

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR ET DE LA
RECHERCHE SCIENTIFIQUE

Université Aboubakr Belkaïd–Tlemcen –
Faculté de TECHNOLOGIE



MEMOIRE

Présenté pour l'obtention du diplôme de MASTER

Spécialité : Automatique

préparé au Département de Génie Électrique et Électronique

Sujet du mémoire :

Contribution à la commande du système de suspension d'un véhicule routier

Réalisé par :

* Merahi Rabha

*Mimouni Abdel Fettah Abderrahim

soutenu le mercredi 7 juillet 2021 devant la commission d'examen composée
de :

Mr Boumédiène Abdelmadjid	Professeur	Président
Mr Yacoubi Boumédiène	Maître assistant classe A	Examineur
Mr.BENARIBA Hassan	Maître de conférence classe B	Encadrent

Année universitaire 2020-2021

Remerciement

Ce travail a été effectué au sein de laboratoire d'Automatique LAT de la faculté de Technologie à l'Université Abou Bekr Belkaid de Tlemcen.

Le sujet traite est " Contribution à la commande du système de suspension d'un véhicule"

Tout d'abord, nous tenons à exprimer nos vifs remerciements à M. Benariba Hassan, Maître de conférence classe B à L'Université de Tlemcen, pour avoir dirigé cette mémoire. Ses grandes qualités pédagogiques et humaines ainsi que ses remarques judicieuses, son soutien, sa gentillesse, sa grande disponibilité m'ont permis de finaliser au mieux ce travail.

nous exprimons nos profondes gratitudees à Mr Boumédiène Abdelmadjid, Professeur à L'Université de Tlemcen, pour avoir accepté la présidence du jury. nous exprimons toute notre gratitude envers Mr Yacoubi Boumédiène, maître assistant classe A , à l'Université de Tlemcen d'avoir accepté de faire parti du jury.

nous ne pouvons conclure sans avoir une reconnaissance à l'égard de nos parents et nos frères et sœurs. qui nous ont toujours soutenu et encouragé. Que toutes les personnes ayant contribué de près ou de loin, directement ou indirectement à l'aboutissement de ce travail, trouvant ici notre reconnaissance et notre gratitude.

Résumés

Le travail vise à modéliser et contrôler le système de suspension d'un véhicule routier. L'objectif principal est d'améliorer le confort des passagers, la stabilité et la tenue de route du véhicule. Pour atteindre ces performances, deux stratégies de contrôle seront déployées ; commande linéaire par des régulateurs PID classiques et commande non linéaire basée sur la théorie des modes glissants. Les résultats de la simulation feront l'objet d'une étude comparative entre ces deux stratégies de contrôle.

Mots clés :

Véhicule, dynamique verticale, modélisation, suspension, régulateur PID, mode glissant

Abstract

The work aims to model and control the suspension system of a road vehicle. The main objective is to improve passenger comfort, stability and road handling of the vehicle. To achieve these performances, two control strategies will be deployed ; linear control by classical PID regulators and non-linear control based on the theory of sliding modes. The simulation results will be the subject of a comparative study between these two control strategies.

Keywords : Vehicle, vertical dynamics, modeling, suspension, PID regulator, sliding mode

Nomenclature

m_s : Masse suspendue (c.à.d. quart de la masse posée sur les suspensions).

m_u : Masse non suspendue (c.à.d. la masse des pièces mécaniques constituant l'assemblage de la roue).

a : Distance entre le centre de la masse suspendue et la roue avant.

b : Distance entre le centre de la masse suspendue et la roue arrière.

c_f et c_r : Amortisseur avant et arrière.

k_f et K_r : Raideur de ressort du châssis avant et arrière.

k_{sf} et k_{sr} : Raideur du pneu.

z_s : Déplacement de la caisse.

\dot{z}_s : Vitesse de la caisse.

z_u : Déplacement de la roue.

\dot{z}_u : Vitesse de la roue.

z_r : est le profil de la route (perturbation)

P_L : Pression développée par le piston hydraulique

x_v : Déplacement de la soupape

c_d : Le coefficient de décharge,

γ : Gradient de surface de spool valve (spool valve area gradient), rd s^{-1}

ρ : La densité du fluide (Kg m^{-3}),

p_s : Pression hydraulique sortante du spool valve (Pa)

v_t : Volume d'huile sous pression (m^3)

β : Module de compressibilité de l'huile (Pa),

I_y : Inertie de tangage de la masse suspendue

θ : L'angle de tangage (rad),

l_f : Distance entre l'essieu avant et le centre de gravité

γ : Accélération longitudinale du véhicul

λ : Taux de glissement

A_L : Surface de la cylindrée de la pompe (m²).

Table des matières

Table des figures	7
Liste des tableaux	9
0.1 Introduction générale	10
1 Modélisation du système de suspension	11
1.1 Introduction	11
1.1.1 Définition des systèmes de suspension	11
1.1.2 Historique sur les suspensions	12
1.2 Composants d'une suspension	12
1.2.1 Amortisseur	12
1.2.2 Ressort	13
1.2.3 Pneu	13
1.3 Performances de la suspension	13
1.3.1 confort	13
1.3.2 Débattement de la suspension	13
1.3.3 Tenue de route	14
1.3.4 Consommation d'énergie	14
1.3.5 Influence de la suspension	14
1.3.6 Architecture des suspensions courantes	15
1.3.6.1 Mac Pherson	16
1.3.6.2 Double triangulation	16
1.3.6.3 Multilink	16
1.3.7 Types de suspensions	16
1.3.7.1 Suspension passive	16
1.3.7.2 Suspension semi-active	17
1.3.7.3 Suspension active	17
1.4 Modélisation de la suspension	17
1.4.1 Modèle de quart de véhicule	18
1.4.1.1 Modèle passive	18
1.4.1.2 Modèle active(modèle linéaire)	19
1.4.1.3 Modèle active (modèle non linéaire)	20
1.4.2 Modèle demi-véhicule	21
1.4.2.1 Modèle passive	22
1.4.2.2 Modèle active(modèle linéaire)	23
1.4.2.3 Modèle active (modèle non linéaire)	24
1.5 Simulation en boucle ouverte	25
1.5.1 Modèle quart de véhicule	25
1.5.1.1 Modèle passif (modèle linéaire)	25
1.5.1.2 Modèle passif (modèle non linéaire)	27
1.5.2 Modèle demi-véhicule	28

1.5.2.1	Modèle passif(modèle linéaire)	28
1.5.2.2	Modèle passif (modèle non linéaire)	30
1.6	Conclusion	32
2	Commande linéaire par PID du système de suspension	34
2.1	Introduction	34
2.2	Méthode de régulation par un contrôleur PID	34
2.3	Détermination des paramètres du régulateur PID	35
2.4	La méthode de Ziegler-Nichols	35
2.4.1	Réponse indicielle en boucle ouverte	36
2.4.2	Réponse indicielle en boucle fermée	36
2.5	Résultat de simulation	37
2.5.1	Quart de véhicule	37
2.5.1.1	Quart active(modèle linéaire)	37
2.5.1.2	Quart active (non linéaire)	38
2.5.2	Demi-véhicule	39
2.5.2.1	Demi active (linéaire)	39
2.5.2.2	Demi-active (non linéaire)	40
2.6	Conclusion	41
3	Commande nonlinéaire par mode glissant du système de suspension	43
3.1	Introduction	43
3.2	Commande par mode glissant	43
3.2.1	Systèmes à structure variable	44
3.3	Théorie des modes glissants	44
3.3.1	Objectif de la commande par mode glissant	45
3.4	Conception de la commande par mode glissant	45
3.4.1	Choix de la surface de glissement	46
3.4.2	Condition de convergence	46
3.4.2.1	Fonction direct de commutation (convenance)	47
3.4.2.2	Fonction de Lyaponove	47
3.4.3	Détermination de la loi de commande	47
3.5	Élimination du phénomène du broutement (Chatte-ring)	49
3.6	Synthèse d'un régulateur mode glissant pour la commande vertical d'un quart de véhicule	51
3.6.1	Quart de véhicule active (linéaire)	51
3.6.2	Quart de véhicule active(non linéaire))	52
3.7	Synthèse d'un régulateur mode glissant pour la commande vertical d'un demi-véhicule	52
3.7.1	Demi-véhicule active(linéaire)	52
3.7.2	Demi-véhicule active(non linéaire)	54
3.8	Résultats de simulation	55
3.8.1	Quart de véhicule	55
3.8.1.1	Quart active(linéaire)	55
3.8.1.2	Quart active (non linéaire)	56
3.8.2	Demi-véhicule	57
3.8.2.1	Demi-active(linéaire)	57
3.8.2.2	Demi active (non linéaire)	58
3.8.3	Analyse des résultats de mode glissant :	59
3.9	Conclusion	60

4 Conclusion générale

61

Bibliographie

63

Table des figures

1.1	un exemple des systèmes de suspension des véhicules	12
1.2	Amortisseurs	13
1.3	Illustration des angles de carrossage (a) et de dérive (b)	14
1.4	Image sur l'impact d'un mauvais ou bon filtrage de la route sur les passagers du véhicule[1]	15
1.5	Dynamique de la caisse en fonction de la suspension	15
1.6	Différentes architectures des suspensions des trains avant les plus utilisées sur les véhicules de nos jours[2].	16
1.7	exemple d'un système de suspension passive	17
1.8	Types de suspension d'un véhicule.	17
1.9	Modèle quart de véhicule (susp. passive)	18
1.10	Suspension active d'un quart de véhicule.	19
1.11	Actionneur hydraulique (vérin á double effet+distributeur 2/3).	21
1.12	Suspension passive d'un demi-véhicule	22
1.13	Suspension active d'un demi-véhicule.	23
1.14	Modèle Quart passif en B.O.	26
1.15	Résultats de simulation pour une suspension d'un quart de véhicule passif (sans intégration de la dynamique de l'actionneur)	26
1.16	Modèle quart passif (avec intégration de la Dynamique de l'actionneur) en B.O	27
1.17	Résultats de simulation pour une suspension d'un quart de véhicule passif (avec intégration de la dynamique de l'actionneur)	28
1.18	Modèle demi active(sans l'intégration de la Dynamique de l'actionneur) en B.O	29
1.19	Résultats de simulation pour une suspension d'un demi de véhicule passif (sans intégration de la dynamique de l'actionneur)	30
1.20	Modèle demi active (avec l'intégration de la Dynamique de l'actionneur)en B.O	31
1.21	Résultats de simulation pour une suspension passive(avec l'intégration de la Dynamique de l'actionneur) d'un demi- véhicule	32
2.1	schéma représentatif d'un correcteur PID	35
2.2	Caractérisation de la réponse indicielle dans la méthode Ziegler-Nichols en BO	36
2.3	Caractérisation de la réponse indicielle dans la méthode Ziegler-Nichols en BF.	36
2.4	méthode du pompage	37
2.5	Test de la commande linéaire par PID de la suspension (sans l'intégration de la dynamique de l'actionneur) d'un quart de véhicules	38
2.6	Test de la commande linéaire par PID de la suspension (avec l'intégration de la dynamique de l'actionneur) d'un quart de véhicule	39
2.7	Test de la commande linéaire par PID de la suspension (sans l'intégration de la Dynamique de l'actionneur) d'un demi- véhicule	40
2.8	Test de la commande linéaire par PID de la suspension (avec l'intégration de la Dynamique de l'actionneur d'un demi- véhicule	41

3.1	Convergence du système glissant	44
3.2	Glissement idéal	45
3.3	Glissement réel	45
3.4	Représentation de la commande équivalente	48
3.5	La fonction 'sign'.	49
3.8	Fonction de classe C1 ($\epsilon > 0$ et petit).	51
3.9	Résultats de simulation pour une suspension quart active(sans l'intégration de la dynamique de l'actionneur) d'un quart de véhicule	56
3.10	Résultats de simulation pour une suspension active (avec l'intégration de la dynamique de l'actionneur) d'un quart de véhicule	57
3.11	Résultats de simulation pour une suspension active(sans l'intégration de la Dynamique de l'actionneur) d'un demi-véhicule	58
3.12	Résultats de simulation pour une suspension active (avec l'intégration de la dynamique de l'actionneur) d'un demi- véhicule	59

Liste des tableaux

2.1	Relations de réglage préconisé par la méthode de Ziegler-Nichols en boucle ouverte	36
2.2	Paramètres des correcteurs à partir de la méthode de pompage et de la BF pour la méthode de Ziegler Nichols [3]	37

0.1 Introduction générale

La voiture est un ensemble d'organes qui travaillent ensemble pour former un système. Ce système est vulnérable. aux besoins du conducteur (angle du volant, pression pédale) et de l'environnement (profil de la route, adhérence, vent, etc.). Les positions et les vitesses des différents organes évoluent selon ces sollicitations. La suspension, dans le contexte d'un véhicule, est une série de composants qui relie la carrosserie aux roues et servent à soutenir la carrosserie. Ces composants peuvent être passifs, semi-actifs (amortisseurs pilotés) ou actifs (ressorts, amortisseurs) (pompe, pistons).

La suspension amortit les vibrations envoyées à la carrosserie par les roues, offrant aux passagers un niveau de confort. Cependant, il a un impact sur le comportement des roues et, par conséquent, sur la tenue de route du véhicule (écrasement des pneus).

Ces propriétés sont fixées une fois pour toutes lorsque la suspension est passive, et ne fluctuent qu'avec l'usure des éléments (ressort, amortisseur). La force générée par la suspension est alors uniquement déterminée par la course et la vitesse de la suspension. Rien ne peut être contrôlé dans cette situation.

Le cas semi-actif consiste à contrôler le système le plus souvent seulement grâce un amortisseur ajustable. Dans le cas actif, le système de contrôle classique ou intelligent peut réagir en fonction des paramètres du véhicule et de la route [3 ,4]. L'apparition des suspensions active permet de résoudre ces problèmes, mais au prix d'une très fort consommation d'énergie qui n'est acceptable que dans de très rares cas. La suspension semi-active concilie maintenant une consommation d'énergie raisonnable avec un choix de la caractéristique de l'amortisseur. Notons que l'utilisation d'une barre antirouilles permet d'améliorer le confort et la sécurité en diminuant le roulis de la caisse du véhicule. La recherche pour l'amélioration constante des suspensions vise essentiellement 'a proposer toujours plus de confort et de sécurité aux passagers du véhicule. La suspension doit gérer des compromis entre les objectifs de confort, de tenue de route, de consommation d'encombrement, de coût.

Le but assigné à ce travail est de contribuer à l'étude du comportement dynamique du véhicule, , y compris la suspension active, en améliorons les critères de performance en terme de confort des passagers et stabilité de véhicule , cette t^ache seras détaillée en trois chapitres : Le Chapitre un est réalisés Dans le cadre de la description et la présentation des différents types de système de suspension. La modélisation de ce système sera détaillé en adoptants deux choix ; modèle un quart de véhicule et le modèle demi-véhicule. Ces modèles seront utilisés dans les parties qui suivent, pour synthétiser des lois de commande et pour analyser les performances des systèmes de suspension.

Le chapitre deux est consacré à la présentation de la stratégies de commande linéaire par PID qui sera appliquées à la commande du système de suspension. Après avoir présenté une partie théorique sur cette commande, nous intégrons cette loi de contrôle dans deux modèles ; quart et demi véhicule pour minimiser le déplacement vertical et améliorer ainsi le confort des passagers.

Le Chapitre trois présente la commande non linéaire par mode glissant du système de suspension d'un quart et d'un demi-véhicule. La synthèse de cette commande sera détaillée suivi par des tests de simulation et des discussions et qui feront l'objet d'une étude comparative entre la commande non linéaire par mode glissant et la commande linéaire par PID . Finalement nous clôturons notre manuscrit par une conclusion. générale.

Chapitre 1

Modélisation du système de suspension

1.1 Introduction

Comme le véhicule automobile est un système physique complexe, sa dynamique n'est pas facile à modéliser ni à optimiser. La conception des nouveaux véhicules où l'étude des phénomènes régissant sur leur comportement sont liées à la modélisation des sous-systèmes qui les composent.

La suspension est parmi les éléments qui constituent le véhicule automobile, elle est composée de ressorts et d'amortisseurs. Cet organe assure la liaison verticale entre la roue et le châssis et permet la tenue de route du véhicule et le confort des passagers.

Au début, on va présenter et introduire tous les éléments qui assemblent un système de suspension. Ainsi nous proposons les différents aspects liés à la modélisation et à la performance des systèmes de suspension, et le malaise ressenti par le corps humain pour appliquer la loi de commande et minimiser l'inconfort des passagers.

Ensuite, nous décrivons la simulation en boucle ouverte avec ses deux modèles utilisés, Conception active, deux modèles utilisés comme support, un quart de véhicule (linéaire et non linéaire) et demi-véhicule (linéaire et non linéaire).[4]

1.1.1 Définition des systèmes de suspension

Le système de suspension est l'un des éléments de base d'un véhicule. principalement il est composé d'un ensemble de ressort et d'amortisseur. ainsi que le dispositif est changeable suivant le fonctionnement et le type du véhicule.

Le système de suspension doit d'abord supporter le poids du véhicule. En général, La fonction principale de la suspension est définie par deux critères : le confort et la tenue de route de véhicule routier[5].



FIGURE 1.1 – un exemple des systèmes de suspension des véhicules

1.1.2 Historique sur les suspensions

Les premiers véhicules conçus n'ont pas été équipés d'aucune sorte de suspension. Seulement plus tard, au huitième siècle, avait lieu une suspension primitive basée sur un système développé de chaîne de fer. Les ressorts en métal sont apparus au 17^{ième} siècle et peu après les ressorts à lame. Les débuts des études sur le domaine du véhicule remontent aux années 1920 et aux années 1930. La recherche sur la dynamique de manipulation et de direction a été suivie plus tard dans les années 1950 comme rapporté par Milliken WF et Milliken DL 1995. De diverses conceptions ont été élaborées jusqu'au siècle dernier basées sur un ressort et un amortisseur [6].

Les suspensions commandées (actif et semi-actif) ont fait appel à des ingénieurs automobiles pendant beaucoup de décennies. Par exemple, dans le Toyota Celica par Yokoyama et autre en 1990, est généralement équipée par des suspensions semi-actives[6].

Maintenant beaucoup de véhicules offrent un certain genre de suspensions commandées. Des suspensions actives ont été développées la première fois pour des voitures Lotus en 1983. En plus des voitures de course, des systèmes actifs ont été étudiés pendant longtemps et également développés pour les véhicules routiers.

1.2 Composants d'une suspension

De nombreux composants se trouvent dans la suspension; ces composants offrent une variété de fonctions, qui sont toutes complémentaires. Les plus importants sont donnés ci-dessous :

1.2.1 Amortisseur

Il sert à disperser l'énergie cinétique causée par les mouvements du châssis, c'est un composant important au niveau de la suspension du véhicule, il existe une variété de géométries et de motifs différents parmi lesquels on choisit et détermine le mode de fonctionnement et la nature de la suspension.[7]



FIGURE 1.2 – Amortisseurs

1.2.2 Ressort

Du fait par sa déformation flexible, il peut absorber des chocs lorsqu'il est précontraint en collaboration avec l'amortisseur.

Il récupère l'énergie collectée lors de la compression, permettant à la suspension de revenir en permanence à sa position d'équilibre [6].

1.2.3 Pneu

Placé sur une jante, sa fonction première est l'adhérence, mais il se déforme également pour jouer un rôle similaire à celui d'un amortisseur.

C'est un élément nécessaire pour gérer le comportement d'un véhicule. Il transfère les forces longitudinales et latérales pour l'accélération et le freinage, ainsi que les forces de virage[6].

1.3 Performances de la suspension

Le rôle de la suspension du véhicule automobile est de fournir un meilleur confort malgré que la route ne soit pas parfaite, il est toujours possible de réduire les secousses et assurer un meilleur niveau de sécurité aux passagers.

pour assurer ce rôle, un compromis est nécessaire entre les différentes performances suivant le type de suspension utilisée (passive, semi-active et active),

1.3.1 confort

Le confort permet de décrire les capacités d'un véhicule. Les vibrations provenant principalement des routes inégales sont transmises et filtrées au passager.

En fonction de l'accélération transmise et des vibrations verticales, les passagers peuvent ressentir une gamme d'inconfort.

La recherche du confort passe, entre autres, par la limitation des déplacements de la caisse enregistrée. [8]

1.3.2 Débattement de la suspension

Les pièces qui composent la suspension d'un véhicule ont une amplitude de mouvement restreinte en termes de technologie.

Les règles de contrôle créées doivent tenir compte des suspensions de course maximales afin d'éviter les chocs qui surviennent lorsque la suspension arrive en fin de course. En conséquence, l'objectif est de garder le voyage dans un laps de temps précis[8].

1.3.3 Tenue de route

Lors d'un virage ou d'un changement de direction, la tenue de route désigne la capacité du véhicule à fournir une force longitudinale (en cas d'accélération ou de freinage) et latérale (en cas de virage) entre le pneumatique et la route afin de résister aux perturbations extérieures ou répondre aux instructions du conducteur (voir Figure 1.2)[8].

