

République Algérienne Démocratique et Populaire

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

Université Dr. Tahar Moulay de Saïda



Faculté de la Technologie



Département d'Electrotechnique

## Mémoire de Fin d'Etudes

En vue de l'obtention du diplôme de

**Master (LMD)**

**Spécialité : AUTOMATIQUE ET SYSTEMES**

**Filière : AUTOMATIQUE**

Intitulé :

---

**Commande Optimale de Suspensions Automobiles  
en vue du Contrôle des Dynamiques Verticales de Châssis**

---

Présenté par :

**CHERIFI Aïcha  
NAMOUS Amel**

Devant le jury composé de :

Président : LABANE Chrif  
Encadreur : MERAH Abdelkader  
Examineur : MEKKAOUI Mohamed

Soutenu le 01/07/2021

Promotion 2020-2021



# *Dédicace*

*Je dédie ce travail :*

*A ma tendre mère qui m'a entouré d'amour, que dieu la  
garde.*

*A mon très cher père qui m'a aidé à devenir ce que je  
suis aujourd'hui, que dieu le protège.*

*A mon frère, mes sœurs et mes neveux.*

*A tous mes amis d'enfance et du long parcours scolaire  
et universitaire.*

*A toute ma famille.*

Cherifi Aicha

# *Dédicace*

*Je dédie ce travail : A mes très chers parents que dieu les garde et les protège pour leurs soutien moral et financier, pour leurs encouragements et les sacrifices qu'ils ont endurés.*

*A mon frère et ma sœur*

*A tous mes amis et mon binôme*

*A tous ce que j'aime et qui m'aiment.*

Amel

---

## Remerciements

---

Nous tenons à exprimer nos remerciements les plus vifs à notre encadreur Dr. Abdelkader Merah, qui a su nous guider et nous aider dans ce travail avec beaucoup de tact et de gentillesse et qui nous a permis de découvrir un domaine très intéressant celui des systèmes d'aide à la conduite. Qu'il trouve ici notre estime et notre profond respect.

Nous tenons également à remercier toutes les personnes qui ont participé, à titre professionnel ou personnel à la réalisation de ce travail.

Nos remerciements iront également vers tous ceux qui ont accepté avec bienveillance de participer au jury de ce mémoire



## Sommaire

<b>INTRODUCTION .....</b>	<b>13</b>
<b>I. (REVUE DE LA LITTERATURE) .....</b>	<b>17</b>
<b>I.1. INTRODUCTION .....</b>	<b>19</b>
<b>I.2. LA SUSPENSION.....</b>	<b>19</b>
<b>I.3. PERFORMANCES DE LA SUSPENSION.....</b>	<b>21</b>
I.3.1. Confort.....	21
I.3.2. Débattement de la suspension .....	21
I.3.3. Tenue de route.....	21
<b>I.4. LES CATEGORIES DE SUSPENSIONS .....</b>	<b>22</b>
I.4.1. Suspension passive .....	22
I.4.2. Suspension semi-active .....	23
I.4.3. Suspension active .....	24
<b>I.5. DYNAMIQUE DE L'ACTIONNEUR .....</b>	<b>25</b>
<b>I.6. CONCLUSION .....</b>	<b>25</b>
<b>II. (MODELISATION DE SYSEME DE SUSPENSION DU VEHICULE ET SON ENVIRONNEMENT) .....</b>	<b>27</b>
<b>II.1. INTRODUCTION.....</b>	<b>29</b>
<b>II.2. MODELISATION DE LA SUSPENSION DES VEHICULES .....</b>	<b>29</b>
II.2.1. MODELE DE QUART DU VEHICULE.....	30
<i>II.2.1.1. Hypothèses simplificatrices .....</i>	<i>30</i>
<i>II.2.1.2. Suspension passive d'un modèle de quart du véhicule.....</i>	<i>31</i>
<i>II.2.1.3. Suspension semi-active d'un modèle de quart du véhicule</i>	<i>32</i>
II.2.2. MODELE COMPLET DU VEHICULE .....	33
<b>II.3. MODELISATION DE PROFILE DE LA ROUTE .....</b>	<b>36</b>
<b>II.4. CONCLUSION.....</b>	<b>37</b>
<b>III. (SYNTHESE DES LOIS DE COMMANDE) .....</b>	<b>38</b>
<b>III.1. INTRODUCTION .....</b>	<b>39</b>

