_{ur}\phi_{ur} - D_{ur}\dot{\phi}_{ur} \quad (5.68)$$

avec

$$K_{ur} = 2K_{tr} \left(\frac{b_r}{2} \right)^2 \quad (5.69)$$

$$D_{ur} = 2D_{tr} \left(\frac{b_r}{2} \right)^2 \quad (5.70)$$

où K_{tr} est la rigidité verticale de la roue de l'essieu milieu, D_{tr} est le coefficient d'amortissement vertical de la roue de l'essieu milieu.

5.5.4 Application des théorèmes généraux

En appliquant les théorème généraux on obtient les équations (2.1) - (2.8) du modèle.

Bibliographie

- [ABE 05] Abele J., Kerlen C., Krueger S., Baum H., Geissler T., Grawenhoff S., Schneider J., Schulz W.
Exploratory Study on the potential socio-economic impact of the introduction on intelligent safety systems in road vehicles. rapport, 2005, IFV Koln.
- [AKH 10] Akhmetov Y., Remond D., Maiffredy L., Di Loreto M., Marquis-Favre W., Harth V.
Active global chassis control in urban heavy vehicles for safety. Proc. of FISITA'2010, Hungary, , 2010, p. 1–10.
- [ALB 09] Alberding M., Tjonnas J., Johansen T.
Nonlinear hierarchical control allocation for vehicle yaw stabilization and rollover prevention. Proc. European Control Conference, , 2009, p. 1–6.
- [ANW 06] Anwar S.
Anti-lock braking control of a hybrid brake-by-wire system. Journal of Automobile Engineering, vol. 220, 2006, p. 1101 – 1117.
- [AXE 03] Axehill D., Sjoberg J.
Adaptive cruise control for heavy vehicles : hybrid control and MPC. Master's thesis, University of Linkoping, 2003.
- [BAH 10] Bahaghighat M. K.
Yaw and lateral predictive control in long combinations of heavy vehicles. Master's thesis, Chalmers University of Technology, 2010.
- [Ben] Bendix. Service data. Bendix EC-60 ABS / ATC / ESP Controllers (Advanced Models).
- [BER 73] Bernard J.
A digital computer method for the prediction of braking performance of trucks and tractors-trailers. SAE Technical Paper 740138, , 1973, p. 1–10.
- [BER 89] Bernard J., Shannan J., Vanderploeg M.
Vehicle rollover on smooth surfaces. SAE Technical Paper 891991, , 1989, p. 1–10.
- [BIS 05] Bishop R.
Intelligent vehicle technology and trends. Artech House, Inc, 2005.
- [BOI 99] Boitard P.
Dynamique des véhicules industriels : modélisation non-linéaire pour l'application

- à la sécurité active et à l'identification paramétrique. Thèse de doctorat, INSA de Lyon, Villeurbanne, 1999.
- [BOU 05] Bouteldja M.
Modélisation des interactions dynamiques poids lourd/infrastructures pour la sécurité et les alertes. Thèse de doctorat, l'Université de Versailles Saint-Quentin-en-Yvelines, 2005.
- [BOY 04] Boyd S., Vandenberghe L.
Convex optimization. Cambridge University Press, 2004.
- [BRO 06] Brossard J.-P.
Dynamique du véhicule. Modélisation des systèmes complexes. Presses Polytechniques et Universitaires Romandes, 2006.
- [CAL 03] Calson C., Gerdes J.
Optimal rollover prevention with steer by wire and differential braking. Proceedings of ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, , 2003, p. 1–10.
- [CAN 09] Canale M., Fagiano L., Milanese M.
Set membership approximation theory for fast implementation of model predictive control laws. Automatica, vol. 45(1), 2009, p. 45 – 54.
- [CAN 10] Canale M., Fagiano L., Razza V.
Approximate NMPC for vehicle stability : Design, implementation and SIL testing. Control Engineering Practice, vol. 18, 2010, p. 630 – 639.
- [CHA 07] Chang S.
A flexible hierarchical model-based control methodology for vehicle active safety systems. Thèse de doctorat, University of Michigan, 2007.
- [CHE 99] Chen B.-C., Peng H.
Rollover warning of articulated vehicles based on a time-to-rollover metric. Proceedings of the 1999 ASME International Congress and Exposition, , 1999, p. 1–8.
- [CHO 05] Chou H., D'Andréa-Novel B.
Global vehicle control using differential braking torques and active suspension forces. Vehicle System Dynamics, vol. 43, n° 4, 2005, p. 261–284, Taylor & Francis.
- [CLA 02] Clayes X.
Commande latérale des véhicules automobiles avec prise en compte de la dynamique des actionneurs. Thèse de doctorat, INP de Grenoble, 2002.
- [COG 96] Cogoluenhes D.
Méthode objective d'étude du comportement routier des véhicules industriels. Thèse de doctorat, INSA de Lyon, Villeurbanne, 1996.
- [DAH 99] Dahlberg E.
Commercial vehicle rollover prediction using energy considerations. Proceedings of the European Automotive Congress, , 1999, p. 1–21.