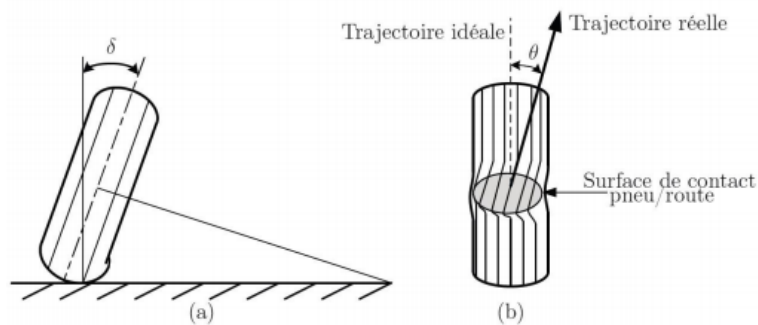


FIGURE 1.3 – Illustration des angles de carrossage (a) et de dérive (b)

1.3.4 Consommation d'énergie

La consommation d'énergie par la suspension active est un autre facteur très important. La production de la force de commande par l'actionneur est conditionné par la fourniture de d'énergie suffisante et ceci n'est possible que par la présence d'une source d'énergie extérieure. Plusieurs études ont abordé ce problème et même si certains ont essayé de développer des actionneurs "auto-générateurs" d'énergie , il reste beaucoup à faire dans ce domaine [9].

1.3.5 Influence de la suspension

Une suspension incorrecte peut créer des réactions physiologiques chez l'homme. Pour éviter cela, il faut lier la carrosserie à la roue et utiliser à la fois le ressort et l'amortisseur. Le travail du ressort est d'absorber l'énergie mécanique causée par les vibrations.

De même, l'amortisseur absorbe de l'énergie, mais c'est de l'énergie induite par le ressort, et les deux ont une fonction intégrée de réduction des vibrations sur la voiture (Figure 1.4).[8]

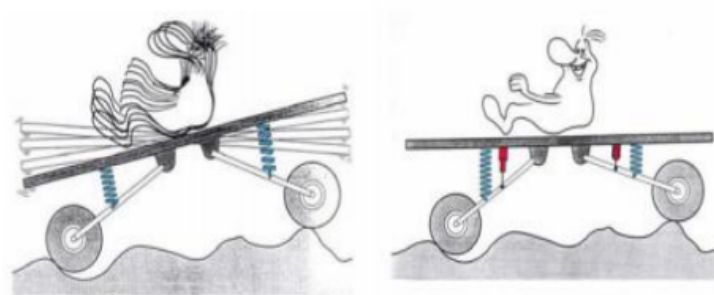


FIGURE 1.4 – Image sur l'impact d'un mauvais ou bon filtrage de la route sur les passagers du véhicule[1]

L'ordre de grandeur de la fréquence au-delà de laquelle il y a filtrage est déterminé par la fréquence de résonance (fréquence à laquelle le gain du transfert caisse/roue est le plus élevé).

En conséquence, le filtrage s'aggrave à mesure que la fréquence de résonance augmente. De plus, lorsque la fréquence de résonance est élevée, le corps se déplace rapidement. Les humains sont maintenant particulièrement sensibles aux fréquences inférieures à 1 Hz et supérieures à 2 Hz.

Ainsi, la réponse en fréquence du transfert Caisse/Roue est riche d'informations sur les caractéristiques de confort d'un véhicule (figure 1.5)[1].

L'importance de la raideur d'un ressort, qui ne doit être ni faible ni puissant, est illustrée dans la figure ci-dessous.[8]

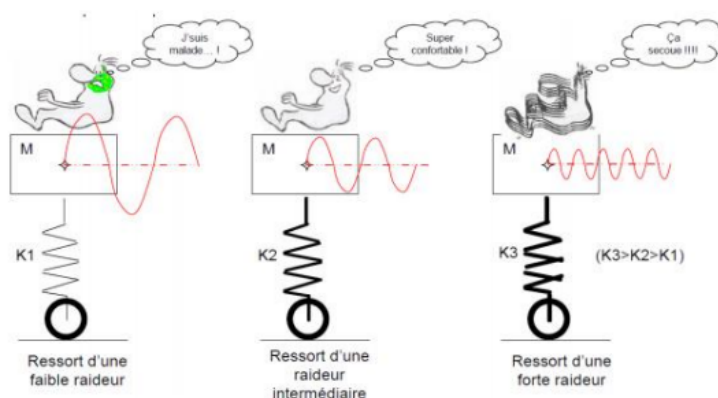


FIGURE 1.5 – Dynamique de la caisse en fonction de la suspension

1.3.6 Architecture des suspensions courantes

Les systèmes de suspension sont disponibles dans une variété de formes et de tailles.

Les architectures de suspension les plus couramment utilisées peuvent être classées en deux groupes :

Suspension d'essieu rigide et avec essieux séparés. En général, l'essieu avant est fourni avec une suspension indépendante, tandis que pour les roues arrière, l'arbre plein est utilisé. Trois réglages sont de plus en plus typiques au niveau de l'essieu avant [2] :

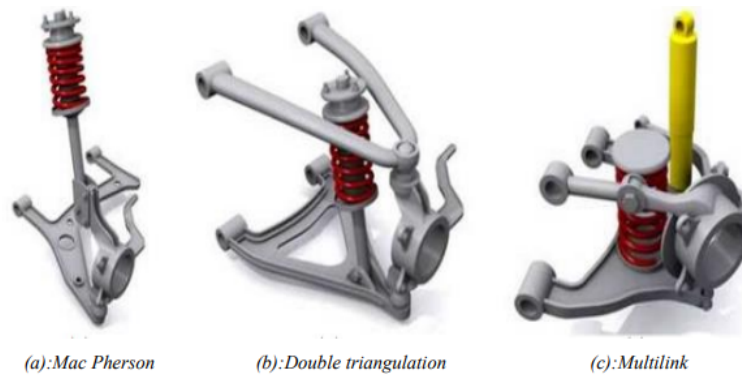


FIGURE 1.6 – Différentes architectures des suspensions des trains avant les plus utilisées sur les véhicules de nos jours[2].

1.3.6.1 Mac Pherson

C'est la suspension automobile la plus utilisée (Figure 1.6.a). C'est un élément important de l'axe avant puisque le combiné ressort-amortisseur relie le moyeu à la caisse ainsi que le triangle inférieur (rotule au centre et pivot avec la caisse). Dans ce cas, il faut faire attention à la taille de l'appareil car il doit être soumis à des contraintes considérables [2].

1.3.6.2 Double triangulation

Cette conception (figure 1.6.b) est davantage utilisée dans les voitures de sport ou haut de gamme car elle est plus coûteuse mais plus efficace au niveau de la géométrie initiale du train (parallélogramme déformable). La combinaison ressort amortisseur dans ce cas n'a pas besoin d'assurer à elle seule la rigidité et la robustesse du train puisque les deux triangles jouent ce rôle [2].

1.3.6.3 Multilink

Il s'agit de la dernière disposition (figure 1.6.c) appliquée à certains modèles automobiles haut de gamme. Il y a encore deux tranchées, mais, selon les constructeurs, la partie supérieure est constituée de nombreux éléments articulés pour améliorer la capacité de modernisation du train. De plus, dans cette situation, contrairement aux versions antérieures, l'amortisseur et le ressort forment deux composants indépendants[2].

1.3.7 Types de suspensions

Dans le cadre des suspensions classiques nous distinguons trois types de suspensions :

1.3.7.1 Suspension passive

Un ressort et un amortisseur sont normalement montés pour la suspension passive. La force du ressort dépend de son allongement alors que, en fonction de la différence entre la vitesse de la masse suspendue et celle de la masse non suspendue, l'amortisseur exerce une pression. Le plus couramment utilisé est la technologie d'amortissement passif à juste titre et l'amortisseur hydraulique le plus couramment utilisé. Cependant, il y a des fréquences qui ne sont pas suffisamment filtrées avec ce genre de suspensions passives.(Figure 1.8.a).[10][11]

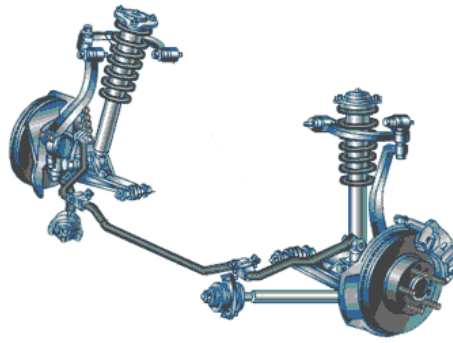


FIGURE 1.7 – exemple d'un système de suspension passive

1.3.7.2 Suspension semi-active

La suspension semi-active (figure 1.8.b) est un compromis entre les systèmes passifs et actifs. Un dispositif semi-actif ne peut dissiper de l'énergie, comme un amortisseur passif, qu'en créant une force qui s'oppose à la vitesse relative du corps et de la roue. Cette force peut par contre être ajustée en temps réel.

L'avantage de la suspension semi-active est l'amortissement variable avec des temps de réaction extrêmement rapides tout en nécessitant des temps de réaction courts.[10][12]

1.3.7.3 Suspension active

Afin d'améliorer le comportement de la voiture tant en termes de tenue de route que de confort, les suspensions actives (Figure 1.8.c) fonctionnent et réagissent aux différentes sollicitations et perturbations subies par le véhicule. Dans ces systèmes, la force développée est créée par un actionneur à commande électromécanique directe, généralement via un calculateur qui détermine l'effort à fournir en temps réel.

Les suspensions actives ne sont pas largement utilisées dans tous les systèmes actifs malgré leurs performances extrêmement excellentes en raison de leur complexité, de leurs coûts, de leur consommation d'énergie et de l'instabilité potentielle du danger.[10][11]

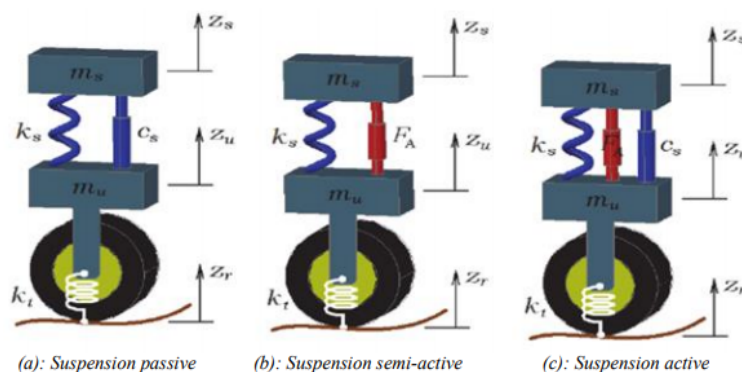


FIGURE 1.8 – Types de suspension d'un véhicule.

1.4 Modélisation de la suspension

Les modèles développés dans la littérature varient selon le type suspendre, l'analyse et le but de l'analyse. Par conséquent, cette section tente de décrire le modèle utilisé dans la concep-

tion de l'événement est suffisamment complet. Deux modèles seront adoptés dans cette étude :

- * Modèle quart de véhicule.
- * Modèle demi-véhicule.

1.4.1 Modèle de quart de véhicule

Le modèle quart de véhicule est le modèle le plus simple, qui ne prend que le mouvement vertical de la caisse. Il est composé d'un système mécanique masse-ressort-amortisseur. Ce modèle permet de saisir le comportement vertical de l'ensemble caisse-roue-pneu quelque Il est constitué d'une masse suspendue qui repose, par l'intermédiaire de la suspension, sur la masse non-suspendue qui repose-elle m^eme sur le sol par l'intermédiaire du pneumatique. [13][14]

1.4.1.1 Modèle passive

La figure suivante (figure 1.9) illustre un modèle de quart de véhicule d'un système de suspension passive dans lequel une combinaison d'amortisseurs à ressort relie la roue à la structure du véhicule.[15]

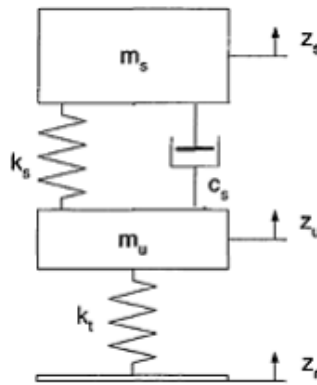


FIGURE 1.9 – Modèle quart de véhicule (susp. passive) .

L'application de la 2ème loi de Newton sur le modèle quart de véhicule représenté dans la (figure 1.9), donne les équations du mouvement suivantes :

$$\sum F_{ms} = F_{ks} + F_{cs} = m_s \ddot{z}_s \quad (1.1)$$

$$\sum F_{us} = F_{kt} - F_{ks} - F_{cs} = m_u \ddot{z}_u \quad (1.2)$$

Si on prend : $x_1 = z_s; x_2 = z_u; x_3 = \dot{z}_s; x_4 = \dot{z}_u;$

Les forces des ressorts et de l'amortisseur sont données par :

$$F_{ks} = -k_s(x_1 - x_2) \quad (1.3)$$

$$F_{cs} = -c_s(x_3 - x_4) \quad (1.4)$$

$$F_{kt} = -k_t(x_2 - z_r) \quad (1.5)$$

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

$$-k_s(x_1 - x_2) - c_s(x_3 - x_4) = m_s \ddot{z}_s \quad (1.6)$$

$$-k_t(x_2 - z_r) + k_s(x_1 - x_2) + c_s(x_3 - x_4) = m_u \ddot{z}_u \quad (1.7)$$

Donc :

Le résultat est un système de quatre équations de la forme :

$$\ddot{z}_s = \frac{1}{m_s} [-k_s(z_s - z_u) - c_s(\dot{z}_s - \dot{z}_u)] \quad (1.8)$$

$$\ddot{z}_u = \frac{1}{m_u} [-k_t(z_u - z_r) + k_s(z_s - z_u) + c_s(\dot{z}_s - \dot{z}_u)] \quad (1.9)$$

On a :

$$\dot{x} = Ax + Lz_r \quad (1.10)$$

Avec les matrices suivantes :

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{-k_s}{m_s} & \frac{k_s}{m_s} & \frac{-c_s}{m_s} & \frac{c_s}{m_s} \\ \frac{k_s}{m_u} & \frac{-(k_s + k_t)}{m_u} & \frac{c_s}{m_u} & \frac{-c_s}{m_u} \end{bmatrix}; L = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & \frac{k_t}{m_u} \end{bmatrix}^T$$

1.4.1.2 Modèle active(modèle linéaire)

Nous allons présenter un modèle active et ceci sans introduire dans la modélisation, les dynamiques des actionneurs utilisés pour générer les commandes cherchées. [14][16][17].

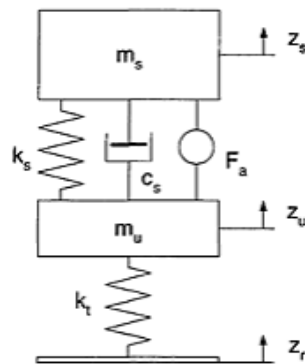


FIGURE 1.10 – Suspension active d'un quart de véhicule.

L'actionneur applique une force F_a entre la masse suspendue et la masse non suspendue.

Par l'application de la 2^{ième} loi de Newton sur le modèle quart de véhicule représenté dans la (figure 1.10), on obtient les équations suivantes :

$$\sum F_{m_s} = F_{k_s} + F_{c_s} + F_a = m_s \ddot{z}_s \quad (1.11)$$

$$\sum F_{us} = F_{kt} - F_{ks} - F_{cs} - F_a = m_u \ddot{z}_u \quad (1.12)$$

Par la suite, les équations sont décomposées en fonction du vecteur d'état x , de l'entrée contrôlée F_a et de l'entrée non contrôlée z_r . La dynamique linéaire de ce modèle est décrite par les équations suivantes :

$$-k_s(x_1 - x_2) - c_s(x_3 - x_4) + F_a = m_s \ddot{z}_s \quad (1.13)$$

$$-k_t(x_2 - z_r) + k_s(x_1 - x_2) + c_s(x_3 - x_4) - F_a = m_u \ddot{z}_u \quad (1.14)$$

Donc :

Le résultat est un système de quatre équations de la forme :

$$\ddot{z}_s = \frac{1}{m_s} [-k_s(z_s - z_u) - c_s(\dot{z}_s - \dot{z}_u) + F_a] \quad (1.15)$$

$$\ddot{z}_u = \frac{1}{m_u} [-k_t(z_u - z_r) + k_s(z_s - z_u) + c_s(\dot{z}_s - \dot{z}_u) - F_a] \quad (1.16)$$

On a :

$$\dot{x} = Ax + BF_a + Lz_r \quad (1.17)$$

Avec les matrices suivantes :

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{-k_s}{m_s} & \frac{k_s}{m_s} & \frac{-c_s}{m_s} & \frac{c_s}{m_s} \\ \frac{k_s}{m_u} & \frac{-(k_s + k_t)}{m_u} & \frac{c_s}{m_u} & \frac{-c_s}{m_u} \end{bmatrix}; B = \begin{bmatrix} 0 & 0 & -\frac{1}{m_s} & \frac{1}{m_u} \end{bmatrix}^T; L = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & \frac{k_t}{m_u} \end{bmatrix}^T$$

1.4.1.3 Modèle active (modèle non linéaire)

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

Les systèmes hydrauliques sont d'une importance considérable, car leur rapport (puissance / masse transférée) est énorme et leur temps de réponse extrêmement rapide permet de les utiliser même lorsque la puissance mise en jeu est minimale. Cependant, la création d'actionneurs électro-hydrauliques relève le défi de la modélisation.

L'actionneur actif utilisé est une servovalve hydraulique, qui est illustrée à la figure 1.14 et comprend :

- une servovalve, ou un distributeur qui sert d'interface entre la commande électronique (correcteur, commande, calculateur, etc.) et l'actionneur (vérin ou moteur hydraulique) .

- un cylindre hydraulique ou un actionneur qui effectue un travail mécanique de l'énergie hydraulique de l'huile. La pression d'huile permet le mouvement. Il est sensible à la pression d'huile.

Les équations qui décrivent la dynamique de l'actionneur traduisent la conservation des masses et le théorème de Bernoulli. La force générée par l'actionneur est donnée par [18] :

$$F_a = A_L \cdot P_L \quad (1.18)$$

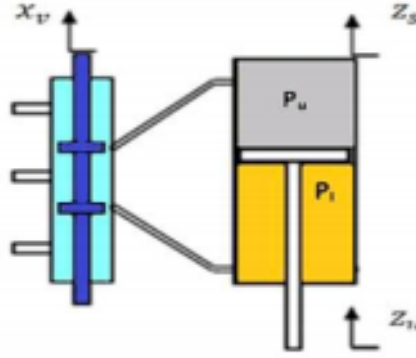


FIGURE 1.11 – Actionneur hydraulique (vérin à double effet+distributeur 2/3).

Le flux de fluide hydraulique du liquide et la perte de charge dans le piston remplissent l'équation d'une pompe à débit (côté refoulement), une dérivée P_L en fonction du flux hydraulique du liquide utilisé. [18]

Seule la non-linéarité de la dynamique de l'actionneur est considérée pour cette portion.

La liaison entre la cylindrée du distributeur et la commande F_a fournie par l'actionneur est la suivante :

$$\alpha = \frac{4\beta_e}{v_t}; \beta = \alpha c_{tp}; \gamma = \alpha c_d \omega \sqrt{\frac{1}{\rho}}$$

$$\dot{x}_v = \frac{1}{\tau} \cdot (F_a - x_v) \quad (1.19)$$

Si on définit les variables d'état du modèle de la Figure (1.8) comme suit :

$$x_1 = z_s; x_2 = z_u; x_3 = \dot{z}_s; x_4 = \dot{z}_u; x_5 = P_L; x_6 = x_v;$$

En tenant compte de ces relations, et des équations précédentes, et en posant :

Donc, on obtient le système d'état suivant :

$$\ddot{z}_s = \frac{1}{m_s} [-k_s(z_s - z_u) - c_s(\dot{z}_s - \dot{z}_u) + A_L \cdot P_L] \quad (1.20)$$

$$\ddot{z}_u = \frac{1}{m_u} [-k_t(z_u - z_r) + k_s(z_s - z_u) + c_s(\dot{z}_s - \dot{z}_u) - A_L \cdot P_L] \quad (1.21)$$

$$\dot{P}_L = -\beta \cdot P_L - \alpha \cdot A_L (\dot{z}_s - \dot{z}_u) + \gamma \cdot \omega \cdot x_v \quad (1.22)$$

$$\dot{x}_v = \frac{1}{\tau} \cdot (F_a - x_v) \quad (1.23)$$

Avec :

$$\omega = \text{sgn} \cdot [P_s - \text{sgn}(x_v) \cdot P_L] \cdot \sqrt{|P_s - \text{sgn}(x_v) \cdot P_L|} \quad (1.24)$$

1.4.2 Modèle demi-véhicule

Le modèle demi-véhicule regroupe deux quarts de véhicule connectés entre eux par un châssis considéré comme homogène. Il est utilisé pour prendre en compte, en plus des mouvements verticaux, les mouvements de roulis ou du tangage de la caisse. Ce modèle représente une vue de côté d'un véhicule.

1.4.2.1 Modèle passive

Ce modèle est une combinaison de deux modèles quarts de véhicule. Il s'agit d'un modèle à 4 degrés de liberté : le mouvement vertical du châssis, le mouvement du tangage, le déplacement de la roue avant et le déplacement de la roue arrière. La suspension entre la masse de la caisse et la masse de la roue avant (roue arrière) est modélisée par un ressort et un amortisseur. Les deux roues sont modélisées par de simples ressorts [15].

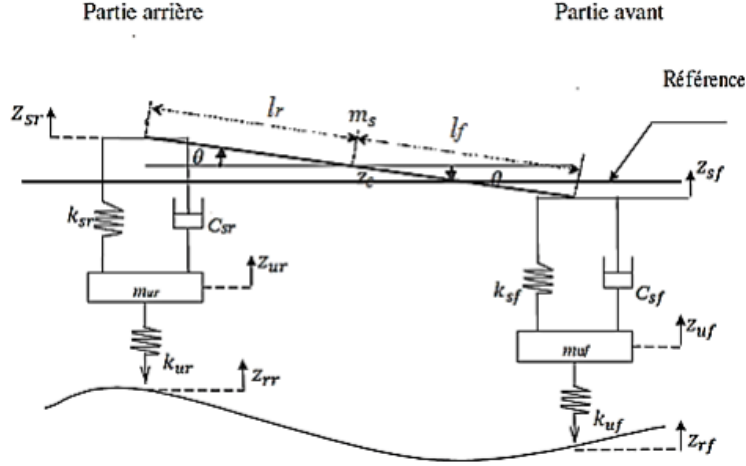


FIGURE 1.12 – Suspension passive d'un demi-véhicule .

