

THESE

Présentée à

INSTITUT NATIONAL DES SCIENCES APPLIQUEES INSA DE LYON

Par

Mounia NADJI

Pour l'obtention du diplôme de

Docteur de Institut National Des Sciences Appliquées Insa De Lyon

Spécialité : **Mécanique et Automatique**

**Adéquation De La Dynamique De Véhicule À La Géométrie Des Virages
Routiers
Apport À La Sécurité Routière**

Soutenance prévue le : 05-03-2007

Directeur de thèse : Claude Henri Lamarque

Devant le jury

P. Boisse	Professeur des universités (INSA-Lyon)	Président de jury
Y. Delanne	Directeur de recherche de l'Équipement (LCPC-Nantes)	Rapporteur
M. Basset	Professeur des universités (Université Haute Alsace)	Rapporteur
N. M'sirdi	Professeur des universités (Université de Marseille)	Examinateur
C.h. Lamarque	Professeur ENTPE (Lyon)	Directeur de thèse
M. Gothié	Directeur de recherche de l'Équipement (LRPC-Lyon)	Conseiller scientifique

SOMMAIRE

AVANT PROPOS **5**

GLOSSAIRE..... **7**

INTRODUCTION GENERALE **9**

PARTIE A : ACCIDENTS EN VIRAGE **11**

A.I. INTRODUCTION	12
A.II. LES ACCIDENTS EN VIRAGE	12
A.II.1. Quelques éléments sur les enjeux	12
A.II.2. Les études liées à l'accidentologie en virage.....	13
A.II.3. Les études impliquant l'infrastructure dans la modélisation de la dynamique du véhicule	17
A. III. CONCLUSION	18

PARTIE B : LA MODELISATION **20**

CHAPITRE 1 : LA MODELISATION DU VEHICULE ET DE SON ENVIRONNEMENT **21**

B.1.I. INTRODUCTION.....	22
B.1.II. GENERALITES SUR LA DYNAMIQUE DU VEHICULE	23
B.1.II.1. La structure principale du véhicule.....	24
B.1.II.2. État de l'art.....	25
B.1.II.2.1 : Les modèles de véhicule	26
B.1.II.2.1.1.Les modèle à une roue : Le modèle quart de véhicule.....	26
B.1.II.2.1.2. Les modèles à deux roues	27
B.1.II.2.1.3.Les modèles à quatre roues	28
B.1.II.2.2 : Les simulateurs de dynamique de véhicule	28
B.1.III. MODÉLISATION DU VÉHICULE	29
B.1.III.1. Hypothèses de modélisation	29
B.1.III.2. Le sous-modèle « caisse »	29
B.1.III.2.1. Équations du mouvement de la caisse	30
B.1.III.2.2. Cinématique de la caisse.....	31
B.1.III.2.3. Bilan des forces externes	34
B.1.III.2.3.1. Le sous - modèle « suspension »	34
B.1.III.2.3.2. Le sous - modèle «contact pneumatique/chaussée»	36
B.1.III.2.3.3. Le sous-modèle « la force centrifuge »	37
B.1.III.4. Les moments agissants sur le véhicule	38
B.1.III.5. Le modèle de véhicule	38

B.1.IV. SIMULATIONS ET VALIDATIONS	40
B.1.IV.1. Le simulateur du véhicule	40
B.1.IV.2. La Validation	41
B.1.IV.3. Simulations	42
ETAPE I : Itinéraire prédéfini “Callas”	43
ETAPE II : Itinéraire réel avec conducteur Callas	56
B.1.V. ANALYSE DES RESULTATS	64
B.1.VI. CONCLUSION	66
CHAPITRE 2 : LA MODÉLISATION DU CONTACT PNEUMATIQUE /CHAUSSÉE	67
B.2.I. INTRODUCTION	68
B.2.II. GENERALITES SUR LE CONTACT PNEUMATIQUE/CHAUSSÉE	69
B.2.II.1 Le comportement du pneumatique.....	69
B.2.II.1.1.Le comportement longitudinal.....	69
B.2.II.1.2.Le comportement latéral	71
B.2.II.1.3. Le comportement dynamique couplé : latéral - Longitudinal.....	72
B.2.II.2. Les modèles de contact pneumatique/chaussée	73
B.2.II.2.1. Le modèle de LuGre	74
B.2.II.2.2.Le modèle de Guo	75
B.2.II.2.3. La formule de Pacejka	78
B.2.II.2.4. La comparaison du modèle de contact de Guo à la formule de Pacejka.....	80
B.2.III. MODELISATION DU CONTACT PNEUMATIQUE/CHAUSSÉE PAR LA LOI DE COULOMB	82
B.2.III.1. Généralités sur les lois de contact entre solide	82
B.2.III.2. La loi de Coulomb	82
B.2.III.2.1. Représentation graphique de la loi de Coulomb.....	82
B.2.III.2.2. Le cône de frottement de Coulomb	86
B.2.III.2.3. Résolutions associées au frottement de Coulomb	87
B.2.III.2.4. L’Algorithme de résolution	88
B.2.III.3.Application de la loi de Coulomb à la modélisation du contact pneumatique/chaussée	89
B.2.IV. VALIDATION ET SIMULATIONS	94
B.2.IV.1. La validation	94
B.2.IV.2. Simulations	96
ETAPE I : Itineraire predefini “Callas”	96
ETAPE II : Itinéraires réels avec conducteur Callas	100
B.2.V. ANALYSE DES RESULTAS	104
B.2.VI. CONCLUSION	104
PARTIE C : DETECTION DE CARACTERISTIQUES LIMITES DU VIRAGE.....	105
C.I. INTRODUCTION	106

C.II. CONSTRUCTION DES ROUTES.....	107
C.II.1. Les descripteurs d'un virage	107
 C.III. STABILITÉ DES VÉHICULES EN VIRAGE	109
C.III.1. Comportement du véhicule en virage.....	109
C.III.2. Les limites dans un virage	112
C.III.3. Méthode de détection de limites.....	113
C.III.3.1.Utilisation du diagramme de Coulomb.....	113
C.III.3.2. Méthode de calcul.....	114
 C.IV. APPLICATIONS.....	118
 C.V. ANALYSE DES RESULTATS	125
 C.VI. CONCLUSION	125
 PARTIE D: CONCLUSION GÉNÉRALE.....	126
 REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES.....	130
 ANNEXES.....	138
 ANNEXE 1 : LOGICIEL ALERTINFRA.....	139
ANNEXE 2 :VEHICULE D'ANALYSE D'ITINERAIRE VANI.....	140
ANNEXE 3 : EDA (ÉTUDE DETAILLEE D'ACCIDENTS)	142
ANNEXE 4 :LE SIMULATEUR PROFESSIONNEL DE DYNAMIQUE AUTOMOBILE « CALLAS»	143
ANNEXE 5 : REPERES DE MODELISATION.....	144
ANNEXE 6: PARAMETRES DU VEHICULE	146
ANNEXE 7 : STABILITE DE LYAPOUNOV	147

AVANT PROPOS

Le travail réalisé dans cette thèse a été effectué au sein du Centre d'Étude Technique de l'Équipement CETE-Lyon et s'inscrit sous le thème 15 « **Faire contribuer l'infrastructure à la sécurité routière** » des pôles de recherche du Laboratoire Centrale des Ponts et Chaussées (LCPC).

Dans le but du développement de la politique de recherche du Laboratoire Régional des Ponts et Chaussées (LRPC Lyon) cette thèse a été effectuée. Ce dernier a fourni son expérience sur le terrain et les données d'infrastructure collectées par ces appareils de mesures.

Cette thèse a été l'occasion d'échanges et de collaboration avec plusieurs laboratoires universitaires français et fait partie du verrou 3 « les interaction avec le conducteur et l'environnement » du groupe de travail automatique et automobile GDR « GTAA ».

Par ailleurs, ce travail a donné lieu à un certain nombre de publications :

Conférences :

[1] M. Nadji, C.H Lamarque, M. Gothié: “Coulomb friction model, road/ tire contact application”, Accepté à EAEC 07 11th European Automotive Congress "Automobile for the Future", Budapest, Fevrier 2007.

[2] M. Nadji, C.H Lamarque, M. Gothié: “Road geometry effect on traffic safety “vehicle/infrastructure modelling”, Accepté à AVCS 07 Advanced in Vehicle Control and Safety, Argentine, Fevrier 2007.

[3] M. Nadji, C.H Lamarque, M. Gothié: “Study of vehicle dynamics and road geometry interaction”, FISITA 06 World Automotive Congress; CD-ROM - F2006V080, Yokohama, Octobre 2006.

[4] M. Nadji, Y. Delanne, C.H lamarque, M. Gothié :“Vehicle dynamics and road geometry interactions: “Road/tire Interaction Modelling””, I3M International Mediterranean Modelling Multiconference, CD-ROM, Marseilles , Octobre 2005.

Manifestations Nationales :

[5] Poster, Journée du réseau scientifique et technique du ministère de l'équipement **JRST 2005** : « Adéquation de la dynamique du véhicule à la géométrie de virage routier », Lyon, Septembre 2005 (Poster classé 5^{ème} /50 au prix du doctorant du ministère de l'équipement).

Publications internes :

[6] Rapports de Recherche LCPC/LRV : Synthèse et comparaison des modèles de contact pneumatique/ chaussée, modèle de Guo. LCPC 2004.

[7] Les rapports d'avancement de travaux de thèse : Mars 2004-Mars 2005-Mars 2006.

Autres communications :

[8] M.Nadji : Trafic à « 0 » accident ; qui a dit que c'était impossible !!! » ; Journal interne du Centre d'Étude Technique de l'Équipement de Lyon CETE-Lyon, Lyon, décembre 2006.

Autres contributions :

Expertise d'un article sur l'estimation des efforts de contact pneumatique/chaussée pour IEEE International Conference on Control Applications 2006.

GLOSSAIRE

CETE : Centre d'Études Techniques de l'Équipement,

EDA : Étude Détaillée d'Accidents,

LCPC: Le laboratoire central des ponts et chaussées,

CETE: le centre d'étude technique de l'équipement,

LAB: laboratoire d'accidentologie et de biomécanique - PSA Peugeot-Citroén-Renault,

SETRA: Service d'Études Techniques des Routes et Autoroute,

CEESAR: Centre Européen d'Études de Sécurité et d'Analyse de Risques,

CRT: Centre de recherche sur les transports CRT de l'université du Québec,

SAAQ: Société de l'Assurance Automobile du Québec,

CRSNG: Conseil de Recherche en Sciences Naturelles et en Génie du Canada.

INRETS: Institut National de Recherche sur les Transports et leur Sécurité.

I.C.T.A.V.R.U: Instruction sur les Conditions Techniques d'Aménagement des Voies Rapides Urbaines.

I.C.T.A.A.L: Instruction sur les Conditions Techniques d'Aménagement des Autoroutes de Liaison.

I.C.T.A.R.N: Instruction sur les Conditions Techniques d'Aménagement des Routes Nationales.

EACS: European Accident Causation Survey

ETCS: European Transport Safety

ONISR : Observatoire National Interministériel de la Sécurité Routière.

Fichier BAAC : Bulletin d'Analyse des Accidents Corporels de la circulation.

GTAA : Le Groupe de Travail Automatique et Automobile ,

MACS : groupe de recherche Modélisation, Analyse et Conduite des Systèmes dynamiques,

CNRS : Centre national de recherche scientifique,

MIAM : Modélisation et identification en Automatique et Mécanique de l'université de Mulhouse

HEUDIASYC : Heuristique et Diagnostic des Systèmes Complexes de l'université de Compiègne

LIVIC : Laboratoire sur les Interactions Véhicules-infrastructure-conducteur

LSIS : Laboratoire des Sciences de l'Information et des Systèmes de l'université de Marseille ,

LAMIH : Laboratoire d'Automatique et de Mécanique Industrielles et Humaine de l'université de Valenciennes,

CRONE : Commande Robuste d'Ordre Non Entier du laboratoire Le LAPS (Laboratoire d'Automatique, Productique, Signal) de l'université de Bordeaux,

ARCSIM : Vehicle Dynamics Simulation Software du centre Américain de recherche militaire en automobile (Michigan – Etats-unis),

ASM :Automotive Simulation Model du fournisseur mondial d'outil d'ingénierie dspace,

INTRODUCTION GENERALE

Le cadre de ce travail s'inscrit dans le thème de la sécurité routière, un des pôles de recherche du Laboratoire Central des Ponts et Chaussées (LCPC) [1]. La perte de contrôle en virage représente une proportion significative des accidents par sortie de route. Les statistiques montrent que le risque d'accident en courbes est cinq à dix fois plus élevé qu'en alignement droit et que 40 % des accidents mortels (en rase campagne) se produisent en courbe [2][3].

Pour prévenir ces pertes de contrôle, une étude sur l'adéquation de la dynamique des véhicules à la géométrie des virages est nécessaire. Dans ce cadre, des études ont été menées en France et en Europe pour élaborer des règles de conception de la route et de son environnement. La plupart de ces opérations se sont appuyées sur le recueil et l'analyse de données d'un grand nombre d'accidents par sorties de route. Grâce à des méthodes statistiques ou par reconstitution d'accidents, ces opérations ont permis d'identifier des critères et des scénarios dangereux. Ce qui permet par la suite de créer des règles de sécurité. Ces règles concernent la construction des routes, la signalisation ou les limitations de vitesses.

Quelques études ont permis de détecter globalement des critères géométriques ou environnementaux induisant des pertes de contrôles. D'autres ont permis de modéliser le déroulement des accidents. Et certaines ont donné des formules ou des abaques précisant certaines limites. Mais aucune de ces études ne s'est intéressée à la façon dont un critère identifié comme accidentogène influe sur le fonctionnement dynamique du véhicule.

Les travaux réalisés dans cette thèse doivent permettre de fournir un outil simple pour prévenir les accidents. Le but de la thèse est donc d'élaborer un modèle dynamique simple du véhicule et de son environnement qui prenne en compte les caractéristiques géométriques du virage (rayon de courbure, dévers, pente) et physiques (état de la chaussée ou adhérence) afin de définir des caractéristiques limites « sûres ».

Le travail de thèse a été décomposé en trois parties principales :

La première partie présente l'état de l'art sur l'accidentologie en virage. Nous présentons les principales études menées par les spécialistes de la sécurité routières et par les chercheurs. Les résultats de l'étude bibliographique sur l'accidentologie et les travaux réalisés dans ce domaine ont montré un besoin de développement d'un modèle simplifié pour améliorer la compréhension du rôle des paramètres géométriques et physiques de la route.

La deuxième partie s'intéresse à **la modélisation du véhicule et de son environnement**.

Le sujet est décomposé en sous-parties principales et indissociables à savoir : ***le véhicule*** qui est le principal acteur dans un système de conduite et ***le pneumatique*** interface entre le véhicule et la route. Les caractéristiques géométrique et physique du virage constituent des entrées aux sous-modèles. Les couplages entre les sous-parties forment le modèle global du véhicule et de son environnement. Ce modèle se présente sous la forme d'un simulateur.

Nous commençons par présenter dans le chapitre 1 la modélisation du véhicule. Nous consacrons le chapitre 2 à la présentation du modèle de contact pneumatique/chaussée que nous avons développé conformément aux besoins de l'étude.

Les deux chapitres se résument comme suit :

Chapitre 1 : LA MODELISATION DU VEHICULE

Dans ce chapitre, le développement d'un modèle de véhicule adapté aux besoins de l'étude a été effectué. Ce modèle respecte les phénomènes liés à la dynamique du véhicule, représente d'une manière réaliste son comportement, et tient compte des caractéristiques géométriques du virage.

Une étude de quelques modèles existants dans la littérature a inspiré le développement de ce modèle. Des développements mathématique et informatique ont été nécessaires à l'élaboration du simulateur. Pour mettre en évidence la représentativité de ce simulateur, des validations par comparaison au simulateur de dynamique du véhicule «Callas » de la société Sera/Cd ont été effectuées. Les détails des développements et des simulations sont présentés dans ce chapitre.

Chapitre 2 : LA MODELISATION DU CONTACTY PNEUMATIQUE/CHAUSSEE

Une importance particulière a été donnée à l'étude et à la modélisation des efforts de contact pneumatique/chaussée. Le chapitre 2 est consacré à la présentation du modèle que nous avons développé qui se base sur les lois de frottements de Coulomb. Un état de l'art sur les modèles existants est également présenté.

Les développements du modèle basé sur Coulomb et son application sont détaillés ainsi que les simulations de validations. Ce modèle permet de calculer les efforts de contact et aussi de détecter les limites de saturation des efforts. Ces informations seront utilisées dans la troisième partie.

Dans la troisième partie ; l'exploitation des outils développés et des données d'accidentologie pour détecter des limites du véhicule en virage est réalisée. Cette partie s'intitule « **DÉTECTION DE CARACTÉRISTIQUES LIMITES** » :

Les caractéristiques géométriques principales identifiées accidentogénées par les études de sécurité routière (faible rayon, défaut d'adhérence...) ont été prises en compte. Des données sur des virages classés accidentogénés en Rhône-Alpes sont utilisées comme des entrées au modèle de véhicule développé. Le comportement du véhicule, en trajectoire ainsi que la saturation des efforts de contact pneumatique/chaussée renseignent sur l'état du véhicule. A partir de ces renseignements une méthodologie pour détecter les limites est proposée, elle est appliquée sur un cas réel. Les détails et les résultats de l'étude sont fournis dans cette dernière partie du mémoire.

La quatrième partie : CONCLUSION GENERALE DE LA THESE

Après une analyse des résultats, une conclusion générale présente les principaux points étudiés et traités dans la thèse. Les résultats concernent le comportement du véhicule du simulateur développé dans différentes situations (ligne droite ou courbe), le comportement du modèle de contact basé sur la loi de Coulomb ainsi que la présentation des résultats de la méthode de détection du paramètre responsable de la saturation générant une situation dangereuse pour le véhicule. Une présentation des perspectives terminera cette conclusion.

PARTIE A : ACCIDENTS EN VIRAGE

A.I. INTRODUCTION

La problématique de la sécurité routière est l'une des grandes préoccupations du ministère des transports.

Les principaux facteurs indissociables et interdépendants d'une circulation routière sont : le conducteur, le véhicule, l'infrastructure (au sens large) et le trafic. Toute analyse du niveau de sécurité d'une route passe par la compréhension du système élémentaire impliquant ces premiers facteurs. En effet ; la défaillance d'au moins un de ces facteurs peut entraîner un accident.

Plusieurs études sont menées en France et à l'étranger pour déterminer l'implication de ces trois facteurs dans les causes et les conséquences des accidents routiers.

En particulier l'implication du **couple véhicule/infrastructure** dans le déroulement d'un accident est une problématique qui mobilise de plus en plus les chercheurs, les industriels et les spécialistes de la sécurité routière. Les enjeux à la fois sécuritaire, technologique et économique que représente ce domaine sont énormes. En effet le véhicule par sa dynamique et par la multiplicité de ses éléments est un système ouvert qui permet d'envisager l'application des nouvelles méthodes de commande, régulation et optimisation. Les recherches industrielles tentent ainsi sur la base du développement et de la commercialisation de systèmes embarqués d'assistance à la conduite d'améliorer les performances du véhicule en vitesse et en accélération tout en assurant un certain confort au conducteur, un minimum de consommation et un maximum de sécurité.

Enfin les spécialistes de la sécurité routière dont le plus grand souci est d'assurer la sécurité du conducteur et de ses passagers, ne cessent depuis des années de mener des études et des campagnes pour limiter le nombre des accidents routiers. C'est dans ce domaine que s'inscrit le sujet de la thèse, qui porte plus spécifiquement sur le développement d'un modèle d'interaction dynamique entre véhicule et infrastructure.

A. II. LES ACCIDENTS EN VIRAGE

A.II.1. Quelques éléments sur les enjeux

Les accidents de la route constituent l'une des principales causes de mortalité dans le monde. Dans son rapport transmis par le Secrétaire Général des Nations Unies, l'OMS (l'organisation mondiale de la santé) souligne que chaque année, ces accidents, particulièrement fréquents dans les zones urbanisées des pays en développement, font près de 1,2 millions de morts, soit plus de 3 000 par jour, et des dizaines de millions de blessés dont certains restent handicapés. Ce phénomène connaît une telle progression que, selon les prévisions de l'OMS, le nombre des victimes des accidents de la route pourrait, d'ici à 2 020, dépasser celui du sida. Outre les souffrances humaines considérables qu'ils causent, ces accidents ont un impact négatif sur les conditions économiques et sociales de chaque communauté, en particulier dans les pays en développement. Leur coût est estimé à 500 milliards de dollars par an, dont 65 milliards supportés par les pays en développement, soit le montant total de l'aide publique au développement qu'ils reçoivent [4]

En France, les statistiques pour 2005 signalent [5][6]:

- 84 525 accidents corporels. Dans ces accidents, on compte 108 076 blessés dont 39 811 blessés hospitalisés et 5 318 personnes décédés sur le coup ou dans les trente jours suivant l'accident.
- Le taux de gravité des accidents s'est élevé à 6,29 tués pour 100 accidents corporels.
- 21% des accidents concernent un véhicule seul, 16 % un véhicule et un piéton et 11% sont des collisions frontales entre deux véhicules.

Les données d'accidentologie fournies par l'ONISR (Observatoire National Interministériel de la Sécurité Routière) montrent que ce sont les routes de rase campagne (nationales ou départementales) qui sont les plus dangereuses avec 75% des tués pour 52% du trafic [5]. Mais il reste difficile de cerner de façon précise l'enjeu des accidents en courbes. C'est à partir des données SETRA [2][3][7] et des études de l'INRETS [8][9] que quelques éléments ont pu être relevés:

- Le risque d'accident en courbes est cinq à dix fois plus élevé qu'en alignement droit,
- Les accidents en courbes se produisent essentiellement en rase campagne (75%) ou ils provoquent chaque année environs 2 000 tués ,
- 40% des accidents mortels se produisent en courbes ,
- Les accidents en courbes représentent un enjeu important estimé globalement à 35 % des accidents hors-agglomération et hors intersection,
- Leur gravité est supérieure à celle des accidents en intersection, mais comparable à celle des pertes de contrôle en ligne droite,
- Le risque d'accidents sur chaussée mouillée est multiplié par deux. 40% des accidents en courbe surviennent sur chaussée mouillée.
- 42 % des accidents en courbes se produisent de nuit, dans ce cas le risque est multiplié par deux.

A.II.2. Les études liées à l'accidentologie en virage

Les études portant en France et en Europe sur les accidents par sortie de route en virage ont identifié les caractéristiques et les scénarios qui font qu'un virage est accidentogène.

En France, en général les données sur lesquelles ces études se basent sont issues des fichiers BAAC (Bulletin d'Analyse des Accidents Corporels de la circulation) [10][11], des EDA (Étude Détailée d'Accidents)[Annexe 3] et des PV (Procès Verbaux)[12].

Dans cette partie, quelques travaux sur la problématique sont cités. Notons que ces travaux ne s'intéressent qu'aux situations de perte de contrôle où le véhicule est seul impliqué dans le déclenchement de l'accident, sans qu'aucune interaction avec un autre usager (véhicule, piéton, animal, obstacle fixe ou mobile...) ne contribue à provoquer cette perte de contrôle.

- 1) Les travaux de l'INRETS [13] sur la contribution des facteurs de la route dans la genèse des accidents, figurent parmi les premières études qui se sont intéressées à la corrélation entre les caractéristiques routières et les accidents. Ces recherches ont permis d'analyser en détail les dysfonctionnements rencontrés sur des itinéraires du réseau national du point de vue de l'infrastructure et de son environnement et ainsi d'identifier des configurations potentiellement dangereuses. Les situations identifiées caractérisant un virage dangereux sont :

- Un rayon de courbure inférieur à 250 m. Pour des rayons inférieurs à 150 m, lorsqu'ils sont isolés, ces virages sont accidentés,
- Les variations des rayons de courbures supérieures à 50% du rayon moyen,
- Un défaut d'uni important,
- Une adhérence dégradée et inférieure à 0,5
- Un dévers faible au centre du virage.

2) Le travail mené par le SETRA [14] en 1985 intitulé « vitesses pratiquées et géométrie de la route » a donné lieu à un (des) diagramme (s) de vitesse praticable construit (s) à partir des caractéristiques géométriques élémentaires d'un tracé routier. Ce diagramme donne une idée de la vitesse réelle pratiquée par un usager moyen en circulation fluide, il sert à :

- Visualiser et analyser le comportement réel de l'usager (comportement en vitesse) par la détermination en tout point du tracé de la vitesse instantanée.
- Mettre en évidence les zones critiques (variation trop rapide de vitesse praticable ou trop grande différence de vitesse entre véhicule lent et rapide),
- Concevoir une signalisation adaptée.

Les éléments essentiels retenus de cette étude sont les suivants:

- L'influence prépondérante du rayon en plan et de la pente du profil en long sur la vitesse,
- L'influence du rayon de courbure sur les vitesses en virage,
- La variable « dévers » ne paraît pas influente sur les vitesses en virage,
- Les vitesses pratiquées en courbes sont nettement supérieures aux valeurs conventionnelles (vitesse de référence) utilisées dans les normes géométriques routières (I.C.T.A.R.N et I.C.T.A.V.R.U)[15].

3) L'étude intitulée « les accidents par sortie de chaussée » réalisée par le CEESAR (Centre Européen d'Études de Sécurité et d'Analyse de Risques) et le CETE-Lyon (Centre d'Etudes Techniques de l'Équipement de Lyon) [16][17] a pour objectifs l'élaboration des règles de conception de la route et de son environnement en particulier en ce qui concerne les accotements ainsi que l'identification d'un schéma type d'accidents hors agglomération (en courbes ou en ligne droite).

A partir de l'étude détaillée de données de 81 accidents issues des EDA, 524 variables susceptibles de provoquer des accidents (tableaux1) sont identifiées. Elles sont liées aux trois acteurs principaux d'un accident de circulation à savoir: le conducteur, le véhicule et l'infrastructure.

	Paramètres principaux	Nombre d'occurrences
Sécurité primaire	Caractéristiques générales	57
	Infrastructure	84
Sécurité Secondeaire	Véhicule	119
	Conducteur	73
TOTAL	Reconstruction	28
	Sous-Total	361
Sécurité Secondeaire	Véhicule	96
	Occupants	55
TOTAL	Lésion	12
	Sous-Total	163
TOTAL		524

Cette étude a révélé que :

- L'élément initiateur de sortie de chaussée en courbes est la dégradation de l'adhérence,
- Il se produit plus d'accident la nuit que le jour,
- Le sens du virage : trois fois plus d'accident dans les courbes à gauche que dans les courbes à droite,
- L'état du conducteur : fatigue ou malaise ainsi que les tâches annexes.

4) Dans le livre sécurité des routes et des rues [18] du SETRA, il est précisé que deux grands défauts font qu'un virage peut être accidentogène:

- La situation du virage dans l'itinéraire : virage isolé de faible rayon (moins de 150 m environs), sur une section facile
- Les caractéristiques du virage et de son environnement immédiat : virage de rayon modéré (moins de 250 m) présentant un défaut de conception telle que l'irrégularité du rayon.

Les travaux de Fluteaux [19] ont précisé quels sont ces défauts.

5) L'étude réalisée par Laetitia Fluteaux [19] a permis de mettre en évidence certaines caractéristiques de l'infrastructure qui affectent sur l'accidentologie des virages. Les caractéristiques géométriques des 774 cas étudiés sont fournies par le CETE-Lyon. L'objectif de cette étude est de déterminer les principaux facteurs d'insécurité des virages liés à l'infrastructure et de fournir des éléments pour définir des alertes sur des virages potentiellement dangereux. Cette étude a servi de base pour l'élaboration du logiciel ALERTINFRA [Annexe 1].

Les éléments essentiels pour définir les alertes définis par l'étude sont :

- La longueur du rayon,
- La longueur d'introduction du virage,
- La variation du rayon,
- La variation de la vitesse d'approche,
- L'accélération transversale,
- L'accélération associée à la vitesse d'approche,
- Les caractéristiques de surface : le défaut d'uni,
- L'état d'accotement et présence d'obstacle,
- Le sens du virage,
- La variation de l'angle de cap,
- La variation de V^2 (variation de l'énergie cinétique).

6) Le logiciel ALERTINFRA [20] : dans le cadre de l'amélioration des outils d'investigation à mettre à disposition des experts et des gestionnaires pour l'évaluation de la sécurité routière, le CETE Lyon a développé un logiciel appelé « ALERTINFRA » [Annexe 1]. Ce logiciel détecte des situations a priori accidentogénées à partir de mesures géométriques et de surfaces. Il indique quel(s) facteur(s) de risque est(sont) présent (s) dans le virage accidentogéné détecté. Il calcule également un niveau de risque appelé l'indice de sécurité [21]

Les données sur l'infrastructure sont recueillies par l'appareil de mesure VANI du CETE-Lyon [Annexe 2]. Les règles de gestion d'alertes ont été élaborées par le CETE-Normandie, CETE-Lyon, l'INRETS et le SETRA par un travail de statistique sur une base de donnée de 774 virages appelée « la base virage » en 1997. Une opération de validation de ces alertes a été élaborée en 2002 [22].

7) Dans le but d'accéder à une meilleure connaissance des conditions et mécanismes des accidents de perte de contrôle en courbe, le département mécanisme d'accident MA de l'INRETS [23] s'est appuyé sur l'analyse approfondie de 84 cas de ce type d'accidents afin de disposer d'une base de définition de mesures de prévention adaptées à la problématique. L'analyse concerne les aspects cinématiques et le rôle de quelques caractéristiques d'aménagement des courbes ou les accidents se produisent. Les accidents concernés sont issus des EDA [24] et survenus sur le secteur expérimental de L'INRETS autour de Salon de Provence. L'étude a distingué deux grandes familles de perte de contrôle en courbe qui se produisent dans des conditions d'infrastructure assez différentes [25]:

- Les pertes de contrôle liées à un problème de guidage : elles représentent 35% des cas et se produisent le plus souvent dans des virages à gauche de grand rayon. L'état du conducteur (l'endormissement, un malaise, l'accomplissement d'une tâche annexe et forte alcoolisation) est le premier responsable de ce genre de perte de contrôle.
- Les pertes de contrôle liées à un problème dynamique : elles représentent 65 % des cas. Elles résultent d'une vitesse inadaptée compte tenu des capacités du conducteur, du véhicule et des caractéristiques de l'infrastructure.

Les points importants révélés par cette étude sont les suivants:

- L'influence de l'état de la chaussée (sèche ou mouillée),

- Le sens du virage (le risque d'accident par sortie de courbes à gauche est trois fois plus élevé que le risque d'accidents à droite),
- La présence d'accotement (permet des manœuvres de récupérations ce qui représente un enjeu important pour la sécurité).

8) Dans le but de mettre à jour le dimensionnement des rayons du tracé en plan et de dévers associé effectué conformément aux instruction I.C.T.A.V.R.U, I.C.T.A.A.L et I.C.T.A.R.N [26]. Brenac [27] a publié la note technique du SETRA pour établir sous forme de tableaux et abaques des relations entre la vitesse, le rayon et le dévers en courbe dans des conditions conventionnelles. Ces relations définissent des seuils de sécurité et de confort.

9) Dans le rapport [28], une étude sur « l'effet du tracé et de l'état des routes sur la vitesse et la sécurité » a été réalisée. Plusieurs partenaire français (L'INRETS, SETRA...) et canadiens (CRT : Centre de recherche sur les transports de l'université du Québec, SAAQ : Société de l'Assurance Automobile du Québec, CRSNG : Conseil de Recherche en Sciences Naturelles et en Génie du Canada...) y ont participé. Dans cette étude, il est proposé une méthode d'analyse des comportements des conducteurs routiers vis-à-vis du risque et de la vitesse en fonction du trafic et des caractéristiques de géométrie et de surface routière. La méthode se base sur des lois empiriques et aléatoires.

10) L'adhérence est une problématique qui intéresse le ministère de l'équipement. Beaucoup d'études et d'opérations de recherches sont effectués pour étudier l'influence de l'adhérence sur la tenue de route [29] [30][31].

L'opération « Adhérence » menée par le LCPC, sous la direction de Mr Y.Delanne et en collaboration avec le CETE-Lyon, porte sur l'influence des facteurs route sur la prédition des efforts de contact pneumatique/ chaussée. L'opération s'organise sous trois thèmes principaux : les performances du couple pneumatique/chaussée, la relation micro texture et le frottement basse vitesse et la métrologie et la mesure de l'adhérence. Un ouvrage [32] est apparu en décembre 2006 pour synthétiser les résultats de cette opération.

D'autres opérations de recherche sont menées en Europe et aux États Unis pour l'étude des causes d'accidents, telles que les études ETCS (European Transport Safety) et EACS (European Accident Causation) [33][34]. Les études de la NHTSA (National Highway Safety Of America) sur les accidents par sortie de route [35] aboutit à la génération de deux systèmes d'alerte pour éviter les accidents par sortie de route. Le système d'alerte des dérapages en ligne droite (Lane Drift Warning System LDWS) est utilisé pour avertir les cas d'éventuelles sorties de la voie causées par l'inattention ou la somnolence du conducteur. Le système d'alerte de vitesses en virage (Curve Speed Warning System CSWS) est utilisé pour avertir lorsque le véhicule approche le virage avec une vitesse inadaptée aux conditions géométriques présentes.

A.II.3. Les études impliquant l'infrastructure dans la modélisation de la dynamique du véhicule

Les laboratoires universitaires et les laboratoires de recherches s'intéressent aussi à la modélisation du véhicule et de son environnement. L'objectif des universitaires est de procurer des moyens aux spécialistes pour améliorer certains aspects de la sécurité routière. Dans cette partie quelques travaux effectués au sein du Laboratoire Central des Ponts et

Chaussées en collaboration avec des laboratoires universitaires telle que le LRV (Laboratoire de Robotique de Versailles) ou le LSC (laboratoire des systèmes complexes) de l'université d'Ivry sont cités :

Dans la thèse de Imine [36], le but est de réaliser un estimateur du profil de la route basé sur des observateurs non linéaire. Ce travail contribue à la caractérisation géométrique tridimensionnelle de la surface d'une chaussée. Cette caractérisation est nécessaire pour la construction de la route ainsi que pour les études de la sécurité routière. Sachant que la géométrie et les déformations verticales de la route (l'uni) représentent des facteurs importants dans la tenue de route et le confort du véhicule.

Le but des travaux menés par Glaser [37], dans le cadre du projet ARCOS [38], Action Recherche pour une Conduite Sécurisée) est le développement d'un système d'assistance au conducteur dans les cas de sortie de route pour le véhicule léger et le retournement pour le poids lourd Dans sa modélisation Glaser tient compte des trois acteurs liés à la conduite : le conducteur, le véhicule et l'infrastructure.

Dans [39], Bouteldja s'intéresse à l'accidentologie des poids lourds en incluant l'effet de l'infrastructure. Le but de son travail est la génération d'alerte lors de situations dangereuses telles que le retournement et la mise en portefeuille du poids lourd. Une modélisation de l'interaction de la dynamique du poids lourd avec l'infrastructure a permis la détection et la prédiction des situations dangereuses.

Dans [40], Rabhi développe des observateurs par mode glissant pour estimer l'état du véhicule en interaction avec son environnement. Ces observateurs robustes présentés dans cette étude permettent d'estimer les attributs de la route tel que la pente, dévers, le profil de la route ainsi que la courbure.

D'autres recherches en France et à l'étranger se sont intéressées à la liaison « véhicule-infrastructure »[40]. Le but principal de ces recherches est de développer l'assistance au conducteur. Citons les travaux de Alexandre Revue de l'École des Mines [41], de J-P Lauffenburger [42] de l'université de Mulhouse (équipe MIPS) et de Eric. J. Rosseetter de l'université de Stanford [43] et d'autres ...[44] qui utilisent les systèmes d'information géographique tel que le GPS pour la localisation et pour l'identification des différentes configurations de l'infrastructure pouvant créer des éléments accidentogènes. À partir de ces données de localisation, une assistance au conducteur est établie.

A. III. CONCLUSION

Les différentes études sur l'accidentologie ont montré l'enjeu important que représente l'insécurité routière. Des efforts considérables sont fournis pour trouver des solutions à cette problématique. Dans ce chapitre sont exposés les principales études menées en France pour identifier les causes d'accidents routiers. Ces études ont mis en évidence les principaux mécanismes liés à l'infrastructure initiateurs des pertes de contrôle en courbe.

Les situations définies comme dangereuses par les études de sécurité seront prises en compte dans le travail de thèse et seront utilisées pour illustrer la validité de la méthode d'étude de l'influence de l'infrastructure sur le comportement du véhicule.

Les points importants mis en évidence dans cette partie sont :

- La forte implication des caractères géométriques et l'état de la chaussée sur la sécurité du véhicule.
- Les caractéristiques d'un virage pouvant être à l'origines d'une perte de contrôle en courbe sont :
 - o La longueur du rayon de courbure du virage,
 - o La variation du rayon de courbure du virage,
 - o Le sens du virage,
 - o L'état de la chaussé : l'adhérence,
 - o La valeur et la répartition du dévers,
 - o La valeur et la répartition de la pente,
- La nécessité de concevoir des outils simples pour étudier le véhicule dans son environnement et de développer une méthodologie simple pour l'analyse de l'influence des caractéristiques de l'environnement sur le comportement du véhicule.

Au vu de la complexité des moyens et du nombre de paramètres utilisés dans ces travaux, une modélisation simplifiée qui se base sur les paramètres principaux et essentiels du véhicule, conducteur, pneumatique et route est proposée dans cette thèse. Une méthodologie de détection « de limites » du véhicule est aussi proposée, cette méthode est basée sur la saturation des efforts de contact du pneumatique.

PARTIE B : LA MODELISATION

CHAPITRE 1 : LA MODELISATION DU VEHICULE ET DE SON ENVIRONNEMENT

B.1.I. INTRODUCTION

Le véhicule, comme indiqué précédemment est l'un des acteurs principaux d'un trafic routier. Le développement d'un modèle de véhicule est nécessaire à l'étude de l'influence de la géométrie de la route sur sa dynamique. Le modèle développé décrit le comportement réel d'un véhicule et tient compte des caractéristiques géométriques et physique d'un virage routier : le rayon, la pente, le dévers et l'adhérence de la chaussée. Dans ce chapitre, des détails sur le développement de ce modèle sont fournis.

Dans la première partie du chapitre, une description générale du véhicule est exposée ainsi qu'un état de l'art sur les modèles de dynamique de véhicule existants.

Le modèle de véhicule est décomposé en sous-modèle : la caisse, la suspension et les pneumatiques. Dans la deuxième partie, sont détaillées les étapes nécessaires à l'écriture des équations dynamiques du modèle et de ses sous-modèles. La méthode de calcul, la définition des repères et les équations sont exposées.

L'étape de validation est décrite dans la troisième partie du chapitre. Elle se fait par une comparaison du comportement du modèle développé avec celui du simulateur professionnel de la dynamique du véhicule « Callas » de la société SERA-CD .

Les principaux résultats obtenus sur différents itinéraires réels et prédefinis sont présentés dans la partie expérimentations et simulations. Une analyse des résultats et des conclusions terminent le chapitre.

B.1.II. GENERALITES SUR LA DYNAMIQUE DU VEHICULE

Le comportement dynamique d'un véhicule est la réponse qu'il donne face à un certain nombre d'excitations internes et externes à savoir : les manœuvres du conducteur, les perturbations atmosphériques, les effets de l'interaction pneumatique/chaussée et la variation des caractéristiques géométriques de la route [45][46][47].

La modélisation du véhicule dans son ensemble est une tâche difficile à réaliser. Ceci est dû à la multiplicité de ses constituants et qui, en interagissant, donnent lieu à des non-linéarités. Pour cette modélisation le véhicule est décomposé en sous-modèles [36] [48] [72], développés séparément jusqu'à l'obtention d'une modélisation globale décrivant les variables de l'état dynamique du véhicule (Figure 1.1).

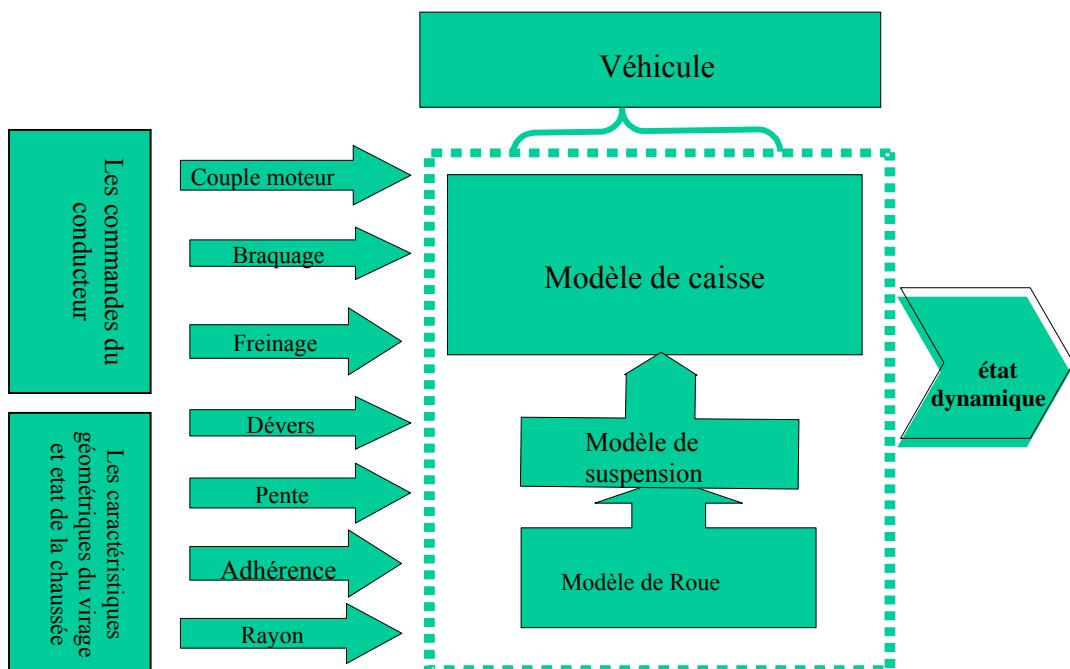


Figure 1.1 : Schéma descriptif du véhicule et de ses sous-ensembles

Comme le montre la figure (1.1) :

- Les sous-modèles du modèle global sont : la caisse, le mécanisme de suspension et les roues. Ces sous-ensembles composent la structure principale du véhicule.
- Les entrées du modèle global sont :
 - o Les commandes du conducteur : le braquage, le couple moteur, l'accélération ou le freinage,
 - o Les caractéristiques géométriques du virage : le dévers, le rayon, la pente,
 - o L'état de la chaussée : l'adhérence.
- La sortie du modèle représente l'état dynamique du véhicule, elle exprime les mouvements de translation et de rotation du centre de gravité de la caisse.

B.1.II.1. La structure principale du véhicule

Le véhicule automobile est une structure mécanique composée de plusieurs éléments à savoir: la caisse, les roues et le mécanisme de suspension, (figure 1.2) [48].

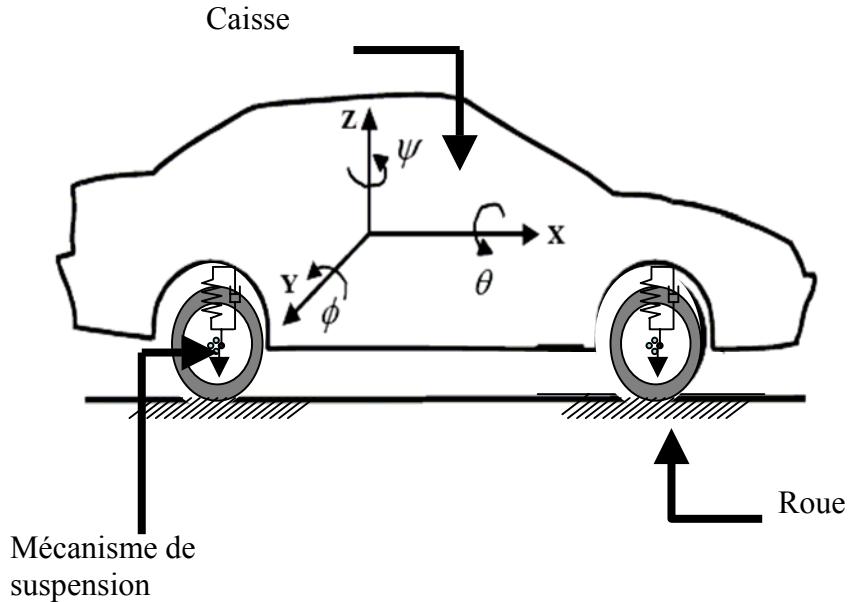


Figure 1.2: Les constituants du véhicule

- La caisse

La caisse est composée du châssis et de la carrosserie. Elle est considérée comme un corps rigide ou plutôt comme une masse suspendue dont chaque extrémité est reliée à une roue à travers un système de suspension.

Par hypothèse le repère du véhicule est confondu à celui de la caisse ce qui explique que le mouvement du véhicule soit en partie défini par le mouvement de translation et de rotation de la caisse.

- Les roues (le pneumatique)

La roue est considérée comme un corps rigide enveloppé de pneumatique. C'est au niveau de l'interface pneumatique/chaussée que se développent les forces nécessaires à la traction du véhicule. Les quatre roues du véhicule ont pour rôles principaux de fournir les forces motrices ou de freinage pour développer les efforts longitudinaux qui permettent d'accélérer et de freiner le véhicule. Ce sont elles qui permettent de mobiliser l'adhérence de la chaussée.

- Le système de suspension

Le système de suspension est constitué d'une combinaison ressort-amortisseur placée au niveau de chaque roue. Le rôle de la suspension est d'isoler le véhicule de la route, et de maintenir les roues en contact avec le sol de telle manière que les irrégularités de la route et les mouvements de la caisse en pompage, tangage et roulis n'affectent pas le contrôle de direction et de stabilité. [49] [50].

Parce que la problématique scientifique est attachée à un contexte français qui l'influence, l'état de l'art suivant présente les équipes de recherche en France qui s'intéressent à la modélisation du véhicule ainsi que les modèles dynamiques les plus utilisés. Les détails des développements et de calcul de chaque élément sont exposés dans la partie « modélisation et développement».

B.1.II.2. État de l'art

Beaucoup de laboratoires en France s'intéressent à la modélisation du véhicule et à son développement.

Le Groupe de Travail Automatique et Automobile (GTAA) [51] du groupe de recherche Modélisation, Analyse et Conduite des Systèmes dynamiques (MACS) [52] du CNRS (Centre national de recherche scientifique) dont le LCPC (Laboratoire Centrale des Ponts et Chaussées) et le CETE-Lyon (Centre de l'Équipement Technique de Lyon) sont membres et participent à l'enrichissement des connaissances et contribuent à lever les principaux verrous scientifiques qui sont :

- Le contrôle global du châssis,
- Le groupe moto-propulseur,
- Les interactions avec le conducteur et l'environnement,

Les laboratoires faisant partie de ce groupe de travail sont :

- L'équipe MIAM qui traite de l'instrumentation, de la modélisation et de l'interaction du véhicule avec le conducteur et l'environnement [53],
- Le LCPC et le CETE-Lyon: traitent des problèmes liés à la mesure et à la modélisation du torseur d'effort de contact pneumatique/chaussée.
- L'HEUDIASYC qui traite de l'instrumentations de véhicule pour permettre l'acquisition de certains paramètres (ex : capteurs de mesure de l'angle de dérive du pneumatique) [54] [47],
- Le LIVIC qui développement des systèmes technologiques d'aide à la conduite permettant une meilleure coopération entre les conducteurs, les véhicules et l'infrastructure [56],
- Le LSIS : traite de l'application des systèmes d'aide à la résolution de problème de commande et du diagnostic sur les véhicules [57],
- Le LAMIH : traite de l'optimisation de la consommation d'énergie du groupe moto-propulseur du véhicule ainsi que le développement et de la commande des moteurs hybrides [58],
- L'équipe CRONE : traite de l'application de l'automatique et d'isolation vibratoire à l'automobile «la suspension crône » [59].

B.1.II.2.1 : Les modèles de véhicule

Vu l'importance et l'intérêt que présente le domaine de l'automobile, différents modèles existent dans la littérature. Ces modèles peuvent être simples ou complexes ceci dépend des objectifs fixés. Les simples font appel à des hypothèses. Les complexes sont complets mais ont l'inconvénient de présenter un nombre de paramètres important pour être identifiés ainsi qu'un temps de calcul excessif. Dans les travaux de Brossard [80], Gillespie [74], Andresevski [78], Milkinen [79], Deutch [81], Mammar [70], Bedeghsan [69], Peng [72], Tomizuka [73], El hadri [48], Imine [36], Stephan [90], Mendoza [61], Rabhi [40], Lechner [49], Venture [46], M'Sirdi [84-a] [84-b]...des modèles de véhicule sont exposés.

Le véhicule présente l'avantage d'avoir une architecture, où chaque organe (roues, châssis, caisse...) et chaque dynamique (longitudinale, latérale ou verticale...) peuvent être étudiés séparément. Nous présentons les modèles qui servent de base dans les études de la dynamique du véhicule et dans la compréhension de certains phénomènes liés au comportement du véhicule.

B.1.II.2.1.1.Les modèle à une roue : Le modèle quart de véhicule

Pour les études des suspensions, le modèle le plus utilisé est le modèle quart de véhicule. [61]. C'est un modèle cité dans plusieurs travaux traitant l'étude des suspensions [62][63][64] et la modélisation du pneumatique [65].

Ce modèle est constitué d'une masse suspendue représentant le quart de la masse de la caisse du véhicule, reliée au sol par une suspension. Ces principales caractéristiques sont les suivants:

- d'être simple, à deux degrés de liberté (ddl) seulement,
- d'être utilisé en général pour l'étude de la suspension du véhicule,
- de ne comprendre que le mouvement vertical de la roue, du châssis et de la caisse du véhicule,
- de correspondre à la modélisation d'un véhicule équipé de quatre suspensions indépendantes,

La figure (1.3) est un exemple d'un modèle quart de véhicule utilisé dans [61] :

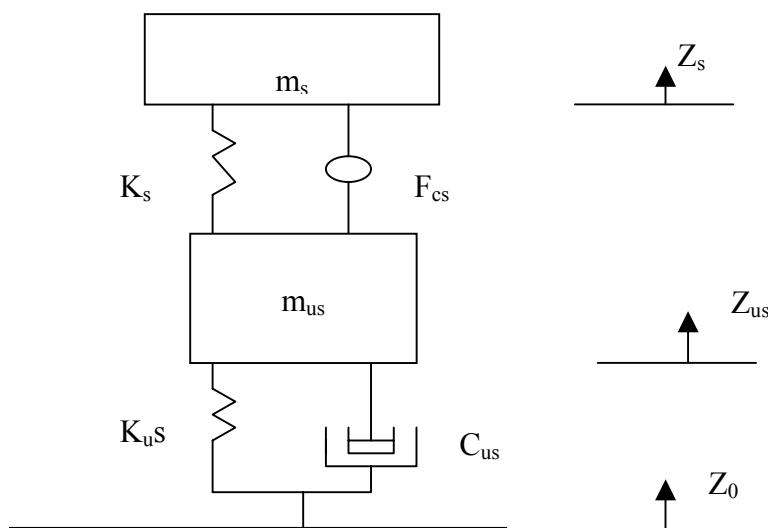


Figure 1.3 : Modèle de suspension, quart de véhicule à 2 degrés de liberté

m_s représente la masse suspendue supposée égale au quart de la masse du châssis,
 m_{us} désigne la masse non suspendue supposée égale à la masse de la roue,
 K_{us} dénote la raideur du pneumatique, elle est supposée linéaire,
 C_{us} correspond à la constante d'amortissement liée au pneumatique,
 F_{cs} correspond à la force due à l'amortissement des éléments de suspension,
 K_s la force du ressort due à la raideur des éléments de suspension,
 Z_s, Z_{us} dénotent les déplacements verticaux,
 Z_0 la hauteur du système par rapport au centre de la route.