---

<b>III.2. STRATEGIES DE CONTROLE .....</b>	<b>39</b>
III.2.1. Contrôle Sky-hook .....	39
III.2.2. La commande linéaire quadratique .....	44
<i>III.2.2.1. Le critère du compromis : .....</i>	<i>45</i>
<i>III.2.2.2. Choix des matrices de pondérations Q et R .....</i>	<i>46</i>
<i>III.2.2.3. Recherche du gain du retour d'état K .....</i>	<i>47</i>
<i>III.2.2.4. Diminution du nombre des paramètres de réglage.....</i>	<i>47</i>
<i>III.2.2.5. Application pour la commande des suspensions du véhicule .....</i>	<i>48</i>
<b>III.3. CONCLUSION.....</b>	<b>51</b>
<b>IV. (SIMULATION ET INTERPRETATION DES RESULTATS) ...</b>	<b>53</b>
<b>IV.1. INTRODUCTION.....</b>	<b>55</b>
<b>IV.2. SIMULATION ET INTERPRETATIONS DES RESULTATS.....</b>	<b>55</b>
<i>IV.2.1.1. Situations d'essai.....</i>	<i>56</i>
IV.2.1.1.1. Scénario 1.....	56
IV.2.1.1.2. Scénario 2.....	63
<b>IV.3. CONCLUSION.....</b>	<b>70</b>
<b>V. CONCLUSION .....</b>	<b>71</b>
<b>VI. BIBLIOGRAPHIE.....</b>	<b>75</b>
<b>VI.1. BIBLIOGRAPHIE GENERALE.....</b>	<b>77</b>
<b>VII. ANNEXES.....</b>	<b>79</b>

## Liste des symboles

$z_b$	: Déplacement vertical de centre de gravité de châssis
$\dot{z}_b$	: Vitesse de déplacement vertical de centre de gravité de châssis
$z_w$	: Déplacement vertical de la roue
$\dot{z}_w$	: Vitesse de déplacement vertical de la roue
$z_r$	: Profil vertical de la roue
$F_a$	: Signal de commande appliqué sur l'amortisseur semi-active
$z_i$	: Déplacement vertical de coin « i » de la caisse
$z_{yf}$	: Profil de route (roue avant)
$z_{yr}$	: Profil de route (roue arrière)
$\theta$	: Angle de tangage
$\phi$	: Angle de roulis
$V_c$	: Vitesse de véhicule
$m_b$	: Masse suspendue
$m_w$	: Masses non suspendue
$k_w$	: Coefficient de rigidité des pneus
$k_s$	: Coefficient de rigidité de la suspension
$c_s$	: Coefficient d'Amortissement de la suspension
$J_\theta$	: Moment d'inertie de l'axe de tangage
$J_\phi$	: Moment d'inertie de l'axe de roulis
$a$	: La distance entre CG du véhicule et le centre des essieux des roues avant
$b$	: La distance entre CG du véhicule et le centre des essieux des roues arrière
$c$	: La distance du CG du véhicule à la voie de roue droite
$d$	: La distance du CG du véhicule à la voie de roue gauche
$h$	: La hauteur du ralentisseur
$d_b$	: La longueur du ralentisseur
$C_{sky}$	: Le gain de contrôle Skyhook
$Q$	: La matrice de pondération de l'état
$R$	: La matrice de pondération de la commande
$J$	: La fonction de cout

## Liste des tableaux

Tableau III-1 : Poids utilisés pour le quart de véhicule contrôlé par « Sky-hook ».....	43
Tableau III-2 : la valeur des poids utilisés.....	51
Tableau IV-1 : Résultats des systèmes de suspension passifs et actifs ( $V_c=18\text{km/h}$ ). ...	62
Tableau IV-2 : Résultats des systèmes de suspension passifs et actifs ( $V_c=36\text{km/h}$ ). ...	69
Tableau VII-1 : Spécifications du véhicule « modèle complet du véhicule».....	81