Pour simplifier les calculs, on considère que les angles de tangage sont assez petits.

La masse de la caisse est m_s , son moment d'inertie est I_c .

Les masses non suspendues avant et arrière sont respectivement m_{uf} .

et m_{ur} , z_{rr} et z_{rf} sont les profils de la route (perturbations affectant les roues arrière et avant).

A partir de la figure (1. 12), les déplacements de la caisse sont donnés par :

Partie avant :

$$Z_{sf} = Z_c - l_f \cdot \sin(\Theta) \approx Z_c - l_f \cdot \Theta \quad (1.25)$$

Partie arrière :

$$Z_{sr} = Z_c + l_r \cdot \sin(\Theta) \approx Z_c + l_r \cdot \Theta \quad (1.26)$$

En utilisant la deuxième loi de Newton et la position d'équilibre statique à la fois comme l'origine du déplacement du centre de masse et du déplacement angulaire de la carrosserie, les équations de mouvement pour le modèle de suspension d'un demi-véhicule peuvent être représentées comme suit :

$$m_s \ddot{z}_c + k_{sf} [z_{sf} - z_{uf}] + c_{sf} [\dot{z}_{sf} - \dot{z}_{uf}] + k_{sr} [z_{sr} - z_{ur}] + c_{sr} [\dot{z}_{sr} - \dot{z}_{ur}] = 0 \quad (1.27)$$

$$I_c \ddot{\Theta} - l_f \cdot k_{sf} [z_{sf} - z_{uf}] - l_f \cdot c_{sf} [\dot{z}_{sf} - \dot{z}_{uf}] + l_r \cdot k_{sr} [z_{sr} - z_{ur}] + l_r \cdot c_{sr} [\dot{z}_{sr} - \dot{z}_{ur}] = 0 \quad (1.28)$$

1.4.2.2 Modèle active(modèle linéaire)

Ce modèle contient deux entrées non contrôlées et deux entrées contrôlées représentant les efforts exercés sur les suspensions avant et arrière (F_{af} et F_{ar}). Ce modèle est fourni sans que la dynamique des actionneurs dans la modélisation soit prise en considération.

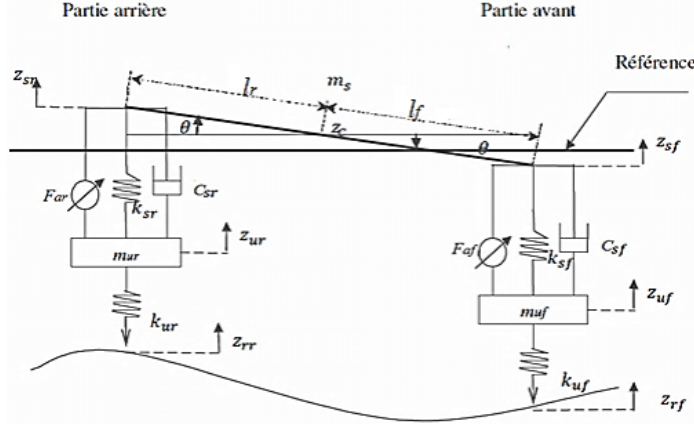


FIGURE 1.13 – Suspension active d'un demi-véhicule.

Le modèle demi-véhicule actif (linéaire) est défini par les équation suivantes :

$$m_s \ddot{z}_c + k_{sf} [z_{sf} - z_{uf}] + c_{sf} [\dot{z}_{sf} - \dot{z}_{uf}] + k_{sr} [z_{sr} - z_{ur}] + c_{sr} [\dot{z}_{sr} - \dot{z}_{ur}] = F_{af} + F_{ar} \quad (1.29)$$

$$I_c \ddot{\Theta} - l_f \cdot k_{sf} [z_{sf} - z_{uf}] - l_f \cdot c_{sf} [\dot{z}_{sf} - \dot{z}_{uf}] + l_r \cdot k_{sr} [z_{sr} - z_{ur}] + l_r \cdot c_{sr} [\dot{z}_{sr} - \dot{z}_{ur}] = -l_f \cdot F_{af} + l_r \cdot F_{ar} \quad (1.30)$$

$$m_{uf} \ddot{z}_{uf} - k_{sf} [z_{sf} - z_{uf}] - c_{sf} [\dot{z}_{sf} - \dot{z}_{uf}] + k_{tf} [z_{uf} - z_{rf}] = -F_{af} \quad (1.31)$$

$$m_{ur} \ddot{z}_{ur} - k_{sr} [z_{sr} - z_{ur}] - c_{sr} [\dot{z}_{sr} - \dot{z}_{ur}] + k_{tr} [z_{ur} - z_{rr}] = -F_{ar} \quad (1.32)$$

Remplaçons les équations du système :

$$\begin{cases} \ddot{z}_{sf} = a_1 F_{af} - a_1 k_{sf} [z_{sf} - z_{uf}] - a_1 c_{sf} [\dot{z}_{sf} - \dot{z}_{uf}] + a_2 F_{ar} - a_2 k_{sr} [z_{sr} - z_{ur}] - a_2 c_{sr} [\dot{z}_{sr} - \dot{z}_{ur}] \\ \ddot{z}_{sr} = a_2 F_{af} - a_2 k_{sf} [z_{sf} - z_{uf}] - a_2 c_{sf} [\dot{z}_{sf} - \dot{z}_{uf}] + a_3 F_{ar} - a_3 k_{sr} [z_{sr} - z_{ur}] - a_3 c_{sr} [\dot{z}_{sr} - \dot{z}_{ur}] \end{cases} \quad (1.33)$$

Où

$$a_1 = \frac{1}{m_s} + \frac{l_f^2}{I_c}, \quad a_2 = \frac{1}{m} - \frac{l_f \cdot l_r}{I_c}, \quad a_3 = \frac{1}{m} + \frac{l_r^2}{I_c}$$

Pour écrire le système sous la forme d'espace d'état, nous définissons les variables d'état suivantes :

$$x_1 = z_{sf}, \quad x_2 = z_{uf}, \quad x_3 = z_{sr}, \quad x_4 = z_{ur}, \quad x_5 = \dot{z}_{sf}, \quad x_6 = \dot{z}_{uf}, \quad x_7 = \dot{z}_{sr}, \quad x_8 = \dot{z}_{ur}$$

Donc, nous pouvons exprimer les équations dynamiques sous la forme d'état suivante :

$$\dot{x} = Ax + BU + B_1W \quad (1.34)$$

Avec la perturbation en entrée : $W = \begin{bmatrix} z_{rf} \\ z_{rr} \end{bmatrix}$;

Avec la commande : $U = \begin{bmatrix} F_{af} \\ F_{ar} \end{bmatrix}$

Où

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ -a_1 k_{sf} & a_1 k_{sf} & -a_2 k_{sr} & a_2 k_{sr} & -a_1 c_{sf} & a_1 c_{sf} & -a_2 c_{sr} & a_2 c_{sr} \\ \frac{k_{sf}}{m_{uf}} & -\frac{k_{sf} + k_{tf}}{m_{uf}} & 0 & 0 & \frac{c_{sf}}{m_{uf}} & -\frac{c_{sf}}{m_{uf}} & 0 & 0 \\ -a_2 k_{sf} & a_2 k_{sf} & -a_3 k_{sr} & a_3 k_{sr} & -a_2 c_{sf} & a_2 c_{sf} & -a_3 c_{sr} & a_3 c_{sr} \\ 0 & 0 & \frac{k_{sr}}{m_{ur}} & -\frac{k_{sr} + k_{tr}}{m_{ur}} & 0 & 0 & \frac{c_{sr}}{m_{ur}} & -\frac{c_{sr}}{m_{ur}} \end{bmatrix};$$

$$B = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & a_1 & -\frac{1}{m_{uf}} & a_2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & a_2 & 0 & a_3 & \frac{1}{m_{ur}} \end{bmatrix}^T; B_1 = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{k_{sf}}{m_{uf}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{k_{sr}}{m_{ur}} \end{bmatrix}^T$$

1.4.2.3 Modèle active (modèle non linéaire)

Pour écrire le système sous la forme d'espace d'état, nous définissons les variables d'état suivantes :

$$x_1 = z_{sf}, \quad x_2 = z_{uf}, \quad x_3 = z_{sr}, \quad x_4 = z_{ur}, \quad x_5 = \dot{z}_{sf}, \quad x_6 = \dot{z}_{uf}, \quad x_7 = \dot{z}_{sr}, \quad x_8 = \dot{z}_{ur};$$

$$x_9 = P_{L1} \quad x_{10} = P_{L2} \quad x_{11} = x_{v1} \quad x_{12} = x_{v2}$$

x_{v1} et x_{v2} représentent les positions des deux pistons des deux actionneurs, et P_{L1} et P_{L2} les chutes de pressions dans les deux pistons des roues avant et arrière.

Donc, nous pouvons exprimer les équations dynamiques sous la forme d'état suivante :

$$\dot{x} = Ax + BU + B_1W \quad (1.35)$$

Avec la perturbation en entrée : $W = \begin{bmatrix} z_{rf} \\ z_{rr} \end{bmatrix};$

Avec la commande : $U = \begin{bmatrix} F_{af} \\ F_{ar} \end{bmatrix}$

Où

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix}
0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
-a_1 k_{sf} & a_1 k_{sf} & -a_2 k_{sr} & a_2 k_{sr} & -a_1 c_{sf} & a_1 c_{sf} & -a_2 c_{sr} & a_2 c_{sr} & a_1 A_L & a_2 A_L \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
\frac{k_{sf}}{m_{uf}} & -\frac{k_{sf} + k_{tf}}{m_{uf}} & 0 & 0 & \frac{c_{sf}}{m_{uf}} & -\frac{c_{sf}}{m_{uf}} & 0 & 0 & -\frac{A_L}{m_{uf}} & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
-a_2 k_{sf} & a_2 k_{sf} & -a_3 k_{sr} & a_3 k_{sr} & -a_2 c_{sf} & a_2 c_{sf} & -a_3 c_{sr} & a_3 c_{sr} & a_2 A_L & a_3 A_L \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & \frac{k_{sr}}{m_{ur}} & -\frac{k_{sr} + k_{tr}}{m_{ur}} & 0 & 0 & \frac{c_{sr}}{m_{ur}} & -\frac{c_{sr}}{m_{ur}} & 0 & -\frac{A_L}{m_{ur}} \\
0 & 0 & 0 & 0 & -\alpha_f A_L & \alpha_f A_L & 0 & 0 & -\beta_f & 0 \\
\gamma_f \omega_f & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -\alpha_r A_L & \alpha_r A_L & 0 & -\beta_{r1} \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & \gamma_r \omega_r & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
-\frac{1}{\tau} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & -1\tau & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0
\end{bmatrix}$$

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix}
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
\frac{1}{\tau} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & \frac{1}{\tau} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0
\end{bmatrix}^T \mathbf{B}_1 = \begin{bmatrix}
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{k_{sf}}{m_{uf}} & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{k_{sr}}{m_{ur}} & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0
\end{bmatrix}^T$$

1.5 Simulation en boucle ouverte

Pour le modèle de véhicule, la seule entrée de perturbation considérée est le profil vertical de la route. Cette perturbation peut être un choc qui est un événement discret de durée relativement courte et d'intensité élevée provoqué par exemple par une bosse ou un ralentisseur. Ce cas de profil routier choisi est donnée par :

$$z_r = \begin{cases} \frac{A}{2} \{1 - \cos(\omega_r(t - 0.5))\} & \text{si } 0.5 \leq t \leq 0.5 + \frac{L}{V} \\ 0 & \text{ailleurs} \end{cases}$$

Où A et L sont la hauteur et la largeur de de la bosse, $\omega_r = \frac{2\pi V}{L}$ représente la vitesse du véhicule.

1.5.1 Modèle quart de véhicule

1.5.1.1 Modèle passif (modèle linéaire)

Ce teste s'intéresse à l'étude du comportement en boucle ouverte d'un quart de véhicule lors le passage sur un ralentisseur d'amplitude 20cm .

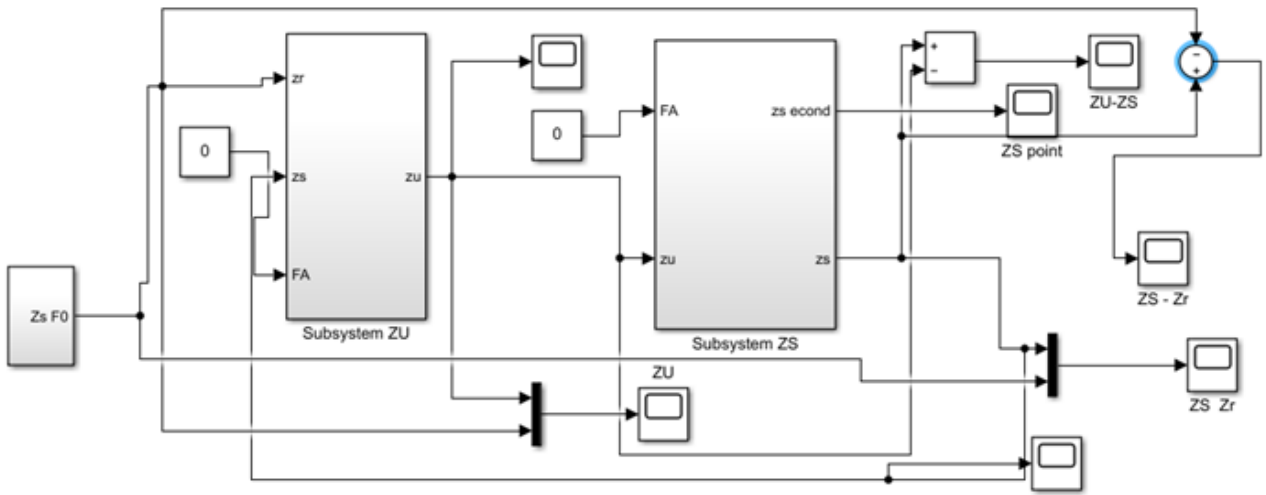


FIGURE 1.14 – Modèle Quart passif en B.O.

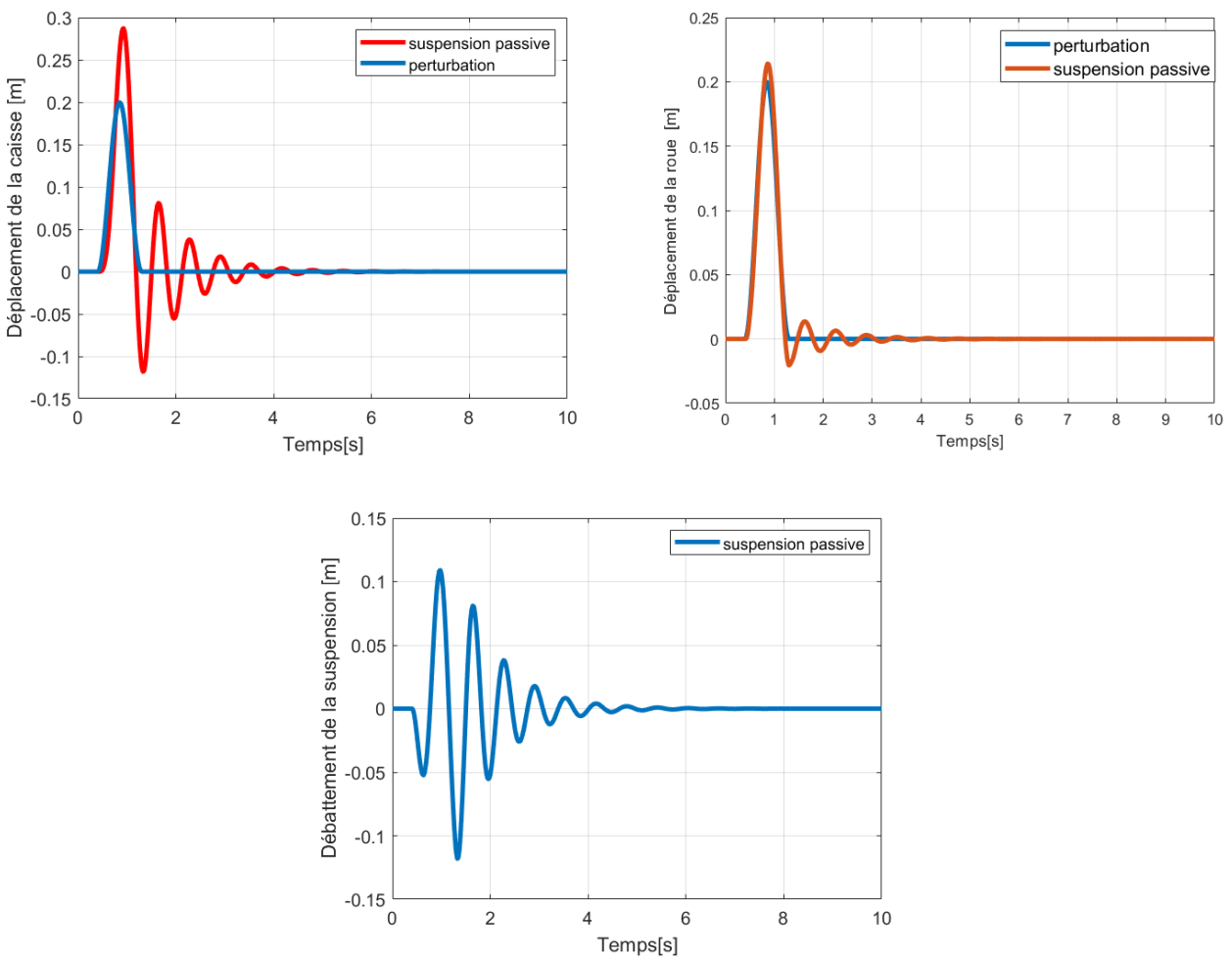


FIGURE 1.15 – Résultats de simulation pour une suspension d'un quart de véhicule passif (sans intégration de la dynamique de l'actionneur)

Les réponses obtenues pour le modèle quart de véhicule passif montrent que ce système

de suspension est stable en boucle ouverte. Cependant, les performances de suspension en terme de confort et débattement ne sont pas satisfaisantes, le système est très sensible à la perturbation de route introduite et des fréquences non filtrées sont illustrés sur la figure 1.15.

1.5.1.2 Modèle passif (modèle non linéaire)

Cette deuxième simulation considère un modèle de quart de véhicule passif qui tient compte de la dynamique de l'actionneur (ce qui rend le système non linéaire). Les résultats trouvés se ressemblent à celles obtenues dans le test précédant. Cependant de fortes oscillations sont apparus sur les réponses du système causées par la dynamique de l'actionneur non commandé (forces de commande nulle). Le comportement du système étudié peut se ramener à la limite de stabilité (voir Figure 1.17).

