HAL open science

Développement d'une méthode de pesage embarqué pour poids lourd

Omar Khemoudj

To cite this version:

Omar Khemoudj. Développement d'une méthode de pesage embarqué pour poids lourd. Sciences de l'ingénieur [physics]. Université de Valenciennes et du Hainaut-Cambrésis, 2010. Français. NNT : 2010VALE0045 . tel-03010530

HAL Id: tel-03010530

https://uphf.hal.science/tel-03010530v1

Submitted on 17 Nov 2020

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

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

2010 VALE 0045

UNIVERSITÉ DE VALENCIENNES ET DU HAINAUT-CAMBRESIS

TITRE :

Développement d'une méthode de pesage embarqué pour poids lourd

THÈSE

pour obtenir le grade de

DOCTEUR DE L'UNIVERSITÉ DE VALENCIENNES ET DU HAINAUT-CAMBRESIS

Discipline : Automatique

École Doctorale Sciences de l'ingénieur

Présentée et soutenue publiquement par

Omar KHEMOUDJ

le 2 décembre 2010

JURY

Mr. Saïd Mammar	Professeur à l'Université d'Evry, Rapporteur
Mr. Michel Basset	Professeur à l'ENSISA Mulhouse, Rapporteur
Mme. Brigitte D'Andréa Novel	Professeur à Mines Paris, Examinatrice
Mr. Krishna Busawon	Professeur à l'Université Northumbria UK, Examinateur
Mr. Hugues Mounier	Professeur à Supélec, Examinateur
Mr. Mohamed Djemaï	Professeur à l'Université de Valenciennes, Directeur de thèse
Mr. Hocine Imine	Chargé de recherche au LCPC, Conseiller d'études
Mr. Anthony Germanchev	Team leader Heavy Vehicle à l'ARRB, Invité
Mr. Bernard Jacob	Directeur technique au LCPC, Invité

ANNÉE : 2010

UNIVERSITÉ DE VALENCIENNES ET DU HAINAUT-CAMBRESIS

TITRE :

Développement d'une méthode de pesage embarqué pour poids lourd

THÈSE

pour obtenir le grade de

DOCTEUR DE L'UNIVERSITÉ DE VALENCIENNES ET DU HAINAUT-CAMBRESIS

Discipline : Automatique

École Doctorale Sciences de l'ingénieur

Présentée et soutenue publiquement par

Omar KHEMOUDJ

le 2 décembre 2010

JURY

Mr. Saïd Mammar	Professeur à l'Université d'Evry, Rapporteur
Mr. Michel Basset	Professeur à l'ENSISA Mulhouse, Rapporteur
Mme. Brigitte D'Andréa Novel	Professeur à Mines Paris, Examinatrice
Mr. Krishna Busawon	Professeur à l'Université Northumbria UK, Examinateur
Mr. Hugues Mounier	Professeur à Supélec, Examinateur
Mr. Mohamed Djemaï	Professeur à l'Université de Valenciennes, Directeur de thèse
Mr. Hocine Imine	Chargé de recherche au LCPC, Conseiller d'études
Mr. Anthony Germanchev	Team leader Heavy Vehicle à l'ARRB, Invité
Mr. Bernard Jacob	Directeur technique au LCPC, Invité

ANNÉE : 2010

Remerciements

Je tiens à remercier très chaleureusement Messieurs Saïd Mammar, Professeur à l'IUP d'Evry et Michel Basset, Professeur à l'ENSISA de Mulhouse pour l'intérêt qu'ils ont porté à mon travail en acceptant d'être les rapporteurs de ma thèse.

Je remercie Madame Brigitte D'Andréa Novel, Professeur à Mines Paris et Monsieur Hugues Mounier, Professeur à Supélec pour avoir accepté d'examiner mon travail. Je remercie Monsieur Krishna Busawon, Professeur à l'université de Northumbria d'une part pour avoir accepté d'examiner mon travail de thèse mais également pour les précieux conseils qu'il m'a prodigués lors de nos rencontres.

Je remercie tout particulièrement Monsieur Mohamed Djemaï, Professeur à l'université de Valenciennes pour m'avoir accordé sa confiance et d'avoir partagé avec moi ses connaissances et son expérience pour le bon accomplissement de ce travail.

Je ne saurais remercier suffisamment Monsieur Hocine Imine pour ses conseils, sa disponibilité et son soutien continu durant mes trois années de thèse et pour tous ses encouragements et aussi pour la confiance qu'il m'a accordée.

Je tiens à remercier également Monsieur Anthony Germanchev pour m'avoir accueilli au sein de l'Australian Road Research Board et pour l'aide qu'il m'a apportée dans la mise en œuvre des tests sur l'ALF. Mes remerciements s'adressent aussi à l'ensemble de l'équipe "Heavy Vehicle" de l'ARRB, en particulier à Luke Callaway, Alex Martin et Matt Elischer pour toute l'assistance et la sympathie qu'ils m'ont exprimés durant mon séjour.

Je remercie Monsieur Louis-Marie Cottineau et Monsieur Bernard Jacob pour leurs conseils utiles et leurs remarques pertinentes qui ont contribué à enrichir ce travail.

Je finirais, et pour n'oublier personne, par remercier toutes celles et tout ceux qui m'ont aidé tout au long de ma thèse, de près ou de loin, par leurs actes, leurs paroles ou leur intention.

Publications

Ce travail de recherche a fait l'objet des publications suivantes :

Conférences

- O. Khemoudj, H. Imine et M. Djemaï. Unknown input observation via sliding modes : application to vehicle contact forces. IEEE Multi-conference on Systems and Control, CCA, 8-10 juillet 2009, Saint Petersburg, Russie

- O. Khemoudj, H. Imine et M. Djemaï. Robust observation of tractor-trailer vertical forces using model inverse and numerical differentiation. SAE World Automotive Congress, 12-15 avril 2010, Detroit, Etats-Unis

- O. Khemoudj, H. Imine, M. Djemaï et B. Jacob. Control theory approach for on-board estimation and monitoring of heavy duty vehicle dynamical tyre forces. International heavy vehicle symposium, 15-17 mars 2010, Melbourne, Australie

- O. Khemoudj, H. Imine et M. Djemaï. Estimation des forces d'impact des véhicules poids lourds par différenciateurs exacts et modèle inverse. Conférence internationale francophone d'automatique CIFA, 2-6 juin 2010, Nancy, France

- O. Khemoudj, H. Imine et M. Djemaï. Nouvelle approche pour l'estimation des forces d'impact d'un poids lourd. Conférence Sécurité Routière : Prévention des Risques et Aides à la Conduite PRAC, 4-5 mai 2010, Paris, France

- O. Khemoudj, H. Imine, M. Djemaï et L. Fridman. Variable gain sliding mode observer for heavy duty vehicle contact forces. IEEE Variable structure systems conference VSS, 26-28 juin 2010, Mexico, Mexique

- H. Imine et O. Khemoudj. Dynamic parameters identification and estimation of the vertical forces of heavy vehicle. SAE World Automotive Congress, 12-14 avril 2011, Detroit, Etats-Unis

Revues

- O. Khemoudj, H. Imine et M. Djemaï. Robust observation of tractor-trailer vertical forces using model inverse and numerical differentiation. SAE International Journal of Materials and Manufacturing août 2010, vol. 3, no. 1, pages 278-289

- O. Khemoudj, H. Imine, M Djemaï et K Busawon. Robust observation of tyre forces for heavy duty vehicles. Soumis à International Journal of Heavy Vehicle Systems IJHVS

- O. Khemoudj, H. Imine, M Djemaï. Heavy duty vehicle tyre forces estimation using variable gain sliding mode observer. Soumis à International Journal of Vehicle Design IJVD

Notations

ALF	Accelerated Load Facility.
APT	Air Pressure Transducer (capteur de pression d'air).
ARRB	Australian Road Research Board.
DIVINE	Dynamic Interaction between Vehicles and Infrastructure Experiment.
LCPC	Laboratoire Central des Ponts et Chaussées.
LTR	Load Transfer Ratio (taux de transfert de charge).
LVDT	Linear Variable Differential Transformer (capteur de déplacement linéaire).
OIML	Organisation Internationale de Métrologie Légale.
PL	Poids Lourd.
UMTRI	University of Michigan Transport Research Institute.
VIF	Véhicule Interactif du Futur.
WAVE	Weighing in motion of Axles and Vehicles for Europe.

Table des matières

Table des matières i

Table des figures v

Liste des tableaux ix

1 Introduction générale 1
1.1 Motivation 1
1.2 Objectif de la thèse 2
1.3 Les méthodes et moyens de recherche 2
1.4 Les résultats scientifiques de la thèse 2
1.5 Organisation du rapport 3

I Etat de l'art 7

2 Pesage embarqué des poids lourds 9
2.1 Introduction 9
2.2 Le pesage et son utilité 9
2.3 Les techniques de pesage 10
2.4 Stations de pesage 10
2.4.1 Stations de pesage statique 10
2.4.2 Le pesage en marche 12
2.5 Pesage embarqué 14
2.5.1 Avantages de la mesure embarquée 14
2.5.2 Pesage embarqué de la charge statique 15
2.5.3 Pesage de la charge dynamique 22
2.5.4 Estimation par capteur informatique 29
2.6 Conclusion 37

3 Méthodes d'estimation et de contrôle de poids lourd **39**
3.1 Introduction aux capteurs logiciels 39
3.1.1 Observateur d'un système dynamique 40
3.1.2 Observateur à modes glissants 41
3.1.3 Estimation par différenciateur exact robuste 46
3.2 Méthodes de contrôle actif de poids lourds 47
3.2.1 Contrôle par braquage actif et freinage actif 48
3.2.2 Contrôle par suspension active 49
3.3 Conclusion 50

II Estimation des forces d'impact **51**

4 Modélisation de l'interaction du poids lourd avec la chaussée **53**
4.1 Modélisation de la dynamique du poids lourd 53
4.1.1 Modélisation de la dynamique d'essieu 53
4.1.2 Modélisation dans le plan de lacet 60
4.1.3 Validation sous simulateur PROSPER 63
4.2 Conclusion 65

5 Estimation des forces d'impact **69**
5.1 Modèle d'état 69
5.2 Inversion explicite : estimation par différenciateur exact robuste 71
5.2.1 Développement de la méthode 71
5.2.2 Résultats de simulation 72
5.3 Inversion implicite : estimation par observateur à gain variable 74
5.3.1 Système d'état augmenté 74
5.3.2 Synthèse de l'observateur 76
5.3.3 Etude de convergence 77
5.3.4 Résultats de simulation 78
5.4 Conclusion 80

6 Résultats expérimentaux **83**
6.1 Description du dispositif 83
6.2 Instrumentation 85
6.2.1 Analyse fréquentielle 85
6.2.2 Procédure de l'expérimentation 88
6.3 Forces d'impact verticales 90
6.3.1 Calcul des forces de suspension 90
6.3.2 Résultats 93
6.4 Répétabilité de la force d'impact 106
6.5 Proposition d'un plan d'instrumentation et de validation sur véhicule . . . 107
6.6 Conclusion 109

III Cas d'application : braquage actif **113**

7 Braquage hybride et stabilisation des forces d'impact **115**
7.1 Systèmes d'alerte au conducteur 115
7.2 Synthèse d'une commande hybride 117
7.2.1 Partie intelligente et switching 117
7.2.2 Automate hybride 118
7.3 Modélisation pour la commande par braquage actif 118
7.4 Résultats de simulation 121
7.5 Conclusion 122

8 Conclusion générale et perspectives **125**

Annexe **137**
.1 Capteurs de charge pour pesage embarqué 137
.1.1 Jauges de déformation 137
.1.2 Extensomètre à corde vibrante 138
.2 Classes d'exctitude OIML 139

Table des figures

2.1 Pesage d'un poids lourd sur un pont-bascule [5] 11
2.2 Pèse-essieu avec chemin de roulement [7] 11
2.3 Force d'impact dynamique pour un véhicule en marche [43] 13
2.4 Système de pesage sur la semi-remorque [20] 16
2.5 Vue de l'ensemble de fixation du capteur [55]. 17
2.6 Fixation des jauges de déformation sur la lame de suspension. 17
2.7 Jauges de contrainte fixées sur la lame de suspension. 18
2.8 Disposition du capteur sur la suspension pneumatique. 18
2.9 Disposition du capteur sur la suspension mécanique [93]. 19
2.10 Pesage embarqué sur benne à ordure 20
2.11 Capteur mécanique à cordes vibrantes [4] 20
2.12 Capteur de pression pneumatique [4] 21
2.13 Capteur développé par General motors [50] 22
2.14 Roue dynamométrique pour poids lourds [6] 23
2.15 Instrumentation de l'essieu faite par Page et Grainger [50] 24
2.16 Vehicule instrumenté de Kalibra. 25
2.17 Jauge de déformation placée sur l'essieu du véhicule pour la mesure de l'effort tranchant [58] 25
2.18 Dispositif d'étalonnage des capteurs embarqué dans le poids lourd [58] . . . 26
2.19 Instrumentation de l'essieu [32] 27
2.20 Capteur de pression utilisé par Whittemore [50] 28
2.21 Installation du capteur sur la roue [21] 28
2.22 Forces agissant sur la dynamique longitudinale du poids lourds [12] 30
2.23 Modèle bicyclette 33
2.24 Forces d'impact du pneu [108] 35
2.25 Analyseur de profil en long [62] 37

3.1 Schéma de principe d'un observateur [62] 41
3.2 Attractivité de la surface de glissement [62] 42
3.3 Mode de glissement avec chattering [62] 44

3.4 Fonction signe et saturation [62] 45
3.5 Structure du différenciateur - algorithme du super-twisting [101] 47
3.6 Système de commande sur coussin de suspension [97]. 50

4.1 Modèle de l'essieu moteur du tracteur 54
4.2 Modèle d'essieu utilisé par l'UMTRI [41] 56
4.3 Modèle d'essieu utilisé par Gafvert et al. [48] 57
4.4 Modèle d'essieu utilisé par Kamnik et al. [69] 58
4.5 Bilan des forces appliquées à l'essieu 59
4.6 Modèle bicyclette étendu à la semi-remorque 61
4.7 Validation du modèle d'essieu - ligne droite 64
4.8 Validation du modèle d'essieu - ligne droite (Zoom) 65
4.9 Validation du modèle d'essieu - roue gauche scénario en chicane 65
4.10 Validation du modèle d'essieu - roue droite scénario en chicane 66
4.11 Comparaison entre le modèle et le simulateur : accélération latérale du tracteur 66
4.12 Comparaison entre le modèle et le simulateur : accélération de lacet du tracteur 66
4.13 Comparaison entre le modèle et le simulateur : accélération latérale de la remorque 67
4.14 Comparaison entre le modèle et le simulateur : accélération de lacet de la remorque 67

5.1 Estimation de l'accélération de lacet du tracteur 73
5.2 Estimation de l'accélération de lacet de la remorque 73
5.3 Estimation de la force latérale totale de l'essieu de la remorque 74
5.4 Estimation des forces verticales : inversion explicite 75
5.5 Comparaison avec le modèle 79
5.6 Comparaison avec le simulateur Prosper 79
5.7 Estimation des forces verticales : inversion implicite 80

6.1 Vue de l'Accelerated Load Facility 84
6.2 Vue latérale de l'ALF 84
6.3 Roues jumelées sur l'ALF 85
6.4 Instumentation de l'ALF 86
6.5 Capteur de débattement de suspension 86
6.6 Capteur de pression 86
6.7 Accéléromètre installé sur la roue 87
6.8 Jauges des déformation 87
6.9 Spectre du signal d'accéléromètre 88
6.10 Spectre du signal du capteur de pression 88
6.11 Spectre du signal du LVDT 89
6.12 Spectre du signal des jauges 89
6.13 Détermination graphique de la pseudo-période 93
6.14 Passage 1 : piste sans planche et force de suspension issue du LVDT 95
6.15 Passage 1 : piste sans planche et force de suspension issue de l'APT 95

6.16 Passage 2 : piste sans planche et force de suspension issue du LVDT 96
6.17 Passage 2 : piste sans planche et force de suspension issue de l'APT 96
6.18 Passage 3 : piste sans planche et force de suspension issue du LVDT 97
6.19 Passage 3 : piste sans planche et force de suspension issue de l'APT 97
6.20 Passage 4 : piste sans planche et force de suspension issue du LVDT 98
6.21 Passage 4 : piste sans planche et force de suspension issue de l'APT 98
6.22 Passage 5 : piste avec planche 1 et force de suspension issue du LVDT . . . 99
6.23 Passage 5 : piste avec planche 1 et force de suspension issue de l'APT . . . 99
6.24 Passage 6 : piste avec planche 1 et force de suspension issue du LVDT . . . 100
6.25 Passage 6 : piste avec planche 1 et force de suspension issue de l'APT . . . 100
6.26 Passage 7 : piste avec planche 1 et force de suspension issue du LVDT . . . 101
6.27 Passage 7 : piste avec planche 1 et force de suspension issue de l'APT . . . 101
6.28 Passage 8 : piste avec planche 1 et force de suspension issue du LVDT . . . 102
6.29 Passage 8 : piste avec planche 1 et force de suspension issue de l'APT . . . 102
6.30 Passage 9 : piste avec planche 2 et force de suspension issue du LVDT . . . 103
6.31 Passage 9 : piste avec planche 2 et force de suspension issue de l'APT . . . 103
6.32 Passage 10 : piste avec planche 2 et force de suspension issue du LVDT . . 104
6.33 Passage 10 : piste avec planche 2 et force de suspension issue de l'APT . . 104
6.34 Passage 11 : piste avec planche 2 et force de suspension issue du LVDT . . 105
6.35 Passage 11 : piste avec planche 2 et force de suspension issue de l'APT . . 105
6.36 Passage 12 : piste avec planche 2 et force de suspension issue du LVDT . . 106
6.37 Passage 12 : piste avec planche 2 et force de suspension issue de l'APT . . 106
6.38 Disposition des capteurs dans le véhicule 111

7.1 Architecture proposée dans VIF [63] 116
7.2 Automate Hybride 118
7.3 Validation : Accélération latérale du tracteur 120
7.4 Validation : Accélération latérale de la remorque 121
7.5 Angle de braquage appliqué avec et sans commande 122
7.6 LTR dans la remorque avec et sans application de la commande 123

Liste des tableaux

6.1 Mesures statiques sur l'ALF - Roues jumelées avant 92
6.2 Mesures statiques sur l'ALF - Roues jumelées arrière 92
6.3 Identification des raideurs de la suspension 92
6.4 Matrice d'inter-corrélation : forces verticales sur roues jumelées avant . . . 107
6.5 Matrice d'inter-corrélation : forces verticales sur roues jumelées arrière . . . 107

CHAPITRE 1

Introduction générale

1.1 Motivation

Le transport routier de marchandises (TRM) occupe une place de plus en plus importante dans le trafic routier. Cet accroissement continu s'accompagne de problématiques majeures : insécurité routière (les accidents impliquant des poids lourds représentent 5,2 % l'ensemble des accidents corporels et 13,4 % des accidents mortels. Avec un taux de 16,10 tués pour 100 accidents, la gravité des accidents impliquant un poids lourd est 2,5 fois supérieure à la moyenne globale), dommages significatifs sur l'infrastructure (orniérage et dommages sur pont) et distorsion de concurrences entres les sociétés et les modes de transports.

Une solution adéquate à ces problématiques est de disposer à l'avenir de véhicules intelligents pouvant s'adapter à leur environnement et aux conditions d'utilisation. Les systèmes embarqués sur véhicule permettent de développer des solutions efficaces et durables.

Pour optimiser le fonctionnement de tels systèmes, il est nécessaire d'avoir une connaissance de l'interaction entre le conducteur, le véhicule et l'infrastructure. Ce travail de thèse s'intéresse plus particulièrement à l'interaction entre le véhicule et l'infrastructure. Cette interaction est quantifiée à travers les charges dynamiques appliquées à la chaussée lorsque le véhicule est en marche.

La connaissance des forces d'impact et les transferts de charge dynamiques dans le véhicule est nécessaire. Cette information couplée avec des systèmes de contrôle/commande permet de rendre les véhicules plus sûrs et moins agressifs à l'infrastructure.

Dans cette optique, le laboratoire central des ponts et chaussées s'investit dans le développement de systèmes et de méthodes de mesure et d'estimation des charges statiques

et dynamiques des poids lourds à l'aide de dispositifs sur chaussée (station de pesage) et embarqués. L'objectif à long terme est de disposer de poids lourds plus efficaces.

1.2 Objectif de la thèse

Proposer un système embarqué sur poids lourd pour l'estimation des forces d'impact et l'alerte du conducteur en cas de risque de renversement. En vue d'une instrumentation optimale, ce système utilise des observateurs à entrées inconnues pour estimer les forces. Les critères de développement sont :

- La solution de pesage avec moins de capteurs possible, peu coûteuse et simple à mettre en œuvre en exploitant de la façon la plus efficace les mesures des capteurs de série (capteurs déjà installés dans le poids lourd).
- la méthode à développer doit être fonctionnelle en ligne droite et en virage.
- Les forces estimées sont utilisées pour une application d'aide à la conduite.

La méthodologie permettant d'atteindre ces objectifs se présente de la manière suivante :

- sélectionner le modèle de véhicule adéquat
- procéder à des validations sous simulateur
- développer des méthodes d'estimation en considérant les forces comme entrées inconnues
- comparer les résultats d'estimation à ceux du simulateur
- développer un algorithme de commande pour stabiliser le véhicule
- faire des tests expérimentaux de validation

1.3 Les méthodes et moyens de recherche

Des méthodes issues du génie automatique sont utilisées pour résoudre les problèmes susmentionnés : modélisation newtonienne de la dynamique du poids lourd ; théorie des modes glissants : différenciateur exact, observateur à entrées inconnues, inversion de modèle ; commande des systèmes hybrides. La modélisation et les algorithmes d'estimation sont validés sous simulateur Prosper/Callas [3] développé par Sera-CD. L'implémentation est faite sous le logiciel Matlab/Simulink. Des premiers essais expérimentaux sont réalisés sur un dispositif à suspension de poids lourd.

1.4 Les résultats scientifiques de la thèse

- Modélisation et validation du modèle de dynamique du véhicule articulé : une première phase d'étude de modélisation pour le véhicule articulé par analyse des différents modèles fournis dans la littérature a permis de proposer un modèle adéquat :

léger en paramètres et pouvant restituer les forces d'impact. Une validation du modèle est réalisée sous simulateur de dynamique de poids lourd Prosper. Une partie des états du modèle est mesurée et disponible dans le bus CAN du véhicule ce qui introduit une première optimisation du nombre de capteurs.

- Développement de méthodes d'estimation : la méthode globale développée est basée sur l'inversion de modèle. Une première méthode consiste à inverser explicitement le modèle. Une estimation des accélérations est faite en utilisant un différenciateur exact à modes glissants sur les vitesses mesurées. Les forces d'impact en entrées inconnues sont reconstituées dès lors que la matrice liant les entrées inconnues aux sorties mesurées est inversée.

- Développement d'un algorithme d'estimation à gains variables : cet algorithme prend en considération du problème de mal-conditionnement de matrice issu de la première méthode. Le système d'état est augmenté et l'utilisation d'un gain variable assure la convergence de l'observateur bien que les paramètres du modèle d'état varient suivant les entrées. Le problème de singularité est résolu et l'inversion de modèle se fait de manière implicite.

- Développement d'une architecture de commande hybride : les transitions dans l'automate hybride sont basées sur les forces d'impact estimées. L'automate permet d'une part d'alerter le conducteur et d'autre part d'agir sur le véhicule en cas de présence de risque de renversement trop élevé. L'avantage est de pouvoir assister le conducteur. Le temps d'action du régulateur (braquage actif) est très court et inférieur au temps de réponse du conducteur de telle sorte que le système ne soit pas intrusif.

- Partie expérimentale : des premiers tests expérimentaux permettent d'illustrer l'utilisation des capteurs de pression ou de LVDT pour l'évaluation des forces de suspension en entrée du modèle ; les forces d'impact obtenues sont comparées à la référence donnée par la jauges. Un plan d'instrumentation de poids lourd est proposé pour de futurs essais sur véhicule en vue de valider les méthodes d'estimation dans leur globalité.

1.5 Organisation du rapport

L'organisation de ce rapport se présente en trois parties distinctes :

- La première partie est consacrée à l'état de l'art, elle est composée de deux chapitres.

Le **chapitre 2**, *"pesage embarqué des poids lourds"*, fournit un exposé exhaustif des méthodes de pesage embarqué sur poids lourd développées jusqu'à présent avec une description et une discussion des procédés. Nous introduisons le lecteur à la problématique du pesage des véhicules lourds et de l'utilité de cette opération. Après un court descriptif

des méthodes de pesage avec capteur sur chaussée, les techniques du pesage embarqué sont décrites, notamment les méthodes basées sur les observateurs d'état.

Le **chapitre 3**, *"méthodes d'estimation et de contrôle actif de poids lourd"*, décrit les outils mathématiques utilisés dans cette thèse. Il s'agit d'observateurs d'état à modes glissants ainsi que du différenciateur robuste exact. Ce chapitre permet de se familiariser avec ces outils qui seront exploités dans la seconde partie de la thèse. Nous citons également dans ce chapitre les principaux travaux réalisés dans le cadre de la commande appliquée aux poids lourds. Nous exposons des travaux portant sur la commande par braquage et freinage actif et ceux portant sur la suspension active. Ce qui permet d'introduire la dernière partie de la thèse qui porte sur un cas d'application de la commande.

- La deuxième partie est dédiée à l'estimation des forces d'impact. Elle est composée de trois chapitres :

Le **chapitre 4** porte sur la *"modélisation de l'interaction du poids lourd avec la chaussée"*, dans ce chapitre, après un rappel des critères du modèle à développer (représentation des forces d'impact, paramètres accessibles et implémentabilité) ainsi que l'étude de différents modèles s'y rapprochant dans la littérature, nous présentons dans le détail le modèle de dynamique synthétisé. Il s'agit d'un modèle de véhicule articulé représenté dans le plan vertical et dans le plan de lacet. Le modèle est testé et validé à partir du simulateur Prosper et les différents écarts avec le simulateur sont analysés et expliqués.

Après l'étape de modélisation, nous entamons dans le **chapitre 5**, *"développement des méthodes d'estimation"*, le développement de méthodes d'estimation permettant de reconstruire les forces d'impact dynamique du poids lourd. Une représentation d'état du modèle est d'abord présentée avec les forces d'impact en entrée et les signaux de vitesse et d'accélération en sortie. Une première méthode consiste à utiliser des différenciateurs exacts pour inverser le modèle de manière explicite (inversion matricielle), cette méthode est validée à l'aide du simulateur Prosper. Une seconde méthode basée sur l'observateur glissant à gains variables est développée afin de palier aux problèmes de singularité d'inversion de matrice. Cette seconde étape est également validée sous Prosper et les forces verticales peuvent être estimées.

Le dernier chapitre de cette partie est le **chapitre 6**, *"résultats expérimentaux"*, il porte sur les différents résultats expérimentaux obtenus sur l'Accelerated Load Facility, un dispositif appartenant l'Australian Road Reseach Board. Un descriptif de l'ALF est d'abord présenté, puis les différents capteurs installés sur l'ALF sont indiqués. Un plan de l'expérimentation est donné (tests en statique et en dynamique), les différentes estimations des forces issus de l'utilisation du LVDT ou des capteurs de pression sur le coussin de suspension sont comparées à une mesure de référence obtenue à l'aide de jauges de déformation. Une étude sur la répétabilité de la force d'impact est également présentée. Un plan d'instrumentation sur véhicule est donné en fin de chapitre.

- La dernière partie de ce manuscrit est consacrée à un cas d'application qui concerne le développement d'un système d'assistance au conducteur. Une loi de commande de type hybride est mise en œuvre dont le but est d'éviter le renversement du véhicule en présence de situation accidentogène. Cette méthode est exposée au **chapitre 7**, *"Braquage hybride et stabilisation des forces d'impact"*, en fin du rapport.

La conclusion générale, dans le **chapitre 8**, donne une synthèse de ce travail de thèse et résume les principaux résultats obtenus ainsi que les perspectives envisagées pour la suite des recherches.

Première partie

Etat de l'art

CHAPITRE 2

Pesage embarqué des poids lourds

2.1 Introduction

Dans ce chapitre, nous présentons un état de l'art des techniques de pesage de poids lourds. Il s'agit d'étudier les méthodes utilisées par les chercheurs et/ou les industriels pour mesurer les forces d'impact de poids lourds à l'arrêt et en marche.

En premier lieu, nous présentons les points essentiels du pesage et son importance dans l'activité de transport de marchandises. Les différentes méthodes de pesage statique et de pesage en marche répandues sont exposées. La partie la plus importante est consacrée à la mise en relief des techniques développées pour le pesage embarqué. Ainsi seront citées quelques solutions brevetées et celles développées dans l'industrie ou dans les projets de recherche actuels. Une analyse est faite concernant ces méthodes en retenant les avantages et les limites de chacune d'elles et le positionnement du travail de thèse par rapport à ces méthodes.

2.2 Le pesage et son utilité

Le pesage consiste à mesurer la charge du véhicule. Les poids lourds, qui sont des véhicules dont la charge maximale autorisée est supérieure à 3.5 T, sont soumis à différentes règles concernant la qualification des chauffeurs, la vitesse mais aussi le poids du chargement. Chaque poids lourd possède un poids maximal en charge à ne pas dépasser sous peine d'être en surcharge.

Les poids lourds en surcharge deviennent instables et par conséquent peuvent provoquer des accidents car les distances de freinage augmentent et les risques de renversement deviennent élevés notamment en présence de forts vents en virage. Un véhicule en sur-

charge provoque également des dégradations sur l'infrastructure (ornièrage et fissuration de la chaussée) et sur les ponts. De même, les sociétés de transport ayant des camions surchargés bénéficient d'un avantage compétitif par rapport à celles qui respectent la législation mais également aux autres modes de transport (ferroviaire et maritime) ce qui engendre de la concurrence déloyale.

Le pesage des poids lourds présente donc une utilité commerciale, économique et sociale. A l'aide d'un système de pesage, les transporteurs chargent correctement leurs véhicules en évitant des surcharges ou des sous-charges. Ils atteignent ainsi un chargement optimal ce qui leur permet d'utiliser leurs véhicules au maximum de leur capacité. Les gestionnaires des routes et des infrastructures ont recours au pesage pour verbaliser les contrevenants en surcharge sources de danger sur la route.

D'après les chiffres fournis par l'observatoire national interministériel de sécurité routière, les accidents corporels impliquant des poids lourds représentent 5.2% des accidents corporels, 13.4% des accidents mortels. Devant les dangers qu'engendre ce type de véhicule, il est indispensable de disposer de solutions efficaces passant par un contrôle sévère des chargements transportés.

2.3 Les techniques de pesage

La pesée des poids lourds peut se faire à partir du véhicule à l'aide d'un système embarqué ou bien sur des dispositifs situés hors du véhicule. Dans ce cas, le poids lourd est pesé dans des stations de pesage. Dans cette section, nous allons décrire les différentes méthodes de pesage 'non embarqué' existantes.

2.4 Stations de pesage

Le poids lourd est pesé lorsqu'il passe sur des capteurs. On peut distinguer deux cas de figure : le poids lourd peut être en marche ou à l'arrêt au moment de la pesée.

2.4.1 Stations de pesage statique

Le véhicule est pesé à l'arrêt. Pour ce faire, le véhicule est acheminé vers une station de pesage, généralement disposée à proximité des points de péage d'autoroute.

Les principaux types d'équipements utilisés sont les ponts-bascules (figure 2.1) qui pèsent le véhicule en entier ou les pèses-roues et les pèses-essieux qui sont, soient encastrés dans la chaussée, soient posés sur la route (équipement mobile), avec ou sans chemin de roulement (figure 2.2).

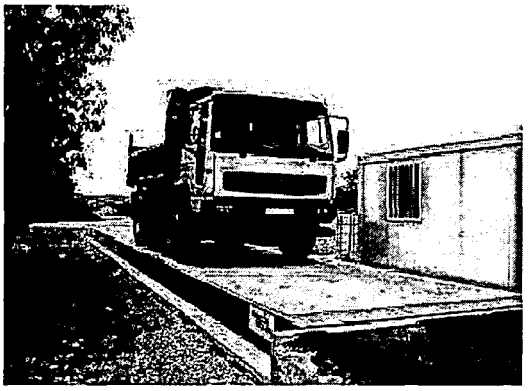

Figure 2.1 – Pesage d'un poids lourd sur un pont-bascule [5]

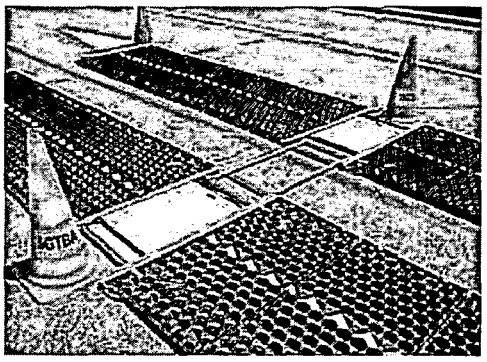

Figure 2.2 – Pèse-essieu avec chemin de roulement [7]

Le chemin de roulement sert à mettre les roues au même niveau afin d'éviter des transferts de charge (poids lourd incliné) et de fausser ainsi la mesure.

Pour être opérationnelle, la station de pesage doit répondre à des exigences de précision conformément aux règlements de l'Organisation Internationale de Métrologie Légale (OIML)(voir annexe). Ainsi l'opération de pesage permet d'avoir, entre autres : le poids par roue, le poids par essieu, le poids total et la surcharge. D'autres informations sont également fournies : le numéro de pesée, l'heure et la date, le nom de l'aire de pesage et les données sur le véhicule et le conducteur.

Remarque 2.1. *les précédents poids sont définis comme suit :*
Poids par essieu = somme des poids par roue.
Poids par groupe d'essieu = somme des poids par essieu correspondant.
Poids total = somme des poids par essieu.

Bien qu'il soit suffisamment précis, le pesage statique présente néanmoins deux principaux inconvénients :

- Pas assez dissuasif : ce modes de pesage connaît une nette baisse depuis une vingtaine d'années. Le nombre de pesées a considérablement baissé. On estime qu'un poids lourd a une chance d'être pesé tous les 10 ans.
- Trop coûteux en personnel : nécessite l'intervention de contrôleurs et de techniciens

Par conséquent, des méthodes de pesage en marche ont été développées afin de rendre l'opération de pesage plus fluide.

2.4.2 Le pesage en marche

Le pesage du poids lourd en marche (weigh-in-motion of heavy vehicles) constitue indéniablement un gain en temps pour le conducteur et pour les contrôleurs. Le nombre de pesées est plus important et le contrôle plus efficace.

Le problème technique est la précision qu'apporte ce genre d'installation : quand le poids lourd est à l'arrêt, il agit uniquement avec son poids sur la chaussée. Sa force d'impact est statique et correspond au poids du véhicule. Il suffit donc de la mesurer à l'aide de balances pour estimer le poids du véhicule (voir section précédente).

Lorsque le véhicule est en mouvement, la force appliquée par le véhicule sur la chaussée est composée de son poids auquel s'ajoutent des forces dynamiques.

$$\text{Forces d'impact} = \text{Poids statique} + \text{Forces dynamiques}$$

Ces forces sont dues aux :

- oscillations verticales des essieux : l'amplitude de ces débattements augmente avec la dégradation de l'uni de la route et la vitesse des véhicules. Ces oscillations dépendent également des types de suspensions.
- transferts de charges induits par le tangage et le roulis du véhicule, la résistance aérodynamique, la résistance au roulement des essieux non moteurs, les accélérations et le freinage, les montées et descentes de pente.

La force d'impact ainsi mesurée est dynamique comme nous pouvons le voir sur l'exemple de la figure 2.3.

Le principe du pesage en marche consiste à récupérer des échantillons de mesure de cette force d'impact dynamique. A partir de ces données, on estime le poids statique du véhicule (en utilisant des algorithmes de filtrage par exemple). Afin de diminuer l'effet des forces dynamiques, une première solution consiste à peser le poids lourd à basse vitesse (8 - 10 km/h). Le véhicule est dévié de la voie principale vers une station de pesage en marche où la pesée se fait sans que le véhicule s'arrête.

Une deuxième solution consiste à installer le dispositif sur la voie principale ou sur des ponts instrumentés (bridge weigh-in-motion). Les poids lourds sont pesés à vitesse

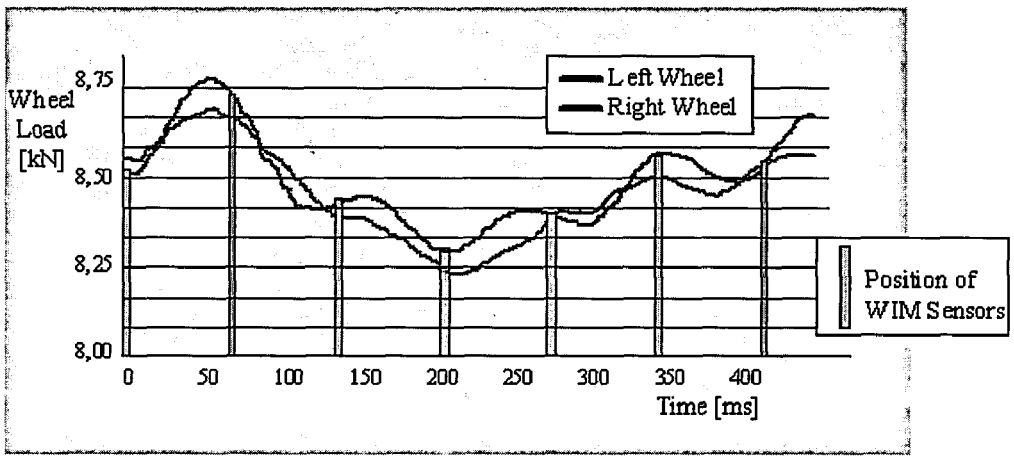

Figure 2.3 – Force d'impact dynamique pour un véhicule en marche [43]

normale dès lors qu'ils passent sur les capteurs.

Plusieurs types de capteurs sont utilisés dans les stations de pesage en marche :

- les barreaux (ou câbles) piézo : les piézorésistifs qui ont disparu, les piézo-polymères qui donnent de faibles résultats, les piézo-céramiques qui sont les plus courants et parmi les plus performants et enfin les piézo-quartz qui sont les plus performants mais aussi les plus chers. Les piézos sont principalement commercialisés en France et en Suisse.
- les capteurs capacitifs : les barreaux sont quasiment abandonnés (sauf dans le cas de capteurs portables) alors que les tapis (dont la largeur est légèrement supérieure à la longueur de l'empreinte du pneu) donnent de bons résultats quant à la précision. Ils sont principalement utilisés en Grande-Bretagne.
- les balances avec jauges de contrainte : comme les capteurs capacitifs, elles peuvent être utilisées aussi bien pour des mesures en marche que pour des mesures statiques. Leur précision et leur durée de vie sont parmi les meilleures. Elles sont principalement commercialisées en Allemagne.

En plus du poids du véhicule, les informations recueillies par les stations de pesage en marche concernent également la vitesse et le type de véhicule. Ceci permet d'améliorer la connaissance de la circulation grâce à une meilleure surveillance du réseau (connaissances utilisées dans les études économiques, les statistiques, la gestion du réseau). Elles permettent également d'établir les principes qui forment la base technique pour la conception des ouvrages et l'entretien routier.

Bien que les recherches en cours traitent de l'amélioration de la précision des stations de pesage en marche en vue de leur homologation. Les stations de pesage en marche sont déjà opérationnelles pour :

- la présélection des véhicules surchargés : les stations de pesage en marche sont ins-

tallées en amont de stations de pesage statiques, les véhicules repérés en surcharge sont déviés de la route et repesés sur des balances statiques homologuées en vue d'une verbalisation de surcharges.

- la protection des ponts : un pesage dynamique des véhicules est effectué avant le franchissement des ponts. Les données obtenues peuvent être utilisées pour limiter le trafic sur le pont.

- Statistiques et récolte de données sur le trafic.

Plusieurs facteurs nuisent à la précision du pesage notamment l'ajustement des capteurs. Une intervention périodique de techniciens est nécessaire pour s'assurer du bon fonctionnement de la station. De même les capteurs sont sujets aux aléas météorologiques (verglas, pluie, variation de température) qui accélèrent leur usure. Enfin, Il est difficile de disposer de stations sur tous les itinéraires.

Plusieurs travaux de recherche portent sur l'amélioration des techniques de pesage en marche. Le Laboratoire Central des Ponts et Chaussées en est un acteur particulièrement actif. Parmi les projets réalisés nous pouvons citer le projet WAVE (Weigh-in-motion of axles of vehicles in Europe) [67] et le COST323 ([30], [92]).

2.5 Pesage embarqué

Une autre approche pour le pesage des poids lourds est celle d'un système embarqué dans le véhicule. L'idée est d'intégrer le système de mesure de poids à bord du véhicule. On peut ainsi évaluer en continu la force d'impact statique (poids du véhicule) et la force d'impact dynamique quand le véhicule est en marche.

2.5.1 Avantages de la mesure embarquée

La connaissance de la charge statique avec précision est importante, les autorités se basent sur cette information pour verbaliser les poids lourds en surcharge. Un système de pesage embarqué permet aux transporteurs d'optimiser les coûts de transports et d'utiliser de manière adéquate leurs véhicules. A l'aide du système disposé à bord du camion, le conducteur connaît la charge à transporter au moment même du chargement de son véhicule : cela permet d'éviter des surcharges source d'amendes mais également d'éviter de sous-charger son véhicule. Ce dernier est chargé à sa totale capacité.

La mesure de la charge statique en embarqué constitue un avantage économique certain pour les sociétés de transport. Les industriels proposent des installations pour ce type de pesage. Mais le pesage embarqué n'est pas restreint à la charge statique. La mesure de l'impact dynamique du poids lourds lorsqu'il est en marche permet de connaître la

sollicitation réelle appliquée par le véhicule sur l'infrastructure. Un poids lourd correctement chargé à l'arrêt peut avoir un impact dynamique important pouvant atteindre le double de sa charge statique. Ceci est dû à une vitesse importante, à une chaussée en mauvais état ou bien à un système de suspension mal conçu (étude faite dans le projet OCDE/Divine [94]). Il est intéressant de disposer également de mesures des charges dynamiques, ce qui permet d'avoir :

• **Une meilleure connaissance de l'interaction entre le véhicule et la chaussée et protection de l'infrastructure** : notamment l'évaluation des performances de suspensions. Les travaux initiés par l'ARRB (Australian Road Research Board) et le Ternz (Transport engineering research for New Zealand) concernant l'utilisation des suspensions peu agressives (*road friendly suspensions*) sont liés aux résultats du projet Divine. Les connaissances actuelles sur les charges dynamiques restent limitées. Leur répétabilité spacio-temporelle, leur distribution sur les groupes d'essieu et sur les essieux ainsi que la variation des caractéristiques des suspensions sont peu connues par faute d'outil de mesure suffisamment précis de la charge dynamique.

• **Une prédiction des risques de renversement** : de par leur géométrie et leur poids, le centre de gravité des poids lourds se situe à une hauteur importante comparée à la largeur du véhicule, ce qui a pour effet de rendre les véhicules lourds sensibles au renversement en virage sous l'effet de la force centrifuge. Par la connaissance de la variation des forces d'impact du poids lourd sur la chaussée et en définissant un critère basé sur le transfert de charge dans le véhicule, il est possible de prédire un risque de renversement du véhicule et donc d'avertir le conducteur de la présence d'un danger, il est également possible de développer une commande active de la vitesse ou du freinage afin d'évider l'accident.

• **Une utilisation de système de contrôle actif** : la mesure embarquée des forces d'impact permet d'introduire des systèmes de contrôle actif et semi-actif dans le véhicule tels que le braquage actif ou les suspensions actives. Ces systèmes intégrés au véhicule permettent d'augmenter considérablement ses performances.

• **Un étalonnage des stations de pesage en marche** : l'un des problèmes récurrents des stations de pesage en marche est l'étalonnage des capteurs. Étant donné que la force d'impact du véhicule ne dépend pas uniquement de son poids mais également de l'uni au voisinage des points de mesure, l'opération d'étalonnage en dynamique permet de tester la fiabilité et la précision des capteurs de la station et de corriger les erreurs de mesure.

Dans la section suivante, nous présentons les différentes méthodes permettant d'estimer les charges statiques et dynamiques.

2.5.2 Pesage embarqué de la charge statique

En chargeant le poids lourd à l'arrêt, ce dernier subit une déformation mécanique de ses composants structurels (suspension, essieu, châssis...). Ces déformations sont uniquement

liées au poids du chargement. L'idée est de mesurer ces déformations pour évaluer la charge introduite dans véhicule. Selon le type et l'emplacement des capteurs embarqués dans le poids lourd, on peut envisager plusieurs configurations pour le système de pesage. Plusieurs techniques ont été développées à cet effet et que nous allons présenter dans cette section.

2.5.2.1 Quelques brevets

Nous citons dans cette partie un certain nombre de techniques de pesage embarqué de poids lourds ayant fait l'objet de brevets. Vu certaines similitudes de certains brevets, nous tâcherons de présenter les brevets pour différents types de capteurs (jauges, capteur de pression) installés à différents emplacements dans le véhicule.

Le système de pesage embarqué proposé par Bradley [20] concerne les véhicules articulés de type tracteur semi-remorque. L'ensemble du système se trouve sur la semi-remorque y compris l'afficheur du poids. L'installation se présente comme suit :

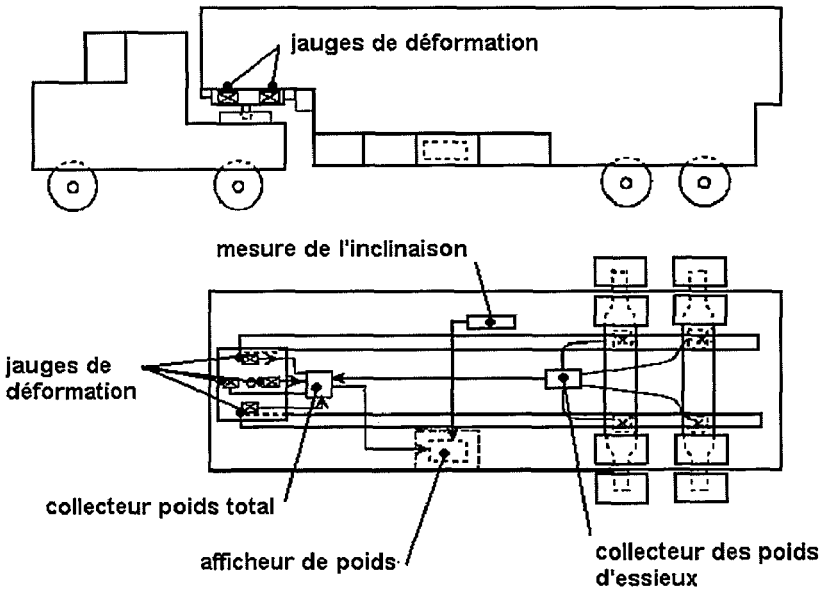

Figure 2.4 – Système de pesage sur la semi-remorque [20]

Le dispositif comprend un ensemble de jauges de déformation. Elles sont placées à l'avant et à l'arrière de la semi-remorque.

A l'avant, les jauges sont disposées sur l'assemblage de la sellette correspondant à la semi-remorque. A l'arrière les jauges sont placées sur les extrémités des barres d'essieu. Les signaux de mesure sont connectés à un multiplexeur qui permet de sommer les charges appliquées sur chaque jauge. Deux multiplexeurs sont prévus : un pour additionner les charges à l'avant (sur la sellette) et l'autre pour les charges à l'arrière (sur les essieux).