B.1.II.2.1.2. Les modèles à deux roues

Le modèle à deux roues est obtenu en supposant que les deux roues de chaque essieu sont solidaires en une roue virtuelle qui se situe au point d'intersection du centre de l'essieu et l'axe longitudinal du véhicule. C'est le modèle le plus utilisé pour l'étude du comportement dynamique du véhicule. Dans le domaine de l'automatique, ce modèle présente beaucoup d'avantages et de simplifications facilitant l'implémentation de certaines lois de contrôle et de commande.

Le modèle bicyclette :

Le modèle bicyclette développé par **Segel** [47] en 1956 est le modèle le plus connu des modèles demi/véhicule et le plus utilisé dans les études de la dynamique du véhicule[66], [67][61]. Cependant ce modèle reste restrictif car il ne reproduit pas le mouvement de tangage et le transfert de charge.

La figure (1.4) représente un exemple de schéma du modèle « bicyclette » qui prend en compte les dynamiques longitudinale et latérale du véhicule en ne considérant que le mouvement de lacet.

Sur la base de ce modèle simplifié, d'autres modèles ont été développés. Nous citons le modèle développé par Canudas De-Wit qui en plus du mouvement de lacet, tient compte du mouvement de roulis [66].

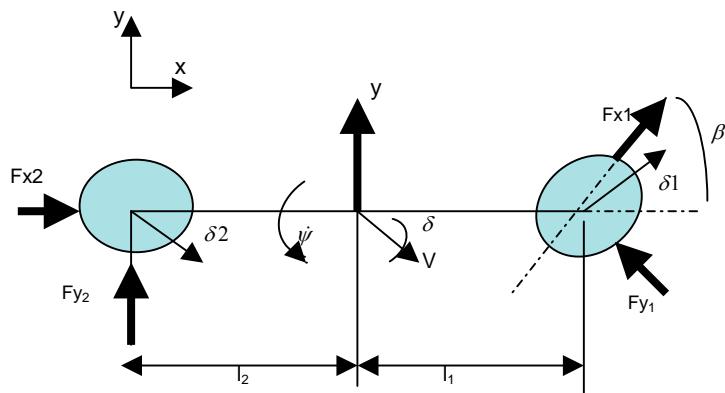


Figure 1.4: Modèle bicyclette

V est la vitesse du véhicule,
 δ est l'angle de braquage de la roue avant,
 ψ est l'angle de lacet du véhicule,
 β est l'angle de cap du véhicule,
 δ_1, δ_2 sont les braquages des roues respectivement avant et arrière,
 ψ le mouvement de lacet (rotation autour de l'axe Z)
 l_1, l_2 sont respectivement les distances avant et arrière de la roue par rapport au centre de gravité,
 F_{x1} et F_{x2} représentent les efforts longitudinaux à l'interface pneumatique/chaussée,
 F_{y1} et F_{y2} représentent les efforts latéraux à l'interface pneumatique/chaussée.

B.1.II.2.1.3.Les modèles à quatre roues

Les modèles à 4 roues sont utilisés pour une modélisation plus complète et plus réaliste de la dynamique du véhicule [68][69][70][48]…

Dans la suite du document, nous détaillerons le modèle à 4 roues que nous avons développé dans la thèse, qui est inspiré des travaux de Peng [72] et de Tomizuka [73].

B.1.II.2.2 : Les simulateurs de dynamique de véhicule

ARCSIM (Vehicle Dynamics Simulation Software) du centre Americain de recherche militaire en automobile (Michigan – Etats-unis) [82] ASM (Automotive Simulation Model) du fournisseur mondial d'outil d'ingénierie dspace [83], CarMaker [84] de la compagnie IPG CarMaker et Callas de la société SERA-CD [Annexe 4] ainsi que d'autres figurent parmi les simulateurs professionnelles de la dynamique du véhicule.

Dans notre travail, nous utilisons le logiciel « Callas » pour les comparaisons et les validations. Nous faisons une présentation du logiciel dans l'annexe 4.

B.1. III. MODÉLISATION DU VÉHICULE

Le modèle de véhicule développé est destiné à l'étude des réponses dynamiques du véhicule face aux caractéristiques du virage et de l'environnement dans lequel il se déplace. Le véhicule complet est considéré comme un système composé d'un corps rigide (*une masse suspendue*) posé sur *quatre roues* à travers un mécanisme de *suspension* à chaque extrémité. Vu la complexité de la modélisation d'un tel système, le choix a été fait de le diviser en trois sous-modèles : la caisse, la suspension et les roues. Chaque sous-modèle est développé séparément en un bloc modélisé par un système entrées-sorties. Cette architecture permet de faciliter les tests et les validations ; elle fournit la possibilité de remplacer le modèle d'un bloc par un autre ou de le modifier sans atteindre au fonctionnement du modèle global. Dans cette étude, il est ainsi possible de remplacer le modèle de Coulomb utilisé dans le calcul des forces de contact pneumatique/chaussée dans le bloc appelé « modèle de contact » par d'autres modèles: la formule de Pacejka ou le modèle de Guo.

L'écriture du modèle de véhicule est inspirée du modèle complexe de Peng [72] ainsi que des travaux de Tomizuka [73], avec des modifications aux niveaux des hypothèses, des variables d'état, du modèle de calcul de suspension et du modèle de contact pneumatique/chaussée.

Le formalisme d'Euler-Newton est utilisé pour les développements mathématiques. Le logiciel de simulation « Matlab/Simulink » ainsi que le logiciel de calcul formel « Maple » sont utilisés pour le calcul numérique.

B.1.III.1. Hypothèses de modélisation

Dans le but de réduire la complexité du système tout en conservant un certain réalisme et une certaine efficacité; des simplifications liées à la dynamique du véhicule et à son environnement ont été faites :

- La caisse et les roues sont considérées comme des corps rigides,
- Le contact au niveau du pneumatique/chaussée est supposé ponctuel,
- La variation de la pente Δ et du dévers γ tout au long de la trajectoire sont prises en compte,
- En pratique, les angles de roulis, tangage, lacet ainsi que les angles de pneumatiques sont petits. Nous faisons l'hypothèse des petits angles $\cos \tau = 1$ et $\sin \tau = \tau$,
- Les forces aérodynamiques sont négligées,
- La colonne de direction n'est pas présentée ; l'information sur l'angle de braquage des roues est utilisée directement,
- Le moteur n'est pas représenté, l'information sur le couple moteur est directement utilisée.

B.1.III.2. Le sous-modèle « caisse »

La caisse est dotée de 6 degrés de liberté (ddl). 3 ddl en translation et 3 ddl en rotation. Les principaux mouvements de la caisse sont (figure 1.5):

- Les mouvements de translations :
 - o Le mouvement longitudinal suivant l'axe X,
 - o Le mouvement latéral suivant l'axe Y,

- Le mouvement vertical suivant l'axe Z.
- Les mouvements de rotations :

- Le roulis θ : La rotation suivant l'axe X,
- Le tangage ϕ : La rotation suivant l'axe Y,
- Le lacet ψ : La rotation suivant l'axe Z.

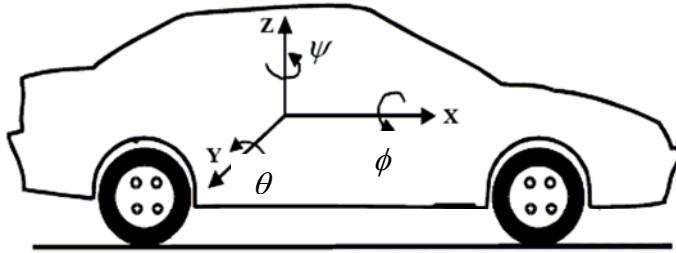


Figure 1.5: les mouvements de la caisse

B.1.III.2.1. Équations du mouvement de la caisse

Les variables dynamiques qui définissent le mouvement de la caisse sont représentées par le vecteur d'état généralisé q :

$$q = [X, Y, Z, \phi, \theta, \psi]^T$$

Les équations de la dynamique sont obtenues en appliquant le principe fondamental de la dynamique tel que :

En translation :

$$M \begin{bmatrix} \ddot{X} \\ \ddot{Y} \\ \ddot{Z} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \sum F_x \\ \sum F_y \\ \sum F_z \end{bmatrix} \quad (1.1)$$

avec M est la masse du véhicule,

$\ddot{X}, \ddot{Y}, \ddot{Z}$ représentent respectivement les accélérations de roulis, de tangage et de lacet du véhicule dans le repère caisse,

$\sum F_x$, $\sum F_y$ et $\sum F_z$ représentent respectivement la somme des forces qui agissent sur le véhicule dans les directions X, Y et Z.

En rotation:

$$J \begin{bmatrix} \ddot{\phi} \\ \ddot{\theta} \\ \ddot{\psi} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \sum M_x \\ \sum M_y \\ \sum M_z \end{bmatrix} \quad (1.2)$$

$[\ddot{\phi}, \ddot{\theta}, \ddot{\psi}]$ représentent respectivement les accélérations angulaires de rotation du véhicule dans les directions X, Y et Z,

$\sum M_x$, $\sum M_y$ et $\sum M_z$ représentent respectivement la somme des moments de rotation du véhicule autour des axes X, Y et Z.

J représente la matrice d'inertie du véhicule (tenseur d'inertie) dans le repère caisse :

$$J = \begin{bmatrix} I_x & I_{xy} & I_{xz} \\ I_{yx} & I_y & I_{yz} \\ I_{zx} & I_{zy} & I_z \end{bmatrix} \quad (1.3)$$

B.1.III.2.2. Cinématique de la caisse

La définition des repères permet d'obtenir les transformations nécessaires pour calculer les vitesses et les accélérations de la caisse. Dans l'annexe 5, nous définissons les matrices de transformation : T_a^r et T_u^s .

1. La vitesse du véhicule V_{ou} :

Dans le repère véhicule (O_u, X_u, Y_u, Z_u), la vitesse du point O_u est V_{ou} , tel que :

$$V_{ou} = (V_x, V_y, 0)^T \quad (1.4)$$

2. La vitesse angulaire du véhicule ω_{ou} :

Dans le repère véhicule (O_u, X_u, Y_u, Z_u), la vitesse angulaire du point O_u est ω_{ou} tel que :

Pour calculer ω_{ou} dans le repère véhicule, sachant que $\omega_{ou/r} = (\dot{\gamma}, \dot{\Delta}, 0)$, la formule de transformation de vitesse angulaire suivante est utilisée:

$$\omega_{ou} = \begin{bmatrix} \dot{\gamma} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} + R_\gamma \left(\begin{bmatrix} 0 \\ \dot{\Delta} \\ 0 \end{bmatrix} + R_\Delta \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \dot{\psi} \end{bmatrix} \right) \quad (1.5)$$

$$\omega_{ou} \text{ est obtenue : } \omega_{ou} = (\dot{\gamma} - \dot{\psi}\Delta, \dot{\Delta} + \dot{\psi}\gamma, \dot{\psi})^T \quad (1.6)$$

3.L'accélération du véhicule \dot{V}_{ou} :

L'accélération du point O_u se calcule par la formule suivante :

$$\dot{V}_{ou} = \frac{d}{dt}(V_{ou}) + \omega_{ou} \times V_{ou} \quad (1.7)$$

En combinant les équations (4), (5) et (6), l'accélération du point O_u du véhicule est obtenue:

$$\dot{V}_{ou} = [\dot{V}_x - V_y \dot{\psi}, \dot{V}_y + V_x \dot{\psi}, (\dot{\gamma} + \dot{\psi} \Delta) V_y - V_x (\dot{\Delta} - \dot{\psi} \gamma)]^T \quad (1.8)$$

4. La vitesse et l'accélération angulaire ω_{os} de la caisse :

La caisse effectue par rapport au châssis les rotations de roulis et de tangage. Pour calculer la vitesse angulaire de la caisse dans le repère caisse R_s , exprimant d'abord cette dernière dans le repère véhicule R_u :

$$\omega_{os/u} = \omega_s^u + \omega_{ou} \quad (1.9)$$

$$\text{tel que : } \omega_s^u = (\dot{\phi}, \dot{\theta}, 0)^T \quad (1.10)$$

En remplaçant par les expressions (4) et (8), la vitesse angulaire du centre de la caisse ω_{os} s'écrit:

$$\omega_{os/u} = (\dot{\phi} + \dot{\gamma} + \dot{\psi} \Delta, \dot{\Delta} + \dot{\theta} - \dot{\psi} \gamma, \dot{\psi})^T \quad (1.11)$$

Et :

$$\dot{\omega}_{os/u} = (\ddot{\phi} + \ddot{\gamma} + \ddot{\psi} \Delta + \dot{\psi} \dot{\Delta}, \ddot{\Delta} + \ddot{\theta} + \dot{\psi} \dot{\gamma}, \ddot{\psi})^T \quad (1.12)$$

Finalement la vitesse angulaire $\omega_{os/s}$ dans le repère R_s (O_s, X_s, Y_s, Z_s) en tenant compte des rotations s'écrit :

$$\omega_{os/s} = T_u^s \omega_{os/u}$$

En remplaçant $\omega_{os/u}$ et T_u^s par leurs expressions respectives, la vitesse et l'accélération angulaire de la caisse s'écrivent :

$$\omega_{os/s} = \begin{bmatrix} \dot{\phi} + \dot{\gamma} - \theta \dot{\psi} + \dot{\psi} \Delta \\ -\dot{\psi} \gamma + \dot{\theta} + \dot{\Delta} + \phi \dot{\psi} \\ \dot{\psi} + \theta(\dot{\phi} + \dot{\gamma}) - \phi(\dot{\Delta} + \dot{\theta}) \end{bmatrix} \quad (1.13)$$

$$\dot{\omega}_{os/s} = \begin{bmatrix} \ddot{\phi} + \ddot{\gamma} - \dot{\theta}\dot{\psi} - \theta\ddot{\psi} + \ddot{\psi}\Delta + \dot{\psi}\dot{\Delta} \\ -\dot{\psi}\dot{\gamma} - \ddot{\psi}\gamma + \ddot{\theta} + \phi\ddot{\psi} + \dot{\phi}\dot{\psi} + \ddot{\Delta} \\ \ddot{\psi} + \dot{\theta}\dot{\gamma} + \theta(\ddot{\phi} + \ddot{\gamma}) - \phi(\ddot{\theta} + \ddot{\Delta}) - \dot{\phi}\dot{\Delta} \end{bmatrix} \quad (1.14)$$

4. La vitesse et l'accélération linéaire de la caisse :

En tenant compte des distances des centres de tangage et de roulis par rapport au centre de gravité de la caisse. La distance de déplacement du centre O_s s'écrit :

$$r_{os/u} = (h_4\theta, -h_2\phi, z - h_5\theta)^T \quad (1.15)$$

où

h_2 est la distance verticale du centre de gravité du véhicule au centre de roulis,
 h_4 et h_5 respectivement sont les distances verticale et longitudinale du centre de gravité au centre de tangage.

La vitesse relative $\dot{r}_{os/u}$ s'écrit :

$$\dot{r}_{os/u} = \frac{d}{dt} r_{os/u} + \omega_{ou} \times r_{os/u} \quad (1.16)$$

$$\dot{r}_{os/u} = \begin{bmatrix} h_4\dot{\theta} + z(\dot{\Delta} - \dot{\psi}\gamma) + h_2\phi\dot{\psi} - h_5\theta\dot{\Delta} \\ -h_2\dot{\phi} + h_4\theta\dot{\psi} - \dot{\gamma}(z - h_5\theta) - \dot{\psi}\Delta z \\ \dot{z} - h_5\theta - h_2\phi\dot{\gamma} - h_4\theta\dot{\Delta} \end{bmatrix} \quad (1.17)$$

et l'accélération $\ddot{r}_{os/u}$ dans le repère véhicules:

$$\ddot{r}_{os/u} = \begin{bmatrix} h_4\ddot{\theta} + z(-\ddot{\psi}\gamma - \dot{\psi}\dot{\gamma} + \ddot{\Delta}) + h_2\dot{\phi}\dot{\psi} + h_2\phi\ddot{\psi} + \dot{z}\dot{\Delta} - h_5\dot{\theta}\dot{\Delta} - h_5\theta\ddot{\Delta} \\ -h_2\ddot{\phi} + h_4(\dot{\theta}\dot{\psi} + \theta\ddot{\psi}) - \dot{\gamma}(z - h_5\dot{\theta}) - z(\ddot{\psi}\Delta + \dot{\psi}\dot{\Delta}) \\ \ddot{z} - h_5\ddot{\theta} - h_2(\dot{\phi}\dot{\gamma} + \phi\ddot{\gamma}) - h_4(\dot{\theta}\dot{\Delta} + \theta\ddot{\Delta}) \end{bmatrix} \quad (1.18)$$

Finalement, l'accélération de la caisse dans le repère caisse R_s s'écrit :

$$\ddot{r}_{os} = \ddot{r}_{os/u} + \dot{V}_{ou} = \begin{bmatrix} \dot{V}_x - V_y\dot{\psi} + h_4\theta + z(-\ddot{\psi}\gamma - \dot{\psi}\dot{\gamma} + \ddot{\Delta}) + h_2\dot{\phi}\dot{\psi} + h_2\phi\ddot{\psi} + \dot{z}\dot{\Delta} - h_5\dot{\theta}\dot{\Delta} - h_5\theta\ddot{\Delta} \\ \dot{V}_y + V_x\dot{\psi} - h_2\ddot{\phi} + h_4(\dot{\theta}\dot{\psi} + \theta\ddot{\psi}) - \dot{\gamma}(z - h_5\dot{\theta}) - z(\ddot{\psi}\Delta + \dot{\psi}\dot{\Delta}) \\ \ddot{z} - h_5\ddot{\theta} - h_2(\dot{\phi}\dot{\gamma} + \phi\ddot{\gamma}) - h_4(\dot{\theta}\dot{\Delta} + \theta\ddot{\Delta}) - V_x(\dot{\Delta} - \dot{\psi}\gamma) + V_y(\dot{\gamma} + \dot{\psi}\dot{\Delta}) \end{bmatrix} \quad (1.19)$$

B.1.III.2.3. Bilan des forces externes

La figure (1.6) montre les principales forces agissant sur le véhicule dans un virage:

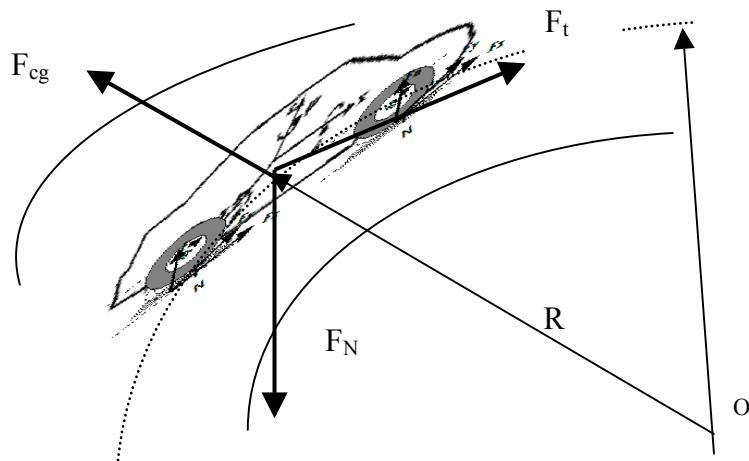


Figure 1.6 : Forces externes sur le véhicule

- Les forces verticales F_N : ce sont les forces exercées verticalement sur les quatre roues du véhicule. Elles sont calculées dans le bloc « sous-modèle de suspension ».
- Les forces de contact pneumatique/chaussée F_t : ce sont les forces générées lors du contact de la roue avec le sol. Elles sont calculées dans le bloc « sous-modèle de contact pneumatique/chaussée ».
- La force centrifuge F_{cg} : la force agissant sur un véhicule se déplaçant dans une trajectoire curviligne et tendant à le pousser vers l'extérieur de la courbe. Elle est calculée dans le bloc « sous-modèle la force centrifuge ».

B.1.III.2.3.1. Le sous - modèle « suspension »

Pour une description correcte du comportement du véhicule et du pneumatique, il est nécessaire de connaître la charge verticale sur chaque roue. Lors de l'attaque d'un virage et sous l'effet des suspensions, la charge verticale du véhicule se répartie sur chaque roue de façon à créer l'équilibre, ce transfert de charge influe sur la dynamique du véhicule.

La force verticale sur chaque roue i est la somme de la charge statique F_{ci} sur le pneumatique et des forces de suspension F_{pi}

$$F_{Ni} = F_{ci} + F_{pi} \quad (1.20)$$

Calcul de la charge statique F_{ci} :

Pour calculer la répartition de charge statique sur les roues, il est considéré que le véhicule est en état statique.

Pour les roues du train avant; la force F_{cf} est donnée par l'expression suivante :

$$F_{cf} = \frac{Mgl_2}{2(l_1 + l_2)} \quad (1.21)$$

Pour les roues du train arrière, la force F_{cr} est donnée par l'expression suivante :

$$F_{cr} = \frac{Mgl_1}{2(l_1 + l_2)} \quad (1.22)$$

l_1, l_2 sont respectivement les distances avant et arrière de la roue par rapport au centre de gravité,

M est la masse du véhicule.

Calcul de la force de suspension F_{pi} :

Le rôle de la suspension est d'isoler le véhicule de la route, et de maintenir les roues en contact avec le sol. Le système de suspension utilisé est constitué d'une combinaison ressort-amortisseur placée au niveau de chaque roue i ($i = 1$ à 4). La force de rappel du ressort F_s et la force d'amortissement F_d sont déterminées respectivement par la déflexion (le débattement de suspension) « e » et la flexibilité (la variation de déflexion) « e' ».

La figure (1.7) montre un système de suspension pour un quart de véhicule (une seule roue).

L'équation du modèle de suspension au niveau la roue s'écrit :

$$F_{pi} = F_{si} + F_{di} \quad (1.23)$$

Les expressions de F_{si} et F_{di} sont :

$$\begin{aligned} F_{si} &= K_i e_i \\ F_{di} &= C_i e'_i \end{aligned} \quad (1.24)$$

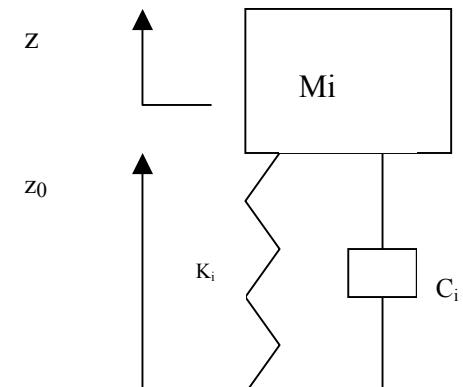


Figure 1.7: Suspension d'un quart de véhicule

Où

$i = 1, 2$ pour les roues avant,

$i = 3, 4$ pour les roues arrière,

K_i et C_i représentent respectivement le coefficient de raideur du ressort et le coefficient d'amortissement pour la roue i ,

M_i est la charge sur la roue i.

La déflexion e_i au niveau du joint de suspension par rapport à la position d'équilibre s'écrit :

$$\begin{aligned} e_1 &= z_0 - z + h_s \theta + l_1 \theta - p_f \phi \\ e_2 &= z_0 - z + h_s \theta + l_1 \theta + p_f \phi \\ e_3 &= z_0 - z + h_s \theta - l_2 \theta - p_r \phi \\ e_4 &= z_0 - z + h_s \theta - l_2 \theta + p_r \phi \end{aligned} \quad (1.25)$$

z_0 est la hauteur du centre de gravité de la caisse relative à la route,

l_1, l_2 sont respectivement les distances avant et arrière de la roue par rapport au centre de gravité,

p_f, p_r sont l'empattement avant et arrière du véhicule,

θ, ϕ sont les angles de tangage et de roulis,

h_s est la distance longitudinale du centre de tangage par rapport au centre de gravité.

Finalement en fonction de la force statique et des forces de suspension, les forces verticales sur les roues de l'essieu avant et les roues de l'essieu arrière sont exprimées :

Pour les roues de l'essieu avant, la force verticale s'écrit :

$$F_{Nf} = \frac{Mgl_2}{2(l_1 + l_2)} + K_i e_i + C_i e \cdot i \quad i = 1, 2. \quad (1.26)$$

Pour les roues de l'essieu arrière, la force verticale s'écrit :

$$F_{Nr} = \frac{Mgl_1}{2(l_1 + l_2)} + K_i e_i + C_i e \cdot i \quad i = 3, 4 \quad (1.27)$$

B.1.III.2.3.2. Le sous - modèle «contact pneumatique/chaussée»

Vu l'influence importante que peuvent avoir les forces de contact pneumatique/chaussée sur le comportement dynamique du véhicule, un chapitre (le chapitre II) est dédié à une étude approfondie du sujet. Le modèle de contact utilisé et les développements nécessaires y sont exposés. En présence de sollicitations latérales tel qu'un braquage, la force F_i sur une roue i est la résultante des forces de contact (longitudinal et latéral):

La force longitudinale de contact FXi sur une roue i se calcule:

$$FXi = F_{xi} \cos(\delta_i) - F_{yi} \sin(\delta_i) \quad i = 1 \text{ à } 4, \quad (1.28)$$

La force longitudinale de contact FYi sur une roue i se calcule:

$$FYi = F_{xi} \sin(\delta_i) + F_{yi} \cos(\delta_i) \quad i = 1 \text{ à } 4, \quad (1.29)$$

avec

δ_i l'angle de braquage d'une roue i,

F_{xi} et F_{yi} les forces longitudinale et latérale au niveau de la roue calculées par le modèle de contact définis dans le chapitre 2.

B.1.III.2.3.3. Le sous-modèle « la force centrifuge »

Avec le dévers et la pente, le rayon de courbure est l'un des descripteurs principaux d'un virage, il est le paramètre le plus influant sur le comportement du véhicule. En effet, lorsque le véhicule attaque un virage (une courbe) il se crée une force fictive qui a tendance à éjecter le véhicule vers l'extérieur du virage, cette force est connue sous le nom de « force centrifuge ». Le calcul de la force centrifuge F_{cg} se fait dans le repère attaché au centre de la route:

$$\vec{F}_{cg} = M \frac{\vec{V}^2}{R} \quad (1.30)$$

M est la masse du véhicule,

R est le rayon de la route,

V est la vitesse du véhicule,

β est le cap du véhicule.

Selon la figure (1.8), cette force se répartit selon l'axe longitudinal X et l'axe latéral Y :

La force centrifuge dans la direction X vaut:

$$F_{cgy} = -\frac{MV^2}{R} \sin(\beta) , \quad (1.31)$$

la force centrifuge dans la direction Y :

$$F_{cgx} = \frac{MV^2}{R} \cos(\beta) \quad (1.32)$$

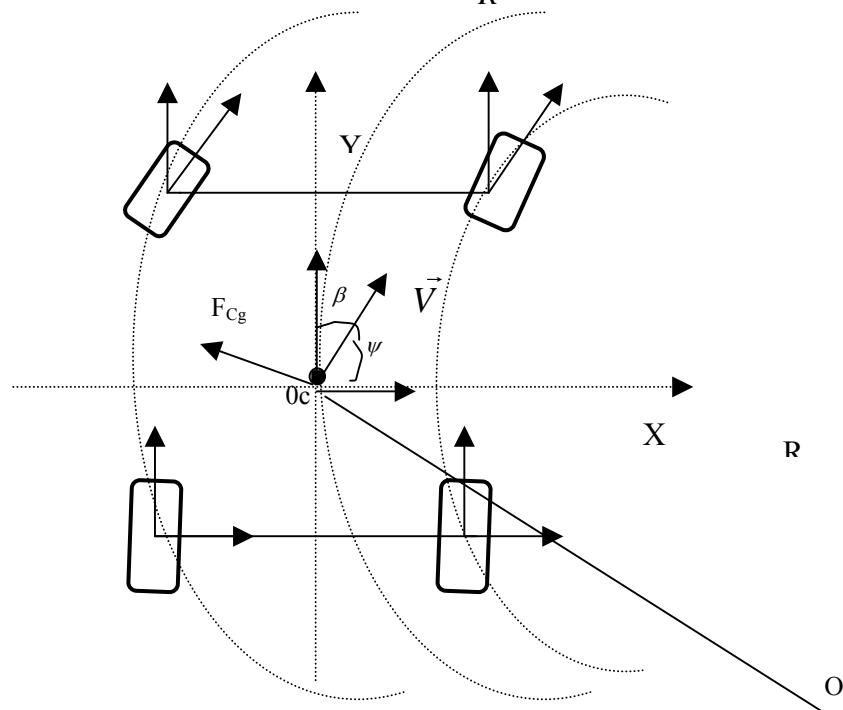


Figure 1.8: La force centrifuge

B.1.III.4. Les moments agissants sur le véhicule

Appelons M_{xu} , M_{yu} et M_{zu} les moments sur le châssis dans les directions X_u , Y_u et Z_u respectivement. En fonction des efforts agissants sur le véhicule, ces moments s'écrivent :

$$\begin{aligned} M_{xu} &= \left(\frac{p_f}{2} + h_2\phi\right)F_{N1} + \left(\frac{p_r}{2} + h_2\phi\right)F_{N3} - \left(\frac{p_f}{2} - h_2\phi\right)F_{N2} - \left(\frac{p_r}{2} - h_2\phi\right)F_{N4} + (z - h_5\theta)\sum_{i=1}^4 FY_i \\ M_{yu} &= (l_2 + h_4\theta)(F_{N3} + F_{N4}) - (l_1 - h_4\theta)(F_{N1} + F_{N2}) - (z - h_5\theta)\sum_{i=1}^4 FX_i \\ M_{zu} &= (l_1 - h_4\theta)(FY_1 + FY_2) - (l_2 + h_4\theta)(FY_3 + FY_4) - \left(\frac{p_f}{2} + h_2\phi\right)FX_1 - \left(\frac{p_r}{2} + h_2\phi\right)FX_3 + \\ &\quad \left(\frac{p_f}{2} - h_2\phi\right)FX_2 + \left(\frac{p_r}{2} - h_2\phi\right)FX_4 \end{aligned} \quad (1.33)$$

Pour exprimer ces moments dans le repère caisse R_s , il faut multiplier par la matrice de passage T_u^s :

$$\begin{bmatrix} M_{xs} \\ M_{yu} \\ M_{zu} \end{bmatrix} = T_u^s \begin{bmatrix} M_{xu} \\ M_{yu} \\ M_{zu} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} M_{xu} - \theta M_{zu} \\ M_{yu} + \phi M_{zu} \\ M_{zu} + \theta M_{xu} - \phi M_{yu} \end{bmatrix} \quad (1.34)$$

B.1.III.5. Le modèle de véhicule

Dans un cas général, les équations du mouvement du modèle complet sont obtenues en égalant d'une part les forces d'inertie et les forces extérieures et d'autre part les moments inertIELS et les moments extérieurs pour chacune des trois directions.

- les équations de mouvement de translation du véhicule:

$$\begin{aligned} m[\dot{V}_x - V_y \dot{\psi} + h_4 \ddot{\theta} + z(\ddot{\Delta} - \dot{\psi}\dot{\gamma} - \ddot{\psi}\gamma) + h_2 \dot{\phi}\dot{\psi} + h_2 \phi \ddot{\psi} + \dot{z}\dot{\Delta} - h_5(\dot{\theta}\dot{\Delta} + \theta\ddot{\Delta})] &= mg\Delta + \sum_{i=1}^4 FX_i + F_{cgx} \\ m[\dot{V}_y + V_x \dot{\psi} - h_2 \ddot{\phi} + h_4(\dot{\theta}\dot{\psi} + \theta\ddot{\psi}) - \ddot{\gamma}(z - h_5\theta) - \dot{\gamma}(\dot{z} - h_5\dot{\theta}) - z(\dot{\psi}\dot{\Delta} + \psi\dot{\Delta})] &= -mg\gamma + \sum_{i=1}^4 FY_i + F_{cgy} \\ m[\dot{V}_z + V_y (\dot{\gamma} + \Delta\dot{\psi}) - V_x (\dot{\Delta} - \dot{\psi}\gamma) - h_5 \ddot{\theta} - h_2(\dot{\phi}\dot{\gamma} + \phi\ddot{\gamma}) - h_4(\dot{\theta}\dot{\Delta} + \theta\ddot{\Delta})] &= -mg + \sum_{i=1}^4 FN_i \end{aligned}$$

- les équations de mouvement de rotation du véhicule:

$$\begin{aligned} I_x(\ddot{\gamma} + \ddot{\phi} - \theta\ddot{\psi} - \theta\dot{\psi} + \ddot{\psi}\Delta + \psi\dot{\Delta}) - (I_y - I_z)(\dot{\theta} + \dot{\Delta})\dot{\psi} &= M_{xu} - \theta M_{zu} \\ I_y(\ddot{\theta} + \ddot{\Delta} - \dot{\psi}\dot{\gamma} - \dot{\psi}\gamma + \phi\ddot{\psi} + \dot{\phi}\dot{\psi}) - (I_z - I_x)(\dot{\phi} + \dot{\gamma})\dot{\psi} &= M_{yu} + \phi M_{zu} \\ I_z(\ddot{\psi} + \dot{\theta}\dot{\gamma} + \theta\ddot{\phi} - \phi\ddot{\theta} - \phi\dot{\Delta} - \phi\dot{\Delta}) - (I_x - I_y)(\dot{\gamma} + \dot{\phi})(\dot{\theta} + \dot{\Delta}) &= M_{zu} + \theta M_{xu} - \phi M_{yu} \end{aligned} \quad (1.36)$$

En respectant le vecteur d'état $q = [X, Y, Z, \phi, \theta, \psi]^T$, le modèle dynamique s'écrit sous la forme matricielle suivante :

$$M(q)\ddot{q} = f(q, \dot{q}) + \Gamma$$

La matrice de masse M(q) s'écrit :

$$M = \begin{bmatrix} m & 0 & 0 & 0 & mh_4 & m(-z\gamma + h_2\phi) \\ 0 & m & 0 & mh_2 & 0 & m(h_4\theta - z\Delta) \\ 0 & 0 & m & 0 & -mh_5 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & I_x & 0 & I_x(\Delta - \theta) \\ 0 & 0 & 0 & 0 & I_y & I_y(\phi - \gamma) \\ 0 & 0 & 0 & I_z\theta & -I_z\phi & I_z \end{bmatrix} \quad (1.37)$$

Le vecteur de forces externes Γ s'écrit :

$$\Gamma = \begin{bmatrix} mg\Delta + \sum_{i=1}^4 FX_i + F_{cgx} \\ -mg\gamma + \sum_{i=1}^4 FY_i + F_{cgy} \\ -mg + \sum_{i=1}^4 FN_i \\ M_{xu} - \theta M_{zu} \\ M_{yu} + \phi M_{zu} \\ M_{zu} + \theta M_{xu} - \phi M_{yu} \end{bmatrix} \quad (1.38)$$

Le vecteur f s'écrit :

$$f = \begin{bmatrix} m(-h2\dot{\phi}\dot{\psi} - V_y\dot{\psi}) \\ m(V_x\dot{\psi} + h_4\dot{\theta}\dot{\psi}) \\ m(V_y\dot{\psi}\Delta - V_x\dot{\psi}\gamma) \\ -(-I_x\dot{\theta}\dot{\psi} - ((I_y - I_z)\dot{\theta}\dot{\psi})) \\ -(I_y\dot{\phi}\dot{\psi} - (I_z - I_x)\dot{\phi}\dot{\psi}) \\ (I_x - I_y)\dot{\phi}\dot{\theta} \end{bmatrix} \quad (1.39)$$

B.1.IV. SIMULATIONS ET VALIDATIONS

Le modèle de véhicule est présenté sous la forme d'un simulateur. Dans cette section, ce simulateur est décrit ainsi que les différentes étapes de sa validation.

B.1.IV.1. Le simulateur du véhicule

Nous avons développé le simulateur sous le logiciel Matlab/Simulink. Le choix de l'environnement Matlab/Simulink est motivé par sa puissance de calcul et ses différentes méthodes d'intégration, à pas constant ou variable, sa souplesse de programmation. C'est aussi un environnement de programmation simple et conviviale, offrant la possibilité de créer des interfaces graphiques pour visualiser les résultats sous forme de courbes ou d'animation. Les différentes parties du modèle de véhicule sont décrites par des fonctions transcris dans le langage de programmation adapté au logiciel utilisé. Les effets des actions du conducteur et des forces agissant sur le véhicule sont générés par des fonctions simulant ces actionneurs.

La figure (1.9) présente la structure du simulateur :

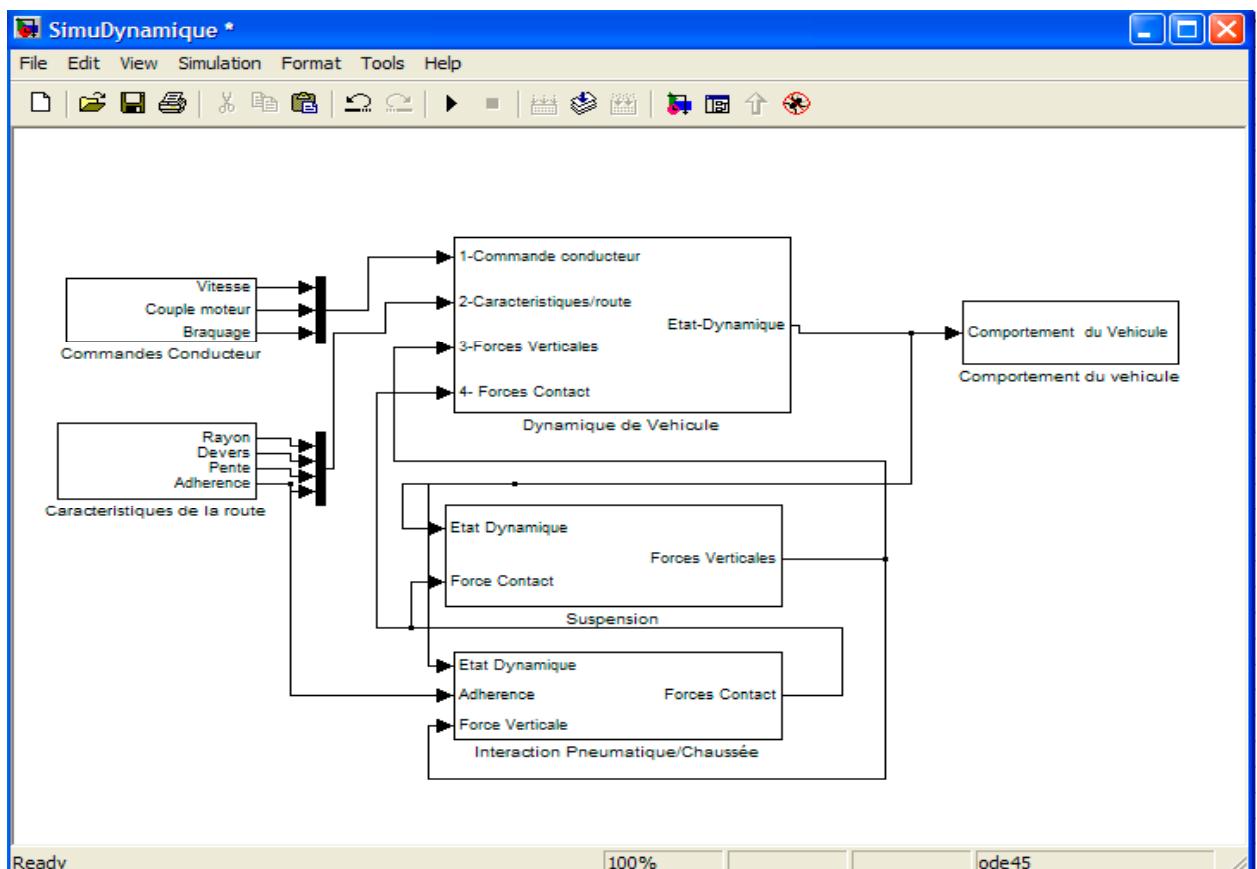


Figure 1.9 : Le simulateur du véhicule

L'entrée 1 dans le bloc dynamique du véhicule représente les manœuvres du conducteur: couple moteur, couple de freinage, vitesse et braquage.

L'entrée 2 dans le bloc dynamique du véhicule représente les caractéristiques de la route: dévers, pente, rayon et adhérence.

L'entrée 3 dans le bloc dynamique du véhicule représente les efforts verticaux F_{Ni} calculés dans le bloc « modèle de suspension ».

L'entrée 4 dans le bloc dynamique du véhicule représente les efforts de contact du pneumatique /chaussée F_{xi} et F_{yi} calculés dans le bloc contact.

Le bloc « sortie » comportant le comportement dynamique de véhicule est visualisé graphiquement.

B.1.IV.2. La Validation

Pour la validation du modèle global du véhicule. Nous comparons son comportement dynamique à celui du véhicule dans le logiciel de simulation de dynamique du véhicule Callas (figure 1.10). Nous commençons par caler le simulateur avec les paramètres du système. Ensuite, nous réalisons un ensemble de tests (en ligne droite, en virage et de passages en chicane). Pour caler le simulateur, nous utilisons le paramétrage du véhicule fourni par le simulateur Callas, qui propose une bibliothèque de modèles de véhicules pouvant être utilisés comme références dans notre validation (figure 1.10). Pour un type de véhicule (véhicule léger, la Peugeot 406) on extrait certains paramètres géométriques et dynamiques utilisés pour le paramétrage de notre simulateur. Après le paramétrage du simulateur, des simulations réalisées avec Callas sont faites avec notre simulateur, en utilisant les mêmes entrées (angle de braquage, couple moteur, couples de frein) et conditions des tests. La comparaison entre les résultats des simulations permet d'ajuster certains paramètres.

Le conducteur n'est pas modélisé dans le simulateur. Les manœuvres en braquage, vitesse accélération et freinage du conducteur de Callas sont utilisés comme des entrées du simulateur.

Pour les caractéristiques physiques du véhicule, les paramètres de masses, inerties et de la géométrie du véhicule Callas sont utilisés [Annexe 6].

Pour les itinéraires réels, les caractéristiques de la route en adhérence, pente, dévers et rayon de courbure, sont fournies par le véhicule de mesure d'itinéraire VANI du CETE de Lyon.

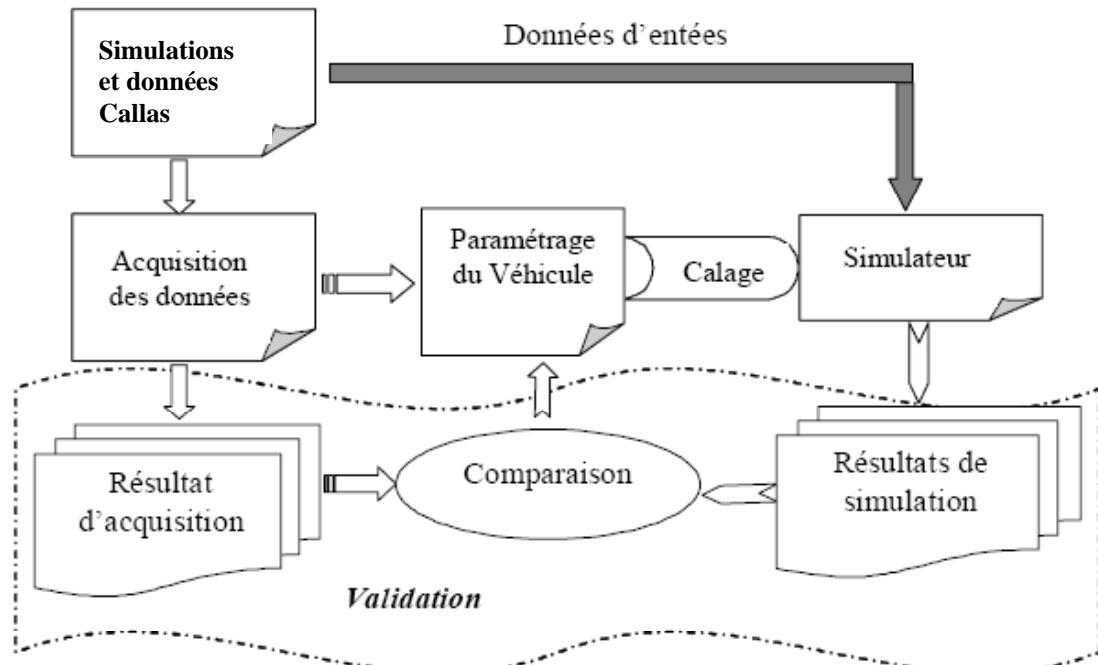


Figure 1.10 : Démarches de validations

Les étapes de validations

Puisque que le véhicule est modélisé en architecture « bloc par bloc », les validations aussi sont effectuées bloc par bloc (figure 1.11). Jusqu'à la validation du modèle complet, il a été nécessaire de valider chaque bloc développé à l'aide de Callas.

En premier lieu, le modèle de caisse est développé et validé par des données Callas. En deuxième lieu, le modèle de suspension est lui aussi développé et validé par des données Callas.

Ensuite, le modèle de contact de pneumatique/chaussée est développé et validé. Les validations concernant ce bloc seront exposées dans le chapitre 2.

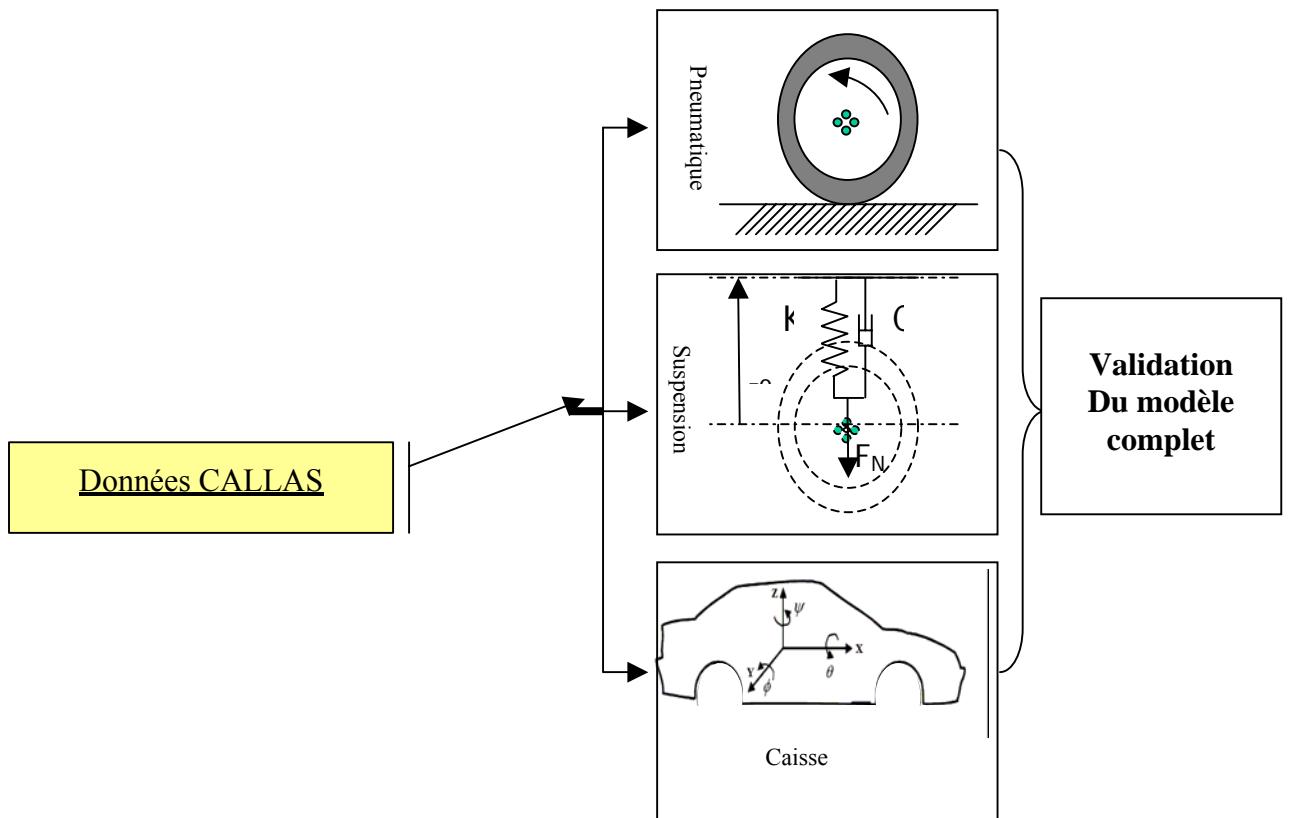


Figure 1.11 : Validation des blocs du simulateur

Et enfin, les liaisons entre les différents blocs sont connectées pour former le modèle complet.

B.1.IV.3. Simulations

Pour les simulations, les manœuvres et les itinéraires sont choisis, pour mettre en évidence le comportement du véhicule dans différentes situations.

Pour choisir les itinéraires dans la base VANI. Nous avons fait en sorte qu'ils contiennent une bonne variété du tracé : ligne droite, courbure, dévers et pente. Certains sont choisis parce

qu'ils contiennent des situations dangereuses. Donc les tests sur ces itinéraires mettent en évidence beaucoup d'aspects du comportement du modèle.

Les simulations de validation du modèle complet se sont faites en deux étapes :

- **ETAPE I** : les validations sur des itinéraires prédefinis dans Callas, avec des données conducteur Callas,
- **ETAPE II** : les validations sur des itinéraires réels dont les caractéristiques sont fournies par VANI, avec des données conducteur Callas.

Dans cette partie, les résultats de validations pour les différentes étapes sont fournis.

ETAPE I : Itinéraire prédefini “Callas”

Test 1 : Validation de la dynamique longitudinale :

Pour la validation de la dynamique longitudinale deux tests sont effectués, un passage en ligne droite à vitesse constante et une manœuvre de freinage.

1.Le passage en ligne droite à vitesse constante:

Sur une trajectoire rectiligne de 180 m de longueur, le véhicule se déplace à vitesse constante (figure 1.12).

Les conditions initiales sont les suivantes:

- Vitesse du véhicule : figure (1.12),
- Braquage nul,
- Pas de temps calcul : 0,02s,
- Sol plan :
 - o Dévers = 0 ;
 - o Pente = 0 ;

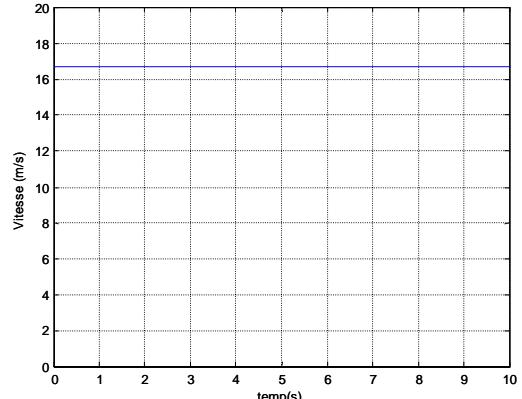


Figure 1.12 : la vitesse du véhicule

Nous présentons la façon dont le véhicule se comporte dans cette situation en une période de 10 secondes.