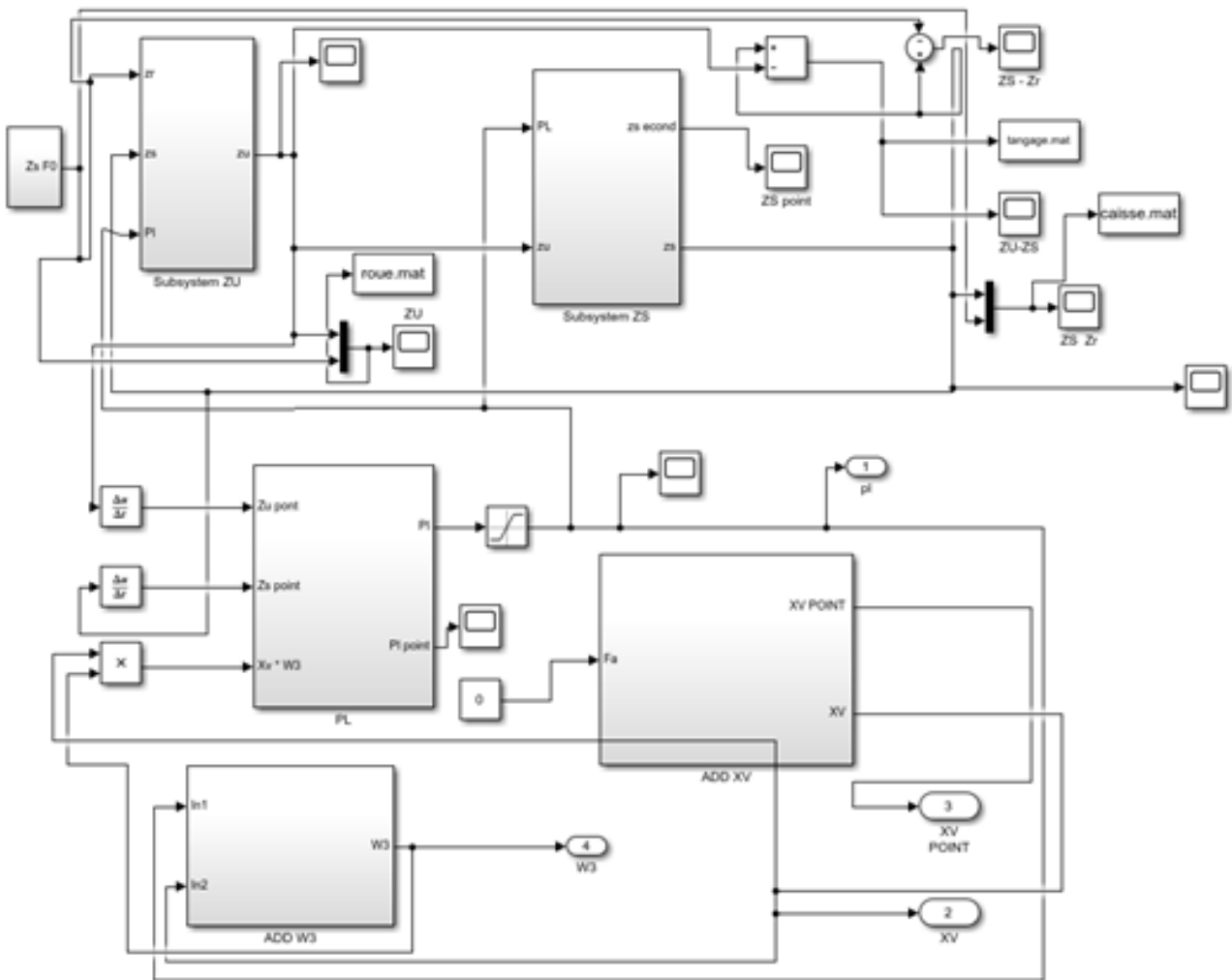


FIGURE 1.16 – Modèle quart passif (avec intégration de la Dynamique de l'actionneur) en B.O

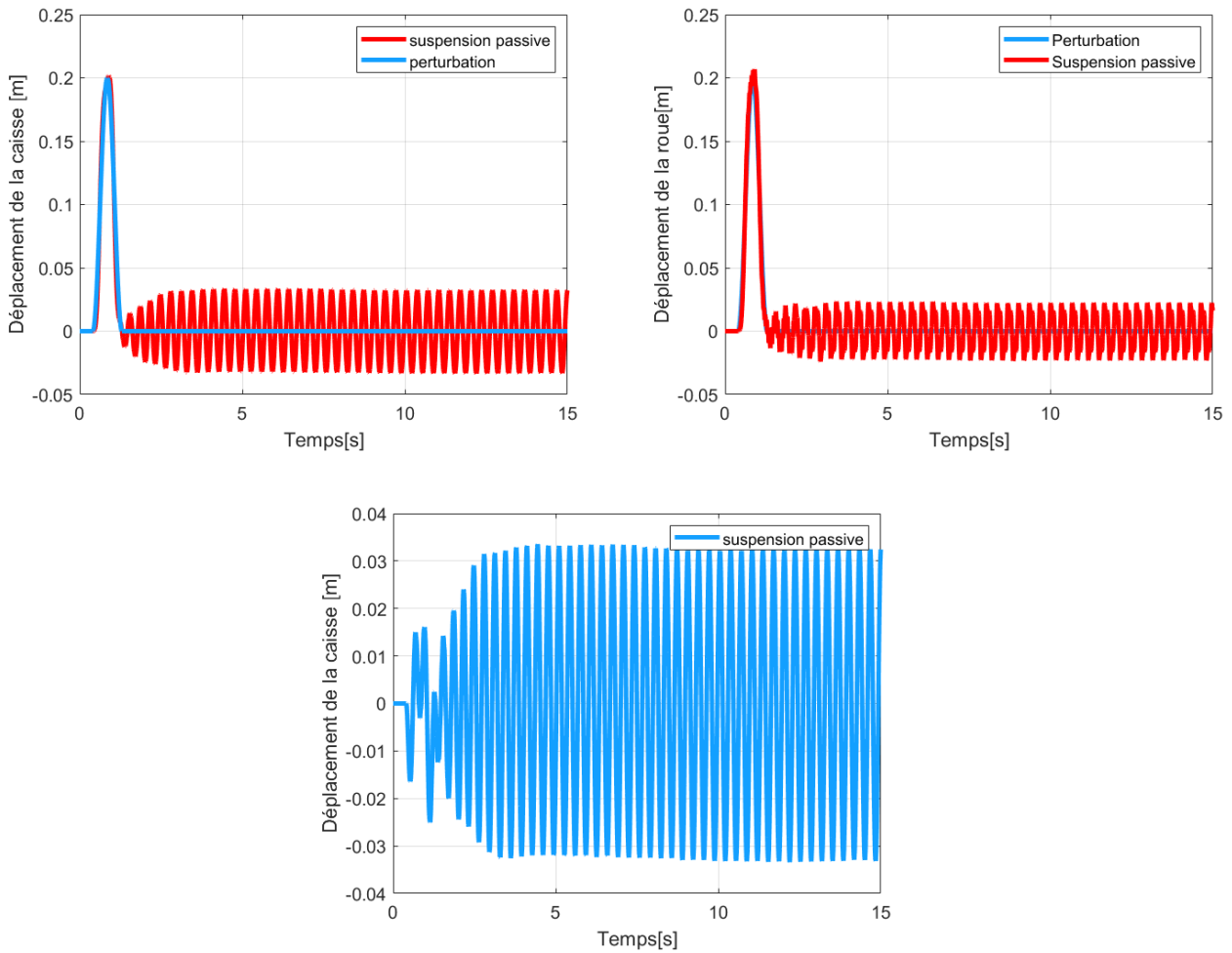


FIGURE 1.17 – Résultats de simulation pour une suspension d’un quart de véhicule passif (avec intégration de la dynamique de l’actionneur)

1.5.2 Modèle demi-véhicule

1.5.2.1 Modèle passif(modèle linéaire)

Les résultats du comportement dynamique du modèle demi de véhicule passif en boucle ouverte sont illustrés dans la figure 1.19. Dans ce test de simulation, les dynamiques des deux actionneurs avant et arrière ne sont pas pris en considération. Pour ce modèle, la perturbation de la route affecte dans un premier temps la suspension de la roue avant. La roue arrière subira à une même perturbation que la roue avant mais après 1.9s. Les résultats obtenus montrent un mouvement du tangage au tour de l’axe transversal (angle de tangage considérable) ainsi qu’un déplacement de la caisse et des déplacements verticaux des parties avant et arrières remarquables. Ceci qui confirme des performances de suspension assez satisfaisantes. Aussi, le système reste stable après le franchissement du ralentisseur.

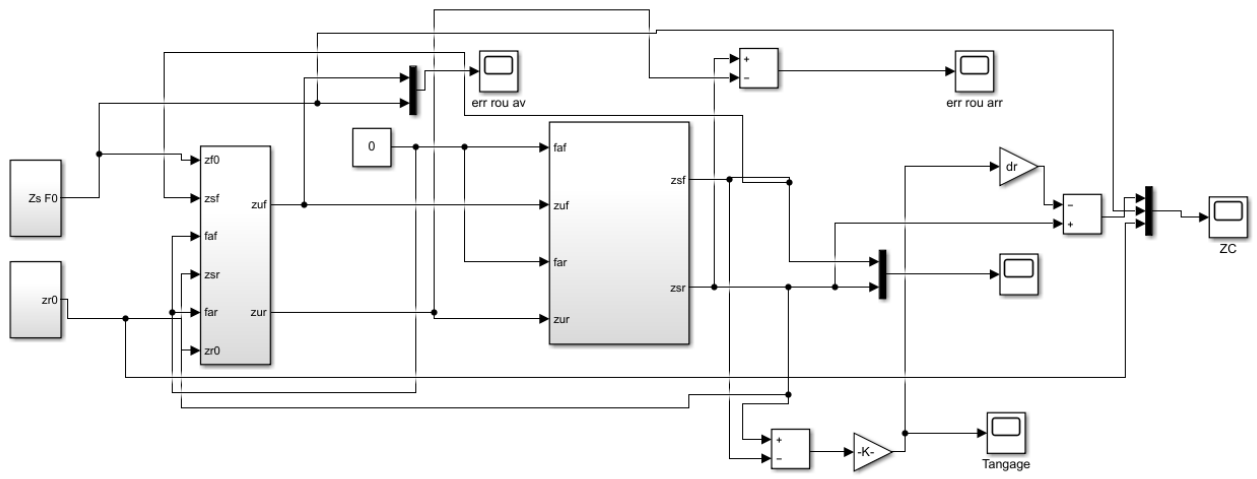
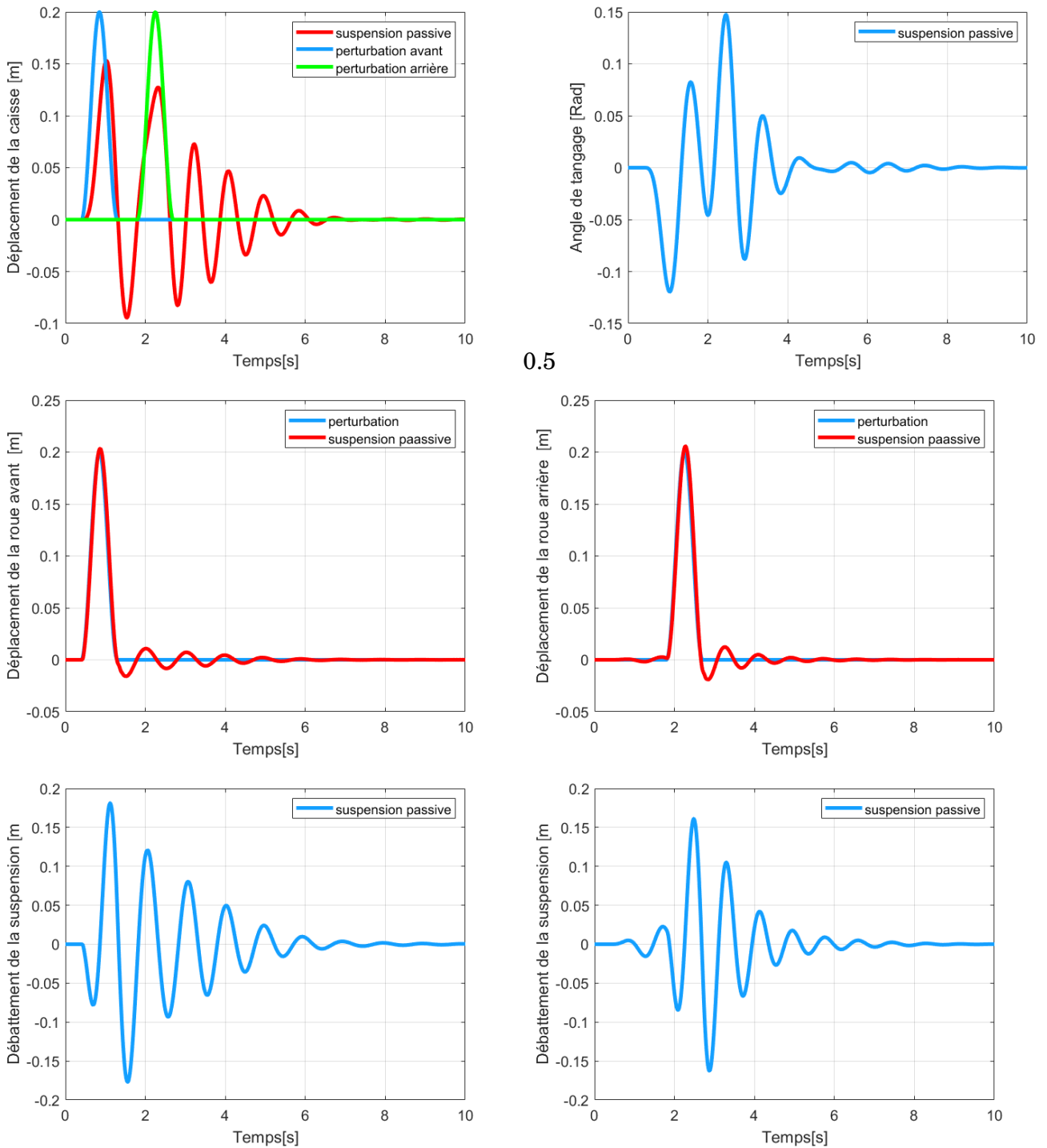


FIGURE 1.18 – Modèle demi active(sans l'intégration de la Dynamique de l'actionneur) en B.O



0.5

FIGURE 1.19 – Résultats de simulation pour une suspension d'un demi de véhicule passif (sans intégration de la dynamique de l'actionneur)

1.5.2.2 Modèle passif (modèle non linéaire)

Ce test considère un système de suspension d'un demi véhicule passif qui tient en comptes la non linéarité des deux actionneurs montés sur le système de suspension des roues avant et arrière. Les réponses enregistrées se ressemblent avec celle du test précédant mais avec des amplitudes moins importantes (angle de tangage, déplacement de la caisse). Cependant les amplitudes sur les déplacements verticaux des roues avant et arrières ne sont pas changés. Aussi, l'intégration de la dynamique des actionneur dans le modèle global du système a

provoqué des oscillations indésirables.

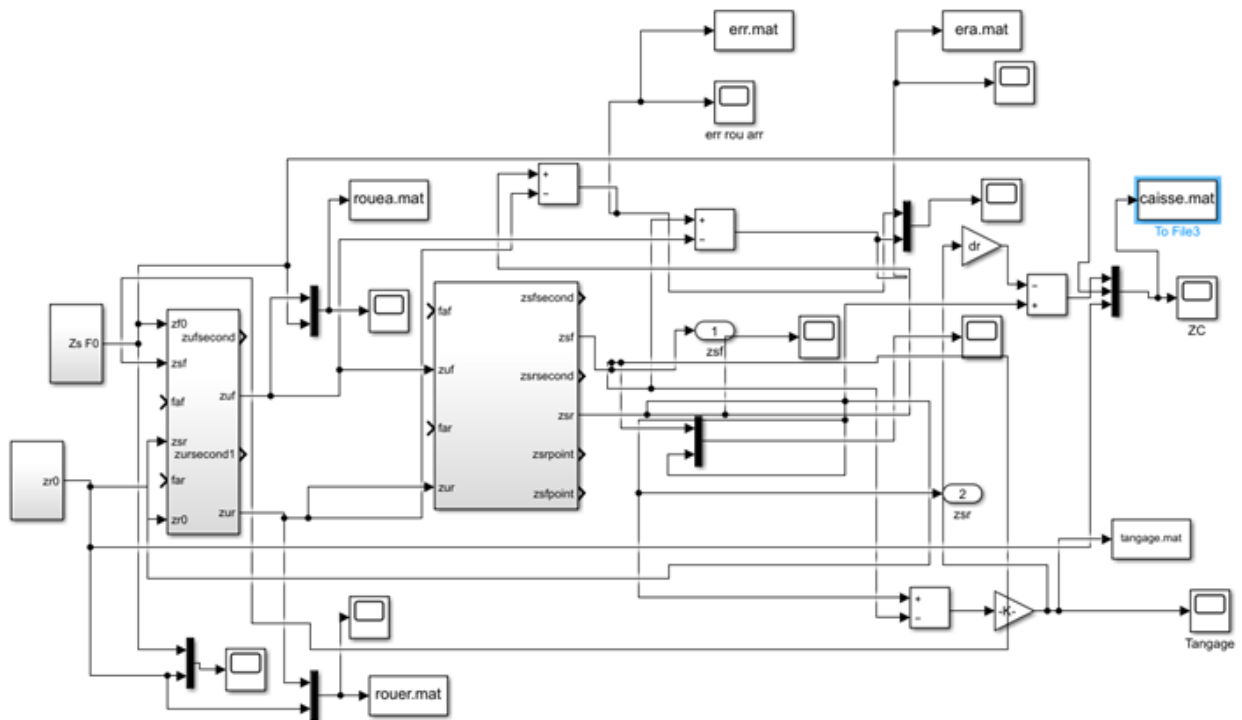


FIGURE 1.20 – Modèle demi active (avec l'intégration de la Dynamique de l'actionneur)en B.O

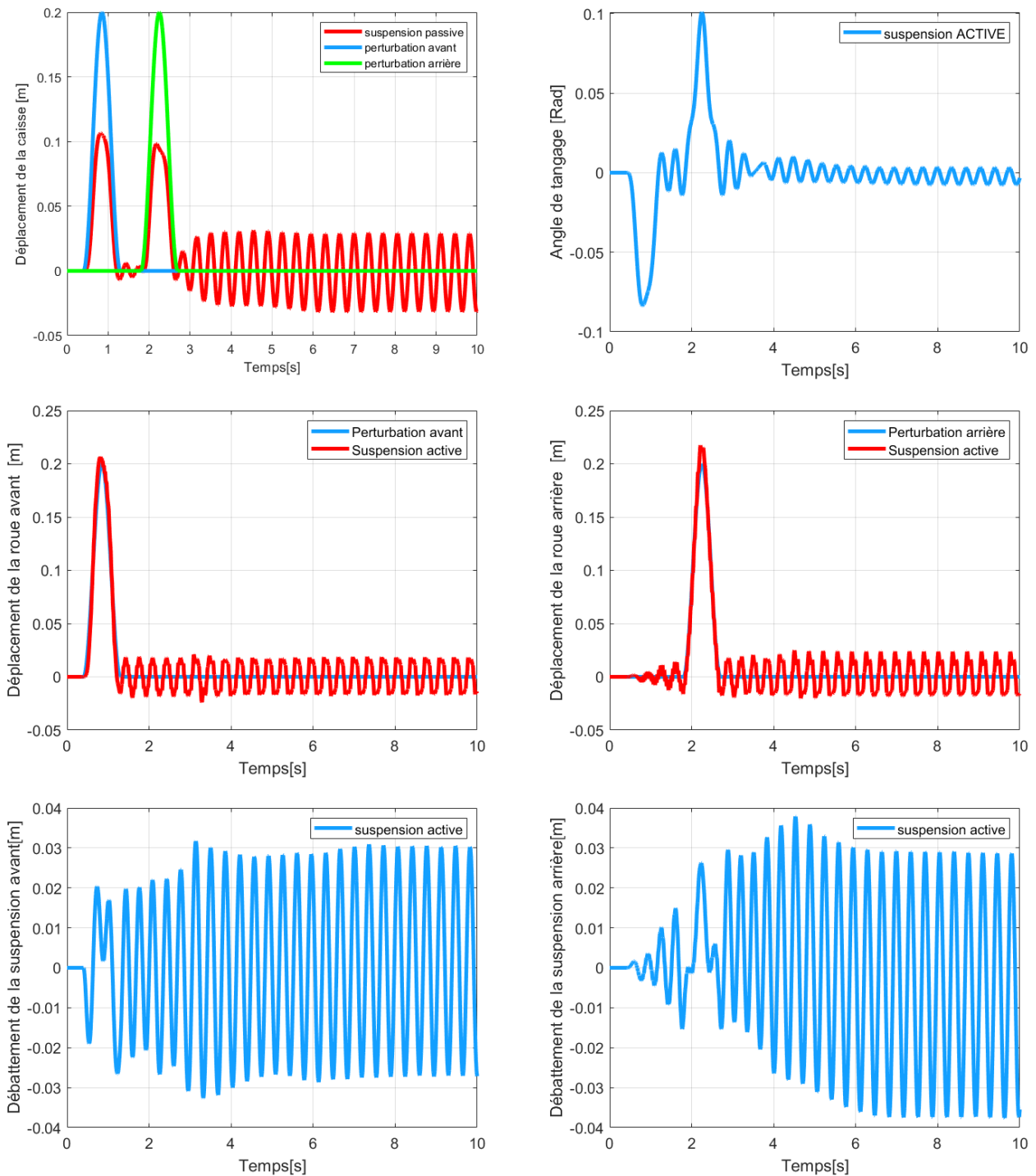


FIGURE 1.21 – Résultats de simulation pour une suspension passive(avec l'intégration de la Dynamique de l'actionneur) d'un demi- véhicule

1.6 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons examiné l'initiation du système de suspension automobile et tous les facteurs qui composent ce système, y compris le pneu.

Le confort et la tenue de route sont généralement limités par les performances d'une suspension, mais dans le domaine de l'automatisation ou même dans le secteur automobile, nous avons donné d'autres facteurs importants.

Le système de suspension a également été modélisé pour le réguler afin d'augmenter les performances de réglage et d'offrir un confort élevé aux passagers et une meilleure maniabilité.

Pour cela, des différents modèles, quart et demi du véhicule ont été présentés ainsi que les différents types de suspensions utilisés. Deux modèles de la suspension passive et active (soit pour le $\frac{1}{4}$ ou $\frac{1}{2}$ de véhicule) ont été étudiés.

Cependant, il faut ajouter des mécanismes de commande qui provoquent la commande de l'actionneur, car la suspension en boucle ouverte a produit une dynamique oscillante..

Chapitre 2

Commande linéaire par PID du système de suspension

2.1 Introduction

Le système de suspension active du véhicule a été le premier introduit au début des années 1950 utilisant un système de contrôle électroniques qui surveille le fonctionnement des organes de la suspension .Ce système permet à suspension d' absorber les accélérations verticales des roues à l'aide d'un actionneur.

De nombreuses approches de contrôle de suspension existent, telles que le Régulateur linéaire quadratique (LQR), contrôle par mode glissant adaptatif (ASC), logique floue (FL) et les méthodes de réseau de neurone (NN). Cependant, le contrôle électronique le plus largement utilisé ans le monde industriel le contrôleur PID.C'est la suite à sa simplicité de conception, de réglage et mettre en œuvre.

Ce chapitre s'intéresse à la présentation et à la synthèse de la commande par PID du système de suspension d'un quart et d'un demi-véhicule .Des résultats de simulation seront présentées en fin de chapitre pour étudier le comportement de système en boucle fermée en adoptant ce type de commande. Ces résultats feront l'objet d'une étude comparative entre la suspension active et passive.