-
- [DAH 00] Dahlberg E.
A method determining the dynamic rollover threshold of commercial vehicles. SAE Technical Paper 2000-01-3492, , 2000, p. 1–26.
- [DAH 01] Dahlberg E.
Commercial vehicle stability - Focusing on rollover. Thèse de doctorat, Department of vehicle engineering, Royal Institute of Technology, KTH, 2001.
- [DEU 02] Deur J.
A brush-type dynamic tire friction model for non-uniform normal pressure distribution. IFAC, 15th Triennial World Congress, 2002.
- [DIX 07] Dixon J.
The Shock Absorber Handbook. John Wiley & Sons, 2007.
- [DUF 00] Dufour P.
Contribution à la commande prédictive des systèmes à paramètres répartis non-linéaires. Thèse de doctorat, l'Université Claude Bernard - Lyon 1, 2000.
- [DUG 69] Dugoff H., Fancher P., Segel L.
Tire performance characteristics affecting vehicle response to steering and braking control inputs. Final report. rapport, 1969, Highway Safety Research Institute.
- [EIS 00] Eisele D., Peng H.
Vehicle dynamics control with rollover prevention for articulated heavy trucks. Proceedings of AVEC'2000, 5th International Symposium on Advanced Vehicle Control, , 2000.
- [ERV 86] Ervin R.
The dependence of truck stability on size and weight variables. Int. J. of Vehicle Design, , 1986, p. 192 – 208.
- [FAL 07] Falcone P.
Nonlinear Model Predictive Control for Autonomous Vehicles. Thèse de doctorat, University of Sannio, 2007.
- [FÉV 06] Février P., Fandard G.
Thermal and mechanical tire force and moment modelling. Tire.Wheel.Tech, T<V S<D Automotive GmbH Congress, 2006.
- [GAS 05a] Gaspar P., Szabo Z., Bokor J.
The design of an integrated control system in heavy vehicles based on an LPV method. Proceedings of the 44th IEEE Conference on Decision and Control, and the European Control Conference, , 2005, p. 6722–6727.
- [GAS 05b] Gaspar P., Szaszi I., Bokor J.
Reconfigurable control structure to prevent the rollover of heavy vehicles. Control Engineering Practice, vol. 13, 2005, p. 699–711.
- [GIL 92] Gillespie T.
Fundamentals of the vehicle dynamics. Society of Automotive Engineers, 1992.
-

