



THESE

présentée
en vue de l'obtention du titre de

Docteur en Sciences
En

AUTOMATIQUE

par

Nasreddine LAGRAA

Magister en Electronique de l'université de Blida

Intitulé :

**Commandes non-linéaires et intelligentes des systèmes complexes
Application à la suspension des véhicules**

Soutenue publiquement le **14/06/2008** devant le jury composé de:

Farès BOUDJEMA	Professeur à l'ENP	Président
D. BOUKHETALA	Professeur à l'ENP	Rapporteur
A. GUESSOUM	Professeur à l'université de Blida	Co-rapporteur
Mohamed Seghir BOUCHERIT	Professeur à l'ENP	Examineur
Hassan SALHI	Maître de conférences Université de BLIDA	Examineur
Mimoune ZELMAT	Professeur Université de Boumerdes	Examineur
Salah BOUHOUCHE	Docteur URASM-CRD Annaba	Invité

2007/2008

هذه الأطروحة تتعلق بالمراقبة الذكية و اللاخطية للأنظمة المعقدة. و قد اخترنا نظام التعليق في السيارة الذي يعتبر نظاما جد معقد لتطبيق أنظمة المراقبة المختارة في هذه الدراسة.

في إطار تحسين الإجابة الإهتزازية لنظام تعليق السيارة الفعال (الخطي و اللاخطي)، و ذلك بتخفيض التسارع الشاقولي وفارق المسافة بين محور العجلة و هيكل العربة، و ذلك بضمان التوافق بين الراحة و ثبات العجلة على الطريق، بحيث تكون الاستجابة أحسن من نظام التعليق السلبي بدون تحكم.

و تمكنا بواسطة تطبيق أنظمة التحكم الغامض و التحكم العصبوني اللامركزي و التحكم التراجعي إلى التوصل إلى نتائج ممتازة مكنت من زيادة الأمان و الراحة.

كلمات مفاتيح : التحكم العصبوني اللامركزي ، التحكم الغامض، التحكم التراجعي، نظام حمل السيارة

Résumé :

Cette thèse est une contribution à la commande d'un système très complexe qui est la suspension des véhicules par des méthodes non-linéaires et intelligentes.

Après la présentation des différents modèles du système de suspension, nous avons appliqué la commande par backstepping et par logique floue sur chaque modèle. Le modèle demi-véhicule et le modèle complet présentent l'avantage de pouvoir les décomposés en 2 ou 4 sous-systèmes. Dans ce cadre, nous avons appliqué la commande neuronale décentralisée pour les commander et réduire la complexité des contrôleurs. Les résultats obtenus ont permis d'augmenter le confort, la tenue de route et la sécurité.

Mots clés : Suspension active, Commande neuronale décentralisée, Commande par backstepping, commande floue

Abstract

This work deals with the intelligent control of complex systems. In this way we apply different methods to control the system of vehicle suspension.

We present at first different models of suspension system, then we develop for each model a nonlinear control law by using backstepping design technique and fuzzy control. The half and full-car models present a perfect models to apply on them a decoupled control methods. For this reason, we choose to apply the decentralized neural control to each subsystem of these models. The results obtained shows that the active suspension gives more comfort and assure security and road handling.

Key words: Active suspension, Decentralized neural control, Backstepping control, Fuzzy control, Complex systems

LAGRAA NASREDDINE

**Commandes non-linéaires et intelligentes
des systèmes complexes**

Application à la suspension des véhicules

Exemplaire du : 21 juin 2008

Remerciements

Mes premiers remerciements vont à Monsieur Djamel. Boukhetala, mon Encadreur, parce qu'il m'a fait découvrir le thème de l'automatique dans les véhicules, et je lui en suis très reconnaissant. Il a su me motiver et m'accompagner dans ce projet passionnant où il y a beaucoup à faire.

Je tiens à remercier vivement Monsieur Abderrazak Guessoum, Professeur à l'Université de Blida, mon co-encadreur, pour m'avoir encourager et m'avoir aider dans mes débuts difficiles. Ses qualités, tant humaines que scientifiques furent pour moi d'un apport inestimable. Je lui en suis très reconnaissant.

Je tiens à exprimer ma profonde gratitude et mes remerciements les plus sincères à Monsieur Gérard Bloch, Professeur à l'Université Henri Poincaré Nancy I, pour la confiance qu'il m'a toujours témoignée. J'ai tout particulièrement apprécié ses encouragements et ses conseils, surtout en fin de thèse. Notre collaboration m'a permis de progresser et de me constituer de solides bases pour le futur.

Je remercie les responsables du laboratoire MIAM de Mulhouse Michel Basset et Gérard Gissinger de m'avoir fait confiance en m'accueillant au sein de leur laboratoire et où ils donnent à mon travail un autre aspect.

Un merci tout particulier à Julien Caroux qui m'a beaucoup aidé pour apprendre à travailler avec le simulateur CarSim. Je voudrais aussi exprimer ma gratitude au président de jury Mr Farès Boudjema et à tous les membres du jury pour l'honneur qu'ils m'ont fait en acceptant de juger ce travail.

Je n'oublie pas d'adresser mes vifs remerciements à tous mes collègues, du département de l'informatique et de l'Université Amar Telidji qui m'ont aidé de près ou de loin dans l'accomplissement de ce travail. Je n'ose citer des noms de peur d'oublier quelqu'un mais je garderai en mémoire leur aide et leur soutien.

Table des figures

1.1	Les mouvements d'un véhicule	22
1.2	La barre anti-roulis	23
1.3	Illustration de la dynamique d'un pneu	24
1.4	Quelques modèles biomécaniques	24
1.5	Limites des vibrations verticales auxquelles est soumis le corps afin d'éviter la fatigue selon la réglementation ISO 2631.	27
1.6	Bosse d'une hauteur de 11 cm	28
1.7	Entrée aléatoire d'une route	28
1.8	Classification ISO de la rugosité des routes [1]	31
1.9	Profil d'une route en fonction du temps [1]	32
2.1	un système de suspension passif	36
2.2	Amortisseur passif non linéaire	37
2.3	Amortisseur passif linéaire	37
2.4	La suspension semi-active	38
2.5	Amortissement semi-actif	38
2.6	Types de suspension active	39
2.7	Quart de véhicule à 1ddl	40
2.8	Le modèle quart de véhicule	41
2.9	Actionneur hydraulique	42
2.10	Le modèle demi véhicule de type bicyclette	47
2.11	Le modèle demi véhicule de type essieu	51
2.12	Le modèle de suspension 3D d'un véhicule	53
3.1	Hiérarchie des fonctions de commande	65
3.2	Décomposition du système S et du régulateur K	66
3.3	Un neurone formel	68
3.4	Un Réseau multicouche	70
3.5	Fonction caractéristique du sous-ensemble classique A des âges com- pris entre 30 et 50 ans.	75
3.6	Fonction caractéristique du sous-ensemble flou B des âges avoisinant 40 ans	76
3.7	Éléments caractéristiques d'un sous-ensemble flou A	77
3.8	Représentation d'une partition floue	78
3.9	Structure d'un contrôleur flou	80
3.10	Structure d'un contrôleur PD flou	81

4.1	Le modèle skyhook standard	88
4.2	Le modèle skyhook modifié	88
4.3	Graphes des simulations pour un modèle passif, un modèle skyhook et un modèle actif commandé par backstepping (e=1). L'excitation est une bosse de 11cm de hauteur.	94
4.4	Graphes des simulations pour un modèle passif, un modèle skyhook et un modèle actif commandé par backstepping (e=8). L'excitation est une bosse de 11cm de hauteur.	94
4.5	Graphes des simulations pour un modèle passif, un modèle skyhook et un modèle actif commandé par backstepping (e=1). Pour une perturbation aléatoire	95
4.6	Graphes des simulations pour un modèle passif, un modèle skyhook et un modèle actif commandé par backstepping (e=8). Pour une perturbation aléatoire	96
4.7	Graphes des simulations pour un modèle passif sans actionneur et un modèle actif non-linéaire commandé par backstepping. L'excitation est une bosse de 11cm de hauteur.	101
4.8	Graphes des simulations pour un modèle passif sans actionneur et un modèle actif non-linéaire commandé par backstepping. L'excitation est un bruit blanc.	102
4.9	La fonction d'appartenance des entrées et de la sortie (Cas Yoshimura).	104
4.10	La fonction d'appartenance des entrées (Cas Rao).	104
4.11	La fonction d'appartenance de la sortie (Cas Rao).	104
4.12	Déplacement vertical de la caisse (m) en fonction du temps (s).	106
4.13	Vitesse de déplacement de la caisse (m/s) en fonction du temps (s).	106
4.14	Accélération verticale de la caisse (m/s^2) en fonction du temps (s).	106
4.15	Débattement de la suspension (m) en fonction du temps (s).	106
4.16	Vitesse verticale de la roue (m/s) en fonction du temps (s).	106
4.17	Entrée de la route (m) en fonction du temps (s).	106
4.18	Déplacement vertical de la caisse (m) en fonction du temps (s).	107
4.19	Vitesse de la caisse (m/s) en fonction du temps (s).	107
4.20	Accélération verticale de la caisse (m/s^2) en fonction du temps (s).	107
4.21	Débattement de la suspension (m) en fonction du temps (s).	107
4.22	Vitesse verticale de la roue de la caisse (m/s^2) en fonction du temps (s).	107
4.23	Entrée sinusoïdale de la route (m) en fonction du temps (s).	107
4.24	Déplacement vertical de la caisse (m) en fonction du temps (s).	108
4.25	Vitesse de déplacement de la caisse (m/s) en fonction du temps (s).	108
4.26	Accélération verticale de la caisse (m/s^2) en fonction du temps (s).	108
4.27	Débattement de la suspension (m) en fonction du temps (s).	108
4.28	Accélération verticale de la caisse (m/s^2) en fonction du temps (s).	108
4.29	Entrée aléatoire de la route (m) en fonction du temps (s).	108
4.30	La fonction d'appartenance des entrées : (Cas 25 règles).	109
4.31	La fonction d'appartenance des entrées : (Cas 25 règles).	109
4.32	Déplacement vertical de la caisse (m) en fonction du temps (s).	110
4.33	Vitesse de déplacement de la caisse (m/s) en fonction du temps (s).	110

4.34	Accélération verticale de la caisse (m/s^2) en fonction du temps (s).	110
4.35	Déflexion de la suspension (m) en fonction du temps (s).	110
5.1	Schéma général de la commande supervisée	118
5.2	La structure des réseaux de neurones multi-couche utilisant 6 entrées pour la commande	119
5.3	La structure des réseaux de neurones multi-couche utilisant 2 entrées pour la commande	119
5.4	Déplacement vertical de la caisse (m) en fonction du temps (s). Cas d'une entrée de deux bosses successives de 11 cm et 5 cm	120
5.5	Accélération de la caisse (m^2/s) en fonction du temps (s). Cas d'une entrée de deux bosses successives de 11 cm et 5 cm	121
5.6	Variation de l'angle de tangage (rad) en fonction du temps (s). Cas d'une entrée de deux bosses successives de 11 cm et 5 cm	121
5.7	Accélération de la variation de l'angle de tangage (rad^2/s) en fonction du temps (s). Cas d'une entrée de deux bosses successives de 11 cm et 5 cm	121
5.8	Déplacement vertical de la caisse (m) en fonction du temps (s) suivant la charge : Cas d'un système passif	121
5.9	Déplacement vertical de la caisse (m) en fonction du temps (s) suivant la charge : Cas contrôleur neuronal	122
5.10	Accélération de la caisse (m^2/s) en fonction du temps (s) suivant la charge : Cas Contrôleur neuronal	122
5.11	Variation de l'angle de tangage (rad) en fonction du temps (s) suivant la charge : Cas contrôleur neuronal	122
5.12	Accélération de la variation de l'angle de tangage (rad^2/s) en fonction du temps (s) et suivant la charge : Cas contrôleur neuronal	122
5.13	Structure du contrôleur flou pour un demi-véhicule	123
5.14	Déplacement vertical de la caisse (m) en fonction du temps (s)	123
5.15	Accélération verticale de la caisse (m/s^2) en fonction du temps (s)	123
5.16	Variation de l'angle de tangage (rad) en fonction du temps (s)	124
5.17	Accélération verticale de la caisse (rad/s^2) en fonction du temps	124
5.18	débattement de la suspension avant (m) en fonction du temps	124
5.19	débattement de la suspension arrière (m) en fonction du temps	124
5.20	Performances de la suspension active (ligne continue) comparées à celles de la suspension passive (ligne discontinue) : Cas d'une bosse isolée de 11 cm de hauteur	128
5.21	Débattement de la suspension dans le cas actif (ligne continue) et le cas passif (ligne discontinue) pour une bosse de 11 cm de hauteur	129
5.22	Performances de la suspension active (ligne continue) et la suspension passive (ligne discontinue) pour une entrée de route aléatoire	130
5.23	Débattement de la suspension active (ligne continue) et la suspension passive (ligne discontinue) pour une entrée de route aléatoire	131
5.24	Performances de la suspension active (ligne continue) comparées à celles de la suspension passive (ligne discontinue) : Cas d'une bosse isolée de 10 cm de hauteur	133

5.25	Débattement de la suspension dans le cas actif (ligne continue) et le cas passif (ligne discontinue) pour une bosse de 10 cm de hauteur . . .	134
5.26	La force du ressort de l'essieu avant (N) en fonction de la compression (mm)	136
5.27	La force du ressort de l'essieu arrière (N) en fonction de la compression (mm)	136
5.28	La force de l'amortisseur de l'essieu avant (N) en fonction de la vitesse de compression (mm/s)	136
5.29	La force de l'amortisseur de l'essieu arrière (N) en fonction de la vitesse de compression (mm/s)	136
5.30	Structure du contrôleur semi-actif intégré dans Carsim	137
5.31	Déplacement vertical de la caisse (m) en fonction du temps (s) : Cas d'un contrôleur classique	138
5.32	Déplacement vertical de la caisse (m) en fonction du temps (s) : Cas d'un contrôleur flou	138
5.33	Variation de l'angle de tangage (deg) en fonction du temps (s) : Cas d'un contrôleur classique	138
5.34	Variation de l'angle de tangage (deg) en fonction du temps (s) : Cas d'un contrôleur flou	138
5.35	Variation de l'angle de roulis (deg) en fonction du temps (s) : Cas d'un contrôleur classique	139
5.36	Variation de l'angle de roulis (deg) en fonction du temps (s) : Cas d'un contrôleur flou	139
5.37	Structure du contrôleur semi-actif flou	139
5.38	Accélération verticale de la caisse (m/s^2) en fonction du temps (s). fréquence d'entrée=1 Hz	140
5.39	Accélération verticale de la caisse (m/s^2) en fonction du temps (s). Fréquence d'entrée=10 Hz	140
5.40	Variation de l'angle de tangage (deg) en fonction du temps (s). Fréquence d'entrée=1 Hz	140
5.41	Variation de l'angle de tangage (deg) en fonction du temps (s). Fréquence d'entrée=10 Hz	140
A.1	Les quatre composants de CarSim	156
A.2	Structure de la fenêtre de contrôle de Carsim	159
A.3	Fenêtre d'animation	160
A.4	Fenêtre de paramétrage de la masse suspendue	160
A.5	Fenêtre de paramétrage de la masse non suspendue	161
A.6	Fenêtre de paramétrage des entrées de la route	161
A.7	Fenêtre de paramétrage des forces aérodynamiques	162

Liste des tableaux

1.1	Les fréquences de résonance des organes d'un corps humain	25
1.2	Valeurs approximatives des accélérations déterminant le degré du confort	27
1.3	Coefficients de rugosité pour différentes pistes	31
2.1	Critères de performance pour le modèle demi-véhicule	52
4.1	Paramètres du quart de véhicule	92
4.2	RMS des réponses temporelles des variables du modèle linéaire d'un quart de véhicule. L'entrée de route : une bosse de 11cm de hauteur .	96
4.3	RMS des réponses temporelles des variables du modèle linéaire d'un quart de véhicule. L'entrée de route : bruit blanc	97
4.4	Paramètres du modèle quart de véhicule non-linéaire	100
4.5	RMS des réponses temporelles des variables du modèle non-linéaire d'un quart de véhicule. L'entrée de route : bosse de 11cm.	101
4.7	La table des règles développées par Yoshimura	103
4.6	La table des règles développées par Rao	103
4.8	La table des 25 règles	109
4.9	RMS des réponses temporelles des variables du modèle quart de véhicule commandé par différents contrôleurs flous	111
5.1	Paramètres d'un demi de véhicule	120
5.2	Paramètres de simulation d'un véhicule complet	127
5.3	Les valeurs de la raideur du ressort de la suspension obtenues par expérience	135

Table des matières

Introduction	17
1 Analyse de la suspension des véhicules	21
1.1 Introduction	21
1.2 Éléments de la suspension	22
1.2.1 Les ressorts	22
1.2.2 La barre anti-roulis	22
1.2.3 Les amortisseurs	22
1.2.4 Le pneumatique	23
1.3 Effets des vibrations sur le corps humain	24
1.3.1 Classification des effets des vibrations sur l'homme	25
1.3.2 Tolérance aux vibrations	26
1.4 Sollicitations externes	27
1.4.1 Modèle déterministe	28
1.4.2 Modèle stochastique	29
1.5 Performances de la suspension	31
1.5.1 Compensation du poids du véhicule	32
1.5.2 Confort	32
1.5.3 Débattement de la suspension	32
1.5.4 Tenue de route	32
1.5.5 Coût	33
1.5.6 Consommation d'énergie	33
1.5.7 Incertitude	33
1.6 Conclusion	34
2 Modélisation de la suspension des véhicules	35
2.1 Introduction	35
2.2 Les catégories de suspensions	36
2.2.1 La suspension passive	36
2.2.2 La suspension semi-active	37
2.2.3 La suspension active	38
2.3 Le modèle quart de véhicule	39
2.3.1 Description du modèle	40
2.3.2 Dynamique de l'actionneur hydraulique	41
2.3.3 Le modèle actif non-linéaire	43
2.3.4 Propriétés intrinsèques de la suspension d'un quart de véhicule	43

2.3.5	Critères de performances	45
2.4	Le modèle demi-véhicule	46
2.4.1	Le modèle de type bicyclette	46
2.4.2	Le modèle de type essieu	50
2.4.3	Critères de performance pour le modèle demi-véhicule	51
2.5	Le modèle complet d'un véhicule ou "Le modèle 3D"	52
2.5.1	Description du modèle	53
2.5.2	Critères de performance pour le modèle 3D	58
2.6	Conclusion	59
3	Systèmes complexes et méthodologies de commande	61
3.1	Introduction	61
3.2	Les systèmes complexes	61
3.2.1	Terminologies et définitions	62
3.2.2	Problématique de la commande des systèmes complexes	63
3.2.3	La décomposition du problème de commande	65
3.3	La commande décentralisée	66
3.4	La commande neuronale décentralisée	67
3.4.1	Introduction	67
3.4.2	Les réseaux de neurones	67
3.5	La commande par backstepping	71
3.5.1	Commande par backstepping : Étude d'un cas simple	71
3.6	La commande par logique floue	74
3.6.1	Notions de base de la logique floue	74
3.6.2	Quelques notions de raisonnement approximatif	77
3.6.3	Les contrôleurs flous	79
3.7	Les méthodes de commandes appliquées à la suspension des véhicules : État de l'art	81
3.8	Conclusion	84
4	Commande d'un quart de véhicule	87
4.1	Introduction	87
4.2	La commande skyhook	87
4.3	Commande par backstepping	89
4.3.1	Modèle linéaire	89
4.3.2	Modèle non-linéaire	97
4.4	Commande par logique floue	102
4.5	Conclusion	111
5	Commande d'un modèle en 2D et en 3D	113
5.1	Introduction	113
5.2	Commande d'un modèle en 2D	114
5.2.1	Commande par backstepping	114
5.2.2	La commande neuronale décentralisée d'un demi-véhicule	117
5.2.3	Résultats de simulation	118
5.2.4	Commande par logique floue	123
5.3	Commande du modèle complet à 7ddl	124

5.3.1	Commande par backstepping	124
5.3.2	La commande neuronale décentralisée du modèle complet . . .	132
5.4	Commande de la suspension avec CarSim	135
5.4.1	Paramètres du véhicule	135
5.4.2	Commande de la suspension semi-active par la logique floue .	136
5.5	Conclusion	140
	Conclusion	143
	Bibliographie	145
A	Le simulateur CarSim	155
A.1	Introduction	155
A.2	Les variables d'entrée/de commande	157
A.3	Le modèle véhicule	157
A.4	Les variables de sorties	158
A.5	CarSim sous l'environnement Matlab/Simulink	158
A.6	Utilisation de CarSim	158
A.6.1	Démarrage du logiciel	158
A.6.2	Les animations	159
A.6.3	L'outil WinEP (Windows-based Enginneing Plotter)	159
A.6.4	Simulation d'un nouveau véhicule	160

Introduction

Dans cette thèse nous synthétisons le travail effectué sur les commandes non-linéaires intelligentes des systèmes complexes appliquées à la suspension active des automobiles. Le contexte de la thèse est donc l'automatique dans le domaine automobile et plus précisément l'étude des mouvements (vertical, tangage et roulis) du châssis du véhicule influant sur le confort des passagers.

Le véhicule automobile est un système physique complexe car il est composé d'une multitude d'organes. Sa dynamique n'est pas facile à modéliser ni à optimiser. Dans toute l'histoire de la dynamique de l'automobile (toujours dans l'objectif d'améliorer ses performances, sa sécurité et son confort), on a essayé à l'origine d'optimiser chaque sous-système passif du véhicule lors de la conception des organes.

La conception de nouveaux véhicules ou l'étude des phénomènes régissant sur leur comportement sont liées à la modélisation des sous-systèmes les composant. Dans cette thèse, on s'intéresse à un de ces sous-systèmes qui est la suspension, sa modélisation est une tâche délicate à cause des variations des paramètres du véhicule à savoir, la vitesse, l'adhérence, . . .

La suspension des automobiles est le système qui supporte le poids du véhicule. En plus, ce système doit réduire ou éliminer les vibrations générées par les forces du vent, les forces de freinage et les irrégularités de la chaussée.

Depuis les années '70 et l'apparition (ou l'utilisation) de l'électronique dans le véhicule, on a introduit des éléments actifs afin d'améliorer la sécurité et le confort des occupants du véhicule. Ainsi sont apparus les systèmes comme l'ABS (Anti-lock Braking System), ensuite le TRC (Traction Regulation Control) et, plus récemment, l'ESP (Electronic Stability Program), l'EHB (Electronic Hydraulic Braking) et AS ou SAS (Active ou semi-active suspension). Aujourd'hui les constructeurs s'accordent à dire que le contrôle des organes du châssis permet d'améliorer de façon significative la dynamique naturelle du véhicule.

Dans le monde de l'automobile, il existe trois types de suspensions : la suspension passive, la suspension semi-active et la suspension active.

Le cas passif se retrouve dans la majorité des véhicules. Généralement, il est composé d'un ressort et un amortisseur assemblés en parallèle. Le cas semi-actif consiste à contrôler le système le plus souvent seulement grâce un amortisseur ajustable. Dans le cas actif, le système de contrôle classique ou intelligent peut réagir en fonction des paramètres du véhicule et de la route.

La nature souvent très distincte des systèmes complexes comme les systèmes de suspension des véhicules, ainsi que les différentes exigences formulées envers les performances requises, entraînent une demande de maintes stratégies, ayant une complexité et des objectifs variables. La complexité des systèmes est sans doute le

facteur le plus primordial dans l'élaboration des lois de contrôle. Pour tels systèmes, il existe deux approches principales de commande. La première consiste à vouloir commander, à l'aide d'un seul calculateur, des systèmes de plus en plus complexes, afin d'optimiser les performances de la machine. Cependant, la deuxième consiste à utiliser plusieurs contrôleurs locaux, à la place d'un seul contrôleur, pour commander un système complexe décomposé en plusieurs sous-systèmes. Chacun de ces contrôleurs se charge de compenser une seule boucle.

Cette thèse s'inscrit dans le cadre du projet de commande des véhicules : l'objectif principal est d'étudier l'influence des systèmes de suspension sur la dynamique verticale du véhicule et par conséquent le confort des passagers, et l'apport de la suspension active et semi-active sur les performances du véhicule.

Les techniques de commande sur lesquelles nous nous appuyerons sont :

- la commande backstepping, qui favorise l'élaboration des lois de commande assurant la stabilité des systèmes [2],
- la commande floue, qui est largement utilisée dans le domaine de l'automobile surtout pour commander les systèmes semi-actifs et actifs,
- la commande neuronale décentralisée, qui est aujourd'hui un axe de recherche prédominant dans le domaine des systèmes complexes [3, 4].

Cette thèse est organisée en cinq chapitres :

Le chapitre 1 présente une description détaillée des éléments qui constituent un système de suspension y compris le pneumatique, ainsi que, les différents types de vibrations et leurs effets sur le corps de l'être humain. Ce chapitre décrit aussi les principaux paramètres relatifs aux irrégularités de la piste qui doivent être considérés dans l'étude du comportement des véhicules routiers, et on termine ce chapitre, par présenter les critères de performance des systèmes de suspension.

Le chapitre 2 présente les modèles de suspension quart de véhicule, demi-véhicule de type bicyclette et le modèle complet de véhicule. Ces modèles seront utilisés par la suite, pour synthétiser des contrôleurs et pour analyser les performances des systèmes de suspension liées au confort vibratoire humain, à la tenue de route du véhicule et au compromis confort/sécurité.

On présente aussi dans ce chapitre, le modèle de type essieu qui permet d'étudier le mouvement vertical du châssis et le mouvement de rotation de roulis, mais qui ne sera pas utilisé dans la partie de contrôle.

Le chapitre 3 présente les différents aspects des systèmes complexes et l'intérêt d'utiliser une commande décentralisée pour ce type des systèmes. Par la suite, nous présentons les fondements théoriques des méthodes de contrôle utilisées dans la partie des applications pour commander la suspension automobile et nous terminons ce chapitre par un balayage de l'état de l'art.

Le chapitre 4 est consacré aux stratégies de contrôle du système de suspension d'un quart de véhicule. Celui-ci est divisé en deux parties : la première est consacrée à la synthèse par méthodes classiques des modèles linéaire et non-linéaire, la seconde est dédiée à la formulation d'une stratégie de commande par logique floue, toujours dans l'objectif d'améliorer les prestations de la suspension vis-à-vis des sollicitations verticales du profil de sol.

Le chapitre 5 correspond à l'application de commande sur les modèles demi-véhicule de type bicyclette et le modèle complet à 7 ddl.

Dans un premier lieu, nous effectuons la synthèse d'une loi de commande backstepping pour les deux modèles (demi et complet). Nous exploitons par la suite ces contrôleurs pour réaliser la commande neuronale décentralisée où nous utilisons deux réseaux de neurones pour le modèle demi-véhicule et quatre réseaux de neurones pour le modèle complet afin qu'ils puissent imiter la tâche réalisée par les contrôleurs backstepping.

En fin de chapitre, nous proposons un contrôleur flou qui génère trois composantes de forces. Ces composantes seront utilisées pour générer les forces des actionneurs. Ce contrôleur est testé dans un environnement réel avec le simulateur « CarSim ».

Nos contributions :

La première contribution de cette thèse concerne le développement de deux contrôleurs neuronaux décentralisés. Les réseaux de neurones de la première contribution utilisent 6 entrées [4] et ceux de la deuxième contribution utilisent 2 entrées seulement [3]. Le contrôleur neuronal avec 2 entrées a permis de réduire la complexité connue des contrôleurs non-linéaires et d'améliorer les performances par rapport au système de suspension passive.

La deuxième contribution est la conception d'un nouveau contrôleur backstepping pour le modèle non-linéaire complet [2].

La troisième contribution concerne l'élaboration d'un contrôleur neuronal décentralisé pour le modèle complet qui supervise la commande backstepping préalablement développée.

La quatrième contribution est la proposition d'un contrôleur flou qui développe trois composantes de forces correspondantes aux trois mouvements (vertical, tangage et roulis). Ces forces seront utilisées pour générer les quatre forces des actionneurs.

Chapitre 1

Analyse de la suspension des véhicules

1.1 Introduction

Dans le domaine automobile, la mission de l'automaticien devient de plus en plus complexe. Elle consiste, à présent, à agir à de multiples niveaux n'ayant pas toujours été considérés par le passé. Ainsi, afin de concevoir des solutions durables pour des véhicules plus sûrs, davantage à l'écoute du conducteur et également de l'environnement, de nombreux facteurs doivent être pris en compte. L'élaboration de nouvelles solutions s'articule de plus en plus autour de grandes thématiques comme la sûreté, le confort et la tenue de route. Il est par conséquent primordial d'élaborer un modèle qui représente le mieux le système objet d'étude.

Bien qu'il existe des modèles reproduisant de manière relativement fidèle le comportement d'un véhicule routier, ce dernier demeure un système complexe dont la modélisation est rendue délicate par la variation de ses paramètres (vitesse, adhérence...). L'intérêt des modèles réside principalement dans leur utilisation lors de la conception de nouveaux véhicules, ou encore dans la compréhension des phénomènes régissant leur comportement.

Par ailleurs, l'un des organes du véhicule les plus délicats à étudier et à modéliser est sans doute la suspension et notamment le pneumatique.

Dans l'étude de la suspension, le choix d'un modèle de véhicule dépend des mouvements auxquels on s'intéresse. Les principaux mouvements généralement pris en compte sont les déplacements verticaux, latéraux, longitudinaux, le roulis (*roll*), le tangage (*pitch*) et le lacet (*yaw*) des différents éléments constituant le système de suspension (cf. Fig 1.1).

Dans ce chapitre, nous essayerons d'introduire et de définir tous les éléments qui constituent un système de suspension y compris le pneumatique. Nous présenterons différents aspects concernant la modélisation et la performance d'un système de suspension ainsi que les effets des vibrations sur le corps humain afin d'appliquer des lois de commande qui minimisent l'inconfort ressenti par les passagers.

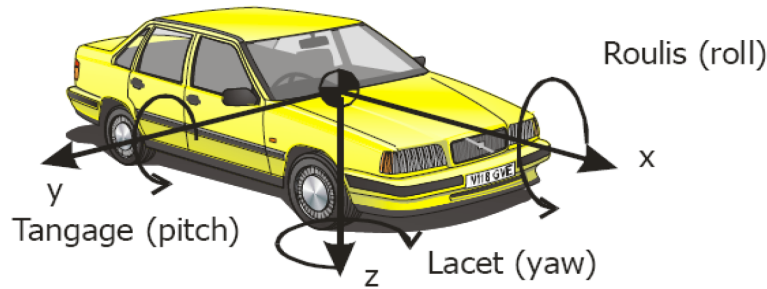


FIG. 1.1 – Les mouvements d'un véhicule

1.2 Éléments de la suspension

La fonction et la forme de base d'une suspension est identique indépendamment du type du véhicule ou du système de suspension. Le système de suspension traditionnel est constitué d'un ressort et d'un amortisseur hydraulique. Certains véhicules sont dotés de barres anti-roulis qui relient les deux roues (droite et gauche) de l'avant (et/ou) de l'arrière du véhicule. Le pneumatique représente un élément très important pour la modélisation de système de suspension verticale, qui est commun à tous les modèles de véhicules (quart, demi ou complet).

1.2.1 Les ressorts

Le rôle essentiel du ressort dans le système de la suspension d'un véhicule est de soutenir le poids statique du véhicule.

Il existe différentes sortes de ressorts. Les ressorts hélicoïdaux sont couramment rencontrés sur les véhicules légers. Les ressorts à lames se trouvent surtout sur des véhicules lourds ou sur certains véhicules utilitaires. Des technologies récentes ont introduit des ressorts pneumatiques sur les véhicules poids lourds. Du fait de son coût et sa complexité, cette innovation est réservée aux véhicules haut de gamme.

1.2.2 La barre anti-roulis

C'est une barre de métal travaillant en torsion, qui raccorde transversalement les suspensions (avant et/ou arrière) de la voiture, et dont la fonction est de freiner les inclinaisons latérales (roulis) dans un virage (cf. Fig 1.2). Il est à noter que cette barre n'a pas d'effet si les deux roues bougent indépendamment en même temps.

1.2.3 Les amortisseurs

L'amortisseur hydraulique s'est aujourd'hui imposé de manière quasi-universelle, le plus souvent dans sa forme télescopique, soit bi-tube, soit mono-tube. Le rôle d'un amortisseur est d'absorber l'énergie vibratoire et de commander en générant une force de résistance proportionnelle à la vitesse de débattement.

Les amortisseurs montés sur les véhicules automobiles utilisent les pertes de charge

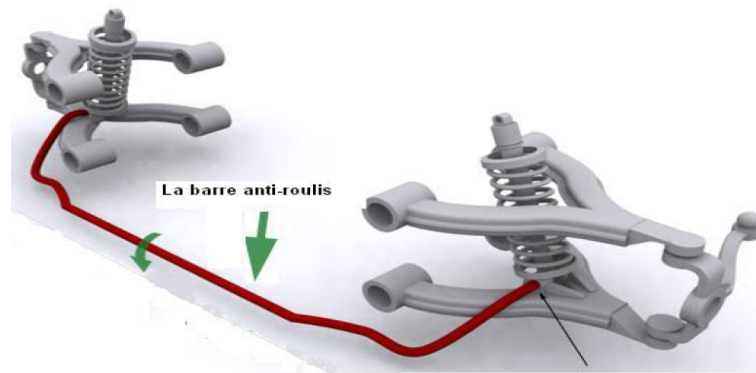


FIG. 1.2 – La barre anti-roulis

d'une huile circulant dans une enceinte close. Le freinage des mouvements (vibrations) est réalisé par l'huile qui passe d'un côté à l'autre du piston avec plus ou moins de facilité.

1.2.4 Le pneumatique

Le pneu est la composante la plus importante dans le comportement d'un véhicule routier. En effet, la dynamique du véhicule dépend, en grande partie, de la dynamique des pneus. Le pneu étant le seul contact du véhicule avec le sol, la précision du mouvement du système dépend en majeure partie de la validité du modèle du pneu.

Il existe de nombreux modèles du pneumatique, intégrant notamment la description faite par les modèles d'interface roue-sol. Cependant, aucun de ces modèles ne permet de prendre en compte tous les phénomènes physiques en jeu, tant la complexité est importante [5].

En fait, le pneu peut être représenté au maximum par trois composantes de force (F_x , F_y et F_z) et trois composantes de moment (M_x , M_y et M_z) appliquées en un point situé au centre de la roue. La Figure 1.3 montre de façon complète les forces engendrées par un pneu et les moments autour de chaque axe. La définition de chaque angle est donnée dans ce qui suit :

Angle de dérive (δ) : La dérive est la variation de trajectoire du véhicule due à la déformation transversale que subissent les pneumatiques quand ils sont soumis à l'action d'une force latérale. Théoriquement, la stabilité d'un véhicule est d'autant plus élevée que l'angle de dérive est plus petit.

Angle de carrossage (γ) : C'est l'angle d'inclinaison de la roue par rapport à un plan vertical perpendiculaire au sol. Il est positif si la roue penche vers l'extérieur de la voiture, et négatif dans le cas contraire.

Dans un modèle vertical, la rigidité d'un pneu peut être introduite par l'intermédiaire d'un amortisseur et d'un ressort montés en parallèle ou simplement par un ressort.

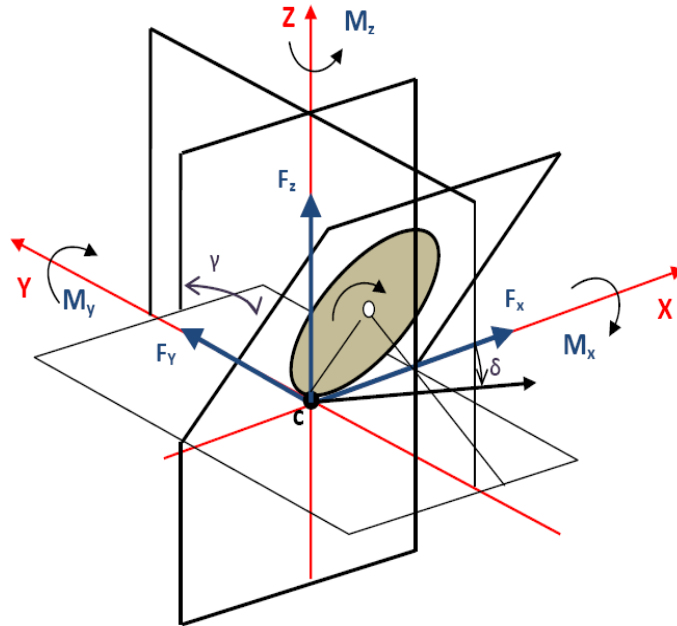


FIG. 1.3 – Illustration de la dynamique d'un pneu

1.3 Effets des vibrations sur le corps humain

De nombreuses enquêtes épidémiologiques ont démontré que la conduite régulière de véhicules professionnels transmettant de sévères vibrations globales au corps s'accompagne d'un risque accru de douleurs. Néanmoins rares sont les enquêtes ayant pu déterminer une relation dose/effet entre l'amplitude de la vibration et la probabilité de pathologie [6].

Une bonne façon d'étudier l'effet des vibrations et de la posture sur la colonne vertébrale consiste à élaborer un modèle biomécanique de cette dernière exposée à des vibrations. Plusieurs chercheurs ont travaillé sur ce thème et ont développé des modèles composés de masses, de ressorts et d'amortisseurs à plusieurs degrés de liberté (cf. Fig 1.4).

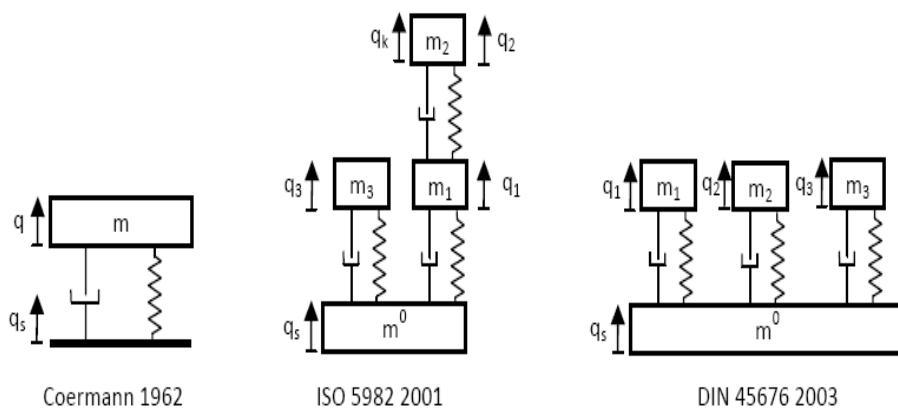


FIG. 1.4 – Quelques modèles biomécaniques

Les effets physiologiques et psychologiques des vibrations sur l'homme sont dus aux déformations et aux déplacements relatifs que subissent les organes ou les tissus à certaines fréquences. Les fréquences de résonance pour un sujet soumis à des vibrations verticales sont données dans le tableau 1.1.

Organe	Fréquence de résonance
tête	20 à 30 Hz
globes oculaires	60 à 90 Hz
thorax	3 à 7 Hz
coeur	4 à 8 Hz
masse thoraco-abdominale	4 à 9 Hz
bassin	4 à 9 Hz

TAB. 1.1 – Les fréquences de résonance des organes d'un corps humain

Les différentes fréquences de vibrations permettent de comprendre les pathologies qui peuvent apparaître (troubles visuels, troubles cardiaques, pulmonaires ou ostéoarticulaires...).

Au dessous de 2 Hz, le corps réagit comme une masse unique. Chez l'homme assis, la première résonance apparaît entre 3 et 6 Hz. Chez l'homme debout, on note deux valeurs maximales à 5 Hz et 12 Hz.

Le seuil de perception des vibrations est de $0,01m/s^2$ environ. La perception des vibrations est fonction :

- de la zone de contact du corps avec la source d'excitation,
- de sa surface de contact,
- des caractéristiques physiques de la vibration (intensité, fréquence,...).

1.3.1 Classification des effets des vibrations sur l'homme

Vibrations de très basse fréquence

Les vibrations de très basse fréquence (0 à 2 Hz) apparaissent lors des déplacements aériens, maritimes ou terrestres. Elles peuvent entraîner le mal des transports qui est dû à des manifestations du système nerveux central déclenchées par les perceptions vestibulaires. Ce mal des transports dépend du roulis, du tangage et de l'accélération du véhicule. Il peut être aggravé par la superposition d'images mobiles et immobiles (phénomène de hublot), le psychisme, la chaleur, la fatigue physique et la peur.

Vibrations de basse fréquence

Les vibrations de basse fréquence (2 à 20 Hz) apparaissent surtout dans les véhicules terrestres. Elles sont principalement dues aux moteurs, aux intermédiaires mécaniques, à la composition du terrain et dépendent de la vitesse de déplacement, etc ... Les effets de ces vibrations sont nombreux et dépendent de la fréquence et de l'accélération. Les principales réactions sur l'homme peuvent être classées en :

- Perturbations fonctionnelles (vision, activités musculaire, respiratoire et cardiovasculaire).
- Perturbations pathologiques (lombalgies, troubles digestifs).

Vibrations de haute fréquence

Les vibrations de haute fréquence (20 à 1000 Hz) apparaissent dans les engins vibrants ou rotatifs (outils pneumatiques, ponceuses, etc) employés. Ces vibrations peuvent avoir pour effet :

- des troubles vaso-moteurs,
- une diminution de sensibilité,
- une imprécision des mouvements,
- une augmentation du temps des mouvements,
- des vertiges,
- des pathologies ostéo-articulaires à long terme.

1.3.2 Tolérance aux vibrations

Les vibrations étant un phénomène extrêmement complexe : il n'existe pas actuellement de valeurs limites satisfaisantes. Les meilleures recommandations de tolérance aux vibrations sont contenues dans les normes expérimentales, ISO 2631 (International Organisation for Standardisation).

Critère ISO 2631

Le guide général édité par l'ISO (règle ISO 2631) définit la tolérance humaine aux vibrations de l'ensemble du corps. Cette réglementation s'applique aussi bien aux systèmes de transport qu'à l'industrie. Le guide définit 3 limites distinctes pour les vibrations dans la gamme 1-80 Hz.

- les limites d'exposition reliées à la sécurité ou à la préservation de la santé : elles ne doivent être dépassées qu'avec des justifications très spéciales,
- les limites de fatigue ou de capacité décroissante, liées à la préservation de l'aptitude au travail. Elles s'appliquent aux tâches telles que la conduite de véhicules ou de tracteurs,
- les limites de confort réduit sont les plus sévères. Elles concernent la préservation du confort, ce qui dans les moyens de transport correspond à la capacité de lire, écrire ou manger dans les véhicules.

Les limites de sécurité sont obtenues à partir de celles définies pour la fatigue en augmentant celle-ci de 6 dB (facteur 2). Par contre les limites de confort réduit s'obtiennent à partir de celles pour la fatigue en retirant 10 dB (facteur 3.15) aux limites de fatigue. Les fréquences en dessous de 1 Hz sont un problème important, car elles impliquent des mouvements qui rendent malade. Une limite très sévère est proposée par l'ISO pour les fréquences entre 0.1 et 1 Hz.

Cette norme est représentée dans la Figure 1.5 pour les cas des vibrations verticales. Pour exprimer la tolérance aux vibrations verticales, elle se base sur le temps d'exposition en fonction du niveau en accélération et des fréquences.

Selon cette norme, le tableau 1.2 illustre des valeurs approximatives exprimant le degré du confort (accélération faible) dans le domaine du transport public.

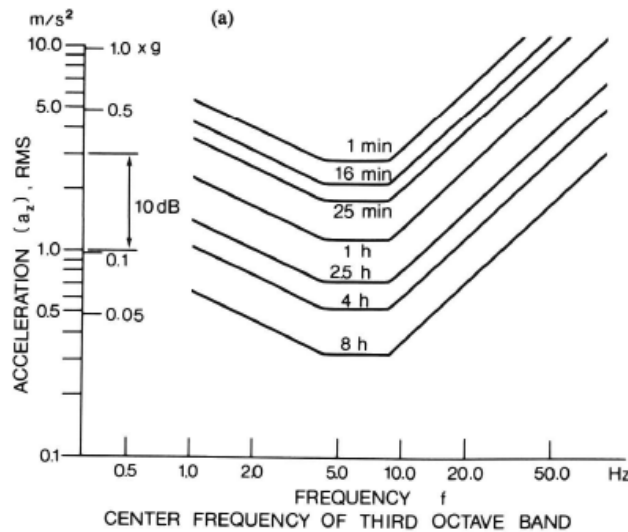


FIG. 1.5 – Limites des vibrations verticales auxquelles est soumis le corps afin d'éviter la fatigue selon la réglementation ISO 2631.

Accélération en rms (m/s^2)	Degré du confort
< 0.315	Confortable
3.15 à 0.63	Peu confortable
0.63 à 1	Passablement inconfortable
01 à 1.6	Inconfortable
1.6 à 2.5	Très inconfortable
> 2.5	Extrêmement inconfortable

TAB. 1.2 – Valeurs approximatives des accélérations déterminant le degré du confort

1.4 Sollicitations externes

Si la route, ou en général la surface sur laquelle se déplacent les véhicules, était parfaitement nivelée et lisse, la liaison roue-véhicule pourrait être simplifiée et même rigide. Ce procédé est adopté sur presque tous les engins de travaux publics ; leurs déplacements sur la route s'effectuant à vitesse réduite, on considère comme suffisante la flexibilité des pneumatiques pour éviter que les vibrations ne se transmettent au véhicule. Mais les routes ne sont jamais parfaitement uniformes, le tapis routier est souvent irrégulier, avec des variations qui entraînent des phénomènes vibratoires sur la masse suspendue du pneumatique.

1.4.1 Modèle déterministe

Le profil de route le plus utilisé dans la littérature est de type bosse simple (isolated bump) avec généralement, des hauteurs allant de 5 cm à 11 cm. La forme du modèle de cette bosse est illustrée dans la Figure 1.6.

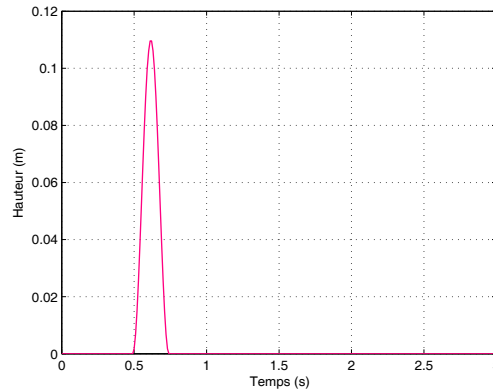


FIG. 1.6 – Bosse d'une hauteur de 11 cm

L'échelon de position, le train de créneaux, le sinus d'une fréquence de 1 Hz (pour le test du confort) ou de 10 Hz (pour le test de sécurité) sont aussi utilisés comme des entrées dans les simulations. Des entrées aléatoires (comme un nid de poule suivi d'une bosse (cf. Fig 1.7) ou l'inverse) peuvent être utilisées pour tester la robustesse des contrôleurs.

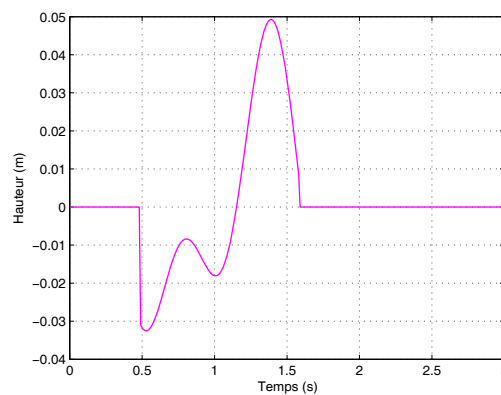


FIG. 1.7 – Entrée aléatoire d'une route

Des chercheurs de l'université de California, Berkeley, en se basant sur des études expérimentales, ont proposé de combiner 6 composantes sinusoïdales avec des fréquences et amplitudes différentes pour générer un profil de route pseudo-aléatoire [7].

Les six composantes sinusoïdales sont les suivantes :

$$\begin{aligned}
 z_1 &= 0.0100 \sin(0.50(2\pi)t + 0) \\
 z_2 &= 0.0090 \sin(0.75(2\pi)t + 1) \\
 z_3 &= 0.0075 \sin(0.85(2\pi)t + 2) \\
 z_4 &= 0.0050 \sin(1.00(2\pi)t + 3) \\
 z_5 &= 0.0040 \sin(10.0(2\pi)t + 4) \\
 z_6 &= 0.0025 \sin(15.0(2\pi)t + 5)
 \end{aligned}$$

et le profil de route généré est donné par :

$$z_r = z_1 + z_2 + z_3 + z_4 + z_5 + z_6$$

1.4.2 Modèle stochastique

Les profils de route sont considérés par ISO comme des processus aléatoires. Ils peuvent être représentés par le profil lui-même ou par ses propriétés statistiques. Ainsi, le profil de route peut être estimé à partir de la Densité Spectrale de Puissance (DSP/PSD) [8].

Comme n'importe quel signal aléatoire, le profil de la piste défini par la fonction $z_R(t)$ peut être décomposé en utilisant la transformée de Fourier à une série d'ondes sinusoïdales

$$z_R(s) = \sum_{i=1}^N A_i \sin(\Omega_i s - \Psi_i) \quad (1.1)$$

où N représente le nombre final correspondant à la fréquence d'excitation maximale, et chaque signal sinusoïdal est défini par son amplitude A_i et sa fréquence circulaire Ω_i .

Avec différents ensembles des phases uniformément réparties entre $[0, 2\pi]$, plusieurs profils peuvent être générés qui se ressemblent dans l'allure générale mais pas dans les détails [9].

La variance de la représentation sinusoïdale est donnée par :

$$\sigma^2 = \lim_{x \rightarrow \infty} \frac{1}{X} \int_{-\frac{x}{2}}^{+\frac{x}{2}} \left(\sum_{i=1}^N A_i \sin(\Omega_i s - \Psi_i) \right) \left(\sum_{j=1}^N A_j \sin(\Omega_j s - \Psi_j) \right) ds \quad (1.2)$$

Pour $i = j$ et pour $i \neq j$ plusieurs types d'intégrales peuvent être obtenus. Pour $i = j$, la solution est donnée par :

$$J_{ii} = \int A_i^2 \sin^2(\Omega_j s - \Psi_j) ds = \frac{A_i^2}{2\Omega_i} \left[\Omega_i s - \Psi_i - \frac{1}{2} \sin((\Omega_i s - \Psi_i)) \right] \quad (1.3)$$

En utilisant la relation

$$\sin x \sin y = \frac{1}{2} \cos(x - y) - \frac{1}{2} \cos(x + y)$$

Pour $i \neq j$, la solution est donnée par :

$$\begin{aligned}
J_{ij} &= \int A_i \sin(\Omega_i s - \Psi_i) A_j \sin(\Omega_j s - \Psi_j) ds \\
&= \frac{1}{2} A_i A_j \int \cos(\Omega_{i=j} s - \Psi_{i=j}) ds - \frac{1}{2} A_i A_j \int \cos(\Omega_{i+j} s - \Psi_{i+j}) ds \\
&= \frac{1}{2} \frac{A_i A_j}{\Omega_{i-j}} \sin(\Omega_{i=j} s - \psi_{i-j}) + \frac{1}{2} \frac{A_i A_j}{\Omega_{i+j}} \sin(\Omega_{i+j} s - \psi_{i+j}) \quad (1.4)
\end{aligned}$$

Avec $\Psi_{i\pm j} = \psi_i \pm \psi_j$ et $\Omega_{i\pm j} = \Omega_i \pm \Omega_j$. Étant donnée que les valeurs des termes de sinus et cosinus dans (1.3) et (1.4) sont limités entre ± 1 , l'équation (1.2) devient :

$$\begin{aligned}
\sigma^2 &= \lim_{x \rightarrow \infty} \frac{1}{X} \sum_{i=1}^N [J_{ii}]_{-X/2}^{+X/2} + \lim_{x \rightarrow \infty} \frac{1}{X} \sum_{i,j=1}^N [J_{ij}]_{-X/2}^{+X/2} \\
&= \frac{1}{2} \sum_{i=1}^N A_i^2 \quad (1.5)
\end{aligned}$$

L'équation (1.5) montre que le processus est stationnaire.