Le transfert de charge « efforts verticaux » :

Vu que le véhicule se déplace en ligne droite à vitesse constante, la charge normale sur chaque pneumatique doit être constante et égale à la charge statique tout au long de la trajectoire. Les figures (1.13-1.14) représentent les courbes des forces normales que nous avons obtenues, ces courbes montrent un effort normal constant sur chaque roue, effectivement en absence de sollicitations verticale et latérale, et à vitesse constante, le transfert de charge est nul et l'effort normal est égal à la charge statique.

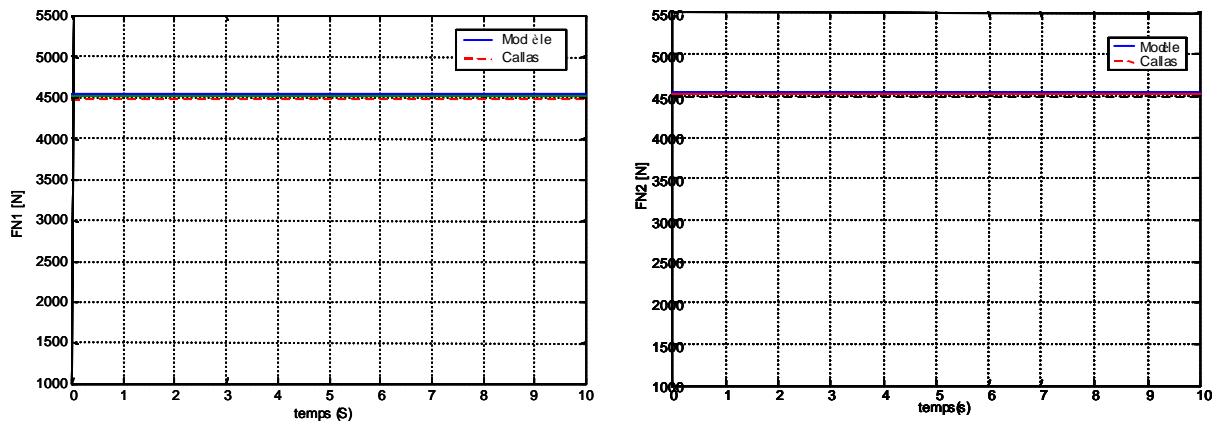


Figure 1.13 : Efforts verticaux sur les roues F_{N1} , F_{N2}

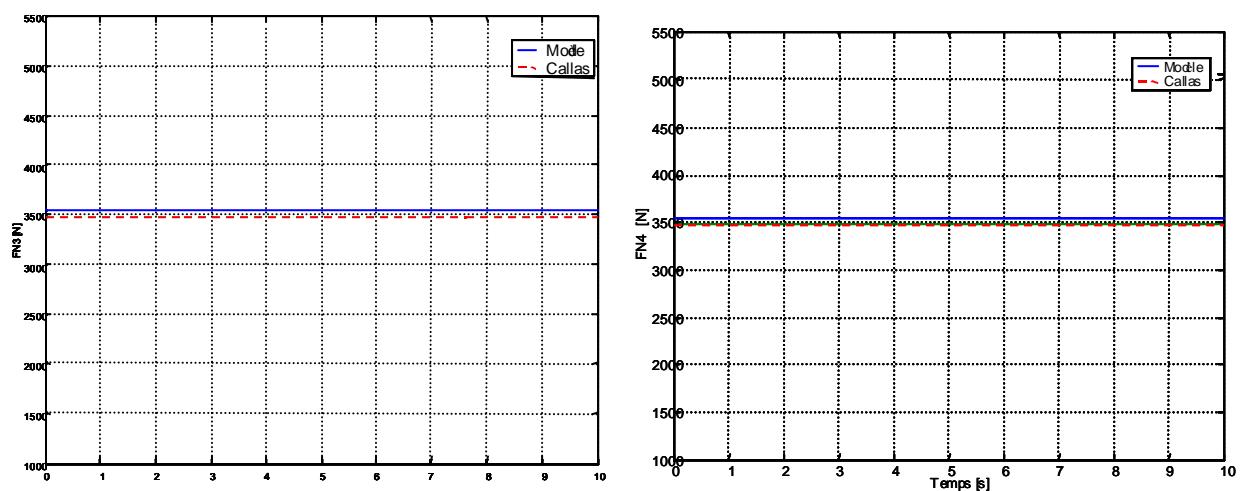


Figure 1.14: Efforts verticaux sur les roues F_{N3} , F_{N4}

Les mouvements de la caisse :

Les courbes de simulation montrent que le véhicule a bien suivi les entrées de commande exigées (vitesse constante, braquage nul), la courbe de mouvement translation X de la figure (1.15) montre que le véhicule avance sur une ligne droite.

Les courbes de mouvement latéral Y (figure 1.16), de mouvement vertical Z (figure 1.17), de tangage (figure 1.19), de roulis (figure 1.18) et de lacet (figure 1.20) montre un mouvement quasi nul, ce qui est cohérent et correct vu l'absence de sollicitations latérale et verticale.

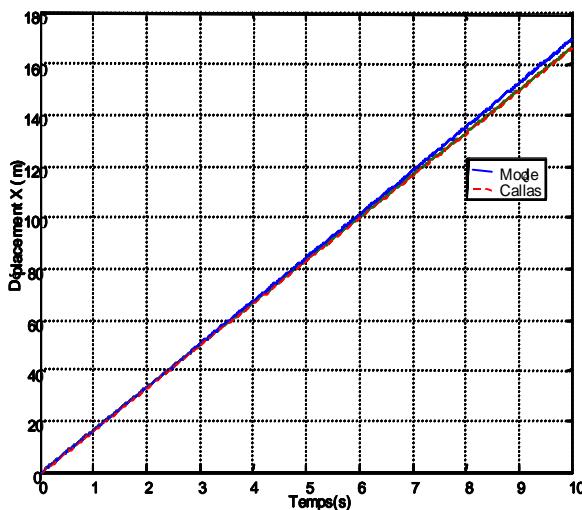


Figure 1.15 : le déplacement longitudinal X

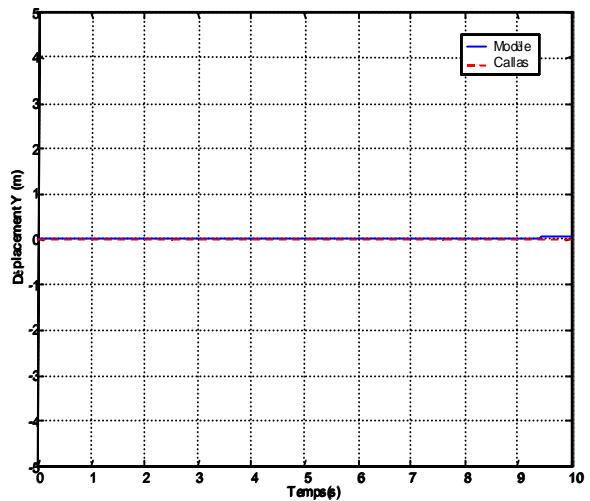


Figure 1.16 : Le déplacement latéral Y

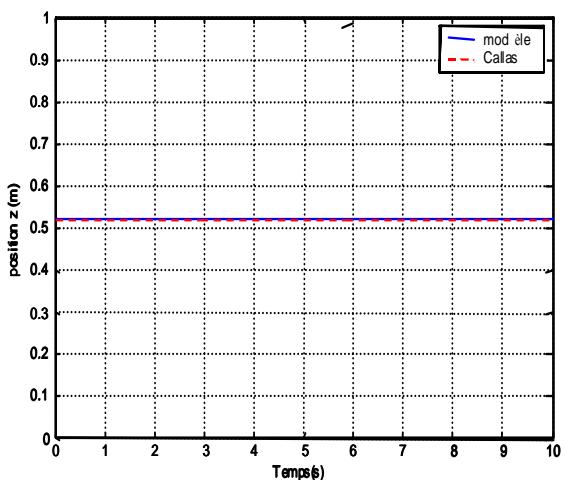


Figure 1.17 : Le déplacement vertical Z

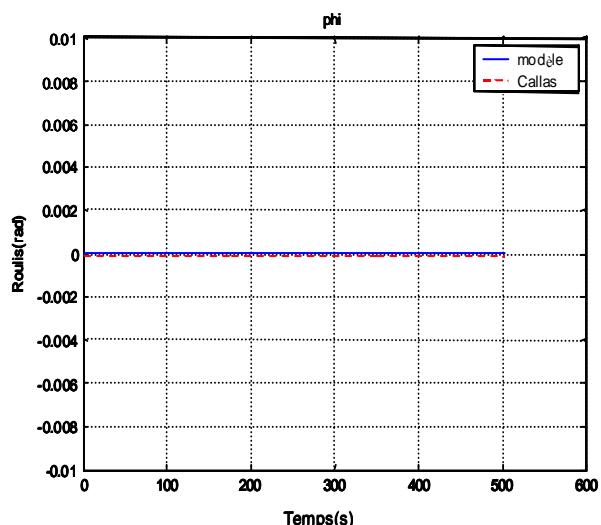


Figure 1.18 : Le roulis

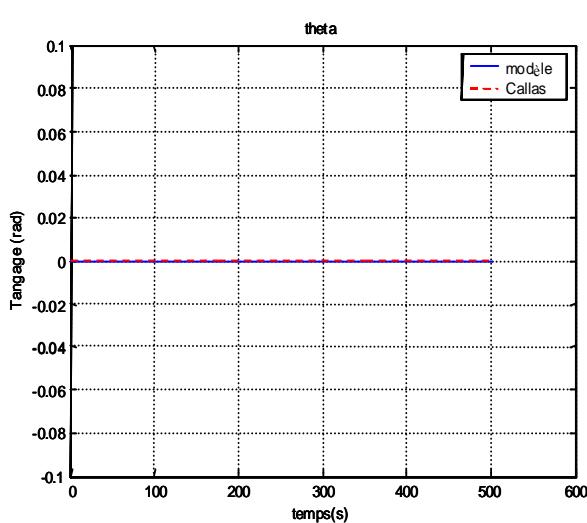


Figure 1.19: le tangage

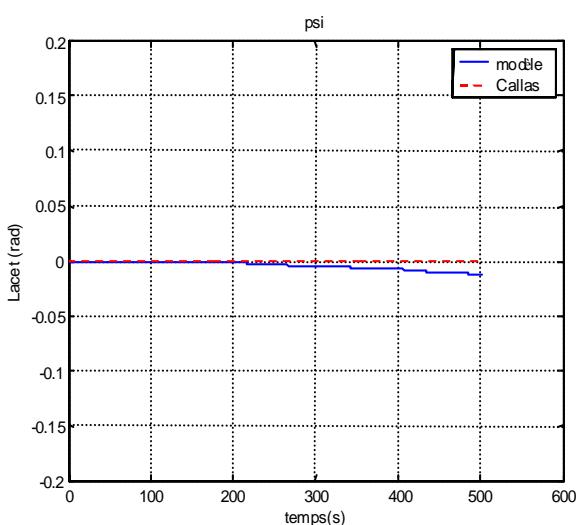


Figure 1.20 : Le lacet

Ce test de passage en ligne droite nous a permis de conclure un bon comportement du véhicule en dynamique longitudinale. Le test suivant permet de voir le comportement du véhicule s'il est sollicité longitudinalement par une décélération.

2- Le freinage dynamique:

A partir d'une vitesse initiale de 80 km/h le véhicule décélère sur une longueur de 50 m jusqu'à l'arrêt (figure 1.21).

Les conditions initiales sont les suivantes:

- la vitesse du véhicule : figure (1.21)
- le braquage nul,
- le pas de calcul : 0,02s,
- la distance finale = 45m,
- le sol plan :
 - o Dévers = 0 ;
 - o Pente = 0 ;

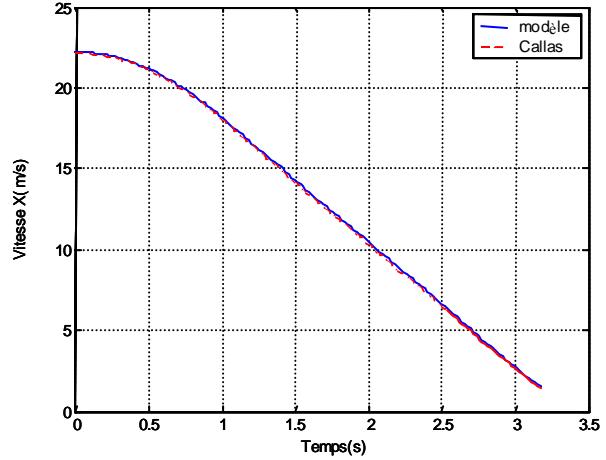


Figure 1.21 : Vitesse du véhicule

Nous présentons la façon dont le véhicule se comporte dans cette situation en une période de 3,5 secondes.

Le transfert de charge « efforts verticaux » :

Les courbes montrent un transfert de charge sur les roues de l'essieu avant, en freinage le poids du véhicule se transforme de l'arrière vers l'avant jusqu'à stabilisation et arrêt du véhicule (figure 1.22- a et 1.22-b) .

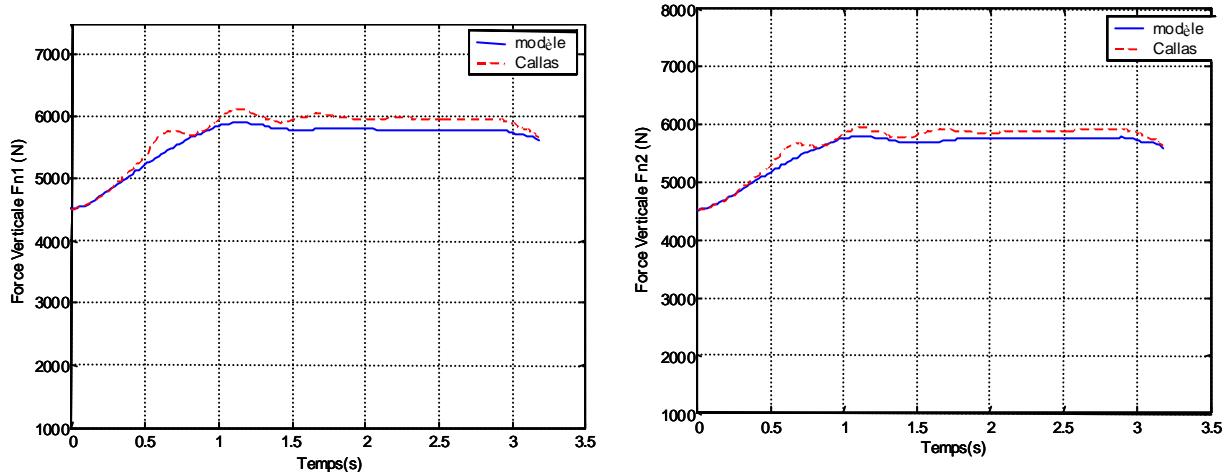


Figure 1.22- a : Efforts verticaux sur les roues F_{N1}, F_{N2}

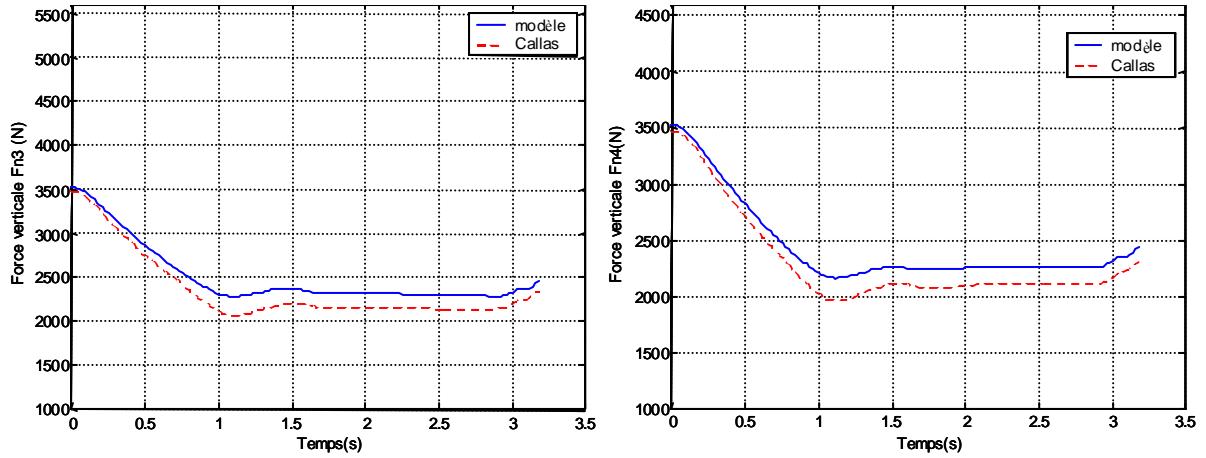


Figure 1.22-b : Efforts verticaux sur les roues F_{N3} et F_{N4}

Le comportement de la caisse :

L'influence du freinage sur le comportement de la caisse est bien illustré sur les courbes de simulation. Jusqu'à l'arrêt du véhicule et sa stabilisation à sa position d'équilibre, des mouvements de tangage (figure 1.27), de roulis (figure 1.28) ainsi qu'un déplacement vertical Z (figure 1.25) sont mis en évidence. Ce comportement est justifiable par le fait que le transfert de charge induit par le freinage, crée un débattement « e » aux niveaux des suspensions qui fait que la caisse du véhicule a ces mouvements.

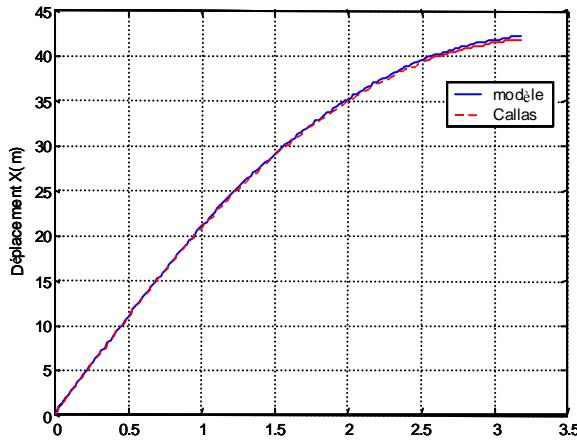


Figure 1.23: Le déplacement longitudinal X

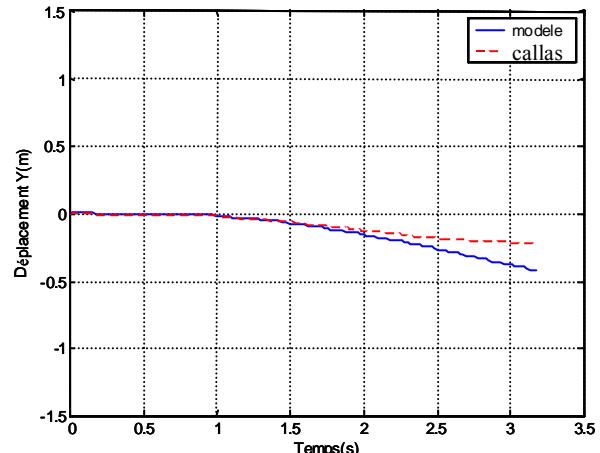


Figure 1.24 : Le déplacement latéral Y

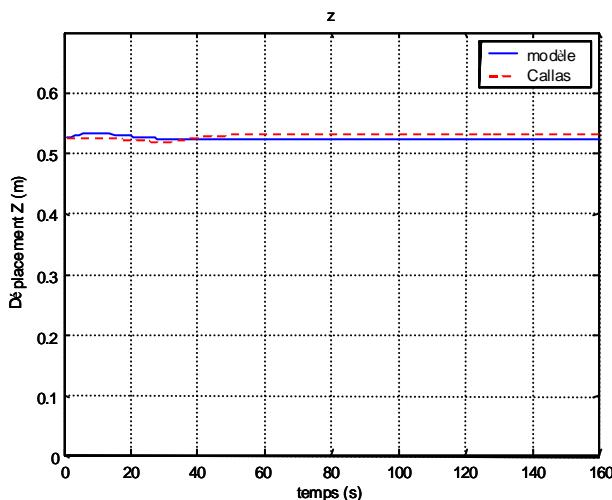


Figure 1.25 : Le déplacement vertical Z

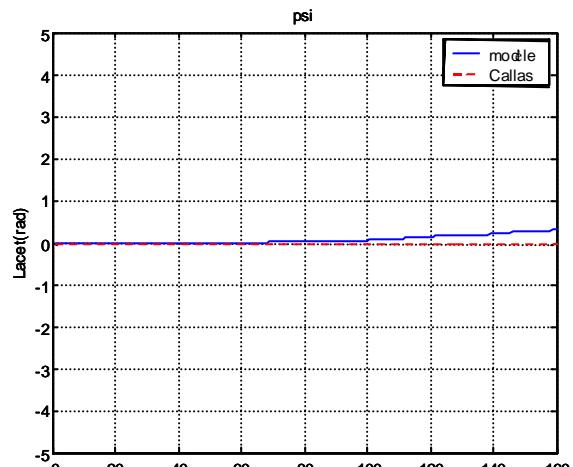


Figure 1.26 : Le lacet

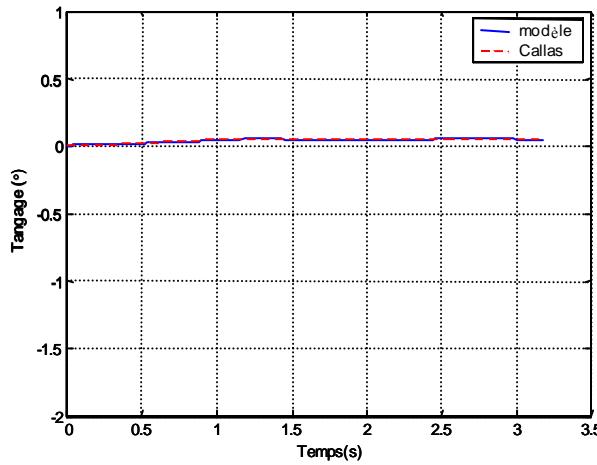


Figure 1.27 : Le tangage

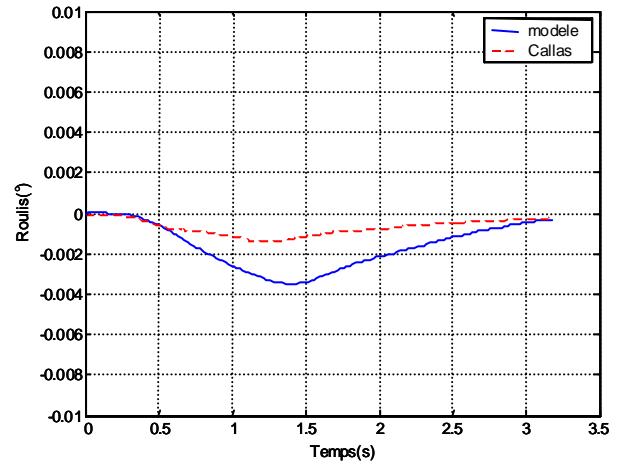


Figure 1.28 : Le roulis

Test 2 : Validation de la dynamique latérale :

Pour la validation de la dynamique latérale, deux tests sont effectués : le passage en chicane et l'accélération en virage.

1- Le passage en chicane :

La chicane a pour longueur 220 m, le véhicule attaque la chicane avec une vitesse initiale de 60 km/h .

Les conditions initiales sont les suivantes:

- la vitesse du véhicule est montrée sur la figure (1.30),
- le braquage volant est montré sur la figure (1.29),
- le pas de temps de calcul : 0,02s,
- la distance finale = 220m,
- le sol plan :
 - o Dévers = 0 ;
 - o Pente = 0 ;

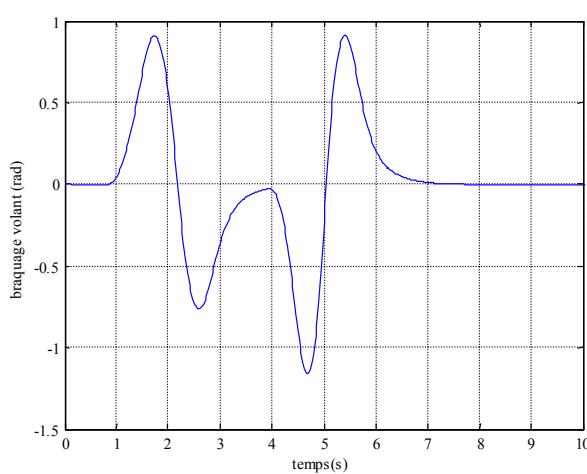


Figure 1.29 : l'entrée de braquage volant

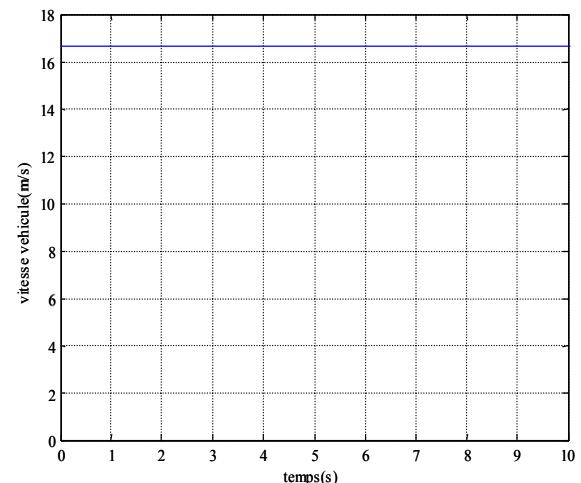


Figure 1.30 : Vitesse de véhicule

Nous présentons la façon dont le véhicule se comporte, pour ces entrées de commande.

Le transfert de charge « efforts verticaux » :

Les courbes de la figure (1.31) montrent que pour les quatre roues, l'effort normal se réparti selon la manœuvre du véhicule, braquage à gauche, braquage à droite ou braquage nul.

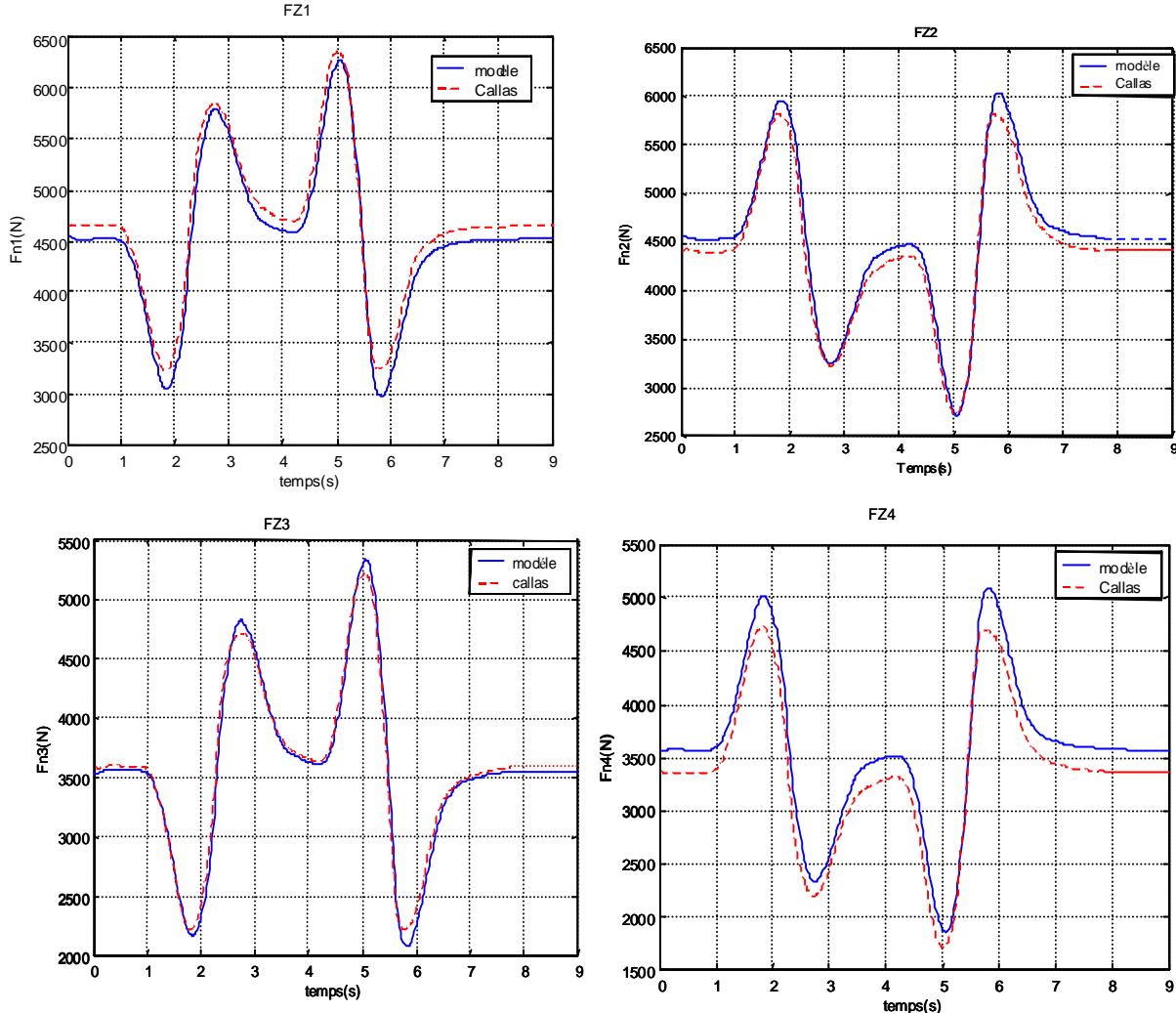


Figure 1.31 : Efforts verticaux sur les roues F_{N1} , F_{N2} , F_{N3} et F_{N4}

Le comportement de la caisse :

Sur les figures (1.32, 1.33 et 1.34) la trajectoire du véhicule et ses déplacements en longitudinal et latéral sont montrés, comparé à Callas, le véhicule suit la consigne d'entrée en braquage et en vitesse.

Les figures (1.35) et (1.36), montrent qu'en absence de sollicitation s verticale et à vitesse constante le déplacement vertical Z est nul (constant autour de la position initiale du centre de gravité) ainsi que le mouvement de tangage.

L'influence du transfert de charge provoque un mouvement de roulis de la caisse tel que le montre la figure (1.37).

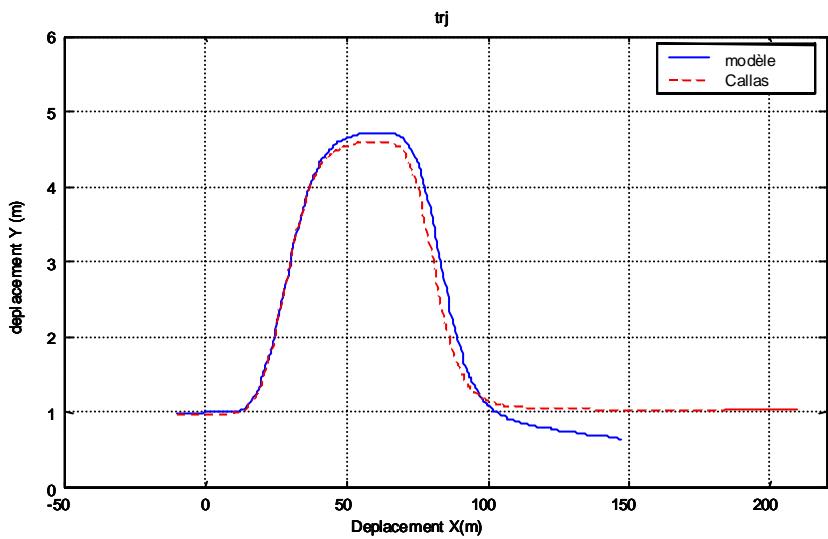


Figure 1.32 : La trajectoire

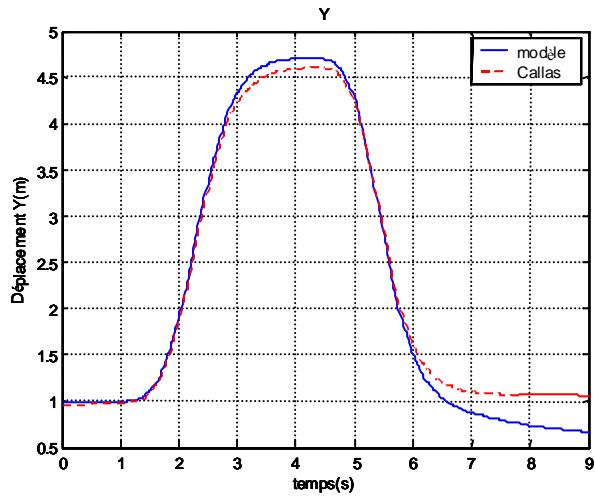


Figure 1.33: Le déplacement latéral Y

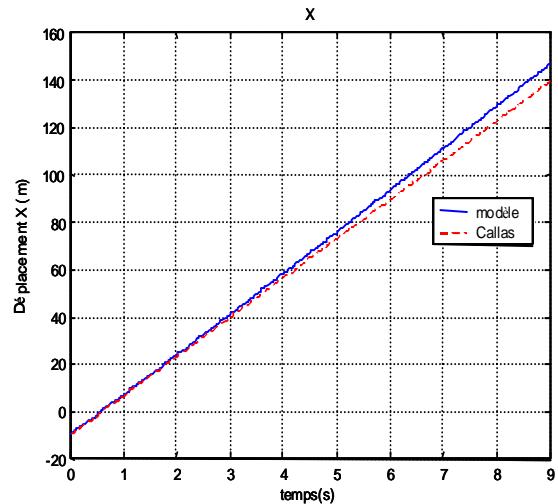


Figure 1.34 : Le déplacement longitudinal X

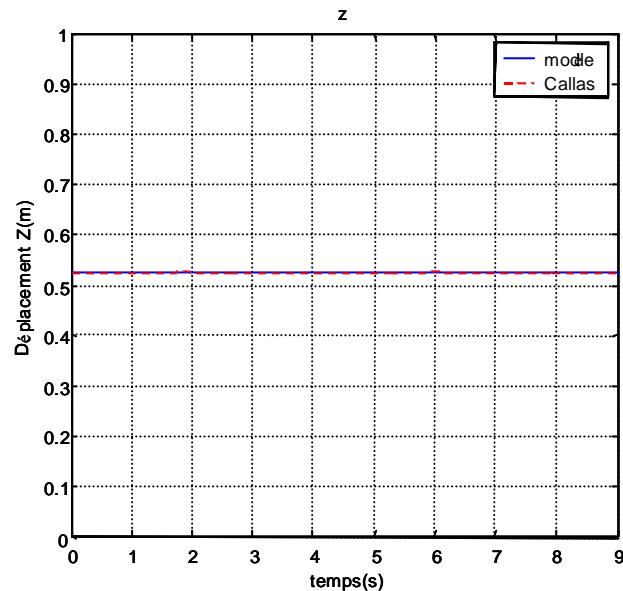
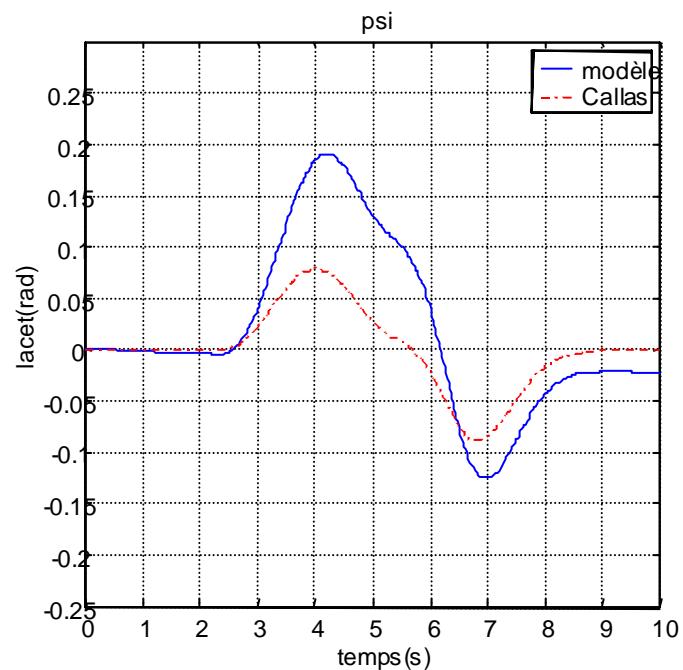
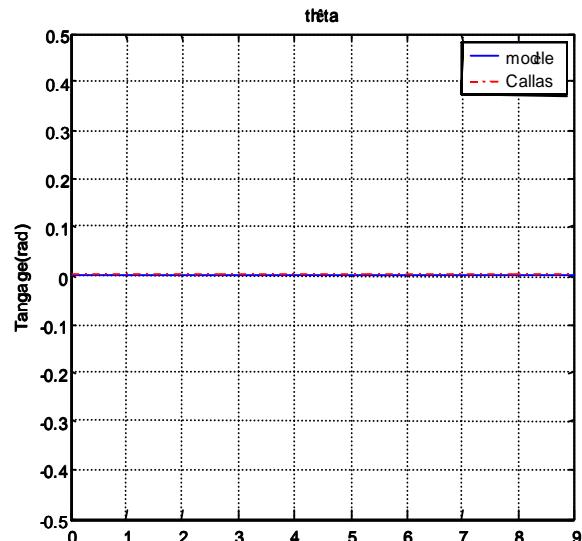
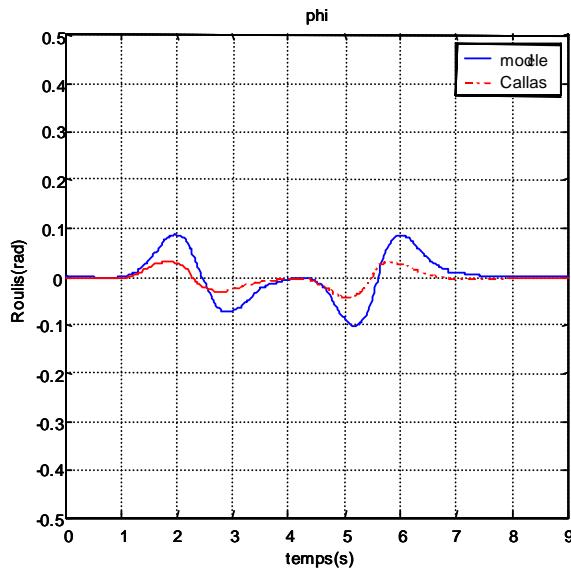


Figure 1.35 : Le déplacement vertical Z



2 - Accélération en virage :

Le deuxième test de validation de la dynamique latérale est l'accélération en virage. À partir d'une vitesse initiale de 40km/h le véhicule jusqu'à une vitesse de 50km/h.

Les conditions initiales sont les suivantes:

- la vitesse du véhicule est montrée sur la figure (1.39),
- le braquage volant est montré sur la figure (1.40),
- le pas de temps de calcul : 0,02s,
- le sol plan :
 - o Dévers = 0 ;
 - o Pente = 0 ;

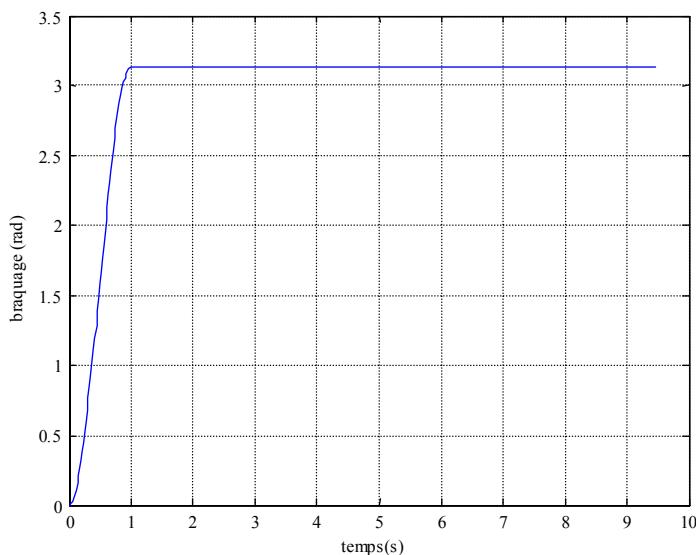


Figure 1.38 : l'entrée de braquage volant

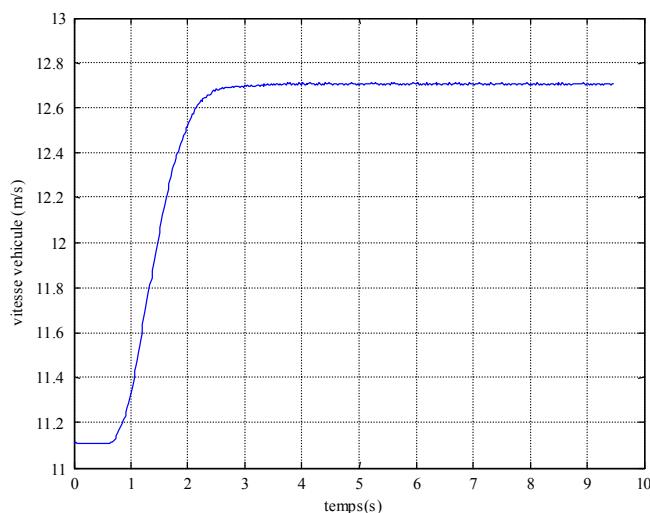


Figure 1.39 : Vitesse de véhicule

Nous présentons la façon dont le véhicule se comporte, pour ces entrées de commande.

Le transfert de charge « efforts verticaux » :

Les courbes de la figure 1.40 montrent comment la charge de véhicule est transférée sur les roues à gauche (F_{N2} et F_{N4}) ce qui est cohérent vu que le véhicule est en braquage positif jusqu'à devenir constant.

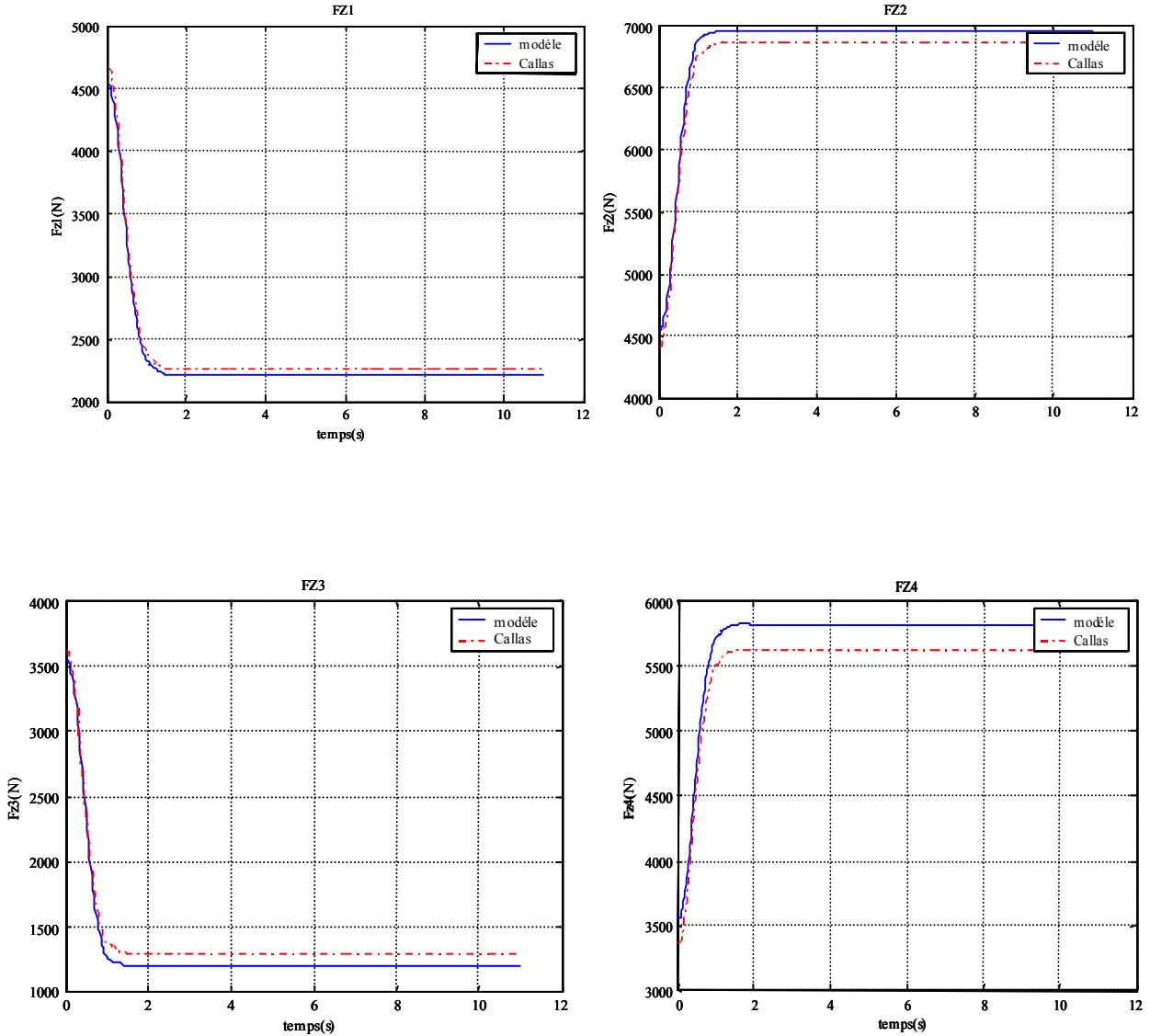


Figure 1.40 : Efforts verticaux sur les roues F_{N1} , F_{N2} , F_{N3} et F_{N4}

Comportement de la caisse :

Sur les figures (1.41, 1.42 et 1.43) la trajectoire du véhicule et ses déplacements longitudinal et latéral sont montrés, comparé à Callas, le véhicule suit la consigne d'entrée en braquage et en vitesse.

Les figures (1.44) et (1.45), montrent qu'en absence de sollicitations verticales le déplacement vertical Z est nul (constant autour de la position initiale du centre de gravité) ainsi que le mouvement de tangage.

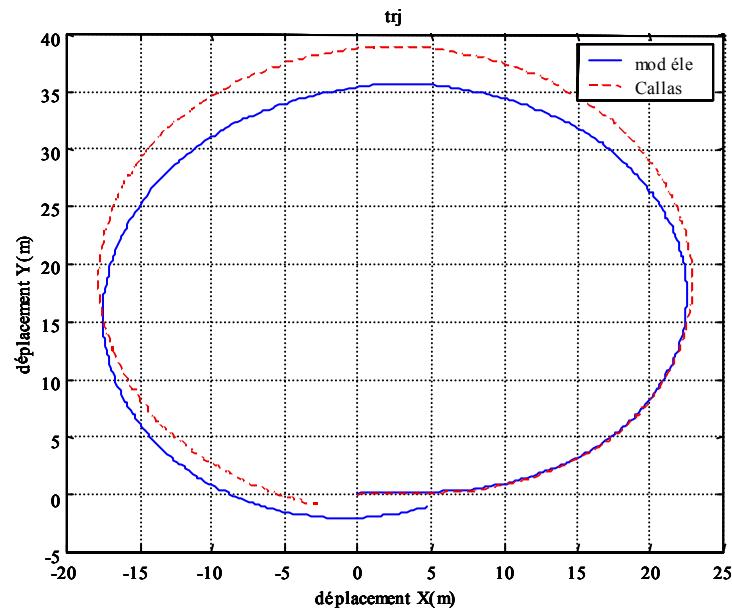


Figure 1.41 : La trajectoire

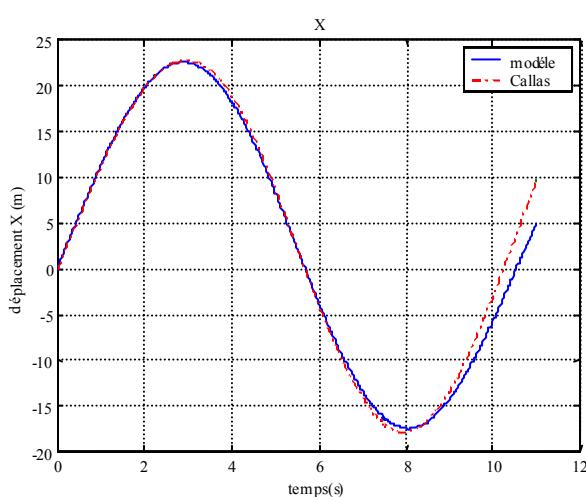


Figure 1.42: Le déplacement longitudinal X

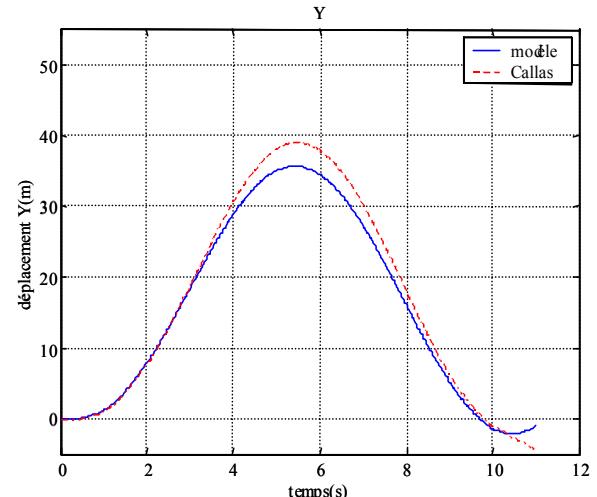


Figure 1.43: Le déplacement latéral Y

L'influence du transfert de charge provoque un mouvement de roulis de la caisse tel que le montre sur la figure (1.46).

Le mouvement de lacet est présenté par la figure (1.47).

