

11/04

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE



المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
BIBLIOTHEQUE — المكتبة  
Ecole Nationale Polytechnique

Projet de Fin d'Etudes  
Présenté par

**Chakhchoukh Yacine**

En vue de l'obtention du diplôme d'Ingénieur d'Etat  
- Spécialité Automatique -

INTITULE :

**Modélisation et commande  
par logique floue d'une suspension active  
d'un véhicule**

Proposé et dirigé par Messieurs :  
D. Boukhetala  
F. Boudjema

- Alger Juin 2004 -

***Je dédie ce modeste travail***

*A ma mère Meriem pour son dévouement  
A mon père Belkacem pour ses encouragements constants  
A mes jeunes frères Mehdi et Amine.  
A mes tantes pour leur aide et soutien.  
A toute ma famille et à la mémoire de mes grands parents.*

***Mes remerciements les plus sincères vont***

- *à mes enseignants Messieurs Djamel Boukhetala et Farès Boudjema qui m'ont encadré et guidé dans la réalisation de ce travail.*
- *à Monsieur Reda Manaa, enseignant à l'ENP, pour sa sollicitude constante.*
- *à tous mes professeurs de l'ENP qui, au cours de toutes ces années, n'ont ménagé aucun effort pour assurer notre formation et nous prodiguer conseils et savoir.*
- *à Mohammed et à tous les autres travailleurs de l'ENP pour leur gentillesse, leurs encouragements et leur constante disponibilité au cours de ces cinq dernières années.*

## Table des matières

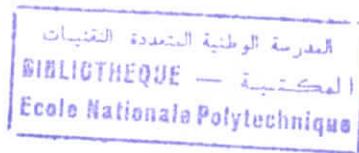
<b>Introduction générale .....</b>	<b>5</b>
<b>Chapitre I – Modélisation et analyse des suspensions .....</b>	<b>17</b>
1- Modèle quart de véhicule .....	21
2- Suspension passive, semi-active, ou active.....	23
a) Suspension passive .....	23
b) Suspension semi-active.....	24
c) Suspension active .....	25
3- Eléments perturbants de l’environnement.....	27
4- Représentation du modèle quart de véhicule.....	28
Représentation d’état 1.....	30
a) Suspension passive.....	30
b) Suspension active.....	30
Représentation d’état 2.....	32
La dynamique de l’actionneur hydraulique.....	34
5- Modèle demi-véhicule.....	36
Le modèle dans l’espace d’état.....	39
Confort : élément objectif ou subjectif ? .....	41
Tenue de route.....	42
Modèle de la route.....	43
Critères pour le quart de véhicule.....	44
Critères pour le modèle demi-véhicule.....	45

<b>Chapitre II – Bases de la logique floue.....</b>	<b>47</b>
Présentation introductive.....	49
Variables floues .....	51
Fonctions d'appartenance .....	52
Règles d'inférence .....	54
Structure d'un régulateur flou.....	57
1. L'interface de fuzzification.....	57
2. La base de connaissances .....	57
3. Le moteur d'inférence floue.....	58
Méthode Max-Min .....	59
Méthode Max-Prod.....	60
Méthode Somme-Prod.....	61
4. La défuzzification.....	62
a) Méthode du centre de gravité.....	62
b) Méthode de la moyenne des maxima.....	63
Modèle flou de Sugeno.....	63
<b>Chapitre III – Synthèse de la commande par backstepping et par logique floue .....</b>	<b>65</b>
1) Commande par backstepping.....	69
a) Modèle linéaire.....	69
b) Modèle non linéaire.....	70
2) Commande par logique floue.....	74
a) Régulateur flou 1 .....	74
b) Régulateur flou 2.....	77
c) Régulateur flou 3.....	79
d) Régulateur flou 4.....	82

<b>Chapitre IV – Résultats de simulation.....</b>	<b>87</b>
I- Simulation du modèle quart de véhicule .....	90
1- Simulation du modèle quart de véhicule linéaire.....	90
A- Montée sur trottoir.....	90
a- Simulation des résultats obtenus avec un régulateur flou 1 .....	90
b- Simulation des résultats obtenus avec un régulateur flou 2 .....	95
c- Simulation des résultats obtenus avec un régulateur flou 3 .....	98
B- Montée sur dos d'âne.....	104
a- Simulation des résultats obtenus avec un régulateur flou 1 .....	104
b- Simulation des résultats obtenus avec un régulateur flou 2 .....	111
c- Simulation des résultats obtenus avec un régulateur flou 3 .....	114
2- Simulation du modèle quart de véhicule non linéaire.....	120
A- Montée sur trottoir.....	120
B- Montée sur dos d'âne.....	128
II- Simulation du modèle demi-véhicule.....	136
A- Montée sur trottoir.....	136
B- Montée sur dos d'âne.....	140
<b>Conclusion générale.....</b>	<b>151</b>
<b>Bibliographie .....</b>	<b>157</b>

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
BIBLIOTHEQUE — المكتبة  
Ecole Nationale Polytechnique

**Introduction générale**



Il devient évident que les développements récents dans la technologie de l'informatique ont révolutionné et continuent de révolutionner de façon marquante et parfois, il faut le dire, spectaculaire bon nombre d'industries, particulièrement en ce qui nous concerne, l'industrie de l'automobile. Par conséquent, on peut dire sans risque de se tromper, surtout pendant ces dernières années, que les attentes et les exigences des consommateurs ont constamment augmenté et continuent d'augmenter et d'évoluer de plus en plus rapidement. En fait, cette demande se focalise à l'évidence sur la recherche de l'acquisition de véhicules non seulement de plus confortables mais également de plus en plus sécurisés. Or, le confort et la sécurité du véhicule sont directement et intimement liés à son système de suspension.

Aussi, l'industrie automobile dans le monde a connu ces dernières années une progression des plus significatives. En effet, si le nombre de véhicules produits en 1970 était de 30 millions, il sera selon les prévisions de 65 millions pour 2005 [1]. Si les études concernant les courbes de production des dernières décennies montrent ainsi l'importance et l'influence de l'industrie automobile dans le monde, il ne faut surtout pas occulter les progrès qui ont été réalisés quand à l'amélioration considérable de la qualité et de la fiabilité de ces véhicules. Ceux-ci sont assurément plus nets, plus propres, plus sûrs, plus confortables et de façon générale plus efficaces que les anciens véhicules.

En ces débuts du XXI<sup>e</sup> siècle, l'industrie automobile extrêmement compétitive devra relever plusieurs défis, dont le plus significatif reste certainement : produire plus sécurisant et plus confortable pour transporter dans les meilleures conditions possibles les personnes et les marchandises.

Le propre du véhicule est évidemment d'assurer le transport des personnes, des marchandises et des choses de façon générale. Cette affirmation implique que la fonction assurée par le véhicule doit implicitement offrir et viser la minimisation et la réduction au maximum des perturbations et des vibrations et par là même de leurs effets perturbants ou négatifs. En effet, et d'un autre point de vue, si la charge transportée est constituée de

choses inanimées, et pour l'exemple toujours on peut dire que plus le système de suspension est performant et moins on a besoin par exemple d'emballages et de moyens de protection adaptés mais qui souvent sont coûteux. D'autre part, et dans le même ordre d'idées, on peut améliorer les conditions de transport de produits particulièrement dangereux ou très fragiles. S'il s'agit de personnes, elles ne peuvent que voyager et se déplacer en réduisant la fatigue et les effets nuisants permettant ainsi l'obtention de meilleures conditions y compris pour de longs trajets. Quand on parle du système de suspension en général, l'idée première c'est de l'associer en fait à la notion de confort. Or, ce qui est fondamental c'est plutôt et évidemment l'aspect sécurité dont l'importance n'échappe à personne. La stabilité du véhicule repose totalement sur le maintien du contact constant et permanent des roues avec la route, autrement dit il s'agit de rechercher, d'obtenir et de maintenir l'adhérence la meilleure possible.

Est-ce à dire que confort et sécurité sont antagoniques et s'excluent mutuellement ? Tout en étant conscient que la performance d'un des deux facteurs peut se réaliser au détriment de l'autre facteur, il est nécessaire néanmoins de rechercher le meilleur compromis possible entre confort et sécurité en agissant sur différents facteurs qui permettent une certaine régulation et adaptation en fonction de l'environnement immédiat et de ses contraintes.

Par définition, un système de suspension est utilisé pour supporter un poids qui est au dessus. C'est exactement la vision des premiers mécaniciens. La fonction primaire du système de suspension dans un véhicule est donc d'isoler la structure et les occupants des chocs et des vibrations causés par les irrégularités de la surface de la route. A titre équivalent, la suspension protège la route de l'impact des véhicules, autrement dit d'une détérioration rapide et d'une maintenance qui causerait des coûts importants. Au même moment, la suspension doit assurer le contact permanent des roues avec la route et c'est son rôle de sécurité.

La suspension doit permettre d'isoler la caisse des vibrations causées et dues aux éventuelles irrégularités et aspérités de la surface de la route. Dans le même temps, un

Le système de suspension d'un véhicule doit être capable de maintenir le contact le plus harmonieux possible entre le sol et les pneus assurant ainsi une adhérence qui doit s'effectuer tout de même dans des conditions maximum de sécurité autant que possible. D'un autre côté et toujours dans l'esprit d'améliorer tout à la fois la sécurité et le confort des utilisateurs et du transport de façon générale, la suspension active a fait son apparition et remplace avec succès et intérêt grandissant sur certains véhicules la conventionnelle suspension passive. C'est là une évolution de plus dans la recherche de meilleures performances pour atteindre une meilleure approche et un meilleur équilibre entre l'indiscutable sécurité et le nécessaire confort. Mais ce n'est là qu'une évolution de plus comme nous venons de le dire. En fait et bien que plusieurs méthodes de commande des suspensions actives aient été développées pour améliorer la qualité de conduite et les performances d'adhérence à la route, le domaine en question offre encore, on s'en doute, un champ d'investigation large et ouvre par là même de larges perspectives d'évolution future. La non linéarité inhérente, l'incertitude de la dynamique des systèmes de suspension et tous les éléments et acteurs variables et changeants de l'environnement, (tels que la variation de la surface de la route, la masse variable en fonction de la charge, l'usure et la variation des paramètres des différents éléments de suspension, etc...), tous ces éléments là et ces facteurs font que la modélisation et la commande de la suspension deviennent et se posent en tant qu'exercice difficile et défi à relever tout aussi bien dans le vaste domaine de l'industrie automobile que dans celui des recherches purement académiques. Défi d'autant plus difficile, s'il faille l'appréhender à travers les méthodes classiques de commande pour assurer donc une robustesse efficace et effective.

La plupart des stratégies de commande de la suspension active ont été basées sur la commande optimale linéaire [2,3], bien que plusieurs algorithmes de commande adaptative [4] comme par exemple la commande adaptative à modèle de référence aient été proposés et appliqués avec succès.

Dans les dernières années, les notions de l'intelligence artificielle ont été utilisées comme une alternative des régulateurs classiques. Ces méthodes sont plus probantes et plus présentes grâce à leur robustesse vis-à-vis des incertitudes, leur capacité à apprendre

et améliorer la performance du régulateur et de sa réalisation. La logique floue, de par ses avantages indéniables liés essentiellement à sa capacité intrinsèque à s'accommoder aux incertitudes et facteurs perturbants et variables et à son aptitude à dépasser les problèmes liés à la non linéarité ainsi qu'à sa souplesse et à son adaptabilité aux éléments environnementaux a connu au cours de ces dernières années un engouement certain et un intérêt particulier de la part des chercheurs et des industriels.

Il faut souligner, qu'au cours de ces dernières années justement, l'utilisation de la logique floue pour la réalisation de régulateurs a fait l'objet de plusieurs travaux de recherche [5,6,7]. Malgré l'efficacité avérée et les capacités des systèmes d'inférence flous ainsi que de façon générale les efforts et les progrès considérables qui ont été réalisés par les chercheurs, il faut dire qu'il reste néanmoins bon nombre de domaines qui n'ont pas encore été touchés. Aussi, et pour l'exemple, trouver les règles floues convenables (table des règles), le nombre optimal et le plus souhaitable de règles, bien partitionner l'univers du discours des variables floues, bien déterminer les fonctions d'appartenance ou bien les degrés d'appartenance, l'analyse de la stabilité des systèmes de commande à base de logique floue, toutes ces préoccupations et ces axes de recherche font ainsi partie des sujets qui sont encore sous investigation scientifique intensive dans le domaine en question.

Le travail que nous présentons ici consiste à travers l'appréciation et l'utilisation de la logique floue à rechercher et trouver le meilleur compromis entre confort et sécurité (en améliorant au maximum les performances et la fiabilité de ces deux facteurs) C'est ainsi que nous nous intéresserons à la modélisation et à la commande d'une suspension active par logique floue.

Il paraît intéressant de comparer les performances obtenues par logique floue qualifiée déjà de "révolutionnaire" par rapport à une autre méthode considérée comme étant plus élaborée théoriquement (du point de vue stabilité).

Nous allons donc et tout d'abord nous pencher sur la modélisation de différents types de suspension. Puis nous introduirons les notions de base en ce qui concerne la logique floue, ensuite nous ferons une synthèse de la commande floue ainsi que la commande backstepping, avant d'effectuer des simulations sur différents types de perturbations de la

route. Nous effectuerons alors une comparaison entre les résultats obtenus par les deux commandes en question ainsi que les différences entre les deux types de suspension (active et passive). Nous donnerons enfin quelques appréciations et conclusions d'après les critères prédéfinis de confort, sécurité et d'effort de commande avant d'avancer quelques remarques et certaines conclusions générales.

Pour ce faire, nous avons divisé notre travail de la manière suivante :

Chapitre 1 : Modélisation et analyse des suspensions.

Chapitre 2 : Bases de la logique floue

Chapitre 3 : Synthèse de la commande par backstepping et par logique floue.

Chapitre 4 : Résultats de simulation

Conclusion générale

Dans le premier chapitre sur la modélisation et l'analyse des suspensions, on va tout d'abord s'intéresser aux différents mouvements que peut avoir le véhicule que se soient des mouvements linéaires ou angulaires. Par la suite, on donnera le modèle vertical du pneu avant d'établir les différents modèles quart de véhicule ainsi que les types de suspension (suspension active, semi-active et passive).

Nous introduirons par ailleurs la dynamique de l'actionneur hydraulique pour obtenir le modèle non linéaire quart de véhicule.

Nous étendrons alors notre modélisation au modèle demi véhicule de type bicyclette pour mettre en évidence le tangage du véhicule. Dans la partie que nous consacrerons dans ce chapitre à l'analyse des suspensions, on va passer en revue la notion de confort ainsi que la tenue de route. On modélisera la route en prenant en ligne de compte les perturbations les plus communes (dos d'âne et montée sur trottoir).

Enfin, on va établir les différents critères (confort, adhérence, commande) qui permettront d'apprécier les performances des suspensions dans le modèle quart de véhicule ainsi que le demi-véhicule.

Dans le deuxième chapitre, on va considérer les bases de la logique floue en faisant ressortir les variables floues, les fonctions d'appartenance ainsi que les règles d'inférence.

On se penchera ensuite sur la structure du régulateur flou dont on étudiera l'interface de fuzzification, la base de connaissances, le moteur d'inférence floue et l'interface de défuzzification. On parlera aussi du modèle flou de Sugeno.

Dans le troisième chapitre, on synthétisera deux commandes, la commande backstepping effectuée par J-S Lin et I. Kanellakopoulos [8] et la commande par logique floue pour les modèles linéaire et non linéaire quart de véhicule. Pour le modèle demi-véhicule, on synthétisera un régulateur flou centralisé.

Pour ce qui est de la logique floue, on réalisera plusieurs régulateurs (régulateur flou 9 règles, régulateur flou 49 règles et régulateur flou 75 règles) afin de pouvoir comparer par la suite leurs performances dans le chapitre consacré aux simulations.

Les résultats de la simulation seront présentés dans le quatrième chapitre.

On procédera alors à des simulations avec des perturbations et des conditions qui diffèrent de l'une à l'autre simulation. Nos simulations toucheront le modèle quart de véhicule et le modèle demi-véhicule ainsi que la suspension active commandée par backstepping et par logique floue respectivement par régulateur flou 9 règles, régulateur flou 49 règles et régulateur flou 75 règles [9].

Nous avancerons alors quelques remarques et analyses en fonction des figures obtenues ainsi que des critères de confort, de sécurité et de commande.

La conclusion générale nous permettra enfin de mettre en avant quelques remarques et mettra l'accent notamment sur les perspectives d'évolution future de la théorie de la logique floue, que se soit aussi bien sur le plan d'une plus grande théorisation ou alors dans le domaine des possibilités d'application dans différents secteurs et plus particulièrement dans l'industrie.

Mais avant d'aborder les différents chapitres, passons rapidement en revue l'état de l'art en ce qui concerne la suspension active.

J-S Lin et I. Kanellakopoulos (1995) [8] ont développé une commande backstepping appliquée à un modèle quart de véhicule non linéaire ainsi qu'à un modèle linéaire. Cette commande effectue le compromis entre le confort et l'espace réservé au débattement de la suspension. En d'autres termes, la réponse désirée de la suspension active doit être

souple,"douce" sur des surfaces de route lisse et cela pour assurer le maximum de confort. Mais quand la route est accidentée ou bien présentant de grandes perturbations, la suspension doit se durcir pour éviter qu'elle n'atteigne ces limites de débattement. Lin et Kanellakopoulos ont ainsi défini le compromis confort/sécurité en fonction de la surface de la route. Aussi, ont-ils introduit une certaine variable à réguler que l'on verra plus tard. Cette variable n'est rien d'autre que la différence entre le déplacement du châssis et la sortie d'un filtre dont l'entrée est le déplacement de la surface de la route.

La commande par mode glissant qui a besoin d'un modèle précis de la dynamique du système à commander a été appliquée sur la suspension de véhicule par Alleyne et Hedrick [1] (1995).

Par ailleurs, la commande adaptative non linéaire, les modes glissants et leurs combinaisons avec les systèmes flous ont été les sujets de plusieurs travaux (Alleyne et Hedrick, 1995 ; Kim et Rao, 1998 ; Campos et al. 2000).

A cause de leur dépendance du modèle et de la nécessité d'effectuer des mesures sur tout l'état du système (vecteur d'état), l'implémentation des régulateurs non linéaires devient difficile et coûteuse. Par contre, les notions de l'intelligence artificielle peuvent éviter de tels problèmes comme on va tenter de l'expliquer dans ce qui suit :

L'application de la logique floue pour la commande des suspensions actives a, comme on l'a déjà souligné auparavant polarisé l'attention croissante des chercheurs au cours de ces dernières années. En plus, elle permet d'atteindre des performances de confort et d'adhérence très satisfaisantes car elle tolère bien les incertitudes du modèle de suspension.

Yeh et Tsao (1992), quant à eux, ont effectué la commande d'un quart de véhicule linéaire par logique floue. Ils ont essayé de rendre le déplacement du châssis aussi réduit que possible. Pour ce faire, la force du régulateur dépend de la déflexion de la suspension ainsi que de la dérivée de celle-ci par rapport au temps.

R. Rajamani and J.K. Hedrick(1994)[10] ont , en ce qui les concerne, comparé les résultats obtenus avec une suspension passive et une suspension active commandée par un actionneur hydraulique en utilisant une méthode de commande non linéaire (modes glissants) qui va permettre au système de suspension d'approcher un amortissement "skyhook".

Rao et Prahald (1995) [11] ont réalisé la commande par logique floue d'un modèle quart de véhicule linéaire. Leur régulateur contient deux entrées qui sont : la déflexion de la suspension et la vitesse de cette déflexion (dérivée par rapport au temps). Il contient une seule sortie qui est la force de commande. La base des règles utilisée est la table classique de Mac-Vicar Whelan qui contient 49 règles.

Yoshimura (1996), lui , a proposé l'utilisation de la logique floue pour les systèmes de suspension active. La déflexion de la suspension ainsi que sa dérivée par rapport au temps sont considérées comme des entrées du régulateur flou dont la sortie est la force de commande. Un modèle quart de véhicule linéaire a été utilisé et une table de 49 règles l'a été comme base des règles. Minimiser l'accélération au centre de gravité du châssis a constitué la base de construction des règles floues.

Seok-il Son et Can Isik (1996) [2] ont appliqué la commande floue sur le modèle quart de véhicule linéaire et ont comparé ses performances avec ceux de la commande LQG. Ils ont effectué leur simulation sur un dos d'âne " bump road " et montée de trottoir ou bien réponse à un échelon " step response". Ces simulations ont été effectuées avec différentes conditions et vitesses. Dans ce travail, la logique floue a donné les meilleurs résultats et a été considérée plus pratique et moins chère que la commande LQG.

Un régulateur flou basé sur les algorithmes génétiques d'un système de suspension active d'un modèle demi-véhicule linéaire a été effectué par Moon et Kwon (1998).

Ils ont réglé les paramètres des fonctions d'appartenance triangulaires à l'aide des algorithmes génétiques et ont utilisé un chromosome quatre gènes dans une population de 50 membres.

Les résultats de simulations sur trois perturbations différentes de la route ont montré que le confort est amélioré en agissant sur l'accélération du châssis ; le déplacement du pneu quant à lui reste le même que dans la suspension passive.

Yoshimura et son équipe (1999) ont travaillé sur un modèle demi-véhicule de type bicyclette. Ils ont considéré alors la dynamique des deux actionneurs et ont synthétisé un régulateur flou. Ils se sont intéressés aux accélérations verticales ainsi qu'au tangage car ils les ont considérés comme principaux critères de confort. Les fonctions d'appartenance sont triangulaires et identiques.

J. Campos, F.L. Lewis, L. Davis, et S.Ikenaga, [12] ont proposé en 1999 une méthode de commande qui combine backstepping et logique floue pour assurer la commande d'un modèle quart de véhicule. La dynamique d'un actionneur hydraulique ainsi que celle d'une servovalve ont été considérées. La logique floue dans ce cas a été utilisée pour estimer la dynamique non linéaire de l'actionneur.

Xiao Peng, Prahald Vadakkepat et Tong Heng Lee (2001) [13] ont pris eux la même table que celle utilisée par Rao et Prahald qui est comme on l'a déjà dit une table standard (Mac-Vicard Whelan) et ils l'ont améliorée et optimisée par les algorithmes génétiques. Pour cela, ils ont réalisé un algorithme et ont effectué les simulations nécessaires.

M. Jamei, M.Mahfouf, D. A. Linkens [14] ont utilisé les algorithmes génétiques pour obtenir un régulateur flou à 25 règles dont ils ont comparé les résultats avec ceux du régulateur flou 49 règles classique [11].

A. Střibrský et K. Hyniova et J. Honcu (2002) [9] ont synthétisé une commande floue sur un modèle quart de véhicule linéaire. Les performances de la suspension active ont été comparées avec celles de la suspension passive.

A. Střibrsky et K. Hyniova et J. Honcu et A. Kruczek(2002) [15] ont synthétisé, eux, une commande floue pour un modèle demi-véhicule de type bicyclette. Après programmation sur Matlab, ils ont comparé les résultats de la suspension active avec ceux obtenus avec la suspension passive.

J. Campos, L. Davis, F.L. Lewis, S.Ikenaga, S. Scully, et M.Evans [16] ont aussi modélisé et commandé un système de suspension active (modèle demi-véhicule bicyclette). Ils ont essayé de minimiser l'effet du tangage ainsi que celui des accélérations verticales.

En ce qui concerne la commande de la suspension par d'autres méthodes, il y a évidemment beaucoup de travaux qu'il serait trop fastidieux de citer ici. Les commandes qu'on a rencontrées dans la littérature concernant le domaine considéré sont entre autres:

- La commande par placement de pôle
- La commande par mode glissant
- La commande optimale (LQG)
- La commande par réseaux de neurones.
- La commande non linéaire
- La commande dite skyhook.
- La commande CRONE
- La commande  $H_\infty$

**I- Modélisation et analyse des  
suspensions**

## Chapitre 1 : Modélisation et analyse des suspensions.

On peut définir la modélisation d'un système de suspension d'un véhicule comme une méthode qui repose sur l'élaboration de modèles mathématiques de la dite suspension [17]. La phase cruciale dans le processus de simulation est la formulation du modèle correspondant. En effet, la modélisation est très importante pour une bonne simulation. Dans la mesure où il s'agit pour nous d'arriver à trouver la loi de commande appropriée, il faut donc atteindre le modèle le plus précis possible. Rechercher donc la précision mais tout en évitant la complexité. Notre modèle doit en effet, en même temps décrire les aspects significatifs du système de suspension et être le plus simple que possible pour réduire donc la complexité de l'étude.

Quand on se penche sur le problème de la modélisation des suspensions, il faut d'abord souligner qu'il existe plusieurs modèles. Le choix d'un modèle donné dépend essentiellement des mouvements que l'on veut mettre en exergue. Ces mouvements peuvent se répartir sur trois axes conventionnels : vertical, longitudinal et latéral. De plus, le véhicule est libre de tanguer autour de l'axe latéral, d'effectuer un roulis autour de l'axe longitudinal ou un lacet autour de l'axe vertical (voir figure 1) [1,18].

L'interaction entre ces différents mouvements fait de la suspension un des systèmes les plus complexes dans le domaine de la dynamique.

Nous présenterons dans cette première partie, quelques modèles de suspension de véhicule tout en essayant, en nous y attardant, de maîtriser au mieux les éléments qui nous permettront d'atteindre le plus possible les objectifs que nous nous fixons.

Pour ce qui est du confort, il dépend en grande partie du déplacement vertical du châssis (caisse). Le modèle le plus simple et qui exprime assez bien ce mouvement est le modèle quart de véhicule à un degré de liberté (1ddl). Si on s'intéresse en plus à la sécurité

à travers la tenue de route, il convient alors de prendre en compte le mouvement vertical de la roue : c'est ce qu'on appelle modèle quart de véhicule à deux degrés de liberté (2ddl).

Le mouvement vertical et le tangage renvoient, quant à eux, au choix du modèle demi- véhicule de type bicyclette qui nous permettra d'étudier les reports de charge entre l'avant et l'arrière de notre caisse lors d'accélération, de freinage ou de présence de perturbations sur la route.

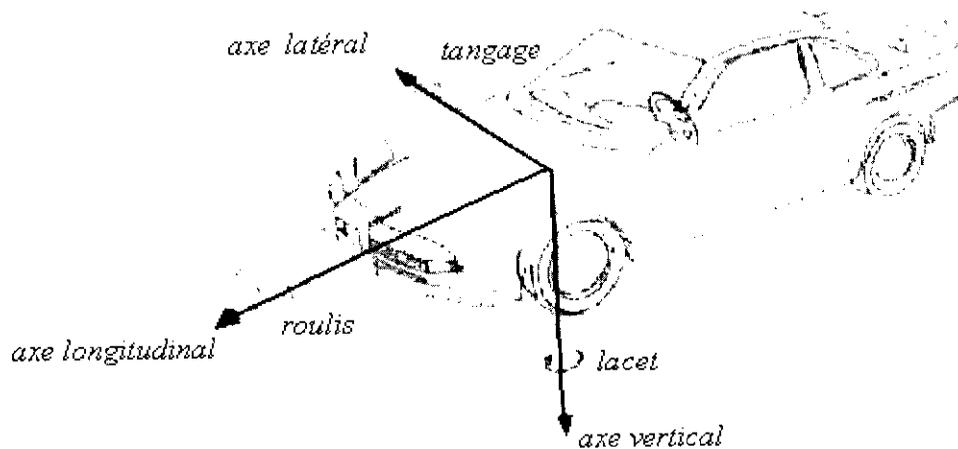


Figure 1 : Mouvements linaires et angulaires du véhicule.

La modélisation de notre système de suspension consiste généralement en un groupement d'éléments passifs tels qu'amortisseurs et ressort: tel est le cas de la suspension passive. Cette modélisation intègre nécessairement dans le cas d'une suspension active un élément actif qui génère bien évidemment une force par consommation d'énergie [19].

En ce qui concerne le pneu, il est généralement modélisé par un simple ressort monté en parallèle avec un amortisseur. Ce dernier en fait et le plus souvent est négligé dans la théorie. En pratique, l'amortisseur est faible afin d'éviter l'échauffement. Toutefois, il n'est

pas nul. En fait, le pneu est un élément complexe soumis à de fortes pressions et à des sollicitations diverses ainsi qu'à de grandes variations de température. Le comportement de ce pneumatique peut s'exprimer et être représenté à travers deux modèles, l'un vertical et l'autre horizontal [18].

Présentement, nous nous intéressons uniquement à l'aspect vertical dans la mesure où nous nous penchons sur l'approche du concept de confort ainsi qu'à celui d'adhérence dans un modèle quart de véhicule et un modèle demi-véhicule bicyclette.

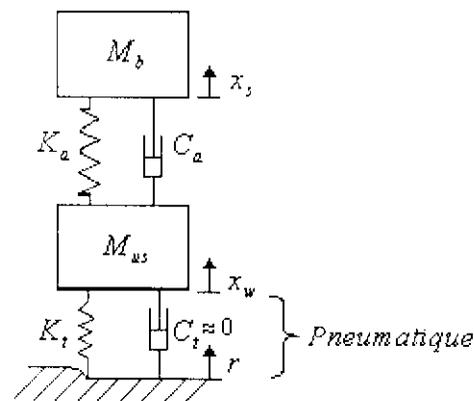


Figure 2 : Modèle du pneu dans un modèle quart de véhicule.

Nous allons passer en revue ces deux modèles.

### 1- Modèle quart de véhicule

Le modèle de véhicule utilisé appelé aussi monoroue à deux degrés de liberté consiste en une masse suspendue (quart de la caisse) au dessus d'un système de suspension qui a des propriétés tout à la fois d'amortissement et d'élasticité.

Cette suspension repose à son tour sur la masse non suspendue (roue) qui est reliée à la route par le pneumatique.

Le but qu'on veut atteindre (recherche-t-on le confort seul ? Veut-on le confort tout en assurant l'adhérence à la route ? etc....) ainsi que le type de suspension (passive, semi-active ou active) déterminent pour l'essentiel un modèle donné.

Si c'est le confort qui constitue la préoccupation majeure laissant de côté l'amélioration de la sécurité à travers une bonne tenue de route, le modèle quart de véhicule à un degré de liberté paraît le plus approprié et le plus indiqué. (Voir figure 3-a).

Nous présenterons deux modèles quart de véhicule à deux degrés de liberté, l'un linéaire et l'autre plus complexe mais par ailleurs plus complet, plus réaliste et plus précis qui est donc le modèle non linéaire (intégrant la dynamique interne de l'actionneur).

Les figures 3.b,c et d correspondent à des modèles quart de véhicule à deux degrés de liberté avec une suspension respectivement de type passif, semi-actif et actif.

Sur les figures, on note :

- $M_b$  : la masse de la caisse (kg)
- $M_{us}$  : la masse de la roue (kg)
- $K_a$  : la raideur de la suspension (N/m)
- $C_a$  : l'amortisseur de la suspension (N.s/m).
- $K_t$  : la raideur du pneumatique (N/m)

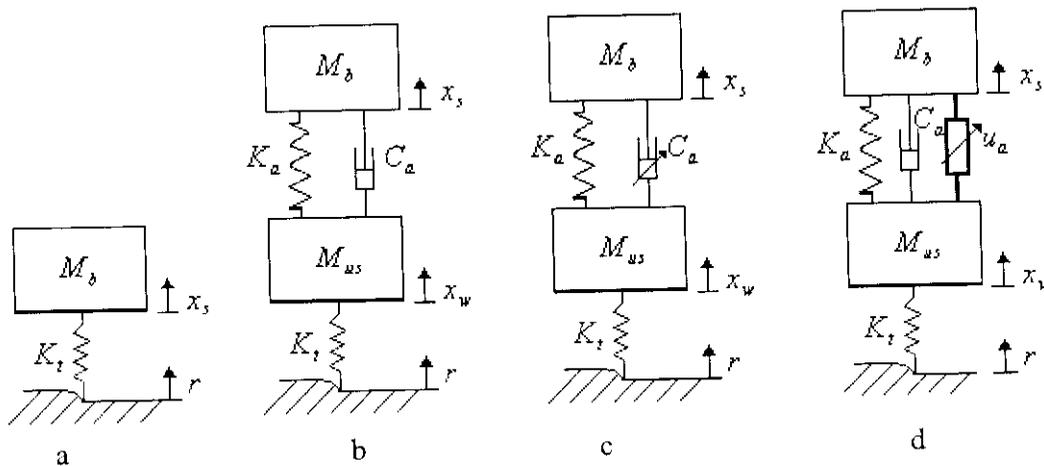


Figure 3 : Modèles quart de véhicule.

## 2- Suspension passive, semi-active ou active

La nature de n'importe quelle solution de commande de suspension dépendra du prix qu'on est prêt à payer et des performances souhaitées. La performance dépend lourdement (fortement) de l'apport de régulation et de sa qualité.

Les suspensions peuvent être classées selon l'apport externe de force ou bien d'énergie.

Nous distinguons trois types de suspension: suspension passive, suspension semi-active, suspension active.

### a) Suspension passive

Les systèmes de suspension passive sont des systèmes de suspension conventionnels qui comprennent des éléments passifs : ressorts, amortisseurs, pneus flexibles.

Une suspension passive est donc généralement équipée d'un ressort et d'un amortisseur et est caractérisée par l'absence d'un quelconque apport de force ou d'énergie. Les caractéristiques de cette suspension sont figées et ne changent pas ; c'est pour cela que la réalisation d'une suspension optimum pour couvrir les différentes conditions et intégrer les différents éléments environnementaux de la route est une tâche très difficile pour ne pas dire impossible.

Le ressort est défini par sa constante de raideur Force/Position. Il fournit une force qui dépend de la position ou bien de l'écart de position entre la caisse et la roue.

La force développée par l'amortisseur dépend quant à elle du rapport Force/vitesse qui n'est rien d'autre que le coefficient d'amortissement.

L'amortisseur est caractérisé par la relation suivante:

$$u = c.(v_{roue} - v_{caisse}),$$

où

$c$  : est le coefficient d'amortissement supposé constant.

$v_{roue}$  : est la vitesse de notre masse non suspendue (roue)

$v_{caisse}$  : est la vitesse de la caisse.

## b) Suspension semi-active

Ce type de suspension ne contient pas de source de force (actionneur). Cependant, en influant et en agissant sur les caractéristiques des composants de la suspension en fonction du mouvement de la caisse, la suspension semi-active opère la commande. Souvent, les amortisseurs ont deux taux ou plus, électriquement sélectionnables et qui peuvent donc durcir ou bien assouplir notre système de suspension. Ce qui veut dire en clair qu'un système de suspension comprend en fait un élément passif (ressort), et un élément semi-actif (amortisseur).

Autrement dit, dans ces systèmes de suspension, la commande recherchée est atteinte à travers la variation des coefficients d'amortissement de notre amortisseur qui est lui-même placé en parallèle avec le ressort pour supporter le poids du châssis. On peut dire que le besoin d'équipements est du coup moins important que celui exigé dans la suspension active dont il sera question plus loin dans notre présent travail.

Depuis les années quatre vingt à peu près et, à cause de la compétition féroce entre les constructeurs pour améliorer les performances de conduite, un progrès significatif a été réalisé dans l'application de la commande électronique. Dans cette commande, et dans le but de réaliser des coefficients d'amortissement variables, la méthode la plus évidente est de faire varier soit la surface, soit la forme des orifices internes de l'amortisseur, soit alors le nombre d'orifices actifs. Ces méthodes ont conduit à l'intégration de plusieurs parties mobiles dans l'amortisseur. Mais au fur et à mesure des sollicitations, ces parties mobiles en se détériorant et en s'usant rendent la suspension de moins en moins efficace. L'inconvénient donc dans ce type de suspension est le coût qu'il faut payer ainsi que les désagréments causés par l'usure et l'obligation et la nécessité de changer notre amortisseur dont la durée de vie est écourtée.

On peut aussi avoir les amortisseurs dont les fluides sont à caractéristique rhéologique contrôlable ; cette caractéristique peut être changée de l'extérieur et de manière très rapide. La variation peut être effectuée soit électriquement (Electro-Rheological) ou bien

magnétiquement (Magneto-Rheological) [20]. Le Magneto-Rheological [20] est appliqué pour la plupart des applications à amortisseur variable.

Contrairement à la suspension active dont nous verrons les effets plus tard, la suspension semi-active ne s'accompagne pas d'apport d'énergie car son amortisseur semi-actif, tout comme d'ailleurs l'amortisseur passif (dans le cas d'une suspension passive), ne peuvent que dissiper l'énergie en produisant une force qui va s'opposer à la vitesse relative entre la caisse et la roue. Cette force est cependant modulable, contrairement à un amortisseur passif, d'où le qualificatif attribué de "semi-active" à cette suspension.

### **c) Suspension active**

Les réglages effectués par les suspensions passive et semi-active dépendent des positions et des vitesses relatives entre la caisse et la roue. Ces suspensions n'effectuent leurs réglages que par la dissipation de l'énergie, comme nous venons de le voir plus haut.

Par contre, les suspensions actives apparaissent comme des systèmes qui permettent de dépasser ces limitations.

Ces systèmes de suspension active sont en fait des systèmes dans lesquels les ressorts et les amortisseurs sont remplacés partiellement ou totalement par les actionneurs. La force développée par ces derniers est produite en conformité et en concordance bien sûr, avec une loi de commande.

Une suspension active peut être aussi définie comme une suspension passive augmentée d'un actionneur qui fournit des forces additionnelles, lesquelles forces sont définies par une commande avec retour d'état qui utilise des données des différents capteurs attachés au véhicule. Ces capteurs peuvent comporter des accéléromètres, des capteurs de déplacement qui peuvent renseigner par exemple sur la déflexion de la suspension, des gyroscopes, etc...

Comme on vient de l'exposer, l'apport de l'actionneur varie donc. Il peut être placé pour augmenter la force exercée par les composants passifs ou bien pour remplacer

complètement les conventionnels ressorts et amortisseurs avec des actionneurs hydrauliques par exemple.

On peut dire par ailleurs que la suspension active offre des avantages certains par rapport à la suspension semi-active bien qu'elle contienne aussi plusieurs contraintes dont il faut tenir compte. Parmi ces contraintes, on peut notamment citer le coût et la consommation d'énergie.

Il faut aussi noter que le développement des microprocesseurs et l'électronique qui à leur tour ont encouragé le développement des actionneurs et des capteurs ont attiré l'attention sur la suspension active dans le milieu des années quatre vingt.

Après cela, les systèmes de suspension active ont constitué un domaine de recherche très riche et un grand nombre d'écrits, d'ouvrages et d'articles ont traité de ce sujet.

Le choix d'un type de suspension dépend en fait et finalement de plusieurs aspects dont par exemple le coût, les aspects liés à la satisfaction du consommateur et à la réponse à ses désirs tels que la robustesse, une maintenance réduite, la qualité enfin du meilleur compromis entre confort et adhérence.

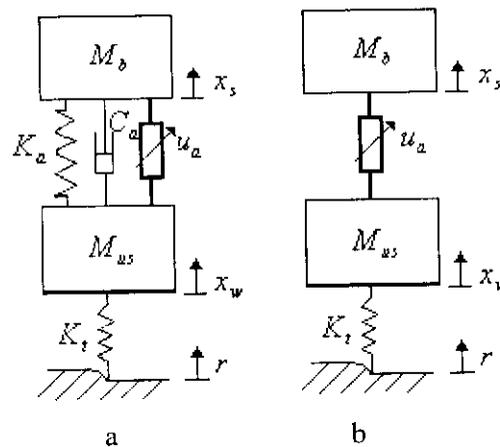


Figure 4: Suspensions actives.

### 3- Eléments perturbants de l'environnement

Le profil vertical de la route constitue, sans conteste, le principal champ de sollicitations pour la suspension d'un véhicule; autrement dit, ce profil de la route lui-même imprime la sollicitation du profil tel qu'il se présente et tel qu'il est dessiné sur le terrain. En plus de la nature de ce profil qui constitue donc la sollicitation principale pour les suspensions d'un véhicule, il est assurément une autre sollicitation qui entre aussi en jeu et qui relève de la vitesse longitudinale du véhicule lui-même.

Par ailleurs, et pour les modèles demi-véhicule et véhicule complet, le modèle de profil est utilisé pour chacune des roues de façon indépendante ou solidaire selon la route et le type (par exemple demi-véhicule bicyclette ou essieu).

Toutefois et ainsi, on peut prévoir la sollicitation par exemple des roues arrières en se référant à la perturbation subie par les roues avant tout en prenant acte que la même sollicitation affecte les roues avant et les roues arrière mais seulement avec un retard ou plutôt un décalage dans le temps ; il s'agit donc et en fait de la même sollicitation mais différée du moment  $t_1$  au moment  $t_2$ .

Si on considère la vitesse du véhicule comme constante par exemple, on aura ainsi la relation :

$$t_2 = t_1 + \frac{L}{v},$$

où  $L$  : Distance entre les roues avant et les roues arrière.

$v$  : Vitesse du véhicule.

Evidemment, il y a d'autres éléments de perturbations liés à l'environnement tels que par exemple les vibrations du moteur, les mouvements des passagers, les forces aérodynamiques, les reports de charges sur un virage au moment d'un changement brusque d'accélération etc...

On peut modéliser toutes ces variations par une force agissant sur la masse suspendue. Cette force peut avoir une direction quelconque (dans le cas d'un système de suspension quart de véhicule, on la représente verticalement).

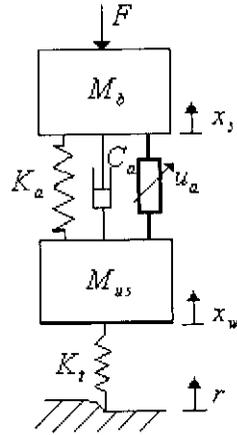


Figure 5 : Ajout d'une force perturbatrice sur la caisse.

#### 4-Représentation du modèle quart de véhicule

Comme déjà annoncé précédemment dans ce travail, nous allons maintenant nous pencher sur le modèle quart de véhicule à deux degrés de liberté (ce modèle prend en ligne de compte le mouvement de la caisse ainsi que celui de la roue).

Les modèles quart de véhicule sont souvent utilisés pour les analyses et modélisations de suspensions. Bien qu'ils soient simples, ils nous offrent néanmoins l'avantage indéniable de pouvoir appréhender et saisir les caractéristiques les plus importantes du modèle complet. La figure ci-dessous (fig.6) montre un modèle quart de véhicule d'un système de suspension passive dans lequel la roue et l'axe sont connectés au quart du châssis de véhicule à travers une combinaison ressort-amortisseur. Le pneu quant à lui est modélisé par un simple ressort sans amortisseur.

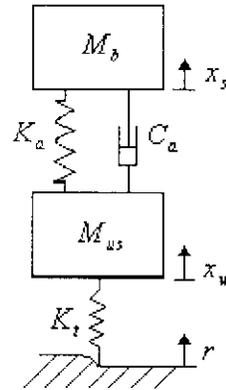


Figure 6 : Modèle quart de véhicule avec suspension passive.

Les équations du mouvement se présentent ainsi [8]:

$$\begin{aligned} M_b \ddot{x}_s + K_a (x_s - x_w) + C_a (\dot{x}_s - \dot{x}_w) &= 0 \\ M_{us} \ddot{x}_w + K_a (x_w - x_s) + C_a (\dot{x}_w - \dot{x}_s) + K_t (x_w - r) &= 0, \end{aligned} \quad (1)$$

où :

- $M_b$  et  $M_{us}$  : Masses du châssis et de la roue.
- $x_s$  et  $x_w$  : Déplacement du châssis du véhicule et de la roue.
- $K_a$  et  $K_t$  : Coefficients des ressorts.
- $C_a$  : Coefficient de l'amortisseur
- $r$  : Perturbation de la route.

Nous allons maintenant et dans ce qui suit, travailler avec plusieurs représentations d'état :

## Représentation d'état 1

### a) Suspension passive

En utilisant les variables d'état  $x_1 = x_s, x_2 = \dot{x}_s, x_3 = x_w$  et  $x_4 = \dot{x}_w$  [8], on peut réécrire (1) par :

$$\begin{aligned} \dot{x}_1 &= x_2 \\ \dot{x}_2 &= -\frac{1}{M_b} [K_a(x_1 - x_3) + C_a(x_2 - x_4)] \\ \dot{x}_3 &= x_4 \\ \dot{x}_4 &= \frac{1}{M_{us}} [K_a(x_1 - x_3) + C_a(x_2 - x_4) - K_t(x_3 - r)]. \end{aligned} \quad (2)$$

### b) Suspension active

Les systèmes de suspension active contiennent comme déjà souligné auparavant, une force additive due par exemple à un actionneur hydraulique qu'on rajoute aux composants de la suspension passive.

La figure ci-dessous (fig.7) montre une configuration parallèle, dont les équations sont données par :

$$\begin{aligned} M_b \ddot{x}_s + K_a(x_s - x_w) + C_a(\dot{x}_s - \dot{x}_w) - u_a &= 0 \\ M_{us} \ddot{x}_w + K_a(x_w - x_s) + C_a(\dot{x}_w - \dot{x}_s) + K_t(x_w - r) + u_a &= 0, \end{aligned} \quad (3)$$

Où  $u_a$  est la force de commande de l'actionneur hydraulique et les autres termes sont les mêmes que ceux définis dans (1). Il faut noter que si la force de commande  $u_a = 0$ , alors (3) est la même que (1), ce qui veut dire que la suspension active devient passive.

l'actionneur hydraulique.

En considérant  $u_a$  comme une entrée de commande, on a la représentation d'état suivante [8] :

$$\begin{aligned} \dot{x}_1 &= x_2 \\ \dot{x}_2 &= -\frac{1}{M_b} [K_a(x_1 - x_3) + C_a(x_2 - x_4) - u_a] \\ \dot{x}_3 &= x_4 \\ \dot{x}_4 &= \frac{1}{M_{us}} [K_a(x_1 - x_3) + C_a(x_2 - x_4) - K_r(x_3 - r) - u_a]. \end{aligned} \quad (4)$$

Où  $x_1 = x_s, x_2 = \dot{x}_s, x_3 = x_w$  et  $x_4 = \dot{x}_w$ .