2.2 Méthode de régulation par un contrôleur PID

La conception de contrôle en boucle est le correcteur PID. L'acronyme PID signifie Proportional-Integral-Derived. Afin de produire un signal de commande du système à réguler, les trois termes (Proportionnel, Intégral et Dérivé) agissent sur un signal d'erreur $e(t)$ n entre la consigne et la mesure. Ce signal d'erreur est exprimé par cette relation. :

$$e(t)=r(t)-c(t)$$

Avec : $r(t)$ consigne

$c(t)$: mesure

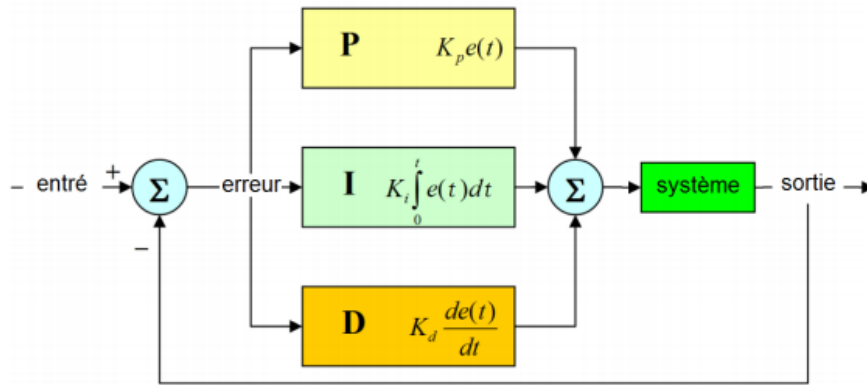


FIGURE 2.1 – schéma représentatif d'un correcteur PID .

Un correcteur PID est exprimé par la formule suivante :

$$u(t) = K_p e(t) + K_i \int e(t) dt + K_d \frac{de(t)}{dt} \quad (2.1)$$

D'où : $K_p = K$

$$K_i = K * \frac{1}{T_i}$$

$$K_d = K * T_d$$

2.3 Détermination des paramètres du régulateur PID

Il existe plusieurs façons de déterminer les paramètres du régulateur PID dans la suspension, qui peuvent être regroupés en deux catégories :

Des approches analytiques et empiriques sont également utilisées. Les approches analytiques incluent le contrôle optimal LQG, la commande H_∞ , la commande d'ordre fractionnaire et la commande au modèle interne, toutes basées sur le modèle du processus à contrôler. . . ect.

Des approches empirique qui s'articulent sur l'expérimentation. La technique de Ziegler-Nichols est l'approche la plus connue et la plus utilisée dans l'industrie industrielle. Cette méthode sera utilisée pour déterminer les paramètres K_p et K_i K_d de nos contrôleurs PID dédié à la commande du système de suspension.

2.4 La méthode de Ziegler-Nichols

En 1942, Ziegler et Nichols ont proposé deux approches expérimentales pour ajuster rapidement les paramètres des régulateurs de structure Proportionnel (P), Proportionnel-Intégral (PI) et Proportionnel-Intégral-Différentiel (PID) :

la première nécessite l'enregistrement du système en boucle ouverte réponse échelonnée, et la seconde nécessite d'amener le système en boucle fermée à sa limite de stabilité.[3] .

Type	K_p	T_i	T_d
P	T_a/KT_u	0	0
PI	$0.9T_a/KT_u$	$3T_u$	0
PID	$1.2T_a/KT_u$	$2T_u$	$0.5T_u$

TABLE 2.1 – Relations de réglage préconisé par la méthode de Ziegler-Nichols en boucle ouverte

2.4.1 Réponse indicielle en boucle ouverte

Comme illustré dans les figures (2.1) et (2.2), cette approche est basée sur les deux paramètres 'a' (pente) et 'Tc' (seuil) de l'indice de réponse d'un test en boucle ouverte (BO) [19] :

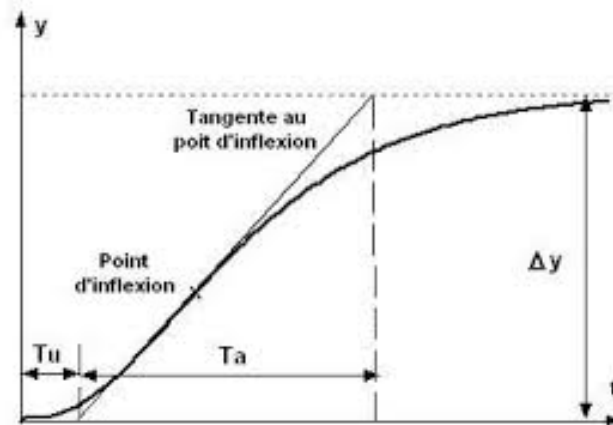


FIGURE 2.2 – Caractérisation de la réponse indicielle dans la méthode Ziegler-Nichols en BO .

Le tableau suivant montre les expressions empiriques des paramètres des contrôleurs P/PI/PID proposées par Ziegler-Nichols en boucle ouverte :

2.4.2 Réponse indicielle en boucle fermée

Les deux paramètres ' G_{rc}' , qui est le gain qui fait que le système de bouclage maintient l'oscillation, et ' T_{osc}' , qui est la période de l'oscillation qui est maintenue, définissent cette technique. Comme illustré sur la figure (2.3), le concept de cette approche est d'augmenter progressivement le gain ' G_{rc}' d'un pur correcteur proportionnel jusqu'à ce qu'une oscillation persistante soit obtenue[19].

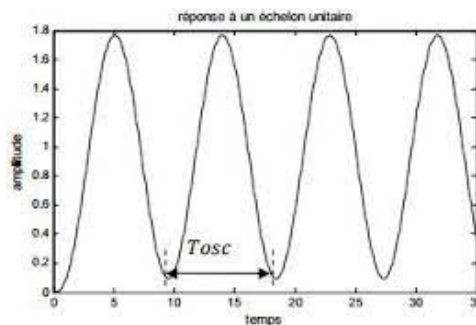


FIGURE 2.3 – Caractérisation de la réponse indicielle dans la méthode Ziegler-Nichols en BF. .

Le tableau suivant présente les paramètres de réglage des régulateurs P / PI / PID en fonction des paramètres enregistrés sur le système en boucle fermée (BF) :

Correcteurs et Actions	K_p	T_i	T_d
P	$G_{rc}/2$	$T_{i\text{maxi}}$	0
PI	$G_{rc}/2.2$	$T_{osc}/1.2$	0
PID Mixt	$G_{rc}/1.7$	$T_{osc}/2$	$T_{osc}/8$

TABLE 2.2 – Paramètres des correcteurs à partir de la méthode de pompage et de la BF pour la méthode de Ziegler Nichols [3]

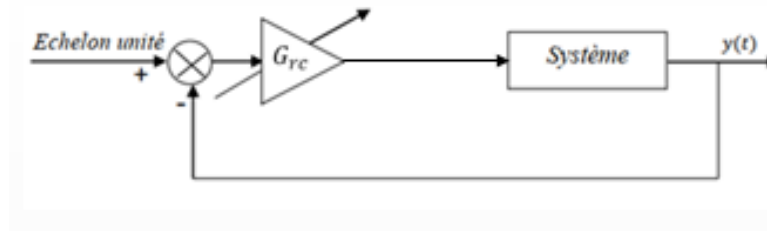


FIGURE 2.4 – méthode du pompage .

Pour déterminer les paramètres K_p, K_i et k_d du régulateur pid on a utilisé la méthode du pompage . La méthode du pompage c'est de mettre notre système en boucle fermée avec une consigne (entrer) qui égale a zéro et on augmente le gain jusqu'au l'attente d' une oscillations Après on prélève le T_{osc} Et on le remplace dans le tableau proposé par Ziegler Nichols.

2.5 Résultat de simulation

2.5.1 Quart de véhicule

Les tests qui seront effectués dans cette section simulent le comportement du système de suspension d'un quart de véhicule commandé en boucle fermée par un régulateur linéaire PID sans et en tenant compte de la dynamique de l'actionneur.

2.5.1.1 Quart active(modèle linéaire)

les résultats de simulation obtenus montrent une amélioration au niveau du confort (déplacement minime de la caisse, débattement minime et un retour vers le point d'équilibre souhaité sans oscillations).

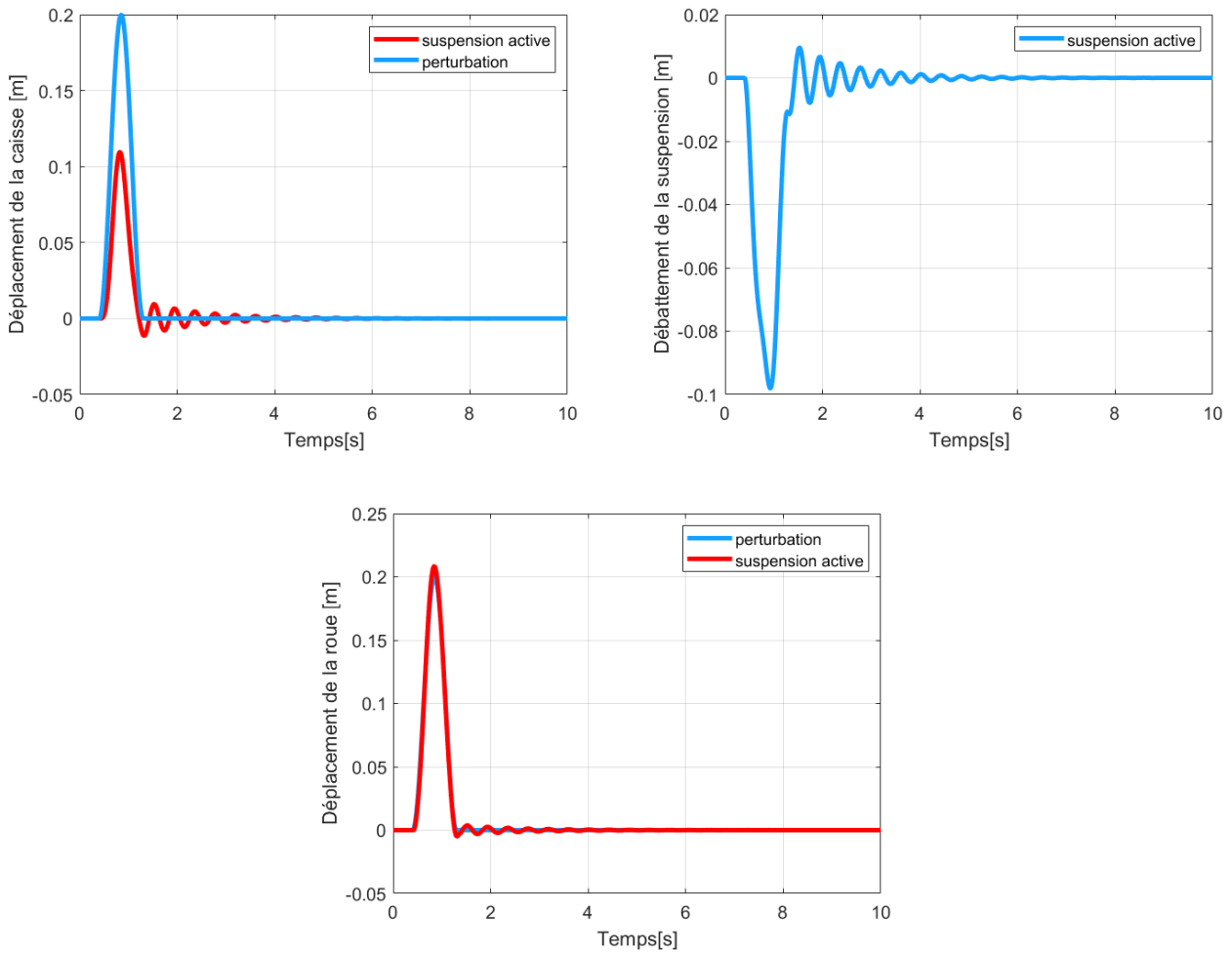


FIGURE 2.5 – Test de la commande linéaire par PID de la suspension (sans l’intégration de la dynamique de l’actionneur) d’un quart de véhicules

2.5.1.2 Quart active (non linéaire)

Comme précédemment, ce test concerne le réglage par PID de la suspension d’un quart de véhicule mais en considération de la non linéarité de l’actionneur dans la phase de modélisation. Les mêmes performances de suspension sont obtenus (confort amélioré, débattement réduit) mais avec la présence des oscillations dû à la dynamique de l’actionneur.

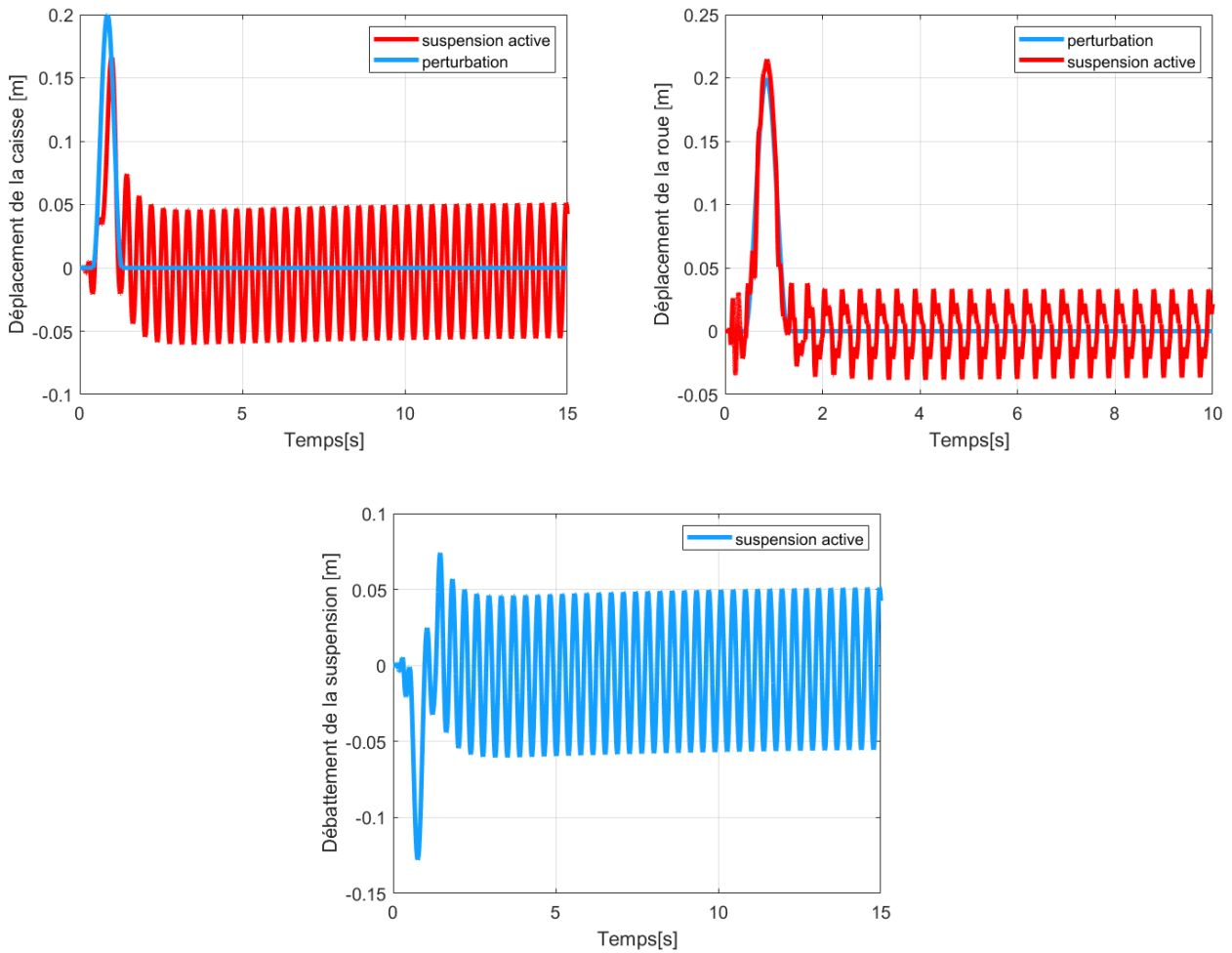


FIGURE 2.6 – Test de la commande linéaire par PID de la suspension (avec l’intégration de la dynamique de l’actionneur) d’un quart de véhicule

2.5.2 Demi-véhicule

2.5.2.1 Demi active (linéaire)

Les réponses de ce test effectué sur un modèle demi de véhicule en boucle fermée commandé par un PID sont illustrés dans la figure 2.7 . On remarque une nette amélioration sur les performances de suspension(déplacement de caisse minime,angle de tangage réduit,déplacements verticaux avant et arrière minimes).Aussi, le système reste stable et retourne vers son équilibre après quelques secondes.

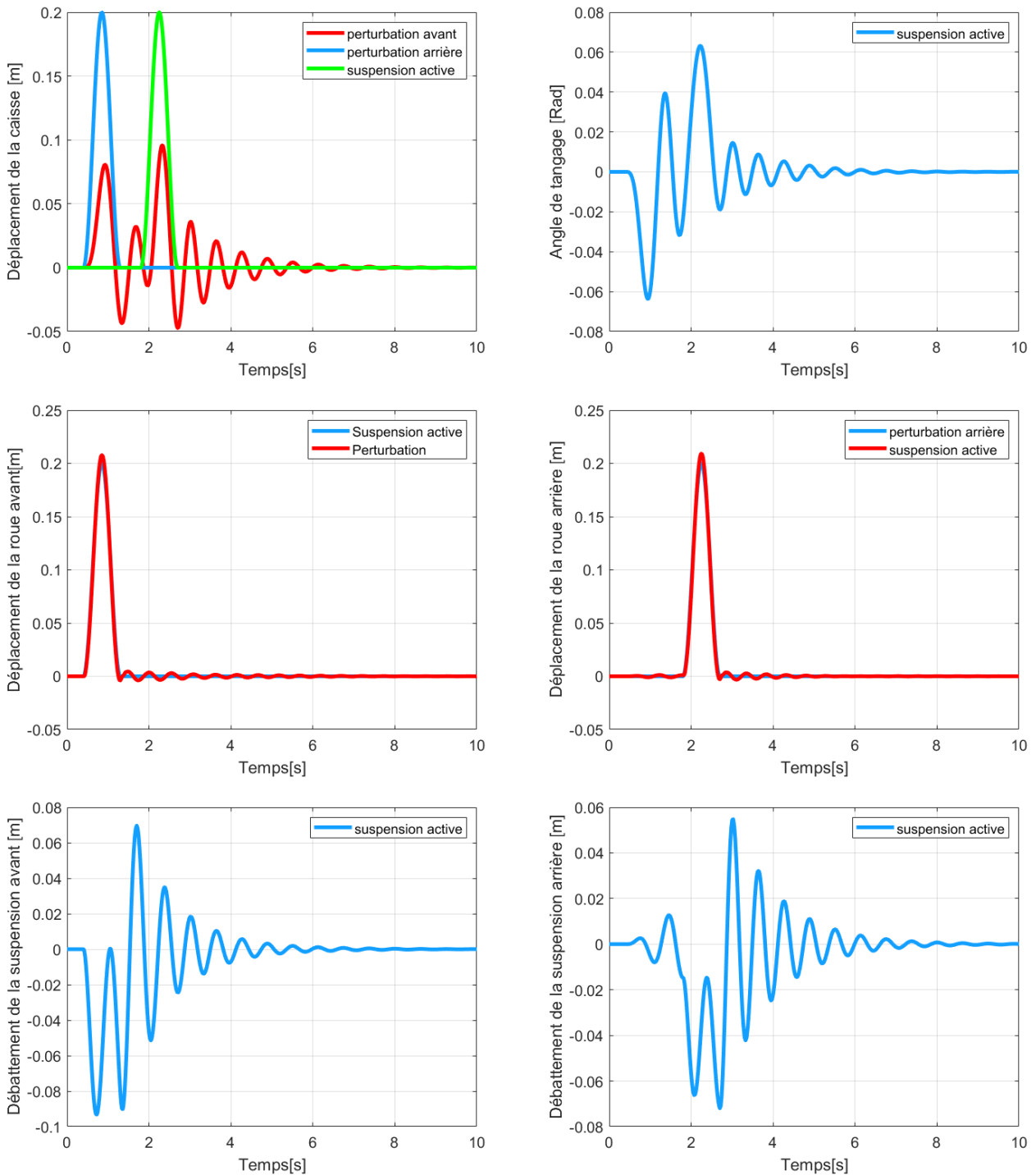


FIGURE 2.7 – Test de la commande linéaire par PID de la suspension (sans l'intégration de la Dynamique de l'actionneur) d'un demi- véhicule

2.5.2.2 Demi-active (non linéaire)

Les résultats obtenues dans ce test présentent le comportement du modèle demi-véhicule (en considération de la dynamique de l'actionneur) commandé par le régulateur PID lors son passage sur un dos-d'âne (d'amplitude 20cm et 25cm de largeur), La figure 2.8 montre comme le test précédant une atténuation remarquable sur les réponses de suspension présentées. Cependant, de faibles oscillations se manifestent autour du point d'équilibre.