L'indicateur de poids permet d'afficher le poids total du chargement. Pour corriger l'effet de l'inclinaison sur les poids avant et arrière, un capteur d'angle d'inclinaison est placé approximativement au milieu de la semi-remorque, l'information sur l'angle est transmise à l'indicateur ce qui permet d'ajuster les signaux de poids.

Hagedorn *et al.* [55] propose un assemblage de capteurs de déformation placé sur les lames de ressort de la suspension du poids lourd. Ce dispositif est applicable sur des suspensions de type 'mono-lame' (figure 2.5). Le système est composé de capteurs de déformation rigoureusement fixés à la lame de suspension (figure 2.6).

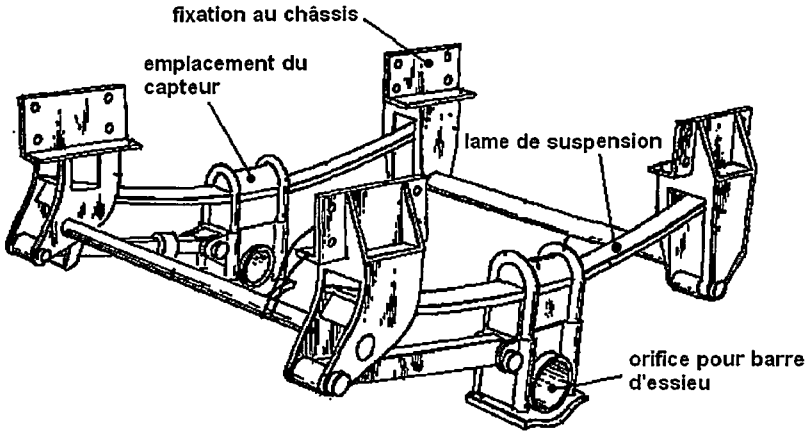

Figure 2.5 – Vue de l'ensemble de fixation du capteur [55].

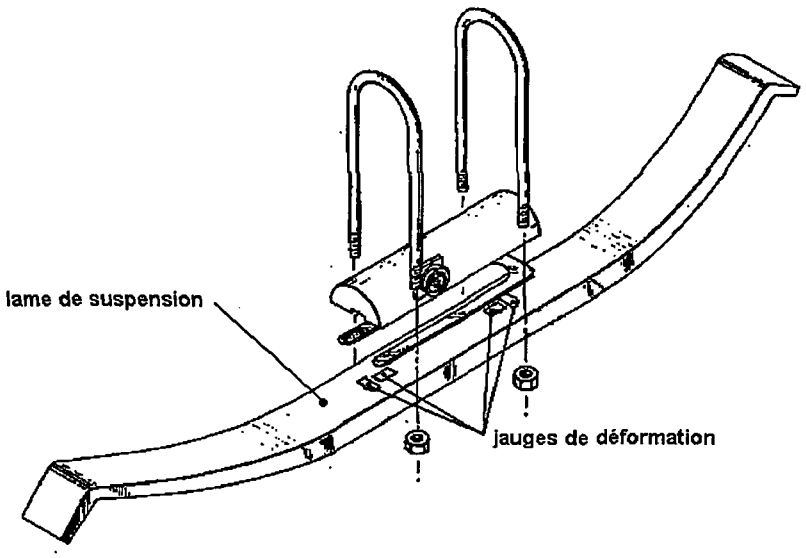

Figure 2.6 – Fixation des jauges de déformation sur la lame de suspension.

Dans la même optique, Tarter *et al.* [115] propose un autre mode de fixation du capteur de forces pour deux types de suspension : mécanique à lames et pneumatique. Pour les suspensions à lames, le capteur est fixé entre le point inférieur de la suspension à lames et le dispositif de fixation de l'essieu (figure 2.7).

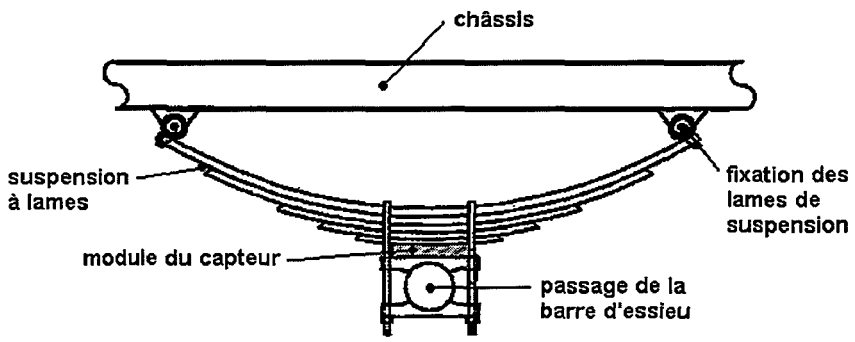

Figure 2.7 – Jauges de contrainte fixées sur la lame de suspension.

Cet emplacement est choisi du fait qu'il existe une forte contrainte en présence de débattement de la suspension.

Concernant les suspensions pneumatiques, le capteur est placé entre le coussin d'air et le châssis comme le montre la figure suivante 2.8. Le module du capteur est un boîtier comportant des jauges de déformation permettant de mesurer les forces dues au poids du chargement, ce signal est récupéré sur un câble de sortie et connecté à un afficheur.

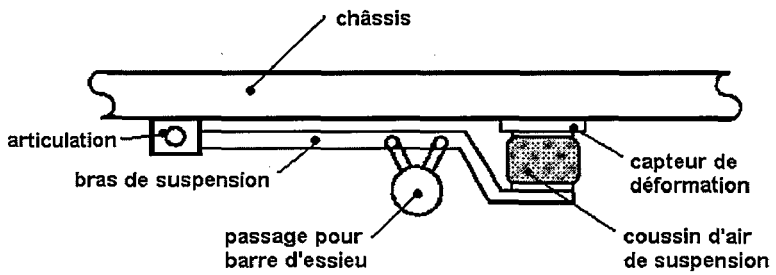

Figure 2.8 – Disposition du capteur sur la suspension pneumatique.

Van Roden *et al.* [122] ont expérimenté un système de pesage pneumatique en installant des valves au niveau du circuit pneumatique reliant la source d'air comprimé au coussin d'air de la suspension. Le dispositif d'essai est constitué d'une remorque munie d'un tandem à suspension à air. L'objectif étant de mesurer la pression des coussins d'air et la convertir en unités de poids.

O'Dea [93] propose en plus de l'utilisation de la suspension d'air, de mesurer le débattement de la suspension pour les véhicules à suspension à lames. Comme nous pouvons le constater sur la figure 2.9, un capteur à potentiomètre mesure la distance entre le châssis et la barre d'essieu. Le débattement de la suspension diminue lorsque l'on augmente la charge du véhicule. Il suffit ensuite de réaliser un étalonnage pour faire correspondre chaque débattement à un poids donné.

Ces méthodes sont actuellement exploitées en industrie, nous présentons dans la section suivante quelques industriels proposant ce type de système de pesage embarqué statique.

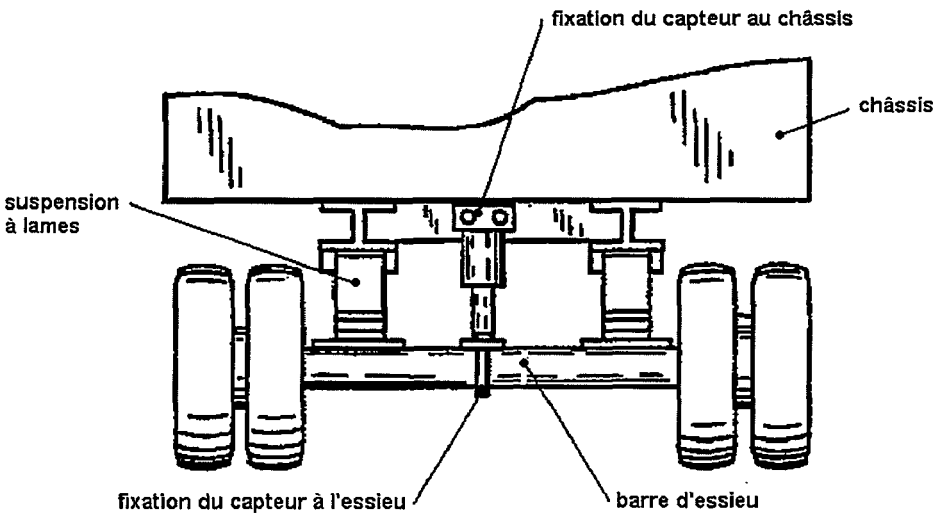

Figure 2.9 – Disposition du capteur sur la suspension mécanique [93].

2.5.2.2 Solutions commercialisées dans l'industrie

Plusieurs industriels proposent des systèmes pour réaliser un pesage embarqué pour poids lourd que ce soit pour du pesage destiné au transport de marchandises ou collecte d'ordure. L'ensemble des systèmes de pesage proposés utilise soit des jauges de déformations ou bien des capteurs de pression sur les suspensions pneumatiques.

Les jauges de déformation sont utilisées sur des véhicules munis de suspensions mécaniques ou installées sur les sellettes ou les barres d'essieu des semi-remorques, quand aux capteurs de pression, ils sont installés sur les véhicules munis de suspensions pneumatiques. Les capteurs de pression sont simples à installer par contre leur précision est légèrement inférieure à celle des jauges. Par ailleurs, l'installation de jauges peut s'avérer être plus complexe. Nous donnons en exemples dans ce qui suit quelques systèmes de pesage embarqué présents sur le marché français.

La société PRECIA MOLEN [8] propose un système de pesage embarqué pour benne pour la collecte d'encombrants et de déchets. Les capteurs sont placés sur le châssis du véhicule comme le montre la figure 2.10.

Le système de pesage commercialisé par AirWeigh [1] convertit la pression des suspensions pneumatiques du tracteur et de la remorque en unité de poids. Plus il y a de charge sur le poids lourd, plus grande est la pression d'air requise pour maintenir la hauteur de roulement du véhicule. Les charges sur chacun des essieux sont affichées sur un boîtier dans la cabine. Lorsque le tracteur est attelé à une remorque pré-équipée, le poids par essieux de la remorque, le poids total et la charge utile sont affichés.

La solution commercialisée par la société CLERAL [4] a étendu l'utilisation des capteurs aux essieux munis d'une suspension à lames. Le capteur mécanique est un capteur de déformation à cordes vibrantes, il est fréquemment utilisé en géotechnique pour éva-

luer les contraintes appliquées sur les ouvrages d'art (voir annexe). Il s'agit d'une tige qui renferme une fine corde tendue, la variation de la force appliquée au capteur va entraîner un changement de fréquence et respectivement d'amplitude de la corde. Chaque fréquence correspond à une contrainte, cette information est convertie en signal électrique par l'intermédiaire d'une bobine électromagnétique. Le capteur est fixé au milieu de la barre de l'essieu muni d'une suspension mécanique, ce point de fixation correspond à une déformation maximale de l'essieu.

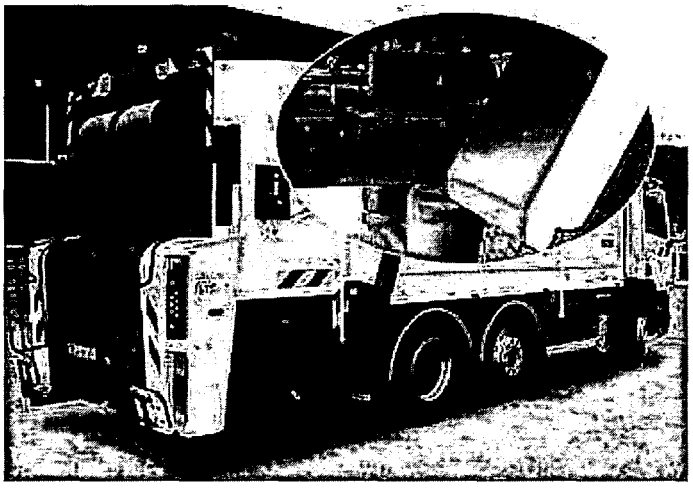

Figure 2.10 – Pesage embarqué sur benne à ordure

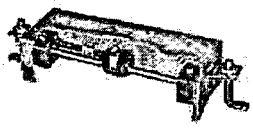

Figure 2.11 – Capteur mécanique à cordes vibrantes [4]

Le principe de cette méthode peut être expliqué par les lois de la résistance des matériaux. L'utilisation du capteur mécanique permet de mesurer la déformation de l'essieu. En réalité, la barre d'essieu est assimilée à une poutre fixée sur deux appuis simples et qui est soumise aux forces de suspension à gauche et à droite dont la somme est égale au poids par essieu.

D'après les principes de flexion des poutres, la déformation au milieu de la barre d'essieu reste proportionnelle à la force extérieure appliqué sur l'essieu. Ce principe reste valable pour des petites déformations en supposant que la barre d'essieu n'atteint pas la zone plastique (ce qui est garantit par le constructeur). Le capteur à corde vibrante permet de mesurer la déformation le long de l'essieu. Cette déformation est donnée par la formule :

$$\varepsilon = \frac{MY}{EI} \tag{2.1}$$

avec M le moment de flexion au point de mesure du capteur (milieu de la barre d'essieu), Y la distance du point de mesure par rapport à la fibre moyenne de l'essieu qui est égale au rayon de la barre d'essieu cylindrique, E le module de Young et I le moment d'inertie de la section (section circulaire de la barre d'essieu de forme cylindrique). Le moment de flexion est une fonction linéaire des forces de suspension, par conséquent, la mesure reste proportionnelle par rapport à la charge sur l'essieu. L'étalonnage permet d'identifier le coefficient liant les deux.

Le second capteur est un capteur pneumatique, il est placé à proximité des coussins de la suspension, en coupant légèrement le tuyau d'alimentation d'air et en y introduisant un raccord en T. La caractéristique entre le poids suspendu par roue et la pression est supposée linéaire.

Figure 2.12 – Capteur de pression pneumatique [4]

De manière générale, les essieux non directeurs sont munis de suspensions pneumatiques. Ces suspensions fonctionnent à l'aide d'un coussin d'air alimenté par de l'air comprimé. Une fois la pression d'air dans le coussin stabilisée, elle ne peut ensuite varier que suivant la charge que le système de suspension supporte.

Le principe est de raccorder le capteur d'air au circuit pneumatique. En supposant des petites variations de pression et de volume dans le coussin, ce dernier se comporte comme un ressort. De cette manière, la force de suspension peut être supposée proportionnelle à la pression dans le coussin [102].

On peut également citer la société Vishay PME France [9] qui propose un système de pesage pour véhicule bennes à l'aide de jauges de déformation situées au niveau du châssis du véhicule. Une alarme est déclenchée dès lors qu'une surcharge est détectée.

2.5.2.3 Discussion

L'ensemble de ces systèmes est utilisé actuellement par les transporteurs dans un souci d'optimisation de la charge du véhicule. Ils ne sont pas homologués pour la verbalisation bien que la classe A(5) soit atteinte.

Les sources d'erreur ne sont pas dues aux capteurs eux même mais plutôt aux conditions dans lesquelles se fait la pesée. Par exemple, les coussins d'air opèrent dans des

pressions allant de 3 à 4 bars (la caractéristique pression-poids y est quasi-linéaire). Charger 20 tonnes sur un tridem peut prendre plus de 10 minutes avant la stabilisation de la mesure. Un certain nombre de vérifications doivent se faire pour augmenter la précision de tels systèmes, entre autres de s'assurer que le circuit pneumatique fonctionne correctement et d'éviter de peser sur une terrain avec pente. Une vérification régulière de l'ajustement des capteurs est également nécessaire.

2.5.3 Pesage de la charge dynamique

Le pesage de la charge dynamique consiste à évaluer la force d'impact dynamique appliquée par le poids lourd en marche sur la chaussée. Cette force d'impact doit être mesurée au niveau de la surface de contact entre les pneumatiques et la chaussée. C'est le cas pour les stations de pesage en marche (voir section 2.4.2) où les capteurs sont encastrés sur la chaussée. Plusieurs méthodes ont été testées, dont voici l'état de l'art.

2.5.3.1 Roue instrumentée

L'utilisation des roues instrumentées consiste à placer des capteurs d'efforts au niveau du moyeu de la roue. Le capteur a la forme d'un anneau autour duquel des jauges de déformations sont installées. Ce capteur est fixé à la jante de la roue.

La société General Motors a développé pour la première fois ce type de capteurs pour la mesure des charges dynamiques (voir figure 2.13)

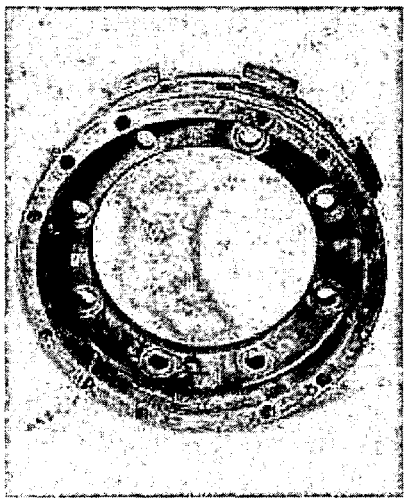

Figure 2.13 – Capteur développé par General motors [50]

Cette technique a été testée entre autres par Whittemore *et al.* [126], Sweatman [113], Jarvis et Sweatman [68] et Hahn [56]. Whittemore et al. et Sweatman ont instrumenté un véhicule à l'aide du capteur fourni par General Motors. Whittemore et al. ont conclu que ce dispositif fonctionne correctement pour des vitesses constantes ; des variations importantes de la vitesse introduisent des erreurs de mesures. Plusieurs améliorations ont été

apportées avec l'introduction de calculateurs et d'algorithmes de traitement des signaux de mesure en temps réel qui sont maintenant intégrés au dispositif de mesure. Ces techniques permettent de transformer les mesures du repère de la roue (en rotation) vers un repère véhicule de telle manière à estimer la force verticale instantanée réelle.

Le constructeur de capteurs Kistler [6] a mis au point une roue instrumentée complète destinée aux véhicules lourds. Six jauges tri-axes (mesures de 3 forces et de 3 moments) sont fixées entre la jante et le moyeu de la roue. Chaque cellule est étalonnée individuellement par une procédure d'étalonnage certifiée. Les mesures sont amplifiées et numérisées au niveau même de la roue puis transmises à l'aide d'un module de transmission externe vers une unité de contrôle. Les signaux bruts mesurés sont transformés dans un système de coordonnées véhicule et sont affichés. Les signaux disponibles sont les trois forces et les trois moments agissant sur chaque roue.

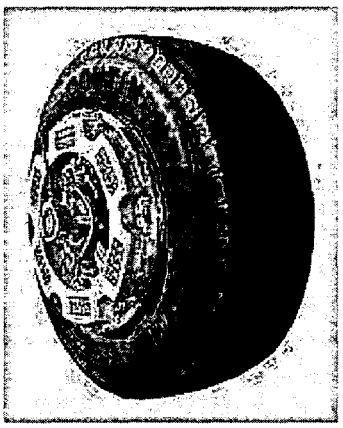

Figure 2.14 – Roue dynamométrique pour poids lourds [6]

Les plages de mesure atteignent 220 kN dans le sens radial (forces F_x et F_z) et 100 kN dans le sens axial (F_y) pour les forces et 40 $kN.m$ pour les moments M_x et M_z, 60 $kN.m$ pour le moment M_y.

L'inconvénient de cette technique est son coût élevé et la complexité de la mise en œuvre.

2.5.3.2 Instrumentation des essieux

Une seconde méthode très largement utilisée pour sa simplicité est l'installation de jauges de déformation sur l'essieu. Mitchell [89], Mitchell et Gyenes [90], Woodroofe, LeBlanc et LePiane [128], Page et Grainger [95] (voir figure 2.15) ont mesuré le moment de flexion en plaçant les jauges de déformation sur la partie supérieure et inférieure de la barre d'essieu entre le ressort de suspension et le moyeu de la roue. Les forces dynamiques aux roues sont ensuite déterminées en prenant en considération les forces d'inertie.

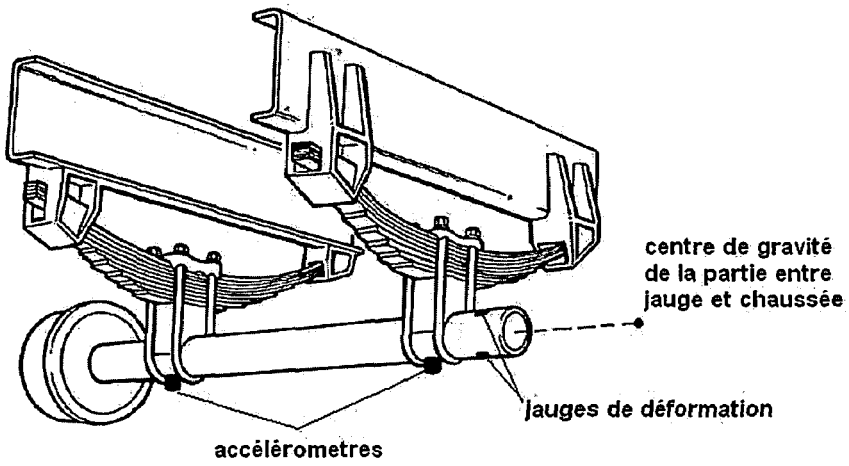

Figure 2.15 – Instrumentation de l'essieu faite par Page et Grainger [50]

LeBlanc *et al.* [78] a noté cependant que placer les jauges sur la partie supérieure et inférieure de l'essieu peut engendrer des imprécisions dues :

- à l'effet des forces latérales qui interviennent dans la déformation mesurée
- au roulis de l'essieu qui fait varier le levier entre la force verticale aux roues et le point de mesure et donc fait varier le moment de flexion
- au roulis du châssis qui modifie également le moment de flexion

LeBlanc recommande que les jauges de déformation soient placées sur les côtés avant et arrière de l'essieu pour éliminer les signaux parasites difficiles à compenser. L'avantage de mesurer le moment de flexion est que le moment mesuré est plus important que l'effort tranchant mesuré sur la même section de l'essieu, par conséquent un meilleur rapport signal/bruit est obtenu. Les signaux des moments de flexion sont 2.5 fois plus important que l'effort tranchant d'après LeBlanc [78]. Des tests établis par (de Pont [96]) ont été faits pour la mesure des efforts tranchant dans l'essieu. Les mesures ont montré que les déformations sont très faibles comparées à celle faites pour la mesure du moment de flexion mais néanmoins ces mesures restent exploitables.

Pour améliorer la qualité du signal de mesure, Hoogvelt et al. [58] ont développé un amplificateur de déformation mécanique. Cette méthode a été développée conjointement avec la société Kalibra. Elle consiste en la mise en œuvre d'un camion instrumenté pour la mesure des charges dynamiques. Il est destiné à l'étalonnage des stations de pesage en marche à travers l'Europe. Ce véhicule a été développé en collaboration avec le Rijkswaterstaat (l'office néerlandais des travaux publics et de la gestion d'eau) et le TNO (l'organisation néerlandaise pour la recherche en sciences appliquées).

La technique d'étalonnage consiste donc à récupérer les charges dynamiques mesurées par le poids lourd et à les comparer à celles mesurées par la grille multi-capteurs de la station de pesage. Dans le cas où les capteurs seraient bien ajustés, les charges doivent

être identiques. Il suffit donc d'étalonner les capteurs encastrés en faisant correspondre les deux signaux.

Le véhicule instrumenté est de type tracteur-semi remorque dont le poids total est parfaitement connu (figure 2.16). En premier lieu, un capteur de déformation est fixé sur l'essieu entre le moyeu de la roue et le point de contact avec la suspension (voir figure2.17). La jauge mesure les déformations dues à la dynamique du poids lourd et les échantillons sont sauvegardés. Un accéléromètre est utilisé pour compenser l'effet de l'inertie de la roue.

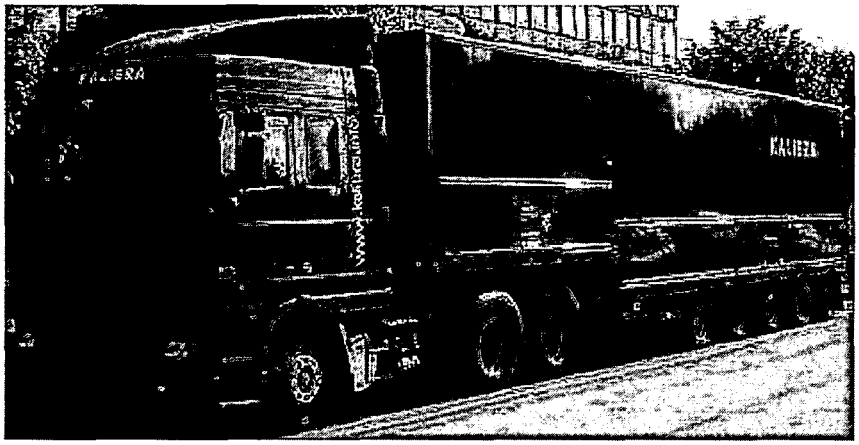

Figure 2.16 – Vehicule instrumenté de Kalibra.

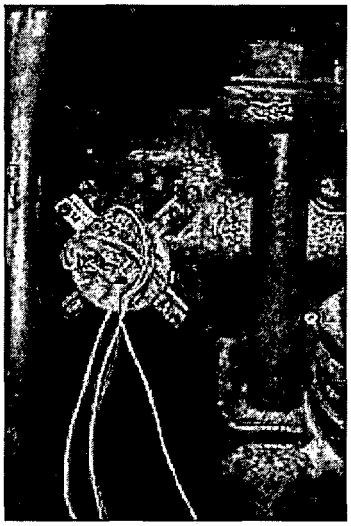

Figure 2.17 – Jauge de déformation placée sur l'essieu du véhicule pour la mesure de l'effort tranchant [58]

En second lieu, les capteurs instrumentés dans le véhicule sont étalonnés. Tout d'abord, l'étalonnage se fait en statique en s'assurant que la charge mesurée par la jauge correspond

bien au poids du chargement et ce pour différentes charges d'essieu.

On procède ensuite à un étalonnage en dynamique. Des charges nominales sont installées dans le véhicule puis un mouvement vertical sinusoïdal est appliqué aux roues arrière à l'aide d'actionneurs hydrauliques (figure 2.18) afin de reproduire l'effet des forces d'impact dynamiques. Un capteur de force est installé entre la roue et l'actionneur ce qui permet de mesurer en continu l'impact du pneumatique sur la surface de contact avec l'actionneur.

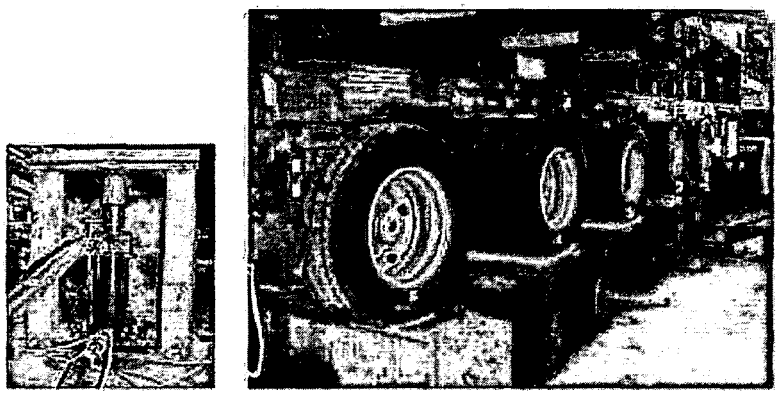

Figure 2.18 – Dispositif d'étalonnage des capteurs embarqué dans le poids lourd [58]

On peut ainsi mesurer la précision du dispositif en calculant la différence entre la force mesurée par le capteur dans le véhicule et celle mesurée sur l'actionneur. Le véhicule peut mesurer des charges d'essieu dynamiques variant de 5 à 15 tonnes pour des vitesses allant de 10 à 100 km/h. La précision de mesure est aux alentours de 95% lorsque le véhicule roule sur ligne droite et à vitesse constante.

Le principe de la méthode est basé sur la théorie des poutres. L'installation des capteurs sur l'essieu est montré sur la figure 2.19.

La force peut être déduite à partir de la formule suivante :

$$F_{roue} = F_{tranchant} + ma \tag{2.2}$$

avec

a : accélération verticale de la masse à l'extérieur de la jauge ; m : masse de la partie de l'essieu située entre la jauge et la chaussée ; $F_{tranchant}$: effort tranchant au point de mesure par la jauge ; F_{roue} : force dynamique appliquée à l'essieu. Les accéléromètres sont placés le plus proche possible du moyeu de la roue afin de mesurer avec le plus de précision possible l'accélération verticale du centre de gravité de la masse à l'extérieur de la jauge. La distance entre la point de mesure de l'accélération et le moment de flexion peut être négligé en supposant que :

- l'angle de roulis de l'essieu est petit ;
- la distance entre le centre de gravité de l'essieu et l'accéléromètre est approximativement égale à la distance entre le centre de gravité de l'essieu et le centre de gravité

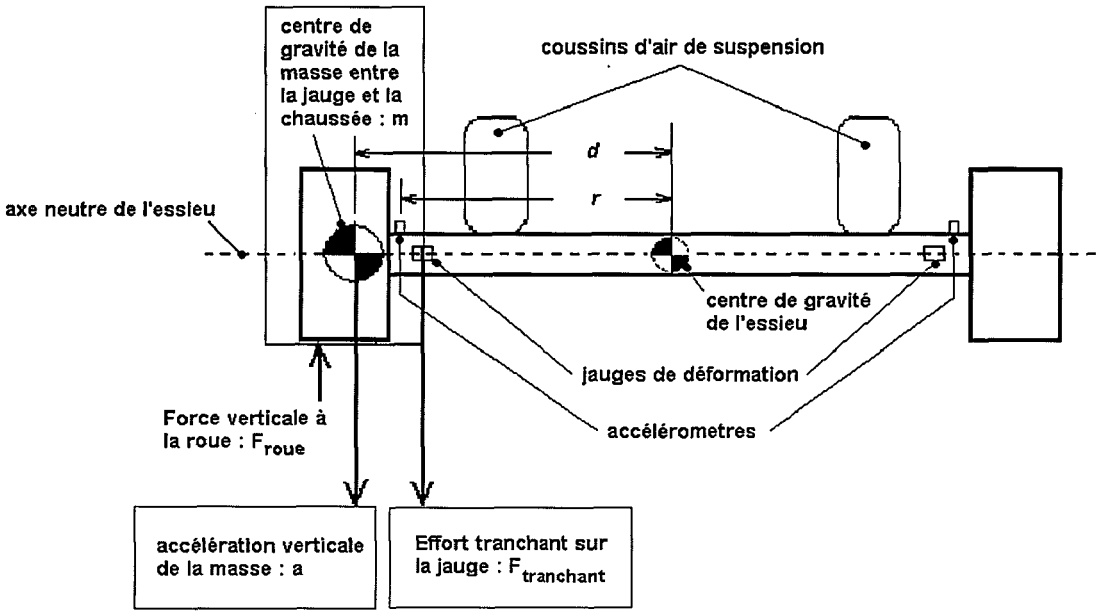

Figure 2.19 – Instrumentation de l'essieu [32]

de la masse extérieure à jauge ($d \simeq r$) (Cebon [23]) ;

La précision peut atteindre une valeur supérieure à 90% d'après (Gyenes et Mitchell [52], Gyenes et Simmons [53] et Hoogvelt *et al* [58]).

Plusieurs problématiques sont liées à cette méthode, notamment l'effet des forces latérales et longitudinales (déformations parasites), la nécessité de compenser l'effet de l'inertie (masse multipliée par l'accélération) et la complexité de fixation des jauges et de l'étalonnage.

2.5.3.3 Pression des pneumatiques

Une méthode simple basée sur la mesure de la pression des pneumatiques a fait l'objet d'études initiées par Fisher et Huckins [45] et repris par Whittemore [127] qui a construit et évalué un système de mesure de charge dynamique de roue à l'aide d'un capteur de pression de pneumatique.

Néanmoins, il a été montré que cette méthode avait des limitations, notamment :
- la présence de non linéarités
- limitation en fréquence : des variations rapides ne peuvent pas être mesurées
- variation des caractéristiques d'un pneumatique à un autre

2.5.3.4 Capteur Optique

Cette méthode a été décrite dans les travaux de Dickerson et Mace [35], Mace et Stephenson [85] et Magnusson [86] et fait actuellement l'objet de recherche au niveau de

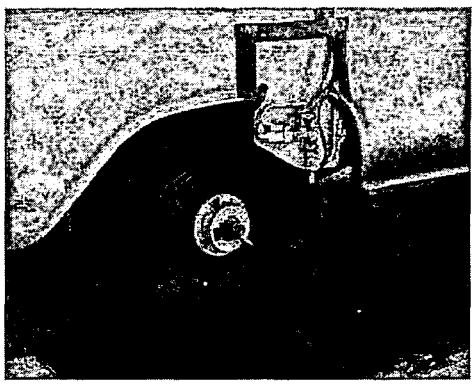

Figure 2.20 – Capteur de pression utilisé par Whittemore [50]

l'ARRB (Australian Road Research Board) (ARRB) [50].

L'idée est d'utiliser un capteur optique (laser) qui permet de mesurer en continu la distance entre le centre de la roue et la chaussée. Lorsque le pneumatique subit la pression de l'essieu, il se comprime et la distance entre le sol et le centre de la roue va diminuer d'autant que la charge est importante. Il y a donc une proportionnalité entre la charge et la hauteur, le pneumatique étant assimilé à un ressort.

Le laser permet de mesurer cette distance avec précision ce qui permet de déterminer la charge appliquée par le pneumatique sur la chaussée.

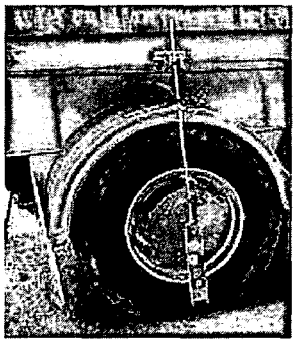

Figure 2.21 – Installation du capteur sur la roue [21]

Cette méthode pose quelques problèmes notamment en terme de faiblesse du signal de mesure (parfois noyé dans le bruit), les erreurs de concentricité (difficulté à placer le capteur laser exactement sur le centre de la roue) et le profil de chaussée (irrégularité parfois considéré comme un écrasement du pneu) et perte du signal si on se retrouve sur un creux (chaussée déformée). Dans le même cadre, Tuononen et al. [117] ont développé également un concept de mesure de forces d'impact en utilisant un capteur optique à l'intérieur du pneumatique. Il s'agit d'un prototype qui a été testé expérimentalement et dont les résultats sont satisfaisant en terme de précision, cette solution reste cependant coûteuse et complexe.

2.5.3.5 Discussion

La méthode la mieux adaptée actuellement pour la mesure des forces d'impact dynamiques est la méthode basée sur l'instrumentation des essieux. Elle présente l'avantage d'utiliser peu de capteurs (2 jauges+ 2 accéléromètres par essieu) et la précision atteinte est inférieure à 5%.

Cette technique est cependant limitée. En présence de forces longitudinales (accélération ou freinage) ou de forces latérales (en cas de virage) appliquées aux roues de l'essieu, on aura une présence de déformations parasites et la mesure de la force verticale donne de mauvais résultats. Or l'objectif est d'estimer ces forces d'impact pour les différents cas de conduite, ceci peut être réalisé à l'aide des estimateurs d'état que nous allons détailler dans la section suivante.

2.5.4 Estimation par capteur informatique

Les techniques de l'automatique telles que les estimateurs à modes glissants, filtre de Kalman ou l'identification par moindres carrés sont basées sur un modèle mathématique du poids lourds. Le modèle décrit l'interaction entre les différents éléments constituants du véhicule tels que la suspension, les essieux, le système de direction, les pneumatiques...etc. Il permet de reproduire de manière fidèle la dynamique du véhicule. La représentativité du modèle se mesure dans son aptitude à prévoir le comportement dynamique du véhicule selon les trois directions de mouvement (longitudinal, latéral et vertical) ([22], [46]). Les équations d'état du système sont obtenues à partir des équations mécaniques de mouvements en utilisant les lois de Newton, le formalisme de Lagrange ou la technique du BondGraph.

Dans ce type de méthodes, on utilise des capteurs logiciels. Ils permettent d'estimer des grandeurs intervenant dans le modèle qui ne peuvent pas mesurées ou sont difficilement mesurables par des capteurs.

Il existe une multitude de modèles de poids lourds dans la littérature. De façon générale, les modèles complexes sont utilisés à des fins de simulation de dynamiques. Pour des objectifs de commande, il n'est souvent pas nécessaire de considérer toutes les variables dynamiques du modèle mais uniquement une partie suffisamment représentative. Les lois de commandes ainsi synthétisées sont ensuite testées sur le modèle de simulation.

Plusieurs études se basent sur l'utilisation de modèles dynamiques de poids lourds. Nous pouvons citer entre autres :

- L'amortissement du roulis : travaux d'Ackermann et Odenthal [10] sur la commande de la dynamique de roulis à l'aide de l'effet du braquage et du freinage à partir d'un modèle à 4 degrés de liberté.
- Le confort et la qualité des suspensions : nous pouvons citer les travaux de Cole et Cebon [28] où ils utilisent un modèle quart de véhicule à 2 degrés de liberté et un

modèle poutre en marche.
- Le suivi de trajectoire et compensation de l'angle de dérive : avec les études de Chen et Tomizuka ([24], [57]) sur la dynamique latérale, les travaux de Tai et Tomizuka sur la conduite automatisée [114].
- La prédiction de risque de renversement : entre autres les travaux de Bouteldja [19] sur la modélisation des interactions entre le poids lourd et la chaussée et les études de Imine [64] sur l'estimation du transfert de charge dans les véhicule.

Concernant le pesage embarqué, de nombreux travaux ont été également réalisés sur l'évaluation de la charge du véhicule par des méthodes d'estimation. Il est à noter qu'il existe des estimations de la charge statique (de la masse du véhicule) et une estimation de la charge dynamique. Nous allons détailler les deux cas dans la section suivante. Pour une meilleure compréhension des méthodes, nous donnons également une courte description de l'interaction du poids lourd avec la chaussée.

2.5.4.1 Estimation de la charge statique

Différentes études ont été menées pour l'estimation des paramètres inertiels des véhicules tels que le poids du véhicule ou la hauteur de son centre de gravité. La grande partie des techniques d'estimation du poids se basent sur la dynamique longitudinale du véhicule, parmi les études établies, nous citons :

Bae *et al.* [12] ont développé un algorithme d'estimation en temps réel du poids d'un véhicule lourd prenant en compte l'effet de la pente. Le poids lourd est représenté sur le plan transversal comme nous pouvons le voir sur la figure 2.22.

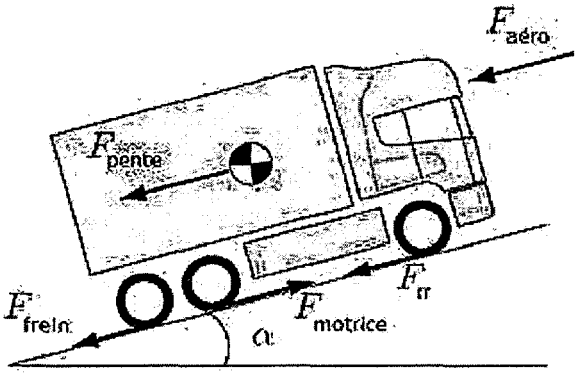

Figure 2.22 – Forces agissant sur la dynamique longitudinale du poids lourds [12]

L'algorithme est basé sur la dynamique longitudinale du véhicule dont l'équation de mouvement est :

$$M\ddot{x} = F_{motrice} - F_{aero} - F_{rr} - F_{pente} \tag{2.3}$$

Avec M la masse du véhicule, x le déplacement longitudinal du véhicule, $F_{motrice}$ la force motrice ou force de locomotion, F_{aero} la force de résistance aérodynamique, F_{rr} la

force de résistance au roulement et F_{pente} la force due à la pente.

L'estimation se fait en deux étapes. Tout d'abord la pente de la chaussée est mesurée à l'aide d'un dispositif GPS. L'angle de la pente α est ensuite utilisé pour l'estimation de la masse du véhicule.

En plus de l'angle de la pente, les variables mesurées par les capteurs sont :
- L'accélération longitudinale.
- La vitesse longitudinale.
- La force motrice (mesurée à partir du couple moteur)

La force de résistance aérodynamique est écrite sous la forme $F_{aero} = \frac{1}{2}\rho ACV^2 = C_{aero}V^2$ avec ρ la masse volumique de l'air, A aire de la surface frontale du véhicule, C coefficient aérodynamique de traînée et V vitesse longitudinale du poids lourd. La force due à la pente est $F_{pente} = mg\sin\alpha$ avec α angle de la pente.

Un estimateur récursif est utilisé pour estimer en temps réel le vecteur de paramètres contenant m, C_{aero} et F_{rr}. D'après les auteurs, l'erreur atteinte par l'estimation est de 2% sur le poids total du véhicule.

$$F_{motrice} = \begin{bmatrix} \ddot{x} + g\sin\alpha & V^2 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \hat{m} \\ \hat{C}_{aero} \\ \hat{F}_{rr} \end{bmatrix} \tag{2.4}$$

Vahidi *et al.* [121] utilisent également un algorithme d'estimation du poids basé sur les méthodes des moindres carrés récursifs à partir de la dynamique longitudinale. Pour ce faire, ils ont modélisé le transfert de mouvement entre le moteur et la roue (système de transmission). Ils ajoutent également la force de freinage dans le modèle.

L'équation de mouvement est :

$$m\ddot{x} = \frac{T - J\dot{\omega}}{r_g} - F_{frein} - F_{aero} - F_{route} \tag{2.5}$$

avec T le couple généré par le moteur, J le moment d'inertie de l'arbre de transmission, ω la vitesse de rotation de l'arbre de transmission et F_{frein} la force due au freinage. Le coefficient r_g est le rayon de la roue divisé par le rapport de vitesse (gear ratio) entre l'arbre de transmission et la roue. F_{route} englobe les forces dues à la pente de la route et à la résistance au roulement. Elle est donnée par $F_{route} = mg\sin\alpha + \mu mg\cos\alpha$ où α est la pente de la route et μ est le coefficient de résistance au roulement de la route. En utilisant les identités trigonométriques, l'équation 2.5 peut être réécrite sous la forme :

$$\ddot{x} = \left(\frac{T - J\dot{\omega}}{r_g} - F_{frein} - F_{aero}\right)\frac{1}{m} - \frac{g}{\cos\beta_\mu}\sin(\alpha + \alpha_\mu) \tag{2.6}$$

où

$$\tan_{\alpha_\mu} = \mu \tag{2.7}$$

Le modèle peut être écrit sous forme de régression linéaire

$$y = \Phi^T \theta \tag{2.8}$$

avec

$$\Phi = [\Phi_1 \Phi_2] \tag{2.9}$$

$$\Phi_1 = \frac{T - J\dot{\omega}}{r_g} - F_{frein} - F_{aero}, \quad \Phi_2 = \frac{g}{\cos \beta_\mu}, \quad y = \ddot{x} \tag{2.10}$$

et le vecteur à estimer

$$\theta = \begin{bmatrix} \frac{1}{m} \\ \sin(\beta + \beta_\mu) \end{bmatrix} \tag{2.11}$$

A partir de ce modèle, Vahidi et al. utilisent un estimateur de moindres carrés récursifs avec facteur d'oubli pour estimer la masse du véhicule. Le bus CAN du véhicule permet d'obtenir la vitesse du véhicule, la vitesse du moteur, le couple moteur (calculé à partir de la cartographie du moteur). Un accéléromètre est rajouté permettant de mesurer l'accélération longitudinale du véhicule. A partir de l'étude expérimentale sur un poids lourd, la masse est estimée avec une erreur de 1.7%.

Lingman *et al.* [84] utilise un filtre de Kalman étendu pour l'estimation de la masse du véhicule et de la pente de la chaussée. Dans sa démarche, il introduit une équation simplifiée de la dynamique longitudinale du véhicule

$$m\ddot{x} = mg \sin \alpha + F \tag{2.12}$$

Où F est la force longitudinale appliquée au véhicule qui est supposée mesurée. Il s'agit de la résultante de la force motrice et des forces de résistance au mouvement (force de freinage, résistance aérodynamique, résistance au roulement). Une hypothèse est également faite sur l'angle de la pente ($\sin \alpha \simeq \alpha$).

Lingmann modélise ensuite les perturbations sur les forces motrice et de freinage en rajoutant un terme F_{pert} dans l'équation précédente :

$$\dot{v} = g\alpha + \frac{F}{m} + \frac{F_{pert}}{m} \tag{2.13}$$

Les variables considérées dans le modèle sont la vitesse v, la pente α, la masse m et la perturbation sur la force F_{pert}. Le modèle est non linéaire. Un filtre de Kalman étendu est synthétisé à partir de ce modèle pour estimer la masse qui est considéré comme un état supplémentaire.

T. A. Genise [49] a breveté une solution pour l'estimation du poids des véhicules

lourds. Il mesure deux accélérations du poids lourd à un intervalle relativement court. Il considère ainsi que les forces de résistance au roulement et que les forces aérodynamiques sont constantes durant cet intervalle, ce qui lui permet d'écrire :

$$m \simeq \frac{T_1 - T_2}{A_1 - A_2} \cdot \frac{1}{r} \tag{2.14}$$

Avec T_i le couple appliqué aux roues motrices à l'instant t_i, A_i l'accélération du véhicule à l'instant t_i et r le rayon de la roue. L'estimation se fait dès lors qu'il y a accélération ou décélération du véhicule. Cette méthode nécessite la mesure des couples moteurs et des accélérations.

Huh et al.[59] ont développé des algorithmes d'estimation du poids de véhicules en vue d'une commande stabilisatrice du roulis. L'algorithme est testé sur des véhicules légers.

En plus de l'estimation du poids à partir de la dynamique longitudinale, Huh et al. ont étendu l'utilisation des estimateurs aux dynamiques latérale et verticale. Pour chaque dynamique (longitudinale, latérale ou verticale), un estimateur à moindres carrés récursifs ou un filtre de Kalman permettent de déterminer la masse. De ce fait, chaque algorithme, spécifique à une dynamique donnée, converge vers une valeur de la masse.

Pour la dynamique longitudinale, Huh et al. utilisent un modèle similaire à celui de Bae [12]. Concernant la dynamique latérale, ils considèrent un modèle bicyclette à deux degrés de liberté (voir figure 2.23).

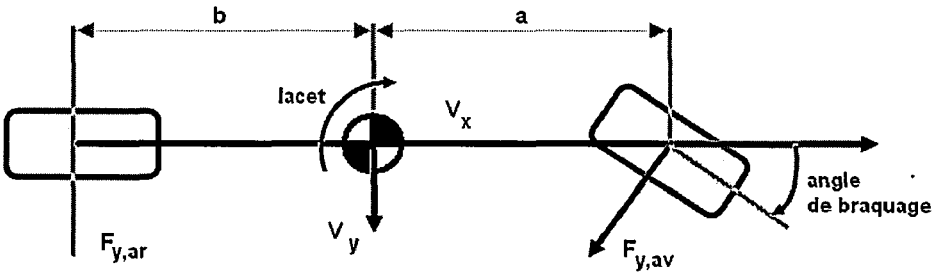

Figure 2.23 – Modèle bicyclette

Le modèle bicyclette est gouverné par l'équation suivante :

$$ma_y = F_{y,av} \cos\theta + F_{y,ar} \tag{2.15}$$

Où a_y, $F_{y,av}$, $F_{y,ar}$ et θ sont respectivement l'accélération latérale, la force latérale sur les roues avant, la force latérale sur les roues arrière et l'angle de direction des roues avant. Les forces de résistance aérodynamiques et les forces dues au dévers sont négligées.