## Table des illustrations

Figure I-1 : Eléments de la suspension conventionnelle d'un véhicule.....	20
Figure I-2 : Performances de la suspension .....	22
Figure I-3 : Suspension passive.....	23
Figure I-4 : Suspension semi-active.....	24
Figure I-5 : Suspension active .....	25
Figure II-1 : Modèle de la suspension d'un quart de véhicule (2 DDL) .....	30
Figure II-2 : Modèle de suspension passif d'un quart de véhicule.....	31
Figure II-3 : Modèle de suspension semi-active d'un quart de véhicule .....	33
Figure II-4 : Système de suspension semi-active d'un modèle complet du véhicule .....	34
Figure II-5 : Profile de la route .....	36
Figure III-1 : Schéma du contrôleur Skyhook pour système de suspension de véhicule	40
Figure III-2 : (a) Suspension classique (b) suspension par application d'un modèle Skyhook (c) semi-active suspension.....	40
Figure III-3 : Diagramme de Bode de la suspension caractérisant le rapport d'amplitude entre la masse et la roue.....	42
Figure III-4 : Variation de l'index de performance pour une suspension active de type « Sky-hook » .....	44
Figure III-5 : Schéma de principe de la commande linéaire quadratique .....	45
Figure III-6 : Modèle de suspension complet de véhicule.....	49
Figure IV-1 : Schéma de principe de système de contrôle proposé pour la simulation ..	55
Figure IV-2 : Profile de la route.....	56
Figure IV-3 : Le déplacement vertical des coins « $i=1, 2, 3$ et $4$ » de châssis ( $V_c=18\text{km/h}$ ).....	57
Figure IV-4 : Dynamiques de mouvement du véhicule: (a) : Le déplacement vertical de centre de gravité du châssis ; (b) : tangage ; (c) : roulis ( $V_c=18\text{km/h}$ ).....	57
Figure IV-5 : L'accélération verticale de coin « 1 » de châssis ( $V_c=18\text{km/h}$ ).....	58
Figure IV-6 : L'accélération verticale de coin « 2 » de châssis ( $V_c=18\text{km/h}$ ).....	58
Figure IV-7 : L'accélération verticale de coin « 3 » de châssis ( $V_c=18\text{km/h}$ ).....	59
Figure IV-8 : L'accélération verticale de coin « 4 » de châssis ( $V_c=18\text{km/h}$ ).....	59
Figure IV-9 : L'accélération verticale de centre de gravité de châssis( $V_c=18\text{km/h}$ ).....	60
Figure IV-10 : L'accélération angulaire de tangage ( $V_c=18\text{km/h}$ ).....	60

---

Figure IV-11 : L'accélération angulaire de roulis ( $V_c=18\text{km/h}$ ).....	61
Figure IV-12 : RMS de déflexion des quatre suspensions ( $V_c=18\text{km/h}$ ).....	61
Figure IV-13 : RMS de déflexion des quatre pneus ( $V_c=18\text{km/h}$ ) .....	62
Figure IV-14 : Le déplacement vertical des coins « $i=1, 2, 3$ et $4$ » de châssis ( $V_c=36\text{km/h}$ ) .....	64
Figure IV-15 : Dynamiques de mouvement du véhicule: (a) : Le déplacement vertical de centre de gravité du châssis ; (b) : tangage ; (c) : roulis ( $V_c=36\text{km/h}$ ).....	64
Figure IV-16 : L'accélération verticale de coin « 1 » de châssis ( $V_c=36\text{km/h}$ ) .....	65
Figure IV-17 : L'accélération verticale de coin « 2 » de châssis ( $V_c=36\text{km/h}$ ) .....	65
Figure IV-18 : L'accélération verticale de coin « 3 » de châssis ( $V_c=36\text{km/h}$ ) .....	66
Figure IV-19 : L'accélération verticale de coin « 4 » de châssis ( $V_c=36\text{km/h}$ ) .....	66
Figure IV-20 : L'accélération verticale de centre de gravité de châssis( $V_c=36\text{km/h}$ ) ...	67
Figure IV-21 : L'accélération angulaire de tangage ( $V_c=36\text{km/h}$ ).....	67
Figure IV-22 : L'accélération angulaire de roulis ( $V_c=36\text{km/h}$ ).....	68
Figure IV-23 : RMS des déflexions des quatre suspensions ( $V_c=36\text{km/h}$ ) .....	68
Figure IV-24 : RMS des déflexions des quatre pneus ( $V_c=36\text{km/h}$ ).....	69



# **INTRODUCTION**



Les routes sur lesquelles les véhicules sont amenés à se déplacer sont très hétérogènes. La taille, la forme, la fréquence d'apparition des aspérités de la chaussée sont très variables en fonction du type de réseaux considérés (autoroute, routes nationales, chemins, ...etc.) et de l'état d'ancienneté du revêtement. Lors d'un parcours, les roues d'un véhicule rencontrent des obstacles très diversifiés dont la distribution est apparemment aléatoire tant sur l'aspect spatial que sur l'aspect temporel. Cette succession d'inégalités engendre au niveau de la roue des mouvements continuels dont le sens et l'intensité dépendent du profil de l'obstacle et de la vitesse de passage. Ces mouvements s'accompagnent d'accélération verticales plus ou moins violentes. Lorsque le châssis est relié rigidement à la roue, ces accélérations sont directement transmises aux composants de la caisse, aux occupants et au chargement du véhicule. Dans cette configuration, les éléments de structure et les équipements sont constamment soumis à des sollicitations extrêmement sévères susceptibles de diminuer leur durée de vie et c'est pour cette raison que toutes les automobiles sont munies de suspensions.