Pour un processus aléatoire, stationnaire, l'équation suivante doit être satisfaite en utilisant la moyenne du processus m et l'écart type σ .

$$\sigma^2 = \int_{-\infty}^{+\infty} \Phi(\Omega) d\Omega - m^2 \quad (1.6)$$

Substituons m par 0 dans l'équation précédente et discrétisons l'intégrale, nous obtenons :

$$\sigma^2 = 2 \sum_{i=1}^N \Phi(\Omega_i) \Delta\Omega \quad (1.7)$$

Substituons l'équation (1.5) dans (1.7), nous obtenons :

$$A_i = \sqrt{4\Phi(\Omega_i)\Delta\Omega} \quad (1.8)$$

Finalement, nous obtenons le processus $z_R(s)$ en fonction de la densité spectrale de puissance.

$$z_R(s) = \sum_{i=1}^N \sqrt{4\Phi(\Omega_i)\Delta\Omega} \sin(\Omega_i s - \psi_i) \quad (1.9)$$

Pour des fréquences spatiales de 0.01 à 10 cycles/m, la densité spectrale de puissance $\Phi(\Omega)$ tirée de l'expérience peut être représentée par une fonction exponentielle [10] donnée par :

$$\Phi(\Omega) = \begin{cases} \Phi(\Omega_0) \left(\frac{\Omega}{\Omega_0}\right)^{-q_1} & \text{si } \Omega \leq \Omega_0 \\ \Phi(\Omega_0) \left(\frac{\Omega}{\Omega_0}\right)^{-q_2} & \text{si } \Omega > \Omega_0 \end{cases} \quad (1.10)$$

$\Phi(\Omega_0)$ représente le coefficient de rugosité de la piste, $\Omega_0 = \frac{1}{2\pi}(\text{cycles/m})$, $q_1 = 3.14 \pm 0.76$ et $q_2 = 2.11 \pm 0.38$. Il est possible d'après [11] d'utiliser une seule fonction pour plusieurs cas de surfaces de pistes :

$$\Phi(\Omega) = R\Omega^{-q} \quad (1.11)$$

Type de route	moyenne des coefficients de rugosité
Autoroute	1×10^{-7}
Route principale	5×10^{-7}
route secondaire	50×10^{-7}

TAB. 1.3 – Coefficients de rugosité pour différentes pistes

L'équation (1.11), représente un modèle de piste proche de la réalité, en utilisant $q = 2.5$, et R est un coefficient de rugosité qui caractérise le modèle de la piste comme il est indiqué par le tableau (1.3). Ω est la fréquence spatiale qui a une relation avec la fréquence circulaire w donnée par :

$$w = \frac{2\pi}{T} = \frac{2\pi V}{\lambda} = 2\pi V \Omega \quad (1.12)$$

où T représente la période, V la vitesse du véhicule et λ la longueur d'onde qui est égale à $\frac{1}{\Omega}$.

ISO a proposé une classification de la rugosité basée sur la densité spectrale pour plusieurs types de route (cf. Fig 1.8).

De l'équation (1.9), nous déduisons le processus z_R en fonction de la densité spectrale de puissance. Ce processus est montré dans la Figure 1.9.

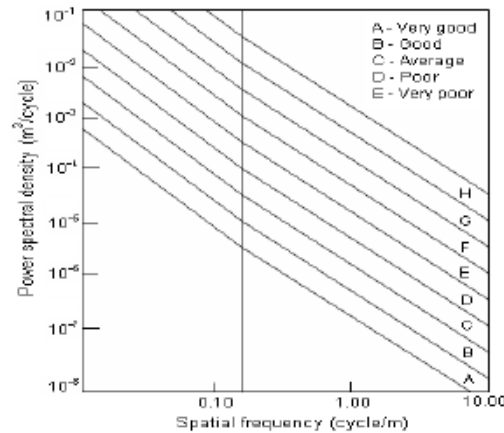


FIG. 1.8 – Classification ISO de la rugosité des routes [1]

1.5 Performances de la suspension

Le rôle de la suspension d'un véhicule automobile est d'assurer le meilleur confort possible aux passagers, en stabilisant la caisse malgré les imperfections de la route, tout en assurant un niveau de sécurité optimal. Pour atteindre un tel objectif, un compromis est nécessaire entre confort et tenue de route et, suivant le type de suspension utilisée (passive, semi-active et active), différentes performances sont atteintes. La stabilité est un point crucial dans l'étude des systèmes. On peut remarquer que le système de suspension est stable en boucle ouverte.

Nous présenterons dans ce qui suit les critères de performance usuels de la littérature.

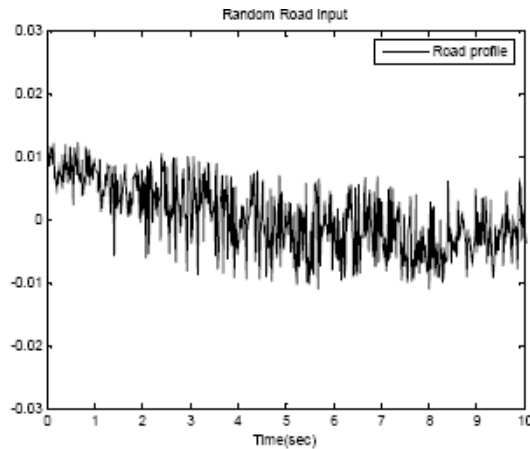


FIG. 1.9 – Profil d’une route en fonction du temps [1]

1.5.1 Compensation du poids du véhicule

Pour supporter un véhicule, il faut compenser son poids et ceci est obtenu par un dispositif, en général un ressort de raideur C_0 , de valeur suffisante ($C_0 > C_{min} > 0$) pour compenser, outre le poids proprement dit, les transferts dynamiques de ce dispositif lors des phases d’accélération ou de freinage. La valeur de C_{min} est concrètement fixée par l’analyse physique. Le choix adéquat de la raideur peut influencer sur la sécurité et le confort des passagers.

1.5.2 Confort

Le confort correspond à l’équilibre vertical du véhicule et caractérise sa capacité à transmettre et à filtrer les vibrations principalement issues des irrégularités de la route aux passagers.

Comme évoqué auparavant, un passager peut ressentir plusieurs types de malaise, selon l’accélération et les vibrations verticales transmises au passager. Les mouvements de tangage et de roulis ressentis par l’oreille interne sont aussi une source de malaise. La recherche du confort passe par la diminution des mouvements de la caisse.

1.5.3 Débattement de la suspension

Technologiquement, les éléments constituant la suspension d’un véhicule disposent d’un débattement limité. Afin d’éviter les chocs qui surviennent lorsque la suspension arrive en fin de course, les lois de commande élaborées doivent prendre en compte le débattement maximal des suspensions. Le but est donc de contraindre le débattement à rester dans un certain intervalle.

1.5.4 Tenue de route

La tenue de route traduit l’équilibre latéral du véhicule en virage ou lors d’un changement de direction, mais aussi sa capacité à fournir une force longitudinale (en

cas d'accélération ou de freinage) et/ou latérale (en cas de virage) entre le pneu et la route pour résister aux perturbations extérieures ou répondre à des commandes du conducteur.

L'adhérence du pneu à la route dépend de plusieurs facteurs qui ne sont pas tous contrôlables :

- l'état de la route,
- l'état et la qualité des pneus,
- les angles de dérive et de carrossage des roues,
- la charge des pneus qui dépend directement de l'écrasement de ces derniers.

1.5.5 Coût

Le côté financier est sans doute l'élément le plus influent dans l'industrie des véhicules. Pour doter un véhicule par un système de suspension active, il faut installer des capteurs dont le rôle est de mesurer le débattement de la suspension, l'accélération verticale de la caisse et le profil de la route. Certains contrôleurs exigent même de mesurer l'accélération des roues dans le plan vertical. Tous ces capteurs fournissent les données collectées au contrôleur pour agir sur l'actionneur. Par conséquent, le rapport sûreté/prix est actuellement en faveur de la suspension passive, vu le prix très élevé des capteurs et des actionneurs.

1.5.6 Consommation d'énergie

La consommation d'énergie par la suspension active est un autre facteur très important. La production de la force de commande par l'actionneur est conditionnée par la fourniture de l'énergie suffisante et ceci n'est possible que par la présence d'une source d'énergie extérieure.

Plusieurs études ont abordé ce problème et même si certains ont essayé de développer des actionneurs "auto-générateurs" d'énergie [12], il reste beaucoup à faire dans ce domaine.

1.5.7 Incertitude

La suspension d'un véhicule comprend une partie mécanique (passive). Elle présente donc certaines caractéristiques qui ne sont connues qu'avec une marge d'erreur due à la fabrication ou à l'usure et qui peuvent être fort utiles pour l'observation et la commande. La prise en compte de ces incertitudes lors du développement d'une commande est donc importante.

D'autre part, le modèle du véhicule utilisé est souvent trop simplifié ou incomplet, d'une part à cause du manque de connaissances sur le processus et, d'autre part, pour la réalisabilité de l'observation ou la commande (en utilisant des approches connues). Dans la littérature par exemple, rares sont les modèles prenant en compte l'aspect stochastique du contact pneu route. Il faut noter en effet que des passages successifs d'une roue sur la même chaussée ne donneraient pas les mêmes signaux. Les variables d'interface conditionnent le comportement et les performances du véhicule sur la route ainsi que leurs limites en fonction de l'infrastructure. Le compor-

tement dynamique de ce dernier est l'effet des excitations produites à la fois par la chaussée, par le véhicule et sa motorisation et par le conducteur. Donc trois systèmes complexes, au moins, sont en présence et la commande ne s'adresse toujours qu'au véhicule.

1.6 Conclusion

Nous avons tout d'abord présenté dans ce chapitre les éléments d'un système de suspension classique avec l'objectif d'introduire plus particulièrement les notions des mouvements d'un véhicule et les composantes d'un pneu. Par la suite et avant de décrire les performances qui caractérisent un système de suspension, il était indispensable de présenter les effets des vibrations sur le corps humain afin de réaliser le système actif le plus performant.

Les performances d'une suspension sont généralement limitées au confort et à la tenue de route, mais nous avons présenté d'autres critères influents dans le domaine de l'automatique ou même dans le domaine de l'industrie des véhicules.

Le chapitre suivant est consacré à l'étude, la modélisation et l'analyse des modèles de base d'un système de suspension.

Chapitre 2

Modélisation de la suspension des véhicules

2.1 Introduction

Le véhicule est un système complexe qui a des comportements fortement non-linéaires. Il est composé par plusieurs sous-systèmes comme le moteur, la chaîne de transmission, le système de direction, les suspensions, les roues, les pneus, . . .

La suspension des automobiles est le système qui supporte le poids du véhicule. De plus, ce système doit réduire ou éliminer les vibrations générées par les forces du vent, les forces de freinage et les irrégularités de la chaussée.

Dans le monde de l'automobile, il existe trois types de suspensions : la suspension passive, la suspension semi-active et la suspension active.

Le cas passif se retrouve dans la majorité des véhicules. Généralement, il est composé d'un ressort et d'un amortisseur assemblés en parallèle. Le cas semi-actif consiste à contrôler le système le plus souvent seulement grâce à un amortisseur ajustable. Dans le cas actif, le système de contrôle peut réagir en fonction des paramètres du véhicule et de la route.

Les modèles développés dans la littérature diffèrent suivant le type de système de suspension analysée et l'objectif de l'analyse. Ce chapitre s'attache donc à décrire les modèles utilisés dans la conception active de manière suffisamment exhaustive.

On utilisera trois modèles comme support de la mise en oeuvre des méthodes de commande développées dans le chapitre suivant :

- modèle quart de véhicule (linéaire et non linéaire),
- modèle demi-véhicule de type bicyclette,
- modèle de véhicule complet.

Le modèle quart de véhicule présente l'intérêt d'être simple (quelques états . . .) tout en étant représentatif de la problématique d'isolation vibratoire liée à la suspension. Le modèle demi-véhicule de type bicyclette peut représenter un système intermédiaire entre le modèle quart de véhicule très simplifié et le modèle de véhicule complet (complexe).

On présente aussi le modèle de type essieu qui permet d'étudier le mouvement vertical du châssis et le mouvement de rotation de roulis, mais qui ne sera pas utilisé dans la partie de contrôle.

2.2 Les catégories de suspensions

La suspension désigne l'ensemble des éléments mécaniques qui relient les roues à la structure principale d'un véhicule (caisse). Il existe plusieurs types de systèmes de suspension [13] ; ils se différencient suivant qu'ils se situent sur les trains avant ou arrière du véhicule. Dans les deux cas (essieu avant ou arrière), on peut diviser l'ensemble de ces systèmes en deux familles : les suspensions à essieu rigide et celles à essieu indépendant. Généralement, le train avant est équipé de suspensions indépendantes, tandis que l'essieu rigide est utilisé sur les roues arrières.

Une classification récente basée sur la nature de la force appliquée entre la masse suspendue et les masses non suspendues est introduite dans le domaine de l'automobile. Dans ce qui suit, on utilise un modèle quart de véhicule pour introduire les différentes classes d'une suspension selon cette nouvelle classification.

2.2.1 La suspension passive

Les systèmes de suspension passifs sont des systèmes qui comportent des ressorts pour stocker l'énergie, des amortisseurs pour absorber cette énergie, et des pneus flexibles (cf. Fig 2.1). Ils ne sont alimentés par aucune source d'énergie externe [14,15]. Les caractéristiques des composants des systèmes de suspension passifs sont fixes. Ils sont calculés en fonction de la nature du véhicule. L'amortisseur est défini

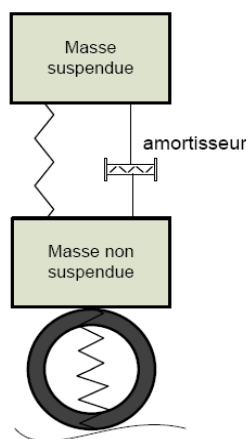


FIG. 2.1 – un système de suspension passif

par sa caractéristique Force/Position.

La Figure 2.2 illustre le cas où la force dépend de façon non linéaire de la vitesse relative de la suspension $v_{rel} = \dot{z}_b - \dot{z}_w$, où z_b est le déplacement vertical de la caisse et z_w est le déplacement vertical de la roue.

La Figure 2.3 illustre le cas où la relation est considérée comme linéaire, avec un coefficient d'amortissement C . Dans ce cas, la force F_d produite par l'amortisseur passif s'écrit [14, 16] :

$$F_d = C(\dot{z}_b - \dot{z}_w)$$

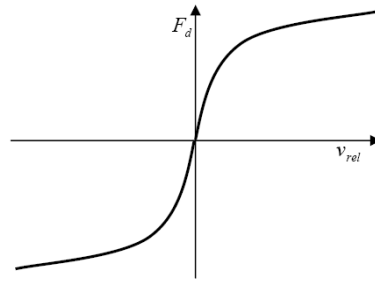


FIG. 2.2 – Amortisseur passif nonlinéaire

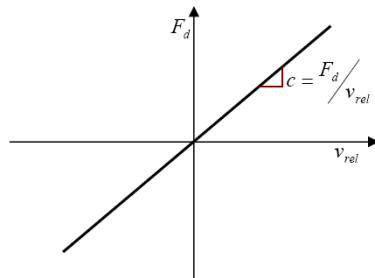


FIG. 2.3 – Amortisseur passif linéaire

Pour le ressort linéaire, la force F_s générée est proportionnelle à la déflexion de la suspension ($z_b - z_w$) et le coefficient de raideur K :

$$F_s = K(z_b - z_w)$$

2.2.2 La suspension semi-active

La suspension semi-active constitue un compromis intéressant entre la suspension traditionnelle (passive), constituée pour l'essentiel d'un ressort couplé à un amortisseur de type visqueux (de coefficient déterminé une fois pour toutes), et la suspension active, dans laquelle la force développée par le système est produite directement à partir d'une source externe d'énergie.

Une suspension semi-active utilise généralement des ressorts conventionnels passifs et des amortisseurs ajustables (cf. Fig 2.4). Une suspension semi-active comprend peu ou pas de capteurs et nécessite généralement une source d'énergie extérieure seulement pour fixer entre deux limites le coefficient d'amortissement convenable qui est limité entre deux extrémités (cf. Fig 2.5).

La détermination du coefficient d'amortissement dépend du produit de la vitesse relative $v_{rel} = \dot{z}_b - \dot{z}_w$ et la vitesse absolue de la masse suspendue \dot{z}_b . Si le produit est positif ou nul l'amortisseur est ajusté pour générer une force semi-active convenable.

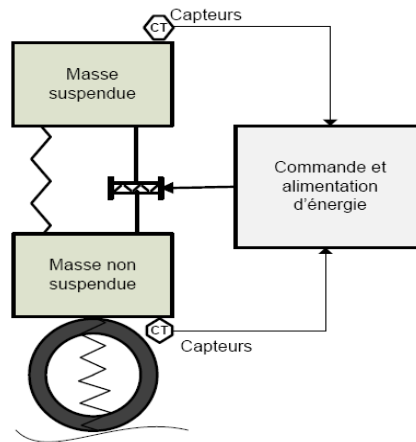


FIG. 2.4 – La suspension semi-active

Dans le cas inverse où le produit est négatif, il ne génère aucune force [14, 16, 17]. La formulation de la force semi-active F_{sa} s'écrit de la façon suivante :

$$F_{sa} = \begin{cases} F_d & \text{si } \dot{z}_b(\dot{z}_b - \dot{z}_w) \geq 0 \\ 0 & \text{si } \dot{z}_b(\dot{z}_b - \dot{z}_w) < 0 \end{cases}$$

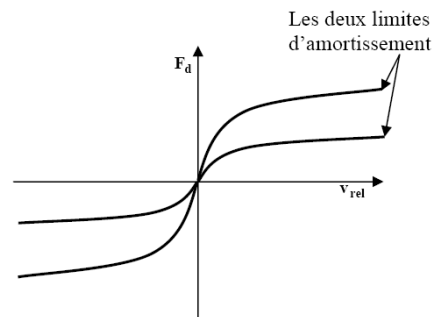


FIG. 2.5 – Amortissement semi-actif

2.2.3 La suspension active

Une suspension active contribue à améliorer la sécurité et à fournir un niveau élevé de confort. Ce système avancé de suspension réagit instantanément pour compenser toute irrégularité sur la surface de la route et donner au véhicule une excellente stabilité. Il a la capacité de stocker, d'absorber de l'énergie et de fournir de l'énergie à l'actionneur. Il peut changer les paramètres en fonction des conditions de fonctionnement.

La suspension active, qui complète les amortisseurs et ressorts traditionnels passifs par des actionneurs hydrauliques à action instantanée, requiert une puissance extérieure élevée et un système de contrôle électronique très complexe (cf. Fig 2.6.a). La suspension entièrement active réagit aux forces qui lui sont appliquées en fournissant une réponse directe, sans qu'elle fasse appel à des ressorts ou à un amortissement

conventionnels (cf. Fig 2.6.b).

La suspension active est à ce jour peu répandue, à cause de sa complexité, de son

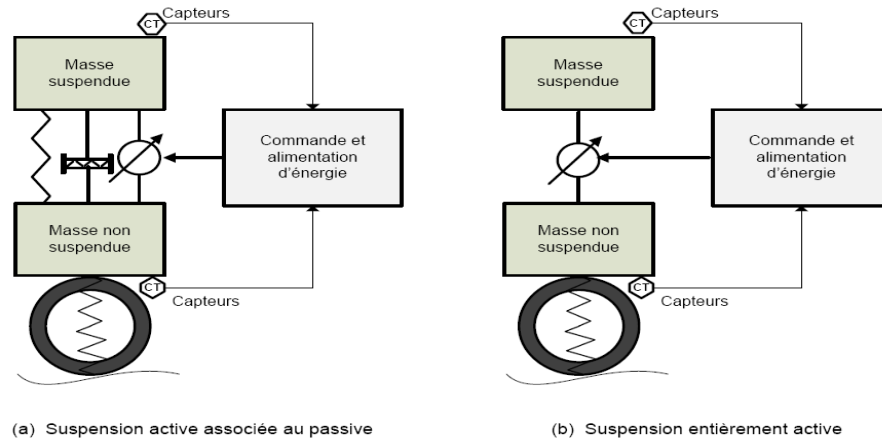


FIG. 2.6 – Types de suspension active

coût, de sa consommation d'énergie et du risque potentiel d'instabilité, inhérent à tout système actif et particulièrement pénalisant dans un domaine touchant à la sécurité routière. En revanche, elle offre en théorie le meilleur compromis possible entre confort et tenue de route, d'autant qu'elle se prête naturellement au contrôle de type *feedforward* qui permet d'anticiper les sollicitations de la chaussée et du véhicule grâce à des capteurs variés.

2.3 Le modèle quart de véhicule

De sa simplicité, le modèle quart de véhicule est considéré comme le modèle idéal pour étudier les débattements verticaux de la suspension. Cependant, il existe des modèles quart de véhicule différents suivant le type d'étude et les limitations de l'expérience.

Le modèle le plus simple est le quart de véhicule à un degré de liberté (ddl) (cf. Fig 2.7). Il prend en compte le mouvement vertical de la caisse, mais non celui de la roue. Ce modèle est considéré comme un modèle de référence du comportement vertical de la caisse du véhicule et a été étudié dans plusieurs travaux [18, 19]. Il inclut une masse qui représente celle de la caisse, reliée directement au sol soit par un simple ressort, un ensemble de ressort-amortisseur ou un ressort-amortisseur en parallèle avec un actionneur (cf. Fig 2.7).

Le modèle quart de véhicule à deux ddl (cf. Fig 2.8), prend en compte le mouvement vertical de la caisse et celui de la roue, est un modèle plus complexe mais plus représentatif du système. Ce modèle est souvent étudié en considérant parfaits, les ressorts et les amortisseurs constituant les systèmes de suspension [20, 21, 22].

Des modèles plus réels intégrant la non-linéarité des éléments de la suspension, tels que le ressort et l'amortisseur [23], ou la dynamique de l'actionneur [24, 25, 26] sont utilisés pour analyser le comportement de la suspension [27, 28].

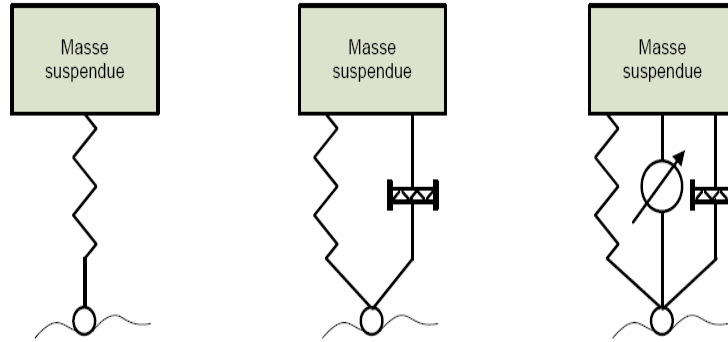


FIG. 2.7 – Quart de véhicule à 1ddl

2.3.1 Description du modèle

Le modèle de base, représenté à la Figure 2.8, est un modèle mono-roue possédant deux ddl. La caisse et la roue sont modélisées comme deux masses ponctuelles se déplaçant suivant un axe vertical. La partie suspension est modélisée comme un simple système ressort-amortisseur en parallèle avec un actionneur. Le pneu est représenté comme un simple ressort.

Les excitations appliquées sur le système se décomposent en deux types perturbations et commandes.

Notations :

Les notations suivantes sont utilisées pour le modèle quart de véhicule :

- m_s quart de la masse suspendue (kg),
- m_{us} la masse non suspendue (kg),
- k_s coefficient de rigidité verticale du ressort de la suspension (N/m),
- c_s coefficient de rigidité verticale de l'amortisseur (N/m/s),
- k_{us} coefficient de rigidité verticale du ressort du pneu (N/m),
- F_a force délivrée par l'actionneur (N),
- z_c position absolue verticale de la caisse (m),
- z_w position absolue verticale de la roue (m),
- z_r profil de la route (m).

La dynamique linéaire de ce modèle est décrite par les équations suivantes :

$$m_s \ddot{z}_c = k_s (z_w - z_c) + c_s (\dot{z}_w - \dot{z}_c) + F_a \quad (2.1)$$

$$m_{us} \ddot{z}_w = k_{us} (z_r - z_w) - k_s (z_w - z_c) - c_s (\dot{z}_w - \dot{z}_c) - F_a \quad (2.2)$$

Si on prend $x_1 = z_c$, $x_2 = \dot{z}_c$, $x_3 = z_w$ et $x_4 = \dot{z}_w$, on peut représenter les équations (2.1) et (2.2) dans l'espace d'état comme suit :

$$\begin{aligned} \dot{x}_1 &= x_2 \\ \dot{x}_2 &= \frac{1}{m_s} [k_s (x_3 - x_1) + c_s (x_4 - x_2) + F_a] \\ \dot{x}_3 &= x_4 \\ \dot{x}_4 &= \frac{1}{m_{us}} [k_{us} (z_r - x_3) - k_s (x_3 - x_1) - c_s (x_4 - x_2) - F_a] \end{aligned} \quad (2.3)$$

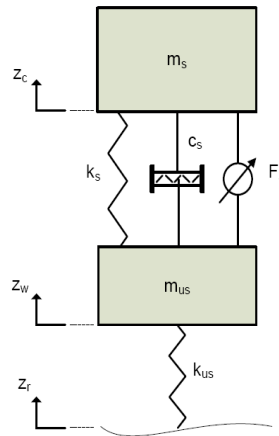


FIG. 2.8 – Le modèle quart de véhicule

2.3.2 Dynamique de l'actionneur hydraulique

Dans la suspension active, les actionneurs convertissent l'énergie qui leur est fournie sous une forme utile pour agir sur le système suivant les lois de commande adoptées. Ces actionneurs sont généralement de type hydraulique.

Les systèmes hydrauliques présentent beaucoup d'intérêt parce que leur rapport (énergie transmise/masse) est grand et leur temps de réponse très bref permettent de les utiliser même dans des applications où les puissances mises en jeu sont faibles. Mais la mise en place d'asservissements électro-hydrauliques se heurte au problème de la modélisation. La détermination d'algorithmes de commandes simples et rapides à exécuter suppose un modèle mathématique lui-même simple. Or, l'analyse physique des systèmes hydrauliques fait apparaître des équations non linéaires dont, de plus, les coefficients ne sont parfois connus qu'avec une forte incertitude [29].

Un système hydraulique, comme celui représenté à la Figure 2.9 comporte :

- une servovalve ou un distributeur qui a pour fonction de servir d'interface entre l'électronique de commande (correcteur, régulateur, calculateur, etc.) et l'actionneur (vérin ou moteur hydraulique),
- un vérin hydraulique ou un actionneur qui permet de transformer l'énergie hydraulique de l'huile en un travail mécanique. Il est soumis à des pressions d'huile qui permettent d'obtenir des mouvements.

Les équations décrivant le fonctionnement d'un tel système traduisent la conservation des masses et le théorème de Bernoulli.

La force générée par l'actionneur est donnée par :

$$F_a = AP_l \quad (2.4)$$

pour une pompe à débit fixe (côté refoulement), la dérivée de P_l est donnée par :

$$\frac{V_t}{4\beta} \dot{P}_l = Q - c_{tp} P_l - A(\dot{z}_w - \dot{z}_c) \quad (2.5)$$

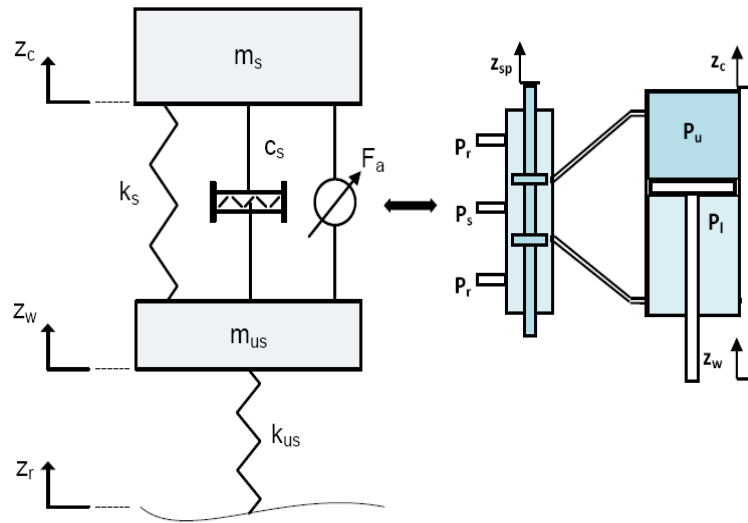


FIG. 2.9 – Actionneur hydraulique

avec

- V_t volume d'huile sous pression,
- β module de compressibilité de l'huile,
- P_l pression côté refoulement,
- Q débit de la pompe,
- c_{tp} coefficient total de fuite,
- A surface de la cylindrée de la pompe,
- $z_w - z_c$ position de l'arbre moteur.

On note qu'on peut écrire une équation de même type côté aspiration. L'équation de débit de la pompe est donnée par [24] :

$$Q = C_d w z_{sp} \sqrt{\frac{1}{\rho} [P_s - \text{sgn}(z_{sp}) P_l]} \quad (2.6)$$

Où :

- C_d le coefficient de décharge,
- w gradient de surface de spool valve (spool valve area gradient),
- z_{sp} le déplacement de valve,
- ρ la densité du fluide,
- P_s pression hydraulique sortante du *spool valve*.

pour que $P_s - \text{sgn}(z_{sp}) P_l$ soit toujours positif, il faut écrire l'équation (2.6) de la manière suivante :

$$Q = \text{sgn}[P_s - \text{sgn}(z_{sp}) P_l] C_d w z_{sp} \sqrt{\frac{1}{\rho} |P_s - \text{sgn}(z_{sp}) P_l|} \quad (2.7)$$

En utilisant les équations (2.4), (2.6) et (2.7), on trouve [25] :

$$\dot{F}_a = \frac{\sqrt{2} A \cdot \beta \cdot K_{xd}}{V_t} \cdot z_{sp} \cdot \sqrt{P_s - \text{sgn}(z_{sp}) F_a / A} + \frac{2 \cdot A^2 \cdot \beta}{V_t} \cdot (\dot{z}_w - \dot{z}_c) \quad (2.8)$$

Où : K_{xd} est le coefficient de débit d'orifice.

2.3.3 Le modèle actif non-linéaire

Dans cette partie, on considère seulement la nonlinéarité de la dynamique de l'actionneur. Le modèle non-linéaire qu'on adopte dans ce travail est celui développé par J. Lin et I. Kanellapoulos [24]. Ce modèle est considéré comme une référence par les chercheurs dans le domaine de la suspension.

D'après [24], la relation qui relie le déplacement du distributeur et la commande F_a fournie par l'actionneur est :

$$\dot{z}_{sp} = \frac{1}{\tau}(-z_{sp} + F_a) \quad (2.9)$$

Si on définit les variables d'état du modèle de la Figure 2.9 comme suit : $x_1 = z_c$, $x_2 = \dot{z}_c$, $x_3 = z_w$, $x_4 = \dot{z}_w$, $x_5 = P_l$ et $x_6 = z_{sp}$, le système sera représenté de la manière suivante :

$$\begin{aligned} \dot{x}_1 &= x_2 \\ \dot{x}_2 &= -\frac{1}{m_s}[k_s(x_1 - x_3) + c_s(x_2 - x_4) - Ax_5] \\ \dot{x}_3 &= x_4 \\ \dot{x}_4 &= \frac{1}{m_{us}}[k_s(x_1 - x_3) + c_s(x_2 - x_4) - k_{us}(x_3 - z_r) - Ax_5] \\ \dot{x}_5 &= -\beta_e x_5 - \alpha A(x_2 - x_4) + \gamma x_6 w_3 \\ \dot{x}_6 &= \frac{1}{\tau}(-x_6 + F_a) \end{aligned} \quad (2.10)$$

où : $w_3 = \text{sgn}[P_s - \text{sgn}(x_6)x_5]\sqrt{|P_s - \text{sgn}(x_6)x_5|}$, $\alpha = \frac{4\beta}{V}$, $\beta_e = C_{tp}\alpha$ et $\gamma = C_d\alpha w\sqrt{\frac{1}{\rho}}$

2.3.4 Propriétés intrinsèques de la suspension d'un quart de véhicule

Il a été démontré, à partir d'un modèle de suspension quart de véhicule, que les véhicules automobiles possèdent en matière de confort et de tenue de route des propriétés indépendantes des éléments passifs et/ou actifs de suspension [30]. Ce paragraphe résume ces principales propriétés, à savoir :

- des points invariants dans le tracé des transferts $\ddot{z}_s(w)/z_r(w)$, $z_s(w)/z_r(w)$ et $(z_c - z_w)(w)/z_r(w)$;
- des comportements asymptotiques invariants ;
- un compromis entre confort et tenue de route.

Points invariants

Reprenons les équations du modèle quart de véhicule représenté dans la Figure 2.8

$$m_s \ddot{z}_c = k_s(z_w - z_c) + c_s(\dot{z}_w - \dot{z}_c) + F_a \quad (2.11)$$

$$m_{us} \ddot{z}_w = k_{us}(z_r - z_w) - k_s(z_w - z_c) - c_s(\dot{z}_w - \dot{z}_c) - F_a \quad (2.12)$$

En additionnant les équations (2.11) et (2.12) on obtient :

$$m_s \ddot{z}_c + m_{us} \ddot{z}_w = k_{us}(z_r - z_w) \quad (2.13)$$

Aucun terme n'est contrôlable dans cette équation. En utilisant la transformation de Laplace, on obtient, sous conditions initiales nulles :

$$m_s S^2 z_c + (m_{us} S^2 + k_{us}) z_w = k_{us} z_r \quad (2.14)$$

D'où, dans le domaine fréquentielle, pour la fréquence particulière $w_1 = \sqrt{k_{us}/m_{us}}$ on a :

$$\frac{\ddot{z}_c}{z_r}(w_1) = \frac{k_{us}}{m_s} \quad (2.15)$$

$$\frac{z_c}{z_r}(w_1) = \frac{m_{us}}{m_s} \quad (2.16)$$

C'est-à-dire que les transferts $\ddot{z}_c(w)/z_r(w)$ et $z_c(w)/z_r(w)$ passent tous pour la fréquence w_1 par un premier point invariant quel que soit le mécanisme liant la masse suspendue à celle non suspendue.

On peut aussi montrer à partir de l'équation (2.14) que :

$$m_s S^2 z_c + (m_{us} S^2 + k_{us}) z_w + (m_{us} S^2 + k_{us}) z_c - (m_{us} S^2 + k_{us}) z_c = k_{us} z_r \quad (2.17)$$

L'équation (2.17) peut être réécrite de la façon suivante :

$$((m_s + m_{us}) S^2 + k_{us}) z_c - (m_{us} S^2 + k_{us})(z_c - z_w) = k_{us} z_r \quad (2.18)$$

En analysant l'équation (2.18), on trouve que pour la fréquence particulière $w_2 = \sqrt{k_{us}/m_s + m_{us}}$ on a :

$$\frac{z_c - z_w}{z_r}(w_2) = \frac{m_s + m_{us}}{m_s}$$

Ainsi, à la fréquence w_2 , tous les transferts de gains de $(z_c - z_w)(w)/z_r(w)$ passent par un second point invariant quel que soit le type de suspension considérée.

Il est donc inutile pour ces deux fréquences, de chercher à modifier les gains $\ddot{z}_s(w)/z_r(w)$, $z_s(w)/z_r(w)$ et $(z_c - z_w)(w)/z_r(w)$ en agissant uniquement sur les éléments de la suspension.

Asymptotes invariantes

L'étude des comportements asymptotiques des transmittances $\ddot{z}_s(w)/z_r(w)$, $z_s(w)/z_r(w)$, $z_w(w)/z_r(w)$ et $(z_c - z_w)(w)/z_r(w)$ donne :

$$\begin{aligned} \frac{\ddot{z}_c}{z_r}(w) &\cong -w^2 && ; w \ll \frac{k_s}{m_s} \\ \frac{z_c}{z_r}(w) &\cong \frac{m_{us}}{m_s} && ; w \ll \frac{k_s}{m_s} \\ \frac{z_w}{z_r}(w) &\cong 1 && ; w \ll \frac{k_s}{m_s} \\ \frac{z_w}{z_r}(w) &\cong -\frac{1}{w^2} && ; w \gg \frac{k_{us}}{m_{us}} \\ \frac{z_c - z_w}{z_r}(w) &\cong -\frac{k_{us}}{m_{us}} && ; w \gg \frac{k_{us}}{m_{us}} \end{aligned}$$

Les relations précédentes montrent que les transferts $\ddot{z}_s(w)/z_r(w)$, $z_s(w)/z_r(w)$ et $z_w(w)/z_r(w)$ possèdent en basse fréquence un comportement asymptotique indépendant de la suspension. De la même manière, les transferts $z_w(w)/z_r(w)$ et $(z_c - z_w)(w)/z_r(w)$ présentent en haute fréquence un comportement asymptotique indépendant de la suspension. Pour ces deux domaines de fréquences, il est donc inutile de chercher à modifier les comportements asymptotiques de $\ddot{z}_s(w)/z_r(w)$, $z_s(w)/z_r(w)$, $z_w(w)/z_r(w)$ et $(z_c - z_w)(w)/z_r(w)$ en agissant seulement sur la suspension [31].

2.3.5 Critères de performances

Dans l'industrie des véhicules, les critères de performance sont fixés généralement par les constructeurs pour répondre aux exigences de sûreté, du marché et des conducteurs. Ainsi, on trouve pour chaque constructeur un cahier de charge différent fourni aux laboratoires.

Les chercheurs de leur part essaient de répondre favorablement à ces exigences par le développement de nouveaux systèmes sûrs et performants, mais la tâche n'est pas toujours facile à accomplir. Pour les systèmes de la suspension, plusieurs critères ont été développés, certains restent communs entre tous les modèles (quart, demi, ou complet) et d'autres sont spécifiques et liés particulièrement au type de mouvement étudié.

Tenue de route

La tenue de route comme on a déjà vu, désigne l'aptitude d'un véhicule à adhérer au sol au freinage et en accélération lors d'un virage, et celle-ci passe par la minimisation de la composante dynamique de l'écrasement du pneu.

Côté mathématique dans le cas général, on cherchera à annuler l'écart entre le déplacement de la roue et le déplacement de la route $z_w - z_r$.

Butée de suspension

Pour le modèle quart de véhicule, le problème de la butée de suspension est lié au modèle à 2 degrés de liberté. Ce problème se traduit par maintenir le débattement $z_c - z_r$ de la suspension dans des limites prédéfinies pour que les butées ne soient pas atteintes.

Confort

Parmi tous les critères, le principal critère qui est rapidement mis en test est le confort, à cause de la relation qui existe entre les passagers et le conducteur d'un côté et la sensation du confort d'un autre côté. Dans la majorité des cas, la route ne transmet au véhicule que des vibrations à basse fréquence. C'est pour cela qu'on trouve la minimisation (élimination) des effets de ces vibrations à basse fréquence comme le premier objectif de plusieurs études.

Smith dans sa thèse a pris comme critère de confort la minimisation de rms (Root Mean Square) de \ddot{z}_c [32].

Sammier dans sa thèse et dans le cadre d'une collaboration avec PSA a fixé trois objectifs [15] :

- le confort en basse fréquence, étudié à partir du déplacement vertical de la caisse,
- le rebond de la roue défini par le déplacement vertical de la roue,
- la trépidation caractérise le confort en hautes fréquences et concerne l'accélération verticale de la caisse. Elle est égale à :

$$\sqrt{\int_4^{30} (z_c(f))^2 df}$$

Bouazara [14] dans sa thèse a utilisé comme critère de performance la valeur efficace rms de l'accélération de la masse suspendue définie par :

$$\bar{\dot{x}}_2 = \sqrt{\frac{k_s^2(m_s + m_1) + k_{us}c_s^2}{2(m_s c_s)^2}}$$

Jin et Kanellakopoulos dans [24] en utilisant la technique de backstepping ont essayé de choisir une variable à minimiser. Ils n'ont pas pu choisir une variable ou une quantité à minimiser (parmi l'accélération de la caisse, le déplacement de la masse suspendue et le débattement de la suspension) sans qu'elle présente un inconvénient (zéro dynamique). Alors ils ont proposé de minimiser une nouvelle variable qui présente l'écart entre le déplacement de la caisse et une version filtrée du déplacement de la roue.

2.4 Le modèle demi-véhicule

L'analyse de la problématique de la tenue de route et de confort démontre que les études mono-axiales du comportement du véhicule ne peuvent être satisfaisantes pour l'étude de bon nombre de phénomènes. Un véhicule est un système complexe, non-linéaire ayant des comportements couplés. Des modèles complets et précis sont nécessaires afin de parfaire la connaissance des phénomènes, d'élaborer de tester et de valider des solutions modernes, novatrices et performantes. Le modèle présenté dans la section précédente a été développé pour étudier seulement le mouvement vertical d'un véhicule après une excitation.

Dans cette section, on va étudier tout d'abord un système de demi-véhicule à 4 ddl qui permet d'étudier les mouvements de tangage et de lacet, puis le modèle demi-véhicule dans le plan de roulis dit le modèle d'essieu.

2.4.1 Le modèle de type bicyclette

Le modèle demi-véhicule de type bicyclette représente le système de la suspension de la moitié latérale d'un véhicule. Dans ce modèle, la roue avant et celle d'arrière sont couplées par une barre qui représente la masse de la caisse. Le comportement du véhicule est exprimé par les mouvements vertical et de tangage.

L'avantage de ce modèle par rapport à celui du quart de véhicule est de vérifier

le mouvement de tangage car ce mouvement est plus nocif ou ennuyeux que le mouvement vertical.

Le modèle demi-véhicule le plus simple est le modèle à deux ddl [18], qui ne prend en compte que le mouvement de la caisse et de tangage et qui néglige le déplacement des deux roues. Le modèle linéaire à 4 ddl largement étudié dans la littérature [33,34,35], est le modèle type ou standard d'un demi-véhicule de type bicyclette. On trouve aussi des modèles à 5 ou 6 ddl représentant respectivement le modèle standard avec un ou deux siège(s) [36,37].

En assumant que l'angle de tangage n'est pas petit, le modèle est considéré comme non-linéaire [3]. Des modèles non-linéaires peuvent aussi être développés en prenant en compte la non-linéarité des ressorts, des amortisseurs et/ou la dynamique des actionneurs [38].

Description du modèle

Le modèle de la Figure 2.10 a 4 degrés de liberté : le mouvement vertical du châssis, le mouvement du tangage, le déplacement de la roue avant et le déplacement de la roue arrière. La suspension entre la masse de la caisse et la masse de la roue avant (Roue arrière) est modélisée par un ressort, un amortisseur et un actionneur. Les deux roues sont modélisées par de simples ressorts [3, 39].

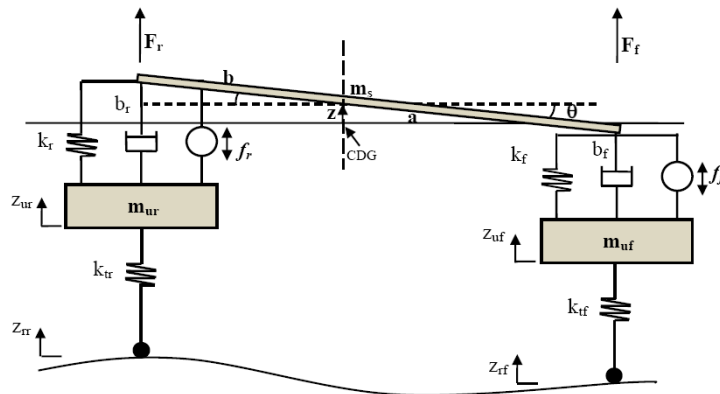


FIG. 2.10 – Le modèle demi véhicule de type bicyclette

Notation :

Pour ce qui suit, l'indice $i = f, r$ pour avant et arrière seront utilisés

Pour le modèle demi-véhicule, on prend les notations suivantes :

- m_s 1/2 de la masse suspendue,
- m_{ui} la masse non suspendue,
- J_y inertie de tangage de la masse suspendue,
- k_i coefficient de rigidité verticale du ressort de la suspension (N/m),
- b_i coefficient de rigidité verticale de l'amortisseur (N/m/s),
- k_{ti} coefficient de rigidité verticale du ressort du pneu (N/m),
- f_i la force active,

- z déplacement de la caisse autour de sa position statique,
 z_{si} déplacement vertical du quart de véhicule autour de sa position statique,
 z_{ui} déplacement vertical de la roue autour de sa position statique,
 z_{ri} profil de la route,
 θ l'angle de tangage,
 a distance de l'essieu avant au centre de gravité,
 b distance de l'essieu arrière au centre de gravité.

D'après la Figure 2.10, les déplacements de la masse suspendue sont donnés par :

– avant

$$z_{sf} = z - a \sin \theta \quad (2.19)$$

– arrière

$$z_{sr} = z + b \sin \theta \quad (2.20)$$

Les forces équivalentes aux 2 roues sont exprimées en ajoutant les forces générées par les composants passifs et les forces actives :

– avant

$$\begin{aligned} F_f &= -k_f(z_{sf} - z_{uf}) - b_f(\dot{z}_{sf} - \dot{z}_{uf}) + f_f \\ &= -k_f(z - a \sin \theta - z_{uf}) - b_f(\dot{z} - a \dot{\theta} \cos \theta - \dot{z}_{uf}) + f_f \end{aligned} \quad (2.21)$$

– arrière

$$\begin{aligned} F_r &= -k_r(z_{sr} - z_{ur}) - b_r(\dot{z}_{sr} - \dot{z}_{ur}) + f_r \\ &= -k_r(z + b \sin \theta - z_{ur}) - b_r(\dot{z} + b \dot{\theta} \cos \theta - \dot{z}_{ur}) + f_r \end{aligned} \quad (2.22)$$

En appliquant la deuxième loi de Newton, les équations de mouvements dans les deux directions (vertical et tangage) sont données par :

$$\begin{aligned} \ddot{z} &= \frac{1}{m_s} [-(k_f + k_r)z - (b_f + b_r)\dot{z} + (ak_f - bk_r) \sin \theta + k_f z_{uf} + k_r z_{ur} \\ &\quad + (ab_f - bb_r)\dot{\theta} \cos \theta + b_f \dot{z}_{uf} + b_r \dot{z}_{ur} + (f_f + f_r)] \end{aligned} \quad (2.23)$$

$$\begin{aligned} J_y \ddot{\theta} &= -F_f a \cos \theta + F_r b \cos \theta \\ &= ak_f \cos \theta (z - a \sin \theta - z_{uf}) - bk_r \cos \theta (z + b \sin \theta - z_{ur}) \\ &\quad + ab_f \cos \theta (\dot{z} - a \dot{\theta} \cos \theta - \dot{z}_{uf}) - bb_r \cos \theta (\dot{z} + b \dot{\theta} \cos \theta - \dot{z}_{ur}) \\ &\quad - af_f \cos \theta + bf_r \cos \theta \end{aligned}$$

ce qui donne :

$$\begin{aligned} \ddot{\theta} &= \frac{1}{J_y} [-(a^2 k_f + b^2 k_r) \cos \theta \sin \theta - (a^2 b_f + b^2 b_r) \dot{\theta} \cos^2 \theta \\ &\quad + (ak_f - bk_r) z \cos \theta + (ab_f - bb_r) \dot{z} \cos \theta - (ak_f z_{uf} - bk_r z_{ur}) \cos \theta \\ &\quad - (ab_f \dot{z}_{uf} - bk_r \dot{z}_{ur}) \cos \theta - af_f \cos \theta + bf_r \cos \theta] \end{aligned} \quad (2.24)$$

En utilisant les équations (2.19) et (2.20), les équations (2.23) et (2.24) peuvent être reformulées comme suit :

$$\ddot{z} = \frac{1}{m_s} [-(b_f + b_r)\dot{z} + (ab_f - bb_r)\dot{\theta} \cos \theta - k_f(z_{sf} - z_{uf}) - k_r(z_{sr} - z_{ur}) + b_f\dot{z}_{uf} + b_r\dot{z}_{ur} + f_f + f_r] \quad (2.25)$$

$$\ddot{\theta} = \frac{1}{J_y} [-(a^2b_f + b^2b_r)\dot{\theta} \cos^2 \theta + (ab_f - bb_r)\dot{z} \cos \theta + ak_f(z_{sf} - z_{ur}) \cos \theta - bk_r(z_{sr} - z_{ur}) \cos \theta - (ab_f\dot{z}_{uf} - bb_r\dot{z}_{ur}) \cos \theta a f_f \cos \theta + b f_r \cos \theta] \quad (2.26)$$

En appliquant la deuxième loi de Newton sur les masses non-suspendues, les équations de mouvements peuvent être réécrites de la manière suivante :

– *avant*

$$\begin{aligned} m_{uf}\ddot{z}_{uf} &= b_f(\dot{z}_{sf} - \dot{z}_{uf}) + k_f(z_{sf} - z_{uf}) - k_{tf}(z_{uf} - z_{rf}) - f_f \\ &= b_f(\dot{z} - a\dot{\theta} \cos \theta - \dot{z}_{uf}) + (k_f + k_{tf})z_{sf} - z_{uf}) - k_{tf}z \\ &\quad + ak_{tf} \sin \theta + k_{tf}z_{rf} - f_f \end{aligned} \quad (2.27)$$

– *arrière*

$$\begin{aligned} m_{ur}\ddot{z}_{ur} &= b_r(\dot{z}_{sr} - \dot{z}_{ur}) + k_r(z_{sr} - z_{ur}) - k_{tr}(z_{ur} - z_{rr}) - f_r \\ &= b_r(\dot{z} - a\dot{\theta} \cos \theta - \dot{z}_{ur}) + (k_r + k_{tr})(z_{sr} - z_{ur}) - k_{tr}z \\ &\quad - bk_{tr} \sin \theta + k_{tr}z_{rr} - f_r \end{aligned} \quad (2.28)$$

Pour représenter le système dans l'espace d'état on définit les variables suivantes : $x_1 = z$ est le déplacement de la masse suspendue, $x_2 = \dot{z}$ la vitesse absolue de la masse suspendue, $x_3 = \theta$ le déplacement de l'angle de tangage, $x_4 = \dot{\theta}$ la vitesse de tangage, $x_5 = z_{sf} - z_{uf}$ la déflexion de la suspension frontale, $x_6 = \dot{z}_{uf}$ la vitesse de déplacement de la roue avant, $x_7 = z_{sr} - z_{ur}$ la déflexion de la suspension arrière et $x_8 = \dot{z}_{ur}$ la vitesse de déplacement de la roue arrière. Donc on aura :

$$\begin{aligned}
\dot{x}_1 &= x_2 \\
\dot{x}_2 &= \frac{1}{m_s} [-(b_f + b_r)x_2 + (ab_f - bb_r)x_4 \cos x_3 - k_f x_5 + b_f x_6 - k_r x_7 \\
&\quad + b_r x_8 + f_f + f_r] \\
\dot{x}_3 &= x_4 \\
\dot{x}_4 &= \frac{1}{J_y} [(ab_f - bb_r)x_2 \cos x_3 - (a^2 b_f + b^2 b_r)x_4 \cos^2 x_3 + ak_f x_5 \cos x_3 \\
&\quad - ab_f x_6 \cos x_3 - bk_r x_7 \cos x_3 + bb_r x_8 \cos x_3 - (af_f - bf_r) \cos x_3] \\
\dot{x}_5 &= x_2 - ax_4 \cos x_3 - x_6 \\
\dot{x}_6 &= \frac{1}{m_{uf}} [-k_{tf} x_1 + b_f x_2 + ak_{tf} \sin x_3 - ab_f x_4 \cos x_3 + (k_f + k_{tf})x_5 \\
&\quad - b_f x_6 + k_{tf} z_{rf} - f_f] \\
\dot{x}_7 &= x_2 + bx_4 \cos x_3 - x_8 \\
\dot{x}_8 &= \frac{1}{m_{ur}} [-k_{tr} x_1 + b_r x_2 - bk_{tr} \sin x_3 + bb_r x_4 \cos x_3 + (k_r + k_{tr})x_7 \\
&\quad - b_r x_8 + k_{tr} z_{rr} - f_r] \tag{2.29}
\end{aligned}$$

2.4.2 Le modèle de type essieu

Même si on ne s'intéresse pas à l'étude de ce modèle dans le cadre de ce travail, une brève présentation s'avère nécessaire, afin d'avoir une idée sur tous les modèles de la littérature.

Le modèle demi-véhicule de type essieu représente la suspension frontale ou celle de l'arrière d'un véhicule. Les essieux peuvent être monoblocs ou non suivant que les roues gauche et droite sont reliées ou indépendantes.

Les essieux des remorques des camions et les essieux arrières des véhicules, sont généralement modélisés par les monoblocs [13, 40]. Les deux roues sont considérées découplées, si elles ne sont pas reliées par un essieu.

Le comportement du véhicule est représenté par le mouvement vertical et le mouvement de roulis, dans le cas d'un essieu monobloc [15], et par le déplacement vertical de chaque roue, dans le cas des roues indépendantes.