La masse est estimée à partir de cette équation :

$$\hat{m} = \frac{F_{y,av} \cos\theta + F_{y,ar}}{a_y} \tag{2.16}$$

L'accélération latérale et l'angle de direction sont mesurés à l'aide de capteurs. Huh *et al.* considèrent que les forces latérales sont proportionnelles aux angles de dérive α_{av} et α_{ar}. Ils utilisent un filtre de Kalman pour estimer la vitesse latérale à partir de laquelle ils calculent les angles de dérive puis les forces latérales. Les valeurs de ces forces sont ensuite remplacées dans l'équation 2.16 pour évaluer la masse.

Enfin, le modèle de dynamique verticale est un modèle à 7 degrés de liberté, Huh *et al.* estiment la masse suspendue en supposant connue la masse non suspendue. Ils utilisent un algorithme des moindres carrés récursifs.

Suivant les valeurs des positions, des vitesses et des accélérations mesurées, Huh *et al.* définissent des plages de validité de chaque algorithme à partir duquel sera déterminé le poids du véhicule.

Cette méthode suppose connus ou mesurés les masses des essieux, le coefficient d'élasticité du pneumatique, les vitesses et accélérations longitudinales, la force motrice, les accélérations verticales des roues et du châssis, l'accélération latérale du véhicule et l'angle de direction des roues.

Nous avons décrit dans cette section quelques solutions pour l'estimation de la masse à l'aide de modèles et de techniques d'estimation, dans la section suivante, nous décrirons les méthodes développées pour l'estimation de la charge dynamique des poids lourds à l'aide de capteurs logiciels.

2.5.4.2 Estimation de la charge dynamique

L'estimation des forces verticales est basée sur un modèle de l'interaction du véhicule avec la chaussée. Les forces de contact dynamiques au niveau du pneumatique vont agir sur le véhicule et sa dynamique. On rappelle les principales forces de liaison pneu/chaussée (voir figure 2.24 :

- **Forces longitudinales** : notées F_x, elles sont exercées par la chaussée sur le pneumatique le long de l'axe X. Elles sont générées lorsqu'un couple moteur ou de freinage T est appliqué aux roues. Elles sont en général considérées positives pour un mouvement vers l'avant et négatives en phase de freinage ou de marche arrière.

La force longitudinale est due au phénomène de glissement (*slip rate*) du pneumatique. Il s'agit de la déformation de la gomme du pneumatique lors de sa rotation qui crée une contrainte et produit ainsi une force. Ceci a lieu lorsque le centre du pneumatique se déplace longitudinalement plus vite que le point de contact avec la chaussée d'où l'appellation *glissement*. L'intégration de l'ensemble des contraintes sur la surface de contact permet d'obtenir la force longitudinale résultante.

- **Forces latérales** : notées F_y, elles agissent le long de l'axe Y et permettent de contrôler la direction du poids lourd en générant des accélérations latérales et en réagis-

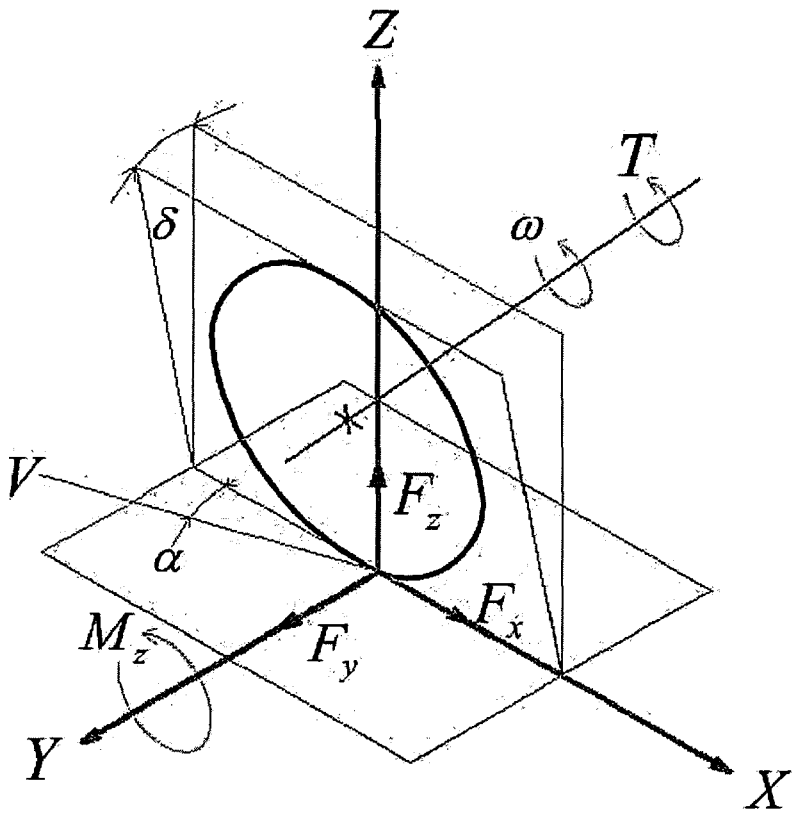

Figure 2.24 – Forces d'impact du pneu [108]

sant par rapport aux perturbations externes telles que le vent.

De la même manière que la force longitudinale, la force latérale est aussi générée par un contrainte au niveau du pneumatique sauf que les déformations se font sur la largeur du pneu.

Les forces latérales sont dues au phénomène de dérive. L'angle de dérive (*slip angle*) noté α est l'angle formé par le plan de la roue et la tangente à la trajectoire réelle du pneu. En d'autres termes, un pneu soumis à un effort transversal ne se déplace pas selon la trajectoire idéale mais suivant une trajectoire qui forme avec la précédente un angle appelé angle de dérive. Les forces latérales peuvent également être dues au carrossage (*camber angle*) des roues (inclinaison des roues par rapport à la verticale).

- **Forces verticales** : notées F_z, elles agissent le long de l'axe Z. Pour de petites déformations du pneumatique, la force verticale est souvent considérée proportionnelle à l'écrasement du pneu. Comme indiqué dans la section 2.4.2, la force verticale est constituée de deux composantes : une composante statique, à l'arrêt, qui est la réaction par rapport à la masse du véhicule et une composante dynamique, en marche, qui est due aux roulis (lors d'un virage), tangage (lors d'une accélération ou d'un freinage), mouvement vertical de pompage du véhicule ainsi qu'aux perturbations dues aux irrégularités de la chaussée.

- **Moment de résistance au roulement** : il s'agit du moment par rapport à l'axe de rotation de la roue. Il est dû à une mauvaise répartition de la pression sur la surface de contact du pneumatique. La résultante des forces verticales à l'avant du pneu est plus importante qu'à l'arrière ce qui a pour effet de générer un moment dans le sens contraire de rotation de la roue et causant ainsi une résistance au roulement.

Il existe nombre de références portant sur l'estimation des forces de contact à l'aide d'observateurs d'état. Ces études portent principalement sur l'estimation des forces latérales ou longitudinales dans les véhicules légers, nous pouvons citer entre autres les travaux de Ray [100], Shraim [107], Rabhi et al. [98], Baffet et al. [13] ou El Hadri [54].

Cependant, assez peu de travaux ont été consacrés à l'estimation par observateur d'état des forces d'impact verticales de poids lourd. Des approches basées sur le filtre de Kalman sont proposées par [69] et [108]. Pour estimer les forces d'impact, les auteurs font une augmentation d'état et considèrent les forces comme état supplémentaire tout en supposant que la variation est très lente. L'estimation reste valable uniquement pour des faibles variations des forces.

Les études actuelles réalisées au LCPC entrent dans le cadre de l'amélioration de la sécurité routière en développant des indicateurs de risque de renversement pour poids lourds. Ces méthodes ont été élaborées pour le développement de systèmes d'alerte au conducteur basées sur le transfert de charge dans le véhicule. Elles permettent d'estimer correctement la force d'impact dynamique en considérant que la force d'impact statique (poids du véhicule) est connue.

Bouteldja ([18], [19]) a développé deux modèles de poids lourds : un modèle pour véhicule à corps rigide et un autre avec semi-remorque flexible. En se basant sur le modèle à semi-remorque, deux observateurs à modes glissants sont utilisés pour reconstituer les forces d'impact dynamiques.

Les mesures utilisées par l'observateur sont : - Les angles de roulis, de tangage et de lacet du tracteur et de la semi-remorque. - Le pompage du point d'attelage. - La vitesse angulaire de lacet du tracteur. - Le braquage des roues. - Les composantes de la vitesse longitudinale et latérale du tracteur au point d'attelage. Elles sont supposées connues.

Imine *et al.* ([33],[34]) utilisent des observateurs à modes glissants pour l'évaluation de la force d'impact dynamique du poids lourd. Le modèle prend en considération le profil de la chaussée, le rayon de courbure et l'inclinaison latérale de la chaussée (dévers).

Les mesures utilisées par l'observateur sont :
- Les débattements de suspension des roues de tracteur et de la semi-remorque
- L'angle de roulis du tracteur
- Le profil de la chaussée (l'uni longitudinal)

L'uni est mesuré à l'aide de l'analyseur de profil en long fourni par le LCPC [62].

(figure 2.25).

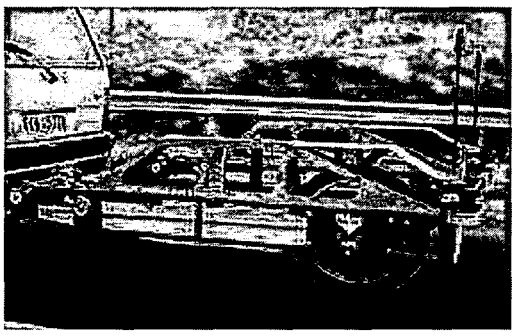

Figure 2.25 – Analyseur de profil en long [62]

Remarque 2.2. *Ces méthodes permettent d'obtenir des mesures de la force d'impact pour tout scénario de conduite, que ce soit en ligne droite ou en virage, à vitesse constante ou variable. Néanmoins elles nécessitent la présence de capteurs supplémentaires dans le véhicule.*

Les forces estimées sont par la suite utilisées pour développer des systèmes d'alerte au renversement.

2.6 Conclusion

Nous avons pu au travers de cette étude mettre en relief les méthodes de pesage de poids lourds développées jusqu'à présent, il est cependant important de distinguer entre pesage embarqué de la charge statique et de la charge dynamique.

Pour la charge statique, les méthodes et brevets existants suffisent à assurer une bonne précision. L'évaluation des produits présents dans le marché montre des erreurs inférieures à 5% en utilisant soit des capteurs de pression ou des jauges de déformation. L'augmentation de la précision est à présent liée aux performances des capteurs et aux conditions auxquelles se fait la pesée (frein lâché, pente).

Concernant le pesage en marche, la méthode la plus utilisée est l'instrumentation des essieux par des jauges. Comparé au statique, la problématique devient plus complexe du fait que la mesure obtenue est de faible amplitude et assez bruitée, de plus, les précisions diminuent suivant les conditions de mesure (en virage ou en accélération/freinage) ajouté à cela la complexité de l'instrumentation et de l'étalonnage.

La voie proposée pour traiter cette problématique consiste à utiliser des capteurs logiciels, d'autant plus que des travaux existent déjà et ont montré la faisabilité de cette technique. Notre travail va consister à optimiser la méthode d'estimation de telle manière à utiliser les bonnes mesures permettant à l'algorithme d'estimation d'évaluer les forces d'impact avec une instrumentation optimale et sur les différents scénarios de conduite.

CHAPITRE 3

Méthodes d'estimation et de contrôle de poids lourd

La stratégie adoptée pour estimer les forces de contact est de considérer le véhicule comme un système mécanique avec les forces de contact comme entrées de système et la dynamique du véhicule comme réponse à ces entrées. Par conséquent, dans cette thèse, nous adoptons les observateurs à entrée inconnues comme outil permettant d'estimer les forces de contact. Il est dès lors important d'étudier quel type d'observateur sont les plus adéquats à notre application. Dans ce chapitre, quelques rappels sur les observateurs à modes glissants sont donnés. Les principales méthodes de contrôle actif des PL sont également rappelées dans ce chapitre.

3.1 Introduction aux capteurs logiciels

Un observateur est un système dynamique que l'on peut appeler capteur logiciel, puisqu'il est souvent implémenté sur calculateur. Il permet de reconstituer ou d'estimer en temps réel l'état courant d'un système à partir des mesures disponibles, des entrées du système et une connaissance a priori du modèle. Il permet alors de suivre l'évolution de l'état en tant qu'information sur le système. On peut aussi l'utiliser pour estimer d'autres paramètres tels que la détection et l'isolation des défauts ou des pannes.

Plusieurs méthodes ont été élaborées pour la construction d'observateurs en particulier pour des systèmes qui présentent une non-linéarité. Les observateurs à structure variable présentent plusieurs avantages : robustesse, simplicité de mise en œuvre et convergence en temps fini. L'intérêt de l'utilisation de ce type d'observateur réside sur ses capacités à reconstruire les entrées inconnues que sont les forces d'impact.

Beaucoup de méthodes ont été développées dans la littérature concernant les observateurs à entrées inconnues (*Unknown Input Observer*) en particulier à l'aide des modes glissants ([31], [47]). L'objectif de ce type d'observateurs est à la base de pouvoir identifier

les perturbations ou les incertitudes (erreurs de modélisation) qui agissent sur le système à commander, et ce en vue de développer des commandes robustes permettant de rejeter ces perturbations. Ce type d'observateurs est également utilisé pour le diagnostic et la détection de défauts, où le résidu est considéré comme une entrée inconnue du système. Une troisième application peut amener à l'utilisation des observateurs à entrées inconnues lorsqu'il s'agit d'identifier des grandeurs dans un système dont la mesure est difficile (coûteuse, difficile à mesurer) ou impossible à mesurer (capteur inexistant). Ces grandeurs dont on ignore a priori la dynamique de variation et ne pouvant être intégrés au vecteur d'état sont considérées comme des entrées inconnues et sont conjointement estimées avec l'état du système. On peut citer l'exemple d'un réacteur biochimique où la vitesse de réaction est estimée en la considérant comme entrée inconnue [112]. Les observateurs à entrées inconnues constituent un outil de référence dans le domaine de la dynamique du véhicule et trouvent plusieurs applications telles que l'estimation du profil longitudinal de la chaussée à partir d'un véhicule instrumenté [62], l'identification paramétrique faite par M'Sirdi *et al.*[91] où les paramètres du véhicule sont identifiés à l'aide d'un observateur à modes glissants, les travaux de Mammar *et al.* sur l'estimation de la dynamique du véhicule en utilisant un observateur PI (proportionnel-intégrale) à entrées inconnues [87] ou par différentiation [124] et plusieurs autres travaux qui touchent au véhicule dont on peut citer Basset *et al.* [15], Sebsadji *et al.* [104], Sentouh [106] ou Stéphant *et al.* [111] à titre d'exemple.

3.1.1 Observateur d'un système dynamique

Dans la théorie de l'automatique, on appelle observateur un système dynamique permettant de reconstituer en temps réel l'état courant d'un système donné, et ce à partir des mesures disponibles, des entrées du système et une connaissance a priori du système. Il permet alors de suivre l'évolution de l'état du système. On peut aussi l'utiliser pour estimer les paramètres du système ou pour la détection et l'isolation des défauts ou des pannes.

Soit un système (S) tel que :

$$(S) : \begin{cases} dim(x) = n \\ dim(y) = p < n \end{cases} \tag{3.1}$$

Un observateur (O) est un système dynamique dont les entrées sont $y(t)$ et $u(t)$ et dont le vecteur de sortie $\hat{x}$ est l'estimée de l'état x. Le schéma de principe d'un observateur est donné sur la figure (3.1), où $y(t)$ représente les valeurs mesurées par les capteurs et $u(t)$ est l'entrée de commande.

Plusieurs méthodes ont été élaborées pour la construction d'observateurs, surtout pour des systèmes qui présentent une non-linéarité et particulièrement les observateurs à modes glissants que l'on détaillera dans la section suivante.

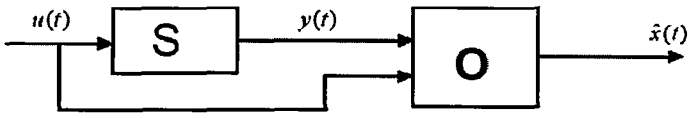

Figure 3.1 – Schéma de principe d'un observateur [62]

3.1.2 Observateur à modes glissants

Dans cette section, nous définissons l'observateur à modes glissants ainsi que ses conditions d'existence. Nous abordons également la dynamique de glissement et la robustesse. Nous mettons en relief le phénomène de chattering propre aux modes glissants et présentons les solutions existantes pour minimiser son effet.

3.1.2.1 Définition

Considérons le système non linéaire régi par l'équation suivante :

$$\dot{x} = f(x, t, u), \tag{3.2}$$

avec $x \in \mathbb{R}^n$ est l'état du système, $\dot{x}$ sa dérivée, f est un champ de vecteur suffisamment différentiable. $u \in \mathbb{R}^m$ est l'entrée du système ou la commande.

Soit s une hypersurface suffisamment différentiable appelée surface de glissement telle que $s(x) = 0$. Cette surface divise l'espace des phases en deux sous-espaces distincts que l'on notera s^+ et s^- tels que : $s^+ = \{x \in \mathbb{R}^n / \ s(x) > 0\}$ et $s^- = \{x \in \mathbb{R}^n / \ s(x) < 0\}$. L'état du système x converge vers la surface $s(x) = 0$ avec les vitesses notées f^+ et f^- sous les conditions données par le système d'équations différentielles suivant :

$$\begin{aligned} \dot{x} &= f^+(x,t) \text{ si } x \in s^+. \\ \dot{x} &= f^-(x,t) \text{ si } x \in s^-. \end{aligned} \tag{3.3}$$

Dans ces conditions, on dit que la surface $s(x) = 0$ est attractive. Le glissement de l'état dans cette surface est ce que l'on appelle le mode de glissement.

3.1.2.2 Existence du mode de glissement

En vue d'assurer l'existence du mode de glissement, il faut que la surface $s(x) = 0$ soit attractive. Les vecteurs vitesses f^+ et f^- doivent être alors orientés vers cette surface de commutation, comme ceci est montré sur la figure 3.2.

L'attractivité de la surface de glissement n'est assurée que dans un domaine réduit appelé domaine de glissement que l'on notera D_g. Afin que les trajectoires de l'état restent dans ce domaine D_g, la commande u du système est déterminée à l'aide de la structure variable suivante :

$$\begin{aligned} u(x,t) &= \begin{cases} u^+(x,t) \text{ si } s(x) > 0 \\ u^-(x,t) \text{ si } s(x) < 0 \end{cases}. \\ u(x,t) &\in [-1, 1] \text{ si } s(x) = 0. \end{aligned} \tag{3.4}$$

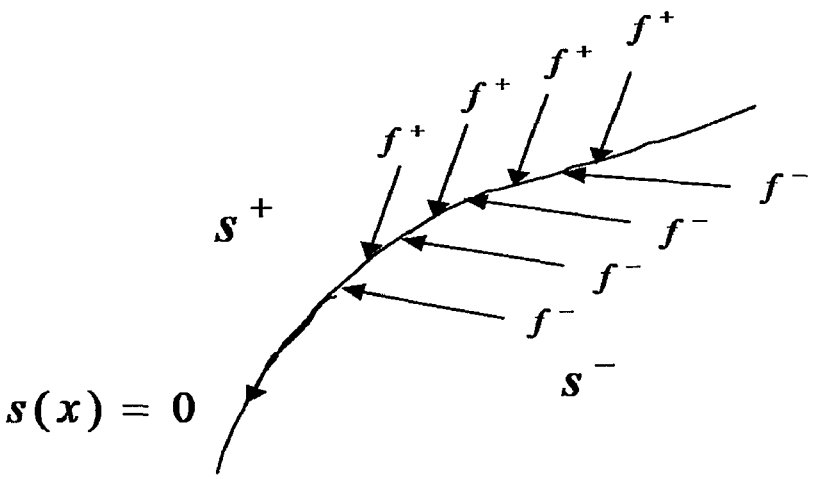

Figure 3.2 – Attractivité de la surface de glissement [62]

Les conditions d'existence du mode de glissement sont données par Filippov [44] et Utkin ([118], [119]). Nous allons montrer à présent ces conditions selon Utkin.

Théorème 3.1. [118] *: Le domaine D_g de dimension $(n-1)$ est un domaine de glissement pour le système donné par (3.2) et (3.4) si pour tout $x \in D_g$, il existe une fonction de Lyapunov $V(s,x,t)$ définie sur un ensemble Ω contenant l'origine et qui est continûment différentiable vis à vis de tous ses arguments et satisfaisant les conditions suivantes :*

1. *La fonction $V(s,x,t)$ est définie positive par rapport à s :*

$$\begin{aligned} V(s,x,t) &> 0 \ si \ s \neq 0. \\ V(s,x,t) &= 0 \ si \ s = 0. \end{aligned} \tag{3.5}$$

2. *Soit $R \in \Re^+$, pour tout état x dans D_g et quel que soit t, la fonction V vérifie :*

$$\begin{aligned} \inf_{\|s\|=R} V(s,x,t) &= h_R \, ; \ \sup_{\|s\|=R} V(s,x,t) = H_R. \\ R &\neq 0 \ et \ \lim_{R\to 0} H_R = 0. \end{aligned} \tag{3.6}$$

   avec h_R et H_R des fonctions dans R.

3. *La dérivée de la fonction de Lyapunov V, le long des trajectoires du système est définie négative pour tout $s(x,t)$ non nulle.*
4. *Sur $\|s\| = R$ en dehors des points de discontinuité la relation ci-dessous est vérifiée :*

$$\sup_{\|s\|=R} \frac{dV}{dt} = -\delta \ , \ \delta > 0, \ \sup_{R\in[a,b]} \delta > 0. \tag{3.7}$$

   pour tout (a,b) tel que $0 < a < b$ avec $\|s\| < b$.

Soit la fonction de Lyapunov $V = \frac{s^2}{2}$, la surface $s(x) = 0$ est attractive si la dérivée de V est négative, soit :

$$s \, \dot{s} < 0. \tag{3.8}$$

Cette condition est appelée condition d'attractivité ou de glissement.

Le théorème (3.1) donné par Fillipov sur la condition de glissement fait intervenir des projections des champs de vecteurs f^+ et f^- sur la normale à la surface $s(x) = 0$.

Remarque 3.1. *Cette condition d'attractivité (3.8) ne garantit qu'une convergence asymptotique vers la surface de glissement $s(x) = 0$. Afin d'assurer une convergence en temps fini t_{fini}, la condition (3.8) est remplacée par la condition dite de η-attractivité ([109]) donnée par :*

$$s\,\dot{s} < -\eta\ |s| \qquad \eta > 0. \tag{3.9}$$

L'expression de t_{fini} est obtenu en résolvant l'inégalité précédente. On obtient :

$$|s(x,t)| - |s(x,0)| < -\eta\ t. \tag{3.10}$$

A partir de la, la surface $s(x) = 0$ est atteinte en un temps fini t_{fini} tel que :

$$t_{fini} \leq \frac{s(x,0)}{\eta}. \tag{3.11}$$

3.1.2.3 Le mode de glissement et sa dynamique

Pour définir la dynamique de l'état sur la surface de glissement $s(x) = 0$, des équations différentielles discontinues avec second membre sont résolues. Plusieurs auteurs se sont intéressés à à cette résolution. On cite principalement la méthode de Filippov [44], les travaux de Slotine [109] et la méthode de la commande équivalente proposée par Utkin ([119], [120]). Cette dernière considère que le système est régi par une commande équivalent notée u_{eq} qui permet de maintenir l'état x du système sur la surface de commutation $s(x,t) = 0$. Cette commande est obtenue à partir de la condition d'invariance de la surface $\dot{s}(x,t) = 0$. Ceci conduit à résoudre le système :

$$\dot{x} = f(x,t,u_{eq}). \tag{3.12}$$

On obtient :

$$\frac{\partial s}{\partial x} f(x,t,u_{eq}) + \frac{\partial s}{\partial t} = 0. \tag{3.13}$$

Pour un système non linéaire affine en entrée u :

$$\dot{x} = f(x,t) + g(x,t)u. \tag{3.14}$$

On a dans ce cas, la solution de l'équation (3.13) :

$$u_{eq}(x,t) = -(\frac{\partial s}{\partial x} g)^{-1}(\frac{\partial s}{\partial x} f + \frac{\partial s}{\partial t}). \tag{3.15}$$

Cette solution existe si le terme $\frac{\partial s}{\partial x} g$ est non nul.

3.1.2.4 Robustesse du mode de glissement

L'un des avantages de la commande et des observateurs à modes glissants est la robustesse vis à vis des perturbations. Il existe cependant une condition permettant de conclure sur la robustesse de la commande. Soit le système suivant subissant des perturbations notés $p(x)$.

$$\dot{x} = f(x) + g(x)u + p(x). \tag{3.16}$$

Ces dernières peuvent être dues aux incertitudes paramétriques ou à des perturbations externes (forces aérodynamiques dans le cas du véhicule par exemple).

Théorème 3.2. [36] *: Le régime glissant sur l'ensemble s du système perturbé (3.16) est invariant vis à vis de la perturbation p si et seulement si cette perturbation vérifie la condition suivante :*

$$p \in Vect\{g(x)\} \tag{3.17}$$

où $Vect$ est l'espace engendré par la base $g(x)$.

La condition (3.17) est appelée condition de recouvrement ou "matching condition" ([99]).

3.1.2.5 Définition du phénomène de chattering

Comme nous l'avons montré précédemment, la commande par modes glissants présente divers avantages, comme sa simplicité de synthèse et sa robustesse. Cependant, elle présente un inconvénient qu'est le chattering. Ce phénomène se présente comme des oscillations autour de la surface de commutation. Ces oscillations peuvent être d'amplitude relativement importantes et ont diverses conséquences.

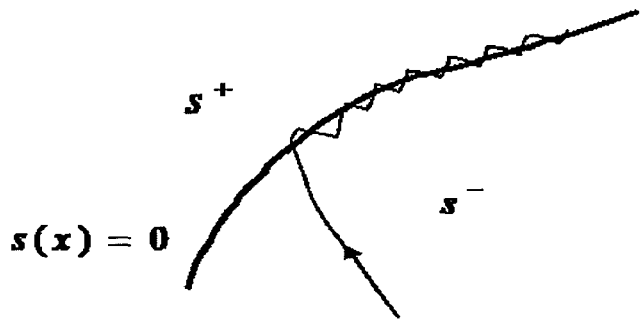

Figure 3.3 – Mode de glissement avec chattering [62]

En effet, pour pouvoir générer la commande par mode glissant, les actionneurs doivent commuter avec une fréquence infinie. On voit bien qu'en réalité le régime glissant parfait ne peut exister du fait des limites de conception des actionneurs. Néanmoins, le chatterig peut sérieusement endommager les actionneurs. Le chattering peut également exciter les dynamiques hautes fréquences qui ne sont pas prises en compte dans la modélisation du système. Ceci peut donc rendre instable le système. Afin de limiter les conséquences de ce phénomène, on remplace généralement la fonction "signe" par des fonctions plus lisses (*smooth*) ([14], [17], [38], [39], [40], [80], [82]).

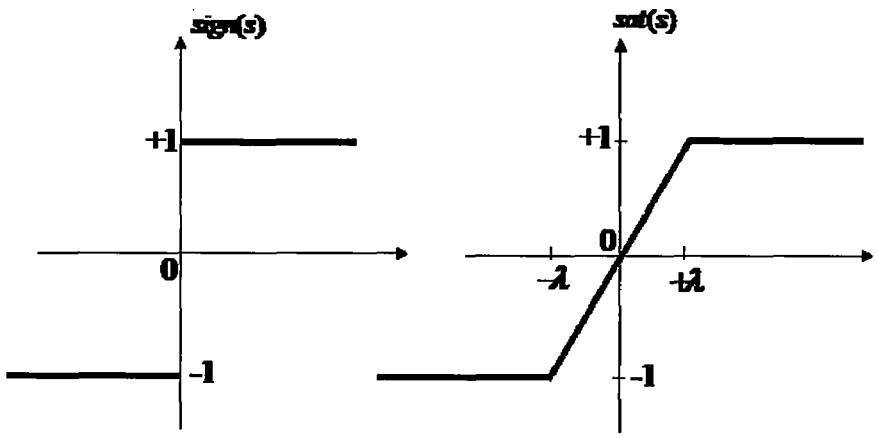

Figure 3.4 – Fonction signe et saturation [62]

Parmi ces fonctions lisses ou d'adoucissement, on cite la fonction de saturation représentée sur la figure (3.4) et définie par :

$$sat(\frac{s}{\lambda}) = \left\{ \begin{array}{ll} \frac{s}{\lambda} & \text{si} \quad |s| \leq \lambda \\ sign(s) & \text{si} \quad |s| > \lambda \end{array} \right| . \tag{3.18}$$

Plus le seuil λ est grand, moins il y a de commutations, mais par contre la précision se voit aussi diminuée. Ainsi la mise en œuvre d'une méthode de commande ou d'observation par modes glissants nécessite un compromis entre la robustesse et les performances attendues. D'autres fonctions peuvent être utilisées pour amoindrir le chattering telles que : $\frac{2}{\pi}\arctan(\frac{s}{\lambda})$, $\tanh(\frac{s}{\lambda})$, $\frac{s}{|s|+\lambda}$ ...etc. Des résumés plus complets sur les modes glissants peuvent être consultés entre autres dans [26] et [62]. Dans la section suivante, nous présentons l'application de la théorie des modes glissants pour l'estimation d'entrées inconnues qui, par la suite, seront les forces d'impact.

3.1.2.6 Application de l'observateur à modes glissants pour l'estimation des entrées inconnues

Comme nous l'avons cité précédemment, une application de ce type d'observateur peut être faite pour estimer des entrées inconnues. Nous considérons le cas particulier de la classe de systèmes décrit par l'équation (3.19) et qui correspond dans la forme au modèle de véhicule développé en seconde partie de cette thèse. Un état de l'art plus exhaustif sur l'estimation des entrées inconnues par modes glissants peut être consulté dans [123]

$$\dot{x} = y + d \tag{3.19}$$

où x et y sont mesurés et d est l'entrée inconnue variable dans le temps et à estimer en temps réel. L'observateur par modes glissants est basé sur le filtre à structure variable suivant

$$\dot{\hat{x}} = y + \gamma sign(v_1) \tag{3.20}$$

Où $\gamma > 0$ est le gain de l'observateur, $v_1 = x - \hat{x}$, et $v_1 = 0$ est la surface de glissement. La dynamique de l'erreur d'erreur d'estimation sur x :

$$\dot{v}_1 = d - \gamma sign(v_1) \tag{3.21}$$

alors, pour tout $t \geq t_*$, où t_* est le temps de convergence de l'observateur, le système est sur la surface de glissement. En utilisant la notion de commande équivalente, on obtient l'estimée de l'entrée inconnue.

$$d = (\gamma sign(v_1))_{eq} \tag{3.22}$$

Cet observateur implique des phénomènes de chattering et un déphasage à la suite de l'utilisation d'un filtre passe-basse sur l'entrée estimée équivalente.

3.1.3 Estimation par différenciateur exact robuste

L'optimisation du nombre de capteurs est un point important à étudier lors de la conception de tout système de mesure. Le principe est de pouvoir accéder, à partir de mesures disponibles, à d'autres signaux qui ne sont pas mesurables ou dont le coût des capteurs est élevé.

Il serait intéressant dans notre application d'introduire des outils permettant de réduire le nombre de capteurs. Le différenciateur exact robuste permet à partir d'une mesure de vitesse d'extraire l'accélération correspondante. L'avantage d'utiliser le différenciateur exact [81] est d'une part le calcul en temps réel des dérivées du signal de mesure et d'autre part la convergence se fait en temps fini.

Considérons le signal d'entrée $f(t)$ une fonction mesurable constitué d'un signal utile dérivable et dont la dérivée possède une constante de Lipschitz connue $L > 0$. En vue de dériver le signal d'entrée $f(t)$, on introduit l'équation auxiliaire suivante :

$$\dot{z}_0 = u \tag{3.23}$$

Considérons à présent la surface de glissement s définie par la différence entre z_0 et $f(t)$:

$$s = z_0 - f(t) \tag{3.24}$$

La dérivée de s donne

$$\dot{s} = u - \dot{f}(t) \tag{3.25}$$

On définit à l'aide de l'algorithme du super-twisting, la commande u suivante :

$$\begin{cases} u = \dot{z}_0 = -\lambda_0 |z_0 - f|^{\frac{1}{2}} sign(z_0 - f) + z_1 \\ \dot{z}_1 = -\lambda_1 sign(z_0 - f) \end{cases} \tag{3.26}$$

avec λ_0, $\lambda_1 > 0$ les gains du différenciateur. u est la sortie du différenciateur. L'algo-

rithme du super-twisting converge en temps fini, on obtient donc après convergence $\dot{s} = 0$, donc :

$$\dot{z}_0 - \dot{f}(t) = u - \dot{f}(t) = 0 \tag{3.27}$$

c'est à dire, la sortie du différenciateur est égale à la dérivée de $f(t)$.

$$u = \dot{f}(t) \tag{3.28}$$

La figure 3.5 montre la structure du différenciateur. $\dot{\hat{f}}(t)$ désigne l'estimée de la dérivée de $f(t)$.

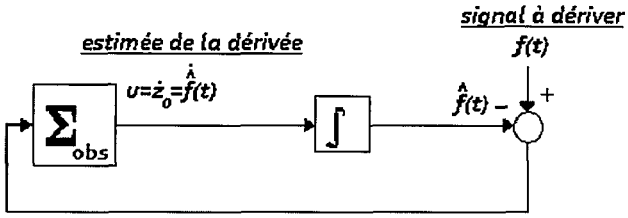

Figure 3.5 – Structure du différenciateur - algorithme du super-twisting [101]

Pour le cas particulier de l'équation (3.19), il suffit de prendre comme variable à dériver $f = x$, puis à la convergence du différenciateur on retrouve l'entrée inconnue : $\hat{d} = \dot{\hat{x}} - y$; où $\hat{d}$ et $\dot{\hat{x}}$ sont respectivement les estimées de l'entrée inconnue d et de la dérivée de l'état x.

On peut trouver diverses applications du différenciateur exact dans la littérature, telle que les systèmes pneumatiques Smaoui et al. [110] ou dans la dynamique véhicule Rabhi [98]. Dans la section suivante, nous présentons un état de l'art sur les méthodes de contrôle actif développé sur les poids lourds.

3.2 Méthodes de contrôle actif de poids lourds

Les poids lourds sont sources de deux problématiques majeures : d'une part, un risque élevé d'accidents en particulier de renversement, ceci est dû à la géométrie du véhicule dont le centre de gravité a une hauteur plus importante que pour un véhicule léger. D'autre part, un endommagement de l'infrastructure dont les coûts de maintenance et de rénovation sont de plus en plus importants. Cet endommagement est la conséquence de l'agression continue de la chaussée par les forces dynamiques engendrées par poids lourd.

Le contrôle actif sur poids lourd est un thème de recherche assez récent, et l'on voit se distinguer trois orientations principales. En réalité, du point de vue de l'automaticien, il s'agit de définir l'actionneur à utiliser pour réaliser la stabilisation des forces. Les trois principales méthodes sont l'utilisation des couples moteurs et de freinage, l'utilisation du volant et donc l'asservissement par braquage actif et enfin l'utilisation du système de suspension. Dans ce chapitre, nous présentons un état de l'art succinct donnant une vue

générale de ces différentes méthodes.

3.2.1 Contrôle par braquage actif et freinage actif

Ackermann [10] a proposé une approche de commande de l'angle de roulis à partir de l'angle de braquage. L'approche est appliquée à un véhicule monocorps. Le concept est basé sur l'application d'un braquage en vue de créer une force stabilisatrice au niveau du poids lourd et permettant de compenser le transfert de charge lors d'un virage.

En effet, le braquage permet d'agir sur le roulis du véhicule et par conséquence sur le transfert de charge, par contre, un braquage trop important ou mal proportionné peut engendrer une sortie de route étant donné que la trajectoire du véhicule est directement liée à l'angle de braquage appliqué.

Il y a donc deux objectifs de commande simultanés : maintenir le véhicule sur sa trajectoire et atténuer le roulis qui engendre les forces d'impact dynamiques du véhicule.

Pour résoudre ce problème, Ackermann et al. proposent une méthode de découplage. Il définit trois boucles de commande qui agissent simultanément :

1- Une boucle pour la commande en continu de l'angle de braquage est faite à partir du transfert entre l'angle de braquage donné par le chauffeur et la vitesse de telle manière que l'angle de roulis est réduit. Les gains du régulateur PD sont variables et dépendent de la vitesse et de la hauteur du centre de gravité.

2- Une boucle de commande de roulis en cas d'urgence. En réalité il s'agit de réguler l'angle de braquage en fonction du LTR. Quand ce dernier dépasse en valeur absolue la valeur 0.9. Le LTR est calculé soit à partir des forces verticales soit à partir de l'accélération latérale et de la hauteur du centre de gravité.

3- Une boucle de commande de freinage, qui à partir du LTR agit sur la pression des freins pour maintenir la trajectoire du véhicule sur celle donnée par le conducteur. Il s'agit en quelque sorte d'un système ESP d'urgence.

Les angles de braquage fournis par les boucles 1 et 2 sont ajoutées à l'angle de braquage du conducteur. La commande est donc faite au voisinage de la commande du chauffeur. Ce qui permet de maintenir stable la trajectoire du véhicule.

Cebon et al. [25] de l'université de Cambridge ont également mené des études et ont étendu l'aspect de commande par braquage actif au cas de la semi-remorque. La manière avec laquelle est résolue le problème de l'atténuation des forces d'impact se présente comme suit. Le principe est basé sur une commande simultanée : minimisation de l'accélération latérale et suivi d'une trajectoire optimale du véhicule. Le but final est de minimiser le transfert de charge dans le véhicule (LTR) et donc stabiliser les variations des forces ver-

ticales. Pour ce faire, le premier critère est de minimiser l'accélération latérale du véhicule car celle-ci est lié de manière quasi-proportionnelle au LTR. Le second critère concerne la stabilisation de la trajectoire du véhicule. L'idée est maintenir le point d'essieu arrière du remorque sur la même trajectoire que celle tracée par le sellette.

Un point important à noter est que le braquage se fait à l'aide des essieux de la remorque. Cette méthode reste en cours d'expérimentation. Pour la synthèse du régulateur, l'approche se base sur l'utilisation d'une commande optimale de type LQR. Le critère de la commande est constitué de l'accélération latérale, l'angle de braquage de l'essieu de la remorque et l'erreur de suivi de trajectoire.

3.2.2 Contrôle par suspension active

Une autre méthodologie de stabilisation des forces d'impact est d'utiliser le système de suspension. Trois stratégies sont connues : l'utilisation de l'amortisseur actif, l'utilisation du coussin de suspension ou bien l'utilisation de barre anti-roulis commandées au niveau des essieux. Le principe est d'agir sur la force de suspension afin de compenser les transferts de charges dus au rebonds de la masse suspendue et par conséquent stabiliser les forces d'impact dynamiques.

Pour la première méthode, beaucoup de travaux ont été faits dans ce sens. Au début, la recherche s'est focalisée sur les suspensions passives. Les paramètres de la suspension sont réglés lors de la conception (raideur du ressort et surtout le coefficient d'amortissement) pour aboutir à des performances optimales en termes de confort et de minimisation de l'agression de la chaussée. On peut citer les travaux de Cole and Cebon ([23], [29]), Cole et al. [27] et Ibrahim et al. [60] Les recherches se basent sur des méthodes d'optimisation pour déterminer les meilleurs paramètres de réglage de la suspension.

Pour étendre l'utilisation de ce type de suspension, on a introduit la suspension semi-active qui consiste en l'utilisation d'un amortisseur actif et d'un ressort passif. Les travaux dans ce sens se focalisent actuellement sur l'utilisation des amortisseurs dits magnéto-rhéologiques (Magneto-rheological dampers). Il s'agit d'amortisseurs constitués d'un fluide magnéto-rhéologique dont le coefficient de viscosité varie selon l'application d'un champs magnétique. Le principe de ce type de suspension est de faire varier en continu et suivant une loi de commande le coefficient d'amortissement de l'amortisseur pour atténuer les forces dynamiques. Cette méthode est moins coûteuse par rapport aux méthodes de suspensions actives où l'on introduit un actionneur entre la masse suspendue et non suspendue et dont le coût est important. Plusieurs recherches se sont intéressés à l'utilisation des amortisseurs MR sur des poids lourds, que ce soit dans leur conception [42] ou bien dans leur comparaison aux suspensions passives ([16], [79] et [116]) ou dans la synthèse des lois de commande [51].

La deuxième méthode est d'utiliser le coussin de suspension du poids lourd comme actionneur. En effet, le volume d'air dans le coussin varie de manière continue et suivant une loi de commande en agissant sur le diamètre de la valve permettant de communiquer

entre la source d'air comprimé et le coussin de suspension.

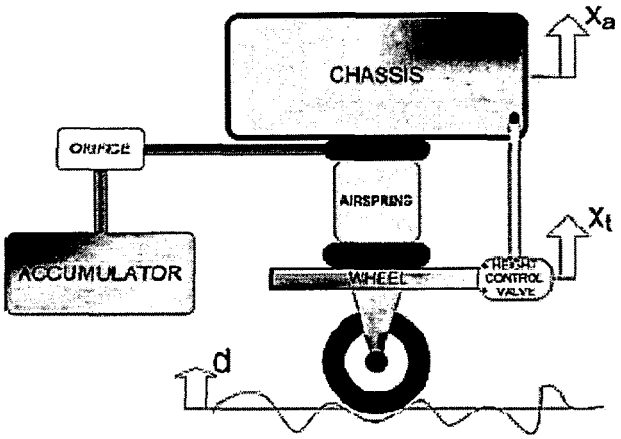

Figure 3.6 – Système de commande sur coussin de suspension [97].

La force de suspension varie de telle sorte à compenser les transferts de charge dans le véhicule. Nous pouvons citer les travaux de Porumamilla [97]. Dans ses travaux, des commandes de type H_∞ et optimale LQ sont appliquées sur le diamètre de la valve pour réduire d'une part l'accélération verticale du châssis et d'autre part le débattement de suspension ce qui permet d'atténuer les variations des forces d'impact.

Enfin concernant la troisième méthode ; des travaux théoriques ont été développés par Samspon et Cebon [103] et une étude expérimentale a été réalisée par Miège et Cebon [88] dans le cadre du développement de barres anti-roulis actives munies d'actionneurs hydrauliques. A l'aide d'algorithmes de commande sur le couple engendré par les barres anti-roulis, il a été montré que le transfert de charges dynamiques peut être considérablement réduit notamment pour des manœuvres de changement de voie ou en virage.

3.3 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons introduit les principaux outils d'estimation qui seront utilisés pour l'estimation des entrées inconnues. La problématique traitée concernant l'estimation des forces d'impact du poids lourd est traduite en un problème d'automatique qu'est l'estimation d'entrées inconnues. Le différenciateur exact et les observateurs à modes glissants seront utilisés pour reconstituer les forces d'impact en optimisant le nombre de capteurs. Nous avons présenté également les principaux travaux sur le poids lourd en vue de l'application de système de contrôle actif. La dernière partie de ce mémoire de thèse sera consacrée au développement d'un méthode de commande de type hybride avec braquage actif. Il s'agira de présenter une application issue de l'estimation des forces d'impact et permettant d'assister le conducteur en présence d'une situation accidentogène.

Deuxième partie

Estimation des forces d'impact

CHAPITRE 4

Modélisation de l'interaction du poids lourd avec la chaussée

Nous nous intéressons dans ce chapitre à la partie modélisation. Cette étape est nécessaire en vue d'aboutir à un modèle qui sera utilisé pour l'élaboration des méthodes d'estimation. Une présentation détaillé de la démarche de modélisation est donnée. Le modèle développé est validé à l'aide du simulateur Prosper.

4.1 Modélisation de la dynamique du poids lourd

Nous nous intéressons dans cette partie à la représentation de la dynamique du véhicule poids lourd. Il existe une multitude de modèles dans la littérature. Nous utilisons en premier lieu une modélisation de la dynamique de l'essieu. Ce modèle est complété par une modélisation dans le repère de lacet. Nous introduisons également un modèle de roue permettant d'introduire le couple moteur appliqué par le conducteur.

4.1.1 Modélisation de la dynamique d'essieu

Il existe différents types de véhicule lourd (porteur, tracteur, semi-remorque...). L'essieu, également appelé masse non suspendue, est la partie commune à l'ensemble de ces véhicules qu'ils soient rigides ou articulés. L'intérêt de modéliser la dynamique de l'essieu est double : tout d'abord, il permet d'introduire un modèle des forces verticales qui agissent sur les roues gauches et droites et en second lieu d'utiliser un nombre restreint de paramètres en se focalisant sur les forces au niveau des pneumatiques.

De nombreuses recherches ont été conduites dans ce sens pour la modélisation de la dynamique des véhicules poids lourds et en particulier sur la modélisation de l'essieu. Dans le cadre du développement d'un système d'alerte au renversement, le Transport Research Institute de l'université du Michigan a développé un modèle pouvant caractériser les différents transferts de charges dans l'essieu. L'objectif est de déterminer un seuil

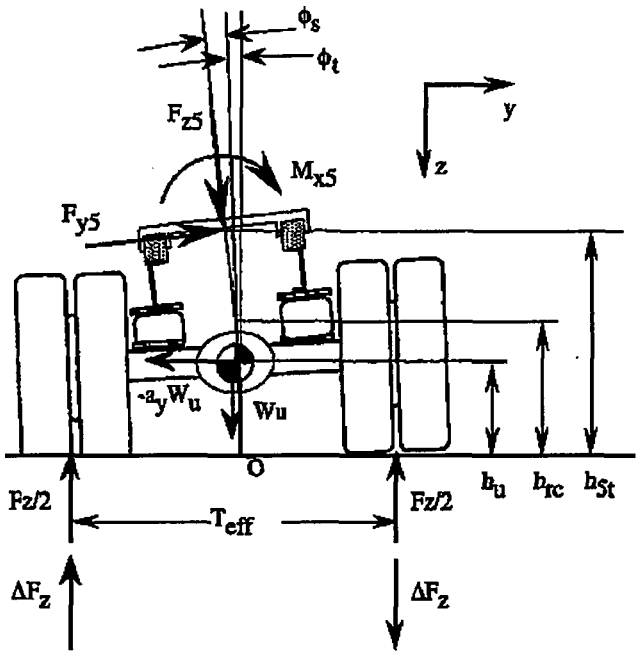

Figure 4.1 – Modèle de l'essieu moteur du tracteur

d'accélération latérale correspondant au décollement du pneumatique de la chaussée permettant ainsi de détecter un cas de renversement [41].

Un modèle de l'essieu moteur du tracteur ainsi que les essieux de la remorque est développé. Cette modélisation séparée est due aux fait que les forces verticales appliquées sur l'essieu moteur sont en partie dues à la force verticale appliquée par la masse suspendue de la remorque et non uniquement à la masse suspendue du tracteur (force verticale appliquée au niveau de la sellette). Le modèle de l'essieu arrière du tracteur est représenté dans la figure 4.1. Un certain nombre d'hypothèses ont été faites lors du développement de ce modèle.