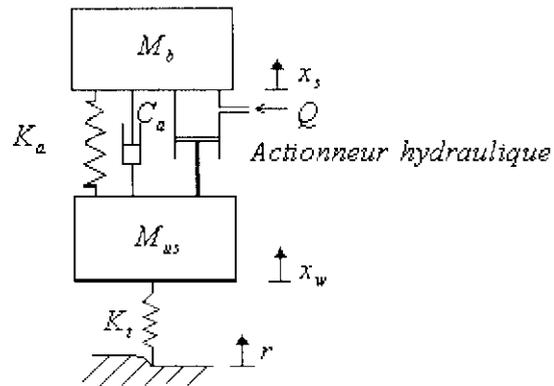


Figure 7 : Modèle quart de véhicule avec suspension active (actionneur hydraulique).

$$M_{us}\ddot{x}_w + K_a(x_w - x_s) + C_a(\dot{x}_w - \dot{x}_s) + K_t(x_w - r) + u_a = 0,$$

$$\begin{aligned} M_b\ddot{x}_s &= u_a - K_a(x_s - x_w) - C_a(\dot{x}_s - \dot{x}_w) \\ M_{us}\ddot{x}_w &= -u_a - K_a(x_w - x_s) - C_a(\dot{x}_w - \dot{x}_s) - K_t(x_w - r), \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_b\ddot{x}_s &= u_a - K_a(x_s - x_w) - C_a(\dot{x}_s - \dot{x}_w) \\ M_{us}\ddot{x}_w &= -u_a + K_a(x_s - x_w) - C_a(\dot{x}_w - \dot{x}_s) - K_t(x_w - r). \end{aligned}$$

Avec les différentes constantes et les variables [8] :

- $M_b = 290\text{kg}$  : Masse de la caisse (un quart de la masse de la caisse)
- $M_{us} = 59\text{kg}$  : Masse de la roue
- $K_a = 16\,812\text{N/m}$  : Constante de raideur du ressort caisse
- $K_b = 190\,000\text{N/m}$  : Constante de raideur du ressort pneu
- $u_a$  : La force désirée et délivrée par l'actionneur.
- $C_a = 1000\text{Ns/m}$  : L'amortissement de la suspension
- $r$  : Le déplacement de la surface de la route.
- $x_s$  : Déplacement de la caisse
- $x_w$  : Déplacement de la roue

Pour transformer nos équations en une représentation d'état, on a considéré les variables d'état suivantes :

$$x = [x_1, x_2, x_3, x_4]^T,$$

avec :

$x_1 = x_s - x_w$  : déplacement relatif entre la caisse et la roue,

$x_2 = x_w - r$  : déplacement de la roue par rapport à la route,

$x_3 = \dot{x}_s$  : vitesse absolue de la caisse,

$x_4 = \dot{x}_w$  : vitesse absolue de la roue.

Les équations du mouvement du véhicule sont donc données par l'équation d'état [9]:

$$\dot{x} = A.x + B.u_a + F.\dot{r} \quad (5)$$

avec :

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & -1 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ -\frac{K_a}{M_b} & 0 & -\frac{C_a}{M_b} & \frac{C_a}{M_b} \\ \frac{K_a}{M_{us}} & -\frac{K_b}{M_{us}} & \frac{C_a}{M_{us}} & -\frac{C_a}{M_{us}} \end{bmatrix}, B = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \\ -1 \\ M_w \end{bmatrix}, F = \begin{bmatrix} 0 \\ -1 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}. \quad (6)$$

Cette représentation caractérise la suspension active.

Pour avoir la représentation de la suspension passive, il suffit d'annuler la matrice B.

## La dynamique de l'actionneur hydraulique

Les actionneurs ont un rôle appréciable à jouer dans la conception des systèmes de suspension active dans la mesure où ils sont responsables de la fourniture de la force de commande désirée dans le système. Afin d'atteindre les différents objectifs que l'on se fixe, l'actionneur doit appliquer la force de commande d'une manière précise et au moment approprié et adéquat. Autrement dit, la précision et la qualité de l'action de celui-ci sont très importantes afin de parvenir aux différents buts assignés à la commande.

Les actionneurs électro-hydrauliques (qui sont d'ailleurs les plus utilisés [1]) se caractérisent par leur capacité à fournir de très grandes forces avec la performance de pouvoir fournir en un temps court une réponse aux entrées. Ils peuvent en plus, générer de grandes puissances tout en n'étant pas encombrants ; c'est pour cela qu'ils sont très utilisés en industrie même si leurs caractéristiques non linéaires rendent la conception du régulateur bien plus complexe qu'ailleurs. La caractéristique non linéaire de l'actionneur relève de plusieurs facteurs tels que la relation non linéaire entre le débit et la pression, la compressibilité du fluide, la friction, etc ...

Quand nous avons présenté le modèle de la suspension active (voir représentation d'état 1), nous ne nous sommes pas étalés sur l'actionneur afin d'éviter de prendre en charge la non linéarité de ce dernier. Autrement dit, pour simplifier le modèle de la suspension, on a négligé volontairement dans un premier temps la dynamique hydraulique de l'actionneur.

Nous allons à présent et dans ce qui suit, nous intéresser à la dynamique de l'actionneur, dynamique qui devrait nous rapprocher davantage de la réalité et de plus de précision. L'actionneur hydraulique utilisé ici est un "four-way valve-piston" système. [4,8]

Nous savons que la force  $u_a$  de l'actionneur est donnée par la relation:

$$u_a = AP_L,$$

où  $A$  est la surface du piston et  $P_L$  est la pression à travers ce piston.

La dérivée de  $P_L$  est donnée par :

$$\frac{V_t}{4\beta_e} \dot{P}_L = Q - C_{\eta} P_L - A(\dot{x}_s - \dot{x}_w),$$

Où  $V_t$  est le volume total de l'actionneur,  $\beta_e$  est le " effective bulk modulus ",  $Q$  est "l'hydraulic load flow" et  $C_{\eta}$  est le "total leakage coefficient" du piston.

L'équation du "load flow" de la servovalve est donnée par

$$Q = C_d w x_v \sqrt{\frac{1}{\rho} [P_s - \text{sgn}(x_v) P_L]},$$

où  $C_d$  est le coefficient de décharge,  $w$  est la "spool valve area gradient",  $x_v$  est le déplacement de la valve de sa position "fermée",  $\rho$  est la densité du fluide,  $P_s$  est la pression .

Pour éviter le cas  $P_s - \text{sgn}(x_v) P_L < 0$ , l'équation précédente devient [1] :

$$Q = \text{sgn}[P_s - \text{sgn}(x_v) P_L] C_d w x_v \sqrt{\frac{1}{\rho} |P_s - \text{sgn}(x_v) P_L|}.$$

En fait le déplacement de la "spool valve" est contrôlé par l'entrée  $u$ , qui peut être un courant ou une tension. La dynamique de la valve se confond avec un filtre linéaire d'une constante de temps  $\tau$ . Ceci est une bonne approximation si la fréquence n'est pas trop élevée [8]. Elle est souvent utilisée par les ingénieurs qui travaillent sur la suspension active en industrie. La dynamique de la valve est :

$$\dot{x}_v = \frac{1}{\tau} (-x_v + u) \quad (7)$$

En choisissant les variables d'état comme suit :  $x_1 = x_s, x_2 = \dot{x}_s, x_3 = x_w, x_4 = \dot{x}_w, x_5 = P_L$  et  $x_6 = x_v$ , et en utilisant l'équation (3), on obtient les équations d'état suivantes :

$$\begin{aligned}
\dot{x}_1 &= x_2 \\
\dot{x}_2 &= -\frac{1}{M_h} [K_a(x_1 - x_3) + C_a(x_2 - x_4) - Ax_5] \\
\dot{x}_3 &= x_4 \\
\dot{x}_4 &= \frac{1}{M_{us}} [K_a(x_1 - x_3) + C_a(x_2 - x_4) - K_t(x_3 - r) - Ax_5] \\
\dot{x}_5 &= -\beta \cdot x_5 - \alpha \cdot A(x_2 - x_4) + \gamma \cdot x_6 w_3 \\
\dot{x}_6 &= \frac{1}{\tau} (-x_6 + u)
\end{aligned} \tag{8}$$

$$\text{Où } w_3 = \text{sgn}[P_s - \text{sgn}(x_6)x_5] \sqrt{|P_s - \text{sgn}(x_6)x_5|}. \tag{9}$$

$$\alpha = \frac{4\beta_c}{V_t}, \beta = C_{tp}, \gamma = C_a \alpha w \sqrt{\frac{1}{\rho}}$$

## 5- Modèle demi-véhicule

Comme on l'a déjà dit, la suspension vise à améliorer la qualité de conduite et le maintien de la route. Ici la notion de qualité englobe ce qu'on a appelé « heave » et qui représente le déplacement vertical de notre châssis mais aussi le déplacement angulaire que nous appelons le tangage « pitch ».

Les irrégularités de la route constituent le facteur principal qui affecte la qualité de conduite.

Les éléments de la suspension entre la route, les roues et la caisse génèrent des forces verticales qui agissent et influent sur le tangage et le déplacement vertical [16].

On va s'intéresser au modèle demi-véhicule qui regroupe deux quarts de véhicule connectés entre eux par un châssis considéré comme homogène. Nous travaillerons sur le modèle bicyclette qui étudie un même côté du véhicule, c'est-à-dire une roue avant et une roue arrière, sachant par ailleurs qu'il y a d'autres modèles (par exemple modèle demi-véhicule de type essieu qui s'intéresse en plus des mouvements verticaux, aux mouvements de roulis de la caisse et de l'essieu).

Pour ce qui nous concerne, le modèle demi-véhicule de type bicyclette ne prend en compte que les mouvements verticaux et le tangage de la caisse. On néglige toutefois les mouvements de roulis et les angles de tangage sont considérés comme petits.

La masse du châssis est notée  $M_b$  ( $1/2$  de la masse de la caisse) et son moment d'inertie  $J$ . Les masses non suspendues du véhicule sont notées  $M_{us1}$  (avant) et  $M_{us2}$  (arrière).  $r_1$ ,  $r_2$  représentent les perturbations de la route sur la roue avant et arrière respectivement (voir fig.8 ci-dessous).

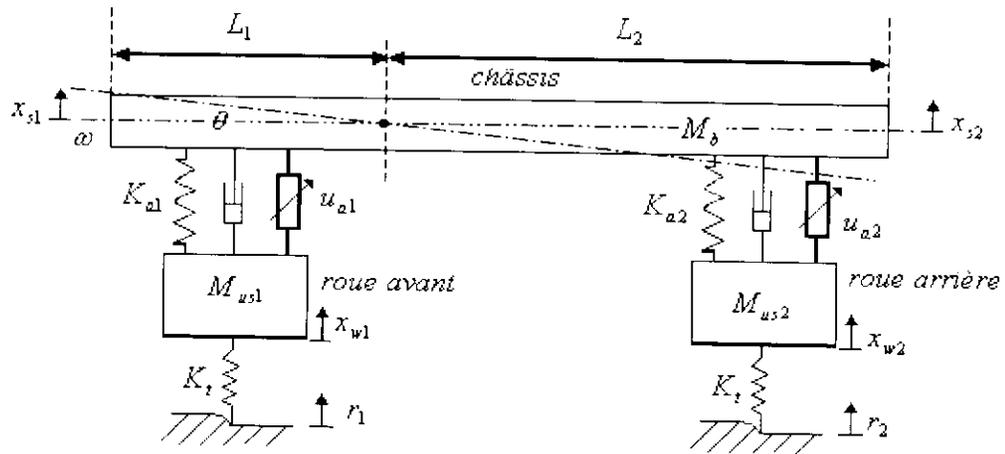


Figure 8 : Modèle demi-véhicule.

Les équations du mouvement des roues sont données par [15]:

$$\begin{aligned}
 M_{us1} \ddot{x}_{w1} &= -u_{a1} + K_{a1}(x_{s1} - x_{w1}) - K_{t1}(x_{w1} - r_1) + C_{a1}(\dot{x}_{s1} - \dot{x}_{w1}) \\
 M_{us2} \ddot{x}_{w2} &= -u_{a2} + K_{a2}(x_{s2} - x_{w2}) - K_{t2}(x_{w2} - r_2) + C_{a2}(\dot{x}_{s2} - \dot{x}_{w2}) \\
 M_b \ddot{x}_{s1} &= u_{a1} - K_{a1}(x_{s1} - x_{w1}) - C_{a1}(\dot{x}_{s1} - \dot{x}_{w1}) = F_1 \\
 M_b \ddot{x}_{s2} &= u_{a2} - K_{a2}(x_{s2} - x_{w2}) - C_{a2}(\dot{x}_{s2} - \dot{x}_{w2}) = F_2
 \end{aligned}
 \tag{10}$$

Les différentes variables et constantes sont définies comme suit :

- $M_{us1}, M_{us2} = 59 \text{ kg}$  chacune : Masses des roues
- $K_{a1}, K_{a2} = 16\,812 \text{ N/m}$  : Constantes de raideur des ressorts
- $K_{t1}, K_{t2} = 190\,000 \text{ N/m}$  : Constantes de raideur des ressorts pneu
- $C_{a1}, C_{a2} = 1000 \text{ Ns/m}$  : Coefficients d'amortissement
- $u_{a1}, u_{a2}$  : Forces désirées et délivrées par les actionneurs. [N]
- $r_1, r_2$  : Déplacements de la route. [m]
- $x_{s1}, x_{s2}$  : Déplacements du châssis. [m]
- $x_{w1}, x_{w2}$  : Déplacements des pneus. [m]
- $M_b = 290 \times 2 = 580 \text{ Kg}$  : Masse de notre châssis
- $L_1 = 1.5 \text{ m}$   $L_2 = 2.5 \text{ m}$  : Distance entre les extrémités et le centre de gravité (fig.8).

L'équation du tangage est donnée par :

$$F_1 L_1 - F_2 L_2 - J_p \dot{\omega} = 0 \quad (11)$$

Le mouvement du centre de gravité est le suivant :

$$F_1 + F_2 - M_b \dot{v}_T = 0 \quad (12)$$

On a les relations suivantes:

$$\begin{aligned} v_{s1} &= v_T + \omega L_1 \\ v_{s2} &= v_T - \omega L_2 \end{aligned} \quad (13)$$

Où :

- $v_T$  [m/s] : Vitesse du centre de gravité
- $\omega$  [rad/s] : Vitesse angulaire
- $v_{s1}$  [m/s] : Vitesse du châssis sur la roue avant
- $v_{s2}$  [m/s] : Vitesse du châssis sur la roue arrière

### Le modèle dans l'espace d'état :

On suppose que la voiture roule avec une vitesse constante.

Pour transformer les équations de mouvements du demi-véhicule en un modèle dans l'espace d'état, on prend les variables d'état suivantes.

Le vecteur d'état et celui des entrées et des perturbations sont donnés par :

$$\begin{aligned} x &= [x_1, x_2, x_3, x_4, x_5, x_6, x_7, x_8]^T && \text{Vecteur d'état} \\ u &= [u_{a1}, u_{a2}]^T && \text{Vecteur de commande} \\ v &= [\dot{r}_1, \dot{r}_2]^T, && \text{Vecteur vitesse (perturbations)} \end{aligned}$$

Où

$$\begin{aligned} x_1 &= x_{s1} - x_{w1}, x_2 = x_{w1} - r_1, x_3 = \dot{x}_{w1}, x_4 = x_{s2} - x_{w2}, \\ x_5 &= x_{w2} - r_2, x_6 = \dot{x}_{w2}, x_7 = v_T, x_8 = \omega \end{aligned}$$

Les équations d'état du demi-véhicule pour la suspension active sont donc données par :

$$\dot{x} = Ax + Bu + Fv$$

Les calculs donnent :

$$\begin{aligned} \dot{x}_1 &= \dot{x}_{s1} - \dot{x}_{w1} = v_{s1} - v_{w1} = v_T + \omega L_1 - \dot{x}_{w1} = x_7 + L_1 x_8 - x_3 \\ \dot{x}_2 &= \dot{x}_{w1} - \dot{r}_1 = x_3 - \dot{r}_1 \\ \dot{x}_3 &= \ddot{x}_{w1} = \frac{-u_{a1} + K_{a1}(x_{s1} - x_{w1}) - K_{t1}(x_{w1} - r_1) + C_{a1}(\dot{x}_{s1} - \dot{x}_{w1})}{M_{us1}} \\ &= \frac{K_{a1}}{M_{us1}} x_1 - \frac{K_{t1}}{M_{us1}} x_2 - \frac{C_{a1}}{M_{us1}} x_3 + \frac{C_{a1}}{M_{us1}} x_7 + L_1 \frac{C_{a1}}{M_{us1}} x_8 - \frac{1}{M_{us1}} u_{a1} \\ \dot{x}_4 &= \dot{x}_{s2} - \dot{x}_{w2} = -x_6 + v_T - \omega L_2 = -x_6 + x_7 - L_2 x_8 \\ \dot{x}_5 &= \dot{x}_{w2} - \dot{r}_2 = x_6 - \dot{r}_2 \end{aligned}$$

$$\dot{x}_6 = \ddot{x}_{w2} = \frac{-u_{a2} + K_{a2}(x_{s2} - x_{w2}) - K_{r2}(x_{w2} - r_2) + C_{a2}(\dot{x}_{s2} - \dot{x}_{w2})}{M_{us2}}$$

$$\dot{x}_6 = \frac{K_{a2}}{M_{us2}}x_4 - \frac{K_{r2}}{M_{us2}}x_5 - \frac{C_{a2}}{M_{us2}}x_6 + \frac{C_{a2}}{M_{us2}}x_7 - L_2 \frac{C_{a2}}{M_{us2}}x_8 - \frac{1}{M_{us2}}u_{a2}$$

$$\dot{x}_7 = \dot{v}_T = \frac{F_1 + F_2}{M_b} = \frac{-K_{a1}}{M_b}x_1 + \frac{C_{a1}}{M_b}x_3 - \frac{K_{a2}}{M_b}x_4 - \left(\frac{C_{a1}}{M_b} + \frac{C_{a2}}{M_b}\right)x_7$$

$$+ \frac{(L_2 C_{a2} - L_1 C_{a1})}{M_b}x_8 + \frac{C_{a2}}{M_b}x_6 + \frac{1}{M_b}u_{a1} + \frac{1}{M_b}u_{a2}$$

$$\dot{x}_8 = \dot{\omega} = \frac{F_1 L_1 - F_2 L_2}{J} = -\frac{K_{a1}}{J}L_1 x_1 + L_1 \frac{K_{a1}}{J}x_3 + L_2 \frac{K_{a2}}{J}x_4 - \frac{L_2 C_{a2}}{J}x_6 + \left(\frac{L_2 C_{a2}}{J} - \frac{L_1 C_{a1}}{J}\right)x_7$$

$$- \frac{C_{a1} L_1^2 + C_{a2} L_2^2}{J}x_8 + \frac{L_1}{J}u_{a1} - \frac{L_2}{J}u_{a2}.$$

D'après les différentes valeurs définies précédemment, on obtient la matrice A suivante :

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 1 & 1.5 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 285 & -3220 & -16.95 & 0 & 0 & 0 & 16.95 & 25.42 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 1 & -2.5 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 285 & -3220 & -16.95 & 16.95 & -42.4 \\ \frac{16812}{M_b} & 0 & \frac{1000}{M_b} & -\frac{16812}{M_b} & 0 & \frac{1000}{M_b} & -\frac{2000}{M_b} & \frac{1000}{M_b} \\ -\frac{25218}{J} & 0 & \frac{1500}{J} & \frac{42030}{J} & 0 & -\frac{2500}{J} & \frac{1000}{J} & -\frac{8500}{J} \end{bmatrix}$$

et la matrice  $F = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ -1 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & -1 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}$ ,  $B = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ -0.017 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ \frac{1}{M_b} & \frac{1}{M_b} \\ \frac{L_1}{J} & -\frac{L_2}{J} \end{bmatrix}$

Après avoir vu quelques modèles de systèmes de suspension (quart de véhicule et demi-véhicule), nous allons maintenant et tout d'abord nous intéresser à leurs performances. Afin de pouvoir quantifier et juger ces performances, nous introduirons par la suite des critères mathématiques de confort, d'adhérence et de commande. Il est important à cet égard de se pencher également sur la robustesse de nos suspensions, laquelle robustesse, il faut le souligner, consiste à satisfaire les performances recherchées en présence de variations et d'incertitudes du modèle de véhicule tels que dynamique négligée, capteur mal connu, raideur et amortisseur incertains, variation de masse etc...ainsi que bien sûr perturbations aléatoires de la route.

Comme évoqué auparavant au cours de ce travail, la suspension a pour objectif principal d'assurer au véhicule des performances liées principalement à la recherche du confort maximum possible et à la sécurité à travers la meilleure tenue de route que l'on puisse atteindre. Mais qu'est-ce donc le confort ?

### **Confort : élément objectif ou subjectif ?**

Le véhicule se déplace évidemment à une certaine vitesse sur la route. Celle-ci n'est pas parfaite dans le sens où elle abrite des irrégularités qui sont la cause de vibrations. Tous les passagers perçoivent ainsi, appréhendent et ressentent ces vibrations, mais pas de la même manière et selon la même intensité car en fait, chaque sujet les vit et les ressent en fonction de sa sensibilité propre, de sa constitution physique intrinsèque, de son état de santé, de son état psychologique, de son âge, de son état de fatigue etc...

Effectivement, nous pouvons affirmer ainsi que la notion de confort peut être très subjective et son appréciation est par là même difficile. Chaque individu jugera en fait du degré de confort d'après son expérience propre après avoir été passager du véhicule. Cet aspect subjectif de la notion de confort peut rendre la détermination des objectifs à atteindre dans ce domaine, parfois difficiles.

Le confort englobe plusieurs facteurs tels que par exemple la qualité des sièges et leur design, la température et la ventilation, l'espace interne du véhicule, la manière de conduire du chauffeur etc...

Mais en fait, l'accélération perçue par le passager à travers son siège peut, sans hésitation aucune, être répertoriée et considérée, au même titre d'ailleurs que l'accélération ressentie à travers toute la caisse, comme des éléments fondamentaux qui entrent en ligne de compte pour la détermination du degré de confort. Autrement dit, il s'agit de critères objectifs et les plus significatifs parmi les critères, pour évaluer, à notre sens, les performances de notre suspension liées au confort.

Dans le modèle demi-véhicule et véhicule complet, améliorer le confort revient à diminuer et à minimiser tout aussi bien l'accélération verticale que les mouvements de roulis et le tangage de la caisse.

Il y a lieu de souligner par ailleurs que bien que le débattement de la suspension soit nécessaire pour réaliser le meilleur confort de la caisse, il doit être néanmoins maintenu dans une certaine limite.

## Tenue de route

On peut définir la tenue de route comme la propriété du véhicule ainsi que sa capacité à réaliser, à travers ses roues, une certaine qualité d'adhérence au sol offrant ainsi l'opportunité et la possibilité d'une réponse adéquate aux sollicitations du conducteur, et assurant par là même un certain degré de sécurité.

La suspension entre pour une part importante dans la détermination de la qualité de l'adhérence des pneus à la route, autrement dit de la tenue de route.

En effet, elle détermine l'écrasement des pneus sur le sol (charge des pneus) et offre par là même la capacité à produire une force horizontale, latérale (souhaitable dans le cas d'un virage) ou longitudinale (dans le cas d'une accélération ou d'un freinage) qui assure donc l'adhérence au sol.

Il reste entendu que si la suspension est l'élément fondamental pour la tenue de route, il y a d'autres éléments et facteurs qui entrent en jeu tels que la nature de la route et son état, la qualité des pneus etc...

## Modèle de la route

On va simuler les performances de notre suspension avec les perturbations de la route les plus courantes à savoir les dos d'âne, les bosses, les montées sur trottoir, les dénivelllements, etc...

Les trottoirs sont modélisés par des échelons [2,9,15,18], tandis que les dos d'âne le sont par une portion de sinusoïde et plus exactement le demi d'une période. Le profil de cette perturbation dépend bien sûr du dos d'âne (amplitude, longueur, etc...) mais aussi de la vitesse du véhicule [16]. On modélise notre perturbation comme ceci :

$$r(t) = a \sin\left(v \frac{\pi}{L} t\right) \quad [\text{m}] \quad (13)$$

Où  $a$  est l'amplitude de notre dos d'âne [m].

$v$  est la vitesse du véhicule [m/s].

$L$  est la longueur du dos d'âne [m].

$t$  est le temps [s].

$\pi = 3.14$

## Critères pour le quart de véhicule

La seule entrée de perturbation considérée est le profil vertical de la route.

Les principaux critères comme déjà souligné concernent le confort et l'adhérence.

Le confort en basses fréquences est directement étudié en le déplacement vertical de la caisse.

Le deuxième critère concerne l'adhérence de la roue à la surface de la route. Ce critère est exprimé par le déplacement vertical de la roue.

Enfin, le confort en hautes fréquences se fait en prenant en compte l'accélération du déplacement de la caisse.

On peut prendre aussi un autre critère pour comparer les résultats obtenus avec les différentes suspensions : celui de la commande délivrée par l'actionneur et qui doit entrer en compte dans le choix de la suspension optimum.

On peut prendre comme critères :

- La limitation de l'accélération de la caisse  $\sum |\ddot{x}_s|$
- La somme des écarts entre la route et le pneu à chaque moment :  $\sum |x_w - r|$
- La somme des commandes délivrées à chaque instant :  $\sum |u_{ai}|$

On va utiliser ces critères pour comparer nos systèmes de suspension.

## Critères pour le modèle demi-véhicule

Pour le demi-véhicule, on étend ces critères à deux roues, c'est-à-dire :

- Dans le cadre du confort, on cherche à minimiser l'accélération de notre caisse à l'avant comme à l'arrière mais aussi à minimiser ce qu'on appelle le tangage, et pour cela on minimise  $\sum |\ddot{\theta}_s|$  ou bien  $\sum |\theta_s|$ .
- En ce qui concerne la tenue de route, on peut dire qu'une adhérence parfaite ou idéale correspond à un écart nul entre le déplacement de nos roues et celui de la route. Ainsi notre critère peut s'exprimer par :  $\sum |x_{w1} - r_1|$  et  $\sum |x_{w2} - r_2|$ .
- Pour les critères de commande, on les définit comme ceci :  $\sum |u_{a1i}|$  et  $\sum |u_{a2i}|$

Il faut dire que cette étape qui consiste en le choix des critères de performance est très importante dans la synthèse de la loi de commande, et c'est dans le cadre de critères bien précis et bien définis qu'on peut optimiser notre système de suspension. Ce qui est valable pour un système pour un certain critère peut ne pas l'être pour un autre critère [18], c'est pour cela qu'on va juger les différentes approches par rapport à ces critères. On en dispose en fait de plusieurs tels que l'accélération de la caisse pour le confort, l'écart entre pneus et route (écrasement) pour ce qui de l'adhérence ou bien le maintien de la route, le choix des capteurs et actionneurs pour le coût financier, la structure du régulateur pour la minimisation du temps de réponse, l'encombrement, etc...

Pour finir, nous pouvons dire que ce chapitre qui a été dédié à la modélisation et l'analyse des suspensions de véhicule nous a permis de nous familiariser avec les différents modèles et les types de suspension (modèle quart de véhicule, modèle demi-véhicule, suspension passive, semi-active, active).

## **II- Bases de la logique floue**

## Chapitre2 : Bases de la logique floue.

### Présentation introductive

La logique floue (en anglais fuzzy logic) constitue actuellement, comme il nous est déjà arrivé de le souligner, un domaine de recherche important qui attire de plus en plus d'adeptes passionnés par les perspectives ouvertes quant à son application notamment pour résoudre des problèmes de réglage et de commande, après avoir été à ses débuts considérée comme une théorie ne présentant pas un très grand intérêt.

Il faut rappeler que l'on doit au professeur Lotfi A.Zadeh de l'université de Berkeley en Californie, aux États Unis d'Amérique, l'établissement, en 1965, des bases théoriques de la logique floue. C'est dans les années quatre vingt que les Japonais ont commencé à l'utiliser pour régler notamment des problèmes de commande dans le secteur de l'industrie. Il y a lieu de souligner, à cet égard, que la logique floue avait été déjà utilisée dans des domaines non techniques tels que la médecine ou le commerce pour éclairer et aider à la prise de décision dans ces secteurs. L'envol de la logique floue va se faire par la suite dans les années quatre vingt dix au fur et à mesure du développement fulgurant de l'informatique et plus précisément des calculateurs.

Le réglage et la commande de processus, difficilement maîtrisables par les méthodes classiques (réglage classique ou réglage d'état), donnent des résultats meilleurs à travers l'application de la logique floue qui, elle-même, intervient dans le traitement et la manipulation de données imparfaites et /ou peu précises.

En effet, il est souvent difficile d'arriver à une modélisation de certains processus variables dans le temps, comportant des incertitudes ou fortement non linéaires.

N'obtenant pas une bonne modélisation, il devient alors très ardu de réguler le système par les méthodes conventionnelles.

Par contre, pour ce qui est de la logique floue, la modélisation mathématique du système n'est pas mise en avant car ce qui nous importe à ce moment là, c'est la connaissance par l'élément humain du comportement du système dans tous les cas de figure. Cette connaissance est acquise empiriquement par expérience et expertise.

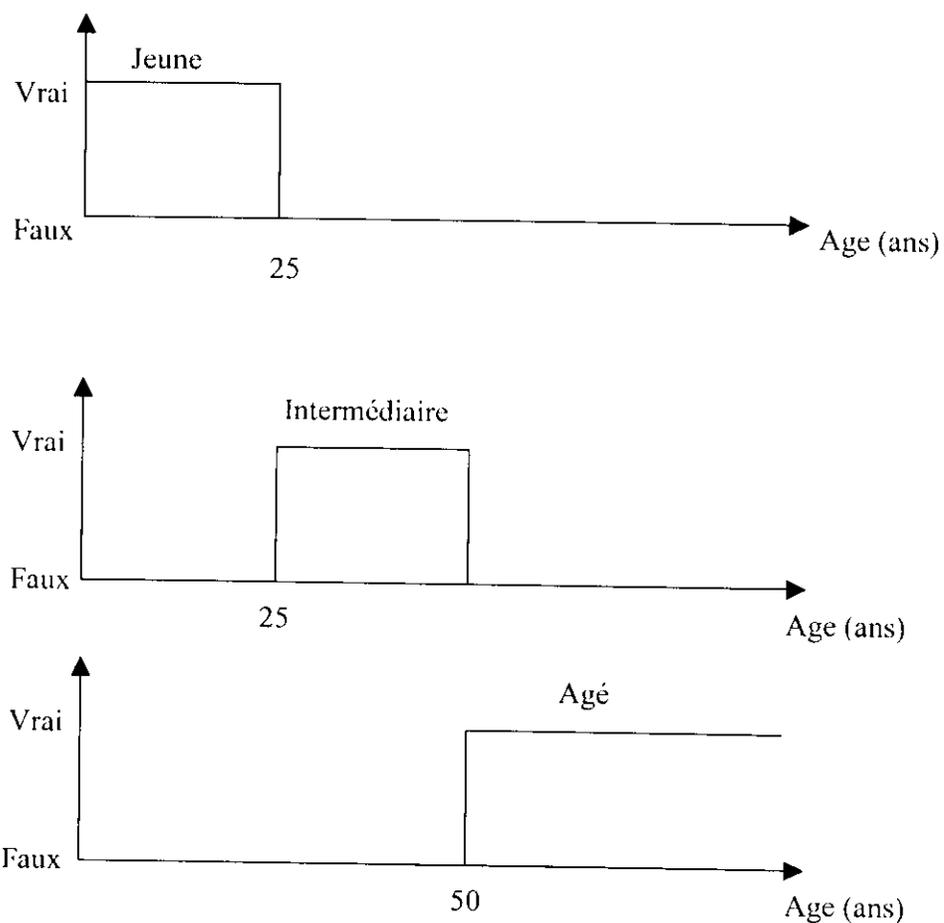
Le terme "flou" ne veut pas dire que les décisions sont prises sur des données insuffisantes ou incertaines mais le modèle interne du système n'est pas mis en avant (le modèle peut ne pas être connu) [21].

La logique floue, de par son comportement s'apparente et s'approche du raisonnement humain qui ne suit pas un modèle mathématique strict (avec des équations et des valeurs numériques précises). L'homme utilise ainsi ses propres connaissances qu'il a dans le domaine, connaissances le plus souvent acquises empiriquement et s'exprime en termes de « aller vite, plutôt petit, très chaud etc... » Autrement dit, la logique floue introduit les valeurs intermédiaires.

## Variables floues

Pour bien comprendre la différence entre logique binaire et logique floue, nous allons prendre un exemple concret. Considérons la classification d'une population donnée en trois catégories: jeune, intermédiaire, âgé.

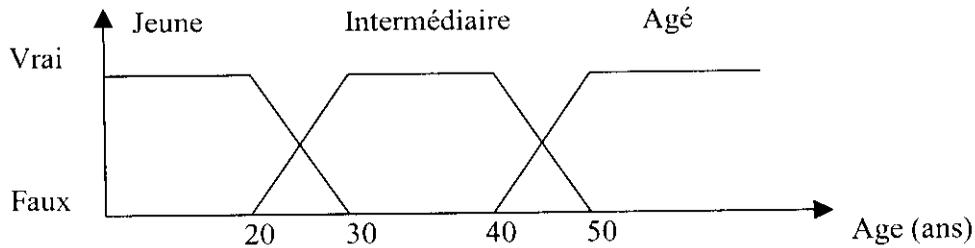
En logique classique, on obtient :



On remarque que cette logique est très éloignée du raisonnement humain. En effet, celui-ci évalue l'âge sans faire une distinction aussi tranchée entre deux catégories d'âge. Ce raisonnement se fait selon des fourchettes d'intervalle et on obtient par exemple l'expression "plutôt jeune" pour quelqu'un qui a 24 ans et demi, et "jeune" pour un autre de 18 ans.

En fait, cette logique classique (logique binaire) est simple mais assez éloignée de la logique humaine.

Si on utilise la logique floue, on aura par contre la représentation suivante :



Cette représentation est beaucoup plus proche du raisonnement humain, car elle permet de faire intervenir les notions telles que : "assez jeune", "plutôt vieux" ou "âgé". On parle donc d'une vérité avec un certain degré.

Cette logique est complexe mais est proche du raisonnement humain.

Mais pour bien comprendre les variables floues, il faut absolument définir et parler des fonctions d'appartenance.

## Fonctions d'appartenance

On peut expliquer la fonction d'appartenance ou le degré d'activation par le degré de vérité de la variable floue en fonction de notre entrée.

On a plusieurs types de fonctions d'appartenance [22] :

- la fonction triangulaire : elle est définie par les paramètres  $(a, b, c)$

$$\mu(x) = \max\left(\min\left(\frac{x-a}{b-a}, \frac{c-x}{c-b}\right), 0\right)$$

- la fonction trapézoïdale (fig.9.b): elle est liée aux paramètres  $(a, b, c, d)$  par

$$\mu(x) = \max\left(\min\left(\frac{x-a}{b-a}, 1, \frac{d-x}{d-c}\right), 0\right)$$

- la fonction gaussienne (fig.9.c): elle est définie par son centre  $c$  et sa variance  $\sigma$

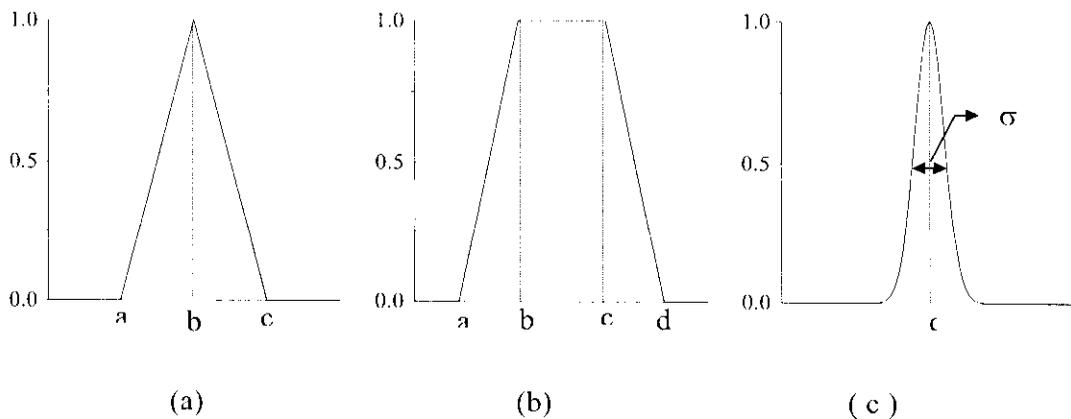
$$\mu(x) = \exp\left(-\frac{(x-c)^2}{2\sigma}\right)$$

- la fonction en forme de cloche (fig.9.d) : elle dépend des paramètres  $(a, b \text{ et } c)$

$$\mu(x) = \frac{1}{1 + \left|\frac{x-c}{a}\right|^{2b}}$$

- la fonction sigmoïde (fig.9.e et f): elle dépend des paramètres  $(a, c)$

$$\mu(x) = \frac{1}{1 + \exp(-a(x-c))}$$



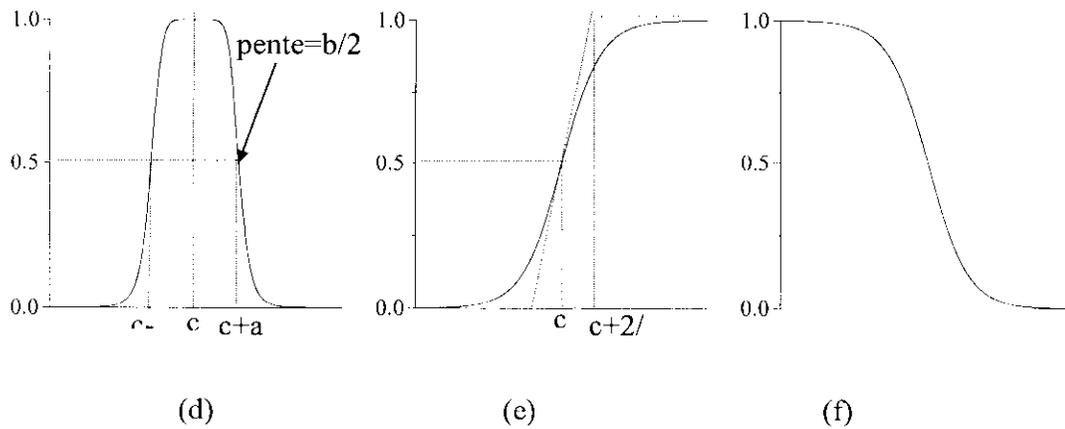


Figure 9 : formes usuelles des fonctions d'appartenance [25]

On peut donc choisir plusieurs formes de fonction d'appartenance mais les plus usuelles sont triangulaires, trapézoïdales, gaussiennes.

## Règles d'inférence

Une règle d'inférence est une règle qui relie les variables floues d'entrée d'un système aux variables floues de sortie de ce système.

La règle se présente ainsi :

**Si** condition 1 **et/ou** condition 2 ... **et/ou** condition n **Alors** action sur les sorties.

Avec deux entrées et une sortie de commande, on aura par exemple :

**Si** a est A **et/ou** b est B **Alors** u est C.

Où a, b, et u sont des variables linguistiques représentant deux variables d'état du système et une variable de commande (sortie du régulateur) ; A, B et C sont les valeurs linguistiques des différentes variables.

Pour définir ces règles, on fait appel à une bonne connaissance du comportement du système (c'est le rôle de l'expert de trouver des règles adaptées au but recherché). Ces règles sont par la suite mémorisées dans l'organe de commande.

On peut représenter nos règles sous forme d'un tableau. Par exemple, si on a deux entrées et une sortie, ce tableau est de dimension deux.

En ce qui concerne les opérateurs, on utilise les opérateurs : et, ou, non.

Opérateur	Degré d'appartenance du résultat
Et	Minimum
	Produit
Ou	Maximum
	Valeur moyenne
Non	Complément à 1

Les opérations "minimum" et "maximum" présentent l'avantage de la simplicité lors du calcul ; par contre, elles privilégient l'une des deux variables. Les opérations de "produit" et "valeur moyenne" sont plus difficiles à calculer mais elles permettent d'obtenir un résultat qui tient compte des valeurs des deux variables.

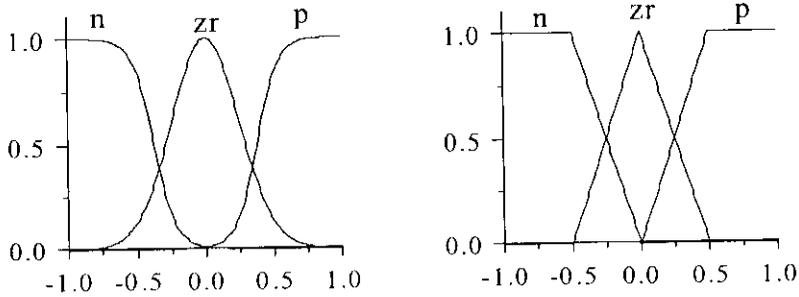
Prenons maintenant un exemple illustratif de ce qui précède :

Les règles sont regroupées sous forme de table donnant la valeur de la commande sous la forme linguistique en fonction des deux entrées.

Généralement, ces deux entrées sont l'erreur  $e$ , et sa dérivée (variation)  $de$ .

- Si les deux variables d'entrée et la sortie sont décrites par 3 ensembles flous  $\{n, zr, p\}$ , où  $n$  : négatif,  $zr$  : environ zéro et  $p$  : positif.

Nous avons :



	N	ZR	P
N	N	N	ZR
ZR	N	ZR	P
P	ZR	P	P

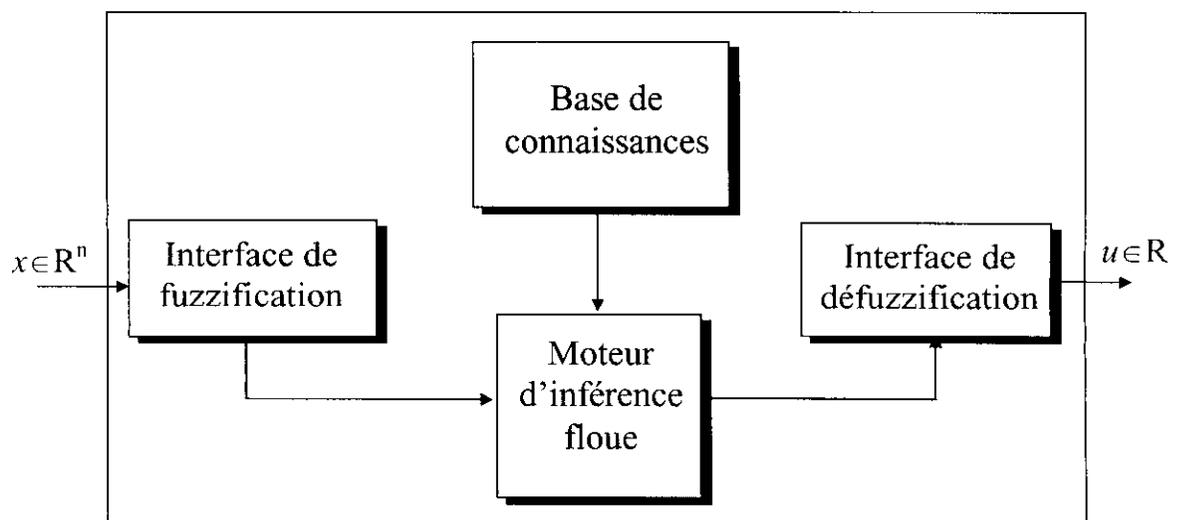
Ce tableau se lit comme cela :

- Si e est N et de est N Alors u est N
- Si e est N et de est ZR Alors u est N
- Si e est N et de est P Alors u est ZR
- Si e est ZR et de est N Alors u est N
- Si e est ZR et de est ZR Alors u est ZR
- Si e est ZR et de est P Alors u est P
- Si e est P et de est N Alors u est ZR
- Si e est P et de est ZR Alors u est P
- Si e est P et de est P Alors u est P

## Structure d'un régulateur flou

Le régulateur flou comprend les quatre modules suivants [25] :

- l'interface de fuzzification,
- la base de connaissances,
- le moteur d'inférence floue,
- l'interface de défuzzification.



Structure de base d'un régulateur flou [25]

### 1. L'interface de fuzzification

Elle transforme les entrées numériques (valeurs précises) en des valeurs floues.

### 2. La base de connaissances

Elle comprend la base de données et la base des règles floues.

#### a) Base de données

Elle contient la définition des ensembles flous, les facteurs d'échelle pour la normalisation des ensembles de référence et la partition de l'espace flou d'entrée et de sortie.

**b) Base des règles floues**

Elle contient les relations entre les variables d'entrées (variables linguistiques) et la variable de sortie (variable linguistique aussi).

**3. Le moteur d'inférence floue**

D'après les règles d'inférence qu'on a établies, il faut indiquer à notre calculateur la méthode ou bien la procédure qui lui permet de nous donner la sortie en fonction des données présentes à nos entrées; on obtient une fonction d'appartenance de notre sortie  $\mu_s$ . Pour ce faire, on peut dire qu'il y a plusieurs méthodes.

Parmi celles-ci :

- Min-Max
- Max-Produit
- Somme-Produit

**Méthode MAX-MIN :**

Au niveau de la condition : ET  $\rightarrow$  Min OU  $\rightarrow$  Max

Au niveau de la conclusion : ou  $\rightarrow$  Max Alors  $\rightarrow$  Min  
(d'où la désignation)

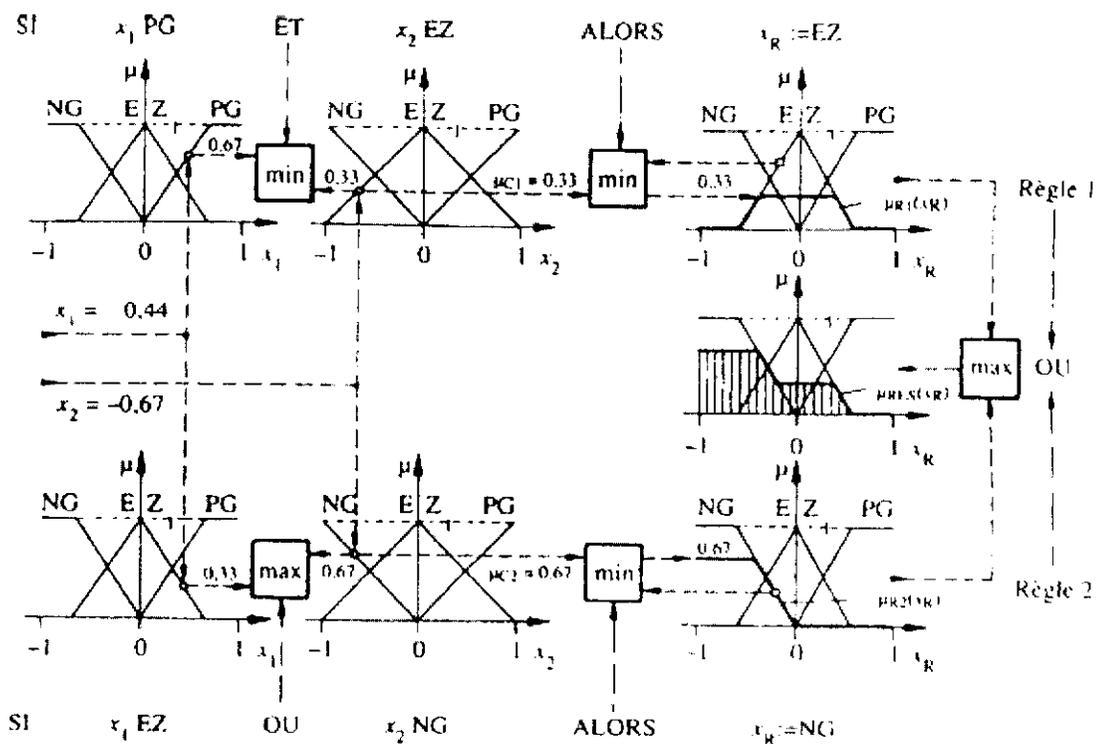


Fig. 3.18 Méthode d'inférence max-min pour deux variables d'entrée et deux règles.