- [GOL 01] Goldman R.
Development of a rollover warning device for road vehicles. Thèse de doctorat, Pennsylvania State University, 2001.
- [GOR 03] Gordon T., Howell M., Brandao F.
Integrated Control Methodologies for Road Vehicles. *Vehicle System Dynamics : International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility*, vol. 40, n° 1, 2003, p. 157–190, Taylor & Francis.
- [HAR 03] Harkegard O.
Backstepping and control allocation with applications to flight control. Thèse de doctorat, Department of Electrical Engineering, Linköping University, 2003.
- [HE 06] He J., Crolla D., Levesley M., Manning W.
Coordination of active steering, driveline and braking for integrated vehicle dynamics control. *Proc. IMechE, Part D : J. Automobile Engineering*, vol. 220, 2006, p. 1401–1421.
- [HOR 99] Horiuchi S., Kazuyuki O., Nohtomi S.
Improvement of vehicle handling by nonlinear integrated control of four wheel steering and four wheel torque. *Society of Automotive Engineers of Japan*, vol. 20, 1999, p. 459 – 464.
- [ISOa] « ISO14791 :2000 : Road vehicles - Heavy commercial vehicle combinations and articulated buses - Lateral stability test methods ».
- [ISOb] « ISO8855 :1991 : Road vehicles - Vehicle dynamics and road-holding ability - Vocabulary ».
- [JIN 63] Jindra F.
Tractor and semi-trailer handling. *Automobile Engineer*, vol. 53, 1963, p. 438–446.
- [JIN 65] Jindra F.
Tractor and trailer handling. *Automobile Engineer*, vol. 55, 1965, p. 60–69.
- [JOH 03] Johansen T., Petersen I., Kalkkuhl J., Ludemann J.
Gain-scheduled wheel slip control in automotive brake systems. *IEEE Transactions on Control System Technology*, vol. 11, 2003, p. 799–811.
- [JOH 04] Johansson B., Gafvert M.
Untripped SUV rollover detection and prevention. *IEEE Conference on Decision and Control*, , 2004, p. 5461–5466.
- [KHA 08a] Kharrazi S., Lidberg M., Lingman P., Svensson J.-I., Dela N.
The effectiveness of rear axle steering on the yaw stability and responsiveness of a heavy truck. *Vehicle System Dynamics*, vol. 46, n° sup1, 2008, p. 365–372.
- [KHA 08b] Kharrazi S., Thomson R.
Study of heavy truck accidents with focus on manoeuvres causing loss of control. *Int. J. of Vehicle Safety*, vol. 3, 2008, p. 32–44.

-
- [KIE 05] Kiencke U., Nielsen L.
Automotive Control Systems. Springer, 2005.
- [KIE 06] Kienhofer F., Cebon D.
Improving ABS on heavy vehicles using slip control. Proc. of the 9th International Symposium on Heavy Vehicle Weights and Dimensions, 18-22 June 2006, University Park, Pensilvania, USA, , 2006, p. 1-11.
- [KNO 08] Knobel C.
Optimal control allocation for road vehicle dynamics using wheel steer angles, brake/drive torques, wheel loads and camber angles. Thèse de doctorat, Technischen Universität Munchen, 2008.
- [KOU 01] Kouvaritakis B., Cannon M., Eds. Nonlinear predictive control - theory and practice. Institution of Engineering and Technology, 2001.
- [KRA 72] Krauter A., Wilson R.
Simulation of tractor-semitrailer handling. SAE Technical Paper 720922, , 1972, p. 1-16.
- [KWA 04] Kwak J., Yao B., Bajaj A.
Analytical model development and model reduction for electromechanical brake system. Proc. of ASME IMECE2004, Anaheim, California, USA, , 2004, p. 1-10.
- [LAI 07] Laine L.
Reconfigurable motion control systems for over-actuated road vehicles. Thèse de doctorat, Chalmers, 2007.
- [LAN 03] Langwieder K., Gwehenberger J., Hummel T., Bende J.
Benefit potential of ESP in real accident situations involving cars and trucks. Proc. of the 18th Int. Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles, Nagoya, Japan, , 2003, p. 1-9.
- [MAG 09] Magni L., Allgower F., Raimondo D., Eds. Nonlinear Model Predictive Control - Towards new challenging applications. Springer-Verlag, 2009.
- [MAL 78] Mallikarjunarao C., Fancher P.
Analysis of the directional response characteristics of double tankers. rapport, 1978, SAE.
- [MIE 05] Miede A. J. P., Cebon D.
Optimal roll control of an articulated vehicle : theory and model validation. Vehicle System Dynamics, vol. 43, n° 12, 2005, p. 867-884, Taylor & Francis.
- [MIK 71] Mikulcik E.
The dynamics of tractor-semitrailer vehicles : the jackknifing problem. SAE Technical Paper 710045, , 1971, p. 1-39.
- [MOK 04] Mokhiamar O., Abe M.
Simultaneous optimal distribution of lateral and longitudinal tire forces for model following control. Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, vol. 126, 2004, p. 753 - 763.
-