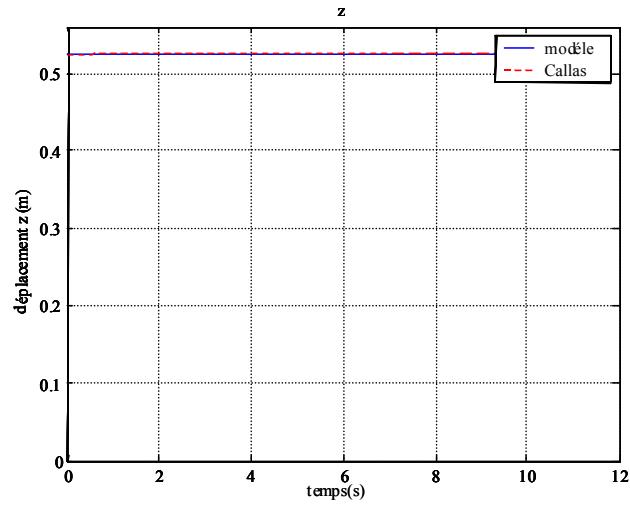


Figure 1.44: Le déplacement vertical Z

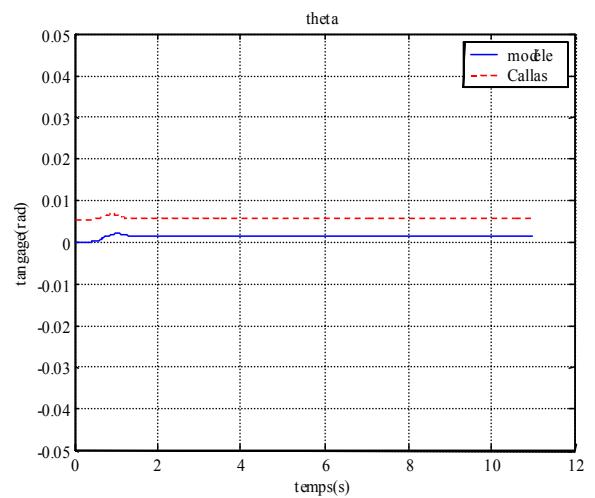


Figure 1.45: Le tangage

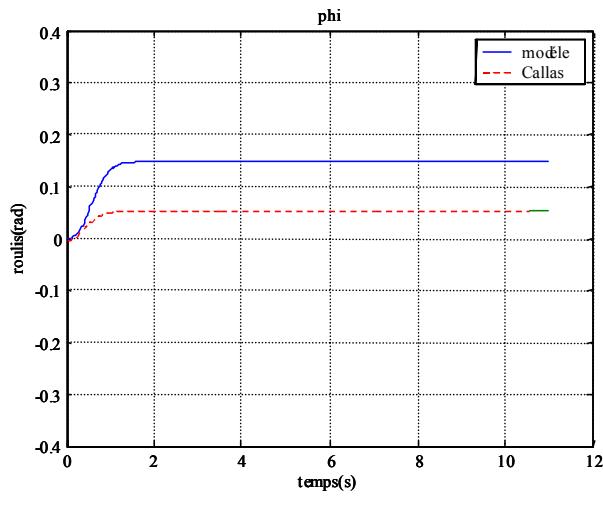


Figure 1.46: Le roulis

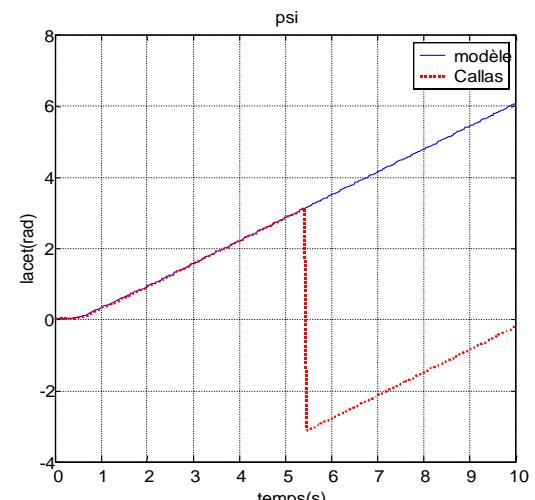


Figure 1.47: Le lacet

ETAPE II : Itinéraire réel avec conducteur Callas

Les simulations présentées sont basées sur des données de route de l'appareil Vani.

1. Le virage de Béziers :

On considère un itinéraire situé sur la route D609, aux environs de Béziers-Narbonne pour lequel des données Vani sont disponibles. Cet itinéraire est choisi pour sa géométrie qui comporte une succession de deux virages de sens opposé (figure 1.48).

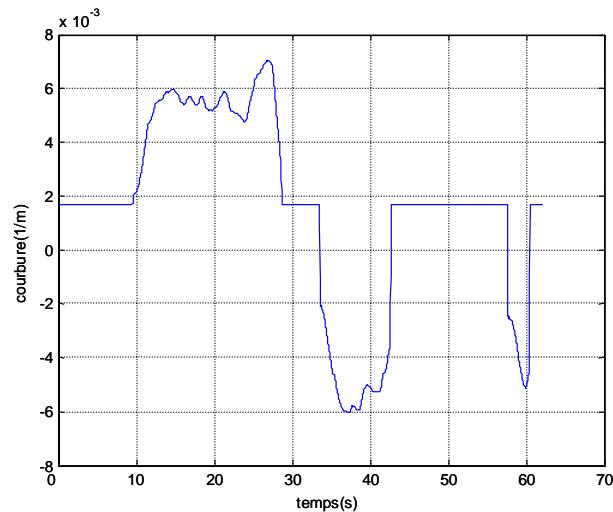


Figure 1. 48 : le rayon de courbure de la route de Béziers

Les caractéristiques géométriques en courbure, pente et dévers sont données par les courbes (1.48) (1.49) et (1.50) ; sur ces courbes nous pouvons observer une succession de virage de sens différents, le dévers est inférieur à 7% et la pente est supérieure à 2.5 % :

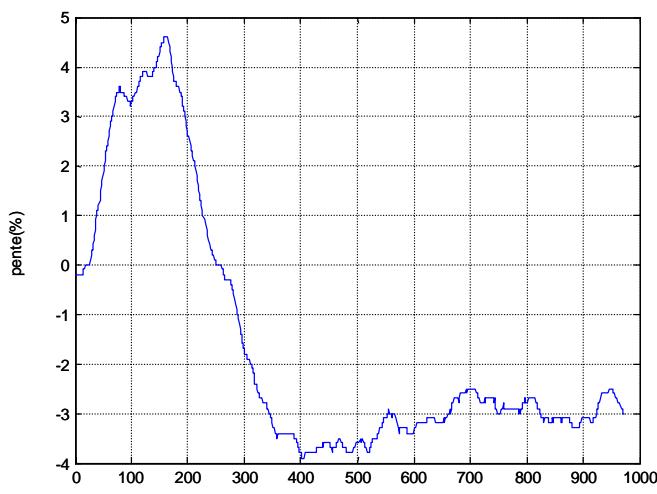


Figure 1. 49 : La pente de la route de Béziers

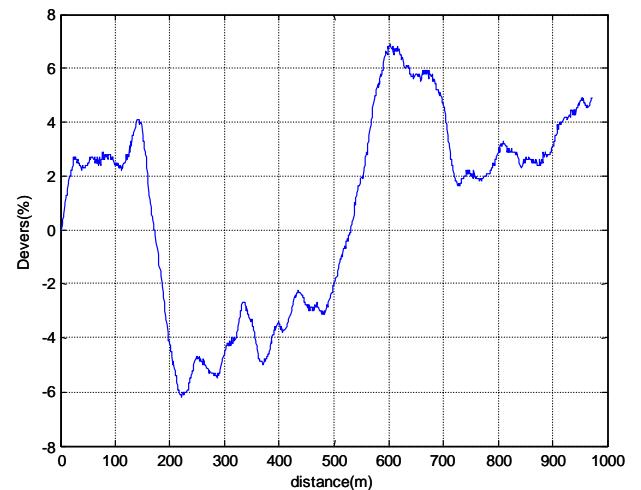


Figure 1. 50 : Le dévers de la route de Béziers

Nous présentons la façon dont le véhicule se comporte dans cette situation en une période de 70 secondes.

Transfert de charge « efforts verticaux » :

L'existence de fortes sollicitations latérales sur cet itinéraire (virage et dévers) provoque un transfert de charge important sur les pneumatiques (braque positif ou négatif) comme le montre la figure (1.51) pour les quatre roues.

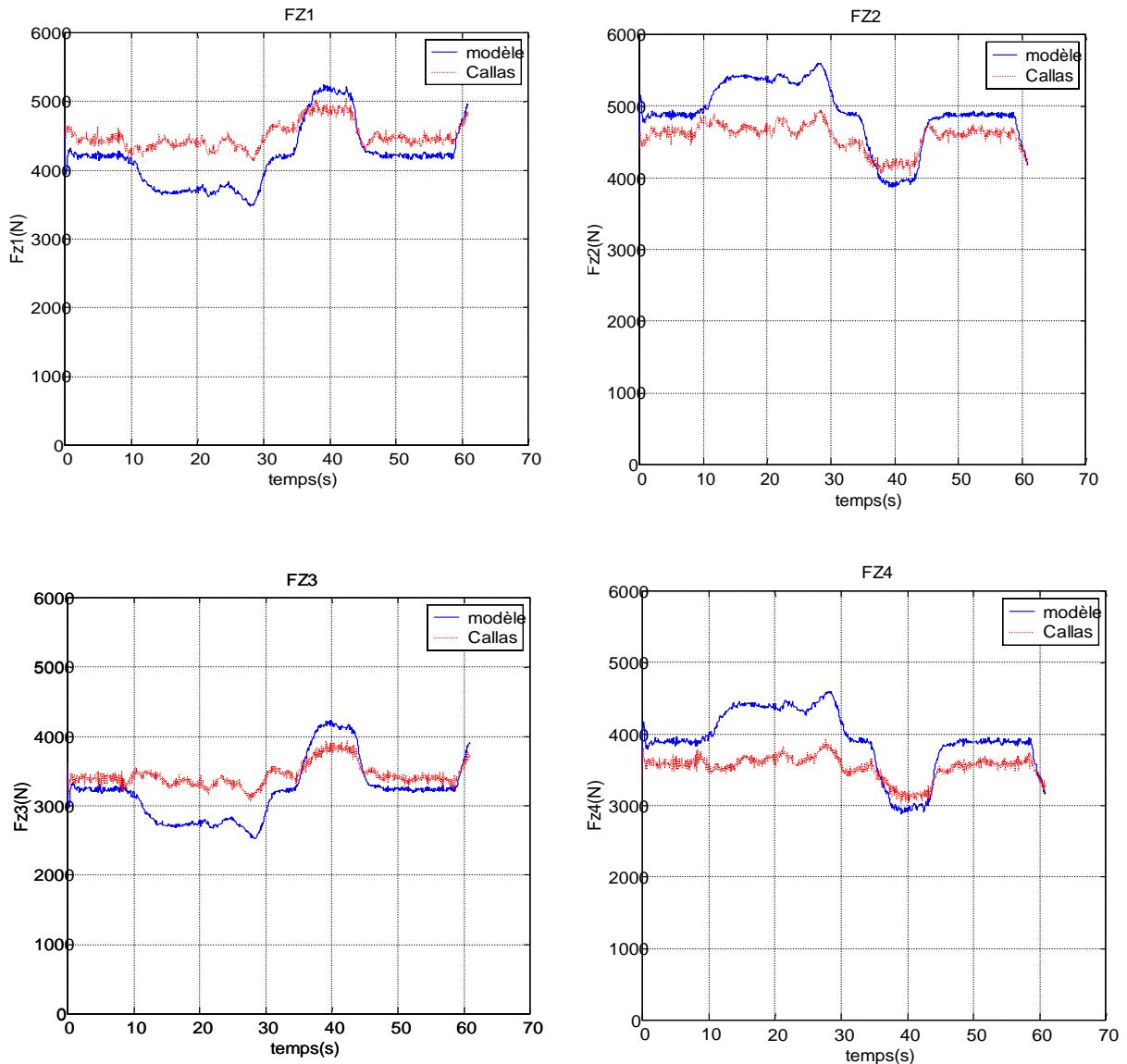


Figure 1.51 : Efforts verticaux sur les roues $F_{N1}, F_{N2}, F_{N3}, F_{N4}$,

Comportement de la caisse

Sur les figures (1.52, 1.53 et 1.54) la trajectoire du véhicule et ses déplacements longitudinal et latéral sont tracés, comparé à Callas ; le véhicule suit la trajectoire.

Les figures (1.55) et (1.56), montrent qu'en absence de sollicitation s verticale le déplacement vertical z est presque nul (constant autour de la position initiale du centre de gravité) ainsi que le mouvement de tangage.

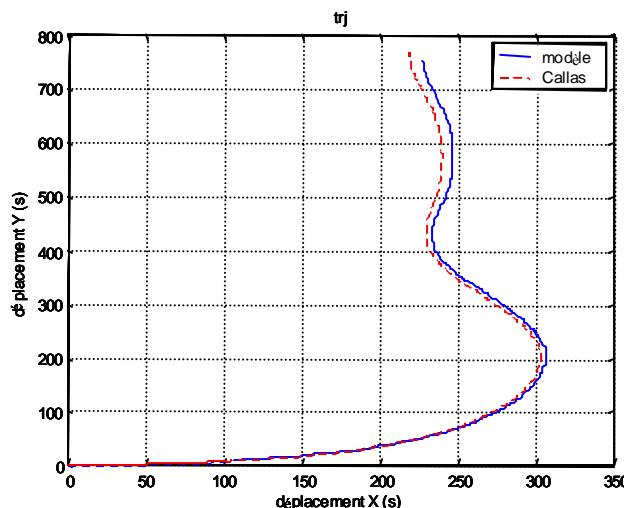


Figure 1.52 : La trajectoire du véhicule

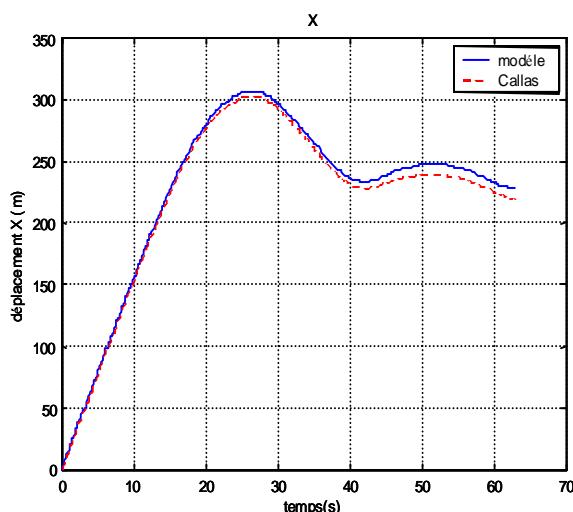


Figure 1.53: Le déplacement longitudinal

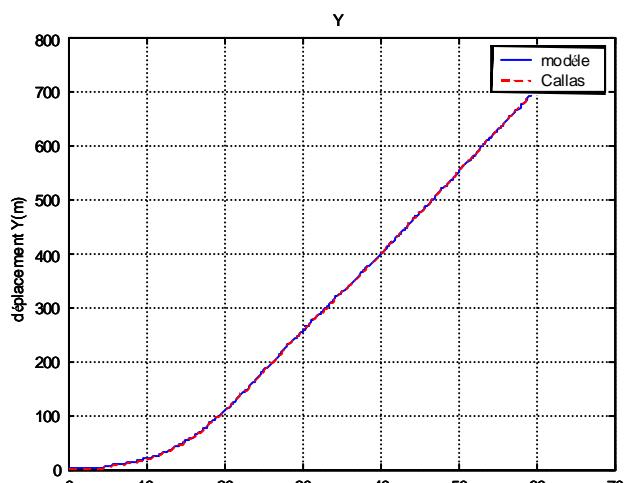


Figure 1.54: Le déplacement latéral Y

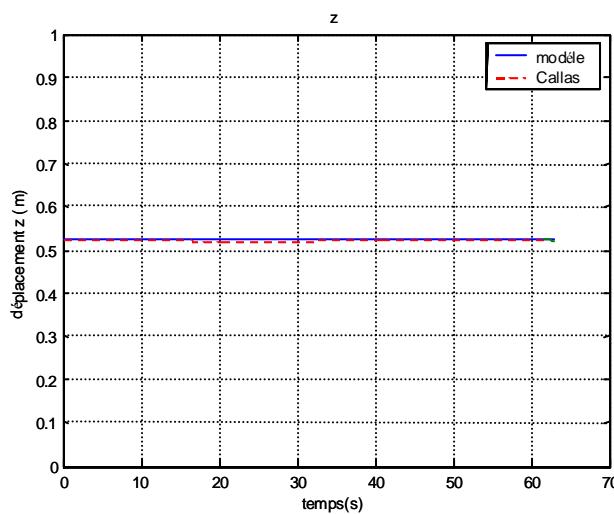


Figure 1.55: Le déplacement vertical Z

L'influence du transfert de charge provoque un faible mouvement de roulis de la caisse tel que le montre la figure (1.57).

La figure (1.58) montre le mouvement de lacet du véhicule. La comparaison avec Callas donne un résultat satisfaisant.

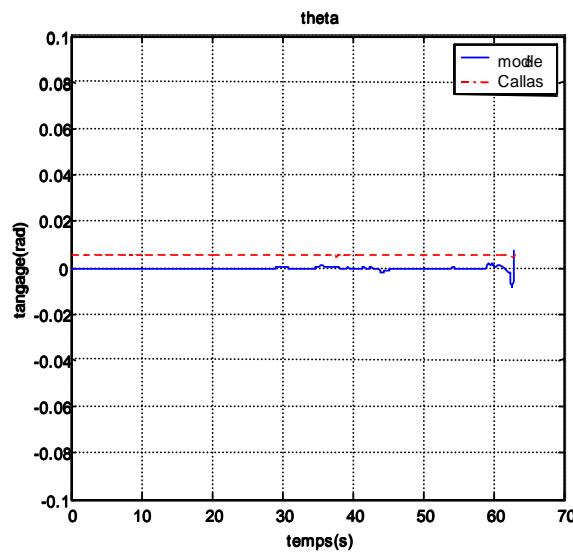


Figure 1.56 : Le tangage

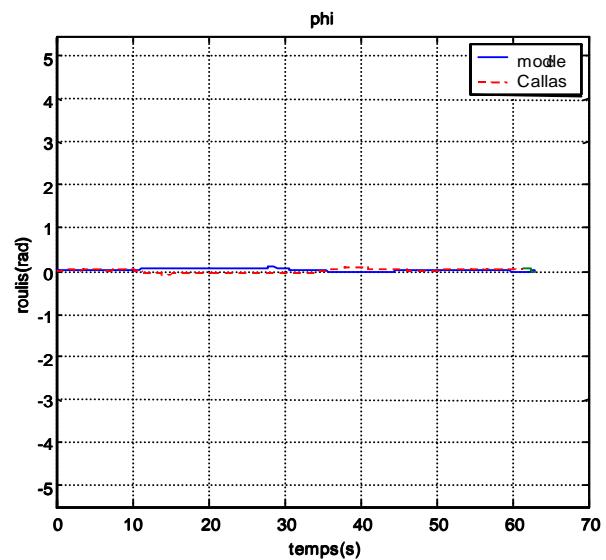


Figure 1.57 : Le roulis

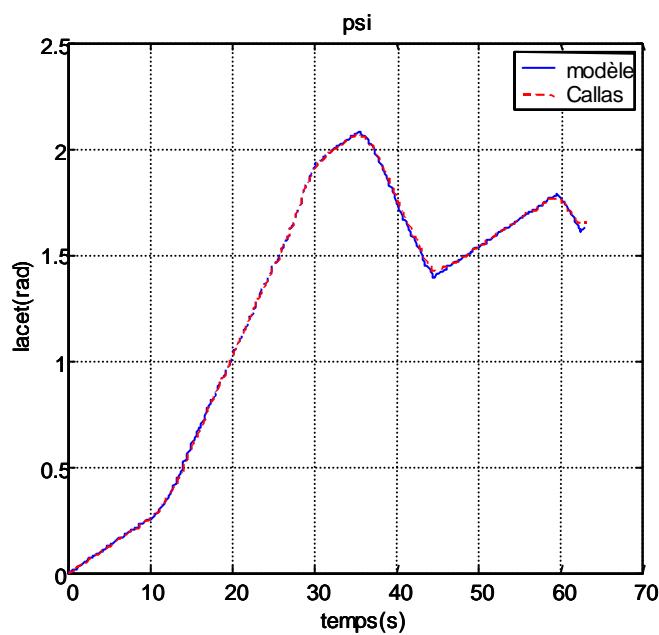


Figure 1.58 : Le lacet

2- Le virage de Beauvais :

Considérant maintenant un autre itinéraire représentant un point de dangerosité. Il est situé sur la route N31, aux environs de Rouen Beauvais, itinéraire pour lequel des données Vani sont disponibles. Cet itinéraire est choisi pour sa géométrie qui comporte une rétrécissement remarquable du rayon en milieu du virage (figure 1.58). Les caractéristiques géométriques en courbure, pente et dévers sont données par les courbes (1.58) (1.59) et (1.60) ; sur ces courbes nous pouvons observer une succession de virages de sens différents, le dévers est inférieur à 7% et la pente est supérieure à 2.5 % :

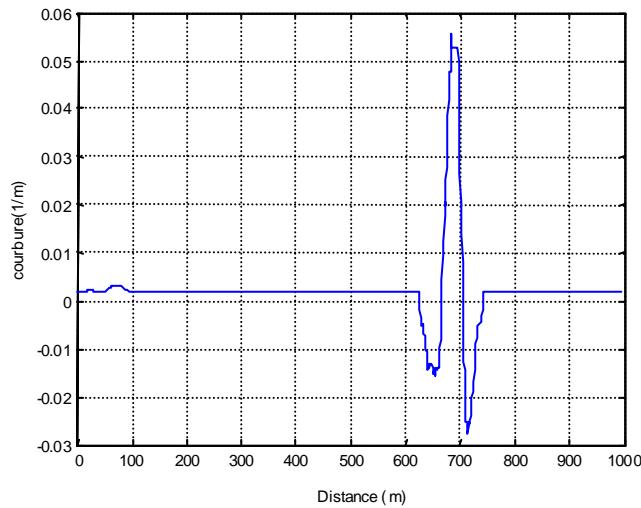


Figure 1. 58 : le rayon de courbure du virage de Beauvais

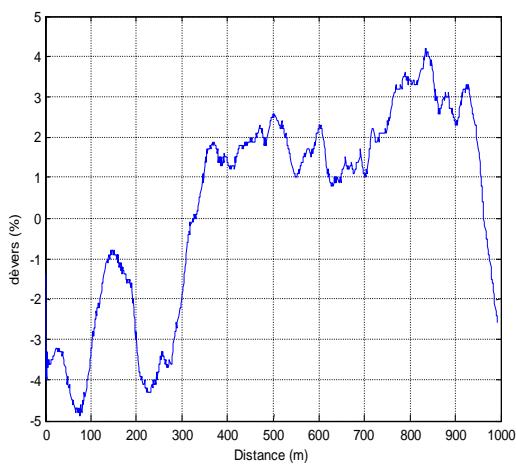


Figure 1. 59 : le dévers du virage de Beauvais

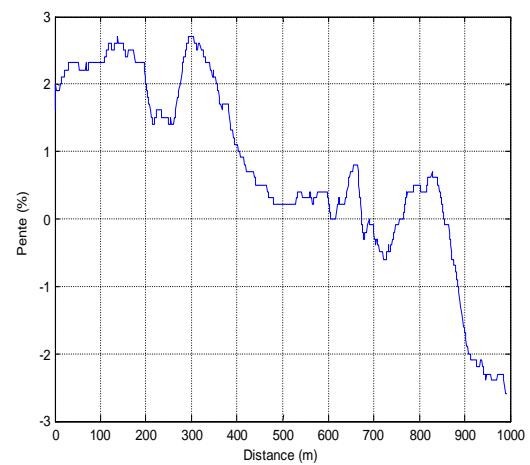


Figure 1. 60 : la pente du virage de Beauvais

Nous présentons la façon dont le véhicule se comporte dans cette situation en une période de 70 secondes.

Efforts verticaux :

L'existence de fortes sollicitations latérales sur cet itinéraire (virage et dévers) provoque un transfert de charge important sur les pneumatiques comme le montre la figure (1.61) pour les quatre roues.

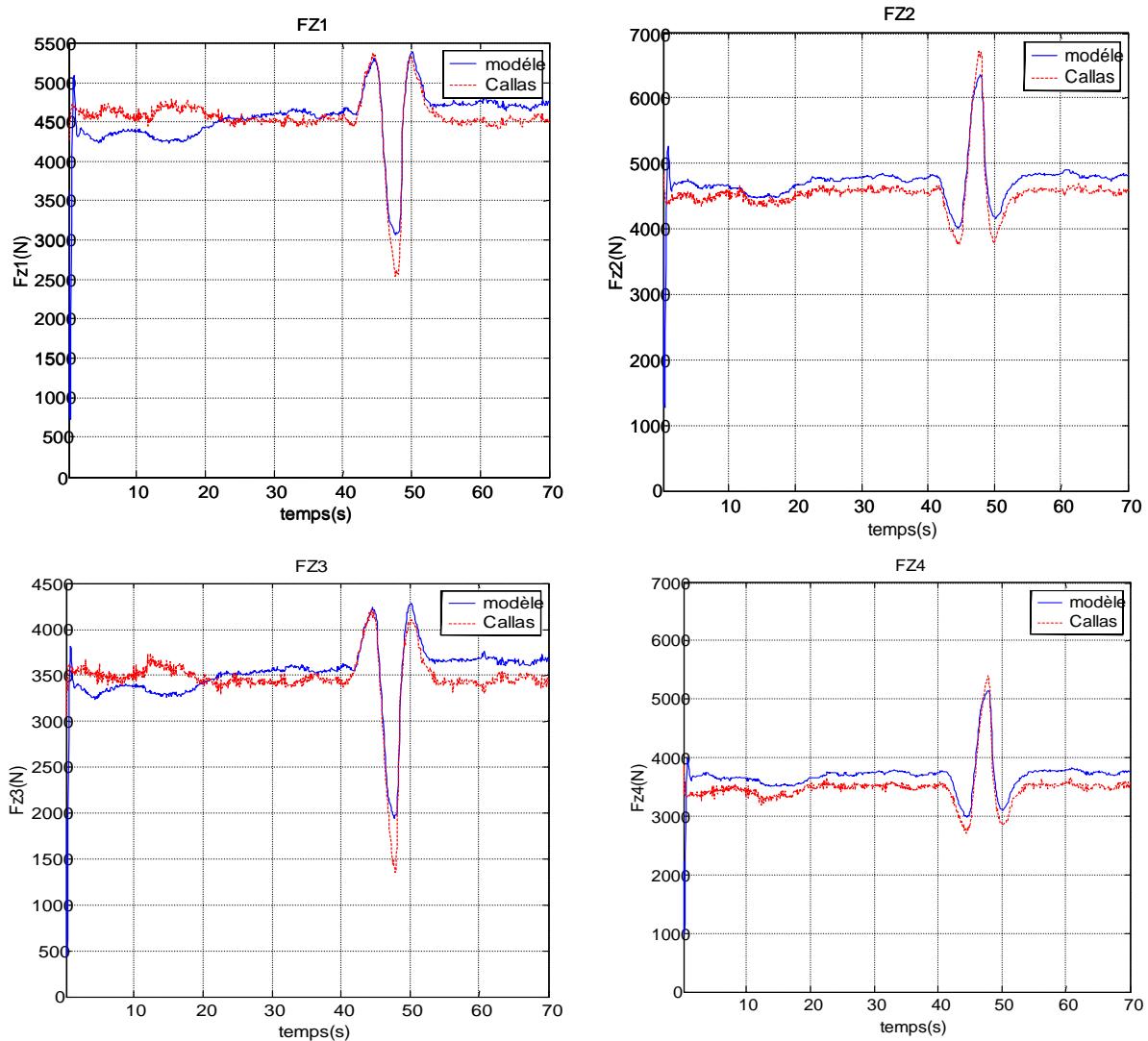


Figure 1.61 : Efforts verticaux sur les roues F_{N1} , F_{N2} , F_{N3} , F_{N4} ,

Comportement de la caisse :

Sur les figures (1.62, 1.63 et 1.64) la trajectoire du véhicule et ses déplacements longitudinal et latéral sont tracés et comparés à Callas, le véhicule suit le début de la trajectoire mais de la position (496,316) à la position (533,387) une certaine divergence s'opère.

Les figures (1.65), (1.66) (1.67) et (1.68) montrent le comportement vertical, de roulis, de lacet et de tangage.

La justification du comportement du véhicule sera donnée et analysée dans le prochain chapitre par la méthode de Coulomb.

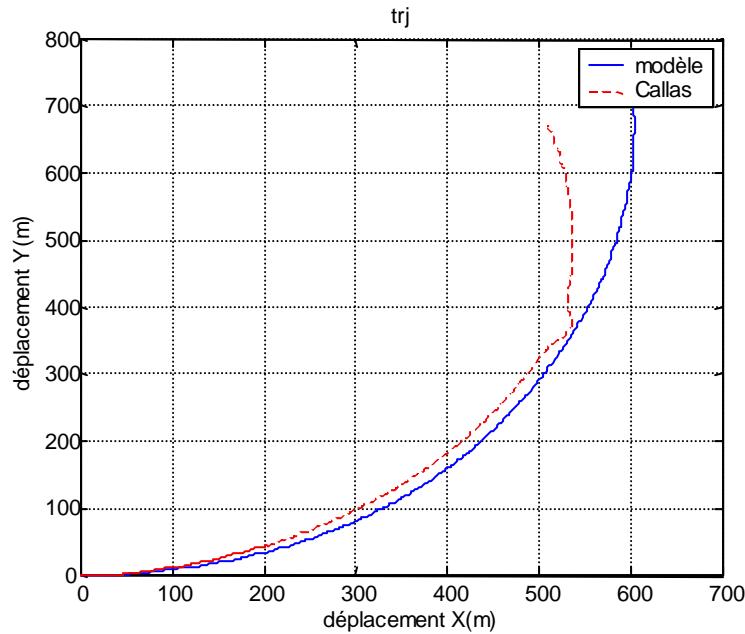


Figure 1.62 : La trajectoire du véhicule

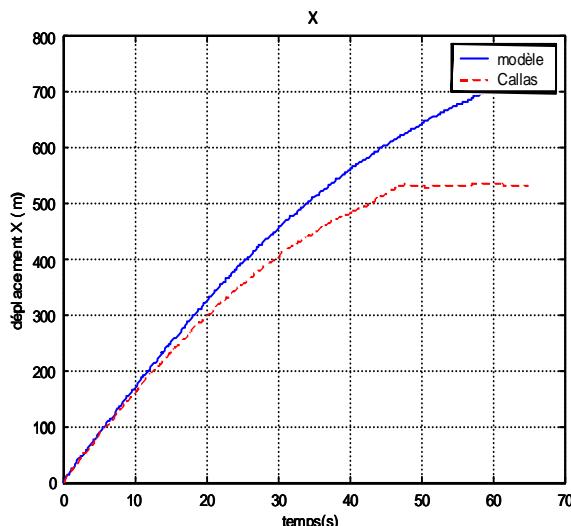


Figure 1.63: Le déplacement longitudinal

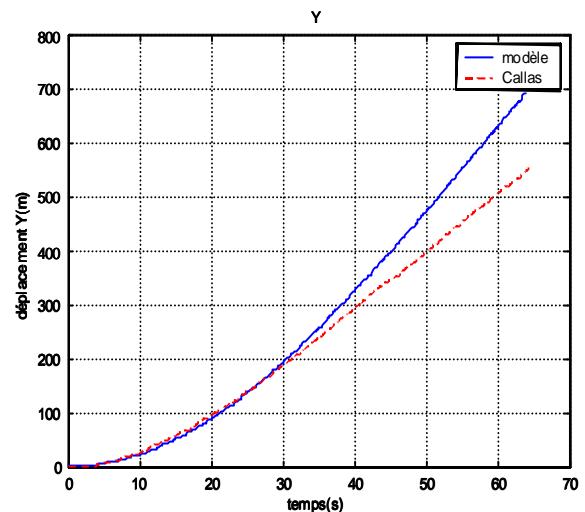


Figure 1.64: Le déplacement latéral Y

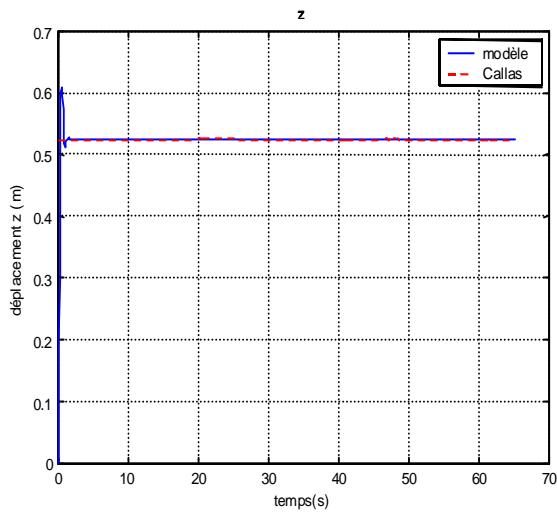


Figure 1.65: Le déplacement vertical Z

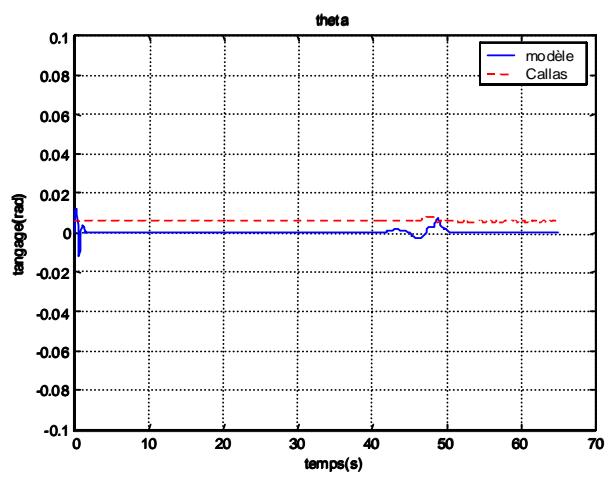


Figure 1.66 : Le tangage

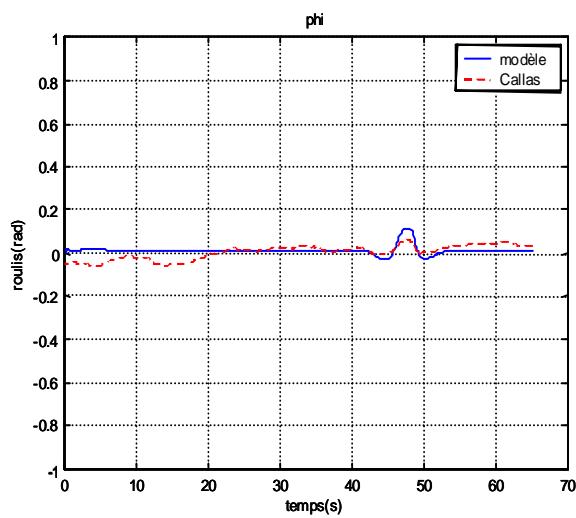


Figure 1.67 : Le roulis

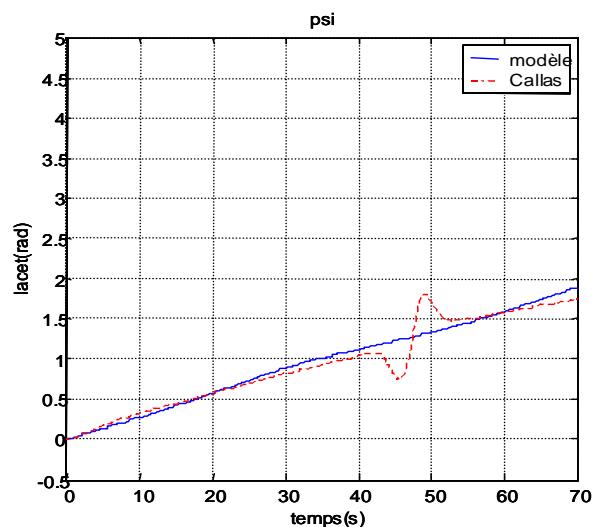


Figure 1.68 : Le lacet

B.1.V. ANALYSE DES RESULTATS

Nous analysons les résultats obtenus par le véhicule dans différentes situations. Nous avons testé et présenté le comportement dynamique de la caisse : mouvements X, Y Z, tangage, roulis et lacet ainsi que le comportement vertical obtenu par le modèle de suspension pour mettre en évidence les phénomènes de transfert de charge en virage. Par contre les efforts de contact pneumatique chaussées seront présentés dans le chapitre consacré à la modélisation des efforts de contact (le chapitre 2).

Le sous-modèle « Suspension » :

Les résultats obtenus par le modèle de suspension pour les différents tests présentés montrent un bon comportement et une bonne corrélation avec le simulateur Callas. **Des écarts non considérables sont remarqués sur quelques courbes qui se justifient par le choix de la position initiale de calcul, difficile à caler sur les données de Callas.**

En ligne droite : les courbes des forces verticales montrent un effort normal constant, effectivement en absence de sollicitations verticale, latérale et à vitesse constante, le transfert de charge est nul et l'effort normal est égal à la charge statique.

En freinage : Les courbes montrent un transfert de charge sur les roues de l'essieu avant, en freinage le poids du véhicule se déplace de l'arrière vers l'avant jusqu'à stabilisation et arrêt du véhicule.

En chicane : les courbes montrent comment l'effort normal se réparti selon que le véhicule est en ligne droite (effort normal constant) et en courbe l'effort se repartit sur les quatre roues (selon la courbure)

Sur les itinéraires « **Béziers** » et « **Beauvais** » sur ces deux itinéraires, l'existence de fortes sollicitations latérales (virage et dévers) provoque des transferts de charge important sur les roues.

Les résultats obtenus montrent un bon comportement du système de suspension modélisé dans l'étude. Ce modèle de suspension est simple (système masse ressort) et comparé au modèle de Callas, il donne des résultats très satisfaisants.

Le sous-modèle « Caisse » :

Le modèle de caisse montre le comportement du véhicule en translation et en rotation :

Les tests de validation de **la dynamique longitudinale** (ligne droite et en freinage) ont montré un bon comportement :

Le test de ligne droite, montre que le véhicule avance correctement (mouvement translation X) sur une ligne droite et que les autres mouvements sont négligeables.

Le test de freinage a démontré le comportement d'avance (mouvement translation X) ainsi que la rotation suivant l'axe Y (le tangage) provoqué par la décélération du véhicule. Un mouvement selon l'axe Z dû au transfert de charge de l'arrière vers l'avant est aussi observé.

Les tests de validation de la dynamique latérale ont montré un bon comportement :

Le passage en chicane et l'accélération en virage montrent qu'en présence de sollicitations latérales, le mouvement latéral selon l'axe Y est correct, ainsi que les mouvements de tangage de roulis et de lacet.

Les différents tests de validation par comparaison à Callas permettent de valider la représentativité du modèle développé, en particulier sur itinéraires réels avec des données réelles.

Les trajectoires réelles :

Les courbes obtenues sur les itinéraires réels « **route de Béziers et virage de Beauvais** » montrent un comportement correct en « efforts normaux » données par le modèle de suspension et en comportement de la caisse. Elles montrent aussi pour les deux itinéraires un bon suivi de trajectoire.

La trajectoire sur le virage de Beauvais montre cependant une différence de comportement, ce comportement sera analysé et justifié dans le chapitre 2.

Au vu des résultats obtenus, le modèle de véhicule (avec ses sous-modèles) est validé et utilisé pour la deuxième étape de détection de limite.

B.1.VI. CONCLUSION

Dans ce chapitre; le modèle de véhicule premier outil nécessaire à l'étude est développé. Son comportement face aux sollicitations externes démontre les limites ou « la dangerosité » de certains paramètres.

La modélisation du comportement de véhicule dans un virage a nécessité de tenir compte des caractéristiques géométriques du virage dans la l'écriture des équations de la dynamique du véhicule. Par soucis de simplicité des hypothèses ont été formulées.

Le modèle développé est un modèle à 14 degrés de liberté, ses comportements en longitudinal, latéral et vertical sont validés dans différents types de sollicitations. La comparaison avec le simulateur professionnel de dynamique de véhicule « Callas » ; simulateur dont le modèle de véhicule peut atteindre à plus de cinquante degrés de liberté a montré une bonne corrélation.

Comparés à Callas les fonctionnements des sous-modèles « suspension et caisse » ont montré des réponses satisfaisantes.

Les développements du sous-modèle de contact pneumatique/chaussée ainsi que sa validation sont présentés dans le prochain chapitre. La connaissance des efforts de contact et l'utilisation du modèle de contact « Coulomb » représente le deuxième outil nécessaire à l'étude.

CHAPITRE 2 : LA MODÉLISATION DU CONTACT PNEUMATIQUE

/CHAUSSÉE

B.2.I. INTRODUCTION

Ce sont les forces de contact pneumatique/chaussée qui permettent au véhicule d'avancer, de freiner et de « tenir la route ». Il est important pour une modélisation correcte et réaliste du comportement dynamique du véhicule d'étudier, de comprendre et de modéliser d'une façon détaillée ces efforts.

Dans le cadre de cette étude, une partie importante du travail est consacrée à la modélisation du contact pneumatique/chaussée. Les modèles existants dans la littérature ont été étudiés ; quelques modèles ont été analysés et comparés et pour répondre aux besoins de l'étude de modélisation simple, un modèle de contact basé sur la loi de contact de Coulomb est développé.

La première partie du chapitre est consacrée à l'étude du comportement du pneumatique. En effet, le pneumatique est le seul corps en contact direct avec la surface de la route et la majorité des efforts appliqués sur le véhicule sont transmis à travers cet élément. Un état de l'art sur les modèles de contact pneumatique/chaussée est exposé. Le comportement de certains modèles a permis de comprendre certains phénomènes liés au contact pneumatique/chaussée. Une étude comparative entre le modèle de Pacejka et le modèle de Guo est présentée. Les résultats de cette comparaison ont montré que malgré la différence de principes, de paramètres utilisés et d'hypothèses sur lesquelles les deux modèles sont conçus, le comportement reste le même. Ceci a amené le choix d'une modélisation plus simple et avec peu de paramètres qui se fonde sur la loi de frottement de Coulomb.

Dans la deuxième partie, la modélisation du contact pneumatique/chaussée par la loi de Coulomb est présentée. La loi de frottement de Coulomb définit le contact entre deux corps : la roue et le sol dans ce cas. La méthode qui est appliquée à la modélisation du contact pneumatique/chaussée est détaillée dans cette partie. Avec la loi de Coulomb, on ne sait pas, à l'instant t , à priori, s'il y'a roulement avec glissement ou sans glissement de la roue; un algorithme « test », permet par un raisonnement logique de détecter en quelle situation la roue se trouve, selon les conditions d'existence de chaque « état », selon le diagramme de Coulomb et selon les conditions aux limites.

Dans la dernière partie, les résultats de simulations obtenus par le modèle de Coulomb sont exposés. Ils sont comparés aux résultats donnés par le logiciel « Callas ».

B.2.II. GENERALITES SUR LE CONTACT PNEUMATIQUE/CHAUSSÉE

Le pneumatique est l'élément d'interface entre le véhicule et la route. Sa capacité à transmettre les efforts est primordiale pour une bonne tenue de route. Ses qualités d'amortissement constituent également un premier dispositif d'isolation vibratoire vis-à-vis des sollicitations engendrées par la route [85].

En fonctionnement, un pneumatique est soumis à plusieurs types d'efforts (figure 2.1) :

- F_x : la force longitudinale développée entre la route et la roue suivant la direction X,
- F_y : la force latérale développée entre la route et la roue suivant la direction Y,
- F_z : la force normale sur la roue suivant la direction Z.

Un pneu est également soumis à trois moments, un autour de chaque axe :

- M_x : le moment de versement autour de l'axe X,
- M_y : le moment de résistance au roulement autour de l'axe Y,
- M_z : le moment d'auto-alignement autour de l'axe Z.

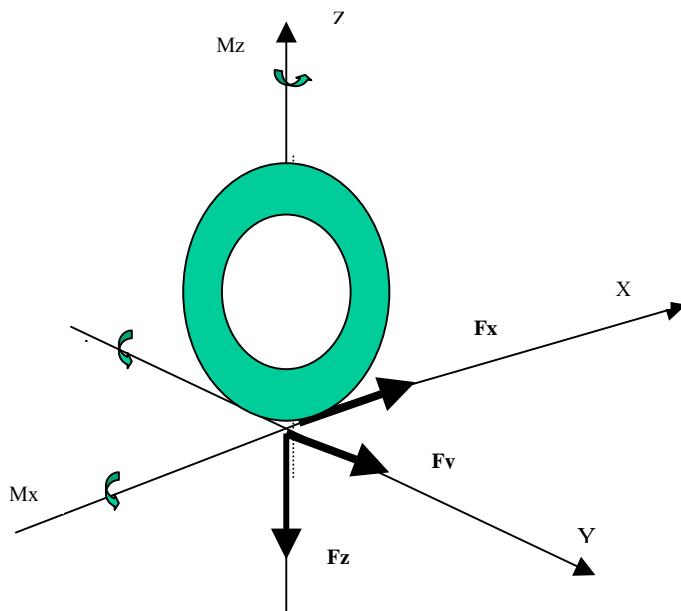


Figure 2.1 : Forces et moments sur une roue

Les deux variables principales qui caractérisent ces efforts et moments sont le glissement longitudinal et le glissement latéral.

B.2.II.1 Le comportement du pneumatique

B.2.II.1.1.Le comportement longitudinal

Le taux de glissement longitudinal influe sur le comportement longitudinal ; il se définit comme suit [61] :

Lorsqu'un couple moteur (accélération) est appliqué à une roue tournant sur une surface solide, une force de traction apparaît au niveau de la surface de contact de la roue avec la route. Cette surface, soumise aux efforts de compression est déformée, ce qui a pour effet d'augmenter son périmètre. Par conséquent le déplacement horizontal du point de contact entre la roue et la route devient plus lent. Ce phénomène appelé le glissement longitudinal est défini par l'équation suivante :

$$i_x = \frac{(r\omega - v_r)}{r\omega} \bullet 100\% \quad (2.1)$$

où

v_r est la vitesse linéaire de translation du point de contact entre la roue et la route,

ω la vitesse angulaire de rotation de la roue,

r le rayon de roulement lorsqu'une roue roule librement.

Les efforts longitudinaux sont directement liés au sens de la marche, à la distance parcourue, à la vitesse et à l'accélération. La principale grandeur physique de réglage de ces efforts est le glissement longitudinal [61].

En fonction du glissement longitudinal, la courbe de l'effort de contact longitudinal est caractérisée par le schéma de la figure(2.2) :

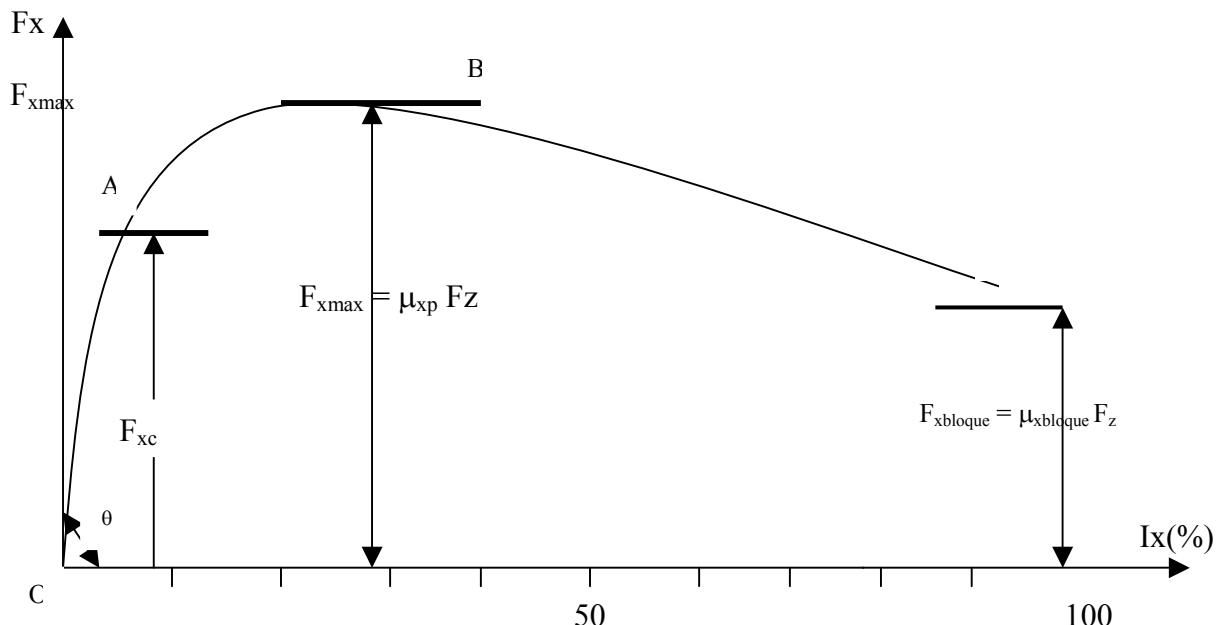


Figure 2.2 : Courbe d'effort longitudinal

Les zones importantes de la courbe sont :

La zone « 0A »: c'est la zone de « **pseudo-glissement** », dans cette zone où le conducteur mobilise les efforts de contact pneumatique/chaussée F_{xc} lors d'une conduite normale, la force peut être assimilée à la tangente à l'origine θ , θ est la raideur longitudinale du pneumatique.

La zone « AB »: c'est la zone de transition de « **pseudo-glissement à glissement** » : dans cette zone le véhicule est contrôlable et le pneumatique atteint son maximum de potentiel longitudinal $F_{x\max}$ associé à l'adhérence maximale $\mu_{x\max}$.

La zone « BC »: c'est la zone de « **glissement total** » ; la force de contact est saturée, quand le glissement devient total à 100%, la vitesse angulaire est nulle et la roue est bloquée. L'effort mobilisé est associé à une adhérence « $\mu_{xbloque}$ ».

B.2.II.1.2.Le comportement latéral

Le glissement latéral (la dérive) joue un rôle important dans le comportement latéral de la roue. Lors de l'amorce d'un virage, les forces qui interviennent sur la roue sont particulièrement importantes. Elles influencent directement le contrôle directionnel du véhicule.

L'angle de dérive :

Lorsqu'une roue en rotation est soumise à une force latérale F_s (figure 2.3), il apparaît que la surface de contact du pneumatique avec la route glisse selon une direction opposée à cette force. Cette force latérale peut être liée à une accélération latérale subie par le véhicule, par exemple, lors de l'action de virage. La déformation de la surface de contact crée un angle entre l'axe longitudinal de la roue et de la direction de son mouvement. Cet angle α , appelé angle de dérive du pneumatique est principalement dû aux propriétés élastiques du pneumatique suivant la direction latérale. Par réaction à ces déformations, le pneumatique développe une force latérale F_y qui est fonction de l'angle de dérive [61].