Hypothèse 4.1. *Le couple de roulis transmis le long du tracteur de l'avant vers l'arrière est négligeable.*

Hypothèse 4.2. *La partie de la masse suspendue du tracteur (partie supportée par les essieux conducteurs) est jointe à la masse non suspendue*

Hypothèse 4.3. *Les angles de roulis sont négligeables de telle manière que l'on peut supposer une linéarité entre l'angle et le moment (approximation linéraire du sinus et de la tangente de l'angle de roulis)*

Hypothèse 4.4. *Le système est à l'état permanent, on ne s'intéresse pas à l'état transitoire de transfert de charge correspondant au début d'un virage par exemple.*

L'ensemble des propriétés des pneumatiques, de la suspension et des masses suspendues et non suspendues sont également supposées connues et constantes. Ces constantes sont respectivement la hauteur du capteur de force placé sur la sellette par rapport au sol

h_{5t}, la hauteur du centre de roulis de la suspension par rapport au sol h_{rc}, la hauteur du centre gravité de la masse non suspendue par rapport au centre de roulis h_u, la raideur de suspension en roulis K_s, la raideur du pneumatique K_t, la voie réelle du l'essieu T_{eff} (longueur de la barre d'essieu), la masse de l'essieu W_u.

Il est également supposé que l'accélération latérale a_y, et les charges appliquées par la remorque au niveau de la sellette notées F_{y5}, F_{z5} et M_{x5} sont des variables mesurées.

Remarque 4.1. *Les efforts au niveau de la sellette sont mesurés à l'aide d'un ensemble de capteurs développés par le Transport Research Institute. Il s'agit d'un système développé dans le cadre de travaux de recherche*

L'accélération a_y est obtenue à l'aide d'un accéléromètre placé sur la barre de l'essieu directeur (essieu avant du tracteur) du fait que, d'après les auteurs, l'essieu avant n'est pas sujet à d'importants mouvements de roulis et donc le signal obtenu est moins bruité ce qui constitue une bonne mesure du pompage.

En supposant une relation linéaire entre l'angle de roulis et le moment de roulis, i.e. K_t/Φ_t est le moment de roulis de l'essieu par rapport au sol et K_s/Φ_s est le moment de roulis de la masse suspendue par rapport au centre de roulis. Les auteurs montrent que :

$$a_{ylift} = b_0 + b_1 \frac{\pm F_{zsus}(\frac{T}{2}) + b_1 c_1 - a_0(1 - F_{z5}c_4)}{h_{rc} - b_1 c_1 + (a_1 + c_3)(1 - F_{z5}c_4)} \tag{4.1}$$

avec $M_{x5} = a_0 + a_1 F_{y5}$, $a_y = b_0 + b_1 F_{y5}$, $F_{zsus} = W_u + F_{z5}$, $c_1 = h_u W_u$, $c_2 = 1 - c_1/K_t$, $c_3 = h_{5t} - h_{rc}$ et $c_4 = h_{rc}/K_s$. Les paramètres c_1 à c_4 sont connus. Les paramètres a_0, a_1, b_0 et b_1 sont obtenus par identification à l'aide d'algorithmes des moindres carrés sur la base des mesures embarquées de a_y, F_{y5} et M_{x5}. Les forces supportées par l'essieu sont obtenues en introduisant W_u et F_{z5}.

Le modèle développé pour l'essieu de la remorque est représenté dans la figure 4.2 avec F_y la force totale latérale appliquée à l'essieu, h_1 la hauteur du centre de roulis, h_2 la hauteur du centre de gravité de la masse suspendue par rapport au centre de roulis, M_x le moment de roulis de suspension autour du centre de roulis, T_{eff} la voie de l'essieu, Δy et Δy_0 décalage du centre de gravite de la masse suspendue par rapport au plan de symétrie (voir la figure 4.2). Φ_s angle de roulis de la masse suspendue et Φ_u angle de roulis de la masse non suspendue. L'équation décrivant le modèle est donnée par :

$$\Delta F_z T_{eff} = M_x + h_1 F_y + W_s \Phi_u h_1 \tag{4.2}$$

avec ΔF_z le transfert de charge au niveau de l'essieu, W_s est le poids suspendu de la remorque et M_x le moment de roulis sur l'essieu appliqué par les forces de suspension. Ce moment est donné par

$$M_x = a_y h_2 W_s + \Delta y W_s \tag{4.3}$$

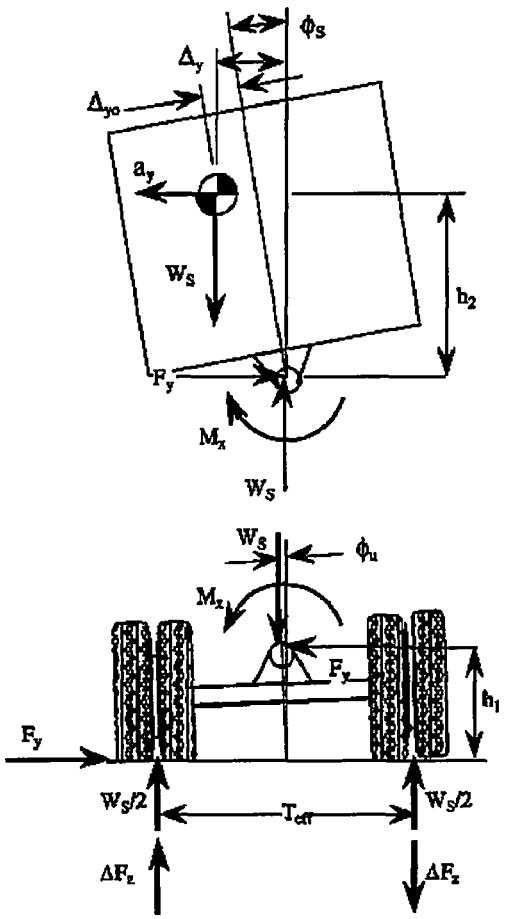

Figure 4.2 – Modèle d'essieu utilisé par l'UMTRI [41]

Ce modèle constitue une base intéressante pour l'estimation du transfert de charge.

Une étude a également été initiée par l'université de Lund dans le cadre du développement de systèmes de freinage actif pour poids lourds [48]. Le modèle d'essieu est illustré dans la figure 4.3.

Dans ce modèle, les forces longitudinales et latérales au niveau du pneumatique sont supposées dépendre de manière linéaire avec les forces verticales.

$$\begin{aligned} F_{x,l} &= \lambda F_{z,l} \quad F_{y,l} = \alpha F_{z,l} \\ F_{x,r} &= \lambda F_{z,r} \quad F_{y,r} = \alpha F_{z,r} \end{aligned} \tag{4.4}$$

avec λ et α sont des paramètres du pneumatique. Ils sont obtenus à partir de modèles empiriques. Il est toutefois important de noter que cette hypothèse est généralement acceptée. Les forces de suspension sont déduites à partir d'un modèle de suspension linéaire, décrit par les équations :

$$\begin{aligned} F_{s,l} &= C_s \Delta r_{s,l,z} + D_s \Delta \dot{r}_{s,l,z} \\ F_{s,r} &= C_s \Delta r_{s,r,z} + D_s \Delta \dot{r}_{s,r,z} \end{aligned} \tag{4.5}$$

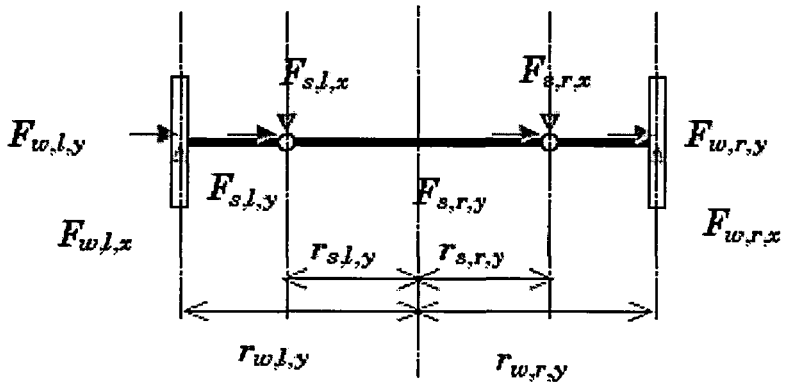

Figure 4.3 – Modèle d'essieu utilisé par Gafvert et al. [48]

où $\Delta r_{s,l,z}$ et $\Delta r_{s,r,z}$ sont les débattements de suspension à gauche et à droite de l'essieu, C_s est le coefficient de raideur de la suspension et D_s est le coefficient d'amortissement. Le moment de suspension de la barre anti-roulis est donné par $M_{s,x} = C_r(\Delta r_{s,r,z} - \Delta r_{s,l,z})$ avec C_r la raideur de la barre anti-roulis. Le système d'équation des forces et moments appliqués à l'essieu est donné par :

$$\begin{aligned}
F_{s,l,x} + F_{s,r,x} + F_{w,l,x} + F_{w,r,x} &= 0 \\
F_{s,l,y} + F_{s,r,y} + F_{w,l,y} + F_{w,r,y} &= 0 \\
F_{s,l,z} + F_{s,r,z} + F_{w,l,z} + F_{w,r,z} &= 0 \\
-r_{s,l,z}F_{s,l,y} - r_{s,r,z}F_{s,r,y} + r_{s,l,y}F_{s,l,z} + r_{s,r,y}F_{s,r,z} & \\
+r_{w,l,y}F_{w,l,z} + r_{w,r,y}F_{w,r,z} + M_{s,x} &= 0 \\
r_{s,l,z}F_{s,l,x} + r_{s,r,z}F_{s,r,x} + M_{s,y} &= 0 \\
-r_{s,l,y}F_{s,l,x} - r_{s,r,y}F_{s,r,x} - r_{w,l,y}F_{w,l,x} - r_{w,r,y}F_{w,r,x} &= 0 \\
F_{s,l,y} &= F_{s,r,y}
\end{aligned} \tag{4.6}$$

Il est supposé que les forces latérales sont uniformément réparties à gauche et à droite de l'essieu. L'équation 4.6 précédente peut être réécrite sous la forme matricielle suivante :

$$\begin{pmatrix}
1 & 1 & 0 & 0 & \mu_{l,x} & \mu_{r,x} & 0 \\
0 & 0 & 1 & 1 & \mu_{l,y} & \mu_{r,y} & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 1 & 0 \\
0 & 0 & -r_{s,l,z} & -r_{s,r,z} & r_{w,l,y} & r_{w,r,y} & 0 \\
r_{s,l,z} & r_{s,r,z} & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\
r_{s,l,y} & r_{s,r,y} & 0 & 0 & r_{w,l,y}\mu_{l,x} & r_{w,r,y}\mu_{r,x} & 0 \\
0 & 0 & 1 & -1 & 0 & 0 & 0
\end{pmatrix}
\begin{pmatrix}
F_{s,l,x} \\ F_{s,r,x} \\ F_{s,l,y} \\ F_{s,r,y} \\ F_{w,l,z} \\ F_{w,r,z} \\ M_{s,y}
\end{pmatrix}
=
\begin{pmatrix}
0 \\ 0 \\ M_1 \\ M_2 \\ 0 \\ 0 \\ 0
\end{pmatrix} \tag{4.7}$$

avec $M_1 = -F_{s,l,z} - F_{s,r,z}$ et $M_2 = -M_{s,x} - r_{s,l,y}F_{s,l,z} - r_{s,r,y}F_{s,r,z}$. Le système linéaire est résolu à chaque pas de simulation et pour chaque essieu. En manœuvre de virage, les roues gauche ou droite peuvent se décoller de la chaussée, les forces verticales sont dans ce cas nulles. Il est à noter qu'en pratique, les coefficients de glissement et de dérive sont assez complexes à identifier et peuvent varier avec la charge du véhicule, l'état de la chaussée et le type de pneumatique.

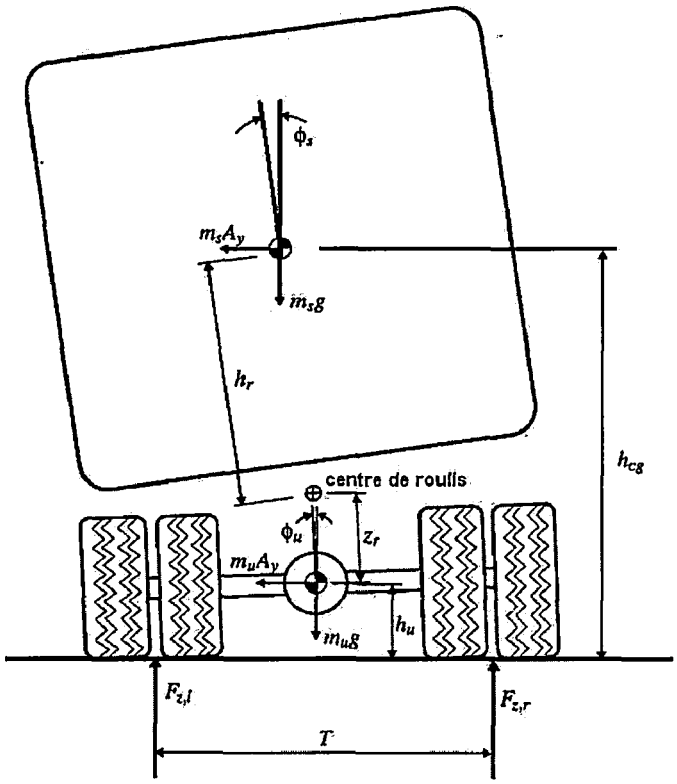

Figure 4.4 – Modèle d'essieu utilisé par Kamnik et al. [69]

Une modélisation est proposée par Kamnik et al. [69] pour la conception d'un système d'estimation du transfert de charge dans les poids lourds articulés en vue de la synthèse d'un système d'anti-renversement. Sur la base de ce modèle, Kamnik et al. ont développé un filtre de Kalman étendu pour calculer le transfert de charge à partir d'une augmentation d'état. Le modèle est basé sur le transfert de charge dû à la masse suspendue comme cela est montré dans la figure 4.4.

Les équations décrivant le modèle sont données par :

$$(F_{z,r} - F_{z,l})\frac{T}{2}\cos\Phi_u + (m_s h_{cg} + m_u h_u)A_y + m_s g(h_r \sin\Phi_s + z_r \sin\Phi_u = 0 \tag{4.8}$$

le transfert de charge est décrit par l'équation suivante :

$$(F_{z,r} - F_{z,l})\frac{T}{2} = K_{\Phi,s}\Phi_s + m_s z_r A_y \tag{4.9}$$

où $F_{z,r}$ et $F_{z,l}$ sont respectivement les forces verticales à droite et à gauche de l'essieu, T est la voie (largeur de l'essieu), A_y est l'accélération latérale de la masse suspendue, $K_{\Phi s}$ la raideur en torsion de la suspension, z_r la distance entre le centre de gravité de l'essieu et l'axe de roulis, h_r la distance entre le centre de gravité de la masse suspendue et l'axe de roulis, m_s la masse suspendue, m_u la masse non suspendue, Φ_s l'angle de roulis de la masse suspendue, Φ_u l'angle de roulis de la masse non suspendue et h_{cg} le centre de gravité de

l'essieu. Il est à noter que dans ce modèle, l'inertie de la masse non suspendue est négligée.

Nous proposons dans notre cas de modéliser l'essieu dans le plan de roulis en introduisant les deux équations de la dynamique : une équation du pompage d'essieu qui décrit le déplacement vertical et une équation en moment qui décrit les mouvements de roulis de l'essieu.

En faisant un bilan des forces appliquées sur l'essieu isolé, on fait apparaître les forces de suspension à gauche et à droite de l'essieu ainsi que les forces latérales et les forces verticales. Le modèle est présenté dans la figure 4.5.

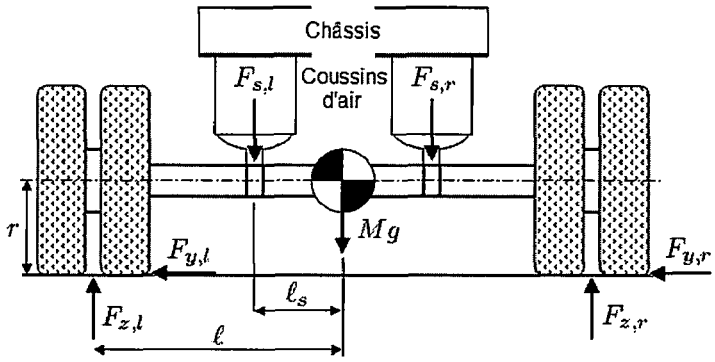

Figure 4.5 – Bilan des forces appliquées à l'essieu

On obtient une première équation sur les forces verticales à partir du mouvement de pompage de l'essieu.

$$F_{z,l} + F_{z,r} = F_{s,l} + F_{s,r} + M_a.g + M_e.a \tag{4.10}$$

de même le roulis de l'essieu permet d'obtenir une équation décrivant le transfert de charge dans l'essieu.

$$F_{z,l}.\ell + F_{s,r}.\ell_s = F_{z,r}.\ell + F_{s,l}.\ell_s + F_y.r + I_e.a_\varphi \tag{4.11}$$

avec $g = 9.81m/s^2$ l'accélération gravitationnelle, $F_{z,l}$ et $F_{z,r}$ sont les forces verticales à gauche et à droite de l'essieu, $F_{s,l}$ et $F_{s,r}$ sont les forces de suspension à gauche et à droite de l'essieu, F_y la force latérale total appliquée à l'essieu *i.e.* la somme entre la force à droite et à gauche, M_e la masse de l'essieu. I_e le moment d'inertie de l'essieu autour son axe de roulis, a l'accélération verticale, a_φ l'accélération de roulis de l'essieu, ℓ distance entre le point d'application de la force verticale et le centre de roulis de l'essieu, ℓ_s la distance entre le point d'application de la force de suspension et le centre de roulis de l'essieu et enfin r la distance entre le sol et le centre de roulis de l'essieu.

En vue de simplifier le modèle, nous avons considéré les hypothèses suivantes

Hypothèse 4.5. *L'essieu est parfaitement symétrique*

Hypothèse 4.6. *Le centre de gravité est confondu avec le centre de roulis de l'essieu.*

Hypothèse 4.7. *La distance r est égale au rayon de la roue*

Hypothèse 4.8. *On néglige l'effet des barres anti-roulis*

Remarque 4.2. *Les forces entre le châssis et les essieux peuvent être mesurées à l'aide d'un capteur de pression ou à l'aide de capteurs de déplacement (LVDT) (*[32], [33] *), moyennant des erreurs dues aux non linéarités de la caractéristique pression/force ou débattement/force. Des résultats expérimentaux seront présentés dans le chapitre 7*

Remarque 4.3. *Le pompage de l'essieu peut être déterminé à l'aide d'un accéléromètre que l'on placera au milieu de la barre d'essieu.*

A partir de ce modèle, on a obtenu un système d'équations en fonction des forces verticales $F_{z,l}$ et $F_{z,r}$, de la force totale latérale appliquée à l'essieu F_y et des forces de suspension $F_{s,l}$ et $F_{s,r}$. Les forces de suspension sont mesurées à partir des capteurs de pression au niveau des coussins d'air de suspension ou en mesurant le débattement de suspension. Il suffit donc de déterminer la force latérale totale appliquée sur chaque essieu pour déterminer les forces verticales sur chaque roue d'essieu. Pour ce faire, nous introduisons un modèle du véhicule dans le plan de lacet. A l'aide de ce dernier, nous développons des observateurs à entrées inconnues pour reconstituer les forces totales latérales d'essieu puis les forces verticales.

4.1.2 Modélisation dans le plan de lacet

Comme nous le remarquons dans les différents modèles d'essieu présentés, on voit toujours apparaître la force totale latérale appliquée à l'essieu. Cette force s'accentue en virage et permet de maintenir le véhicule sur sa trajectoire. A la différence des modèles d'essieu dont il existe relativement peu de références dans la littérature, nous avons trouvé une multitude de modèles de véhicule dans le plan de lacet. Nous utilisons le modèle de lacet du véhicule décrit dans [37]. Les critères de choix de ce modèle sont :

- simple à implémenter : dans le sens où il faut utiliser le moins de paramètres possible afin que le modèle puisse fonctionner correctement dans un calculateur en temps réel
- fait apparaître la force latérale totale sur chaque essieu
- paramètres du modèle connus ou pouvant être identifiés

Nous avons donc considéré le modèle bicyclette étendu représenté dans la figure suivante. Nous représentons le groupe d'essieu de la remorque comme un seul essieu équivalent.

Dans le modèle, on considère les deux essieux du tracteur et le groupe d'essieux de la remorque que l'on représente avec un unique essieu équivalent. En vue de décrire la dynamique du véhicule articulé, on représente séparément le tracteur et la remorque. La force au niveau de la sellette qui est en principe une force interne, apparaît comme étant

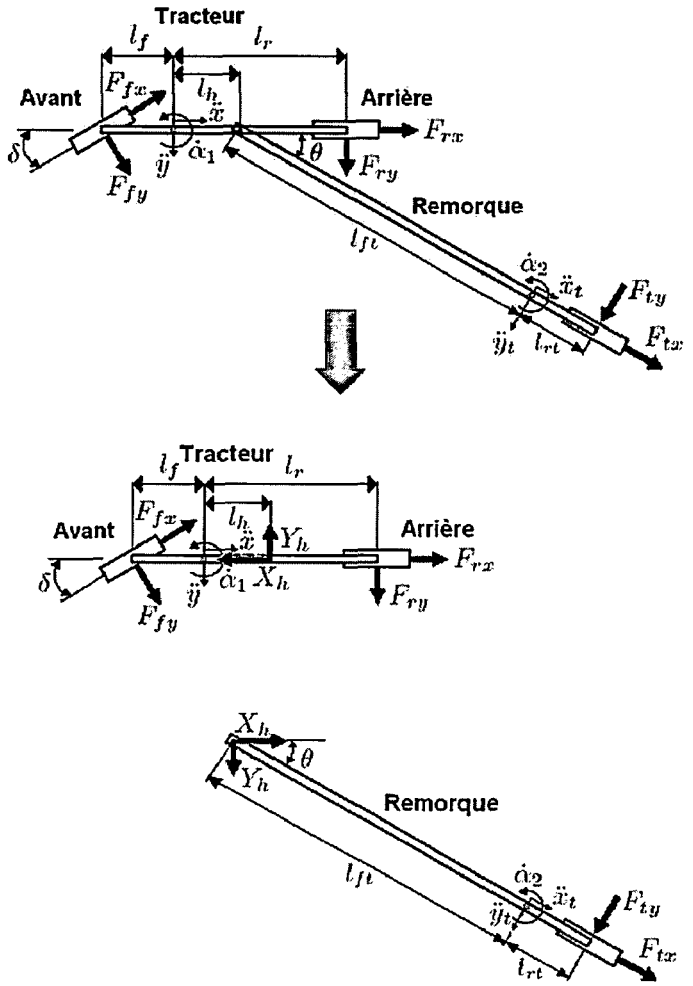

Figure 4.6 – Modèle bicyclette étendu à la semi-remorque

une force externe. On représente cette force par deux composantes : une composante horizontale notée X_h et une composante latérale notée Y_h.

Soient F_{fx} et F_{fy} les résultantes des forces longitudinales et latérales à l'avant du véhicule, F_{rx} et F_{ry} les forces longitudinales et latérales à l'arrière du véhicule, F_{tx} et F_{ty} les forces longitudinales et latérales appliquées au groupe d'essieu de la remorque, $\ddot{x}$ et $\ddot{y}$ sont respectivement l'accélération longitudinale et latérale du tracteur, l_f et l_r sont les distances entre le centre de gravité du tracteur et les essieux avant et arrière, l_{ft} et l_{rt} correspondent à la distance entre le centre de gravité de la remorque et le point de sellette et l'essieu arrière équivalent, δ est l'angle de braquage et θ est l'angle de lacet relatif entre le tracteur et la remorque, α_1 et α_2 sont respectivement les angles de lacet du tracteur et de la remorque.

Les équations des moments du tracteur dans le plan de lacet sont données dans le sens longitudinal :

$$F_{fy}\sin(\delta) + F_{fx}\cos(\delta) + F_{rx} - X_h = M_1\ddot{x} \tag{4.12}$$

Dans le sens latéral :

$$F_{fy}\cos(\delta) - F_{fx}\sin(\delta) + F_{ry} - Y_h = M_1\ddot{y} \tag{4.13}$$

Le moment de lacet autour du point de sellette :

$$(l_f + l_h)(F_{fy}\cos(\delta) - F_{fx}\sin(\delta)) - F_{ry}(l_r - l_h) = I_{z1}\ddot{\alpha}_1 \tag{4.14}$$

Remarque 4.4. *I_{z1} est le moment d'inertie autour de l'axe vertical passant par le point de sellette. Il est obtenu à partir du théorème de Huyghens :*

$$I_{z1} = I_{1cog} + M_1 l_h^2 \tag{4.15}$$

où I_{1cog} est le moment d'inertie autour de l'axe vertical passant par le centre de gravité du tracteur. M_1 est la masse totale du tracteur. l_h est la distance entre le centre de gravité du tracteur et le point de sellette.

La dynamique de la remorque est régie par l'ensemble des équations suivantes. Dans le sens longitudinal :

$$X_h + F_{tx}\cos(\theta) - F_{ty}\sin(\theta) = M_2\ddot{x}_t\cos(\theta) - M_2\ddot{y}_t\sin(\theta) \tag{4.16}$$

Dans la direction latérale

$$Y_h + F_{tx}\sin(\theta) + F_{ty}\cos(\theta) = M_2\ddot{x}_t\sin(\theta) + M_2\ddot{y}_t\cos(\theta) \tag{4.17}$$

et la dynamique de lacet

$$Y_h\cos(\theta)l_{ft} - X_h\sin(\theta)l_{ft} - F_{ty}l_{rt} = I_{z2}\ddot{\alpha}_2 \tag{4.18}$$

où M_2 et I_{z2} sont respectivement la masse et le moment d'inertie de la remorque. $\ddot{x}_t$ et $\ddot{y}_t$ sont les accélérations longitudinale et latérale de la remorque.

Nous disposons également d'équations supplémentaires issues de la dynamique de la roue, elles sont données par :

$$\begin{cases} I_{fw}\dot{\omega}_{fw} = T_{fw} + r_w F_{fx} \\ I_{rw}\dot{\omega}_{rw} = T_{rw} + r_w F_{rx} \\ I_{tw}\dot{\omega}_{tw} = T_{tw} + r_w F_{tx} \end{cases} \tag{4.19}$$

avec I_{fw}, I_{rw} et I_{tw} sont respectivement les inerties autour de l'axe de rotation des roues avant et arrière du tracteur et sur l'essieu équivalent de la remorque. Notons que les roues d'un même essieu sont supposées identiques. ω_{fw} est la somme des vitesses de rotation des roues gauche et droite de l'essieu avant du tracteur, de même ω_{rw} pour l'essieu

arrière du tracteur et ω_{tw} pour l'essieu équivalent de la remorque. T_{fw}, T_{rw} et T_{tw} sont la somme des couples aux roues appliqués respectivement sur les essieux avant et arrière du tracteur et également sur l'essieu équivalent de la remorque. r_w est le rayon des roues supposé identique pour toutes les roues.

Nous nous proposons d'utiliser ce modèle combiné lacet-roulis en vue d'estimer les forces d'impact, à cet effet, nous procédons tout d'abord à un test de validation sous simulateur Prosper.

4.1.3 Validation sous simulateur PROSPER

Afin de tester et valider le modèle développé, nous avons utilisé le simulateur de dynamique véhicule PROPSER. Prosper est un logiciel de simulation de la dynamique du véhicule (porteur ou articulé) conçu par la société Sera-CD. Il permet de reproduire des scénarii réalistes de situations de conduite en prenant en compte l'interaction avec l'infrastructure, les actions aérodynamiques, la configuration du moteur et les actions du conducteur au niveau du volant et de l'accélérateur. Ce simulateur est principalement utilisé pour la conception et l'étude du comportement des véhicules ainsi que pour la simulation de situations accidentogènes tels que le renversement ou la mise en portefeuille. Il a été validé expérimentalement avec des poids lourds instrumentés [34].

Prosper permet de fournir les variables dynamiques du véhicule tels que les variables liées aux mouvements de translation et de rotation de la caisse et des essieux (vitesses, accélérations, débattements des roues, roulis, tangage, lacet,...etc). Il permet également d'afficher les forces agissant sur le véhicule notamment les forces de suspension et le torseur d'efforts appliqué aux roues. Au total nous disposons d'une centaine de grandeurs calculées à l'issue de la simulation. Prosper peut aussi être utilisé pour tester des modèles de dynamique véhicule.

La simulation est faite sur un véhicule tracteur-semi remorque tridem (remorque à trois essieux). Cette configuration de véhicule est l'une des plus courantes dans le parc des véhicules lourds. En premier lieu, une simulation en ligne droite est réalisée. Pour exciter les dynamiques verticales au niveau de l'essieu, nous avons simulé le passage du véhicule sur une portion de chaussée de la RN10. Il s'agit d'une acquisition faite sur chaussée et disponible au LCPC. Cette information sur l'infrastructure a été introduite dans Prosper pour aboutir à des conditions plus proches de situations réelles.

On remarque qu'en ligne droite, le modèle reproduit fidèlement les forces verticales comme nous pouvons le voir sur la figure 4.7 et sur le zoom dans la figure 4.8. Il est important de noter que le modèle ne nécessite pas d'information sur l'uni de la chaussée qui est une donné difficile d'accès, de même qu'il n'est pas nécessaire de connaitre les paramètres du pneumatique (raideur, coefficient de glissement ou de dérive). Il est par contre important de connaitre les forces de suspension et les forces latérales qui sont en entrée du modèle et que l'ont peut mesurer ou estimer. Ce point fera l'objet des chapitres suivants.

Remarque 4.5. *Nous avons considéré connus l'ensemble des paramètres du véhicule (pas d'erreur de modélisation concernant ces paramètres lors de la simulation)*

En second lieu, une simulation est réalisée sur un scénario en chicane. Cette manœuvre permet d'accentuer les transferts latéraux de charge entre les roues à gauche et à droite du même essieu. Comme le montre les figures 4.9 et 4.10, un écart apparaît au niveau du maximum du transfert de charge correspondant à l'instant de changement de direction du véhicule. Cette erreur est due au fait que des éléments ne sont pas pris en compte dans le modèle notamment de l'effet des barres anti-roulis ainsi que de la non-rigidité de l'essieu. L'écart entre le modèle et le simulateur, quantifié à son maximum, reste inférieur à 5%.

La simulation en chicane permet également de faire intervenir les forces latérales. Nous comparons dans les simulations (figures 4.11 à 4.14) les accélérations latérales et de lacet obtenues par le modèle et celles données par Prosper en considérant toujours les mêmes forces en entrée.

La réponse obtenue pour le tracteur présente assez peu d'écart entre le modèle et le simulateur. Cependant, l'écart au niveau de la remorque est plus important. Ceci est dû à l'hypothèse faite au niveau du modèle de lacet où l'on considère un essieu équivalent pour le groupe d'essieu de la remorque. En effet, nous avons utilisé une remorque à trois essieux au niveau de la simulation alors que le modèle présente un seul essieu de remorque, de ce fait, on considère cette unique essieu comme étant l'essieu équivalent au tridem où la force latérale qui y est appliquée est égale à la résultante des trois forces latérales appliquées aux essieux du tridem ; on considère également que cet essieu se situe au même emplacement que l'essieu du milieu. A la suite de ces hypothèses de modélisation, un écart apparaît entre le modèle et le simulateur Prosper mais néanmoins l'allure des accélérations dans le modèle reste très proche de celle donnée par Prosper.

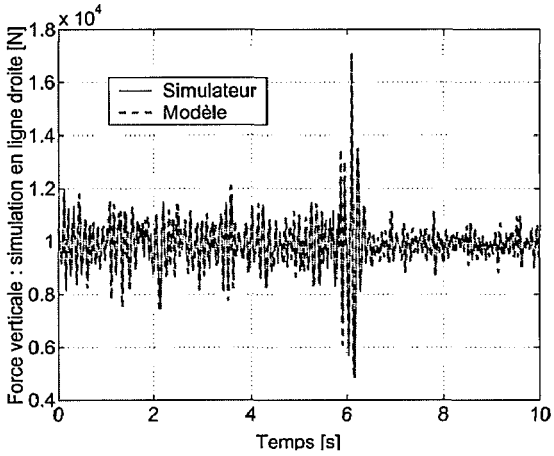

Figure 4.7 – Validation du modèle d'essieu - ligne droite

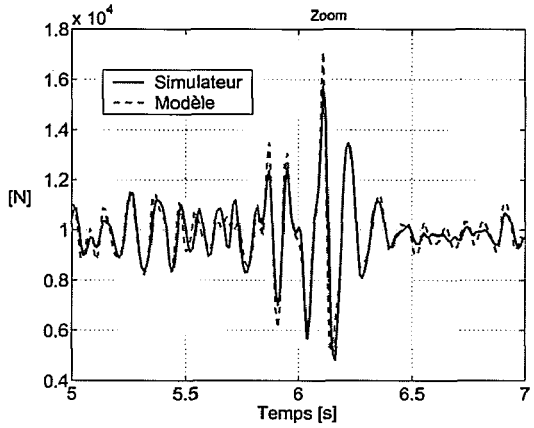

Figure 4.8 – Validation du modèle d'essieu - ligne droite (Zoom)

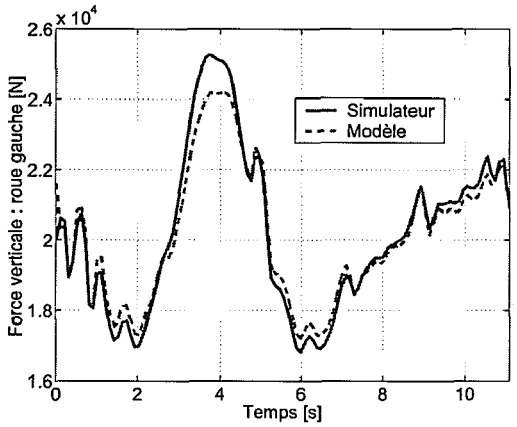

Figure 4.9 – Validation du modèle d'essieu - roue gauche scénario en chicane

4.2 Conclusion

Dans ce chapitre, nous présentons un modèle de dynamique lacet-roulis de véhicule articulé en vue de l'estimation des forces d'impact. Nous avons basé notre développement du modèle sur trois principaux critères : le modèle doit faire apparaître les forces verticales au niveau des essieux et dont l'estimation est l'objet de cette thèse, les paramètres du modèle doivent être accessibles (fournies par le constructeur ou pouvant être identifiés) et le modèle doit être implémentable sur calculateur. A partir de l'ensemble de ces critères, nous avons relevé dans la littérature les modèles développés, validés et englobant un ou plusieurs de ces critères. De cette synthèse, nous avons développé un modèle qui serait le plus adéquat à notre application. Nous avons par la suite procédé à des tests en simulation afin de comparer la réponse du modèle avec celle du modèle "complet" du simulateur. Les allures issues des deux modèles sont similaires avec un écart acceptable dû aux hypothèses de modélisation. En se basant sur ce modèle, nous développons dans le chapitre suivant des méthodes d'estimation permettant de reconstruire les forces d'impact du véhicule en utilisant une instrumentation optimale.

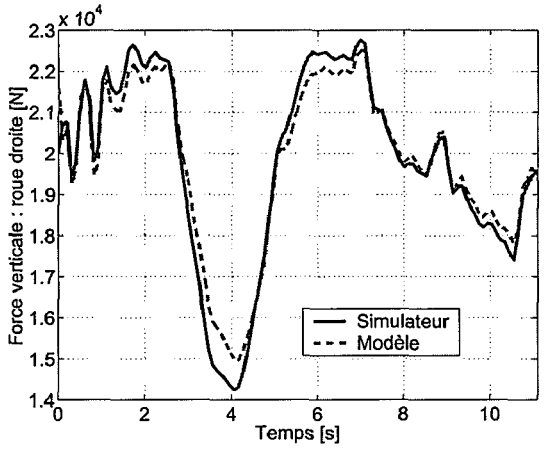

Figure 4.10 – Validation du modèle d'essieu - roue droite scénario en chicane

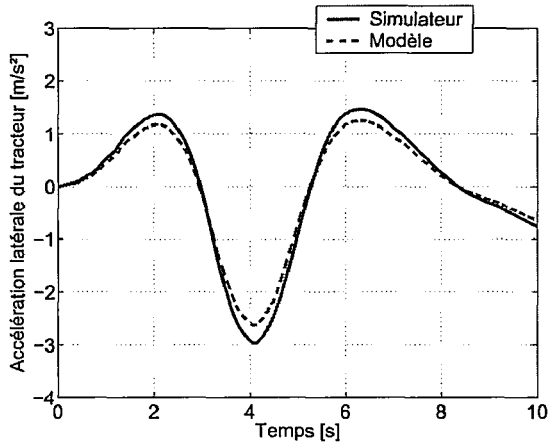

Figure 4.11 – Comparaison entre le modèle et le simulateur : accélération latérale du tracteur

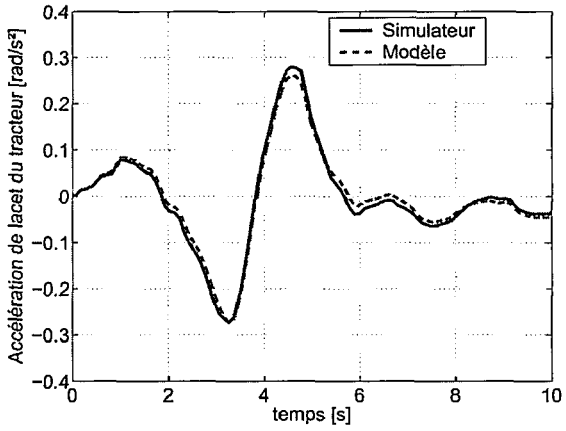

Figure 4.12 – Comparaison entre le modèle et le simulateur : accélération de lacet du tracteur

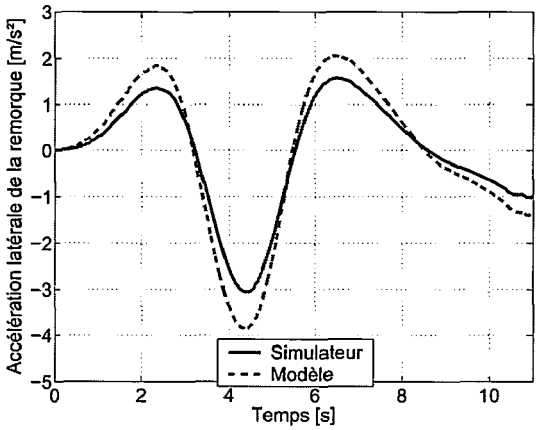

Figure 4.13 – Comparaison entre le modèle et le simulateur : accélération latérale de la remorque

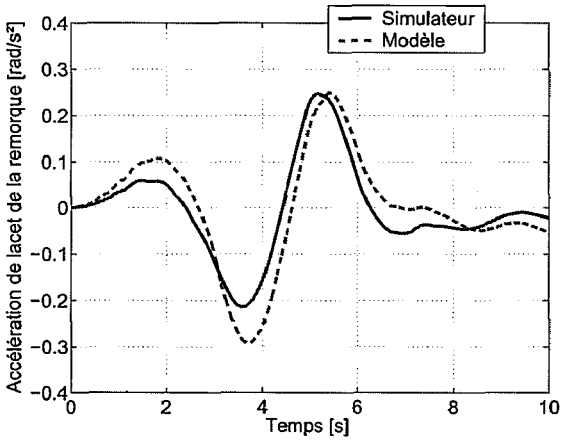

Figure 4.14 – Comparaison entre le modèle et le simulateur : accélération de lacet de la remorque

CHAPITRE 5

Estimation des forces d'impact

Ce chapitre est consacré au développement des techniques d'estimation permettant de reconstituer les forces d'impact du véhicule. Deux méthodes sont développées : une méthode par inversion explicite du modèle et une méthode par inversion implicite du modèle basée sur les observateurs d'état. Les deux méthodes sont validées à l'aide du simulateur de dynamique véhicule Prosper.

5.1 Modèle d'état

A partir des équations mécaniques décrites dans le chapitre précédent, nous pouvons dériver le modèle d'état sur lequel seront basés les algorithmes d'estimation.

Il est à noter qu'en pratique, l'angle de braquage, la vitesse de lacet, la vitesse de rotation des roues, l'accélération latérale et le couple moteur sont des signaux disponibles sur le bus CAN. Le couple de freinage peut être déduit de la pression des freins également accessible sur le bus CAN. Pour simplifier, nous ne considérons pas les situations de freinage. L'angle de lacet relatif peut être déduit en intégrant la différence entre la vitesse de lacet $\dot{\alpha}_1$ et la vitesse de lacet de la remorque $\dot{\alpha}_2$.

Le vecteur d'état noté X_v contient les différentes vitesses de rotation des roues ainsi que les vitesses de lacet du tracteur et de la remorque.

$$X_v = \begin{bmatrix} \dot{\alpha}_1 \\ \omega_{fw} \\ \omega_{rw} \\ \dot{\alpha}_2 \\ \omega_{tw} \end{bmatrix} \tag{5.1}$$

Le vecteur de sortie contient les différentes mesures issues des capteurs installés dans

le véhicule.

$$Y = \begin{bmatrix} \ddot{x} = \frac{1}{M_1}(F_{rx} + F_{fx}\cos(\delta) + F_{fy}\sin(\delta) - X_h) \\ \ddot{y} = \frac{1}{M_1}(F_{ry} - F_{fx}\sin(\delta) + F_{fy}\cos(\delta) - Y_h) \\ \ddot{x}_t\cos(\theta) - \ddot{y}_t\sin(\theta) = \frac{1}{M_2}(F_{tx}\cos(\theta) \\ -F_{ty}\sin(\theta) + X_h) \\ \ddot{x}_t\sin(\theta) + \ddot{y}_t\cos(\theta) = \frac{1}{M_2}(F_{tx}\sin(\theta) \\ -F_{ty}\cos(\theta) + Y_h) \end{bmatrix} \tag{5.2}$$

Les entrées connues du modèle u sont les couples à l'avant et à l'arrière du tracteur et le couple à la remorque ainsi que l'angle de braquage et l'angle de lacet relatif.

$$u = \begin{bmatrix} T_{fw} & T_{rw} & T_{tw} & \delta & \theta \end{bmatrix}^T \tag{5.3}$$

On considère les forces longitudinales, latérales et à la sellette comme entrées inconnues u_F.

$$u_F = \begin{bmatrix} F_{fx} & F_{rx} & F_{tx} & F_{fy} & F_{ry} & F_{ty} & X_h & Y_h \end{bmatrix}^T \tag{5.4}$$

Le modèle d'état est de la forme

$$\begin{cases} \dot{X}_v = Bu + W_1(u)u_F \\ Y = W_2(u)u_F \end{cases} \tag{5.5}$$

La matrice $B \in \mathbb{R}^{5\times5}$ est donnée par

$$B = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{1}{I_{fw}} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{1}{I_{rw}} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1}{I_{tw}} & 0 & 0 \end{bmatrix} \tag{5.6}$$

En considérant $l_{fh} = l_f + l_h$ et $l_{rh} = l_r - l_h$. La matrice $W_1 \in \mathbb{R}^{5\times8}$ est donnée par

$$W_1 = \begin{bmatrix} \frac{l_{fh}}{I_{z1}}\sin(\delta) & 0 & 0 & \frac{l_{fh}}{I_{z1}}\cos(\delta) & -\frac{l_{rh}}{I_{z1}} & 0 & 0 & 0 \\ \frac{r_w}{I_{fw}} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{r_w}{I_{rw}} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -\frac{l_{rt}}{I_{z2}} & \frac{-l_{ft}}{I_{z2}}\sin(\theta) & \frac{l_{ft}}{I_2}\cos(\theta) \\ 0 & 0 & \frac{r_w}{I_{tw}} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \tag{5.7}$$

et $W_2 \in \mathbb{R}^{4\times 8}$ est donnée par :

$$W_2 = \begin{bmatrix} \frac{\cos(\delta)}{M_1} & \frac{1}{M_1} & 0 & \frac{\sin(\delta)}{M_1} & 0 & 0 & -\frac{1}{M_1} & 0 \\ \frac{-\sin\delta}{M_1} & 0 & 0 & \frac{\cos(\delta)}{M_1} & \frac{1}{M_1} & 0 & 0 & \frac{-1}{M_1} \\ 0 & 0 & \frac{\cos(\theta)}{M_2} & 0 & 0 & \frac{-\sin(\theta)}{M_2} & \frac{1}{M_2} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{\sin(\theta)}{M_2} & 0 & 0 & \frac{\cos(\theta)}{M_2} & 0 & \frac{1}{M_2} \end{bmatrix} \tag{5.8}$$

5.2 Inversion explicite : estimation par différenciateur exact robuste

5.2.1 Développement de la méthode

L'optimisation du nombre de capteurs est un point important à étudier lors de la conception de tout système de mesure. Le principe est de pouvoir accéder, à partir de mesures disponibles, à d'autres signaux qui ne sont pas mesurables ou dont le coût des capteurs est élevé. Par conséquent, nous proposons d'utiliser un différenciateur exact robuste qui nous permettra à partir d'une mesure de vitesse d'estimer l'accélération. L'avantage d'utiliser le différenciateur exact est le calcul en temps réel des dérivées du signal de mesure avec une convergence en temps fini. Après convergence des estimations des accélérations, le modèle est inversé en vue de reconstruire les forces d'impact ([70],[71],[74]).

Nous pouvons écrire le modèle sous la forme globale suivante :

$$\begin{bmatrix} \dot{X}_v - Bu \\ Y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} W_1(u) \\ W_2(u) \end{bmatrix} u_F \tag{5.9}$$

Pour estimer les forces inconnues u_F, deux conditions doivent être satisfaites :

1. $\dot{X}_v$ doit être estimé sachant que X_v est mesuré
2. la matrice $W = \begin{bmatrix} W_1(u) \\ W_2(u) \end{bmatrix}$ doit être de rang plein

Nous vérifions par logiciel numérique que W est de rang plein. Pour estimer $\dot{X}_v$ nous introduisons le différenciateur exact sur le vecteur de mesure X_v. Les équations du différenciateur sont données par :

$$\begin{cases} \dot{\hat{X}}_v = Z + \lambda \left|\tilde{X}_v\right|^{\frac{1}{2}} sign(\tilde{X}_v) \\ \dot{Z} = \alpha sign(\tilde{X}_v) \end{cases} \tag{5.10}$$

avec $\tilde{X}_v = X_v - \hat{X}_v$ l'erreur d'estimation, $\hat{X}_v$ l'estimée de X_v et $\hat{\dot{X}}_v$ l'estimée de $\dot{X}_v$. α et λ sont les gains du différenciateur avec

$$\begin{cases} \lambda = diag\{\lambda_1, \lambda_2, \ldots, \lambda_5\} \\ \alpha = diag\{\alpha_1, \alpha_2, \ldots, \alpha_5\} \\ \left|\tilde{X}_v\right|^{\frac{1}{2}} = diag\{\left|\tilde{X}_{v_1}\right|^{\frac{1}{2}}, \left|\tilde{X}_{v_2}\right|^{\frac{1}{2}}, \ldots, \left|\tilde{X}_{v_5}\right|^{\frac{1}{2}}\} \\ sign(\tilde{X}_v) = [sign(\tilde{X}_{v_1}), sign(\tilde{X}_{v_2}), \ldots, sign(\tilde{X}_{v_5})]^T. \end{cases} \tag{5.11}$$

Pour toutes conditions initiales $Z(0)$, $\hat{\dot{X}}_v(0)$ il existe une configuration sur les gains α et λ telle que l'erreur d'observation $\tilde{X}_{v_i} = \dot{X}_{v_i} - \hat{\dot{X}}_{v_i}$ tend vers 0 pour $i = 1, \ldots, 5$. La démonstration est donnée dans [101].