Description du modèle

Afin d'avoir une idée complète sur tous les modèles, nous présentons ici de façon très brève, le modèle à 6 ddl adapté par Sammier aux véhicules légers [15].

Le modèle d'essieu monobloc est composé d'une masse suspendue (caisse) reliée à une masse non suspendue (l'essieu) par une rotule qui donne le centre de roulis de la caisse par rapport à l'essieu (cf. Fig 2.11). Ce centre de rotation est le plus souvent plus bas pour une suspension avant qu'une suspension arrière. Le pneu est modélisé par un modèle vertical (ressort et amortisseur) et un modèle latéral qui représente la force latérale appliquée à l'essieu.

Les suspensions situées entre le châssis et l'essieu sont modélisées chacune par un ressort, un amortisseur et un actionneur en parallèle. La barre anti-roulis diminue

le roulis et n'influe pas sur le comportement vertical.

Le modèle dispose de six degrés de liberté : le déplacement vertical du centre de gravité de la caisse z_s et de l'essieu z_u , l'inclinaison de la caisse θ_s et de l'essieu θ_u , le déplacement latéral de l'essieu y_u et le déplacement latéral de la surface de contact entre le pneu et la route y_c . Pour ne pas compliquer le modèle, Sammier [40] a pris

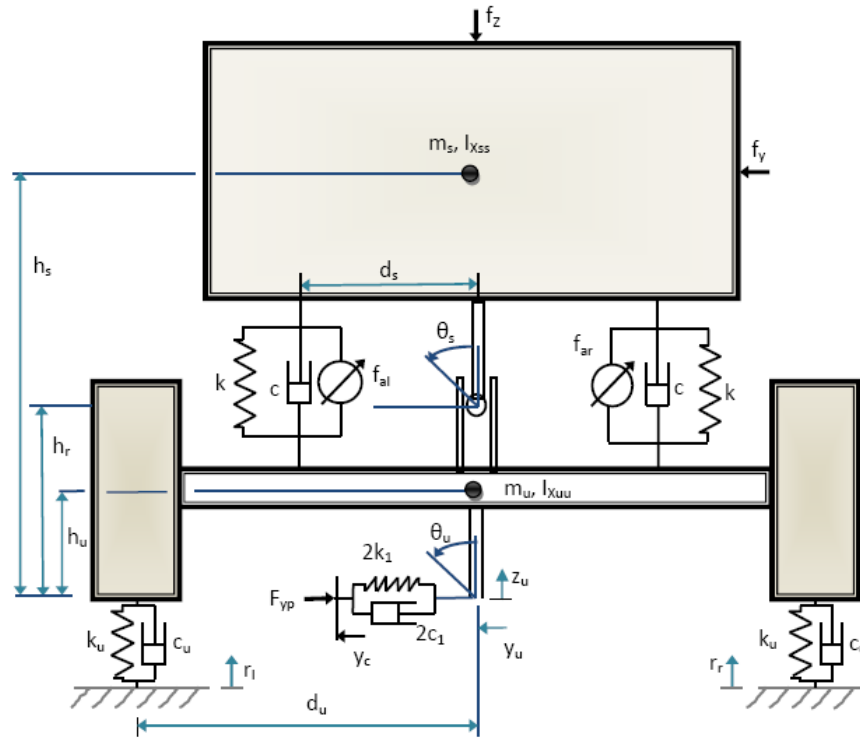


FIG. 2.11 – Le modèle demi véhicule de type essieu

les mêmes hypothèses que Dorling [13] :

- la vitesse longitudinale est constante,
- le modèle est symétrique,
- le mouvement de roulis de la caisse se fait autour du centre de roulis lié à l'essieu,
- les mouvements de tangage et de lacet sont négligés,
- les angles de roulis sont supposés suffisamment petits.

2.4.3 Critères de performance pour le modèle demi-véhicule

Le comportement d'un demi-véhicule est représenté par le mouvement vertical, et les deux mouvements qui le caractérisent, le mouvement de roulis pour un modèle de type essieu et celui de tangage pour un modèle de type bicyclette. Les performances de chaque modèle dépendent de ces mouvements. Le tableau 2.1 résume pour chaque critère, les quantités à minimiser ou à limiter pour avoir une performance optimale.

avec $i = f, r$ pour avant et arrière et $j = r, l$ pour droite et gauche.

	Type bicyclette	Type essieu	
		roues indépendantes	monobloc
Tenue de route	$z_{roue_i} - z_{sol_i}$	$z_{roue_j} - z_{sol_j}$	$(z_{roue} - z_{sol})$ et $(\theta_{roue} - \theta_{sol})$
Butée de suspension	$(z_{caisse_i} - z_{roue_i})$	$(z_{caisse_j} - z_{roue_j})$	$(z_{caisse} - z_{roue})$ et $(\theta_{caisse} - \theta_{roue})$
Confort	\ddot{z}_{caisse} et $\ddot{\theta}_{tangage}$	\ddot{z}_{caisse} et $\ddot{\theta}_{roulis}$	

TAB. 2.1 – Critères de performance pour le modèle demi-véhicule

2.5 Le modèle complet d'un véhicule ou "Le modèle 3D"

Complexe avec ses mouvements et difficile dans tous ses dimensions, le système de suspension "*complet*" d'un véhicule n'encourage guère les chercheurs à le modéliser, à l'étudier et à synthétiser des lois de commande pour ses différents modèles. Le modèle 3D standard à 7 ddl [41] appelé improprement modèle complet est en réalité loin de l'être. Ce modèle prend en compte les trois mouvements de la caisse (vertical, roulis et tangage) et les déplacements verticaux des quatre roues. Cependant, pour que le modèle soit complet il faut qu'il prenne en compte :

- les mouvements verticaux, latéraux et longitudinaux ainsi que les rotations dans le plan de roulis, de tangage et de lacet de chaque élément,
- les forces agissant principalement sur la caisse telle que la force aérodynamique,
- l'effet de l'angle du volant, de l'accélération et du freinage sur le comportement du véhicule,
- la représentation des bras d'attache d'une suspension et l'inclinaison des ressorts et des amortisseurs qui n'est pas la même pour la suspension avant et arrière,
- l'ajout de la suspension moteur et des sièges des passagers,
- l'intégration du modèle du pneu latéral pour simuler les comportements horizontaux du véhicule ainsi que le glissement et l'angle de dérive,
- la possibilité de représenter chaque train de roues par un essieu monobloc ou par deux roues indépendantes.

Cependant un tel système est pratiquement quasi-impossible de le modéliser à cause des non-linéarités, des couplages entre tous les mouvements et de sa taille, sans oublier la difficulté à l'utiliser pour développer des lois de commande efficaces linéaires ou non linéaires. Pour ces raisons, les modèles 3D actuels sont pour la majorité des cas linéaires à 3, 7 et 8 ddl.

Les principaux travaux qu'on trouve dans la littérature et qui contiennent des modèles différents sont :

Le modèle 3D le plus simple ne prend en compte que les 3 mouvements de la caisse : le mouvement vertical, le mouvement de roulis et le mouvement de tangage et néglige les déplacements des roues.

Le modèle 3D le plus répandu est à 7ddl pour synthétiser des lois de commande

différentes. La linéarité de ce modèle ne signifie en aucun cas la simplicité de l'analyser ou de le contrôler. Le modèle permet d'étudier les mouvements suivants : le mouvement vertical, le roulis, le tangage et les déplacements verticaux des quatre roues [41, 42, 43].

Le modèle 3D découplé composé de trois sous-systèmes de types quart de véhicule et un quatrième qui contient tous les non-linéarités et les interactions entre les différentes parties [44, 45].

Le modèle non-linéaire à 8 ddl qui représente le modèle standard avec le siège du conducteur est utilisé dans [46].

2.5.1 Description du modèle

Le Modèle 3D de la Figure 2.12 a 7 ddl à savoir, le mouvement vertical de la caisse, le tangage, le roulis et le déplacement de chacune des quatre roues. La masse suspendue est connectée à chacun de ses quatre coins à une masse non suspendue. La suspension entre la caisse et chaque roue est modélisée par : un amortisseur, un ressort et un actionneur.

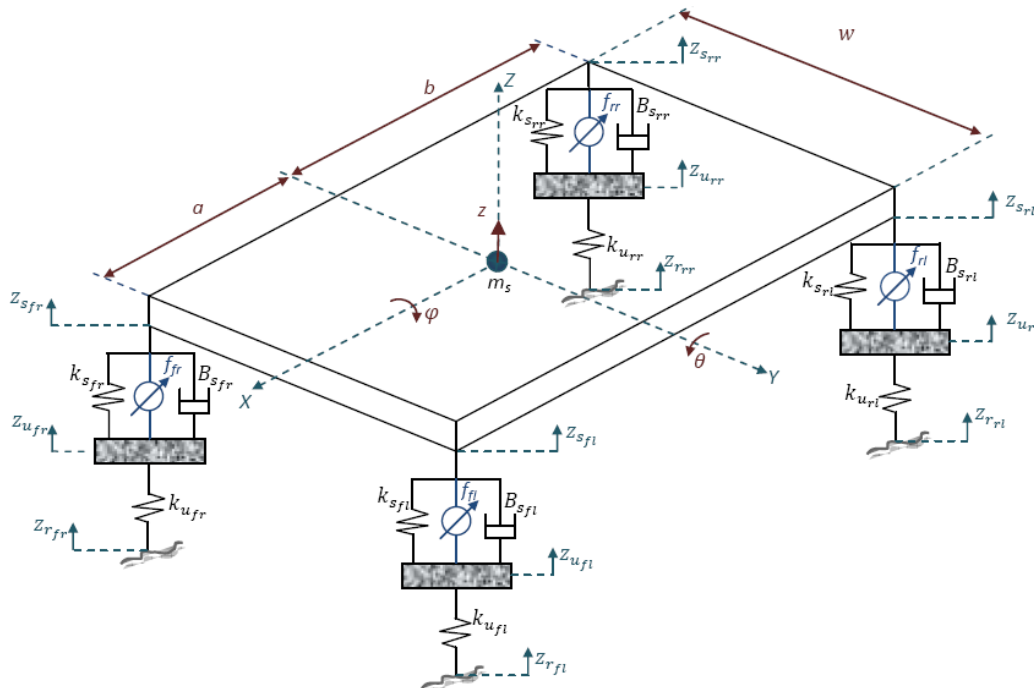


FIG. 2.12 – Le modèle de suspension 3D d'un véhicule

Pour les paramètres du véhicule complet, l'indice $i = f, r$ indique avant et arrière et l'indice $j = l, r$, indique gauche et droite.

- z : hauteur de la caisse,
 θ : angle de tangage,
 φ : angle de roulis,
 $z_{\alpha ij}$: déplacements à chaque coin (l'indice $\alpha = s, u$ indique la masse suspendue ou non suspendue),
 $z_{r_{ij}}$: perturbation de la route,
 $k_{\alpha ij}$: raideur du ressort (l'indice $\alpha = s, u$ indique ressort de suspension ou de la roue),
 $B_{s_{ij}}$: amortissement de la suspension
 F_{ij} : la force équivalente à chaque coin
 f_{ij} : la force générée par l'actionneur,
 m_s : la masse suspendue,
 m_u : la masse non suspendue,
 J_{xx} : inertie de roulis de la masse suspendue,
 J_{yy} : inertie de tangage de la masse suspendue,
 w : largeur de la caisse
 a : la distance entre l'avant du véhicule et le centre de gravité de la caisse,
 b : la distance entre l'arrière du véhicule et le centre de gravité de la caisse.

De la Figure 2.12, les déplacements des masses suspendues sont donnés par :

– *avant*

$$\begin{aligned}
 z_{s_{fl}} &= z - a \sin \theta + \frac{w}{2} \varphi \\
 z_{s_{fr}} &= z - a \sin \theta - \frac{w}{2} \varphi
 \end{aligned} \tag{2.30}$$

– *arrière*

$$\begin{aligned}
 z_{s_{rl}} &= z + b \sin \theta + \frac{w}{2} \varphi \\
 z_{s_{rr}} &= z + b \sin \theta - \frac{w}{2} \varphi
 \end{aligned} \tag{2.31}$$

Les équations des forces appliquées à chaque roue sont les suivantes :

– *avant gauche*

$$\begin{aligned}
 F_{fl} &= -k_{s_{fl}} (z_{s_{fl}} - z_{u_{fl}}) - B_{s_{fl}} (\dot{z}_{s_{fl}} - \dot{z}_{u_{fl}}) + f_{fl} \\
 &= -k_{s_{fl}} \left(z - a \sin \theta + \frac{w}{2} \varphi - z_{u_{fl}} \right) \\
 &\quad - B_{s_{fl}} \left(\dot{z} - a \dot{\theta} \cos \theta + \frac{w}{2} \dot{\varphi} - \dot{z}_{u_{fl}} \right) + f_{fl}
 \end{aligned} \tag{2.32}$$

– *avant droite*

$$\begin{aligned}
 F_{fr} &= -k_{s_{fr}} (z_{s_{fr}} - z_{u_{fr}}) - B_{s_{fr}} (\dot{z}_{s_{fr}} - \dot{z}_{u_{fr}}) + f_{fr} \\
 &= -k_{s_{fr}} \left(z - a \sin \theta - \frac{w}{2} \varphi - z_{u_{fr}} \right) \\
 &\quad - B_{s_{fr}} \left(\dot{z} - a \dot{\theta} \cos \theta - \frac{w}{2} \dot{\varphi} - \dot{z}_{u_{fr}} \right) + f_{fr}
 \end{aligned} \tag{2.33}$$

– *arrière gauche*

$$\begin{aligned}
F_{rl} &= -k_{s_{rl}}(z_{s_{rl}} - z_{u_{rl}}) - B_{s_{rl}}(\dot{z}_{s_{rl}} - \dot{z}_{u_{rl}}) + f_{rl} \\
&= -k_{s_{rl}}\left(z + b \sin \theta + \frac{w}{2}\varphi - z_{u_{rl}}\right) \\
&\quad + B_{s_{rl}}\left(\dot{z} + b\dot{\theta} \cos \theta + \frac{w}{2}\dot{\varphi} - \dot{z}_{u_{rl}}\right) + f_{rl}
\end{aligned} \tag{2.34}$$

– arrière droite

$$\begin{aligned}
F_{rr} &= -k_{s_{rr}}(z_{s_{rr}} - z_{u_{rr}}) - B_{s_{rr}}(\dot{z}_{s_{rr}} - \dot{z}_{u_{rr}}) + f_{rr} \\
&= -k_{s_{rr}}\left(z + b \sin \theta - \frac{w}{2}\varphi - z_{u_{rr}}\right) \\
&\quad - B_{s_{rr}}\left(\dot{z} + b\dot{\theta} \cos \theta - \frac{w}{2}\dot{\varphi} - \dot{z}_{u_{rr}}\right) + f_{rr}
\end{aligned} \tag{2.35}$$

L'application de la deuxième loi de Newton sur la masse du véhicule, permet d'écrire les trois équations des mouvements suivantes.

L'équation du mouvement suivant l'axe Z est égale à la somme des forces appliquées sur le corps du véhicule :

$$m_s \ddot{z} = F_{fl} + F_{fr} + F_{rl} + F_{rr} \tag{2.36}$$

L'équation du mouvement de tangage est calculée en additionnant les moments suivant l'axe Y appliquées sur le corps du véhicule :

$$J_{yy} \ddot{\theta} = -aF_{fl} - aF_{fr} + bF_{rl} + bF_{rr} \tag{2.37}$$

L'équation du mouvement de roulis est obtenue, en écrivant la somme des moments suivant l'axe X appliquées sur le corps du véhicule :

$$J_{xx} \ddot{\varphi} = -\frac{w}{2}F_{fl} + \frac{w}{2}F_{fr} - \frac{w}{2}F_{rl} + \frac{w}{2}F_{rr} \tag{2.38}$$

En utilisant les équations (2.32) à (2.35), les équations (2.36), (2.37) et (2.38) peuvent être réécrites comme suit :

$$\begin{aligned}
m_s \ddot{z} &= -(2k_{s_f} + 2k_{s_r})z - (2B_{s_f} + 2B_{s_r})\dot{z} + (2ak_{s_f} - 2bk_{s_r}) \sin \theta \\
&\quad + (2aB_{s_f} - 2bB_{s_r})\dot{\theta} \cos \theta + k_{s_f}z_{u_{fl}} + B_{s_f}\dot{z}_{u_{fl}} + k_{s_f}z_{u_{fr}} \\
&\quad + B_{s_f}\dot{z}_{u_{fr}} + k_{s_r}z_{u_{rl}} + B_{s_r}\dot{z}_{u_{rl}} + k_{s_r}z_{u_{rr}} + B_{s_r}\dot{z}_{u_{rr}} \\
&\quad + f_{fl} + f_{fr} + f_{rl} + f_{rr}
\end{aligned} \tag{2.39}$$

$$\begin{aligned}
J_{yy} \ddot{\theta} &= (2ak_{s_f} - 2bk_{s_r})z \cos \theta + (2aB_{s_f} - 2bB_{s_r})\dot{z} \cos \theta \\
&\quad - (2a^2k_{s_f} + 2b^2k_{s_r}) \cos \theta \sin \theta - (2a^2B_{s_f} + 2b^2B_{s_r})\dot{\theta} \cos^2 \theta \\
&\quad - ak_{s_f} \cos \theta z_{u_{fl}} - aB_{s_f} \cos \theta \dot{z}_{u_{fl}} - ak_{s_f} \cos \theta z_{u_{fr}} \\
&\quad - aB_{s_f} \cos \theta \dot{z}_{u_{fr}} + bk_{s_r} \cos \theta z_{u_{rl}} + bB_{s_r} \cos \theta \dot{z}_{u_{rl}} + bk_{s_r} \cos \theta z_{u_{rr}} \\
&\quad + bB_{s_r} \cos \theta \dot{z}_{u_{rr}} - a \cos \theta f_{fl} - a \cos \theta f_{fr} + b \cos \theta f_{rl} + b \cos \theta f_{rr}
\end{aligned} \tag{2.40}$$

$$\begin{aligned}
J_{xx}\ddot{\varphi} = & -0.25w^2(2k_{s_f} + 2k_{s_r})\varphi - 0.25w^2(2B_{s_f} + 2B_{s_r})\dot{\varphi} \\
& + 0.5wk_{s_f}z_{u_{fl}} + 0.5wB_{s_f}\dot{z}_{u_{fl}} - 0.5wk_{s_f}z_{u_{fr}} - 0.5wB_{s_f}\dot{z}_{u_{fr}} \\
& + 0.5wk_{s_r}z_{u_{rl}} + 0.5wB_{s_r}\dot{z}_{u_{rl}} - 0.5wk_{s_r}z_{u_{rr}} - 0.5wB_{s_r}\dot{z}_{u_{rr}} \\
& + 0.5wf_{fl} - 0.5wf_{fr} + 0.5wf_{rl} - 0.5wf_{rr}
\end{aligned} \tag{2.41}$$

De même, en utilisant les équations (2.30), (2.31) et (2.39) à (2.41) on trouve :

$$\begin{aligned}
\ddot{z} = & \frac{1}{m_s}[-2(B_{s_f} + B_{s_r})\dot{z} + 2(aB_{s_f} - bB_{s_r})\dot{\theta} \cos \theta - k_{s_f}(z_{s_{fl}} - z_{u_{fl}}) \\
& - k_{s_f}(z_{s_{fr}} - z_{u_{fr}}) - k_{s_r}(z_{s_{rl}} - z_{u_{rl}}) - k_{s_r}(z_{s_{rr}} - z_{u_{rr}}) \\
& + B_{s_f}\dot{z}_{u_{fl}} + B_{s_f}\dot{z}_{u_{fr}} + B_{s_r}\dot{z}_{u_{rl}} + B_{s_r}\dot{z}_{u_{rr}} + f_{fl} + f_{fr} + f_{rl} + f_{rr}]
\end{aligned} \tag{2.42}$$

$$\begin{aligned}
\ddot{\theta} = & \frac{1}{J_{yy}}[-(2a^2B_{s_f} + 2b^2B_{s_r})\dot{\theta} \cos^2 \theta + (2aB_{s_f} - 2bB_{s_r})\dot{z} \cos \theta \\
& + ak_{s_f}(z_{s_{fl}} - z_{u_{fl}}) \cos \theta + ak_{s_f}(z_{s_{fr}} - z_{u_{fr}}) \cos \theta \\
& - bk_{s_r}(z_{s_{rl}} - z_{u_{rl}}) \cos \theta - bk_{s_r}(z_{s_{rr}} - z_{u_{rr}}) \cos \theta \\
& - (aB_{s_f}\dot{z}_{u_{fl}} + aB_{s_f}\dot{z}_{u_{fr}} - bB_{s_r}\dot{z}_{u_{rl}} - bB_{s_r}\dot{z}_{u_{rr}}) \cos \theta \\
& - (af_{fl} + af_{fr} - bf_{rl} - bf_{rr}) \cos \theta]
\end{aligned} \tag{2.43}$$

$$\begin{aligned}
\ddot{\varphi} = & \frac{1}{2J_{xx}}[-w^2(B_{s_f} + B_{s_r})\dot{\varphi} - wk_{s_f}(z_{s_{fl}} - z_{u_{fl}}) \\
& + wB_{s_f}\dot{z}_{u_{fl}} + wk_{s_f}(z_{s_{fr}} - z_{u_{fr}}) - wB_{s_f}\dot{z}_{u_{fr}} \\
& - wk_{s_r}(z_{s_{rl}} - z_{u_{rl}}) + wB_{s_r}\dot{z}_{u_{rl}} + wk_{s_r}(z_{s_{rr}} - z_{u_{rr}}) - wB_{s_r}\dot{z}_{u_{rr}} \\
& + w(f_{fl} - f_{fr} + f_{rl} - f_{rr})]
\end{aligned} \tag{2.44}$$

En appliquant la deuxième loi de Newton sur l'ensemble des masses non-suspendues, on trouve les équations des mouvements suivantes :

- avant gauche

$$\begin{aligned}
m_u\ddot{z}_{u_{fl}} = & k_{s_f}(z_{s_{fl}} - z_{u_{fl}}) + B_{s_f}(\dot{z}_{s_{fl}} - \dot{z}_{u_{fl}}) - k_{u_f}(z_{u_{fl}} - z_{r_{fl}}) - f_{fl} \\
= & B_{s_f}(\dot{z} - a\dot{\theta} \cos \theta - \dot{z}_{u_{fl}}) + (k_{s_f} + k_{u_f})(z_{s_{fl}} - z_{u_{fl}}) - k_{u_f}z \\
& + ak_{u_f} \sin \theta + k_{u_f}z_{r_{fl}} - 0.5wk_{u_f}\varphi + 0.5wB_{s_f}\dot{\varphi} - f_{fl}
\end{aligned} \tag{2.45}$$

- avant droite

$$\begin{aligned}
m_u\ddot{z}_{u_{fr}} = & k_{s_f}(z_{s_{fr}} - z_{u_{fr}}) + B_{s_f}(\dot{z}_{s_{fr}} - \dot{z}_{u_{fr}}) - k_{u_f}(z_{u_{fr}} - z_{r_{fr}}) - f_{fr} \\
= & B_{s_f}(\dot{z} - a\dot{\theta} \cos \theta - \dot{z}_{u_{fr}}) + (k_{s_f} + k_{u_f})(z_{s_{fr}} - z_{u_{fr}}) - k_{u_f}z \\
& + ak_{u_f} \sin \theta + k_{u_f}z_{r_{fr}} + 0.5wk_{u_f}\varphi - 0.5wB_{s_f}\dot{\varphi} - f_{fr}
\end{aligned} \tag{2.46}$$

- arrière gauche

$$\begin{aligned}
m_u\ddot{z}_{u_{rl}} = & k_{s_r}(z_{s_{rl}} - z_{u_{rl}}) + B_{s_r}(\dot{z}_{s_{rl}} - \dot{z}_{u_{rl}}) - k_{u_r}(z_{u_{rl}} - z_{r_{rl}}) - f_{rl} \\
= & B_{s_r}(\dot{z} - a\dot{\theta} \cos \theta - \dot{z}_{u_{rl}}) + (k_{s_r} + k_{u_r})(z_{s_{rl}} - z_{u_{rl}}) - k_{u_r}z \\
& + ak_{u_r} \sin \theta + k_{u_r}z_{r_{rl}} - 0.5wk_{u_r}\varphi + 0.5wB_{s_r}\dot{\varphi} - f_{rl}
\end{aligned} \tag{2.47}$$

– *arrière droite*

$$\begin{aligned}
m_u \ddot{z}_{u_{rr}} &= k_{s_r}(z_{s_{rr}} - z_{u_{rr}}) + B_{s_r}(\dot{z}_{s_{rr}} - \dot{z}_{u_{rr}}) - k_{u_r}(z_{u_{rr}} - z_{r_{rr}}) - f_{rr} \\
&= B_{s_r}(\dot{z} - a\dot{\theta} \cos \theta - \dot{z}_{u_{rr}}) + (k_{s_r} + k_{u_r})(z_{s_{rr}} - z_{u_{rr}}) - k_{u_r}z \\
&\quad + ak_{u_r} \sin \theta + k_{u_r}z_{r_{rr}} + 0.5wk_{u_r}\varphi - 0.5wB_{s_r}\dot{\varphi} - f_{rr} \quad (2.48)
\end{aligned}$$

Pour représenter le système dans l'espace d'état, les premières variables d'état sont choisies de la façon suivante :

- $x_1 = z$ l'hauteur de la caisse,
- $x_2 = \dot{z}$ la vitesse du déplacement de la caisse,
- $x_3 = \theta$ l'angle de tangage,
- $x_4 = \dot{\theta}$ vitesse angulaire de la variation de l'angle de tangage,
- $x_5 = \varphi$ l'angle de roulis,
- $x_6 = \dot{\varphi}$ la vitesse angulaire de la variation de l'angle de roulis,

Afin de réduire la complexité des équations développées dans la partie de la commande par backstepping d'un modèle complet, le débattement de suspension de chaque quart est représenté par une variable d'état :

- $x_7 = z_{s_{fl}} - z_{u_{fl}}$ le débattement de suspension de la roue avant gauche,
- $x_8 = \dot{z}_{u_{fl}}$ la vitesse de déplacement de la masse non suspendue avant gauche,
- $x_9 = z_{s_{fr}} - z_{u_{fr}}$ le débattement de suspension de la roue avant droite,
- $x_{10} = \dot{z}_{u_{fr}}$ la vitesse de déplacement de la masse non suspendue avant droite,
- $x_{11} = z_{s_{rl}} - z_{u_{rl}}$ le débattement de suspension de la roue arrière gauche,
- $x_{12} = \dot{z}_{u_{rl}}$ la vitesse de déplacement de la masse non suspendue arrière gauche,
- $x_{13} = z_{s_{rr}} - z_{u_{rr}}$ le débattement de suspension de la roue arrière droite,
- $x_{14} = \dot{z}_{u_{rr}}$ la vitesse de déplacement de la masse non suspendue arrière droite.

Après ce choix, le système d'état sera :

$$\begin{aligned}
\dot{x}_1 &= x_2 \\
\dot{x}_2 &= \frac{1}{m_s}[-2(B_{s_f} + B_{s_r})x_2 + 2(aB_{s_f} - bB_{s_r})x_4 \cos x_3 - k_{s_f}x_7 \\
&\quad - k_{s_f}x_9 - k_{s_r}x_{11} - k_{s_r}x_{13} + B_{s_f}x_8 + B_{s_f}x_{10} + B_{s_r}x_{12} + B_{s_r}x_{14} \\
&\quad + f_{fl} + f_{fr} + f_{rl} + f_{rr}] \\
\dot{x}_3 &= x_4 \\
\dot{x}_4 &= \frac{1}{J_{yy}}[-(2a^2B_{s_f} + 2b^2B_{s_r})x_4 \cos^2 x_3 + (2aB_{s_f} - 2bB_{s_r})x_2 \cos x_3 \\
&\quad + ak_{s_f}x_7 \cos x_3 + ak_{s_f}x_9 \cos x_3 - bk_{s_r}x_{11} \cos x_3 - bk_{s_r}x_{13} \cos x_3 \\
&\quad - (aB_{s_f}x_8 + aB_{s_f}x_{10} - bB_{s_r}x_{12} - bB_{s_r}x_{14}) \cos x_3 \\
&\quad - (af_{fl} + af_{fr} - bf_{rl} - bf_{rr}) \cos x_3] \\
\dot{x}_5 &= x_6 \\
\dot{x}_6 &= \frac{1}{2J_{xx}}[-w^2(B_{s_f} + B_{s_r})x_6 - wk_{s_f}x_7 + wB_{s_f}x_8 + wk_{s_f}x_9 \\
&\quad - wB_{s_f}x_{10} - k_{s_r}x_{11} + wB_{s_r}x_{12} + wk_{s_r}x_{13} - wB_{s_r}x_{14} \\
&\quad + w(f_{fl} - f_{fr} + f_{rl} - f_{rr})]
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\dot{x}_7 &= x_2 - ax_4 \cos x_3 - x_8 + 0.5wx_6 \\
\dot{x}_8 &= \frac{1}{m_u} [-k_{u_f}x_1 + B_{s_f}x_2 + ak_{u_f} \sin x_3 - aB_{s_f}x_4 \cos x_3 - 0.5wk_{u_f}x_5 \\
&\quad + 0.5wB_{s_f}x_6 + (k_{s_f} + k_{u_f})x_7 - B_{s_f}x_8 - k_{u_f}z_{r_{fl}} - f_{fl}] \\
\dot{x}_9 &= x_2 - ax_4 \cos x_3 - x_{10} - 0.5wx_6 \\
\dot{x}_{10} &= \frac{1}{m_u} [-k_{u_f}x_1 + B_{s_f}x_2 + ak_{u_f} \sin x_3 - aB_{s_f}x_4 \cos x_3 + 0.5wk_{u_f}x_5 \\
&\quad - 0.5wB_{s_f}x_6 + (k_{s_f} + k_{u_f})x_9 - B_{s_f}x_{10} - k_{u_f}z_{r_{fr}} - f_{fr}] \\
\dot{x}_{11} &= x_2 + bx_4 \cos x_3 - x_{12} + 0.5wx_6 \\
\dot{x}_{12} &= \frac{1}{m_u} [-k_{u_r}x_1 + B_{s_r}x_2 - bk_{u_r} \sin x_3 + bB_{s_r}x_4 \cos x_3 - 0.5wk_{u_r}x_5 \\
&\quad + 0.5wB_{s_r}x_6 + (k_{s_r} + k_{u_r})x_{11} - B_{s_r}x_{12} - k_{u_r}z_{r_{rl}} - f_{rl}] \\
\dot{x}_{13} &= x_2 + bx_4 \cos x_3 - x_{14} - 0.5wx_6 \\
\dot{x}_{14} &= \frac{1}{m_u} [-k_{u_r}x_1 + B_{s_r}x_2 - bk_{u_r} \sin x_3 + bB_{s_r}x_4 \cos x_3 + 0.5wk_{u_r}x_5 \\
&\quad - 0.5wB_{s_r}x_6 + (k_{s_r} + k_{u_r})x_{13} - B_{s_r}x_{14} - k_{u_r}z_{r_{rr}} - f_{rr}] \tag{2.49}
\end{aligned}$$

2.5.2 Critères de performance pour le modèle 3D

Concernant les critères de performance, la différence entre ce modèle et les modèles présentés auparavant, se limite au nombre des variables à minimiser. Ces variables définissent généralement les mouvements qui caractérisent un système.

La tenue de route

Comme pour le modèle quart de véhicule ou demi-véhicule, la tenue de route pour un modèle 3D est une fonction de l'écrasement des pneus. Pour chaque roue, l'objectif est de minimiser l'écart ou de l'annuler dans un cas parfait, entre le déplacement de la roue et celui du sol.

$$\min(z_{roue_i} - z_{sol_i}) \text{ pour } i = 1 \text{ à } 4$$

La butée de suspension

Dans l'objectif de ne pas atteindre les butées de suspension, ce critère implique la limitation de débattement de suspension

$$z_{caisse_i} - z_{roue_i} \text{ pour } i = 1 \text{ à } 4$$

Le confort

Atteindre l'objectif du confort passe par la minimisation de préférence en terme de rms de l'accélération verticale de la caisse \ddot{z}_{caisse} , de celle de roulis $\ddot{\varphi}_{caisse}$ et de celle de tangage $\ddot{\theta}_{caisse}$.

2.6 Conclusion

L'intérêt porté au modèle quart de véhicule dans les travaux concernant la suspension vient des laboratoires de recherche qui le considère comme le modèle type à étudier pour deux raisons : la première est sa simplicité relative par rapport aux autres modèles, la deuxième consiste en la possibilité de développer pour ce modèle des lois de commande compliquées mathématiquement surtout pour les modèles linéaires. Cependant pour les modèles non-linéaires, jusqu'à maintenant il n'y a pas un modèle qui représente fidèlement le système quart de véhicule et à travers toute la littérature, il y a toujours une dimension de non-linéarité qui manque dans le modèle adopté ou développé.

Bien que ce modèle est le plus répandu, mais il ne permet d'étudier que le mouvement vertical, et si on s'intéresse à l'impact des autres mouvements, il faut étudier d'autres modèles comme le demi-véhicule ou le modèle complet.

Avec les deux types d'un modèle demi-véhicule, on peut étudier à la fois deux des trois mouvements de la caisse : le mouvement vertical et celui de tangage pour un modèle de type bicyclette ou le mouvement vertical avec le mouvement de roulis pour un modèle d'essieu.

Le modèle complet permet d'étudier tous les mouvements en même temps. Vu la complexité de ce modèle, les chercheurs préfèrent généralement l'utilisation du modèle linéaire. Les rares modèles non-linéaires utilisés dans la littérature ne prennent en compte que la non-linéarité de ressorts ou le frottement sec des amortisseurs.

Ces modèles seront utilisés dans la partie de contrôle. La présentation des différentes méthodes de commande utilisées dans ce travail est faite dans le chapitre suivant.

Chapitre 3

Systemes complexes et methodologies de commande

3.1 Introduction

Les systemes physiques animés par une commande automatique sont très répandus dans l'industrie et ils nous cotoient également dans la vie quotidienne. Exprimé de manière très laconique, l'objectif premier de l'automatique est l'étude et la conception d'algorithmes appropriés, afin que la sortie mesurée d'un processus, appelée grandeur à commander, suive une trajectoire désirée, en dépit de perturbations éventuelles. Le développement récent de moyens informatisés, des processeurs et par conséquent de la puissance de calcul, ont considérablement amplifié l'utilisation de cette science pour la commande de processus.

La nature souvent très distincte des systemes, ainsi que les différentes exigences formulées envers les performances requises, entraînent une demande de maintes stratégies, ayant une complexité et des objectifs variables. La complexité des systemes est sans doute le facteur le plus primordial dans l'élaboration des lois de commande.

La commande centralisée consiste à vouloir commander, à l'aide d'un seul calculateur, des systemes de plus en plus complexes, afin d'optimiser les performances de la machine. Cependant, la notion de décentralisation consiste à utiliser plusieurs contrôleurs locaux, à la place d'un seul contrôleur, pour commander un système complexe décomposé en plusieurs sous-systemes. Chacun de ces contrôleurs se charge de compenser une seule boucle.

Pour ces deux stratégies de commande, seule la compréhension de la complexité du système permet de donner des indications sur l'amélioration à apporter aux structures de commandes.

Ce chapitre présente les différents aspects des systemes complexes et les méthodes utilisées pour commander la suspension automobile dans les chapitres suivants.

3.2 Les systemes complexes

Les systemes dynamiques complexes peuvent être vus comme des interconnexions de sous-systemes. Ces derniers devront être connus soit comme des entités physiques,

soit comme des sous-ensembles mathématiques à identifier par un algorithme de partitionnement.

Bien que la définition diffère d'un auteur à l'autre, on retrouve trois caractéristiques fondamentales de cette complexité dans les publications scientifiques :

- la dimension,
- les incertitudes et/ou les perturbations,
- les informations sur les contraintes structurelles.

3.2.1 Terminologies et définitions

Différentes terminologies comme système complexe (*complex system*) [47, 48], grand système (*large-scale system*) [49, 50], système interconnecté (*interconnected system*) [51, 52], système structuré (*structured system*) [53], sont employées dans la littérature. Nous allons dans un premier temps extraire de la littérature les définitions de ces différents systèmes :

Grand système

- *Définition 1* :
Un grand système est un système nécessitant pour des raisons conceptuelles ou numériques une décomposition en un nombre fini de sous-systèmes interconnectés [50].
- *Définition 2* :
Un grand système est un système pouvant être décrit de façon satisfaisante par le biais d'outils mathématiques classiques, menant à des modèles de grandes tailles (souvent linéaires), mettant en jeu, dans le cas d'une modélisation par représentation d'état par exemple, un grand nombre d'états -(une centaine au moins)-. Assez souvent, ces systèmes sont aussi caractérisés par une répartition spatiale étendue. Ce sont ces deux caractéristiques - grande dimension et distribution spatiale - qui sont la source de difficultés dans les problèmes de commande et de gestion de ces systèmes [47].

Système complexe

- *Définition 1* :
Pour J. Bernussou et A. Titli, un système complexe se caractérise principalement par la difficulté à le modéliser à l'aide d'outils mathématiques classiques, ou bien par la complexité des modèles existants (souvent obtenus via des considérations physiques ou analytiques). Ces systèmes sont donc fréquemment modélisés par des équations aux dérivées partielles, des équations fortement non-linéaires, ou encore utilisant les concepts de la logique floue ... [47].
 - *Définition 2* :
Pour D. D. Siljak, un système complexe est un système présentant les trois caractéristiques suivantes, rendant sa manipulation délicate (en analyse et en commande) à cause de sa grande dimension (nombre d'entrées/sorties/états), présence d'incertitudes, et contraintes sur la structure des flux d'informations [48].
-

Système interconnecté

Un système interconnecté est un système pouvant être décomposé en un ensemble de N systèmes élémentaires S_i , $i = 1, \dots, N$ et une interconnexion I [51].

Système structuré

Dans le cas d'une modélisation par représentation d'état, un système structuré est représenté par un quadruplet (A, B, C, D) dont certains coefficients sont strictement nuls, i.e. indépendamment des incertitudes. La *structure* du système est donc définie par la disposition des coefficients invariablement nuls dans les 4 matrices de la représentation d'état. La représentation par matrices de transfert structurées, i.e. dont certains coefficients sont des zéros fixes peut également être considérée [53].

L'absence de définitions partagées est sans doute induite par la grande variété de systèmes et de situations qu'elles tentent de recouvrir. Le plus gênant est que toutes n'adoptent pas le même point de vue. Ainsi, le problème de la commande du système est d'ores et déjà sous-jacent dans les définitions du système complexe et du grand système proposées par D. D. Siljak ou J. Bernussou et A. Titli, alors que les définitions de système interconnecté et système structuré se réfèrent d'avantage aux caractéristiques intrinsèques des systèmes considérés. Dans l'ensemble, les systèmes complexes présentent la plupart des comportements suivants :

- Robustesse locale et fragilité (ou contrôlabilité) à moyenne échelle : puisqu'il y a de nombreux liens, éventuellement créés ou remaniés par le système lui-même, si un élément est affecté par un événement extérieur, ses voisins le seront aussi. Il s'ensuit que le système est souvent plus robuste à une petite perturbation locale qu'il ne le serait sans les liens. Mais du même coup, modifier globalement le système, et donc potentiellement le piloter, peut être fait grâce à une perturbation moins grande que dans le système sans lien. Bien ciblée cette perturbation est cependant très difficile. Les virus, issus d'une longue sélection naturelle, sont un bon exemple : avec une dizaine de gènes, un virus est capable de modifier profondément un organisme de plusieurs dizaines de milliers de gènes, et ce en ne s'attaquant au départ qu'à une minorité de cellules.
- Brisure de symétrie : la connaissance d'une partie du système ne permet pas d'affirmer que le reste du système est en moyenne dans le même état. Plusieurs comportements possibles sont en compétition, certains sont simples, d'autres chaotiques ou désordonnés. Le système est souvent à la frontière entre les deux et alterne entre ces deux types de comportement.
- Plusieurs échelles temporelles et spatiales apparaissent, il y a ainsi une hiérarchie de structures.

3.2.2 Problématique de la commande des systèmes complexes

L'élaboration d'une loi de commande pour un système passe par les trois étapes méthodologiques fondamentales suivantes :

1. la définition des objectifs de commande,

2. la formulation mathématique du problème de commande à résoudre,
3. la synthèse du régulateur.

La synthèse d'un correcteur pour un système complexe est connue pour être difficile. Un correcteur pour un tel système doit satisfaire non pas un seul objectif de commande, mais plusieurs sous-objectifs, puisqu'il nécessite par évidence une décomposition (physique ou mathématique) en plusieurs sous-systèmes. Jusqu'à ce jour, aucun critère d'optimisation unique, satisfaisant une synthèse globale d'un correcteur pour un système complexe, n'a été formalisé. D'autres difficultés viennent s'ajouter à cette dernière, à savoir :

- la difficulté d'élaborer un modèle parfait pour un système complexe, à cause, entre autres, de la présence d'interconnexions incertaines,
- la manipulation de problèmes numériques de grandes tailles, nécessitant pour la synthèse de la loi de commande, des temps de calcul et des ressources de calcul importantes (processeur, espace mémoire,...),
- la grande taille à la fois du système et du problème numérique, combinée aux performances exigées, impose à l'automaticien de penser à utiliser un *correcteur décentralisé* avec une certaine structure particulière.

Ces difficultés peuvent être classées en deux catégories distinctes :

- d'ordre conceptuel, liées à l'étape de formulation du problème de commande : nécessité potentielle d'une formulation multi-critères du problème de commande optimisée
- d'ordre numérique, liées à l'étape de synthèse du régulateur : de part la trop grande dimension du modèle du système, mais aussi par la complexité du problème d'optimisation à résoudre (caractère composite du critère, contraintes structurelles sur le régulateur recherché).

Les problématiques sous-jacentes concernent :

- la formulation et la résolution de problème de commande (optimisée) multi-critères,
- la simplification de modèle qui peut être déclinée en plusieurs thèmes [49], dont : la simplification dynamique (i.e. la réduction d'ordre) et la simplification structurelle, consistant à se ramener à une réalisation structurée pour le système (par transformation réversible ou non), ayant l'intérêt de simplifier le problème de conception du régulateur,
- les méthodologies de synthèse de lois de commande adaptées à la manipulation de modèle de dimensions élevées et/ou aux contraintes structurelles sur le régulateur recherché.

En effet, pour des raisons conceptuelles ou numériques, appréhender globalement le problème de commande d'un système complexe peut s'avérer délicate voire impossible. On peut donc en conclure, qu'un des éléments clefs d'une méthodologie de commande pour les systèmes complexes sera la décomposition du problème de commande ; décomposition du problème conceptuel, pour gérer au mieux les difficultés de modélisation mathématique du système et de formalisation des objectifs de commande, ou bien décomposition du problème numérique, pour simplifier le problème de synthèse de la loi de commande.

3.2.3 La décomposition du problème de commande

Pour un système complexe, la synthèse d'un correcteur à structure et ordre fixés à priori est une tâche difficile et très rarement satisfaite. Plusieurs approches existent dans le domaine de la décomposition de systèmes complexes qui interviennent surtout dans le but de décomposer le problème numérique. J. Bernussou et A. Titli distinguent différentes stratégies de décomposition du problème numérique [47] :

La décomposition dite verticale ou temporelle

Dans cette stratégie, la commande qui est hiérarchisée, conduit à l'aboutissement d'une commande multi-couche. Le système de pilotage se compose de quatre niveaux hiérarchiques qui communiquent entre eux (cf. Fig 3.1).

- Le niveau le plus bas est celui de la régulation qui est l'organe en contact direct avec le procédé.
- Le niveau d'optimisation fournit quant à lui au régulateur les consignes permettant d'optimiser un certain nombre de critères de performances, en se basant sur un modèle dynamique ou statique, ou sur plusieurs modèles de référence dans le cas d'une commande multi-modèles ou d'une gestion de situations d'urgence (commande fiable, détection de pannes, diagnostic de commande).
- Le niveau d'adaptation a pour rôle d'adapter les paramètres des modèles de référence et/ou du régulateur.
- Le niveau d'organisation, enfin, fait intervenir directement l'opérateur et consiste à choisir les différentes méthodes et à les traduire en algorithmes transmis aux niveaux inférieurs.

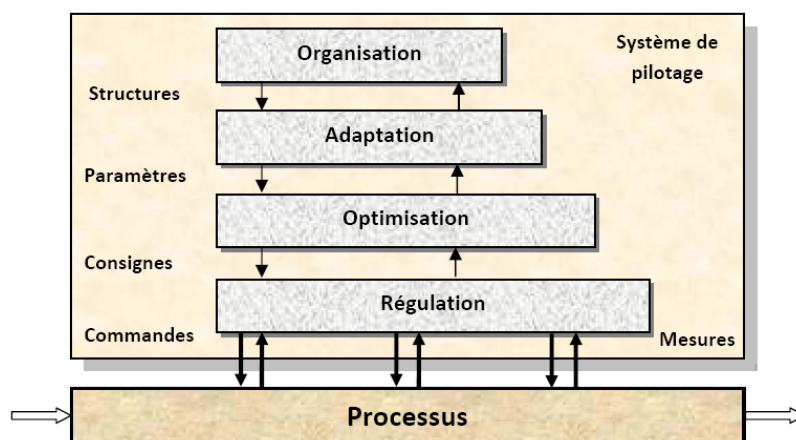


FIG. 3.1 – Hiérarchie des fonctions de commande

La décomposition dite horizontale ou spatiale

Cette stratégie repose sur le principe de la décomposition du problème global en sous-problèmes qui passe par conséquent par la décomposition du système (i.e. de son modèle) en sous-systèmes (cf. Fig 3.2). On aboutit alors le plus souvent à

une décomposition identique du système de pilotage, faisant intervenir des sous-régulateurs ou autrement dit des régulateurs locaux. L'idée basique est que chaque sous-système se voit associer un sous-problème de commande, avec un critère propre, l'articulation entre ses sous-systèmes servant de support à l'organisation des sous-problèmes entre eux, afin de satisfaire le critère global.

La suspension des véhicules présente une application parfaite à être décomposée spatialement et à intégrer des régulateurs indépendants à chaque sous-système (quart de véhicule).

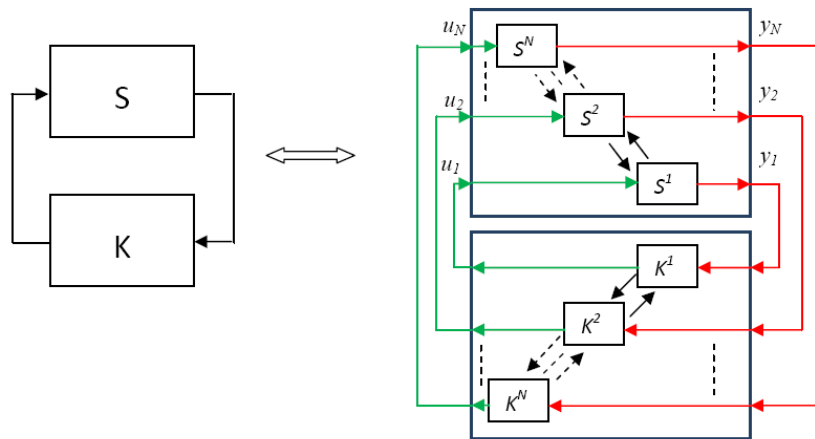


FIG. 3.2 – Décomposition du système S et du régulateur K

3.3 La commande décentralisée

Dans le schéma de principe de la commande décentralisée, un système complexe est décomposé en sous-systèmes (plus simples) et chaque contrôleur dispose seulement, d'une partie de l'information du système complet. En conséquence, le problème de commande globale se ramène au contrôle de sous-problèmes qui peuvent être implantés dans des unités de calcul différentes assurant plus de fiabilité et moins de complexité. Cette approche décentralisée procure certains avantages aussi bien théoriques que pratiques très intéressants à savoir :

- la conception d'un correcteur est plus facile à réaliser (simple et rapide à implanter en industrie),
- la méthode est aussi bien flexible que fiable (la panne d'une partie se gère sans affecter le reste, l'entretien aussi se fait plus facilement),
- il est possible de spécifier des performances différentes et d'utiliser des périodes d'échantillonnage différentes pour chaque boucle individuelle,
- la suppression ou l'ajout d'une boucle de commande ou la mise en mode manuel n'affecte pas la stabilité de l'ensemble (les autres boucles continuent à être compensées) [48],
- la technique en adaptatif nécessite moins de paramètres à estimer relativement à la commande centralisée, ce qui permet d'éviter le problème de la

détérioration de l'identification dû à l'augmentation du nombre de paramètres à estimer.

3.4 La commande neuronale décentralisée

3.4.1 Introduction

L'apparition de la commande décentralisée pour les grands systèmes, était un résultat logique pour les chercheurs dans le domaine de l'automatique, vu la tâche délicate voire impossible, pour développer un contrôleur complexe dans la conception, la manipulation et l'implantation dans l'industrie. Et même si l'introduction de la notion de décentralisation a simplifié énormément le travail des automaticiens, le développement d'un modèle mathématique reste toujours difficile.

Dans ce contexte, les réseaux de neurones par leurs propriétés d'être des approximateurs universels sont utilisés dans la modélisation des sous-systèmes. Ils utilisent dans la phase d'apprentissage, les informations locales et propres à chaque sous-système.

Les réseaux de neurones peuvent être aussi utilisés dans la commande, après avoir imité un contrôleur classique par apprentissage supervisé ou par développement d'un réseau récurrent.

Dans cette partie, on va introduire de façon très brève, quelques notions de base qui permettent de mieux comprendre les réseaux de neurones.

3.4.2 Les réseaux de neurones

Le principe des réseaux de neurones artificiels est né dans les années 40 à partir d'une analogie avec le système nerveux humain. Le terme désigne aujourd'hui un très grand nombre de modèles. Ces différents modèles ont en commun les caractéristiques suivantes :

- l'utilisation d'automates appelés neurones ou unités, capables de réaliser chacun un traitement très simple et d'échanger des informations entre eux,
- l'association à chaque modèle d'un algorithme d'apprentissage permettant de modifier le traitement effectué afin de réaliser une tâche donnée,
- l'environnement extérieur au réseau de neurones dans lequel évolue le système.

Intérêts des réseaux de neurones

La réputation des réseaux de neurones vient de leurs propriétés d'avoir la capacité d'approximation universelle et d'être parcimonieux :

Approximateurs universels : Toute fonction bornée suffisamment régulière peut être approchée avec une précision arbitraire, dans un domaine fini de l'espace de ses variables, par un réseau de neurones comportant une couche de neurones cachés en nombre fini, possédant tous la même fonction d'activation, et un neurone de sortie linéaire [54].

Parcimonieux : La propriété d'approximation n'est pas spécifique aux réseaux de neurones. La spécificité des réseaux de neurones réside dans le caractère parcimonieux de l'approximation à précision égale, les réseaux de neurones nécessitent moins de paramètres ajustables que les approximateurs universels couramment utilisés (par ex. les réseaux à ondelettes). Plus précisément, le nombre de poids varie linéairement avec le nombre de variables de la fonction à approcher, alors qu'il varie exponentiellement pour la plupart des autres approximateurs [55].

L'élément de base : Le neurone formel

Le neurone formel (cf. Fig 3.3) est l'unité élémentaire d'un Réseau de Neurones Artificiel (RNA). La valeur de sortie du neurone formel est une fonction non linéaire, généralement à seuil, d'une combinaison de valeurs d'entrée dont les coefficients de pondération sont ajustables.

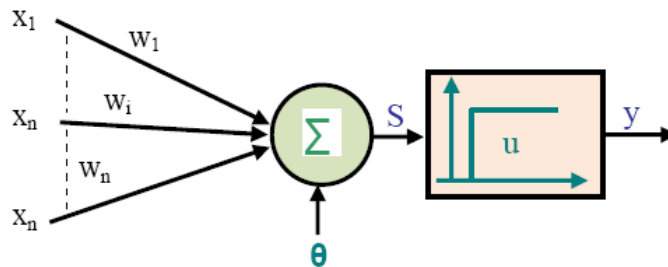


FIG. 3.3 – Un neurone formel

Un neurone est caractérisé par :

1. l'état (binaire, discret ou continu),
2. les poids de connexions en entrée,
3. la fonction d'entrée : somme pondérée des signaux d'entrée,

$$U_i = \sum_{j=1}^n w_j x_j$$

4. le biais d'entrée (bias input) : Unité fictive dont le poids permet de régler le seuil de déclenchement du neurone,
5. la fonction d'activation qui donne à partir du résultat de la fonction d'entrée l'activation du neurone. Il existe plusieurs types de fonctions d'activation (fonction à seuil, sigmoïde, tangente, ...).