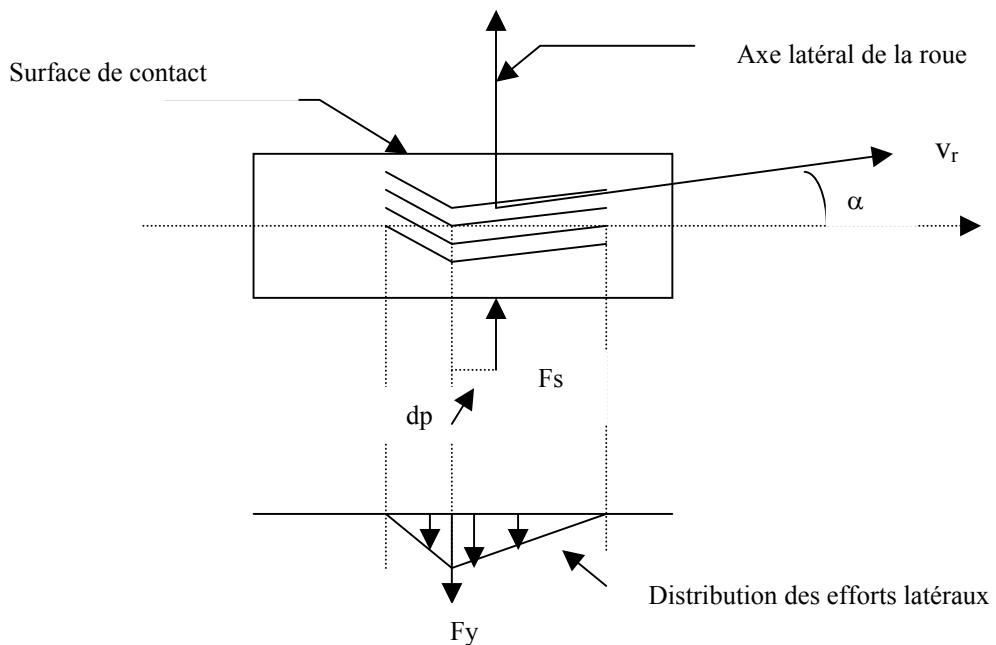


Figure 2.3 : déformation latérale du pneu lors de l'action de virage

La force latérale en fonction de la dérive :

Un diagramme d'effort similaire à la figure (2.2), donné en figure (2.4) régit le phénomène.

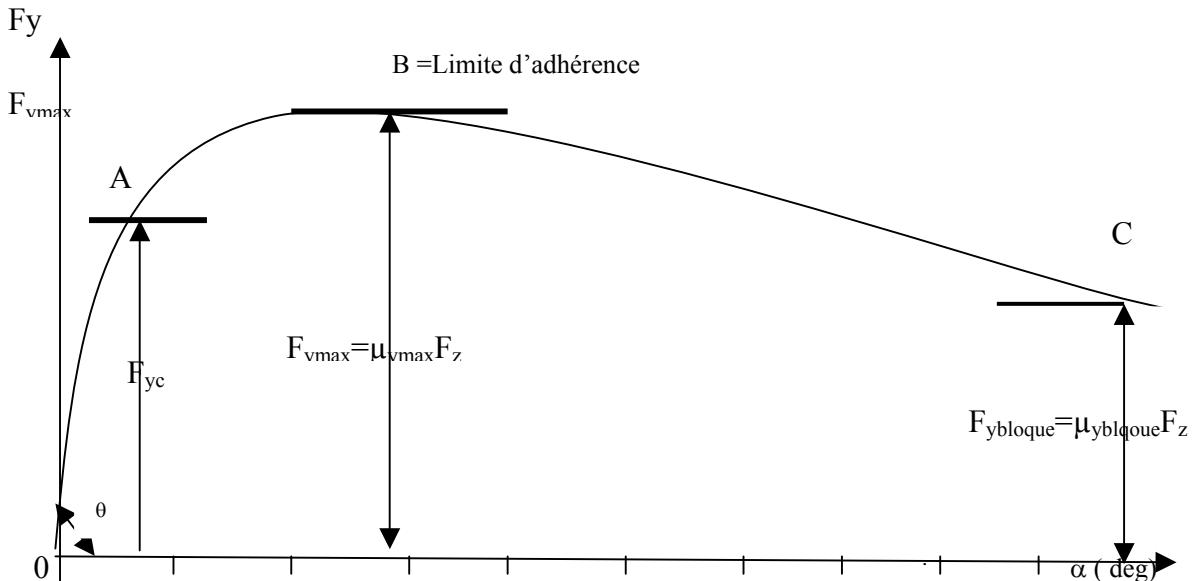


Figure 2.4 : Courbe d'effort latéral

Les zones importantes de la courbe sont, de manière similaire :

La zone « 0A »: c'est la zone de « **pseudo-glissement** », dans cette zone où le conducteur mobilise les efforts de contact latéral pneumatique/chaussée F_{yc} lors d'une conduite normale, la force peut être assimilée à la tangente à l'origine θ , θ est la raideur latérale du pneumatique.

La zone « AB »: c'est la zone de « **pseudo-glissement à glissement** » : dans cette zone le véhicule est contrôlable et le pneumatique atteint son maximum de potentiel latéral $F_{y\max}$ associé à l'adhérence maximale $\mu_{y\max}$.

La zone « BC »: c'est la zone de « **glissement total** » ; la force de contact est saturée, quand le glissement devient total à 100%, la vitesse angulaire est nulle et la roue est bloquée. L'effort mobilisé est associé à une adhérence notée « $\mu_{yb\text{ bloque}}$ ».

B.2.II.1.3. Le comportement dynamique couplé : latéral - Longitudinal

Lorsqu'un pneumatique est soumis à des forces latérales et longitudinales simultanément, la force longitudinale tend à réduire la force latérale et inversement. La diminution de telles forces est due, d'une part, à la diminution des propriétés élastiques du pneumatique suivant les deux directions (raideur longitudinale et raideur latérale) et d'autre part, à la diminution des propriétés d'adhérence suivant les deux directions (coefficient d'adhérence longitudinal et coefficient d'adhérence latérale).

Glissement latéral et glissement longitudinal :

Dans le cas où l'on tient compte du comportement couplé, le glissement latéral et le glissement longitudinal se définissent comme suit:

Le glissement longitudinal est donné par l'expression suivante :

$$i_x = \frac{r\omega - v_r \cos \alpha}{r\omega} \quad (2.2)$$

$v_r \cos \alpha$ est la composante de la vitesse de translation du point de contact v_r suivant l'axe longitudinal de la roue.

Le glissement latéral, défini comme le rapport entre la composante de la vitesse de translation du point de contact v_r suivant l'axe latéral de la roue et la vitesse de la roue $r\omega$, est donné par l'expression suivante :

$$i_y = \frac{v_r \sin \alpha}{r\omega} \quad (2.3)$$

Ainsi un glissement résultant peut être défini suivant la direction de l'angle de dérive α donné par :

$$i = \sqrt{i_x^2 + i_y^2}$$

L'ellipse d'adhérence est définie selon le schéma donné en figure(3.5):

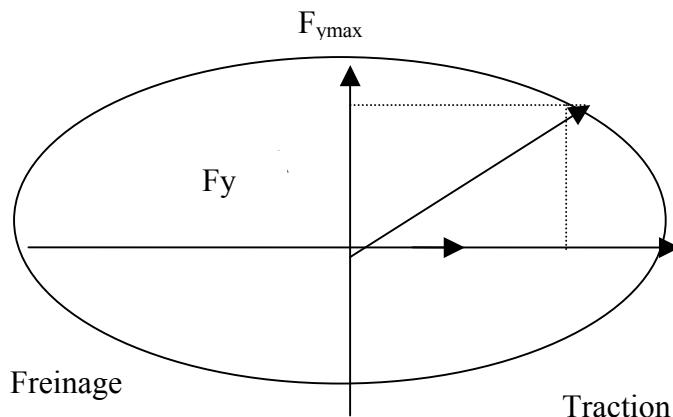


Figure 2.5 : Ellipse d'adhérence

B.2.II.2. Les modèles de contact pneumatique/chaussée

La problématique de la modélisation de la force de contact pneumatique/chaussée est d'une grande importance pour l'industrie automobile. Les chercheurs et les constructeurs automobiles se sont intéressés à cet aspect. La littérature est riche en études sur le sujet, nous pouvons citer les travaux de Svendenius [86-87], Gafvert [88], Viellera [94], Basset [89], Stephan [90]...etc.

Il existe plusieurs types de modèles de contact pneumatique/chaussée, tout dépend du domaine d'utilisation et de la précision requise pour les simulations. Ils sont différents en :

1. Méthode de calcul :
 - a. **Analytique** tel que : Dugoff [91], Gim [92], Kienck [93], Guo [95-96-97],
 - b. **Empirique** tel que : Pacejka [98],
2. Dynamique ou statique: LuGre [66],
3. Complexité de calcul,
4. Hypothèses et nombre de paramètres à identifier.

Trois modèles de contact pneumatique/chaussée récemment développés, nous ont intéressés et ont servi de base de comparaison : le modèle dynamique de LuGre, le modèle semi-empirique de Guo et la formule de Pacejka.

Nous rappelons rapidement les approches de LuGre, Guo et Pacejka et discutons ces modèles dans le but de construire un modèle simple.

Le modèle de Lure est le modèle le plus récent et qui s'approche le plus des caractéristiques internes du frottement du point de contact pneumatique/chaussée. Mais ce modèle s'avère complexe et nécessite la connaissance de certains paramètres liés à la structure du pneumatique dont seul le constructeur peut avoir la connaissance [99-100-101]

Une étude est consacrée au modèle de Guo qui est un modèle simple et facile à implémenter. Son comportement a été comparé à celui de la formule magique de Pacejka, qui est une formule purement expérimentale. Elle caractérise finement le comportement des forces de contact et met en évidence un nombre important de phénomènes ce qui fait qu'elle soit la plus utilisée par les industriels.

Le résultat de comparaison du modèle de Guo à la formule de Pacejka [120] ont inspiré le développement d'un modèle plus simple et avec moins de paramètres. Ce modèle se base sur les lois de contact de Coulomb.

B.2.II.2.1. Le modèle de LuGre

Le modèle de **LuGre** est le modèle le plus récent et le plus complet pour décrire des cas spéciaux de situations de frottement; il a été développé conjointement entre le département de contrôle et d'automatique de Lund en Suède et de Grenoble en France. Ce modèle dérive du modèle dynamique de frottement développé pour les problèmes de contact entre deux surfaces. La force de frottement est vue comme provenant de la déformation du ressort (poils) élastiques représentant le contact entre deux corps rigide et la surface de contact est divisés en poils infinitésimaux (figure 2.6) [99-100-101].

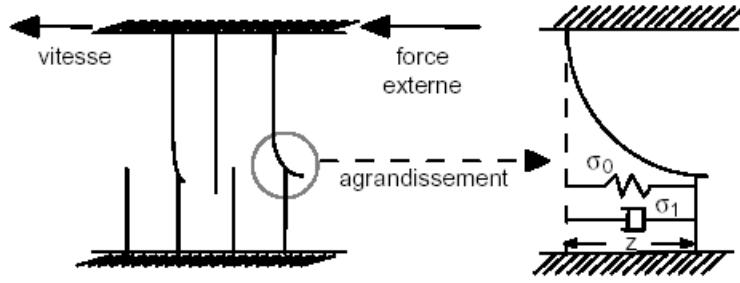


Figure 2.6 : Modélisation ressort amortisseur du modèle dynamique de frottement

Les équations du modèle d'effort de contact s'écrivent :

$$\begin{aligned}\dot{z} &= v - \sigma_0 \frac{|v|}{g(v)} z \\ g(v) &= F_c + (F_s - F_c) \exp\left(-\left(\frac{v}{v_s}\right)^2\right) \\ f_f &= \sigma_0 z + \sigma_1 \dot{z} + b_v v\end{aligned}$$

Où

- z correspond à un état interne représentant la déflexion du caoutchouc,
- v est la vitesse relative entre les deux surfaces,
- b_v est le coefficient de frottement visqueux,
- σ_0 peut être interprété comme un coefficient de raideur des déformations microscopiques,
- σ_1 correspond à un coefficient d'amortissement,
- F_c est la force de frottement de Coulomb,
- F_s est la force de frottement de stiction.

Le modèle de Lure présente plusieurs avantages liés à la mise en évidence de la vitesse, des caractéristiques de la surface et à sa définition en stationnaire et en transitoire. Mais reste un modèle complexe à mettre en œuvre car il nécessite la connaissance a priori de certains aspects liés aux raideurs du pneumatique dont seul le constructeur peut avoir la connaissance.

B.2.II.2.2.Le modèle de Guo

En se basant sur la déformation de la carcasse du pneu en longitudinal et en latéral Guo a développé un modèle semi-analytique « USES » (Modèle global semi-empirique pour l'état stationnaire) pour caractériser les réactions de contact pneumatique/chaussée. Il se base sur un concept d'état quasi-statique qui génère les forces et les moments dynamiques par rapport aux taux de glissement latéral et longitudinal [95-96-97].

L'expression générale de la formule normalisée de Guo est donnée par l'équation :

$$\overline{F} = 1 - \exp(-\phi - E_1 \phi^2 - (E_1^2 + 1/12) \phi^3) \quad (2.4)$$

\overline{F} peut être la force longitudinale normalisée en fonction du taux de glissement longitudinal normalisé ou la force latérale normalisée en fonction du taux de glissement latéral normalisé,
 ϕ est le taux de glissement normalisé,
 E_1 est un facteur de courbe à identifier.

Selon le mode de calcul, en longitudinal ou en latéral ces paramètres se calculent ;

le taux de glissement normalisé grâce à :

$$\phi_x = \frac{K_x S_x}{F_{mx}}, \phi_y = \frac{K_y S_y}{F_{my}}, \phi = \sqrt{\phi_x^2 + \phi_y^2} \quad (2.5)$$

avec

$$F_{mx} = \mu_x F_z \text{ et } F_{my} = \mu_y F_z$$

qui sont les potentiels extrêmes des forces F_x et F_y liées au coefficient de frottement μ_x, μ_y et à la charge verticale F_z .

K_x, K_y sont les rigidités de glissement.

Le facteur de courbe E_1 est défini en longitudinal ou en latéral en fonction de la charge verticale, il joue le rôle d'un facteur de courbe dont la valeur maximale est $1/2$ quand F_z est très grande et dont la valeur minimum est de $1/16$.

Les expressions de forces en longitudinal et en latéral s'écrivent :

La force latérale selon:

$$\begin{aligned} \overline{F}_y &= 1 - \exp(-\phi_y - E_1 \phi_y^2 - (E_1^2 + 1/12) \phi_y^3) \\ F_y &= \mu_y F_z \overline{F}_y \\ \phi_y &= \frac{K_y S_y}{\mu_y F_z} \end{aligned} \quad (2.6)$$

La force longitudinale selon :

$$\begin{aligned} \overline{F}_x &= 1 - \exp(-\phi_x - E_1 \phi_x^2 - (E_1^2 + 1/12) \phi_x^3) \\ F_x &= \mu_x F_z \overline{F}_x \\ \phi_x &= \frac{K_x S_x}{\mu_x F_z} \end{aligned} \quad (2.7)$$

Pour les simulations sous Matlab du modèle de « Guo », le choix des paramètres est fait par calage par rapport aux paramètres de la formule de référence de Pacejka comme cité précédemment.

Les coefficients d'adhérence μ_x et μ_y ainsi que les raideurs du pneumatique K_x et K_y sont ajustés par rapport aux courbes de Pacejka.

La chaussée est considérée humide, les coefficients d'adhérence valent $\mu_x = \mu_y = 0.8$.

Les figures (2.7-a) et (2.7-b) représentent le comportement de la force latérale en fonction de la dérive.

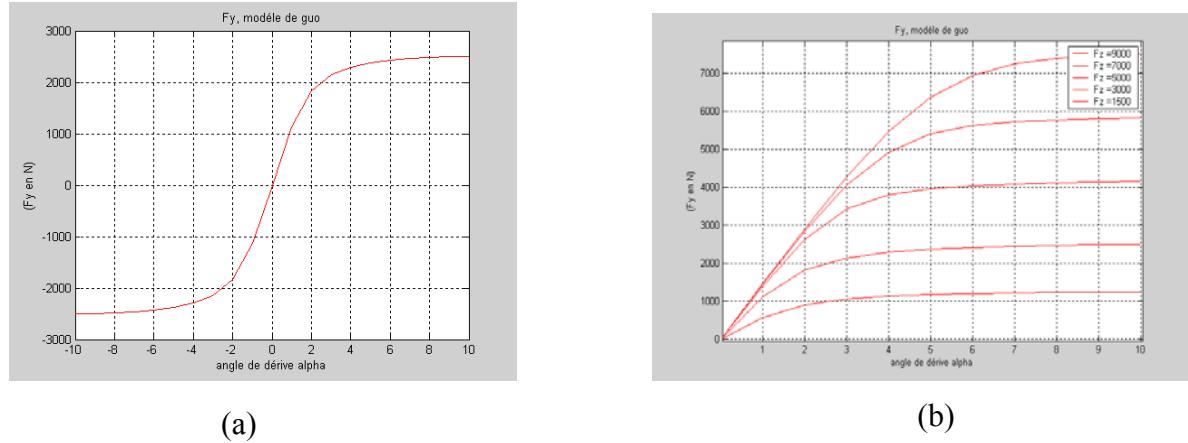


Figure 2.7 : La force latérale en fonction de la dérive

La figure (2.7-a) représente le comportement de la force latérale en fonction de l'angle de dérive, elle est obtenue pour une charge verticale de 3 000 N.

La figure (2.7-b) représente le comportement de la force latérale pour différentes valeurs de la charge verticale [1 500 N, 3 000 N, 5 000N, 7 000 N, 9 000 N] et toujours en fonction de l'angle de dérive.

Les figures (2.8-a) et (2.8-b) représentent la force longitudinale en fonction du taux de glissement.

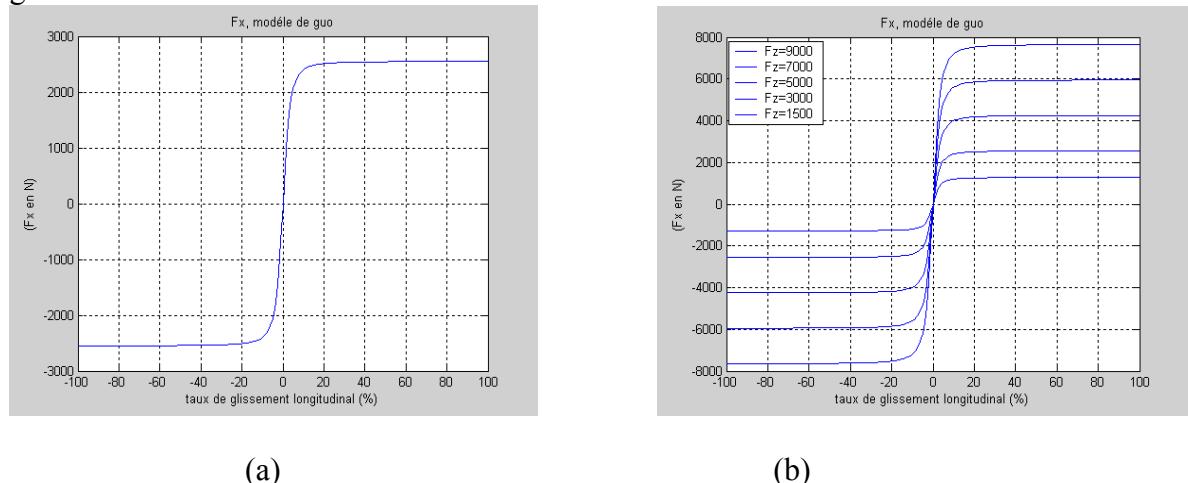


Figure 2.8 : La force longitudinale en fonction du taux de glissement

La figure (2.8-a) représente la force longitudinale en fonction du taux de glissement, elle est obtenue pour une charge verticale de 3 000 N.

La figure (2.8-b) représente la force longitudinale en fonction du taux de glissement pour différentes valeurs de la charge verticale [1 500 N, 3 000 N, 5 000N, 7 000 N, 9 000] .

Pour une charge de 3000 N et pour différentes valeurs d'angle de dérive [2 rad, 5 rad et 7 rad], le modèle couplé de Guo donne la courbe de la figure (2.9) qui représente la caractéristique du comportement couplé : latéral-longitudinal en fonction du glissement longitudinal.

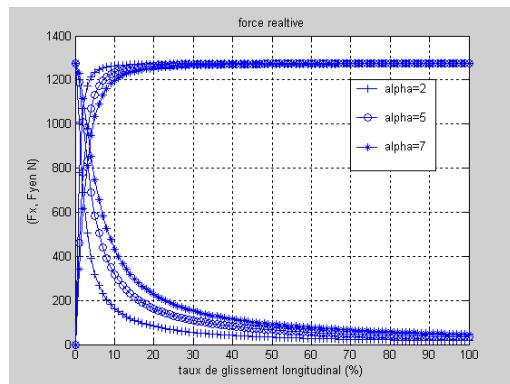


Figure 2.9 : La force longitudinale et force latérale en fonction du taux de glissement

Le modèle de Guo nécessite l'identification de certains paramètres, principalement le paramètre E_1 qui joue le rôle de facteur de courbes. C'est un modèle simple, facile à implémenter, avec un nombre de paramètre réduit (K_x , K_y , E_1 , F_z , μ_x , μ_y). L'allure de ses courbes d'efforts en mode longitudinal, latéral et en couplé et pour différentes charges normales est cohérente et correspond correctement au comportement d'un pneumatique.

B.2.II.2.3. La formule de Pacejka

Le modèle de Pacejka est issu d'une identification paramétrique à partir de données expérimentales. Pacejka propose une modélisation des efforts de contact pneumatique/chaussée, longitudinaux et latéraux ainsi que du moment d'auto-alignement par une formule appelée « la formule magique de Pacejka [98] :

L'expression générale de la formule est donnée par l'équation :

$$\begin{aligned} X &= x + Sh && (2.9) \\ F(x) &= y(X) + Sv \\ Y(X) &= D \sin(C \tan^{-1}(Bx - E(Bx - \tan^{-1}(Bx)))) \end{aligned}$$

$Y(x)$ peut être la force longitudinale en fonction du taux de glissement longitudinal, la force latérale en fonction de l'angle de dérive ou le moment d'auto-alignement en fonction de l'angle de dérive.

Les paramètres B, C, D, E, S_h et S_v sont des macro coefficients dont la valeur dépend de la force normale appliquée au pneumatique, l'angle de carrossage, des caractéristiques du pneumatique et du mode étudié. Ils ont une signification physique [37] :

- B est un coefficient de raideur,
- C un facteur de forme,
- D la valeur maximale de l'effort,
- E est un facteur de courbe,
- S_v est un décalage à l'origine, en vertical,
- S_h est un décalage à l'origine en horizontal,

Selon le mode de calcul, en longitudinal ou en latéral ces paramètres s'obtiennent :

pour le mode latéral grâce à:

$D = \mu_{ym} F_N$
$\mu_{ym} = a_1 F_N + a_2$
$BCD = a_3 \sin(2 \tan^{-1}(\frac{F_N}{a_4})) (1 - a_5 \ \gamma\)$
$C = a_0$
$E = a_6 F_N + a_7$
$B = BCD / CD$
$S_h = a_8 \gamma + a_9 F_N + a_{10}$
$S_v = a_{11} \gamma F_N + a_{12} F_N + a_{13}$

pour le mode longitudinal avec:

$D = \mu_{xm} F_N$
$\mu_{ym} = b_1 F_N + b_2$
$BCD = (b_3 F_N^2 + b_4 F_N) \exp(-b_5 F_N)$
$C = b_0$
$E = b_6 F_N^2 + b_7 F_N + b_8$
$B = BCD / CD$
$S_h = b_9 F_N + b_{10}$
$S_v = 0$

A partir d'une campagne d'essais Michelin [102] où les paramètres de la formule de Pacejka (15 paramètres en latéral et 28 en longitudinale) sont fournis pour un pneumatique Michelin, la formule programmée et simulée donne les courbes suivantes (figure 2.10) et (figure 2.11) :

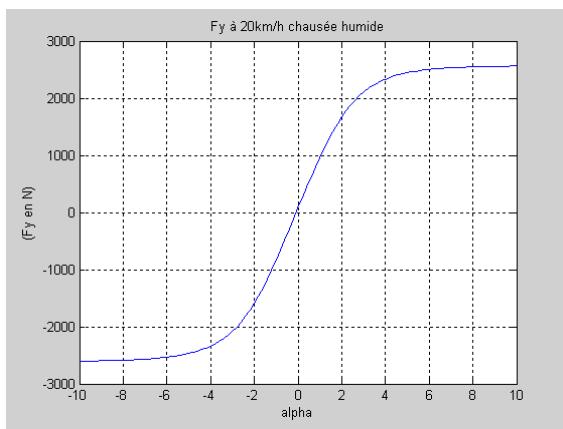


Figure 2.10 : L'effort latéral de Pacejka

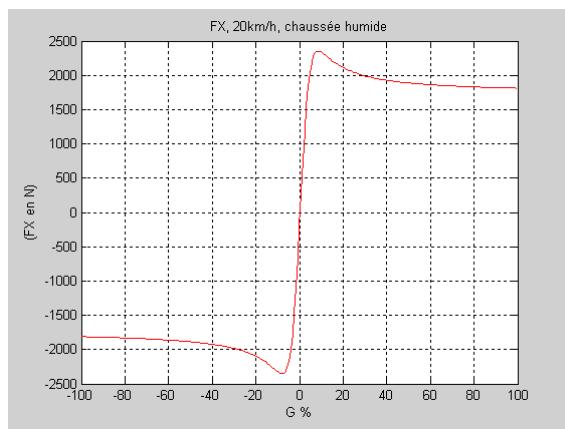


Figure 2.11: L'effort longitudinal de Pacejka

Les courbes d'effort latéral (figure 2.10) et longitudinal (figure 2.11) sont obtenues pour sur une chaussée humide $\mu = 0.8$ et une charges verticales $F_z = 3\ 000\text{N}$.

B.2.II.2.4. La comparaison du modèle de contact de Guo à la formule de Pacejka

Dans le cadre d'un travail de collaboration entre le LCPC et le laboratoire de robotique de Versailles LRV, sur l'étude comparative des modèles de contact pneumatique/chaussée, nous avons comparé le modèle de Guo à la formule « la formule de Pacejka ».

Pour comparer les deux modèles, il a été nécessaire de caler le modèle de Guo par rapport à la formule de Pacejka. Sous les mêmes conditions de chaussé humide $\mu=0.8$ et de charge verticale $F_z = 3\ 000\text{ N}$. La comparaison des courbes données par le modèle de Guo avec celles issues de la formule magique sont obtenues (figures 2.12 et 2.13). Les simulations avec Matlab donnent les courbes suivantes :

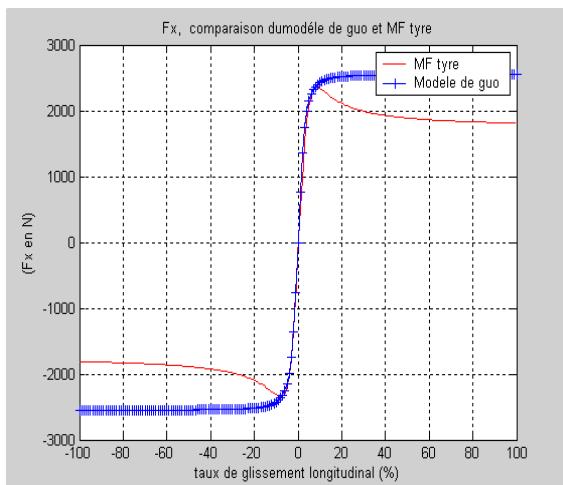


Figure 2.12 : la force latérale Guo/ Pacejka

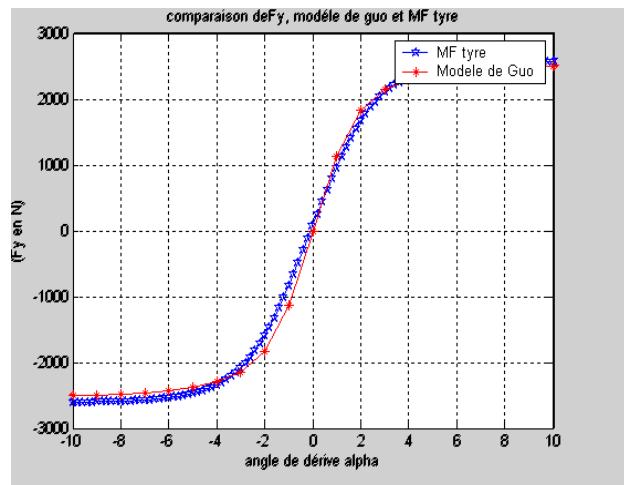


Figure 2.13 : la force longitudinale Guo/Pacejka

La figure (2.12) représente la comparaison en mode latéral. En fonction de l'angle de dérive, les deux courbes se superposent parfaitement

La figure (2.13) représente la comparaison en mode longitudinal. Sur cette courbe on voit une bonne superposition dans la partie adhérence ou le glissement est inférieur 15%. Par contre pour des grandes valeurs de glissement, les deux modèles se comportent différemment, ceci est dû d'une part au fait que le modèle « USES » de Guo ne modélise que le cas quasi-statique (sous de faibles sollicitations) et d'autre part au fait que la formule de Pacejka tient compte de différents phénomènes liés au contact.

Par cette comparaison, on constate que sous de faibles sollicitations, les deux modèles se comportent de la même façon alors que les deux nécessitent l'identification d'un nombre de paramètres assez grand. Nous faisons l'hypothèse que pour traiter une dynamique simplifiée du véhicule, un modèle rustique résumant la plage linéaire puis la plage saturée de ces modèles peut suffire. Au vu de ces résultats et par soucis de simplicité et gain de temps, un modèle simple avec moins de paramètres a été développé pour les besoins de l'étude, ce modèle se base sur les propriétés du frottement de Coulomb.

B.2.III. MODELISATION DU CONTACT PNEUMATIQUE/CHAUSSÉE PAR LA LOI DE COULOMB

La méthode choisie pour développer le modèle de contact est basée sur les lois de frottement de « Coulomb ».

B.2.III.1. Généralités sur les lois de contact entre solide

Le frottement est la relation qui existe entre les efforts tangentiels (forces de frottement) sur la zone de contact et le mouvement tangentiel relatif des deux corps (glissement). Les phénomènes physiques à faire apparaître dans une loi de frottement sont l'existence d'un seuil d'effort en dessous duquel aucun glissement n'est possible et une éventuelle dépendance de ce seuil à l'intensité des efforts normaux. Par ailleurs le déplacement de glissement semble irréversible ce qui pousse à imaginer, pour les lois de frottement, des relations entre les forces de frottement et la vitesse de glissement. Pour définir les lois de frottement, on définit le glissement et la vitesse de glissement.

A chaque phénomène physique, il peut correspondre un type de frottement : le frottement visqueux, le frottement statique, le frottement de Stribeck et le frottement de Coulomb [103]. Dans notre travail nous nous intéressons au frottement de Coulomb.

B.2.III.2. La loi de Coulomb

Le frottement de Coulomb est le plus ancien modèle de description des frottements, il date de 1758. Il exprime que le frottement mutuellement exercé par deux surfaces en contact animées l'un par rapport à l'autre d'un mouvement tangent est parallèle, de sens opposé à la vitesse de glissement \vec{U} entre les deux surfaces et de norme F_T qui est inférieure ou égale au coefficient de frottement μ multiplié par l'effort normal F_N . L'expression mathématique de cette loi est :

$$\begin{cases} \|\vec{F}_T\| \leq \mu \|\vec{F}_N\|, \\ \begin{cases} \|\vec{F}_T\| < \mu \|\vec{F}_N\| \Rightarrow \vec{U} = 0 \Rightarrow \text{Adhérence} \\ \|\vec{F}_T\| = -\mu \|\vec{F}_N\| \frac{\vec{U}}{\|\vec{U}\|} \Rightarrow \vec{U} \neq 0 \Rightarrow \text{Glissement} \end{cases} \end{cases} \quad (2.10)$$

Certains modèles distinguent d'ailleurs des coefficients de frottement statique ou dynamique que nous supposons confondus dans notre approche [112].

B.2.III.2.1. Représentation graphique de la loi de Coulomb

Dans le simple cas où $\vec{F}_T + \vec{F}_N$ évolue dans un plan, les composantes de la réaction \vec{F}_T du contact unilatéral de Coulomb peuvent être représentées sous la forme du graphe présenté par la figure (2.14) :

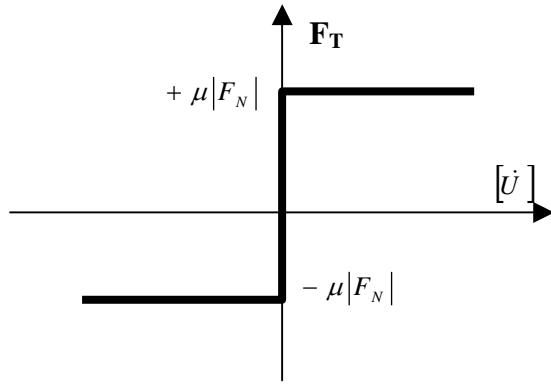


Figure 2.14 : Présentation graphique du frottement de Coulomb

Nous allons profiter de l'expression simple du problème dans un tel cadre pour exposer les formalismes permettant de résoudre le problème obtenu.

Pour simplifier, et par analogie, considérons une masse m posée sur un support évoluant en dynamique horizontalement :

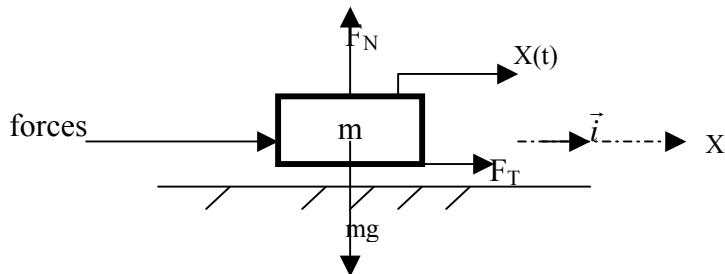


Figure 2.15 : Système analogue

Le problème de dynamique s'écrit :

$$\begin{cases} m \frac{d^2x}{dt^2} = f(t) - F_T, \quad \vec{F}_T = F_T \vec{i} \\ \vec{F}_N = mg \end{cases} \quad (2.11)$$

avec $f(t)$ désignant un jeu de forces exercées sur m , F_T la force de frottement tangentiel, F_N la force normale (supposée constante ici), si l'on n'examine pas de dynamique verticale, aucun effort autre que le poids n'étant supposé agir sur m . Il existe alors deux façons de formuler le problème et par la de le traiter, ou bien on fait de F_T une inconnue et on choisit l'approche de type Moreau [106][108], ou bien on choisit d'inclure l'information apportée par le modèle de Coulomb telle qu'elle vient d'être expliquée. Nous privilégions cette approche, qui nécessite de modifier légèrement le formalisme employé pour l'équation 11 ; En effet, pour décrire l'équilibre dynamique, en accord avec la figure (2.15), il faut formuler (11) comme une inclusion différentielle :

$$m \frac{d^2x}{dt^2} + \mu F_N \sigma(\dot{x}(t)) \ni f(t) \quad (2.12)$$

ou σ désigne le graphe du signe :

$$\begin{cases} \sigma(z) = \{-1\} \text{ si } z < 0 \\ \sigma(z) = [-1,1] \text{ si } z = 0 \\ \sigma(z) = \{1\} \text{ si } z > 0 \end{cases}$$

et $\mu F_N \sigma(z)$ renvoyant en fait le graphe de la figure (2.15).

Ce type d'inclusion différentielle ne diffère d'une équation différentielle classique que par le caractère multivoque de ce graphe. Le cas difficile correspond dans ce modèle, simple et pédagogique, au cas où $\dot{x}(t)$ s'annule : alors l'inclusion différentielle permet de traduire l'immobilité de la masse soumise à une force $f(t)$ mais équilibrée par une réaction $F_T = \mu F_N \times z$ avec $z \in [-1,1]$, sans que l'effort $f(t)$ soit suffisant pour faire repartir la masse m .

Le graphe du signe est une généralisation, d'une fonction croissante. Il existe de nombreux travaux mathématiques (depuis H.Brezis 1973 [109], Schatzman 1978 [110]) permettant de traiter les inclusions différentielles du point de vue de l'existence et de l'unicité des solutions dans le cadre déterministes [112] ou stochastique [113]. Ils utilisent la notion de graphes maximaux monotones qui généralisent la notion de fonction croissante. Il est possible de construire correctement d'un point de vue mathématique des schémas numériques : Expliquons le principe sur notre exemple simple.

Réécrivons le problème (12) sous la forme d'un problème d'ordre 1 :

$$\begin{cases} \frac{dx}{dt}(t) = y(t) \\ \frac{dy}{dt} + \frac{\mu}{m} F \sigma(y(t)) \ni f(t) \end{cases} \quad (2.13)$$

On construit alors un schéma de type Euler implicite de la manière suivante : on discrétise pour simplifier le temps en posant : $t_0 = 0, t_n = nh, n = 0, 1, 2, \dots$

$h > 0$ est le pas de discréétisation en temps,

On note $y_n, x_n, y_{n+1}, x_{n+1}$ des approximations des déplacements et vitesses exactes $y(t_n), x(t_n), y(t_{n+1}), x(t_{n+1})$.

Le schéma d'Euler :

$$\begin{cases} \frac{x_{n+1} - x_n}{h} = y_n \\ \frac{y_{n+1} - y_n}{h} + \frac{\mu}{m} F_N \sigma(y_{n+1}) = f(t_{n+1}) \end{cases} \quad (2.14)$$

va permettre de calculer (x_{n+1}, y_{n+1}) en fonction de x_n, y_n et des paramètres du problème en supposant ce qui est le cas en pratique que $f(t_{n+1})$ est calculable et donc connu. L'obtention

de y_{n+1} qui représente la difficulté du problème est obtenue grâce à la seconde équation de (2.14) qui se réécrit $(Id_R + \lambda\sigma)(y_{n+1}) = y_n + hy(t_{n+1})$ avec $\lambda = \frac{\mu}{m} F_N h > 0$ et petit (avec h)

Or une propriété générale des graphes maximaux monotones garantit l'inversion du graphe $Id_R + \lambda\sigma$. Ainsi la formule :

$$y_{n+1} = [Id_R + \lambda\sigma]^{-1}(y_n + hf(t_{n+1}))$$

permet grâce à une fonction biunivoque $[Id_R + \lambda\sigma]^{-1}$ le calcul de y_{n+1} .

Ce que nous résumons ici sur un exemple simple peut se formaliser pour des problèmes plus généraux de type :

$$X(t) + A(X(t) + F(t, X(t))) \ni 0$$

avec A graphe maximal monotone, X une fonction vectorielle du temps à valeur dans R^m , F une fonction du temps et de X régulière mathématiquement (continue, dérivable..etc) et Lipchitzienne (gérée par la théorie usuelle des équations différentielles ordinaires).

Le résultat mathématique général est donné par le théorème suivant :

Théorème :

Soit $(H, (\cdot, \cdot), \| \cdot \|)$ un espace de Hilbert

A est un opérateur multivoque maximal monotone (à valeur dans H) de domaine de définition $D(A) \neq \emptyset$

Soit f une fonction de $[0, T] \times R^m$ sur H telle que :

$$\begin{aligned} \exists L \geq 0, \forall t \in [0, T], \forall x_1, x_2 \in H, \|f(t, x_1) - f(t, x_2)\| &\leq L \|x_1 - x_2\| \\ \forall R \geq 0, \sup \left\{ \left\| \frac{\partial f}{\partial t}(\cdot, v) \right\|_{L^2(0, T, H)} : \|v\|_{L^2(0, T, H)} \leq R \right\} &< +\infty \end{aligned}$$

$$\exists z \in A(u_0) : f(0, u_0) - z \in H$$

$$\forall x \in H, f(\cdot, x) \in L^2(0, T, H)$$

Nous prendrons $H = R^m$, avec le produit scalaire usuel et la norme induite usuelle pour nos modèles

$$\exists u \in W^{1,1}(0, T, H) tq :$$

$$Alors : \dot{u}(t) + A(u(t)) + f(t, u(t)) \ni 0$$

$$u(0) = u_0$$

La construction du schéma s'effectue selon :

$$\frac{X_{n+1} - X_n}{h} + A(X_{n+1}) + F(t_n, X_n) = 0$$

et de nouveau :

$$(Id_R + hA)(X_{n+1}) = X_n + hF(t_n, X_n)$$

est inversible (le calcul effectif dans un cas très général, peut être d'une difficulté importante) de sorte que formellement :

$$X_{n+1} = (Id_{R^m} + hA)^{-1}(X_n + hF(t_n, X_n)),$$

Si A correspond à un graphe maximal dérivant d'un potentiel convexe, il est possible de montrer la convergence du schéma d'Euler implicite vers la solution exacte avec un ordre en 0 (h) dans un contexte déterministe [112] ou stochastique [113].

Ce schéma sera détaillé plus loin dans un cas simple, fournissant une expression explicite de l'inverse du graphe.

B.2.III.2.2. Le cône de frottement de Coulomb

Le lieu géométrique de vecteur force de contact peut être tracé sous la forme d'un cône en 2D (figure 2.15) ou 3D (figure 2.16) appelé « Cône de Coulomb ». Si la force de réaction de contact est à l'intérieur du cône (bord exclus), alors il y a adhérence au niveau du contact. Sinon la force de réaction appartient au bord du cône et il y a glissement. La loi de frottement de Coulomb nous indique que la force tangente est incluse dans le cône. La base du cône part du point de contact, s'élargit dans la direction de la normale au contact et a un angle entre le bord et la normale de μ .

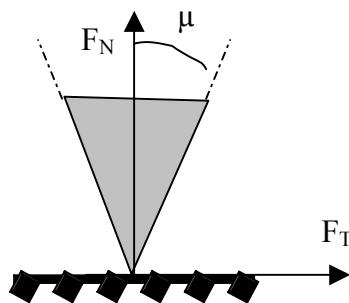


Figure 2.16 : Le cône de Coulomb en 2 D

Pour le cône en 3D (figure 2.17), l'espace tangent est de dimensions 2 (deux directions X et Y), le vecteur force de contact tangent est la résultante des deux forces de contact tangent dans les directions. F_T résultant s'écrit :

$$F_T = \|\vec{F}_T\| = \sqrt{{F_{Tx}}^2 + {F_{Ty}}^2} \quad (2.16)$$

et dans ce cas ; la loi s'écrit :

(2.17)

$$\sqrt{F_{Tx}^2 + F_{Ty}^2} \leq \mu F_N$$

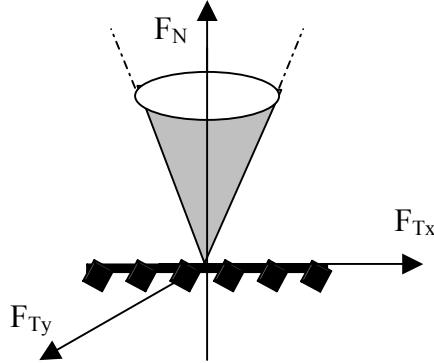


Figure 2.17 : Le cône de Coulomb en 3 D

B.2.III.2.3. Résolutions associées au frottement de Coulomb

La gestion de contact et frottement dans les simulations est un thème de recherche très actif. Le problème d'existence et d'unicité de solution du frottement de Coulomb a fait l'objet de nombreuses recherches [104].

Résolution numérique de la loi de Coulomb:

Pour la résolution des lois dynamiques, il existe deux grandes catégories de méthodes d'intégrations : les méthodes explicites et les méthodes implicites.

Les méthodes explicites utilisent, pour le temps courant, une estimation du mouvement courant à partir des pas précédents. Quelques exemples de méthodes explicites[105]:

- Euler implicites : $X_{t+\Delta t} = X_t + \Delta t f(X_t, t)$, avec $\dot{X}_t = f(X_t, t)$
- Adam d'ordre 2 : $X_{t+\Delta t} = X_t + \Delta t f(X_t, t) + \frac{\Delta t^2}{2} g(X_t, \dot{X}_t, t)$ avec $\ddot{X}_t = g(X_t, \dot{X}_t, t)$ (2.18)
- Runge-Kutta d'ordre 2 : $X_{t+\Delta t} = X_t + \Delta t f(\tilde{X}_{t+\frac{\Delta t}{2}}, t + \frac{\Delta t}{2})$ avec $\tilde{X}_{t+\frac{\Delta t}{2}} = X_t + \frac{\Delta t}{2} f(X_t, t)$.

Les méthodes implicites à l'inverse des méthodes explicites utilisent le mouvement trouvé à la fin du pas de temps ou estiment le mouvement courant à partir du mouvement final. Quelques exemples de méthodes implicites :

- Euler implicite : $X_{t+\Delta t} = X_t + \Delta t f(X_{t+\Delta t}, t + \Delta t)$,
- θ -méthode : $X_{t+\Delta t} = X_t + \theta \Delta t f(X_{t+\Delta t}, t + \Delta t) + (1 - \theta) \Delta t f(X_t, t)$, (2.19)

Avec la loi de Coulomb, comme nous l'avons cité précédemment, nous n'avons pas la connaissance à l'instant t , de la force tangentielle et de la vitesse de glissement, d'où

l'utilisation d'une méthode implicite, et un schéma spécifique indiqué. Détaillons maintenant cet algorithme.

B.2.III.2.4. L'Algorithme de résolution

Dans le cas d'un Coulomb 2D, il est possible de définir une relation linéaire entre la force et la vitesse de glissement :

$$\dot{U} = AF_T + B \quad (2.20)$$

La loi de frottement de Coulomb en 2D décrite dans l'équation (X), peut se formuler à l'aide de 3 états possibles du mouvement :

$$\begin{cases} \dot{U} = 0 \Rightarrow |F_T| \leq \mu F_N \text{(Adhérence)} \\ \dot{U} < 0 \Rightarrow F_T = -\mu F_N \text{(Frottement glissant vers l'arrière)} \\ \dot{U} > 0 \Rightarrow F_T = +\mu F_N \text{(Frottement glissant vers l'avant)} \end{cases} \quad (2.21)$$

Pour un cas uni-contact, il est possible de chercher la solution est testant simplement dans lesquels des 3 cas on se trouve ; l'algorithme suivant clarifie le test. Les paramètres A et B sont en fonction de la dynamique du véhicule et de la roue.

Données : A,B (f(Vx,C_m,ω,R,M))

Résultats: Solution (F_T,V_r)

$$F_T^{test} = \frac{-A}{B}$$

Si $F_T^{test} < \mu F_N$ **Alors**

$$F_T = F_T^{test}$$

Sinon

$$F_T^{test} = \mu F_N$$

$$V_r^{test} = A + BF_T^{test}$$

Si $V_r^{test} > 0$ **Alors**

$$F_T = \mu F_N$$

Sinon

$$F_T = -\mu F_N$$

Fin

Fin

Dans le cas 3D, l'algorithme s'adapte selon le même principe, nous omettons les détails des calculs pour ne pas alourdir le propos.

B.2.III.3.Application de la loi de Coulomb à la modélisation du contact pneumatique/chaussée

La modélisation de Coulomb figure parmi les premières présentations du contact pneumatique/chaussée, et ceci pour trois raisons principales [80] :

1. Elle était disponible dans les connaissances de base de la mécanique,
2. Les premières voitures étaient équipées de roues rigides,
3. La non disponibilité de modélisation correcte du comportement du pneumatique.

Dans ce travail, nous appliquons la définition générale de la loi de Coulomb à la modélisation du contact pneumatique/chaussée. En effet, nous traitons un cas de frottement entre deux corps qui sont la roue et le sol. Quand la roue se déplace sur ce sol, il se crée un glissement au niveau du point de contact roue/sol ; et en fonction de la variation de la vitesse relative V_r de glissement en ce point, la roue peut adhérer ou glisser. Donc, deux cas peuvent se présenter :

- Si la vitesse de glissement V_r est nulle, on dit que la roue roule sans glisser. Dans ce cas la loi de coulomb nous informe que la résultante des forces de contact tangentielle F_T est strictement inférieure au produit du coefficient d'adhérence max (μ_{\max}) par la force normale F_N :

$$F_T < \mu_{\max} F_N \quad (2.22)$$

- Si la vitesse de glissement V_r entre la roue et le sol est non-nulle, on dit que la roue glisse. Dans ce cas la loi s'énonce en deux points :

- La composante tangentielle F_T de la force de contact est opposée à la vitesse de glissement,
- Le module de la composante tangentielle est égal au produit μ_{\max} par la force normale F_N .

$$F_T = \mu_{\max} F_N \quad (2.23)$$

Modèle de la roue :

Le modèle de la roue de la figure (2.18), nous renseigne sur les entrées qui permettent l'écriture des équations de mouvement de la roue :

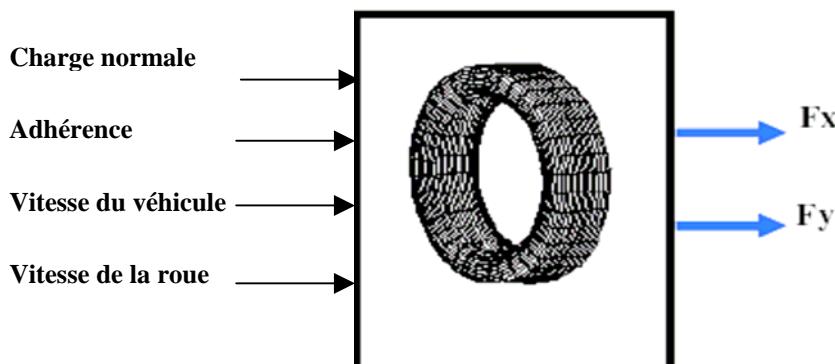


Figure 2.18 : Le schéma d'une roue

Les entrées du modèle :

- La vitesse du véhicule V_x et le couple moteur C_m ,
- La vitesse angulaire de rotation de la roue ω ,
- L'adhérence de la route μ ,
- La charge normale sur le pneumatique F_N .

Les sorties du modèle : la force longitudinale F_x et la force latérale F_y de contact.

A partir des lois de la dynamique de Newton, les équations de mouvement d'une roue s'écrivent :

$$\begin{aligned}\sum \text{Forces } / X : M \ddot{X} &\Rightarrow \overrightarrow{F_{Tx}} = M \ddot{X} \\ \sum \text{Forces } / Y : M \ddot{Y} &\Rightarrow \overrightarrow{F_{Ty}} = M \ddot{Y} \\ \sum \text{Moment } s : J_r \Omega &\Rightarrow C_m - R(\overrightarrow{F_x})\end{aligned}\tag{2.24}$$

avec

F_{Tx}, F_{Ty} les forces de réaction dans la direction longitudinale et latérale respectivement,

\ddot{X}, \ddot{Y} les accélérations longitudinale et transversale de la roue,

C_m le couple moteur,

J_r l'inertie de la roue,

M la masse sur la roue,

Ω l'accélération angulaire de la roue,

R le Rayon sous charge de la roue,

g l'accélération de la pesanteur.

La vitesse relative V_r a deux composantes, les vitesses relatives de glissement longitudinal V_{rx} et latérale V_{ry} qui se définissent :

$$\begin{aligned}\text{dans la direction X par : } V_{rx} &= V_x - R\omega, \\ \text{dans la direction Y par : } V_{ry} &= V_x \tan(\alpha),\end{aligned}\tag{2.25}$$

La vitesse relative résultante vaut en norme : $V_r = \sqrt{V_{rx}^2 + V_{ry}^2}$

Nous avons noté :

V_x, V_y respectivement la vitesse longitudinale et latérale du véhicule,

ω : vitesse angulaire de la roue,

α : l'angle de dérive.