Par ailleurs, pour avoir une estimation correcte sur les accélérations, nous devons vérifier les conditions de convergence du différenciateur. Les conditions concernent les gains matriciels $\alpha \in \mathbb{R}^{5\times5}$ et $\lambda \in \mathbb{R}^{5\times5}$. Les gains sont réglés pour tout $i = 1, \ldots, 5$ tels que :

$$\alpha_{ii} > \sigma_i \tag{5.12}$$

et

$$\lambda_{ii} > (\sigma_i + \alpha_{ii})\sqrt{\frac{2}{\alpha_{ii} - \sigma_i}} \tag{5.13}$$

Le vecteur σ englobe les limites sur la dérivée seconde de la vitesse : $|\ddot{X}_{v_i}| < \sigma_i$.

5.2.2 Résultats de simulation

Une première étape consiste à estimer les accélérations à partir des vitesses. Les mesures de vitesses de lacet et de rotation des roues sont fournies au niveau du bus CAN des véhicules en série, ce sont donc des mesures accessibles ne nécessitant pas de capteurs additionnels. Sur les figures 5.1 et 5.2, les estimations des accélérations de lacet respectivement pour le tracteur et la remorque sont présentées. Le différenciateur est appliqué aux signaux de vitesse issus du simulateur et les accélérations obtenues sont comparées avec celles données par Prosper. Une simulation en chicane est utilisée afin d'exciter les dynamiques latérales ainsi que les transferts de charge dans le véhicule. Nous remarquons que la convergence est obtenue en temps fini, il est à rappeler que les signaux de vitesse

ne sont pas bruités car issus du simulateur. Le phénomène de broutement dû au mode glissant a pu être réduit à l'aide d'un choix judicieux des gains du différenciateur, ceux-ci ont été ajustés en simulation

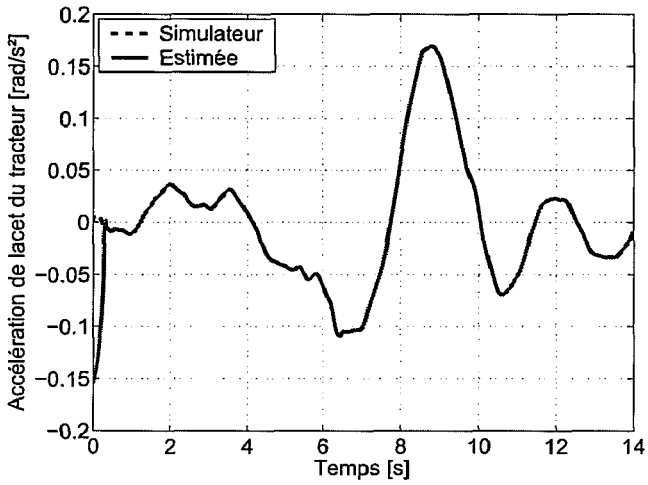

Figure 5.1 – Estimation de l'accélération de lacet du tracteur

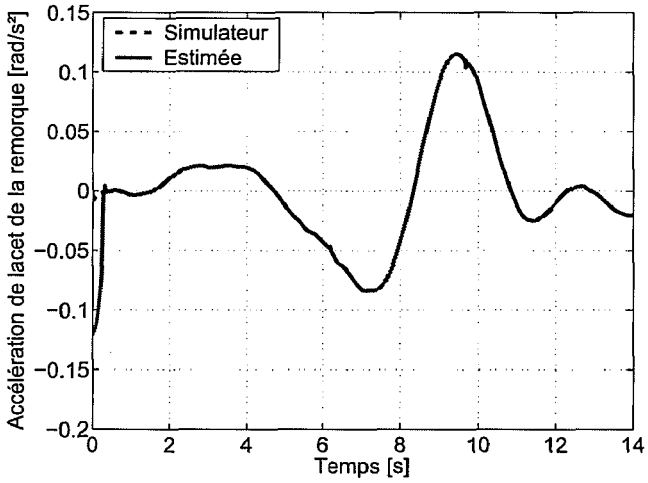

Figure 5.2 – Estimation de l'accélération de lacet de la remorque

Après inversion du modèle (matrice $W(u)$), la force latérale équivalente au niveau de la remorque est estimée comme le montre la figure 5.3. Nous avons zoomé sur le début de la simulation afin de montrer le temps de convergence qui est de l'ordre de 0.3 secondes ce qui est appréciable pour une application d'estimation en temps réel.

Les forces verticales au niveau de la remorque ont pu être reconstruites (figure 5.4). Il existe des écarts au niveau des pics correspondant au maximum du transfert de charge, au voisinage de l'instant 8 secondes de la simulation. Cette erreur n'est pas due à une erreur du différenciateur mais il s'agit d'une erreur due aux hypothèses du modèle. En effet, comme nous l'avons décrit dans le chapitre précédent, la force latérale estimée (figure 5.3)

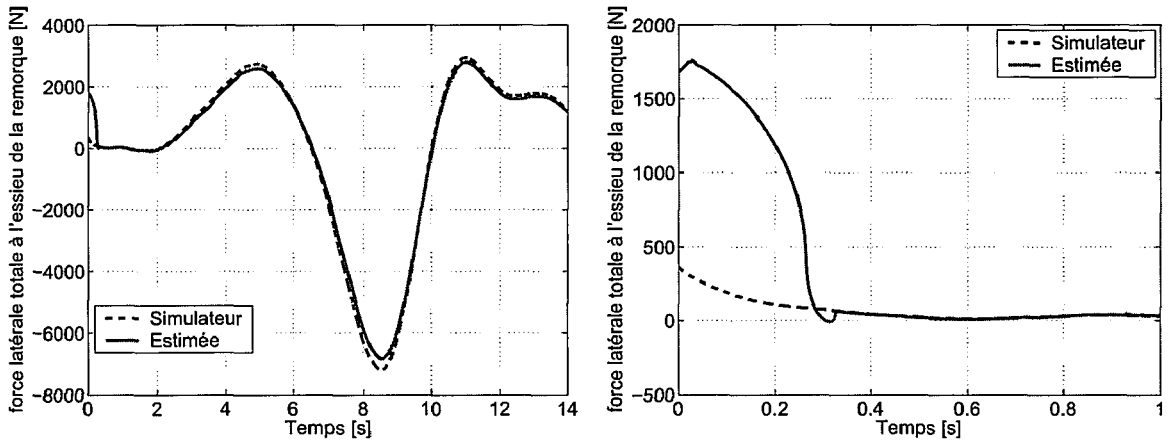

Figure 5.3 – Estimation de la force latérale totale de l'essieu de la remorque

est la force équivalente au groupe d'essieu de la remorque. Pour estimer la force verticale au niveau de chaque essieu, la force latérale équivalente est supposée uniformément répartie sur les trois essieux du tridem. Ceci a pour conséquence de sur-estimer le transfert de charge sur l'essieu avant de la remorque et de sous-estimer le transfert de charge sur l'essieu arrière de la remorque et d'être proche du transfert de charge réel sur l'essieu milieu, ce qui explique les écarts constatés en particulier sur les essieux avant et arrière de la remorque. Pour avoir un ordre de grandeur, le maximum du pourcentage d'erreur est calculé pour chaque essieu, on trouve une erreur autour de 4 % pour l'essieu avant, 1.9 % pour l'essieu milieu et 6.5 % pour l'essieu arrière.

Bien que l'inversion explicite de modèle permet de reconstruire les forces d'impact verticales, cette méthode peut poser, suivant les paramètres du modèle, des problèmes de singularité (matrice mal-conditionnée) qui constituent une source d'erreur pour l'estimation. Afin de palier à cela, nous proposons dans la section suivante une méthode originale permettant d'inverser implicitement le modèle en utilisant un observateur à gain variable.

5.3 Inversion implicite : estimation par observateur à gain variable

5.3.1 Système d'état augmenté

L'utilisation d'une inversion explicite du modèle induit le calcul de la pseudo-inverse d'une matrice d'ordre 8×9. Ce qui peut induire des erreurs de singularité lorsque la matrice est mal-conditionnée. Pour pallier à ce problème, nous proposons d'utiliser un observateur à modes glissants et à gain variable [75] qui permettra d'obtenir une inversion implicite du modèle. Pour ce faire, nous procédons à une augmentation d'état du modèle. Nous maintenons le vecteur vitesse X_v dans l'état et nous considérons les forces inconnues u_F comme un état additionnel piloté par une entrée inconnue que l'on note μ.

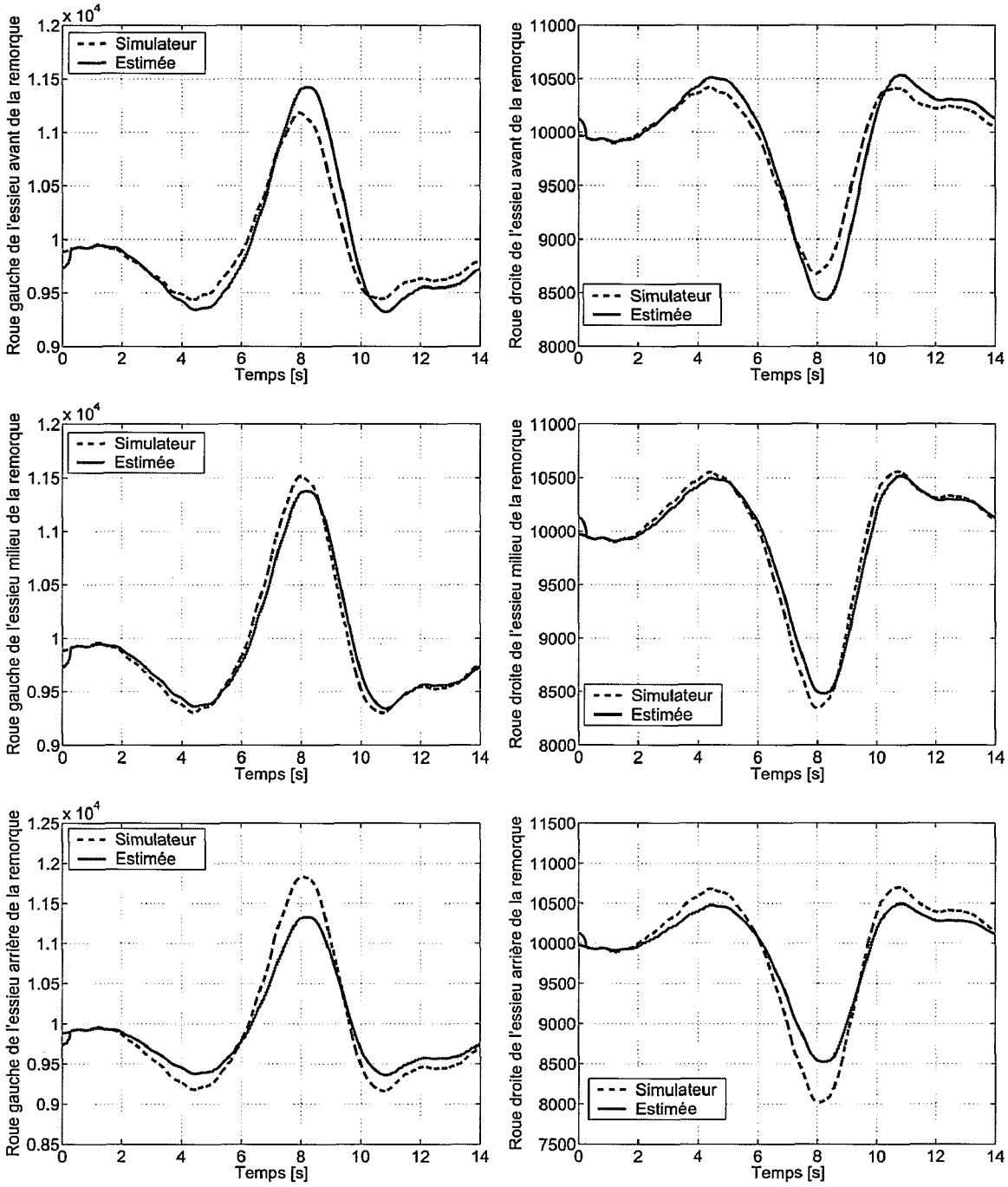

Figure 5.4 – Estimation des forces verticales : inversion explicite

$$\begin{cases} X_1 = X_v \\ u_F = X_2 \\ \dot{u}_F = \mu \end{cases} \tag{5.14}$$

Le nouveau modèle d'état est donné par :

$$\begin{cases} \dot{X}_1 = Bu + W_1(u)X_2 \\ \dot{X}_2 = \mu \end{cases} \tag{5.15}$$

Les sorties du modèle peuvent être réécrites sous cette forme :

$$\begin{cases} Y_1 = X_1 \\ Y_2 = W_2(u)X_2 \end{cases} \tag{5.16}$$

Il est supposé que l'entrée inconnue μ est bornée. Pas d'information additionnelle sur μ est connue.

5.3.2 Synthèse de l'observateur

Le challenge est d'estimer les forces contenues dans la variable d'état X_2. Pour ce faire, nous procédons en deux étapes. En premier lieu, la quantité W_1X_2 est estimée. Une fois l'estimation faite, elle est injecté dans l'observateur à gain variable pour estimer X_2.

Etape 1. Pour estimer la quantité W_1X_2, nous pouvons utiliser un observateur du premier ordre. Etant donné que ce type d'observateur introduit du chattering, nous lui préférerons l'utilisation d'un différenciateur exact. Le différenciateur permettra d'estimer $\dot{X}_1$ à partir des vitesses mesurées X_1 et donc après convergence W_1X_2 peut être calculé. Le différenciateur appliqué est donné par le système d'équations suivant :

$$\begin{cases} \dot{\hat{X}}_1 = Z + \lambda \left|\tilde{X}_1\right|^{\frac{1}{2}} sign(\tilde{X}_1) \\ \dot{Z} = \alpha sign(\tilde{X}_1) \end{cases} \tag{5.17}$$

avec $\tilde{X}_1 = X_1 - \hat{X}_1$ l'erreur d'estimation, $\dot{X}_1$ l'estimée de X_1. α et λ sont les gains du différenciateur avec

$$\begin{cases} \lambda = diag\{\lambda_1, \lambda_2, \ldots, \lambda_5\} \\ \alpha = diag\{\alpha_1, \alpha_2, \ldots, \alpha_5\} \\ \left|\tilde{X}_1\right|^{\frac{1}{2}} = diag\{\left|\tilde{X}_{1_1}\right|^{\frac{1}{2}}, \left|\tilde{X}_{1_2}\right|^{\frac{1}{2}}, \ldots, \left|\tilde{X}_{1_5}\right|^{\frac{1}{2}}\} \\ sign(\tilde{X}_1) = [sign(\tilde{X}_{1_1}), sign(\tilde{X}_{1_2}), \ldots, sign(\tilde{X}_{1_5})]^T. \end{cases} \tag{5.18}$$

En considérant les vitesses connues et localement bornées, il existe α et λ tels que l'erreur d'observation $\dot{\tilde{X}}_{1_i} = \dot{\hat{X}}_{1_i} - \dot{X}_{1_i}$ tend vers 0 en temps fini t_1 pour $i = 1, \cdots, 5$. Comme dans la section précédente, les gains sont réglés de telle manière que pour tout $i = 1, \ldots, 5$ nous avons :

$$\alpha_i > \sigma_i \tag{5.19}$$

et

$$\lambda_i > (\sigma_i + \alpha_i)\sqrt{\frac{2}{\alpha_i - \sigma_i}} \tag{5.20}$$

avec $\sigma_i = max\{\ddot{X}_{1_i}\}$. Ce qui assure la convergence du différenciateur en temps fini.

Etape 2. Après convergence de $\dot{\hat{X}}_1$, nous avons $W_1(u)X_2 = \dot{\hat{X}}_1 - Bu$. Pour évaluer X_2, nous utilisons l'observateur donné par :

$$\dot{\hat{X}}_2 = \hat{\mu} + K_1 sign(W(u)\tilde{X}_2) \tag{5.21}$$

avec, $\hat{X}_2$ est l'estimée X_2, $\tilde{X}_2 = X_2 - \hat{X}_2$ est l'erreur d'estimation de X_2.

$$\begin{cases} K_1 = diag\{K_{1_1}, K_{1_2}, \ldots, K_{1_8}\} \\ sign(W(u)\tilde{X}_2) = [sign([W(u)\tilde{X}_2]_1), sign([W(u)\tilde{X}_2]_2), \ldots, \\ sign([W(u)\tilde{X}_2]_8)]^T \end{cases} \tag{5.22}$$

pour $j = 1, \ldots, 8$, la matrice W est définie par :

$$\begin{cases} W(u)_{1,j} = W_1(u)_{2,j} \\ W(u)_{2,j} = W_2(u)_{1,j} \\ W(u)_{3,j} = W_1(u)_{4,j} \\ W(u)_{4,j} = W_1(u)_{1,j} \\ W(u)_{5,j} = W_2(u)_{2,j} \\ W(u)_{6,j} = W_1(u)_{5,j} \\ W(u)_{7,j} = W_2(u)_{3,j} \\ W(u)_{8,j} = W_2(u)_{4,j} \end{cases} \tag{5.23}$$

Cette disposition de la matrice assure que les éléments diagonaux sont non nuls. Ceci sera utile pour le choix du gain de l'observateur. Nous pouvons noter que $W_1(u)\tilde{X}_2$ est estimé dans la première étape. De plus, $W_2(u)\tilde{X}_2 = W_2(u)X_2 - W_2(u)\hat{X}_2$, et en référence aux mesures $Y_2 = W_2(u)X_2$, nous pouvons écrire $W_2(u)\tilde{X}_2 = Y_2 - W_2(u)\hat{X}_2$. Les matrices $W_1(u)$, $W_2(u)$ et $W(u)$ sont à éléments variables et parfaitement connus.

5.3.3 Etude de convergence

L'erreur d'observation est donnée par :

$$\dot{\tilde{X}}_2 = \tilde{\mu} - K_1 sign(W(u)\tilde{X}_2) \tag{5.24}$$

Considérons la fonction de Lyapunov V sur l'erreur d'observation $\tilde{X}_2$:

$$V = \frac{1}{2}\tilde{X}_2^T\tilde{X}_2 \tag{5.25}$$

La dérivée de V est donnée par :

$$\dot{V} = \tilde{X}_2^T\dot{\tilde{X}}_2 \tag{5.26}$$

Alors,

$$\dot{V} = \tilde{X}_2^T(\tilde{\mu} - K_1 sign(W(u)\tilde{X}_2)) \tag{5.27}$$

Pour assurer la convergence de l'observateur, nous devons sélectionner un gain K_1 tel que $\dot{V} < 0$. Nous proposons d'utiliser la matrice de gain variable K_1 (varie en fonction du vecteur d'entrée u), donné par :

$$K_1 = W^T(u)K_2 \tag{5.28}$$

avec $K_2 = diag\{K_{2_1}, K_{2_2}, \ldots, K_{2_8}\}$ une matrice gain diagonale constante et $W^T(u)$ est la transposée de la matrice $W(u)$. Par conséquent :

$$\dot{V} = \tilde{X}_2^T(\tilde{\mu} - W^T(u)K_2 sign(W(u)\tilde{X}_2)) \tag{5.29}$$

Le gain K_2 est réglé tel que $k_{2_i} >> max \;\; abs\left\{ \;\tilde{\mu}_i/W^T(u)_{i,i}\; \right\}$ avec $i = 1, ..., 8$. Dans ce cas $\dot{V}$ peut être écrit :

$$\dot{V} \simeq \tilde{X}_2^T(-W^T(u)K_2 sign(W(u)\tilde{X}_2)) \tag{5.30}$$

Donc,

$$\dot{V} \simeq -\tilde{X}_2^T W^T(u)K_2 sign(W(u)\tilde{X}_2) \tag{5.31}$$

Sachant que $\tilde{X}_2^T W^T(u)$ est égal à $(W(u)\tilde{X}_2)^T$, on obtient alors :

$$\dot{V} = -(W(u)\tilde{X}_2)^T K_2 sign(W(u)\tilde{X}_2)) \tag{5.32}$$

Sachant que $k_{2_i} > 0$ pour $i = 1, ..., 8$, nous avons $\dot{V} < 0$ et par conséquent $\hat{X}_2$ tend vers X_2 en temps fini $t_2 > t_1$.

Le calcul de μ peut être fait en se référent à l'équation (5.24). Après convergence de $\hat{X}_2$ vers X_2, on aura

$$\tilde{\mu} = K_1 sign(W(u)\tilde{X}_2)) \tag{5.33}$$

Sachant que $\tilde{\mu} = \mu - \hat{\mu}$, on obtient

$$\mu = \hat{\mu} + K_1 sign(W(u)\tilde{X}_2)) \tag{5.34}$$

5.3.4 Résultats de simulation

Nous avons réalisé la même simulation en chicane faite pour valider la première méthode d'estimation. Pour simuler le modèle, les forces d'impact étant considérées comme un nouvel état, nous avons modifié en conséquence le modèle lors de la simulation. De manière identique à la méthode précédente, nous estimons en premier lieu la force latérale équivalente au niveau de la remorque. Nous avons en premier lieu introduit dans l'observateur les entrées/sorties du bloc modèle pour vérifier la convergence de l'observateur, ce qui est le cas comme le montre la figure 5.5. Dans cette dernière, on note que l'observateur converge vers l'entrée inconnue correspondant la force latérale équivalente à la remorque avec un temps de convergence autour de 0.3 secondes.

Nous avons par la suite introduit dans l'observateur les entrées/sorties issus du simulateur Prosper. Evidemment, dans le cadre réel, ces signaux d'E/S correspondront aux mesures des capteurs embarqués dans le véhicule. Nous avons comparé la force latérale reconstruite par l'observateur avec celle donnée par le simulateur comme le montre la

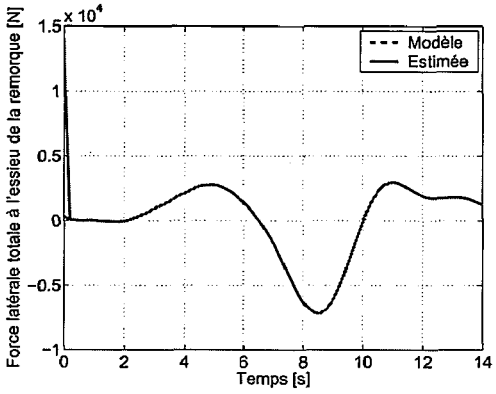

Figure 5.5 – Comparaison avec le modèle

figure 5.6. On remarque que la force latérale est estimée avec la présence d'un écart et d'un léger décalage qui sont dus aux hypothèses de modélisation (cf. chapitre 5).

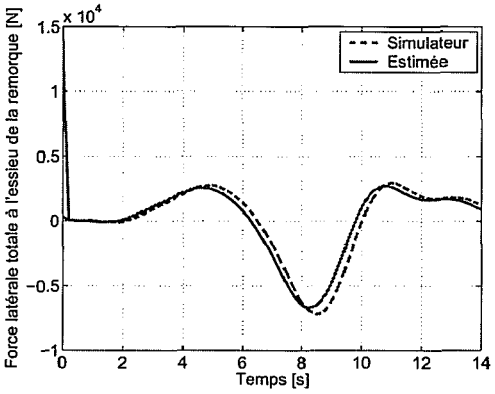

Figure 5.6 – Comparaison avec le simulateur Prosper

Enfin, en figure 5.7, les courbes correspondant à l'estimation des forces verticales dans la remorque sont montrées. Les résultats d'estimation des forces verticales sont similaires à la méthode précédente.

Nous n'avons pas de réduction de l'écart qui reste lié aux erreurs de modélisation, néanmoins, la méthode basée sur l'observateur à gain variable permet d'estimer les forces latérales et verticales au niveau de la remorque avec l'avantage d'éviter une inversion de matrice qui peut selon les paramètres du modèle engendrer un problème de matrice mal-conditionnée. D'autant plus que les paramètres du modèle du véhicule sont sujets à de fréquentes variations, telles que la masse et l'inertie qui dépendent du chargement du véhicule [72].

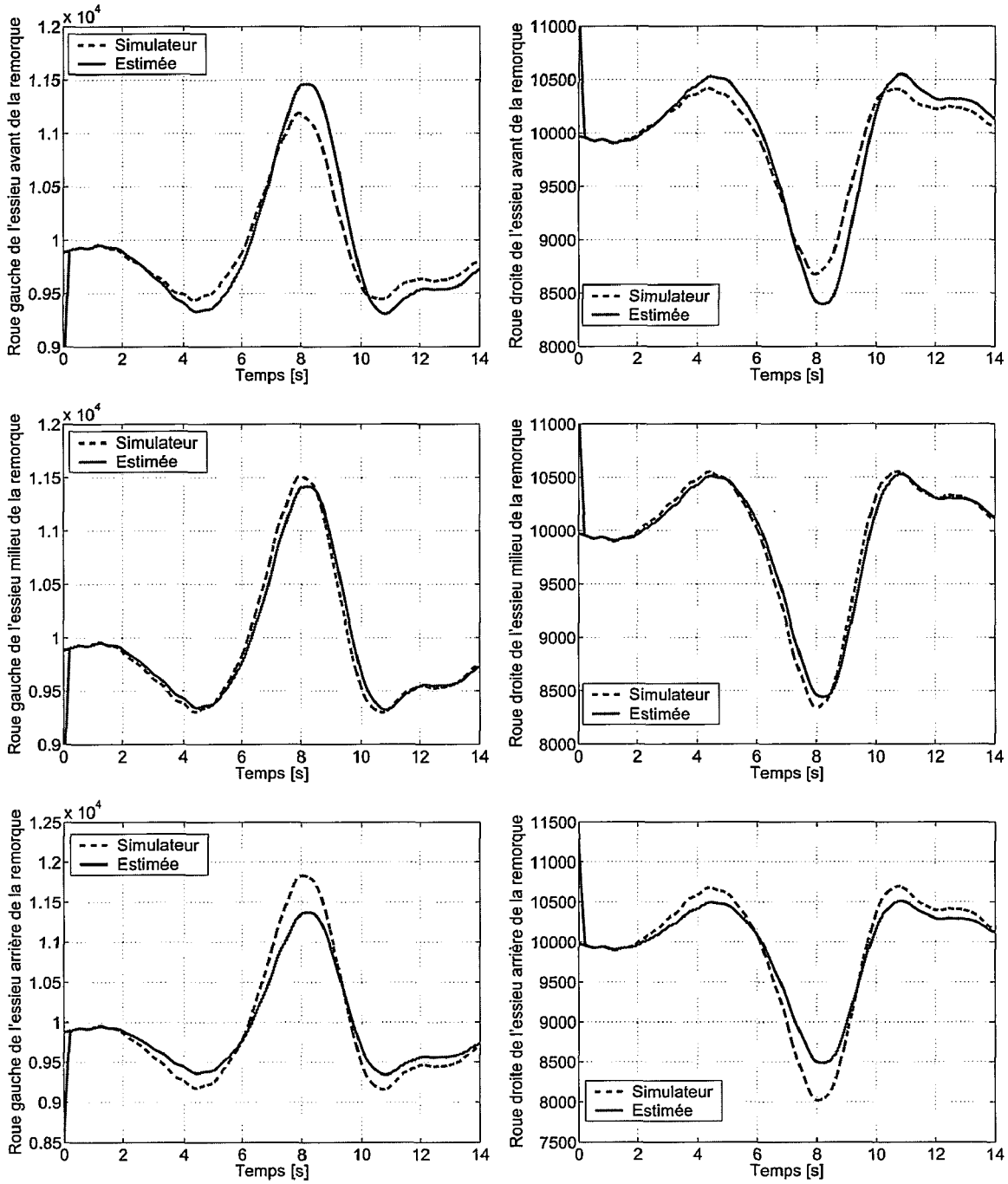

Figure 5.7 – Estimation des forces verticales : inversion implicite

5.4 Conclusion

En première partie de chapitre, le modèle dynamique du véhicule est écrit sous forme d'état. Deux méthodes distinctes pour l'estimation des forces d'impact dans la remorque sont proposées et validées avec les données du simulateur Prosper. Une première méthode

basée uniquement sur le différenciateur exact et d'une inversion explicite de modèle est validée à l'aide du simulateur Prosper. Une seconde méthode basée sur un observateur à gain variable a été proposée pour pallier au problème de matrice mal-conditionnée pouvant être rencontré lors de l'application de l'inversion explicite du modèle. La seconde méthode est également validée sous Prosper donnant des résultats similaires à la première méthode mais avec l'avantage d'inverser le modèle implicitement et donc éviter les problèmes de singularité. Dans le chapitre suivant, nous présentons l'aspect expérimental de l'estimation des forces d'impact.

CHAPITRE 6

Résultats expérimentaux

Dans ce chapitre, une expérimentation pour l'estimation des forces d'impact est présentée. Le dispositif expérimental reproduit l'effet d'un poids lourd sur une portion de chaussée. Un plan d'instrumentation qui servira le lecteur pour de futures expérimentations sur un véhicule est également proposé. Les principaux points abordés dans ce chapitre concernent :

- l'évaluation de la force verticale en se basant sur la mesure par capteur de pression et par LVDT ainsi que la réponse du modèle par rapport à ces deux techniques (identification des paramètres de raideur et d'amortissement de la suspension et utilisation d'un différenciateur exact pour évaluer la force de suspension)
- la validation de modèle, comparer les forces d'impact issue des jauges et celles données par le modèle
- l'étude de la propriétés de répétabilité des forces verticales

6.1 Description du dispositif

L'expérimentation a eu lieu en partenariat avec l'Australian Road Research Board. Elle a eu pour support l'Accelerated Loading Facility (voir Figures 6.1 à 6.4). L'ALF, est un manège de fatigue permettant de reproduire l'effet de passages successifs de charge d'un point lourd sur une portion de chaussée, ce qui permet d'évaluer la réaction et la durée de vie d'un enrobé de chaussée. L'ALF est muni d'un système de suspension pneumatique équivalent à celui installé sur les poids lourds. Il est composé de quatre roues : deux roues jumelées à l'avant et deux roues jumelées à l'arrière du dispositif. La charge statique peut varier en 40 et 100 kN à raison de 10 kN. La vitesse de déplacement est limitée à 22 km/h, les roues jumelées étant entraînées par un moteur électrique de 22 kW. Plus de détails peuvent être consultés sur le site de l'ARRB [2].

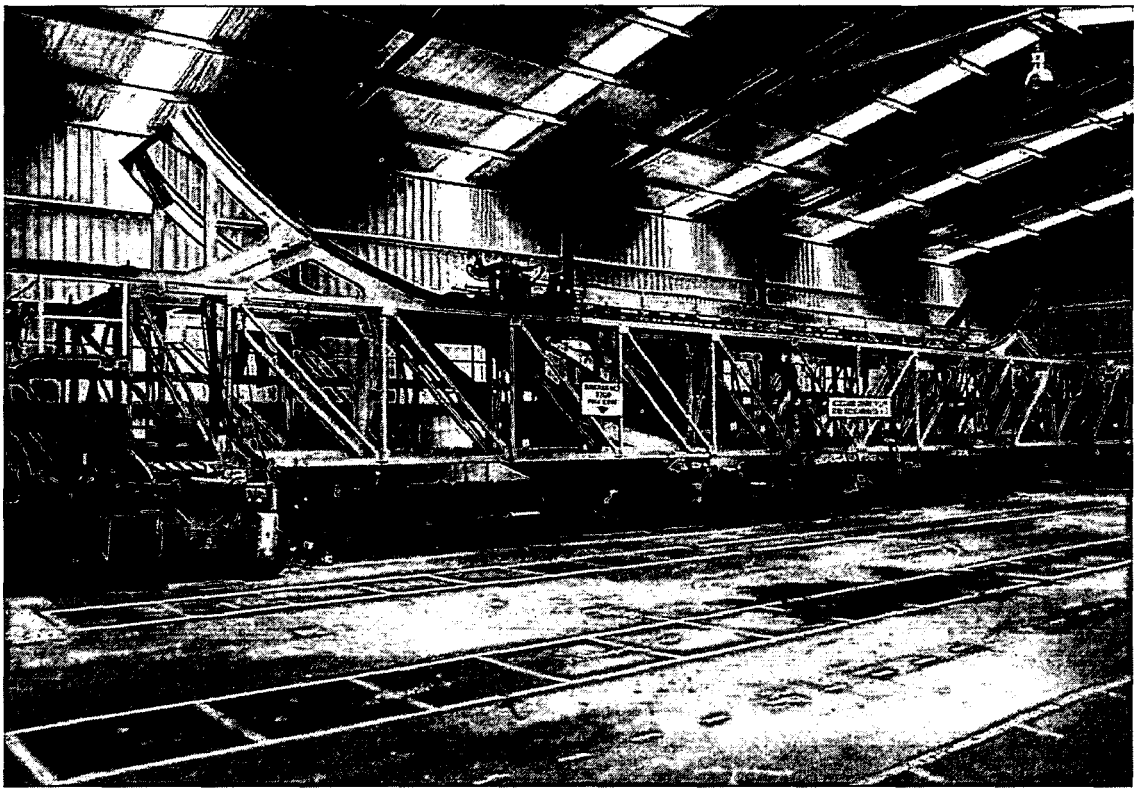

Figure 6.1 – Vue de l'Accelerated Load Facility

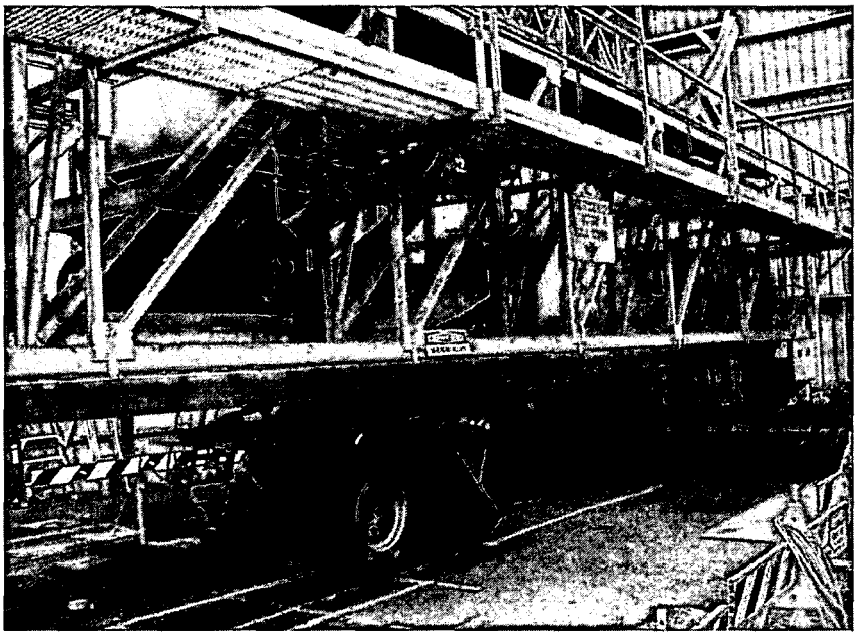

Figure 6.2 – Vue latérale de l'ALF

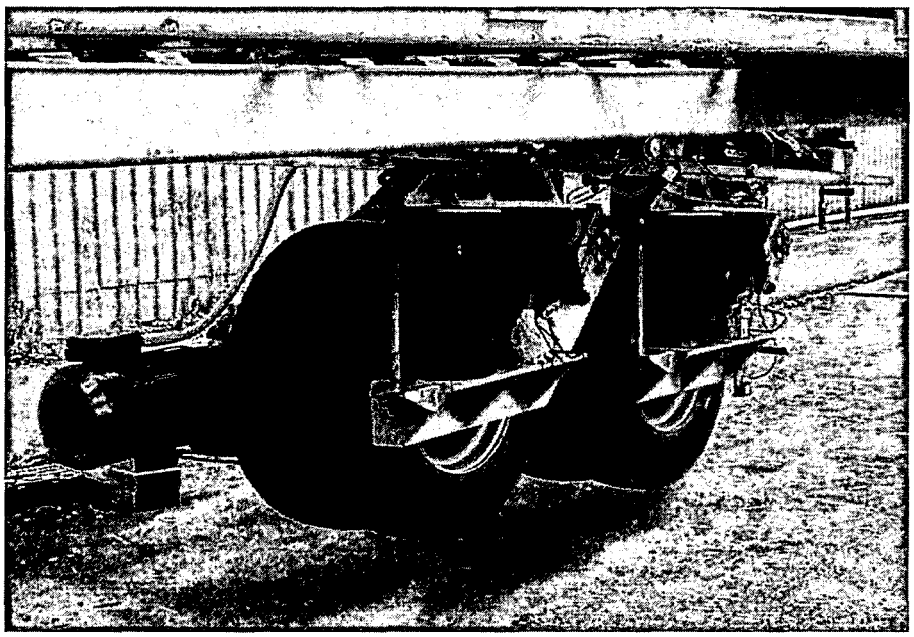

Figure 6.3 – Roues jumelées sur l'ALF

6.2 Instrumentation

Un certain nombre de capteurs sont installés sur l'ALF, ces capteurs sont :

- 4 Jauges de déformation : sur les barres d'essieu, ils permettent d'évaluer la force d'impact, il s'agit d'une référence sur la mesure de la force d'impact (Figure 6.8).
- 2 Capteurs de déplacement : de type LVDT, fournissent une mesure du débattement de suspension (Figure 6.5).
- 2 Capteurs de pression : permettent de mesurer la pression du coussin d'air de suspension (Figure 6.6).
- 2 Accéléromètres : pour mesurer l'accélération verticale des roues (Figure 6.7).

Au vu de son coût important, nous n'avons pas fajt usage d'une roue instrumentée lors de cette expérimentation. Ci-dessous, les figures montrant les différents capteurs et leur installation dans le dispositif.

Les jauges de déformation sont placées à proximité du moyeu des roues, elles permettent de mesurer la déformation due à l'effort tranchant et par conséquent de la force verticale. Il s'agit de la méthode de l'instrumentation des essieux présenté en première partie. Cette méthode permet d'avoir une référence sur la mesure afin de comparer les signaux issus du modèle en supposant que l'erreur sur la mesure de la force d'impact soit inférieure à 10%, étant donné que les roues se déplacent en ligne droite et à vitesse constante.

6.2.1 Analyse fréquentielle

La fréquence d'échantillonnage a été fixée à 100 Hz afin de respecter la condition de Shannon, étant donné que la fréquence maximale du signal utile est de 15 Hz. Par

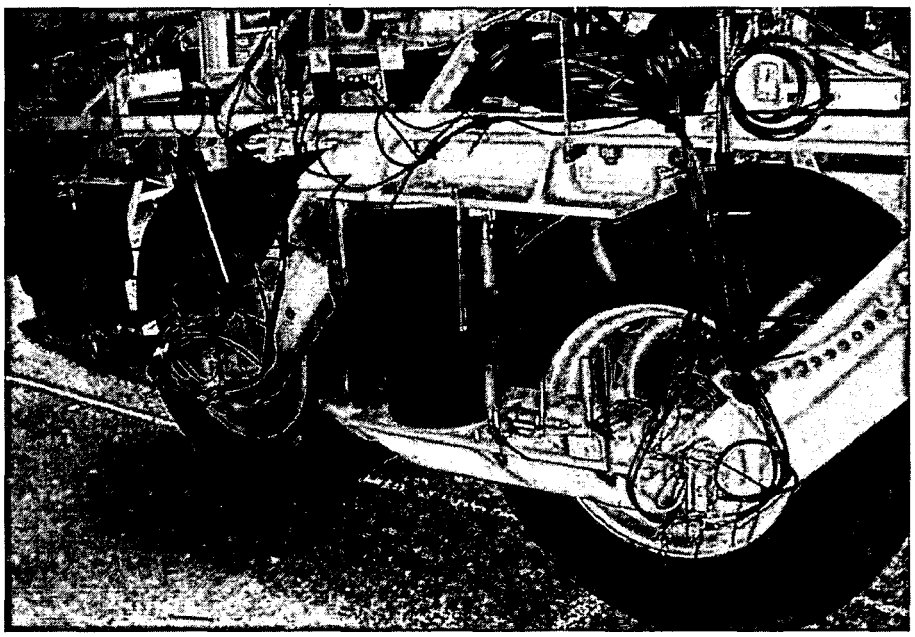

Figure 6.4 – Instumentation de l'ALF

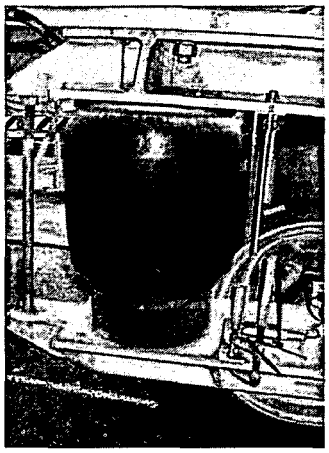

Figure 6.5 – Capteur de débattement de suspension

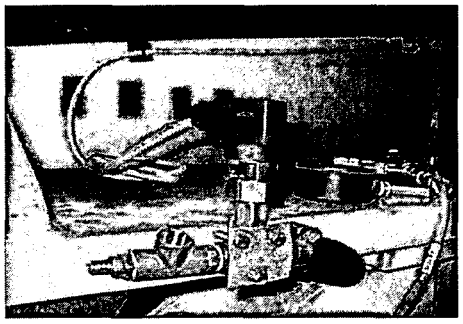

Figure 6.6 – Capteur de pression

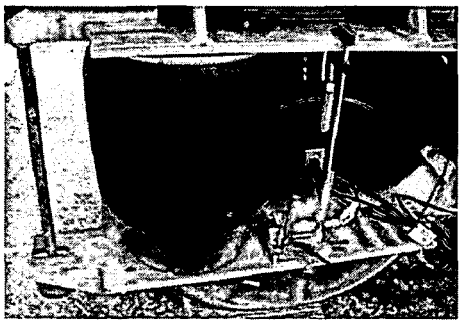

Figure 6.7 – Accéléromètre installé sur la roue

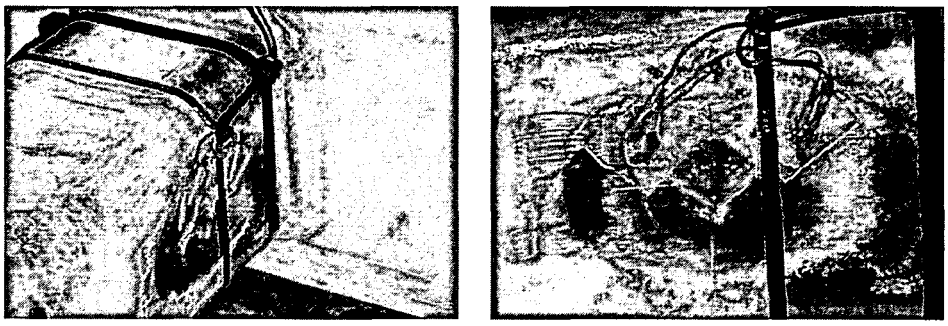

Figure 6.8 – Jauges des déformation

conséquent l'échantillonnage se fait sur une fréquence supérieure à 30 Hz. Le système d'acquisition est un équipement fourni par l'ARRB.

Le calcul par FFT du spectre des signaux acquis permet de mettre en relief les modes de vibration. Les fréquences propres relatives au balancement de la masse suspendue varie entre 1.5 et 4.5 Hz et le débattement de la masse non suspendue entre 8 et 15 Hz. On choisit donc de filtrer les signaux acquis à l'aide d'un filtre passe bas avec une fréquence de coupure de 15 Hz.

Comme nous pouvons le remarquer sur la figure 6.9, le spectre s'étend en grand partie sur les fréquence allant de 10 à 20 Hz qui correspondent au mouvement de pompage de la roue, on remarque également la présence de fortes amplitudes du signal autour de 30 Hz. Il pourrait s'agir de bruit de mesure ainsi que de l'effet de vibration du moteur d'entraînement. Sur les spectres des capteurs de pression et de LVDT, représentés respectivement sur les figures 6.10 et 6.11, les fréquences se concentrent autour de la plage allant de 1 à 5 Hz, ce qui correspond au mouvement de balancement de la masse suspendue. Le spectre du signal de jauge en figure 6.12, indique en réalité les variations de la force d'impact. On remarque l'influence simultanée de la partie basse fréquence issue du mouvement de la masse suspendue englobe la plus grande portion de l'énergie et la partie correspondant au pompage de la masse non suspendue qui est à haute fréquence.

L'utilisation d'un filtre numérique permet d'atténuer l'effet du bruit de mesure. Nous avons choisi d'utiliser un filtre passe-bas d'ordre 5 avec une fréquence de coupure de 15 Hz. La fonction de transfert du filtre numérique est donnée par :

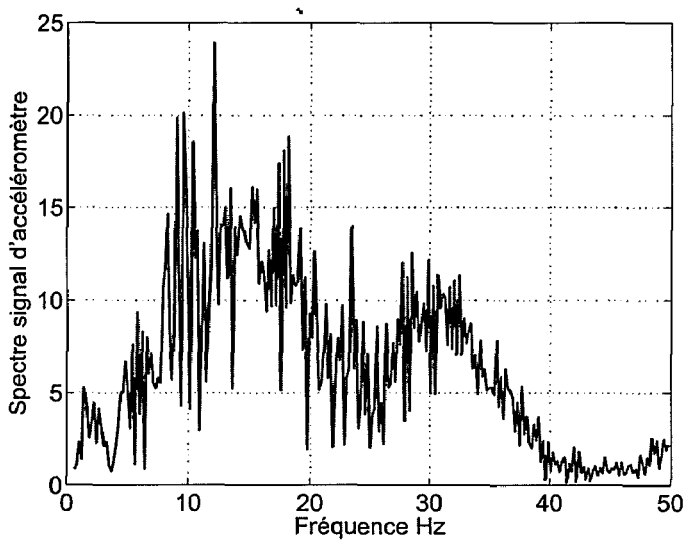

Figure 6.9 – Spectre du signal d'accéléromètre

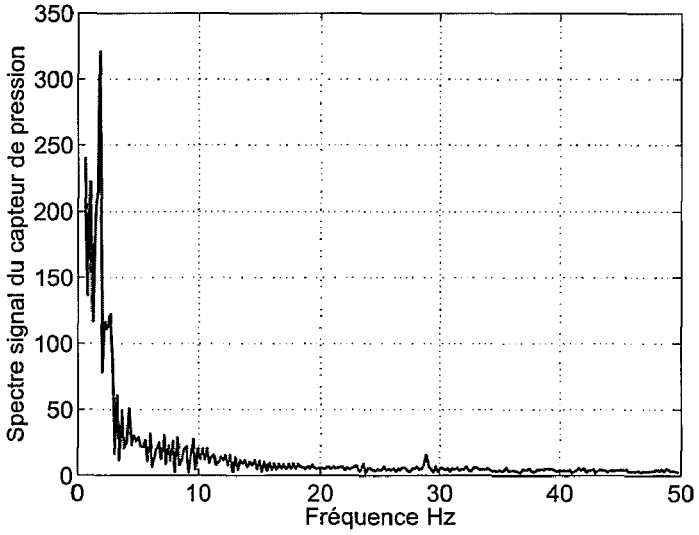

Figure 6.10 – Spectre du signal du capteur de pression

$$F(z^{-1}) = \frac{B(z^{-1})}{A(z^{-1})} = \frac{0.0069 + 0.0347z^{-1} + 0.0693z^{-2} + 0.0693z^{-3} + 0.0347z^{-4} + 0.0069z^{-5}}{1 - 1.9759z^{-1} + 2.0135z^{-2} - 1.1026z^{-3} + 0.3276z^{-4} - 0.0407z^{-5}} \tag{6.1}$$

6.2.2 Procédure de l'expérimentation

Le dispositif ALF est commandé à distance à l'aide d'un système d'asservissement permettant de sélection une vitesse de références pour le déplacement des roues. Cette vitesse est atteinte au bout de 6 à 7 passages successifs. Plusieurs tests ont été effectués.