- [ODE 99] Odenthal D., Bente T., Ackermann J.
Nonlinear Steering And Braking Control For Vehicle Rollover Avoidance. Proc. European Control Conference, , 1999, p. 1–6.
- [OLA 05] Olaru S.
Contribution à l'étude de la commande prédictive sous contraintes par approche géométrique. Thèse de doctorat, l'Université Paris XI Orsay, 2005.
- [ONI08] La sécurité routière en France. Bilan de l'année 2007. La Documentation française, 2008.
- [ORE 05] Orend R.
Modelling and control of a vehicle with single-wheel chassis actuators. Proceedings of IFAC, , 2005, p. 1–6.
- [OSR08] Accidents corporels de la circulation impliquant au moins un poids lourd sur les autoroutes et voies rapides urbaines du Rhône. rapport, 2008, Observatoire de Sécurité Routière du Rhône.
- [PAC 97] Pacejka H. B., Besselink I. J. M.
Magic Formula Tyre Model with Transient Properties. Vehicle System Dynamics : International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility, vol. 27, n° 1 supp 1, 1997, p. 234–249, Taylor & Francis.
- [PAC 06] Pacejka H.
Tyre and vehicle dynamics. Butterworth-Heinemann, 2006.
- [PAL 95] Palkovics L., El-Gindy M.
Design of an Active Unilateral Brake Control System for Five-Axle Tractor-Semitrailer Based on Sensitivity Analysis. Vehicle System Dynamics, vol. 24, n° 10, 1995, p. 725–758.
- [PAL 99] Palkovics L., Semsey A., Gerum E.
Roll-Over Prevention System for Commercial Vehicles – Additional Sensorless Function of the Electronic Brake System. Vehicle System Dynamics : International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility, vol. 32, n° 4, 1999, p. 285–297, Taylor & Francis.
- [PAL 01] Palkovics L., Fries A.
Intelligent Electronic Systems in Commercial Vehicles for Enhanced Traffic Safety. Vehicle System Dynamics, vol. 35, n° 4-5, 2001, p. 227–289.
- [PAL 09] Palmieri G., Barbarisi O., Scala S., Glielmo L.
A preliminary study to integrate LTV-MPC Lateral Vehicle Dynamics Control with a Slip Control. 48th IEEE Conference on Decision and Control and 28th Chinese Control Conference, , 2009, p. 4625 – 4630.
- [PAR 09] Park J.-M., Kim D.-W., Yoon Y.-S., Kim H., Yi K.-S.
Obstacle avoidance of autonomous vehicles based on model predictive control. Proc. IMech, Part E, vol. 223, 2009, p. 1499 – 1516.