La sortie du neurone formel est ainsi donnée par :

$$y = f \left(\sum_{j=1}^n w_j x_j + \theta \right)$$

Types des réseaux de neurones artificiels

Un réseau de neurones consiste en un ensemble de neurones reliés entre eux par des connexions pondérées. Il se caractérise principalement par les types des unités utilisées et par sa topologie. Dans un réseau de neurones, on distingue les types de neurones suivants :

1. les neurones d'entrée : qui reçoivent les données du monde extérieur,
2. les neurones de sortie : qui fournissent le résultat du traitement effectué,
3. les neurones cachés : qui servent d'intermédiaire entre les neurones d'entrée et de sortie et influent sur l'apprentissage.

On distingue deux grands types d'architectures de réseaux de neurones : les réseaux de neurones non bouclés et les réseaux de neurones bouclés :

1. Les réseaux de neurones bouclés

Les réseaux de neurones bouclés dont le graphe des connexions est cyclique, peuvent avoir une topologie de connexions quelconque, comprenant notamment des boucles qui ramènent aux entrées la valeur d'une ou plusieurs sorties.

Ainsi, pour qu'un tel système soit causal, à chaque connexion d'un réseau de neurones bouclé, outre un poids est attaché un retard.

2. Les réseaux de neurones non bouclés

Les réseaux de neurones non bouclés sont représentés graphiquement par un ensemble de neurones connectés entre eux, l'information circulant des entrées vers les sorties sans retour en arrière. Le réseau le plus répandu de cette catégorie est le réseau multicouche généralement appelé MLP pour (*Multi-Layer Perceptrons*).

Les Perceptrons Multi-Couche

Dans cette architecture, les neurones sont organisés en couches (cf. Fig 3.4). Ce réseau est composé d'une couche d'entrées qui correspond aux variables d'entrée, d'une couche de sorties et d'un certain nombre de couches intermédiaires. Les liens n'existent qu'entre les cellules d'une couche avec les cellules de la couche suivante.

Algorithme de rétro-propagation :

Soit le couple $(\vec{x}(n), \vec{d}(n))$ désignant la $n^{ième}$ donnée d'entraînement du réseau où :

$$\vec{x}(n) = [x_1(n), \dots, x_p(n)] \text{ et } \vec{d}(n) = [d_1(n) \dots, d_q(n)] \quad (3.1)$$

correspondent respectivement aux p entrées et aux q sorties désirées du système. L'algorithme de rétro-propagation consiste alors à mesurer l'erreur entre les sorties désirées $\vec{d}(n)$ et les sorties observées $\vec{y}(n)$

$$\vec{y}(n) = [y_1(n), \dots, y_q(n)] \quad (3.2)$$

L'algorithme de rétro-propagation procède à l'adaptation des poids en commençant par la couche de sorties. L'erreur observée $e_j(n)$ pour le neurone de sortie j et la donnée d'entraînement n est donnée par :

$$e_j(n) = d_j(n) - y_j(n) \quad (3.3)$$

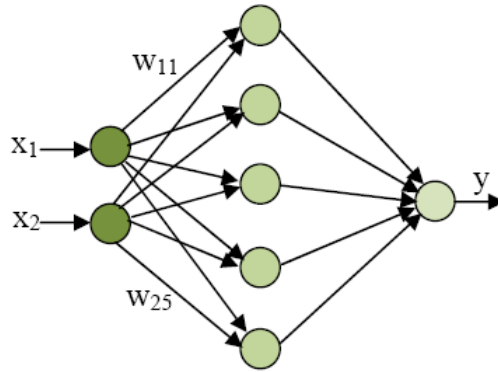


FIG. 3.4 – Un Réseau multicouche

où $d_j(n)$ correspond à la sortie désirée du neurone j et $y_j(n)$ à sa sortie observée. soit $E(n)$ la somme des erreurs quadratiques observées sur l'ensemble C des neurones de sortie :

$$E(n) = \frac{1}{2} \sum_{j \in C} e_j^2(n) \quad (3.4)$$

La sortie $y_j(n)$ du neurone j est définie par :

$$y_j(n) = \varphi [v_j(n)] = \varphi \left[\sum_{i=0}^r w_{ji}(n) y_i(n) \right] \quad (3.5)$$

où φ représente une fonction d'activation. Pour corriger l'erreur observée, il s'agit de modifier le poids w_{ji} dans le sens opposé au gradient $\frac{\partial E(n)}{\partial w_{ji}(n)}$ de l'erreur. et on exprime la variation de poids $\Delta w_{ji}(n)$ sous la forme suivante :

$$\Delta w_{ji}(n) = -\eta \frac{\partial E(n)}{\partial w_{ji}(n)} \quad (3.6)$$

avec $0 \leq \eta \leq 1$ représentant un taux d'apprentissage. A la fin, nous obtenons :

$$\Delta w_{ji}(n) = -\eta \frac{\partial E(n)}{\partial w_{ji}(n)} = \eta \partial_j(n) y_i(n) \quad (3.7)$$

avec pour la couche de sortie

$$\partial_j(n) = e_j(n) y_j(n) [1 - y_j(n)] \quad (3.8)$$

et pour une couche cachée

$$\partial_j(n) = y_j(n) [1 - y_j(n)] \sum_{k \in C} \partial_k(n) w_{kj}(n) \quad (3.9)$$

Ainsi, pour faire l'apprentissage des réseaux multicouche, on doit procéder comme suit :

1. initialiser les poids synaptiques à des valeurs aléatoires,
2. normaliser les données d'apprentissage,
3. présenter les données (entrée(s) et sortie(s) désirée(s)) au réseau, et calculer la sortie du réseau,
4. adapter les poids selon les équations (3.7) à (3.9).

3.5 La commande par backstepping

Durant ces dernières années, une grande partie de la communauté s'est intéressée à la recherche de procédures récursives pour la mise au point de lois de commande pour les systèmes non linéaires, comme par exemple le backstepping ou le forwarding.

Le backstepping a été développé par Kanellakopoulos en 1991 [56] et inspiré des travaux de Feurer et Morse (1978) [57] d'une part et Tsinias (1989) [58] et Kokotovii et Sussmann (1989) [59] d'autre part. Depuis un certain nombre d'ouvrages traitant cette nouvelle approche théorique sont apparus [60, 61]. Leur applications aux différents procédés ont aussi été présentées dans la littérature [24, 3, 39]. Ces techniques maintenant relativement connues sont essentiellement basées sur l'utilisation de fonctions de Lyapunov pour ce qui est de l'étude de la stabilité [62].

L'idée fondamentale du backstepping est de synthétiser la loi de commande d'une manière récursive. Certaines composantes du vecteur d'état sont considérées comme des commandes virtuelles et des lois de commande intermédiaires sont élaborées. Contrairement à la plupart des autres méthodes, le backstepping n'a aucune contrainte vis-à-vis du type de non linéarité.

3.5.1 Commande par backstepping : Étude d'un cas simple

La commande par backstepping est une méthode récursive qui permet de construire une loi de commande qui garantit, en tout temps, la stabilité du système et du contrôleur. L'écriture des états sous forme paramétrique pure met en évidence les sous-systèmes. Pour chacune de ces parties, il faut trouver, à l'aide d'une fonction de Lyapunov, une commande qui permet de stabiliser le sous-système. Pour ce faire, l'état précédent est considéré comme la nouvelle variable manipulable. L'ordre du sous-système est ensuite augmenté et le développement précédent est recommencé. À la fin, une loi de commande est obtenue.

Afin d'illustrer le principe de la méthode du backstepping et éviter de présenter les aspects complexes de sa théorie, on préfère étudier un cas simple. Pour cela on considère le système suivant :

$$\begin{aligned}
 \dot{x}_1 &= x_2 \\
 \dot{x}_2 &= -ax_1 - bx_2 + cu(t) \\
 y &= x_1
 \end{aligned}
 \tag{3.10}$$

Pour dériver une loi de commande backstepping pour le système représenté par 3.10, voici en quelques étapes, comment il faut procéder.

Étape 1 : Il faut que le système puisse suivre une trajectoire donnée. Cela correspond à faire la conception d'un contrôleur de poursuite, en plus de celui de la régulation. Une trajectoire de référence y_r est donc définie. De cette spécification, une erreur de poursuite est engendrée

$$\begin{aligned}\varepsilon_1 &= y_r - y \\ \varepsilon_1 &= y_r - x_1\end{aligned}\quad (3.11)$$

et sa dérivée s'écrit

$$\begin{aligned}\dot{\varepsilon}_1 &= \dot{y}_r - \dot{y} \\ \dot{\varepsilon}_1 &= \dot{y}_r - \dot{x}_1\end{aligned}\quad (3.12)$$

La fonction candidate suivante est posée :

$$V_1 = \frac{1}{2}\varepsilon_1^2 \quad (3.13)$$

La fonction V_1 est une fonction de Lyapunov qui représente, en quelque sorte, l'énergie de l'erreur. Or, si cette fonction est toujours positive et que sa dérivée est toujours négative, alors l'erreur va être stable et tendra vers zéro [61]. La dérivée de la fonction s'écrit comme suit :

$$\begin{aligned}\dot{V}_1 &= \varepsilon_1 \dot{\varepsilon}_1 \\ &= \varepsilon_1 (\dot{y}_r - \dot{x}_1) \\ &= \varepsilon_1 (\dot{y}_r - x_2)\end{aligned}$$

Afin que la dérivée du critère soit toujours négative, il faut que la dérivée de V_1 prenne la forme $\dot{V}_1 = -c_1 \varepsilon_1^2$ où c_1 est un paramètre de design positif, introduit par la méthode du backstepping, qui doit toujours être positif et non nul afin de respecter les critères de stabilité de la fonction de Lyapunov. De plus, ce paramètre permet d'agir sur la dynamique de régulation.

Pour satisfaire les conditions mentionnées ci-haut, il faut que :

$$\dot{y}_r - x_2 = -c_1 \varepsilon_1$$

d'où

$$x_2 = \dot{y}_r + c_1 \varepsilon_1 \quad (3.14)$$

L'équation précédente indique la valeur que doit prendre l'état x_2 pour que la fonction de Lyapunov soit stable. Cependant, il est impossible d'agir directement sur l'état x_2 . La notation x_{2des} sera donc utilisée pour indiquer la valeur souhaitée de l'état. Voici la valeur souhaitée et obtenue de l'état et de sa dérivée :

$$x_{2des} = \dot{y}_r + c_1 \varepsilon_1 \quad (3.15)$$

$$\dot{x}_{2des} = \ddot{y}_r + c_1 \dot{\varepsilon}_1 \quad (3.16)$$

Étape 2 : Malheureusement, il n'est pas possible d'agir directement sur l'état x_2 , il est donc peu probable que cet état suive exactement cette trajectoire, c'est pourquoi un autre terme d'erreur est introduit :

$$\begin{aligned}\varepsilon_2 &= x_{2des} - x_2 \\ \dot{\varepsilon}_2 &= \dot{y}_r + c_1\varepsilon_1 - \dot{x}_2\end{aligned}\quad (3.17)$$

et sa dérivée,

$$\begin{aligned}\dot{\varepsilon}_2 &= \ddot{y}_r + c_1\dot{\varepsilon}_1 - \dot{x}_2 \\ &= \ddot{y}_r + c_1\varepsilon_2 - c_1^2\varepsilon_1 + bx_2 + ax_1 - cu(t)\end{aligned}\quad (3.18)$$

La fonction de Lyapunov, cette fois-ci, est augmentée d'un autre terme qui vient prendre en considération l'erreur possible sur l'état x_2 . Voici la nouvelle fonction candidate :

$$V_1 = \frac{1}{2}\varepsilon_1^2 + \frac{1}{2}\varepsilon_2^2 \quad (3.19)$$

En effectuant la dérivée de cette fonction et en substituant les équations (3.12) et (3.18) la relation suivante est trouvée :

$$\begin{aligned}\dot{V}_2 &= \varepsilon_1\dot{\varepsilon}_1 + \varepsilon_2\dot{\varepsilon}_2 \\ &= \varepsilon_1(\dot{y}_r - x_{2des}) + \varepsilon_2[\ddot{y}_r + c_1\varepsilon_2 - c_1^2\varepsilon_1 + bx_2 + ax_1 - cu(t)]\end{aligned}\quad (3.20)$$

L'équation suivante est obtenue en substituant les équations (3.15) et (3.17) dans l'équation (3.20).

$$\dot{V}_2 = -c_1\varepsilon_1^2 + \varepsilon_2[\varepsilon_1(1 - c_1^2)\varepsilon_1 + c_1\varepsilon_2 - cu(t) + bx_2 + ax_1 + \ddot{y}_r] \quad (3.21)$$

Pour que les critères de Lyapunov soient respectés, il faut que l'expression entre crochets égale $-c_2\varepsilon_2$ où c_2 est un paramètre de design positif et non nul au même titre que c_1 . Cela amènerait le critère à prendre la forme suivante :

$$\dot{V}_2 = -c_1\varepsilon_1^2 - c_2\varepsilon_2^2$$

De cette façon la fonction respecterait en tout point les critères de Lyapunov. La loi de commande déduite fait en sorte que V_2 soit toujours positive et que \dot{V}_2 soit toujours négative, peu importe les valeurs que peuvent prendre les états. L'équation (3.21) permet de trouver le $u(t)$ de la façon suivante :

$$\begin{aligned}-c_2\varepsilon_2 &= \varepsilon_1(1 - c_1^2) + c_1\varepsilon_2 - cu(t) + bx_2 + ax_1 + \ddot{y}_r \\ cu(t) &= \varepsilon_2(c_1 + c_2) + \varepsilon_1(1 - c_1^2) + bx_2 + ax_1 + \ddot{y}_r\end{aligned}\quad (3.22)$$

Pour obtenir directement la loi de commande, ε_1 , $\dot{\varepsilon}_1$, ε_2 et x_{2det} sont remplacés respectivement par leurs expressions dans les équations (3.11), (3.12), (3.17) et (3.15). La commande finale $u(t)$ est donnée par :

$$u(t) = \frac{1}{c}[-x_1(1 + c_1c_2 - a) + x_2(c_1 + c_2 - b) + y_r(1 + c_1c_2) + \dot{y}_r(c_1 + c_2) + \ddot{y}_r]$$

Dans ce cas, la loi de commande est trouvée après 2 étapes. Dans d'autres cas où la loi de commande n'est pas encore trouvée, on peut étendre le système, et recommencer les mêmes étapes puisque la procédure de conception est récursive.

La technique du backstepping offre un outil efficace qui permet, pour les systèmes non linéaires de tout ordre, de construire récursivement, et d'une manière systématique et directe, la loi de commande et la fonction de Lyapunov qui assurent la stabilité de la boucle. Malheureusement, pour les grands systèmes, les équations mathématiques deviennent très compliquées, et il n'est pas évident d'obtenir une loi de commande avec le backstepping.

3.6 La commande par logique floue

Les connaissances de l'univers dans lequel nous évoluons, sont généralement imparfaites, dans la mesure où elles peuvent souffrir d'incertitudes et/ou d'imprécisions. Or, nous pouvons constater que l'homme intègre naturellement ces imperfections dans la vie de tous les jours, en particulier au niveau du raisonnement et de la décision. L'idée de Zadeh, en 1965 [63], à travers le nouveau concept ensembliste d'appartenance graduelle d'un élément à un ensemble, a été de définir une logique, qu'il nomme la logique floue, permettant de modéliser ces imperfections en prenant en compte les états intermédiaires entre le tout et le rien.

Depuis, la logique floue a connu un grand succès et a trouvé notamment une place importante dans le domaine de la commande pour une large gamme de systèmes et plus généralement en génie électrique [64, 65]. Elle présente en effet l'avantage d'utiliser des règles linguistiques simples permettant de traduire facilement le savoir faire d'un expert pour répondre à une problématique spécifique. Dans ce sens, des correcteurs à base de logique floue améliorent de façon globale aussi bien les performances dynamiques que la robustesse des systèmes commandés, en s'appuyant sur la connaissance de ceux-ci.

Cependant, une difficulté inhérente au contrôle flou doit être soulignée : un correcteur flou, même pour une structure très simple, se voit constitué d'un nombre important de paramètres. Ce constat permet d'expliquer la délicatesse du réglage de ce type de commande. Il est bien entendu qu'il est toujours possible de la régler par tâtonnements, mais cette procédure est longue et ne garantit pas qu'un jeu de paramètres exploitable sera obtenu à l'issue de la procédure et ne fixe aucune limite prévisible à la durée de l'optimisation. Différentes méthodes ont été proposées pour donner un réglage exploitable : les algorithmes adaptatifs [65, 66], l'ajout de règles floues supplémentaires [67], les réseaux de neurones [68], les méthodes H1 et LMI ou encore les algorithmes génétiques et évolutionnaires [69, 70] pour n'en citer que quelques unes. Cependant, de telles méthodes sont parfois délicates à mettre en oeuvre, notamment pour des non spécialistes.

3.6.1 Notions de base de la logique floue

La logique floue propose une base théorique pour le raisonnement approximatif grâce à un ensemble d'outils permettant la représentation ainsi que la manipulation de connaissances imprécises. Comme nous allons le préciser, la connaissance

est représentée sous forme de contraintes élastiques. L'inférence permet ensuite de propager ces contraintes. Nous limitons cette partie à la présentation d'éléments fondamentaux de la théorie des sous-ensembles flous. Une description plus complète est disponible dans les ouvrages de référence [71, 72]. Nous nous sommes largement inspirés des deux derniers dans le résumé qui suit.

Ensemble flou et ensemble booléen

La notion de logique floue permet d'étendre la notion de logique classique, associée aux variables booléennes ne prenant que deux valeurs 0 et 1. Soit S un ensemble de référence, aussi appelé univers.

Un sous-ensemble classique A de S est défini par sa fonction caractéristique χ_A , telle que :

$$\chi_A(x) = \begin{cases} 1 & \text{si } x \in A \\ 0 & \text{sinon} \end{cases}$$

Par exemple, on peut donner la fonction caractéristique du sous-ensemble A des âges compris entre 30 et 50

$$\chi_A(x) = \begin{cases} 1 & \text{si } 30 \leq x \leq 50 \\ 0 & \text{sinon} \end{cases}$$

La Figure 3.5 montre le graphe de cette fonction caractéristique. Elle est binaire, définit précisément l'appartenance à un sous-ensemble classique et peut être exprimée dans le contexte de l'algèbre booléenne en faisant correspondre le vrai booléen (1) avec l'intervalle $[30, 50]$ et le faux booléen (0) avec l'union d'intervalles $]0, 30[\cup]50, +\infty[$. La théorie floue permet d'associer à des variables des coefficients

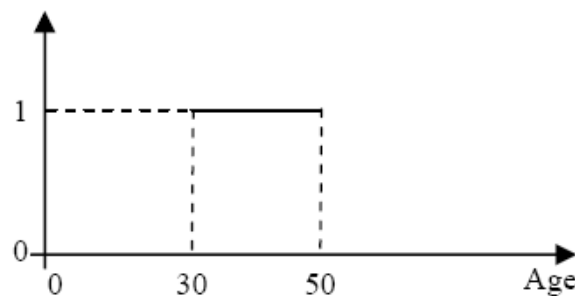


FIG. 3.5 – Fonction caractéristique du sous-ensemble classique A des âges compris entre 30 et 50 ans.

d'appartenance à des sous-ensembles flous prenant des valeurs dans l'intervalle $[0, 1]$ et quantifiant l'incertitude sur la variable. Un événement certain pour la variable se traduira par un coefficient d'appartenance au sous-ensemble flou, c'est-à-dire à la propriété, égal à 1 alors que la valeur sera inférieure à 1 en présence d'incertitudes. Ainsi, on peut définir un sous-ensemble flou A de S par sa fonction d'appartenance μ_A , qui associe à tout élément x de S une valeur réelle $\mu_A(x)$ dans l'intervalle $[0, 1]$. Considérons par exemple l'ensemble B des âges avoisinant les 40 ans. Le graphe

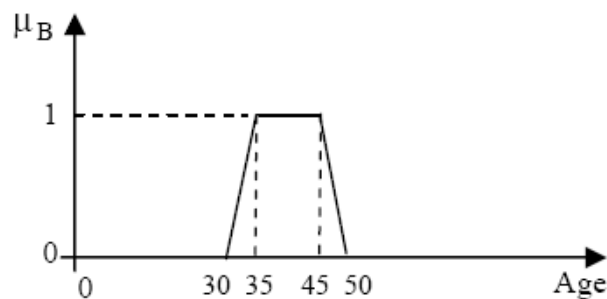


FIG. 3.6 – Fonction caractéristique du sous-ensemble flou B des âges avoisinant 40 ans

d'une fonction d'appartenance μ_B possible pour B est représenté sur la Figure 3.6. Un sous-ensemble flou, souvent appelé un ensemble flou par souci de simplification, comporte certains éléments caractéristiques, que nous présentons rapidement ci-dessous.

- Le *noyau* d'un sous-ensemble flou A de S , noté $Noy(A)$, est l'ensemble de tous les éléments qui lui appartiennent totalement :

$$Noy(A) = \{x \in S \mid \mu_A(x) = 1\}$$

- Le *support* d'un sous-ensemble flou A de S , noté $Supp(A)$, est l'ensemble de tous les éléments qui lui appartiennent au moins un petit peu :

$$Supp(A) = \{x \in S \mid \mu_A(x) > 0\}$$

- La *hauteur* d'un sous-ensemble flou A de S , notée $h(A)$, est la valeur maximale atteinte sur tout le support de A :

$$h(A) = \sup_{x \in S} \mu_A(x)$$

Un sous-ensemble flou est dit normalisé si sa hauteur est égale à 1.

- La *cardinalité* d'un sous-ensemble flou A de S , notée $|A|$, est le nombre d'éléments appartenant à A pondéré par leur degré d'appartenance. Pour A fini, on a donc :

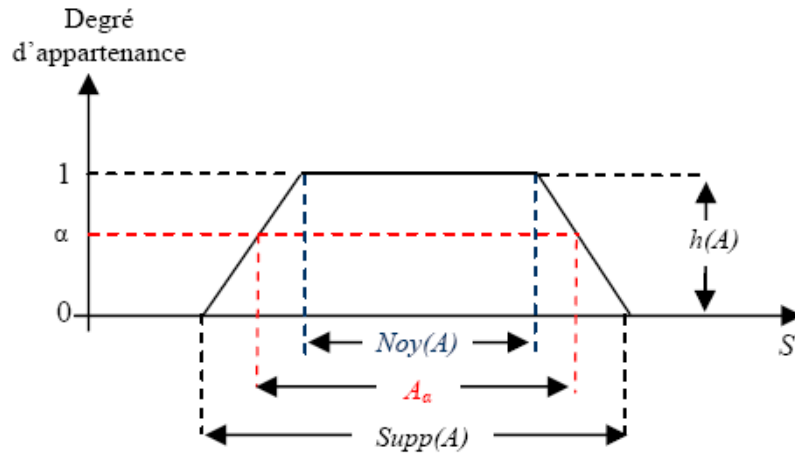
$$|A| = \sum_{x \in S} \mu_A(x)$$

- L' α -*coupe* d'un sous-ensemble flou A de S , notée A_α , est le sous-ensemble classique composé des éléments qui appartiennent à A avec un degré au moins égal à α

$$A_\alpha = \{x \in S \mid \mu_A(x) \geq \alpha\}$$

Cette notion d' α -coupe permet de faire le lien entre sous-ensemble flou et sous ensemble classique.

La Figure 3.7 illustre la plupart de ces caractéristiques.

FIG. 3.7 – Éléments caractéristiques d'un sous-ensemble flou A

3.6.2 Quelques notions de raisonnement approximatif

Le raisonnement approximatif est un mécanisme qui prend en compte des connaissances imprécises ou incertaines pour produire de nouvelles connaissances. Comme le raisonnement en logique classique, il utilise pour cela des propositions. Nous présenterons dans ce qui suit les définitions qui permettent à comprendre la notion du raisonnement déductif.

Variables linguistiques

Les variables linguistiques sont des variables dont les valeurs sont des mots ou des groupes de mots. Elle permettent de décrire des situations difficiles à représenter numériquement, et sont donc moins spécifiques que des caractérisations numériques. Une variable linguistique est définie par un triplet (V, S_V, T_V) tel que :

V représente une variable classique (âge, température, ...).

S_V est l'univers du discours.

T_V est l'ensemble des sous-ensembles flous de S_V utilisés pour caractériser V .

La Figure 3.8 montre l'exemple d'une partition floue pour une variable linguistique représentée par $(h, [0, 1], A_1, A_2, A_3, A_4)$.

$$\forall x \in S, \sum_{i=1}^N \mu_{A_i}(x) = 1$$

Propositions floues

Une proposition floue élémentaire associée à une variable linguistique V est une proposition qui qualifie cette variable, par exemple, « V est A ». Son degré de vérité est représenté par la fonction d'appartenance $\mu_A : S_V \rightarrow [0, 1]$ de A .

En composant des propositions floues élémentaires, on peut alors construire des propositions floues générales. Ces propositions sont utilisées par les contrôleurs flous. Nous en détaillons donc quelques exemples ci-dessous. Soient pour cela deux variables

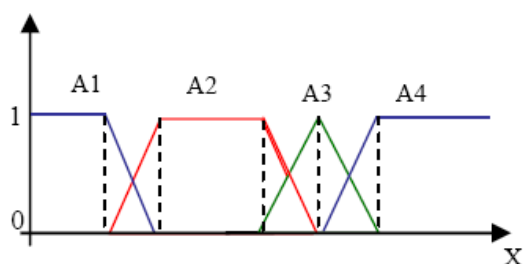


FIG. 3.8 – Représentation d'une partition floue

linguistiques (V, S_V, T_V) et (W, S_W, T_W) associées aux propositions élémentaires « V est A » et « W est B », elles-mêmes notées respectivement p_A et p_B .

- *Négation* : La négation de la proposition « V est A » s'exprime par « V n'est pas A » ou « V est non A » ou encore « V est \bar{A} ». Elle est définie par la fonction : $\mu_{\bar{A}} : S_V \rightarrow [0, 1]$ qui représente son degré de vérité :

$$\mu_{\bar{A}} = n(\mu_A)$$

Où n est une fonction de négation de $[0, 1]$ dans $[0, 1]$, comme, par exemple, pour tout x dans $[0, 1]$, $n(x) = 1 - x$.

- *Conjonction* : La conjonction floue est une généralisation de la conjonction classique représentée par l'opérateur logique « et » et notée \wedge . La conjonction de p_A et p_B s'exprime par « V est A et W est B » et son degré de vérité $\mu_{A \wedge B} : S_V \times S_W \rightarrow [0, 1]$ doit permettre de retrouver le sens de la logique classique, selon lequel $p_{A \wedge B}$ est vraie si et seulement si p_A et p_B sont vraies ensemble.

On définit donc souvent :

$$\mu_{A \wedge B} = \min(\mu_A, \mu_B)$$

- *Disjonction* : De façon analogue, la disjonction floue est une généralisation de la disjonction classique représentée par l'opérateur logique « ou » et notée \vee . La disjonction de p_A et p_B s'exprime par « V est A ou W est B » et son degré de vérité $\mu_{A \vee B} : S_V \times S_W \rightarrow [0, 1]$ est souvent défini par :

$$\mu_{A \vee B} = \max(\mu_A, \mu_B)$$

Implication floue et règles floues

La notion d'implication entre deux propositions floues est assez délicate à généraliser par rapport à la logique classique. En effet, l'opérateur d'implication devra être choisi en fonction des propriétés souhaitées pour l'application visée.

Du point de vue du raisonnement, une implication définit une règle floue :

« V est $A \Rightarrow W$ est B » qui s'exprime par « si V est A alors W est B ».

D'un point de vue formel, l'implication exprime la relation R entre la prémisse et la conclusion de la règle et son degré de vérité est défini par la fonction d'appartenance μ_R telle que :

$$\forall x, y \in S_V \times S_W, \mu_R(x, y) = I(\mu_A(x), \mu_B(y))$$

où $I : [0, 1] \rightarrow [0, 1]$ est une fonction correspondante à l'implication floue.

3.6.3 Les contrôleurs flous

Si les prémisses de la logique floue, visant à traiter la notion d'incertitude, datent des années 40. Il faudra cependant attendre que Zadeh [63] introduise le concept de sous-ensembles flous, en 1965, pour assister aux premières grandes avancées dans le domaine. Par la suite, en 1974, Mamdani [73] introduisait la commande floue pour la régulation de processus industriel. Enfin, dans les années 80, la commande floue connaît un essor considérable au Japon, pour se répandre ensuite dans le monde entier.

De nombreux ouvrages traitent du sujet et des informations plus complètes peuvent être trouvées dans [74, 75, 72].

Les principaux avantages de commande à base de logique floue sont :

- La possibilité de pouvoir faire passer relativement simplement par l'intermédiaire de règles linguistiques, l'expertise que l'on peut avoir du processus vers le contrôleur.
- La transformation du savoir de l'expert en règles simples, pour que le contrôleur puisse le mettre en oeuvre.
- La facilité d'implantation des solutions pour des problèmes complexes.
- La robustesse vis à vis des incertitudes.

Un contrôleur flou permet d'exprimer une loi de commande à l'aide d'un ensemble de règles de la forme « *si cond alors commande* ». On peut distinguer deux familles de contrôleurs.

1. Les contrôleurs à conclusions symboliques pour lesquels la partie conclusion des règles utilise un ensemble de termes linguistiques comme dans la règle « *si l'erreur est grande et la variation de l'erreur est petite alors la commande est moyenne* ». Ces contrôleurs forment la famille des contrôleurs de type Mamdani [76]. On regroupe sous cette appellation les contrôleurs de Mamdani ou leurs variantes. La variante la plus connue est probablement le contrôleur de Larsen [76].
2. Les contrôleurs à conclusions procédurales pour lesquels la partie conclusion des règles repose sur un algorithme de calcul. Les contrôleurs de Sugeno en sont un des exemples les plus représentatifs [76]. Les conclusions de ces contrôleurs sont généralement des polynômes des entrées parfois réduits à de simples constantes.

Structure d'un contrôleur flou

La structure d'une commande floue (cf. Fig 3.9), peut être décomposée en trois grands modules : la fuzzification, l'inférence et la défuzzification [72].

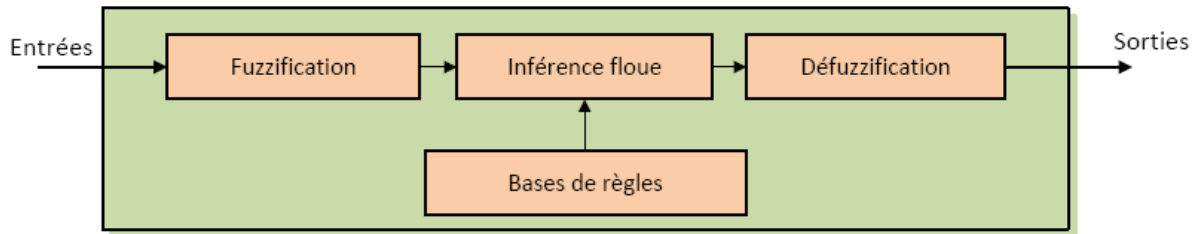


FIG. 3.9 – Structure d'un contrôleur flou

Fuzzification : Ce module traite les entrées du système. Il permet d'associer à chacune des entrées réelles, par le biais de fonctions d'appartenances, un degré d'appartenance pour chacun des sous-ensembles flous définis sur l'ensemble du discours.

Moteur d'inférence : Ce module va permettre de générer une conclusion à partir des entrées et des règles actives. Il calcule alors les degrés d'appartenance aux sous-ensembles flous correspondant à la commande du système. Il a besoin pour son fonctionnement d'utiliser une base de règles. Celle-ci est constituée de règles de type « *Si... Alors...* » et va permettre de passer des degrés d'appartenance des grandeurs d'entrées aux degrés d'appartenance aux sous-ensembles flous de la grandeur de commande.

Défuzzification : Ce module permet de transformer les degrés d'appartenance des sous-ensembles flous de commande en grandeur numérique. C'est la transformation inverse du module de fuzzification. À partir de cette structure, différents types de correcteurs flous vont alors pouvoir être définis.

Correcteurs flous de type PD

Cette structure est parmi les plus utilisées dans la littérature [77], et c'est la structure retenue pour le correcteur flou de type PD utilisé dans le cadre de ce travail. Un correcteur PD de base est représenté dans la Figure 3.10.

Pour ce type de correcteur :

- Deux entrées sont traitées, l'erreur e et la dérivée de l'erreur de pour une unique commande PD. Les deux entrées sont normalisées au moyen de gains de normalisation, gem pour l'erreur et $gdem$ pour sa dérivée. Un gain de dénormalisation gm est affecté à la sortie,
- L'univers du discours pour le moteur flou est ainsi ramené sur l'intervalle $[-1, +1]$.
- *Fuzzification*, il existe de nombreux types de fonctions d'appartenance comme par exemple des fonctions de type triangle, trapeze, gaussienne,
- *La base de règles floues* va caractériser les relations entre les classes d'événements possibles en entrée et les commandes correspondantes. La modification d'une règle permet d'adapter précisément la commande par rapport à une contrainte particulière,

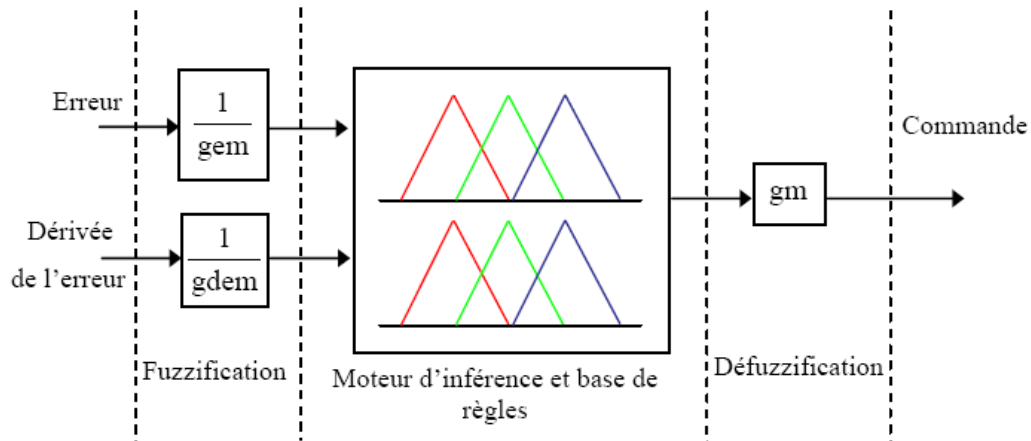


FIG. 3.10 – Structure d'un contrôleur PD flou

- *Défuzzification*. La méthode du centre de gravité est l'un des moyens les plus simples et les plus utilisés. Elle consiste à rechercher le centre de gravité d'un système de sous-ensembles flous dont les poids sont leurs coefficients d'appartenance. La sélection des sous-ensembles flous de commandes activés au moyen de degrés d'appartenance conduit alors par cette méthode à la définition d'une grandeur de commande réelle [78].

3.7 Les méthodes de commandes appliquées à la suspension des véhicules : État de l'art

La suspension des véhicules a été depuis les années 70 l'objet de plusieurs études traitant le cas passif, semi-actif ou avec un degré moins le cas actif. Un aperçu rapide sur l'état de l'art du domaine montre que presque toutes les techniques de commande ont été appliquées sur la suspension des véhicules légers ou de poids lourds.

On trouve ainsi :

la commande PID [79, 80], la commande H_∞ [81, 82], la commande par horizon glissant [83, 84, 83], la commande par scheduling de gains [85], la commande LQG optimale [86], la commande crone [87], la commande adaptative [25, 88] On présente dans ce qui suit, quelques références sur les méthodes de commande classiques et intelligentes :

- *La commande skyhook*

Cette technique est inventée par D. C. Karnopp et al. en 1974 [89]. Elle est considérée comme une méthode de commande optimale puisque elle minimise la racine carrée de la vitesse « accélération » de la caisse [90]. Elle est actuellement, largement utilisée pour contrôler les vibrations du corps de véhicule, et ceci, malgré la disponibilité d'une large gamme des approches de commande optimale.

La commande skyhook est utilisée pour deux raisons : comme référence, pour

comparer les performances du modèle skyhook à celles obtenues avec d'autres méthodes, et comme un modèle de base pour l'implantation pratique des systèmes semi-actifs et actifs [91].

Avec cette commande, il est possible de simplifier le problème d'étude des vibrations transmises à un système complexe à plusieurs degrés de liberté en le décomposant en sous-systèmes simples à 1ddl chacun [92].

– *La commande LQR*

L'approche de contrôle par LQR est très utilisée dans le domaine de la suspension semi-active et active. On la trouve, pour un modèle quart de véhicule [93], comme pour le modèle demi-véhicule [94] ou un modèle complet de véhicule [95]. Le point fort de LQR est la possibilité d'ajuster les paramètres de l'index de performance, suivant les contraintes et les besoins des concepteurs. Un résultat optimal peut être obtenu, si on prend en compte dans la fonction de performance tous les paramètres « déplacement vertical, accélération, débattement, écrasement des pneus ... ».

Pour résoudre le problème de la difficulté d'obtenir des mesures de certains paramètres (eg : l'écrasement des pneus), Doyle et al. ont utilisé un approximateur qui conduit à un système stable. Ils ont prouvé aussi, qu'avec un choix adéquat du gain de l'approximateur, les diagrammes désirés de gain et de phase peuvent être atteints [96].

Le problème de ne pas pouvoir prendre en considération les changements dans le cas permanent est abordé par ElMadany et al. dans [93]. D'après leur étude, le problème peut être résolu, en ajoutant un correcteur intégrateur.

L'autre problème avec l'approche LQR est la complexité du modèle non-linéaire. L'équation de Riccati dans ce cas, nécessite une solution numérique. Toutes les méthodes proposées dans la littérature, ne garantissent pas en même temps, la convergence et la stabilité de la solution [91].

– *La commande H_∞*

La méthode de H_∞ a montré sa robustesse par rapport à d'autres méthodes dont le LQR. Dans le domaine de suspension, cette stratégie est appliquée aux systèmes semi-actifs [97] et aux systèmes actifs [81]. Ces études montrent une meilleure réduction des vibrations transmises à la masse suspendue pour un système linéaire parfait.

– *La commande par backstepping*

La commande backstepping a été utilisée pour contrôler les systèmes de suspension active dans peu de travaux. Ces études se limitent à des modèles quart de véhicule [98] ou demi-véhicule [39]. Le travail présenté par J. S. Lin et al. a la particularité d'utiliser un filtre non-linéaire dont la bande passante est une fonction du débattement de la suspension. Ce qui a permis d'éliminer le conflit d'utilisation des suspensions souples ou dures [24].

– *La commande prédictive*

La plupart des travaux faits à base de commande prédictive sont appliqués à des modèles semi-actifs d'un quart de véhicule [99,100]. Cette technique prend en compte les contraintes d'une suspension semi-active, mais l'inconvénient de cette commande est le temps de calcul qui est très long. Pour résoudre

ce problème, les chercheurs associent aux systèmes de suspension, un système d'anticipation de l'information de la route, pour récompenser le retard de la réponse du contrôleur [101]. Une autre solution consiste à utiliser une version rapide de cette approche en minimisant le nombre des contraintes [102].

– **La commande décentralisée**

Dans son article, A. Hac a démontré, qu'en exploitant l'avantage de séparation des valeurs propres du sous-système lent, qui représente le corps du véhicule (la caisse) et le sous-système rapide, qui représente la roue, la commande devient totalement découplée. La conception d'une telle commande dans le cas d'un quart de véhicule à 2ddl est développée de façon indépendante pour deux sous-systèmes à 1ddl chacun [103].

De leur part, K. Hayakawa et al. ont découplé par bloc avec des transformations mathématiques un modèle complet linéarisé d'un système de suspension. Ceci a réduit considérablement la complexité du contrôleur H_∞ utilisé par rapport à la conception classique [82]. Vu les avantages de découplage et de linéarisation, il est important de signaler que ce contrôleur est implanté dans l'industrie des véhicules.

A. Shariati et al. ont développé un contrôleur décentralisé sur le modèle de demi-véhicule [104].

– **La commande par logique floue**

La commande par logique floue peut être utilisée directement pour calculer les coefficients d'amortissement dans les systèmes semi-actifs [105] ou pour calculer la force générée par les actionneurs dans le cas des systèmes actifs [35].

Selon l'étude faite par Barr et al., les performances de la suspension floue dépassent celles de la suspension passive ou active par LQR [105].

Yi-Pin. Kuo et al proposent un schéma composé d'un contrôleur feedward flou pour éliminer les variations de la route et un contrôleur feedback flou pour régler le compromis entre le confort et la tenue de route, en prenant en compte les vitesses de variations de la masse suspendue et des masses non-suspendues. La base des règles pour les deux contrôleurs, est construite au biais de la Programmation Evolutionnaire (EP) [106].

T. Yoshimura et al. présentent un système de suspension active basé sur un modèle complet en utilisant un raisonnement flou avec des absorbeurs dynamiques. Ces absorbeurs installés sur les axes des roues sont conçus pour réduire le débattement de la suspension et des roues [107].

J. Campos et al. ont utilisé un système flou pour estimer en temps réel, la dynamique non-linéaire des actionneurs hydrauliques et fournir à la boucle de backstepping la position désirée du servo-valve. Ce qui permet au système d'être adaptatif, stable et garantit que l'erreur du suivi reste limitée [98].

Pour contrôler le siège du contrôleur avec la logique floue, R. Guclu a utilisé un modèle complet non-linéaire à 8 degrés de liberté. Cependant, avec une base complexe des règles, l'auteur n'a pas donné une idée ni sur le temps d'exécution ni sur la rapidité de la réponse des actionneurs [108].

La logique floue combinée avec le scheduling des gains est appliquée dans le but de protéger la suspension contre les chocs en fin de course, en ajustant les gains de contrôle en temps réel avec une interférence floue.

Une méthode combinant le mode glissant, la logique floue et les réseaux de neurones est utilisée comme une alternative prometteuse pour contrôler les systèmes complexes incertains. Cette méthode est appliquée à la commande de la suspension des véhicules [109].

Un contrôleur flou auto-organisateur est utilisé dans [110]. Cette approche a la possibilité d'adapter la base des règles par apprentissage en temps réel, afin de répondre le mieux possible aux sollicitations externes.

Une stratégie de contrôle intelligente, combinant la logique floue et la commande par mode glissant avec la possibilité d'apprentissage en temps réel, pour pouvoir réagir aux comportements incertains et au système variant représentant l'actionneur est présentée dans [111].

Un contrôleur flou à 25 règles est appliqué à un système modélisé par « bond graph » non-linéaire d'un quart de véhicule. Les performances de ce contrôleur sont comparées avec celles du contrôleur classique à 49 règles trouvé dans la majorité des travaux de la littérature [112].

– **La commande par réseaux de neurones**

En général, on constate qu'il existe peu de travaux abordant le thème de contrôle de la suspension avec réseaux de neurones par rapport aux autres méthodes [113, 114, 115].

S. Yildirim a montré qu'un contrôleur neuronal appliqué à un système de suspension d'un autobus offre plus de confort qu'un PI, PD et PID [116].

R. Hampo décrit plusieurs méthodes d'apprentissage des modèles linéaires et non-linéaires des systèmes de suspension. Les contrôleurs neuronales qui les utilisent, remplacent les contrôleurs classiques après les avoir imiter par apprentissage supervisé [117].

Les réseaux de neurones appliqués à la commande d'une suspension dotée d'un amortisseur magnétorheological caractérisé par sa rapidité ont montré une très bonne robustesse, même avec des entrées de route en basse fréquence [115].

– **Commande par Neuro-flou**

Comme la commande prédictive, la plupart des travaux de commande de la suspension par les réseaux de neurones flous sont destinés aux modèles semi-actifs [118, 119]. Le travail de Y.Yul et al. réalisé sur un véhicule de test en fait partie [120], ils utilisent pour identifier le système de suspension, un réseau de neurones qui utilise une méthode hybride combinant la méthode du gradient de backpropagation et l'estimation par moindre carrée. Ensuite, la dynamique de la suspension est représentée par un ensemble de règles floues.

3.8 Conclusion

Au cours de ce chapitre, nous avons présenté différentes définitions des systèmes complexes et la nécessité de la décentralisation pour faciliter la commande de ces systèmes. L'association des réseaux de neurones avec la notion de décentralisation, comme vu auparavant, peut être considérée comme une approche importante et prometteuse.

Dans le reste du chapitre, on a présenté la méthode de commande par backstepping,

l'approche de commande par logique floue et l'état de l'art concernant les méthodes importantes utilisées pour la commande de la suspension.

La suite de ce manuscrit détaille la façon dont nous avons appliqué et mis en œuvre ces méthodes pour commander la suspension des véhicules.

Chapitre 4

Commande d'un quart de véhicule

4.1 Introduction

Ce chapitre est consacré à l'application de certaines méthodologies de commande, décrites dans le chapitre précédent, aux modèles quart de véhicule linéaire et non-linéaire.

Le lecteur se reportera au chapitre 2 pour le développement des modèles quart de véhicule. De même, les méthodologies de commande par backstepping et par logique floue ont été présentées au chapitre précédent. On présente en plus, la méthode de commande skyhook développée spécialement pour la suspension des véhicules.

Le modèle quart de véhicule de la suspension passive, dont les caractéristiques sont présentées au paragraphe 4.3.1 sera considéré comme référence et servira de base pour la comparaison des résultats de notre étude.

Dans un premier temps, on présente la commande skyhook modifiée appliquée à un modèle linéaire. Puis, on développe une commande backstepping pour les modèles linéaire et non-linéaire. Les performances des différents systèmes bouclés et développés dans cette section seront comparées et commentées.

Dans un deuxième temps, on applique au même modèle linéaire des contrôleurs flous avec des bases de règles différentes, et on compare les résultats obtenus afin de trouver le contrôleur optimal.

4.2 La commande skyhook

La commande skyhook « accrochage au ciel » a été proposée en 1974 par Karnopp [89] pour un modèle quart de véhicule à 1ddl. Depuis, plusieurs études ont apparues, en présentant des modèles différents à 1, 2 et 3 ddl [121, 90].

La commande skyhook standard est une méthode fictive, qui consiste à déplacer l'amortisseur qui modélise la suspension entre la caisse et la masse non suspendue, à la position présentée dans la Figure 4.1. Le modèle quart de véhicule est accroché maintenant fictivement au ciel, et il est assumé que l'amortisseur attaché à une référence au ciel, ne se déplace pas horizontalement.

La commande skyhook modifiée présentée dans [85] ajoute un nouveau degré de liberté. Cela correspond à laisser l'amortisseur de la suspension et à utiliser un

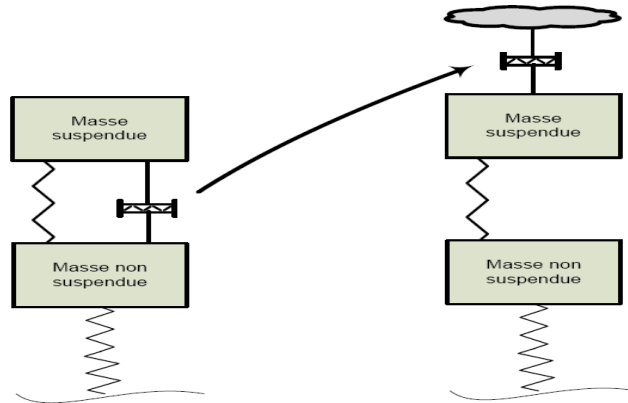


FIG. 4.1 – Le modèle skyhook standard

nouveau entre la caisse et le ciel (cf. Fig 4.2).

Comme on peut le constater, la commande skyhook est une commande orientée confort, et ne permet pas d'améliorer la tenue route.

Pour développer des lois de commande, on adopte dans notre travail le modèle de

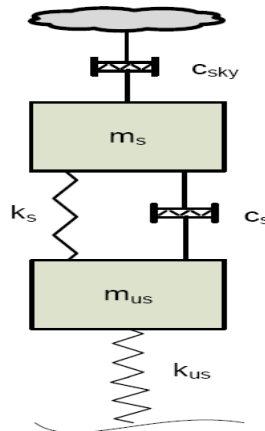


FIG. 4.2 – Le modèle skyhook modifié

suspension skyhook modifiée.

Ce modèle fictif permet de régler indépendamment l'amortissement du mouvement vertical de la caisse et de celui de la roue. Les équations des mouvements de ce modèle sont les suivantes :

$$m_s \ddot{z}_c = -c_s(\dot{z}_c - \dot{z}_w) - k_s(z_c - z_w) - c_{sky} \dot{z}_c \quad (4.1)$$

$$m_{us} \ddot{z}_w = c_s(\dot{z}_c - \dot{z}_w) + k_s(z_c - z_w) - k_{us}(z_w - z_r) \quad (4.2)$$

avec c_{sky} est l'amortissement de la liaison au ciel.

Pour ne pas encombrer cette partie d'application, on a choisi de ne pas détailler toutes les équations sur la commande skyhook modifiée. Pour plus de détails, le lecteur se reportera à [15]. D'après l'auteur, la loi de commande qui permet d'approcher

le comportement du système skyhook est :

$$\begin{aligned} F_a &= -c_{sky}\dot{z}_c + \alpha c_{sky}\dot{z}_w \\ &= c_{sky}(\dot{z}_w - \dot{z}_c) - (1 - \alpha)c_{sky}\dot{z}_w \end{aligned}$$

où α est le pourcentage de l'amortissement c_{sky} utilisé pour la suspension entre la caisse et la roue.

4.3 Commande par backstepping

4.3.1 Modèle linéaire

La méthode du backstepping permet de construire une loi de commande qui garantit, en tout temps, la stabilité du produit procédé-contrôleur. Ainsi, l'idée consiste à trouver à l'aide d'une fonction de Lyapunov, une commande qui permet d'avoir un système stable.

Rappelons que les équations représentant un modèle linéaire d'un quart de véhicule sont données par :

$$\begin{aligned} \dot{x}_1 &= x_2 \\ \dot{x}_2 &= -\frac{1}{m_s}[k_s(x_1 - x_3) + c_s(x_2 - x_4) - F_a] \\ \dot{x}_3 &= x_4 \\ \dot{x}_4 &= \frac{1}{m_{us}}[k_s(x_1 - x_3) + c_s(x_2 - x_4) - k_{us}(x_3 - x_r) - F_a] \end{aligned} \quad (4.3)$$

Pour ce système, on peut choisir plusieurs variables de régulation. Ce choix est crucial afin de trouver une commande qui garantisse les meilleures performances d'une suspension active. Pour ce faire, on procède de la même manière que J. S. Lin et al dans [24] :

1. **Choix 1 :**

Consiste à minimiser la force transmise aux passagers, et comme la force n'est qu'une fonction de l'accélération $F_a = m_s\dot{x}_2$ alors, la variable de régulation est dans ce cas, l'accélération du châssis \dot{x}_2 .

De (4.3), on constate que pour avoir $\dot{x}_2 = 0$, F_a doit être égale à $k_s(x_1 - x_3) + c_s(x_2 - x_4)$. Ainsi, les équations du nouveau système sont données par :

$$\begin{aligned} \dot{x}_1 &= x_2 \\ \dot{x}_2 &= 0 \\ \dot{x}_3 &= x_4 \\ \dot{x}_4 &= -\frac{k_{us}}{m_{us}}(x_3 - x_r) \end{aligned} \quad (4.4)$$

Cela représente la zéro dynamique du système en boucle fermée. Elle est constitué d'un sous-système instable (intégrale double du déplacement et de vitesse du châssis) et un sous-système oscillant (déplacement vertical et vitesse de la roue).

– **Conclusion** :

Les oscillations générées par les perturbations de la route conduisent à une divergence du déplacement de la caisse. Donc, ce choix n'est pas acceptable.

2. **Choix 2** :

La variable à réguler est la position absolue verticale de la caisse x_1 . Avec ce choix, le sous système (x_1, x_2) de (4.4) devient stable, mais la zéro dynamique est toujours représentée par le sous-système (x_3, x_4) . Selon [24], le choix de la force F_a qui donne :

$$\begin{aligned}\dot{x}_1 &= x_2 \\ \dot{x}_2 &= -c_1x_1 - c_2x_2\end{aligned}\quad (4.5)$$

donnera aussi

$$\begin{aligned}\dot{x}_3 &= x_4 \\ \dot{x}_4 &= \frac{m_s}{m_{us}}(c_1x_1 + c_2x_2) - \frac{k_{us}}{m_{us}}(x_3 - x_r)\end{aligned}\quad (4.6)$$

Substituant $x_1 = x_2 = 0$ dans (4.6), on obtient le sous-système oscillant de la zéro dynamique :

$$\begin{aligned}\dot{x}_3 &= x_4 \\ \dot{x}_4 &= -\frac{k_{us}}{m_{us}}(x_3 - x_r)\end{aligned}\quad (4.7)$$

– **Conclusion** :

Le problème du sous-système oscillant n'est pas corrigé. Donc, le comportement du système en boucle fermée n'est toujours pas acceptable.