$\rightarrow$  Résultat : une fonction de transfère résultante donnée par la surface hachurée (qui sera traitée lors de la défuzzification).

Figure 10 (tiré de [23])

**Méthode MAX-PROD :**

Au niveau de la condition : ET  $\rightarrow$  Min OU  $\rightarrow$  Max

Au niveau de la conclusion : ou  $\rightarrow$  Max Alors  $\rightarrow$  Prod  
(d'où la désignation)

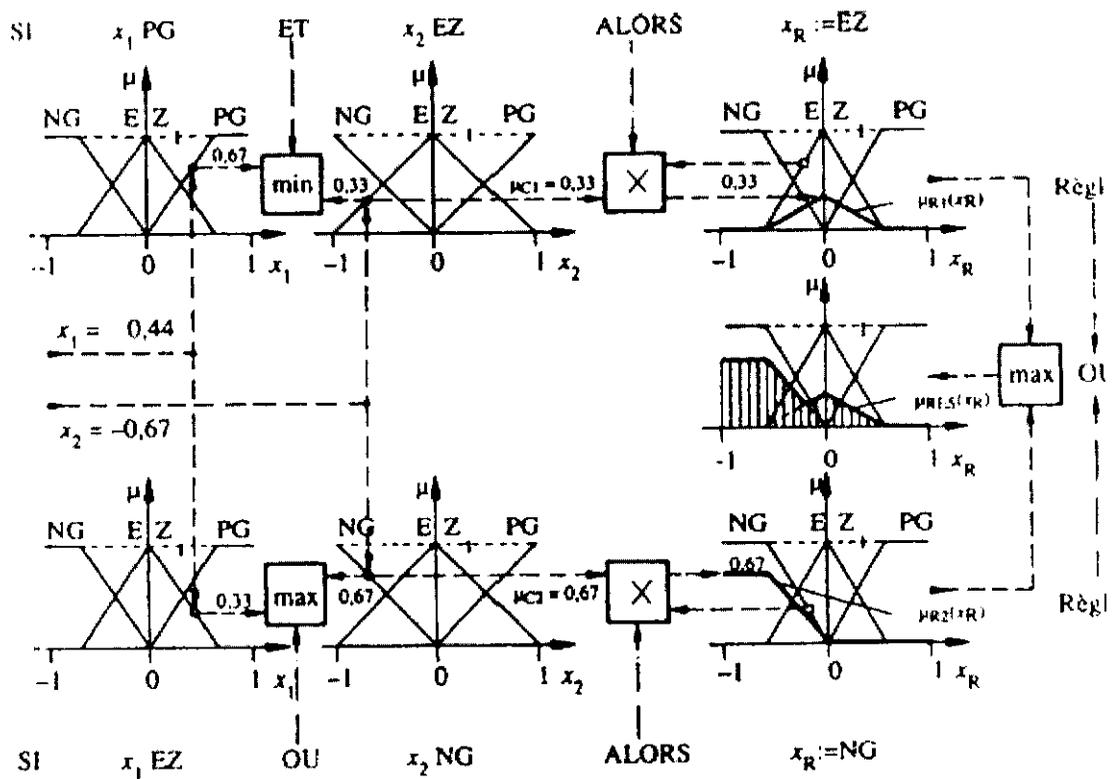


Fig. 3.19 Méthode d'inférence max-prod pour deux variables d'entrée et deux règles.

$\rightarrow$  Résultat : une fonction de transfert résultante donnée par la surface hachurée (qui sera traitée lors de la défuzzification).

Figure 11 (tiré de [23])

**Méthode SOMME-PROD :**

Il ne s'agit pas de la Somme « normale » mais de la valeur moyenne :

$$\mu_{(A \cup B)}(x, y) = \frac{\mu_A(x) + \mu_B(y)}{2}$$

Au niveau de la condition : ET → Prod OU → Somme

Au niveau de la conclusion : ou → Somme Alors → Prod (d'où la désignation)

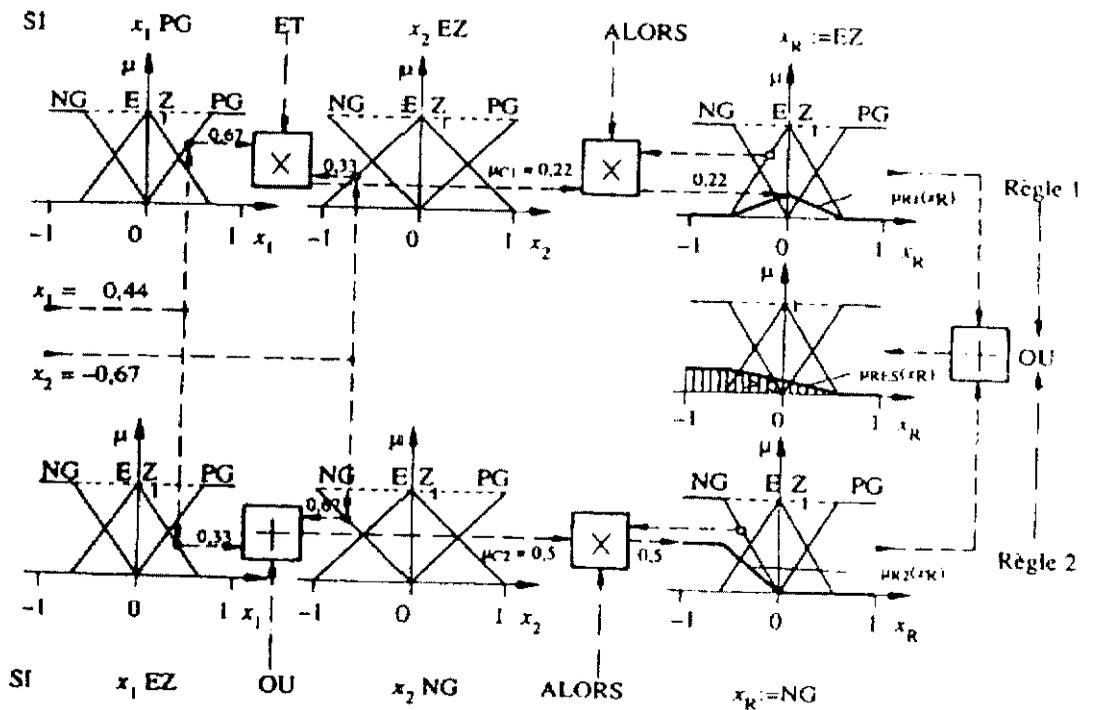


Fig. 3.20 Méthode d'inférence somme-prod pour deux variables d'entrée et deux règles.

→ Résultat : une fonction de transfert résultante donnée par la surface hachurée (qui sera traitée lors de la défuzzification).

Figure 12 (tiré de [23])

## 4. La défuzzification

C'est la dernière étape qui consiste à obtenir à partir de la fonction d'appartenance ou bien de l'ensemble flou obtenu (surface hachurée) une valeur numérique précise qui peut se traduire en une commande réelle.

Dans ce cadre, on peut citer plusieurs méthodes telles que : méthode du centre de gravité, moyenne des maxima, du maximum, des hauteurs pondérées, et celle des hauteurs pondérées modifiées. Les plus utilisées sont : la méthode du centre de gravité (CG) et la moyenne des maxima (MM).

### a) Méthode du centre de gravité

Dans cette méthode, la sortie correspond à l'abscisse du centre de gravité de la surface de la fonction d'appartenance résultante.

La relation qu'on utilise est :

$$u_{CG} = \frac{\int \mu_R(u) \cdot u \, du}{\int \mu_R(u) \, du}$$

Où  $\mu_R$  est la fonction d'appartenance résultante de notre sortie.

On utilise souvent la version discrète de l'intégrale qui est donnée par :

$$u = \frac{\sum_i u_i \cdot \mu_R(u_i)}{\sum_i \mu_R(u_i)}$$

Il faut savoir que la défuzzification par Centre de Gravité nécessite un calcul assez important, surtout pour une commande en temps réel.

### b) Méthode de la moyenne des maxima

Cette méthode est définie par la relation suivante :

$$u_{MM} = \frac{\sum_{i=1}^n u_i}{n} \quad \text{Où les } nu_i \text{ sont définis par : } \mu(u_i) = \max_u(\mu(u))$$

Ce qui veut dire que dans le cas où on a plusieurs maxima, on fait la moyenne des abscisses.

### Modèle flou de Sugeno

Reprenons ce modèle à partir du cours d'automatique avancé dispensé en cinquième année de l'ENP.

Une règle typique du système flou de Sugeno admet la forme :

**Si** (*x est A*) **et** (*y est B*) **alors**  $u=f(x,y)$

Où *A* et *B* sont des ensembles flous de l'antécédent et  $u=f(x,y)$  est une fonction numérique de la conclusion.

Habituellement, la fonction  $f(x,y)$  est un polynôme des variables *x* et *y*, mais elle peut être toute fonction susceptible de décrire le comportement de la sortie dans le domaine spécifié par l'antécédent de la règle.

Dans le cas où la fonction  $f(x,y)$  est un polynôme du premier ordre, le système d'inférence flou résultant est dit le système flou de Sugeno d'ordre un et dans le cas où  $f(x,y)$  est une constante, alors on obtient un système flou de Sugeno d'ordre zéro.

Puisque chaque règle admet une sortie numérique, la sortie globale est obtenue en effectuant une moyenne pondérée de toutes les sorties et de ce fait le temps consommé par la défuzzification est évité.

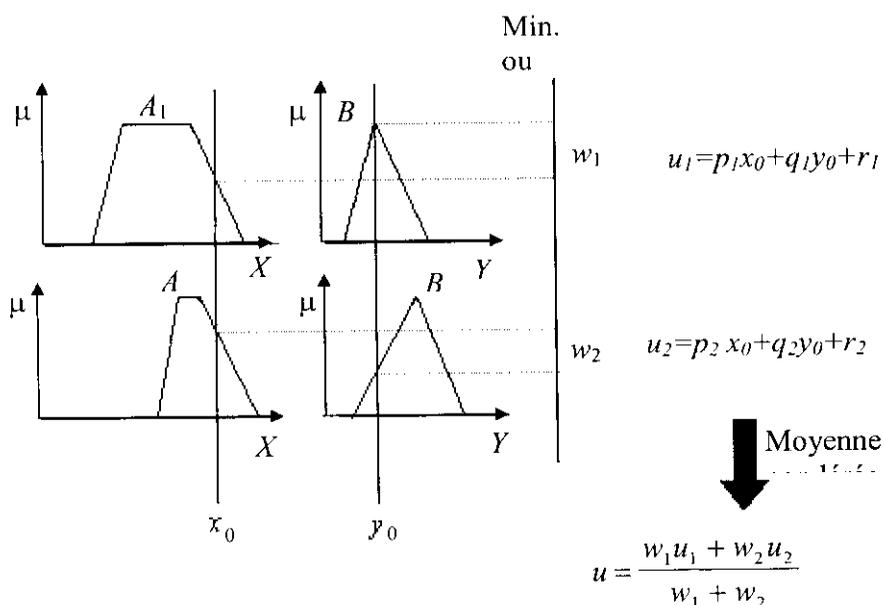


Figure 13 : Modèle flou de Sugeno d'ordre un

Finalement, les notions théoriques abordées dans ce chapitre vont nous permettre pour la suite de notre travail de pouvoir synthétiser plusieurs régulateurs flous dont nous devons déterminer les différentes entrées et sorties de commande, élaborer la base des règles et définir les fonctions d'appartenance.

**III- Synthèse de la commande par  
backstepping et par logique floue**

## Chapitre 3 : Synthèse de la commande par backstepping et par logique floue.

Dans ce chapitre, nous utiliserons deux techniques de commande que l'on comparera par la suite (dans la partie "simulations") avec les performances obtenues par la suspension passive. Cette comparaison sera faite à l'aide des différentes simulations de perturbation de la route. Pour ce faire, on va se servir des différents critères introduits précédemment.

Mais tout d'abord, nous allons faire une présentation des deux types de commande :

- Commande par backstepping. [8]
- Commande par logique floue.

Toutefois, avant de présenter ces deux types de commande, il y a lieu de choisir une variable à réguler adéquate qui nous permettrait d'atteindre les objectifs recherchés. La variable choisie est la suivante [8] :

$$z_1 = x_1 - \bar{x}_3 \quad (14)$$

Où  $x_1$  est le déplacement du châssis et  $x_3$  est la version filtrée du déplacement de la roue  $x_3$  :

$$\dot{x}_3 = \frac{\varepsilon}{s + \varepsilon} x_3. \quad (15)$$

La valeur de  $\varepsilon$  affecte évidemment la régulation :

Pour de petites valeurs d' $\varepsilon$ , on obtient un filtrage de  $x_3$  par un filtre passe-bas, donc la valeur régulée  $z_1$  est essentiellement égale à  $x_1$  (déplacement du châssis) tant que nous avons des perturbations de hautes fréquences, qui sont rejetées par le filtre, mais à très basses fréquences (des changements légers de la route); la valeur  $z_1$  devient alors identique à la déflexion de la suspension  $x_1 - x_3$ .

Si la valeur d' $\varepsilon$  est grande, des fréquences de plus en plus grandes peuvent passer à travers le filtre. La valeur régulée se rapproche de la déflexion de la suspension.

En fait, pour de petites valeurs d' $\varepsilon$ , la variable à réguler est  $x_1$  (déplacement du châssis) car  $x_3$  est filtré, puisque le filtre est un filtre passe-bas. Dans ce cas précis, l'accent est mis sur l'aspect confort puisqu'on cherche à stabiliser le châssis (l'objectif de commande sera de minimiser  $x_1$ )

Pour de grandes valeurs d' $\varepsilon$ , la variable à réguler devient, comme on vient de le voir, égale à  $x_1 - x_3$ . Dans ce cas, on s'intéresse plutôt à la déflexion de la suspension qu'on cherche à minimiser et non au déplacement du châssis. Autrement dit, le confort n'est pas notre première préoccupation, de limiter la déflexion dans l'intervalle défini en la réduisant au maximum.

Pour combiner les deux cas, il suffit d'avoir un critère qui permet de changer notre  $\varepsilon$ , et donc de mettre l'accent sur un des deux objectifs : confort ou bien limiter la déflexion.

- Quand la déflexion de la suspension est petite, le régulateur doit insister sur le confort des passagers, la largeur de bande du filtre doit être petite (filtre passe-bas,  $\varepsilon$  petit)
- Quand la déflexion de la suspension est importante (dépassée certaines limites) l'objectif de commande doit être d'empêcher la suspension d'atteindre ses limites de débattement et ce, en utilisant un filtre passe haut au détriment, il est vrai, du confort.

## 1- Commande par backstepping

### a - Modèle linéaire

La procédure du backstepping consiste en deux étapes :

**Etape 1 :** La dérivée de  $z_1$  est donnée par :

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

$x_2$  est la première variable de commande virtuelle, pour laquelle la fonction stabilisatrice est donnée par :

$$\alpha_1 = -c_1 z_1 - \varepsilon(x_1 - x_3)$$

Avec  $c_1$  est une constante positive.

L'erreur correspondante est donnée par  $z_2 = x_2 - \alpha_1$ , et l'équation de l'erreur résultante est donnée par :

$$\dot{z}_1 = -(c_1 + \varepsilon)z_1 + z_2.$$

**Etape 2 :** La dérivée de  $z_2$  est donnée par :

$$\begin{aligned}\dot{z}_2 &= \dot{x}_2 - \dot{\alpha}_1 \\ &= -\frac{1}{M_b} [K_a(x_1 - x_3) + C_a(x_2 - x_4) - u_a] - \\ &\quad [-c_1(-c_1 z_1 - \varepsilon z_1 + z_2) - \varepsilon(x_2 - x_4)]\end{aligned}$$

La commande est donnée par :

$$\begin{aligned}u_a &= M_b \left[ -(c_2 + c_1)z_2 + (c_1^2 - 1 + c_1\varepsilon)z_1 - \varepsilon(x_2 - x_4) \right] \\ &\quad + K_a(x_1 - x_3) + C_a(x_2 - x_4)\end{aligned}$$

Où  $c_2$  est une constante positive, pour rendre la dérivée de Lyapunov définie négative.

$$V_a = \frac{1}{2}z_1^2 + \frac{1}{2}z_2^2$$

$$\dot{V}_a = -(c_1 + \varepsilon)z_1^2 - c_2z_2^2.$$

Car on a :

$$\dot{z}_1 = -(c_1 + \varepsilon)z_1 + z_2$$

$$\dot{z}_2 = -c_2z_2 - z_1$$

Le système a un point d'équilibre exponentiellement stable à  $(z_1, z_2) = (0, 0)$ .

### b - Modèle non linéaire

La variable à réguler comme on l'a déjà dit est :

$$z_1 = x_1 - \bar{x}_3$$

**Etape 1 :** On utilise  $x_2$  comme une commande virtuelle et on introduit la variable erreur

$z_2 = x_2 - \alpha_1$ , où  $\alpha_1$  est la première fonction stabilisante.

$$\alpha_1 = -c_1z_1 - \varepsilon(x_1 - x_3) \text{ donne } \dot{z}_1 = -(c_1 + \varepsilon)z_1 + z_2$$

**Etape 2 :**

$\bar{x}_5 = x_5\mu$ ,  $\mu$  constante positive.

$\bar{x}_5$  est la commande virtuelle de l'équation- $\dot{z}_2$ ,  $z_3$  est une variable  $z_3 = \bar{x}_5 - \alpha_2$ , la fonction stabilisante  $\alpha_2$  est choisie.

**Etape 3 :**

La commande virtuelle de l'équation- $\dot{z}_3$  est  $x_6w_3$ ,  $w_3$  est définie par (8). L'erreur est la variable  $z_4 = x_6w_3 - \alpha_3$ ,  $\alpha_3$  est la 3<sup>ème</sup> fonction stabilisatrice choisie.

**Etape 4 :**

La commande  $u$  apparaît dans l'équation- $\dot{z}_4$ , on peut finalement déterminer la loi de commande résultante est donnée par :

$$u = \frac{\tau}{w_3} \alpha_4, \text{ où } \alpha_4 \text{ est la dernière fonction stabilisatrice.}$$

$\tau$  et  $w_3$  sont donnés par les équations (7) et (9)

Voici le détail des quatre étapes :

**Etape 1 :** La dérivée de  $z_1$  est donnée par :

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

$x_2$  est la première variable de commande virtuelle, pour laquelle la fonction stabilisatrice est donné par :

$$\alpha_1 = -c_1 z_1 - \varepsilon(x_1 - x_3)$$

Avec  $c_1$  est une constante positive.

L'erreur correspondante est donnée par  $z_2 = x_2 - \alpha_1$ , et l'équation de l'erreur résultante est donnée par :

$$\dot{z}_1 = -(c_1 + \varepsilon)z_1 + z_2.$$

**Etape 2 :** La dérivée de  $z_2$  est donnée par :

$$\begin{aligned} \dot{z}_2 &= \dot{x}_2 - \dot{\alpha}_1 \\ &= \frac{-1}{M_b} [K_a(x_1 - x_3) + C_a(x_2 - x_4) - \frac{A}{\mu}(z_3 + \alpha_2)] + g_2 \end{aligned}$$

Avec  $g_2 = -\dot{\alpha}_1 = c_1[-c_1 z_1 - z_1 \varepsilon + z_2] + (x_2 - x_4) \varepsilon$  et  $\bar{x}_3 = (z_3 + \alpha_2)$

La deuxième fonction stabilisatrice est:

$$\alpha_2 = \frac{M_b \mu}{A} \left[ -c_2 z_2 - z_1 + \frac{1}{M_b} [K_a (x_1 - x_3) + C_a (x_2 - x_4)] - g_2 \right]$$

L'expression de  $\dot{z}_2$  devient :  $\dot{z}_2 = -c_2 z_2 - z_1 + \frac{A}{M_b \mu} z_3$

**Etape 3 :** La dérivée de  $z_3$  est donnée par :

$$\begin{aligned} \dot{z}_3 &= \dot{x}_5 - \dot{\alpha}_2 \\ &= -x_5 \beta - \alpha A \mu (x_2 - x_4) + \mu \gamma (z_4 + \alpha_3) + g_3 + (d_3 + n_3 h_3) r \end{aligned}$$

Avec  $x_6 w_3 = z_4 + \alpha_3$  et  $n_3 = \frac{\mu M_b K_t}{A M_{us}}$  et

$$d_3 = n_3 \left( \frac{C_a}{M_b} - \varepsilon \right)$$

$$h_3 = 0$$

$$\begin{aligned} g_3 &= -\frac{M_b \mu}{A} [-(c_2 + c_1)(-c_2 z_2 - z_1 + \frac{A}{M_b \mu} z_3) + (c_1^2 - 1 + c_1 \varepsilon)(-c_1 z_1 - z_1 \varepsilon + z_2)] + \\ &= \frac{1}{M_b} (K_a (x_2 - x_4) + C_a w_1) - w_1 \varepsilon \end{aligned}$$

$$w_1 = -m_t [K_a (x_1 - x_3) + C_a (x_2 - x_4) - A x_5] + \frac{K_t}{M_{us}} x_3 (= \dot{x}_2 - \dot{x}_4 + \frac{K_t}{M_{us}} r)$$

$$m_t = \frac{1}{M_b} + \frac{1}{M_{us}}$$

Avec le choix de la troisième fonction stabilisatrice :

$$\alpha_3 = \frac{1}{\mu \gamma} \left[ -c_3 z_3 - \frac{A}{M_b \mu} z_2 + \beta \bar{x}_5 + \mu \alpha A (x_2 - x_4) - g_3 \right]$$

et donc  $\dot{z}_3 = -c_3 z_3 - \frac{A}{M_b \mu} z_2 + z_4 \mu \gamma + d_3 r$

**Etape 4 :** La dérivée de  $z_4$  est donnée par :

$$\begin{aligned}\dot{z}_4 &= \frac{d}{dt}(x_6 w_3) - \alpha_3 \\ &= \frac{1}{\tau}(-x_6 + u)w_3 - \frac{1}{2|w_3|}|x_6|w_2 + g_4 + (d_4 + n_4 h_4)r\end{aligned}$$

Où  $n_4 = n_3 = \frac{M_b K_t \mu}{AM_{us}}$  et :

$$w_2 = -x_5 \beta - A\alpha(x_2 - x_4) + x_6 w_3 \gamma \quad \left(= \frac{1}{\mu} \dot{x}_5 = \dot{x}_5\right)$$

$$d_4 = (c_3 + c_2 + c_1) \frac{d_3}{\mu \gamma} + \frac{K_t}{AM_{us} \gamma} (\alpha A^2 + K_a - m_t C_a^2 + \varepsilon m_t C_a M_b)$$

$$h_4 = 0$$

$$\begin{aligned}g_4 &= -\frac{1}{\mu \gamma} [-(c_3 + c_2 + c_1)(-c_3 z_3 - \frac{A}{M_b \mu} z_2 + \mu z_4 \gamma) - \frac{A}{M_b \mu} z_2 + \mu \beta w_2 + \mu \alpha A w_1 + g_4] \\ &= \frac{\mu M_b}{A} [-(c_2 + c_1)(-c_2 z_2 - z_1) + [c_1^2 - 1 + c_1 \varepsilon] z_1 + \frac{1}{M_b} (K_a w_1 + C_a \bar{w}_1) - \varepsilon \bar{w}_1]\end{aligned}$$

$$\bar{z}_2 = \dot{z}_2 = -c_2 z_2 - z_1 + \frac{A}{M_b \mu} z_3$$

$$\bar{z}_1 = \dot{z}_1 = -c_1 z_1 - \varepsilon z_1 + z_2$$

$$\bar{\bar{z}}_1 = \dot{\bar{z}}_1 = -c_1 \bar{z}_1 + \bar{z}_2$$

$$\bar{w}_1 = -m_t [K_a (x_2 - x_4) + C_a w_1 - A w_2] + \frac{K_t}{M_{us}} x_4 \quad \left(= \dot{w}_1 - m_t C_a \frac{K_t}{M_{us}} r\right)$$

La loi de commande résultante est de la forme :

$$u = \frac{\tau}{w_3} \alpha_4$$

Avec la dernière fonction stabilisatrice donnée par :

$$\alpha_4 = -c_4 z_4 - z_3 \mu \gamma + \frac{1}{\tau} x_6 w_3 + \frac{1}{2|w_3|}|x_6|w_2 - g_4$$

Donc  $\dot{z}_4 = -c_4 z_4 - z_3 \mu \gamma + d_4 r$

### 2- Commande par logique floue

Dans le but de minimiser la variable  $e$  qui n'est rien d'autre que  $z_1$ , donnée par (14), on utilise un régulateur flou à deux entrées, l'une d'elles est la variable  $e$  en question, l'autre sa dérivée par rapport au temps.

La sortie du régulateur est la commande  $u_a$ . Celle-ci est obtenue après défuzzification par la méthode du centre de gravité.

Dans cette partie, on va synthétiser plusieurs régulateurs flous qui diffèrent l'un de l'autre par leurs caractéristiques.

On va utiliser Matlab pour effectuer notre programmation [24,25].

**Régulateur flou1** : il s'agit d'un régulateur flou 9 règles défini par ce qui suit :

**Fuzzification :**

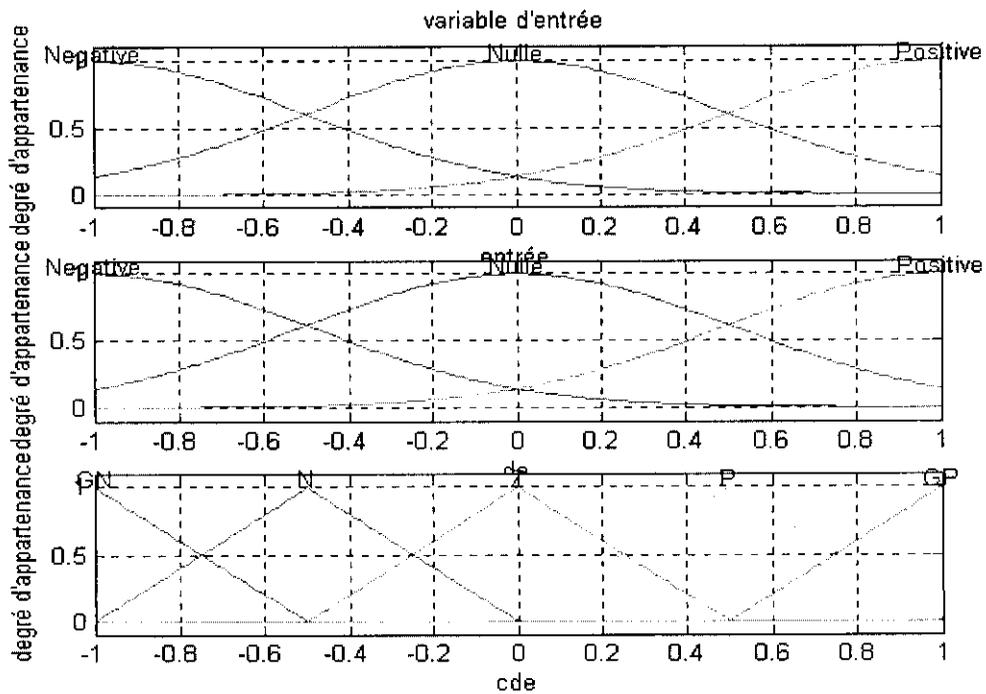


Figure 14: Les fonctions d'appartenance des différentes variables du régulateur.

On a utilisé des fonctions d'appartenance gaussiennes pour les deux entrées à savoir  $z_1$  et sa dérivée, et des fonctions d'appartenance triangulaires pour notre sortie.

On remarque aussi que nos entrées contiennent trois variables floues (valeurs) à savoir : Négative, Nulle, Positive. Notre sortie est constituée de cinq variables floues qui sont GN (grand négatif), N (négatif), Z (Zéro), P (Positif), GP (grand positif).

On remarque que l'univers de discours est  $[-1 \ 1]$  car on normalise les entrées par des gains et la sortie normalisée obtenue sera à son tour multipliée également par un gain.

#### Etape d'Inférence :

On peut travailler avec plusieurs bases de règles. Notre base contient 9 règles (3x3) et est donnée par le tableau suivant :

e	N	Z	P
de/dt			
N	GP	P	Z
Z	P	Z	N
P	Z	N	GN

Table 1 : Table des règles du régulateur flou 1.

Après programmation, la commande showrule nous donne :

1. If (e is Negative) and (de is Negative) then (cde is GP) (1)
2. If (e is Negative) and (de is Nulle) then (cde is P) (1)
3. If (e is Negative) and (de is Positive) then (cde is Z) (1)
4. If (e is Nulle) and (de is Negative) then (cde is P) (1)
5. If (e is Nulle) and (de is Nulle) then (cde is Z) (1)
6. If (e is Nulle) and (de is Positive) then (cde is N) (1)
7. If (e is Positive) and (de is Negative) then (cde is Z) (1)

8. If (e is Positive) and (de is Nulle) then (cde is N) (1)
9. If (e is Positive) and (de is Positive) then (cde is GN) (1)

Le moteur d'inférence travaille avec la méthode Min-Max.

**Défuzzification :**

Pour calculer notre commande, on utilisera la méthode du centroïde.

Après programmation, on obtient les caractéristiques suivantes:

```
name: 'regul_flou'  
type: 'mamdani'  
andMethod: 'min'  
orMethod: 'max'  
defuzzMethod: 'centroid'  
impMethod: 'min'  
aggMethod: 'max'  
input: [1x2 struct]  
output: [1x1 struct]  
rule:[1x9struct]
```

**Régulateur flou 2** : Il s'agit d'un régulateur flou 49 règles défini comme ceci :

**Fuzzification** :

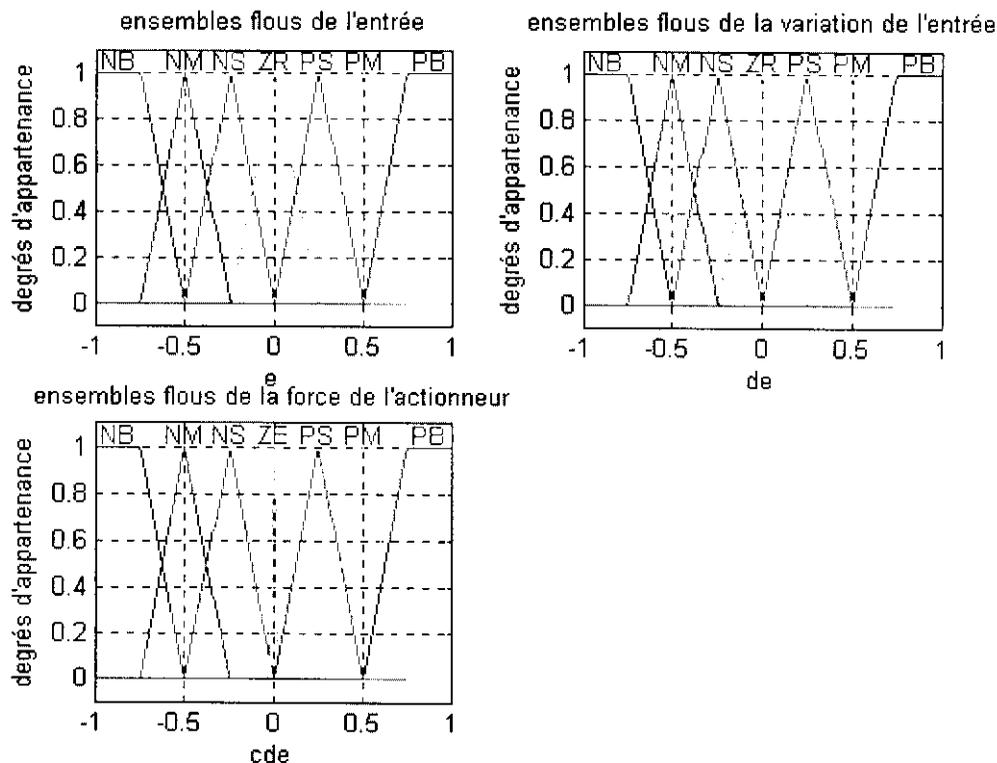


Figure 15 : Fonctions d'appartenance des différentes variables du régulateur.

On a utilisé des fonctions d'appartenance triangulaires pour les deux entrées à savoir  $z_1$  et sa dérivée, et pour notre sortie qui n'est rien d'autre que la commande  $u_a$ .

On remarque aussi que nos entrées et notre sortie contiennent sept variables floues (valeurs) à savoir :

- NB : Negative big (en anglais)
- NM : Negative medium
- NS : Negative small
- ZE : Zero
- PS : Positive small

- PM : Positive medium
- PB : Positive big.

On remarque que l'univers de discours est  $[-1 \ 1]$  car on normalise les entrées et la sortie avec des gains.

**Etape d'Inférence :**

On peut travailler avec plusieurs bases de règles classiques.

Notre base va contenir 49 règles (7x7) et est donnée par le tableau suivant :

e de/dt	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	PM	PS	ZE	NS	NM
ZE	PB	PM	PS	ZE	NS	NM	NB
PS	PM	PS	ZE	NS	NM	NB	NB
PM	PS	ZE	NS	NM	NB	NB	NB
PB	ZE	NS	NM	NB	NB	NB	NB

Table 2 : Table des règles du régulateur flou 2.

**Défuzzification :**

On utilise la méthode du centroïde pour calculer notre commande.

Après programmation, on obtient les caractéristiques suivantes :

```
name: 'regul_flou'
type: 'mamdani'
andMethod: 'min'
orMethod: 'max'
defuzzMethod: 'centroid'
```

```
impMethod: 'min'  
aggMethod: 'max'  
input: [1x2 struct]  
output: [1x1 struct]  
rule:[1x49struct]
```

### Régulateur flou 3 :

Le régulateur flou utilisé maintenant a trois entrées [9] : l'accélération du corps du véhicule (châssis)  $\ddot{x}_s$ , sa vitesse  $\dot{x}_s$ , la vitesse de déflexion de la suspension

$\dot{x}_s - \dot{x}_w$  et une seule sortie : la force désirée du régulateur. Le système de contrôle comme on l'a déjà exposé comporte trois étapes à savoir : la fuzzification, la machine d'inférence floue et la défuzzification.

La fuzzification effectue la conversion des nombres réels en variables (valeurs) floues.

La machine d'inférence floue traite les valeurs d'entrée (qui sont floues) et donne la force désirée en fonction des règles floues et de la base de données de notre régulateur. Ces sorties, qui sont des valeurs floues, sont converties en nombres réels par l'étape de défuzzification.

**Fuzzification :**

Le choix effectué pour les fonctions d'appartenance des quatre variables est donné par :

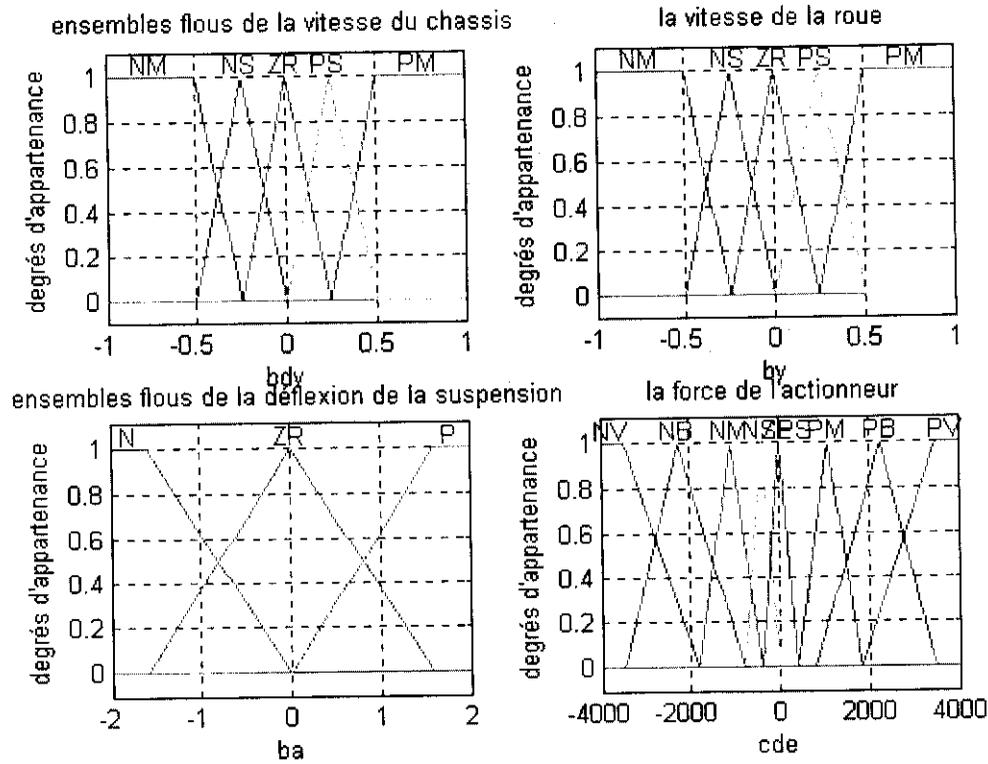


Figure 16 : Fonctions d'appartenance des différentes variables du régulateur.

Les abréviations veulent dire :

- NV ... Negative Very Big
- NB ... Negative Big
- NM... Negative Medium
- NS... Negative Small
- ZE... Zero
- PS... Positive Small
- PM... Positive Medium
- PB... Positive Big
- PV... Positive Very Big

**Inférence :** La table des règles utilisée dans cette partie contient 75 règles trouvées d’après la connaissance et l’expérience [9]. Ces règles peuvent être résumées dans le tableau suivant :

$x_2 - u_n$	$x_3$	$x_5$	$u_n$	$x_2 - u_n$	$x_3$	$x_5$	$u_n$
PM	PM	ZE	ZE	PM	PM	P or N	NS
PS	PM	ZE	NS	PS	PM	P or N	NM
ZE	PM	ZE	NM	ZE	PM	P or N	NB
NS	PM	ZE	NM	NS	PM	P or N	NB
NM	PM	ZE	NB	NM	PM	P or N	NV
PM	PS	ZE	ZE	PM	PS	P or N	NS
PS	PS	ZE	NS	PS	PS	P or N	NM
ZE	PS	ZE	NS	ZE	PS	P or N	NM
NS	PS	ZE	NM	NS	PS	P or N	NB
NM	PS	ZE	NM	NM	PS	P or N	NB
PM	ZE	ZE	PS	PM	ZE	P or N	PM
PS	ZE	ZE	ZE	PS	ZE	P or N	PS
ZE	ZE	ZE	ZE	ZE	ZE	P or A	ZE
NS	ZE	ZE	ZE	NS	ZE	P or N	NS
NM	ZE	ZE	NS	NM	ZE	P or N	NM
PM	NS	ZE	PM	PM	NS	P or N	PB
PS	NS	ZE	PM	PS	NS	P or N	PB
ZE	NS	ZE	PS	ZE	NS	P or N	PM
NS	NS	ZE	PS	NS	NS	P or N	PM
NM	NS	ZE	ZE	NM	NS	P or N	PS
PM	NM	ZE	PB	PM	NM	P or N	PV
PS	NM	ZE	PM	PS	NM	P or N	PB
ZE	NM	ZE	PM	ZE	NM	P or N	PB
NS	NM	ZE	PS	NS	NM	P or N	PM
NM	NM	ZE	ZE	NM	NM	P or N	PS

Table 3 : Table des règles du régulateur flou 3.

Après exécution du programme, on obtient le régulateur caractérisé par :

```

Sys_flou=
    name: 'regul_flou'
    type: 'mamdani'
    andMethod: 'min'
    orMethod: 'max'
    defuzzMethod: 'centroid'
    impMethod: 'min'
    aggMethod: 'max'
    input: [1x3 struct]
    output: [1x1 struct]
    rule: [1x75 struct]
    
```

**Régulateur flou 4 :**

Ce régulateur a été réalisé pour assurer la commande dans le cas d'un demi-véhicule. Il capte ses entrées à l'avant comme à l'arrière du véhicule. Il a comme entrée le tangage qui est représenté par l'angle  $\theta$  (voir figure 8). Ainsi, on a six entrées :

la première est  $z_{1av} = x_{1av} - \dot{x}_{3av}$  (comme vu précédemment) dont la dérivée par rapport au temps constitue la deuxième variable d'entrée du régulateur ;

la troisième est  $z_{1ar} = x_{1ar} - \dot{x}_{3ar}$ , (ce sont les mêmes variables que pour la première entrée sauf que cette fois-ci ce sont les données de la roue arrière d'où l'indice "ar") ;

la quatrième variable d'entrée est la dérivée de la variable trois par rapport au temps ;

la cinquième entrée est le tangage du véhicule qui n'est rien d'autre que l'angle  $\theta$  défini précédemment dans la partie modélisation ;

la sixième entrée n'est rien d'autre que la dérivée de  $\theta$  par rapport au temps.

Par ailleurs, ce régulateur contient deux sorties de commande : la première sera appliquée sur la suspension de l'avant et la deuxième sur la suspension arrière.

**Fuzzification**

Le choix effectué pour les fonctions d'appartenance des huit variables est donné par :

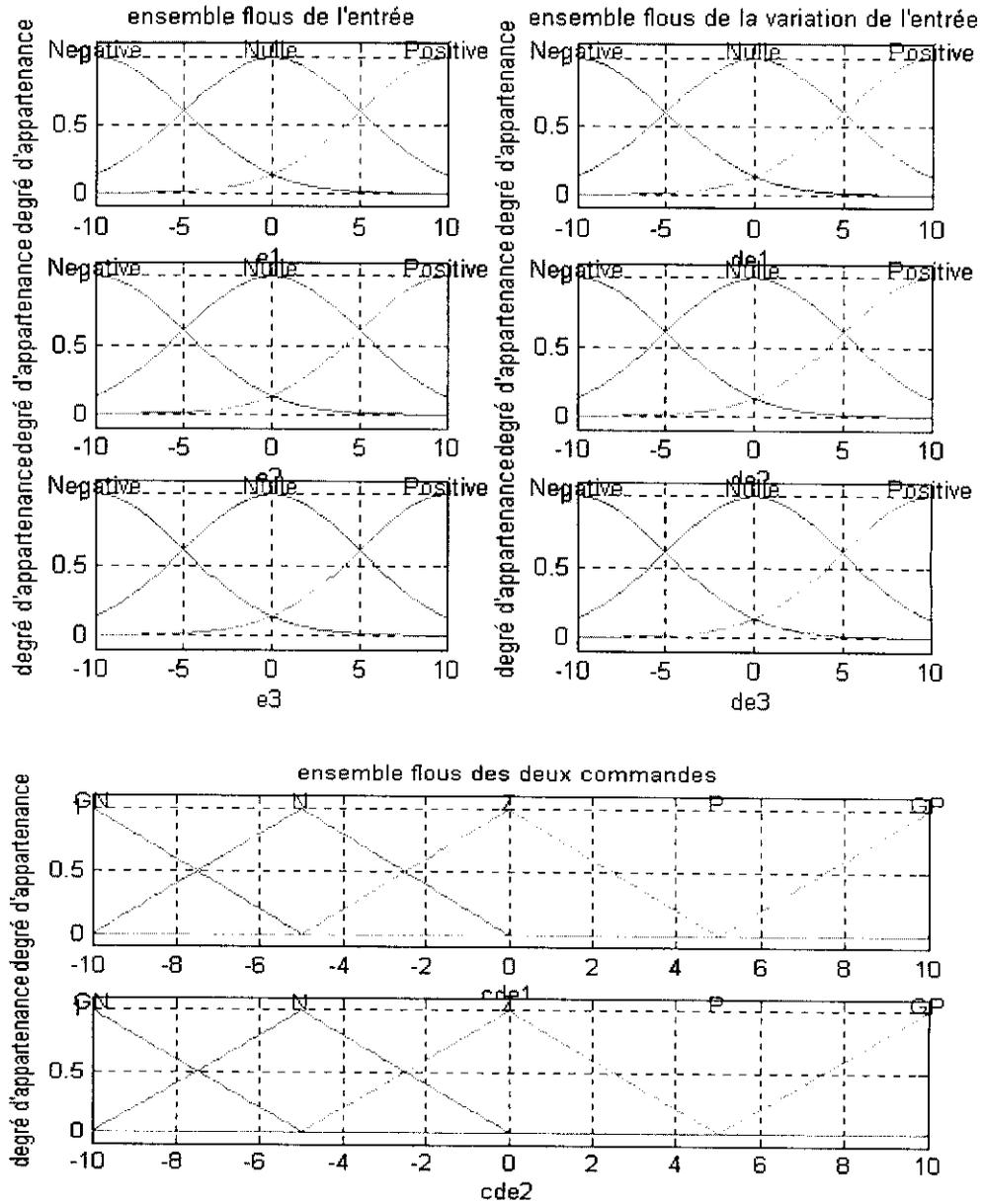


Figure 17 : Les fonctions d'appartenance des différentes variables du régulateur.