- [PET 03] Petersen I.
Wheel slip control in ABS brakes using gain scheduled optimal control with constraints. Thèse de doctorat, Norwegian University of Science and Technology, 2003.
- [POM 99] Pomerleau D., Jochem T., Thorpe C., Batavia P., Pape D., Hadden J., McMillan N., Brown N., Everson J.
Run-off-road collision avoidance using IVHS countermeasures. Final report. rapport, 1999, Department of Transportation, NHTSA.
- [POR 03] Porcel A.
Contribution à la commande multivariable des systèmes complexes rapides, instables ou pseudostables. Application au contrôle de stabilité de véhicules par approche 12 forces. Thèse de doctorat, Université de Haute-Alsace, 2003.
- [POR 08] Portaz C.
Contribution à la conception d'un Contrôle Global Châssis. Thèse de doctorat, Ecole doctorale MEGA, INSA de Lyon, 2008.
- [POU 08] Poussot-Vassal C.
Commande Robuste LPV Multivariable de Châssis Automobile. Thèse de doctorat, Ecole doctorale : Electronique, Electrotechnique, Automatique, Traitement du Signal, INP de Grenoble, 2008.
- [RAN 89a] Ranganathan R., Rakhejja S., Sankar S.
Kineto-static roll plane analysis of articulated tank vehicles with arbitrary tank geometry. *Int. J. of Vehicle Design*, vol. 10, 1989, p. 89 – 111.
- [RAN 89b] Ranganathan R., Rakhejja S., Sankar S.
Steady turning stability of partially filled tank vehicles with arbitrary tank geometry. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, vol. 111, 1989, p. 481 – 489.
- [SAM 00] Sampson D.
Active Roll Control of Articulated Heavy Vehicles. Thèse de doctorat, Churchill College, Cambridge University, 2000.
- [SAN 94] Sankar S., Surial S.
A sensitivity analysis approach for fast estimation of rollover stability of heavy articulated vehicles during steady state turning. *Int. J. of Vehicle Design*, vol. 1, 1994, p. 282 – 303.
- [SCH 01] Schaefer G., Corrignan P., Lescaïl D., Lechner D.
Sécurité des poids-lourds avec ballotement de liquide. SIA – Actes du Congrès de Dynamique du Véhicule, , 2001, p. 1–12.
- [SCH 06] Schofield B.
Vehicle dynamics control for rollover prevention. Master's thesis, Lund University, 2006.

- [SEG 10] Seglo F., Svedenius J.
Electro-mechanical brake system on heavy vehicles. Proc. of FISITA'2010, Hungary, , 2010, p. 1–9.
- [SHE 06] Shen X., Yu F.
Study of vehicle chassis control integration based on a main-loop-inner-loop design approach. Proc. IMechE, Part D : J.Automobile Engineering, , 2006, p. 1491-1502.
- [STO 08] Stoica C. N.
Robustification de lois de commande prédictives multivariées. Thèse de doctorat, L'Université Paris XI Orsay, 2008.
- [STO 10] Stone E. J., Cebon D.
Control of semi-active anti-roll systems on heavy vehicles. Vehicle System Dynamics, vol. 48, n° 10, 2010, p. 1215–1243, Taylor & Francis.
- [SUN 08] Sundstrom P., Tagesson K.
On Real Time Adaptive and Dynamically Constrained Control Allocation for Stability Control of Heavy Vehicles. Master's thesis, Chalmers university of technology, 2008.
- [SVE 07] Svedenius J.
Tire modeling and friction estimation. Thèse de doctorat, Lund University, 2007.
- [TAN 92] Tanaka H., Inoue H., Iwata H.
Development of a vehicle integrated control system. Proc. of FISITA, London, , 1992, p. 63–72.
- [TJO 08] Tjonnas J.
Nonlinear and adaptive dynamic control allocation. Thèse de doctorat, Norwegian University of Science and Technology, 2008.
- [TON 03] Tondel P., Johansen T.
Lateral vehicle stabilization using constrained nonlinear control. Proc. European Control Conference, Cambridge, UK, , 2003, p. 1–6.
- [TON 05] Tondel P., Johansen T.
Control allocation for yaw stabilization in automotive vehicles using multiparametric nonlinear programming. Proceedings of American Control Conference, , 2005, p. 453 – 458.
- [VEL 05] Velenis E., Tsiotras P., Canudas-de Wit C., Sorine M.
Dynamic tyre friction models for combined longitudinal and lateral vehicle motion. Vehicle System Dynamics : International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility, vol. 43, n° 1, 2005, p. 3–29, Taylor & Francis.
- [VIN 73] Vincent R., Krauter A.
Tractor-semitrailer handling : a dynamic tractor suspension model. SAE Technical Paper 730653, , 1973, p. 1–16.