3. **Choix 3** :

D'après [24], si on choisit de minimiser le débattement de suspension $(x_1 - x_3)$, le problème du sous-système oscillant de (4.7) ne sera pas corrigé. Alors, les auteurs ont proposé de minimiser une version filtrée du débattement de suspension. La variable de régulation est dans ce cas :

$$z_1 = x_1 - \bar{x}_3 \quad (4.8)$$

avec

$$\bar{x}_3 = \frac{\epsilon}{s + \epsilon} \quad (4.9)$$

Suivant les valeurs positives de ϵ , on peut distinguer les deux cas suivants :

– pour des petites valeurs de ϵ , (4.9) est considérée comme un filtre passe bas, alors,

$$z_1 = \begin{cases} x_1 & \text{si l'entrée de la route contient seulement des} \\ & \text{composantes à hautes fréquences} \\ x_1 - x_3 & \text{si l'entrée de la route contient seulement des} \\ & \text{composantes à basses fréquences} \end{cases}$$

- pour des grandes valeurs de ϵ , plus de composants à haute fréquence de l'entrée de la route peuvent passer à travers le filtre. Ce qui réduit considérablement le confort des passagers.

On peut entamer maintenant la conception du contrôleur par backstepping

- *Étape 1* : calcul de la dérivée de z_1 :

$$\begin{aligned}\dot{z}_1 &= \dot{x}_1 - \dot{\bar{x}}_3 \\ &= x_2 + \epsilon(\bar{x}_3 - x_3) \\ &= x_2 + \epsilon(x_1 - z_1 - x_3) \\ &= x_2 + \epsilon(x_1 - x_3) - \epsilon z_1\end{aligned}\quad (4.10)$$

On utilise x_2 comme la première variable virtuelle de commande, pour laquelle on a choisi la fonction de stabilité suivante :

$$\alpha_1 = -c_1 z_1 - \epsilon(x_1 - x_3) \quad (4.11)$$

avec $c_1 > 0$ une constante de design positive.

La variable d'erreur correspondante est $z_2 = x_2 - \alpha_1$, et l'équation d'erreur est :

$$\dot{z}_1 = -(c_1 + \epsilon)z_1 + z_2 \quad (4.12)$$

- *Étape 2* : Calcul de la dérivée de z_2 :

$$\begin{aligned}\dot{z}_2 &= \dot{x}_2 - \dot{\alpha}_1 \\ &= -\frac{1}{m_s}[k_s(x_1 - x_3) + c_s(x_2 - x_4) - F_a] \\ &\quad - [c_1(-c_1 z_1 - \epsilon z_1 + z_2) - \epsilon(x_2 - x_4)]\end{aligned}\quad (4.13)$$

Après deux étapes seulement, on remarque que l'équation 4.13 contient le terme F_a , donc la procédure de conception est achevée et la loi de commande est égale à :

$$F_a = m_s[-(c_2 + c_1)z_2 + (c_1^2 - 1 + c_1\epsilon)z_1] + k_s(x_1 - x_3) + c_s(x_2 - x_4) \quad (4.14)$$

c_2 est une constante positive, qui permet de rendre la dérivée de la fonction de Lyapunov suivante définie négative

$$V = \frac{1}{2}z_1^2 + \frac{1}{2}z_2^2 \quad (4.15)$$

La dérivée de (4.15) est donnée par :

$$\dot{V} = (c_1 + \epsilon)z_1^2 - c_2 z_2^2 \quad (4.16)$$

Ceci implique que le système d'erreur suivant :

$$\begin{aligned}\dot{z}_1 &= -(c_1 + \epsilon)z_1 + z_2 \\ \dot{z}_2 &= -c_2 z_2 - z_1\end{aligned}\quad (4.17)$$

est globalement exponentiellement stable à $(z_1, z_2) = (0, 0)$.

4. La zéro dynamique :

Pour trouver la zéro dynamique, on pose $y = z_1 = x_1 - \bar{x}_3 \equiv 0$. Ainsi, on trouve :

$$\begin{aligned} \dot{y} &= x_2 + \epsilon(\bar{x}_3 - x_3) = 0 \\ \ddot{y} &= -\frac{1}{m_s}[k_s(x_1 - x_3) + c_s(x_2 - x_4) - F_a] \\ &\quad + \epsilon[-\epsilon(\bar{x}_3 - x_3) - x_4] = 0 \end{aligned} \quad (4.18)$$

$$k_s(x_1 - x_3) + c_s(x_2 - x_4) - F_a = m_s\epsilon[-\epsilon(\bar{x}_3 - x_3) - x_4] \quad (4.19)$$

En substituant (4.19) dans \dot{x}_4 du système (4.3), on obtient :

$$\begin{aligned} \dot{\bar{x}}_3 &= \epsilon(\bar{x}_3 - x_3) \\ \dot{x}_3 &= x_4 \\ \dot{x}_4 &= \frac{m_s}{m_{us}}\epsilon(-\epsilon(\bar{x}_3 - x_3) - x_4) - \frac{-k_{us}}{m_{us}}(x_3 - x_r) \end{aligned} \quad (4.20)$$

qui s'écrit sous forme matricielle comme suit :

$$\begin{bmatrix} \dot{\bar{x}}_3 \\ \dot{x}_3 \\ \dot{x}_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\epsilon & \epsilon & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ -\epsilon^2 \frac{m_s}{m_{us}} & \epsilon^2 \frac{m_s}{m_{us}} - \frac{k_{us}}{m_{us}} & \epsilon^2 \frac{m_s}{m_{us}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \bar{x}_3 \\ x_3 \\ x_4 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \frac{k_{us}}{m_{us}} \end{bmatrix} x_r \quad (4.21)$$

En utilisant le critère de Routh-Hurwitz, il est facile de démontrer que la matrice 3×3 est Hurwitz si est seulement si $\epsilon > 0$. Donc, la zéro dynamique est exponentiellement stable pour tout $\epsilon > 0$.

Résultats des simulations

Les deux méthodes présentées dans les sections précédentes ont été testées par simulation dans des conditions similaires. Tout au long de cette partie, on suppose que l'on dispose d'un actionneur commandé en force qui n'est pas limitée et qui correspond à un actionneur actif.

Pour le cas de backstepping, on présente ici deux réglages obtenus à partir des deux cas abordés auparavant et concernant la nature de la fréquence de l'entrée de route. Les paramètres de synthèse du modèle sont donnés dans la table 4.1 (ils correspondent aux paramètres les plus utilisés dans la littérature).

Symbole	Valeur	Description
m_s	290 kg	la masse suspendue (1/4)
m_{us}	59 kg	la masse non suspendue
k_s	16812 N/m	la raideur de la suspension
c_s	1000 N/m/s	l'amortissement de la suspension
k_{us}	190000 N/m	la raideur du pneu

TAB. 4.1 – Paramètres du quart de véhicule

Dans cette partie, les résultats obtenus pour la suspension active commandée par skyhook et backstepping seront comparés à ceux obtenus par suspension passive.

Pour le modèle linéaire, on a choisi de tracer les variables suivantes :

- les mouvements de la caisse et de la roue sont tracés afin de pouvoir les comparer avec d'autres essais,
- le débattement est tracé de façon à vérifier qu'il reste entre les butées de la suspension. Cela permet aussi de voir la force engendrée par le ressort qui est égale au produit du débattement de la suspension et la raideur du ressort qui est supposée constante en théorie,
- l'accélération est tracée de manière à voir son évolution lorsque l'on minimise le mouvement de la caisse.

Des Figures 4.3 et 4.4, on peut dégager les remarques suivantes :

1. Les réponses de la caisse confirment le fait que la commande backstepping ($e=1$) améliore plus le mouvement de la caisse par rapport à ce que fait la commande backstepping ($e=8$) ou skyhook. L'amélioration obtenue par les deux contrôleurs backstepping est due à la nature de la fréquence de l'entrée de route, puisque la bosse utilisée est considérée comme une perturbation basse fréquence. La commande backstepping ($e=8$) stabilise les mouvements plus rapidement que les autres méthodes et comme conclusion, on peut dire que ces trois méthodes donnent toutes de meilleurs résultats par rapport au système en B.O.
2. L'accélération de la caisse n'est pas amplifiée et se stabilise plus rapidement pour les systèmes avec la commande backstepping ($e=1$) et skyhook que pour le système en boucle ouverte. La commande backstepping ($e=8$) stabilise l'accélération plus rapidement mais elle amplifie les pics.
3. Le débattement de la suspension est à peu près le même pour la commande backstepping ($e=1$) et la commande skyhook. Ces deux méthodes stabilisent légèrement plus rapidement qu'en boucle ouverte, même si toutes les deux amplifient les pics. Cependant, la commande backstepping ($e=8$) ne l'amplifie pas et le stabilise aussi rapidement.

Pour tester la robustesse des contrôleurs, on utilise une entrée de route aléatoire. ainsi on excite notre système avec un bruit blanc (cf. Fig 4.5), et comme le premier cas, on trace les mêmes variables.

D'après la figure 4.5, on remarque que :

1. l'amplitude du déplacement de la caisse est presque la même dans les deux cas de commande, par backstepping ($e=1$) et par skyhook. Le résultat obtenu est nettement meilleur par rapport au résultat du système en B.O,
2. le débattement de la suspension ne donne pas satisfaction et on remarque que la commande par backstepping ($e=1$) amplifie les pics. La réponse du système en boucle ouverte et par skyhook sont presque les mêmes,
3. l'accélération de la caisse par backstepping ($e=1$) n'est pas amplifiée ainsi que pour la commande skyhook. Les deux méthodes améliorent les réponses du système par rapport à celles obtenues en B.O.

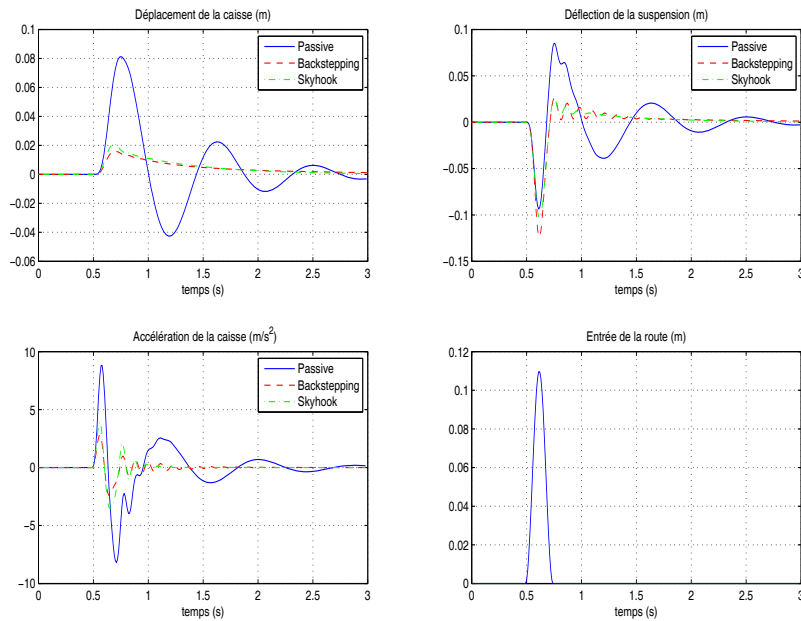


FIG. 4.3 – Graphes des simulations pour un modèle passif, un modèle skyhook et un modèle actif commandé par backstepping ($e=1$). L'excitation est une bosse de 11cm de hauteur.

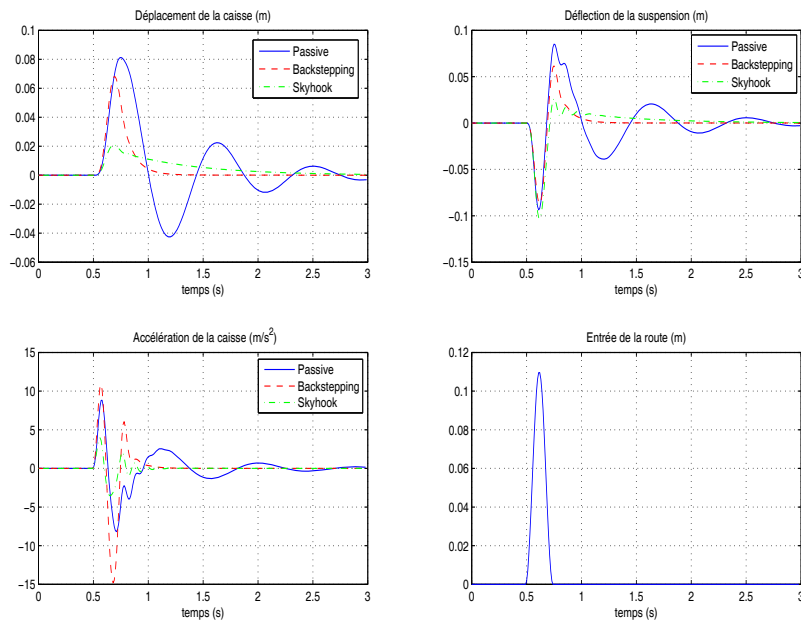


FIG. 4.4 – Graphes des simulations pour un modèle passif, un modèle skyhook et un modèle actif commandé par backstepping ($e=8$). L'excitation est une bosse de 11cm de hauteur.

Selon la Figure 4.6, on constate que :

1. la commande backstepping ($e=8$) améliore le déplacement vertical de la caisse. Cependant, cette amélioration est moins bonne que celle de la commande skyhook. Le déplacement est diminué par les deux commandes par rapport au système en B.O,
2. le débattement est amélioré par la commande backstepping ($e=8$) par le fait, que ce correcteur, pour des grandes valeurs de ϵ , intervient sur les entrées de route en haute fréquence et réduit l'amplitude de débattement. Les résultats obtenus par ce contrôleur sont meilleurs par rapport aux autres méthodes,
3. l'accélération verticale de la caisse est amplifiée par le contrôleur backstepping à cause du comportement du contrôleur qui est conçu principalement pour minimiser le débattement et non pas pour minimiser la force transmise au corps du véhicule.

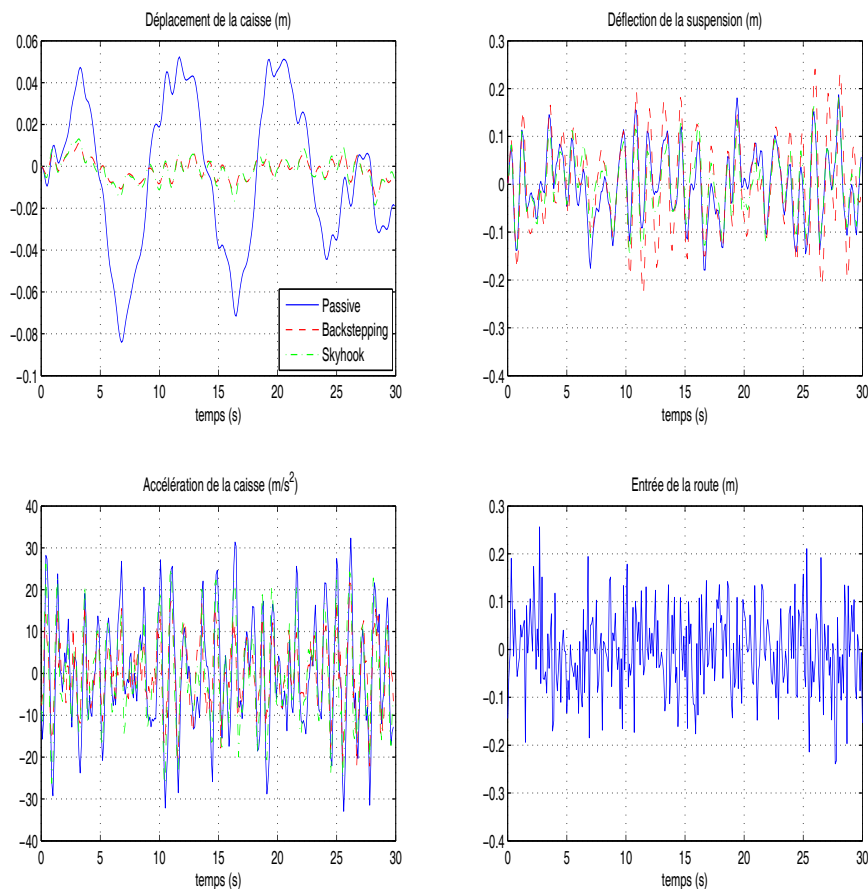


FIG. 4.5 – Graphes des simulations pour un modèle passif, un modèle skyhook et un modèle actif commandé par backstepping ($e=1$). Pour une perturbation aléatoire

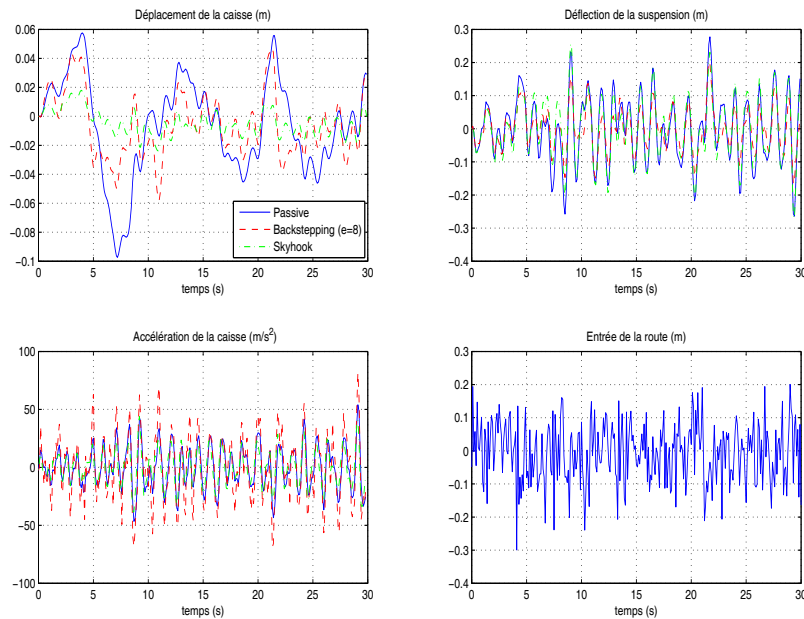


FIG. 4.6 – Graphes des simulations pour un modèle passif, un modèle skyhook et un modèle actif commandé par backstepping ($e=8$). Pour une perturbation aléatoire

Critères de performance

La table 4.2 montre que le rms de l'accélération verticale de la caisse dans le cas de backstepping ($e=1$) est réduit de 73,64%, le déplacement de 76.8%, le débattement de 96.12%, la vitesse de déplacement de 85.15% et la vitesse de roue de 93.12% par rapport au système en B.O.

On peut aussi remarquer, que les réductions obtenues avec la commande skyhook sont aussi bonnes mais pas comme celles de la commande backstepping ($e=1$). Le rms de l'accélération de la commande backstepping ($e=8$) est augmenté de 34.99% qui est un résultat normal pour une excitation de type bosse. Les taux des autres rms sont aussi considérablement réduits.

	Passive	Skyhook	BS ($e=1$)	BS ($e=8$)
z_c	0.0250	0.0068	0.0058	0.0141
$z_c - z_w$	0.0258	0.0176	0.0010	0.0003
\ddot{z}_c	1.9991	0.7668	0.5270	2.6987
\dot{z}_c	0.1826	0.0369	0.0271	0.1383
\dot{z}_w	0.3181	0.3185	0.0214	0.0218

TAB. 4.2 – RMS des réponses temporelles des variables du modèle linéaire d'un quart de véhicule. L'entrée de route : une bosse de 11cm de hauteur

Pour une perturbation rapide de type bruit blanc, la table 4.3 montre des performances moins bonnes pour la commande skyhook et le backstepping ($e=1$) par

rapport au premier cas, mais on constate une amélioration des performances pour la commande backstepping (e=8) à part l'accélération dont le rms a augmenté cette fois-ci de 53.62%. Les taux de réduction dans ce cas sont de 8.75%, 98.41%, 40.82% et 98.69% pour respectivement le déplacement, le débattement, la vitesse de déplacement et la vitesse des mouvements de la roue par rapport au système en B.O.

	Passive	Skyhook	BS (e=1)	BS (e=8)
z_c	0.0240	0.0086	0.0075	0.0219
$z_c - z_w$	0.0948	0.0906	0.0025	0.0015
\ddot{z}_c	18.061	15.228	13.281	27.746
\dot{z}_c	0.3846	0.2683	0.2446	0.5416
\dot{z}_w	5.1610	5.2437	0.1648	0.0677

TAB. 4.3 – RMS des réponses temporelles des variables du modèle linéaire d'un quart de véhicule. L'entrée de route : bruit blanc

4.3.2 Modèle non-linéaire

Les équations du modèle non-linéaire d'un quart de véhicule sont données par :

$$\begin{aligned}
\dot{x}_1 &= x_2 \\
\dot{x}_2 &= -\frac{1}{m_s} [k_s(x_1 - x_3) + c_s(x_2 - x_4) - Ax_5] \\
\dot{x}_3 &= x_4 \\
\dot{x}_4 &= \frac{1}{m_{us}} [k_s(x_1 - x_3) + c_s(x_2 - x_4) - k_{us}(x_3 - z_r) - Ax_5] \\
\dot{x}_5 &= -\beta_e x_5 - \alpha A(x_2 - x_4) + \gamma x_6 w_3 \\
\dot{x}_6 &= \frac{1}{\tau} (-x_6 + F_a)
\end{aligned} \tag{4.22}$$

avec

$$w_3 = \text{sgn}[P_s - \text{sgn}(x_6)x_5] \sqrt{|P_s - \text{sgn}(x_6)x_5|} \tag{4.23}$$

Le système (4.22) sous sa forme matricielle est représenté comme suit :

$$\dot{x} = f(x) + g(x).u \tag{4.24}$$

avec

$$f(x) = \begin{bmatrix} x_2 \\ -\frac{1}{m_s} [k_s(x_1 - x_3) + c_s(x_2 - x_4) - Ax_5] \\ x_3 \\ -\frac{1}{m_s} [k_s(x_1 - x_3) + c_s(x_2 - x_4) - k_{us}(x_3 - z_r) - Ax_5] \\ -\beta_e x_5 - \alpha A(x_2 - x_4) + \gamma w_3 x_6 \\ -\frac{1}{\tau} x_6 \end{bmatrix}$$

et

$$g(x) = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ \frac{1}{\tau} \end{bmatrix}$$

on pose : $h(x) = x_1$ et on calcule les crochés de Lie jusqu'à avoir $L_g L_f^r h(x) = 0$

$$\begin{aligned} L_g h(x) &= \frac{\partial h}{\partial X} g = 0 \\ L_f h(x) &= \frac{\partial h}{\partial X} = x_2 \\ L_g L_f h(x) &= \frac{\partial(L_f h(x))}{\partial X} = 0 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} L_f^2 h(x) &= \frac{1}{m_s} [k_s(x_1 - x_3) + c_s(x_2 - x_4) - Ax_5] \\ L_g L_f^2 h(x) &= 0 \\ L_f^3 h(x) &= \left[-\frac{k_s}{m_s} \quad -\frac{c_s}{m_s} \quad \frac{k_s}{m_s} \quad \frac{c_s}{m_s} \quad \frac{A}{m_s} \quad 0 \right] f(X) \\ L_f^3 h(x) &= \left(\frac{k_s c_s}{m_s^2} + \frac{k_s c_s}{m_s m_{us}} \right) x_1 + \left(\frac{c_s^2}{m_s^2} - \frac{k_s}{m_s} + \frac{c_s^2}{m_s m_{us}} - \frac{\alpha A^2}{m_s} \right) x_2 \\ &\quad - \left(\frac{k_s c_s}{m_s^2} + \frac{k_s c_s}{m_s m_{us}} + \frac{k_{us} c_s}{m_s m_{us}} \right) x_3 - \left(\frac{c_s^2}{m_s^2} - \frac{k_s}{m_s} + \frac{c_s^2}{m_s m_{us}} - \frac{\alpha A^2}{m_s} \right) x_4 \\ &\quad - \left(\frac{Ac_s}{m_s^2} + \frac{Ac_s}{m_s m_{us}} + \frac{A\beta}{m_s m_{us}} \right) x_5 + \frac{A\gamma w_3}{m_s} x_6 + \frac{k_{us} c_s}{m_s m_{us}} z_r \\ L_g L_f^3 h(x) &= \frac{\partial}{\partial x_6} \left(\frac{A\gamma w_3}{m_s} x_6 \right) \frac{1}{\tau} = \frac{A\gamma}{m_s} \left(x_6 \frac{\partial w_3}{\partial x_6} + w_3 \right) \frac{1}{\tau} \\ L_g L_f^3 &= \frac{A\gamma}{\tau m_s} w_3 \neq 0 \end{aligned} \tag{4.25}$$

alors l'ordre du sous-système est $r = 4$. On substitue \dot{x}_2 , \dot{x}_4 , \dot{x}_5 et \dot{x}_6 par leurs expressions dans (4.22), on trouve :

$$\begin{aligned}
L_f^4 h(x) = & \left(\frac{k_s c_s}{m_s^2} + \frac{k_s c_s}{m_s m_{us}} \right) x_2 + \left(\frac{c_s^2}{m_s^2} - \frac{k_s}{m_s} + \frac{c_s^2}{m_s m_{us}} - \frac{\alpha A^2}{m_s} \right) \\
& \left[-\frac{1}{m_s} (k_s (x_1 - x_3) + c_s (x_2 - x_4) - A x_5) \right] \\
& - \left(\frac{k_s c_s}{m_s^2} + \frac{k_s c_s}{m_s m_{us}} + \frac{k_{us} c_s}{m_s m_{us}} \right) x_4 - \left(\frac{c_s^2}{m_s^2} - \frac{k_s}{m_s} + \frac{c_s^2}{m_s m_{us}} - \frac{\alpha A^2}{m_s} \right) * \\
& \left(\frac{1}{m_{us}} (k_s (x_1 - x_3) + c_s (x_2 - x_4) - k_s (x_3 - z_r) - A x_5) \right) \\
& - \left(\frac{A c_s}{m_s^2} + \frac{A c_s}{m_s m_{us}} + \frac{A \beta}{m_s} - \xi \right) (-\beta x_5 - \alpha A (x_2 - x_4) + \gamma w_3 x_6) \\
& - \frac{A \gamma}{m_s \tau} w_3
\end{aligned}$$

avec $\xi = \frac{A \gamma}{m_s} x_6 \frac{\partial w_3}{\partial x_5}$, tel que :

$$\frac{w_3}{\partial x_5} = \operatorname{sgn}[P_s - \operatorname{sgn}(x_6) x_5] \frac{-|P_s - \operatorname{sgn}(x_6) x_5| \operatorname{sgn}(x_6) - |P_s - \operatorname{sgn}(x_6) x_5| \operatorname{sgn}(x_6)}{\sqrt{|P_s - \operatorname{sgn}(x_6) x_5|}}$$

Avant d'entamer la procédure de conception d'une commande backstepping pour le modèle non-linéaire, on pose : $z_1 = h(x)$, $z_2 = L_f h(x)$, $z_3 = L_f^2 h(x)$ et $z_4 = L_f^3 h(x)$, où $\dot{z}_1 = z_2$, $\dot{z}_2 = z_3$, $\dot{z}_3 = z_4$ et $\dot{z}_4 = V$.

– Étape 1 :

On choisit la fonction de Lyapunov suivante :

$$V_1 = \frac{1}{2} z_1^2, \quad (4.26)$$

et on utilise comme première commande virtuelle :

$$\alpha_1 = z_2 = -k_1 z_1. \quad (4.27)$$

La dérivée de (4.26) est donnée par :

$$\dot{V}_1 = z_1 z_2 = -k_1 z_1^2 < 0 \quad (4.28)$$

– Étape 2 :

On ajoute à l'équation (4.26) une fonction stabilisante. Donc, la fonction de Lyapunov dans cette étape est :

$$V_2 = V_1 + \frac{1}{2} (\alpha_1 - z_2)^2. \quad (4.29)$$

et sa dérivée est :

$$\dot{V}_2 = \dot{V}_1 + (\alpha_1 - z_2)(\dot{\alpha}_1 - \dot{z}_2) \quad (4.30)$$

le terme $\alpha_2 = z_3 = \dot{\alpha}_1 - k_1(\alpha_1 - z_2)$ est utilisé comme une commande virtuelle.

– Étape 3 :

De la même manière, on ajoute à la fonction de Lyapunov donnée par (4.29) une fonction stabilisante, ce qui donne :

$$V_3 = V_2 + \frac{1}{2}(\alpha_2 - z_3)^2. \quad (4.31)$$

La dérivée de 4.31 est calculée comme suit :

$$\dot{V}_3 = \dot{V}_2 + (\alpha_2 - z_3)(\dot{\alpha}_2 - \dot{z}_3) \quad (4.32)$$

On choisit $\alpha_3 = z_4 = \dot{\alpha}_2 - k_3(\alpha_2 - z_3)$ comme une commande virtuelle.

– Étape 4 :

De même que l'étape précédente,

$$V_4 = V_3 + \frac{1}{2}(\alpha_3 - z_4)^2. \quad (4.33)$$

et sa dérivée est :

$$\dot{V}_4 = \dot{V}_3 + (\alpha_3 - z_4)(\dot{\alpha}_3 - \dot{z}_4) \quad (4.34)$$

La commande u apparaît dans l'équation \dot{z}_4 . On doit la choisir de telle sorte que \dot{V}_4 soit toujours négative, donc :

$$u = \frac{L_f^4 h(x) + V}{L_g L_f^3 h_x} \quad (4.35)$$

où k_1, k_2, k_3 et k_4 sont des constantes positives de la conception.

Résultats de simulation

Les paramètres de l'actionneur qui introduit la non-linéarité dans le modèle mathématique du quart de véhicule sont donnés dans le tableau ci-dessous :

Symbole	Valeur	Description
A	$3.35 \times 10^{-4} m^2$	surface de la cylindrée de la pompe
α	$4.515 \times 10^{13} (N/m^5)$	$\alpha = \frac{4\beta}{V}$, V : volume d'huile sous pression
β	$1 (s^{-1})$	module de compressibilité de l'huile
γ	$c = 1.545 \times 10^9 (N/\sqrt{kg \cdot m^5})$	l'amortissement de la suspension
P_s	$10342500 \text{ Pa} (=1500 \text{ psi})$	pression hydraulique sortante du <i>spool valve</i>
τ	$1/30 \text{ s}$	coefficient de simulation

TAB. 4.4 – Paramètres du modèle quart de véhicule non-linéaire

On note qu'on n'a pas pris en compte pour le modèle quart de véhicule les non-linéarités des ressorts et des amortisseurs. On compare ici, les réponses du système contrôlé par backstepping avec un système en boucle ouverte. Sous les mêmes conditions, on trace le déplacement et l'accélération de la caisse,

le débattement de la suspension et la vitesse de déplacement de la roue. On prend comme entrées de la route, une bosse et un bruit blanc.

On constate d'après les Figures 4.7 et 4.8, qu'il y a une nette amélioration dans toutes les réponses du système actif par rapport à un système passif.

Le tableau 4.5 des rms des variables mesurées confirme que la suspension active est meilleure, même en prenant en compte les non-linéarités de l'actionneur. Ces améliorations varient entre 25.30% à 95.59% à part pour l'accélération qui est amplifiée de 30.82%. *Remarque* : La comparaison entre un système passif (linéaire) et un système

	Passive	Non-linéaire
z_c	0.0250	0.0141
$z_c - z_w$	0.0258	0.0166
\ddot{z}_c	1.9991	2.6153
\dot{z}_c	0.1826	0.1364
\dot{z}_w	0.3181	0.0140

TAB. 4.5 – RMS des réponses temporelles des variables du modèle non-linéaire d'un quart de véhicule. L'entrée de route : bosse de 11cm.

actif (Non-linéaire avec actionneur) n'est pas vraiment significative mais ça donne une simple idée sur l'amélioration obtenue par la commande backstepping.

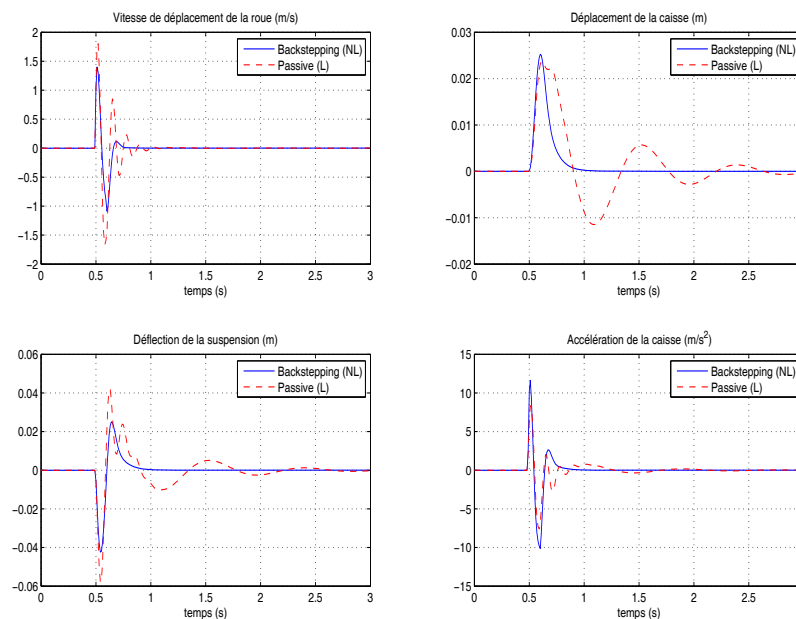


FIG. 4.7 – Graphes des simulations pour un modèle passif sans actionneur et un modèle actif non-linéaire commandé par backstepping. L'excitation est une bosse de 11cm de hauteur.

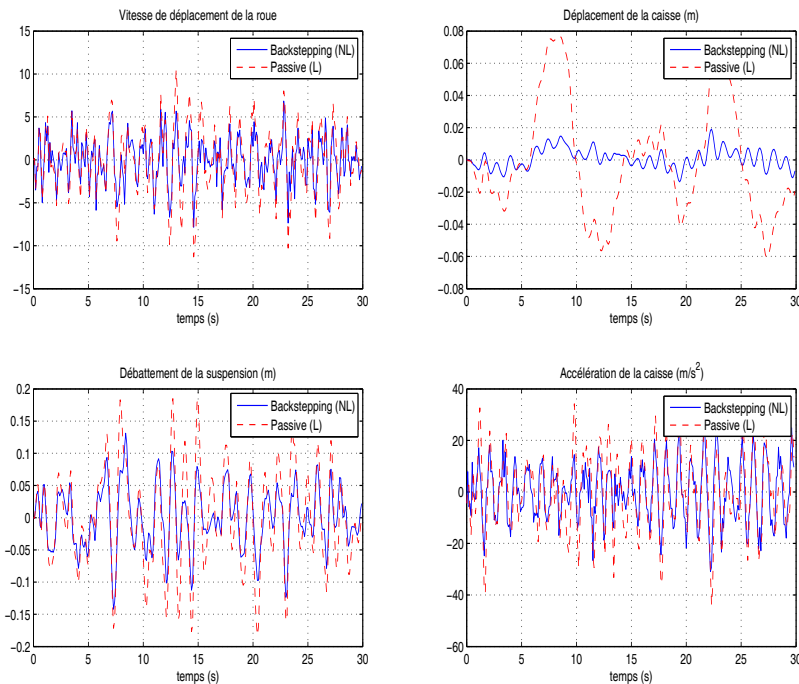


FIG. 4.8 – Graphes des simulations pour un modèle passif sans actionneur et un modèle actif non-linéaire commandé par backstepping. L'excitation est un bruit blanc.

4.4 Commande par logique floue

L'objectif principal d'un contrôleur flou d'un système de suspension active est de minimiser l'accélération, tout en assurant un débattement limité et une bonne tenue de route.

La stratégie de la commande floue est principalement caractérisée par : les variables d'entrée et de sortie et l'ensemble des règles définies par les experts.

Si on n'a pas vraiment le choix pour fixer la force fournie par l'actionneur comme variable de sortie du contrôleur flou, il est toutefois difficile de choisir les variables d'entrée. La difficulté est due à l'impossibilité de trouver des capteurs de mesure pour certains grandeurs. Les variables les plus utilisées dans la littérature sont :

- le débattement de la suspension et sa dérivée [35, 122],
- le déplacement de l'amortisseur et sa dérivée [112, 123],
- le déplacement, la vitesse de déplacement et l'accélération verticale de la caisse [108].

Pour le problème d'élaboration des règles, plusieurs chercheurs ont proposé des bases complexes constituées de 75 règles [124] ou 49 règles [122]. Cette complexité de la base des règles augmente le temps de réponse et par conséquent, crée un retard dans la réponse du contrôleur du système actif.

Par ailleurs, on trouve des études qui s'intéressent à la réduction de la taille des bases

Vitesse	débattement de la suspension						
	NB	NM	NS	ZE	PS	PM	PB
NB	PB	PB	PM	PM	PS	ZE	ZE
NM	PB	PM	PM	PS	ZE	ZE	NS
NS	PM	PM	PS	ZE	ZE	NS	NS
ZE	PM	PS	ZE	ZE	NS	NS	NM
PS	PS	ZE	ZE	NS	NS	NM	NM
PM	ZE	ZE	NS	NS	NM	NM	NB
PB	ZE	NS	NS	NM	NM	NB	NB

TAB. 4.7 – La table des règles développées par Yoshimura

des moteurs d'inférence [125,98], afin d'accélérer les réponses des contrôleurs tout en assurant des bonnes performances du système de suspension. Ainsi, on trouve des bases réduites à 25 règles, à 16 règles et même à 9 règles.

Résultats de simulation

Comme entrées du contrôleur flou, on prend le débattement de la suspension et sa dérivée.

L'univers de discours pour les entrées et la sortie est choisi à base des résultats de simulation avec des conditions différentes.

On utilise pour comparer les performances des contrôleurs flous deux bases de règles :

- la base des règles proposée par Yoshimura et al. [35] et présentée dans la table 4.7, pour laquelle, on utilise une seule fonction d'appartenance de forme triangulaire avec 7 valeurs linguistiques pour chaque variable d'entrée ou de sortie (cf. Fig 4.9).
- la base des règles proposée par Rao et al. [122] et présentée dans la table 4.6, pour laquelle, on utilise la fonction d'appartenance « de forme cloche » de la figure 4.10 avec 7 valeurs linguistiques, pour les entrées et la fonction d'appartenance de la Figure 4.11 avec 7 valeurs linguistiques également, pour la sortie.

Vitesse	débattement de la suspension						
	NB	NM	NS	ZE	PS	PM	PB
NB	PB	PB	PB	PB	PM	PS	ZE
NM	PB	PB	PB	PM	PS	ZE	NS
NS	PB	PB	ZE	PS	ZE	NS	NM
ZE	PB	PM	PS	ZE	NS	NM	NB
PS	PM	PS	ZE	NS	ZE	NB	NB
PM	PS	ZE	NS	NM	NB	NB	NB
PB	ZE	NS	NM	NB	NB	NB	NB

TAB. 4.6 – La table des règles développées par Rao

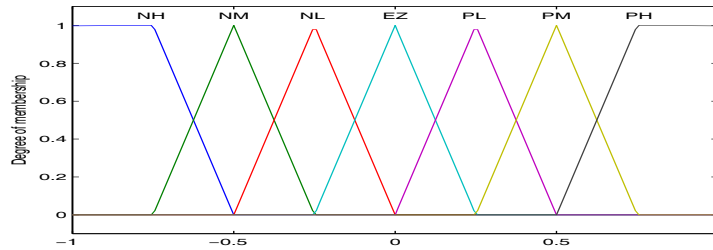


FIG. 4.9 – La fonction d'appartenance des entrées et de la sortie (Cas Yoshimura).

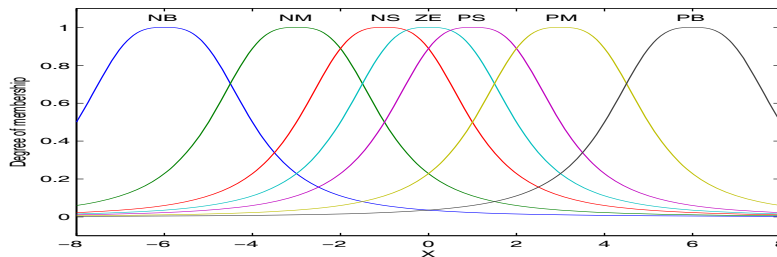


FIG. 4.10 – La fonction d'appartenance des entrées (Cas Rao).

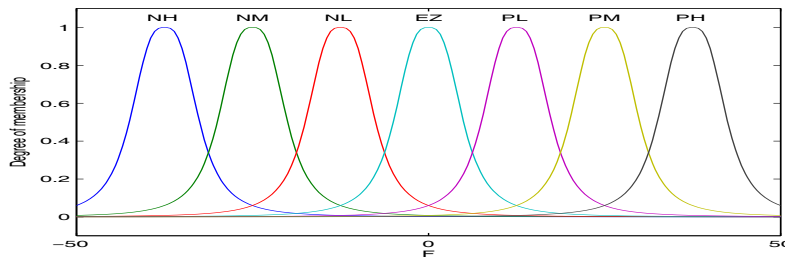


FIG. 4.11 – La fonction d'appartenance de la sortie (Cas Rao).

La base des règles est donc, constituée de 49 règles et la méthode de centre de gravité est utilisée dans la fuzzification et la défuzzification respectivement.

On applique, au modèle de suspension commandé par logique floue, les entrées de route suivantes :

- une bosse de 11 cm de hauteur (cf. Fig 4.17),
- une entrée sinusoïdale (cf. Fig 4.23),
- une entrée aléatoire (cf. Fig 4.29).

On a choisi dans cette partie de tracer les réponses temporelles des variables suivantes :

le déplacement de la caisse, l'accélération verticale de la caisse, le débattement de

la suspension, la vitesse verticale de déplacement de la caisse et la vitesse de déplacement de la roue. Les deux dernières variables servent au calcul de la force d'amortissement.

Les Figures 4.12 à 4.16 tracées pour une entrée de 11 cm montrent que les deux types des contrôleurs flous utilisés améliorent les performances de la suspension par rapport à la suspension passive. Par contre, le contrôleur utilisant la base des règles développée par Rao donne les meilleurs résultats, il réduit de façon significative le déplacement, la vitesse de la caisse et d'une façon moyenne l'accélération de la caisse. Le débattement de la suspension est atténué et se stabilise plus rapidement avec les contrôleurs flous, mais les pics sont amplifiés à cause du choix de règles par le contrôleur (problème de conception des règles).

Les Figures 4.18 à 4.22 confirment les résultats obtenus auparavant, et montrent de façon plus claire l'avantage du régulateur utilisant la base des règles de Rao, où les signaux sinusoïdaux représentant les réponses du modèle de suspension sont parfaits contrairement à l'autre régulateur flou où on trouve des pics imparfaits (cf. Fig 4.20 et 4.22).

Comme dans le cas du modèle linéaire, l'entrée aléatoire est utilisée pour illustrer la robustesse des contrôleurs flous (cf. Fig 4.24 à 4.28).

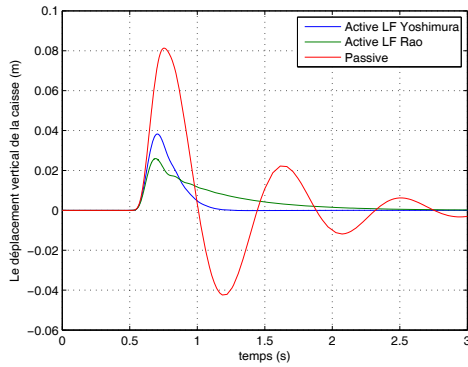


FIG. 4.12 – Déplacement vertical de la caisse (m) en fonction du temps (s).

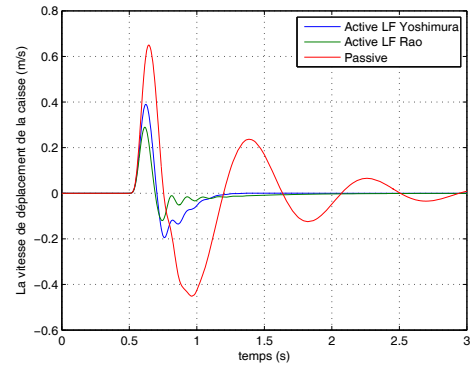


FIG. 4.13 – Vitesse de déplacement de la caisse (m/s) en fonction du temps (s).

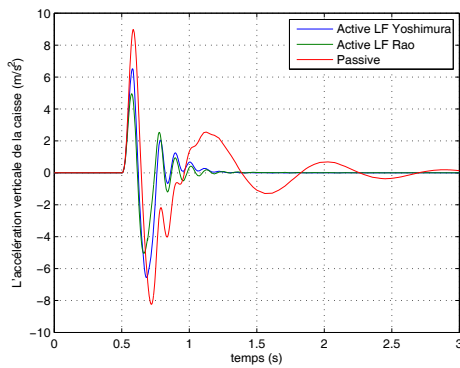


FIG. 4.14 – Accélération verticale de la caisse (m/s^2) en fonction du temps (s).

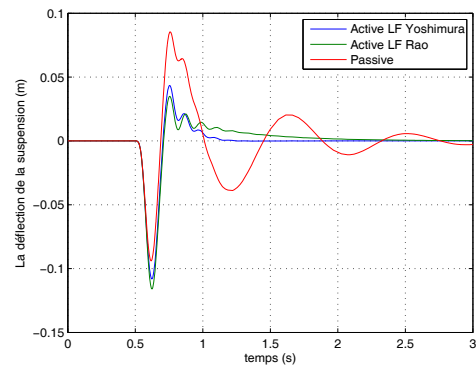


FIG. 4.15 – Débattement de la suspension (m) en fonction du temps (s).

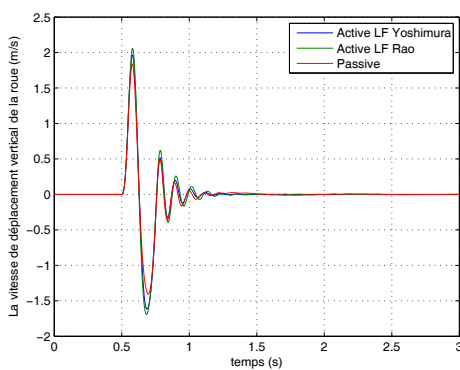


FIG. 4.16 – Vitesse verticale de la roue (m/s) en fonction du temps (s).

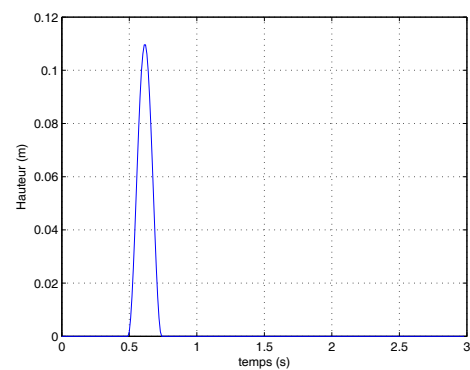


FIG. 4.17 – Entrée de la route (m) en fonction du temps (s).

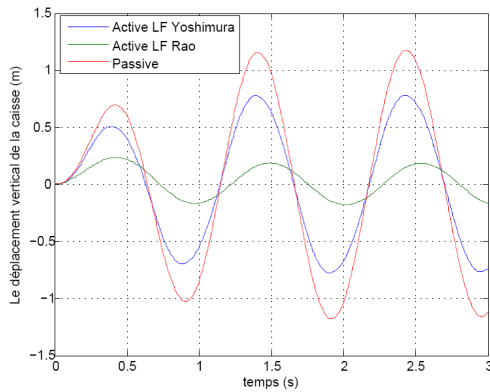


FIG. 4.18 – Déplacement vertical de la caisse (m) en fonction du temps (s).

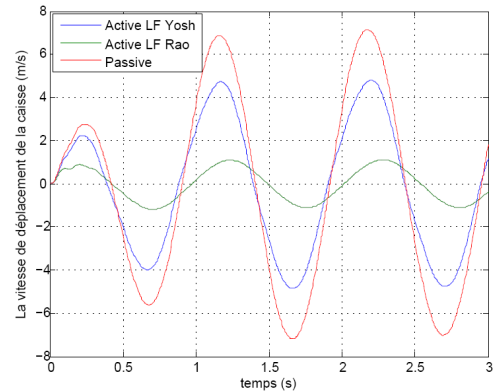


FIG. 4.19 – Vitesse de la caisse (m/s) en fonction du temps (s).

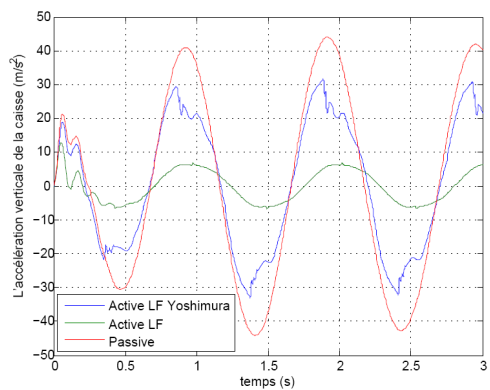


FIG. 4.20 – Accélération verticale de la caisse (m/s^2) en fonction du temps (s).

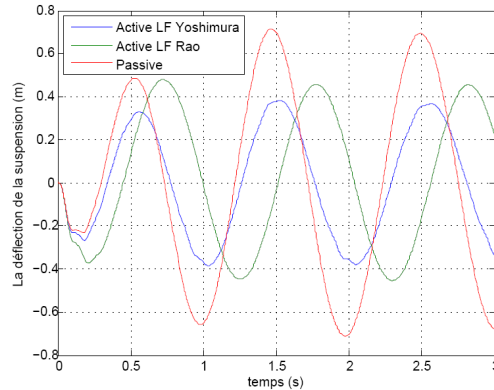


FIG. 4.21 – Débattement de la suspension (m) en fonction du temps (s).

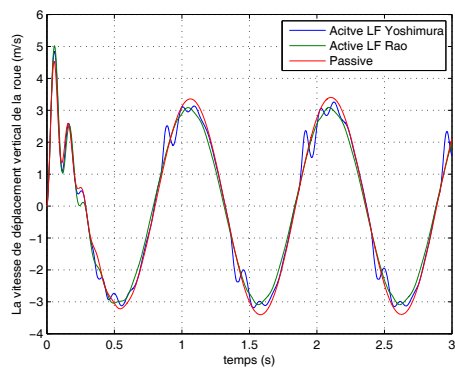


FIG. 4.22 – Vitesse verticale de la roue de la caisse (m/s) en fonction du temps (s).

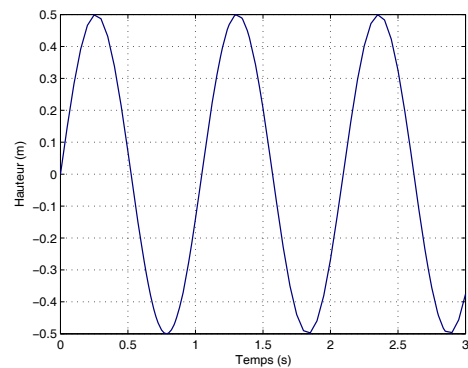


FIG. 4.23 – Entrée sinusoïdale de la route (m) en fonction du temps (s).

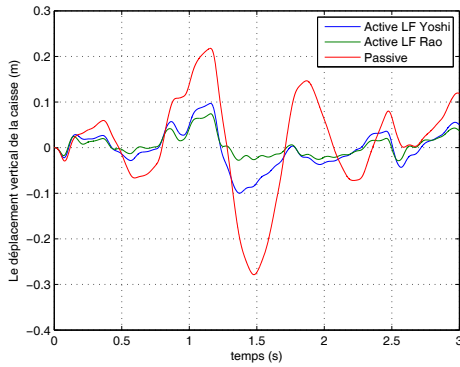


FIG. 4.24 – Déplacement vertical de la caisse (m) en fonction du temps (s).