**Inférence :**

Les règles d'inférence utilisées dans ce régulateur sont au nombre de 27 règles :

Elles sont données par la commande "showrule" de Matlab comme ceci :

1. If (e1 is Negative) and (de1 is Negative) then (cde1 is GP)
2. If (e1 is Negative) and (de1 is Nulle) then (cde1 is P)
3. If (e1 is Negative) and (de1 is Positive) then (cde1 is Z)
4. If (e1 is Nulle) and (de1 is Negative) then (cde1 is P)
5. If (e1 is Nulle) and (de1 is Nulle) then (cde1 is Z)
6. If (e1 is Nulle) and (de1 is Positive) then (cde1 is N)
7. If (e1 is Positive) and (de1 is Negative) then (cde1 is Z)
8. If (e1 is Positive) and (de1 is Nulle) then (cde1 is N)
9. If (e1 is Positive) and (de1 is Positive) then (cde1 is GN)
10. If (e2 is Negative) and (de2 is Negative) then (cde2 is GP)
11. If (e2 is Negative) and (de2 is Nulle) then (cde2 is P)
12. If (e2 is Negative) and (de2 is Positive) then (cde2 is Z)
13. If (e2 is Nulle) and (de2 is Negative) then (cde2 is P)
14. If (e2 is Nulle) and (de2 is Nulle) then (cde2 is Z)
15. If (e2 is Nulle) and (de2 is Positive) then (cde2 is N)
16. If (e2 is Positive) and (de2 is Negative) then (cde2 is Z)
17. If (e2 is Positive) and (de2 is Nulle) then (cde2 is N)
18. If (e2 is Positive) and (de2 is Positive) then (cde2 is GN)
19. If (e3 is Negative) and (de3 is Negative) then (cde1 is GP)(cde2 is GN)
20. If (e3 is Negative) and (de3 is Nulle) then (cde1 is GP)(cde2 is GN)
21. If (e3 is Negative) and (de3 is Positive) then (cde1 is Z)(cde2 is Z)
22. If (e3 is Nulle) and (de3 is Negative) then (cde1 is GP)(cde2 is GN)
23. If (e3 is Nulle) and (de3 is Nulle) then (cde1 is Z)(cde2 is Z)
24. If (e3 is Nulle) and (de3 is Positive) then (cde1 is GN)(cde2 is GP)
25. If (e3 is Positive) and (de3 is Negative) then (cde1 is Z)(cde2 is Z)
26. If (e3 is Positive) and (de3 is Nulle) then (cde1 is GN)(cde2 is GP)
27. If (e3 is Positive) and (de3 is Positive) then (cde1 is GN)(cde2 is GP)

Après exécution du programme, on obtient le régulateur caractérisé par :

```
name: 'regul_flou'  
      type: 'mamdani'  
      andMethod: 'min'  
      orMethod: 'max'  
      defuzzMethod: 'centroid'  
      impMethod: 'min'  
      aggMethod: 'max'  
      input: [1x6 struct]  
      output: [1x2 struct]  
      rule: [1x27 struct]
```

Nous venons de passer ainsi en revue plusieurs régulateurs flous à savoir les régulateurs 9 règles, 49 règles et 75 règles et de reprendre une commande par backstepping [8] et ce, afin de trouver la meilleure solution de commande en comparant les performances sur différentes simulations de ces régulateurs.

## **IV- Résultats de simulation**

## Chapitre 4 : Résultats de simulation.

La partie traitée ici est très importante pour notre travail dans la mesure où c'est là où on pourra évaluer la crédibilité des différents régulateurs flous synthétisés auparavant et comparer leurs résultats avec ceux obtenus par la méthode backstepping ainsi que les performances de la suspension passive.

Dans ce chapitre, nous simulerons les réactions ainsi que les performances obtenues donc par les différentes suspensions (suspension passive, suspension active commandée par logique floue, suspension active commandée par backstepping) et nous utiliserons, pour ce faire, les perturbations les plus communes et les plus rencontrées (dos d'âne, trottoirs, dénivellements).

On simulera aussi les effets de la variation de la masse (variation de la charge de notre véhicule) pour tester la robustesse de la suspension en question vis-à-vis de ce facteur.

Cette simulation touchera le modèle quart de véhicule, le modèle demi-véhicule ainsi que le modèle linéaire et le modèle non linéaire.

Par ailleurs et à travers la variation d' $\epsilon$  (voir relation (15)), on appréhendera le compromis entre l'augmentation du confort d'une part et la réduction du débattement de la suspension d'autre part.

---

Dans toutes les figures du présent travail, on utilisera :

- la couleur **verte** pour les courbes obtenues avec le régulateur flou.
- la couleur **rouge** pour les courbes obtenues avec le régulateur backstepping.
- la couleur **bleue** pour les courbes obtenues par la suspension passive.

## I- Simulations du modèle quart de véhicule

### 1- Simulations du modèle quart de véhicule linéaire

Pour mieux comprendre et appréhender le compromis entre maximisation du confort et minimisation de la déflexion de la suspension (sécurité) comme expliqué au chapitre précédent consacré à la synthèse de la commande, nous allons tout d'abord fixer la valeur de  $\epsilon$  (voir équation (15)) à **1,5**. Nous l'augmenterons par la suite à **10** afin de pouvoir faire la comparaison entre les deux situations et en tirer les conclusions nécessaires.

#### A- Montée sur trottoir

Ce type de perturbation a été rencontré très souvent dans les travaux concernant les suspensions : les travaux en anglais le désigne par "step response", les travaux en français par "réponse à un échelon" ou "montée sur trottoir" [2, 9, 15, 18].

#### a - Simulation des résultats obtenus avec un régulateur flou 1 (9 règles)

Simulation a-1 :

Les conditions de simulation sont les suivantes:

- type de perturbation : trottoir (échelon) à l'instant 0,5
- Masse du quart de véhicule : 290 Kg c'est-à-dire  $\Delta m=0$  Kg.
- Vitesse : 10 Km/h.

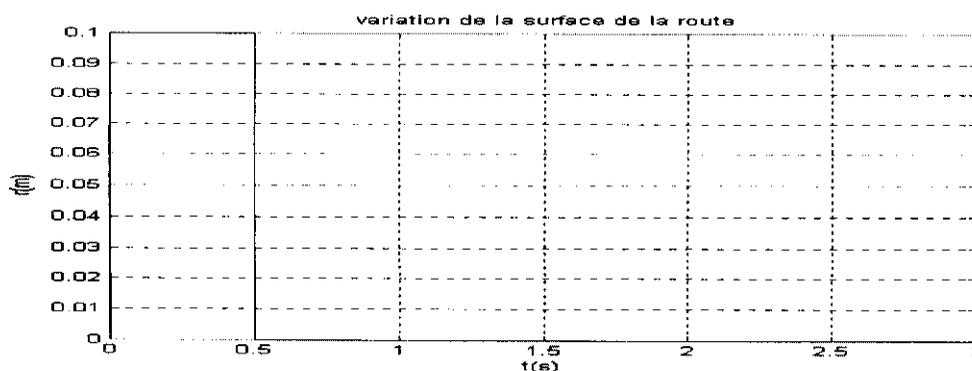


Figure 18 : Variation de la surface de la route

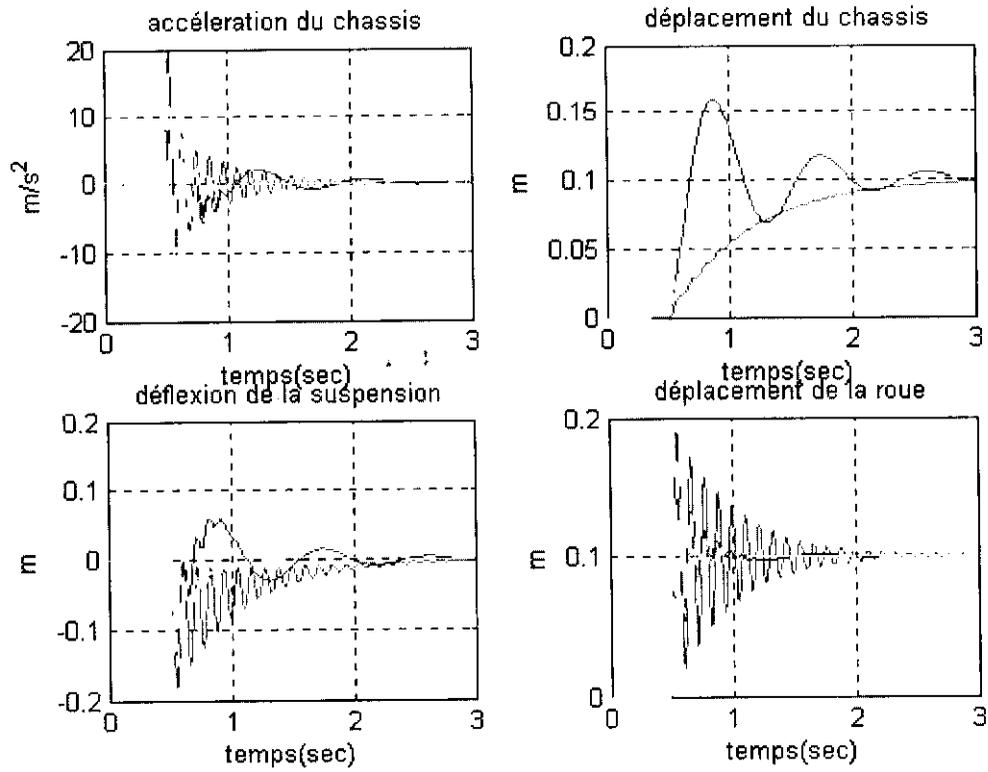


Figure 19 : Evolution en fonction du temps.

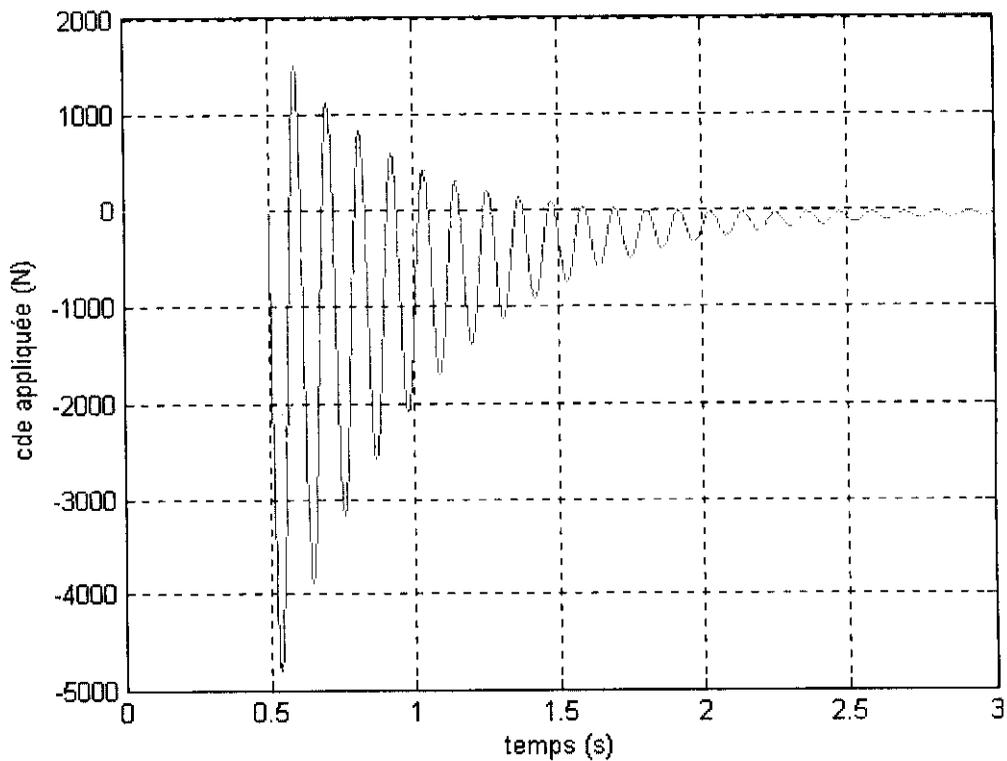


Figure 20: Evolution de la commande en fonction du temps.

	Suspension passive	Cde backstepping	Cde floue
Critère confort	3.3621e+003	2.5974e+003	1.8452e+003
Critère sécurité	10.4139	30.6563	9.0890
Critère commande	0	1.3417e+006	4.2177e+005

Pour rappel, les critères considérés sont donnés par :

- La limitation de l'accélération de la caisse  $\sum_i |\ddot{x}_{si}|$  avec  $\ddot{x}_{si}$  est l'accélération à chaque instant du châssis
- La somme des écarts entre la route et le pneu à chaque moment :  $\sum_i |x_{wi} - r_i|$
- La somme des commandes délivrées à chaque instant :  $\sum_i |u_{ai}|$

D'après les valeurs des critères obtenus à travers cette simulation, on remarque :

Dans le cas du confort donc, la valeur du critère obtenue avec la commande par backstepping est inférieure à celle obtenue avec une suspension passive, ce qui revient à dire que l'accélération générée avec une suspension active commandée par backstepping est inférieure à celle générée dans la caisse d'un véhicule équipé d'une suspension passive.

De plus, critère confort obtenu avec la logique floue est plus petit que les deux précédents. Autrement dit, les meilleurs résultats obtenus avec ce critère sont ceux de la suspension active et plus particulièrement de la suspension active commandée par logique floue (voir accélération du châssis figure 20).

En ce qui concerne l'adhérence, on remarque que le critère obtenu avec la suspension active commandée par backstepping est plus grand (x3) que celui obtenu avec la suspension passive. Puisque notre critère n'est rien d'autre que la somme des écarts entre roue et sol alors cela revient à dire que l'adhérence diminue et que la sécurité est sacrifiée au détriment du confort. Par contre, avec la suspension active commandée par logique floue, on a obtenu un critère plus petit que les deux autres. On peut donc conclure que la suspension active commandée par logique floue est meilleure que les deux autres suspensions dans le cas considéré ici.

Evidemment, les deux suspensions actives utilisent une commande et donc il y a nécessairement consommation d'énergie.

On note que la commande obtenue par logique floue est beaucoup plus souple que celle obtenue par backstepping qui, elle, oscille beaucoup (figure 20). En plus, le critère commande obtenu avec la logique floue est 3 fois plus petit que celui obtenu par backstepping. Ce qui vient confirmer notre conclusion précédente et qui atteste que la suspension obtenue avec la commande par logique floue est meilleure que celle obtenue par backstepping, selon toujours les données considérées.

### Simulation a-2 :

Au cours de cette simulation, on garde les mêmes conditions que précédemment sauf la masse du châssis (1/4 de véhicule) qui passe de 290 Kg à 390 Kg, autrement dit  $\Delta m$  devient égale à 100 Kg.

Vitesse=10 Km/h et  $\Delta m=100$  Kg

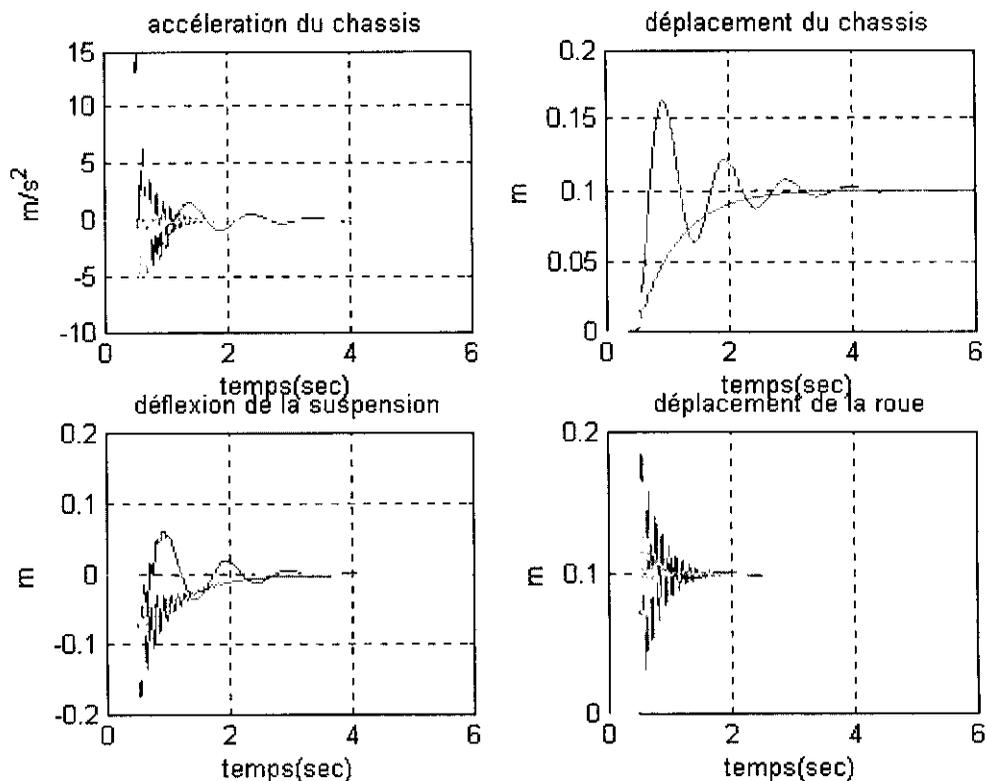


Figure 21 : Evolution en fonction du temps.

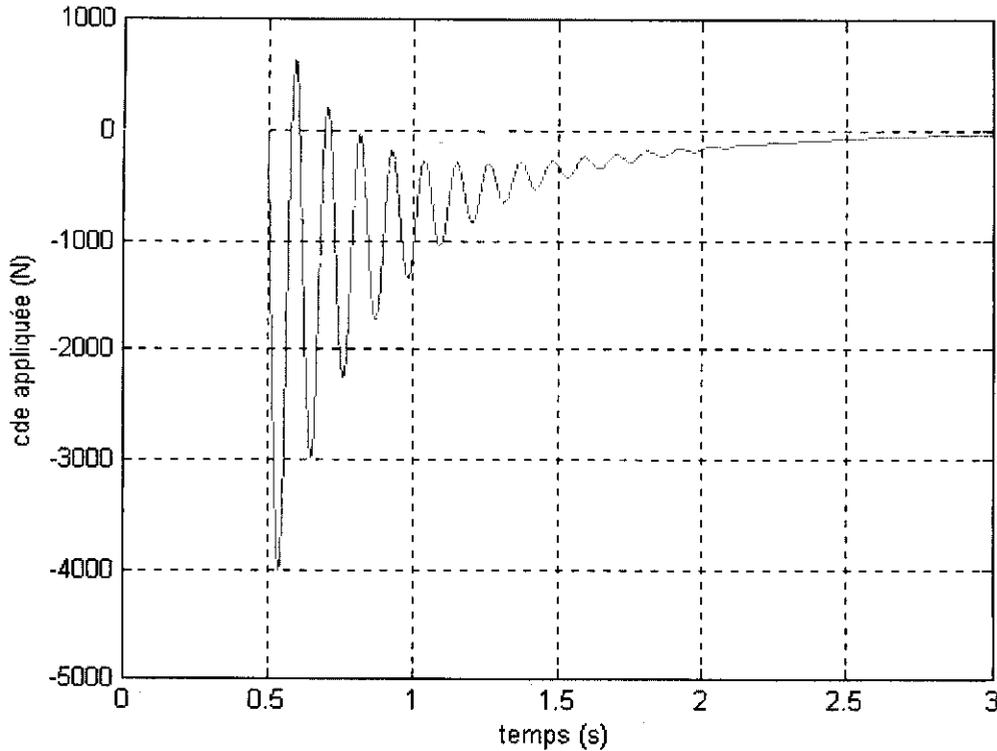


Figure 22: Evolution de la commande en fonction du temps.

	Suspension passive	Cde backstepping	Cde floue
Critère confort	3.1490e+003	1.6310e+003	1.3924e+003
Critère sécurité	11.7482	19.2139	8.5617
Critère commande	0	1.1490e+006	4.3536e+005

Si on compare les simulations obtenues avec  $\Delta m=100$  kg et celles obtenues avec  $\Delta m=0$  Kg, on constate que les suspensions actives donnent avec  $\Delta m=100$  Kg de meilleurs résultats que ceux obtenus avec  $\Delta m=0$  Kg ; (des critères d'adhérence ainsi que des critères de confort meilleurs).

Les critères de commande montrent une amélioration dans le cas de la suspension commandée par backstepping et une similitude dans le cas de la suspension commandée par logique floue.

On peut aussi dire que la suspension active commandée par logique floue donne toujours de meilleurs résultats que la suspension active commandée par backstepping qui est, à son tour, meilleure que la suspension passive en ce qui concerne le confort. Par ailleurs, l'adhérence est moindre dans la suspension commandée par backstepping.

En ce qui concerne la suspension passive, on voit que l'état transitoire dure un peu plus longtemps que dans la simulation a-1 et qu'il y a maintien des performances (petite augmentation des critères peu significative).

### b - Simulation des résultats obtenus avec un régulateur flou 2 (49 règles)

Simulation b-1 :

Les conditions de simulation sont les suivantes:

- type de perturbation : trottoir (échelon) à l'instant 0,5
- Masse du quart de véhicule : 290 Kg c'est-à-dire  $\Delta m=0$  Kg.
- Vitesse : 10 Km/h.

Vitesse=10 Km/h et  $\Delta m=0$  Kg

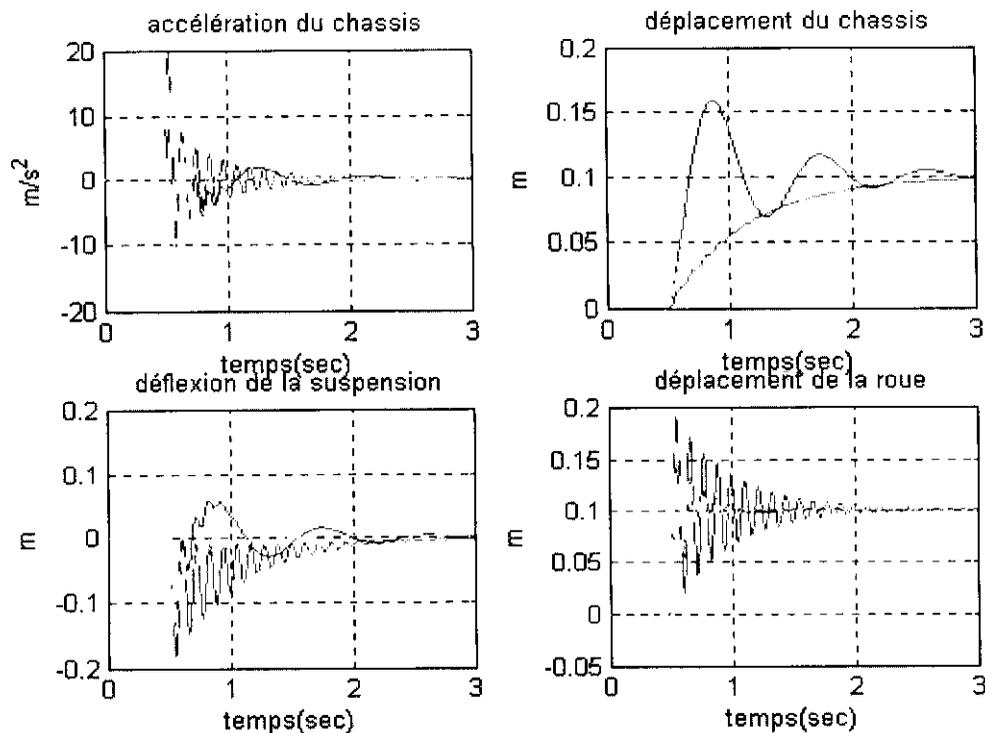


Figure 23 : Evolution en fonction du temps.

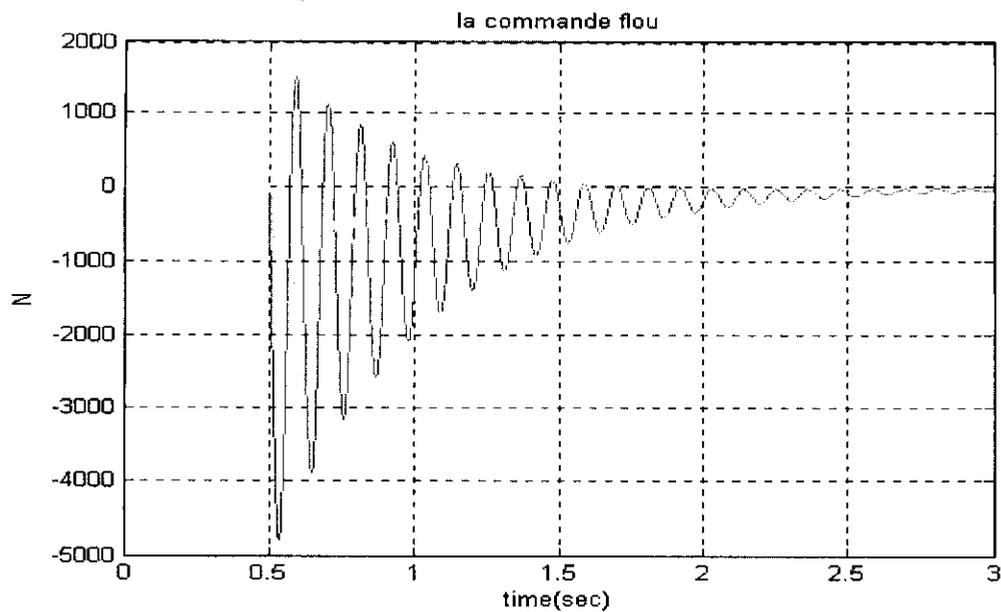


Figure 24 : Evolution de la commande en fonction du temps.

Critère confort	1.8796e+003
Critère sécurité	9.5427
Critère commande	4.5333e+005

Les résultats obtenus avec ce régulateur sont les mêmes ou un peu moins bons que ceux obtenus avec un régulateurs 9 règles, bien que le temps d'exécution et les calculs engendrés par ce régulateur (49 règles) soient pour l'un beaucoup plus grand et pour les autres plus complexes (voir simulation a-1).

#### Simulation b-2 :

Au cours de cette simulation, on garde les mêmes conditions que précédemment sauf la masse du châssis (1/4 de véhicule) qui passe de 290 Kg à 390 Kg, autrement dit  $\Delta m$  devient égale à 100 Kg.

Vitesse=10 Km/h et  $\Delta m=100$  Kg

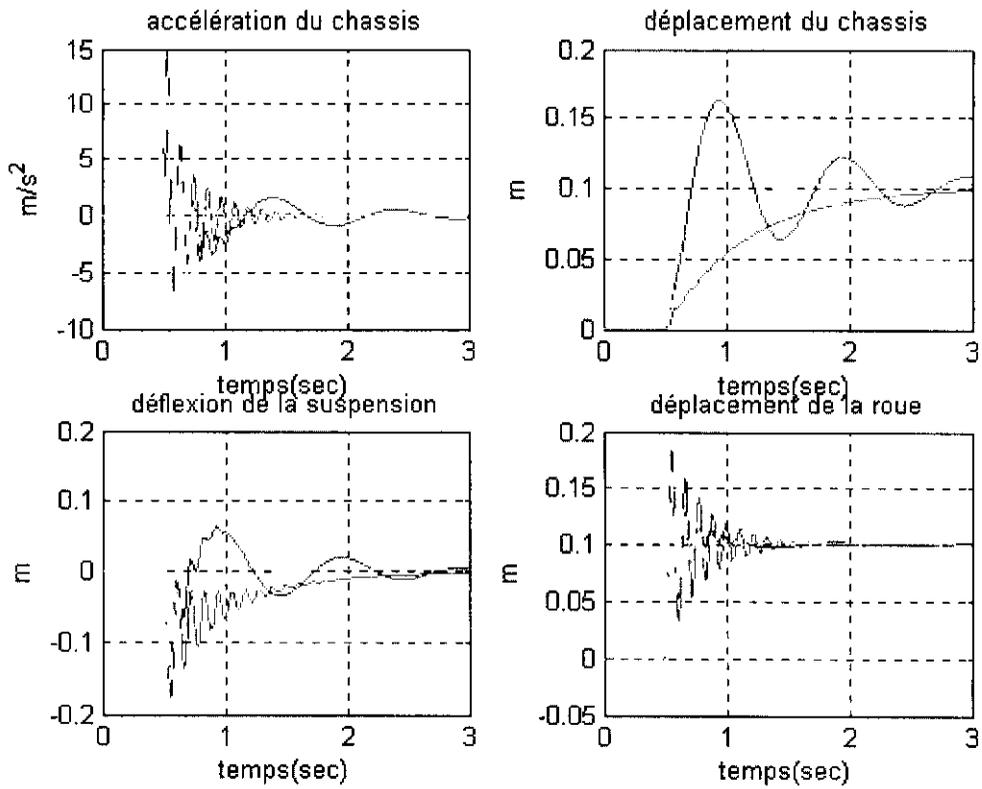


Figure 25 : Evolution en fonction du temps.

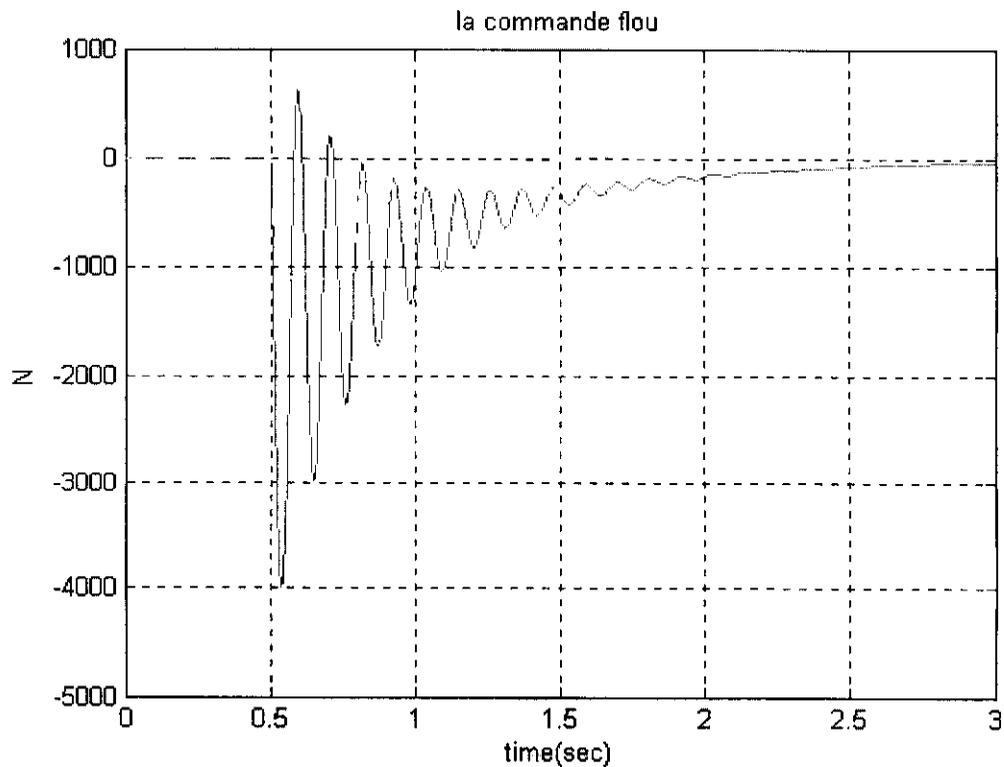


Figure 26: Evolution de la commande en fonction du temps.

Critères	Régulateur 49 règles
Critère confort	1.4435e+003
Critère sécurité	9.4733
Critère commande	4.6842e+005

On remarque avec l'augmentation de la masse de 100 Kg, qu'il y a amélioration du confort et de la sécurité (diminution des deux critères) avec cependant une petite élévation de la valeur du critère de commande. Ce qui veut dire que notre régulateur réagit bien à la variation de la masse de notre système.

On note toujours que la commande backstepping est plus oscillatoire que la commande floue.

La déflexion de la suspension est par ailleurs moindre et plus lisse dans le cas de la suspension commandée par logique floue mais reste quand même assez importante et oscillatoire.

### **c - Simulation des résultats obtenus avec un régulateur flou 3 (75 règles)**

Simulation de la représentation d'état 2 :

Dans cette partie, on va travailler un régulateur flou 75 règles. On utilisera aussi la représentation d'état 2 (voir équations (5) et (6))

Simulation c-1 :

Les conditions de simulation sont les suivantes:

- type de perturbation : trottoir (échelon) à l'instant 0,5
- Masse du quart de véhicule : 290 Kg c'est-à-dire  $\Delta m = 0$  Kg.
- Vitesse : 10 Km/h.

Vitesse=10 Km/h et  $\Delta m=0$  Kg

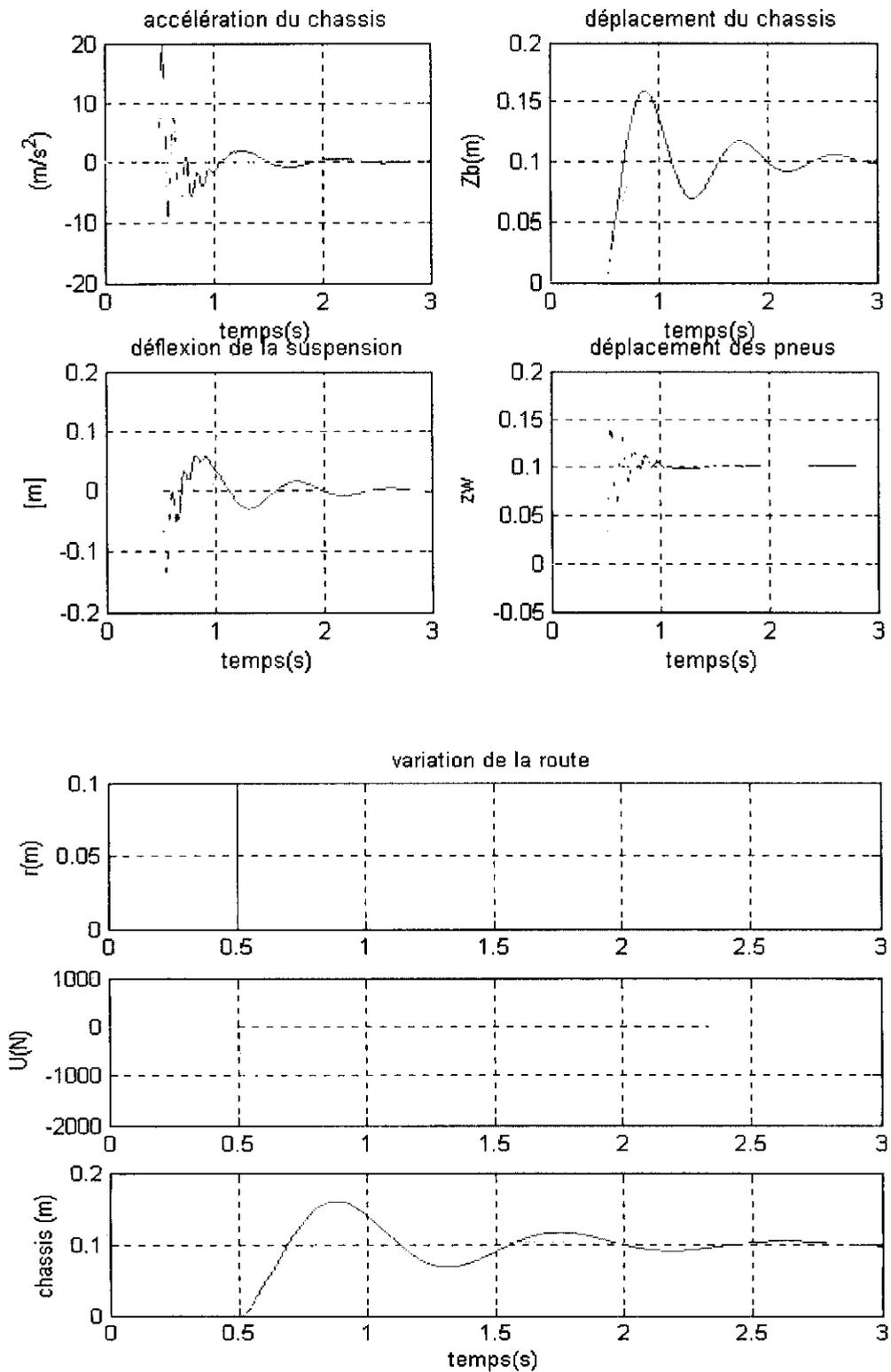


Figure 27 : Evolution en fonction du temps.

	Suspension passive	Cde floue
Critère confort	3.3620 <sup>e</sup> +003	1.9198 <sup>e</sup> +003
Critère sécurité	10.4137	9.6338
Critère commande	0	3.0531 <sup>e</sup> +005

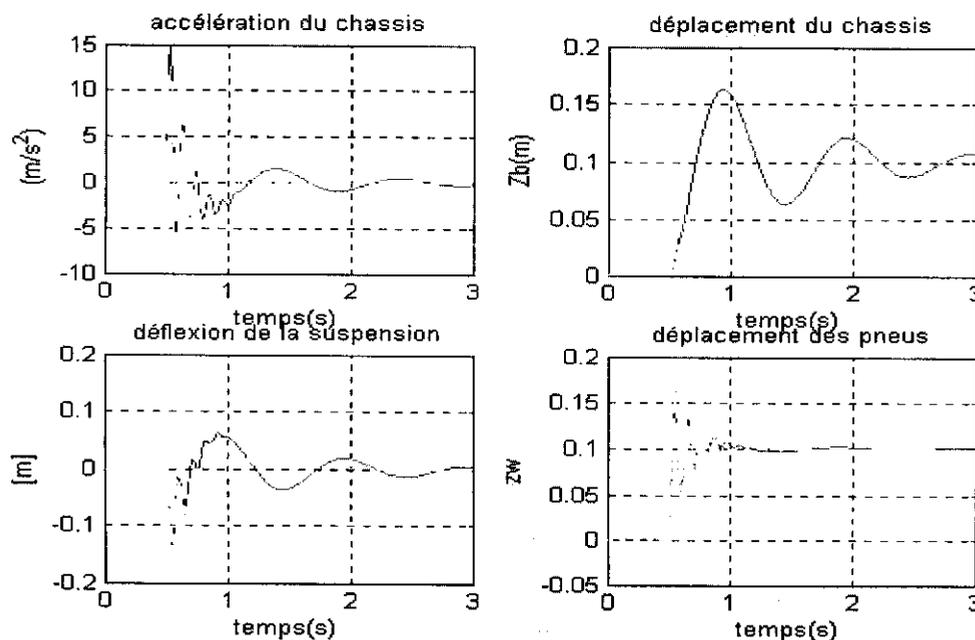
Les résultats obtenus en confort et sécurité avec le régulateur 75 règles sont moindres que ceux obtenus avec un régulateur flou à 9 règles. En plus de cela, la commande délivrée est plus oscillatoire et donc moins lisse. Toutefois, le critère commande obtenu est moins important. Ce qui veut dire que dans ce cas de figure, il ne nous permet pas de juger valablement la qualité de la commande.

Notre régulateur est aussi plus complexe et a un temps de réponse plus lent car les calculs sont plus importants et demandent ainsi plus de temps (75 règles).

#### Simulation c-2 :

Au cours de cette simulation, on garde les mêmes conditions que précédemment sauf la masse du châssis (1/4 de véhicule) qui passe de 290 Kg à 390 Kg, autrement dit  $\Delta m$  devient égale à 100 Kg.

Vitesse=10 Km/h et  $\Delta m=100$  Kg



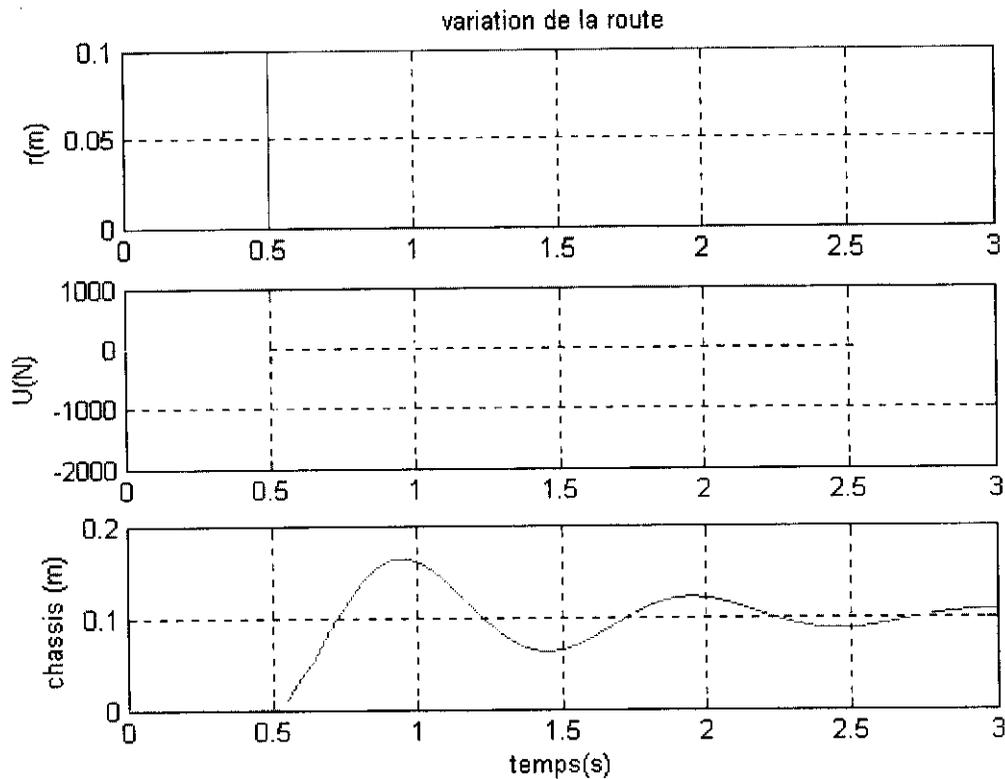


Figure 28 : Evolution en fonction du temps.

	Suspension passive	Cde floue
Critère confort	2.9910 <sup>e</sup> +003	1.5979 <sup>e</sup> +003
Critère sécurité	11.4207	10.0784
Critère commande	0	3.5289 <sup>e</sup> +005

Les résultats obtenus avec une masse  $\Delta m=100$  Kg (par rapport à  $\Delta m=0$  Kg) montrent que la suspension passive offre un meilleur confort mais avec toutefois une diminution de l'adhérence.

Pour la suspension commandée par logique floue, on remarque que le confort est amélioré avec une adhérence presque de même qualité (bien qu'il y ait une petite augmentation du critère, ce qui signifie une légère diminution de l'adhérence, diminution somme toute négligeable). En ce qui concerne la commande, elle augmente un peu (effort de la suspension plus important).

### Simulation c-3 :

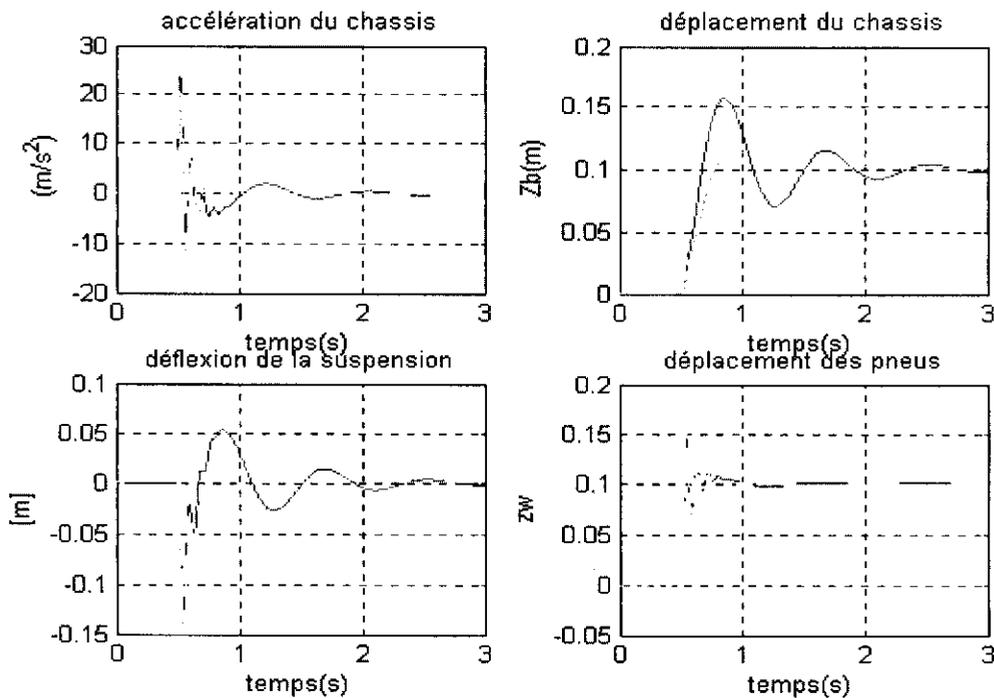
Simulation de la représentation d'état 2 (changement de paramètres)

Dans ce cas, on effectue la simulation avec un changement de tous les paramètres (coefficient d'amortissement, constantes de raideur, masses de la roue et du quart de véhicule [9]).

Les nouveaux paramètres sont donnés comme suit :

- $M_b = 250\text{kg}$  : Masse de la caisse (un quart de la masse de la caisse)
- $M_{us} = 35\text{kg}$  : Masse de la roue
- $K_a = 16\,000\text{N/m}$  : Constante de raideur du ressort caisse
- $K_b = 160\,000\text{N/m}$  : Constante de raideur du ressort pneu
- $C_a = 980\text{Ns/m}$  : L'amortissement de la suspension

La perturbation est un échelon à l'instant 0.5 s



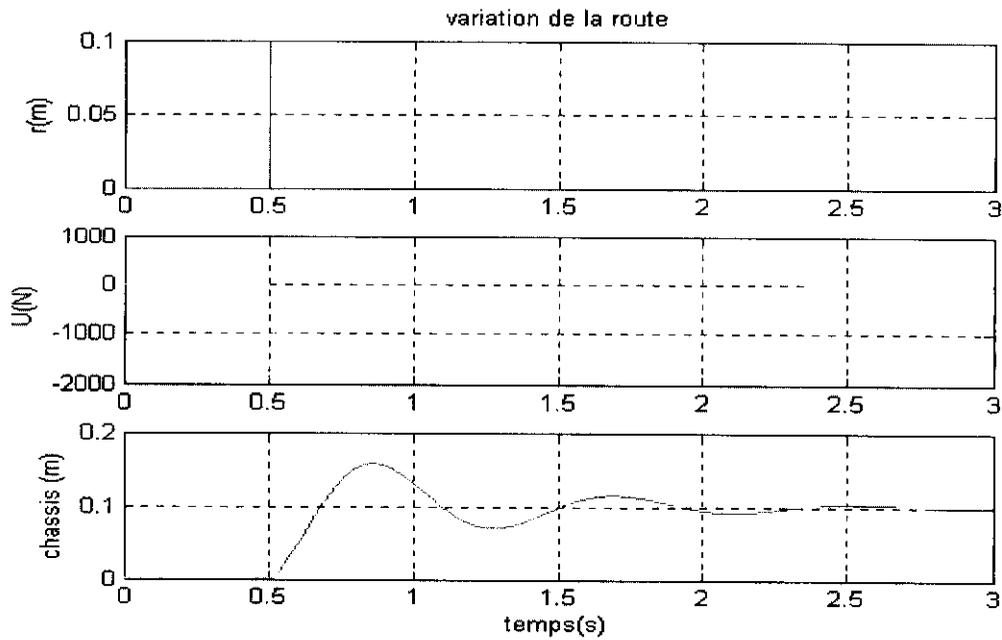


Figure 29 : Evolution en fonction du temps.