Les suspensions automobiles ont deux objectifs : le confort du passager et la stabilité du véhicule. Le confort préserve les passagers du véhicule des perturbations de la route. La stabilité empêche le véhicule de rouler et de tanguer de façon excessive et assure une bonne adhérence entre le pneu et la route.

La suspension passive composée d'éléments passifs ne pouvait s'adapter à toutes les situations de circulation du véhicule, car formée d'organes dissipatifs réglés en un point particulier durant la conception du véhicule. Aujourd'hui, les exigences de confort et de sécurité sous diverses conditions de conduite du véhicule, sont devenues si rigoureuses qu'une telle suspension ne peut satisfaire. En effet l'introduction des suspensions intelligentes dans le domaine d'automobile a fait l'objet de plusieurs travaux de recherches, pendant ces dernières années.

S'inscrivant dans cette recherche globale sur l'amélioration constante du véhicule, l'objet principal de ce travail est de développer un système de contrôle pour une suspension semi-active d'automobile. Les objectifs suivants ont été déterminés afin d'atteindre le but fixé :

- Définir les critères de performance de la suspension ;
- Construire un modèle analytique d'une suspension passive ;
- Sélectionner des stratégies de contrôle applicables ;

- Construire un modèle analytique d'une suspension semi-active pour chaque stratégie ;
- Déterminer des paramètres appropriés ou optimaux pour chaque stratégie retenue ;
- Analyser les résultats obtenus pour tous les types de suspension ;

Le premier chapitre présente la revue de littérature qui a été réalisée. Cette recherche a permis de préciser les entrées du système et les critères de performance. Le second chapitre est consacré aux modèles de véhicules utilisés. Le premier représente un modèle de suspension d'un quart de véhicule, le modèle de la suspension complet du véhicule est ensuite détaillé, ce dernier permet d'augmenter le réalisme du modèle en incluant le roulis et le tangage.

Dans le troisième chapitre, les différentes stratégies de contrôle retenues sont également énumérées. Le dernier chapitre présente une comparaison de la performance des différentes stratégies de contrôle retenues. Un contrôleur utilisant chaque stratégie est conçu pour un modèle complet de véhicule. Le processus de conception et la comparaison permettent de faire ressortir les particularités associées à chaque type de contrôle. Finalement, une conclusion générale termine ce travail et en dressant les perspectives pour les travaux futurs.

**I.**  
**(REVUE DE LA**  
**LITTERATURE)**



## **I.1. INTRODUCTION**

Ce premier chapitre présente la revue de littérature qui a été réalisée. Cette recherche a permis de préciser les entrées du système et les critères de performance. Une étude profonde sur les suspensions montrera une vue d'ensemble sur le rôle, les architectures, les catégories de suspensions les plus répandues et les différentes technologies de suspensions passives, actives et semi-actives est déjà présentée par MEDDOUDI Naima et HAMIDI Meriem, des étudiantes en master 2 automatique et systèmes en 2020 [Med-20].

## **I.2. LA SUSPENSION**

Sur un véhicule, la suspension est le système reliant les masses non suspendues (typiquement la roue, les systèmes de freinage, d'entraînement de roue, etc) aux masses suspendues (à savoir le châssis, les passagers et tous les composants du véhicule fixés au châssis). La suspension est un élément essentiel des véhicules de transport terrestre, elle a pour but d'assurer une liaison des roues au sol en toutes circonstances. En absorbant les chocs dus à l'état de la route, elle permet d'augmenter la longévité du moteur et du châssis, en plus d'assurer un confort au conducteur et aux passagers. De plus, elle doit assurer au véhicule une bonne dynamique à la conduite, ceci signifie que son comportement doit être sain en ce qui concerne la liaison au sol et que celui-ci doit réagir conformément aux attentes de son conducteur, notamment dans les phases de virage, freinage et accélération. Ces différentes manœuvres sont à l'origine de plusieurs mouvements verticaux et angulaires du véhicule. [Anh-11].