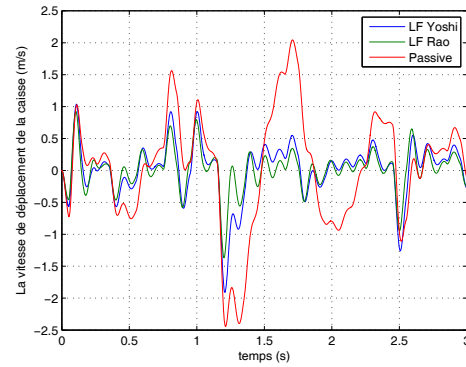


FIG. 4.25 – Vitesse de déplacement de la caisse (m/s) en fonction du temps (s).

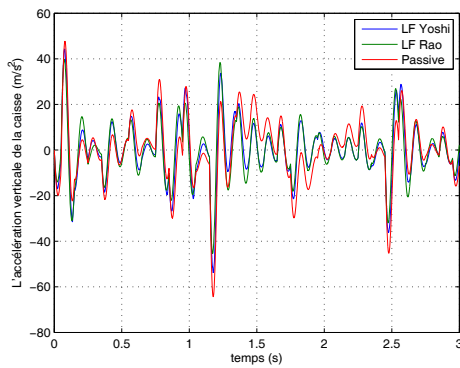


FIG. 4.26 – Accélération verticale de la caisse (m/s^2) en fonction du temps (s).

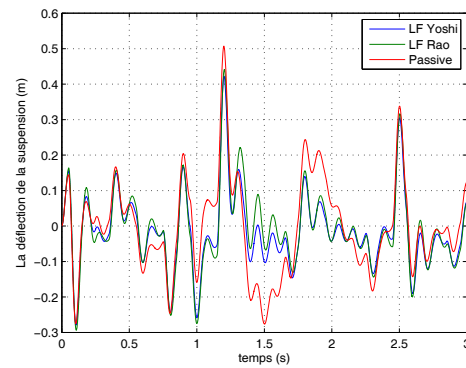


FIG. 4.27 – Débattement de la suspension (m) en fonction du temps (s).

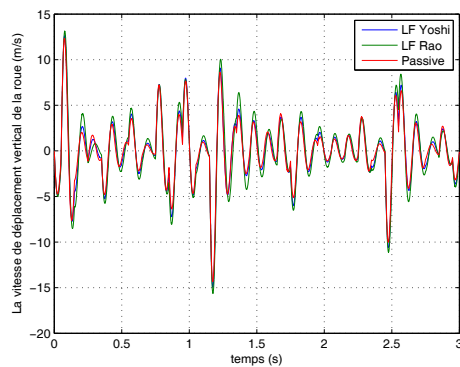


FIG. 4.28 – Accélération verticale de la roue (m/s^2) en fonction du temps (s).

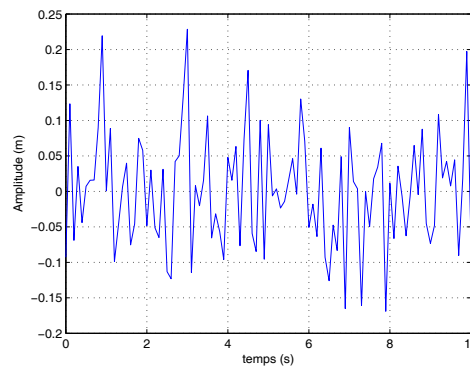


FIG. 4.29 – Entrée aléatoire de la route (m) en fonction du temps (s).

Optimisation de la base des règles

Optimiser un contrôleur flou, est équivalent à réduire le nombre des variables d'entrée ou réduire la taille de la base des règles. Pour notre cas, où le nombre des entrées est déjà optimal, la seule solution envisageable est de simplifier le moteur d'inférence. Dans plusieurs travaux, on trouve des bases constituées de 9, 16, ..., 20 ou 25 règles, on présente ici, une base de 25 règles (cf. Tableau 4.8), pour laquelle on a obtenu les meilleurs résultats. On utilise une seule fonction d'appartenance de forme triangulaire avec 5 valeurs linguistiques pour chaque variable d'entrée (cf. Fig 4.30) et 7 valeurs linguistiques pour la variable de sortie (cf. Fig 4.31).

Vitesse	débattement				
	NB	NM	Z	PM	PB
NB	PB	PM	Z	NS	NS
NM	PM	PS	PS	NS	NM
Z	PM	PS	Z	NS	NM
PM	PM	PS	NS	NS	NM
PB	PS	PS	Z	NM	NB

TAB. 4.8 – La table des 25 règles

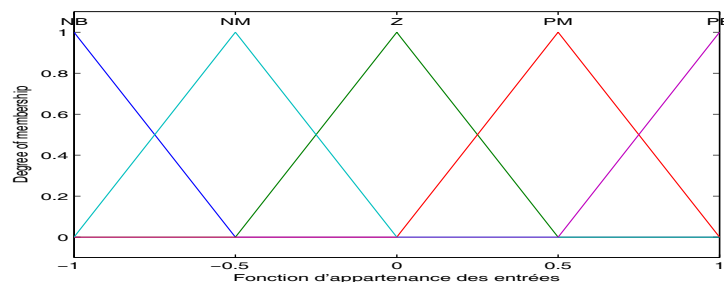


FIG. 4.30 – La fonction d'appartenance des entrées : (Cas 25 règles).

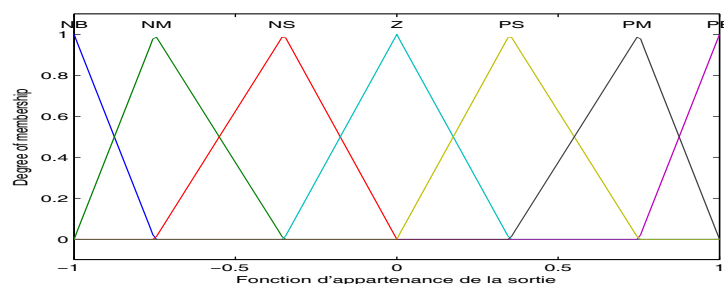


FIG. 4.31 – La fonction d'appartenance des entrées : (Cas 25 règles).

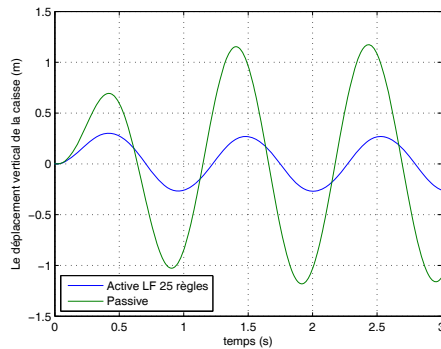


FIG. 4.32 – Déplacement vertical de la caisse (m) en fonction du temps (s).

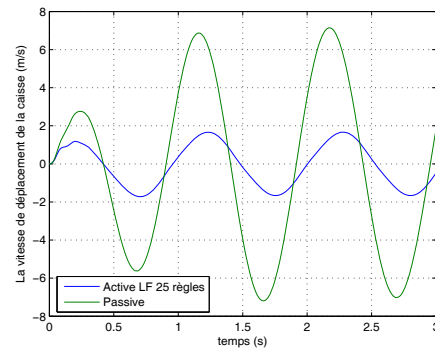


FIG. 4.33 – Vitesse de déplacement de la caisse (m/s) en fonction du temps (s).

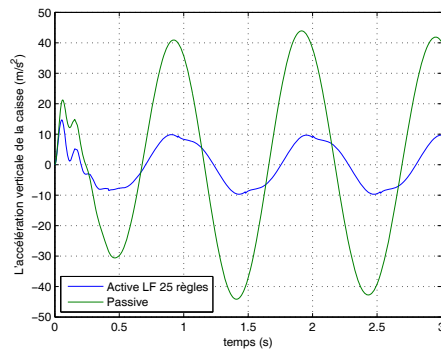


FIG. 4.34 – Accélération verticale de la caisse (m/s^2) en fonction du temps (s).

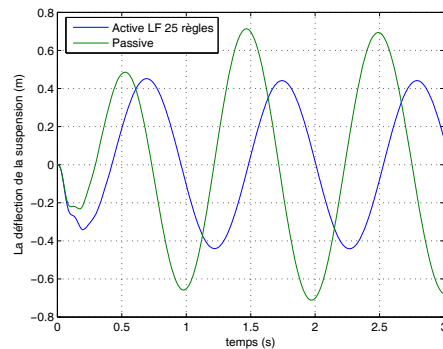


FIG. 4.35 – Déflexion de la suspension (m) en fonction du temps (s).

Les Figures 4.32 à 4.35 montrent que le contrôleur flou à 25 règles, améliore les performances du système de suspension et nous permet d'obtenir presque les mêmes résultats que ceux obtenus avec les contrôleurs à 49 règles.

Critères de performance

- Les simulations du contrôleur flou ont permis d'obtenir les résultats suivants :
- amélioration des mouvements de la caisse (position, vitesse et accélération) ce qui est favorable pour le confort des passagers,
 - amélioration de la tenue de route ce qui assure un meilleur contact entre roue et sol, essentiel pour la sécurité des passagers et pour la traction de la roue,
 - faible débattement de la suspension qui favorise la longévité du système de suspension.

La table 4.9 montre que le rms du déplacement de la caisse du modèle commandé par logique floue est amélioré par rapport à un système en B.O de 32.73% (cas Yoshimura), de 85.08% (cas Rao) et de 77.66% (cas à 25 règles).

Et que le débattement est aussi amélioré de 52.59% (cas Yoshimura), 39.23% (cas Rao) et de 51.16% (25 règles). De même, on remarque une amélioration variant entre

32.01% et 84.96% pour l'accélération et la vitesse du déplacement de la roue.

	Passive	Yoshimura	Rao	25 règles
z_c	0.9318	0.6268	0.1390	0.2081
$z_c - z_w$	0.5181	0.2456	0.3148	0.2530
\ddot{z}_c	34.895	23.724	5.2468	7.5502
\dot{z}_c	3.3128	2.2061	0.7118	0.9245

TAB. 4.9 – RMS des réponses temporelles des variables du modèle quart de véhicule commandé par différents contrôleurs flous

De ce qui précède, on peut conclure que le contrôleur développé par Rao donne les meilleurs résultats et améliore le confort, la tenue de route et le débatement. Tandis que, le contrôleur de Yoshimura est le moins performant. Le contrôleur optimisé de 25 règles donne presque les mêmes performances que celui de Rao avec l'avantage de fournir une réponse dans un temps très court par rapport aux autres contrôleurs.

4.5 Conclusion

Dans ce chapitre, on a synthétisé 3 types de régulateurs. Dans la première partie, on a utilisé la commande skyhook et backstepping pour la compensation des perturbations du sol.

La commande skyhook, de structure simple, est spécifique aux suspensions et permet d'obtenir des résultats intéressants sans connaissance particulière en automatique.

La commande backstepping assure la stabilité des systèmes contrôlés. Pour cette commande, on a montré que le choix de ϵ , pour un système linéaire, dépend de la nature de la fréquence de la route. Par la suite, on a développé notre propre contrôleur backstepping pour le modèle non-linéaire.

Les rms des variables mesurées ont montré que la suspension active augmente le confort et la tenue de route.

Dans la deuxième partie, une synthèse détaillée sur la commande du système de suspension par les contrôleurs flous est réalisée. On a présenté plusieurs bases de règles et comparer les résultats des différents contrôleurs.

Les performances de suspension active sont largement meilleures par rapport au système passif et le contrôleur flou à 25 règles est sans doute le plus optimal.

Plusieurs compromis sont possibles entre les critères. Les commandes sont aussi jugées par leur capacité à gérer ces compromis. La commande skyhook a seulement deux paramètres de réglages (α et c_{sky}) sur lesquels il est possible de jouer. C'est un avantage si l'on cherche à résoudre rapidement la gestion des compromis entre les critères. La commande par logique floue est difficile dans la conception des bases des règles et le choix des variables d'entrée qui influent au mieux sur les compromis choisis.

Chapitre 5

Commande d'un modèle en 2D et en 3D

5.1 Introduction

Dans ce chapitre, nous présentons l'application des lois de commande sur des modèles plus complets que le quart de véhicule. La première partie est consacrée au modèle demi-véhicule de type bicyclette. Ce modèle de commande étant non-linéaire, il nous sert pour la synthèse de la commande backstepping que nous appliquons dans cette étude. L'application de la commande neuronale décentralisée est basée sur cette dernière commande non-linéaire où une synthèse de loi de commande est effectuée pour chaque sous-système. Des essais temporels sont effectués permettant de visualiser les apports de la boucle fermée avec backstepping et commande neuronale décentralisée comparativement à la boucle ouverte.

Les publications suivantes sont issues de ce travail. Nous décrivons dans [3] et [4], la commande neuronale décentralisée basée sur le backstepping appliquée à un modèle de demi-véhicule non-linéaire. On a utilisé un réseau de neurones avec 6 entrées dans [4] et un réseau de neurones avec 2 entrées dans [3].

Nous appliquons aussi au modèle demi-véhicule une commande floue découplée permettant de réduire la variation de l'angle de tangage et le déplacement vertical de la caisse.

La deuxième partie concerne un modèle complet de véhicule à 7ddl. Dans l'objectif de découpler les quatre sous-systèmes et de rejeter les perturbations venant du profil de la route sous chacune des quatre roues et affectant les trois mouvements de la caisse, nous développons une commande non-linéaire backstepping [2] et nous l'exploitons pour appliquer une commande neuronale décentralisée.

En fin de chapitre, nous présentons les différents points liés à la mise en œuvre d'une suspension semi-active avec le simulateur « CarSim ». Les forces nécessaires à la mise en œuvre de la commande sont déduites par la logique floue.

5.2 Commande d'un modèle en 2D

5.2.1 Commande par backstepping

Le backstepping est utilisé par C. Huang dans [39] pour concevoir un système de suspension active basé sur un modèle demi-véhicule. La première étape dans la procédure de conception de ce contrôleur est le choix d'une quantité à réguler. Par la suite, nous cherchons à maximiser les performances par le choix d'une quantité à commander par la méthode de backstepping.

Choix 1 : Accroître le confort des passagers peut être exprimé par la minimisation du déplacement du corps de véhicule. Ainsi $z_1 = x_1$ est choisi comme une variable de régulation. Il faut voir maintenant, si ce choix conduit à une loi de commande convenable.

Étape 1 :

La dérivée de z_1 est calculée :

$$\dot{z}_1 = \dot{x}_1 = x_2 \quad (5.1)$$

et x_2 est utilisée comme la première variable virtuelle de contrôle, pour laquelle on choisit la fonction de stabilisation

$$\alpha_1 = -c_1 z_1 \quad (5.2)$$

où c_1 est une constante positive. La variable d'erreur d'état correspondante est définie comme étant $z_2 = x_2 - \alpha_1$ et l'équation d'erreur résultante est :

$$\dot{z}_1 = z_2 + \alpha_1 = z_2 - c_1 z_1 \quad (5.3)$$

Étape 2 :

En utilisant les équations (5.1) et (5.2) et l'expression de \dot{x}_2 dans (2.29) donnée par :

$$\begin{aligned} \dot{x}_2 = & \frac{1}{m_s} [-(b_f + b_r)x_2 + (ab_f - bb_r)x_4 \cos x_3 - k_f x_5 + b_f x_6 - k_r x_7 \\ & + b_r x_8 + f_f + f_r] \end{aligned}$$

la dérivée de z_2 est calculée :

$$\begin{aligned} \dot{z}_2 = & \frac{1}{m_s} [-(b_f + b_r)x_2 + (ab_f - bb_r)x_4 \cos x_3 - k_f x_5 + b_f x_6 - k_r x_7 \\ & + b_r x_8 + f_f + f_r] + c_1 x_2 \end{aligned} \quad (5.4)$$

Puisque les deux forces de contrôle f_f et f_r figurent dans (5.4) et le modèle du système de suspension contient deux sous-systèmes identiques, les lois de contrôle peuvent être choisies de telle sorte que chaque force ne contienne que les variables locales du sous-système correspondant. Par exemple, pour le sous-système avant, la force active est exprimée en fonction de $x_3 = \theta$, $x_4 = \dot{\theta}$, $x_7 = z_{sr} - z_{ur}$ et $x_8 = \dot{z}_{ur}$

$$\begin{aligned} f_f &= -m_s(z_1 + c_1 x_2 + c_2 z_2) + (b_f + b_r)x_2 + k_f x_5 - b_f x_6 \\ f_r &= -(ab_f - bb_r)x_4 \cos x_3 + k_r x_7 - b_r x_8 \end{aligned} \quad (5.5)$$

où c_2 est une constante positive de conception.

Considérons maintenant la fonction suivante de Lyapunov pour l'analyse de stabilité du système :

$$V_a = \frac{1}{2}z_1^2 + \frac{1}{2}z_2^2 \quad (5.6)$$

la dérivée de V_a est :

$$\dot{V}_a = z_1\dot{z}_1 + z_2\dot{z}_2 \quad (5.7)$$

en remplaçant \dot{z}_1 et \dot{z}_2 par leurs expressions dans l'équation (5.7), on obtient :

$$\begin{aligned} \dot{V}_a = & z_1(z_2 - c_1z_1) + z_2\left[\frac{1}{m_s}[-(b_f + b_r)x_2 + (ab_f - bb_r)x_4 \cos x_3 \right. \\ & \left. - k_f x_5 + b_f x_6 - k_r x_7 + b_r x_8 + (f_f + f_r)] + c_1 x_2\right] \end{aligned}$$

Finalement, après substitution de f_f et f_r de (5.5) par leurs expressions, \dot{V}_a devient :

$$\dot{V}_a = -c_1z_1^2 - c_2z_2^2 \quad (5.8)$$

D'après le théorème de stabilité de Lyapunov, l'erreur système (z_1, z_2) est exponentiellement globalement stable. Donc, l'objectif d'améliorer le confort est atteint en réussissant à minimiser le déplacement du centre de gravité $z_1 = x_1$. Cependant avec ce choix un autre problème est apparu qui est la zéro dynamique en boucle fermée qui contient deux sous-systèmes oscillants.

Avant :

$$\begin{aligned} \dot{x}_5 &= -x_6 \\ \dot{x}_6 &= \frac{k_{tf}}{m_{uf}}x_5 + \frac{k_{tf}}{m_{uf}}z_{rf} \end{aligned} \quad (5.9)$$

Arrière :

$$\begin{aligned} \dot{x}_7 &= -x_8 \\ \dot{x}_8 &= \frac{k_{tr}}{m_{ur}}x_7 + \frac{k_{tr}}{m_{ur}}z_{rr} \end{aligned} \quad (5.10)$$

Conclusion :

On peut dire que le comportement du système en boucle fermée n'est pas acceptable, puisqu'il contient deux sous-systèmes oscillants dans la roue d'avant et celle d'arrière.

Choix 2 : Dans ce cas, la loi de contrôle doit minimiser le déplacement du corps du véhicule, et aussi éliminer les oscillations des roues (équations (5.9) et (5.10)). En fait comme dans [39], la variable de régulation dans ce cas, contient avec le déplacement du corps de véhicule, la vitesse des roues avant et arrière.

$$z_1 = x_1 + k(m_s x_2 + m_{uf} x_6 + m_{ur} x_8) \quad (5.11)$$

où $k \geq 0$ est une constante de design positive.

La procédure de conception de backstepping est constituée de 2 étapes :

étape 1 :

Calcul de dérivée de z_1 :

$$\begin{aligned} \dot{z}_1 = & x_2 + k(-(k_{tf} + k_{tr})x_1 + (ak_{tf} - bk_{tr}) \sin x_3 + k_{tf}x_5 + k_{tr}x_7 \\ & + k_{tf}z_{rf} + k_{tr}z_{rr}) \end{aligned} \quad (5.12)$$

on utilise x_2 comme la première variable de contrôle virtuelle pour laquelle on utilise la fonction de stabilisation suivante :

$$\alpha_1 = k[(k_{tf} + k_{tr})x_1 - (ak_{tf} - bk_{tr}) \sin x_3 - k_{tf}x_5 - k_{tr}x_7] - c_1 z_1 \quad (5.13)$$

où c_1 est une constante de design positive. La variable correspondante d'erreur d'état est définie par :

$$z_2 = x_2 - \alpha_1 \quad (5.14)$$

et l'équation d'erreur résultante est :

$$\begin{aligned} \dot{z}_1 = & z_2 + \alpha_1 + k[-(k_{tf} + k_{tr})x_1 + (ak_{tf} - bk_{tr}) \sin x_3 + k_{tf}x_5 + k_{tr}x_7 \\ & + k_{tf}z_{rf} + k_{tr}z_{rr}] \end{aligned} \quad (5.15)$$

$$= -c_1 z_1 + z_2 + k(k_{tf}z_{rf} + k_{tr}z_{rr}) \quad (5.16)$$

étape 2 :

la dérivée de z_2 est calculée comme suit :

$$\begin{aligned} \dot{z}_2 = & \dot{x}_2 - \dot{\alpha}_1 \\ = & \frac{1}{m_s}[-(b_f + b_r)x_2 + (ab_f - bb_r)x_4 \cos x_3 - k_f x_5 + b_f x_6 - k_r x_7 + b_r x_8 \\ & + (f_f + f_r)] - k[(k_{tf} + k_{tr})x_2 - (ak_{tf} - bk_{tr})x_4 \cos x_3 \\ & - k_{tf}(x_2 - ax_4 \cos x_3 - x_6) - k_{tr}(x_2 + bx_4 \cos x_3 - x_8)] \\ & + c_1 [-c_1 z_1 + z_2 + k(k_{tf}z_{rf} + k_{tr}z_{rr})] \end{aligned} \quad (5.17)$$

Comme pour le choix 1, les lois de contrôle sont choisies de la même manière :

$$\begin{aligned} f_f = & m_s[k(k_{tf} + k_{tr})x_2 - kk_{tf}(x_2 - ax_4 \cos x_3 - x_6) + (c_1^2 - 1)z_1] \\ & + (b_f + b_r)x_2 + k_f x_5 - b_f x_6 \\ f_r = & -m_s[k(ak_{tf} - bk_{tr})x_4 \cos x_3 + kk_{tr}(x_2 + bx_4 \cos x_3 - x_8) \\ & + (c_1 + c_2)z_2] - (ab_f - bb_r)x_4 \cos x_3 + k_r x_7 - b_r x_8 \end{aligned} \quad (5.18)$$

où c_2 une constante de design positive.

Avec ces lois de commande, la fonction de Lyapunov suivante est considérée pour l'analyse de stabilité du système :

$$V_a = \frac{1}{2}z_1^2 + \frac{1}{2}z_2^2 \quad (5.19)$$

la dérivée de V_a est calculée en utilisant les équations (5.16) à (5.18) :

$$\begin{aligned}
\dot{V}_a &= z_1 \dot{z}_1 + z_2 \dot{z}_2 \\
&= z_1 [-c_1 z_1 + z_2 + k(k_{tf} z_{rf} + k_{tr} z_{rr})] \\
&\quad + z_2 \left(\frac{1}{m_s} [-(b_f + b_r)x_2 + (ab_f - bb_r)x_4 \cos x_3 - k_f x_5 + b_f x_6 - k_r x_7 \right. \\
&\quad \left. + b_r x_8 + (f_f + f_r)] - k(k_{tf} + k_{tr})x_2 + (ak_{tf} - bk_{tr})x_4 \cos x_3 - c_1^2 z_1 \right. \\
&\quad \left. + kk_{tf}(x_2 - ax_4 \cos x_3 - x_6) + kk_{tr}(x_2 + bx_4 \cos x_3 - x_8) \right. \\
&\quad \left. + c_1 z_2 + c_1 k(k_{tf} z_{rf} + k_{tr} z_{rr}) \right) \\
&= -\frac{1}{2} c_1 z_1^2 - \frac{1}{2} c_2 z_2^2 - \frac{c_1}{4} \left(z_1 - \frac{2}{c_1} k k_{tf} z_{rf} \right)^2 + \frac{(k k_{tf} z_{rf})^2}{c_1} \\
&\quad - \frac{c_1}{4} \left(z_1 - \frac{2}{c_1} k k_{tr} z_{rr} \right)^2 + \frac{(k k_{tr} z_{rr})^2}{c_1} - \frac{c_2}{4} \left(z_2 - \frac{2c_1}{c_2} k k_{tf} z_{rf} \right)^2 \\
&\quad + \frac{(c_1 k k_{tf} z_{rf})^2}{c_2} - \frac{c_2}{4} \left(z_2 - \frac{2c_1}{c_2} k k_{tr} z_{rr} \right)^2 + \frac{(c_1 k k_{tr} z_{rr})^2}{c_2} \tag{5.20}
\end{aligned}$$

de (5.20), on peut déduire que :

$$\dot{V}_a \leq -\frac{1}{2} c_1 z_1^2 - \frac{1}{2} c_2 z_2^2 + k^2 \left(\frac{1}{c_1} + \frac{c_1^2}{c_2} \right) (k_{tf}^2 z_{rf}^2 + k_{tr}^2 z_{rr}^2) \tag{5.21}$$

Il est claire de (5.21) :

- qu'un choix aléatoire des entrées de la route z_{rf} et z_{rr} génère des signaux d'erreur limités, donc, pour n'importe quelle valeur positive de c_1 et c_2 , \dot{V}_a devient négative pour de très larges valeurs des erreurs d'état z_1 et z_2 .
- que des petites valeurs de c_1 et c_2 puissent conduire à des erreurs larges et inacceptables.
- qu'un choix adéquat de la valeur du constant k élimine le phénomène d'oscillation pour chaque roue.

5.2.2 La commande neuronale décentralisée d'un demi-véhicule

L'objectif dans cette partie, est de développer une technique de contrôle basée sur les réseaux de neurones. Cette commande sera mise en oeuvre en deux étapes [126, 127] :

- Étape d'apprentissage : dans cette étape, le réseau de neurones apprend à imiter la tâche du contrôleur backstepping.
- Étape de contrôle : après l'apprentissage, le réseau de neurones remplace le contrôleur backstepping.

Le schéma de la commande supervisée est donné par la figure 5.1 :

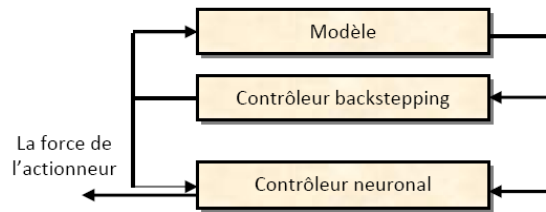


FIG. 5.1 – Schéma général de la commande supervisée

Notre approche de la commande décentralisée exige l'utilisation d'un contrôleur neuronal pour chaque sous-système (un quart de véhicule). Le contrôleur neuronal local doit dans un premier temps, apprendre la tâche du contrôleur classique pour pouvoir fournir une force f_i (avec $i = f$ ou r pour avant et arrière respectivement) en utilisant seulement les informations locales de chaque sous-système. Puis, dans un deuxième temps, il remplacera le contrôleur backstepping. Dans notre travail, nous avons alimenté les réseaux de neurones avec deux ensembles différents d'entrées utilisées par le contrôleur backstepping :

1. Chaque réseau de neurones contient une couche cachée de 8 neurones et utilise 6 entrées (cf. Fig 5.2(a) et 5.2(b)) et une sortie, qui représente la force de l'actionneur [4]. Ces entrées sont :
 - le déplacement vertical de la caisse,
 - la vitesse de déplacement de la caisse,
 - l'angle de tangage,
 - la vitesse de variation de l'angle de tangage,
 - le débattement de la suspension,
 - la vitesse de déplacement vertical de la roue.
2. Dans l'objectif de réduire le nombre des variables des entrées des réseaux de neurones, et par conséquent, réduire le nombre des capteurs, nous utilisons les mêmes réseaux avec seulement 2 entrées (cf. Fig 5.3(a) et 5.3(b)) [3] :
 - le débattement de la suspension,
 - la vitesse de déplacement vertical de la roue.

Le contrôleur à 2 entrées est complètement découplé, il n'utilise même pas le déplacement de la caisse ou la variation de l'angle de tangage.

Pour chaque sous système, on utilise un réseau de neurones multi-couche avec une seule couche cachée.

5.2.3 Résultats de simulation

Dans la suite, les performances du contrôleur neuronal conçu avec 2 entrées et du contrôleur backstepping seront testées et comparées à celles obtenues par suspension passive, dans les conditions suivantes :

- en passant sur deux bosses successives de 11cm et de 5cm de hauteur,
- en passant sur une bosse de 11 cm de hauteur, mais en utilisant trois masses de la caisse. Ces masses correspondent à un véhicule vide, demi-chargé (avec 2 passagers) ou chargé (avec 4 passagers). D'après [128], le poids moyen du corps humain est 75 kg.

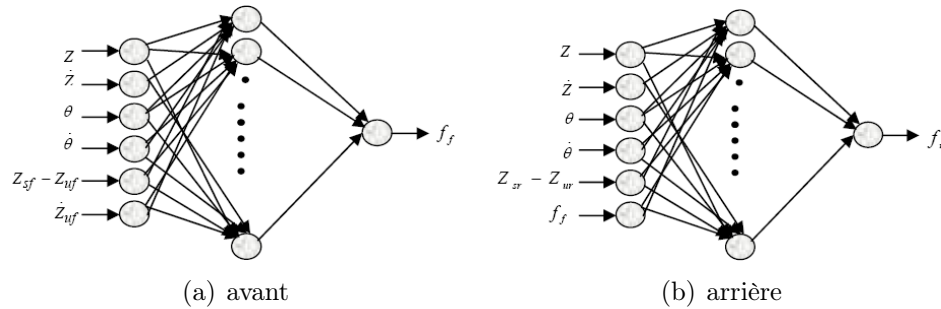


FIG. 5.2 – La structure des réseaux de neurones multi-couche utilisant 6 entrées pour la commande

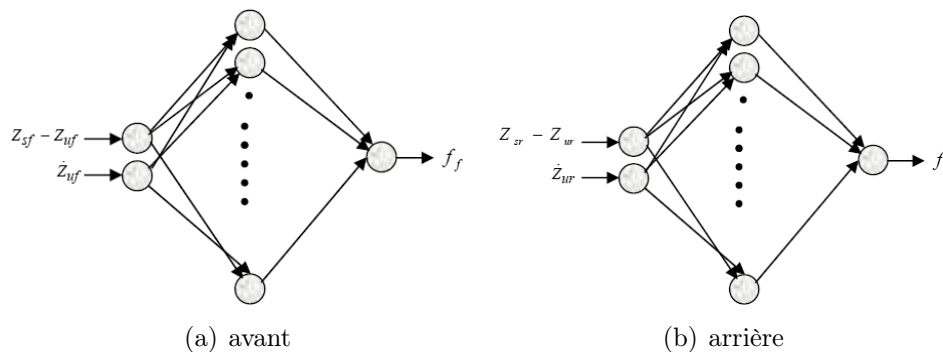


FIG. 5.3 – La structure des réseaux de neurones multi-couche utilisant 2 entrées pour la commande

Dans la suite, on suppose que l'on dispose d'un actionneur commandé en force qui n'est pas limitée et qui correspond à un actionneur actif.

Les paramètres de synthèse du modèle sont donnés dans la table 5.1 : Pour le modèle demi-véhicule, nous avons choisi de tracer les variables qui caractérisent les mouvements d'un demi-véhicule de type bicyclette :

- le déplacement de la caisse est tracé afin de pouvoir le comparer avec d'autres essais,
- l'accélération est tracée de manière à voir son évolution lorsque l'on minimise le mouvement de la caisse,
- la variation de l'angle de tangage,
- l'accélération de la variation de l'angle de tangage.

Les Figures 5.4 à 5.7 montrent que :

1. Les réponses de la caisse confirment le fait que la commande backstepping et la commande neuronale décentralisée améliorent de façon très satisfaisante le mouvement de la caisse plus que ne le fait un système en B.O. Les deux contrôleurs stabilisent plus rapidement les mouvements et donnent à peu près les mêmes résultats, ce qui confirme qu'un réseau de neurones remplace avec excellence le contrôleur backstepping et ceci malgré le nombre réduit des entrées utilisées par le réseau multi-couche.
2. L'accélération de la caisse n'est pas amplifiée et se stabilise plus rapidement

Symbole	Valeur	Description
m_s	575 kg	la masse suspendue (1/2)
	650 kg	la masse suspendue d'un véhicule demi-chargé
	725 kg	la masse suspendue d'un véhicule chargé
J_y	769 kg·m ²	inertie de tangage de la masse suspendue
$m_{uf} = m_{ur}$	59 kg	la masse non suspendue
$k_f = k_r$	16812 N/m	la raideur du ressort de la suspension
$b_f = b_r$	1000 N/m/s	l'amortissement de la suspension
$k_{tf} = k_{tr}$	190000 N/m	la raideur du pneu
a	1.38 m	distance de l'essieu avant au centre de gravité
b	1.36 m	distance de l'essieu arrière au centre de gravité

TAB. 5.1 – Paramètres d'un demi de véhicule

pour les systèmes avec la commande backstepping et la commande neuronale que pour le système en boucle ouverte.

3. La variation de l'angle de tangage est à peu près la même pour la commande backstepping et la commande neuronale. Ces deux méthodes stabilisent plus rapidement la variation que ne la fait le système en boucle ouverte. On remarque aussi que la variation et l'accélération de variation de l'angle de tangage est négligeable dans le cas d'une suspension active et par conséquent, améliore le confort des passagers par rapport au cas passif.

Pour montrer l'influence de la variation de la charge sur le confort d'un véhicule, on a choisi de tracer les mouvements de la caisse et leurs accélérations seulement pour le cas d'un contrôleur neuronal. Le comportement du véhicule dans le cas passif et dans le cas actif utilisant un contrôleur backstepping, peut être déduit à partir des courbes précédentes.

Les Figures 5.8 à 5.12 confirment le fait que le déplacement vertical de la caisse est réduit avec la croissance de la charge. L'utilisation d'un contrôleur neuronal n'échappe pas à cette règle, on remarque qu'un véhicule chargé déplace moins qu'un véhicule demi-chargé ou vide. Les accélérations sont aussi réduites de la même façon que le déplacement et la variation de l'angle de tangage.

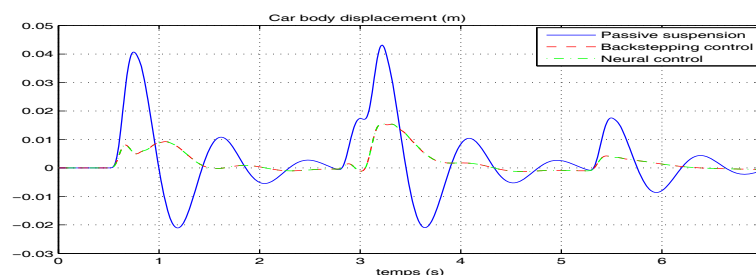


FIG. 5.4 – Déplacement vertical de la caisse (m) en fonction du temps (s). Cas d'une entrée de deux bosses successives de 11 cm et 5 cm

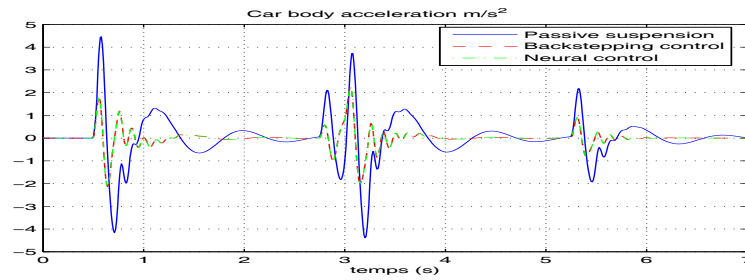


FIG. 5.5 – Accélération de la caisse (m^2/s) en fonction du temps (s). Cas d'une entrée de deux bosses successives de 11 cm et 5 cm

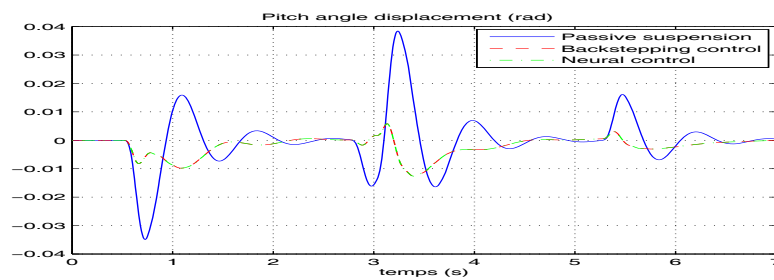


FIG. 5.6 – Variation de l'angle de tangage (rad) en fonction du temps (s). Cas d'une entrée de deux bosses successives de 11 cm et 5 cm

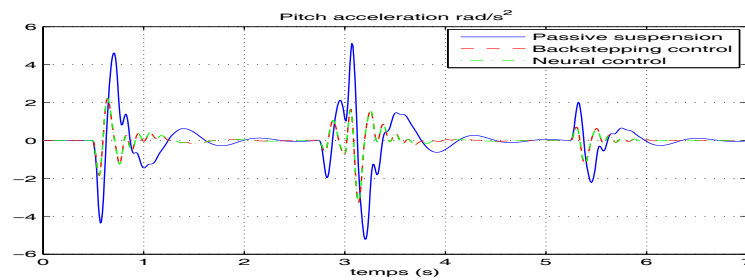


FIG. 5.7 – Accélération de la variation de l'angle de tangage (rad^2/s) en fonction du temps (s). Cas d'une entrée de deux bosses successives de 11 cm et 5 cm

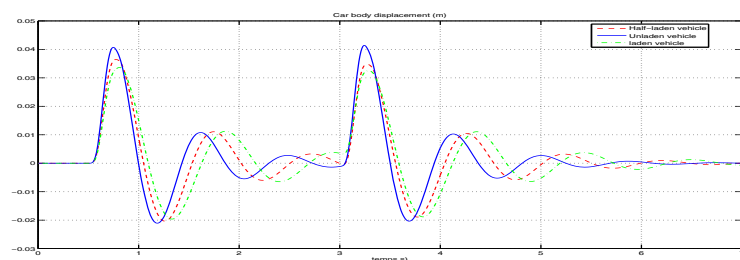


FIG. 5.8 – Déplacement vertical de la caisse (m) en fonction du temps (s) suivant la charge : Cas d'un système passif

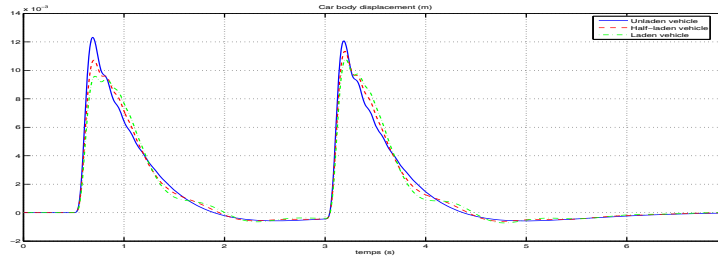


FIG. 5.9 – Déplacement vertical de la caisse (m) en fonction du temps (s) suivant la charge : Cas contrôleur neuronal

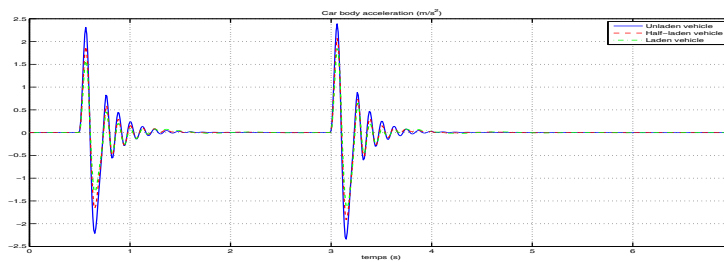


FIG. 5.10 – Accélération de la caisse (m^2/s) en fonction du temps (s) suivant la charge : Cas Contrôleur neuronal

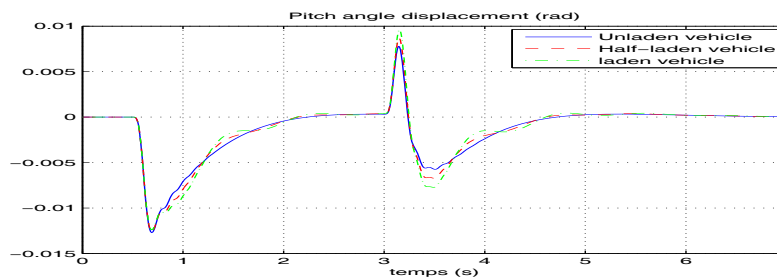


FIG. 5.11 – Variation de l'angle de tangage (rad) en fonction du temps (s) suivant la charge : Cas contrôleur neuronal

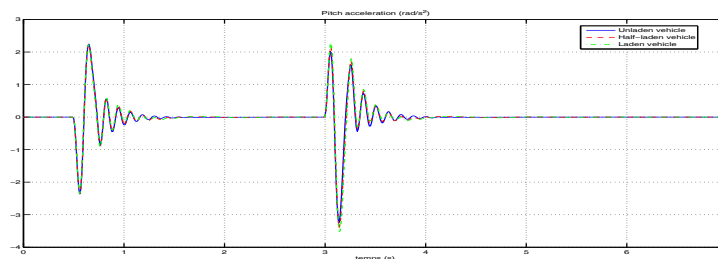


FIG. 5.12 – Accélération de la variation de l'angle de tangage (rad^2/s) en fonction du temps (s) et suivant la charge : Cas contrôleur neuronal

5.2.4 Commande par logique floue

Pour commander un modèle de type bicyclette, nous utilisons deux contrôleurs indépendants pour chaque sous-système (cf. Fig 5.13).

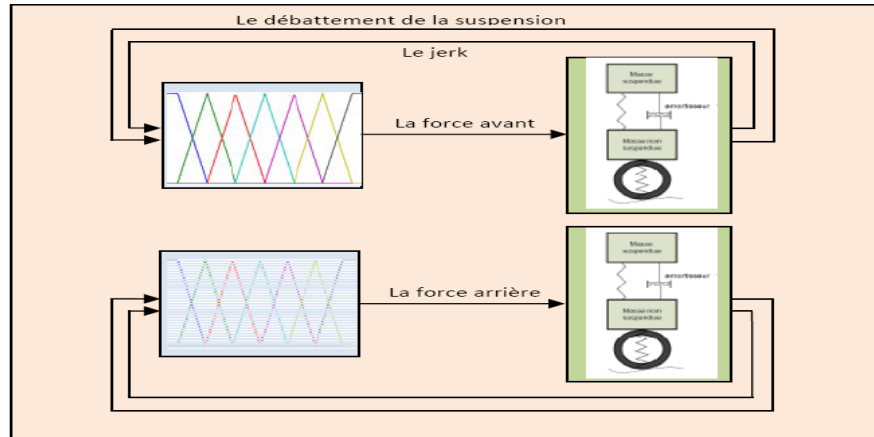


FIG. 5.13 – Structure du contrôleur flou pour un demi-véhicule

Les entrées utilisées par les contrôleurs sont le débattement de la suspension et le jerk « la dérivée du débattement » et la sortie de chaque contrôleur est f_i ($i = f, r$ pour avant et arrière respectivement). La base des règles qui a donné les meilleurs résultats après plusieurs tests est celle de Rao.

Nous choisissons de faire les simulations pour seulement le modèle non-linéaire soumis à une entrée de route sinusoïdale. Les résultats obtenus représentés dans les Figures 5.14 à 5.19, sont satisfaisants et améliorent le confort et la tenue de route.

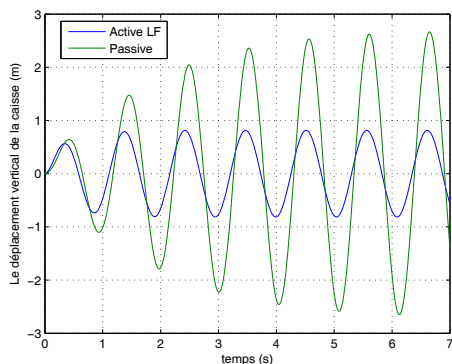


FIG. 5.14 – Déplacement vertical de la caisse (m) en fonction du temps (s)

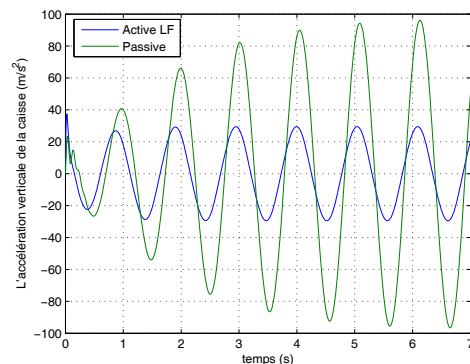


FIG. 5.15 – Accélération verticale de la caisse (m/s^2) en fonction du temps (s)

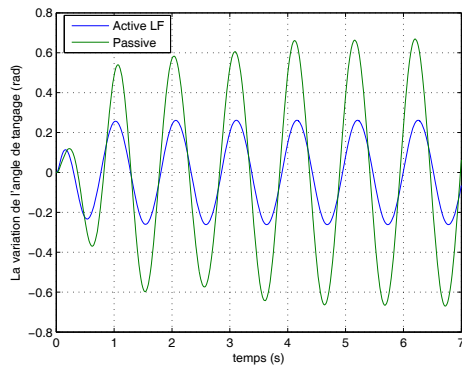


FIG. 5.16 – Variation de l'angle de tangage (rad) en fonction du temps (s)

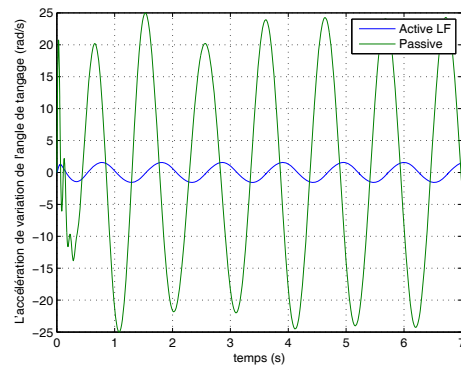


FIG. 5.17 – Accélération verticale de la caisse (rad/s^2) en fonction du temps

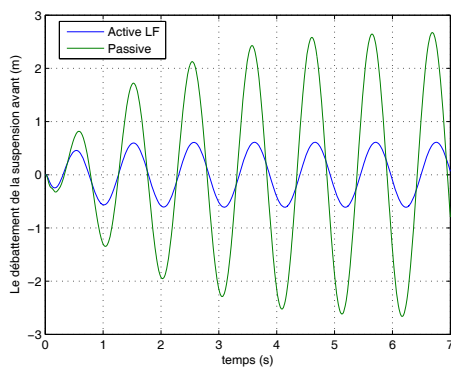


FIG. 5.18 – débattement de la suspension avant (m) en fonction du temps

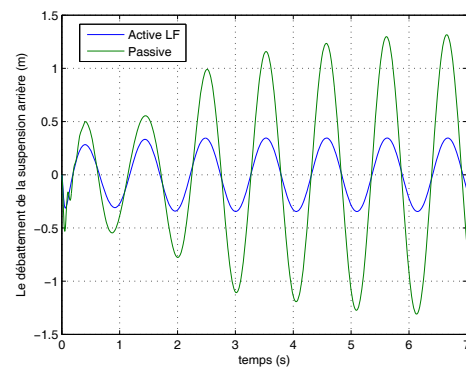


FIG. 5.19 – débattement de la suspension arrière (m) en fonction du temps

5.3 Commande du modèle complet à 7ddl

Nous utilisons dans cette partie, le modèle décrit précédemment par les équations du système (2.49) développé dans la section 2.5.1.

5.3.1 Commande par backstepping

Dans cette partie, on peut profiter de la procédure de conception d'une loi de contrôle pour le demi-véhicule pour choisir la variable de régulation. De ce fait, la meilleure solution consiste à étendre la deuxième variable de régulation choisie pour le demi-véhicule pour qu'elle soit adaptée à un modèle avec quatre roues. Ainsi, on prend :

$$z_1 = x_1 + k(m_s x_2 + m_{u_f} x_8 + m_{u_f} x_{10} + m_{u_r} x_{12} + m_{u_r} x_{14}) \quad (5.22)$$

avec $k \geq 0$ est une constante de design.

La procédure de design d'une loi de commande backstepping est constituée de deux étapes :

étape 1 :

Remplacer les variables d'état dans (5.22) par leurs expressions dans (2.49), ainsi, la dérivée de z_1 est donnée par :

$$\begin{aligned} \dot{z}_1 = & x_2 + k[-2(k_{t_f} + k_{t_r})x_1 + 2(ak_{t_f} - bk_{t_r}) \sin x_3 + k_{t_f}x_7 + k_{t_f}x_9 \\ & + k_{t_r}x_{11} + k_{t_r}x_{13} + k_{t_f}z_{rfl} + k_{t_f}z_{rfr} + k_{t_r}z_{rri} + k_{t_r}z_{rrr}] \end{aligned} \quad (5.23)$$

et x_2 est utilisée comme la première variable virtuelle de contrôle pour laquelle on choisit la fonction de stabilisation :

$$\begin{aligned} \alpha_1 = & k[2(k_{t_f} + k_{t_r})x_1 - 2(ak_{t_f} - bk_{t_r}) \sin x_3 - k_{t_f}x_7 - k_{t_f}x_9 \\ & - k_{t_r}x_{11} - k_{t_r}x_{13}] - c_1z_1 \end{aligned} \quad (5.24)$$

où c_1 est une constante de design positive. La variable d'erreur d'état correspondante est définie par :

$$z_2 = x_2 - \alpha_1 \quad (5.25)$$

En utilisant les équations (5.24) et (5.25), l'équation (5.23) sera :

$$\begin{aligned} \dot{z}_1 = & z_2 + \alpha_1 + k(m_sx_2 + m_{u_f}x_8 + m_{u_f}x_{10} + m_{u_r}x_{12} + m_{u_r}x_{14}) \\ = & -c_1z_1 + z_2 + k(k_{t_f}z_{rfl} + k_{t_f}z_{rfr} + k_{t_r}z_{rri} + k_{t_r}z_{rrr}) \end{aligned} \quad (5.26)$$

Étape 2 :

La dérivée de z_2 peut être calculée en utilisant les équations (5.24) à (5.26) et (2.49) :

$$\begin{aligned} \dot{z}_2 = & \dot{x}_2 - \dot{\alpha}_1 \\ = & \frac{1}{m_s}[-2(B_{s_f} + B_{s_r})x_2 + 2(aB_{s_f} - bB_{s_r})x_4 \cos x_3 - k_{s_f}x_7 - k_{s_f}x_9 \\ & - k_{s_r}x_{11} - k_{s_r}x_{13} + B_{s_f}x_8 + B_{s_f}x_{10} + B_{s_r}x_{12} + B_{s_r}x_{14} + f_{fl} \\ & + f_{fr} + f_{rl} + f_{rr}] - k[2(k_{t_f} + k_{t_r})x_2 - 2(ak_{t_f} - bk_{t_r})x_4 \cos x_3 \\ & - k_{t_f}(x_2 - ax_4 \cos x_3 - x_8 + 0.5wx_6) - k_{t_f}(x_2 - ax_4 \cos x_3 - x_{10} - 0.5wx_6) \\ & - k_{t_r}(x_2 + bx_4 \cos x_3 - x_{12} + 0.5wx_6) - k_{t_r}(x_2 + bx_4 \cos x_3 - x_{14}) - 0.5wx_6] \\ & + c_1[-c_1z_1 + z_2 + k(k_{t_f}z_{rfl} + k_{t_f}z_{rfr} + k_{t_r}z_{rri} + k_{t_r}z_{rrr})] \end{aligned} \quad (5.27)$$

Comme pour le demi-véhicule les lois de commande sont choisies de la même manière :

$$\begin{aligned} f_{fl} = & m_s[k(k_{t_f} + k_{t_r})x_2 - kk_{t_f}(x_2 - ax_4 \cos x_3 - x_8) \\ & + (c_1^2 - 1)z_1] + (B_{s_f} + B_{s_r})x_2 + k_{s_f}x_7 - B_{s_f}x_8 \\ f_{fr} = & m_s[k(k_{t_f} + k_{t_r})x_2 - kk_{t_f}(x_2 - ax_4 \cos x_3 - x_{10})] \\ & + (B_{s_f} + B_{s_r})x_2 + k_{s_f}x_9 - B_{s_f}x_{10} \\ f_{rl} = & m_s[-k(ak_{t_f} - bk_{t_r})x_4 \cos x_3 - kk_{t_r}(x_2 + bx_4 \cos x_3 - x_{12}) \\ & - (c_1 + c_2)z_2] - (aB_{s_f} - bB_{s_r})x_4 \cos x_3 + k_{s_r}x_{11} - B_{s_r}x_{12} \\ f_{rr} = & m_s[-k(ak_{t_f} - bk_{t_r})x_4 \cos x_3 - kk_{t_r}(x_2 + bx_4 \cos x_3 - x_{14})] \\ & - (aB_{s_f} - bB_{s_r})x_4 \cos x_3 + k_{s_r}x_{13} - B_{s_r}x_{14} \end{aligned} \quad (5.28)$$

où c_2 est une constante de design positive.