La force de Coulomb :

Pour résoudre les équations de la roue à l'instant t , le nombre d'inconnues dépasse le nombre d'équations. La définition des lois de frottement de Coulomb fournit des relations supplémentaires entre la force et la vitesse de glissement et renseigne sur les seuils de ces forces, selon que nous considérons le mode longitudinal, latéral ou couplé :

$$F_T \leq \mu_{\max} F_N \operatorname{sign}(V_r) \quad (2.26)$$

μ_{\max} est le coefficient d'adhérence maximal résultant entre la roue et la chaussée associé à la force résultante F_T :

$$\begin{aligned}\mu_{\max} &= \sqrt{\mu_{x\max}^2 + \mu_{y\max}^2} \\ F_T &= \sqrt{F_{Tx}^2 + F_{Ty}^2}\end{aligned}\quad (2.27)$$

Les coefficients d'adhérence en longitudinal $\mu_{x\max}$ et en latéral $\mu_{y\max}$ sont associés respectivement aux forces de contact longitudinal et latéral F_{Tx} et F_{Ty} .

Résolution numérique des équations de la roue :

L'intégration des équations de la roue est faites par **une méthode d'Euler implicite** ou les réactions et les vitesses relatives sont inconnues à l'instant $(t + \Delta t)$. L'expression des réactions de contact en fonction des vitesses relatives de glissement donne lieu à une expression qui correspond à une équation de droite D dont les inconnues sont F_T et V_r .

Dans un cas général, la droite D s'écrit sous la forme suivante :

$$F_T(t + \Delta t) = A V_r(t + \Delta t) + B \quad (2.28)$$

Dans la direction longitudinale, elle s'écrit sous la forme :

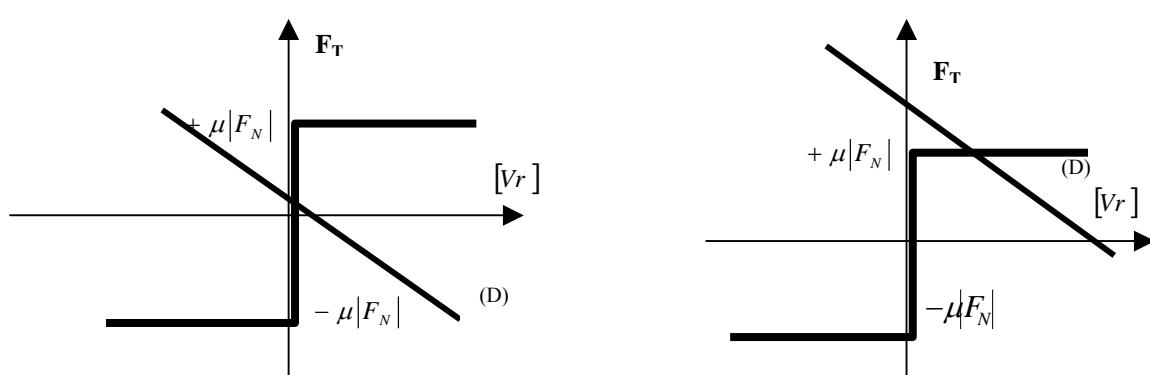
$$F_x(t + \Delta t) = A_x V_{rx}(t + \Delta t) + B_x \quad (2.29)$$

Dans la direction latérale, elle s'écrit sous la forme :

$$F_y(t + \Delta t) = A_y V_{ry}(t + \Delta t) + B_y \quad (2.30)$$

A, B, A_x, B_x, A_y et B_y sont des coefficients dépendant de la dynamique du véhicule et de la roue, ils sont fonction de V_x, C_m, ω, R, M .

Pour résoudre l'équation D, nous utilisons le graphe de Coulomb (figure 2.19):



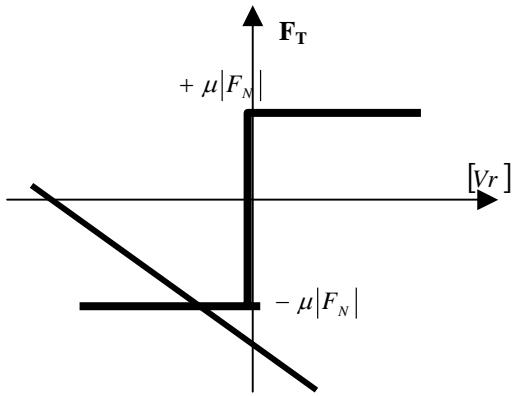


Figure 2.19 : Résolution avec la méthode de Coulomb

Selon l'intersection de la droite avec le graphe, une solution est déduite.

Dans le cas Coulomb, on peut aussi utiliser le principe de la méthode NSCD (108). Il consiste pour un problème discréétisé en temps formulé comme :

$$\tilde{M}V_r^{n+1} = \tilde{F}^{n+1} + hR^{n+1} \quad (2.32)$$

Avec \tilde{M} un terme mathématiquement régulier connu et R^{n+1} la réaction inconnue, ainsi que V_r^{n+1} vitesse relative inconnue.

Par décomposition selon le plan tangent du problème du contact et sa normale, et puisque la roue reste en contact, nous obtenons :

$$R_N^{n+1} = F_N^{n+1} \text{ est connue} \quad (2.33)$$

et

$$hR_T^{n+1} - \tilde{M}V_{rT}^{n+1} + \tilde{F}_T^{n+1} = 0$$

où \tilde{F}_T^{n+1} est la projection de \tilde{F}_T^{n+1} dans le plan tangent, respectivement V_{rT}^{n+1} de V_r^{n+1} et M

On sait que dans le cas général, R_T^{n+1} et V_{rT}^{n+1} sont liés. Ainsi les inconnues sont :

- les 2 composantes de V_{rT}^{n+1} ,
- le scalaire de liaison entre R_T^{n+1} et V_{rT}^{n+1} ,

On dispose de 2 équations par la relation (33) et aussi de la relation :

$$\|R_T^{n+1}\| \leq \mu_{\max} R_N \quad (2.34)$$

Qui en traitant au cas par cas permet de résoudre le problème complet.

Il est à noter que si on réduit ce qui précède à un problème scalaire (ie : le plan tangent devient une droite tangente), on retrouve par cette approche les figures (2.19).

L'intersection de la droite (D) avec le graphe de Coulomb nous donne la solution de l'équation à l'instant t qui est le couple réaction/vitesse de glissement.

Rappelant que les propriétés du contact unilatéral font que la droite "D" n'admet à l'instant $t + \Delta t$ qu'une solution unique.

À l'aide de l'algorithme de résolution présentée dans la partie précédente, la valeur de la force de réaction est calculée.

B.2.IV. VALIDATION ET SIMULATIONS

B.2.IV.1. La validation :

La méthode de validation exposée dans le chapitre I est appliquée à la validation du modèle de contact. Le modèle de la roue et de Coulomb sont implémentés roue par roue. Nous estimons que seules les roues du train avant sont directrices.

Dans cette partie, les simulations sont présentées dans le même ordre que dans la partie « validation et simulation » du chapitre 1, comme nous l'avons précisé pour la caisse et la suspension, des calages aux paramètres « Callas » ont été nécessaires notamment en ce qui concerne la valeur de l'adhérence μ_{\max} .

Les simulations de validation du modèle complet se sont faites en deux étapes :

- **ETAPE I :** les validations sur des itinéraires prédéfinis dans Callas, avec des données conducteur Callas,
- **ETAPE II :** les validations sur des itinéraires réels dont les caractéristiques sont fournies par VANI, avec des données conducteur Callas,

Le calage avec callas :

1-Choix de l'adhérence maximale μ_{\max} :

Pour le choix de l'adhérence maximale du modèle de Coulomb, nous prenons comme référence le diagramme de Pacejka, car Callas utilise Pacejka dans son modèle de contact.

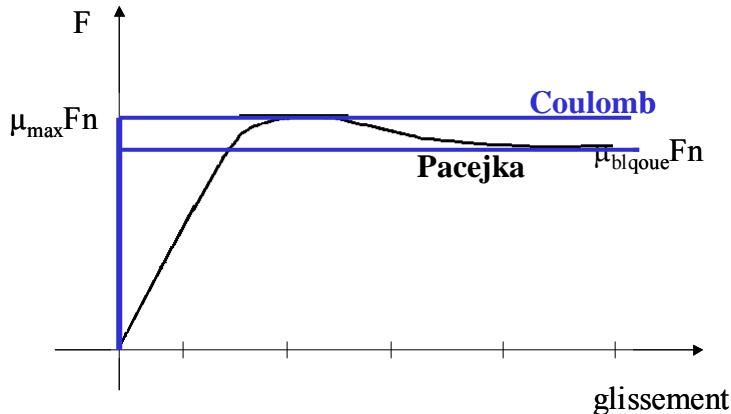


Figure 2.20 : Calage de μ

Pour des marges de sécurité et pour des calages de simulations, il serait possible que le choix de μ se fasse dans un intervalle $[\mu_{\max}, M_{\text{bloque}}]$ (figure 2.20). Dans les simulations qui suivent, des différences dans les courbes d'efforts seront remarquées, un choix différent de valeur de μ pourrait permettre de mieux se caler par rapport à Pacejka.

2- Choix de la valeur initiale F_0 :

Pour son modèle de contact Callas utilise un décalage (Sh et Sv de Pacejka). Pour caler le modèle, On pourrait modifier le système analogue (une masse) du modèle de Coulomb présenté dans la partie III.2.1 (figure 2.15) à un système (masse -ressort) (figure 2.21).

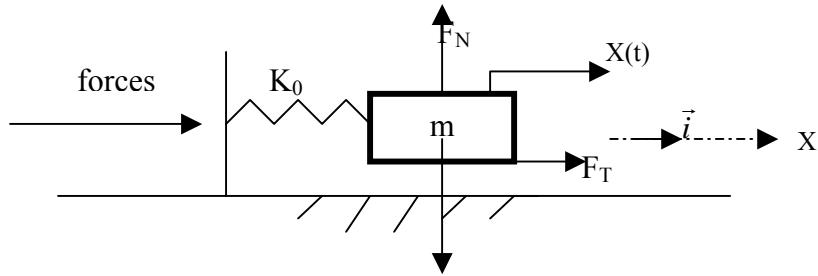


Figure 2.21 : système analogue avec raideur

K_0 représente la raideur du pneumatique.

Dans ce cas, le graphe de coulomb sera équivalent :

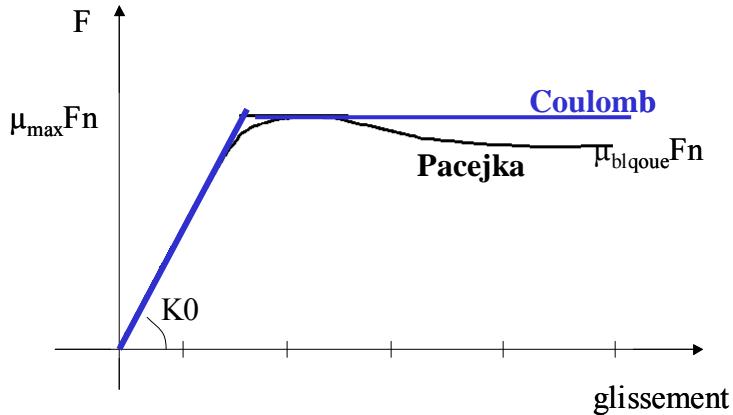


Figure 2.22 : Graphe de Coulomb avec raideur

Aux équations de la dynamique (2.11) nous rajoutons un terme de raideur :

$$\begin{cases} m \frac{d^2x}{dt^2} + k_0 x = f(t) - F_T, \vec{F}_T = F_T \vec{i} \\ \vec{F}_N = mg \end{cases} \quad (2.35)$$

La résolution des équations se fait de la façon expliquée dans la partie (B.2.III.2.1).

B.2.IV.2. Simulations

Nous étudions le comportement des efforts de contacts, pour les itinéraires : le passage en chicane, accélération en virage, route de Béziers et route de Beauvais. Ces itinéraires sont choisis pour les mêmes raisons exposées dans le chapitre 1 (illustration d'un nombre important de situations).

ETAPE I : Itinéraire predefini “Callas”

Les conditions et les tests sont définis dans le chapitre 1, nous présentons juste les résultats de simulation.

1- Le passage en chicane :

Les courbes d'effort pour le passage en chicane, montre que les roues ont fournit de fortes sollicitations en latéral, la comparaison avec les courbes de Callas montre des résultats satisfaisants pour les efforts latéraux (figure 2.23). Un certain écart est apparu pour l'effort longitudinal (figure 2.24). Ceci est du au choix de la valeur initial d'effort que Callas utilise (le décalage Sh de la formule de Pacejka).

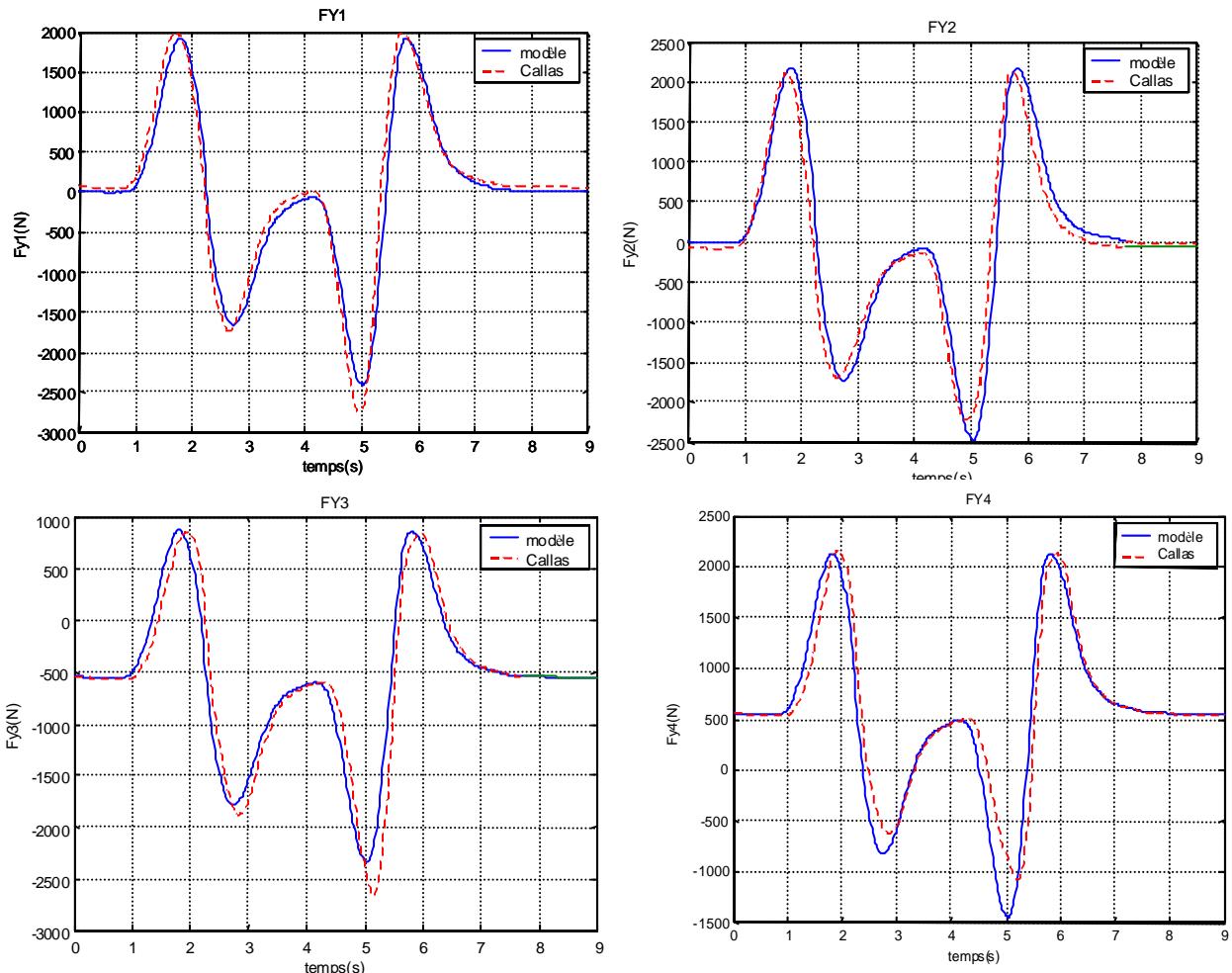


Figure 2.23 : Courbes d'efforts latéraux Fy1,Fy2,Fy3 et Fy4

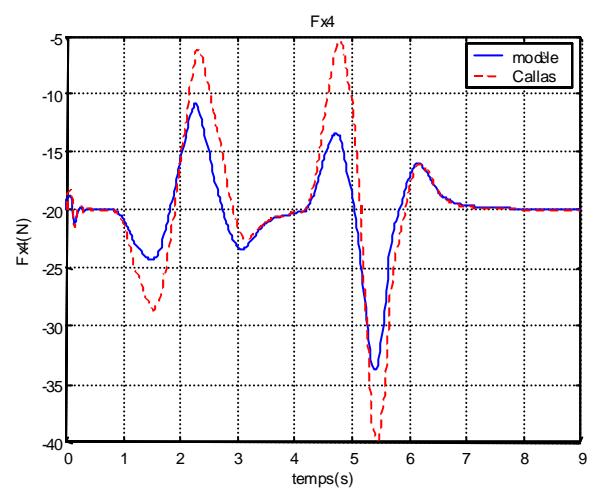
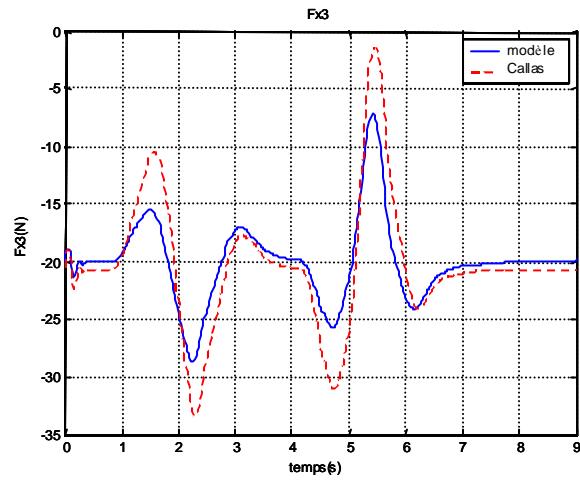
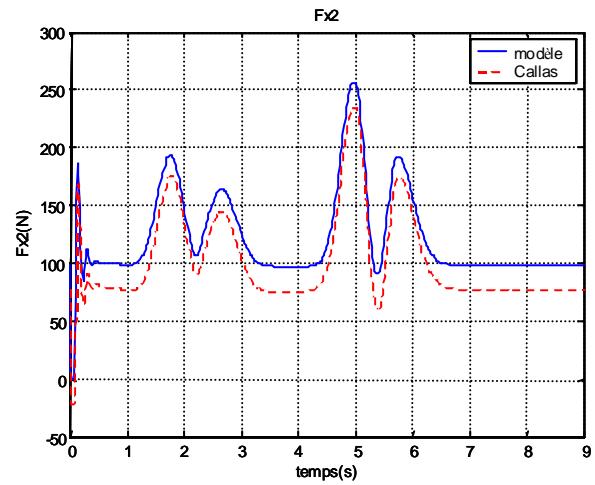
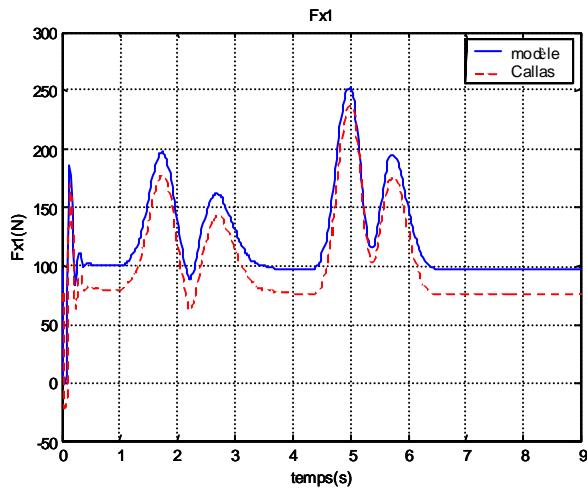


Figure 2.24 : Courbes d'efforts longitudinaux Fx1,Fx2,Fx3 et Fx4

2. Accélération en virage :

Les courbes d'effort pour l'accélération en virage, montre que les roues ont subit de fortes sollicitations en latéral (figure 2.25). La comparaison avec les courbes de Callas montre des résultats satisfaisants pour la dynamique longitudinale (figure 2.26) ; par contre en latéral certaines différences sont apparues (Fy2) et (Fy4) dues à la saturations des efforts de Coulomb .

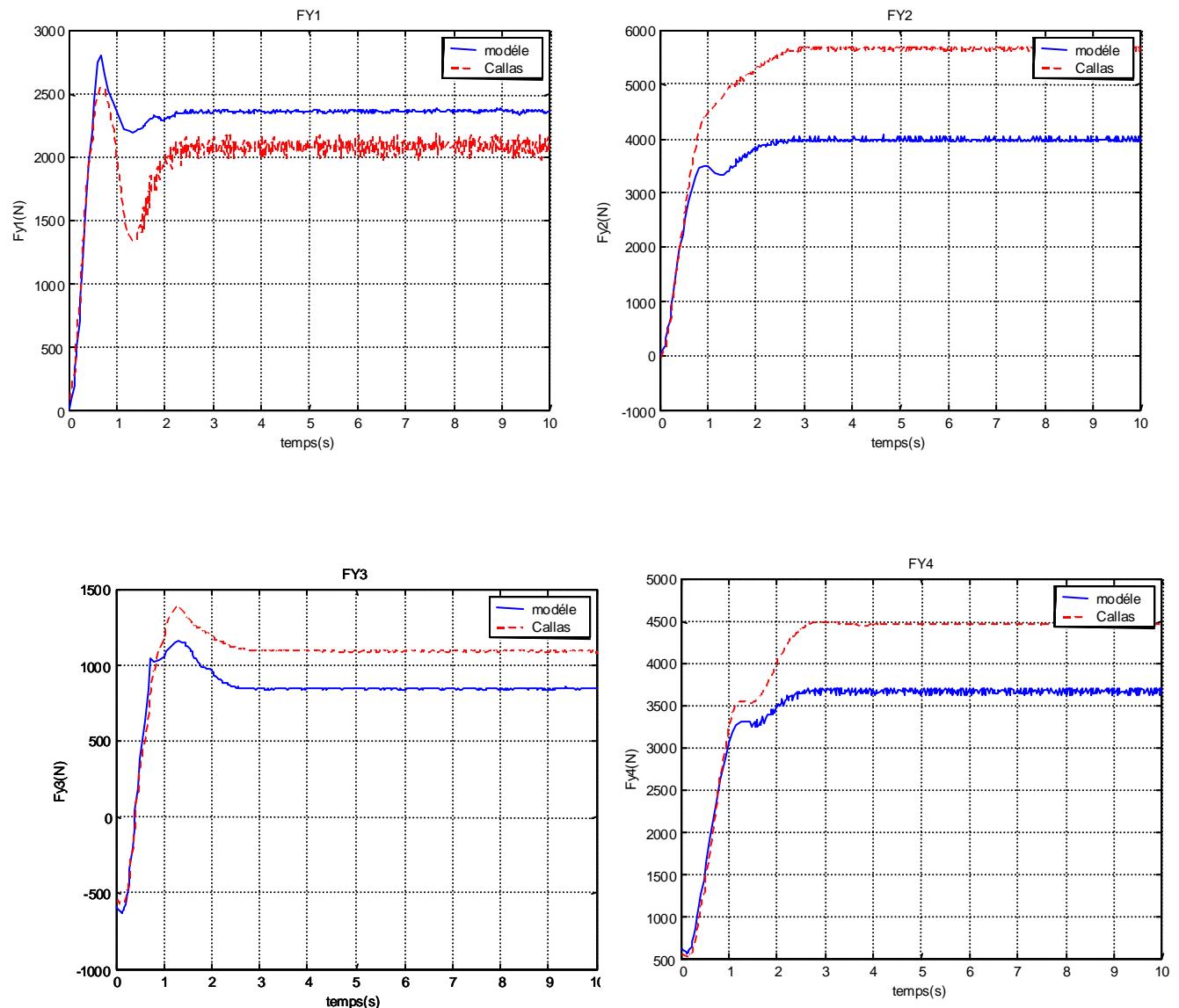


Figure 2.25: Courbes d'efforts latéraux Fy1, Fy2, Fy3 et Fy4

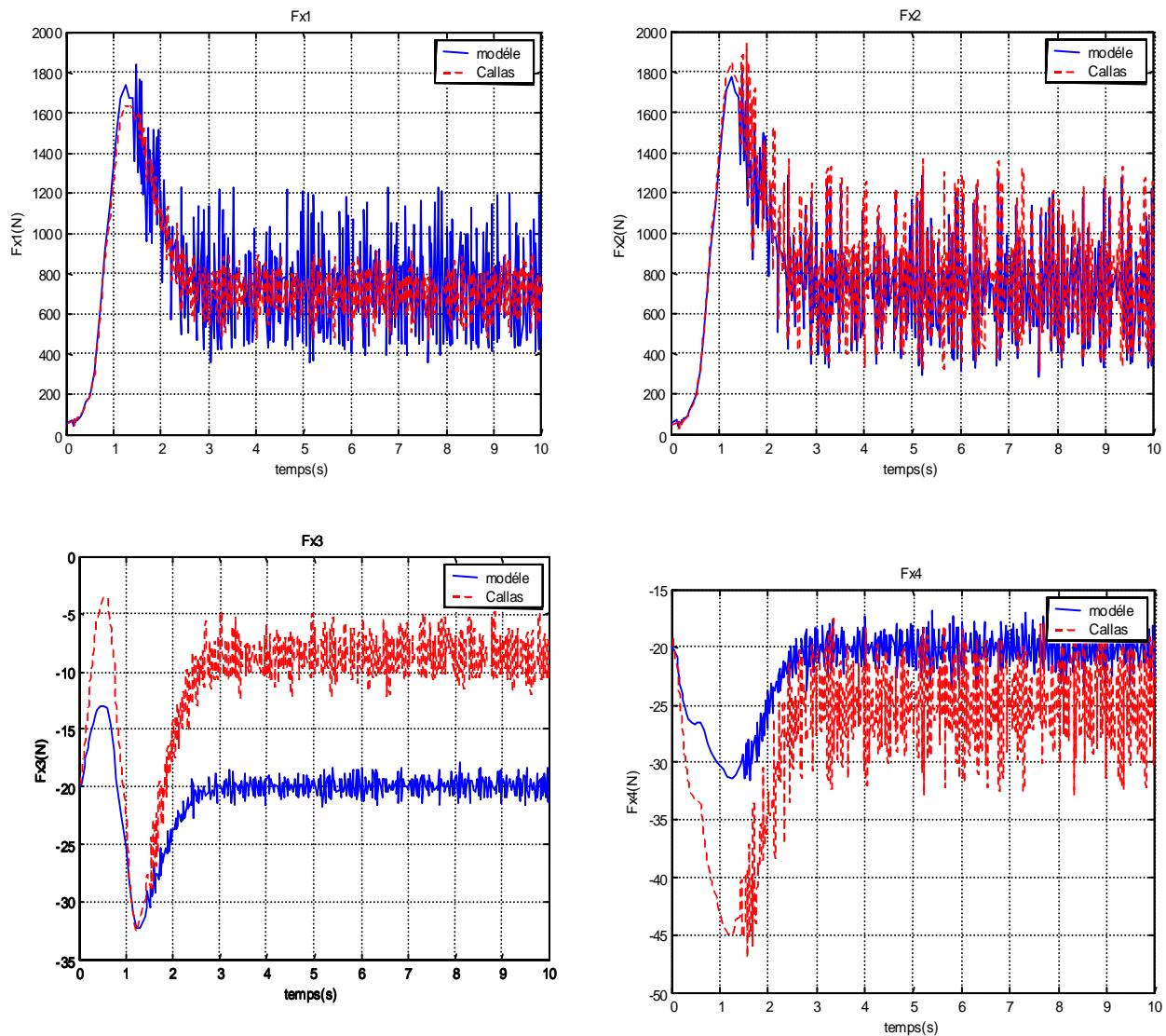


Figure 2.26: Courbes d'effort longitudinaux Fx1,Fx2,Fx3 et Fx4

ETAPE II : Itinéraires réels avec conducteur Callas

1. Route de Béziers :

Le Tronçon choisis sur la route de Béziers comporte une succession de deux virages. Les sollicitations latérales sur les roues sont importantes. Les courbes d'effort pour cet itinéraire, montrent un bon comportement. La comparaison avec les courbes de Callas montre des résultats satisfaisants pour la dynamique longitudinale (figure 2.27), par contre en latéral (figure 2.28) certaines différences ceci est dû au choix de la valeur initiale d'effort que Callas.

Efforts longitudinaux

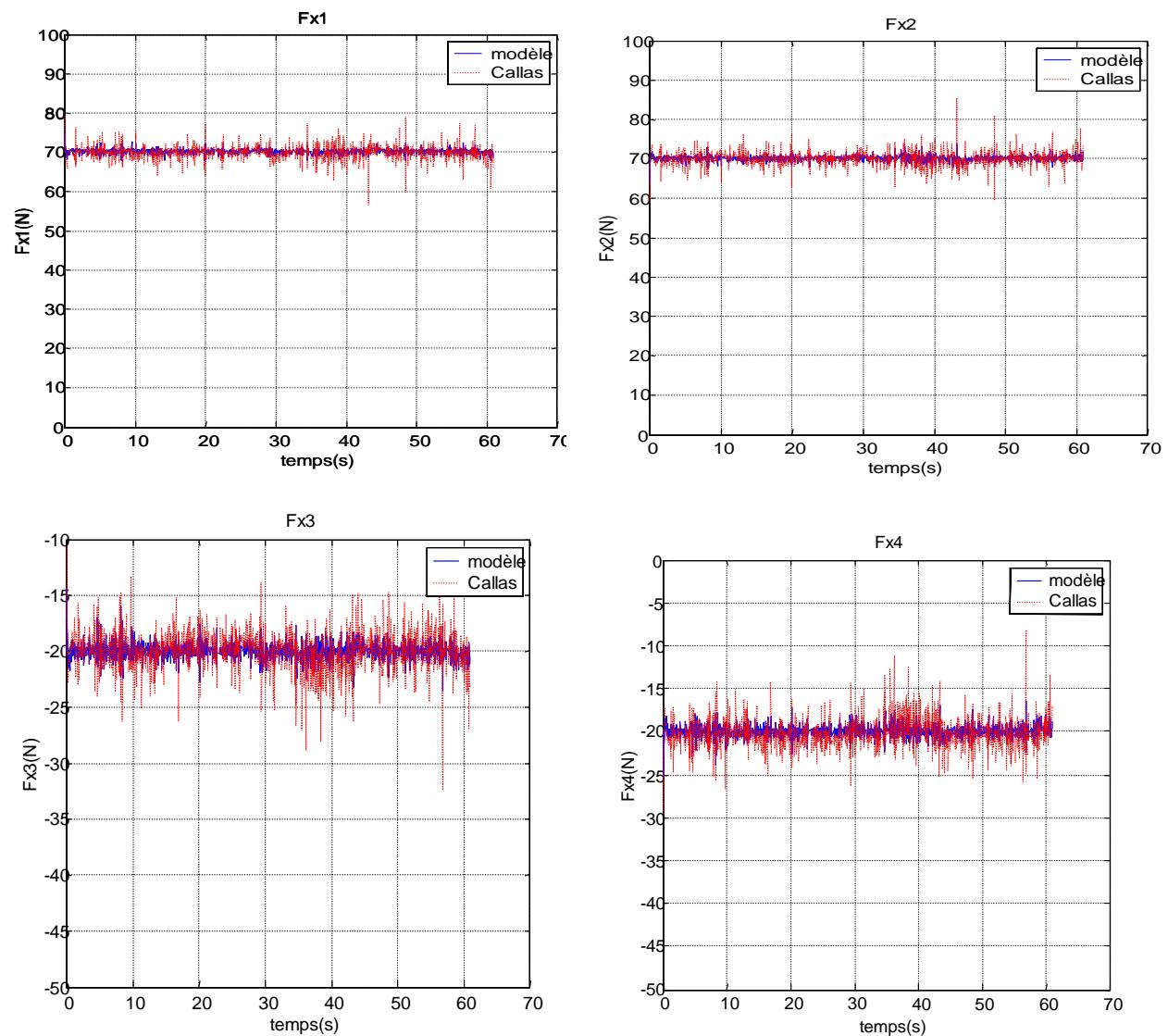


Figure 2.27: Courbes d'efforts longitudinaux F_{x1}, F_{x2}, F_{x3} et F_{x4}

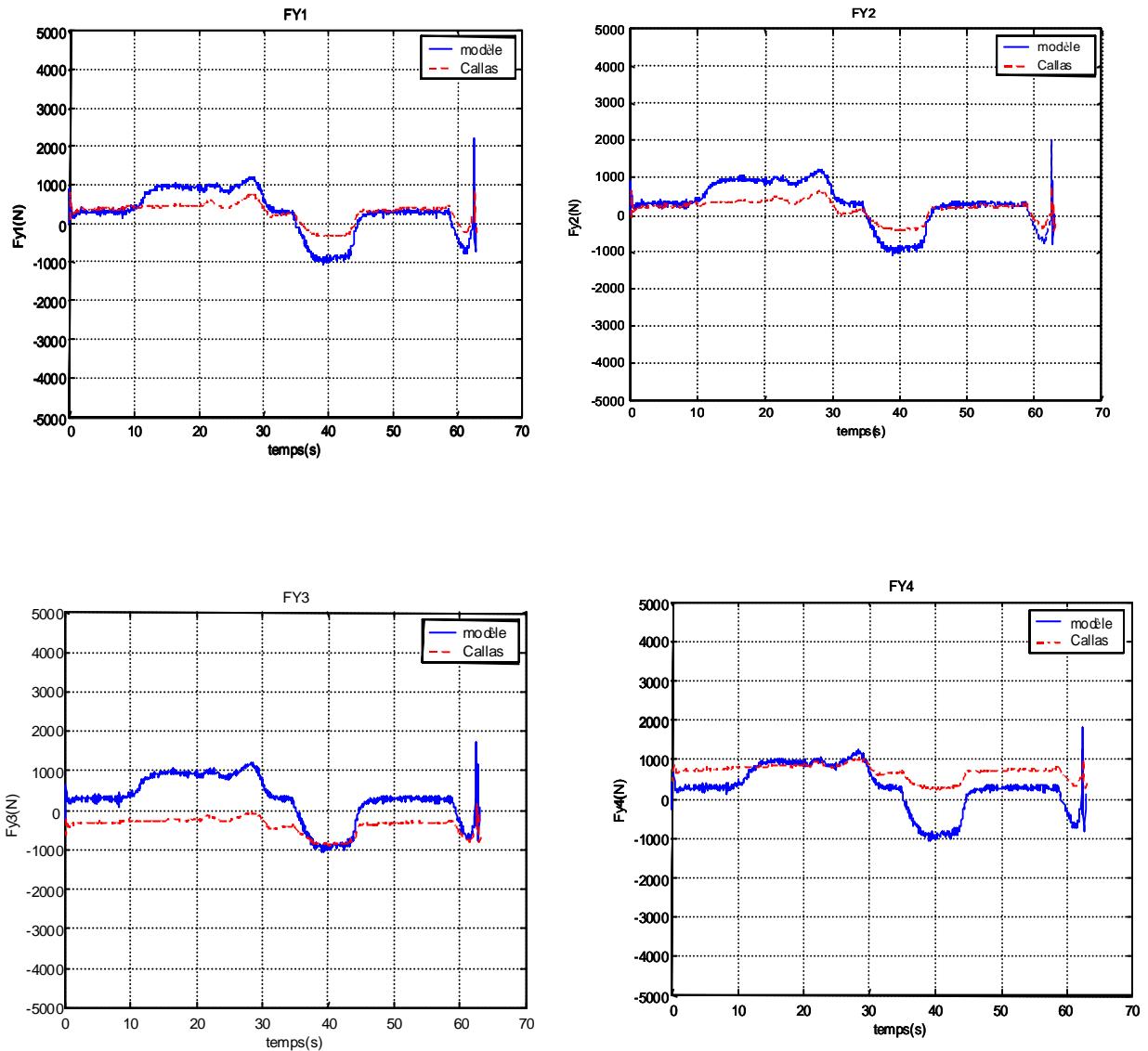


Figure 2.28 : Courbes d'efforts latéraux F_{y1}, F_{y2}, F_{y3} et F_{y4}

2. Virage de « Beauvais » :

Cet itinéraire comporte un rétrécissement brutal du rayon de courbure. Le comportement en longitudinal (figure 2.29) est correct. En latéral (figure 2.30) une saturation à l'effort maximal apparaît pour la roue 2 et la roue 4, ceci est dû aux fortes sollicitations latérales sur ces roues exigées par la géométrie de cette route. Ce cas sera étudié et analysé d'une manière détaillée dans la prochaine partie.

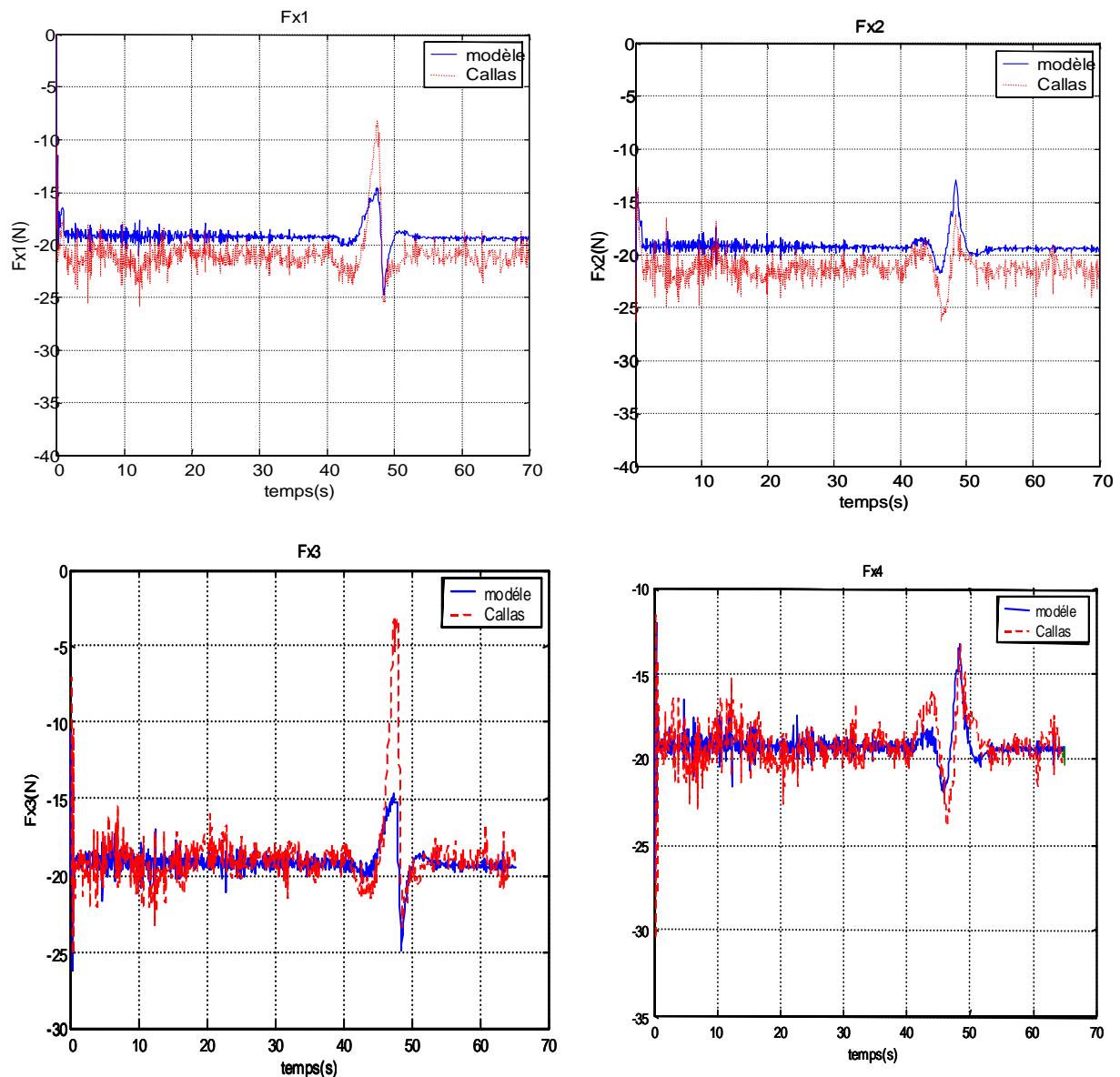


Figure 2. 29 : Courbes d'efforts longitudinaux F_{x1} F_{x2} , F_{x3} et F_{x4}

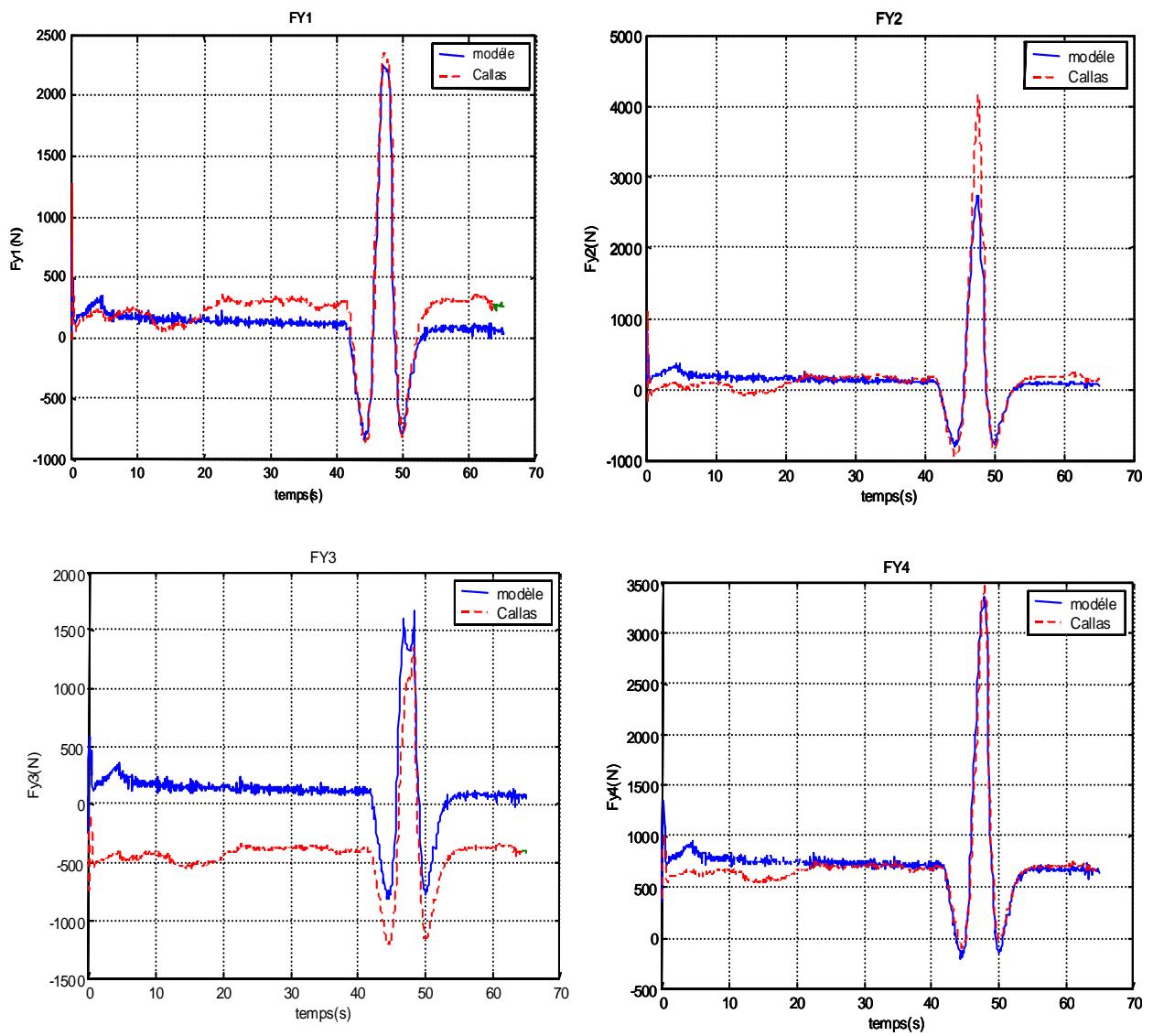


Figure 2.30 : Courbes d'efforts latéraux F_{y1}, F_{y2}, F_{y3} et F_{y4}

B.2.V. ANALYSE DES RESULTAS

A partir des courbes que nous avons montrées, nous pouvons constater que le modèle de Coulomb a répondu d'une manière correcte aux sollicitations de la route et aux manœuvres de conducteur.

Pour le passage en chicane, les courbes de contact suivent parfaitement les manœuvres en braquage du conducteur. Les caractéristiques de la route en bonne l'adhérence et en absence de dévers et en pente ne font pas saturer le Coulomb.

Pour l'accélération en virage, le conducteur braque d'une façon importante, ce qui fait que la sollicitation sur les roues a été aussi importante. Le modèle de Coulomb a pu montrer ce comportement et a répondu à cette manœuvre d'une façon correcte.

Pour la route de Béziers, les caractéristiques géométriques et l'adhérence de la route permettent un passage sans difficultés des roues. Les courbes ont montré une bonne corrélation.

Pour le virage de Beauvais, bien que les efforts répondent correctement aux sollicitations, une saturation est observée sur les courbes d'efforts de la roue 1 et la roue 3.

Quelques différences par rapport à Callas apparaissent, ce qui montrent la nécessité d'un calage de certains paramètres de Coulomb à celle de Callas (Callas utilise le modèle de Pacejka), notamment en ce qui concerne l'adhérence μ_{\max} et la valeur initiale d'effort qui correspond au décalage de la courbe de Pacejka.. On pourrait ajuster ce décalage à l'aide de la méthode de calage proposé dans la partie (B.2.IV.1).

B.2.VI. CONCLUSION

Dans cette partie, la modélisation des efforts de contact pneumatique/chaussée est présentée.

Le modèle de contact développé se base sur les lois de frottement de Coulomb. Les résultats obtenus sur les différents tests : passage en chicane, accélération en virage et aussi les résultats sur itinéraires réels ont montré la validité de ce modèle.

Le modèle de frottement de Coulomb renseigne à tout instant l'état de l'effort et sa limite. L'atteinte de la limite de l'effort engendre un début de glissement des roues, ce qui fait que le véhicule est à la limite de perte d'adhérence. Dans la prochaine partie, la méthode dont le modèle de Coulomb est appliquée pour détecter des limites est présentée.

PARTIE C : DETECTION DE CARACTERISTIQUES
LIMITES DU VIRAGE

C.I. INTRODUCTION

La géométrie de la route est une partie importante dans l'étude de la dynamique du véhicule mais elle est rarement représentée d'une manière réaliste, et s'appuie sur des conditions conventionnelles. Dans notre travail nous considérons que les caractéristiques géométriques de la route affectent le comportement du véhicule. Nous avons tenu compte de ces caractéristiques dans notre modélisation.

Une méthodologie pour étudier l'adéquation entre les caractéristiques géométrique, la dynamique du véhicule et les efforts de contact pneumatique/chaussée est proposée dans ce chapitre. Considérant que l'état dynamique du véhicule dépend essentiellement de l'état des efforts de contact pneumatique/chaussée. Notre analyse se base sur l'étude des courbes de contact. La méthode proposée pour l'analyse et la détection de limite se fonde sur l'établissement d'une liaison entre les caractéristiques géométriques et la saturation de ces efforts. En effet la saturation des efforts de contact indique que la roue n'est plus en mesure de fournir les potentiels nécessaires assurant la tenue de route du véhicule.

Dans cette partie nous présentons, comment les outils sont appliqués pour détecter l'état limite.

Des exemples d'application sur des trajectoires dangereuses sont présentés pour illustrer la méthodologie.

C.II. CONSTRUCTION DES ROUTES

Pour l'aménagement des routes, les critères « sécurité et confort » du véhicule sont prises en compte. Dans cette partie, nous présentons les normes de constructions des routes.

Il existe trois types de routes principales : les routes de type L pour désigner les routes de grandes liaisons « les autoroutes », de type T pour désigner celles dont la fonction est l'écoulement du trafic « les routes express à une chaussée » et du type R qui constituent l'essentiel des réseaux des voies principales de rase campagne « artère interurbaine et les routes ». Les principales caractéristiques de ces routes sont détaillées dans l'ouvrage de Faure [12] et dans le guide technique du SETRA [114] :

Le dimensionnement des rayons du tracé en plan et des dévers associés est effectué actuellement conformément aux instructions suivantes :

ICTAVRU instruction sur les conditions techniques d'aménagement des voies rapides urbaines,

ICTAAL instruction sur les conditions techniques d'aménagement des autoroutes de liaisons,

ICTARN instruction sur les conditions techniques d'aménagement des routes nationales.

Ces instructions donnent les valeurs minimales et maximales de la géométrie de la route en fonction de la dynamique du véhicule, du confort du conducteur et des problèmes de visibilité.

C.II.1. Les descripteurs d'un virage

Les principaux descripteurs d'un virage sont : la courbure, le dévers et la pente.

1. La courbure ρ

La route est décrite en fonction de la courbure: Si la courbure est constante et nulle $\rho = 0$ alors la route est représentée par une ligne droite, si la courbure est constante $\rho = cst$, alors la route est représentée par un cercle, et finalement si la courbure varie linéairement en fonction de l'abscisse curviligne, noté S , $\rho = As$, la route est représentée par une cloxoïde.

2. Le dévers d_{route}

Le dévers d'une route a deux utilités. Tout d'abord, il permet l'évacuation des eaux de pluie lorsque la pente de la route est nulle, aussi le dévers minimum est fixé à 2, 5% pour remplir ce rôle en toutes circonstances. Ensuite, il permet de diminuer les sollicitations des pneumatiques en latéral en reprenant une partie de l'accélération latérale. Le dévers maximal autorisé en France sur les routes est de 7%.

3. La pente p_{route}

La pente est principalement due à la topologie du terrain où la route est construite. La pente maximale est fixée à partir de la dynamique du véhicule pour différents types de route. Les

variations de la pente sont soumises à des minima en fonction du confort du conducteur et de la distance de visibilité.

4. L'uni

Cette variable représente les variations de la hauteur de la surface. Ces variations affectent directement la dynamique verticale du véhicule. Dans la littérature cette irrégularité de surface est représentée par un signal aléatoire. Nous ne nous intéressons pas à cette caractéristique dans notre travail.

Dans [12-114-115] des tableaux définissant des maxima et des minima de dévers, pente et de courbure sont donnés. Selon la vitesse pour laquelle une route est construite, selon le type de route et à l'aide de la dynamique du véhicule, les limites de géométrie sont calculées.