	Suspension passive	Cde floue
Critère confort	3.2178 <sup>e</sup> +003	1.7283 <sup>e</sup> +003
Critère sécurité	7.7993	6.1554
Critère commande	0	2.8751 <sup>e</sup> +005

Ces résultats ont été obtenus avec des paramètres différents [9], (changement du coefficient d'amortissement, des constantes de raideur, des masses de la roue et du quart de véhicule).

On remarque que les résultats sont meilleurs avec une commande moindre.

La suspension passive donne une meilleure réponse. On constate donc que les paramètres du véhicule déterminent la réponse en question. Cependant, on peut dire que le régulateur flou dans cet exemple montre sa robustesse et s'applique bien pour ces nouveaux paramètres car il offre toujours de bien meilleures performances que celles obtenues avec la suspension passive. A condition de bien choisir les coefficients de gain des entrées et sortie du régulateur de manière à ce qu'ils restent valables sur un intervalle englobant les différentes possibilités de perturbations considérées.

## B- Montée sur dos d'âne

### a - Simulation des résultats obtenus avec un régulateur flou 1 (9 règles)

Simulation a-1 :

Les conditions de simulation sont les suivantes:

- type de perturbation : dos d'âne (portion de sinusoïde)  
à l'instant 0,5s ; hauteur=10cm ; longueur=1.5m.
- Masse du quart de véhicule : 290 Kg, c'est-à-dire  $\Delta m=0$  Kg.
- Vitesse : 10 Km/h.

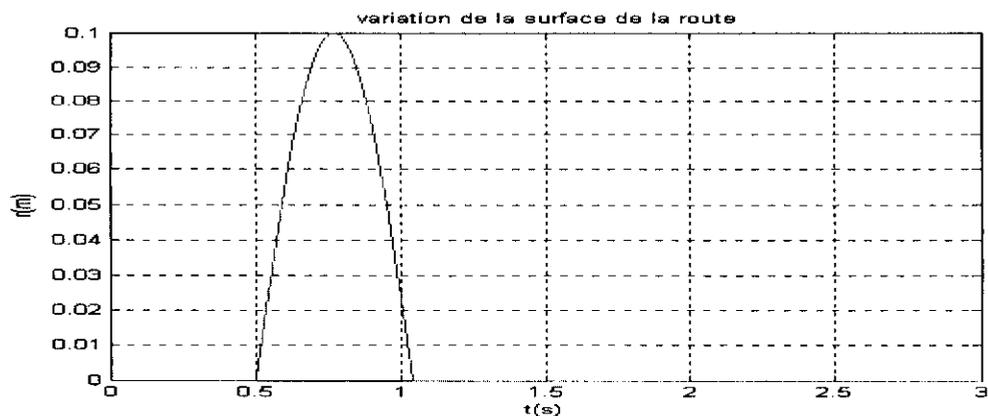


Figure 30 : Variation de la surface de la route

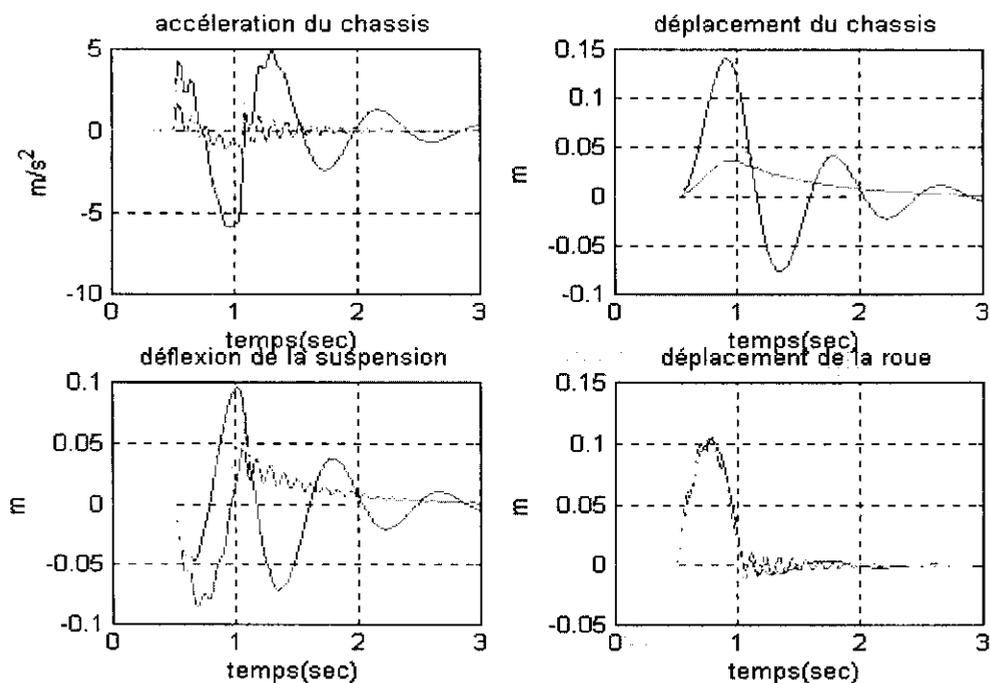


Figure 31 : Evolution en fonction du temps.

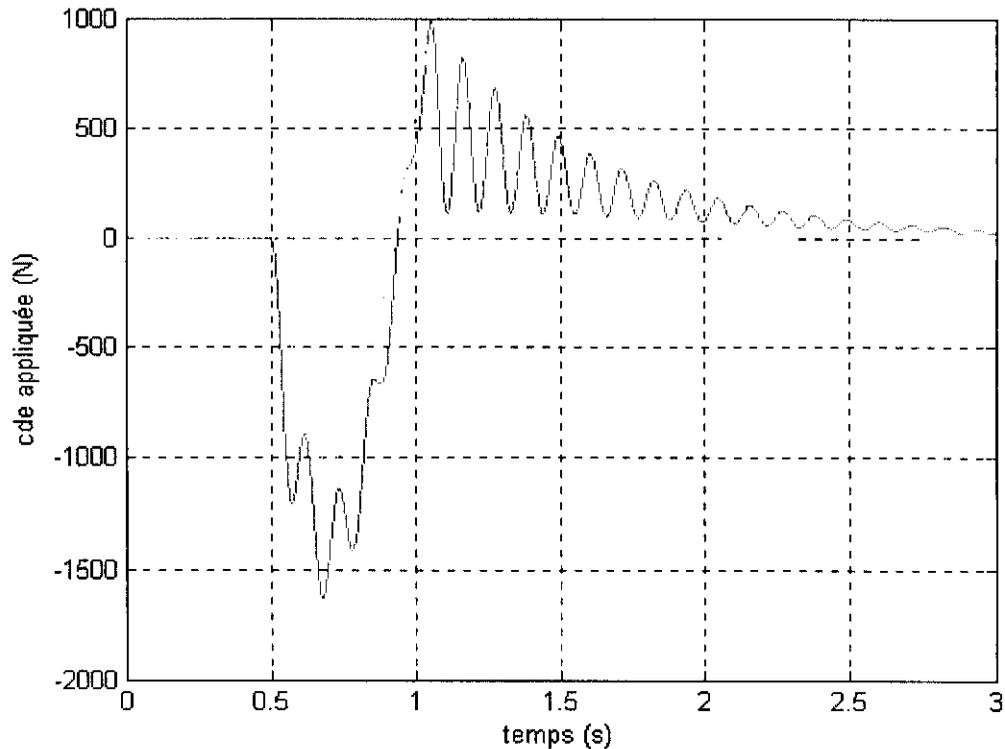


Figure 32: Evolution de la commande en fonction du temps.

	Suspension passive	Cde backstepping	Cde floue
Critère confort	4.3793e+003	659.2906	975.3141
Critère sécurité	7.2278	6.1307	2.7160
Critère commande	0	8.2304e+005	5.7158e+005

On remarque que dans le cas d'un dos d'âne, la suspension active commandée par backstepping donne de bons résultats en confort mais aussi en adhérence. Elle offre même un meilleur confort que celui obtenu avec la suspension commandée par logique floue. Celle-ci par contre réalise une meilleure adhérence avec une commande moindre et plus souple (voir figures 31 et 32).

## Simulation a-2 :

Au cours de cette simulation, on garde les mêmes conditions que précédemment sauf la masse du châssis (1/4 de véhicule) qui passe de 290 Kg à 390 Kg, autrement dit  $\Delta M$  devient égale à 100 Kg.

$H=10$  cm,  $L=1.5$ m,  $V=10$  Km/h,  $\Delta M=100$ Kg

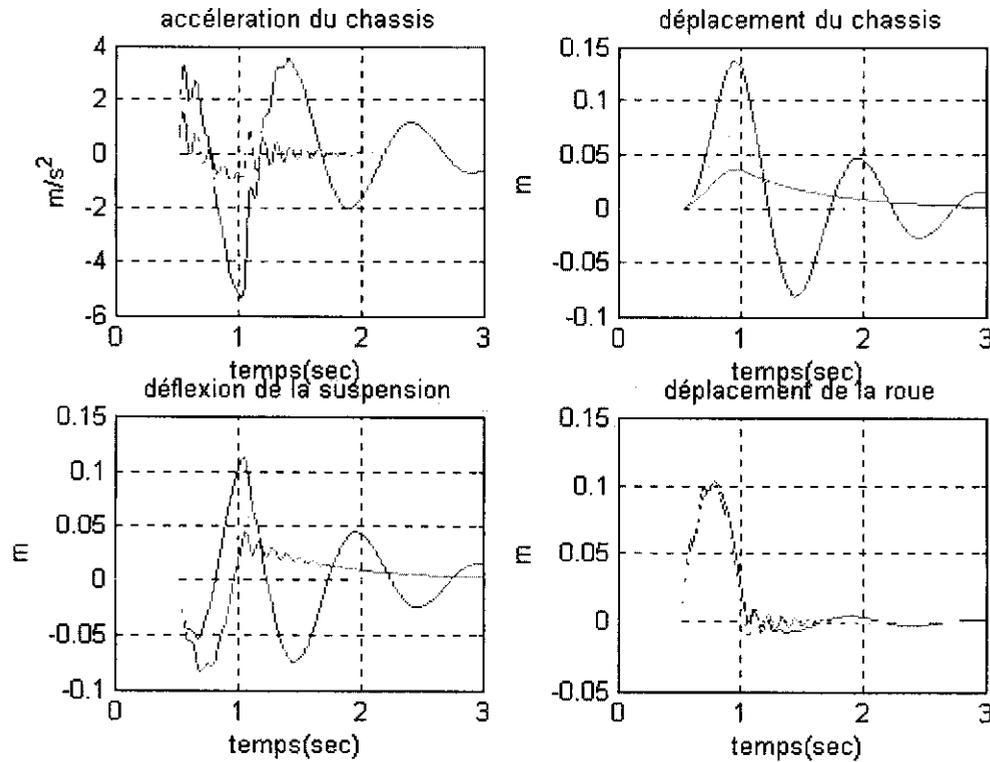


Figure 33 : Evolution en fonction du temps.

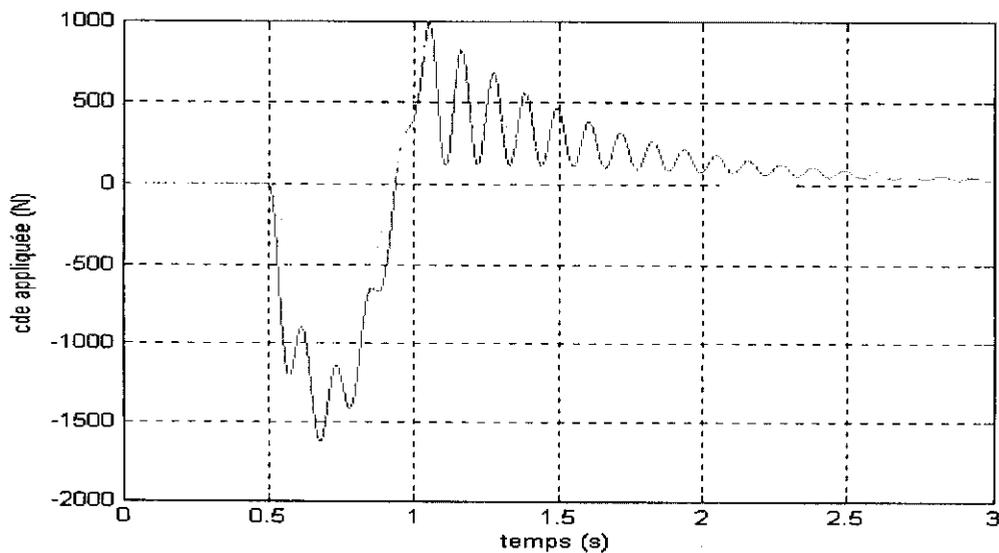


Figure 34: Evolution de la commande en fonction du temps.

	Suspension passive	Cde backstepping	Cde floue
Critère confort	3.9750e+003	503.7653	925.7671
Critère sécurité	8.4319	4.0439	2.8514
Critère commande	0	8.1617e+005	5.7680e+005

En comparant avec la simulation a-1, on a obtenu une nette amélioration de notre suspension active commandée par backstepping qui devient plus confortable que la suspension floue mais aussi presque aussi sécurisante que cette dernière. Reste que la suspension floue l'emporte toujours sur la minimisation et la qualité de la commande fournie. L'ajout de masse améliore le confort dans tous les cas (passive, backstepping, logique floue). Il améliore la sécurité pour la suspension commandée par backstepping, la maintient pour la logique floue et la diminue pour la suspension passive.

L'effort diminue pour la suspension commandée par backstepping et augmente de peu pour la suspension commandée par logique floue.

#### Simulation a-3 :

Au cours de cette simulation, on garde les mêmes conditions que dans la simulation a-1 sauf la vitesse du véhicule qui devient 20 Km/h au lieu de 10 Km/h.

$H=10$  cm,  $L=1.5$ m,  $V=20$  Km/h,  $\Delta M=0$  Kg:

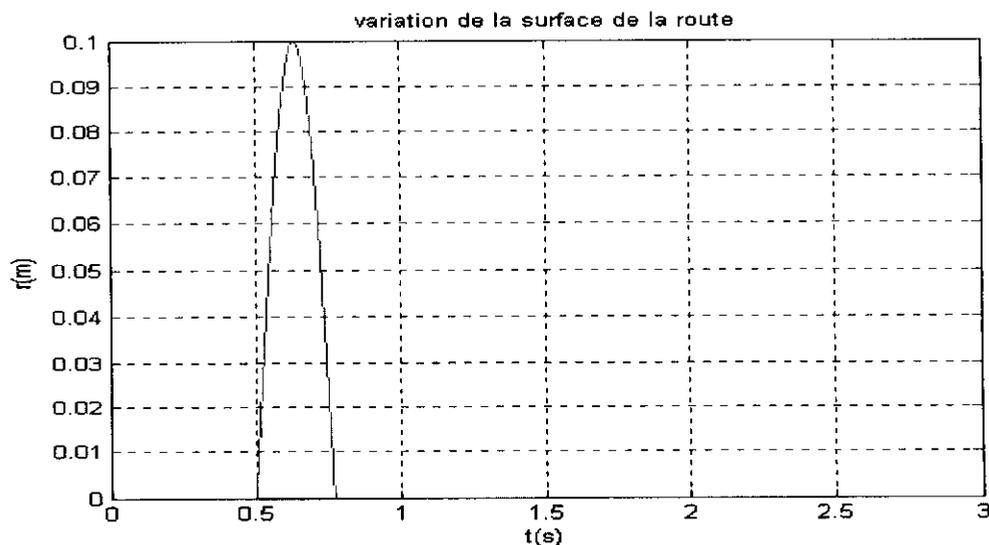


Figure 35 : Variation de la surface de la route

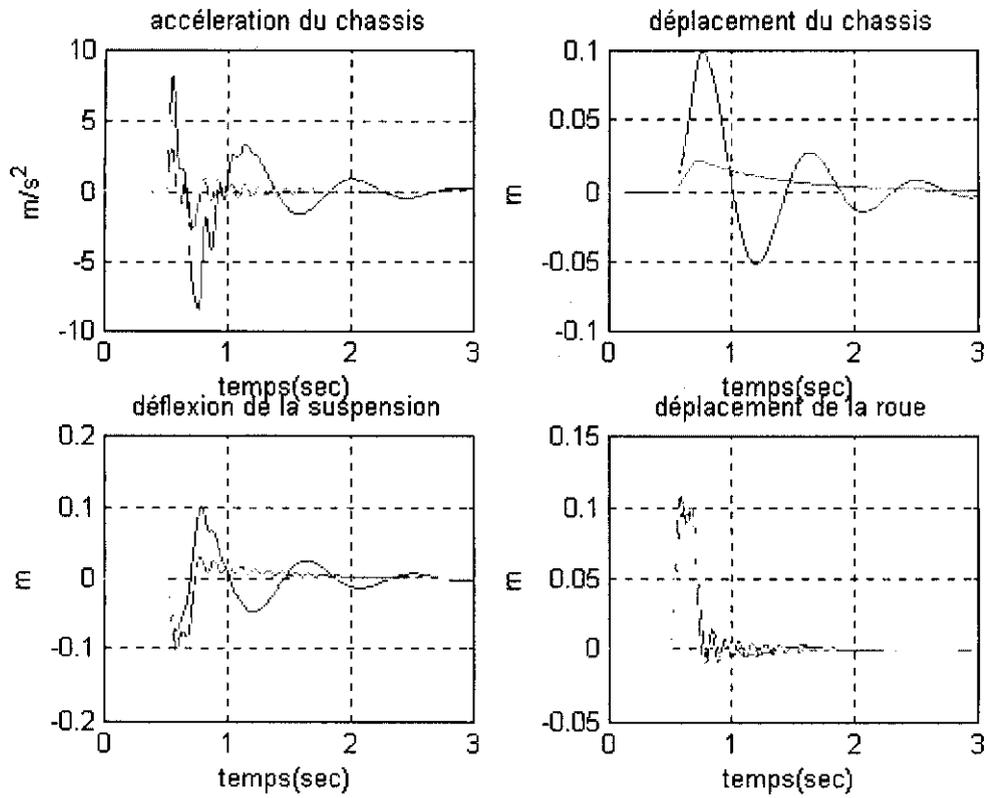


Figure 36 : Evolution en fonction du temps.

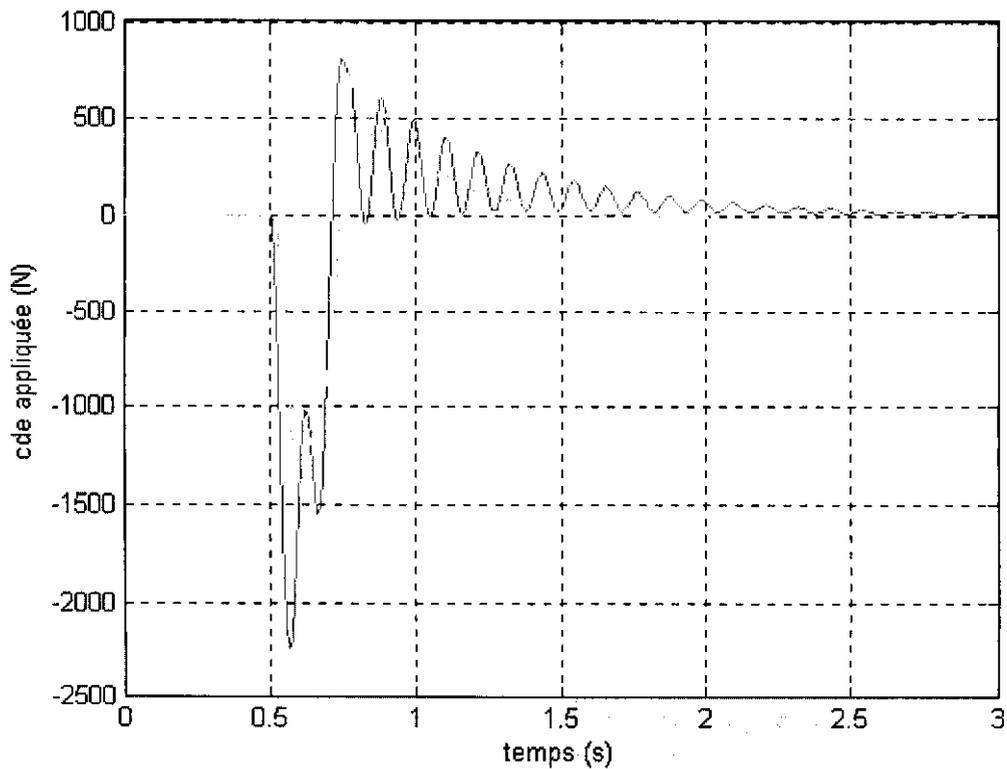


Figure 37: Evolution de la commande en fonction du temps.

	Suspension passive	Cde backstepping	Cde floue
Critère confort	3.4304e+003	656.4720	1.1751e+003
Critère sécurité	6.2384	6.4292	4.0206
Critère commande	0	5.2189e+005	3.9686e+005

En comparant les résultats obtenus à ceux de la simulation a-1, on remarque qu'en ce qui concerne les suspensions actives, les performances diminuent avec une diminution de la commande. On note une légère amélioration des performances pour la suspension passive.

Par ailleurs, la suspension commandée par backstepping donne toujours un meilleur confort mais une adhérence moindre que la suspension commandée par logique floue.

**Simulation a-4 :**

Au cours de cette simulation, on garde les mêmes conditions que dans la simulation a-3 sauf la masse du châssis (1/4 de véhicule) qui passe de 290 Kg à 390 Kg, autrement dit  $\Delta m$  devient égale à 100 Kg.

H=10 cm, L=1.5m, V=20 Km/h,  $\Delta M=100$  Kg:

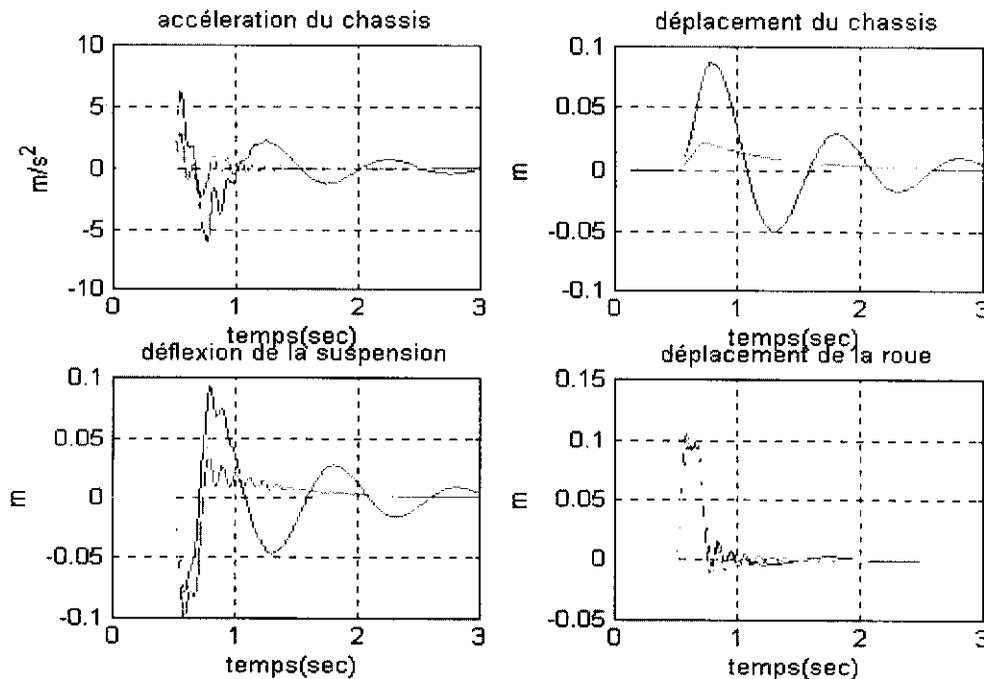


Figure 38 : Evolution en fonction du temps.

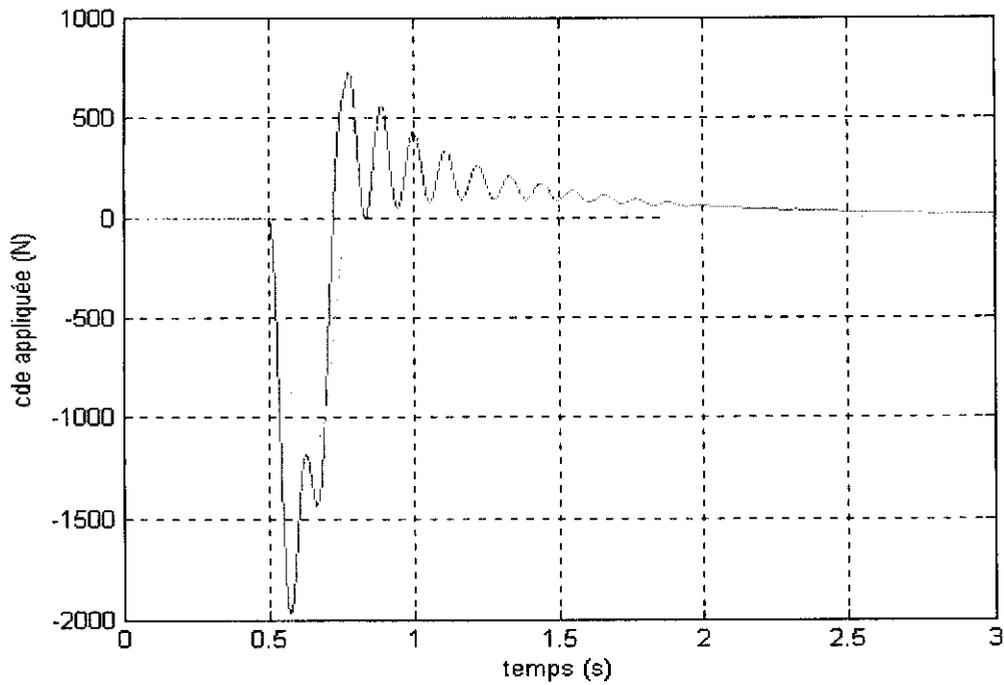


Figure 39: Evolution de la commande en fonction du temps.

	Suspension passive	Cde backstepping	Cde floue
Critère confort	2.8937e+003	573.3986	964.1455
Critère sécurité	6.6686	5.2933	3.8356
Critère commande	0	5.0362e+005	3.8259e+005

Amélioration des performances (par rapport à a-4) et diminution des commandes pour les suspensions actives. L'adhérence diminue légèrement dans le cas de la suspension passive.

## b - Simulation des résultats obtenus avec un régulateur flou 2 (49 règles)

### Simulation b-1 :

Les conditions de simulation sont les suivantes:

- type de perturbation : dos d'âne (portion de sinusoïde)  
à l'instant 0,5s ; hauteur=10cm ; longueur=1.5m.
- Masse du quart de véhicule : 290 Kg, c'est-à-dire  $\Delta m=0$  Kg.
- Vitesse : 10 Km/h.

H=10 cm, L=1.5m, V=10 Km/h,  $\Delta M=0$  Kg

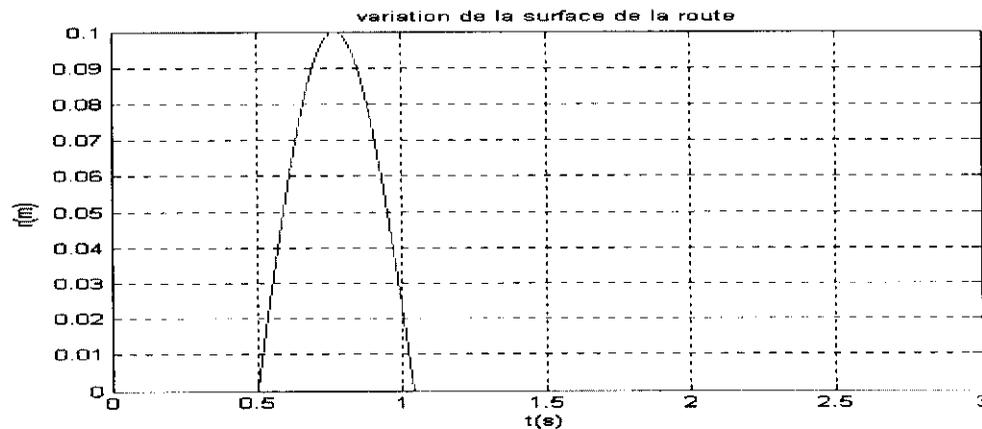


Figure 40 : Variation de la surface de la route

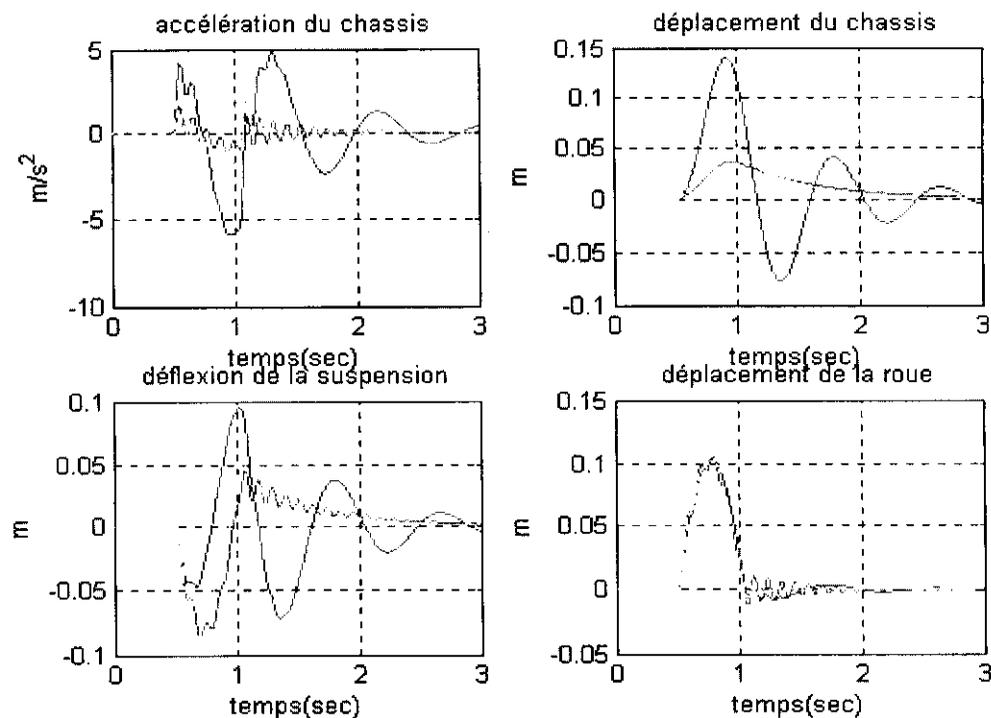


Figure 41 : Evolution en fonction du temps.

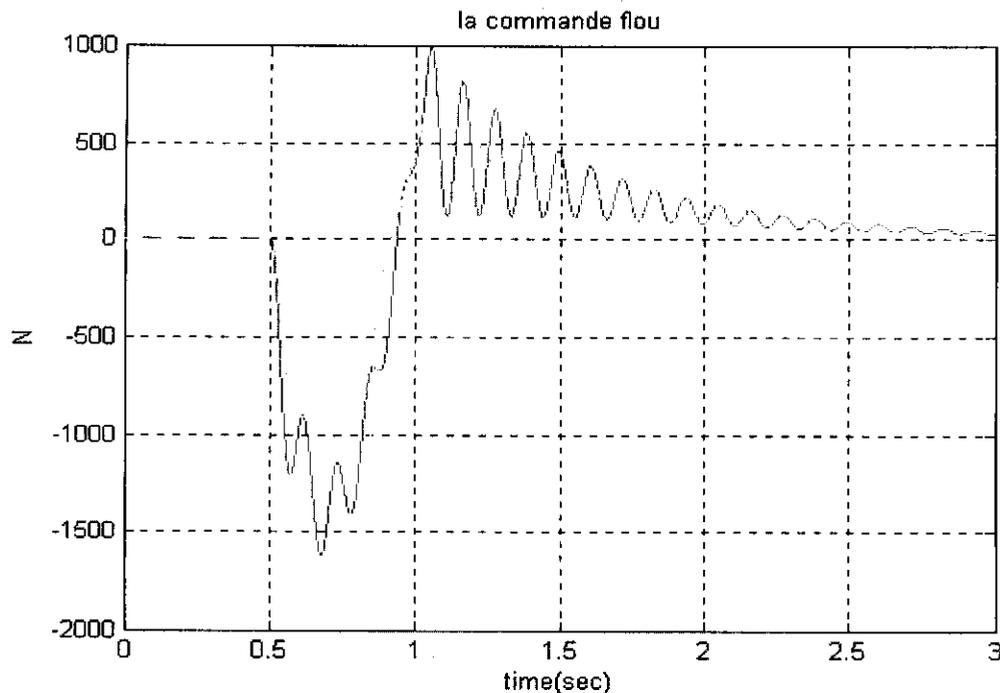


Figure 42: Evolution de la commande en fonction du temps.

Critère confort	898.4678
Critère sécurité	2.8011
Critère commande	7.1721e+005

Ce régulateur (49 règles) donne de bons résultats en ce qui concerne le confort et la sécurité mais si on le compare avec le régulateur flou 1(9 règles) (pour les mêmes conditions, voir simulation a-1), on trouve qu'il y a une légère amélioration du confort avec un maintien de l'adhérence mais la commande est plus importante.

Il faut noter que le régulateur 9 règles est plus rapide et demande moins de calculs que ce dernier.

On note toujours que la commande floue est beaucoup plus lisse et meilleure que celle obtenue avec le backstepping.

### c - Simulation des résultats obtenus avec un régulateur flou 3 (75 règles)

#### Simulation c-1 :

Les conditions de simulation sont les suivantes:

- type de perturbation : dos d'âne (portion de sinusoïde)  
à l'instant 0,5s ; hauteur=10cm ; longueur=1.5m.
- Masse du quart de véhicule : 290 Kg, c'est-à-dire  $\Delta m=0$  Kg.
- Vitesse : 10 Km/h.

$H=10$  cm,  $L=1.5$ m,  $V=10$  Km/h,  $\Delta M=0$  Kg

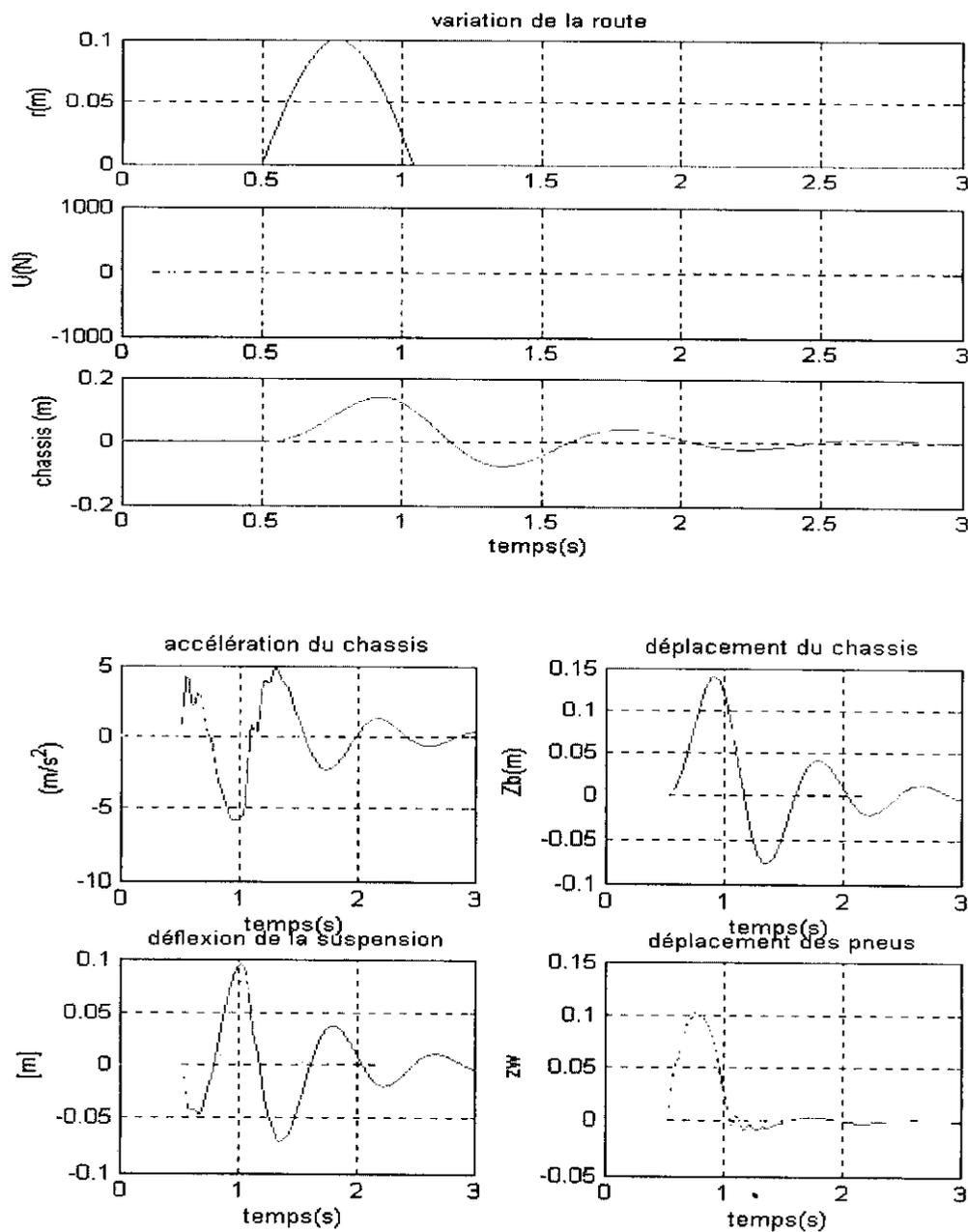


Figure 43 : Evolution en fonction du temps.

	Suspension passive	Cde floue
Critère confort	4.3789e+003	1.6646e+003
Critère sécurité	7.2273	3.6275
Critère commande	0	4.8117e+005

Ce régulateur (75 règles) est plus lent que les deux autres (régulateur 49 règles et 9 règles).

Il donne des performances moindres que les performances obtenues avec les régulateurs flous à 9 règles et 49 règles.

## Conclusion

D'après les résultats obtenus, on peut dire que la méthode du backstepping est bien adaptée pour des perturbations du type dos d'âne. Elle offre même un meilleur confort que la suspension commandée par logique floue. Elle assure aussi une nette amélioration du maintien de la route par rapport à la suspension passive. Cependant, le résultat obtenu avec la suspension commandée par logique floue reste meilleur en ce qui concerne la sécurité.

Il est important de noter que la commande obtenue avec le régulateur floue est plus souple et donc prolonge la durée de vie de notre actionneur en le ménageant.

**Remarque :** Il ne faut pas oublier, que la commande backstepping peut être améliorée en cherchant les constantes ainsi que les paramètres optimum.

## Changement de la valeur d' $\epsilon$ de 1.5 à 10

Dans tout ce qui a précédé, on a réalisé nos simulations avec des régulateurs qui optimisaient le confort. Si on considère maintenant qu'il y a une certaine limite de débattement de la suspension qu'il ne faut pas dépasser, il faut régler le paramètre  $\epsilon$  du filtre (voir (15)) de telle sorte que le régulateur empêche la déflexion de dépasser ses limites.

Nous allons maintenant changer notre  $\epsilon$  de 1.5 à 10.

### Simulation 1 :

Les conditions de simulation sont les suivantes:

- type de perturbation : trottoir (échelon) à l'instant 0,5
- Masse du quart de véhicule : 290 Kg c'est-à-dire  $\Delta m=0$  Kg.
- Vitesse : 10 Km/h.
- $\epsilon$  : 10

$V=10$  Km/h,  $\Delta M=00$  Kg,  $\epsilon=10$  au lieu de 1.5:

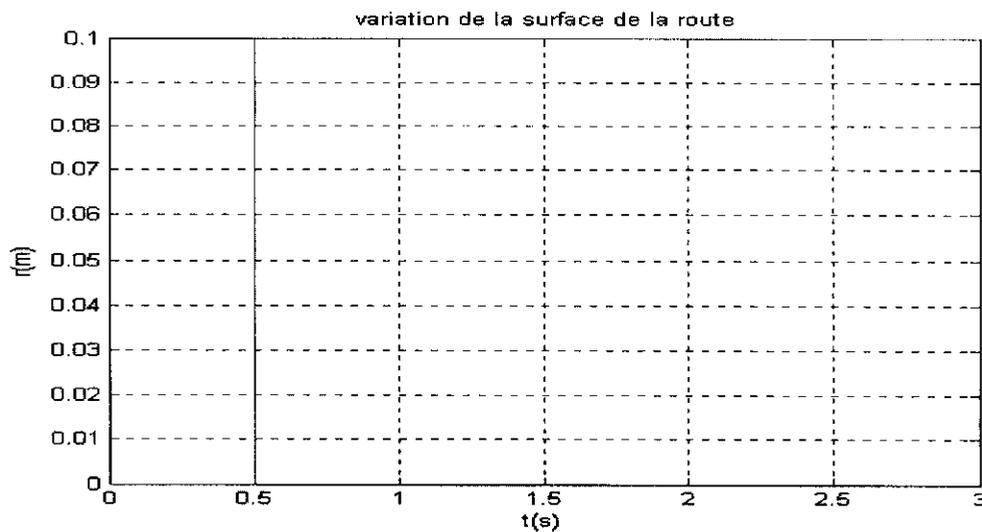


Figure 44 : Variation de la surface de la route

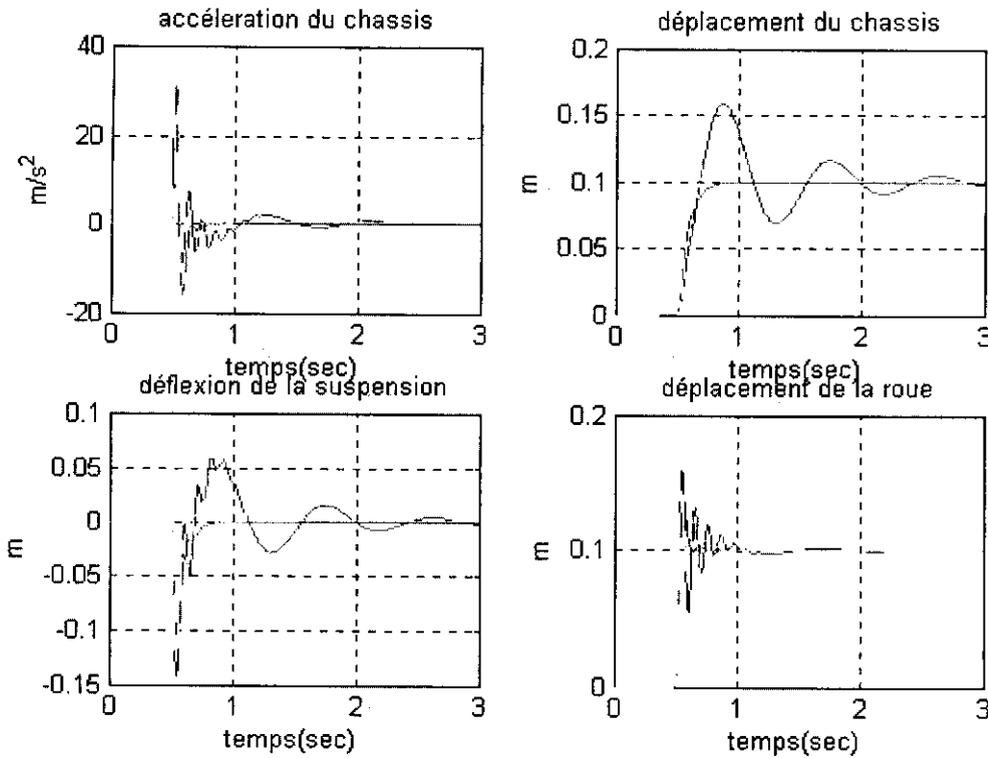


Figure 45 : Evolution en fonction du temps.

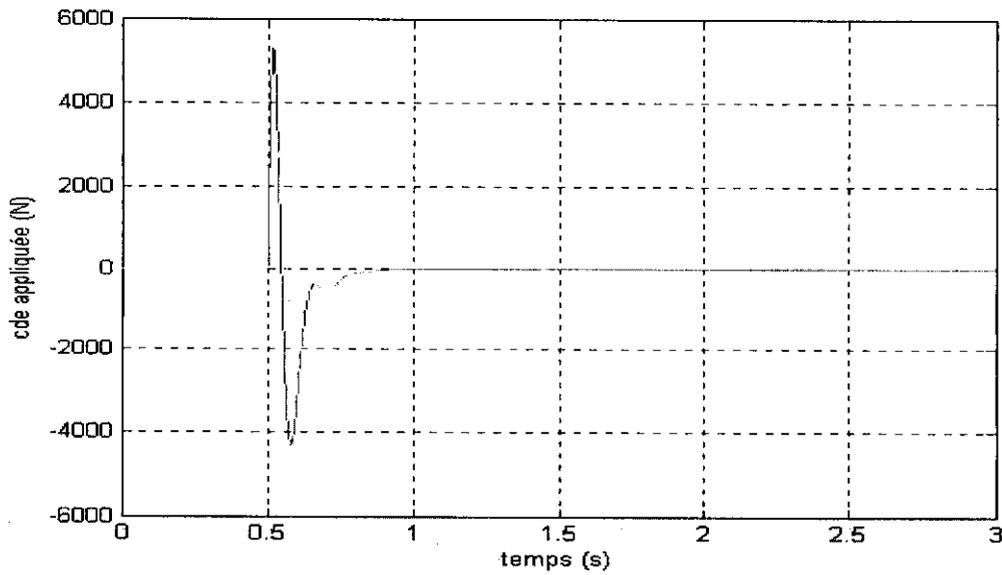


Figure 46 : Evolution de la commande en fonction du temps.

	Suspension passive	Cde backstepping	Cde floue
Critère confort	3.3621e+003	2.0706e+003	2.1113e+003
Critère sécurité	10.4139	4.4368	5.3744
Critère commande	0	4.7409e+005	3.9040e+005

On remarque qu'en augmentant  $\epsilon$  à 10, nos régulateurs (régulateur flou 9 règles, régulateur backstepping) agissent sur la déflexion en la minimisant car la courbe obtenue (voir figure 45) montre que la déflexion en question est non seulement moins importante mais est annulée rapidement par les deux suspensions commandées par logique floue et backstepping.

On remarque également que l'adhérence est mise en avant. On arrive à une suspension active offrant plus de sécurité, au détriment, il faut le signaler, de l'aspect confort qui se voit quelque peu diminué (tout en restant quand même très bon) puisque la courbe montre qu'il y a une montée plus rapide ainsi qu'une accélération du châssis plus grande.