Avec ces lois de commande, la fonction de Lyapunov suivante est considérée pour l'analyse de stabilité du système

$$V_a = \frac{1}{2}z_1^2 + \frac{1}{2}z_2^2 \quad (5.29)$$

La dérivée de V_a est calculée en utilisant les équations 5.26 à 5.28 :

$$\begin{aligned} \dot{V}_a &= z_1\dot{z}_1 + z_2\dot{z}_2 \\ &= z_1[-c_1z_1 + z_2 + k(k_{t_f}z_{r_{fl}} + k_{t_f}z_{r_{fr}} + k_{t_r}z_{r_{rl}} + k_{t_r}z_{r_{rr}})] \\ &\quad + z_2\left(\frac{1}{m_s}[-2(B_{s_f} + B_{s_r})x_2 + 2(aB_{s_f} - bB_{s_r})x_4 \cos x_3 - k_{s_f}x_7 - k_{s_f}x_9 \right. \\ &\quad - k_{s_r}x_{11} - k_{s_r}x_{13} + B_{s_f}x_8 + B_{s_f}x_{10} + B_{s_r}x_{12} + B_{s_r}x_{14} + f_{fl} \\ &\quad + f_{fr} + f_{rl} + f_{rr}] - k(2(k_{t_f} + k_{t_r})x_2 - 2(ak_{t_f} - bk_{t_r})x_4 \cos x_3 \\ &\quad - k_{t_f}(x_2 - ax_4 \cos x_3 - x_8) - k_{t_f}(x_2 - ax_4 \cos x_3 - x_{10}) \\ &\quad - k_{t_r}(x_2 + bx_4 \cos x_3 - x_{12}) - k_{t_r}(x_2 + bx_4 \cos x_3 - x_{14})) \\ &\quad \left. + c_1[-c_1z_1 + z_2 + k(k_{t_f}z_{r_{fl}} + k_{t_f}z_{r_{fr}} + k_{t_r}z_{r_{rl}} + k_{t_r}z_{r_{rr}})]\right) \\ &= z_1[-c_1z_1 + z_2 + k(k_{t_f}z_{r_{fl}} + k_{t_f}z_{r_{fr}} + k_{t_r}z_{r_{rl}} + k_{t_r}z_{r_{rr}})] \\ &\quad + z_2[(c_1^2 - 1)z_1 - (c_1 + c_2)z_2 - c_1^2z_1 + c_1z_2 + kc_1(k_{t_f}z_{r_{fl}} + k_{t_f}z_{r_{fr}} \\ &\quad + k_{t_r}z_{r_{rl}} + k_{t_r}z_{r_{rr}})] \\ &= -\frac{1}{2}c_1z_1^2 - \frac{1}{2}c_2z_2^2 - \frac{c_1}{4}\left(\frac{z_1}{\sqrt{2}} - \frac{2\sqrt{2}}{c_1}kk_{t_f}z_{r_{fl}}\right)^2 + \frac{2}{c_1}(kk_{t_f}z_{r_{fl}})^2 \\ &\quad - \frac{c_1}{4}\left(\frac{z_1}{\sqrt{2}} - \frac{2\sqrt{2}}{c_1}kk_{t_f}z_{r_{fr}}\right)^2 + \frac{2}{c_1}(kk_{t_f}z_{r_{fr}})^2 - \frac{c_1}{4}\left(\frac{z_1}{\sqrt{2}} - \frac{2\sqrt{2}}{c_1}kk_{t_r}z_{r_{rl}}\right)^2 \\ &\quad + \frac{2}{c_1}(kk_{t_r}z_{r_{rl}})^2 - \frac{c_1}{4}\left(\frac{z_1}{\sqrt{2}} - \frac{2\sqrt{2}}{c_1}kk_{t_r}z_{r_{rr}}\right)^2 + \frac{2}{c_1}(kk_{t_r}z_{r_{rr}})^2 \\ &\quad - \frac{c_2}{4}\left(\frac{z_2}{\sqrt{2}} - \frac{2\sqrt{2}c_1}{c_2}kk_{t_f}z_{r_{fl}}\right)^2 + \frac{2}{c_2}(c_1kk_{t_f}z_{r_{fl}})^2 - \frac{c_2}{4}\left(\frac{z_2}{\sqrt{2}} - \frac{2\sqrt{2}c_1}{c_2}kk_{t_f}z_{r_{fr}}\right)^2 \\ &\quad + \frac{2}{c_2}(c_1kk_{t_f}z_{r_{fr}})^2 - \frac{c_2}{4}\left(\frac{z_2}{\sqrt{2}} - \frac{2\sqrt{2}c_1}{c_2}kk_{t_r}z_{r_{rl}}\right)^2 + \frac{2}{c_2}(c_1kk_{t_r}z_{r_{rl}})^2 \\ &\quad - \frac{c_2}{4}\left(\frac{z_2}{\sqrt{2}} - \frac{2\sqrt{2}c_1}{c_2}kk_{t_r}z_{r_{rr}}\right)^2 + \frac{2}{c_2}(c_1kk_{t_r}z_{r_{rr}})^2 \end{aligned} \quad (5.30)$$

De l'équation (5.30), on peut remarquer que :

$$\begin{aligned} \dot{V}_a &\leq -\frac{1}{2}c_2z_1^2 - \frac{1}{2}c_1z_2^2 + 2k^2\left(\frac{1}{c_1} + \frac{c_1^2}{c_2}\right)[(kk_{t_f}z_{r_{fl}})^2 \\ &\quad + (kk_{t_f}z_{r_{fr}})^2 + (kk_{t_r}z_{r_{rl}})^2 + (kk_{t_r}z_{r_{rr}})^2] \end{aligned} \quad (5.31)$$

Il est claire de (5.31) :

- qu'un choix aléatoire des entrées de la route $z_{r_{fl}}$, $z_{r_{fr}}$, $z_{r_{rl}}$ et $z_{r_{rr}}$ génère des signaux d'erreur limités, donc, pour n'importe quelle valeur positive de c_1 et c_2 , \dot{V}_a devient négative pour des valeurs très larges des erreurs d'état z_1 et z_2 ;

- que des petites valeurs de c_1 et c_2 peut conduire à des erreurs larges et inacceptables.
- qu'un choix adéquat de la valeur du constant k élimine le phénomène d'oscillation dans chaque roue.

Résultats des simulations

Pour les simulations avec Matlab, nous avons choisi d'adopter les paramètres de [42] utilisés dans la majorité des publications traitant le modèle complet (cf. tableau 5.2).

Symbole	Valeur
m_s	1500 kg
J_{yy}	2160 kg
J_{xx}	460 $kg.m^2$
m_u	59 kg
$k_{s_f} = k_{s_{fl}} = k_{s_{fr}}$	35000 N/m
$k_{s_r} = k_{s_{rl}} = k_{s_{rr}}$	38000 N/m
$B_{s_f} = B_{s_{fl}} = B_{s_{fr}}$	1000 N/m/s
$B_{s_r} = B_{s_{rl}} = B_{s_{rr}}$	1100 N/m/s
$k_t = k_{t_{fl}} = k_{t_{fr}} = k_{t_{rl}} = k_{t_{rr}}$	190000 N/m
a	1.4 m
b	1.7 m
w	3 m

TAB. 5.2 – Paramètres de simulation d'un véhicule complet

Pour ce modèle, nous avons choisi de tracer les mouvements qui caractérisent ce modèle :

- le déplacement et l'accélération verticaux de la caisse,
- la variation et l'accélération de l'angle de tangage,
- la variation et l'accélération de variation de l'angle de roulis,
- le débattement de suspension des quatre roues.

Pour la même perturbation, la Figure 5.21 montre que le débattement de la suspension $z_{s_{ij}} - z_{u_{ij}}$ est réduit pour chaque sous-système en utilisant notre contrôleur backstepping.

Pour une entrée de route de type bosse, les mouvements de la caisse (déplacement vertical, tangage et roulis) sont tous améliorés avec un taux de réduction qui dépasse les 50% et atteint même les 90% dans certains cas. Les simulations montrent aussi une stabilisation très rapide de ces mouvements (cf. Fig 5.20).

Les débattements sont réduits et se stabilisent plus rapidement mais certains pics sont amplifiés qui est un cas fréquent avec le backstepping (voir les simulations du quart de véhicule).

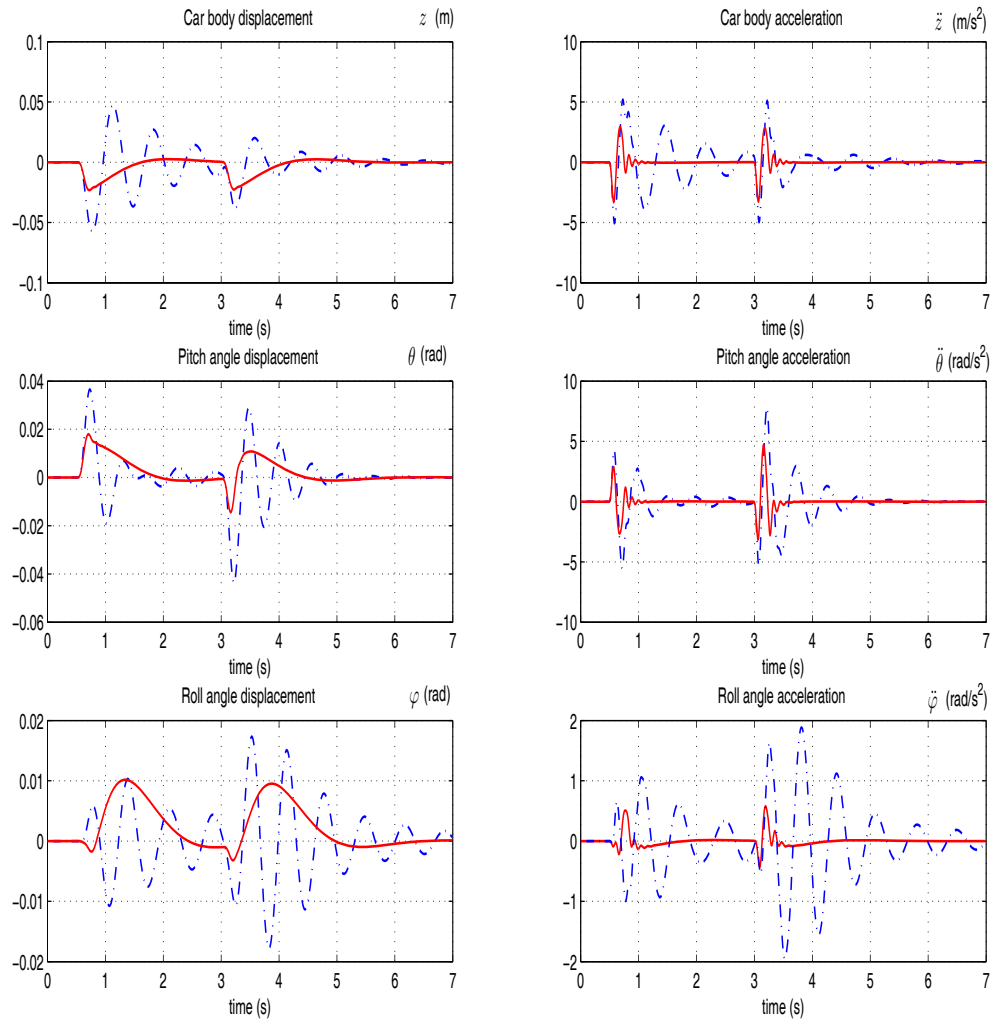


FIG. 5.20 – Performances de la suspension active (ligne continue) comparées à celles de la suspension passive (ligne discontinue) : Cas d'une bosse isolée de 11 cm de hauteur

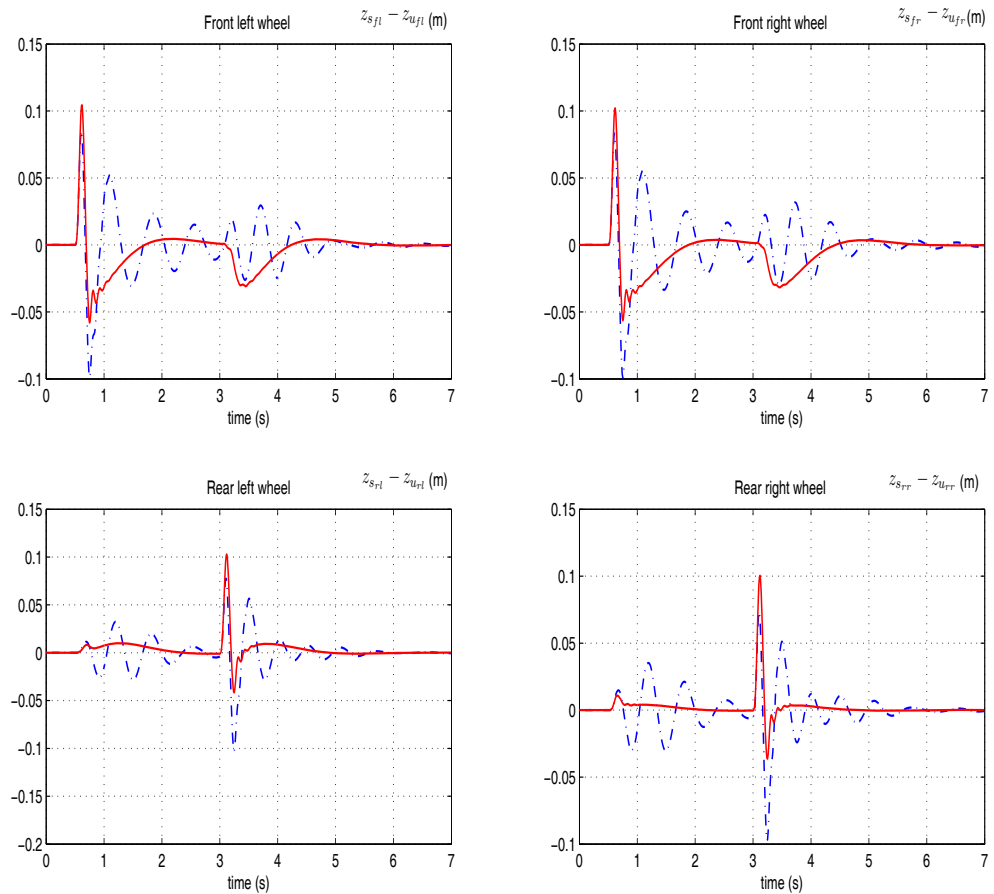


FIG. 5.21 – Débattement de la suspension dans le cas actif (ligne continue) et le cas passif (ligne discontinue) pour une bosse de 11 cm de hauteur

Pour tester la robustesse du contrôleur backstepping, une entrée aléatoire est utilisée. Les réponses temporelles des trois mouvements de la caisse sont représentées dans la figure 5.22 et les débattements de suspension dans la figure 5.23. Les mêmes remarques du cas précédent, peuvent être tirées avec cette perturbation. Ces réponses montrent la robustesse du contrôleur et confirment le fait que notre contrôleur possède des potentialités pour améliorer le confort et la tenue de route.

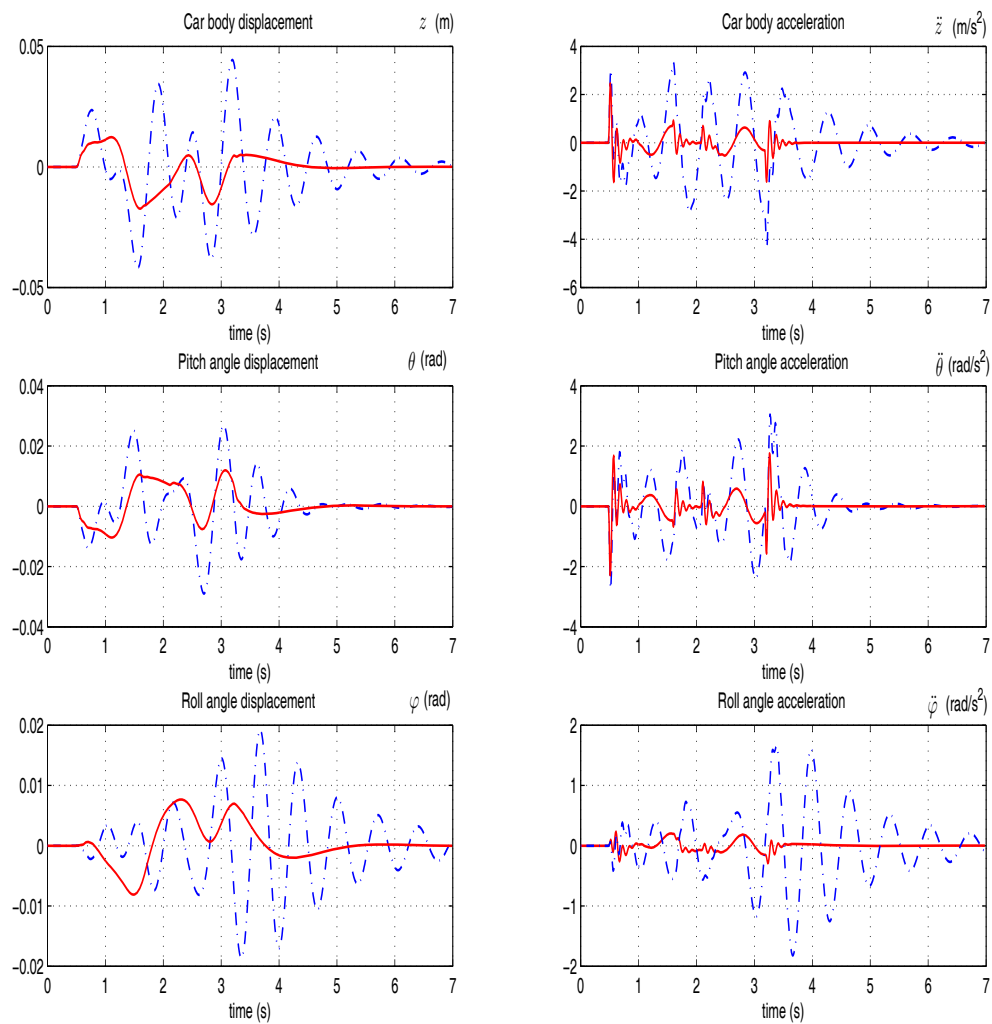


FIG. 5.22 – Performances de la suspension active (ligne continue) et la suspension passive (ligne discontinue) pour une entrée de route aléatoire

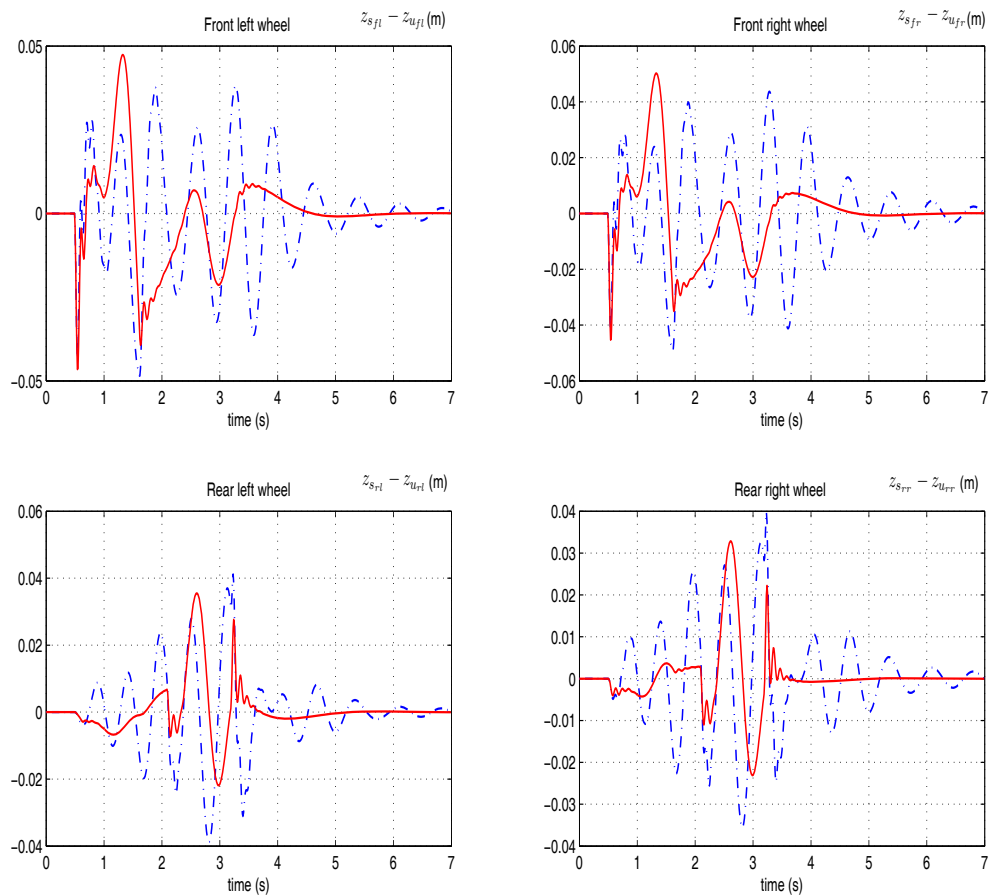


FIG. 5.23 – Débattement de la suspension active (ligne continue) et la suspension passive (ligne discontinue) pour une entrée de route aléatoire

5.3.2 La commande neuronale décentralisée du modèle complet

Comme pour le modèle demi-véhicule, la technique de la commande décentralisée exige l'utilisation d'un contrôleur neuronal pour chaque sous-système (un quart de véhicule). Le contrôleur neuronal local doit apprendre la tâche du contrôleur backstepping classique pour pouvoir fournir une force f_{ij} à chaque actionneur (avec $i = f$ ou r pour avant et arrière respectivement et $j = l$ ou r pour gauche et droite) en utilisant seulement les informations locales de chaque sous-système. Après l'apprentissage, les nouveaux contrôleurs sont prêts à remplacer les contrôleurs backstepping.

Résultats de simulation

Vu l'idée de la décentralisation pour un modèle demi-véhicule et un modèle complet est la même, nous avons choisi de ne pas encombrer cette partie par des figures. Ainsi, les performances des contrôleurs neuronaux découplés et du contrôleur backstepping seront testées et comparées à celles obtenues par suspension passive pour une bosse de 10 cm de hauteur.

chacun des réseaux de neurones multi-couche utilisé pour le coté gauche du véhicule contient 10 neurones dans la couche cachée, un neurone de sortie et 6 neurones d'entrées qui correspondent à :

- *Avant* :
 - le déplacement vertical de la caisse,
 - la vitesse du déplacement vertical de la caisse,
 - la variation de l'angle de tangage,
 - la vitesse de variation de l'angle de tangage,
 - le débattement de la suspension avant gauche,
 - la vitesse du débattement de la suspension avant gauche.
- *Arrière*
 - le déplacement vertical de la caisse,
 - la vitesse du déplacement vertical de la caisse,
 - la variation de l'angle de tangage,
 - la vitesse de variation de l'angle de tangage,
 - le débattement de la suspension arrière gauche,
 - la vitesse du débattement de la suspension arrière gauche.

Les réseaux de neurones utilisés pour le coté droit, contiennent 8 neurones chacun dans la couche cachée et utilisent les entrées suivantes :

- *Avant* :
 - la vitesse du déplacement vertical de la caisse,
 - la variation de l'angle de tangage,
 - la vitesse de variation de l'angle de tangage,
 - le débattement de la suspension avant droite,
 - la vitesse du débattement de la suspension avant droite.
- *Arrière*
 - la vitesse du déplacement vertical de la caisse,
 - la variation de l'angle de tangage,

- la vitesse de variation de l'angle de tangage,
- le débattement de la suspension arrière droite,
- la vitesse du débattement de la suspension arrière droite.

Pour ce contrôleur, nous avons choisi de prendre les mêmes paramètres du véhicule, et de tracer les mêmes variables de la partie backstepping :

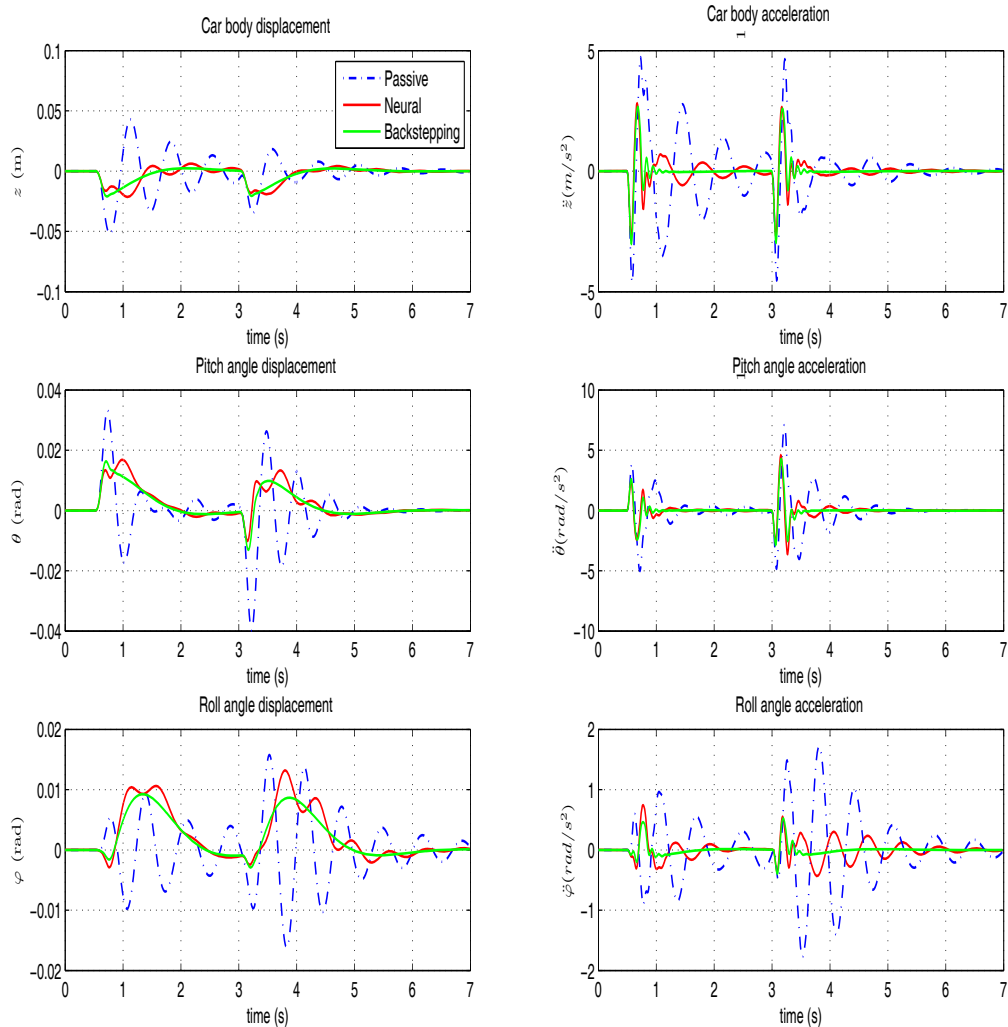


FIG. 5.24 – Performances de la suspension active (ligne continue) comparées à celles de la suspension passive (ligne discontinue) : Cas d'une bosse isolée de 10 cm de hauteur

La Figure 5.24 montre que les graphes des réponses des trois mouvements de la caisse (vertical, tangage et roulis) ainsi que leurs vitesses confirment l'amélioration apportée par les systèmes de suspension actifs par rapport à système passif. Les contrôleurs neuronaux ont permis d'obtenir des résultats très satisfaisants mais d'un degré moins important par rapport à ceux du contrôleur backstepping. Malgré ça,

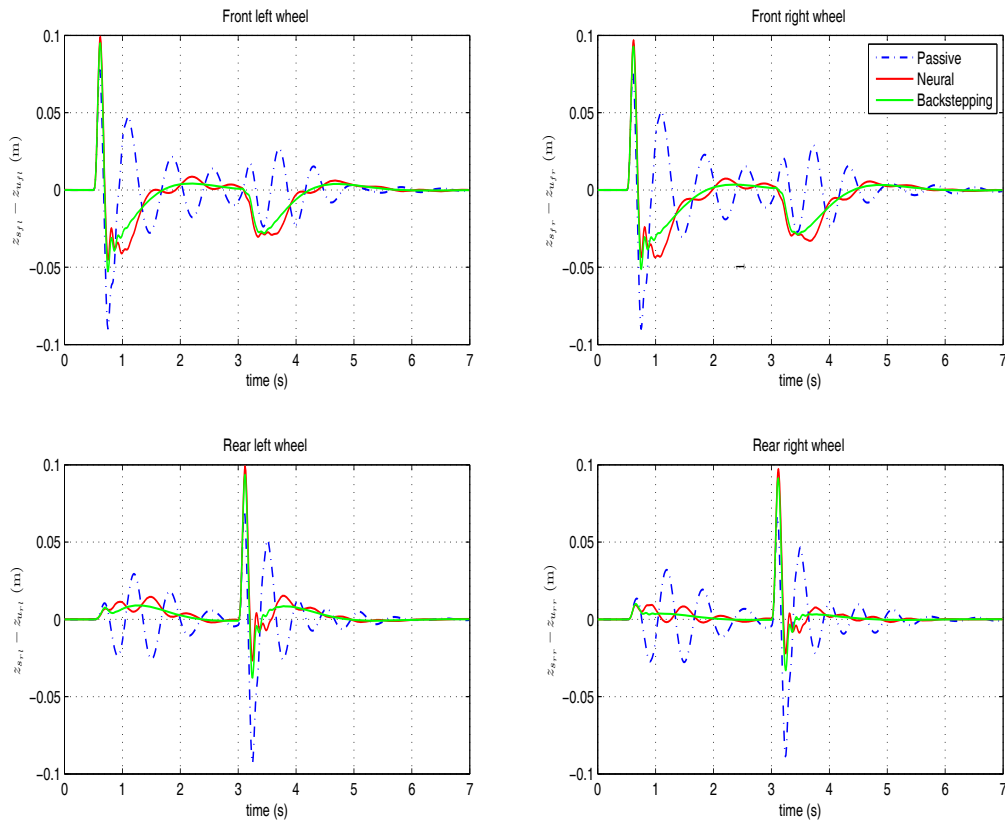


FIG. 5.25 – Débattement de la suspension dans le cas actif (ligne continue) et le cas passif (ligne discontinue) pour une bosse de 10 cm de hauteur

l'avantage reste en faveur des contrôleurs neuronaux découplés, parce que chaque contrôleur utilise moins d'entrées, et évidemment moins de capteurs.

Malheureusement, parce que les réseaux de neurones imitent le comportement du contrôleur backstepping, ils apprennent aussi les inconvénients de ce dernier. Ce qui explique la présence des pics dans les graphes représentant les débattements de suspension (cf. Fig 5.25).

Comme dans la partie d'un demi-véhicule, on peut jouer sur le nombre des variables d'entrée. Toutefois, si on se limite à ce choix, ça n'empêche pas de réduire encore le nombre des entrées (capteurs) ou de se limiter aux capteurs les moins chers.

5.4 Commande de la suspension avec CarSim

CarSim est un progiciel permettant la simulation et l'analyse de la façon dont des véhicules routiers, avec ou sans remorque, répondent aux commandes des pilotes sur des routes modélisées en deux ou trois dimensions. CarSim exécute en temps réel des modèles dynamiques de véhicules, permet de mieux visualiser le comportement du véhicule et permet aussi de réaliser des essais en boucle fermée.

Ce simulateur utilise des modèles paramétrables générés préalablement par un programme de génération symbolique appelé AutoSim. Cette caractéristique lui permet d'obtenir des performances de simulation largement suffisantes pour viser les applications temps réel.

Ce progiciel permet aussi l'introduction de nouveaux modèles et de commander tous les sous-systèmes liés au comportement du véhicule (le freinage, l'ABS, la suspension, ...).

Malheureusement, la version 5.16 avec laquelle nous avons travaillé, n'offre pas la possibilité d'utiliser un actionneur ou d'insérer une force active dans le système de suspension, et se limite à la suspension semi-active. Donc, nous n'avons pas pu tester la majorité de nos commandes qui sont entièrement actives et la seule commande qu'on a pu tester est la commande floue.

Nous présentons dans ce qui suit, brièvement, les caractéristiques du véhicule choisi et nous donnons dans l'annexe A plus de détails sur le simulateur CarSim ainsi que son interface.

5.4.1 Paramètres du véhicule

Les modèles des véhicules préalablement installés avec CarSim sont des modèles entièrement non-linéaires. Tous les paramètres des véhicules sont obtenus à partir des expériences sur chaque sous-système. Par exemple, la raideur du ressort de la suspension n'est pas égale un coefficient fixe mais, elle est approximée par interpolation à l'aide du tableau suivant, pour un véhicule de type « Big car » :

Compression (mm)	Force (N)	Extension (mm)	Force (N)
-70.0	0.0	-70.0	-80.0
-60.0	2200.0	-60.0	2120.0
0.0	4000.0	0.0	3920.0
58.0	5740.0	58.0	5660.0
64.0	6487.0	64.0	6407.0
70.0	9771.0	70.0	9691.0

TAB. 5.3 – Les valeurs de la raideur du ressort de la suspension obtenues par expérience

Le tableau donne une idée sur le nombre de points et les limites d'extension et de compression nécessaires pour modéliser un tel type de ressort. Les Figures 5.26 à 5.29 représentent la force des ressorts et des amortisseurs avant et arrière pour le cas du véhicule choisi.

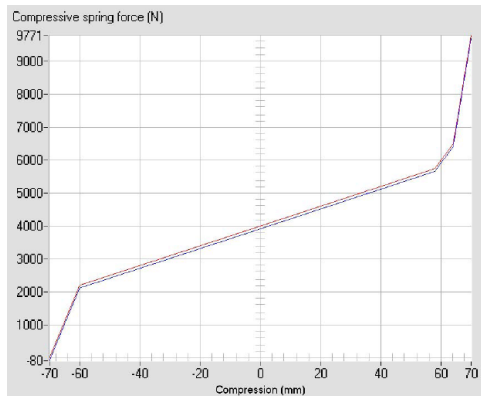


FIG. 5.26 – La force du ressort de l’essieu avant (N) en fonction de la compression (mm)

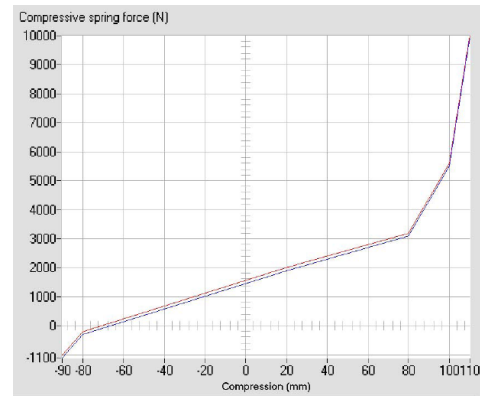


FIG. 5.27 – La force du ressort de l’essieu arrière (N) en fonction de la compression (mm)

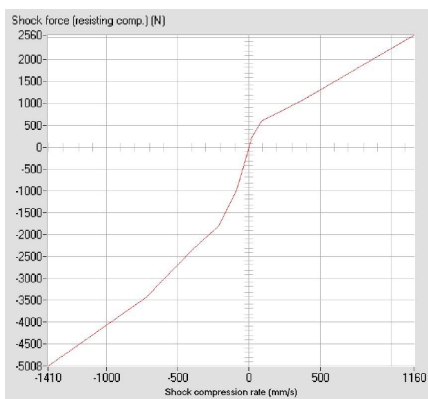


FIG. 5.28 – La force de l’amortisseur de l’essieu avant (N) en fonction de la vitesse de compression (mm/s)

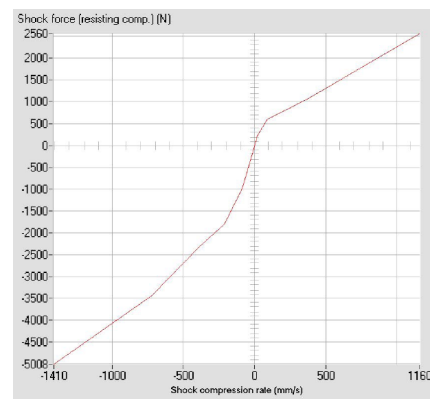


FIG. 5.29 – La force de l’amortisseur de l’essieu arrière (N) en fonction de la vitesse de compression (mm/s)

Les autres paramètres du « Big car » sont : $m_s = 1527$ kg, $m_{us_f} = 100$ kg, $m_{us_r} = 80$ kg, $I_{xx} = 606.1$ kg $\cdot m^2$, $I_{yy} = 2741.9$ kg $\cdot m^2$, $a = 1.014$ m, $b = 1.676$ m et $w = 1540$ m

5.4.2 Commande de la suspension semi-active par la logique floue

Tout d’abord, on va appliquer à chaque quart de véhicule, un contrôleur flou indépendant. Pour réaliser cette tâche, nous utilisons le contrôleur de 25 règles étudié dans le chapitre 4. Les quatre forces générées par ces contrôleurs remplaceront celles générées par le contrôleur semi-actif classique intégré dans CarSim (cf. Fig 5.30). Une simple analyse du contrôleur CarSim montre qu’il contient 20 entrées ce qui n’est pas pratique ou réalisable vu l’utilisation de 20 capteurs différents.

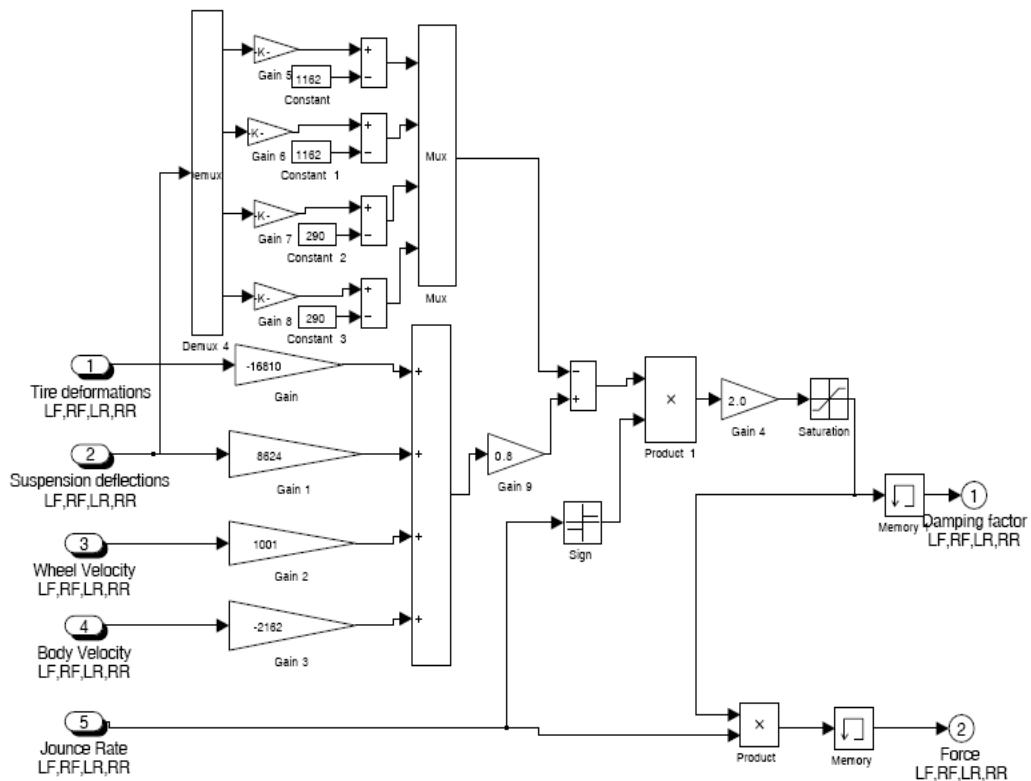


FIG. 5.30 – Structure du contrôleur semi-actif intégré dans Carsim

Les Figures 5.31 à 5.36 correspondent aux réponses temporelles de déplacement vertical de la caisse, de variation de l'angle de tangage et de variation de l'angle de roulis et ceci pour les systèmes en B.O, le système semi-actif du CarSim et le système semi-actif flou. Les remarques qu'on peut tirer sont :

- le déplacement vertical du châssis de véhicule est réduit par le contrôleur flou par rapport aux résultats du contrôleur du CarSim et du système en B.O,
- les amplitudes des pics de variation de l'angle de tangage sont affaiblies par le contrôleur flou par rapport aux deux autres cas. Par contre, le système ne se stabilise pas rapidement,
- la variation de l'angle de roulis est très loin d'être acceptable et elle ne répond pas au critère sécurité/confort. Avec une variation qui atteint 2° , le risque des accidents s'ajoute à l'inconfort pressenti. Ceci est dû à la négligence des mouvements de roulis et de tangage par les contrôleurs qui ne prennent en compte que les variables locales et sont conçus pour des systèmes de quart de véhicule.

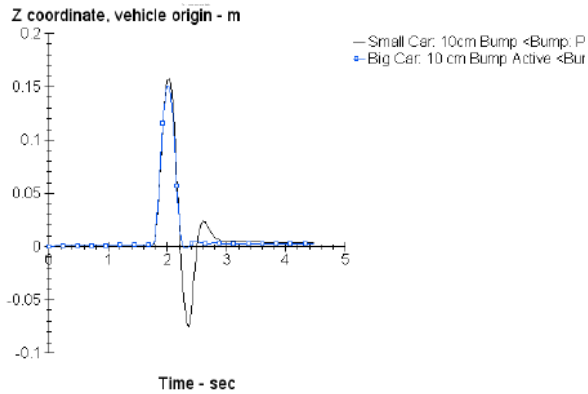


FIG. 5.31 – Déplacement vertical de la caisse (m) en fonction du temps (s) : Cas d'un contrôleur classique

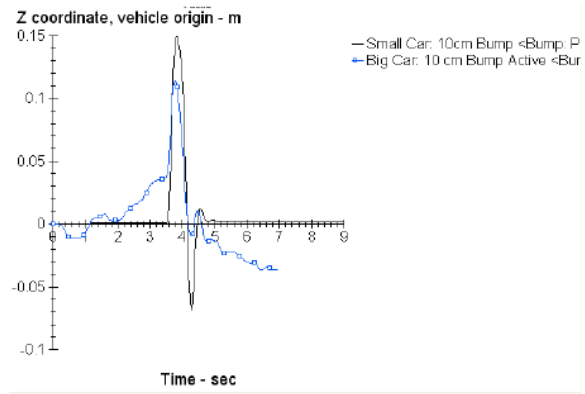


FIG. 5.32 – Déplacement vertical de la caisse (m) en fonction du temps (s) : Cas d'un contrôleur flou

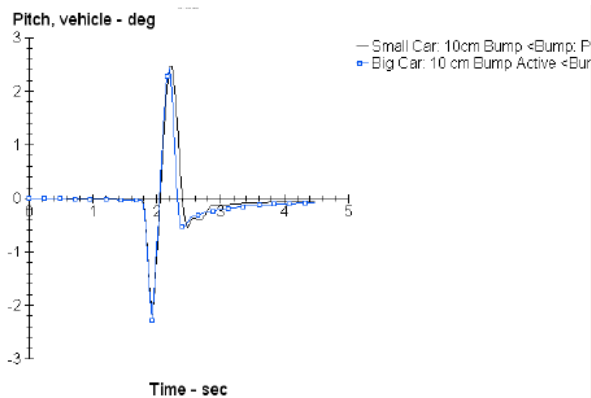


FIG. 5.33 – Variation de l'angle de tangage (deg) en fonction du temps (s) : Cas d'un contrôleur classique

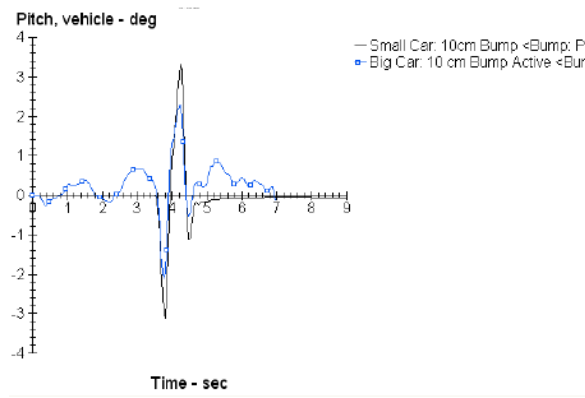


FIG. 5.34 – Variation de l'angle de tangage (deg) en fonction du temps (s) : Cas d'un contrôleur flou

Afin de remédier le problème de la négligence des interactions entre les sous-systèmes, nous proposons une nouvelle structure qui prennent comme entrées les trois mouvements du châssis et leurs variations (cf. Fig 5.37). On utilise dans cette partie, la base de Rao présentée dans le chapitre précédent. Les contrôleurs flous génèrent trois composantes : la force verticale F_z , la force de tangage F_t et la force de roulis F_r . Ces forces seront utilisées pour calculer les forces parfaites des actionneurs

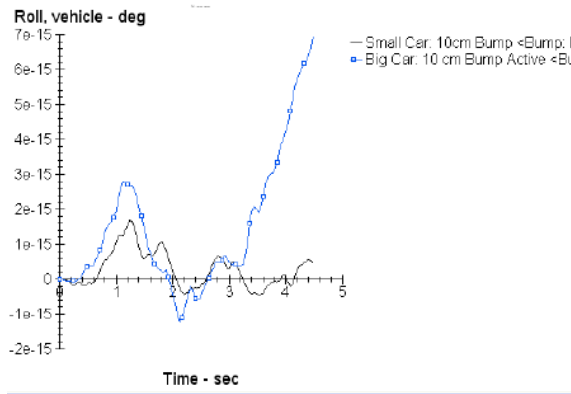


FIG. 5.35 – Variation de l’angle de roulis (deg) en fonction du temps (s) : Cas d’un contrôleur classique

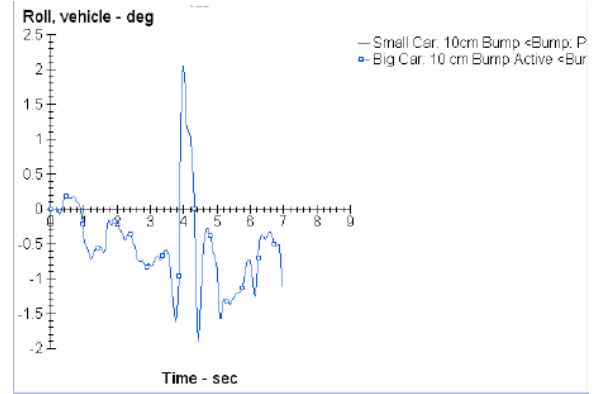


FIG. 5.36 – Variation de l’angle de roulis (deg) en fonction du temps (s) : Cas d’un contrôleur flu

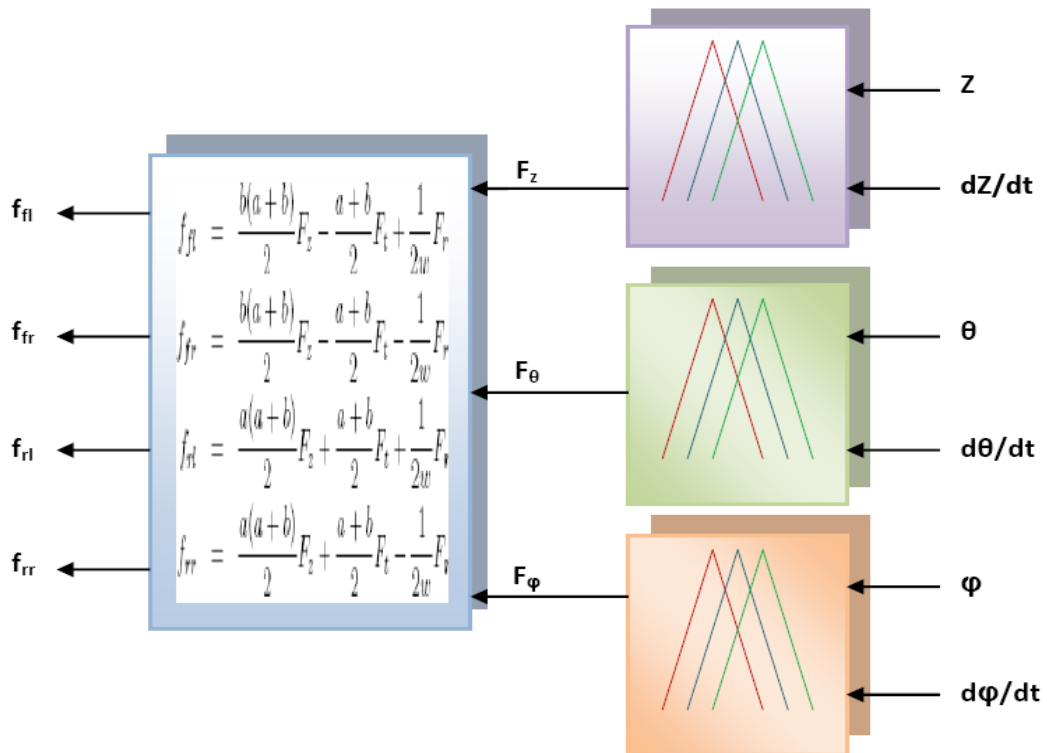


FIG. 5.37 – Structure du contrôleur semi-actif flu

à l’aide des équations suivantes :

$$f_{fl} = \frac{b(a+b)}{2}F_z - \frac{a+b}{2}F_t + \frac{1}{2w}F_r$$

$$f_{fr} = \frac{b(a+b)}{2}F_z - \frac{a+b}{2}F_t - \frac{1}{2w}F_r$$

$$f_{rl} = \frac{a(a+b)}{2}F_z + \frac{a+b}{2}F_t + \frac{1}{2w}F_r$$

$$f_{rr} = \frac{a(a+b)}{2}F_z + \frac{a+b}{2}F_t - \frac{1}{2w}F_r$$

Enfin, nous traçons pour une entrée sinusoïdale et pour deux fréquences différentes (1 Hz et 10 Hz) l'accélération verticale de la caisse et la variation de l'angle de tangage (cf. Fig 5.38 à 5.41). Ces graphes prouvent que le confort augmente par l'utilisation d'une suspension semi-active en sachant que l'environnement de simulation est réel et il ne néglige aucun paramètre.

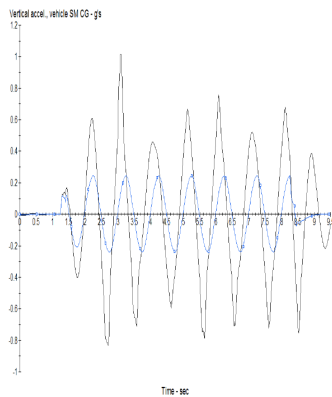


FIG. 5.38 – Accélération verticale de la caisse (m/s^2) en fonction du temps (s).
fréquence d'entrée=1 Hz

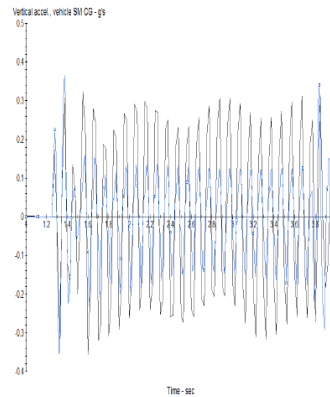


FIG. 5.39 – Accélération verticale de la caisse (m/s^2) en fonction du temps (s).
Fréquence d'entrée=10 Hz

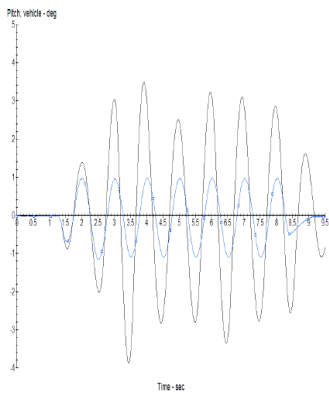


FIG. 5.40 – Variation de l'angle de tangage (deg) en fonction du temps (s).
Fréquence d'entrée=1 Hz

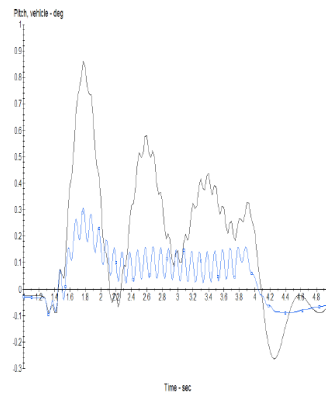


FIG. 5.41 – Variation de l'angle de tangage (deg) en fonction du temps (s).
Fréquence d'entrée=10 Hz

5.5 Conclusion

Nous avons présenté dans la première partie de ce chapitre, la synthèse d'une loi de commande backstepping du modèle non-linéaire d'un demi-véhicule équipé de suspension active. Étant donné que le modèle est de type bicyclette, cette commande a permis d'améliorer le confort en vertical et en tangage. Le problème majeur avec cette commande est la détermination des constantes positives c_1 , c_2 et k qui permettent d'améliorer le confort et d'éliminer les sous-systèmes oscillants, le seul moyen de le faire est de faire plusieurs tests par simulations. Cette commande est

utilisée par la suite, pour réaliser une commande neuronale décentralisée. Dans cet objectif, deux réseaux de neurones sont utilisés pour imiter le comportement des deux forces des actionneurs. L'avantage primordial de cette technique est l'utilisation d'un nombre d'entrées réduit facilitant ainsi, l'implémentation de ces lois dans l'industrie.