Nous donnons l'exemple de la relation suivante qui sert à définir la valeur du rayon en fonction du dévers d_{route} et d'une vitesse assimilable à une adhérence mobilisable $f(v)$:

$$R = \frac{V^2}{g(d_{route} + f(v))} \quad (3.1)$$

Le tableau suivant donne les valeurs de $F(v)$ en fonction de la vitesse :

V (Km/h)	40	60	80	100	120	140
$f(v)$	0.25	0.16	0.13	0.11	0.10	0.09

C.III. STABILITÉ DES VÉHICULES EN VIRAGE

La stabilité est sans doute la propriété la plus importante pour un système en mouvement. Il existe différentes théories pour l'étude de la stabilité d'un système, nous citons la stabilité au sens de Lyapounov, au sens de Lagrange, au sens de Poincaré...[78],

Dans le domaine de l'automobile, la notion de stabilité peut avoir des sens différents. Elle dépend de l'utilisateur. Pour les mathématiciens et automaticiens, elle concerne l'étude de la stabilité du modèle mathématique du véhicule. Le concept de Lyapounov est adéquat pour les modèles gouvernés par des équations différentielles. Pour les praticiens, la stabilité pour le véhicule consiste à rester sur la route. La notions de sous-virage et de sur-virage ont dominé les considérations de stabilité et de contrôle en automobile. Nous rappelons le comportement du véhicule en virage dans la partie suivante.

Dans notre travail, nous nous intéressons à la trajectoire du véhicule et aux efforts de contact pneumatique/chaussée. A partir de la saturation des efforts de contact, nous en étudions l'adéquation avec les paramètres géométriques et physiques de la route. De ce côté aussi, différentes façons de faire existent, nous présenterons la méthode que nous avons utilisée. Elle consiste à faire le lien entre les caractéristiques de la route et la saturation des efforts de contact.

C.III.1. Comportement du véhicule en virage

Les premiers véhicules motorisés étaient équipés par des roues à forte rigidité, pour lesquelles les déformations transversales du pneumatique sont considérées petites. Ce qui fait que la dynamique transversale se réduisait au schéma d'Ackermann-Jeantaud (figure 3.1).

Le schéma d'Ackermann-Jeantaud décrit la dépendance de la position du centre instantané de rotation du véhicule aux axes des essieux avant et arrière (point F et R sur la figure(3.1)). Telle que le définit Gillespie dans son ouvrage [74], en comportement à basse vitesse, les forces développées par les pneumatiques sont très faibles, et par conséquent les angles de dérives également, notamment à l'arrière. Il en résulte que le centre de rotation est situé dans le prolongement de l'axe arrière et que la perpendiculaire au plan de chacune des roues avant doit passer par ce même point.

Les braquages des roues avant idéaux se déduisent de la figure(3.1).

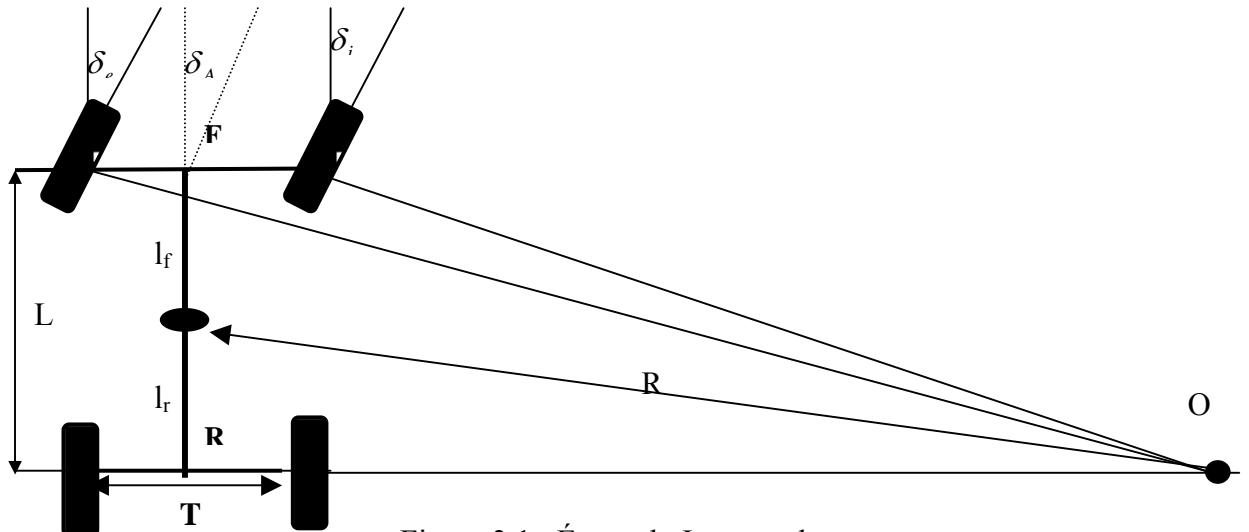


Figure 3.1 : Épure de Jeantaud

où L désigne l'empattement du véhicule, R le rayon de la trajectoire et T est la longueur de l'essieu.

La condition d'Ackermann-Jeantaud :

Sur la figure(3.1), on voit :

$$\begin{aligned}\tan \delta_i &= \frac{L}{(R - \frac{T}{2})} \\ \tan \delta_e &= \frac{L}{(R + \frac{T}{2})}\end{aligned}\quad (3.2)$$

ce qui donne la condition d'Ackermann- Jeantaud :

$$\cot \delta_e - \cot \delta_i = \frac{T}{L} \text{ avec } \delta_e \leq \delta_i$$

L'angle de braquage d'Ackermann :

L'angle de braquage d'Ackermann définit l'angle de braquage idéal du train avant par:

$$\delta_A = L / R \quad (4.3)$$

Lorsque la vitesse augmente, une accélération transversale s'établit, et pour s'y opposer les pneumatiques doivent générer des efforts latéraux, qui se traduisent par l'apparition d'un angle de dérive.

A partir des équations dynamiques du mouvement et avec l'hypothèse des petits angles, l'angle de braquage des roues peut être relié au rayon de courbure de la trajectoire. On obtient l'angle de braquage en prenant en compte que :

- l'accélération latérale : $\gamma = v * \psi = \frac{v^2}{R}$
- les efforts de contact avant F_f et F_r sont considérés linéaire : $\begin{cases} F_f = C\alpha_f \\ F_r = C\alpha_r \end{cases} \quad (3.4)$

avec C raideur du pneumatique et α_f, α_r les dérives des roues avant et arrières,

Dans ce cas, l'angle de braquage des roues avant s'écrit :

$$\delta = \frac{L}{R} + \left(\frac{mv^2}{RL} \right) \left[\frac{(C\alpha_f * l_f - C\alpha_r * l_r)}{C\alpha_f * C\alpha_r} \right] \quad (3.5)$$

avec $L = l_f + l_r$ désigne l'empattement du véhicule et m masse du véhicule.

Une grandeur K appelée **facteur de stabilité ou gradient de sous-virage** est défini comme :

$$K = m \left[\frac{(C\alpha_f * l_f - C\alpha_r * l_r)}{C\alpha_f * C\alpha_r * L^2} \right] \quad (3.6)$$

On peut alors écrire : $\delta = \frac{L}{R} [1 + Kv^2] = \frac{L}{R} + LK\gamma_y$ (3.7)

Ce gradient de sous-virage permet de déterminer l'amplitude et la direction du braquage du volant à appliquer au véhicule pour le maintenir sur une trajectoire de rayon R, en fonction de la vitesse V ou de l'accélération transversale.

Cette expression peut s'écrire en fonction des angles de dérive des trains avant et arrière, elle devient :

$$\delta = \frac{L}{R} + \alpha_f - \alpha_r \quad (3.8)$$

Cette formulation permet une définition des notions de sur-virage et sous-virage :

Un **véhicule neutre** est défini par $K = 0$, soit $\alpha_f = \alpha_r$. Dans ce cas il y a égalité des pouvoirs directeurs des essieux avant et arrière. En virage, aucune variation de l'angle au volant n'est nécessaire pour se maintenir sur le bon rayon, lorsque la vitesse varie. L'angle qu'il est nécessaire d'appliquer est égal à l'angle d'Ackermann.

Un **véhicule sous-vireur** est défini par $K > 0$, soit $\alpha_f > \alpha_r$. Dans ce cas, le pouvoir directeur des roues avant est plus grand. Sur un virage de rayon constant, il est nécessaire d'augmenter l'angle de braquage, lorsque la vitesse augmente, pour se maintenir sur le bon rayon.

Enfin un **véhicule sur-vireur** par $K < 0$, soit $\alpha_f < \alpha_r$. Dans ce cas, le pouvoir directeur des roues arrière est plus grand. En régime établi sur un virage de rayon constant, il est nécessaire de diminuer l'angle de braquage, lorsque la vitesse augmente, pour se maintenir sur le bon rayon. En effet, une augmentation de l'accélération transversale provoque une augmentation supérieure de l'angle de dérive sur le train arrière par rapport au train avant, ce qui tend à diminuer le rayon de la trajectoire. Ce phénomène est générateur d'instabilité, car une augmentation de l'accélération transversale se traduit par une augmentation encore plus forte de l'angle de dérive, qui ne peut être contrecarrée que par une diminution de l'angle de braquage.

La figure(3.2) montre une représentation des deux situations avec un véhicule sous-vireur ayant tendance à ouvrir sa trajectoire, donc à tirer tout droit (à droite), et un véhicule survireur ayant tendance à partir vers l'intérieur du virage (au centre).

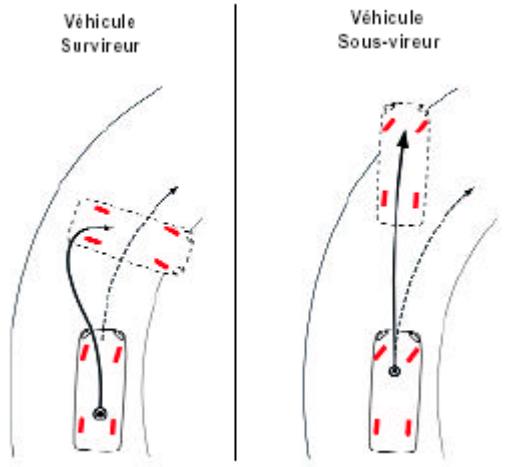


Figure 3.2 : Illustration des comportements, survivre et sous-vireur

Le facteur de stabilité K permet de définir également :

La vitesse caractéristique : c'est la vitesse pour laquelle un véhicule sous-vireur nécessite un angle de braquage égal au double de l'angle d'Ackermann $V_{car} = \sqrt{\frac{1}{K}}$, (3.9)

La vitesse critique : c'est la vitesse pour laquelle un véhicule survivre devient instable, car son braquage s'annule, ce qui conduit à : $V_{crit} = \sqrt{\frac{-1}{K}}$ avec $K < 0$, (3.10)

C.III.2. Les limites dans un virage

Dans cette partie nous rappelons quelques éléments concernant les limites que le véhicule à travers le conducteur ne doit pas dépasser. Ces limites sécuritaires de passage sont décidées par rapport à sa situation sur la route, de ses descripteurs géométriques et physiques (du dévers, de la courbure et de la pente et de l'adhérence) :

Les recommandations du NHTSA [35] pour le développement d'un système d'alerte en virage donnent les limites qui relient l'adhérence, les angles de braquage, les vitesses et les accélérations limites de passage d'un virage :

Pour une vitesse V, rayon R et dévers d_{route} donnés :

- L'adhérence requise est égale:

$$\mu = \frac{V^2}{gR} - d_{route} \quad (3.11)$$

- La Vitesse maximale dans un virage :

- En ne tenant compte que du **rayon de courbure** :

$$V_{\max} = \sqrt{Rg\mu} \quad (3.12)$$

R rayon de la route,
 μ l'adhérence de la route,
g la gravitation

- En prenant en compte le dévers, la courbure et l'adhérence :

$$V_{\max} = \sqrt{\frac{g}{\rho}} \sqrt{\frac{d_{route} + \mu}{1 - d_{route}\mu}} \quad (3.13)$$

ρ est la courbure de la route $\rho = \frac{1}{R}$,

- L'accélération idéale :

L'accélération nécessaire pour faire passer un véhicule de la vitesse V à la vitesse V_{\max} :

$$a = -\sqrt{\frac{V^2 - V_{\max}^2}{2(d - t_r V)}} \quad (3.14)$$

où d est l'abscisse curviligne entre le point p de mesure et le sommet du virage, et t_r est le temps de réaction estimé du conducteur.

C.III.3. Méthode de détection de limites

Dans le chapitre dédié à la modélisation du contact pneumatique/chaussée, nous avons expliqué comment calculer les efforts de contact pneumatique/chaussée. Nous avons aussi exposé l'utilité du diagramme de Coulomb dans la détection de l'état de saturation des efforts de contact, état que nous considérons comme « paramètre informateur » d'un début de glissement ou « d'instabilité ». Nous présentons la méthode que nous utilisons pour l'analyse d'un état détecté « dangereux ».

C.III.3.1. Utilisation du diagramme de Coulomb

L'utilisation du diagramme de Coulomb se fait de la façon suivante (figure 3.3) :

- Suivant les données de commande conducteur (braquage et vitesse) et des caractéristiques géométriques (dévers, pente et rayon) et physique (l'adhérence) de la route, le modèle de véhicule nous fournit :
 - La dynamique du véhicule : mouvements X, Y, Z, et ϕ, θ et ψ ainsi que la trajectoire(X(t), Y(t)),
 - Les efforts normaux F_{Ni} sur les quatre roues,
 - Les efforts de contact pneumatique/chaussée F_{xi} et F_{yi} des quatre roues.

- L'algorithme “TEST” de Coulomb détecte s'il y a saturation ou pas des efforts de contact et grâce à ce dernier nous pouvons aussi connaître l'instant de saturation $t_{saturation}$,
- Si détection d'une saturation :
 - Une analyse par des outils mathématiques autour de la situation critique permettrait :
 - Réécriture des caractéristiques de la route en fonction des efforts,
 - Recalcule des braquages et vitesses adéquats pour ne pas saturer,
 - Redéfinition de critères géométriques et physiques “sûre”.

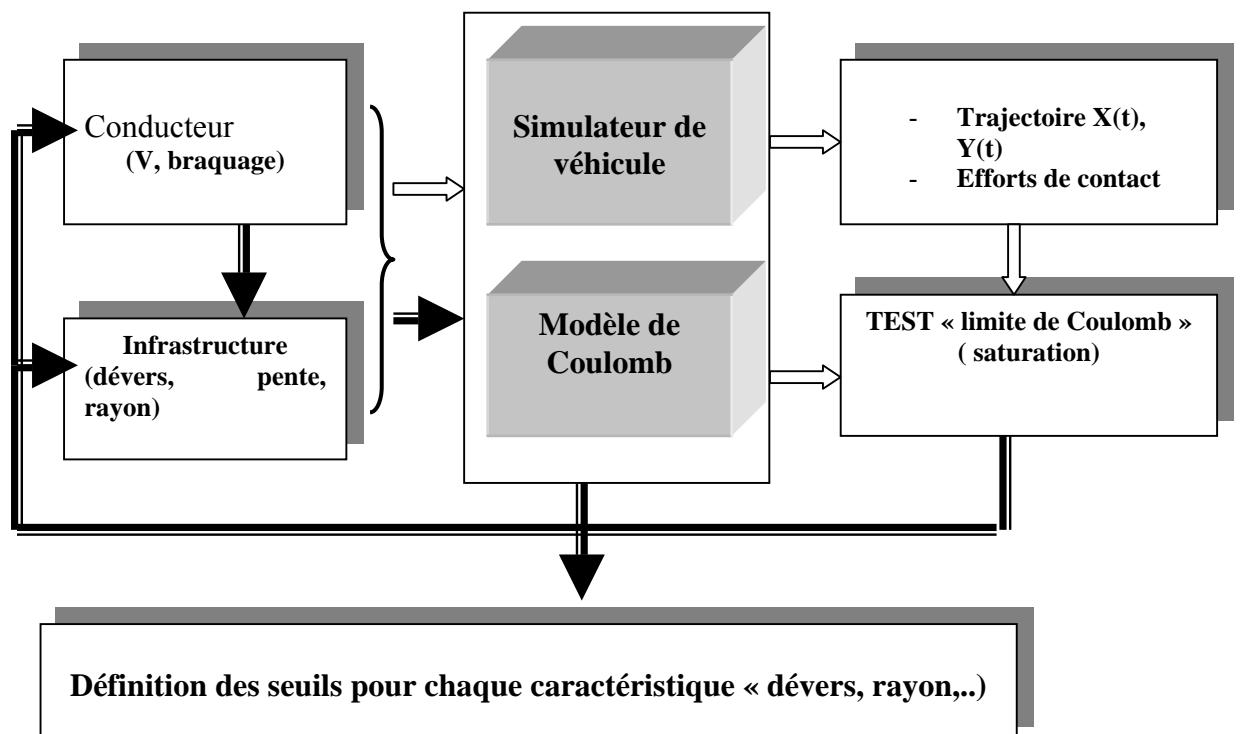


Figure 3.3 : Diagramme de détection de limites

C.III.3.2. Méthode de calcul

A l'instant où une saturation est détectée $t_{saturation}$, les inconnues du problème ne sont plus la dynamique du véhicule mais nous considérons que ce sont les paramètres géométriques et physiques qui sont des inconnus, nous les exprimons en fonctions des efforts de contact. Les limites de Coulomb permettent de donner des plages de sûreté de ces paramètres. La méthode que nous proposons se base sur l'équilibre des forces sur le véhicule pour qu'il reste sur la courbure donnée.

A partir des équations de la dynamique :

Les équations de la dynamique renseignent que pour réaliser l'équilibre dans un virage en présence de la force centrifuge, il est nécessaire d'équilibrer les équations suivantes:

$$\begin{aligned}\sum F_x &= MA_{cgx} + Mg p_{route} \\ \sum F_y &= MA_{cgy} - Mgd_{route}\end{aligned}\quad (3.15)$$

Nous exprimons le dévers et la pente en fonction des efforts :

$$\begin{aligned}p_{route} &= \frac{\sum F_x - MA_{cgx}}{Mg} \\ d_{route} &= \frac{-\sum F_y + MA_{cgy}}{Mg}\end{aligned}\quad (3.16)$$

Avec

M la masse du véhicule,

$\sum F_x$ sont la sommes des forces longitudinales sur le véhicule,

$\sum F_y$ sont la sommes des forces latérales sur le véhicule,

L'accélération centrifuge dans la direction X vaut: $A_{cgx} = -\frac{V^2}{R} \sin(\beta)$, et l'accélération centrifuge dans la direction Y : $A_{cgy} = \frac{V^2}{R} \cos(\beta)$, avec β le cap du véhicule et V vitesse du véhicule,

L'équation (3.16) devient :

$$\begin{aligned}p_{route} &= \frac{\sum F_x + \frac{MV^2}{R} \sin(\beta)}{Mg} = \frac{R \sum F_x + MV^2 \sin(\beta)}{MgR} \\ d_{route} &= \frac{-\sum F_y + \frac{MV^2}{R} \cos(\beta)}{Mg} = \frac{-R \sum F_y + MV^2 \cos(\beta)}{MgR}\end{aligned}\quad (3.17)$$

Les conditions de Coulomb permettent d'avoir des équations précisant une plage de variation « sûre », en effet **les équations de Coulomb** informent que l'état maximal que peut atteindre la force tangentielle de contact est égal: $F_T = \mu_{\max} F_N$.

Tel que μ_{\max} est l'adhérence maximale que peut mobiliser le pneumatique. Dans notre travail le choix de cette valeur se fait par rapport à un calage aux courbes de Pacejka.

Dans notre travail, nous estimons que l'atteinte de la force maximale est déjà un état instable (nous jouons la sécurité) :

En dynamique longitudinale, si on suppose que le coefficient d'adhérence μ_x est le même pour les quatre roues :

$$\begin{aligned}
F_{x1} &\leq \mu_x F_{N1} \\
F_{x2} &\leq \mu_x F_{N2} \\
F_{x3} &\leq \mu_x F_{N3} \\
F_{x4} &\leq \mu_x F_{N4}
\end{aligned} \tag{3.18}$$

En dynamique latérale, si on suppose que le coefficient d'adhérence μ_y est le même pour les quatre roues :

$$\begin{aligned}
F_{y1} &\leq \mu_y F_{N1} \\
F_{y2} &\leq \mu_y F_{N2} \\
F_{y3} &\leq \mu_y F_{N3} \\
F_{y4} &\leq \mu_y F_{N4}
\end{aligned} \tag{3.19}$$

Les $F_{N1}, F_{N2}, F_{N3}, F_{N4}$ sont les efforts verticaux sur chaque roue i, i=1 à 4 ;

En remplaçant dans (3.16), nous trouvons les valeurs maximales du dévers $d_{route \max}$ et de la pente $p_{route \max}$:

$$\begin{aligned}
p_{route \max} &\leq \frac{\mu_x (F_{N1} + F_{N2} + F_{N3} + F_{N4}) - F_{cgx}}{Mg} \\
d_{route \max} &\leq \frac{-\mu_y (F_{N1} + F_{N2} + F_{N3} + F_{N4}) + F_{cgy}}{Mg}
\end{aligned} \tag{3.20}$$

D'autres paramètres sont pris en compte pour décider si le véhicule approche un état dangereux ou pas. Nous faisons le lien entre la vitesse maximale, la pente et le dévers. Pour un rayon donné et une vitesse donnée, nous pouvons exprimer le dévers et la pente de la façon suivante :

Exprimant ces relations en fonction **de la vitesse maximale** V_{\max} (3.12) :

$$\begin{aligned}
p_{route} &= \frac{\mu R \sum F_x + \mu M V^2 \sin(\beta)}{M V^2_{\max}} \\
d_{route} &= \frac{-\mu R \sum F_y + \mu M V^2 \cos(\beta)}{M V^2_{\max}}
\end{aligned} \tag{3.21}$$

A partir de (4.21) nous déduisons l'adhérence nécessaire pour une vitesse maximale:

pour un dévers donné :

$$\mu = \frac{-R \sum F_y + M V^2 \cos(\beta)}{d_{route} M V^2_{\max}} \tag{3.22}$$

pour une pente donnée :

$$\mu = \frac{R \sum F_x + MV^2 \sin(\beta)}{p_{route} M V^2_{\max}} \quad (3.23)$$

avec toujours la condition sur les forces de contact de Coulomb à respecter.

Une autre façon d'analyse consisterait à s'intéresser au braquage et à la vitesse fournis à l'instant de saturation. Cela consisterait à en faire des inconnues du problème et à récrire leur expression en fonction des caractéristiques de la route et des efforts de Contact :

$$\begin{aligned} \delta &\leq f(d_{route}, p_{route}, \mu_{\max}, F_{x\max}, F_{y\max}) \\ V &\leq f(d_{route}, p_{route}, \mu_{\max}, F_{x\max}, F_{y\max}) \end{aligned} \quad (3.24)$$

L'idée serait d'étudier l'influence d'une variation de ces variables (δ^+ ou δ^-) ou (V^+, V^-) sur la trajectoire du véhicule.

C.IV. APPLICATIONS

Nous appliquons la méthodologie sur les deux itinéraires réels que nous avons présentés dans la partie précédente : un tronçon sur la route de Béziers et un tronçon dans le virage de Beauvais. Nous rappelons dans cette partie leurs caractéristiques et la trajectoire effectuée par le véhicule. Nous présentons le test de saturation.

1-Virage de Béziers :

Cet itinéraire comporte une succession de deux virages, ces caractéristiques en courbure dévers et pente sont présentées respectivement par les figures (3.4-a) (3.4-b) et (3.4-c). L'adhérence de la route est constante est vaut $\mu = 0.6$.

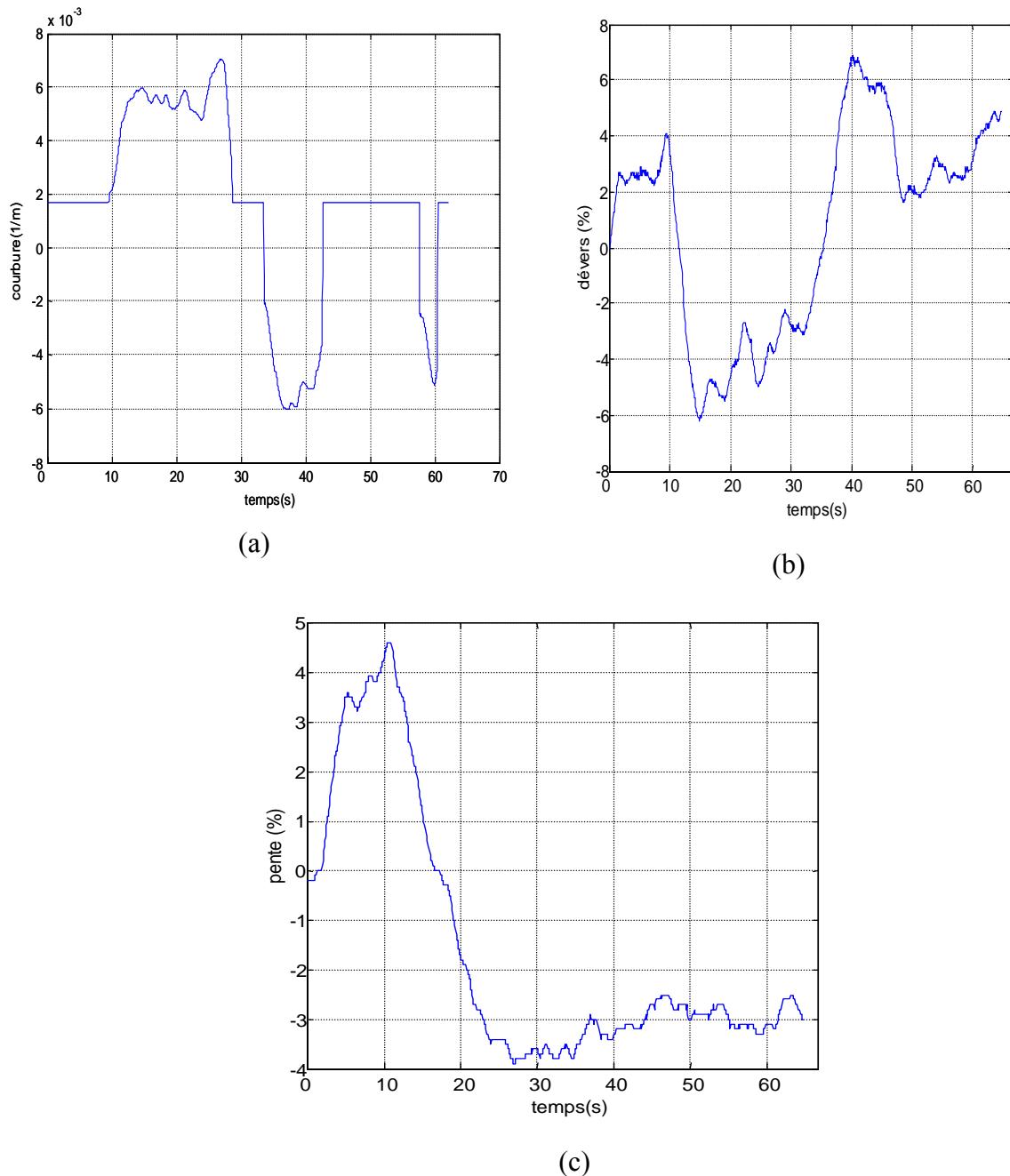


Figure 3.4 : Caractéristiques du virage de Béziers

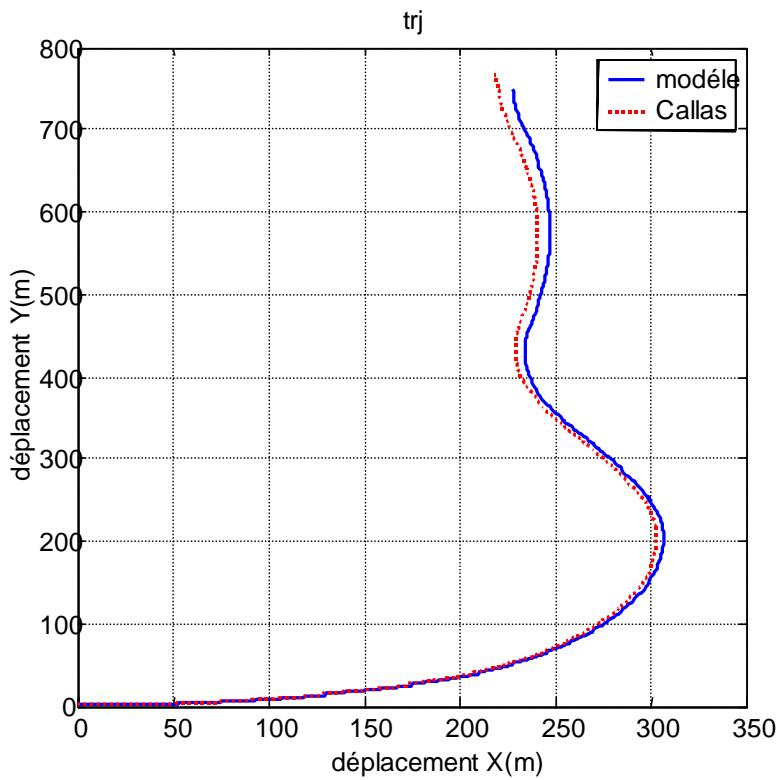


Figure 3.5 : Trajectoire du véhicule

Tests de saturation :

Nous examinons pour chaque roue l'intersection de l'effort latéral et l'effort longitudinal avec la valeur maximal de l'effort de Coulomb que nous appelons $F_{\text{saturation}}$. Nous remarquons qu'il n'y a pas d'intersection des efforts de contact en longitudinal et en latéral. Les efforts de contact ne saturent jamais.

Les figures (3.6 a et 3.6-b), montrent l'intersection des efforts latéraux avec les efforts de saturation sur chaque roue.

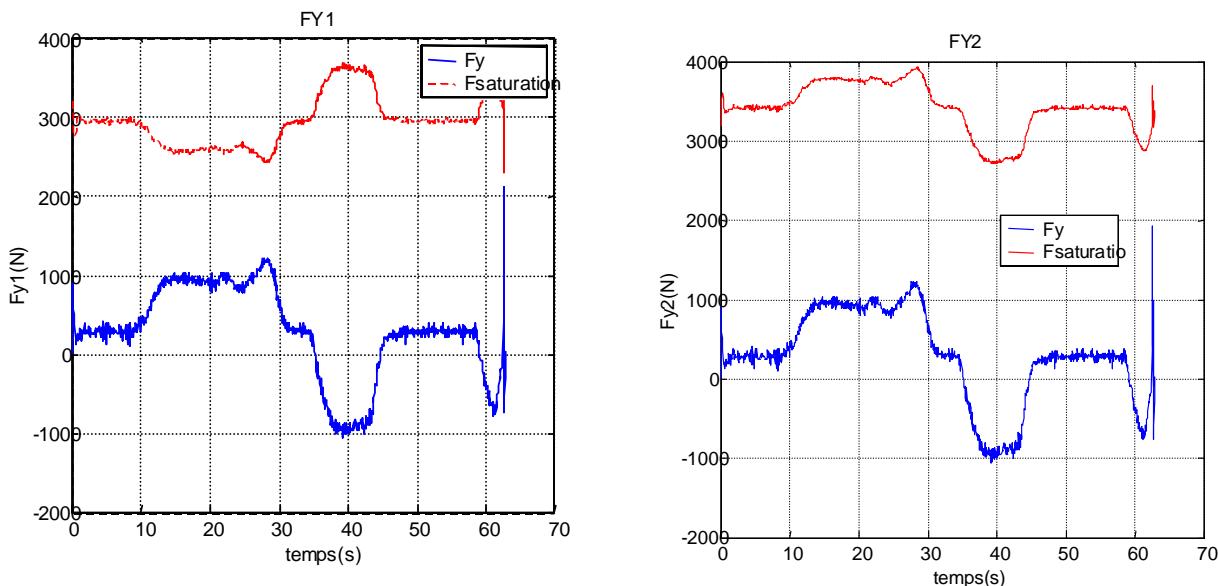


Figure 3.6-a : tests de saturations d'efforts latéraux pour la roue 1 et la roue 2

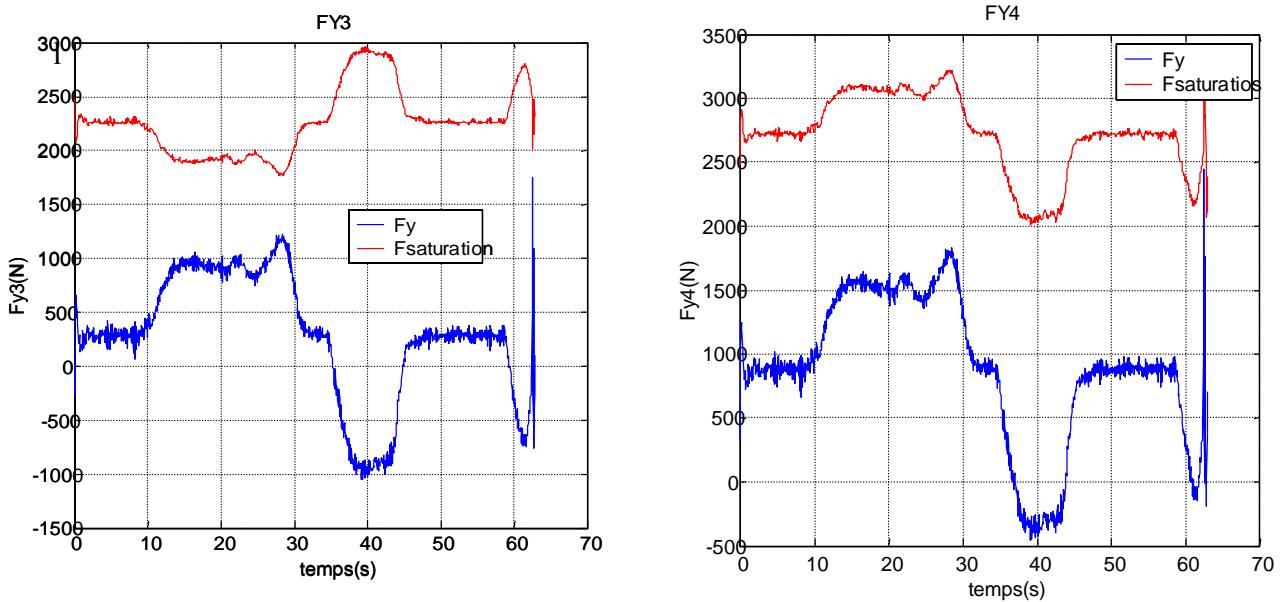


Figure 3.6-b : Tests de saturations d'efforts latéraux pour la roue 3 et la roue 4

Les figures (3.7), montrent l'intersection des efforts latéraux avec les efforts de saturation sur chaque roue.

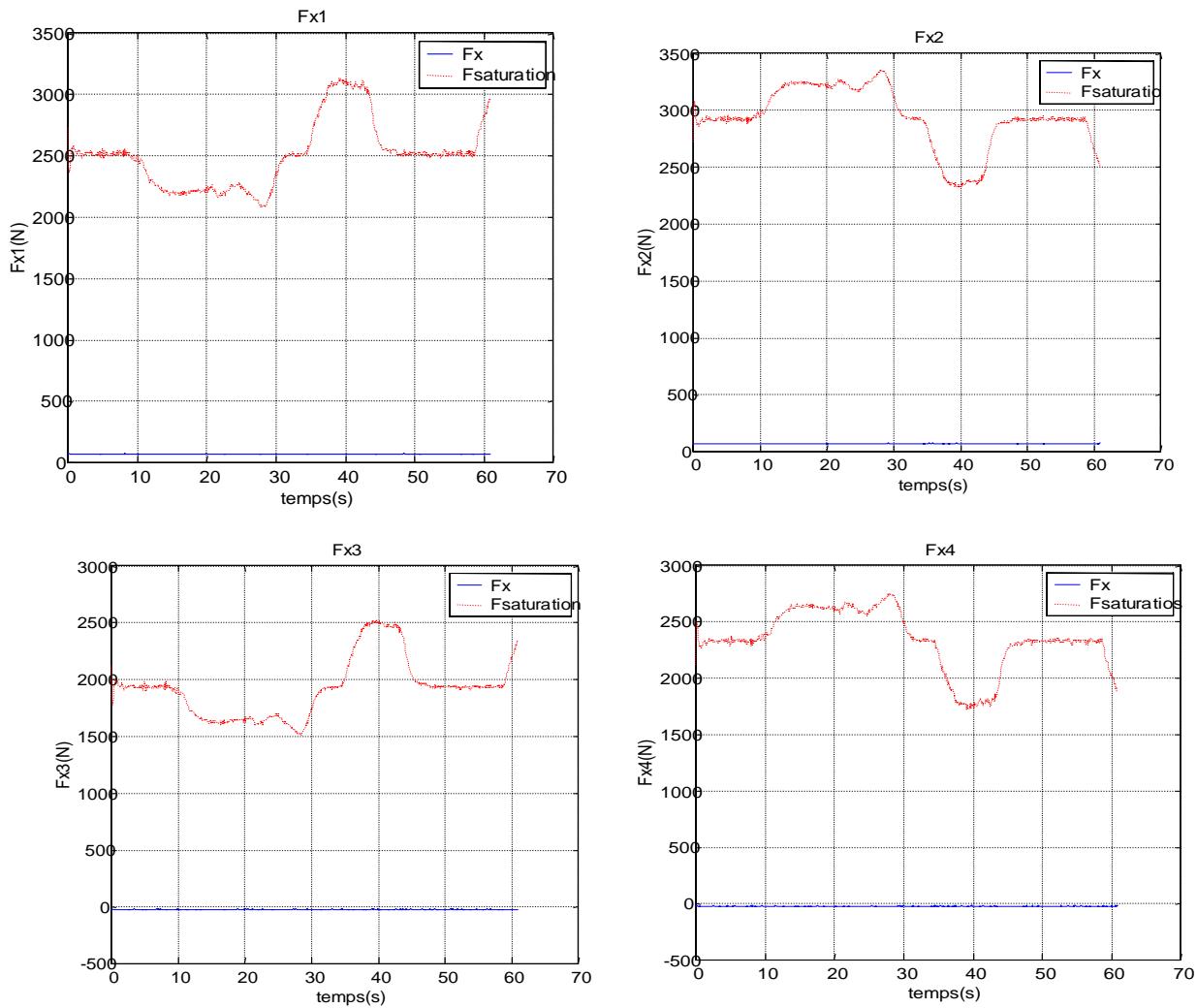


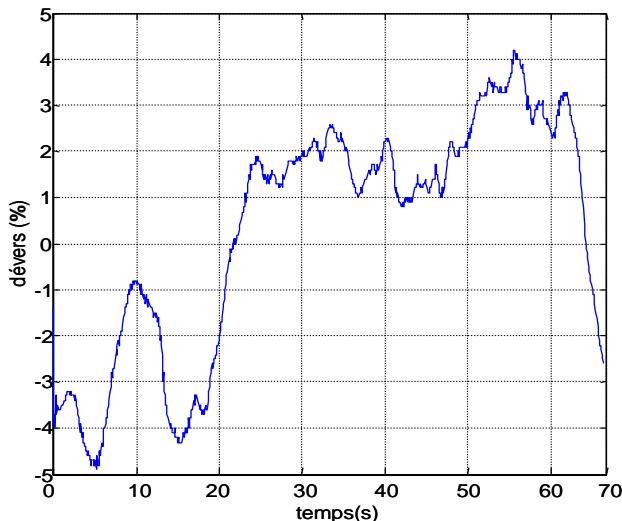
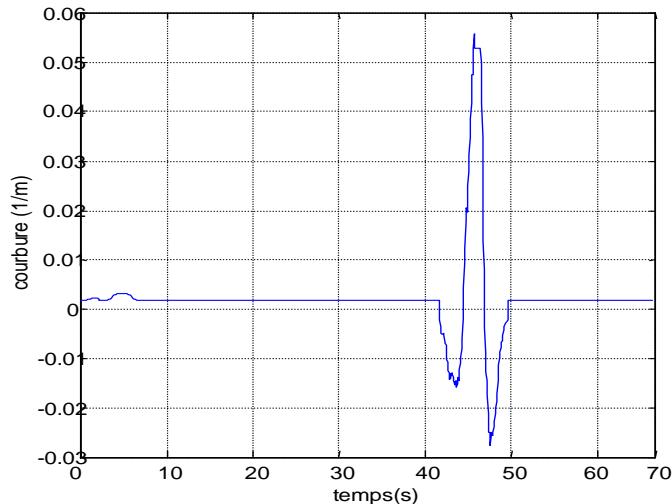
Figure 3.7 : Tests de saturations d'efforts longitudinaux sur les roues 1,2,3 et 4

Le virage de Beauvais :

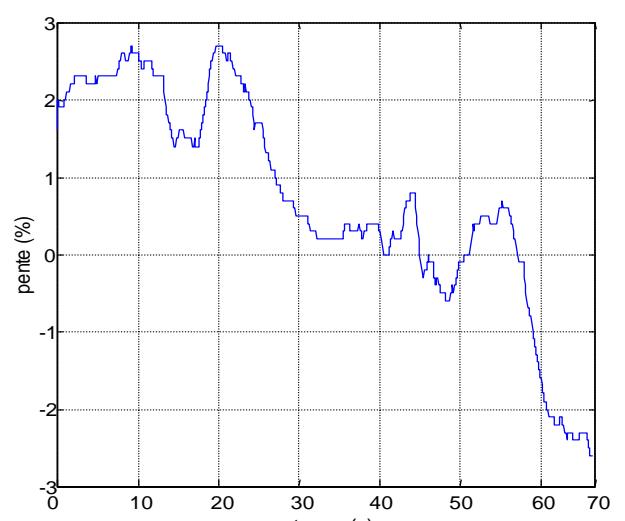
Le test se fait sur un tronçon d'un virage situé sur la route N31, aux environs de Rouen Beauvais. Le choix de cet itinéraire se justifie par sa géométrie, en effet cet itinéraire représente un point de dangerosité, il comporte un rétrécissement remarquable du rayon au milieu du virage).

Les caractéristiques géométriques de ce point d'itinéraire sont montrées par la figure(3.4) :

- **La courbure** : De la position (496,316) à la position (533,387), nous remarquons une importante variation du rayon, qui décroît et devient inférieur à 150 m,
- **Le dévers** : sur cet itinéraire le dévers est positif (dans le sens du virage), sa valeur ne dépasse pas les 7% fixée par la limite conventionnelle (figure 3).
- **La pente** : La pente est assez importante, elle est d'environ 2.7 % mais reste dans un intervalle sûr,
- **L'adhérence** : l'adhérence de la chaussée est constante tout au long de la trajectoire est égale à 0.6.



(b)



(c)

Figure 3.8 : Caractéristiques du virage de Beauvais

Nous focalisons notre étude sur cette zone de l'itinéraire. Après chargement des données dans Callas et ensuite dans notre modèle, nous avons comparé la trajectoire fournie par ces deux simulateurs (figure 3.8).

La trajectoire du véhicule :

Sur la figure 3.8, nous présentons la trajectoire du véhicule. La comparaison des deux trajectoires montre un écart non important au début du virage et ceci s'explique par les propriétés différentes des deux modèles, Callas étant un modèle complet et le nôtre simplifié. Mais au début de la zone dangereuse, sur notre modèle nous remarquons un écart important, un dérapage, ne suit plus la trajectoire.

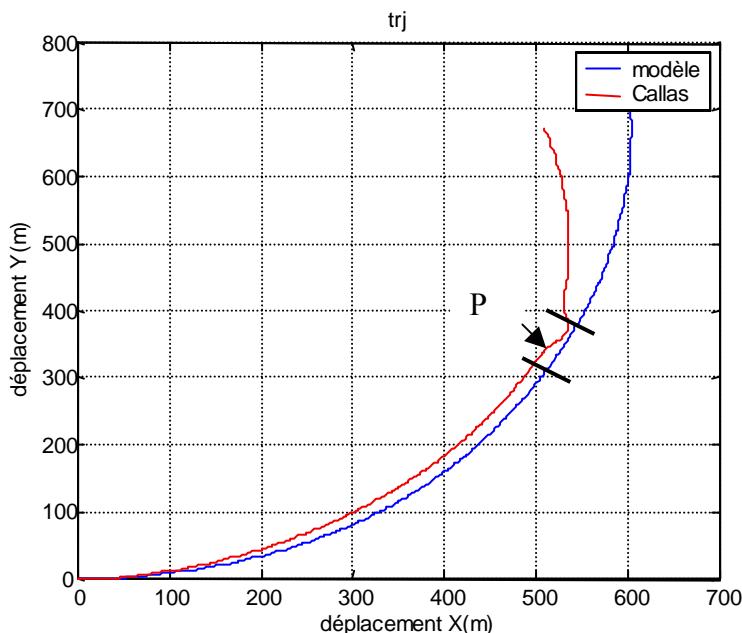


Figure 3.8 : Trajectoire du véhicule

Pour expliquer ce comportement nous analysons les courbes d'effort de contact pneumatique/chaussée.

Test de saturations :

Pour le mode latéral, la remarque la plus importante à faire est sur l'amplitude des efforts de contact au niveau de la zone P. Un effort considérable est fourni par les roues ce qui prouve les grandes sollicitations latérales que les pneumatiques ont subit.

Nous examinons pour chaque roue l'intersection de l'effort latéral avec la valeur maximal de l'effort de Coulomb :

Sur la courbe (3.9 – a) : il y a une intersection de la courbe $F_{\text{saturation}}$ et la courbe F_{y1} ,

Sur la courbe (3.9 – b) : il n'y a pas d'intersection des deux courbes,

Sur la courbe (3.9 – c) : il y a une intersection la courbe $F_{\text{saturation}}$ et la courbe F_{y3} ,

Sur la courbe (3.9 – d) il n'y a pas d'intersection des deux courbes,

Nous remarquons que seules les roues 1 et 3 qui sont les roues gauches du véhicule ont subit la saturation ceci s'explique par le fait qu'il y'a eu un transfert de charge sur les roues 2 et 4.

Sur les courbes (3.9-a) et (3.9-c) les efforts F_{y1} et F_{y3} sont écrêtés à la valeur maximale de l'effort de Coulomb, ça correspond bien à l'algorithme de Coulomb appliquée.

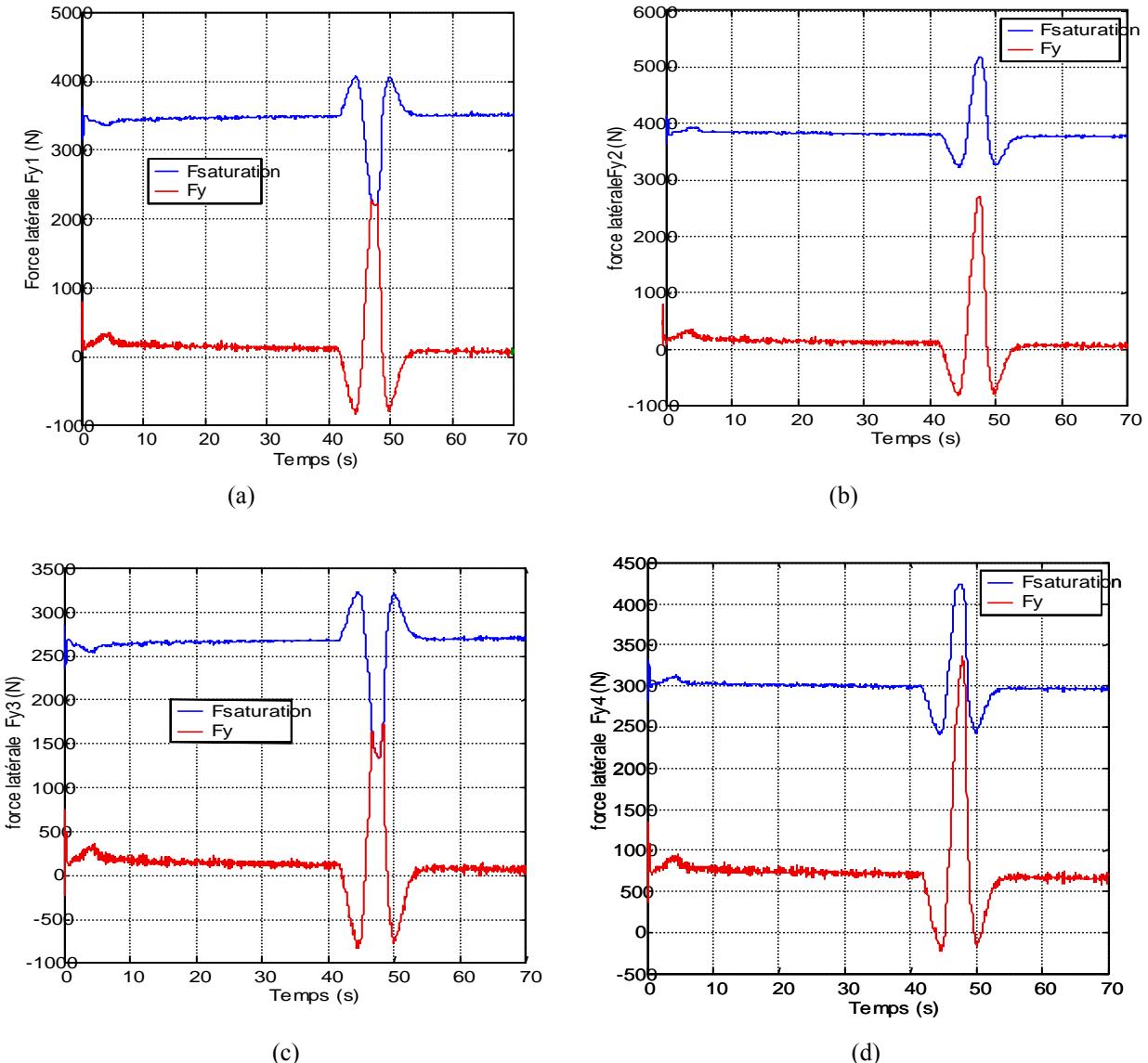


Figure 3.9 : Comparaison des courbes d'efforts latéraux avec les courbes de Coulomb

L'intersection des efforts longitudinaux sur la figure (3.10), montrent qu'il n'y aucune intersection des efforts avec les efforts de saturations sur les quatre roues.