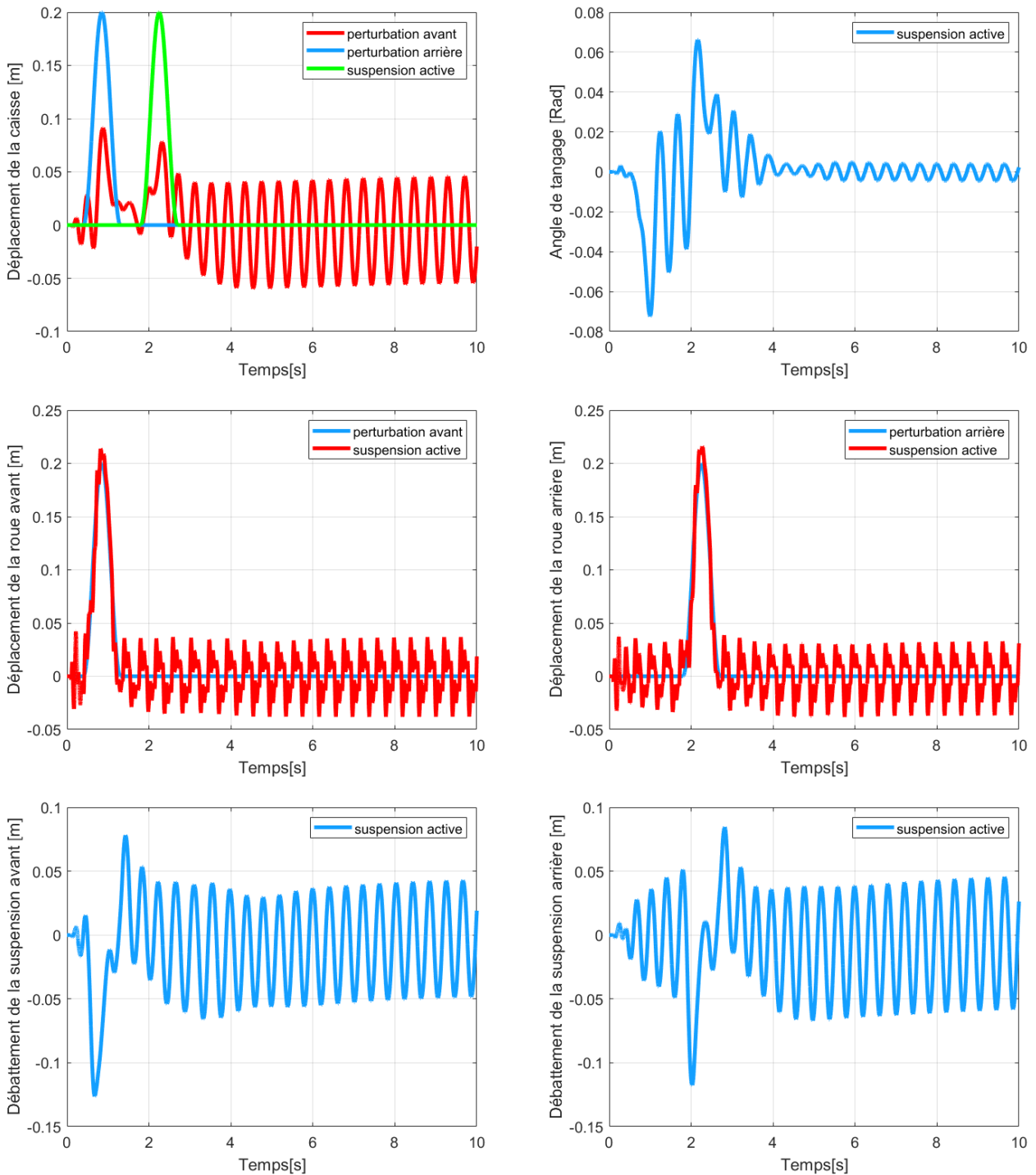


FIGURE 2.8 – Test de la commande linéaire par PID de la suspension (avec l'intégration de la Dynamique de l'actionneur d'un demi- véhicule

2.6 Conclusion

Dans ce chapitre, un bref aperçu théorique sur la commande linéaire par PID a été présenté. Une méthode de réglages empirique pour la détermination des coefficients du contrôleur a été détaillée. La synthèse de commande linéaire du système de suspension dans un quart et demi-véhicule a montré une amélioration des performances de suspension. Ceci est due à la nature de la fréquence basse de l'entrée de route. Il est due aussi au fonctionnement du

systemes non linéaire(cas d'intégration de la dynamique de l'actionneur) autour de son point d'équilibre(perturbation de route de faible amplitude) Dans le cas où le système de suspension non-linéaire s'éloigne de son point d'équilibre, la commande linéaire PID sera incapable de garantir de bonnes performances de suspension et maintenir le système stable. Donc le recours à des techniques de commandes non linéaires s'avère nécessaire.Parmi ces techniques,on choisira la commande par mode glissant qui sera détaillée et synthétisée pour la commande du système de suspension.

Chapitre 3

Commande nonlinéaire par mode glissant du système de suspension

3.1 Introduction

Dans le contrôle de systèmes non linéaires ou instables, les lois de contrôle classiques peuvent être médiocres car elles ne sont pas puissantes, en particulier lorsque les contraintes de précision et d'autres caractéristiques dynamiques des systèmes sont rigides.

Le recours à des lois de commande non-linéaires robustes et insensibles aux changements de paramètres, aux perturbations et aux non-linéarités s'avère nécessaire.

Le contrôle par mode glissant est une commande non linéaire qui appartient à la famille des contrôleurs à structure variable, c'est-à-dire des commandes commutant entre plusieurs lois de commande différentes.

Cette commande offre une haute précision, une réponse dynamique rapide, une stabilité, une simplicité de construction et de fabrication, et une solidité en raison de la variabilité des paramètres internes ou externes.

Dans ce chapitre, on s'intéresse à la présentation et à l'application de cette technique pour la commande du système de suspension pour les modèles quart et demi véhicule (modèles de suspension linéaire et non linéaire). Une synthèse de commande par mode glissant sera détaillée suivie par des tests de simulation effectués pour vérifier la robustesse des régulateurs conçus.

3.2 Commande par mode glissant

Les premiers travaux concernant les systèmes de commande à structure variable en mode de glissement ont été proposés et élaborés au début des années 50 par Emelyanov. Par la suite, ces travaux ont été repris ailleurs, soit pour compléter l'étude théorique soit pour étudier quelques applications possibles, en particulier dans le domaine des entraînements réglés. Cependant, ce n'est qu'à partir des années 80 que la commande par mode de glissement est devenue intéressante et attractive.

La commande par mode glissant est une classe de la commande à structure variable, elle est efficace et robuste pour les systèmes linéaires et non linéaires. La tâche principale de la commande par mode glissant, est de fournir une surface de commutation, selon des lois [20] d'existence, de convergence et de stabilité. Le principe de la commande à modes glissants consiste à ramener la trajectoire d'état à évoluer vers une surface de glissement et la faire commuter autour de celle-ci jusqu'au point d'équilibre à l'aide d'éléments de commutation discontinus. La surface considérée, correspondant aux dynamiques souhaitées, est alors désignée

comme étant la surface de glissement et la commande garantit que le point représentatif du système atteint l'hyper surface en un temps finie.

3.2.1 Systèmes à structure variable

Le terme système à structure variable apparaît à cause de la structure qui change d'une façon discontinue entre deux ou plusieurs structures. L'étude de tel système est très bénéfique notamment en mécanique, en physique, et en électricité... . Un système à structure variable est un système dont la structure change pendant son fonctionnement, il est caractérisé par le choix d'une structure et d'une logique de commutation. Ce choix permet au système de commuter d'une structure à l'autre à tout instant. De plus un tel système peut avoir de nouvelles propriétés qui n'existent pas dans chaque structure[22]. Le système à structure variable admet une représentation par des équations différentielles du type : . [21].

$$\dot{x} = \begin{cases} f_1(X) & \text{si la condition 1 est vérifiée} \\ \vdots \\ f_n(X) & \text{si la condition n est vérifiée} \end{cases} \quad (3.1)$$

Où f_i sont des fonctions appartenant à un ensemble de sous systèmes.

3.3 Théorie des modes glissants

La théorie des systèmes à structure variable (sliding mode), est une technique de commande non linéaire, elle est caractérisée par la discontinuité de la commande aux passages par une surface de commutation appelée surface de glissement. La technique des modes glissants consiste à amener la trajectoire d'état d'un système vers la surface de glissement et de la faire commuter à l'aide d'une commutation appropriée autour de celle-ci jusqu'au point d'équilibre. D'où le phénomène de glissement figure . en résumé, une commande par régime glissant est divisée en deux parties :

- Délimiter une surface pour la quel une fois que la trajectoire du système trouve cette région, elle ait contrôlé .
- Déterminer une loi de commande qui apporte le système jusqu'à cette région de l'espace d'état.

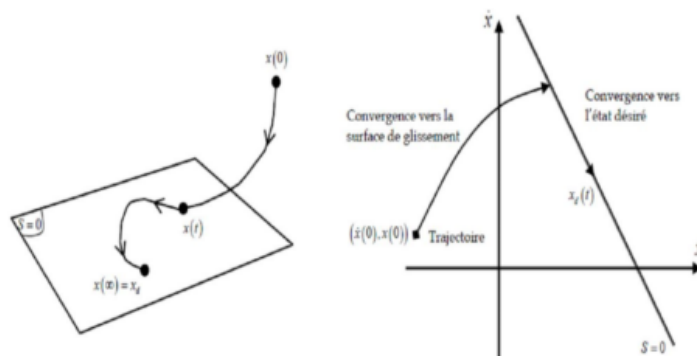


FIGURE 3.1 – Convergence du système glissant .

Dans la littérature nous trouvons deux types de modes glissants d'ordre 1 et d'ordre deux.

- **mode glissant idéal** : En théorie, l'organe de commutation est supposé insensible aux bruits. et la trajectoire en régime glissant décrit parfaitement l'équation $S(x)=0$. Le régime

glissant idéal à une oscillation de fréquence infinie et d'amplitude nulle, le point représentatif de l'évolution du système glisse parfaitement sur l'hyper surface de commutation [21]

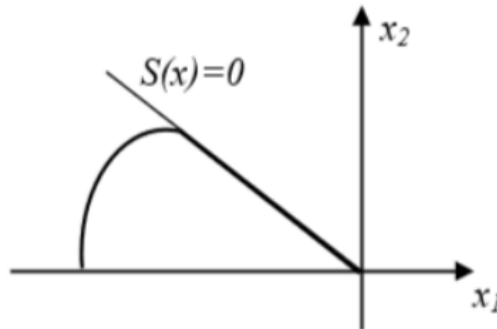


FIGURE 3.2 – Glissement idéal .

• **mode glissant réel** : En pratique l'organe de commutation est réalisé à partir de relais qui présente des imperfections comme les retards de commutations, dans ce cas, la trajectoire de phase du régime glissant reste au voisinage de la surface de commutation donnant naissance à des oscillations indésirables qui éliminent la précision du système et néanmoins sa stabilité. [21].

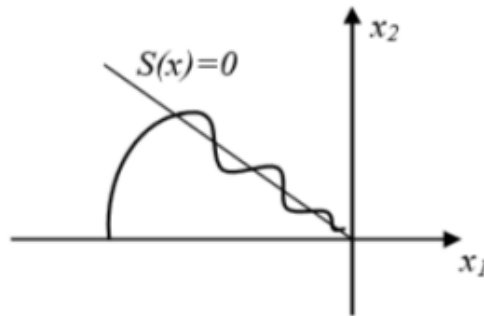


FIGURE 3.3 – Glissement réel .

3.3.1 Objectif de la commande par mode glissant

L'objectif de la commande par mode glissant se résume en deux points essentiels :

- définir une surface $S(x,t)$, telle que toutes les trajectoires du système sont guidé vers un comportement désiré de poursuite, régulation et stabilité.
- Déterminer une loi de commande $U(x,t)$ qui peut conduire toutes les trajectoires d'état vers la surface de glissement et les maintenir sur cette région. [21].

3.4 Conception de la commande par mode glissant

La conception de la commande en mode glissement prend systématiquement en compte les problèmes de stabilité et de bonne performance dans son approche. qui s'effectue principalement en trois étapes supplémentaires définies par :

- Choix des surfaces de glissement.
- Détermination des conditions d'existence et de convergence du régime glissant.

- Établissements d'une loi de contrôle

3.4.1 Choix de la surface de glissement

Le choix d'une surface de glissement concerne, en fonction de l'application et du but, non seulement le nombre de surfaces, mais aussi leur forme. En général, l'équation d'état suivante décrit un système d'état :

$$\begin{cases} \dot{x} = f(x, t) + g(x, t)u(t) \\ y = h(x) \end{cases} \quad y \in R^m \quad (3.2)$$

Slotine a proposé une forme générale qui consiste à définir une fonction scalaire des surfaces de glissement dans le plan de phase dans le but d'assurer la convergence d'une variable d'état x vers sa valeur de consigne S^d cette fonction est donnée par l'équation [21] :

$$S(x) = \left(\frac{d}{dt} + \lambda_x \right)^{r-1} e(x) \quad (3.3)$$

Avec :

$e(x)$: écart de la variable à réguler.

λ : une constante positive qui interprète la bande passante de contrôle désirée.

r : degré relatif, c'est le plus petit entier positif représentant le nombre de fois qu'il faut dériver afin de faire apparaître la commande.

Ou :

$$e(x) = x_f - x \quad (3.4)$$

Pour $r=1$:

$$S(x) = e(x) \quad (3.5)$$

Pour $r=2$:

$$S(x) = \lambda_x e(x) + \dot{e}(x) \quad (3.6)$$

On prend $r=2$

La difficulté revient à un problème de poursuite de trajectoire dont l'objectif est de garder $S(x)$ à zéro. Ceci est équivalent à une linéarisation exacte de l'écart en respectant la condition de convergence. La linéarisation exacte de l'écart a pour but de forcer la dynamique de l'écart (référence sortie) à être une dynamique d'un système linéaire autonome d'ordre $\ll r \gg$ [21]

3.4.2 Condition de convergence

Les condition de glissement oblige les points qui représente la trajectoire à rester sur le territoire de glissement, donc elle s'appartienne au mode de convergence de l'état du système[21].

3.4.2.1 Fonction direct de commutation (convenance)

. Elle est donnée par :

$$\dot{S}(x) > 0 \text{ lorsq } S(x) < 0$$

$$\dot{S}(x) < 0 \text{ lorsq } S(x) > 0$$

A partir de ces deux inégalités en peut formuler la condition suivante :

$$\dot{S}(x)S(x) < 0 \tag{3.7}$$

3.4.2.2 Fonction de Lyapunove

Il s'agit de choisir une fonction candidate de Lyapunov $V(x) > 0$ (fonction scalaire positive) pour les variables d'état du système et de choisir une loi de commande qui fera décroître cette fonction $\dot{V}(x) < 0$.

En définissant par exemple une fonction candidate de Lyapunov pour le système comme suit :

$$V(x) = \frac{1}{2}S^2(x) \tag{3.8}$$

En dérivant cette dernière, on obtient :

$$\dot{V}(x) = \dot{S}(x)S(x) \tag{3.9}$$

Pour la réduction de la fonction candidate de Lyapunov, cette méthode est suffisante pour évaluer l'efficacité et la stabilité des systèmes non linéaires en évaluant le contrôle Cette approche.

3.4.3 Détermination de la loi de commande

Lorsque le régime glissant est atteint, la dynamique du système est indépendante de la loi de commande qui n'a pour but que de maintenir les conditions de glissement (l'attractive de la surface), c'est pour cette raison que la surface est déterminée indépendamment de la commande. Maintenant, il reste à déterminer la condition nécessaire pour ramener la variable à contrôler vers la surface et ensuite vers son point d'équilibre en maintenant la condition d'existence des modes glissants. L'obtention d'un régime de glissement suppose une commande discontinue. La surface de glissement devrait être attractive des deux cotés. De ce fait, si cette commande discontinue est indispensable, il n'empêche nullement qu'une partie continue lui soit ajoutée.

La partie continue nous permet de réduire autant que nous voulons l'amplitude de la partie discontinue. En présence d'une perturbation, la partie discontinue a essentiellement pour but de vérifier les conditions d'attractives Par conséquent, la structure d'un contr[^]oleur mode glissant comporte deux parties; une première 54concernant la linéarisassions exacte U_{eq} et une deuxième U_n dite stabilisante

$$U = U_{eq} + U_n \tag{3.10}$$

U_{eq} Correspond à la commande équivalente proposée par Filipov et Utkin . Cette commande est considérée comme la plus directe et la plus simple. Elle est utilisée lorsque l'état du système

entre dans le mode de glissement et pour but de compenser les dynamiques indésirables. Cette commande est calculée en reconnaissant que le comportement du système durant le mode de glissement est décrit par : $\dot{S}(x) = 0$.

La commande discrète U_n est introduite pour satisfaire la condition de convergence en dépit de l'imprécision sur les paramètres du modèle du système . La commande équivalente peut être interprétée comme la valeur moyenne que prend la commande lors de la commutation rapide entre U_{max} et U_{min} . [21]

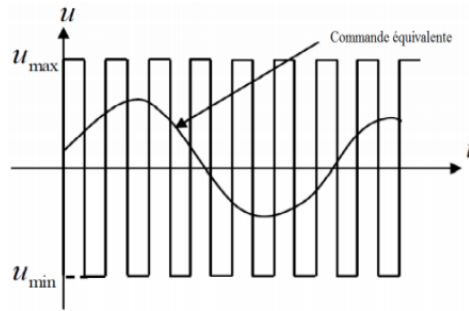


FIGURE 3.4 – Représentation de la commande équivalente .

Comme exemple d'application, on considère un système d'état défini par l'équation . Le but est de chercher une expression de la commande u.

La dérivée de la surface est

$$\dot{S}(x) = \frac{dS(x)}{dt} = \frac{dS(x)}{dx} \frac{dx}{dt} \quad (3.11)$$

Par substitution, nous obtenons :

$$\dot{S}(x) = \frac{dS(x)}{dt} = \frac{dS(x)}{dx} (f(x,t) + g(x,t)u_{eq}(t)) + \frac{dS(x)}{dx} g(x,t)u_n \quad (3.12)$$

En mode de glissement et en régime permanent, la dérivée de la surface est nulle (car la surface est égale à zéro). Ainsi, nous obtenons :

$$\begin{cases} U_{eq}(t) = -\left(\frac{dS}{dx}g(x,t)\right)^{-1}\left(\frac{dS}{dx}f(x,t)\right) \\ U_n = 0 \end{cases}$$

Pour que la commande équivalente puisse prendre une valeur finie, il faut que :

$$\frac{dS(x)}{dx}g(x,t) \neq 0 \quad (3.13)$$

Durant le mode de convergence, en remplaçant le terme u_{eq} par sa valeur dans l'équation, nous obtenons

$$\dot{S}(x) = \frac{dS(x)}{dt} = \frac{dS(x)}{dx} (g(x,t)u_n) \quad (3.14) \text{ Et par la suite, la condition d'attractivité devient :}$$

$$S(x) \frac{dS(x)}{dx} (g(x,t)u_n) < 0 \quad (3.15)$$

Afin de satisfaire la condition, le signe de u_n doit être opposé à celui de $S(x) \frac{dS(x)}{dx}(g(x,t)u_n)$. La solution la plus simple est de choisir un sous la forme de relais (Figure 3.6). Dans ce cas, la commande s'écrit comme suit :

$$u_n = -k \operatorname{sign}(S(x)) \quad (3.16)$$

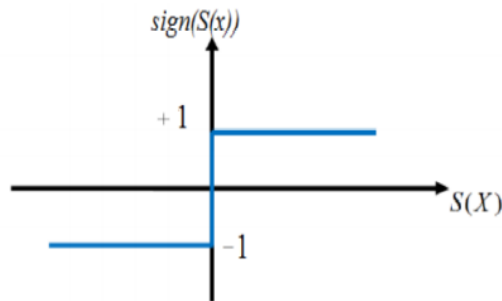


FIGURE 3.5 – La fonction ‘sign’.

Avec k est le gain de commande, choisi suffisamment grand pour compenser l'écart dynamique entre le système réel et de référence (donné par la surface de glissement), et les perturbations du système[21].

Si le gain k est très petit, le temps de réponse sera long, si k est très grand, le temps de réponse sera rapide mais des oscillations indésirables risquent d'apparaître (couramment appelées Chatte ring en anglais) sur les réponses en régime permanent.

3.5 Élimination du phénomène du broutement (Chatte-ring)

Le phénomène de Chatte-ring est le principal inconvénient du contrôle du mode glissant. Elle est due d'une part à l'imperfection des éléments de commutation ou à des limites technologiques et physiques, telles que des retards de commutation ou des comportements d'hystérésis, qui peuvent exciter des dynamiques non dynamiques. Prise à haute fréquence.

Le phénomène de Chatte-ring est un phénomène indésirable car il ajoute des composantes de fréquence théoriquement infinies au spectre de contrôle. Un tel contrôle, très difficile à réaliser en pratique, peut endommager les actionneurs par des sollicitations trop fréquentes.

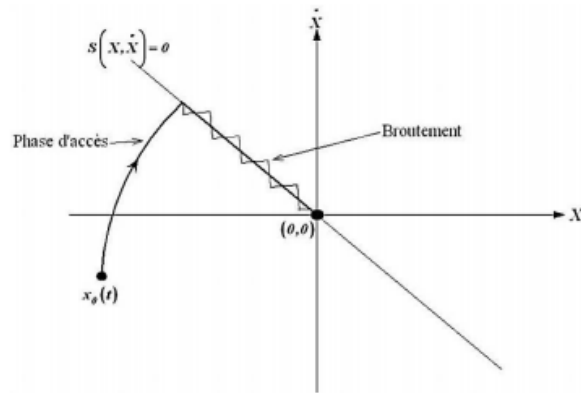


FIGURE 3.6 – Phénomène broutement (réticence) .