De nombreux composants sont implantés dans la suspension, ces éléments possèdent des rôles différents mais surtout complémentaires. Les principaux sont listés ci-dessous [Mos-12], [Faw-17].

**L'amortisseur** est l'élément central de la suspension automobile ; il sert à dissiper l'énergie cinétique due aux mouvements du châssis. Il en existe plusieurs géométries et conceptions. Son type de fonctionnement permet de déterminer la nature de la suspension. La technologie hydraulique est la plus utilisée, dans ce cas la force d'amortissement est due à la perte de charge hydraulique à l'intérieur de l'amortisseur et son expression dépend principalement de la vitesse. Dans les autres types de suspensions, la force dépend d'autres variables qui peuvent être de nature électrique.

**Le ressort** monté précontraint et en parallèle avec l'amortisseur, sert à absorber les chocs grâce à sa déformation élastique. Il restitue l'énergie accumulée lors de sa compression permettant à la suspension de regagner continuellement sa position d'équilibre initiale.

**Le pneu** est monté sur une jante, il a pour fonction première l'adhérence mais il joue aussi un rôle comparable à l'amortisseur en se déformant. C'est un composant essentiel dans la maîtrise du comportement d'un véhicule. Il transmet les forces longitudinales nécessaires à l'accélération et au freinage ainsi que les forces latérales permettant de tourner.

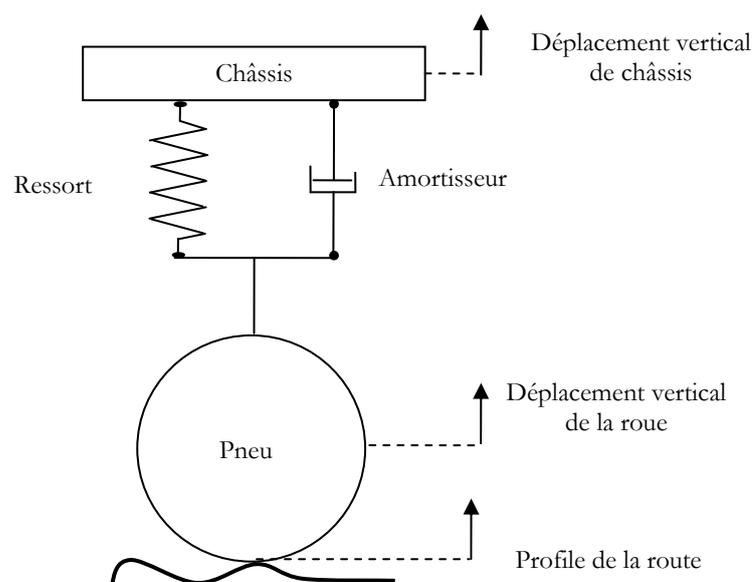


Figure I-1 : Eléments de la suspension conventionnelle d'un véhicule

### **I.3. PERFORMANCES DE LA SUSPENSION**

Le rôle de la suspension d'un véhicule automobile est d'assurer le meilleur confort possible aux passagers, en stabilisant la caisse malgré les imperfections de la route, tout en assurant un niveau de sécurité optimal. Pour atteindre un tel objectif, un compromis est nécessaire entre confort et tenue de route, suivant le type de suspension utilisée (passive, semi-active ou active), différentes performances sont atteintes, la sécurité et le confort des passagers [AME].

#### **I.3.1. Confort**

Le confort correspond à l'équilibre vertical du véhicule et caractérise sa capacité à transmettre et à filtrer les vibrations principalement issues des irrégularités de la route aux passagers. Comme évoqué auparavant, un passager peut ressentir plusieurs types de malaise, selon l'accélération et les vibrations verticales transmises au passager. Les mouvements de tangage et de roulis ressentis par l'oreille interne sont aussi une source de malaise. La recherche du confort passe par la diminution des mouvements de la caisse [Hus-10].

#### **I.3.2. Débattement de la suspension**

Technologiquement, les éléments constituant la suspension d'un véhicule disposent d'un débattement limité. Afin d'éviter les chocs qui surviennent lorsque la suspension arrive en fin de course, les lois de commande élaborées doivent prendre en compte le débattement maximal des suspensions. Le but est donc de contraindre le débattement à rester dans un certain intervalle [Hus-10].