### Simulation 2 :

Les conditions de simulation sont les suivantes:

- type de perturbation : dos d'âne (portion de sinusoïde)  
à l'instant 0,5s ; hauteur=10cm ; longueur=1.5m.
- Masse du quart de véhicule : 290 Kg, c'est-à-dire  $\Delta m=0$  Kg.
- Vitesse : 10 Km/h.

$V=10$  Km/h,  $\Delta M=00$  Kg,  $\epsilon=10$  au lieu de 1.5

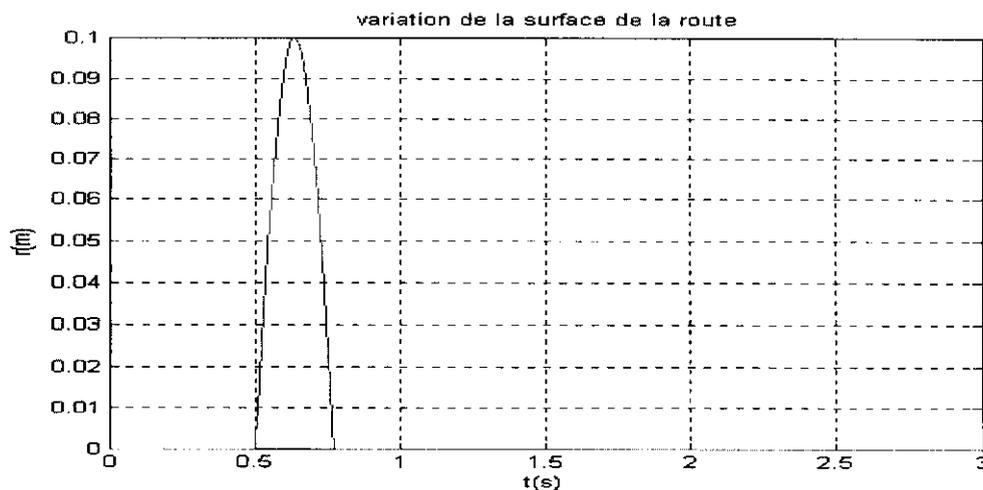


Figure 47 : Variation de la surface de la route

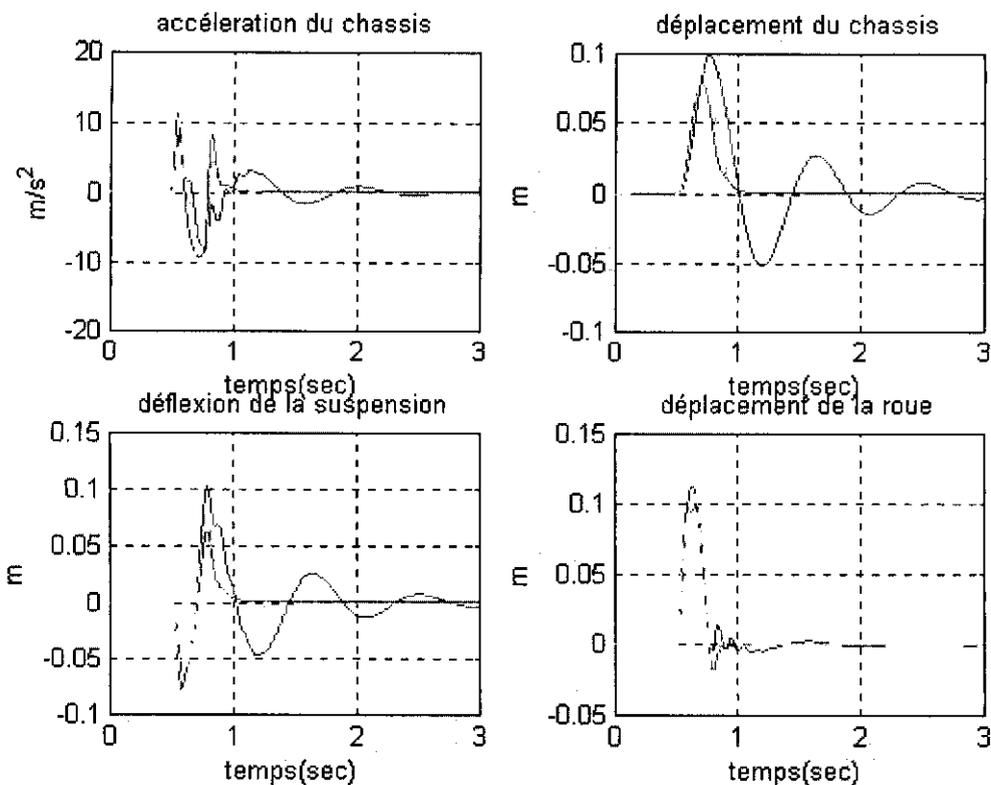


Figure 48 : Evolution en fonction du temps.

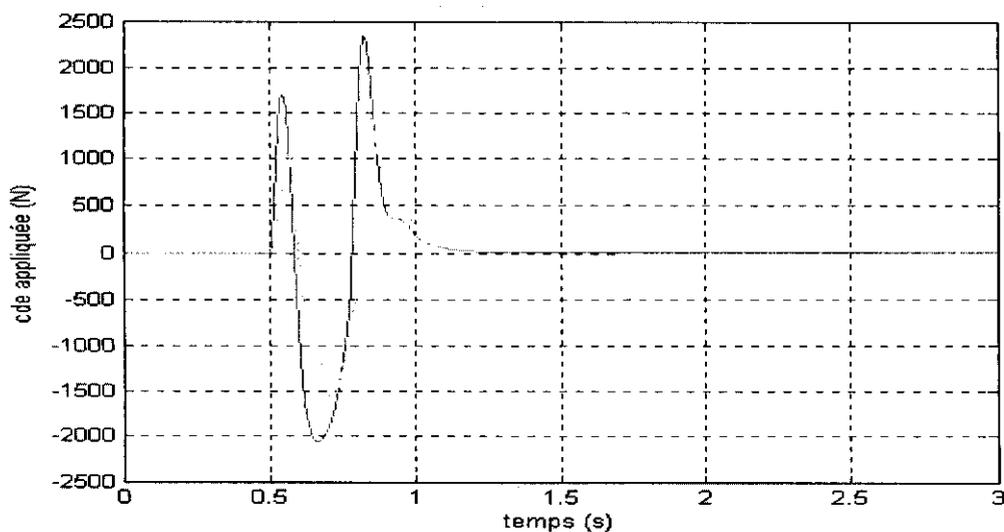


Figure 49: Evolution de la commande en fonction du temps.

	Suspension passive	Cde backstepping	Cde floue
Critère confort	3.4304e+003	2.6074e+003	2.5302e+003
Critère sécurité	6.2384	5.1144	4.3656
Critère commande	0	5.8539e+005	4.6582e+005

On remarque dans ce cas, avec l'augmentation d' $\epsilon$  de 1.5 à 10, qu'il y a une atténuation de la déflexion qui voit sa limite diminuer à 7cm au lieu de 10 cm.

Par ailleurs, elle converge vers 0 plus rapidement. Le confort, quant à lui, est légèrement atténué.

### **Conclusion**

Il est important de noter que notre  $\epsilon$  affecte le travail du régulateur que ce soit un régulateur flou ou backstepping car comme on l'a déjà vu dans le chapitre 3 (synthèse de la commande par backstepping et par logique floue), il intervient directement sur la variable à réguler (en fonction de sa valeur : grand ou petit) en mettant l'accent sur deux objectifs différents, l'un qui est de maximiser le confort en minimisant le déplacement du châssis et l'autre qui est de réduire la déflexion de la suspension pour éviter qu'elle n'atteigne ses limites.

## 2- Simulations du modèle quart de véhicule non linéaire

Comme vu précédemment dans le cas du modèle quart de véhicule linéaire, et pour mieux comprendre et appréhender le compromis entre maximisation du confort et minimisation de la déflexion de la suspension (sécurité), nous allons tout d'abord fixer la valeur de  $\epsilon$  (voir équation (15)) à 1,5. Nous l'augmenterons par la suite à 10 afin de pouvoir faire la comparaison entre les deux situations et en tirer les conclusions nécessaires.

### A- Montée sur trottoir

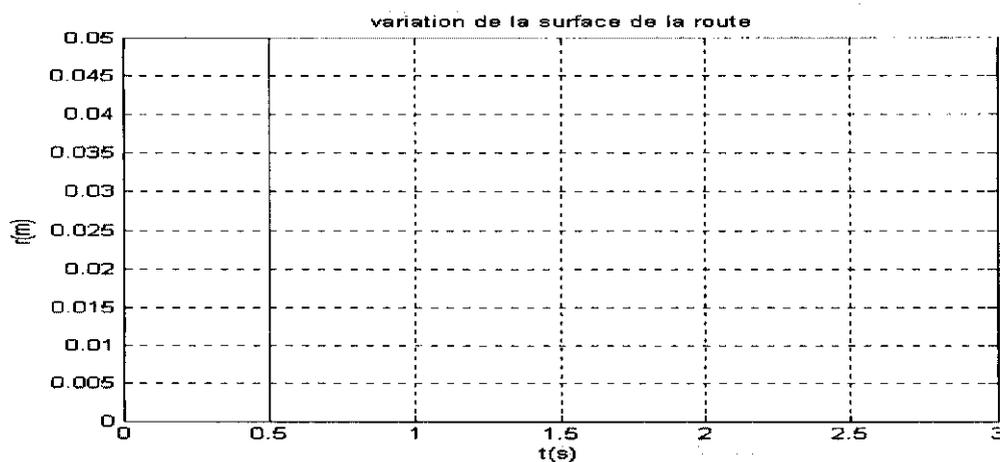
#### Simulation des résultats obtenus avec un régulateur flou 1 (9 règles)

Simulation A-1 :

Les conditions de simulation sont les suivantes:

- type de perturbation : trottoir (échelon) à l'instant 0,5 et  $h=5\text{cm}$
- Masse du quart de véhicule : 290 Kg c'est-à-dire  $\Delta m=0$  Kg.
- Vitesse : 10 Km/h.

Vitesse=10 Km/h  $H=5$  cm et  $\Delta m=0$  Kg



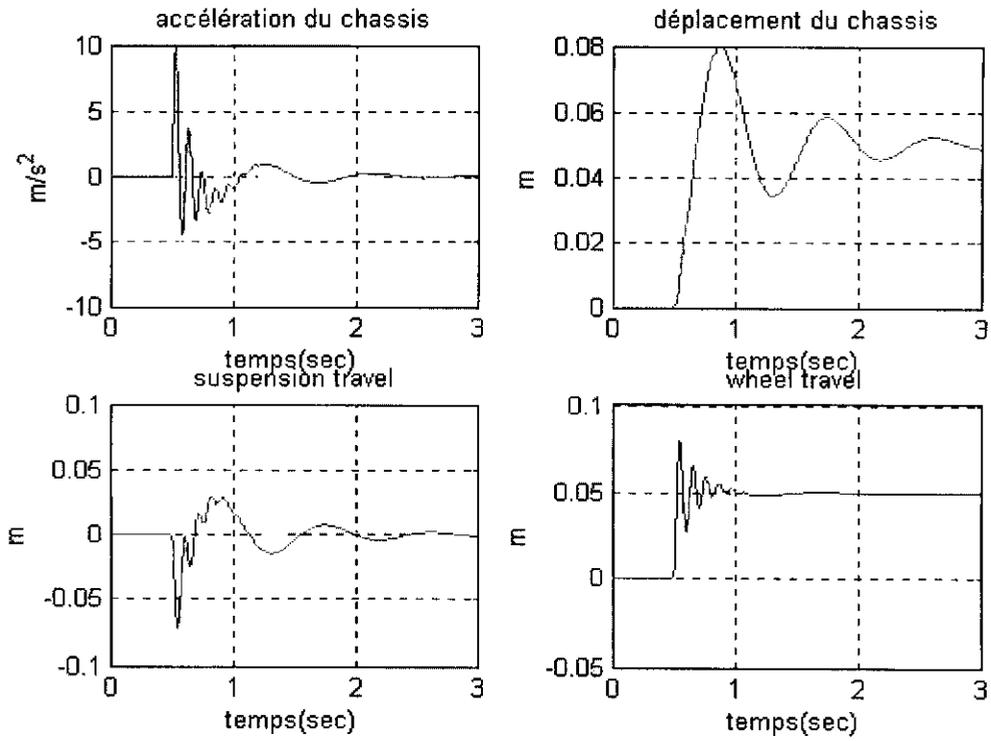


Figure 50 : Evolution en fonction du temps.

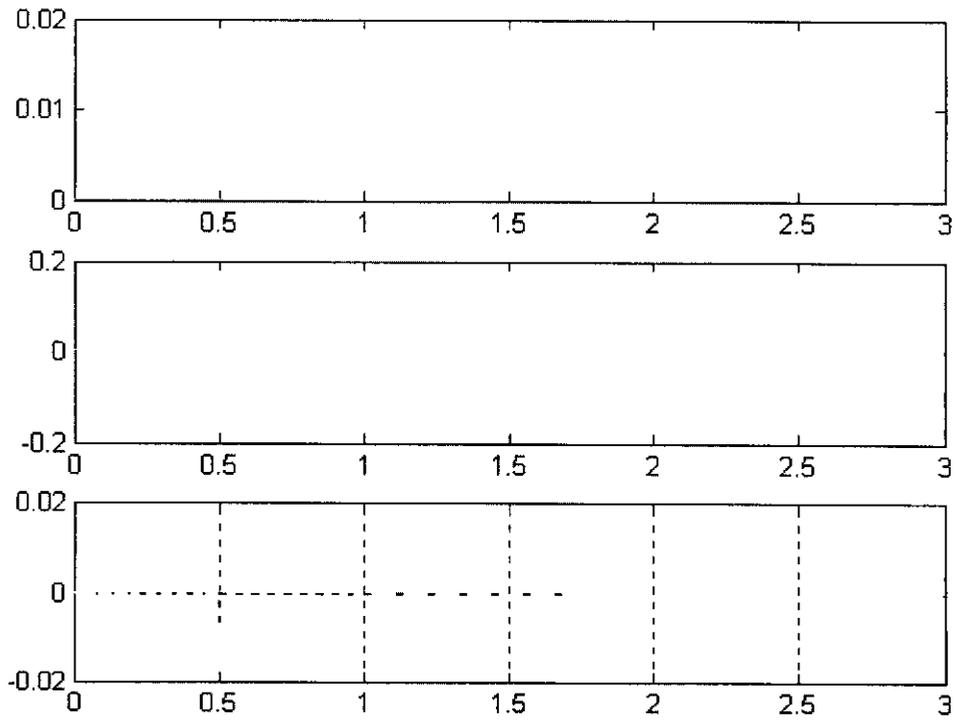


Figure 51 : Evolution de l'erreur, sa dérivée et la commande en fonction du temps.

	Suspension passive	Cde floue
Critère confort	1.6811e+003	921.2258
Critère sécurité	5.2070	4.5461
Critère commande	0	1.6097

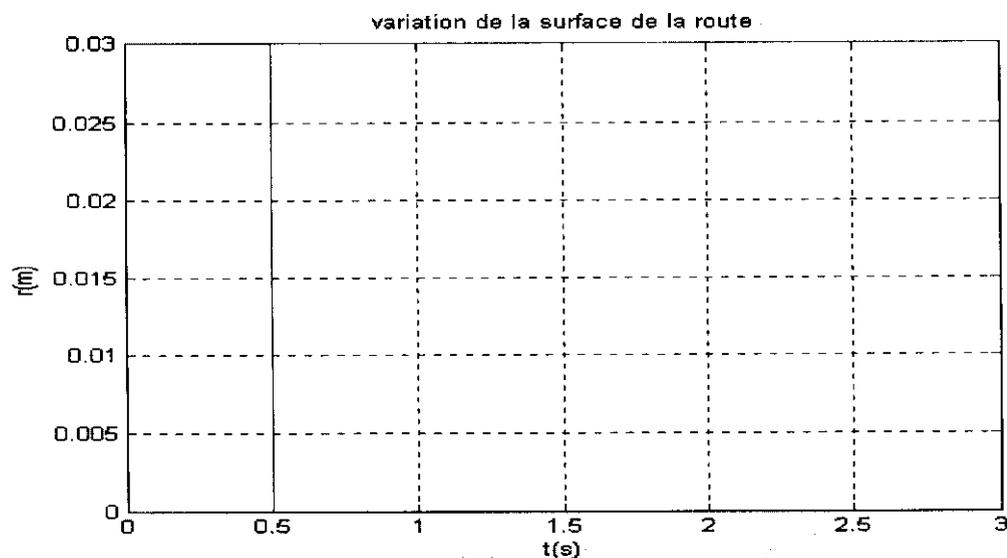
On remarque que le critère de commande est très petit par rapport aux critères obtenus avec la commande du système linéaire. Ceci est normal car notre commande a changé ; ce n'est plus la force mais le courant qui commande l'actionneur hydraulique qui génère une force qui dépend, par la suite, du courant en fonction de la dynamique de l'actionneur. Il faut noter que ce courant est de l'ordre du milliampère.

On constate bien sûr que la suspension active commandée par logique floue donne de meilleurs résultats que la suspension passive, que ce soit du point de vue confort ou bien du point de vue sécurité.

### Simulation A-2 :

On garde les mêmes conditions que dans A-1 sauf pour la hauteur du trottoir qui change  $h=3$  cm au lieu de  $h=5$  cm.

Vitesse=10 Km/h,  $H=3$  cm et  $\Delta m=0$  Kg



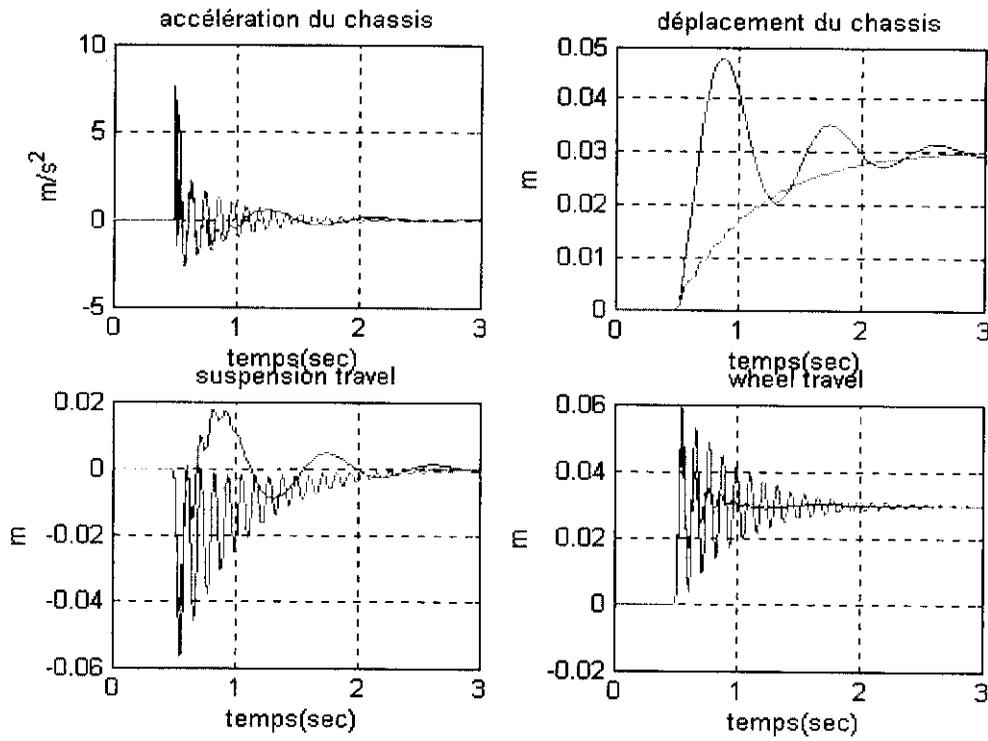


Figure 52 : Evolution en fonction du temps.

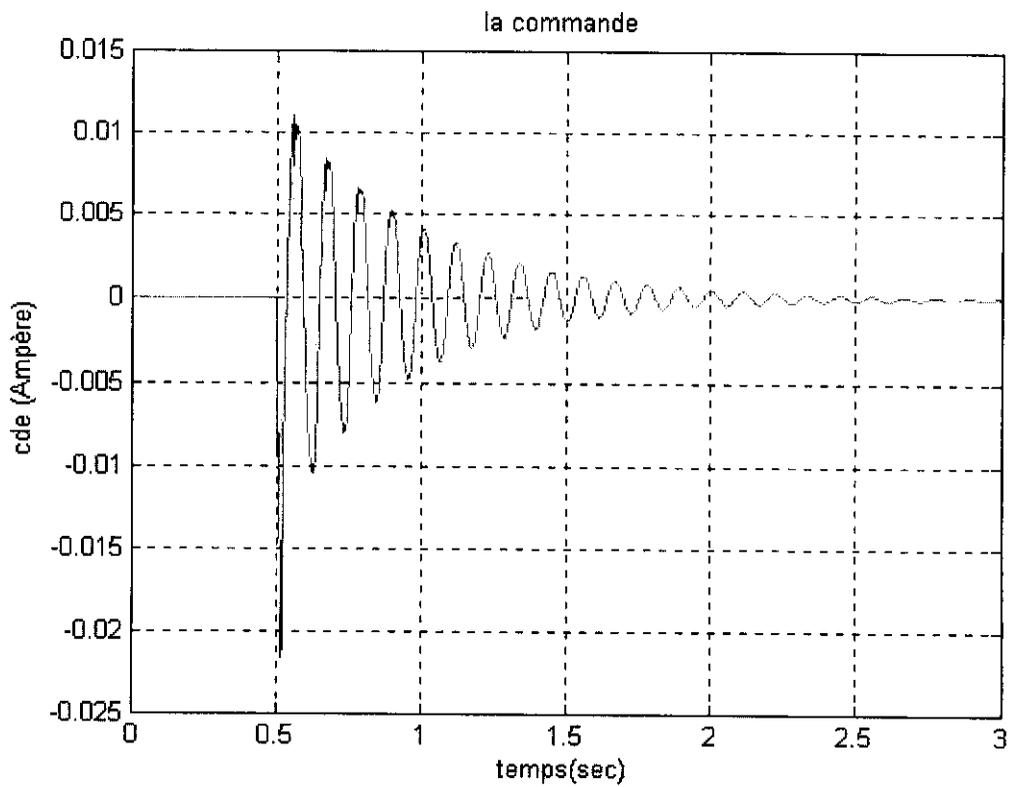


Figure 53: Evolution la commande en fonction du temps.

	Suspension passive	Cde backstepping	Cde floue
Critère confort	1.0086e+003	869.0140	553.2543
Critère sécurité	3.1242	9.9783	2.7412
Critère commande	0	3.9767	0.9657

On note que la suspension commandée par logique floue donne des résultats de très loin meilleurs que ceux de la suspension passive ainsi que de ceux de la suspension commandée par backstepping.

La suspension commandée par backstepping améliore le confort au détriment de l'adhérence.

### Simulation A-3 :

On garde les mêmes conditions que dans A-1 sauf pour la masse qui augmente de 290 Kg à 390 Kg ce qui veut dire que  $\Delta m=100$  Kg.

Vitesse=10 Km/h et  $\Delta m=100$  Kg

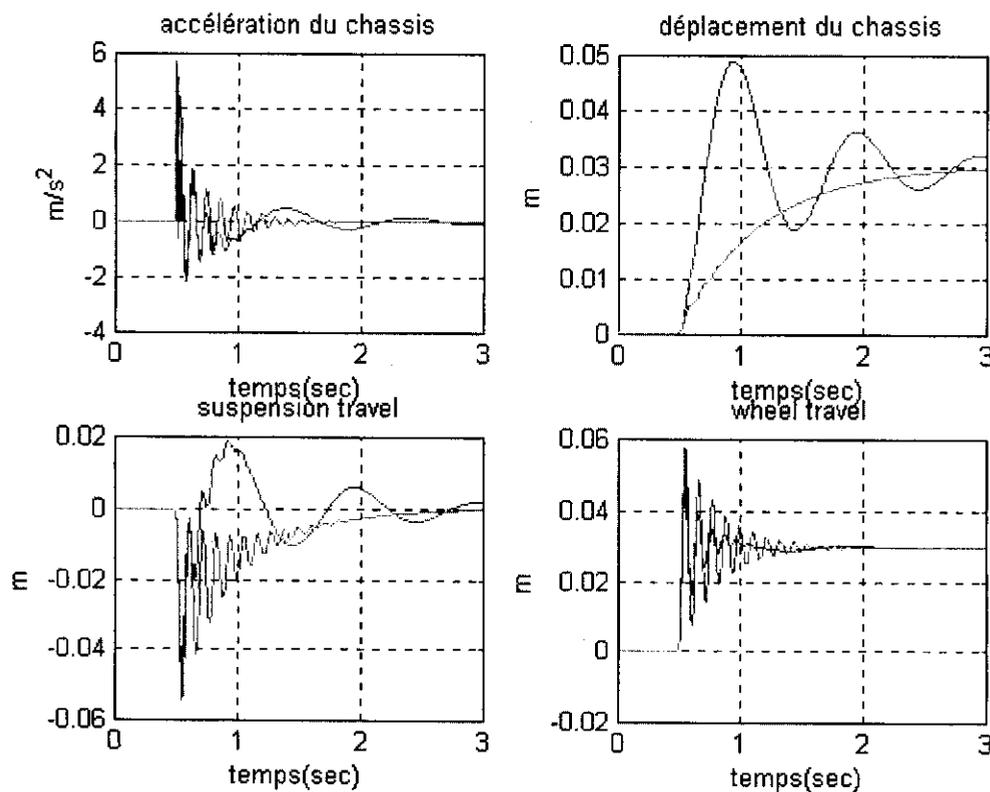


Figure 54 : Evolution en fonction du temps.

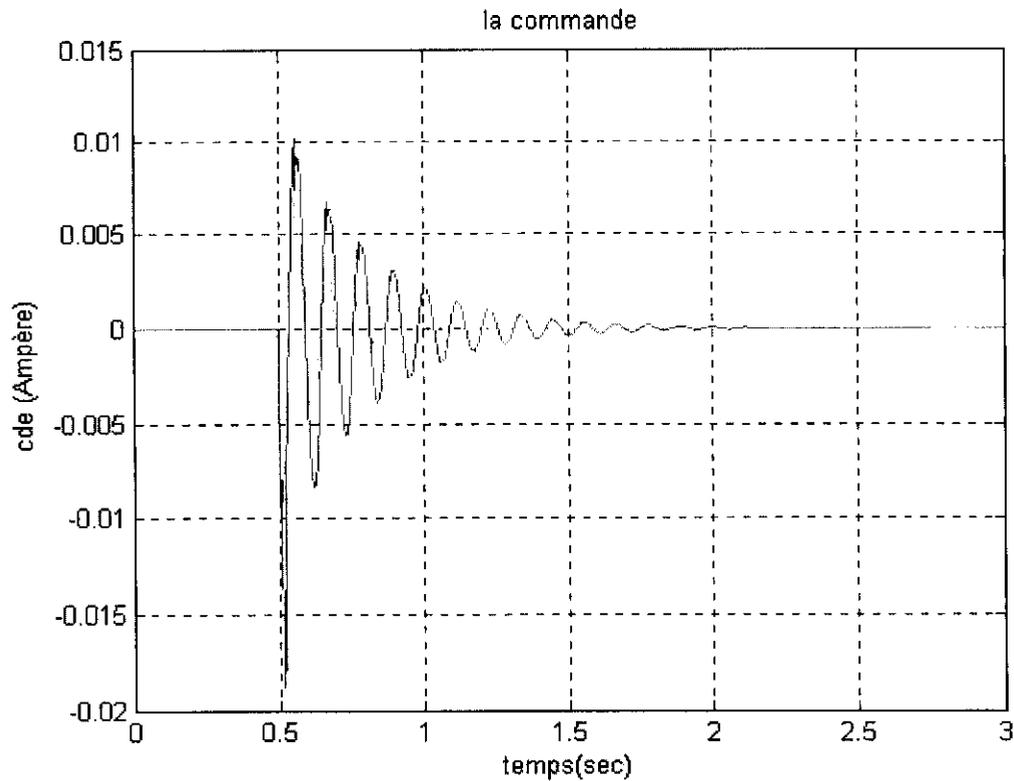


Figure 55 : Evolution de la commande en fonction du temps.

	Suspension passive	Cde backstepping	Cde flouc
Critère confort	897.3698	534.1172	417.7908
Critère sécurité	3.4264	6.2455	2.5791
Critère commande	0	2.4169	0.9312

On constate une amélioration des performances obtenues avec  $\Delta m=100$  Kg par rapport à  $\Delta m=0$  Kg et cela pour les deux suspensions actives. Il y a aussi diminution de l'adhérence en ce qui concerne la suspension passive.

On peut dire dans ce cas que le confort est amélioré, mais que le débattement de la suspension est pénible. On essayera dans ce qui suit, de remédier à ce problème en réduisant ce débattement pour éviter les fortes sollicitations sur le système de suspension ; pour cela, on augmentera notre paramètre  $\epsilon$  de 1.5 à 10.

### Changement de la valeur d' $\epsilon$ de 1.5 à 10

#### Simulation 1 :

Les conditions de simulation sont les suivantes:

- type de perturbation : trottoir (échelon) à l'instant 0,5
- Masse du quart de véhicule : 290 Kg c'est-à-dire  $\Delta m=0$  Kg.
- Vitesse : 10 Km/h.
- $\epsilon$  : 10

Vitesse=10 Km/h et  $\Delta m=0$  Kg et  $\epsilon=10$

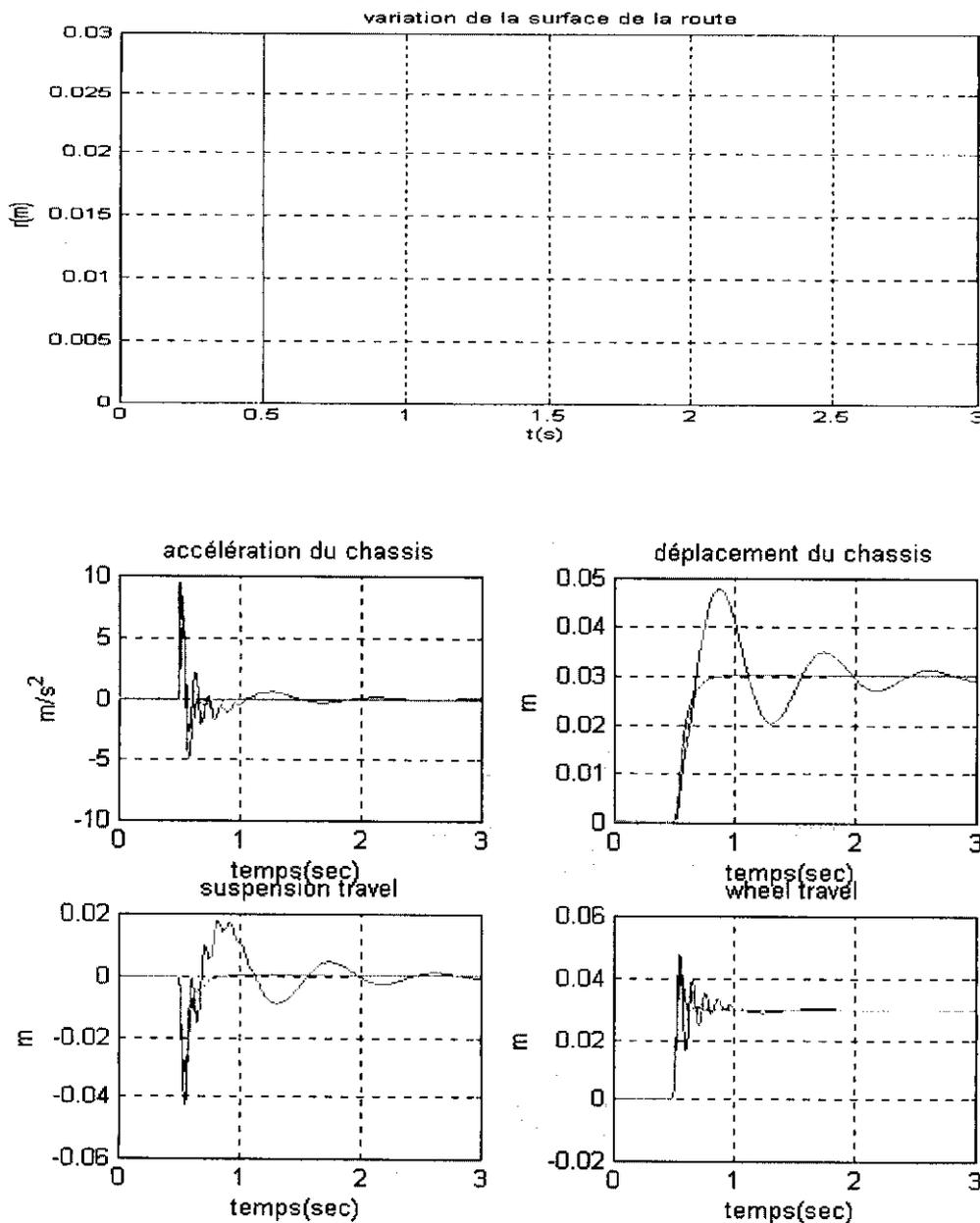


Figure 56 : Evolution en fonction du temps.

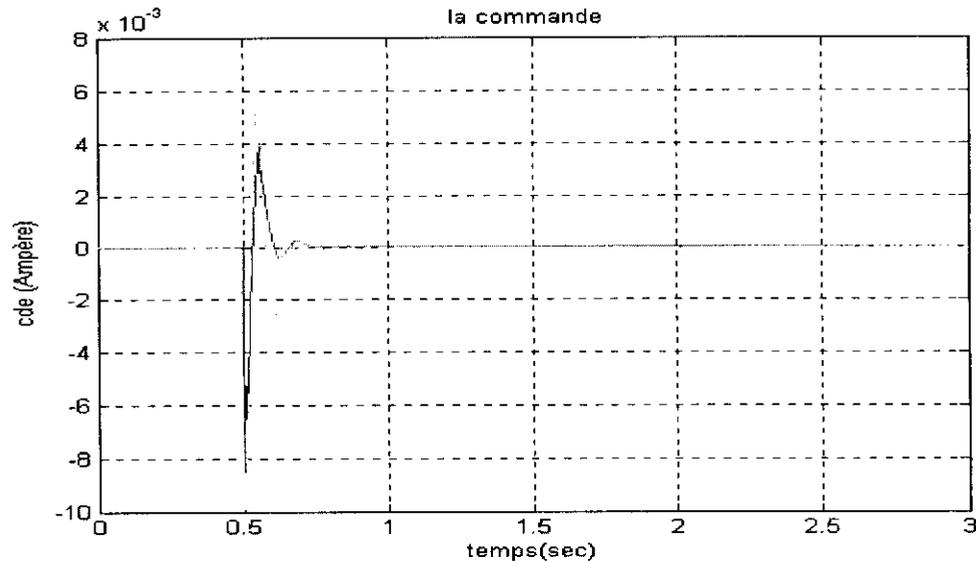


Figure 57: Evolution la commande en fonction du temps.

	Suspension passive	Cde backstepping	Cde floue
Critère confort	1.0086e+003	635.8971	629.6144
Critère sécurité	3.1242	1.3845	1.6040
Critère commande	0	0.2884	0.6387

On remarque que dans ce cas, il y a une amélioration très nette de la sécurité en ce qui concerne les deux suspensions actives. Le débattement de la suspension est moins pénible et oscillatoire ; le confort est quelque peu réduit car le déplacement du châssis est plus rapide (montée plus rapide), dans le même temps l'accélération est réduite dans le châssis ; la commande agit rapidement puis s'annule.

## Conclusion

La suspension commandée par backstepping n'est pas très adaptée pour une perturbation du type échelon car bien qu'elle améliore le confort, elle diminue nettement l'adhérence et la sécurité.

La suspension floue est plus robuste. Elle donne non seulement un meilleur confort que la suspension commandée par backstepping mais elle améliore aussi l'adhérence, et cela avec un effort moindre. La commande est aussi plus lisse et donc plus souple.

Le réglage de  $\epsilon$  est très important. Dans le cas d'une montée sur trottoir, les performances obtenues pour  $\epsilon=10$  sont meilleures que ceux obtenues pour  $\epsilon=1.5$ .

## B- Montée sur dos d'âne

### Simulation des résultats obtenus avec un régulateur flou 1 (9 règles)

#### Simulation B-1 :

Les conditions de simulation sont les suivantes:

- type de perturbation : dos d'âne (portion de sinusoïde)  
à l'instant 0,5s ; hauteur=10cm ; longueur=1.5m.
- Masse du quart de véhicule : 290 Kg, c'est-à-dire  $\Delta m=0$  Kg.
- Vitesse : 10 Km/h.

H=10 cm, L=1.5m, V=10 Km/h,  $\Delta M=0$  Kg.

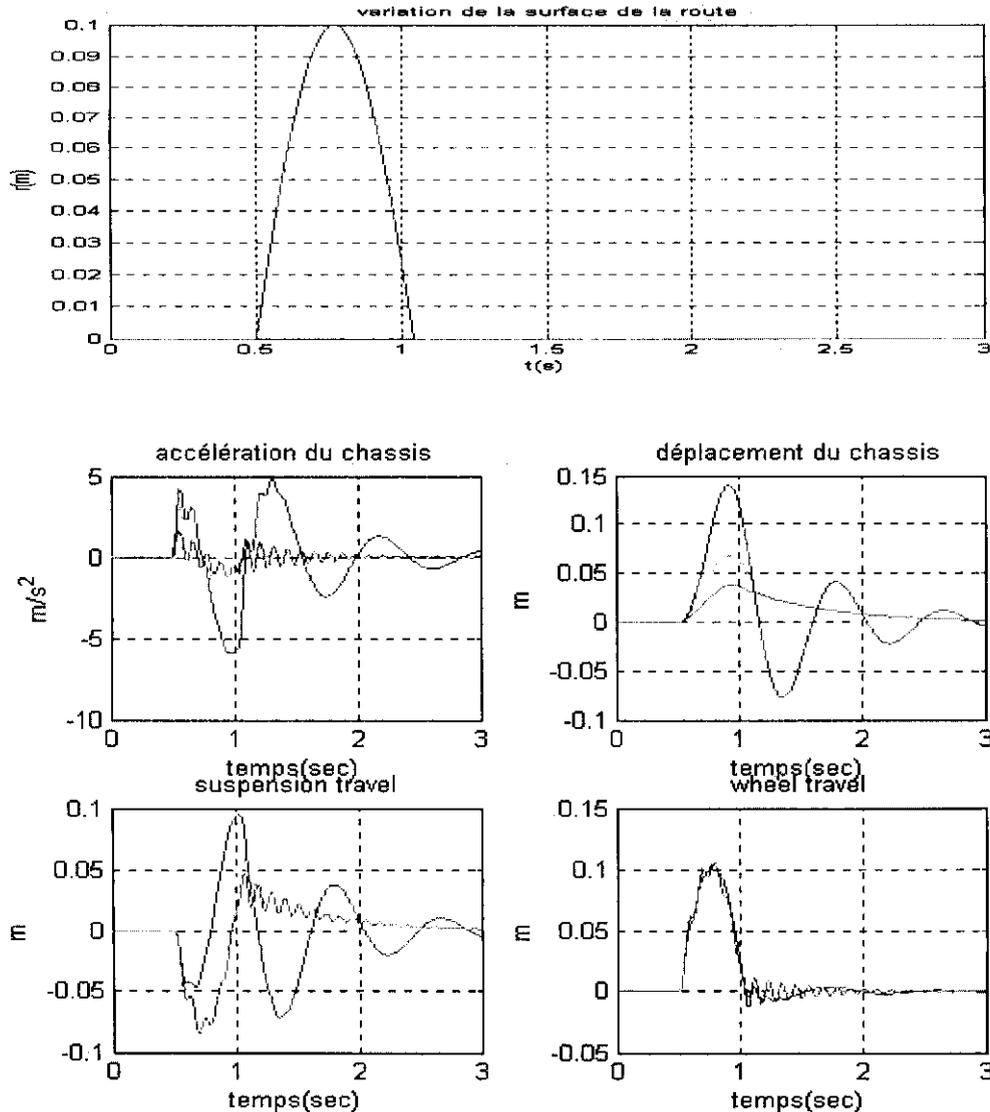


Figure 58 : Evolution en fonction du temps.

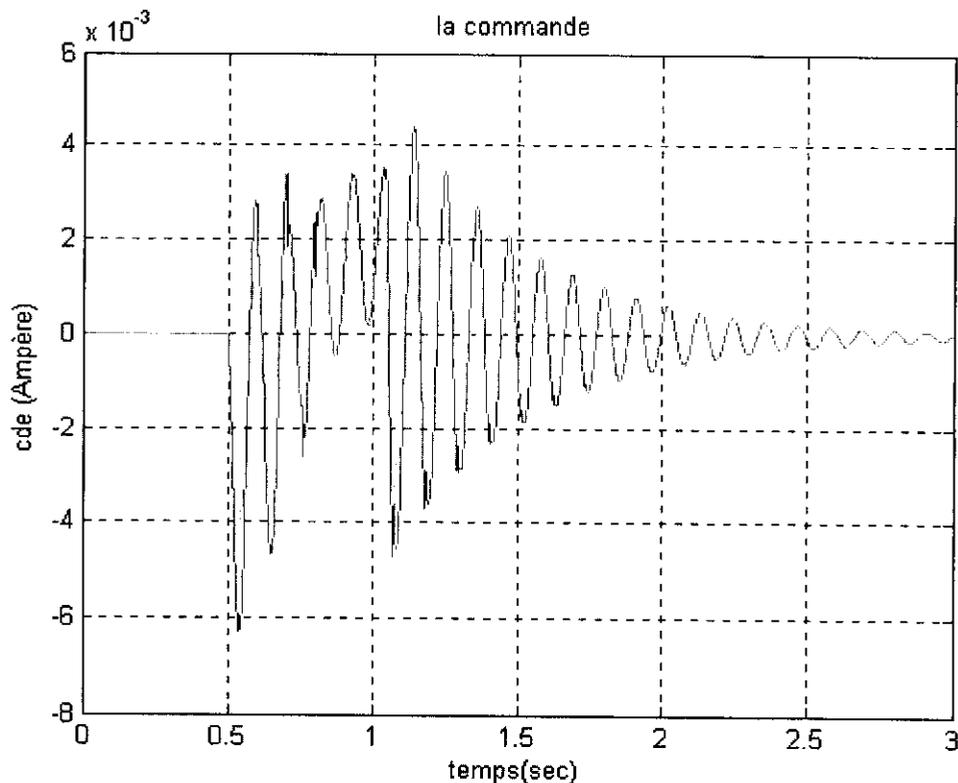


Figure 59 : Evolution de la commande en fonction du temps.

	Suspension passive	Cde backstepping	Cde floue
Critère confort	4.3793e+003	702.9539	975.2698
Critère sécurité	7.2278	6.6250	2.7242
Critère commande	0	2.6903	1.0687

Comme on l'a déjà dit, on remarque que le critère commande obtenu est beaucoup plus petit que celui obtenu avec le modèle linéaire. Ceci est tout à fait normal car on a changé de commande de la force pour le modèle linéaire, au courant électrique de réglage de l'actionneur hydraulique dans le modèle non linéaire. Notre commande est de l'ordre du milliampère.

On constate que le confort obtenu avec la suspension backstepping est meilleur que celui obtenu par la suspension floue. Cela dit, la sécurité est bien meilleure dans le cas de la suspension floue et ainsi d'ailleurs que la commande.

Il est clair que les deux suspensions actives donnent de meilleurs résultats que ceux de la suspension passive.

Simulation B-2 :

Au cours de cette simulation, on garde les mêmes conditions que précédemment sauf la masse du châssis (1/4 de véhicule) qui passe de 290 Kg à 390 Kg, autrement dit  $\Delta m$  devient égale à 100 Kg.

H=10 cm, L=1.5m, V=10 Km/h,  $\Delta M=100$  Kg

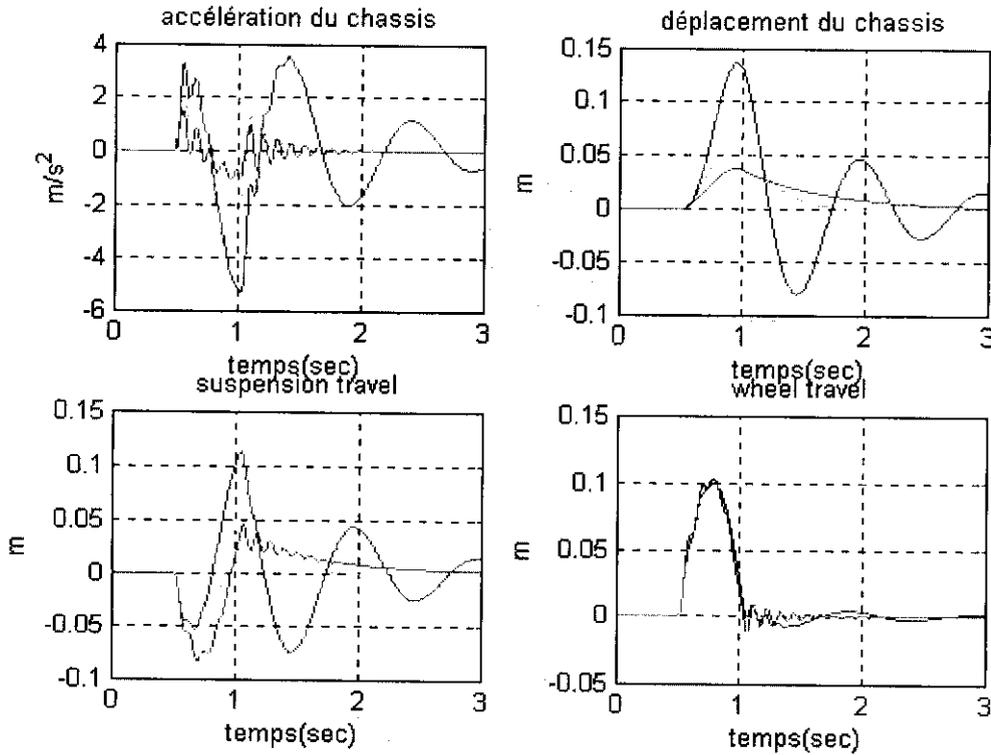


Figure 60 : Evolution en fonction du temps.