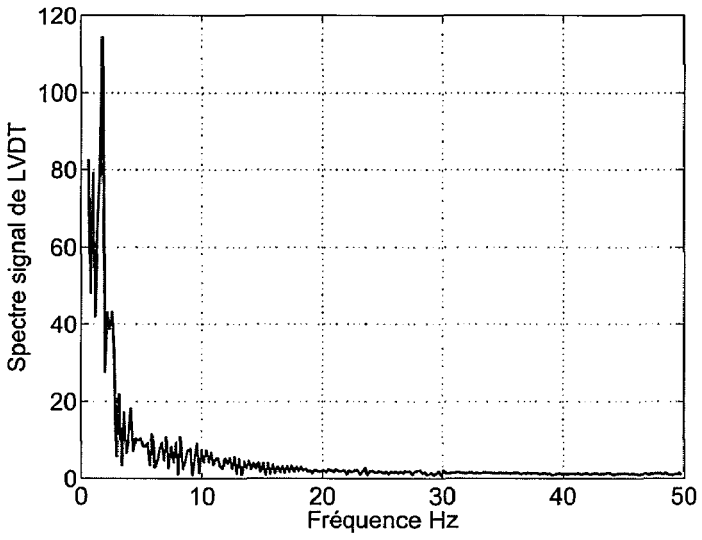

Figure 6.11 – Spectre du signal du LVDT

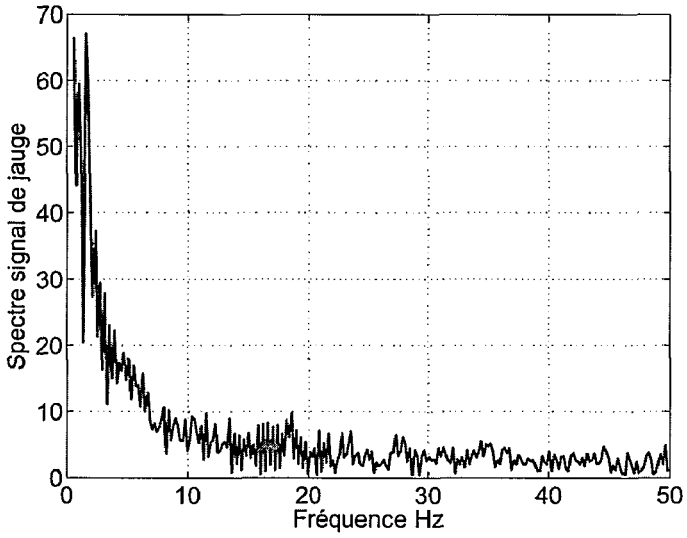

Figure 6.12 – Spectre du signal des jauges

Chaque test comporte un certain nombre de passages le long de la piste de 12 mètres. Pour un passage aller, les roues sont en contact avec le sol et au retour, les roues sont décollées. Les tests effectués sont comme suit :

- Test 1 : piste sans planche à vitesse de consigne de 22 km/h
- Test 2 : piste sans planche à 11.1 km/h
- Test 3 : piste sans planche à 10.6 km/h, retard sur la mise en contact des roues au sol lors du début des passages
- Test 4 : piste sans planche à 20.4 km/h, retard également sur la mise en contact des roues au sol
- Test 5 : piste avec planche 1, vitesse de 20.4 km/h
- Test 6 : piste avec planche 1, plusieurs passages à vitesses différentes 20.4, 14.4 et

10.2 km/h
- Test 7 : test de nouveaux types de jauges à fixation magnétique sur l'essieu
- Test 8 : piste avec planches (1 et 2), vitesse de 20.4 km/h

Les planches (gendarme-couché) sont des planches en bois disposés à 5 mètres du point de départ des roues sur la piste. Deux dimensions ont été utilisées (largeur x hauteur). La planche 1 est de dimension 26mm x 29mm et la planche 2 est de dimension 140mm x 18mm.

6.3 Forces d'impact verticales

A partir des mesures obtenues, nous proposons d'évaluer les forces d'impact à partir du modèle et des techniques d'estimation présentées précédemment (différenciateur exact). Une modification du modèle est faite, d'une part, compte tenu de l'absence de mouvement de lacet car le dispositif se déplace uniquement en ligne droite, et d'autre, nous avons uniquement un demi essieu pour chaque paire de roues jumelées. Nous évaluons donc les forces d'impact pour ce cas particulier.

La modification du modèle est faite au niveau de la partie essieu. Nous considérons en effet uniquement un modèle de quart de véhicule (demi-essieu). Les forces qui y sont appliquées sont les forces verticales, de suspensions et latérales. Nous n'avons pas de mesure de lacet et considérerons donc que les entrées en lacet sont nulles et que l'effet des forces latérales est négligeable. La partie estimation des forces latérales ne sera pas introduite dans nos calculs.

L'évaluation des forces de suspension peut être faite de deux manières, soit en utilisant les capteurs de pression, ou bien en utilisant les capteurs de débattement de suspension. En première partie, à partir des mesures obtenues, les coefficients permettant d'évaluer ces forces sont identifiés. Ensuite, une comparaison des forces d'impact obtenues par les deux techniques sera faite en se basant sur les mesures des jauges de déformations qui constituent la référence sur la force d'impact.

6.3.1 Calcul des forces de suspension

Il existe deux manières d'évaluer les forces de suspension, soit à partir des mesures de pression ou bien à partir des mesures de débattement. Cette expérimentation permet d'évaluer les performances des deux types de mesure en terme de calcul de la force d'impact verticale.

La première méthode consiste à supposer une proportionnalité entre la force de suspension et la pression au niveau des coussins d'air. Comme cela a été présenté en première partie de ce manuscrit, cette technique est utilisée dans le pesage embarqué statique, pour l'évaluation du poids à l'arrêt du véhicule.

Pour estimer cette force, nous supposons que la force est proportionnelle à la pression mesurée au niveau des coussins d'air. Pour calculer ce coefficient de proportionnalité, un certain nombre de mesures est réalisé en statique, à l'arrêt total du dispositif.

La force de suspension à l'arrêt est égale au poids supporté par les roues auquel on retranche le poids non suspendu. Le poids non suspendu comporte le poids des roues, des leviers, des coussins d'air et des amortisseurs relatifs aux roues jumelées avant et arrière. Si l'on note les gains de proportionnalité pression/force de suspension à avant et à arrière par K_{p_1} et K_{p_2} alors la force de suspension F_{s_1} est donnée pour les roues jumelées avant par :

$$F_{s_1} = K_{p_1} Pres_1 \tag{6.2}$$

et F_{s_2} pour les roues jumelées arrière :

$$F_{s_2} = K_{p_2} Pres_2 \tag{6.3}$$

avec $Pres_1$ et $Pres_2$ les mesures de pression données par les APT.

La seconde méthode permet le calcul des forces de suspensions à partir du débattement de la suspension. Pour ce faire, nous devons tout d'abord identifier les coefficients de raideur et d'amortissement du système de suspension. Ces paramètres sont notés K_{s_1}, K_{s_2}, C_{s_1} et C_{s_2}. Les paramètres de raideurs sont calculés à partir de test à l'arrêt. Le principe consiste à trouver la pente de variation de la force de suspension correspondant à l'arrêt au poids suspendu et le débattement de la suspension. Notons que le capteur LVDT mesure la distance entre le châssis et le bras de suspension, nous utilisons deux tests distincts pour évaluer la raideur en maintenant la pression du coussin constante pour ne pas faire varier les conditions de mesure. Dans ce cas, les forces de suspension pour les roues jumelées avant et arrière sont données par les formule :

$$F_{s_1} = K_{s_1} d_1 + C_{s_1} \dot{d}_1 + Fs_{statique_1} \tag{6.4}$$

et

$$F_{s_2} = K_{s_2} d_2 + C_{s_2} \dot{d}_2 + Fs_{statique_2} \tag{6.5}$$

où d_1 et d_2 dénotent respectivement les débattements de suspension pour les roues jumelées avant et arrière mesurés par LVDT, $Fs_{statique_1}$ et $Fs_{statique_2}$ sont respectivement les forces de suspension sur les roues jumelées avant et arrière à l'arrêt. En effet, le débattement de suspension est obtenu en soustrayant la longueur totale donnée en sortie par le capteur à sa valeur à l'arrêt. Il faut également ajouter la valeur de la force de suspension à l'arrêt. Nous introduisons dans cette partie un différenciateur exact à mode glissant permettant d'estimer la dérivée du débattement et par conséquent la force de suspension dynamique.

Le calcul de la raideur de suspension se fait à partir des mesures à l'arrêt de la manière suivante. Soient les deux mesures de LVDT issues par exemple des tests 1 et 2 et que l'on notera $LVDT_1$ et $LVDT_2$. On note également les poids statiques relatifs aux

	Test 1	Test 2	Test 3	Test 4	Test 5	Test 6
Masse statique /roue [T]	4.15	1.39	4.04	3.85	3.79	4.19
Poids suspendu (x9.81) [kN]	3.75	0.99	3.64	3.45	3.39	3.79
Pression du coussin (Psi)	50.07	10.15	46.03	45.3	45.08	45.46
Signal LVDT (cm)	28.09	19.73	27.20	29.63	29.66	28.08
Gain en pression	734.7214	956.8374	775.7636	747.1192	737.7085	817.8597

Tableau 6.1 – Mesures statiques sur l'ALF - Roues jumelées avant

	Test 1	Test 2	Test 3	Test 4	Test 5	Test 6
Masse statique /roue [T]	4.20	5.41	4.06	4.10	4.08	4.41
Poids suspendu (x9.81) [kN]	3.25	4.46	3.11	3.15	3.13	3.46
Pression du coussin (Psi)	44.82	55.33	39.24	40.37	40.32	39.86
Signal LVDT (cm)	24.20	20.12	27.32	28.56	28.60	28.05
Gain en pression	711.3454	790.7573	777.5000	765.4570	761.5402	851.5454

Tableau 6.2 – Mesures statiques sur l'ALF - Roues jumelées arrière

deux tests et mesurés par pèse-roue. Ces poids totaux, réduits des poids des parties non suspendues, donnent le poids suspendu. A l'arrêt, le poids suspendu est égal à la force de suspension pour chaque roue jumelée et que l'on notera Fs_1 et Fs_2 relativement aux deux tests. dans ce cas, le coefficient de raideur de suspension est donnée par la pente : $K_s = \dfrac{Fs_1 - Fs_2}{LVDT_1 - LVDT_2}$.

D'après le descriptif de l'ALF, les masses non suspendues à l'avant et à l'arrière sont de 399.54 kg et 946.24 Kg respectivement, l'arrière inclut le moteur. Nous présentons sur les tables 6.1 et 6.2 les mesures à l'arrêt du poids statique par paire de roues jumelées. La pression du coussin d'air et le signal du LVDT, ainsi que les gains en pression calculés K_{p_1} et K_{p_2}.

Remarque 6.1. *Les poids statiques par roue des tests 5 et 6 sont obtenus à l'aide des signaux des jauges préalablement étalonnées lors du test.*

On propose de calculer la raideur sur deux valeurs de pression proches pour garder les mêmes conditions de mesure, pour cela, nous utilisons les tests 4 et 6 qui ont eu lieu juste avant les expérimentations en dynamique et où la pression a peu varié. Nous aboutissons aux résultats donnés en table 6.3 :

Pour évaluer le coefficient d'amortissement, nous nous basons sur une méthode graphique. Sachant que le système de suspension peut être considéré comme un système du

	$K_s(N/m)$
Roues jumelées avant	219400
Roues jumelées arrière	607800

Tableau 6.3 – Identification des raideurs de la suspension

second ordre amorti, on évalue en premier lieu la pulsation propre $\omega_n = \sqrt{\frac{K_s}{M_s}}$, où K_s est la raideur évaluée précédemment et M_s la masse suspendue. Ensuite, à partir d'essais en dynamique, on évalue la pseudo-période (pseudo-pulsation ω_p) qui est la distance temporelle entre deux pics successif d'une réponse amortie (voir Figure 6.13). On calcule ensuite le taux d'amortissement ζ à partir de la formule $\omega_p = \omega_n\sqrt{1-\zeta^2}$ et donc le coefficient d'amortissement $C_s = 2\zeta\sqrt{K_s M_s}$. D'après le test en dynamique, on trouve $C_s = 61021 N/ms$ pour les roues jumelées arrière. L'amortisseur à l'avant est identique que celui à l'arrière. La détermination graphique de la pseudo-période se fait à partir des signaux de la pression en faisant un filtrage basse-bas pour éliminer les bruits et faciliter la lecture.

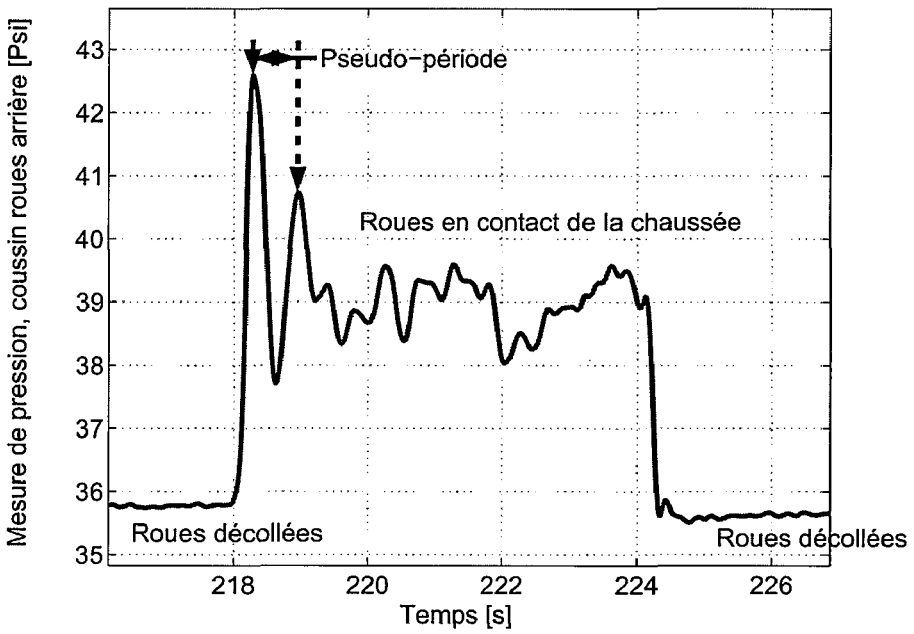

Figure 6.13 – Détermination graphique de la pseudo-période

6.3.2 Résultats

Dans cette section, nous comparons les résultats de la reconstitution des forces d'impact aux mesures de références issues des jauges. Nous rappelons que les roues jumelées sur le dispositif ALF sont limitées à un déplacement en ligne droite, le modèle en lacet développé en chapitre 5 n'intervient pas, de même, nous avons développé un modèle en roulis relatif au mouvement d'un essieu dans sa globalité. Etant donné la configuration de l'ALF, nous considérons deux roues jumelées à l'avant ou à l'arrière comme correspondant à un demi-essieu. On aboutit ainsi à un modèle réduit équivalent à un quart de véhicule. Nous avons exécuté plusieurs passages sur la piste. Nous ne pouvons pas présenter l'ensemble des passages au vu de leur nombre important. Nous avons donc choisi de présenter 3 configurations de la piste. La configuration avec la piste sans aucune planche, la piste

avec la planche 1 et la piste avec la planche 2. Pour chaque configuration, nous présentons 4 passages successifs.

Remarque 6.2. *On rappelle que l'utilisation des jauges est dans le seul but d'avoir une idée sur l'allure des forces d'impact. On appellera par référence la mesure donnée par les jauges. L'objectif n'est pas de calquer les estimations sur le signal donné par les jauges mais plutôt de comparer les allures car les jauges fournissent aussi une erreur par rapport aux forces d'impact réelles. On parlera donc pas d'erreur mais d'écart entre les forces données par les jauges et les forces estimées. Comme nous l'avons montré dans la partie état de l'art, l'unique outil de validation reste la roue dynamométrique qui présente une erreur de mesure de l'ordre de 2%.*

Nous observons que les allures des forces d'impact issues du modèle et celles données par la référence (mesure des jauges de déformation) sont très proches pour l'ensemble des passages. Les trois premiers passages relatifs à la piste sans planche (figures 6.14 à 6.21) ne présente pas de différences notables entre l'utilisation du LVDT ou de l'APT pour l'estimation des forces, les distributions des écarts sont concentrées sur des valeurs inférieures à 10%. Cet écart réduit peut être expliqué par le fait que la dynamique verticale n'est pas excitée et que les forces d'impact restent au voisinage des poids statiques. Lors des passages suivants, en présence des planches 1 et 2 (figures 6.22 à 6.37), la force d'impact verticale varie fortement dès lors qu'il y a passage sur le gendarme-couché. Par rapport au LVDT, les forces obtenues par l'utilisation du capteur de pression présentent une meilleure similitude avec la référence. Ceci est confirmé en traçant les histogrammes des écarts. Les écarts relatifs aux LVDT sont répartis sur un intervalle entre 0 et 20% alors que pour l'APT, les écarts sont concentrés sur l'intervalle 0 à 10%. Il apparaît donc que l'utilisation du capteur de pression donne des résultats plus proches de la référence que le LVDT. L'utilisation du LVDT n'est pas à proscrire. Cette expérimentation a permis de montrer que l'utilisation du capteur de pression aboutit à des résultats proches de l'utilisation des jauges sous certaines conditions (ligne droite, vitesse constante et relativement faible). Etant donné qu'il a été montré que sous ces mêmes conditions les jauges de déformation donnent une bonne mesure des forces d'impact (cf. chapitre 2), on peut conclure a priori dans ce cas que les APT donnent de meilleurs résultats que les LVDT. Des tests sur véhicule permettront d'évaluer d'avantages les performances et les plages d'utilisation adéquates pour les deux types de capteurs.

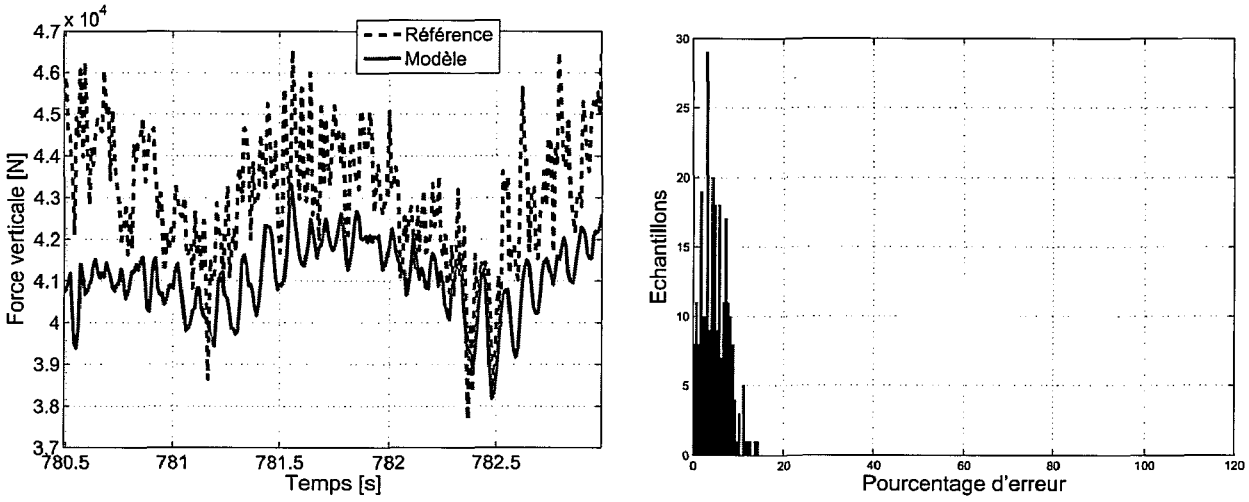

Figure 6.14 – Passage 1 : piste sans planche et force de suspension issue du LVDT

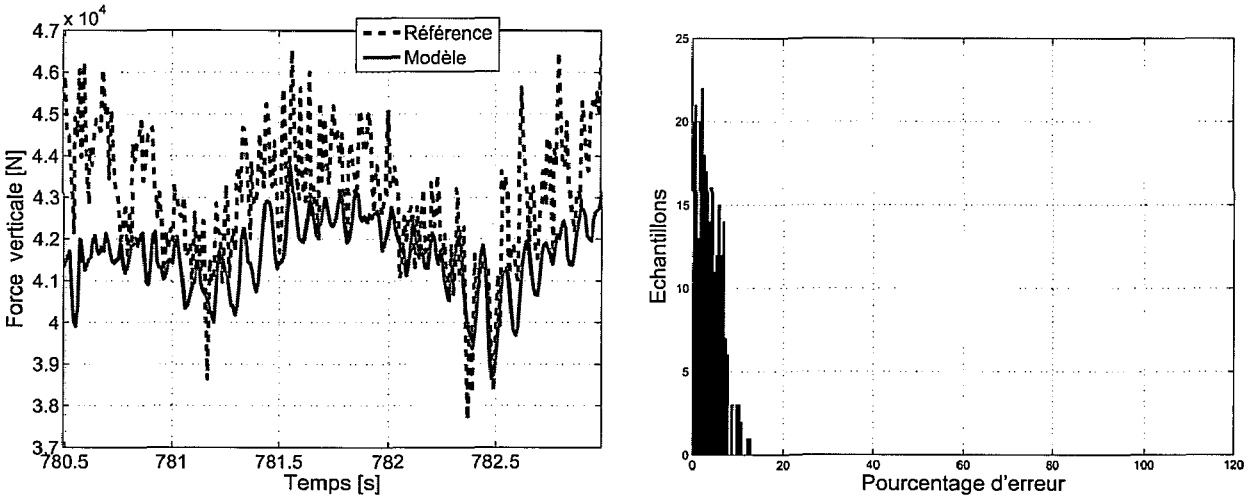

Figure 6.15 – Passage 1 : piste sans planche et force de suspension issue de l'APT

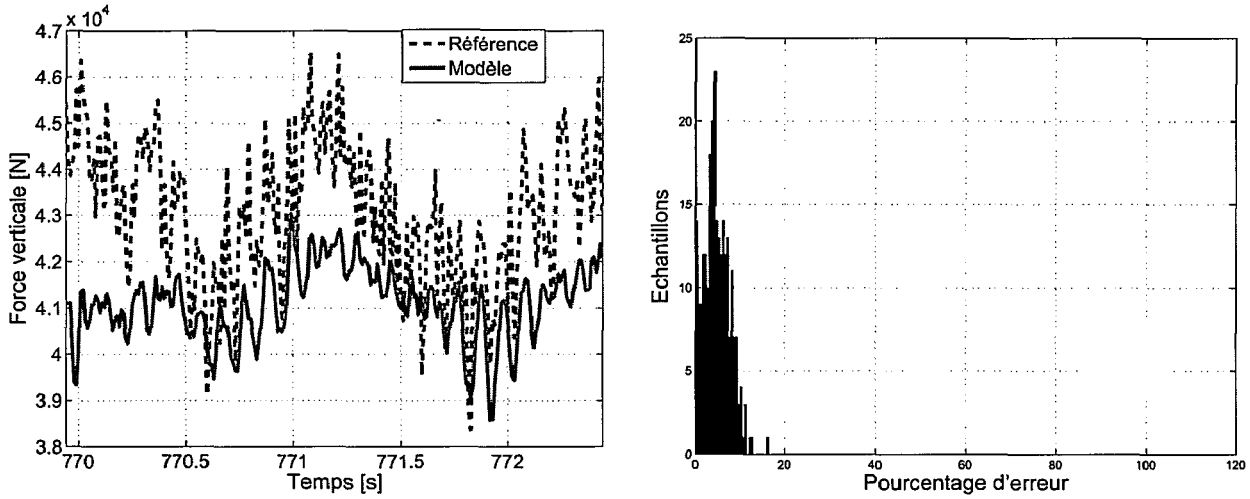

Figure 6.16 – Passage 2 : piste sans planche et force de suspension issue du LVDT

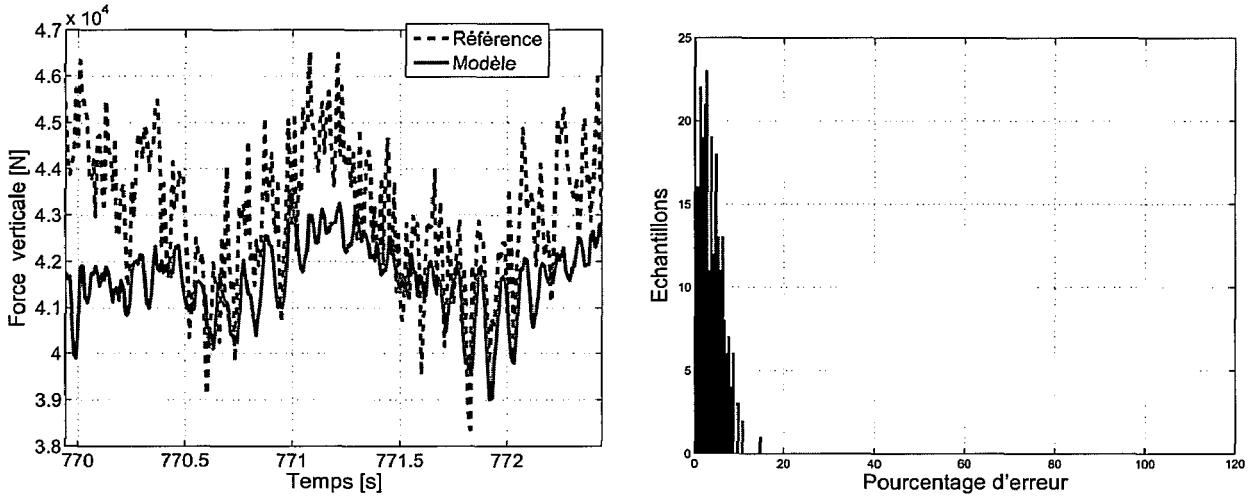

Figure 6.17 – Passage 2 : piste sans planche et force de suspension issue de l'APT

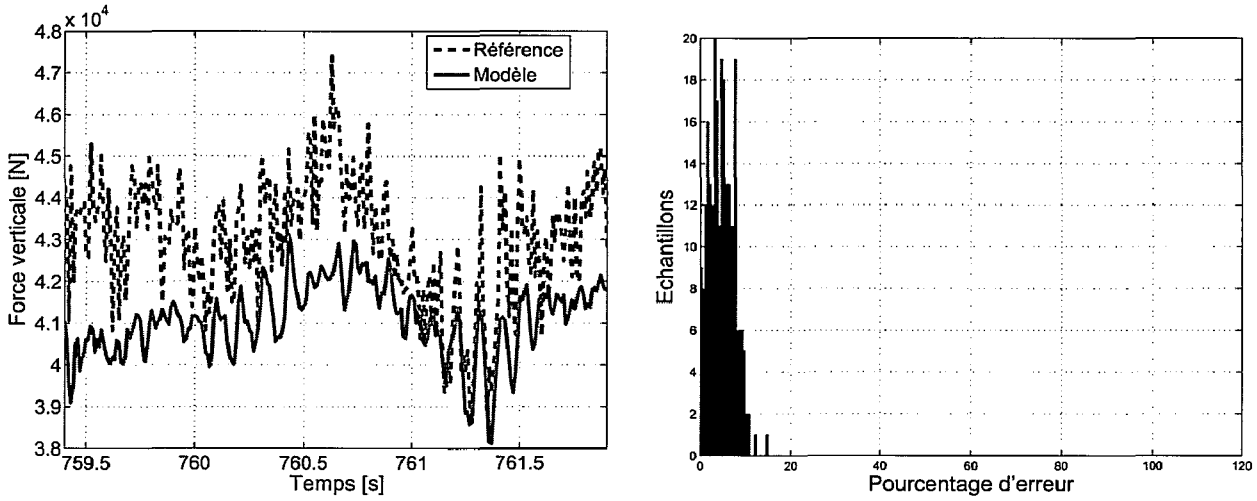

Figure 6.18 – Passage 3 : piste sans planche et force de suspension issue du LVDT

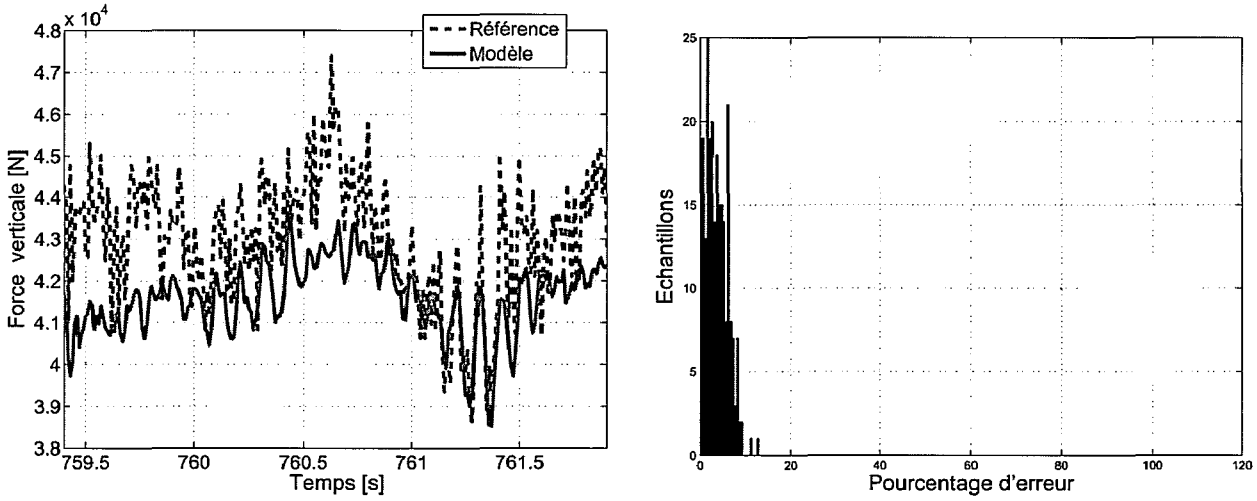

Figure 6.19 – Passage 3 : piste sans planche et force de suspension issue de l'APT

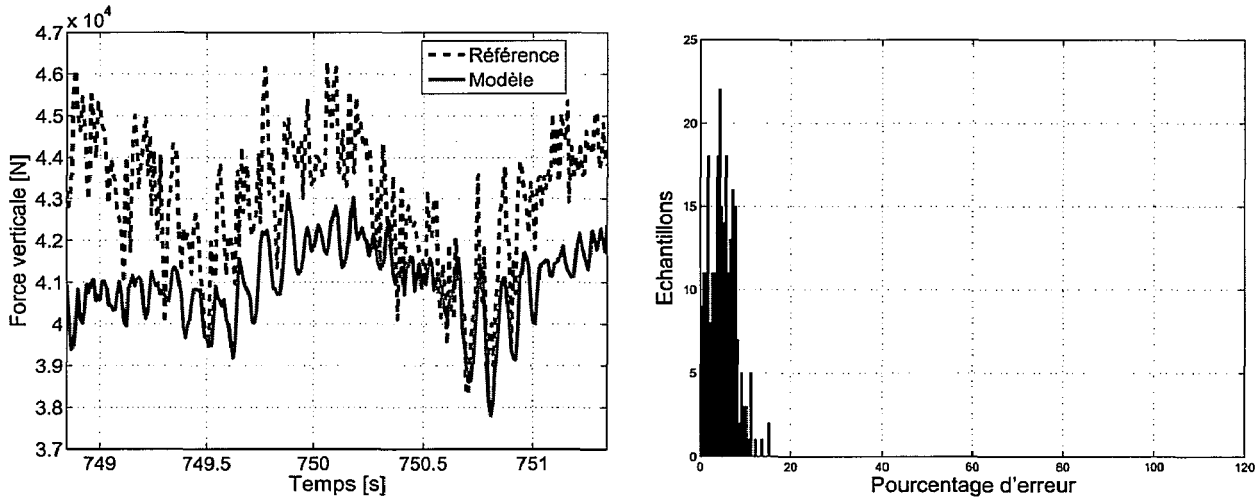

Figure 6.20 – Passage 4 : piste sans planche et force de suspension issue du LVDT

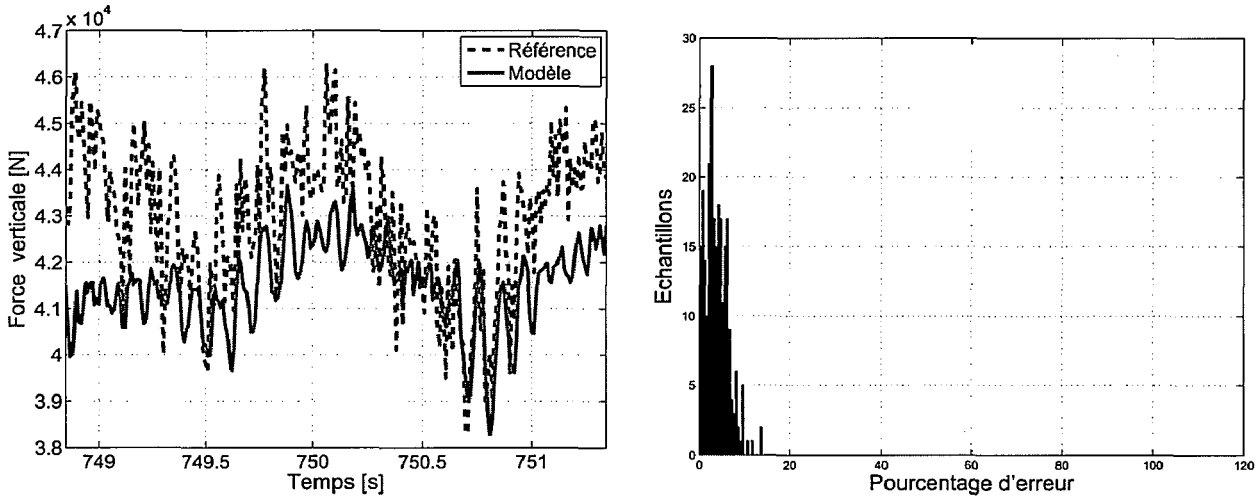

Figure 6.21 – Passage 4 : piste sans planche et force de suspension issue de l'APT

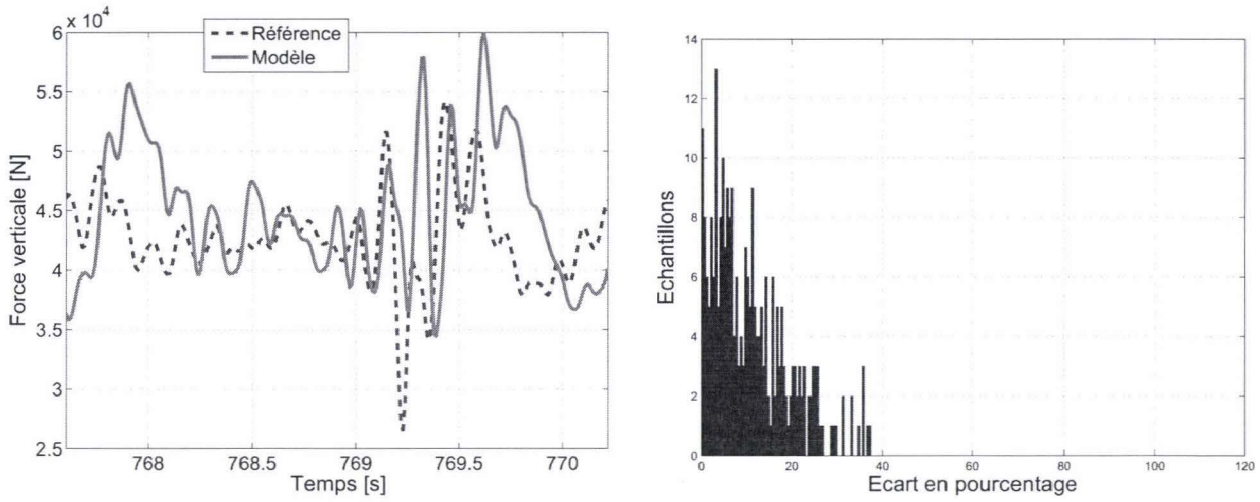

Figure 6.22 – Passage 5 : piste avec planche 1 et force de suspension issue du LVDT

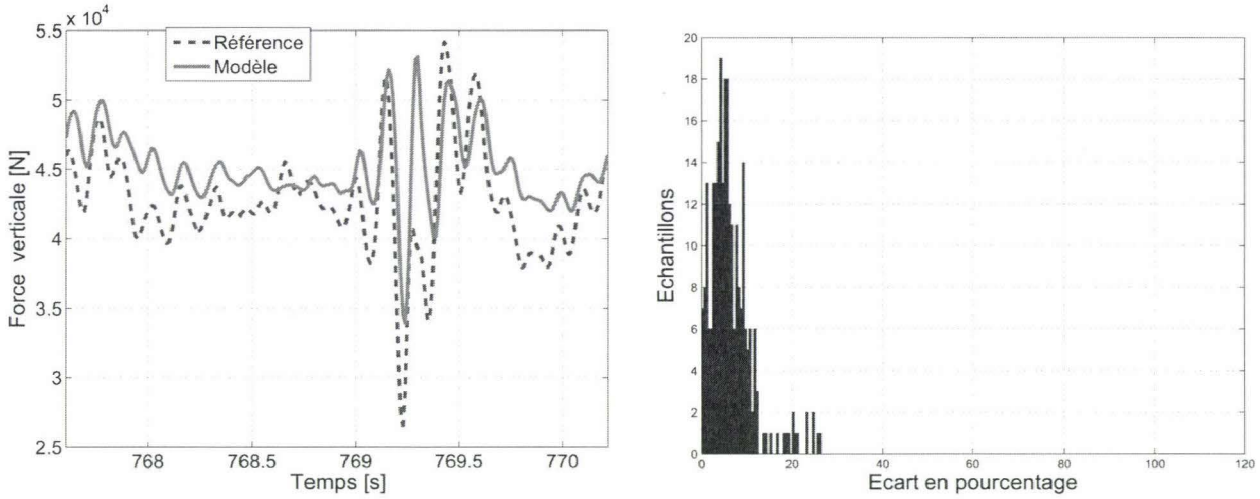

Figure 6.23 – Passage 5 : piste avec planche 1 et force de suspension issue de l'APT

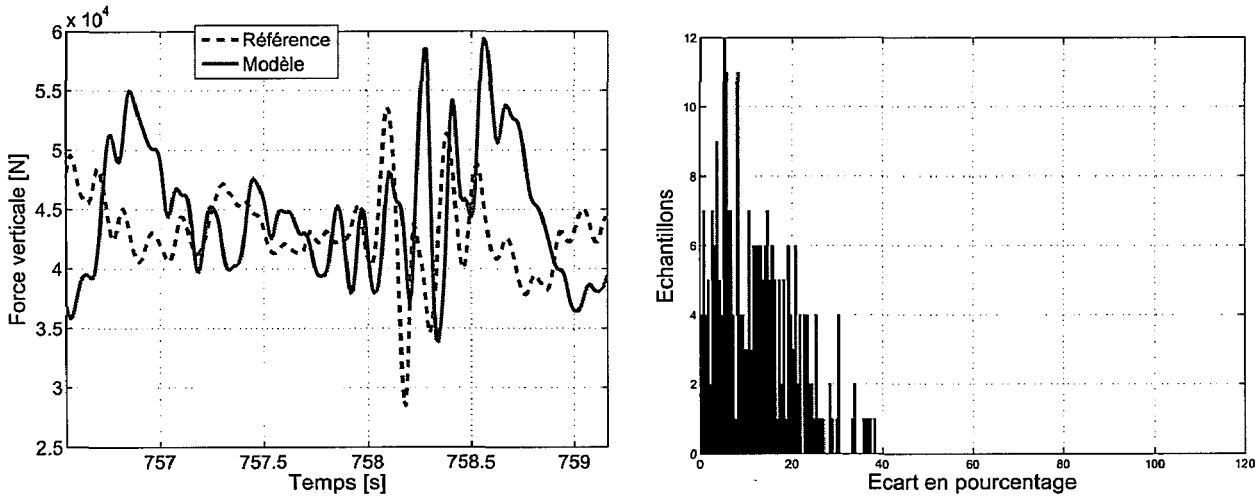

Figure 6.24 – Passage 6 : piste avec planche 1 et force de suspension issue du LVDT

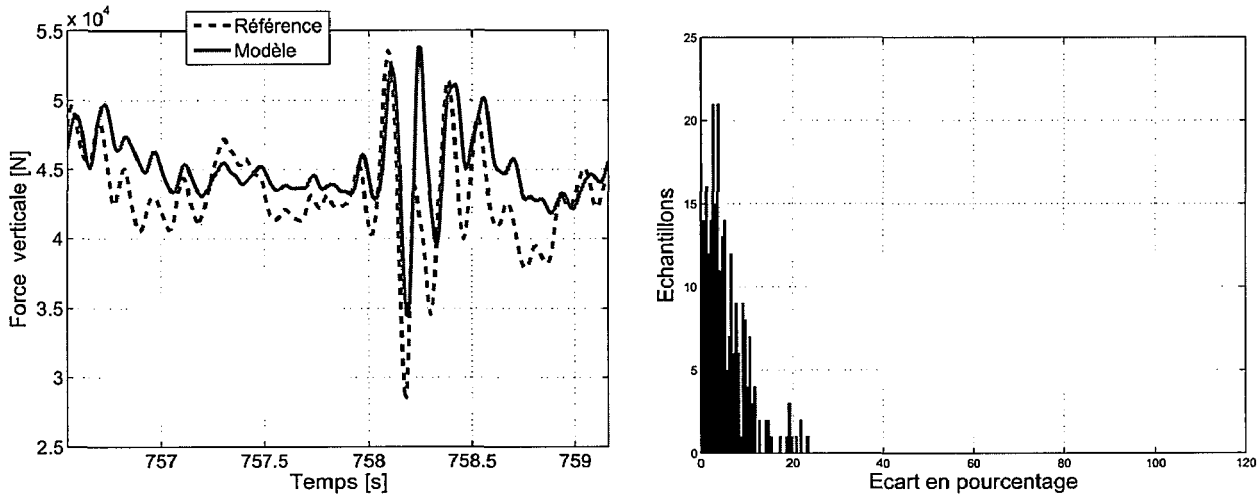

Figure 6.25 – Passage 6 : piste avec planche 1 et force de suspension issue de l'APT

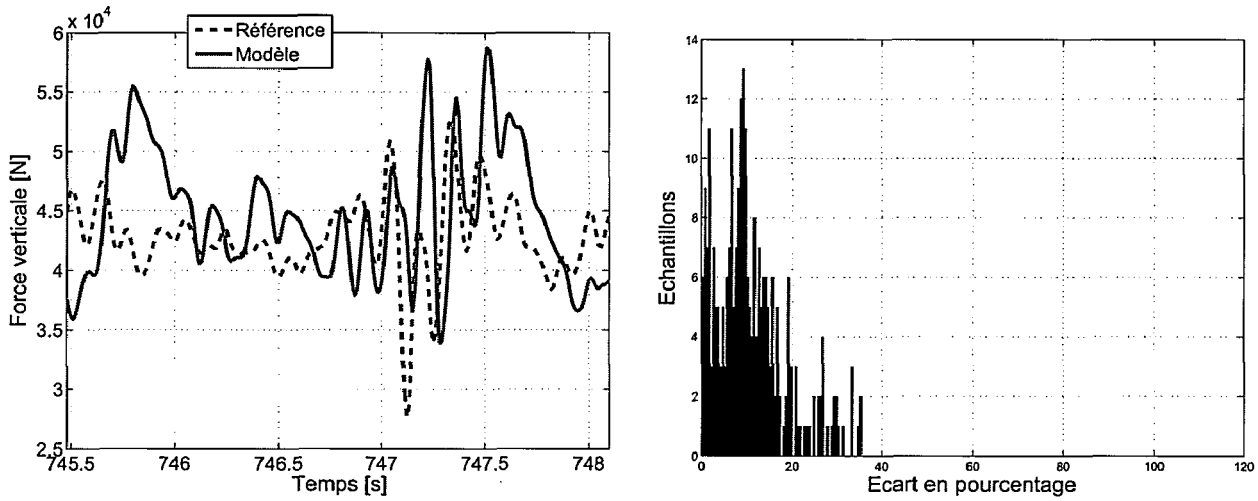

Figure 6.26 – Passage 7 : piste avec planche 1 et force de suspension issue du LVDT

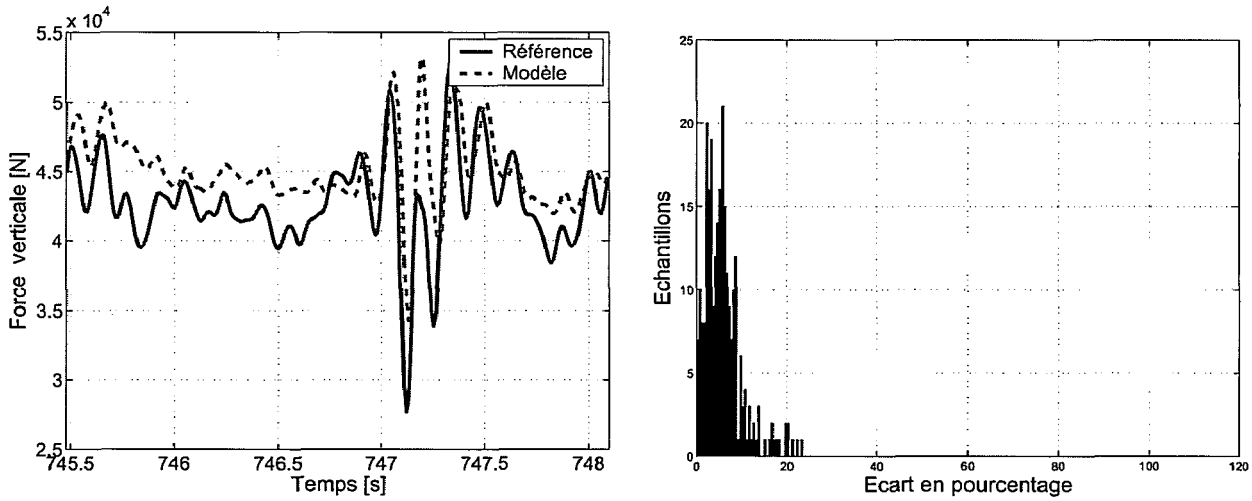

Figure 6.27 – Passage 7 : piste avec planche 1 et force de suspension issue de l'APT