#### **I.3.3. Tenue de route**

La tenue de route traduit l'équilibre latéral du véhicule en virage ou lors d'un changement de direction, mais aussi sa capacité à fournir une force longitudinale (en cas d'accélération ou de freinage) et/ou latérale (en cas de virage) entre le pneu et la route pour résister aux perturbations extérieures ou répondre à des commandes du conducteur. Dans la majorité des travaux de recherches, le pneu est modélisé par un ressort linéaire et son amortissement est négligé. La déflexion

du pneu est donc utilisée comme mesure représentative de la tenue de route du véhicule [Hus-10].

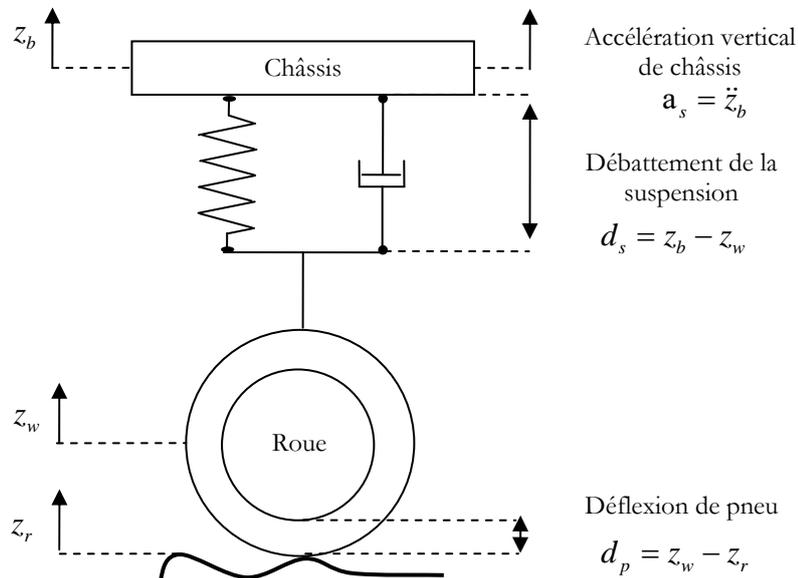


Figure I-2 : Performances de la suspension

## I.4. LES CATEGORIES DE SUSPENSIONS

La suspension désigne l'ensemble des éléments mécaniques qui relient les roues à la structure principale d'un véhicule (caisse). Il existe trois types de suspensions : la suspension passive, la suspension semi-active et la suspension active [Dam-01].

### I.4.1. Suspension passive

D'une manière générale, ceci concerne un support parallèle d'un ressort et d'un amortisseur. La suspension passive est linéaire en nature. Traditionnellement, l'isolement de vibration est accompli par l'insertion de l'élément linéaire de rigidité (le ressort) et d'un élément d'atténuation linéaire (l'amortisseur) entre la source de vibration et le système exigeant la protection (Figure I.3). Dans le cas de la suspension passive, la rigidité et l'amortissement sont des caractéristiques d'élément, à savoir  $k_s$  et  $c_s$ , qui ne peuvent pas être changées une fois choisie. Par conséquent, il est nécessaire de choisir les composants soigneusement afin de fournir la meilleure performance.

Bien que ce type de suspension soit couramment employé par la plupart des fabricants, ces derniers ne donnent pas une satisfaction de point de vue confort du véhicule routier.

L'augmentation du coefficient d'amortissement de la suspension passive augmente le confort du véhicule. Ce qui provoque l'augmentation de débattements de roue, Cela conduit à la diminution de la qualité du contact route/pneu. Ces limitations sur la performance de suspension passive ont mené à l'exécution d'autre type de systèmes de suspensions [Ale-05].