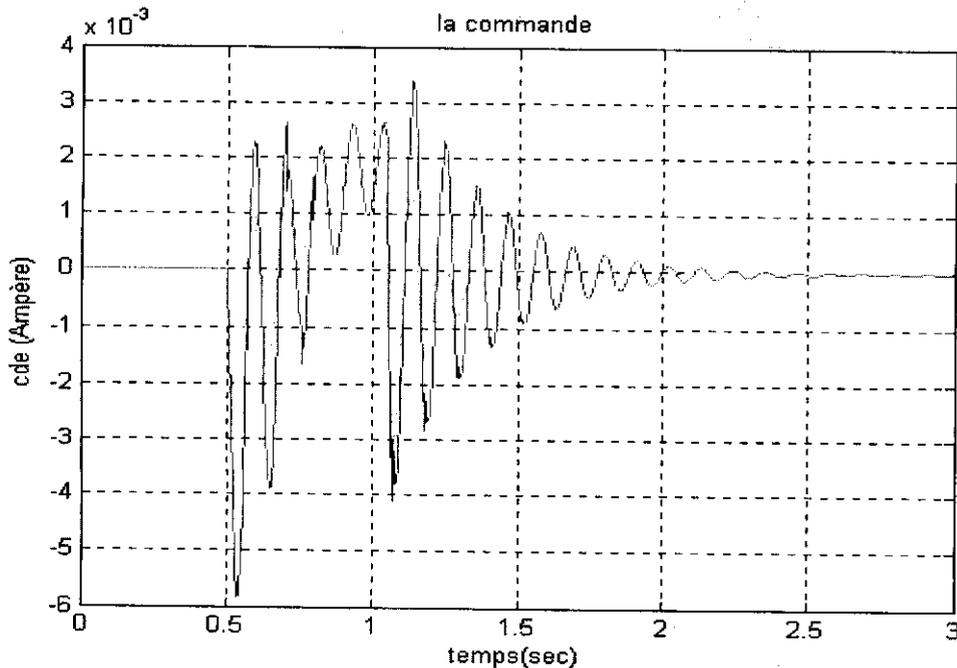


Figure 61: Evolution de la commande en fonction du temps.

	Suspension passive	Cde backstepping	Cde floue
Critère confort	3.9750e+003	530.4013	925.1098
Critère sécurité	8.4319	4.3613	2.8559
Critère commande	0	1.8476	1.0519

En ce qui concerne le backstepping, on remarque qu'il y a une nette amélioration dans tous les critères que ça soit du point de vue confort, sécurité ou bien commande.

Les trois critères diminuent avec l'augmentation de la masse.

En ce qui concerne la suspension floue, il y a amélioration du confort avec une très légère diminution de l'adhérence, la commande se maintient.

Pour la suspension passive, il y a amélioration du confort mais diminution de l'adhérence

### Simulation B-3 :

Au cours de cette simulation, on garde les mêmes conditions que dans la simulation b-1 sauf la vitesse du véhicule qui devient 20 Km/h au lieu de 10 Km/h.

$H=10$  cm,  $L=1.5$ m,  $V=20$  Km/h,  $\Delta M=0$  Kg

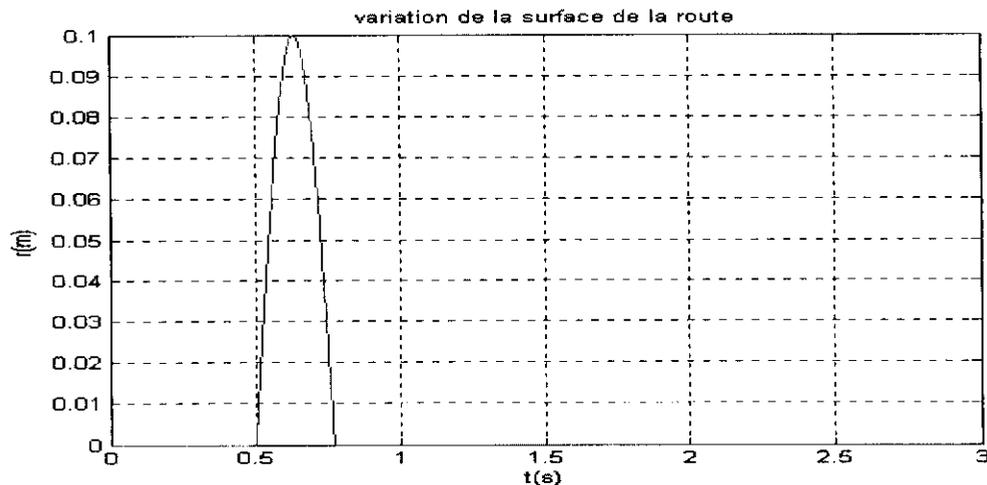


Figure 62 : Variation de la surface de la route

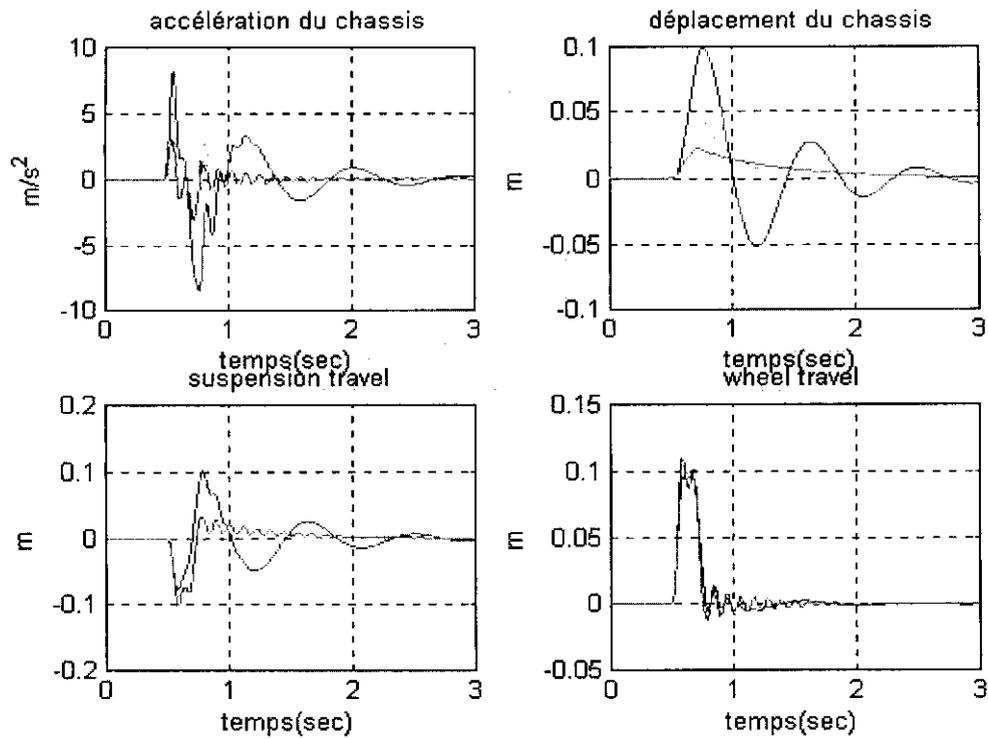


Figure 63: Evolution en fonction du temps.

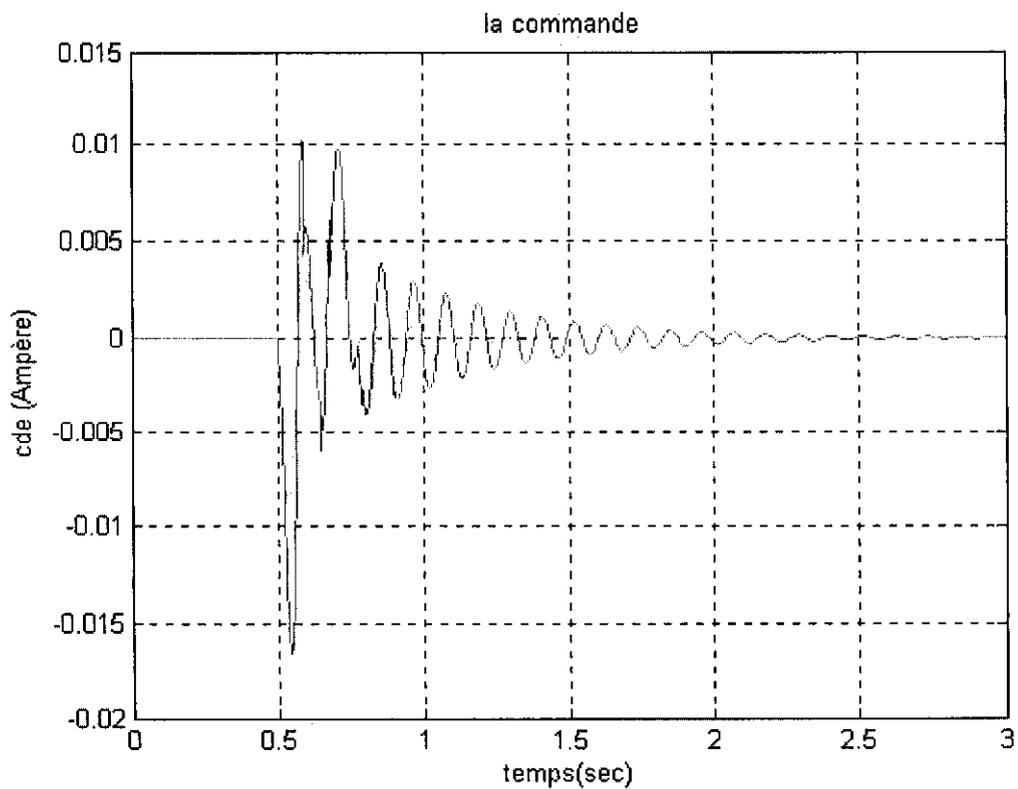


Figure 64 : Evolution de la commande en fonction du temps.

	Suspension passive	Cde backstepping	Cde floue
Critère confort	3.4304e+003	750.4933	1.1763e+003
Critère sécurité	6.2384	6.9815	4.0363
Critère commande	0	2.9500	1.5374

Pour la suspension passive, il y a amélioration du confort et de l'adhérence avec cette augmentation de la vitesse à 20Km/h par rapport à 10 Km/h, tandis qu'il y a diminution du confort pour les deux suspensions actives qui offrent quand même un meilleur confort que celui de la suspension passive.

Il est clair aussi qu'il y a diminution de l'adhérence pour la suspension floue et cette diminution n'empêche pas le fait que c'est cette suspension floue qui offre toujours la meilleure sécurité. Les commandes augmentent pour les suspensions actives.

### **Conclusion:**

On remarque que le confort est amélioré avec l'augmentation de la vitesse dans le cas d'une suspension passive, l'adhérence aussi. Mais cette augmentation ne doit pas être importante car dépassée une certaine limite, elle inverse la tendance et diminue nettement l'adhérence ; cela devient alors très dangereux pour les passagers, dont la voiture devient instable et risque de quitter le sol.

Pour ce qui est des suspensions actives, on remarque que l'augmentation de vitesse ne va pas à leur avantage, car le confort diminue, la sécurité aussi baisse et la commande augmente ; ce qui diminue le rendement de notre suspension qui consomme plus d'énergie pour un résultat moindre.

### Changement de la valeur d' $\epsilon$ de 1.5 à 10

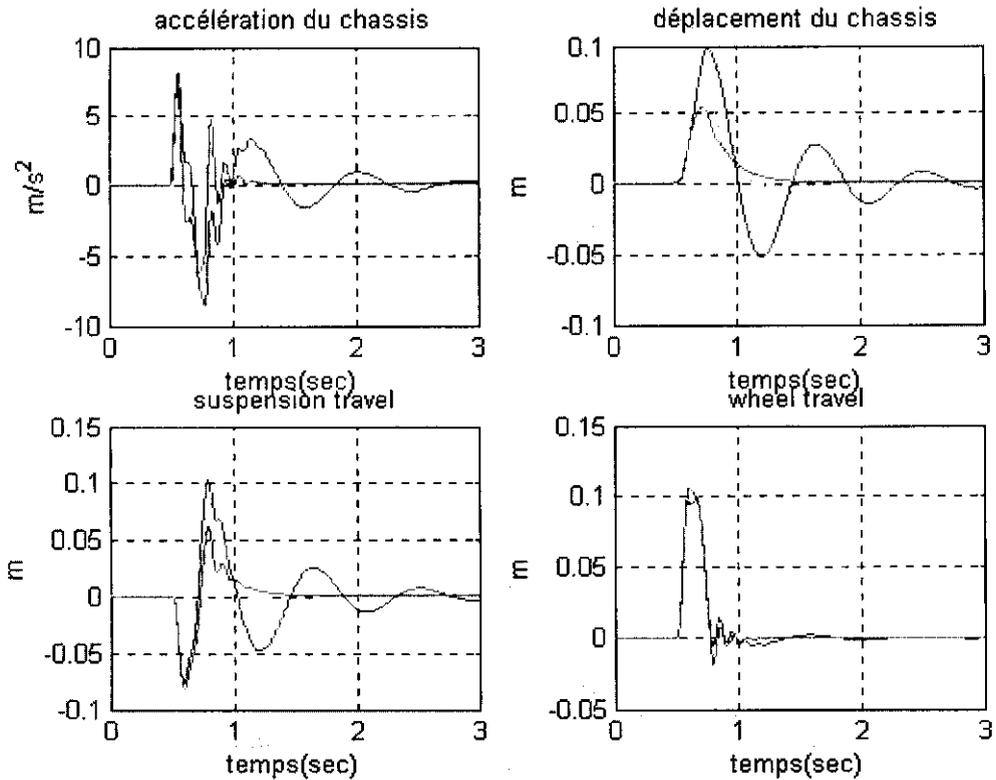


Figure 65: Evolution en fonction du temps.

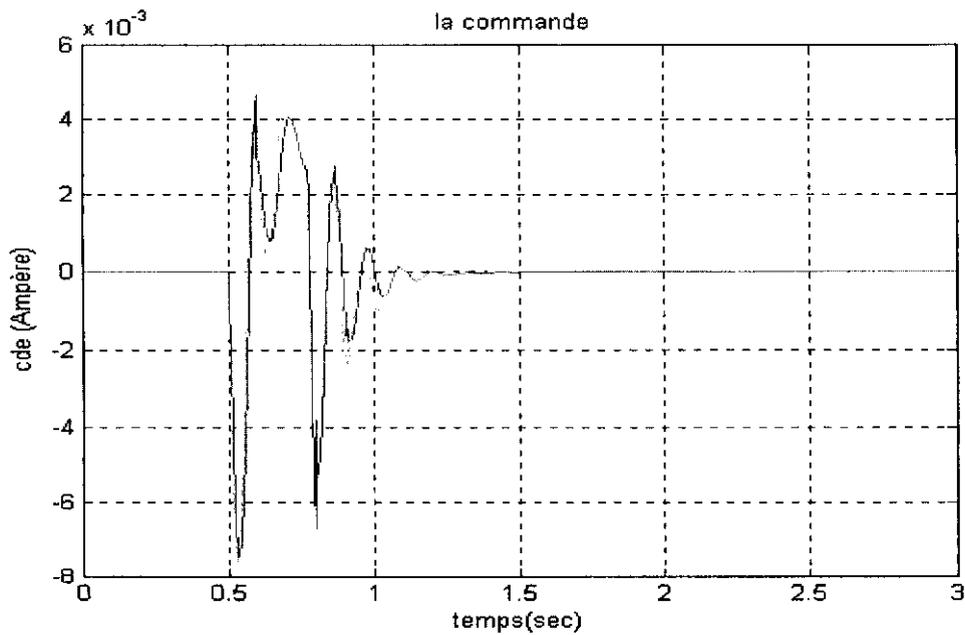


Figure 66 : Evolution de la commande en fonction du temps.

---

	Suspension passive	Cde backstepping	Cde floue
Critère confort	3.4304e+003	1.5502e+003	1.7022e+003
Critère sécurité	6.2384	4.2278	3.7757
Critère commande	0	1.3152	1.3110

On remarque qu'avec  $\epsilon=10$ , l'adhérence est améliorée et la sollicitation de la suspension diminue dans le cas d'une suspension active (débattement réduit).

En ce qui concerne le confort, il diminue dans les deux suspensions actives mais reste quand même bien meilleur que celui de la suspension passive.

## II- Simulations du modèle demi-véhicule.

### A- Montée sur trottoir

#### Simulation A-1 :

Les conditions de simulation sont les suivantes:

- type de perturbation : trottoir (échelon) à l'instant 0,5
- Masse du demi-véhicule : 580 Kg, c'est-à-dire  $\Delta m=0$  Kg.
- Vitesse : 10 Km/h.

Vitesse=10 Km/h et  $\Delta m=0$  Kg

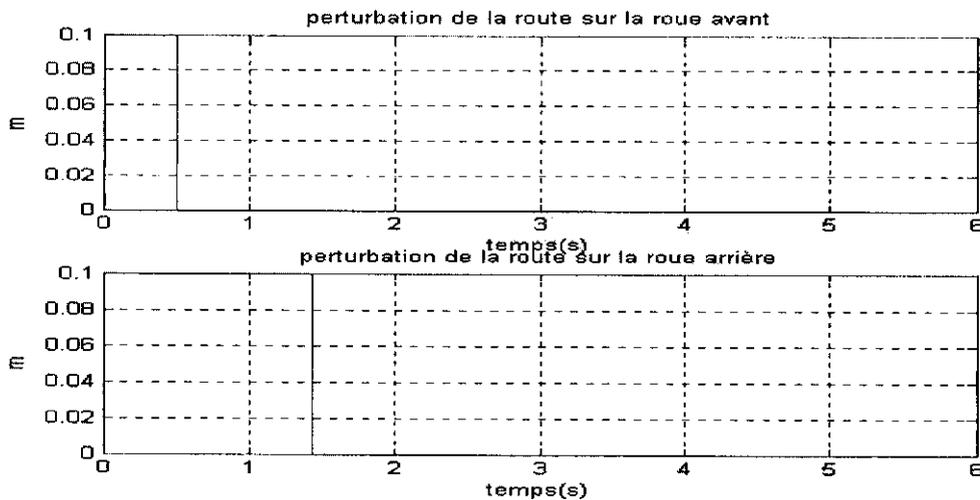


Figure 67 : Variation de la surface de la route.

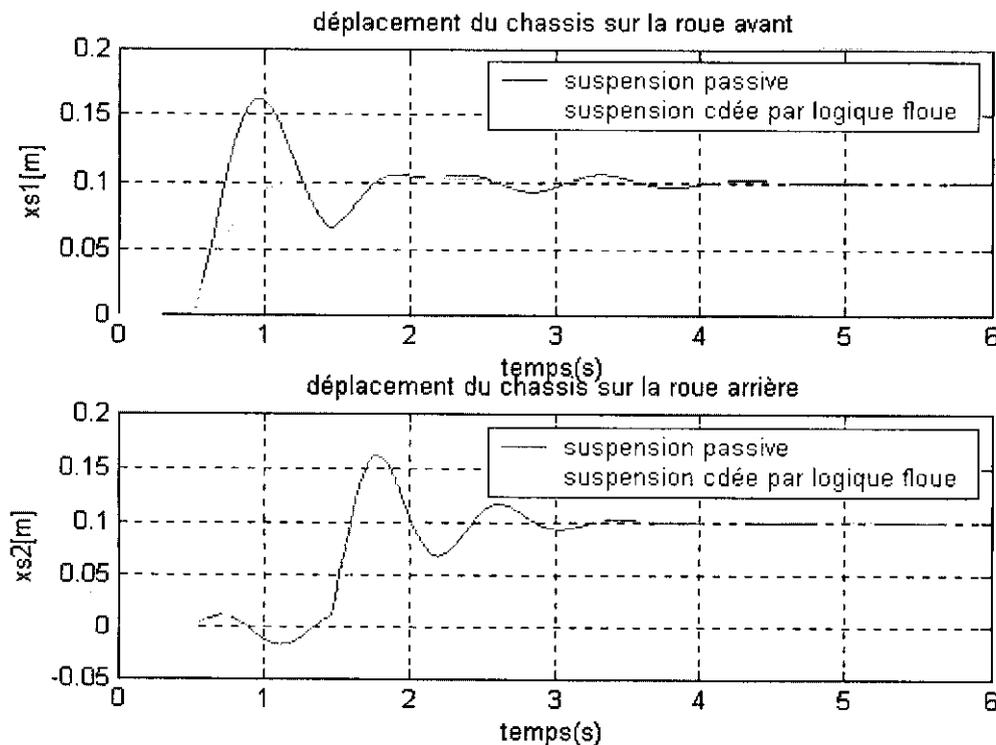


Figure 68 : Déplacement des châssis avant et arrière.

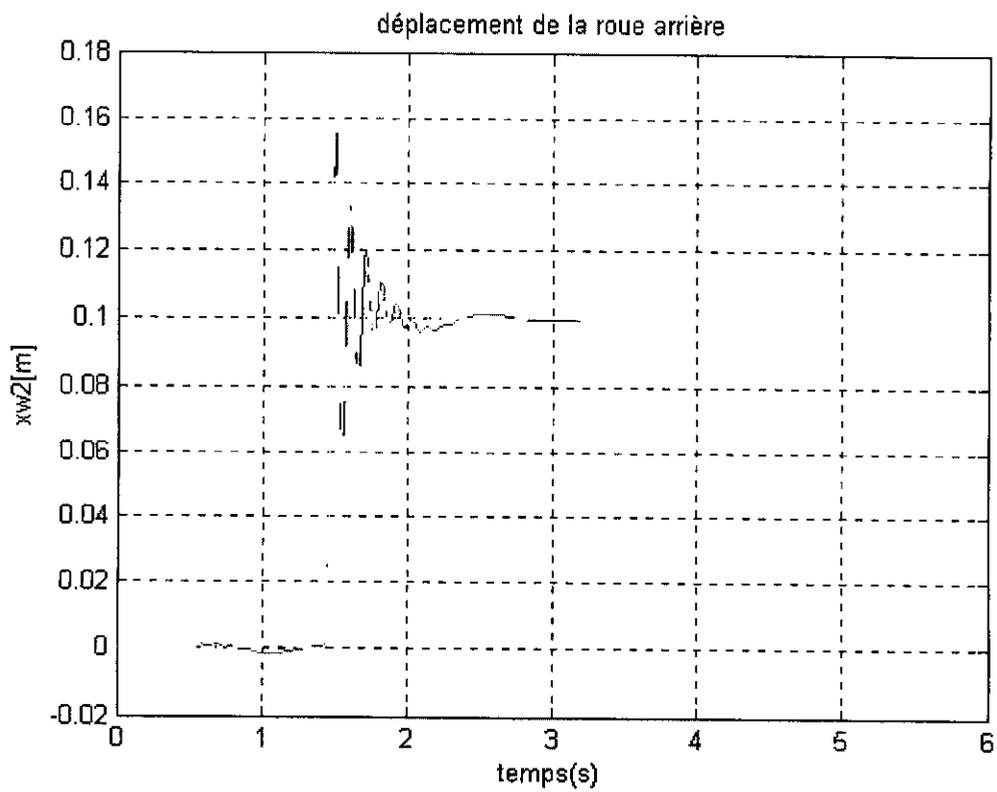
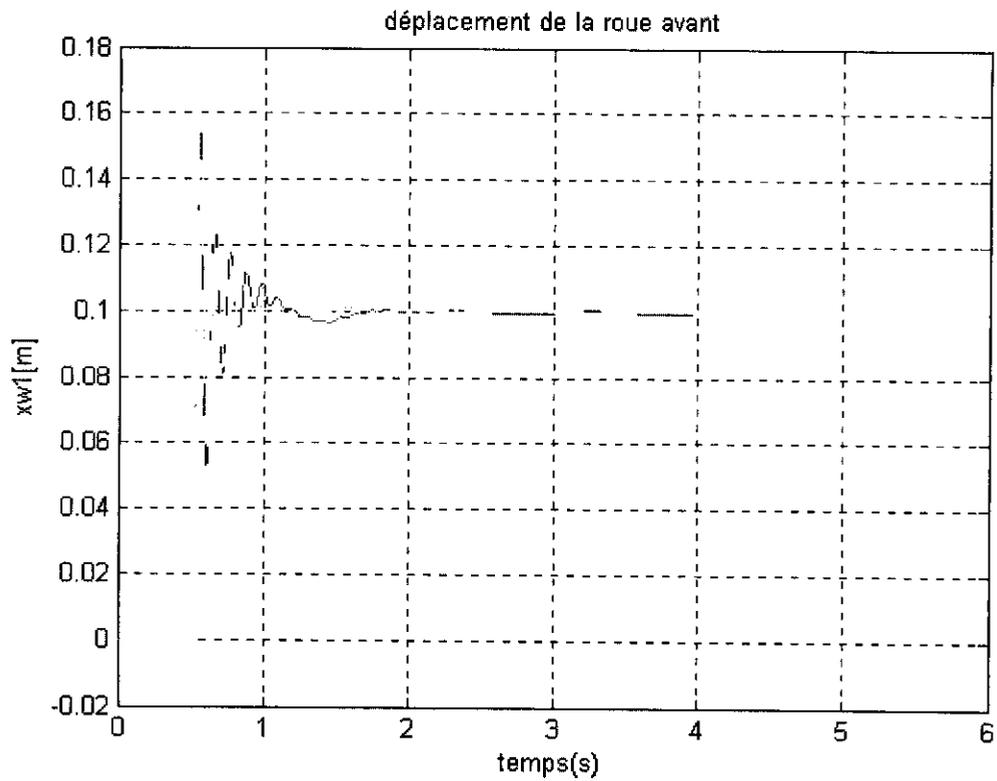


Figure 69 : Déplacement des deux roues (avant et arrière).

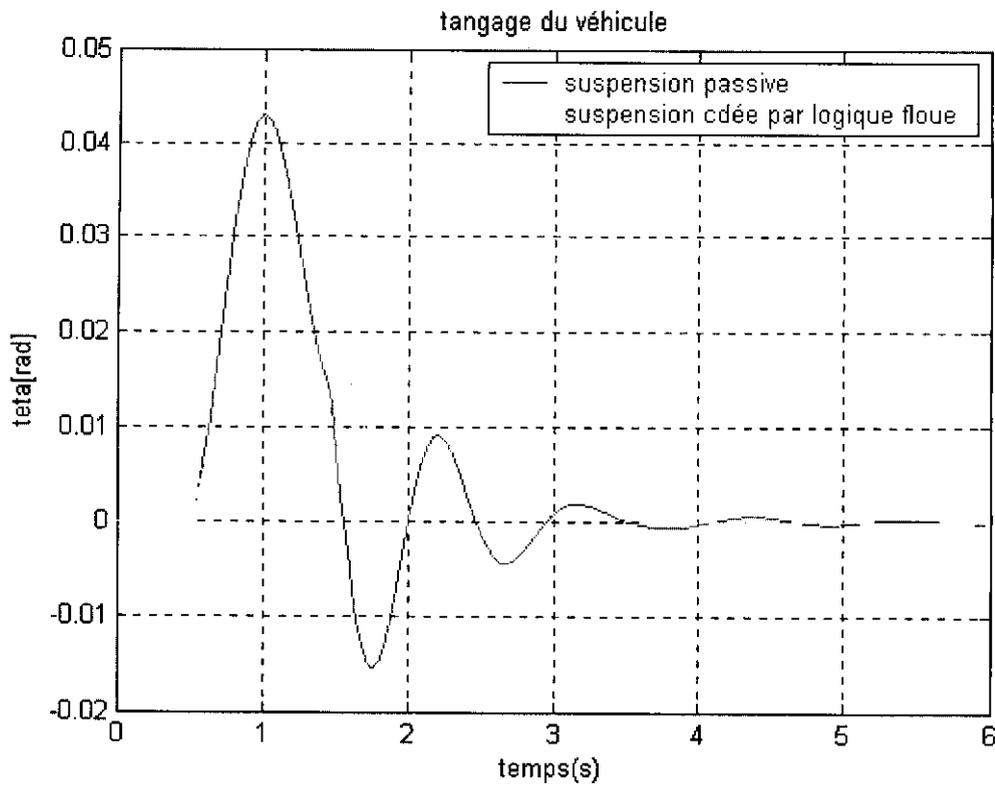


Figure 70 : Variation de l'angle du tangage en fonction du temps.

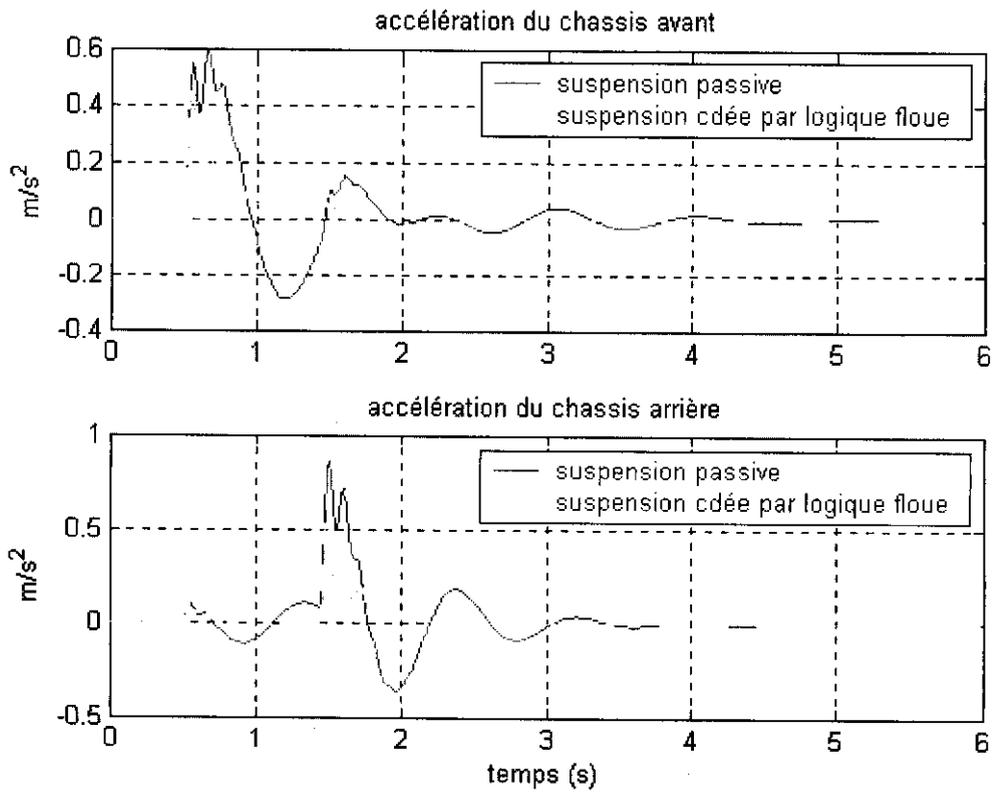


Figure 71 : accélération des châssis avant et arrière.

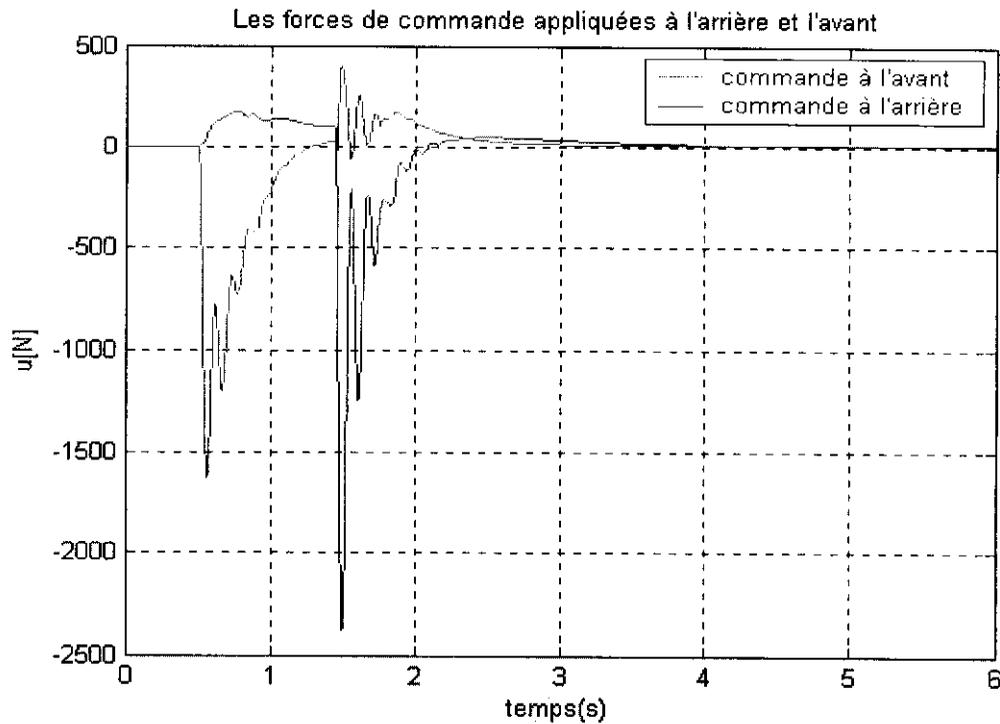


Figure 72 : Variation des commandes appliquées sur les deux roues (avant et arrière).

Comme on l'a déjà vu au chapitre 1, les critères du demi-véhicule sont :

- $\sum_i \ddot{x}_{sai}$  et  $\sum_i \ddot{x}_{sari}$  sont la somme des accélérations à chaque instant du châssis à l'avant et à l'arrière respectivement ainsi que la somme des angles de tangage à chaque instant  $\sum_i \theta_i$ . Ces trois critères déterminent le confort.
- Les critères d'adhérence sont:  $\sum |x_{w1i} - r_{1i}|$  et  $\sum |x_{w2i} - r_{2i}|$ .
- Pour les critères de commande, on les définit comme ceci :  $\sum u_{a1i}$  et  $\sum u_{a2i}$ .

	Suspension passive	Cde floue
Critère confort avant	348.3913	123.5299
Critère confort arrière	401.7851	115.8280
Critère sécurité avant	11.1353	9.1330
Critère sécurité arrière	10.9451	9.5491
Critère cde avant	0	4.9451e+005
Critère cde arrière	0	4.7137e+005

Pour une perturbation échelon, on remarque qu'il y a une amélioration très sensible du confort du véhicule (pour ce qui est de la suspension active commandée par logique floue), avec une très légère diminution de l'adhérence.

## B- Montée sur dos d'âne

### Simulation B-1 :

Les conditions de simulation sont les suivantes:

- type de perturbation : dos d'âne (portion de sinusoïde)  
à l'instant 0,5s ; hauteur=10cm ; longueur=1.5m.
- Masse du demi-véhicule : 580 Kg, c'est-à-dire  $\Delta m=0$  Kg.
- Vitesse : 10 Km/h.

Vitesse=10 Km/h et  $\Delta m=0$  Kg

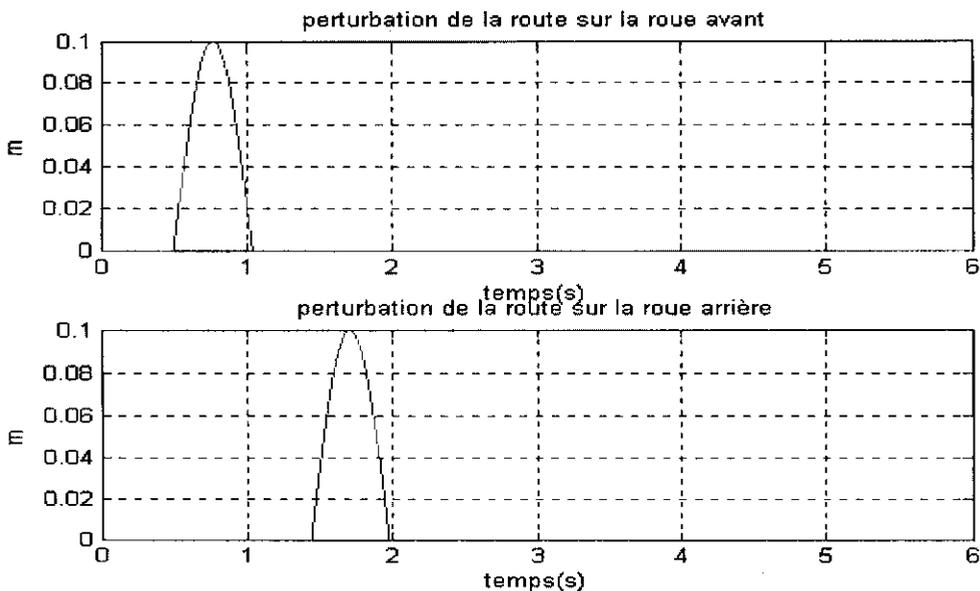


Figure 73 : Variation de la surface de la route.

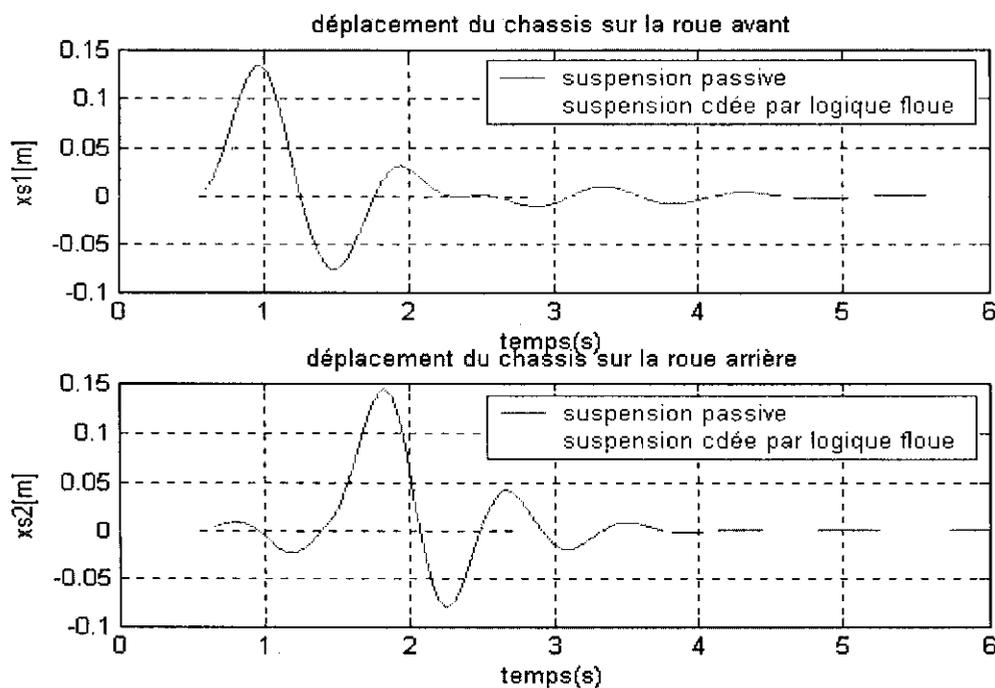


Figure 74 : Déplacement des châssis avant et arrière.

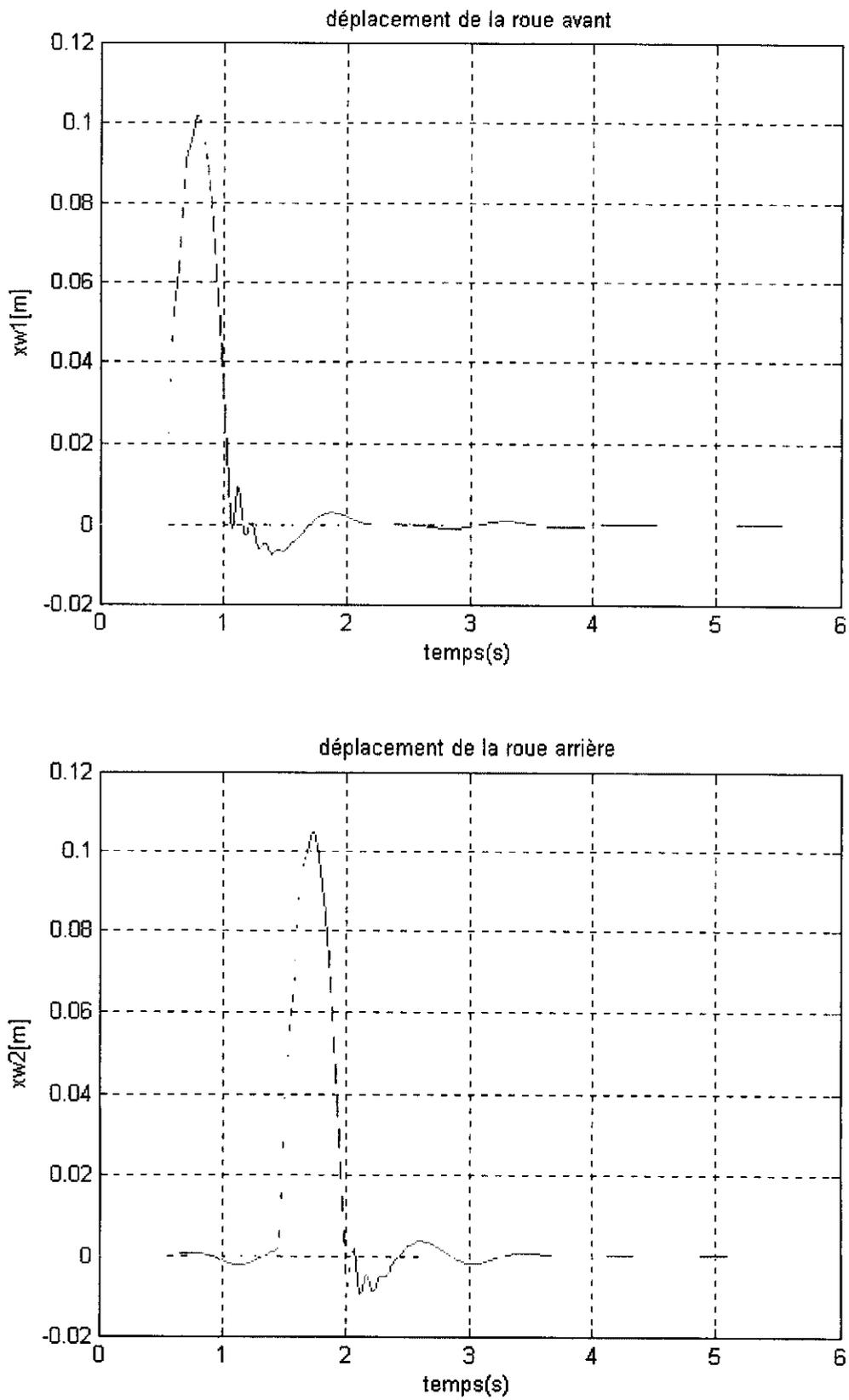


Figure 75 : Déplacement des deux roues (avant et arrière).

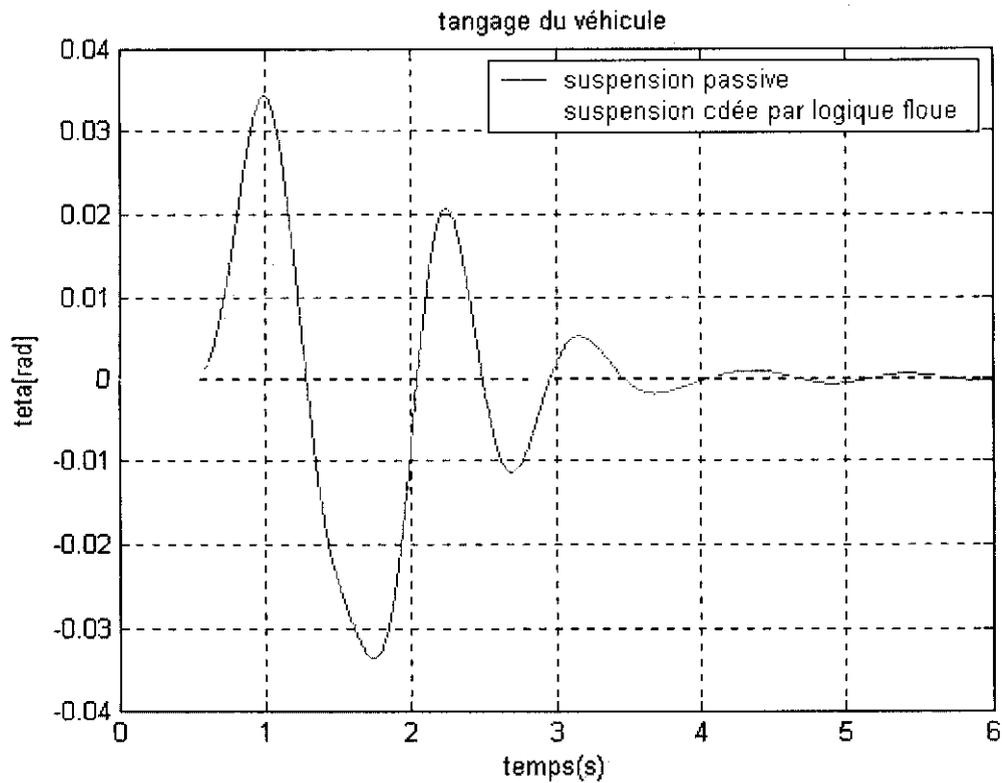


Figure 76 : Variation de l'angle du tangage en fonction du temps.

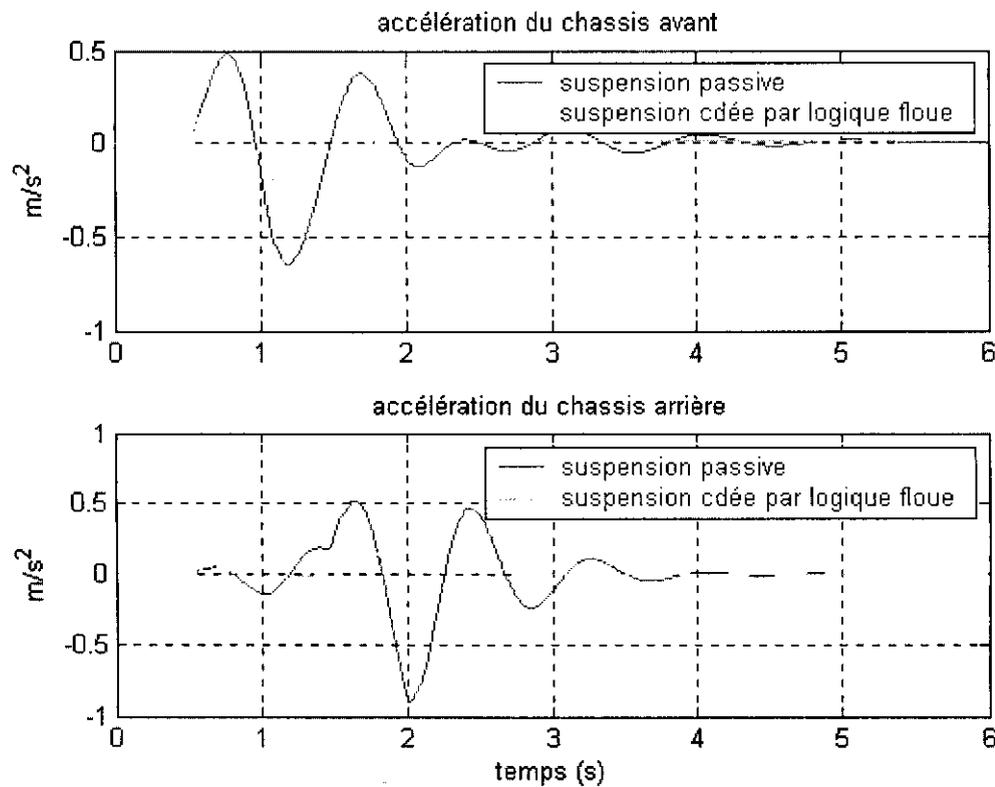


Figure 77 : accélération des châssis avant et arrière.