Dans le but de réduire ces oscillations, plusieurs solutions ont été apportées comme par exemple : remplacer la fonction «signe» par une fonction de saturation caractérisée par un ou deux seuils (atténuation des amplitudes des ondulations) (Figure 3.8).

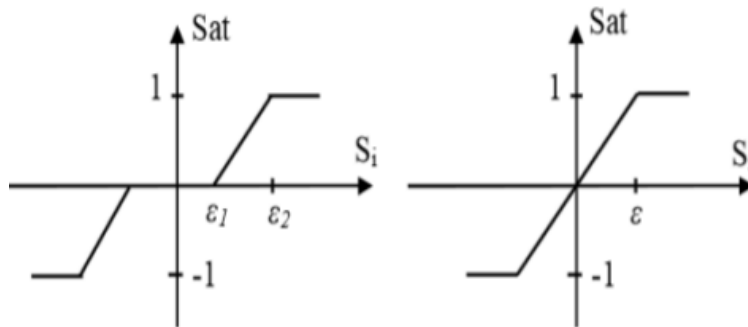


FIGURE 3.7 – Fonction SAT avec un seuil et deux seuils (zone morte) .

Ces deux fonctions sont respectivement définies par :

$$sat(s) = \begin{cases} -1 & si; \quad s < -\epsilon \\ s & si; \quad |s| < \epsilon \\ \epsilon & si; \quad s > \epsilon \\ 1 & si; \quad s > \epsilon \end{cases} \quad (3.17)$$

$$sat(s) = \begin{cases} 0 & si; \quad |s| < \epsilon_1 \\ \frac{s - \epsilon_1}{\epsilon_2 - \epsilon_1} & si; \quad \epsilon_1 < |s| < \epsilon_2 \\ sign(s) & si; \quad s > \epsilon_2 \end{cases} \quad (3.18)$$

On peut aussi la remplacer par une fonction de classe C1. On donne ci-dessous un exemple de ce type de fonction (Figure 3.9)[21].

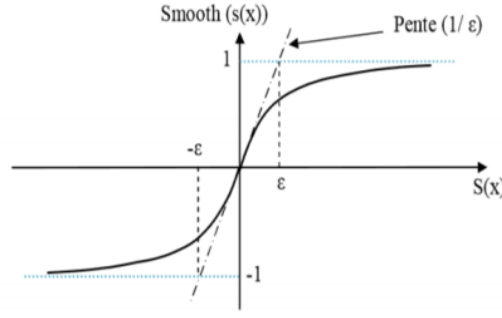


FIGURE 3.8 – Fonction de classe C1 ($\epsilon > 0$ et petit).

$$smooth(S(x)) = tanh(S(x)) = \frac{e^x - e^{-x}}{e^x + e^{-x}} = \frac{S(x)}{|S(x)| + \epsilon} \quad (3.19)$$

D'où, on aura la commande douce suivante[21] :

$$\Delta U = K_x \frac{S(x)}{|S(x)| + \epsilon} \quad (3.20)$$

3.6 Synthèse d'un régulateur mode glissant pour la commande vertical d'un quart de véhicule

3.6.1 Quart de véhicule active (linéaire)

Dans cette partie nous allons accorder la commande par mode glissant sur le système sans l'intégration de la dynamique de l'actionneur, Cette technique est basée sur le choix d'une surface de glissement qui permet de stabiliser le procédé en boucle fermée. Le but de la commande est assuré un bon confort au passagers en limitant au maximum le déplacement vertical de la masse suspendue (la caisse) qui peut être nul dans le cas idéal. Et limite aussi le problème de débattement ($z_s - z_r$)[15].

L'équation dynamique de l'erreur verticale par rapport à une position de référence, est donnée :

$$e = z_s - z_{s,ref} \quad (3.21)$$

La surface de Lyapunov est exprimée sous la forme :

$$S = \dot{e} + \lambda e \quad (3.22)$$

Différentions cette surface par rapport au temps :

$$\dot{S} = \ddot{e} + \lambda \dot{e}$$

$$= \ddot{z}_s - \ddot{z}_{sref} + \lambda \dot{e}$$

$$= \frac{K_s}{m_s}(z_s - z_u) - \frac{c_s}{m_s}(\dot{z}_s - \dot{z}_u) - \frac{f_a}{m_s} - \ddot{z}_{sref} + \lambda \dot{e}$$

En régime permanent, $\dot{S} = 0$ D'où la commande $f_{a,eq}$ s'écrit comme suite :

$$f_{a,eq} = -m_s \left[\frac{K_s}{m_s}(z_s - z_u) - \frac{c_s}{m_s}(\dot{z}_s - \dot{z}_u) - \frac{f_a}{m_s} - \ddot{z}_{sref} + \lambda \dot{e} \right] \quad (3.23)$$

Durant le mode de convergence,

$$S\dot{S} < 0 \quad (3.24)$$

On impose la commande discrète comme suite :

$$f_{a(n)} = -m_s[k_h \text{sign}(S)] \quad (3.25)$$

Avec

k_h : un gain de glissement positif

La loi de commande globale peut être exprimée comme suit :

$$f_a = f_{a,eq} + f_{a(n)} = -m_s \left[\frac{K_s}{m_s} (z_s - z_u) - \frac{c_s}{m_s} (\dot{z}_s - \dot{z}_u) - \frac{f_a}{m_s} - \ddot{z}_{sref} + \lambda \dot{e} - k_h \text{sign}(S) \right] \quad (3.26)$$

3.6.2 Quart de véhicule active(non linéaire))

L'équation dynamique de l'erreur verticale par rapport à une position de référence, est donnée :

$$e = z_s - z_{s,ref} \quad (3.27)$$

La surface de Lyapunov est exprimée sous la forme :

$$S = \dot{e} + \lambda e \quad (3.28)$$

Différentions cette surface par rapport au temps :

$$\dot{S} = \ddot{z}_s - \ddot{z}_{sref} + \lambda \dot{e} \quad (3.29)$$

$$f_{a,eq} = \frac{\beta}{\gamma \omega_3 A_L} \left\{ \begin{array}{l} k_s(z_s - z_u) + (c_s + (\dot{z}_s - \dot{z}_u) + \frac{A_L}{\beta} \tau \dot{P}_L + \frac{\alpha A_L^2}{\beta} (\dot{z}_s - \dot{z}_u) + \frac{A_L \gamma \omega}{\beta} \tau \dot{x}_v) \\ + \ddot{z}_{s,ref} - \lambda \dot{e} \end{array} \right\} \quad (3.30)$$

$$f_a = f_{a,eq} + f_{a(n)}$$

$$f_a = \frac{\beta}{\gamma \omega_3 A_L} \left\{ \begin{array}{l} k_s(z_s - z_u) + (c_s + (\dot{z}_s - \dot{z}_u) + \frac{A_L}{\beta} \tau \dot{P}_L + \frac{\alpha A_L^2}{\beta} (\dot{z}_s - \dot{z}_u) + \frac{A_L \gamma \omega}{\beta} \tau \dot{x}_v) \\ + \ddot{z}_{s,ref} - \lambda \dot{e} \end{array} \right\} - K_h \text{sing}(S) \quad (3.31)$$

3.7 Synthèse d'un régulateur mode glissant pour la commande vertical d'un demi-véhicule

3.7.1 Demi-véhicule active(linéaire)

Dans ce cas, le confort, la tenue de route et le débattement de la caisse sont les trois paramètres à tenir en compte pour améliorer la performance de la suspension du véhicule.

Un bon confort est obtenu en limitant au maximum les deux déplacements de la caisse verticale, et angulaire) θ . même chose pour l'accélération vertical \ddot{z}_c , et angulaire $\dot{\theta}$ de la caisse. Un débattement minimal, correspond à un écart limité entre les déplacements des centres de roue par rapport à la caisse suivant l'axe vertical, c'est à dire $(z_{sf} - z_{uf})$ et $(z_{sr} - z_{ur})$ sont minimales. L'équation dynamique de l'erreur verticale par rapport à une position de référence pour la roue avant, est donnée par :

$$e_1 = z_{sf} - z_{sfref} \quad (3.32)$$

La surface de Lyapunov choisi dans ce cas s'exprime comme suit :

$$S_1 = \dot{e}_1 + \lambda e_1 \quad (3.33)$$

Différentions cette surface par rapport au temps :

$$\begin{aligned} \dot{S}_1 &= \ddot{e}_1 + \lambda \dot{e}_1 \\ &= \ddot{z}_{sf} - \ddot{z}_{sfref} + \lambda \dot{e}_1 \\ &= a_1 F_{af} - a_1 k_{sf} [z_{sf} - z_{uf}] - a_1 c_{sf} [\dot{z}_{sf} - \dot{z}_{uf}] + a_2 F_{ar} - a_2 k_{sr} [z_{sr} - z_{ur}] - a_2 c_{sr} [\dot{z}_{sr} - \dot{z}_{ur}] \end{aligned}$$

L'erreur verticale pour la roue arrière est donnée par :

$$e_2 = z_{sr} - z_{srref} \quad (3.34)$$

La surface de Lyapunov augmentée s'exprime comme suit :

$$S_2 = \dot{e}_2 + \lambda e_2 \quad (3.35)$$

Différentions cette surface par rapport au temps :

$$\begin{aligned} \dot{S}_2 &= \ddot{e}_2 + \lambda \dot{e}_2 \\ &= \ddot{z}_s - \ddot{z}_{srref} + \lambda \dot{e}_2 \\ &= a_2 F_{af} - a_2 k_{sf} [z_{sf} - z_{uf}] - a_2 c_{sf} [\dot{z}_{sf} - \dot{z}_{uf}] + a_3 F_{ar} - a_3 k_{sr} [z_{sr} - z_{ur}] - a_3 c_{sr} [\dot{z}_{sr} - \dot{z}_{ur}] \end{aligned}$$

En régime permanent, $\dot{S}_1 = 0$ $\dot{S}_2 = 0$

Donc :

$$\begin{cases} a_1 F_{af} - a_1 k_{sf} [z_{sf} - z_{uf}] - a_1 c_{sf} [\dot{z}_{sf} - \dot{z}_{uf}] + a_2 F_{ar} - a_2 k_{sr} [z_{sr} - z_{ur}] - a_2 c_{sr} [\dot{z}_{sr} - \dot{z}_{ur}] \\ \quad - \ddot{z}_{sf,ref} + \lambda_1 \dot{e}_1 = 0 \\ a_2 F_{af} - a_2 k_{sf} [z_{sf} - z_{uf}] - a_2 c_{sf} [\dot{z}_{sf} - \dot{z}_{uf}] + a_3 F_{ar} - a_3 k_{sr} [z_{sr} - z_{ur}] - a_3 c_{sr} [\dot{z}_{sr} - \dot{z}_{ur}] \\ \quad - \ddot{z}_{sr,ref} + \lambda_2 \dot{e}_2 = 0 \end{cases} \quad (3.36)$$

détermine la commande F_{af}

$$F_{af} = \frac{-a_2 \{F_{ar} - k_{sr} [z_{sr} - z_{ur}] - c_{sr} [\dot{z}_{sr} - \dot{z}_{ur}]\} + \ddot{z}_{sf,ref} - \lambda_1 \dot{e}_1}{a_1} + k_{sf} [z_{sf} - z_{uf}] + c_{sf} [\dot{z}_{sf} - \dot{z}_{uf}] \quad (3.37)$$

détermine la commande F_{ar}

$$F_{ar} = \frac{-a_2 \{F_{af} - k_{sf} [z_{sf} - z_{uf}] - c_{sf} [\dot{z}_{sf} - \dot{z}_{uf}]\} + \ddot{z}_{sr,ref} - \lambda_2 \dot{e}_2}{a_3} + k_{sr} [z_{sr} - z_{ur}] + c_{sr} [\dot{z}_{sr} - \dot{z}_{ur}] \quad (3.38)$$

Enfin :

$$F_{ar} = \frac{1}{H} \left\{ \begin{aligned} & \left(\frac{-a_2^2}{a_1 a - 3} + 1 \right) (k_{sr} [z_{sr} - z_{ur}] + c_{sr} [\dot{z}_{sr} - \dot{z}_{ur}] - \frac{a_2^2}{a_1 a - 3} sf,ref + \frac{a_2^2}{a_1 a - 3} \lambda_1 \dot{e}_1) \\ & + \frac{1}{a_3} \ddot{z}_{sr,ref} - \frac{1}{a_3} \lambda_1 \dot{e}_1 \end{aligned} \right\} \quad (3.39)$$

Où

$$H = 1 - \frac{-a_2^2}{a_1 a - 3}$$

Par la suite, la commande totale du système s'exprime :

$$F_h = \begin{cases} f_{af} - k_1 \text{sign}(S_1) \\ f_{ar} - k_2 \text{sign}(S_2) \end{cases}$$

3.7.2 Demi-véhicule active(non linéaire)

L'équation dynamique de l'erreur verticale par rapport à une position de référence pour la roue avant, est donnée par :

$$e_1 = z_{sf} - z_{sfref} \quad (3.40)$$

La surface de Lyapunov choisi dans ce cas s'exprime comme suit :

$$S_1 = \dot{e}_1 + \lambda e_1 \quad (3.41)$$

Différentions cette surface par rapport au temps :

$$\dot{S}_1 = \ddot{z}_{sf} - \ddot{z}_{sfref} + \lambda \dot{e}_1 \quad (3.42)$$

détermine la commande F_{af}

$$\begin{aligned} f_{af} = & \frac{\beta_f}{\omega_f A_L \gamma_f} k_{sf} (z_{sf} - z_{uf}) + \frac{\beta_f}{\omega_f A_L \gamma_f} c_{sf} (\dot{z}_{sf} - \dot{z}_{uf}) - \frac{a_2 \beta_f}{a_1 \omega_f A_L \gamma_f} k_{sr} (z_{sr} - z_{ur}) - \frac{a_2 \beta_f}{a_1 \omega_f A_L \gamma_f} c_{sr} (\dot{z}_{sr} - \dot{z}_{ur}) \\ & + \frac{1}{\omega_f \gamma_f} \dot{P}_{L1} \\ & + \frac{\alpha_f A_L}{\omega_f \gamma_f} (\dot{z}_{sf} - \dot{z}_{uf}) + \frac{a_2}{a_1 \omega_f \gamma_f} \dot{P}_2 + \tau \dot{x}_{v1} + \frac{a_2 \omega_r}{a_1 \Omega_f} \dot{x}_{v2} - \frac{a_2 \omega_r}{a_1 \Omega_f} f_{ar} - \frac{\beta_f}{a_1 A_L \omega_f \gamma_f} \ddot{z}_{sf,ref} - \frac{\beta_f}{a_1 A_L \omega_f \gamma_f} \dot{e}_1 \end{aligned} \quad (3.43)$$

détermine la commande F_{ar}

L'erreur verticale pour la roue arrière est donnée par :

$$e_2 = z_{sr} - z_{srref} \quad (3.44)$$

La surface de Lyapunov augmentée s'exprime comme suit :

$$S_2 = \dot{e}_2 + \lambda e_2 \quad (3.45)$$

Différentions cette surface par rapport au temps :

$$\dot{S}_2 = \ddot{z}_{sr} - \ddot{z}_{srref} + \lambda \dot{e}_2 \quad (3.46)$$

$$\begin{aligned} f_{ar} = & \frac{1}{M} \left[K_{sr}(z_{sr} - z_{ur}) \left[\frac{\beta_r}{A_L \gamma_r \Omega_r} - \frac{a_2^2 \beta_f}{a_3 A_L \gamma_r \Omega_r} \right] + c_{sr}(\dot{z}_{sr} - \dot{z}_{ur}) \left[\frac{\beta_r}{A_L \gamma_r \omega_r} - \frac{a_2^2 \beta_f}{a_1 A_L \gamma_r \omega_r a_3} \right] \right. \\ & \left. + \dot{P}L_1 \left[\frac{a_2 \beta_r}{\beta_f a_3 \omega_r \gamma_r} - \frac{a_2}{a_3 \gamma_f \omega_r} \right] + \dot{P}L_2 \left[\frac{1}{\gamma_r \omega_r} - \frac{a_2^2}{a_3 \gamma_r \omega_r a_1} \right] \right] \\ + (\dot{z}_{sr} - \dot{z}_{ur}) & \left[\frac{A_L \alpha_r}{\gamma_r \omega_r} - \frac{a_2^2 A_L \alpha_f}{\gamma_r \omega_r a_3} \right] + \tau x_{v2} \left[1 - \frac{a_2^2}{a_3 a_1} \right] + \frac{\beta_r}{a_3 A_L \gamma_r \gamma_r} \ddot{z}_{sr,ref} - \frac{\beta_r}{a_3 A_L \gamma_r \omega_r} A_2 \dot{e}_2 + \frac{a_2 \beta_f}{a_3 \omega_r \gamma_r a_1 A_L} \lambda_1 \dot{e}_1 \end{aligned} \quad (3.47)$$

$$M = \left(1 - \frac{a_2^2}{a_3 a_1} \right)$$

Enfin :

$$F_h = \begin{cases} f_{af} - k_1 \text{sign}(S_1) \\ f_{ar} - k_2 \text{sign}(S_2) \end{cases}$$

3.8 Résultats de simulation

3.8.1 Quart de véhicule

3.8.1.1 Quart active(linéaire)

La figures (3.9) présentent les résultats de simulation obtenus du modèle ¼ de véhicule en boucle fermé branché avec la commande par mode glissant pour le modèle passive sans tenant compte la considération de la dynamique de l'actionneur on gardons toujours la même perturbation (ralentisseur d'amplitude 20cm) .

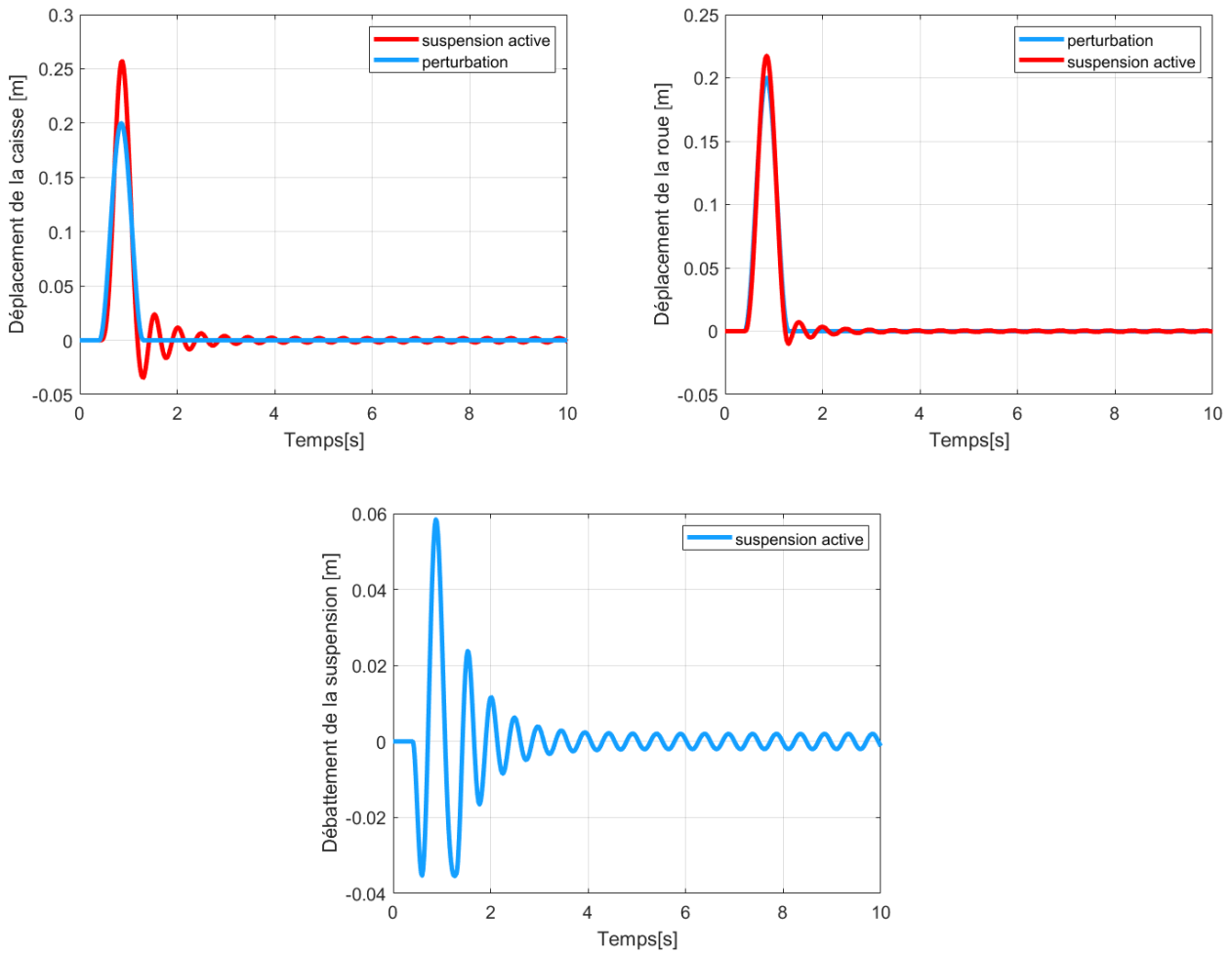


FIGURE 3.9 – Résultats de simulation pour une suspension quart active(sans l'intégration de la dynamique de l'actionneur) d'un quart de véhicule

3.8.1.2 Quart active (non linéaire)

La deuxième simulation représente le comportement de la suspension du véhicule tenant en compte la dynamique de l'actionneur qui est commandé par le mode de glissement , et la figure (3.10) nous montre les résultats de simulation face au passage du véhicule sur un dos-d'âne d'amplitude 20cm