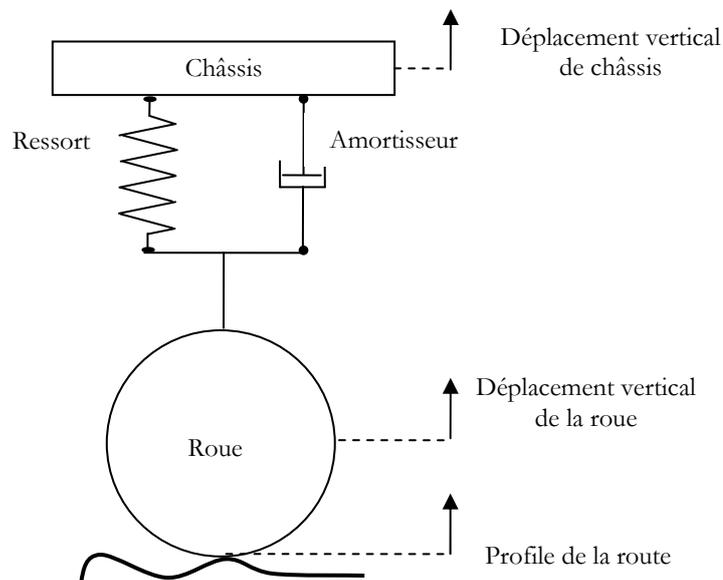


Figure I-3 : Suspension passive

#### I.4.2. Suspension semi-active

Le système de suspension semi active est similaire au système passif tant que tous les éléments (ressort et amortisseur) génèrent respectivement leur propre force, toutes fois on considère que le coefficient d'amortissement peut être changé instantanément. L'amortisseur semi actif est un organe qui fournit instantanément une force contrôlable (modulable) dont, la variation et l'intensité dépendent du type de la suspension semi-active désirée. Le choix de ce système est motivé par le désir d'améliorer partiellement les performances des suspensions passives mais avec un minimum de matériel, l'inconvénient dans ce type de suspension est le coût qu'il faut payer ainsi que les désagréments causés par l'usure et l'obligation et à la nécessité de changer notre amortisseur dont la durée de vie est écourtée, [Ale-05]. L'amortisseur semi actif est représenté par le

même symbole qu'un amortisseur visqueux, mais avec une flèche qui indique que la force d'amortissement produite est variable (Figure I-4).

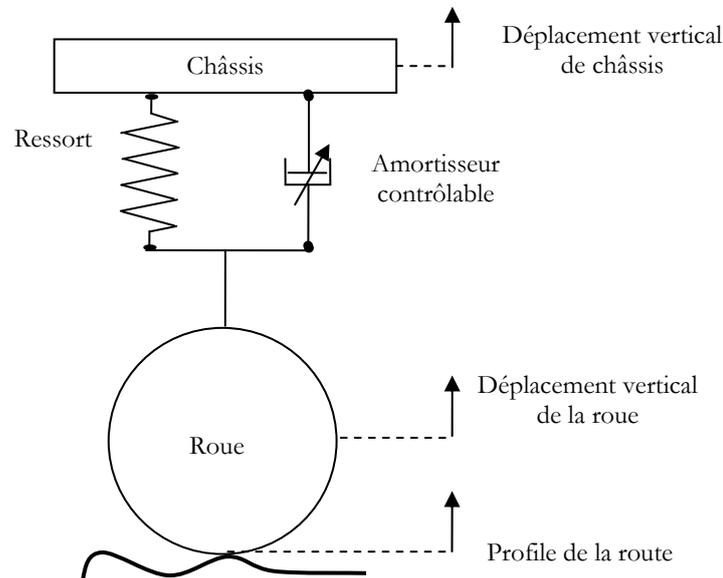


Figure I-4 : Suspension semi-active

### I.4.3. Suspension active

En raison des limitations des systèmes de suspensions passive et semi active mentionnés dans les sections précédentes, une suspension active peut être employée. La suspension active est caractérisée par le besoin de source extérieure d'énergie. Cette énergie permet d'activer le système de contrôle qui contrôlera sans interruption la force produite par le système de suspension. Très souvent, le système de contrôle réagit aux paramètres de véhicule (des vitesses et des déplacements). Ces systèmes de suspension active sont en fait des systèmes dans lesquels les ressorts et les amortisseurs sont remplacés partiellement ou totalement par des actionneurs. La force développée par ces derniers est produite en conformité et en concordance bien sûr (Figure I.5), avec une loi de commande qui utilise les données des différents capteurs attachés au véhicule. Ces capteurs peuvent comporter des accéléromètres, des capteurs de déplacement qui peuvent renseigner par exemple sur la déflexion de la suspension, des gyroscopes, ...etc., [Ale-05].