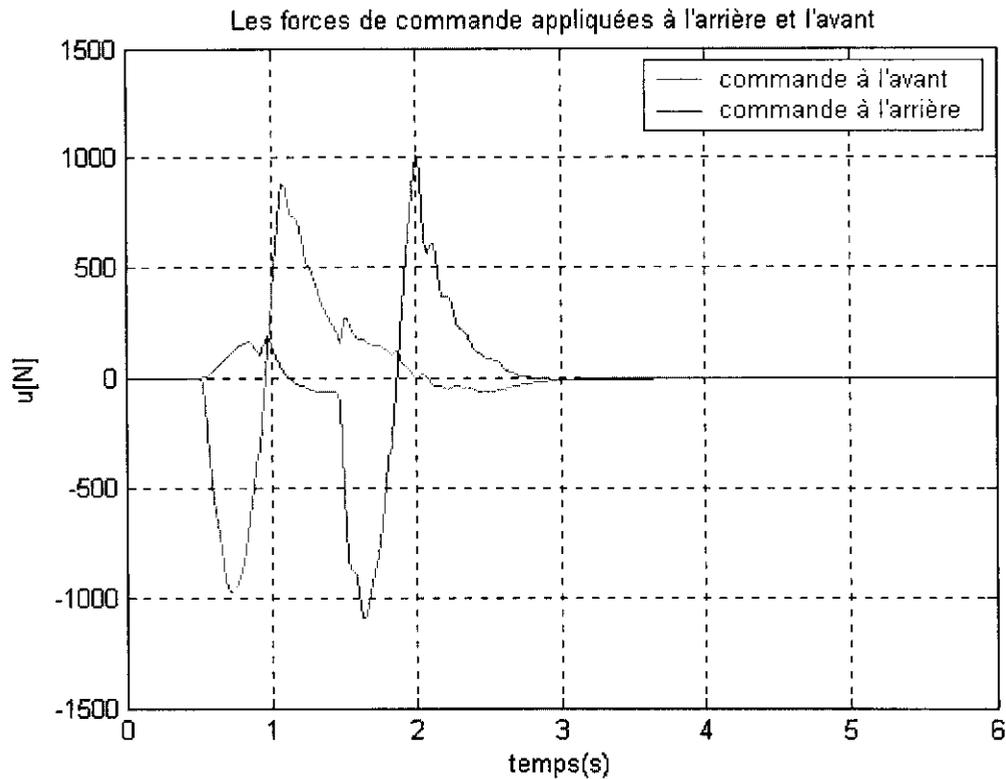


Figure 78 : Variation des commandes appliquées sur les deux roues (avant et arrière).

### Simulation B-2 :

Au cours de cette simulation, on garde les mêmes conditions que dans la simulation B-1 sauf la vitesse du véhicule qui devient 20 Km/h au lieu de 10 Km/h.

Vitesse=20 Km/h et  $\Delta m=0$  Kg

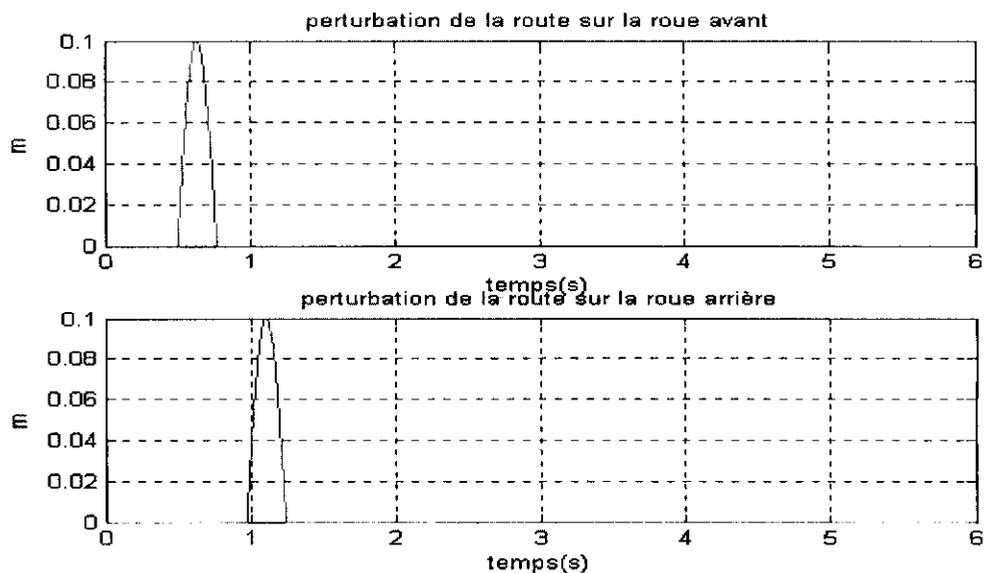


Figure 79 : Variation de la surface de la route.

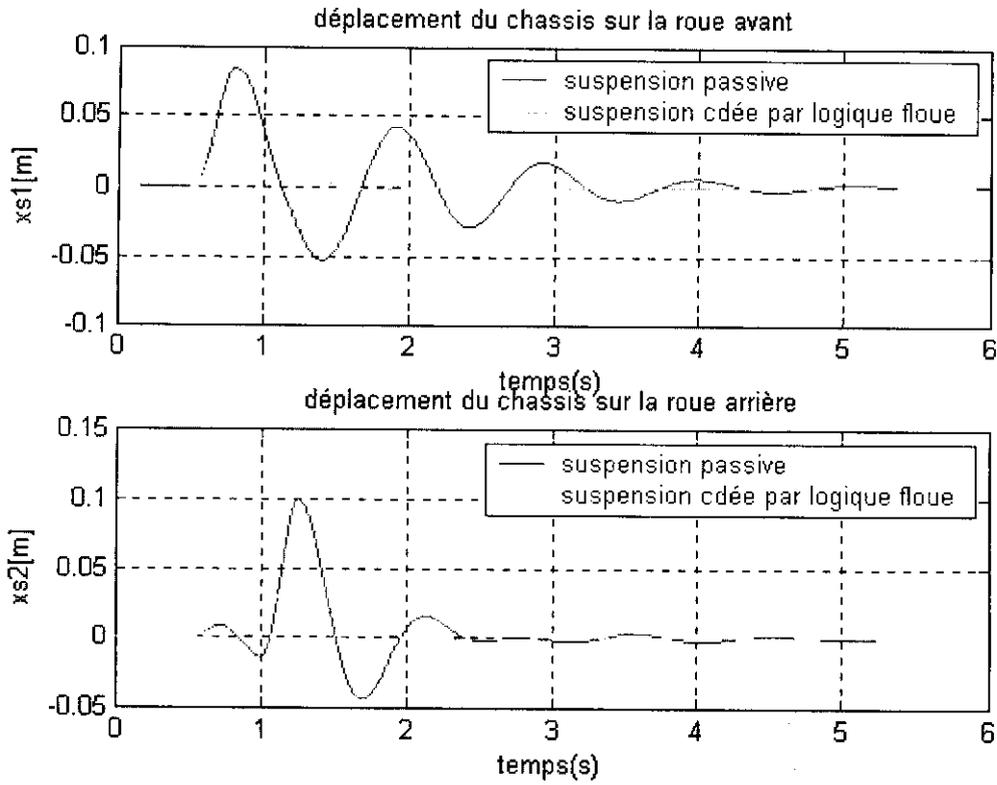
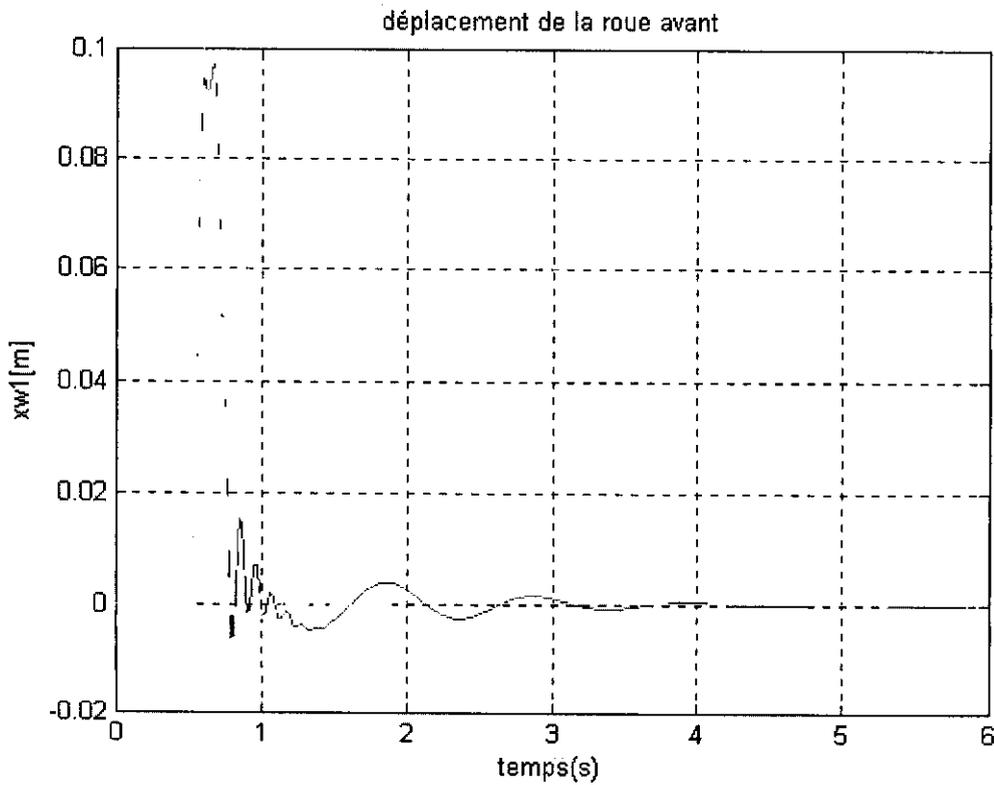


Figure 80 : Déplacement des châssis avant et arrière.



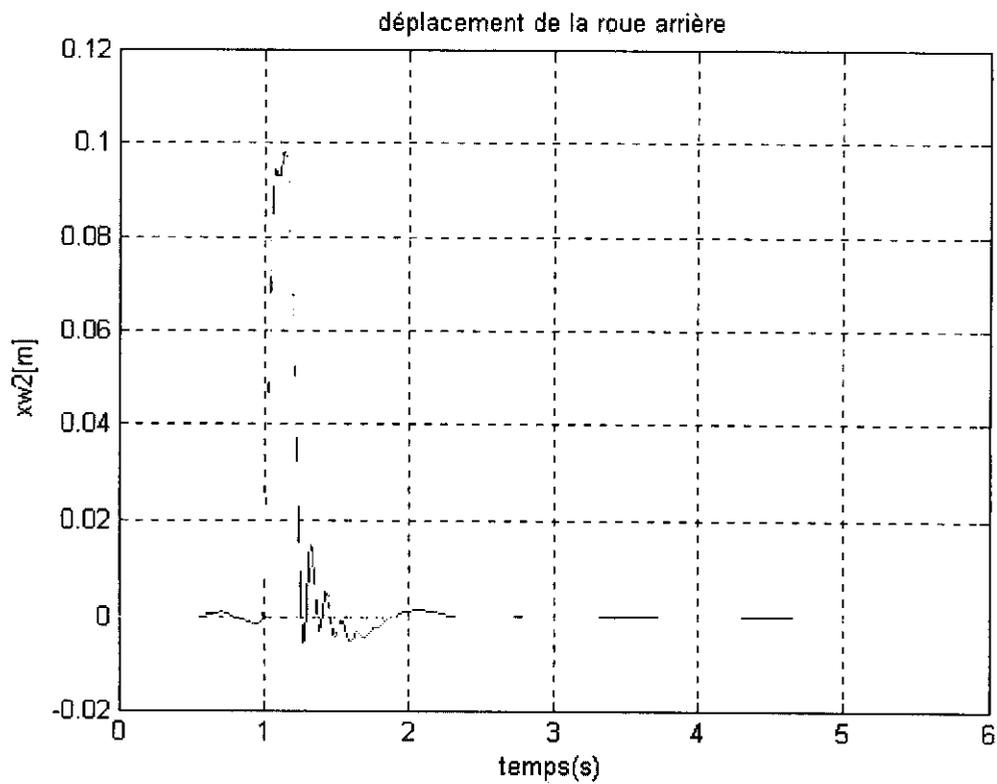


Figure 81 : Déplacement des deux roues (avant et arrière).

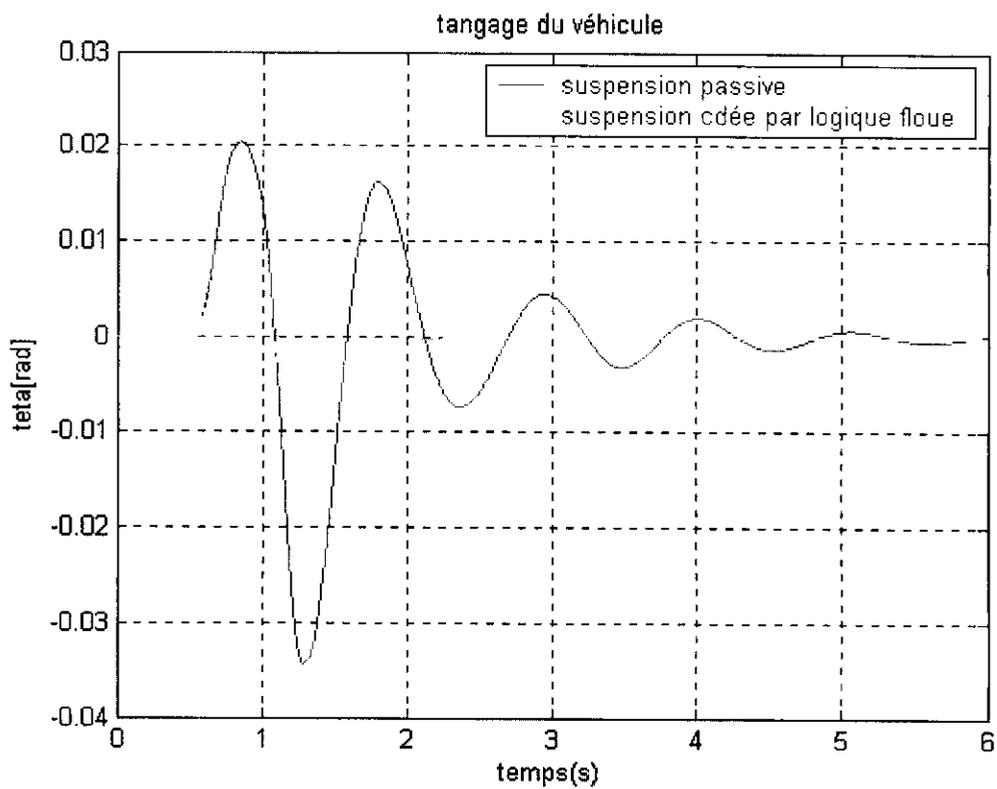


Figure 82 : Variation de l'angle du tangage en fonction du temps.

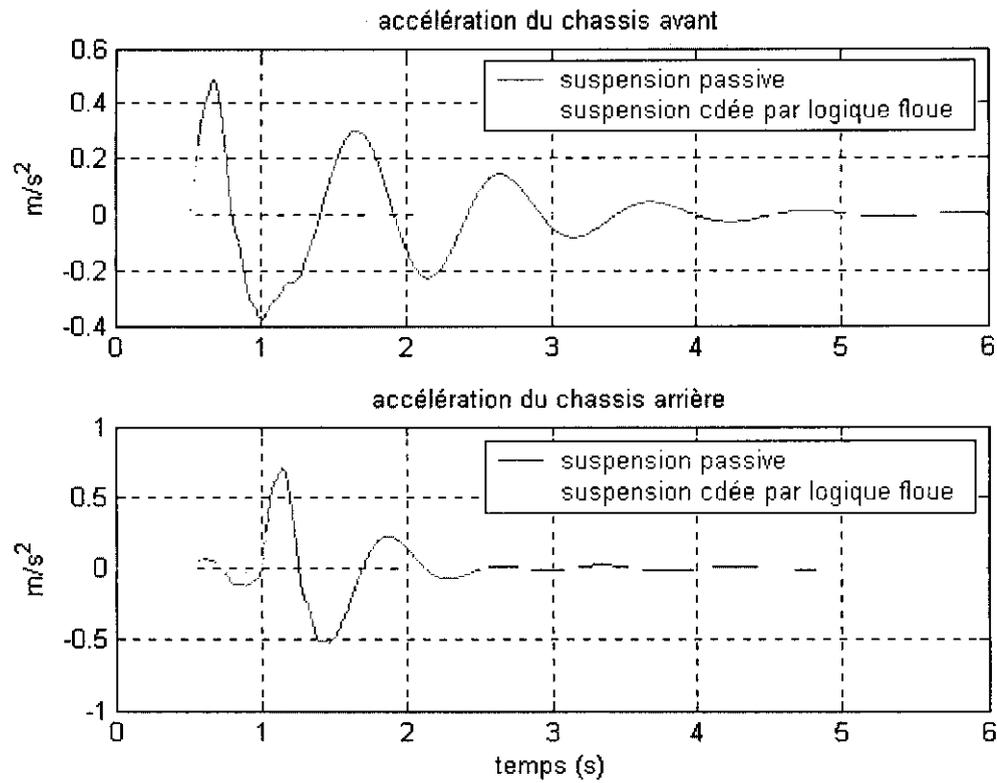


Figure 83 : accélération des châssis avant et arrière.

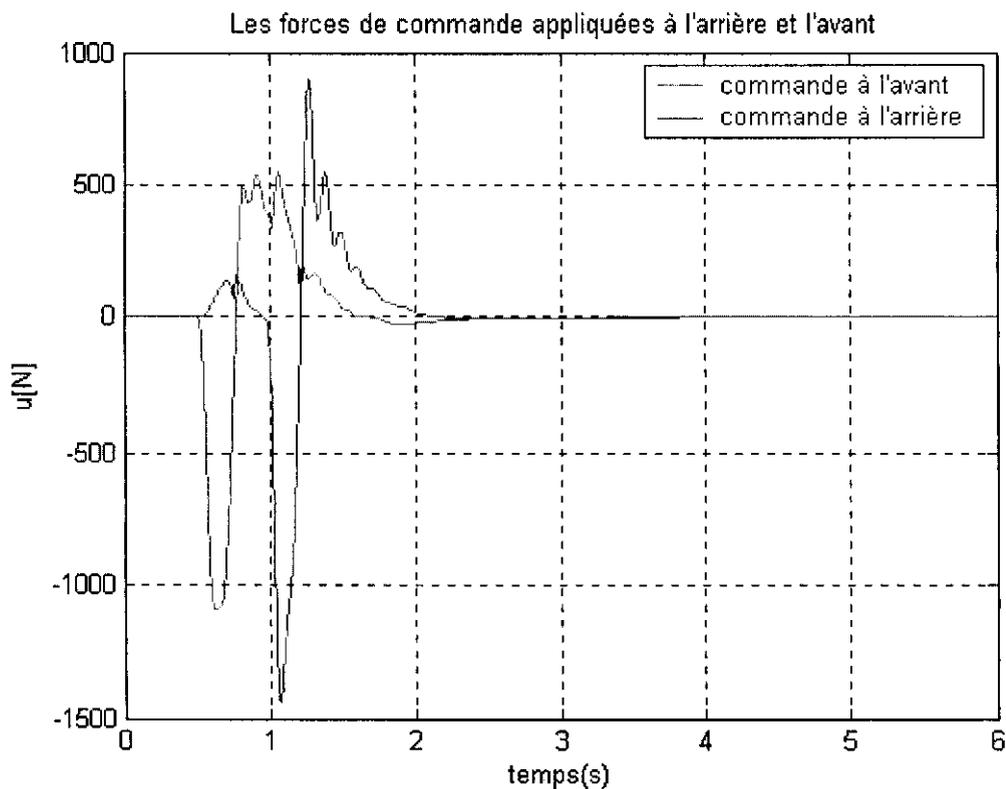


Figure 84 : Variation des commandes appliquées sur les deux roues (avant et arrière).

	Suspension passive	Cde floue
Critère confort avant	497.8347	97.0838
Critère confort arrière	397.2793	110.7291
Critère sécurité avant	8.5285	3.7837
Critère sécurité arrière	5.9390	4.1650
Critère cde avant	0	4.0596e+005
Critère cde arrière	0	4.1317e+005
Critère de tangage	29.6553	6.5388

On remarque d'après nos critères et les différentes figures qu'il y a une très grande amélioration du système de suspension avec l'introduction du régulateur flou.

Le tangage qui n'est rien d'autre que l'angle que fait la caisse par rapport à la position parallèle à la route (horizontale), diminue très sensiblement. Le confort avant ainsi que le confort arrière sont améliorés ainsi d'ailleurs que l'adhérence avant et arrière.

Il est à noter que notre régulateur flou traite les deux commandes, celle de l'avant ainsi que celle de l'arrière en même temps. Il tient aussi compte de toutes les perturbations qu'elles surviennent à l'avant ou à l'arrière, ainsi que de l'angle de tangage et cela en même temps.

#### Simulation B-3 :

Au cours de cette simulation, on garde les mêmes conditions que précédemment (simulation B-2) sauf la masse du châssis (1/2 de véhicule) qui passe de 580 Kg à 780 Kg, autrement dit  $\Delta m$  devient égale à 200 Kg.

Vitesse=20 Km/h et  $\Delta m=200$  Kg

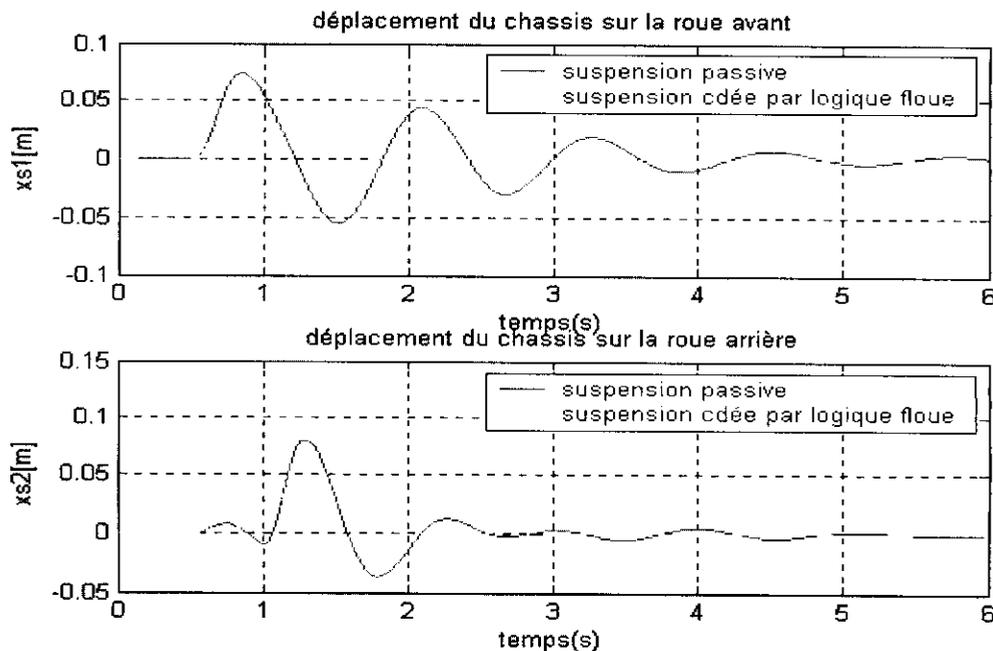


Figure 85 : Déplacement des châssis avant et arrière.

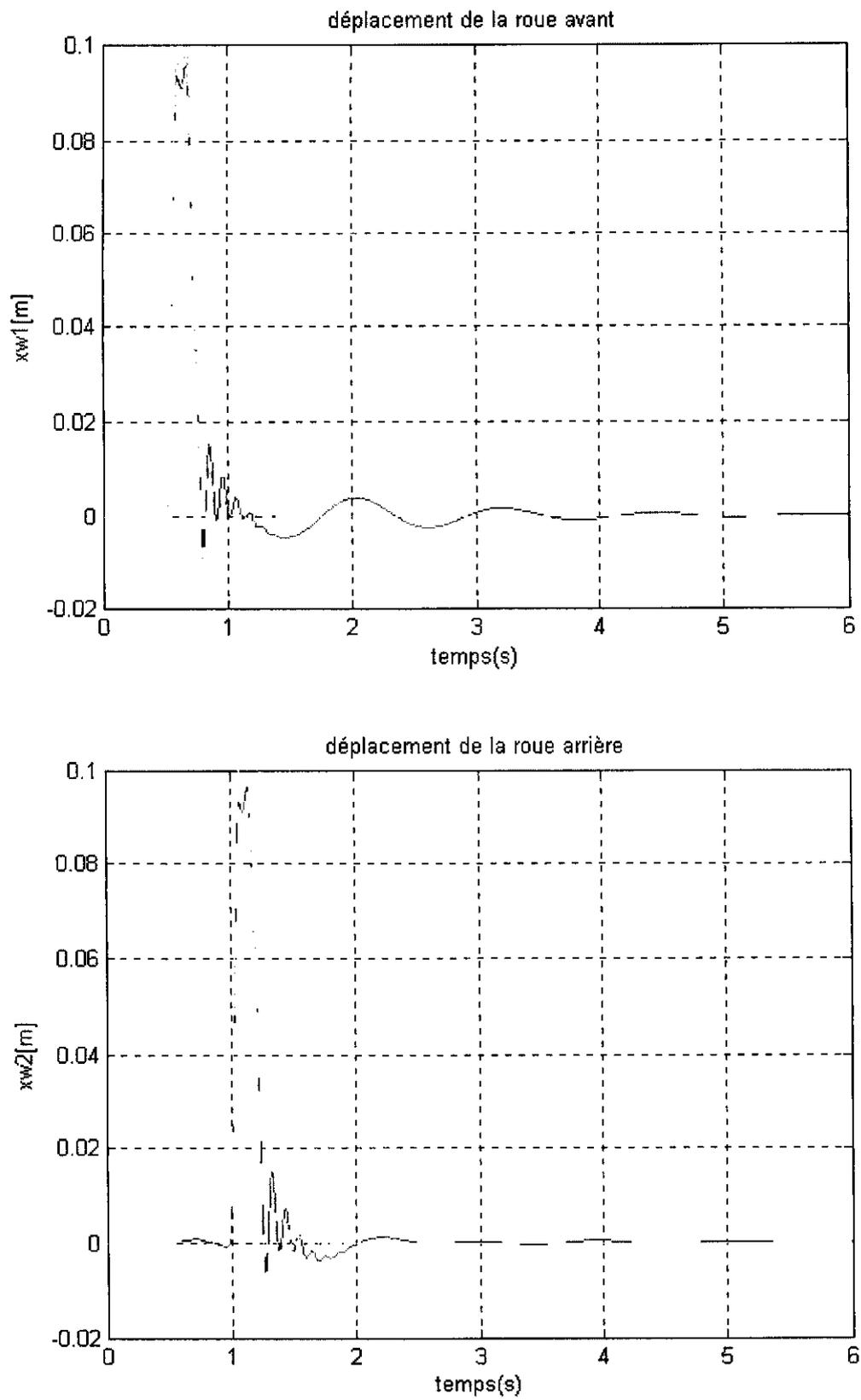


Figure 86 : Déplacement des deux roues (avant et arrière).

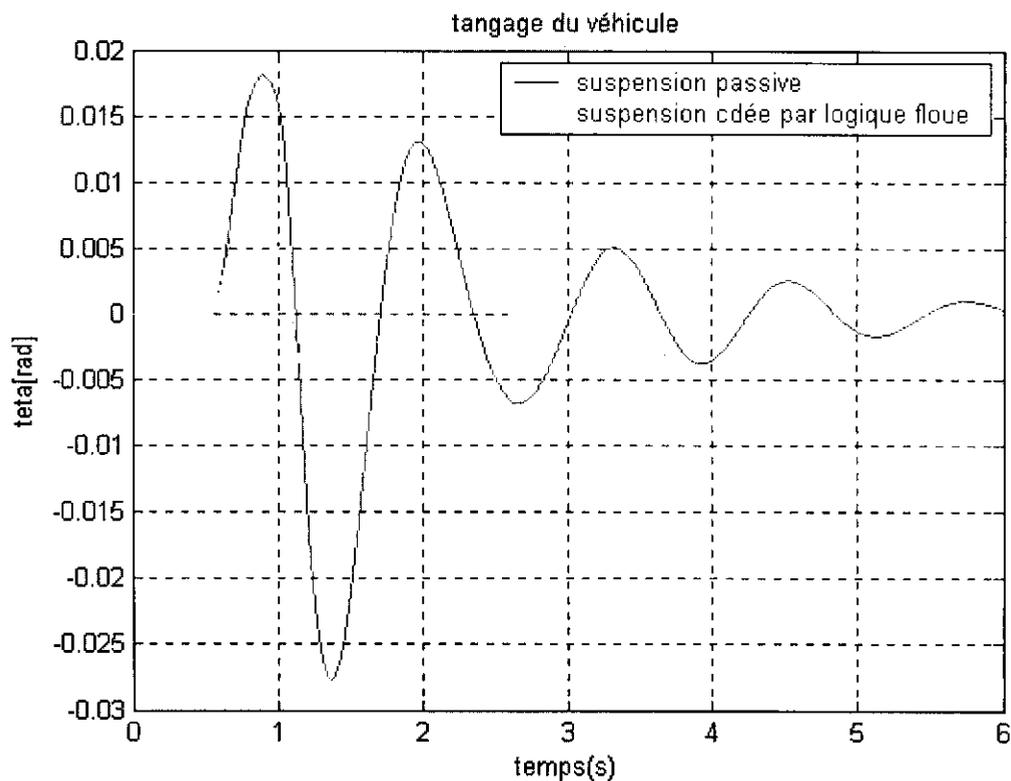


Figure 87 : Variation de l'angle du tangage en fonction du temps.

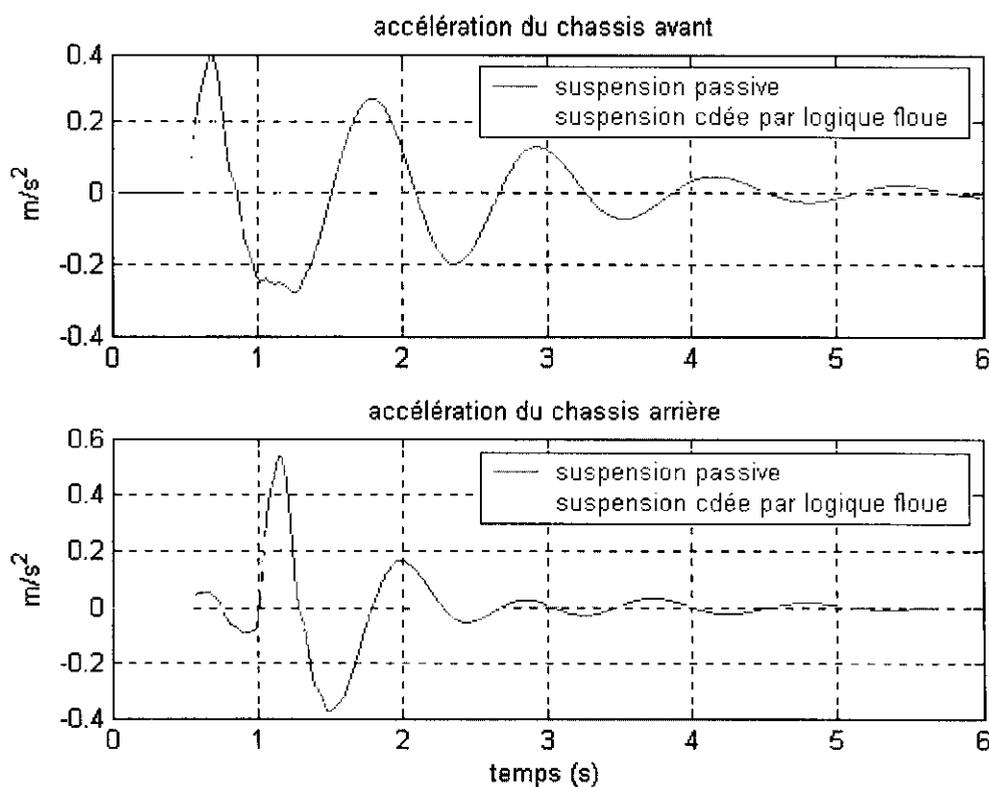


Figure 88 : accélération des châssis avant et arrière.

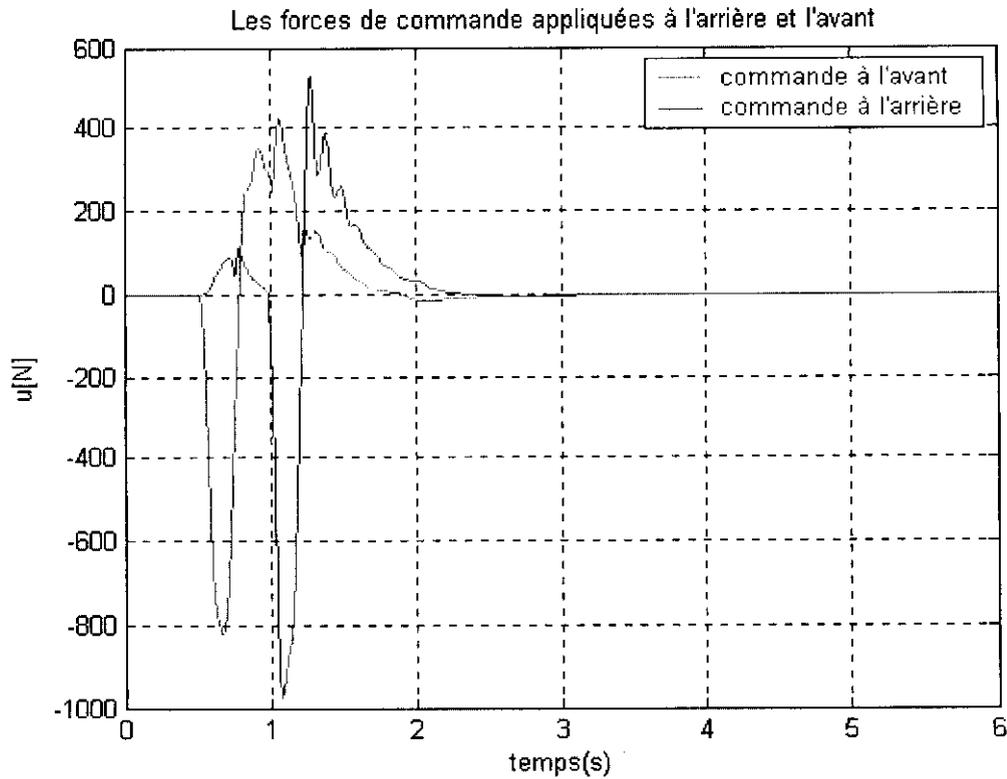


Figure 89 : Variation des commandes appliquées sur les deux roues (avant et arrière).

	Suspension passive	Cde floue
Critère confort avant	493.3179	83.1410
Critère confort arrière	338.6369	95.8445
Critère sécurité avant	9.4974	3.6247
Critère sécurité arrière	5.9319	3.7814
Critère cde avant	0	3.0939e+005
Critère cde arrière	0	3.1179e+005
Critère tangage	30.4377	5.8754

On remarque que les performances obtenues se sont améliorées avec l'augmentation de la masse. Ainsi, nous avons obtenu un meilleur confort et une meilleure sécurité tout en diminuant la force de l'actionneur, ce qui revient à dire que le rendement de notre suspension active a augmenté. Pour ce qui est de la suspension passive, c'est l'effet contraire qui a lieu avec cette augmentation de la masse.

**Conclusion générale**

D'après ce que nous avons pu développer et constater à travers le travail que nous venons de présenter, quelques remarques et conclusions s'imposent d'elles mêmes.

Tout d'abord, il faut souligner que bien que la suspension active commandée par logique floue offre de meilleures performances que la suspension active commandée par backstepping dans les conditions que nous avons définies, ces deux méthodes de commande donnent néanmoins et dans tous les cas de bien meilleurs résultats que ceux obtenus pour la suspension passive.

De plus et par ailleurs, la commande par logique floue est lisse et bien meilleure que celle par backstepping dans les conditions et paramètres fixés dans notre travail; elle est moins pénible pour l'actionneur.

Il y a lieu de souligner que bien que la commande backstepping puisse remporter la préférence des automaticiens pour la stabilité qu'elle présente, stabilité assise sur une base théorique prouvée, il n'en reste pas moins que les résultats obtenus dans ce présent travail et pour les données que nous avons prises permettent de donner, ici, la préférence à la logique floue.

En effet, la suspension commandée par logique floue permet, comme nous l'avons déjà illustré, d'obtenir le meilleur compromis entre des impératifs différents, à savoir l'impératif confort, recherché évidemment de plus en plus et l'impératif sécurité qui s'impose de façon inéluctable et dont l'importance n'échappe plus à personne.

Il s'agit en fait d'arriver au meilleur compromis possible entre d'une part la recherche de la maximisation du confort et d'autre part et tout à la fois le fait de contenir le débattement de la suspension dans l'espace disponible et de maîtriser l'aspect sécurité. On pourrait d'ailleurs utiliser un filtre non linéaire [8] (à la place du filtre linéaire donné par l'équation (15)), lequel filtre aura un  $\epsilon$  (voir (15)) dont la valeur augmentera rapidement quand la déflexion dépassera une certaine limite fixée. Il basculera ainsi d'un filtre passe-bas à un filtre passe-haut très rapidement et ce, pour éviter à la suspension d'atteindre ses limites de débattement puisque l'objectif de commande deviendra alors la recherche de la minimisation de celle-ci.

Toutefois, il faut souligner, qu'en contre partie des bonnes performances que permet la suspension active (par logique floue ou par backstepping), la consommation d'énergie et le coût financier plus importants que dans le cas de la suspension passive, peuvent constituer un obstacle à sa généralisation et à son application industrielle à une large échelle. Autrement dit, l'équipement des véhicules, en ce qui nous concerne, d'un système de commande d'une suspension par logique floue reste pour l'instant limité à certaines voitures de luxe ou véhicules spécialisés ou spéciaux.

On serait d'ailleurs tenté, à ce stade de la réflexion de se demander si, effectivement, il ne serait pas plus rentable de bien réaliser et entretenir les routes plutôt que de chercher à équiper en suspension active la multitude des véhicules qui sillonnent inlassablement les continents !

Néanmoins et de façon générale, on peut dire sans risque de se tromper, que la logique floue est une méthode de commande "révolutionnaire" car elle arrive non seulement à donner de bons résultats sur des systèmes complexes (non linéaires, imprécis, etc...) mais qu'en même temps, elle ne nécessite pas forcément une grande maîtrise théorique, ni de modélisation complexe. Etre astucieux et avoir une bonne connaissance du système, si on maîtrise bien sûr la logique floue, peut suffire en effet.

Les bons résultats obtenus avec l'application de la logique floue ont d'ailleurs encouragé et poussé des scientifiques et des chercheurs à s'investir de plus en plus dans la perspective d'asseoir cette méthode sur des bases théoriques plus élaborées (une théorie de la stabilité ?) ainsi que de l'améliorer en l'accompagnant par d'autres méthodes comme par exemple les algorithmes génétiques qui optimisent la base des règles.

C'est dire combien la logique floue, née en 1965 des travaux du professeur Lotfi A.Zadch de l'Université de Berkeley (Californie) et qui, à ses débuts a été considérée comme une théorie sans grand intérêt, a prouvé son efficacité, son efficacité et son dynamisme acquérant ainsi aujourd'hui ses lettres de noblesse !

Ses applications multiples dans divers domaines et secteurs et l'engouement de plus en plus grand des scientifiques, des chercheurs et des industriels notamment, augure, il nous semble, d'un réel et bel avenir pour la logique floue.

- 
- [1] Masoud Jamei, *Symbiotic evolution-based design of fuzzy inference systems with application to active suspension systems*, PHD Thesis. University of Sheffield, September 2002.
- [2] Seok-il Son and Can Isik, " Fuzzy control of automotive active suspension", *IEEE 1996*.
- [3] Yi-Pin Kuo and Tzue-Hseng S.Li, " A composite Ep-based fuzzy controller for active suspension system" *International Journal of fuzzy Systems* , vol. 2,No. 3,September. 2000.
- [4] J-S Lin et I.Kanellakopoulos, " Modular adaptive design for active suspensions" , *Proceedings of the 36<sup>th</sup> Conference on Decision & Control San Diego,California USA*. December 1997.
- [5] D. Boukhetala, F. Boudjema, A.Melahi, A. Boulahia, N.K. M'sirdi "Commande décentralisé par logique floue appliquée à un bras de robot manipulateur". *International conference on Electrotechnics. ICEL 2000*, nov.13-15 2000, UST Oran "Algérie".
- [6] P Brunet, *Réalisation d'un TP de régulation thermique en utilisant l'environnement Matlab pour la partie commande (www.google.fr)*.
- [7] Amjed A. Al-Mousa, *Control of rotary cranes using fuzzy logic and time-delayed position feedback control*, Master of Science Thesis Faculty of the Virginia Polytechnic Institute and State University, November 2000.
- [8] J-S Lin et I.Kanellakopoulos, " Nonlinear design of active suspensions", *IEEE Control Systems Magazine*, vol.17, pp.45-49, 1995
- [9] A. Střibrský et K. Hyniova et J. Honcu, " Fuzzy control of mechanical vibrating systems" , Faculty of Electrical Engineering, , Czech Technical University, 2002
- [10] R. Rajamani and J.K. Hedrick, " Performance of active automotive suspensions with hydraulic actuators: theory and experiment" *Proc.of the American control conference*. Baltimore, Maryland. June 1994
- [11] M.V.C. Rao and V.Prahlad, " A tunable fuzzy logic controller for vehicule-active suspension systems " , Indian Institute of Technology, India, October 1995

- 
- [12] J. Campos, F.L. Lewis, L. Davis, and S.Ikenaga, "Backstepping based fuzzy logic control of active vehicle suspension systems " , University of Texas, June 9, 1999
- [13] Xiao Peng, Prahald Vadakkepat and Tong Heng Lee, " DNA coded GA for the rule base optimization of a fuzzy logic controller " , *Proceedings of the 2001 IEEE Congress on Evolutionary Computation* Seoul. Korea May 27-30, 2001
- [14] M. Jamei, M.Mahfouf, D. A. Linkens, " A GA-tuned fuzzy controller for a nonlinear active suspension system " , Departement of Automatic Control and Systems Engineering. The University of Sheffield.UK.
- [15] A. Střibrsky et K. Hyniova et J. Honcu et A. Kruczek, " Using fuzzy logic to control active suspension system of one-half-car model", Czech Technical university, 2002
- [16] J. Campos, L. Davis, F.L. Lewis, S.Ikenaga, S. Scully, and M.Evans, " Active suspension control of ground vehicule heave and pitch motions"
- [17] Cours modélisation en cinquième année automatique de l'Ecole Polytechnique.
- [18] D. Sammier, *Sur la modélisation et la commande de suspensions de véhicules automobiles*, Thèse de doctorat de l'INPG, Novembre 2001
- [19] M. Appleyard and P.E. Wellstead, " Active suspensions : some background " , *IEE Proc.-Control Theory Appl.*, vol. 142, No.2, March 1995
- [20] Alessandro Giua, Mauro Melas, Carla Seatzu " Design of a control law for a Magneto-Rheological suspension" Department of Electrical and Electronic Engineering, University of Cagliari, Italy
- [21] J.-M. Allenbach, " Systèmes asservis, asservissements par logique floue", volume 5R. Ecole d'ingénieurs de Genève, laboratoire d'automatique.
- [22] Exposé logique floue, cours d'automatique avancé en 5<sup>ème</sup> année automatique de l'Ecole Nationale Polytechnique d'Alger.
- [23] H. Bühler, *Réglage par logique floue*, PPR 1994

- 
- [24] M. Mokhtari, M Marie, *Applications de Matlab5 et simulink2, chapitre III : Contrôle par logique floue*. Springer 1998
- [25] *Fuzzy Logic Toolbox For use with MATLAB user's guide version 2*, The MathWorks.
- [26] A.S. Cherry, R. P Jones, " A fuzzy-based approach to non-linear control of automotive suspension system ", Departement of Engineering,University of Warwick.
- [27] M Lakehal-Ayat, S. Diop E.Fenaux, " Development of a full active suspension system", 15<sup>th</sup> *Triennial World Congress*,Barcelona. Spain.2002 IFAC.
- [28] C. Lauwerys, J. Swevers and P. Sas, "Linear control of car suspension using nonlinear actuator control"
- [29] S.-H. Lee, S.-G Kim, and J.-T.Lim, "Fuzzy-logic-based fast gain-scheduling control for nonlinear suspension systems", *IEEE transactions on industrial electronics*, vol. 45, No. 6, December 1998.
- [30] "Logique floue et processeur « flou » " ELAJ/GHU Mars 2004.
- [31] M. Hellmann, "Fuzzy logic introduction" Laboratoire Antennes Radar Telecom, Université de Rennes 1. Rennes ([www.google.fr](http://www.google.fr)).
- [32] P. Gabriel, " Introduction à la logique floue, première partie" et "2<sup>ème</sup> Partie : La commande floue" ,2000-2001 ([www.google.fr](http://www.google.fr)).
- [33] P. Dadone, *Design optimization of fuzzy logic systems*, PHD tehsis Blacksburg, Virginia May, 2001.
- [34] René Jager, " Fuzzy logic in control " Juin 1995.
- [35] N. Champeaux, G. Dell'Era, A Escande, S Galliano, L Grenet,J Maetz, M Petitjean, N. Rolin, " Quelle voiture pour demain? Les enjeux de la voiture intelligente"
- [36] Bernadette, Bouchon-Meunier, *La logique floue et ses applications*, Addison-Wesley France Octobre1995