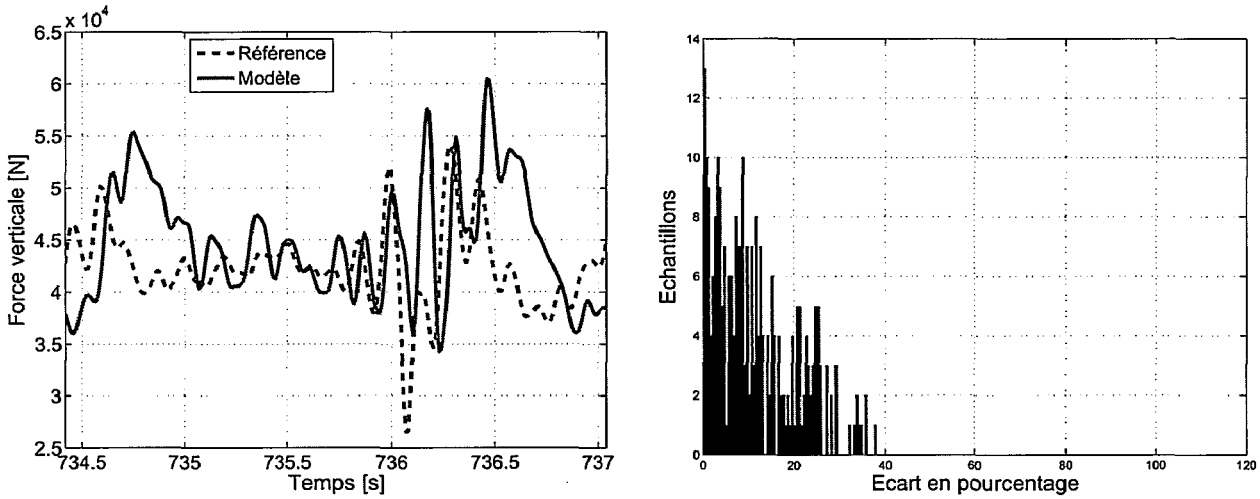

Figure 6.28 – Passage 8 : piste avec planche 1 et force de suspension issue du LVDT

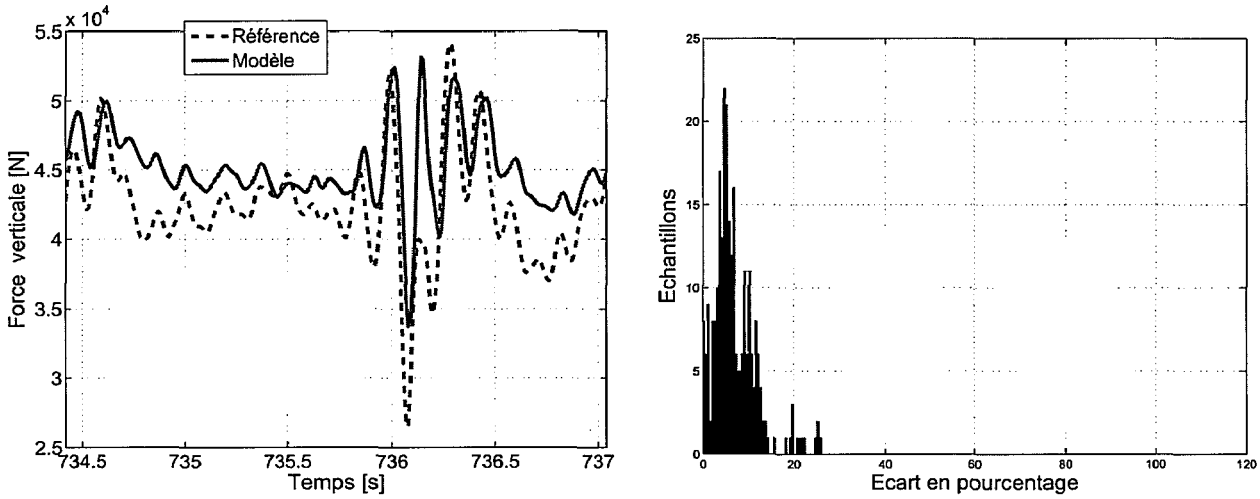

Figure 6.29 – Passage 8 : piste avec planche 1 et force de suspension issue de l'APT

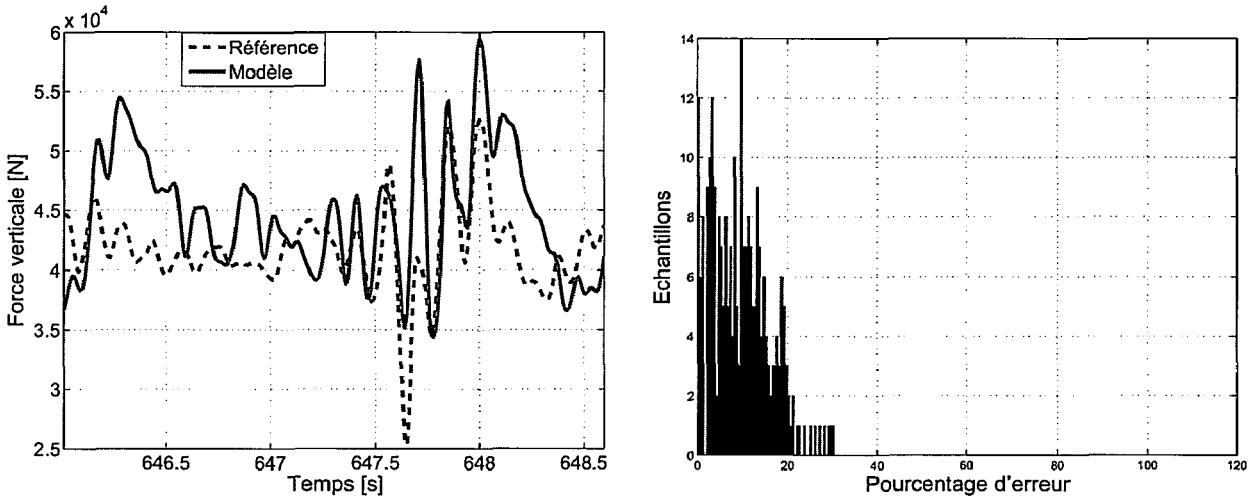

Figure 6.30 – Passage 9 : piste avec planche 2 et force de suspension issue du LVDT

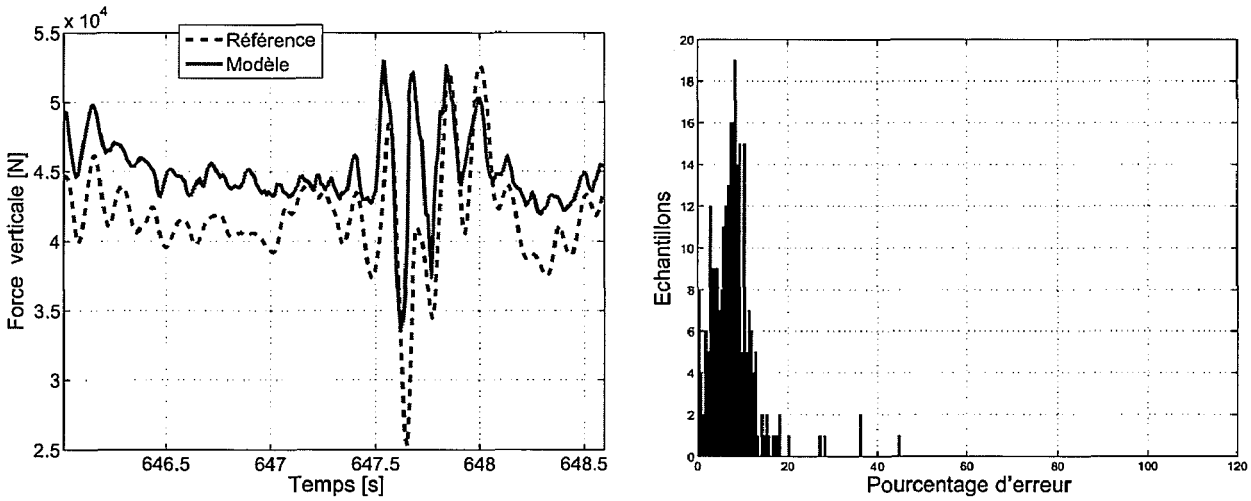

Figure 6.31 – Passage 9 : piste avec planche 2 et force de suspension issue de l'APT

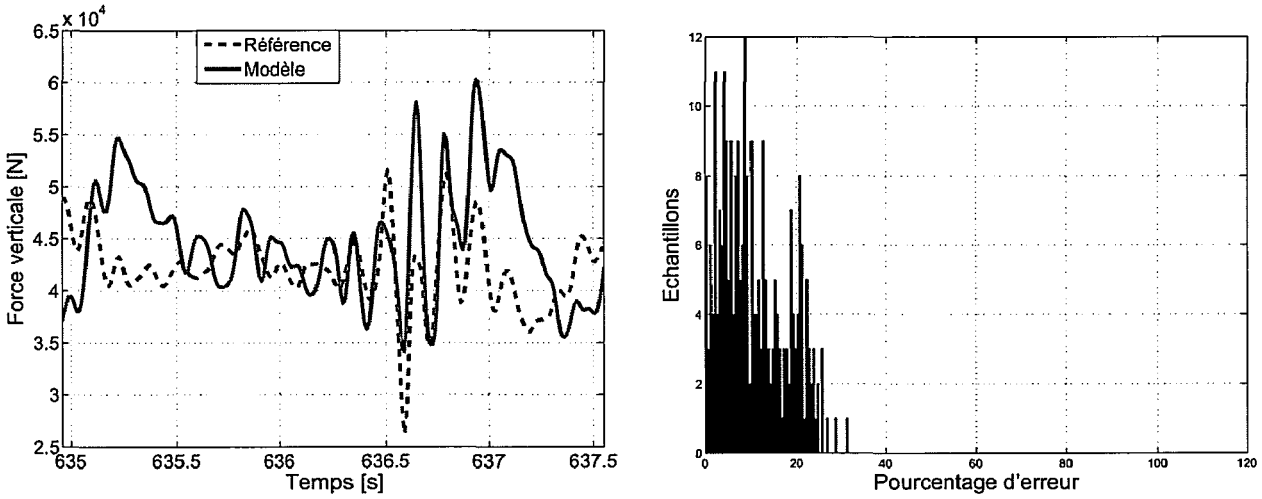

Figure 6.32 – Passage 10 : piste avec planche 2 et force de suspension issue du LVDT

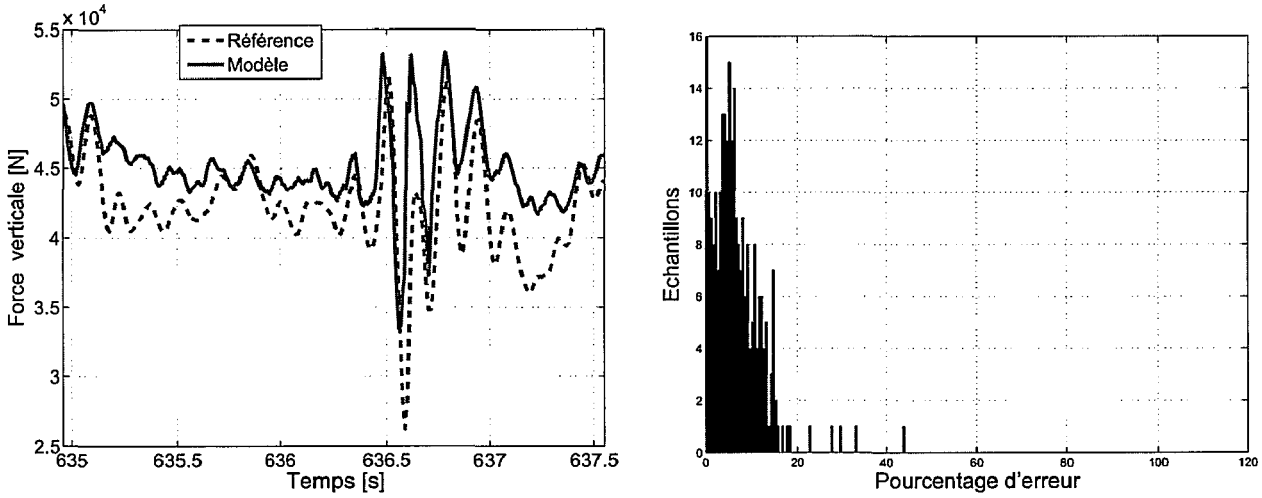

Figure 6.33 – Passage 10 : piste avec planche 2 et force de suspension issue de l'APT

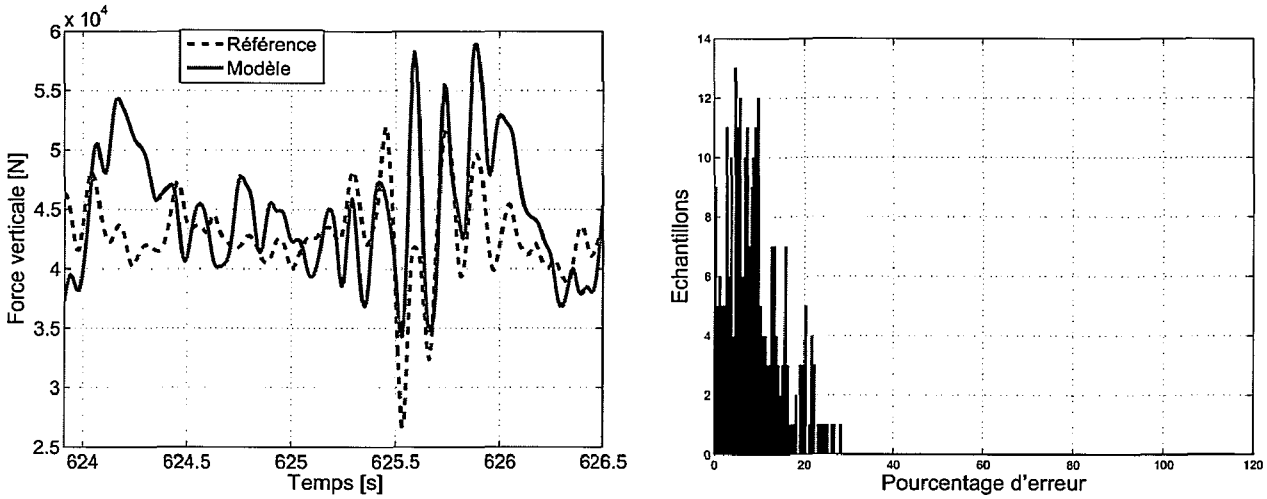

Figure 6.34 – Passage 11 : piste avec planche 2 et force de suspension issue du LVDT

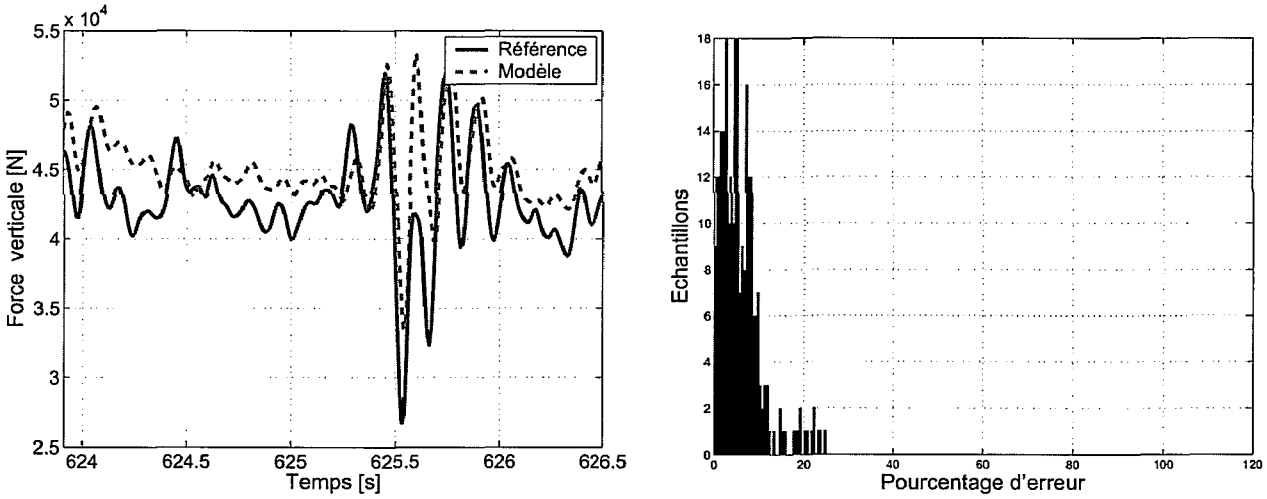

Figure 6.35 – Passage 11 : piste avec planche 2 et force de suspension issue de l'APT

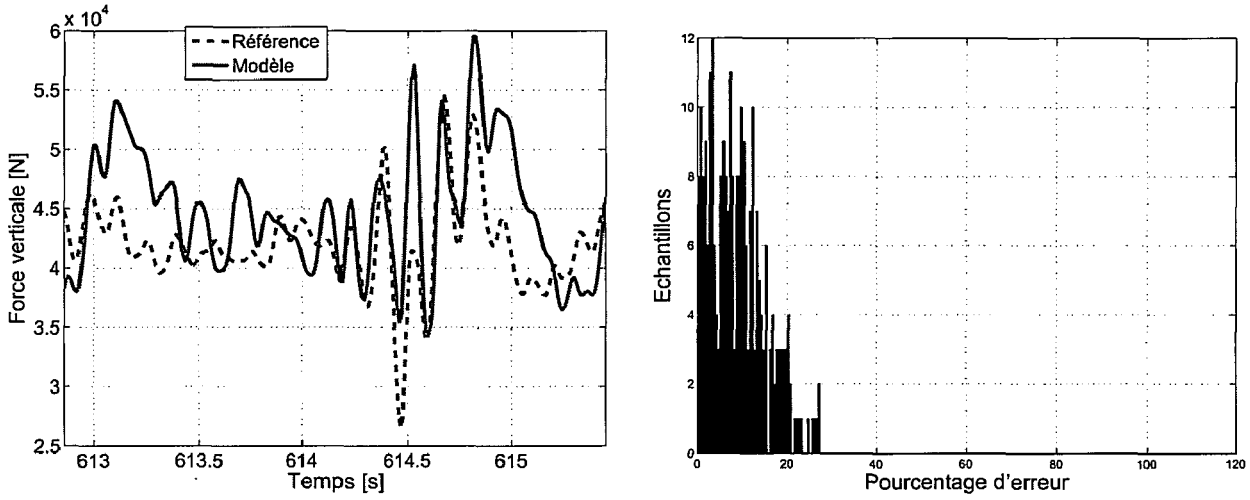

Figure 6.36 – Passage 12 : piste avec planche 2 et force de suspension issue du LVDT

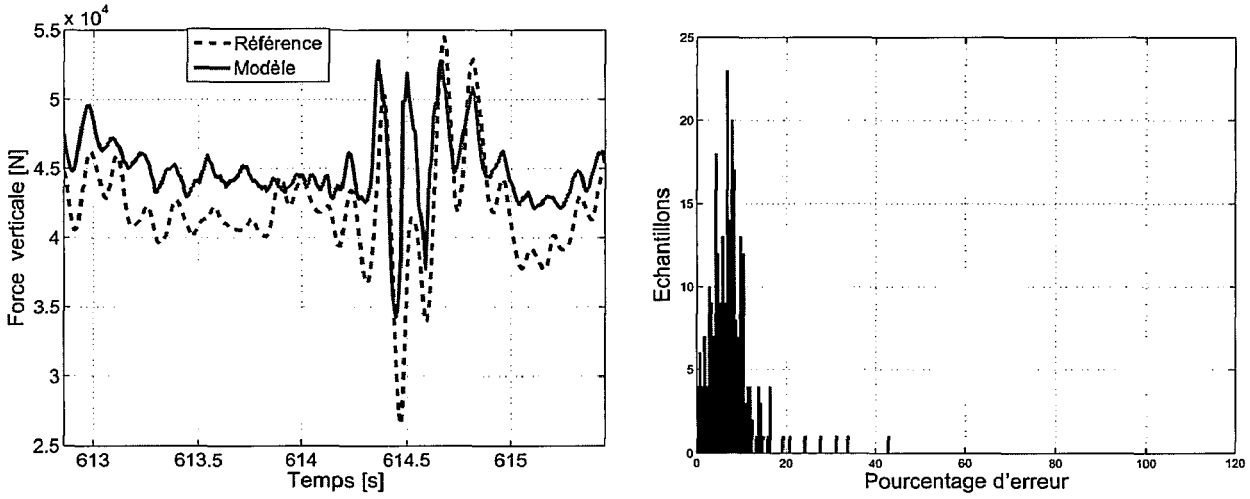

Figure 6.37 – Passage 12 : piste avec planche 2 et force de suspension issue de l'APT

6.4 Répétabilité de la force d'impact

Dans cette partie, nous proposons d'étudier la variation de la force d'impact notamment en terme de répétabilité. Des tests sur la répétabilité de la forces d'impact verticale

	Passage 1	Passage 2	Passage 3	Passage 4	Passage 5
Passage 1	1.0000	0.9852	0.9747	0.9493	0.9129
Passage 2	0.9852	1.0000	0.9946	0.9810	0.9492
Passage 3	0.9747	0.9946	1.0000	0.9888	0.9640
Passage 4	0.9493	0.9810	0.9888	1.0000	0.9840
Passage 5	0.9129	0.9492	0.9640	0.9840	1.0000

Tableau 6.4 – Matrice d'inter-corrélation : forces verticales sur roues jumelées avant

	Passage 1	Passage 2	Passage 3	Passage 4	Passage 5
Passage 1	1.0000	0.9268	0.9644	0.8723	0.8820
Passage 2	0.9268	1.0000	0.9664	0.9746	0.9364
Passage 3	0.9644	0.9664	1.0000	0.9446	0.9616
Passage 4	0.8723	0.9746	0.9446	1.0000	0.9705
Passage 5	0.8820	0.9364	0.9616	0.9705	1.0000

Tableau 6.5 – Matrice d'inter-corrélation : forces verticales sur roues jumelées arrière

sont présentés. La corrélation est fait en calculant les coefficients de corrélation entre différents passages fait à des vitesses constantes et similaires. Les coefficients de corrélation sont calculés sur 5 passages consécutifs pour les roues jumelées avant (table 6.4) et les roues jumelées arrière (table 6.5).

On remarque que la force d'impact possède des propriétés de répétabilité étant donné que les coefficients d'inter-corrélation sont élevés entre les différents passages. Ceci montre d'une part que les mesures des forces données par les jauges sont fidèles et d'autres part que la force d'impact présente des propriétés de répétabilité spatiale qui, en perspective, serait intéressant d'étudier.

6.5 Proposition d'un plan d'instrumentation et de validation sur véhicule

Dans le but d'établir une mesure embarquée, nous proposons dans cette dernière section un exposé de l'instrumentation d'un véhicule réel pour évaluer les forces d'impact.

L'instrumentation est basée simultanément sur les capteurs en série (déjà présents) du véhicule et de capteurs additionnels à bas coût.

Concernant les capteurs existants, nous disposons de ces mesures au niveau du tracteur :
- la vitesse du véhicule
- des capteurs ABS : vitesse des roues
- des capteurs ESP : accélération latérale, vitesse de lacet
- couple moteur
- l'accélération latérale

Les remorques de poids lourds sont en général pas ou très peu instrumentées, nous proposons d'ajouter :
- un gyromètre pour la mesure des vitesses axiales et de rotation.

L'instrumentation des essieux consiste à ajouter :

- des capteurs de pression au niveau des coussins de suspension pour la mesure de la pression locale.
- des capteurs de débattement de suspension (LVDT).
- Accéléromètre triaxial

Remarque 6.3. *Certains véhicules modernes disposent de capteurs de pression de suspension en série, ces capteurs sont inclus dans les systèmes de stabilisation de freinage EBS.*

Remarque 6.4. *On s'intéresse en particulier au couple moteur au niveau de la roue, cette mesure n'est pas toujours disponible dans le bus CAN du véhicule. Le cas échéant, on peut faire une identification à partir des mesures de couple moteur du véhicule et de l'accélération de la roue pour déterminer les coefficients entre les couples moteurs et les couples appliqués à la roue (utilisation de la cartographie du champ moteur donnée par le constructeur).*

Le problème principal consiste à placer correctement les capteurs au niveau de la remorque. Pour obtenir une bonne mesure, il est conseillé de placer le capteur le plus proche possible du centre de gravité de la remorque. Cela peut être fait en mesurant la charge statique du poids lourd puis à l'aide de l'équation des moments, on détermine le positionnement du centre de gravité sur l'axe longitudinal de la remorque. Le principe est le suivant : on mesure tout d'abord le poids du tracteur par un pont bascule ou bien à l'aide des capteurs de suspension installés et étalonnés au niveau des coussins de suspension. Puis on mesure les charges à l'essieu des trains arrière du tracteur avec la remorque attelée. Ce qui permet d'évaluer la charge verticale au point de la sellette appliquée par la remorque. On mesure ensuite la charge de la remorque appliquée au groupe d'essieu de la remorque. Par conséquent, en disposant de la charge sur la sellette et de la charge du groupe d'essieu de la remorque, on applique le théorème des moments pour déterminer l'emplacement du centre de gravité de la remorque. Le gyromètre doit être placé sur la verticale passant par ce point.

Les accéléromètres sont placés au milieu de la barre d'essieu au niveau de la remorque de telle manière à mesurer le déplacement vertical (mouvement de pompage).

On mesurera également l'accélération latérale du tracteur et celle de la remorque. Les capteurs doivent être placés à proximité des centres de gravité respectifs du tracteur et de la remorque.

Les LVDT doivent être placés entre le châssis et l'essieu afin de mesurer le débattement de la suspension. Les capteurs de pression sont connectés aux coussins de suspension à

travers la conduite d'alimentation d'air comprimé. Ils doivent être placés à proximité des coussins en faisant un petit orifice sur la conduite d'air.

Il convient de préciser que le modèle doit être paramétré avant de procéder à l'estimation des forces. L'inertie des roues peut être calculée par la formule : $I_{roue} = M_{roue}r^2$ avec M_{roue} la masse de la roue et r son rayon.

Les inerties respectives autour de l'axe vertical du tracteur et de la remorque peuvent être déterminés à l'aide des formules : $I_{tracteur} = M_{tracteur}(L_{ht}^2 + \frac{L_t^2}{12})$ et $I_{remorque} = M_{remorque}(L_{hr}^2 + \frac{L_r^2}{12})$ Où L_{ht} est la distance du centre de gravité du tracteur par rapport au point d'attelage, L_t la longueur du tracteur et $M_{tracteur}$ la masse du tracteur. L_{hr} est la distance du centre de gravité par rapport au point d'attelage, L_r la longueur de la remorque et $M_{remorque}$ la masse de la remorque.

Dans l'optique de tester le bon fonctionnement des algorithmes d'estimation développés jusqu'à présent, il est nécessaire d'avoir une référence à laquelle seront comparés les forces estimées.

Pour ce faire, il existe trois solutions :

1- utiliser une roue instrumentée : il s'agit de la méthode la plus fiable pour établir des tests de grande précision aptes à valider une approche scientifique. Le problème sous-jacent est le coût.

2- utiliser une station de pesage en marche : c'est une méthode à moindre coût, par contre des problèmes sous-jacents sont à relever notamment la précision de telle stations, et également la synchronisation des signaux mesurés par la station et par les algorithmes embarqués. L'autre inconvénient est que la station de pesage doit être placée sur une chaussée plane pour avoir une meilleure précision.

3- utiliser un banc d'essai : il s'agit d'une solution intéressante, par contre le problème sous-jacent est la limite en terme de scénarii d'expérimentation, i.e. il est, par exemple difficile de reconstituer un virage.

Il serait préférable de disposer de roues instrumentées pour avoir une référence sur les forces latérales et verticales et les comparer aux efforts estimés par les méthodes développées.

6.6 Conclusion

Cette expérimentation a permis de mettre en évidence un certain nombre de résultats concernant l'évaluation des forces d'impact. Les tests sont effectués sur l'ALF et non sur un poids lourd et il s'agit d'une première validation qui permet de comparer l'utilisation

des LVDT ou APT pour l'estimation des forces d'impact. Nous avons en première étape réduit le modèle de véhicule développé au chapitre 5 au cas d'un quart de véhicule et ce pour l'adapter à l'ALF. Nous avons procédé par la suite à l'identification des différents paramètres du modèle à partir des caractéristiques de l'ALF et des tests en statique : masse suspendue, coefficient de raideur des suspensions, coefficient pression-force de suspension et à partir de tests en dynamique qui ont permis d'identifier le coefficient d'amortissement. Nous avons par la suite effectué plusieurs allers-retours des roues jumelées sur la piste, en utilisant différentes configurations. Au départ, les roues se déplacent sur la piste sans mettre de gendarme-couché, puis nous introduisons deux planches sur la piste en vue d'exciter les forces d'impact verticales. Les résultats des tests montrent globalement des allures similaires entre les forces d'impact reconstruites à partir du LVDT ou de l'APT et la référence fournie par la jauge de déformation. Cette similitude est d'autant plus importante en l'absence de gendarme couché. En présence de variations brusques et rapides de forces d'impact, on remarque que l'APT donne des écarts moins importants que ceux donnés par le LVDT. Il serait donc intéressant d'étendre cette étude par des expérimentations sur véhicule en se basant sur les différents types de capteurs. A cet égard, nous proposons en fin de chapitre un plan d'instrumentation détaillé d'un poids lourd en vue d'une validation sur véhicule instrumenté des modèles et des méthodes d'estimation développées et d'étudier également les propriétés de répétabilité des forces d'impact.

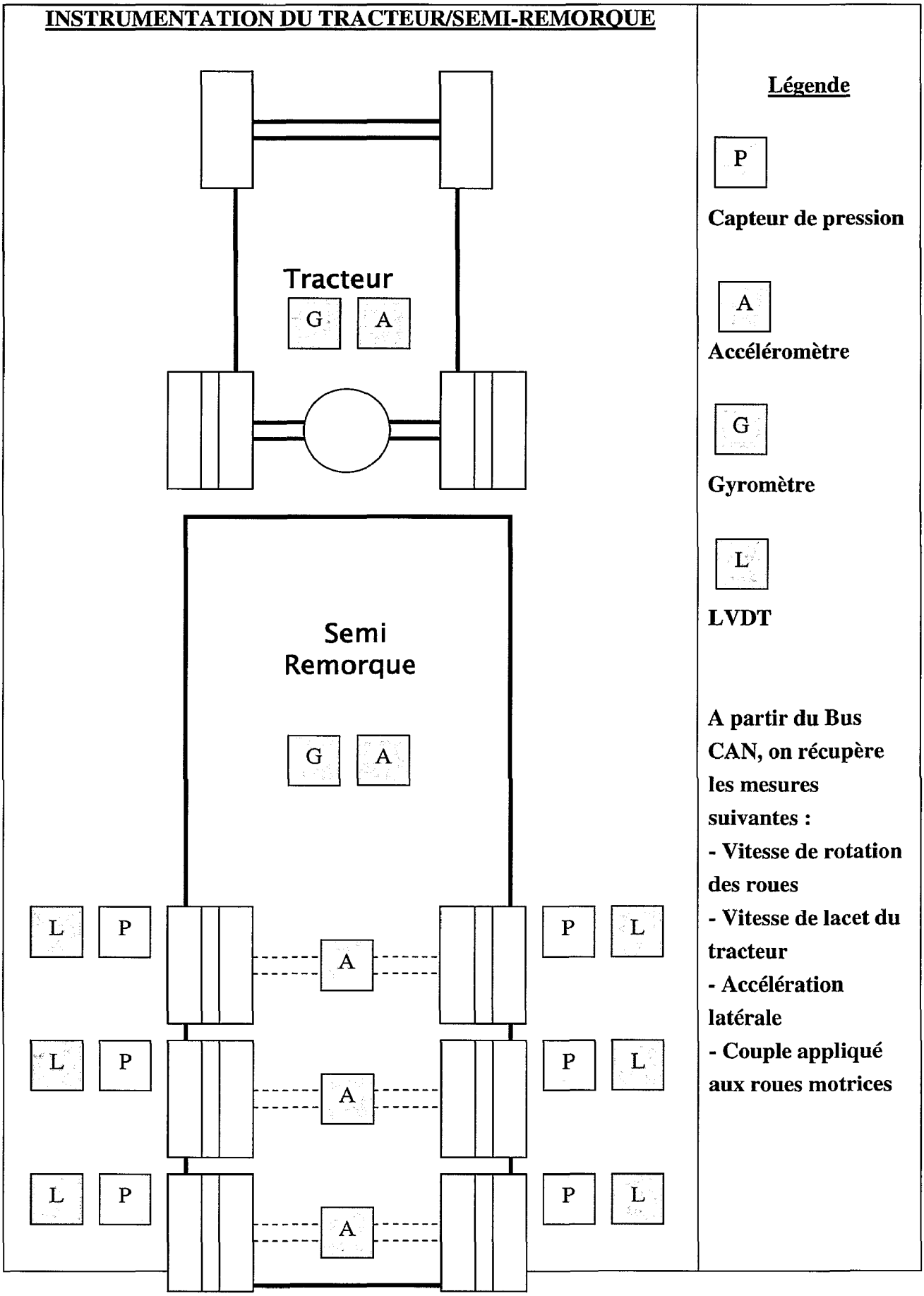

Figure 6.38 – Disposition des capteurs dans le véhicule

Troisième partie

Cas d'application : braquage actif

CHAPITRE 7

Braquage hybride et stabilisation des forces d'impact

Comme nous l'avons montré dans l'état de l'art en première partie de ce manuscrit, les poids lourds engendrent de l'endommagement de l'infrastructure et un risque d'accident élevé. La connaissance de la force d'impact dynamique nous permet de développer des stratégies de commande limitant l'agressivité du véhicule et augmentant sa fiabilité.

Dans ce chapitre, une méthode de braquage actif utilisant une approche de commande hybride est présentée en vue d'illustrer une application de l'estimation des forces d'impact en embarqué. L'idée est de proposer et de mettre en œuvre une méthode de contrôle actif qui permettra de stabiliser les transferts de charge dans le poids lourd. La stabilisation se fait en minimisant les variations des forces d'impact dynamiques, i.e., en stabilisant les forces d'impact autour de la valeur statique qui est le poids du véhicule à l'arrêt. L'objectif est d'alerter et d'assister le conducteur en présence de risque de renversement.

7.1 Systèmes d'alerte au conducteur

Le laboratoire central des ponts et chaussées a entrepris des travaux dans le domaine de l'alerte au conducteur par différentes opérations de recherche (Trucks [77], PLinfra) et de projets nationaux.

On peut citer le système d'alerte au renversement développé par Sellami [105] en utilisant une approche fiabiliste et mécanique. Sellami propose une nouvelle approche de prédiction de risques d'accident liés aux poids lourds. Cette prédiction du risque est fondée sur la prise en compte des incertitudes du système véhicule-conducteur-infrastructure. Celles-ci sont modélisées par des quantités aléatoires, permettant d'évaluer le risque par probabilité. Deux dispositifs de prédiction fiabiliste du risque sont développés : une prédiction à long terme avant l'entrée dans la zone de risque, et une prédiction à court terme

menée tout au long de l'évolution dynamique du véhicule. Afin d'optimiser le temps de calcul, une modélisation empirique du risque par les machines à vecteurs supports est mise en œuvre. Le modèle empirique fournit des expressions explicites de la limite de sécurité en fonctions des incertitudes du système.

Le LCPC est intervenu également dans le projet national "Véhicule Interactif du Futur-VIF" sur la partie liée à la sécurité des poids lourds. Le projet VIF [61], dans sa globalité, a pour objectif d'améliorer la sécurité routière notamment des risques liés aux poids lourds, de réduire les dommages infligés aux ouvrages d'art et d'augmenter la productivité du transport routier (diminution du temps de parcours) en utilisant l'interactivité entre les poids lourds, l'infrastructure et les conducteurs.

Les études menées par le LCPC dans le cadre ce projet consistent à développer un système d'alerte au conducteur en présence d'un risque de renversement du véhicule en se basant sur deux critères : le calcul instantané du transfert de charge dans le véhicule et la prédiction du renversement. Il s'agit d'une application issue de l'estimation des forces d'impact. L'architecture du système est illustrée dans la figure 7.1.

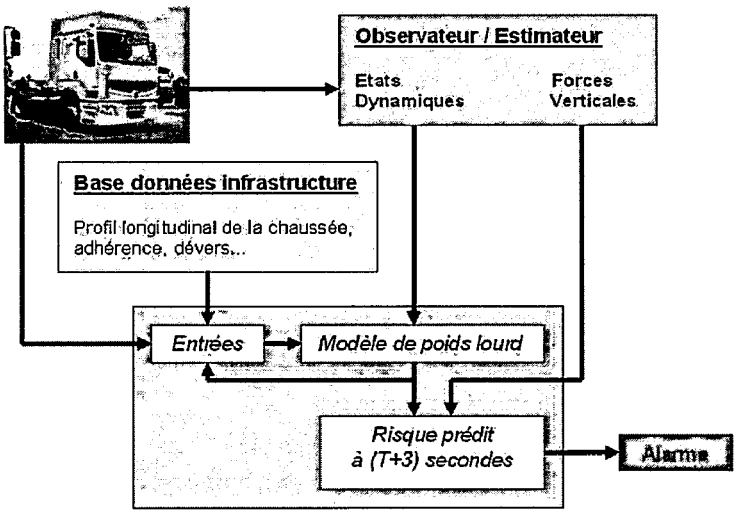

Figure 7.1 – Architecture proposée dans VIF [63]

Des tests de validation ont été réalisés sur véhicule instrumenté. Le système alerte le conducteur dès que le taux de transfert de charge dépasse un seuil de sécurité. Il s'agit d'un système d'alerte, l'objectif qui découle de cette première application est de développer des systèmes plus évolués permettant non seulement d'alerter le conducteur mais également de l'assister en cas de risque avéré d'accident. Dans la section suivante, nous illustrons une stratégie de commande qui permettrait de répondre à cet objectif.

7.2 Synthèse d'une commande hybride

Il existe quelques références sur l'application de la commande hybride aux poids lourds, on peut particulièrement citer Tomizuka([125]) qui a utilisé une commande hybride pour l'asservissement de la trajectoire du véhicule lors d'un changement de voie. Dans ce travail, une méthode de commande hybride est développée afin de stabiliser les variations de la force d'impact. La commande est appliquée suivant le degré d'instabilité du véhicule quantifié par le transfert de charge. Une étude intéressante est également proposé par Lewis et El-Gindy [83]. Il s'agit d'un algorithme de commande par braquage actif d'un véhicule semi-remorque. La méthode est développée en utilisant les modes glissant. Une approche hybride basée sur l'accélération latérale de la remorque est proposée et validée par simulation.

Le LCPC s'intéresse aux applications liées à l'estimation des forces d'impact et notamment les systèmes de contrôle actif embarqués. Des premiers travaux sont actuellement développés et concernent l'évitement de renversement [66] mais également l'évitement de sortie de route [65]. Les techniques de commande développées sont basées sur les méthodes de commande à mode glissant et considèrent comme actionneur l'angle de braquage. Cette partie du travail de thèse s'inscrit dans la continuité des études initiées par le LCPC concernant les applications du pesage embarqué dynamique.

7.2.1 Partie intelligente et switching

Le système de commande embarqué est basé sur les techniques de commande hybride. En effet, deux états peuvent être distingués : un premier cas où il y a un risque élevé et un second cas où le risque est moindre voire absent. La plus-value que rapporte un tel système de commande est de pouvoir alerter le conducteur mais également de réagir au bon moment afin d'éviter l'accident. Les conducteurs de poids lourds, même expérimentés, peuvent commettre des erreurs lors de manœuvres tels que le changement de voie ou en abordant d'un virage ([73], [76]). Les transferts de charge peuvent engendrer des situations dangereuses. Il est difficile pour le conducteur d'évaluer le degré d'instabilité du véhicule lors de la conduite et de réagir au bon moment. La piste que l'on propose dans cette partie est d'utiliser un système de contrôle actif.

Ce système agit en deux temps : il va tout d'abord alerter le conducteur lorsque l'instabilité atteint un seuil critique dans la remorque, et déclencher en même temps une commande. On évalue en général le temps de réaction à 3 secondes, le principe sera donc d'appliquer une commande stabilisatrice sur un très bref délai inférieur au temps de réaction du conducteur, de cette manière, le système de commande aura assisté le conducteur et lui sera en même temps complètement transparent puisque le contrôleur est arrêté avant même que le conducteur ait réagi.

7.2.2 Automate hybride

Pour évaluer le degré de stabilité de la remorque, nous introduisons le taux de transfert de charge LTR qui est fonction des forces verticales. Il est donné par la formule : $LTR = \frac{F_{zg} - F_{zd}}{F_{zg} + F_{zd}}$ où F_{zg} et F_{zd} sont respectivement la somme des forces verticales à gauche et à droite de la remorque.

Pour l'automate hybride, nous définissons deux états discrets : l'état où le contrôleur est "off", le conducteur agit seul sur l'angle de braquage, il s'agit de la situation nominale où il n'y a pas de risque de renversement ou d'instabilité de la remorque. Le second état est l'état "on", dans ce cas, le contrôleur est activé afin d'assister le conducteur lors de la manœuvre. L'automate est illustré dans la Figure 7.2.

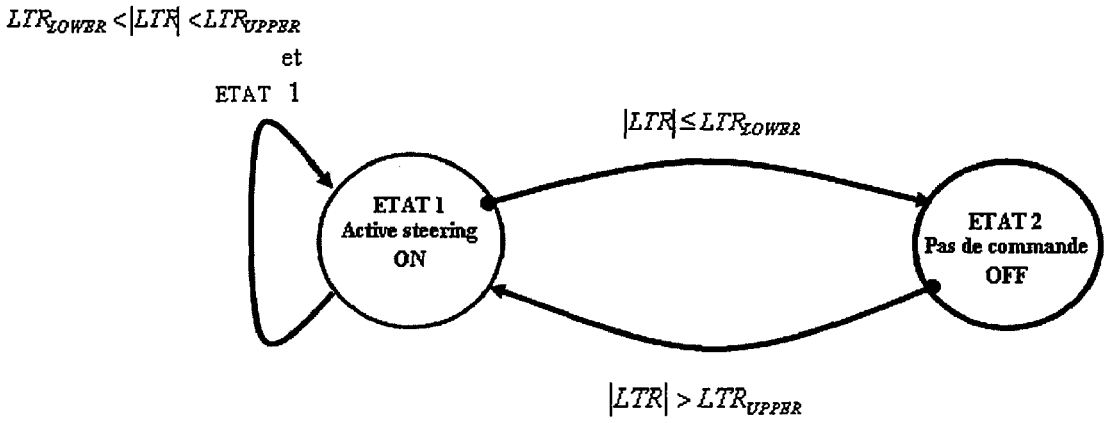

Figure 7.2 – Automate Hybride

La transition entre les deux états est basée sur le LTR. On définit une plage de variation dans laquelle le contrôleur est activé. Cette plage est définie par une limite inférieure LTR_{lower} et une limite supérieure LTR_{upper}. Les transitions sont faites comme suit :

1- Si $|LTR| \leq LTR_{UPPER}$: le contrôleur est 'off', il n'y a que le conducteur qui agit sur le véhicule.
2- Quand $|LTR|$ LTR_{UPPER} et que le contrôleur est 'off', il est mis 'on'.
3- Si $LTR_{LOWER} \leq |LTR| \leq LTR_{UPPER}$ alors le contrôleur est mis 'on' et il est maintenu actif jusqu'à ce que $|LTR| \leq LTR_{LOWER}$.

Dans la section suivante, nous présentons le développement de la commande.

7.3 Modélisation pour la commande par braquage actif

Lorsque le contrôleur est activé, il agit sur l'angle de braquage du véhicule, l'objectif de la commande est d'agir sur l'accélération latérale de la remorque qui est directement liée au taux de transfert de charge de manière proportionnelle. Pour réaliser la commande par braquage actif, on doit tout d'abord disposer d'un modèle de commande. Nous n'utilisons

pas le modèle développé dans la partie précédente étant donné que d'une part les forces d'impact apparaissent comme des entrées inconnues, et d'autre part parce que l'angle de braquage apparaît sous forme de sinus et cosinus.

On propose par conséquent d'utiliser un modèle de lacet similaire et linéaire du véhicule. Pour ce faire, nous avons repris le modèle en lacet développé par Alexander et al. [11] auquel est couplé le modèle vertical de dynamique d'essieu introduit dans la seconde partie. Les hypothèses suivantes sont considérées pour le modèle :

Hypothèse 7.1. *Les forces latérales sont proportionnelles à l'angle de dérive*

Hypothèse 7.2. *La vitesse longitudinale reste constante.*

Le modèle d'état du système linéarisé est donné par les équations d'état suivantes (citer la référence) :

$$\begin{cases} M\dot{X} = AX + Bu \\ Y = CX \end{cases} \tag{7.1}$$

avec X le vecteur d'état, composé des vitesses latérale et de lacet respectivement du tracteur et de la remorque. Il donné par :

$$X = \begin{bmatrix} \dot{y} \\ \dot{\alpha}_1 \\ \dot{y}_t \\ \dot{\alpha}_2 \end{bmatrix} \tag{7.2}$$

et $u = \delta$ est le vecteur de commande qui est l'angle de braquage. Les matrices M, A, B et C sont données par :

$$M = \begin{bmatrix} M_1 & 0 & M_2 & 0 \\ 0 & I_1 & -l_h M_2 & 0 \\ 0 & 0 & -l_{ft} & I_2 \\ 1 & -l_h & -1 & -l_{ft} \end{bmatrix} \tag{7.3}$$

$$A = \begin{bmatrix} \frac{-c_f - c_r}{\dot{x}} & \frac{-c_f l_f + c_r l_r}{\dot{x}} - M_1\dot{x} & \frac{c_t}{\dot{x}} & \frac{c_t l_{rt}}{\dot{x}} - M_2\dot{x} \\ \frac{-c_f l_f + c_r l_r}{\dot{x}} & \frac{-c_f l_f^2 - c_r l_r^2}{\dot{x}} & \frac{-c_t l_h}{\dot{x}} & l_h(\frac{-c_t l_h}{\dot{x}} + M_2\dot{x}) \\ 0 & 0 & \frac{c_t l_t}{\dot{x}} & \frac{-c_t l_{rt} l_t}{\dot{x} + l_{ft} M_2 \dot{x}} \\ 0 & 0 & -\dot{x} & \dot{x} \end{bmatrix} \tag{7.4}$$

$$B = \begin{bmatrix} c_f \\ c_f l_f \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \tag{7.5}$$

Etant donné que les mesures de vitesse latérale ne sont pas disponibles dans le bus CAN des véhicules en série et que leur mesure nécessite en général un correvit (capteur

coûteux), on suppose que l'on dispose uniquement des vitesses de lacet du tracteur et de la remorque. les vitesses latérales au niveau du tracteur et de la remorque peuvent être obtenues à l'aide d'observateur d'état robuste tels que les modes glissant ou voire par un filtre de Kalman.

$$C = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \tag{7.6}$$

Avec c_f , c_r et c_t sont respectivement les coefficients de dérive des essieux avant et arrière du tracteur et de l'essieu équivalent de la remorque.

Comme pour le modèle présenté dans la partie estimation, ce modèle est testé avec le simulateur Prosper. Nous avons simulé une manœuvre en chicane pour exciter au mieux les dynamiques latérales du véhicule tracteur-semi remorque (figures 7.3 et 7.4). Nous avons considéré les coefficients de dérive comme étant connus. Bien qu'il s'agisse d'un modèle linéaire, les réponses en accélération latérale du tracteur et de la remorque présentent des allures proches de celles données par Prosper.

Deux points importants sont observés sur la réponse du modèle. En premier lieu, l'accélération du tracteur est en avance par rapport à celle de la remorque ce qui est le cas réellement car le tracteur aborde en premier le virage avant d'être suivi par remorque tractée par la sellette comme on peut le remarquer sur la réponse du simulateur. En second lieu, à partir de l'instant 7 secondes correspondant au second changement de voie du véhicule durant la manœuvre de chicane, les accélérations latérales au niveau du modèle présentent les mêmes oscillations que les données Prosper avec cependant une erreur d'amplitude, cette erreur est issue des hypothèses de modélisation.