Nous appliquons aussi au modèle de suspension active d'un demi-véhicule découplé une commande floue. En exploitant les résultats obtenus pour le modèle quart de véhicule, on a trouvé que la meilleure base des règles est celle de Rao. Les résultats de simulations ont permis de réduire le déplacement vertical et la variation de l'angle du tangage.

Pour le modèle complet, les mêmes remarques que pour le modèle à 4 ddl, peuvent être constatées à propos de l'application de la commande backstepping et la commande neuronale décentralisée. Cependant, la synthèse d'une commande floue dé-couplée ne donne pas satisfaction en réalisant les tests sur un modèle réel intégrant un système de suspension semi-actif. La deuxième approche de commande floue, consiste à développer quatre forces de suspension à partir de trois composantes représentant les trois mouvements de la caisse.

Conclusions et perspectives

Cette thèse traite la synthèse des lois de commande non-linéaire et intelligentes dédiées aux systèmes de suspension active, dans le cadre de l'amélioration du compromis confort/tenue de route pour les véhicules automobiles. Ce travail est résumé dans les chapitres du mémoire ; respectivement consacrés à l'analyse des systèmes de suspension, au développement de divers modèles de suspension, à la présentation des méthodes de commande utilisées et enfin au développement et à la validation de quelques schémas de commande pour le contrôle des différents modèles.

Dans le premier chapitre, nous avons présenté une description détaillée sur les éléments mécaniques et les mouvements d'un système de suspension, ainsi que les différents types de vibrations et leurs effets sur le corps de l'être humain. De plus, certains modèles concernant la modélisation du corps de l'être humain ont été présentés. Nous avons généré le profil de la piste temporelle à partir de la densité spectrale de puissance tirée des tests expérimentaux. Nous avons conclu ce chapitre par présenter les critères de performances les plus utilisés dans la littérature.

Le deuxième chapitre décrit les modèles de véhicules automobiles utilisés dans la thèse, autant pour la synthèse de lois de commande, que pour leur validation. Un modèle dit quart de véhicule est présenté sous deux formulations. La première est linéaire et la deuxième intègre les caractéristiques non linéaires des actionneurs. Le modèle demi-véhicule et le modèle complet sont aussi développés afin de valider les commandes proposées dans le contexte du contrôle global de châssis.

Nous sommes également attachés dans ce chapitre à présenter les critères de performances pour chaque modèle de véhicule après avoir vu les limites d'un système de suspension (points invariants, comportement invariants), pour le modèle quart de véhicule. Les modèles développés dans ce chapitre permettent ensuite de développer et valider les algorithmes de contrôle utilisés.

Le chapitre trois fournit des rappels sur les lois de commandes utilisées. Nous avons tout d'abord présenté les différentes définitions des systèmes complexes avant de développer quelques méthodes de commandes classiques (commande skyhook, commande backstepping) ainsi que la commande floue et la commande neuronale décentralisée. Enfin, ce chapitre présente un état de l'art non-exhaustif des commandes appliquées aux systèmes de suspension.

Le quatrième chapitre décrit l'application des approches présentées au troisième chapitre sur les modèles du quart de véhicule décrits au chapitre deux. Nous avons synthétisé deux commandes différentes (skyhook, backstepping) pour le modèle quart de véhicule à deux degrés de liberté équipé d'une suspension active. Puis, nous avons comparé les performances de ces deux systèmes bouclés linéaires entre elles et avec celle du système linéaire en boucle ouverte. Nous avons procédé de la même façon

pour les trois contrôleurs flous utilisant des bases des règles différentes (Rao, Yoshimura et optimisée).

La commande backstepping est aussi appliquée à un modèle non-linéaire incorporant la dynamique de l'actionneur.

Le cinquième chapitre présente l'application des lois de commandes à des modèles demi-véhicule et le modèle complet. Nous avons synthétisé pour chacun de ces deux modèles non-linéaires une loi de commande backstepping. Par la suite, nous avons utilisé des réseaux de neurones pour qu'ils puissent apprendre les tâches réalisées par ces contrôleurs en utilisant qu'un nombre réduit d'entrées. La commande neuronale décentralisée est une approche utilisée pour la première fois pour ce type de systèmes et elle est considérée comme une technique prometteuse dont l'avantage majeure est la réduction des nombres des capteurs utilisés lors de l'implémentation des lois de commande.

La commande floue est appliquée sur un modèle de suspension active pour le modèle demi-véhicule et sur un modèle de suspension semi-active pour le modèle complet. La validation de nos lois de commandes par le simulateur CarSim qui largement utilisé dans les laboratoires s'intéressant à l'étude du comportement des véhicules n'a pas pu avoir lieu, car, la version 5.16 dont nous disposons, n'offre pas la possibilité d'intégrer une force active et se limite à une force semi-active. Pour cela, nous avons développé une nouvelle structure de commande floue qui génère trois composantes de forces correspondantes aux mouvements : vertical, de tangage et de roulis. Ces composantes de forces seront utilisées pour générer les forces semi-actives de chaque sous-systèmes.

Les lois de commande développées dans le cadre de cette thèse sont efficaces et prometteuses. Cependant, des travaux futurs peuvent améliorer ces résultats. En effet, nous proposons :

- le développement d'un modèle complet intégrant les différents modèles non-linéaires tel que la dynamique de l'actionneur et l'adhérence des pneus,
- le développement d'une bonne modélisation du profil de la route qui permet de mieux analyser les performances,
- l'étude du comportement latéral du véhicule qui permet de mieux étudier la tenue de route,
- l'étude de l'interaction entre les différents systèmes constituant l'automobile comme l'ABS, le moteur, . . . , qui permet un contrôle global du châssis du véhicule,
- la réalisation d'essais pratiques en appliquant les commandes sur un système réel.

Bibliographie

- [1] M.Bouazara. *Etude et Analyse de la suspension active et semi-active des véhicules routiers*. PhD thesis, Cambridge University, 1997.
- [2] N. Lagraa, D. Boukhetala, G. Bloch, and F. Boudjema. Nonlinear control design of active suspension based of full-car model. *Archives control sciences*, 17(LIII)(3-4) :357 – 375, 2007.
- [3] N. Lagraa, D. Boukhetala, A. Guessoum, and G. Bloch. Decentralised neural control of active suspensions. *International Journal of Vehicle Autonomous Systems*, 3(2-4) :292 – 305, 2005.
- [4] N. Lagraa, D. Boukhetala, A. Guessoum, and G. Bloch. Decentralised neural control of half-car model. In *the Proceedings of International Computer Systems and Information Technology Conference ICSIT'05*, volume 2, 2005.
- [5] laliberté. *Modélisation et simulation d'un véhicule servant à l'étude de l'arrimage direct dans le transport d'équipements hors normes*. PhD thesis, faculté des sciences et de génie université Laval, 2004.
- [6] Patrice Donati. Les risques liées à l'exposition aux vibrations transmises à l'ensemble du corps humain. In *Conférence des risques liées à l'exposition aux vibrations*, Nancy, France, 2005.
- [7] A. S. Baillie. *Development of a fuzzy logic controller for an active suspension of an off-road vehicle fitted with terrain preview*. PhD thesis, Department of Mechanical Engineering, Royal Military College of Canada, 1999.
- [8] T. D. Gillespie and S. M. Karamihas. Simplified models for truck dynamic response to road inputs, heavy vehicle systems. *International Journal of Vehicle Design*, 07(1) :231–247, 2000.
- [9] Mouleeswaran Senthil kumar. Genetic algorithm-based proportional derivative controller for the development of active suspension system. *Information Technology and Control*, 36(1) :58–67, 2007.
- [10] D. Hrovat. Survey of advanced suspension development and related optimal control applications. *Automatica*, 33(10) :1781–1817, 1997.
- [11] J. D. Robson. Road surface description and vehicle response. *International Journal of Vehicle Design*, 01 :25–35, 1979.
- [12] Y.Suda, S.Nakadai, K.Nakano T. Hitoshi, and W. Takeshi. Study on the self-powered active vibration control. application to random vibration and a cab suspension of a truck. *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers*, 64(628) :4770–4776, 1998.

-
- [13] R.Dorling. *Integrated control of roll vehicle dynamics*. PhD thesis, Université de Laval, April 1996.
- [14] M.Bouazara. *Étude et analyse de la suspension active et semi-active des véhicules routiers*. PhD thesis, Faculté des Études Supérieures de l'université Laval, 1997.
- [15] D.Sammier. *Sur la modélisation et la commande de suspension de véhicules automobiles*. PhD thesis, Institut National Polytechnique de Grenoble, 2001.
- [16] Angela K. Carter. Transient motion control of passive and semiactive damping for vehicle suspensions. Master's thesis, The Faculty of the Virginia Polytechnic Institute and State University, July 1998.
- [17] Jukka-Pekka Hyvarinen. *Improvement of full vehicle semi-active suspension through kinematical model*. PhD thesis, Departement of mechanical engineering University of Oulu, 2004.
- [18] Yisheng Zhang and Andrew.G.Alleyne. A new approach to half-car active suspension control. In *Proceedings of the American Control Conference*, Denver, Colorado, June 2003. IEEE.
- [19] B.Mohan and S.B.Phadke. Variable structure active suspension system. *IEEE*, 1996.
- [20] H.Akcaay S.Turkay. A study of random vibration characteristics of the quarter-car model. *Journal of Sound and Vibration*, 282 :111–124, 2005.
- [21] H.Y.Son, S.G.Jeong, J.Y.Choi, J.K.Kim, Y.S.Cheon, Y.I.Paek, and S.H.Kwon. A robust controller design for performance improvement of a semi-active suspension systems. In *IEEE International Symposium on Industrial Electronics Proceedings*, 2001.
- [22] H.-S. ROH and Y. PARK. Stochastic optimal preview control of an active vehicle suspension. *Journal of Sound and Vibration*, 1999.
- [23] Y. Ando and M. Suzuki. Control of active suspension systems using the singular perturbation method. *Control Eng. Practice*, Vol. , No. , pp. , 4(3) :287–293, 1996.
- [24] Jung-Shan Lin and Ioannis Kanellakopoulos. Nonlinear design of active suspensions. *IEEE Control Systems Magazine*, 17(3), Juin 1997.
- [25] Supavut Chantranuwathana and Huei Peng. Adaptive robust force control for vehicle active suspensions. *international Journal of Adaptive Control and Signal Processing*, 18(2) :83 – 102, 2004.
- [26] X.Shen and H.Peng. Analysis of active suspension systems with hydraulic actuators. In *Proceedings of the American Control Conference*, Proceedings of the 2003 IAVSD conference, Atsugi, Japan, August 2003.
- [27] P.E.Boileau and S.Rakheja. Evaluation et étude du comportement dynamique d'un système de suspension torsio-élastique pour véhicule tout-terrain. Technical report, études et recherches, 1996.
- [28] D.S.JOO, N.Jonathan, M.Weaver, T.Lahdhirt, and F.Al-Abbas. Nonlinear modeling of vehicle suspension system. In *Proceedings of the American Control Conference*, Chicago, Illinois, Juin 2000.
-

- [29] M.Bertrand and J.Poulain. Modèles de commande pour asservissements électro-hydrauliques de position. *J. phys France*, pages 1879–1889, 1992.
- [30] J. K. Hedrick. Invariant properties of automotive suspensions. *Journal of Automotive Engineering*, pages 21–27, 1990.
- [31] A. Zin. *Sur la commande robuste des suspensions automobiles en vue du contrôle global de châssis*. PhD thesis, Institut National Polytechnique de Grenoble, 2005.
- [32] Neil McLellan. On the development of a real-time embedded digital controller for heavy truck semiactive suspensions. Master's thesis, The Faculty of the Virginia Polytechnic Institute and State University, June 1998.
- [33] J. Campos, L. Davis, F. L Lewis, S. Ikenaga, S. Scully, and M. Evans. Active suspension control of ground vehicle heave and pitch motions. In *Proceedings of the 7th Mediterranean Conference on Control and Automation*. Haifa, June 1999.
- [34] H.A.Mahmoud, P.T.Kabamba, A.G.Ulsoy, and G.A.Brusher. Robust parallel design of the subsystems constituting a complex system. In *Proceedings of the American Control Conference*, Portland, USA, June 2005.
- [35] T. Yoshimura, K. Nakaminami, M. Kurimoto, and J. Hino. Active suspension of passenger cars using linear and fuzzy-logic controls. *Control Engineering Practice* 7, pages 41–47, 1999.
- [36] W.Chen, J.K.Mills, and L.Wu. Neurofuzzy adaptive control for semi-active vehicle suspension.
- [37] E.Esmailzadeh and H.Taghirad. State-feedback control for passenger ride dynamics. *The Transactions of the Canadian Society for Mechanical Engineering*, pages 495–508, December 1995.
- [38] I. Szász, P.Gásápr, and J.Bokor. Nonlinear active suspension modelling using linear parameter varying approach. In *Proceedings of the 10th Mediterranean Conference on Control and Automation*, July 2002.
- [39] Chiou-Jye Huang Jung-Shan Lin. Nonlinear active suspension control design applied to a half-car model. In *IEEE International Conference on Networking, Sensing and Control*, volume 2, pages 719–724, 2004.
- [40] David John Matthew Sampson. *Active Roll Control of Articulated Heavy Vehicles*. PhD thesis, Cambridge University Engineering Department, 2000.
- [41] J.H.Park and Y.S.Kim. Decentralized variable structure control for active suspensions based on a full-car model. In *Proceedings of the 1998 IEEE International Conference on Control Applications*, Italy, September 1998.
- [42] S.Ikenaga, F.L.Lewis, J.Campos, and L.Davis. Active suspension control of ground vehicle based on a full-vehicle model. In *Proceedings of the American Control Conference*, Chicago, Illinois, June 2000.
- [43] M-M. Ben Gaid, A. Çela, and R. Kocik. Distributed control of a car suspension system. In *The 5th EUROSIM Congress on Modeling and Simulation*, Paris, France, September 2004.

-
- [44] M.Lakehal-Ayat, S.Diop, and E.Fenaux. Development of a full active suspension system. In *IFAC, 15th Triennial World Congress*, Barcelona, Spain, 2002.
- [45] M.Lakehal-Ayat, S.Diop, and E.Fenaux. More on a decoupled control model of a vehicle suspension system. In *IEEE ISIE 2005*, Dubrovnik, Croatia, June 20-23 2005.
- [46] M. Bouazara, M.J.Richard, and S.Rakheja. Safety and comfort analysis of a 3-d vehicle model with optimal non-linear active seat suspension. *Journal of Terramechanics*, 2004.
- [47] J. Bernussou and A. Titli. *Interconnected dynamical systems : stability, decomposition and decentralisation*. North-Holland, 1982.
- [48] D. D. Siljak. *Decentralized control of complex systems*. Academic Press, New York, 1991.
- [49] A. Aek. Benlatreche. *Contribution à la commande robuste H_∞ de systèmes à grande échelle d'enroulement de bandes flexibles*. PhD thesis, Université Louis Pasteur, Strasbourg I, 2007.
- [50] D. D. Siljak. *Large-scale dynamic systems : Stability and Structure*. North-Holland, New York, 1978.
- [51] Fabien Claveau. *Contribution à l'analyse et la commande structurée des grands systèmes*. PhD thesis, Sciences et Technologies de l'Information et des Matériaux. Université de Nantes, 2005.
- [52] J.C. Geromel, J. Bernussou, and P.L.D. Peres. Decentralized control through parameter space optimization. *Automatica*, 10 :1565–1578, 1994.
- [53] J. M. Dion, C. Commault, and J. van der Woude. Generic properties and control of linear structured systems : a survey. *Automatica*, 39 :1125–1144, 2003.
- [54] K. Hornik, M. Stinchcombe, and H. White. Multilayer feedforward networks are universal approximators. *Neural Networks Vol, 2* :359–366, 1989.
- [55] K. Hornik, M. Stinchcombe, H. White, and P. Auer. Degree of approximation results for feedforward networks approximating unknown mappings and their derivatives. *Neural Computation*, 6 :1262–1275, 1994.
- [56] I. Kanellakopoulos, P. V. Kokotovic, , and A. S. Morse. Systematic design of adaptive controllers for feedback linearizable systems. *IEEE Transactions on Automatic Control*, 36 :1241–1253, 1991.
- [57] A.Feurer and A.S.Morse. Adaptive control of single-input, single-ouput linear systems. *IEEE transactions On Automatic Control*, 23 :557–569, 1978.
- [58] J.Tsinias. Suffecient lyapunov-like conditions for stabilization. *Math. Contr. Signal. Syst*, pages 343–357, 1989.
- [59] P.V.Kokotovic and H.J Sussmann. A positive real consition for global stabilization of nonlinear systems. *Systems and control systems*, 13 :125–133, 1989.
- [60] M. Krstiç, I. Kanellakopoulos, and P.Kokotoviç. *Nonlinear and Adaptive Control Design*. John Wiley and Sons, Inc, 1995.
-

- [61] H. K. Khalil. *Nonlinear systems*. Prentice-Hall International, INC, 1996.
- [62] L.N.Paquin. *Application du backstepping à une colonne de flottation*. PhD thesis, Faculté des études supérieures de l'université Laval, 2000.
- [63] L.A. Zadeh. Fuzzy sets. *Information Control*, 8 :338–353, 1965.
- [64] L. Fortuna, Lo M. Presti, C. Vinci, and A. Cucuccio. Recent trends in fuzzy control of electrical drives : an industry point of view. *Circuits and Systems*, 3 :459–461, 25-28 May 2003.
- [65] F. Barrero, E. Galvan, and D. Grenier. Fuzzy self tuning system for induction motor controllers. *EPE'95, Proc. of 6th European Conference on Power Electronics and Applications*, 1995.
- [66] H. Kang and G.Vachtsevanos. Adaptive fuzzy logic control. *IEEE International Conference on Fuzzy Systems*, pages 407–414, 1992.
- [67] H. Takagi. Application of neural networks and fuzzy logic to consumer products. *Power Electronics and Motion Control*, 3 :1629–1633, 1992.
- [68] C. Perneel, J. Themlin, J. Renders, and M. Acheroy. Optimization of fuzzy expert systems using genetic algorithms and neural networks. *IEEE Transactions on Fuzzy Systems*, 3 :300–312, 1995.
- [69] B. Liu, C. Chen, and J. Tsao. Design of adaptive fuzzy logic controller based on linguistic-hedge concepts and genetic algorithms. *IEEE Transactions on Systems, Man and Cybernetics*, 31 :32–53, 2001.
- [70] F. Hoffmann, C. Chen, and J. Tsao. Evolutionary algorithms for fuzzy control system design. *Proceedings of the IEEE*, 89 :1318–1333, 2001.
- [71] A. Kaufmann. *Introduction to the theory of fuzzy subset*. Academic Press, New York, 1975.
- [72] B. Bouchon-Meunier and C. Marsala (sous la direction de). *Traitement de données complexes et commandes en logique floue*. Lavoisier - Hermès Science Publications, Paris, 2003.
- [73] E. Mamdani and S. Assilian. An experiment in linguistic synthesis with a fuzzy logic controller. *International Journal of Man-Machine Studies*, 7 :1–13, 1975.
- [74] D. Driankov, H. Hellendoorn, and M. Reinfrank. *An Introduction to Fuzzy Control*. Springer-Verlag, Paris, 1993.
- [75] J.-Y. Dieulot et L. Dubois P. Borne, J. Rozinoer. *Introduction à la commande floue*. Editions Technip, 1998.
- [76] Jean-François Josserand. *Cellule floue : Contribution à la commande floue distribuée*. PhD thesis, Université de Savoie, France, 1996.
- [77] Jêrôme FAUCHER. *Les plans d'expériences pour le réglage de commandes à base de logique floue*. PhD thesis, Institut National Polytechnique De Toulouse, 2006.
- [78] D. Hissel. *Contribution à la commande de dispositifs électrotechniques par logique floue*. PhD thesis, Institut National Polytechnique De Toulouse, 1998.

-
- [79] M. S. kumar and S. Vijayarangan. Analytical and experimental studies on active suspension system of light passenger vehicle to improve ride comfort. *MECHANIKA*, 65(3) :34–41, 2007.
- [80] B. Gao, J. Darling, D. G. Tilley, R. A. Williams, A. Bean, and J. Donahue. Control of a hydropneumatic active suspension based on a non-linear quarter-car model. *Journal of Systems and Control Engineering*, 220(1) :15–31, 2006.
- [81] D. Sammier, O. Sename, and L. Dugard. H-infinity control of active vehicle suspensions. In *Proceedings of the IEEE International Conference on Control Applications*, pages 976–981, Anchorage, Alaska, USA, September 25-27 2000.
- [82] K. Hayakawa, K. Matsumoto, M. Yamashita, Y. Suzuki, K. Fujimori, and H. Kimura. Robust h_∞ output feedback control of decoupled automobile active suspension systems. *IEEE Transactions on Automatic Control*, 44(2) :392–396, 1999.
- [83] Y. Sama, J. S. Osmana, and M. R. Ghanib. A class of proportional-integral sliding mode control with application to active suspension system. *Systems and Control Letters*, 51 :217–223, 2004.
- [84] Y. Sama, J. S. Osmana, and M. R. Ghanib. Adaptive sliding control of non-autonomous active suspension systems with time-varying loadings. *Journal of Sound and Vibration*, 282 :1119–1135, 2005.
- [85] S. Hong, C. Sohn, and K. Hedrick. Modified skyhook control of semi-active suspensions : A new model, gain scheduling, and hardware-in-the-loop tuning. *Transactions- American Society of Mechanical Engineers Journal of Dynamic Systems Measurement and Control*, 124(1) :158–167, 2002.
- [86] Hamid D. Taghirad and E. Esmailzadeh. Automobile passenger comfort assured through lqg/lqr active suspension. *Journal of Vibration and Control*, 04(05) :603–618, 1998.
- [87] A. Oustaloup, X. Moreau, and M. Nouillant. The crone suspension. *Control Engineering Practice*, 04(08) :1101–1108, 1996.
- [88] Jung-Shan Lin and Ioannis Kanellakopoulos. Modular adaptive design for active suspensions. In *Proc of 36th IEEE CDC san Diego*, December 1997.
- [89] D. Karnopp, M.J. Crosby, and R.A. Harwood. Vibration control using semi-active force generators. *Journal of Engineering for Industry*, 5(96) :619–626, 1974.
- [90] J. Emura, S. Kakizaki, F. Yamaoka, and M. Nakamura. Developement on the semi-active suspension system based on the sky-hook damper theory. *Society of Automotive Engineers*, pages 17–26, 1994.
- [91] C. R. Fuller, S. J. Elliot, and P. A. Nelson. *Active control of vibration*. Academic Press, London, UK, 1996.
- [92] M. Nagai and T. Hasegawa. Vibration isolation analysis and semi-active control of vehicles with connected front and rear suspension dampers. *JSAE Review*, 18(1) :45–50, 1997.
- [93] M. M. Elmadany and Z. S. Abduljabbar. Linear quadratic gaussian control of a quarter-car suspension. *Vehicle System Dynamics*, 32(06) :479–497, 1999.
-

- [94] R. Krtolica and D. Hrovat. Optimal active suspension control based on a half-car model. In *Proceedings of the 29th IEEE Conference on Decision and Control*, pages 2238–2243, San Diego, CA, USA, Dec 5-7 1982.
- [95] D. Hrovat. Optimal active suspensions for 3d vehicle models. In *Proceedings on 1991 American control conference*, pages 1534–1541, San Diego, CA, USA, June 1982.
- [96] J. Doyle and G. Stein. Multivariable feedback design : Concepts for a classical/modern synthesis. *IEEE Transactions on Automatic Control*, 26(01) :04–16, 1981.
- [97] C. Poussot-Vassal, O. Sename, L. Dugard, P. Gaspar, Z. Szabo, and J. Bokor. Multi-objective l_p hinf/h₂ control of a half vehicle. In *The 10th mini-conference on Vehicle System Dynamics, Identification and Anomalies (VS-DIA)*, Budapest, Hungary, November 2006.
- [98] J. Campos, F. L. Lewis, L. Davis, and S. Ikenaga. Backstepping based fuzzy logic control of active vehicle suspension systems. In *Proceedings of the 2000 IEEE American Control Conference*, volume 6, pages 4030–4035, Chicago, IL, USA, June 28-30, 2000.
- [99] M. Canale, M. Milanese, Z. Ahmad, and E. Matta. An improved semiactive suspension control strategy using predictive techniques. In *Proceedings of the 2004 International Conference on Information and Communication Technologies : From Theory to Applications*, pages 53–54, U.K, April 19-23 2004.
- [100] N. Giorgetti, A. Bemporad, H. E. Tseng, and D. Hrovat. Hybrid model predictive control application towards optimal semi-active suspension. In *Proceedings of the IEEE International Symposium on Industrial Electronics ISIE 2005*, pages 391–398, Dubrovnik, Croatia, June 20-23 2005.
- [101] R. K. Mehra, J. N. Amin, K. J. Hedrick, C. Osorio, and S. Gopalasamy. Active suspension using preview information and model predictive control. In *Proceedings of the 1997 IEEE International Conference on Control Applications*, pages 860–865, San Diego, CA, USA, October 5-7, 1997.
- [102] M. Canale, M. Milanese, and C. Novara. Semi-active suspension control using « fast » model-predictive techniques. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 14(6), November 2006.
- [103] A. Hac. Decentralized control of active vehicle suspensions with preview. In *Proceedings of the american Control Conference*, pages 1952–1956, Baltimore, Maryland, USA, June 1994.
- [104] A. Shariati, H.D. Taghirad, and A. Fatehi. Decentralized robust h_∞ controller design for a half-car active suspension system. In *Proceedings of IEE Control 2004 Int. Conference*, pages 216–220, U.K, Sept 2004.
- [105] A. J. Barr and J. I. Ray. The development of fuzzy-logic based controller for semi-active suspension systems. In *Proceedings of the Fifth IEEE International Conference on Fuzzy Systems*, pages 42–48, 1996.
- [106] Y. Kuo, T. Hseng, and S. Li. A composite ep-based fuzzy controller for active suspension system. *International Journal of Fuzzy Systems*, 2(3) :183–190, 2000.

-
- [107] T. Yoshimura and K. Watanabe. Active suspension of a full car model using fuzzy reasoning based on single input rule modules with dynamic absorbers. *Int. J. of Vehicle Design*, 31(1) :22–40, 2003.
- [108] Rahmi Guclu. Fuzzy logic control of seat vibrations of a non-linear full vehicle model. *Nonlinear Dynamics*, 40 :21–34, 2005.
- [109] N. Al-Holou, T. Lahdhiri, D. S. Joo, J. Weaver, and F. Al-Abbas. Sliding mode neural network inference fuzzy logic control for active suspension systems. *IEEE Transactions on Fuzzy Systems*, 10(2) :234–246, 2002.
- [110] S. J. Huang and W.C. Lin. A self-organizing fuzzy controller for an active suspension system. *Journal of vibration and control*, 09(09) :1023–1040, 2003.
- [111] S. J. Huang and W. C. Lin. Adaptive fuzzy controller with sliding surface for vehicle suspension control. *IEEE Transactions on Fuzzy Systems*, 11(4) :550–559, 2003.
- [112] D. A. Jamei, M. Mahfouf, and M. Linkens. Fuzzy control design for a bond graph model of a non-linear suspension system. *Simulation series*, 33(1) :131–136, 2001.
- [113] M. J. L. Boada, B.L. Boada, B. Munoz, and V. Diaz. Neural control for a semi-active suspension of a half-vehicle model. *International Journal of Vehicle Autonomous Systems*, 13(2/3/4) :306–329, 2005.
- [114] Rong Yiming and Bao Xiangying. An automobile semi-active suspension system using neural network control and simulation. In *Proceedings of the 2004 International Conference on Intelligent Mechatronics and Automation*, Chengdu, China, August 2004.
- [115] D. L. Guo, H.Y. HU, and J.Q. YI. Neural network control for a semi-active vehicle suspension with a magnetoheological damper. *Journal of Sound and Vibration*, 102 :461–471, 2004.
- [116] S. Yildirim. Vibration control of suspension systems using a proposed neural network. *Journal of Sound and Vibration*, 277 :1059–1069, 2004.
- [117] R. Hampo and K. Marko. Neural network architectures for active suspension control. In *International Joint Conference on Neural Networks*, volume 2, pages 765–770, Seattle, WA, USA, July 28-30, 1991.
- [118] W. Chen, J. K. Mills, and L. Wu. Neurofuzzy and fuzzy control of automotive semi-active suspensions. *International Journal of Vehicle Autonomous Systems*, 1(02) :222–236, 2003.
- [119] S. G. Foda. Neuro-fuzzy control of a semi-active car suspension system. In *2001 IEEE Pacific Rim Conference on Communications, Computers and signal Processing*, pages 686–689, 2001.
- [120] Y. Y. Nazaruddin and M. Yamakita. Neuro-fuzzy based modeling of vehicle suspension system. In *Proceedings of the 1999 IEEE International Conference on Control Applications*, pages 1490–1495, Budapest, Hungary, November 1999.
- [121] C. Poussot-Vassal, O. Sename, L. Dugard, R. Ramirez-Mendoza, and L. Flores. Optimal skyhook control for semi-active suspensions. In *Proceedings of the*
-

- 4th IFAC Symposium on Mechatronics Systems*, pages 608–613, Heidelberg, Germany, 2006.
- [122] M. V. C. Rao and V. Praha. A tuneable fuzzy logic controller for vehicle active suspension systems. *Fuzzy sets and systems*, 85 :11–21, 1997.
- [123] M. Jamei, M. Mahfouf, and D. A. Linkens. Fuzzy-based controller of a non-linear quarter car suspension system. In *The 7th Iranian Students Seminar in Europe (ISS-2000)*, UMIST, Manchester, UK, 2000.
- [124] L. E. Sakman, R. Guclu, and N. Yagiz. Fuzzy logic control of vehicle suspensions with dry friction nonlinearity. *Sadhana*, 30(5) :649–659, 2005.
- [125] C. S. Ting, T. Hseng, S. Li, and F. C. Kung. Design of fuzzy controller for active suspension system. *Mechatronics*, 5(4) :365–383, 1995.
- [126] Boukhetala, Boudjema D., F. Djebiri, M., and M. S Boucherit. Decentralized neural network controller for trajectory tracking of robot manipulator. *Archives of Electrical Engineering*, L(3) :297–311, 2001.
- [127] D. Boukhetala, F. Boudjema, T. Madani, M. S. Boucherit, and N. K. M’Sirdi. Decentralized variable structure control for robot manipulators. *International Journal of Robotics and Automation ACTA Press*, 18(18) :28–40, 2003.
- [128] A. Kruczek and A. Stribrsky. Full car model for active suspension some practical aspects. In *Proceedings of the IEEE International Conference on Mechatronics*, pages 41–45, June 3-5, 2004.

Annexe A

Le simulateur CarSim

A.1 Introduction

CarSim est un logiciel de simulation permettant de fournir une réponse dynamique du véhicule en fonction des consignes du conducteur et l'environnement du véhicule. Il fournit un éventail de signaux de sortie qui peuvent être mesurés et comparés aux signaux issus de capteurs embarqués sur le véhicule lors d'essais réels. Ce logiciel est utilisé pour réaliser des simulations sur des véhicules automobiles et sur des « petits » camions. Une extension de CarSim (CarSim trailer) permet de s'intéresser aux camions plus volumineux tel que le semi-remorque.

CarSim combine l'information des écrans de données avec les modèles mathématiques de « dynamique véhicule » pour simuler le comportement de véhicule. CarSim lie également les résultats de simulation avec l'animation et les différentes courbes tracées. Le package de CarSim se compose principalement de quatre modules de logiciel étroitement intégrés (cf. Fig A.1) :

- Les écrans de données servent d'interface primaire à CarSim. Ils contiennent les paramètres du véhicule, les consignes d'entrée et les paramètres de simulation. Ces différentes données sont maintenues dans une base de données composée de plusieurs bibliothèques. Chaque bibliothèque propose son propre affichage et permet la modification de ses propres données.
 - Les modèles mathématiques de « dynamique véhicule » utilisent des équations de mouvement pour calculer des variables de sortie. CarSim inclut les modèles dans les bibliothèques de type DLL sous deux formes : (a) en tant que modèles mathématiques entièrement intégrés, et (b) en tant que modules utilisables par Simulink. Ces modèles sont décrits dans le manuel « CarSim Math Models ».
 - La fenêtre d'animation (SurfAnim) présente les mouvements résultants du véhicule. Il est ainsi possible de regarder les mouvements simulés, de réaliser des zooms avec une caméra virtuelle, et de se déplacer autour du véhicule simulé pour changer de point de vue. Le programme « SurfAnim » est décrit dans le manuel « SurfAnim Reference Manual ».
 - Les « Windows Engineering Plotter » (WinEP) présentent les courbes d'évolution des variables des véhicules ou des variables de sortie en fonction du temps. Le programme « WinEP » est décrit dans le manuel « winEP Reference Manual »
- Voici un résumé des dispositifs de CarSim qui concernent

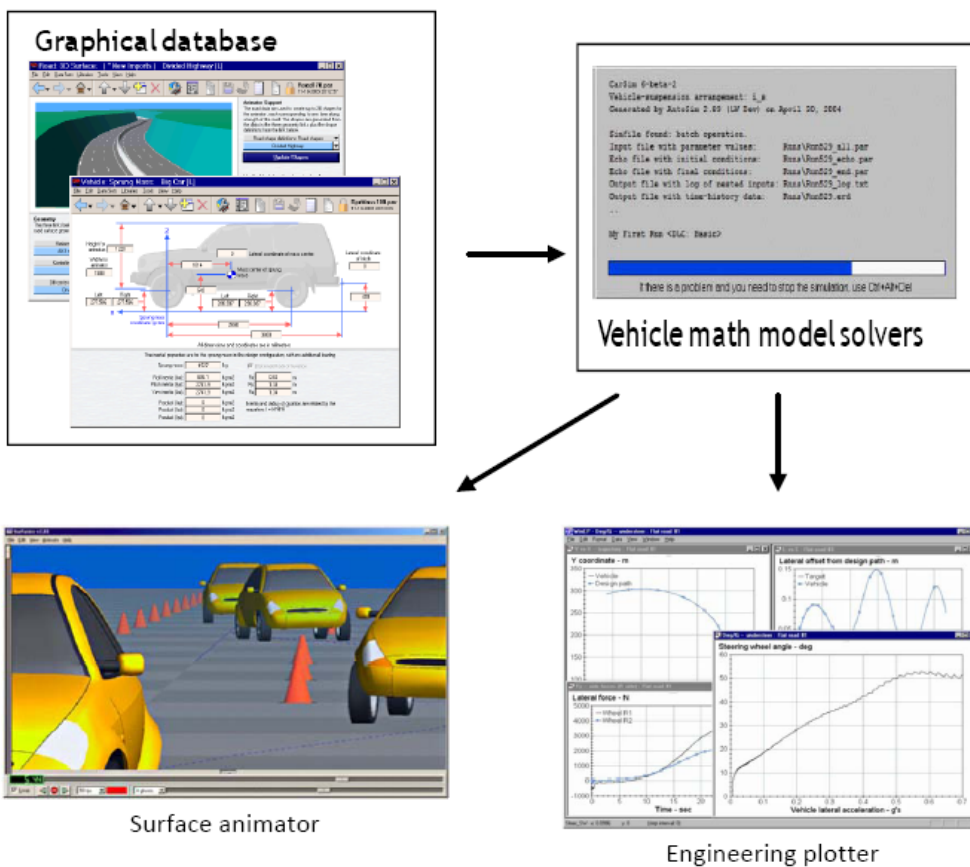


FIG. A.1 – Les quatre composants de CarSim

la dynamique véhicule et ses modèles mathématiques. Une description plus détaillée est fournie dans le document « CarSim Math Models ».

A.2 Les variables d'entrée/de commande

Les trois entrées principales de commande sont la direction (angle au volant), le freinage, et la vitesse. CarSim permet leur utilisation en boucle ouverte et en boucle fermée.

- CarSim possède deux formes d'entrée pour la direction :
Modèle conducteur de CarSim simule le comportement « normal » du conducteur. Il faut fournir un chemin cible en termes de position latérale par rapport à une ligne centrale de route. Le modèle de conducteur détermine alors dynamiquement l'angle central au volant pour essayer de suivre ce chemin.
- Ou, il faut fournir l'angle au volant comme fonction arbitraire du temps. Ce mode de fonctionnement est utilisé pour simuler les réponses en boucle ouverte d'essais contenant les données d'angles au volant.
- L'entrée de freinage est fournie comme pression de commande en fonction du temps.
- CarSim possède deux formes d'entrée pour la vitesse et l'accélération longitudinale :
 - La commande de puissance motrice peut être indiquée comme fonction en boucle ouverte du temps.
 - Une méthode en boucle fermée peut être employée pour fournir une vitesse cible de véhicule, avec le modèle « powertrain ».

CarSim inclut une description avancée de la surface de route en 3D. il permet d'établir rapidement des descriptions des routes en horizontale, verticale, et en profondeur. Le frottement entre le pneu et la route est indiqué en termes de distance, le long de la route et il est enfin possible de faire intervenir les paramètres aérodynamiques du véhicule et de considérer l'orientation et la force du vent comme entrée de la simulation.

A.3 Le modèle véhicule

Les équations du mouvement dans les modèles mathématiques de CarSim sont valables pour tous les mouvements non-linéaires dans les trois dimensions des « corps rigides ». Les effets cinématiques principaux et les effets de conformité des suspensions et des commandes de direction qui affectent les mouvements des roues sont indiqués avec les paramètres qui correspondent aux propriétés du véhicule, pouvant être mesurées directement. Les détails sur les architectures des suspensions et du système de direction ne sont pas inclus, réduisant la quantité de l'information nécessaire pour obtenir des prévisions précises.

De nombreux composants comme la direction, le freinage, et l'accélération sont représentées sous forme de tables non-linéaires de données mesurables. Par exemple, CarSim emploie des modèles non-linéaires détaillés du pneu, des modèles non-linéaires du ressort, et d'autres modèles non-linéaires des composants.

CarSim utilise deux modèles mathématiques séparés pour manipuler des modèles de véhicules avec des configurations fondamentalement différentes. Le premier modélise un véhicule à quatre roues avec les suspensions avants et arrières « solid-axle » (une barre de suspension rigide à l'arrière).

A.4 Les variables de sorties

Il est possible de visualiser les résultats de simulation sous forme d'une animation ou sous forme de courbes présentant les valeurs des variables de sorties.

A.5 CarSim sous l'environnement Matlab/Simulink

CarSim utilise des modèles mathématiques qui peuvent être chargés et exécutés par Simulink.

Simulink n'établit pas automatiquement des ensembles d'équations pour les systèmes mécaniques complexes 3D tels que les modèles de CarSim. Cependant, il inclut des S-Fonctions pour augmenter et étendre la construction de blocks/modules dans Simulink.

CarSim inclut des fichiers DLL pour utiliser les mêmes modèles avec Simulink. Le même code C traduisant les équations du mouvement pour les modèles de CarSim est employé dans le programme Simulink et dans un programme (intégré) autonome de CarSim. Ceci signifie que des résultats identiques seront obtenus à partir des deux types de programmes.

Les modèles mathématiques de CarSim incluent plus de 100 entrées qui peuvent être indiquées dans Simulink ou avec le code C (si le package code source de CarSim est installé). Celles-ci incluent toutes les commandes et entrées environnementales. De plus, toutes les forces et moments produits par le « powertrain », freinage, commande de direction, pneus, et quelques composants de suspension peuvent être définis dans Simulink ou en code C.

La configuration globale du véhicule est décrite avec un code court dans lequel chaque axe de suspension est représenté par les mots Ind ou SA. Une simulation avec une voiture dont les suspensions avant et arrière sont indépendantes sera nommée ind_ind et une simulation avec une voiture possédant une barre de suspension rigide à l'arrière (solid-axle) sera nommée ind_SA.

A.6 Utilisation de CarSim

A.6.1 Démarrage du logiciel

La première fenêtre qui s'ouvre après le démarrage est nommée « CarSim Run Control ».

La disposition de l'écran est résumée sur la Figure A.2.

Cette fenêtre contient trois zones :

- Le tiers de gauche : spécification des données d'entrée pour une nouvelle simulation avec un modèle mathématique (type de véhicule ; entrée de commande :
-

- angle au volant, freinage et vitesse ; Environnement : type de route, vent, friction).
- Le tiers du milieu : paramétrage du modèle mathématique (choix du modèle, choix des conditions initiales, sélection des variables de sortie, paramétrage de la simulation).
- Le tiers de droite : Visualisation des résultats (visualisation de l’animation traçage des courbes d’évolution des paramètres de sortie).

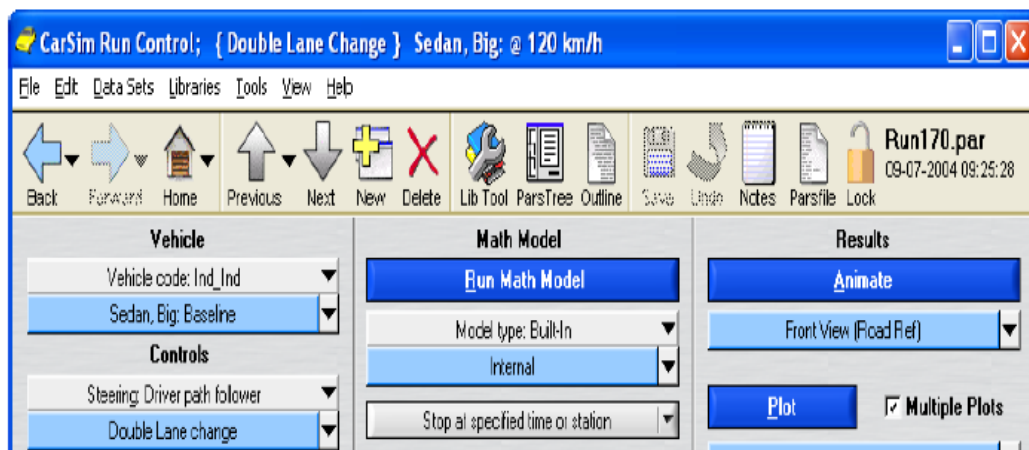


FIG. A.2 – Structure de la fenêtre de contrôle de Carsim

A.6.2 Les animations

L’outil d’animation combine les résultats d’un essai simulé avec un caméscope virtuel (cf. Fig A.3). Les mouvements de véhicules ont déjà été calculés lors de l’exécution de la simulation et sont donc prédéterminés. Comme avec un fichier multimédia d’ordinateur (Windows Media Player, QuickTime, etc.) la visualisation a une durée spécifique, et possède différents modes de lecture. Mais, contrairement à un lecteur standard, cet outil d’animation permet de réaliser des zooms ainsi que le déplacement du caméscope virtuel.

Le nombre d’image rendues par seconde est limité par la complexité du véhicule et des formes au sol, combinée avec les performances de l’ordinateur. La vitesse de l’animation est normalement en temps réel. Cependant, il est possible de la ralentir jusqu’à l’arrêt.

A.6.3 L’outil WinEP (Windows-based Engineering Plotter)

Bien que l’outil d’animation permette de visualiser rapidement la nature du test simulé, le traceur de courbes et un outil plus fréquemment utilisé pour étudier le comportement du véhicule.

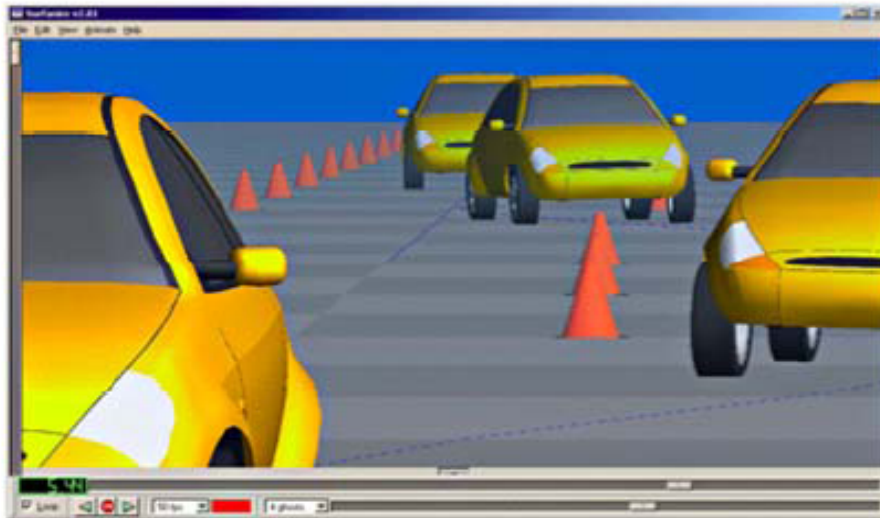


FIG. A.3 – Fenêtre d’animation

A.6.4 Simulation d’un nouveau véhicule

Carsim offre aux utilisateurs la possibilité de créer des nouveaux modèles ou de modifier un modèle existant. grâce aux fenêtres de paramétrage, on peut fixer les paramètres d’un véhicule comme celle de la masse suspendue (cf. Fig A.4) ou la suspension avant (cf. Fig A.5). On peut aussi choisir d’annuler ou de prendre en

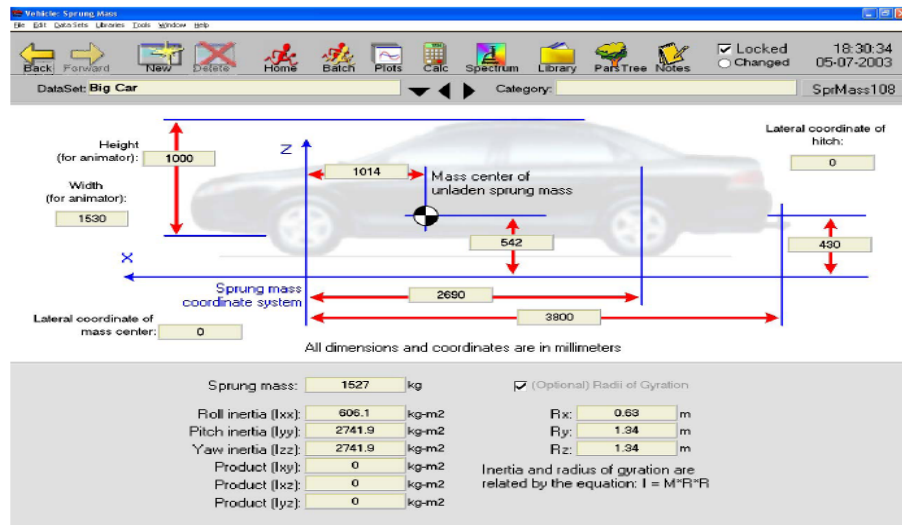


FIG. A.4 – Fenêtre de paramétrage de la masse suspendue

considération toutes les variables qui influent sur le comportement d’un véhicule comme les entrées de la route (cf. Fig A.6) et les forces aérodynamiques (cf. Fig A.7).

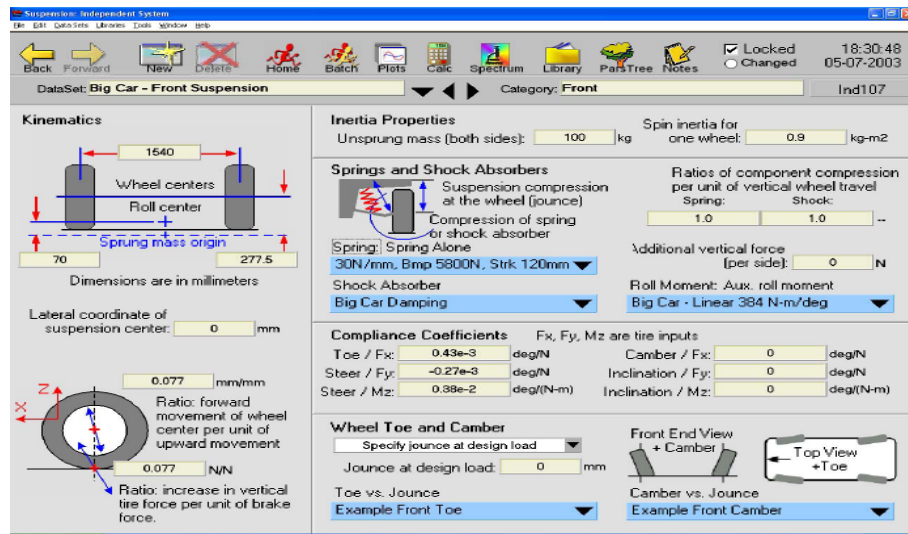


FIG. A.5 – Fenêtre de paramétrage de la masse non suspendue

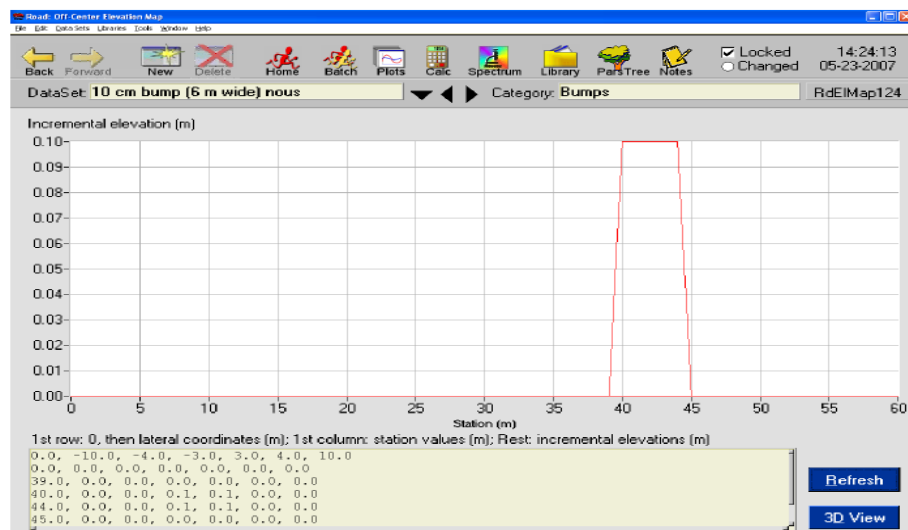


FIG. A.6 – Fenêtre de paramétrage des entrées de la route

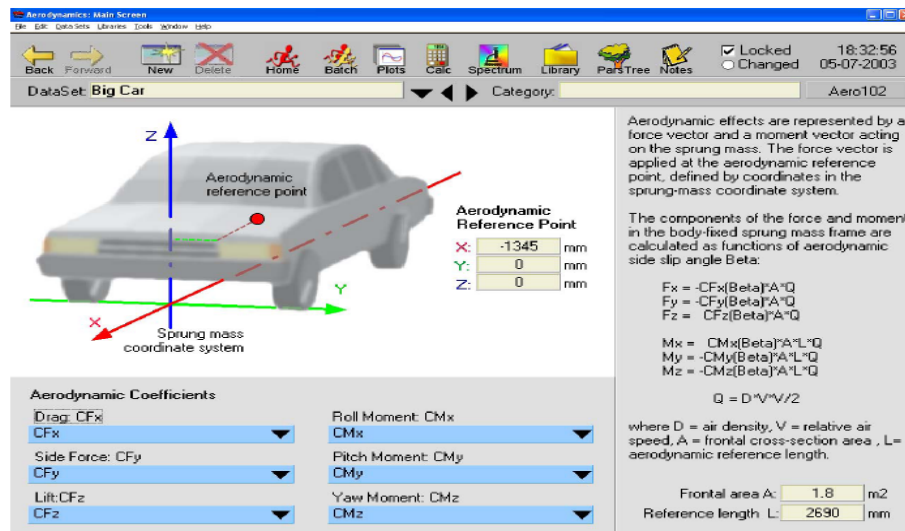


FIG. A.7 – Fenêtre de paramétrage des forces aérodynamiques