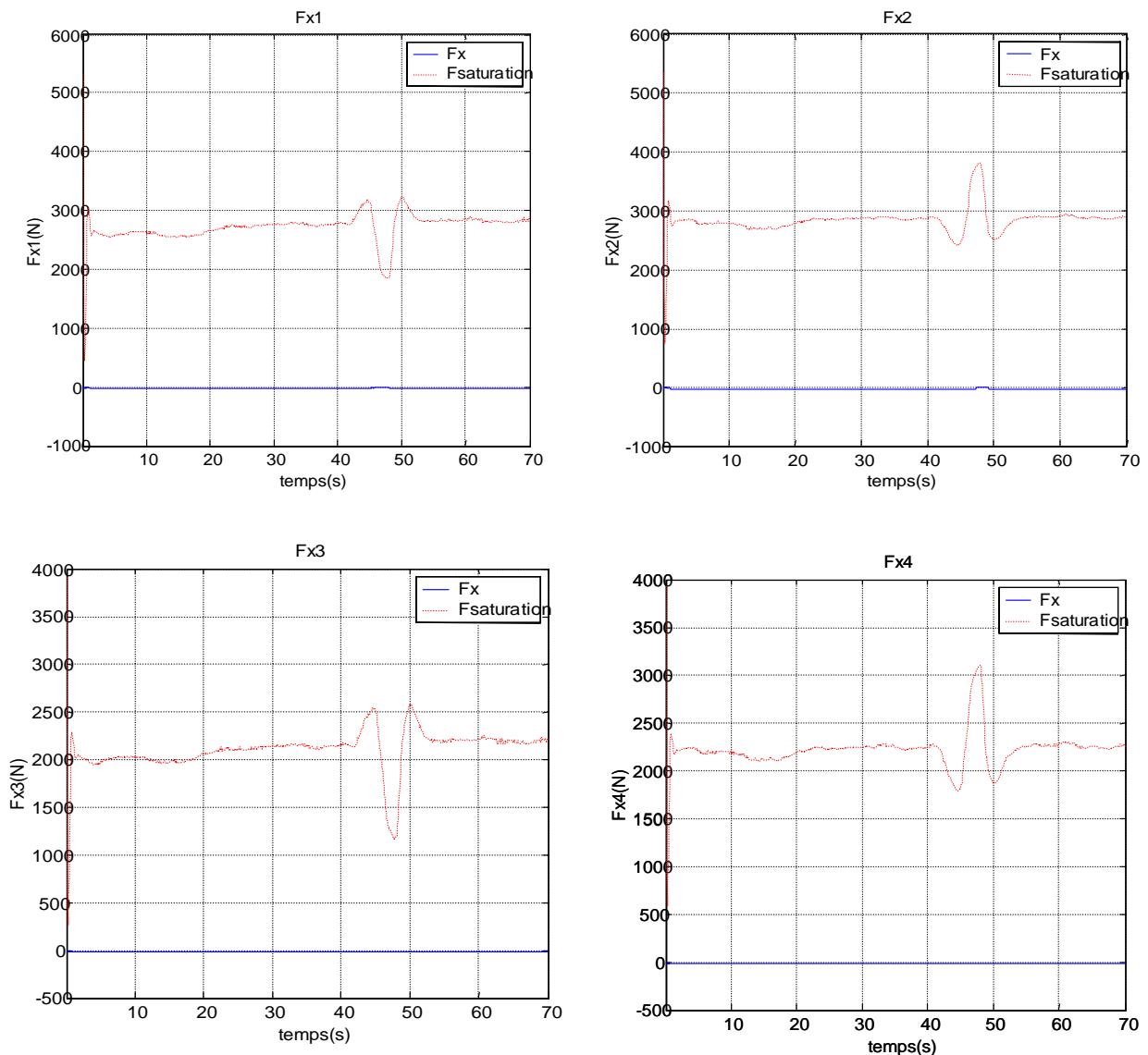


Figure 3.10 : Comparaison des courbes d'efforts longitudinaux avec les courbes de Coulomb

C.V. ANALYSE DES RESULTATS

L'étude des deux itinéraires précédents a montré les points suivants :

La route de Béziers : Le véhicule a suivi parfaitement la trajectoire (figure 3.8). Le test de saturation des efforts de contact pour les quatre roues en longitudinal et en latéral n'a détecté aucune saturation. Au vu de ces résultats (figures (3.8), (3.9) et (3.10)), nous pouvons conclure que cet itinéraire ne présente pas de dangerosité.

Le virage de Beauvais : sur cet itinéraire l'étude de la trajectoire a montré un dérapage du modèle par rapport à Callas. Le test de saturation en tout point de l'itinéraire a montré des intersections des efforts à certains points de l'itinéraire. Le premier point d'intersection représente le point début du dérapage du véhicule. Ce point par rapport à la réalité géométrique du virage correspond à un rétrécissement brutal du rayon de virage. Nous pouvons conclure que cet itinéraire représente une géométrie dangereuse (rétrécissement du rayon du virage). Le modèle développé a pu illustrer le dérapage (courbe de trajectoire) et a détecté des positions limites par le test de saturation de Coulomb.

C.VI. CONCLUSION

Dans ce chapitre nous avons exposé et appliqué la méthode de détection de limite sur des virages réels. Considérant que le premier responsable du dérapage d'un véhicule est du au fait que les roues ne fournissent plus d'efforts adéquats aux manœuvres du conducteur et aux caractéristiques géométriques et physiques de la route. La méthode consiste à s'intéresser aux saturations des efforts de contact pneumatique/chaussée.

L'application de la méthode sur circuits réels a pu mettre une évidence des points de dangersités d'une manière exacte et cohérente avec la réalité.

Nous pouvons conclure que la méthode peut être utiliser pour analyser un itinéraire et détecter des limites de caractéristiques géométriques et physiques de la route.

PARTIE D: CONCLUSION GÉNÉRALE

CONCLUSION ET PERSPECTIVES

Nous avons traité dans ce mémoire le problème de l'accidentologie du véhicule léger dans un virage routier. L'étude de l'accidentologie a montré que les caractéristiques du virage représentent une cause principale des accidents. Ce travail contribue à prévenir ces accidents par la détection des caractéristiques de la route dangereuses ou responsables de la perte de contrôle du véhicule, pour des raisons liées à la géométrie de la route et non pas seulement pour un comportement incohérent du conducteur.

L'outil principal que nous avons développé est le simulateur de dynamique du véhicule. Il est développé sous Matlab/Simulink, sous une architecture bloc par bloc offrant la possibilité à l'utilisateur de remplacer un modèle d'un bloc par un autre sans nuire au fonctionnement global du simulateur, tache qui n'est pas évidente dans le logiciel Callas. Une autre particularité de ce simulateur est le nombre de paramètres. Avec ses 14 degrés de liberté (dlls) il reproduit d'une façon correcte le comportement du véhicule dans différentes situations. La comparaison avec Callas qui a plus de 50 dlls montre une bonne cohérence. Enfin la particularité principale qui intéresse notre travail est le fait que ce modèle de véhicule tienne compte des caractéristiques géométriques et physiques de la route. Une publication qui résume la modélisation du simulateur a été présentée lors du congrès mondial de l'automobile à Yokohama FISITA 2006 [118].

Une partie essentielle du modèle de véhicule est le modèle de contact pneumatique /chaussée. Pour répondre aux besoins de l'étude nous avons choisi de développer un modèle de contact basé sur les propriétés de frottement de Coulomb. Cette façon nous permet de modéliser d'une manière simple et avec peu de paramètres l'effort de contact pneumatique/chaussée sur une roue. Les modèles de contact existants que nous avons étudiés et comparé pour une opération de recherche entre le LCPC et le LRV [119][120] ont montré la nécessité d'une identification d'un nombre de paramètres important. Les paramètres dont notre modèle a besoin, sont moins nombreux et sont des paramètres disponibles évalués par les appareils de mesures du CETE-Lyon. Bien que ce modèle soit simple, il fait appel à des méthodes mathématiques de résolutions des problèmes non réguliers. Le comportement du modèle a montré un bon agrément par comparaison au comportement Pacejka utilisé dans Callas. Ce travail a fait l'objet d'un article sur l'utilisation du frottement de Coulomb pour le contact pneumatique /chaussé, accepté dans les actes du congrès européen de l'automobile EAEC 2007 qui se déroulera au mois de Mai 2007 à Budapest[121].

L'autre façon d'exploiter ce modèle de contact est de l'utiliser pour la détection de limites. Une méthodologie fondée sur la saturation des efforts de contact est recommandée pour détecter les points dangereux d'un itinéraire. En effet, la route, ses caractéristiques et ses limites est un souci principal de la thèse. Les outils développés sont consolidés par une méthodologie qui permet d'analyser tous points d'un itinéraire routier.

Pour l'application et la mise en évidence de cette méthodologie, une étape importante de collecte de données a été faite. Le choix de l'itinéraire étudié fait suite à une analyse de caractéristiques géométriques et physiques d'itinéraires fournis par VANI ou sur la base « virage » qui a servi au développement du logiciel AlerteInfra. Les résultats obtenus sur un itinéraire que nous avons considéré comme dangereux a montré une bonne pertinence de notre outil. En effet, la méthode proposée a détecté d'une manière exacte et précise les points

dangereux qui ont fait déraper le véhicule. Ces résultats feront l'objet d'une présentation en février lors de la session dédiée au contrôle du véhicule et à la sécurité AVCS 07 de la multiconférence internationale en simulation et modélisation IMSM 07 à Buenos Aires [117].

Par ce travail nous pouvons recommander au LCPC d'utiliser cet outil numérique simple d'utilisation, demandant peu de paramètres, permettant de faire l'adéquation des caractéristiques de la route à la dynamique du véhicule pour détecter les limites d'un itinéraire et prévenir les accidents. L'ingénieur routier utilisera l'outil de la façon suivante :

- il chargera les données de la route,
- observera la trajectoire du véhicule,
- testera la saturation pour détecter les points dangereux,
- itérera jusqu'à l'obtention de paramètres géométriques et physiques de la route qui ne saturent pas les efforts.

Ce travail comporte de nombreuses perspectives, nous en proposerons quelques-unes :

- Étudier plus de cas réels pour mieux affiner l'outil,
- L'utilisation de données mesurées réelles de véhicule fournies par le véhicule instrumenté la Laguna du CETE-Lyon. Une autre façon de faire serait d'embarquer notre modèle sur le véhicule instrumenté et comparer son comportement au comportement réel,
- Tenir compte de l'irrégularité de la chaussée (l'uni),
- En dynamique du véhicule, faire des paramètres géométriques de la route des états dynamiques du système. Ne pas seulement les considérer comme des entrées mais comme des variables de contrôle, permettrait de mieux comprendre leur influence sur le véhicule et de formuler différemment des améliorations de dimensionnement pour la géométrie de la route en utilisant des outils de stabilité incluant des termes non réguliers (Coulomb),
- En modélisation du contact pneumatique/chaussée, un Coulomb modifié, où on peut rajouter de l'élasticité donnerait un caractère plus réaliste à la modélisation et permettrait de tenir compte de plus de paramètres liés aux phénomènes pneumatiques /chaussée. Nous proposons, une étude approfondie du choix du coefficient de friction et l'amélioration du calage par rapport à Pacejka,
- Concernant la méthode de détection de limite et d'instabilité. A partir de la localisation des points dangereux, une multitude de façon d'analyse se présente que ce soit pour l'ingénieur routier ou le théoricien. Nous proposons pour l'étude d'influence d'une caractéristique bien précise (dévers par exemple) d'analyser localement l'influence de ce paramètre par le développement d'une Jacobienne généralisée. Celle-ci présentera une difficulté théorique à gérer du fait de la non régularité du Coulomb,

- L'utilisation du modèle pourrait s'élargir à la redéfinition de vitesse limites sur une trajectoire où l'ingénieur en fixant ces caractéristiques routières redéfinirait une vitesse limite qui ne sature pas les efforts, débouchant sur le positionnement puis la mise en place de panneaux de préventions dans le cas de détection et de localisation de points dangereux par le modèle sur un itinéraire.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] Site du LCPC : www.lcpc.fr,
- [2] G.Dupré, O.Floris, L.Patte. Amélioration de la sécurité des virages, des routes principales et en rase campagne. CETE-Normandie-Centre et SETRA, 2002, ISBN 2-11-091808-X, Ref E0214, 36 p.
- [3] SETRA: « Facteurs d'accidents liés à l'infrastructure », savoir de base en sécurité routière [En ligne], Disponible sur : <http://www.setra.equipement.gouv.fr/Fiches-Savoirs-de-Base-en-Securite.html>
- [4] Site des nations unis : <http://www.un.org/News/fr-press/docs/2005/AG10409.doc.htm>
- [5] ONISR. Les grandes données de l'accidentologie : Caractéristiques et causes des accidents de la route. 2006, [En ligne], Disponible sur : www.securite-routiere.equipement.gouv.fr,
- [6] Site de la sécurité routière [En ligne], Disponible sur : www.securite-routiere.equipement.gouv.fr,
- [7] Site SETRA [En ligne], Disponible sur : www.setra.fr,
- [8] J.E.Michel, T.Brenac, J.Magnin, C.Naude, C.Perrin. Les pertes de Contrôle en courbes. Rapport INRETS n° 262, les collections de l'INRETS, 2005- ISBN 2-85782-613-3.
- [9] R. Seidowsky (MAIA). Cinématique des véhicules en milieu urbain: analyse du comportement. Rapport INRETS n°5, les collections de l'INRETS, 1986, ISBN :2-85782-146-8, 23 p.
- [10] ONISR.Guide BAAC version d'avril 2006. [En ligne], Disponible sur <http://observatoire-sr.metier.i2>;
- [11] Fichier BAAC, [En ligne]. Disponible sur : <http://recit.inrets.fr/article30.html>,
- [12] H. Fontaine, Y.Gourlet, J.L'Hoste, N.Mulhar. Inventaire critique des données nécessaires à la recherche en sécurité routière. Rapport final sur convention 02/70/013 DSCR/INRETS - thème 1, 2003, 75 p.
- [13] J.Yerpez, F.Ferrandez. Caractéristiques routières et sécurité, reconnaissance de la contribution des facteurs route dans la genèse des accidents. Synthèse INRETS N°2, 1986, ISBN : 2-85782-150-6, 130 p.
- [14] J.M.Galbard,G. Louah. Vitesses pratiquées et géométrie de la route. rapport d'étude de la division des liaisons interurbaines du SETRA, 1986, 95 p.
- [15] SETRA, Ministère de l'équipement, direction des routes. Aménagement des routes principales. Guide technique, Publication du SETRA, Ref B 9413, août 1994, 142 p.
- [16] CEESAR, CETE Normandie. Les accidents par sortie de chaussée. Rapport d'étude, CEESAR, CETE Normandie, 1999.

- [17] F.Bar, Y Page. Les sorties de voie involontaires. LAB, CEESAR, 2002, 47 p.
- [18] SETRA.Sécurité des routes et des rues. Document CETUR/SETRA, 1992, ISBN 2 11 085 704 8, 436 p.
- [19] Laetitia Fluteaux. Étude de la base VIRAGE.Document technique, CETE Normandie-Centre, 1997, 58 p.
- [20] C.Delcourt. Le logiciel Alerte Infra. Document électronique interne, CETE-Lyon, 2002.
- [21] C.Bourgeois, G.Rul, G.Dupré, B.Gallindo, P. Le Breton, F. Vervialle. ALERTINFRA, validation des alertes. Rapport CETE-Lyon, CETE-Normandie-Centre, SETRA, 2002,
- [22] G.Dupré, P.Flachat, G.Gratis, M.Latorre, J.C.Olivier . Détection « d'alerte sécurité » liées à des dysfonctionnements de l'infrastructure routière. Bulletin des laboratoires des Ponts et Chaussées-213- 1998, Ref 4080-PP. p 3-16.
- [23] T.Brenac, Y.Girard, J. Magnin, J-E. Michel, M-C. Montel, C.Naude, C. Perrin. Exploitation thématique des Études Détailées d'Accidents. Rapport de convention INRETS/DSCR 99-70-013. Étude n°1, 2000.
- [24] Y.Girard. Bilan de l'étude détaillée des accidents (mai 2002). Fiche de synthèse INRETS, 2002.
- [25] M.Faure.Routes, tome 1. Cours de l'ENTPE, édition ALEAS 1997, ISBN 2-908016-89-3, 258 p.
- [26] Site de l'INRETS [En ligne], Disponible sur : www.inrets.fr.
- [27] T.Brenac. Note technique sur les relations vitesse – courbure – dévers. Liaisons interurbaines, SETRA 1984, 16 p.
- [28] M.Gaudry, K. Vernier. Effets du tracé et de l'état des routes sur la vitesse et la sécurité, rapport de l'INRETS, n° 224, les collections de l'INRETS, 2000, ISBN 2-85782-525-0.
- [29] A.Pare. Sécurité routière et adhérence des chaussées. Association technique de la route, Journée d'étude du 27 septembre 1976, 136 p.
- [30] M.Gothie. Influence de l'adhérence sur la sécurité routière. Article. Bulletin des laboratoires des Ponts et chaussées, spécial n° 185 – mai –juin 1993.
- [31] M.Gothié. apport à la sécurité routière des caractéristiques de surface des chaussées. Bulletin des laboratoires des Ponts et chaussées. n° 224, Janvier-fevrier 2000.
- [32] Yves Delanne, Minh-Tan Do, Michel Gothié : Potentiel d'adhérence du couple pneumatique/chaussée. Collection Études et recherches des LPC - série Routes - n° 43. Redf :CR43:,décembre 2006, 120 p.

- [33] B. Chenisbest, N. Jahn, JY Le Coz: « European accident causation survey (EACS) methodology », papier n°: 98-S2-O-08.
- [34] R.Paulsson, Chalmer : « building the European road safety observatory », Development report, SafetyNet, TREN-04-FP6TR-SI2.395465/506723,
- [35] D.Pape, D.Pomerleau. Run-off road collision avoidance using IVHS countermeasures. final report, NHTSA, 1999, DOT HS 808 503,
- [36] H Imine. Observation d'état d'un véhicule pour l'estimation du profil dans les traces de roulement. Thèse, université de Versailles St-Quentin, 2003, 143 p.
- [37] S.Glaser. Modélisation et analyse d'un véhicule en trajectoires limites, application au développement de système d'aide à la conduite. Thèse, université d'Evry-Val d'Essonne, 2003, 209 p.
- [38] Projet Arcos.[En ligne], Disponible sur : <http://www.arcos2004.com/>
- [39] M.Bouteldja: « Modélisation des interactions dynamique poids lourd/infrastructure pour la sécurité et les alertes », Thèse, université de Versailles St Quentin en Yvelines, 2005, p 211.
- [40] AH. Rabhi. Estimation de la dynamique du véhicule en interaction avec son environnement. Thèse, université de Versailles St-Quentin en Yvelines, 2005, p
- [41] A.Revue. Contribution des systèmes d'informations géographique à la sécurité routière : approche multicapteurs pour l'évaluation de configuration de risque. Thèse, École des Mines de Paris, 2003, p 156.
- [42] Z.Shiller, S.Sundar. Optimal Emergency maneouvers of automated vehicles. reaserch report, California partners for advenced transit and highways (PATH), 1996.
- [43] J-P. Lauffenburger. Contribution à la surveillance temps-réel du système « conducteur-véhicule-environnemt » élaboration d'un système intelligent d'aide à la conduite. Thèse, l'université de Mulhouse, 2003, p 177.
- [44] E.J. Rossetter. A potentiel field framwork for active vehicule lanekeeping assistance. Thèse de l'université de Stanford, 2003, p.
- [45] M.Arnold. Simulation Algorithm in vehicle System Dynamics [En ligne], Disponible sur : www.mathematik.uni-halle.de/reports/shadows/04-27/report.html
- [46] G.Ventiane, PJ.Ripert, W.Khailil, P.Bodson. Modelling and identification of passenger car dynamic using robotics formalism. IEEE transaction on intelligent transportation system, Vol 7, No 3, September 2006,
- [47] J.Stephant. Contribution à l'étude et à la validation expérimentale d'observateurs appliqués à la dynamique du véhicule. Thèse, université de Compiègne, 2004, p 290.

- [48] A. El Hadri. Modélisation de Véhicule, observation d'état et estimation des forces pneumatiques : Application au contrôle longitudinal. Thèse, université de Versailles St-Quentin, décembre 2001, p 153.<
- [49] D.Lechner. Analyse du comportement dynamique des véhicules routiers légers : Développement d'une méthode appliquée a la sécurité primaire. Thèse, École Centrale de Lyon, 2002, p 463.
- [50] Jr-Ellis. Vehicle handling dynamics. London business book limited, Londres, 1994,p 199.
- [51] Groupe de travail automatique et automobile GTAA. [En ligne], Disponible sur : <http://gtaa.ensil.unilim.fr/gtaa/>
- [52] Groupe de travail Modélisation, Analyse et conduite des systèmes dynamique MACS. [En ligne], Disponible sur:<http://www.univ-valenciennes.fr/GDR-MACS/>
- [53] Site de l'équipe MIPS. [En ligne], Disponible sur www.essaim.uha.fr/
- [54] Systèmes de Perception et de Commande SPC [En ligne], Disponible sur :
http://www.univ-valenciennes.fr/GDR_MACS/inscr_equipe_consulter.php?param=HEUDIASYC
- [55] Site LIVIC [En ligne], Disponible sur: www.inrets.fr.
- [57] Équipe commande et simulation COSI. [En ligne], Disponible sur :
http://www.lsis.org/equipes/index_COSI.html
- [58] Équipe Systèmes Flous SF. [En ligne], Disponible sur :<http://www.univ-valenciennes.fr/LAMIH>
- [59] Laboratoire d'Automatique, Productique, Signal LAPS : <http://www.laps.u-bordeaux1.fr>
- [60] Commande Robuste d'Ordre Non Entier CRONE. [En ligne], Disponible sur :
http://server2.laps.u-bordeaux1.fr/pagesThemes/accueil.php?code_theme_os=6
- [61] R.Mendoza. Sur la modélisation et la commande des véhicules automobiles. Thèse, université de Grenoble, 1997, 251 p.
- [62] J.Levine. Modélisation et Commande des Systèmes Non Linéaire Modélisation et Commande d'un Amortisseur Semi-Actif pour Quart de Véhicule. ENPC, Département MSPI, 2003.
- [63] M.C.Smith. Controller parameterization for disturbance response decoupling: application to vehicle active suspension control. IEEE transaction on control system technology, Vol 10 N°3, 2002. p 393-407.
- [64] M. Lidberg. Lecture notes on vertical dynamics. [En ligne], université de Chalmers Disponible sur : www.mvs.chalmers.se/~lidberg/togv2005/lecture_notes_z.pdf, 2005.

- [65] A.V.Pesterev. On decomposition of damped MDOF vehicle models. Quarter-car Model. Technical report 2002-1, Institut d'analyse des systèmes. Académie des sciences, Russie, 2002, p 19.
- [66] C.Canudas-De-Wit. Dynamic friction models for combined longitudinal and lateral vehicle motion, Vehicle System Dynamic, 2003.
- [67] U. Kiencke. A. Daib. Observation of lateral vehicle dynamics. Pergamon, Control Engineer Practice, Vol 5, N°8, 1997, p 1145-1150.
- [68] Carlson. Optimal Rollover Prevention with steer by wire and differential braking. Proceedings de IMECE'03, IMECE 2003-41825, ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, 2003, Washington, D.C. USA
- [69] B.Baghdassians. Commandes robustes pour le contrôle latéral d'un véhicule routier. 2001, Thèse université d'Evry, p 222.
- [70] S.Mammar. Contrôle latéral assisté et automatisé des véhicules : Approches par commandes robustes. HDR, Université d'Evry, laboratoire des Systèmes Complexes, LSC, 2001.
- [71] B.C.Chiuan, H.Peng. Differential-Braking-Based Rollover Prevention for Sport Utility Vehicles with Human-in-the-loop Evaluations. 2001.
- [72] H.Peng. Vehicle lateral control for highway automation. Thèse, Université de California, 1992,n° 9305035, p178.
- [73] H.Pham, M.Tomizuka, J.K.Hedrick. Integrated manoeuvring control for automated highway systembased on a magnetic reference/sensing system. California PATH research report UCB-ITS-PRR 97 -28.,1997, p 101.
- [74] T.D.Gillespie. Fundamental of vehicle dynamics. SAE: Society of Automotive Engineeer, 1976, ISBN 1-56091-199-9, p 495
- [75] P.Dusynx. Stabilité et comportement du virage en régime permanent. [En ligne], cours, Disponible sur site :
http://www.ingveh.ulg.ac.be/fr/cours/Notes_de_cours_Meca_0004/Notes_0004.htm
- [76] Lu Sun. optimum design of « road-friendly » vehicle suspension systems subjected to rough pavement surfaces. Applied mathematical modeling. Vol 26, 2002, p 635-652.
- [77] D. Cebon. Handbook of Vehicle Road Interaction. Advences in Engineering 2 : Swets & Zeitlinger, 2000, ISBN 90-265-1554-5, p 600.
- [78] R.Andrewjevski, J. Awrejcewicz. Non linear Dynamic of a wheeled vehicle. Advences in Mechanical and Mathematics, springer, ISBN 0-387-24358-5
- [79] D,Milken, E. M Kasprzak,Ldaniel, M&W F Milliken. Race care vehicle Dynamics. problems, answers and experiments», SAE International, ISBN 0-7680-1127-2,

[80] J.P.Brossard. Dynamique du véhicule : modélisation des systèmes complexes. Collection INSA, 2006, ISBN 2-88074-644-2, p 714.

[81] J. Deutch. Dynamique des véhicules routiers. Organisme National de Sécurité Routière : données de base, ONSER, Arcueil, 1970, p 184.

[82] Simulateur ARCSIM. [En ligne], Disponible sur : <http://arc.engin.umich.edu/arc/software/arcsim/index.html>

[83] Simulateur ASM. [En ligne], Disponible sur : http://www.dspace.fr/ww/fr/fra/home/products/sw/automotive_simulation_models.cfm

[84] Simulateur CarMAker. [En ligne], Disponible sur : <http://www.ipg.de/24.html?&L=2>,

[84-a] K. N. M'sirdi, M. Ouladsine, H. Noura .Modélisations représentations et observateurs robustes et à entrée inconnue pour l'estimation, le diagnostic et l'analyse du comportement dynamique des véhicules. JNRR 2005, Gudel, Morbihan, France, 2005.

[84-b] K. N. M'sirdi. Observateurs robustes et estimateurs pour l'estimation de la dynamique des véhicules et du contact pneu-route. JAA 2003, Journée Automatique et Automobile, Bordeaux, 5-6 novembre 2003.

[85] Contact pneumatique/chaussée. [En ligne], Disponible sur : www.ericcabrol.free.fr;

[86] J. Svendenius. Tire Models For use in braking Application. 2003. Rapport technique, département d'automatique et de contrôle de l'institut de technologie de Lund, 2003. 95 p.

[87] J.Svendenius, B.Witternmark. Review of Wheel Modeling and friction estimation. Rapport technique, département d'automatique et de contrôle de l'institut de technologie de Lund, 2003, ISRN LUTFD2/TFRT—7607-SE, 38 p.

[88] Magnus Gafvert. Comparison of two friction models. Departement d'automatique et de contrôle, Lund, Suede, 1996, IRN LUTFD2/TFRT--3232—SE, p 95.

[89] Basset, Zami & al. Problématique de l'identification de la liaison véhicule-sol. [En ligne], Disponible sur, jnrr05.irisa.fr/document/jnrr-010-01-basset.pdf, 2005.

[90] J. Stephant, A. Charara, D. Meizel. Contact Roue-Sol comparaison de modèles d'efforts. [En ligne], Disponible sur : <http://perso.ensil.unilim.fr/~stephant/publications.htm#CN>. Journées automatiques et automobiles, Bordeaux, France, octobre 2001.

[91] H.Dugoff et al. An analysis of tire traction properties and their influence on vehicle dynamic performance. SAE Transaction , 3:1219-1243, 1970.

[92] G. Gwanghun, E. Parviz, E. Nikravesh. An Analytical model of pneumatic tires for vehicle dynamic simulation . Part 1: Pure slips. In Journal of vehicle design, vol 11, n° 6, 1990, Royaume Uni, p 589-618.

[93] L.Seddiki. Analyse comparative des modèles de pneumatique. Rapport de DEA, Université de Versailles-Saint Quentin-en Yvelines, 2004.

[94] M.G. Villela. Nonlinear modeling and control of automobiles with Dynamics Wheel-road friction and wheel torque inputs. Rapport de Master, École d'informatique et de l'électronique de Georgia, 2004, p 86.

[95] K. Guo, L.Ren. A unified semi-empirical model with higher accuracy and less parameters. 1999. SAE Technical Paper 1999-01-0785, p 1513-1520.

[96] K. Guo. Unified tire model for braking driving and steering simulation., Proceeding of 5th International Pacific Conference on Automotive Engineering, IPC Paper 891198, Beijing: International Academy Publishers, 1989, p 198.1-198.6

[97] K.Guo, L.Rei.Y.Hou. A Non steady tire model for vehicle dynamic simulation and control. AVEC, 1998, Nagoya Japon, p 335-334.

[98] H.B.Pacejka. Tyre and vehicle dynamics. Elsevier Butterworth Heinmann, Burlington, 2002, ISBN 0750651815, p 627.

[99] Velenis E., Tsotras P., Canudas-de-Wit C."[Extension of the LuGre Dynamic Tire Friction Model to 2D Motion](#)" ,Vehicle System Dynamics, 2005. [En ligne], Disponible sur : <http://www.lag.ensieg.inpg.fr/canudas/>.

[100] C. Canudas de Wit, R. Horowitz, and P. Tsotras "Model-based observed for tire/road contact friction prediction" In New Directions in Nonlinear Observer Design", Nijmeijer, H. and T.I Fossen (Eds), Springer Verlag, Lectures Notes in control and Information Science, May 1999.

[101] C.Canudas-De-Wit. Dynamic tire friction models for vehicle traction control. Conférence on Decision and Control, Phoenix, Arizona, Dec. 1999.

[102] Essai Michelin, rapport confidentiel « LCPC/Michelin » ; 2004.

[103] X.Brun. Commandes linéaires et non linéaires en électropneumatique. Méthodologies et applications [En ligne] Thèse : Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, 1999 Disponible sur : <http://docinsa.insa-lyon.fr/these/pont.php?id=brunx>, chapitre 1 : p51-66.

[104] L.Champeney. Contact unilatéral entre solide élastiques. [En ligne], Disponible sur <http://www.lema.uvsq.fr/champaney/cours/Contact-Champaney.pdf>

[105] C.Duriez. Contact frottant entre objet déformable dans des simulations temps-réel avec retour haptique. Thèse, Université d'Evry, 2004, p 156.

[106] S.Basseville. Dynamique et stabilité d'un système discret en présence de contacte et de frottement. thèse, université d'Aix Marseille II, 2004, p 154.

[107] J.Stéphant « Diagnostic dynamique du comportement d'un véhicule : « contact roue-sol », Rapport de DEA, Université de Compiègne, 2001,120 p.

- [108] J.J. Moreau. Unilateral contact and dry friction in finite freedom dynamics, Non-smooth mechanics and applications. (eds. J.J. Moreau, P. Anagiotopoulos), C.I.S.M. Courses and Lectures, 1-81, Springer-Verlag, Berlin, 1988.
- [109] H. Brezis. Opérateurs Maximaux Monotones et semi-groupes de contraction dans les espaces de Hilbert. Mathematics Studies 5, North-Holland, 1973, Amsterdam.
- [110] M. Schatzman. A class of nonlinear differential equations of second order in time. Nonlinear Analysis, Theory, Methods & Applications, 2 (3), 355-373, 1978.
- [111] L. Paoli. Analyse numérique de vibrations avec contraintes unilatérales. Thèse de Doctorat, Université de St-Etienne, France, 1993.
- [112] J.Bastien. Étude théorique et numérique d'inclusions différentielles maximales monotones. Applications à des modèles élastoplastiques, Thèse de Doctorat, Université Lyon I, 2000. Numéro d'ordre:96-2000.
- [113] F. Bernardin. Équations différentielles stochastiques multivoques - Aspects théorique et numérique –Applications, Thèse de doctorat, ENTPE - Université Lyon I, 6 décembre 2004, N° d'ordre 243-2004.
- [114] Guide technique SETRA, ministère de l'équipement, direction des routes : «Aménagement des routes principales », publication du SETRA, Ref B 9413, 1994.
- [115] SETRA. ICTAAL instruction sur les conditions techniques d'aménagement des autoroutes de liaison circulaire du 12 décembre 2000.doccument SETRA, Ref B0103, p 60
- [116] Alazard-Daniel. Stabilité de Lyapounov. [En ligne], Disponible sur : site : http://personnel.supaero.fr/alazard-daniel/docHTML/cours_LQG/node6.html
- [117] M. Nadji, C.H Lamarque, M. Gothié. Road geometry effect on traffic safety “vehicle/infrastructure modelling”. Accepté à AVCS 07 Advanced in Vehicle Control and Safety, papier n°-123, Argentine, 2007.
- [118] M. Nadji, C.H Lamarque, M. Gothié. Study of vehicle dynamics and road geometry interaction. FISITA 06 World Automotive Congress; CD-ROM - F2006V080, Yokohama, Octobre 2006.
- [119] Rapport LCPC/LRV : Synthèse et comparaison des modèles de contact pneumatique/ chaussée : modèle de Guo. LCPC 2004.
- [120] M. Nadji, Y. Delanne, C.H Lamarque, M. Gothié. Vehicle dynamics and road geometry interactions: “Road/tire Interaction Modelling”. I3M International Mediterranean Modelling Multiconference, CD-ROM, IMAACA_FDV05, Marseilles , Octobre 2005.
- [121] M. Nadji, C.H Lamarque, M. Gothié. Coulomb friction model, road/ tire contact application. Accepté à EAEC 07 11th European AutomotiveCongress "Automobile for the Future", Budapest, Fevrier 2007

ANNEXES

ANNEXE 1 : LOGICIEL ALERTINFRA

L'objectif de cet outil est **la détection automatique de situations potentiellement accidentogènes**. Ces situations ont été établies par un groupe d'experts en sécurité routière sur les routes interurbaines à chaussée unique (SETRA, LCPC, CETE). Ce module a pour objectif d'assister un expert en sécurité routière dans l'analyse d'un itinéraire. L'utilisation de cet outil comporte des limites :

1. les alertes fonctionnent essentiellement pour le sens de parcours de l'itinéraire mesuré.
2. certaines alertes travaillant sur l'enchaînement des sections de routes, l'analyse n'est pertinente que pour un itinéraire et non pour des sections ponctuelles.
3. les traitements informatiques sont faits sur des valeurs seuils que seul un expert en sécurité peut affiner.
4. les paramètres analysés ne représentent qu'un sous-ensemble des éléments intervenant dans une étude de sécurité, d'autres paramètres doivent être regardés : visibilité, signalisation, accidentologie...

L'analyse de l'itinéraire peut être rendue sous forme de tableaux (Excel) visualisant les alertes positionnées. 19 alertes sont disponibles. Elles concernent essentiellement des virages.

Les indicateurs en virage

- | | |
|-----|--|
| V1 | Virage nécessitant une forte adaptation de vitesse : la différence entre la vitesse d'approche et la vitesse dans le virage est de plus de 20 km/h |
| V2 | Virage présentant une longueur d'introduction trop longue et précédé d'une section facile |
| V3 | Virage présentant un changement de direction important |
| V4 | Virage présentant une longueur importante |
| V5 | Virage se resserrant fortement après le milieu |
| V6 | Courbes de rayon inférieur à 150 m précédées d'une section facile |
| V7 | Virage présentant un défaut d'adhérence |
| V8 | Virage présentant un défaut de rugosité |
| V9 | Virage présentant un défaut d'uni dans les petites ondes |
| V10 | Incompatibilité entre deux courbes |
| V11 | Virages faiblement déversés de rayon < 120m |
| V12 | Virages faiblement déversés de rayon entre 120 et 200 m |
| V13 | Courbes à gauche déversées vers l'extérieur |
| V14 | Virage situé dans une forte pente |
| I1 | Intersection dans une courbe |

Les indicateurs en section courante :

- | | |
|----|--|
| S1 | Section courante présentant un défaut d'uni dans la gamme des courtes longueurs d'onde |
| S2 | Section courante présentant un défaut d'adhérence |
| S3 | Section courante présentant une mauvaise macrotexture |
| S4 | Section courante présentant une forte pente |

ANNEXE 2 : VÉHICULE D'ANALYSE D'ITINÉRAIRE VANI



Appareil de recueil d'informations sur l'infrastructure routière : VANI, réalisé depuis 1987 par le laboratoire de Lyon, a pour objectif le recueil rapide et informatisé de données liées à la route et à son environnement, dans l'optique d'études de sécurité.

A partir des données enregistrées (géométrie, caractéristiques de surface), le programme Alertinfra permet un pré-traitement de l'information du point de vue de la sécurité routière. Les alertes fournies constituent une base de travail pour l'expert dans le cadre d'un diagnostic de sécurité sur un itinéraire.

Données recueillies : Elles se présentent sous forme :

d'images vidéo couleur permettant de caractériser l'environnement de la route, de mesures physiques liées à la géométrie des chaussées (rayon des virages, pente, dévers), de mesures liées aux caractéristiques de surface de la chaussée (adhérence, macrotexture, accélération verticale).

Le module Vidéo : Equipé d'une caméra numérique, VANI permet d'obtenir un film de l'itinéraire restitué sous forme numérique sur CD-Rom au pas de 5, 10 ou 20 m. Ces images sont repérées en fonction des points repères de la route au mètre près. Les images obtenues, outre leur fonction « mémoire », permettent de relever les «anomalies» de l'itinéraire.



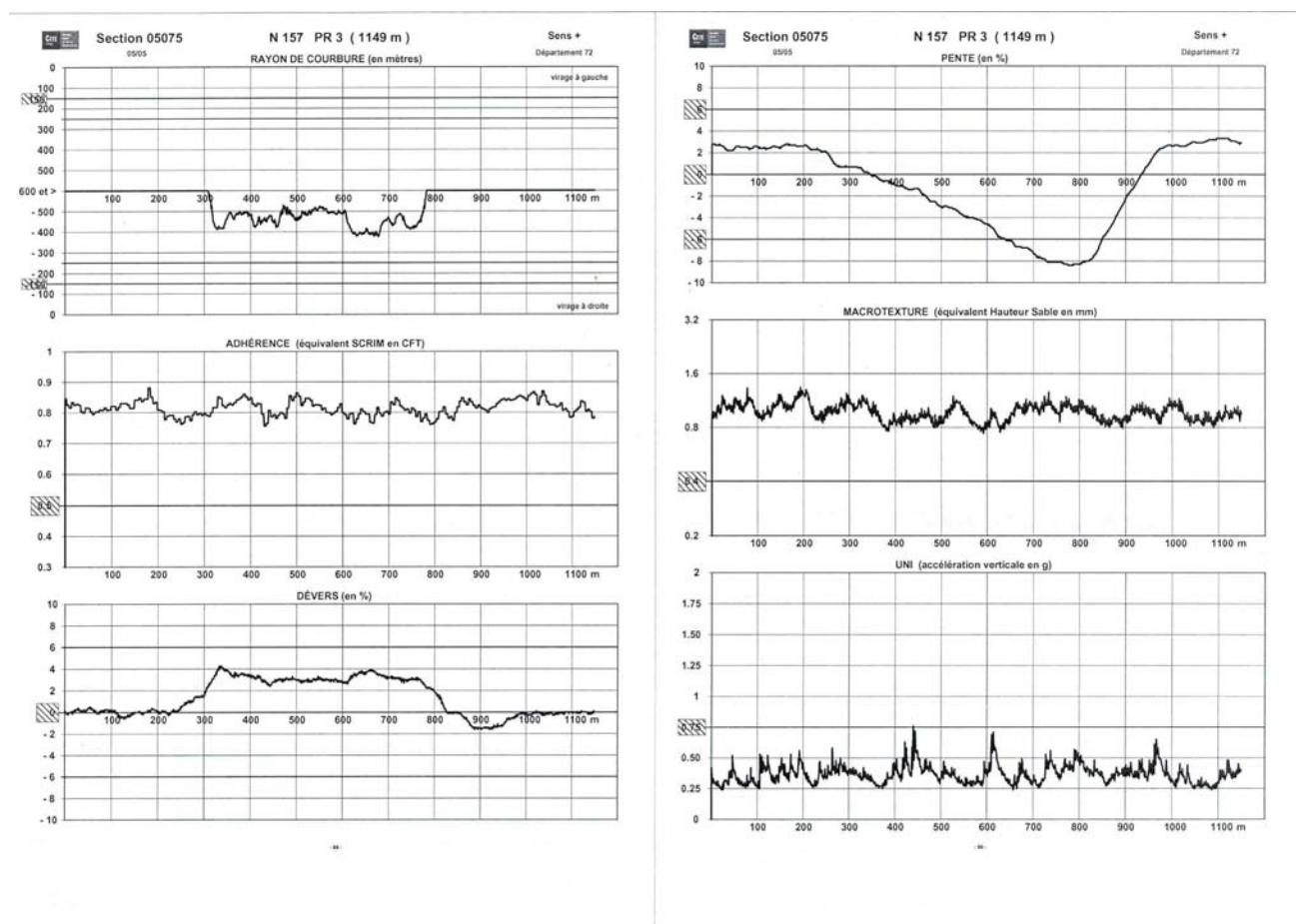
Exemple d'image vidéo repérée

Le module Géométrie de la route : Les paramètres géométriques relevés lors des mesures sont le rayon de courbure, les pentes et dévers. Ils sont mesurés au pas de 1 m et restitués sous forme graphique (exemples ci-après). Le rayon de courbure en plan des virages est

mesuré à l'aide d'un gyromètre recalé en ligne droite. La plage de mesures varie entre 20 et 600 m. Au-delà, les rayons sont considérés comme des lignes droites. Les pentes et dévers sont mesurés à l'aide d'une centrale gyroscopique à deux axes, associée à trois lasers permettant de corriger les variations de hauteur de caisse. La plage de mesure est de + ou - 15 %.

Le module caractéristique de surface :

Les caractéristiques de surface relevées lors des mesures sont l'adhérence, la macrotexture et le délestage de roue. Elles sont mesurées au pas de 1 m et représentées sous forme graphique (exemple ci-après). L'adhérence est mesurée à l'aide de l'appareil GRIPTESTER, donnant une mesure de Coefficient de Frottement Longitudinal, traduit en mesure "CFT équivalent SCRIM". La macrotexture est mesurée à l'aide d'un RUGO, donnant un "PMP" (Profondeur Moyenne de Profil). Le délestage de roue est mesuré à l'aide d'un accéléromètre, mesurant l'accélération verticale des masses non suspendues du véhicule. Il correspond à une indication d'uni dans les courtes Longueurs d'onde.



ANNEXE 3 : EDA (ÉTUDE DETAILLEE D'ACCIDENTS)

La base de données des E.D.A : regroupe 115 cas d'accidents. Ces accidents sont classés suivant 14 scénarios, en fonction de quatre variables principales :

– Le type de problème :

Guidage : le véhicule ne suit pas la route,

Contrôle latéral : la vitesse n'est pas adaptée à l'infrastructure et aux conditions extérieures.

– Déport suite à une perte de contrôle longitudinal.

– Le véhicule retourne ou non sur la chaussée.

– L'action du conducteur avant ou après le début de l'incident, ou son inaction.

Informations générales sur la base ou le fichier :

Nom de la base : EDA

Année de création : 1992

Nom du responsable à l'INRETS : C. Perrin, JL. Jourdan (MA)

Type de Base : relationnel

Logiciel utilisé : PARADOX

Description générale et objectifs

Connaissance des mécanismes générateurs des accidents et des processus de dysfonctionnement du système routier.

Origine des données

Études détaillées d'accident effectuées dans la région de Salon de Provence par l'équipe de l'INRETS / MA. Données détaillées sur les accidents de la route en sécurité primaire et secondaire sur les secteurs d'intervention de Salon de Provence.

Études détaillées d'accident à l'étranger :

En Grande Bretagne :

Il y a en Grande-Bretagne 2 grands programmes d'études détaillées d'accidents : le programme CCIS (Co-operative Crash Injury Study), orienté vers la sécurité secondaire et le programme OTS (On-The-Spot), orienté vers la sécurité primaire.

En Allemagne :

GIDAS : programme allemand portant un nom anglais: German In-Depth Accident Study. La base de données totale compte environ 16 000 cas d'accident, 28 200 véhicules, 40 900 impliqués dont 22 100 ont été blessés. 2000 cas nouveaux sont étudiés chaque année.

ANNEXE 4 :LE SIMULATEUR PROFESSIONNEL DE DYNAMIQUE AUTOMOBILE « CALLAS»



Callas est un logiciel convivial, polyvalent et précis conçu pour répondre parfaitement aux besoins spécifiques des professionnels de la simulation dynamique ; développée depuis 1990 par SERA, est un outil d'aide à la conception des véhicules de tourisme et camionnettes avec ou sans remorque. Il englobe, grâce à sa modularité, toutes les variétés des différents composants d'un véhicule de tourisme. Il a un haut degré de précision par la comparaison constante avec des essais réels dans différents domaines d'application (méthodologie puissante de validation), il peut aller jusqu'à 50 ddls (degrés de liberté).

Les particularités du logiciel sont :

- Utilisation précise des données d'entrée: il peut construire un modèle complexe à partir de données simples,
- Interface conviviale dans un environnement familier (MS Office, collecte de données),
- Plusieurs niveaux de modélisation pour chaque organe du véhicule, du plus simple au plus complexe, afin de répondre aux problèmes spécifiques,
- Permet d'effectuer rapidement toute sorte de manœuvres: accélération, freinage, mise en virage, passage d'obstacle et toutes les combinaisons, afin de solliciter le véhicule en conditions extrêmes (glissement, tête à queue, saut, renversement) pour pouvoir trouver le comportement offrant le meilleur compromis.
- Calcul des performances optimales et évaluation des véhicules et de leurs composants dans ces conditions réelles d'utilisation incluant l'interaction suspension/amortissement/butées, le conducteur est un facteur majeur pour la spécification des véhicules.

Les applications du logiciel sont :

- Conception des véhicules (depuis l'avant projet jusqu'à la mise au point finale sur piste,
- Tests d'homologation,
- Reconstruction d'accidents,
- Aide à l'aménagement des chaussées,
- Contrôles châssis avancés,
- Comparaison des simulations aux mesures,
- Co-simulations,

ANNEXE 5 : REPERES DE MODELISATION

Pour décrire la dynamique du véhicule quatre systèmes de coordonnées sont définis :

Le repère absolu (O_a, X_a, Y_a, Z_a), nommé R_A ,

Le repère attaché au centre de la route (O_r, X_r, Y_r, Z_r), nommé R_R ,

Le repère mobile R_U attaché au véhicule (O_u, X_u, Y_u, Z_u) et dont les axes X_u coïncident avec la direction longitudinale de la route et Y_u coïncidant avec la direction latérale de la route et Z_u est orthogonal au plan de la route,

Le repère mobile R_S attaché au centre de gravité de la caisse (O_s, X_s, Y_s, Z_s),

P1, le Passage de repère absolu R_A au repère route R_R :

Le rayon de courbure, la pente et le dévers caractérisent le virage. Si le dévers et la pente ne sont pas nuls, le repère lié au centre de la route subi deux rotations par rapport au repère absolu. Le dévers provoque une rotation suivant l'axe X_e et la pente provoque une rotation suivant Y_e . Si la pente et le dévers sont nuls, les deux systèmes de coordonnées se confondent.

La matrice exprimant la rotation d'angle de dévers γ s'écrit :

$$R_\gamma = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \gamma & \sin \gamma \\ 0 & -\sin \gamma & \cos \gamma \end{bmatrix}$$

La matrice exprimant la rotation d'angle de pente Δ s'écrit :

$$R_\Delta = \begin{bmatrix} \cos \Delta & 0 & -\sin \Delta \\ 0 & 1 & 0 \\ \sin \Delta & 0 & \cos \Delta \end{bmatrix}$$

La matrice de passage du repère absolu R_A au repère route R_R s'écrit :

$$T_a^r = R_\gamma R_\Delta = \begin{bmatrix} \cos \Delta & 0 & -\sin \Delta \\ \sin \gamma \sin \Delta & \cos \gamma & \cos \Delta \sin \gamma \\ \cos \gamma \sin \Delta & -\sin \gamma & \cos \gamma \cos \Delta \end{bmatrix}$$

P2, le passage du repère route R_R au repère châssis R_U :

Pour passer du repère route R_R du repère véhicule R_U , il faut effectuer successivement une translation suivant le centre de masse du véhicule puis une rotation d'angle ψ :

La matrice exprimant la rotation d'angle de lacet s'écrit :

$$R_\psi = \begin{bmatrix} \cos \psi & \sin \psi & 0 \\ -\sin \psi & \cos \psi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

P3, Le passage du repère R_U au repère caisse R_S :

Les suspensions et le dénivellation longitudinal ou latérale de la route confèrent à la caisse trois types de mouvement. De plus du mouvement de lacet dû à la rotation autour de l'axe Z_s , il se crée un mouvement de tangage autour de l'axe Y_s suivi d'un mouvement de roulis autour de l'axe X_s .

La matrice exprimant la rotation d'angle de tangage θ :

$$R_\theta = \begin{bmatrix} \cos \theta & 0 & -\sin \theta \\ 0 & 1 & 0 \\ \sin \theta & 0 & \cos \theta \end{bmatrix}$$

La matrice exprimant la rotation d'angle de roulis ϕ :

$$R_\phi = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \phi & \sin \phi \\ 0 & -\sin \phi & \cos \phi \end{bmatrix}$$

La matrice de passage du repère R_U au repère caisse R_S s'écrit :

$$T_u^s = R_\theta R_\phi = \begin{bmatrix} \cos \theta & 0 & -\sin \theta \\ \sin \phi \sin \theta & \cos \phi & \cos \phi \sin \theta \\ \cos \phi \sin \theta & -\sin \phi & \cos \phi \cos \theta \end{bmatrix}$$

ANNEXE 6: PARAMETRES DU VEHICULE

Paramètres physiques du véhicule Peugeot 406 de Callas :

Paramètres	symbole	Valeurs	Unité
Masse de la roue	m	1649.9	Kg
Masse du véhicule	M	40	Kg
Inertie tangentielle du véhicule	Ix	416	Kg-m ²
Inertie latérale du véhicule	Iy	2200	Kg-m ²
Inertie verticale du véhicule	Iz	3015	Kg-m ²
Inertie de la roue	Jr	0.7	Kg-m ²
Empattement avant du véhicule	l1	1.1833	m
Empattement arrière du véhicule	l2	1.5166	m
Longueur de Pf	pf	1.5	m
Longueur de pr	pr	1.5	m
Distance verticale du centre de gravité du véhicule au centre de roulis	H2	0.3	m
Distance verticale du centre de gravité du véhicule au centre de tangage.	H4	0.25	m
Distance longitudinale du centre de gravité du véhicule au centre de tangage.	H5	0.1	m
Z ₀ hauteur verticale centre de gravité du véhicule	Z0	0.525	m

ANNEXE 7 : STABILITE DE LYAPOUNOV

La stabilité au sens de LYAPOUNOV est une traduction mathématique d'une constatation élémentaire : si l'énergie totale d'un système se dissipe continuellement alors ce système (qu'il soit linéaire ou non, stationnaire ou non) tend de ramener son point d'équilibre (il est stable). La *méthode directe* cherche donc une fonction scalaire de type algébrique qui admet une dérivée temporelle négative [116].

Théorème 1.1 (Stabilité locale) L'état d'équilibre $x_e = 0$ est stable s'il existe une fonction continûment dérivable $U(x)$ telle que :

(1) $U(0) = 0$,

(2) $U(x) > 0 \forall x \neq 0, x \in \Omega$,

(3) $\dot{U}(x) \leq 0 \forall x \neq 0, x \in \Omega$

où \dot{U} est la dérive de U par rapport au temps et Ω est autour de 0.

- Si de plus (3) est remplacé par $\dot{U}(x) < 0$ alors l'état d'équilibre est asymptotiquement stable.

La fonction $U(x)$ est appelée *fonction de LYAPOUNOV*.

Ce théorème est une condition suffisante de stabilité mais ne permet pas de guider l'utilisateur dans le choix de la fonction de LYAPOUNOV et ne permet pas de conclure si on ne trouve pas une telle fonction. Une *fonction de LYAPOUNOV candidate* est une fonction définie positive dont on teste la décroissance autour du point d'équilibre.