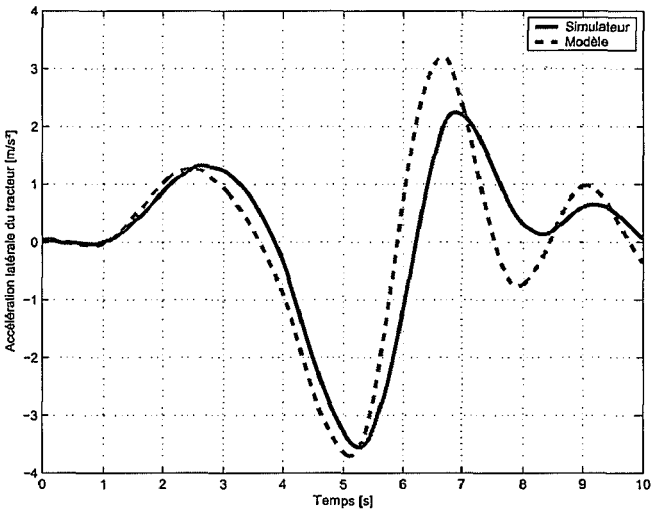

Figure 7.3 – Validation : Accélération latérale du tracteur

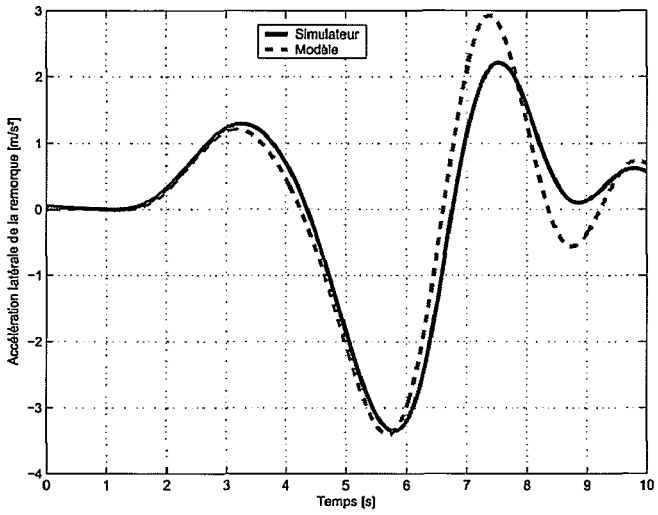

Figure 7.4 – Validation : Accélération latérale de la remorque

7.4 Résultats de simulation

Dans cette section nous présentons les résultats de simulation. Nous avons utilisé un véhicule avec une remorque à 15 Tonnes (véhicule à mi-charge) dans la simulation sous Prosper. Le véhicule parcourt un virage avec un angle de braquage du conducteur permettant de reproduire un scénario de changement de voie. Nous représentons sur la figure 7.5 l'angle de braquage du conducteur et celui généré par le régulateur. Pour des besoins de simulation, nous avons spécifié des seuils de LTR limite correspondant au déclenchement de la commande avec $LTR_{upper} = 0.2$ et $LTR_{lower} = 0.1$. De même, l'état discret correspond à l'activation ou non du régulateur, il est égal à 1 lorsque le régulateur est activé et égal à 0 si le régulateur est désactivé.

De manière similaire à Miège et Cebob [88] qui ont introduit une commande PID pour la commande active de l'angle de roulis dans le poids lourd à partir des barres anti-roulis, la commande appliquée dans notre cas est de type Proportionnel-Dérivée. Les gains utilisés sont $K_p = 0.008$ pour l'action proportionnelle et $K_d = 0.006$ pour l'action dérivée. Ils sont ajustés par simulation en prenant en considération deux critères : en premier lieu, l'angle de braquage calculé par le contrôleur doit être réalisable (dans les limites mécaniques du système de braquage du véhicule qui est souvent assimilé à un modèle du premier ordre) et en second lieu, la réponse doit être suffisamment rapide pour stabiliser à temps le véhicule sans engendrer de mouvements oscillatoires ou de dépassement important. La fonction de transfert du régulateur est donnée par :

$$u = \delta = 0.008 + 0.006s \tag{7.7}$$

où s est l'opérateur de Laplace. Par ailleurs, il s'agit dans notre cas d'illustrer le principe proposé en utilisant une commande de type PD. Pour des objectifs de robustesse, une méthode plus avancée de commande peut être introduite. Lorsque le LTR dépasse un certain seuil, le contrôleur se met en marche ; l'objectif de la commande étant de stabiliser

la remorque, la boucle de commande agit sur l'accélération latérale de la remorque en vue de la ramener à 0. Le LTR est dès lors réduit jusqu'à ce que le conducteur réagisse et stabilise le véhicule, le risque de renversement est minimisé.

Comme nous pouvons le remarquer sur la figure (figure 7.5), nous avons simulé un scénario de changement de voie par le conducteur. Le LTR, du fait de l'accélération latérale augmente instantanément dès le début de la manœvre comme indiqué sur la figure 7.6. En absence de contrôleur ; le conducteur poursuit la manœvre en présence d'une valeur élevée du LTR et donc un risque de renversement. En présence du contrôleur, la commande anticipe toute réaction tardive du conducteur en agissant dès que le seuil de sécurité est dépassé. La période d'activation de la commande est indiqué en pointillés. Le LTR se voit réduit. Par ailleurs, sous l'effet de la commande, un transfert de charge se fait dans le sens opposé. Le contrôleur intervient une seconde fois pour amortir ce transfert de charge et stabiliser le véhicule.

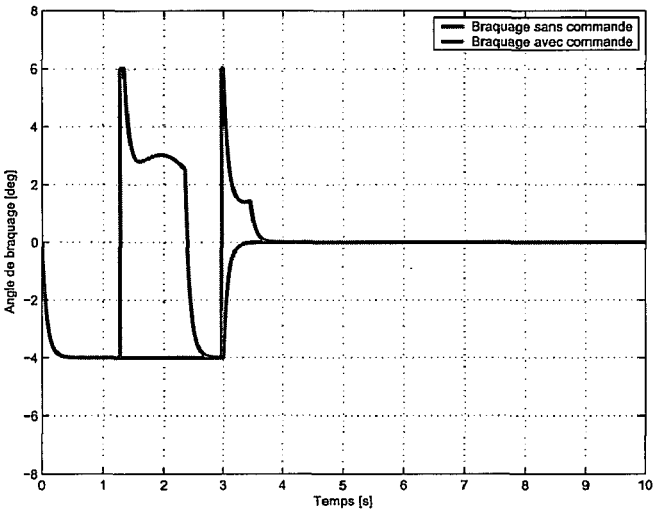

Figure 7.5 – Angle de braquage appliqué avec et sans commande

On rappelle un point important dans le principe de fonctionnement de ce système : il s'agit d'utiliser une commande rapide sur un intervalle de temps inférieur à 3 secondes (équivalent au temps de réponse du conducteur) ; le régulateur ne doit en aucun cas être actif au delà de ce temps afin d'une part ne pas perturber le conducteur et d'autre part de ne pas provoquer une sortie de route du véhicule en modifiant de manière trop importante l'angle de braquage. Des tests peuvent être réalisés sur simulateur Prosper pour évaluer le seuil sur le LTR et les temps de réponse adéquats pour le régulateur.

7.5 Conclusion

Dans ce chapitre, nous proposons un concept de système d'assistance à la conduite en vue de l'évitement du renversement de la remorque du véhicule. Un modèle validé sous simulateur et une méthode de commande hybride sont développés. Le critère de

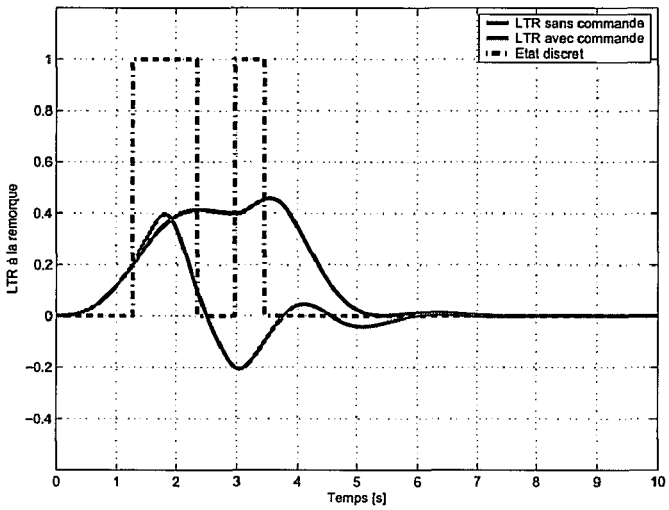

Figure 7.6 – LTR dans la remorque avec et sans application de la commande

fonctionnement du système de prévention est basé sur le LTR. Ce dernier est calculé à partir des forces d'impact estimées en embarqué et en temps réel dans le véhicule. Le système est conçu de telle manière à être le moins intrusif pour le conducteur. Il prend en considération le temps de réaction du conducteur en agissant au moment adéquat où le risque est détecté, stabilisant rapidement le véhicule et redonnant ensuite la main au conducteur. Il s'agit dans ce chapitre de proposer une des applications envisageables de l'estimation des forces d'impact en embarqué en présentant un concept de commande hybride. Des méthodes de commande plus robustes telles que H_∞ ou à modes glissants et une validation sous simulateur permettront d'améliorer le système proposé.

CHAPITRE 8

Conclusion générale et perspectives

Conclusion générale

Ce travail de thèse est consacré au développement d'un système embarqué permettant d'estimer en temps réel les charges dynamiques appliquées à la chaussée.

Dans le chapitre 1, introduction de la thèse, nous avons présenté la motivation de la thèse et les objectifs tracés en terme de résultats scientifiques.

Dans le chapitre 2, nous avons présenté les différentes techniques de pesage de poids lourd. Nous nous sommes intéressés au pesage statique et au pesage de la charge dynamique. Pour le pesage de la charge statique, les techniques développées jusqu'à présent ont montré une précision autour de 95%, par conséquent, la problématique du pesage statique embarqué est considérée comme étant résolue et n'a donc pas fait l'objet de cette thèse. Les solutions développées pour le pesage en marche présentent des limites notamment en terme de précision (perte de précision en virage ou lors de manœuvres en accélération/freinage) ainsi qu'une complexité de l'instrumentation et de l'étalonnage lors de l'installation de jauges de déformation ou bien de capteurs laser. En conclusion de cette première étude, nous nous sommes orientés dans cette thèse à développer un système de pesage basé sur les techniques d'estimation. Ces dernières permettent d'optimiser le nombre de capteurs et d'utiliser une instrumentation plus accessible par un choix adéquat des capteurs.

Dans le chapitre 3 de cette thèse, nous avons donné une brève description des outils mathématiques qui sont exploités lors du développement des méthodes d'estimation. Ces outils concernent les observateurs à modes glissants. Nous avons choisi ce type d'observateur principalement pour sa robustesse vis-à-vis des erreurs paramétriques et des perturbations et la simplicité de synthèse. Nous avons également présenté un état de l'art sur les principales méthodes de contrôle actif de poids lourds. Nous avons jugé utile et im-

portant de présenter quelques applications de la commande active intégrée aux véhicules lourds sachant que la dernière partie de la thèse est consacrée à un cas d'application du pesage embarqué pour la sécurité routière.

En vue d'exploiter les méthodes d'estimation, nous avons développé dans le chapitre 4, un modèle de dynamique poids lourd. Il s'agit de disposer d'un modèle pouvant répondre à la problématique posée. Par conséquent, nous nous sommes dès le départ fixé trois critères nécessaires : les forces verticales doivent apparaître dans le modèle, les paramètres de ce dernier doivent être disponibles et le modèle doit être facilement implémentable sur calculateur. Par conséquence, nous avons proposé un modèle combiné roulis-lacet. Ce modèle a été validé par le simulateur Prosper. A défaut de mesures réelles d'un véhicule instrumenté, nous avons considéré le simulateur Prosper comme un outil de validation. Nous avons noté que les écarts au niveau des forces verticales entre le modèle et le simulateur Prosper sont inférieurs à 10%.

Au chapitre 5, nous avons synthétisé deux méthodes d'estimation en vue de reconstituer les forces d'impact verticales. A cet effet, une inversion de modèle est faite. Nous avons procédé pour ce faire de deux manières ; la première méthode est une inversion explicite du modèle. Nous avons introduit tout d'abord un différenciateur pour estimer les accélérations en lacet et en rotation des roues. Rappelons que ces mesures sont disponibles sur le bus CAN des véhicules en série. Puis une inversion de modèle est faite pour restituer les forces d'impact qui sont en entrées inconnues. Cette inversion explicite implique une inversion de matrice, qui dans certains cas, engendre des erreurs dues à un mauvais conditionnement. Pour pallier à cela, nous avons développé une seconde méthode permettant de faire une inversion implicite du modèle en utilisant un observateur à modes glissants et à gain variable. Nous pouvons ainsi estimer les forces en entrée. Une étude de convergence détaillée est également donnée. Les forces verticales estimées sont comparées avec les forces données par Prosper. Les résultats ont montré que les deux méthodes d'estimation précédemment citées sont proches en terme de précision et en temps de convergences avec un écart inférieur à 10% par rapport aux données Prosper.

Dans le chapitre 6, nous avons présenté une expérimentation réalisée en partenariat avec l'Australian Road Research Board sur un dispositif de roues jumelées similaires à des roues de poids lourd et ayant le même type de suspension pneumatique. N'ayant pas accès à un véhicule instrumenté lors du développement de ce travail, nous avons réussi à réaliser une expérimentation sur l'Accelerated Load Facility, qui est un dispositif appartenant à l'ARRB. Ce système a permis de tester et de valider en partie le modèle, notamment la partie relative à l'essieu. Cette expérimentation a également permis de comparer les forces estimées à l'aide de capteurs de déplacement LVDT ou de pression à une mesure de référence issue de jauges installées sur l'équipement. Les résultats montrent une bonne similitude des allures des forces obtenues à l'aide des capteurs de pression ou LVDT vis-à-vis de la référence des jauges avec des écart moins importants pour le capteur de pression qui dans ce cas donne une réponse plus proche à la référence. A partir de cette première expérimentation, nous avons pu valider le principe de mesure des forces d'impact par capteur de pression ou par LVDT en introduisant le différenciateur exact. Ceci constitue une

première étape encourageante en vue de réaliser des tests sur un véhicule complet. A cet effet, en fin de chapitre, nous avons proposé un plan d'instrumentation détaillé d'un PL pour la réalisation d'expérimentations sur site.

La dernière partie de cette thèse est consacrée à un cas d'application issue de l'estimation des forces d'impact. Nous avons proposé une architecture de commande hybride par braquage actif. Cette technique permet d'alerter et d'assister le conducteur en présence de risque de renversement notamment en virage. Nous avons présenté le concept général du système avec une commande de type PD (Proportionnel-Dérivée) et ce afin de valider le principe. Des premières simulations ont permis de montrer la faisabilité de cette méthode. Des commandes plus avancées sont en cours de développement afin d'augmenter la robustesse du système.

Perspectives

Ce travail englobe plusieurs perspectives. Avec la prépondérance du transport routier de marchandises, les poids lourds demeurent au centre des inquiétudes des pouvoirs publics, des transporteurs et des entreprises privés. Le challenge sera de construire des véhicules plus sûrs, moins agressifs à l'infrastructure et plus propres.

Comme première perspective, il serait intéressant de réaliser des tests sur piste à l'aide d'un véhicule instrumenté. Cette étape permettra de valider les résultats d'estimation en les comparant à une mesure de référence qui serait idéalement une roue instrumentée.

Afin de développer les outils d'estimation, nous avons vu que quelques mesures sont nécessaires pour leur bon fonctionnement. Cependant, il serait intéressant d'étudier la faisabilité d'un nouveau système d'estimation utilisant moins de capteurs. Une étude sur l'optimisation du nombre de capteurs est peut-être souhaitable.

Il faudra également s'approfondir sur les méthodes de commande active, et de développer des systèmes embarqués, intelligents dans le véhicule permettant d'agir en temps réel. L'approche de commande hybride embarquée sur véhicule peut constituer une solution prometteuse aux problématiques liées au poids lourds. On pourra se baser sur des systèmes hybrides tels que présentés en dernière partie de ce manuscrit et qui permettrait de sélectionner suivant l'environnement, la charge et le type de conduite, le système de contrôle actif adéquat avec pour objectif de stabiliser les charges dynamiques appliquées sur la chaussée. L'idée est en premier lieu d'identifier le mode de conduite du véhicule (virage, ligne droite, changement de file), de connaître les caractéristique de l'infrastructure (profil de chaussée, adhérence,...) puis de définir des conditions de transitions entre différents états. Ces derniers correspondent au type de commande active à appliquer : agir sur le braquage, agir sur la suspension ou bien ne pas appliquer de commande quand ce n'est pas nécessaire. Les forces d'impact estimées seront incluses dans les conditions de transition. Tout en gardant une architecture de commande hybride, il serait intéressant de développer des commandes plus évoluées et plus robustes que le PID comme par exemple les modes glissants ou la commande H_∞.

Bibliographie

[1] *www.air-weigh.eu/fr.* société de pesage embarqué AirWeigh, Etats-Unis.

[2] *www.arrb.com.au/admin/file/content2/c7/pb- alf_ 1269407833531.pdf.*

[3] *www.callasprosper.com.*

[4] *www.cleral.com.* société de pesage embarqué Cleral, Canada.

[5] *www.hellopro.fr/pont-bascule-perfect-bm-2002045-57209-produit.html.*

[6] *www.kistler.com.* Kistler, Suisse.

[7] *www.pesage-captels.com.* société de pesage Captels, France.

[8] *www.preciamolen.com.* site internet de la société de fabrication de pesage embarqué Preciamolen.

[9] *www.vishaypmefrance.fr.* société de pesage embarqué pmefrance, France.

[10] J. Ackermann and D. Odenthal, *Damping of vehicle roll dynamics by gain scheduled active steering*, In proceedings of europeen control conference, Karlsruhe, Allemagne, 1999.

[11] L. Alexander, M. Donath, M. Hennessey, V. Morellas, and C. Shankwitz, *A lateral dynamic model of a tractor-trailer : experimental validation*, Technical Report MN/RC 97/18, Department of mechanical engineering, university of Minnesota, Minnesota, Etats-Unis, 1996.

[12] H.S. Bae, J. Ryu, and J.C. Gerdes, *Road grade and vehicle parameter estimation for longitudinal control using gps*, In proceedings of ieee conference on intelligent transportation systems, Oakland, Etats Unis, 2001.

[13] G. Baffet, A. Charara, and D. Lechner, *Vehicle models and estimation of contact forces and tire road friction*, Control engineering practice **17** (2009), no. 11, 1255–1264.

[14] G. Bartolini, A. Ferrara, E. Usai, and V.I. Utkin, *On multi-input chattering free second order sliding mode control*, IEEE Transactions on Automatic Control **45** (2000), no. 9, 1711–1717.

[15] M. Basset, C. Zimmera, and G. Leacuteon Gissingera, *Fuzzy approach to the real time longitudinal velocity estimation of a fwd car in critical situations*, Vehicle system dynamics **27** (1997), no. 5/6, 477–489.

[16] F. Biral, M. Grott, R. Oboe, C. Maffei, and E. Vincenti, *Modelling, control and design of heavy duty suspension systems*, In proceedings of ieee 10th international workshop on advanced motion control, Trento, Italie, 2008, pp. 771–776.

[17] T. Boukhobza and J. P. Barbot, *High order sliding modes observer*, In proceedings of the ieee 37th conference on decision and control, Tampa, USA, décembre 1998, pp. 1912–1917.

[18] M. Bouteldja, *Application of a non-linear sliding mode observer for truck tyre forces estimation*, International Journal of Vehicle Systems Modelling and Testing **2** (2007), no. 1, 16–37.

[19] M. Bouteldja, *Modélisation des interactions dynamiques poids lourd/infrastructures pour la sécurité et les alertes*, Ph.D. Thesis, Université de Versailles Saint Quentin, France, 2005.

[20] R. Bradley, *On-board wheighing apparatus and method.* US Patent No. 6037550, Etats-Unis, 2000.

[21] L. Bruzsa, C. Blanksby, R. George, B. Peters, and A. Ritzinger, *Measuring dynamic wheel loads on tri and quad axle groups*, In proceedings of international conference on heavy vehicles hvtt 10, Paris, France, avril 2008.

[22] M. Bussières and B. Falah, *Outil permettant d'analyser la stabilité des véhicules lourds*, Innovation transport, centre québécois de transfert de technologie routière, direction des communications du ministère des transports du québec, 2001, pp. 10–17.

[23] D. Cebon, *Handbook of vehicle-road interaction*, Swets and Zeitlinger, Lisse, Pays-Bas, 1996.

[24] M. Chen and M. Tomizuka, *Modeling and control of articulated vehicles*, Technical Report UCB-ITS-PRR-97-42, University of Califonia Berkeley, 1997.

[25] C. Cheng and D. Cebon, *Improving roll stability of articulated heavy vehicles using active semi-trailer steering*, Vehicle system dynamics **46** (2008), no. S1, 373–388.

[26] H. Cherrid, *Commande et observateur par modes glissants d'ordre un et deux : application aux systèmes robotisés*, Ph.D. Thesis, université de Versailles St Quentin en Yvelines, France, 2001.

[27] D.J. Cole, *Fundamental issues in suspension design for heavy vehicles*, Vehicle System Dynamics **35** (2001), no. 4/5, 319–360.

[28] D.J. Cole and D. Cebon, *A preliminary investigation of tractor/trailer interaction in articulated vehicle*, Technical Report CUED,C-MECH,/TR68, Cambridge University Engineering Department, Cambridge, Royaume-Uni, 1995.

[29] D.J. Cole and D. Cebon, *Influence of tractor-trailer interaction of assessment of road performance*, Journal of Automobile Engineering **212** (1996), no. 1, 1–10.

[30] COST323, *Cost 323 pesage en marche des véhicules routiers* (B. Jacob, E.J. OBrien, and S. Jehaes, eds.), Paris, LCPC Publications, Paris, 2005.

[31] J. Davila, L. Fridman, and A. Poznyak, *Observation and identification of mechanical systems via second order sliding modes*, International Journal of Control **79** (2010), no. 10, 1251–1262.

[32] L. Davis and J. Bunker, *In-service testing of heavy vehicle suspensions - background report for the ntc project*, Technical Report Mk III, Queensland department of mainroads and Queensland university of technology, Brisbane, Australie, 2008.

[33] L.E. Davis, *Heavy vehicle supension - testing and analysis*, Ph.D. Thesis, Brisbane, Australie, 2010.

[34] Y. Delanne, V. Schmitt, and V. Dolcemascolo, *Heavy truck rollover simulation*, In proceedings of 18th international conference on the enhanced safety of vehicles, Nagoya, Japon, 2003.

[35] R.S. Dickerson and D.G.W Mace, *Dynamic pavement force measurement with a two-axle heavy good vehicle*, Technical Report Supplementary report No. 688, Transport and Road Research Laboratory (TTRL), Crowthorne, Royaume-Uni, 1981.

[36] B. Draznovic, *The invariance conditions in sliding mode systems*, Automatica **5** (1969), 287–295.

[37] J.R. Ellis, *Vehicle handling dynamics*, Mechanical engineering publications, Wiley, Royaume-Uni, 1994.

[38] S. V. Emelyanov, S. K. Korovin, and A. Levant, *Higher-order sliding modes in control systems. differential equations* **11** (1993), 1627–1647.

[39] S. V. Emelyanov, S. K. Korovin, and L. V. Levantovsky, *Higher-order sliding modes in the binary control systems*, Soviet Physics **4** (1986), 291–293.

[40] S. V. Emelyanov, S. K. Korovin, and L. V. Levantovsky, *Second order sliding modes in controlling uncertain systems*, Soviet Journal of Computer and System Science (1986), 63–68.

[41] R.D Ervin, C. Winkler, P. Fancher, M. Hagan, V. Krishnaswami, H. Zhang, and S. Bogard, *Two active systems for enhancing dynamic stability in heavy truck operations*, Technical Report Report No. 98-39, University of Michigan Transport research institute (UMTRI), Ann Arbor, Etats-Unis, 1998.

[42] N. Eslaminasab, *Development of a semi-active intelligent suspension system for heavy vehicles*, Ph.D. Thesis, Ontario, Canada, 2008.

[43] FEHRL, *Results and experiences of the wim-hand project, weigh-in-motion system for direct enforcement of overloading*, Technical Report WIM-Hand final report, FEHRL, 2009.

[44] A. F. Fillipov, *Application of the theory of diiferential equations with discontinuous right hand side to non linear problems in automatic control*, American Mathematic Society Transactions **62** (1960), 199–231.

[45] J.W. Fisher, H.C. Huckins, E. Gardner, Carey, J.B. Bidwell, F.H. Scrivner, S.M. Fergus, and F.N. Finn, *Measuring dynamic vehicle loads*, Technical Report Special Report No. 73, Highway Research Board, Washington D.C., 1962.

[46] A. Forsén, *Heavy vehicle ride and endurance : modelling and model validation*, Ph.D. Thesis, Royal Institute of Technology, Stockholm, Suède, 1999.

[47] L. Fridman, Y. Shtessel, C. Edwards, and X-G. Yan, *Higher-order sliding-mode observer for state estimation and input reconstruction in nonlinear systems*, International journal of robust and nonlinear control **18** (2008), 399–412.

[48] M. Gafvert and O. Lindgarde, *A 9 dof tractor semitrailer dynamic handling model for advanced chassis control studies*, Technical Report DICOSMOS internal report, Department of Automatic Control, Lund Institute of Technology, Suède, 2001.

[49] T. A. Genise, *Control method/system including determination of an updated value indicative of gross combination weight of vehicles.* US Patent No. 5490063, Etats Unis, 1996.

[50] R. George, C. Blanksby, A. Germanchev, and A. Ritzinger, *Measuring heavy vehicle wheel loads dynamically*, Technical Report AT1212, ARRB, 2007.

[51] E. Guglielmino, T. Sireteanu, C.W., G. Ghita, and M. Giuclea, *Semi-active suspension control : improved vehicle ride and road friendliness*, Springer, London, 2008.

[52] L. Gyenes, C.G.B. Mitchell, and S.D. Phillips, *Dynamic pavement loads and tests of road-friendliness for heavy vehicle suspensions*, International Journal of vehicle design **1** (1994), no. 4, 381–395.

[53] L. Gyenes and I.C.P. Simmons, *The dynamic performance of suspension systems fitted to commercial vehicles*, Technical Report 74, Transport Research Laboratory, Crowthorne, Royaume-Uni, 1994.

[54] A. El Hadri, *Modélisation de véhicules, observation d'état et estimation des forces pneumatiques : Application au contrôle longitudinal*, Ph.D. Thesis, Université de Versailles Saint Quentin en Yvelines, France, 2001.

[55] H.T. Hagedorn and L. DeForrest, *Load mesuring system for leaf spring suspension.* US Patent No. 4215754, Etats-Unis, 1980.

[56] I.W.D. Hahn, *Effects of commercial vehicle design on road stress*, Transport and road research laboratory, Crowthorne, Royaume-Uni, 1987. working paper WP/VetED/87/40.

[57] P. Hingwe, J. Wang, M. Tai, and M. Tomizuka, *Lateral control of tractor-semi trailer vehicles in automated highway system*, Technical Report UCB-ITS-PWP-2000-1, University of Califonia Berkeley, 2000.

[58] B. Hoogvelt, N. Van Asseldonk, R. Henny, H. Van Loo, and G. Visser, *Weighing in motion : vehicle for dynamic calibration of a multiple sensor weigh-in-motion system*, Bulletin de l'Organisation Internationale de Métrologie Légale OIML **XLVI** (2005), no. 1, 12–22.

[59] K. Huh, S. Lim, J. Jung, D. Hong, S. Han, K. Han, H. Young, and J.M. Yun, *Vehicle mass estimator for adaptive roll stability control*, In proceedings of sae international congress, Detroit, Etats Unis, 2007.

[60] I.M. Ibrahim, D.A. Crolla, and D.C. Barton, *The impact of the dynamic tractor-semitrailer interaction on the ride behaviour of fullyladen and unladen trucks*, Detroit, Etats Unis, 2004.

[61] H. Imine, *Tests fonctionnels, plan d'expérience et résultats*, Technical Report Livrable de la tâche 6, projet VIF2, Laboratoire central des ponts et chaussées, juillet 2008.

[62] H. Imine, *Observation d'états d'un véhicule pour l'estimation du profil dans les traces de roulement*, Ph.D. Thesis, université de Versailles St Quentin en Yvelines, France, 2003.

[63] H. Imine, A. Benallegue, T. Madani, and S. Srairi, *Rollover risk prediction of an instrumented heavy vehicle using high order sliding mode observer*, In proceedings of ieee international conference on robotics and automation icra, mai 2009, pp. 64–69.

[64] H. Imine and V. Dolcemascolo, *Sliding mode observers to heavy vehicle vertical forces estimation*, International journal of heavy vehicle systems **15** (2005), no. 1, 53–64.

[65] H. Imine and T. Madani, *Sliding mode control for automated lane guidance of heavy vehicle*, juin 2010.

[66] H. Imine and T. Madani, *Sliding mode control for rollover avoidance of heavy vehicle*, soumis à ieee transactions on intelligent transportation systems, juin 2010.

[67] WAVE, *Weigh-in-motion of road vehicles. proceedings of the final symposium of the project wave (1996-99)* (B. Jacob, ed.), Hermes, Paris, 1999.

[68] J.R. Jarvis and P.F. Sweatman, *The loading of pavements in the vicinity of road humps*, 11th australian road research board (arrb) conference, melbourne, australie, 1982.

[69] R. Kamnik, F. Boettiger, and K. Hunt, *Roll dynamics and lateral load transfer estimation in articulated heavy freight vehicles*, Journal of Automobile Engineering **217** (2003), no. 11, 985–997.

[70] O. Khemoudj, H. Imine, and M. Djemaï, *Robust observation of tractor-trailer vertical forces using inverse model and exact differentiator*, SAE International Journal of Material and Manufacturing **3** (août 2010), no. 1, 278–289.

[71] O. Khemoudj, H. Imine, and M. Djemaï, *Robust observation of tractor-trailer vertical forces using model inverse and numerical differentiation*, In proceedings of sae world automotive congress, Detroit, Etats Unis, avril 2010.

[72] O. Khemoudj, H. Imine, and M. Djemaï, *Estimation des forces d'impact des véhicules poids lourds par différenciateurs exacts et modèle inverse*, In proceedings of conférence internationale francophone d'automatique, Nancy, France, juin 2010.

[73] O. Khemoudj, H. Imine, and M. Djemaï, *Nouvelle approche pour l'estimation des forces d'impact d'un poids lourd*, In proceedings of conférence sécurité routière prévention des risques et aides à la conduite, Paris, mai 2010.

[74] O. Khemoudj, H. Imine, and M. Djemaï, *Unknown input observation via sliding modes : application to vehicle contact forces*, In proceedings of ieee multi-conference on systems and control, St Petersbourg, Russie, juillet 2009.

[75] O. Khemoudj, H. Imine, M. Djemaï, and L. Fridman, *Variable gain sliding mode observer for heavy duty vehicle contact forces*, In proceedings of ieee variable structure systems conference, Mexico, Mexique, juin 2010.

[76] O. Khemoudj, H. Imine, M. Djemaï, and B. Jacob, *Control theory approach for on-board estimation and monitoring of heavy duty vehicle dynamical tyre*, In proceedings of international heavy vehicle symposium, Melbourne, Australie, mars 2010.

[77] LCPC, *Poids lourds et sécurité routière : Rapport de l'opération de recherche trucks*, Laboratoire central des ponts et chaussées, 2008.

[78] P.A. LeBlanc, J.H.F. Woodroofe, and A.T. Papagiannakis, *A comparison of the accuracy of two types of instrumentation for measuring vertical wheel load* (Cebon and Mitchell, eds.), 1992. Heavy vehicles and roads : technology, safety and policy (pp. 86-94). London : Thomas Telford.

[79] M. Leluzzi, P. Turco, and M. Montiglio, *Development of a heavy truck semi-active suspension control*, Control Engineering Practice **14** (2006), 305–312.

[80] A. Levant, *Sliding order and sliding accuracy in sliding mode control*, International Journal Control **58** (1993), no. 6, 1247–1263.

[81] A. Levant, *Robust exact differentiation via sliding mode technique*, Automatica **34** (1998), no. 3, 379–384.

[82] A. Levant, *Higher order sliding : collection of design tools*, European control conference, Bruxelles, Belgique, 1997.

[83] A.S. Lewis and M. El-Gindy, *Sliding mode control for rollover prevention of heavy vehicles based on lateral acceleration*, Internation journal of heavy vehicle systems **10** (2003), no. 1/2, 9–34.

[84] P. Lingman, *Intergrated brake control, downhill driving strategies*, Ph.D. Thesis, Chalmers university of technology, Suède, 2005.

[85] D.G. Mace and C.A. Stephenson, *Dynamic load measurements on a two axle semi-trailer*, Technical Report Research report No. 171, Crowthorne, Royaume-Uni, 1969.

[86] G. Magnusson, *Measurement of dynamic wheel load*, Technical Report VTI report 279A, Swedish road and traffic research institute, Linkoping, Suède, 1987.

[87] S. Mammar, S. Glaser, and M. Netto, *Vehicle lateral dynamics estimation using unknown input proportional-integral observers*, In proceedings of american control conference, Minnesota, Etats Unis, juin 2006, pp. 4658–4663.

[88] A.J.F. Miège and D. Cebon, *Design and implementation of an active roll control system for heavy vehicles*, 6th international symposium on advanced vehicle control, 2002, Hiroshima, Japon.

[89] C.G.B. Mitchell, *The effect of the design of goods vehicle suspensions on loads on roads and bridges*, Symposium on Heavy Vehicle Suspension Characteristics, Canberra, Australie, 1987.

[90] C.G.B. Mitchell and L. Gyenes, *Dynamic pavement loads measured for a variety of truck suspensions*, 2nd International Symposium on Heavy Vehicles Weights and Dimensions, Kelowna, British Columbia, Canada, 1987.

[91] N.K. M'Sirdi, A. Rabhi, L. Fridman, J. Davila, and Y. Delanne, *Second order sliding-mode observer for estimation of vehicle dynamic parameters*, International Journal of Vehicle Design **48** (2008), no. 3/4, 190–207.

[92] COST323, *Cost 323 weigh in motion of road vehicles* (E.J. OBrien and B. Jacob, eds.), European commission, Luxembourg : Office Publications of the european communities, Belgique, 1998.

[93] J.O. O'Dea, *On-board vehicle weighing system.* US Patent No. 5478974, Etats-Unis, 1995.

[94] OECD, *Dynamic interaction between vehicles and infrastructure experiment (divine)*, Technical Report DSTI/DOT/RTR/IR6(98)1/FINAL, Organisation for Economic Co-operation and Development (OECD), Paris, France, 1998.

[95] J. Page and J.W. Grainger, *A technique for measuring vehicle dynamic wheel loads*, Technical Report Supplementary report No. 98, Transport and Road Research Laboratory (TTRL), Crowthorne, Royaume-Uni, 1987.

[96] J. De Pont, *Assessing heavy vehicle suspensions for road wear*, Technical Report Research report No. 95, Trunsfund New Zeland, Wellington, Nouvelle-Zélande, 1998.

[97] H. Porumamilla and A. G. Kelkar, *Robust control and mu-analysis of active pneumatic suspension*, In proceedings of american control conference, Portland, Etats Unis, 2005, pp. 2200–2205.

[98] A. Rabhi, N.K. M'Sirdi, and A. Elhajjaji, *Estimation of contact forces and tire road friction*, In proceedings of ieee 15th conference on control and automation cca, Athenes, Grèce, juillet 2007.

[99] H. S. Ramirez and S. K. Spurgeon, *On the robust design of sliding observers for linear systems*, Systems and control letters, 1994, pp. 9–14.

[100] L.R. Ray, *Non linear tire force estimation and road friction identification : simulation and experiments*, Automatica **33** (1997), no. 10, 1819–1833.

[101] H. Saadaoui, N. Manamanni, M. Djemaï, J.P. Barbot, and T. Floquet, *Exact differentiation and sliding mode observers for switched lagrangian systems*, Nonlinear analysis **65** (2006), 1050–1069.

[102] R. Sagerer, K. Wartenberg, and D. Schmidt, *Messung der tatsächlichen achslasten von nutzfahrzeugen*, Bundesanstalt für Strassenwensen (BAST), 1996.

[103] D.J.M. Sampson and D. Cebon, *Active control system of single unit heavy road vehicle*, vehicle system dynamics **40** (2003), no. 4, 229–270.

[104] Y. Sebsadji, S. Glaser, S. Mammar, and J. Dakhlallah, *Road slope and vehicle dynamics estimation*, In proceedings of american control conference, Seattle, Etats Unis, juin 2008, pp. 4603–4608.

[105] Y. Sellami, *Approche fiabiliste et mécanique pour la prédiction de risques d'accident de poids lourds*, Ph.D. Thesis, Université de Nantes, France, 2008.

[106] C. Sentouh, *Analyse du risque et détection de situations limites : Application au développement des systèmes d'alerte au conducteur*, Ph.D. Thesis, Université d'Evry Val d'Essonne, France, 2007.

[107] H. Shraim, *Modélisation, estimation et contrôle pour la dynamique du véhicule*, Ph.D. Thesis, Marseille 3, Marseille, France, 2007 Université Paul Cézanne Aix.

[108] P.M. Siegrist, *A methodology for monitoring tyre-forces on off-highway mining trucks*, Ph.D. Thesis, University of Queensland, Brisbane, Australie, 2003.

[109] J. J. E. Slotine and S. S. Sastry, *Tracking control of nonlinear system using sliding surface, with application to robotic manipulators*, International Journal Control **38** (1983), 465–492.

[110] M. Smaoui, X. Brun, and D. Thomasset, *A robust differentiator-controller design for an electropneumatic system*, In proceedings of the 44th ieee conference on decision and control and the european control conference, Séville, Espagne, décembre 2005, pp. 4385–4390.

[111] J. Stéphant, A. Chararaa, and D. Meizel, *Evaluation of a sliding mode observer for vehicle sideslip angle*, Control engineering practice **15** (2007), no. 7, 803–812.

[112] A. Strotsky and I. Kolmanovsky, *Application of input estimation techniques to charge estimation and control in automotive engines*, Control engineering practice **10** (2002), no. 12, 1371–1383.

[113] P.F. Sweatman, *A study of dynamic wheel forces in axle group suspensions of heavy vehicles*, Technical Report Special report No. 27, Australian Road Research Board (ARRB), Vermont South, Australie, 1983.

[114] M. Tamoizuka, M. Tai, J-Y. Wang, and P. Hingwe, *Automated lane guidance of commecial vehicles*, In proceedings of ieee international conference on control applications, Hawai, Etats Unis, 1999.

[115] R.E. Tarter and T.M. Gerstbauer, *Vehicle on-board weighing system and method.* US Patent No. 5410109, Etats-Unis, 1995.

[116] G. Tsampardoukas, C.W. Stammers, and E. Guglielmino, *Hybrid balance control of a magnetorheological truck suspension*, Journal of sound and vibration **317** (2008), no. 3-5, 514–536.

[117] A.J. Tuononen, *Onboard estimation of dynamic tyre forces from optically measured tyre carcass deflections*, International Journal of Heavy Vehicle Systems **16** (2009), no. 3, 362–378.

[118] V. I. Utkin, *Variable structure systems with sliding mode*, IEEE Transactions on Automatic Control **26** (1977), 212–222.

[119] V. I. Utkin, *Sliding mode and their application in variable structure systems* (1978).

[120] V. I. Utkin and S. Drakunov, *Sliding mode observer*, Ieee conference on decision and control, 1995, pp. 3376–3378.

[121] A. Vahidi, A. Stefanopoulou, and H. Peng, *Recursive least squares with forgetting for online estimation of vehicle mass and road grade : Theory and experiments*, Vehicle systems dynamics **43** (2005), no. 1, 31–55.

[122] F. van Roden and B.A. Kenneth, *Pneumatic weighing system for load carrying vehicles.* US Patent No. 3331458, Etats-Unis, 1967.

[123] K.C. Veluvolu and Y.C. Soh, *Nonlinear sliding mode state and unknown input estimations*, K.C. Veluvolu and Y.C. Soh, VDM Verlag Dr. Müller, Allemagne, 2009.

[124] J. Villarga, B. d'Andréa Novel, M. Fliess, and H. Mounier, *Estimation of longitudinal and lateral vehicle velocities : an algebraic approach*, In proceedings of american control conference, Seattle, Etats Unis, 2008, pp. 3941–3946.

[125] J-Y. Wang and M. Tomizuka, *Reachability analysis of hybrid lateral control problem for automated heavy-duty vehicles*, In proceedings of american control conference, Arlington, Etats Unis, 2001, pp. 1–6.

[126] A.P. Whittemore, *Measurement and prediction of dynamic pavement loading by heavy highway vehicles*, SAE technical paper No. 690524, 1969.

[127] A.P. Whittemore, J.R. Wiley, P.C. Schultz, and D.E. Pollock, *Dynamic pavement loads of heavy highway vehicles*, Technical Report NCHRP report No. 170, Highway Research Board, Washington D.C., Etats-Unis, 1970.

[128] J.H.F. Woodroofe, P.A. LeBlanc, and K.R. LePiane, *Vehicle weights and dimensions study - effects of suspension variations on the dynamic wheel loads of a heavy articulated highway vehicle*, Technical Report volume 11, Canroad Transportation, Roads and Transportation Association of Canada (RTAC), Ottawa, Canada, 1986.

.1 Capteurs de charge pour pesage embarqué

Les matériaux soumis à des forces externes subissent des déformations et engendrent des efforts internes appelés contraintes. La relation entre la contrainte et la déformation est étudiée en résistance des matériaux.

.1.1 Jauges de déformation

La déformation est le rapport de la variation d'une dimension $\Delta\ell$ par rapport à valeur initiale ℓ de cette dimension, elle est généralement notée $\varepsilon = \frac{\Delta\ell}{\ell}$, la contrainte, qui est associée, est une force par unité de section $\sigma = \frac{F}{S}$, elle est mesurée en unités de pression. Dans le domaine d'élasticité, le matériau reprend sa forme initiale lorsque l'on annule la sollicitation. De même pour une petite sollicitation la variation est linéaire et la déformation est proportionnelle à la contrainte : $\sigma = E\varepsilon$. E est appelé module de Young qui est spécifique au matériau (exemple l'acier : $E = 220.10^9 N/m^2$), cette égalité est connue sous le nom de loi de Hooke.

Les jauges de déformation ou extensomètres permettent de mesurer la variation de leur propre déformation qui est en principe égale à celle de la structure où elles sont collées.

Le principe des capteurs à jauges résistives est de mesurer la déformation en la traduisant en variation de la résistance. Les domaines de variation s'étendent de 10^{-5} à 2.10^{-1}, la limite inférieure est due aux bruits dans le circuit électrique et la limite supérieure est régie par l'élasticité de la jauge et de la matière de fixation.

La jauge est constituée d'un conducteur filiforme. La résistance de la jauge est donnée par $R = \rho n\ell/s$ avec ρ est la résistivité du conducteur, s sa section, $n\ell$ sa longueur, avec ℓ la longueur d'un brin et n leur nombre (généralement jusqu'à 20). La variation relative de la résistance de la jauge est donnée par : $\frac{\Delta R}{R} = \frac{\Delta\ell}{\ell} - \frac{\Delta s}{s} + \frac{\Delta\rho}{\rho}$.
La déformation longitudinale est proportionnelle à la déformation transversale $\frac{\Delta s}{s} = -2\frac{\Delta\ell}{\ell}$ avec ν coefficient de Poisson voisin de 0.3.
De même la résistivité du fil est liée à la variation de sont volume $\frac{\Delta\rho}{\rho} = C\frac{\Delta V}{V}$ avec C constante de Bridgman d'où $\frac{\Delta\rho}{\rho} = C\left(1-2\nu\right)\frac{\Delta\ell}{\ell}$. On déduit : $\frac{\Delta R}{R} = K\frac{\Delta\ell}{\ell}$ où K est appelé facteur de jauge.

Les jauges sont ensuite connectées en pont de Wheatstone suivant des montages de type pont à une seule jauge, pont à deux jauges et pont à quatre jauges.

.1.2 Extensomètre à corde vibrante

Ce capteur est utilisé pour des mesures de déformation des ouvrages d'art en génie civil. Il est constitué d'une corde en acier tendue entre deux supports fixés dans la structure dont on étudie la déformation.

La déformation de la structure engendre une tension sur le câble et donc une variation de la fréquence N de ses vibrations. La mesure de la déformation se fait à partir cette fréquence N de la corde.

Ce capteur présente l'avantage d'être robuste aux environnements hostiles tels que l'humidité. De même la mesure est liée à la fréquence du signal d'où une immunité vis-à-vis des bruits de mesure.

La fréquence fondamentale d'une corde tendue de longueur ℓ et soumise à une force F est donnée par :

$$N = \frac{1}{2\ell}\sqrt{\frac{F}{sd}} \tag{1}$$

où s est la section de la corde et d sa masse volumique.

Soumise à une contrainte $\sigma = \frac{F}{s}$, la corde aura un allongement relatif $\frac{\Delta\ell}{\ell}$ tel que $\frac{\Delta\ell}{\ell} = \frac{1}{E}\sigma$

La corde est à l'origine tendue avec un allongement initial $\Delta\ell_0$. Soit N_0 la fréquence correspondant à cet allongement $\frac{\Delta\ell_0}{\ell} = KN_0^2$.

La déformation de la structure entraîne un allongement total $\Delta\ell_1$ de la corde dont la fréquence se voit modifiée $\frac{\Delta\ell_1}{\ell} = KN_1^2$.

L'allongement de la corde issu de la déformation est donné par $\Delta\ell = \Delta\ell_1 - \Delta\ell_0$ d'où $\frac{\Delta\ell}{\ell} = K\left(N_1^2 - N_0^2\right)$. K et N_0 sont connus, il suffit de mesurer N_1 pour connaître la déformation de la structure.

La corde vibre à une fréquence N devant une bobine électrique modifiant périodiquement la réluctance et induisant un signal électrique de même fréquence. Le signal est amplifié puis appliqué à une bobine excitatrice qui permet d'entretenir l'oscillation. La fréquence N est mesurée par un fréquencemètre.

.2 Classes d'exctitude OIML

Type de mesure	Classe d'exactitude				
	A(5)	**B(10)**	**C(15)**	**D(25)**	**E(25)**
Essieux simples (ES)	≤8%	≤15%	≤20%	≤30%	30%
Essieux simples groupe (ESG)	≤10%	≤20%	≤25%	≤35%	35%
Groupe d'essieux (GE)	≤7%	≤13%	≤18%	≤28%	28%
Poids total	≤5%	≤10%	≤15%	≤25%	25%

Classe d'exactitude sur les charges définie dans la norme NF P 99 300

Type de mesure	Classe d'exactitude				
	A(5)	**B+(7)**	**B(10)**	**C(15)**	**D+(20)**
Essieux simples (ES)	≤8%	≤11%	≤15%	≤20%	25%
Essieux simples groupe (ESG)	≤10%	≤14%	≤20%	≤25%	30%
Groupe d'essieux (GE)	≤7%	≤10%	≤13%	≤18%	23%
Poids total	≤5%	≤7%	≤10%	≤15%	20%

Type de mesure	Classe d'exactitude				
	E	**E(30)**	**E(35)**	**E(40)**	**E(45)**
Essieux simples (ES)	30%	≤36%	≤42%	≤48%	54%
Essieux simples groupe (ESG)	35%	≤41%	≤47%	≤53%	59%
Groupe d'essieux (GE)	28%	≤33%	≤39%	≤44%	49%
Poids total	25%	≤30%	≤35%	≤40%	45%

Classe d'exactitude : spécifications européennes

Bibliotheque..Universitaire..de..Valenciennes

00900763