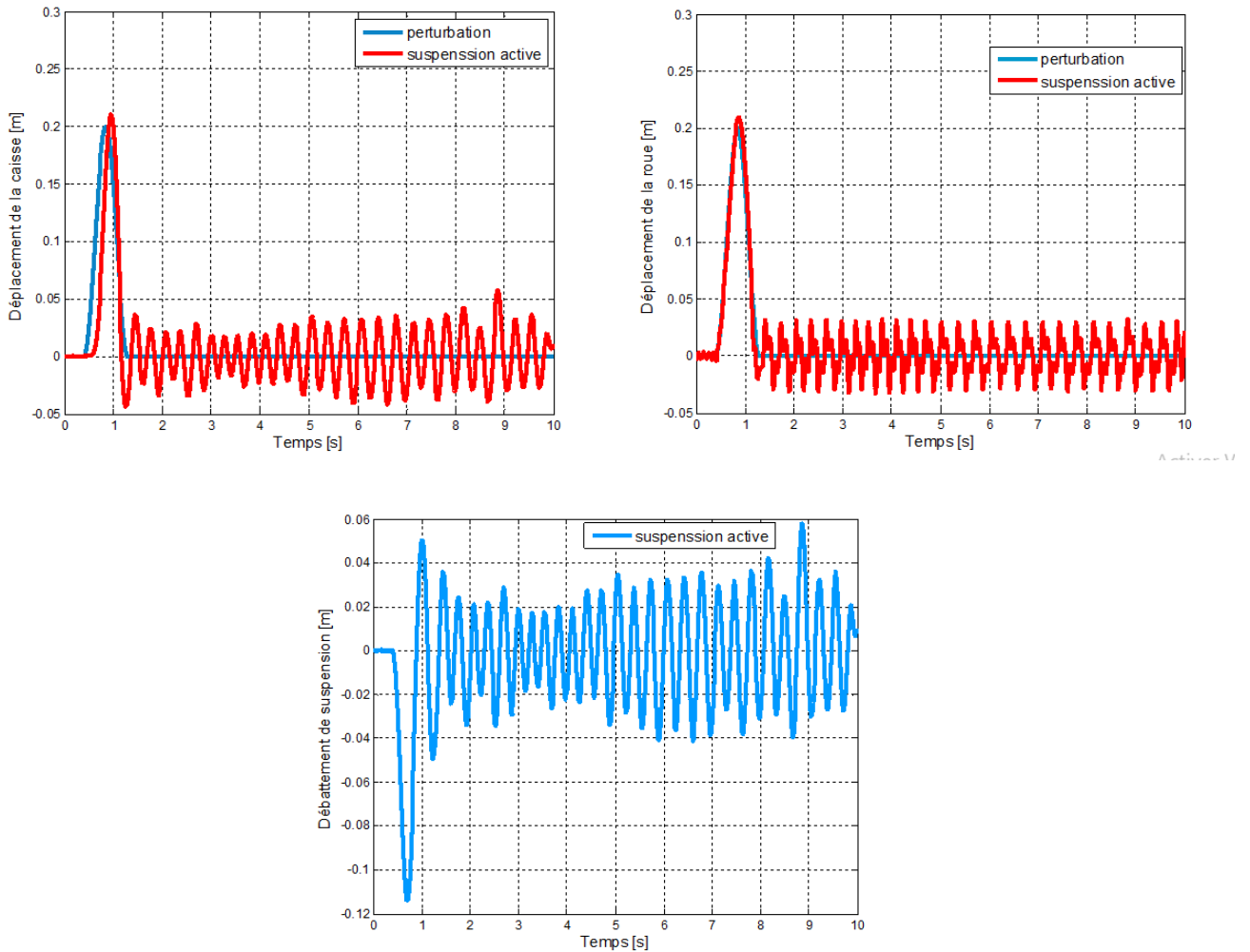


FIGURE 3.10 – Résultats de simulation pour une suspension active (avec l’intégration de la dynamique de l’actionneur) d’un quart de véhicule

3.8.2 Demi-véhicule

3.8.2.1 Demi-active(linéaire)

Les résultats du comportement dynamique du modèle $\frac{1}{2}$ de véhicule (active(sans l’intégration de la Dynamique de l’actionneur) en boucle fermée commandé par mode glissant sont illustrés dans la figure (3.11). Dans ces tests de simulation nous avons considéré la dynamique de véhicule sans l’actionneur après un passage sur un ralentisseur d’amplitude 20cm et 25cm de largeur

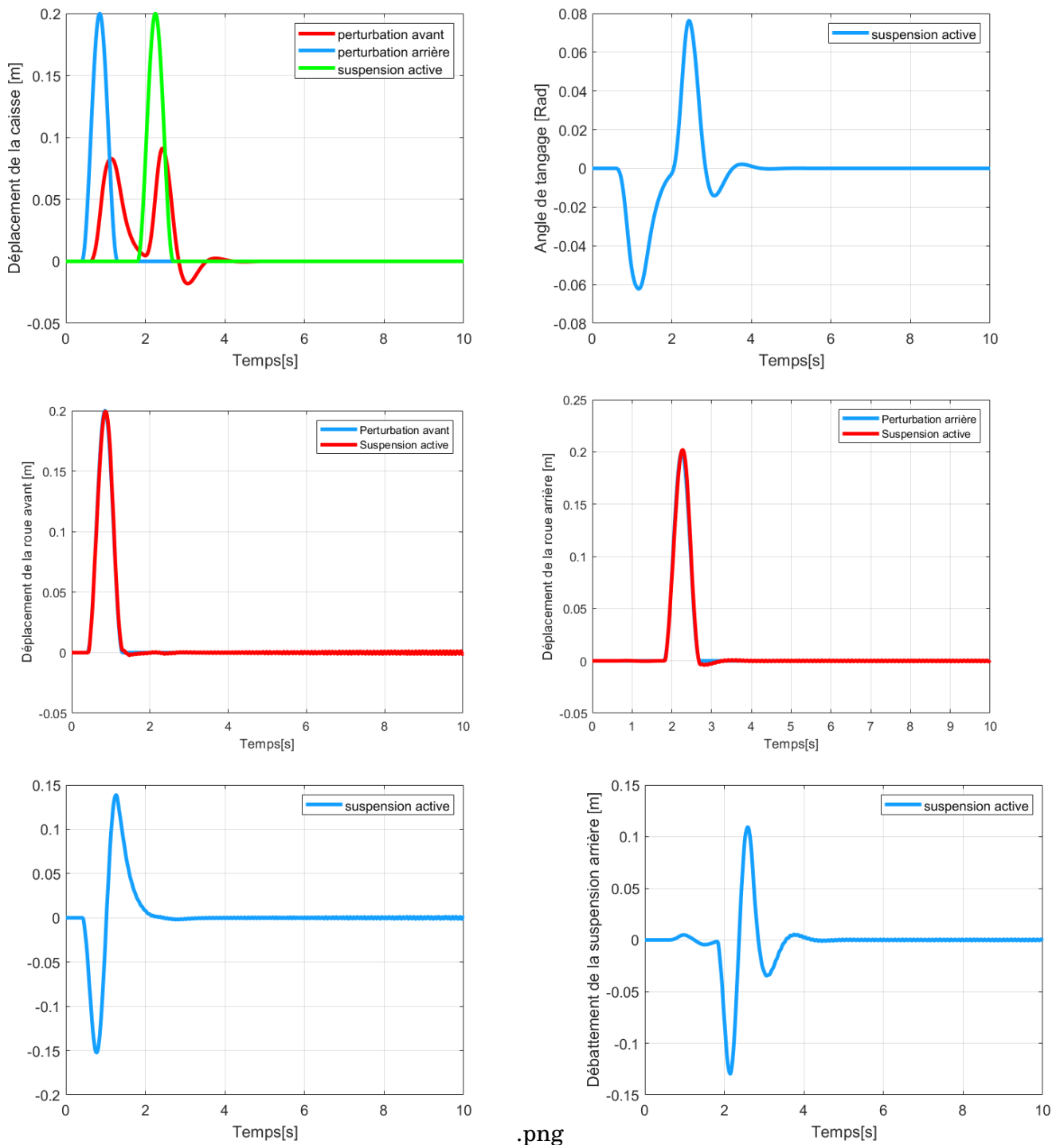


FIGURE 3.11 – Résultats de simulation pour une suspension active (sans l'intégration de la Dynamique de l'actionneur) d'un demi-véhicule

3.8.2.2 Demi active (non linéaire)

Cette figure présente Les résultats qu'ils sont obtenus pour le modèle active (avec l'intégration de la dynamique de l'actionneur) tenant en considération la dynamique de l'actionneur commandé par le mode de glissement avec un passage du véhicule sur un dos-d'âne (d'amplitude 20cm et 25cm de largeur), La figure (3.12) illustre les résultats de simulation du comportement dynamique du modèle $\frac{1}{2}$ véhicule.

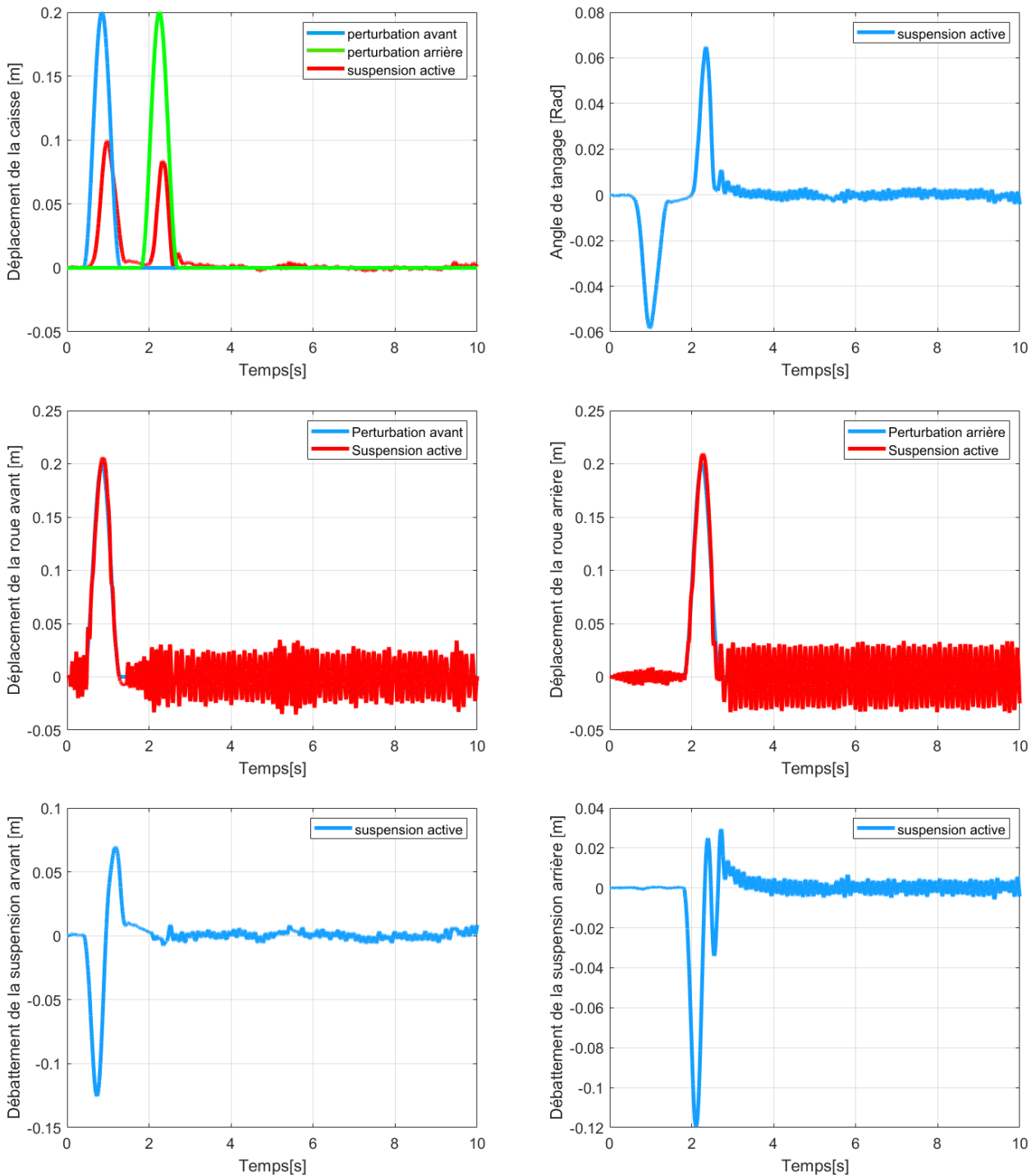


FIGURE 3.12 – Résultats de simulation pour une suspension active (avec l'intégration de la dynamique de l'actionneur) d'un demi- véhicule

3.8.3 Analyse des résultats de mode glissant :

Les tests effectués dans cette partie utilisent le profils de la route comme entré (perturbation) de commande calculée à base d'un algorithme mode glissant et Les résultat obtenu avec la suspension $\frac{1}{4}$ et $\frac{1}{2}$ véhicule active (avec l'intégration de la Dynamique de l'actionneur , montre une nette amélioration du confort avec un écrasement minimal du pneu, la diminution des amplitudes maximales de l'accélération de la caisse et la réduction du débattement de la suspension.

Les figures 3.9 et 3.10 montrent que la commande par mode glissant du modèle linéaire et non linéaire de la suspension active d'un quart de véhicule donne toujours des meilleures performances de suspension .

Les réponses montrées sur les Figures 3.12 et 3.13, confirment que la commande de mode glissant améliore de façon très satisfaisante le mouvement de la caisse, diminue l'angle de tangage mieux qu'un régulateur PID classique .

Enfin, la commande de suspension active qu'elle soit linéaire ou non linéaire offre de bonnes performances de suspension et stabilise plus rapidement le système mieux qu'une suspension passive en boucle fermée. .

3.9 Conclusion

Dans cette partie nous avons présenté l'application de la loi de commande de mode glissant sur le modèle linéaire et non-linéaire d'un demi-véhicule équipé d'une suspension véhicule. Cette commande a permis d'améliorer le confort en vertical et en tangage. Le problème majeur de cette commande est le calcul complexe des lois de commande ainsi que l'apparition du phénomène de Chattering (réduit à l'aide la fonction saturation). Les résultats est satisfaisante et cette commande a pu offrir des critères de performances de suspension meilleure pour le véhicule .

Chapitre 4

Conclusion générale

Ce mémoire traite la synthèse des lois de commande linéaire et non-linéaire dédiées aux systèmes de suspension active, dans le cadre de l'amélioration du compromis confort/tenue de route pour les véhicules automobiles. Les chapitres du mémoire Ce sont résumé dans ce travail, respectivement consacrés à l'analyse des systèmes de suspension au développement de divers modèles de suspension, à la présentation des méthodes de commande utilisées.

Dans le premier chapitre, nous avons présenté une description détaillée sur les éléments mécaniques et les mouvements d'un système de suspension, Ensuite on décrit les modèles de véhicules automobiles utilisés dans la thèse, autant pour la synthèse de lois de commande, que pour leur validation. Un modèle dit quart de véhicule est présenté sous deux formulations. Le premier est linéaire et la deuxième intègre les caractéristiques non linéaires des actionneurs. Le modèle demi-véhicule est aussi développé afin de valider les commandes proposées dans le contexte du contrôle global de châssis.

Le deuxième chapitre fournit des rappels sur la commande PID telle que la méthode de régulation du contrôleur est les différentes testes sur la commande en boucle fermé et ouvert de $\frac{1}{4}$ et $\frac{1}{2}$ de véhicule sur la suspension, est cette dernière nous a aider à avoir un meilleur confort tout on diminuons les débattement verticale de la caisse.

Le troisième chapitre décrit l'application de Commande par mode glissant du système de suspension sur le modèle quart et demi véhicule (modèle linéaire et non linéaire de la voiture) tenant en compte la dynamique non-linéaire de l'actionneur hydraulique, et montré la théorie de calcul de cette méthode pour résoudre les problèmes de stabilité et résulte des bonnes performances de confort.

A la fin, on a terminé ce mémoire par plusieurs constatations dédie des simulations obtenue lors de notre travail :

- La suspension active améliore substantiellement l'aspect confort du passager, tout en préservant l'aspect sécurité du véhicule constant. Alors que la suspension passive améliore l'aspect de sécurité tandis que l'aspect confort est relativement dégradé.

- La suspension du véhicule a pu trouver son stabilité grâce au contrôleur PID, est-ce là nous a permet d'améliorer les performances du véhicule mais sa reste insuffisante grâce à son manque de robustesse dans les conditions trop bruiteuse .

- La commande du système de suspension actif basée sur technique des modes glissant a pu assurer les meilleures performances de la suspension telle que le confort, les débattements de la suspension et la stabilité du véhicule malgré les perturbations de la route. Les résultats trouvés confirment que la suspension active stabilise le véhicule et réduit le mouvement vertical du véhicule mieux qu'une suspension passive classique .

Annexe

les paramètres de suspension

$$m_s = 690Kg;$$

$$m_{uf} = 40kg;$$

$$m_{ur} = 45kg;$$

$$i_b = 1222;$$

$$c_{sf} = 700N/m/s;$$

$$c_{sr} = 800N/m/s;$$

$$k_{sf} = 17000N/m;$$

$$k_{sr} = 2000N/m;$$

$$k_{tf} = 200000N/m;$$

$$k_{tr} = 200000N/m;$$

$$d_f = 1.2m;$$

$$l_1 = 1.2m;$$

$$l_2 = 1.3m;$$

$$d_r = 1.3m;$$

$$d = 2.5m;$$

$$h = 0.5;$$

$$k_1 = -50;$$

$$k_h = -10000;$$

$$k_2 = -10000;$$

$$\lambda_1 = 3000;$$

$$\alpha_1 = [(1/m_b) + (d_f * d_f)/i_b];$$

$$\alpha_2 = [(1/m_b) - (d_f * d_r)/i_b];$$

$$\alpha_3 = [(1/m_b) + (d_r * d_r)/i_b];$$

$$v = 10 * 1000/3600;$$

$$w_1 = 0.2;$$

$$l = 2.5;$$

$$l_1 = 1.2;$$

$$l_2 = 1.3;$$

$$\alpha_f = 4.515 * (10^{13});$$

$$\alpha_r = 4.515 * (10^{13});$$

$$\beta_r = 1;$$

$$\beta_f = 1;$$

$$\gamma_f = 1.545 * (10^9);$$

$$\gamma_r = 1.545 * (10^9);$$

$$\lambda_2 = 3000;$$

$$A_L = 3.35 * (10^{-4});$$

$$p_s = 10342500Pa;$$

$$\tau = 1/3;$$

$$K_p = 0.1;$$

$$K_i = 1;$$

$$K_d = 2;$$

Bibliographie

- [1] Rizzo.A. *L'approche crone dans le domaine des architectures complexe des suspension de véhicules automobiles : la suspension crone hydrative*. Thèse Doctorat-Université de bordeaux, ISBN978-1-84800-230-2. 2008.
- [2] Sleiman.H. *Système de suspension semi-active a base de fluide magnéto rhéologique pour l'automobile*,. france 2010.
- [3] Nassim BOUTEMEUR Said CHABA. *Méthode basée sur le dépassement de la réponse indicielle pour le réglage des contrôleurs pid*. 2017.
- [4] Ouahi.M. *Observation de système à entrées inconnues, applications à la dynamique automobile*. France 2011.
- [5] BOUATIA Taqiyeddine. *Modélisation, simulation et commande d'un système de suspension active*. 2019.
- [6] Charles WS Gheorghe G et Marius G Emanuele G, Tudor S. *Semi-active suspension control*. ISBN978-1-84800-230-2, 2008.
- [7] Lamamra.B. *control semi actif d'une suspension d'un véhicule terrestre*. Biskra 2015.
- [8] Nasreddine BOURAOUI et Imad REZAI. *Modélisation et commande h_∞ de suspension de véhicules*.
- [9] K.Nakano T. Hitoshi Y.Suda, S.Nakadai and W. Takeshi. *Study on the self-powered active vibration control. application to random vibration and a cab suspension of a truck*. 64(628) :4770–4776,1998.
- [10] M.Bouazara. *a, Étude et analyse de la suspension active et semi-active des véhicules routiers*. 1997.
- [11] Hussein S. *Systèmes de suspension semi-active à base de fluide magnéto rhéologique pour l'automobile*. 2010.
- [12] Alex A A. *The magne $ride^{tm}$ system : Vehicle dynamics expo 2007 novi*. 2010.
- [13] D.Sammier. *Sur la modélisation et la commande de suspension de véhicules automobiles*. 2001.
- [14] Z. Šika H. Metered. *Vibration control of vehicle active suspension using sliding mode under parameters uncertainty*. December 2015.
- [15] BENARIBA Hassan. *Contribution à la commande d'un véhicule électrique*.
- [16] H.Li. *Robust control design for vehicle active suspension systems with uncertainty*. June 2012.

- [17] J.Cao. Portsmouth modeling and control of vehicle suspension control systems phd thesis.
- [18] Mohamed BELKACEM. Contrôleurs non linéaires adaptatifs pour une suspension active d'un véhicule. 2012/2013.
- [19] KHARROUBI Larbi. Eléments de régulation numérique. master's thesis.
- [20] HOUACINE Karima. Commande neuro-foue d'une machine asynchrone dans une chaine de propulsion d'un véhicule Électrique. 2016.
- [21] HASSAINE Zakaria et ZEGHOUDI Soufiane. Commande latérale d'un véhicule électrique. 2019 - 2020.