- [WIN 98] Winkler C. B.
Simplified Analysis of the Steady-State Turning of Complex Vehicles. *Vehicle System Dynamics : International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility*, vol. 29, n° 3, 1998, p. 141–180, Taylor & Francis.
- [WIT 03] Canudas-de Wit C., Tsiotras P., Velenis E., Basset M., Gissinger G.
Dynamic Friction Models for Road/Tire Longitudinal Interaction. *Vehicle System Dynamics : International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility*, vol. 39, n° 3, 2003, p. 189–226, Taylor & Francis.
- [YOO 07] Yoon J., Kim D., Yi K.
Design of a rollover index-based vehicle stability control scheme. *Vehicle System Dynamics : International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility*, vol. 45, n° 5, 2007, p. 459–475, Taylor & Francis.
- [YOS 08] Yoshida H., Shinohara S., Nagai M.
Lane change steering manoeuvre using model predictive control theory. *Vehicle System Dynamics*, vol. 46, Supplement, 2008, p. 669 – 681.
- [YU 08] Yu H., Guvenc L., Ozguner U.
Heavy duty vehicle rollover detection and active roll control. *Vehicle System Dynamics*, vol. 46, n° 6, 2008, p. 451–470, Taylor & Francis.

FOLIO ADMINISTRATIF

THÈSE SOUTENUE DEVANT L'INSTITUT NATIONAL DES SCIENCES APPLIQUÉES DE LYON

NOM : AKHMETOV

DATE de SOUTENANCE : 13 12 2011

Prénoms : Yerlan

TITRE : Contrôle Global de Châssis appliqué à la sécurité active des véhicules de distribution

NATURE : Doctorat

Numéro d'ordre : 2011-ISAL-0138

École doctorale : MEGA

Spécialité : Mécanique - Génie Mécanique - Génie Civil

Cote B.I.U. - Lyon : T 50/210/19 / et bis CLASSE :

RÉSUMÉ :

Les systèmes de sécurité active du véhicule de distribution sont utilisés pour réduire la survenue de situations accidentogènes ou aider le conducteur dans de telles situations pour éviter l'accident. Dans cette étude, nous nous intéressons à la prévention des accidents liés à la perte de contrôle du véhicule par le conducteur. Une partie de ces accidents peut être prévenue par l'utilisation de systèmes de sécurité active de type ESP, qui résout les problèmes d'instabilité du véhicule de type "porteur" en lacet et en roulis. Nous étudions la possibilité d'améliorer les performances de tels systèmes en combinant les actions de freins aux actions d'autres actionneurs disponibles sur le véhicule de distribution, tels que les directions actives avant et arrière. Le véhicule de distribution considéré dans notre cas est sur-actionné car le nombre d'actionneur dépasse le nombre de degrés de liberté contrôlés par ces actionneurs. Nous appliquons deux types de commande adaptés au contrôle des systèmes sur-actionnés : le premier est connu sous le nom de structure hiérarchisée (avec "allocation de contrôle") et le deuxième est la structure non-hiérarchisée basé sur la "commande prédictive à base de modèle". Dans ce travail, nous adaptons ces deux approches à la problématique du contrôle du véhicule poids lourd de type "porteur". Le développement de la commande passe par la modélisation de la dynamique du véhicule, la validation des modèles et l'analyse de sa stabilité. Les résultats de simulation de prestations ISO, reproduisant des situations réelles et déstabilisantes pour le véhicule, sur le modèle représentatif du comportement réel du véhicule poids lourd démontrent l'efficacité de la commande développée et permettent d'évaluer le gain d'utilisation des actions combinées des actionneurs du véhicule par rapport au schéma classique. Ils permettent en outre de porter un jugement sur les deux types de commandes mises en œuvre.

MOTS-CLÉS : Dynamique du Véhicule, Véhicule Poids Lourd, Véhicule de Distribution, Modélisation, Contrôle Global Châssis, Commande Prédictive, Allocation de Contrôle, Optimisation

Laboratoire(s) de recherche : Laboratoire de Mécanique des Contacts et des Structures
UMR CNRS 5259 - INSA de Lyon
18-20 rue des Sciences
69621 Villeurbanne Cedex FRANCE

Directeur de thèse : Didier RÉMOND

Président du jury : Michel BASSET

Composition du jury : M. BASSET
M. DI LORETO
M. MAIFFREDY
M. SENAME

M. COUTELLIER
Mme HARTH
M. REMOND