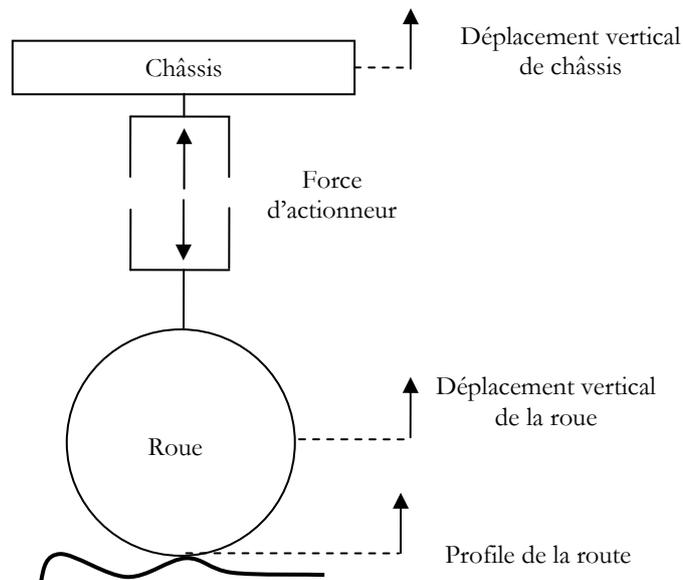


Figure I-5 : Suspension active

## I.5. DYNAMIQUE DE L'ACTIONNEUR

Dans la suspension active ou semi-active, les actionneurs convertissent l'énergie qui leur est fournie sous une forme utile pour agir sur le système suivant les lois de commande adoptées. Ces actionneurs sont généralement de type hydraulique. Les systèmes hydrauliques présentent beaucoup d'intérêt parce que leur rapport (énergie transmise/masse) est grand et leur temps de réponse très bref permettent de les utiliser même dans des applications où les puissances mises en jeu sont faibles. Mais la mise en place d'asservissements électro-hydrauliques se heurte au problème de la modélisation. La détermination d'algorithmes de commandes simples et rapides à exécuter suppose un modèle mathématique lui-même simple. Or, l'analyse physique des systèmes hydrauliques fait apparaître des équations non linéaires dont, de plus, les coefficients ne sont parfois connus qu'avec une forte incertitude [Moh-97]. Nous allons à présent et dans ce qui suit, négliger la dynamique de l'actionneur employé. L'actionneur semi-actif utilisé est modélisé par un simple signal de commande [Aur-14].

## I.6. CONCLUSION

Dans ce chapitre nous avons tout d'abord présenté les principales notions liées au domaine des suspensions dans le monde de l'automobile. Le but essentiel est d'améliorer le confort de conduite et maintenir le contact entre les roues et le

sol malgré ses irrégularités. Par la suite, nous avons introduit les différents types de suspension automobile à savoir les suspensions passives et semi-actives.

## **II. (MODELISATION DE SYSEME DE SUSPENSION DU VEHICULE ET SON ENVIRONNEMENT)**



## II.1. INTRODUCTION

La modélisation est une étape très importante pour l'analyse et la commande d'un système. Notre objectif dans ce chapitre est d'établir des modèles dynamiques représentant le comportement d'une suspension. Ces modèles nous permettront d'analyser le comportement de la suspension et d'établir des lois de commande en boucle fermée.

## II.2. MODELISATION DE LA SUSPENSION DES VEHICULES

La modélisation de la suspension d'un véhicule repose sur l'utilisation des lois mécaniques. Il faut noter que ce modèle doit être aussi précis pour refléter le plus fidèlement le comportement de la suspension d'une part et doit être simple pour faciliter l'étape de l'élaboration de la loi de commande d'autre part.

Le système de suspension proposé est composé de la combinaison d'éléments passifs tels que ressorts et amortisseurs: c'est le cas de la suspension passive et une suspension semi-active qui intègre un élément semi-actif qui génère une force de consommation d'énergie.

En ce qui concerne le système mécanique des suspensions, les modèles présentés dans ce chapitre sont :

- le modèle de « quart de véhicule » prend en compte uniquement les mouvements verticaux de la caisse et de la masse non suspendue [Jea-19];
- le modèle « complet » considère les mouvements verticaux des masses non suspendues à l'avant et à l'arrière du véhicule, et les mouvements de rotation de tangage et de roulis et le déplacement vertical de la caisse [Jea-19];

Ces deux classes de modèles sont souvent linéaires (les éléments de la suspension tels que le ressort et l'amortisseur sont considérés comme tels) et ne prennent pas en compte la géométrie des suspensions.

## II.2.1. MODELE DE QUART DU VEHICULE

Le modèle de quart du véhicule est souvent utilisé lorsque la modélisation de la suspension est envisagée. Le comportement vertical d'un véhicule peut être étudié de manière simplifiée avec ce modèle. La précision du modèle est étonnamment proche des modèles demi-véhicule ou véhicule complet. Le seul inconvénient de ce modèle est que le tangage et les mouvements de roulis du corps ne peuvent pas être étudiés (figure II.1).

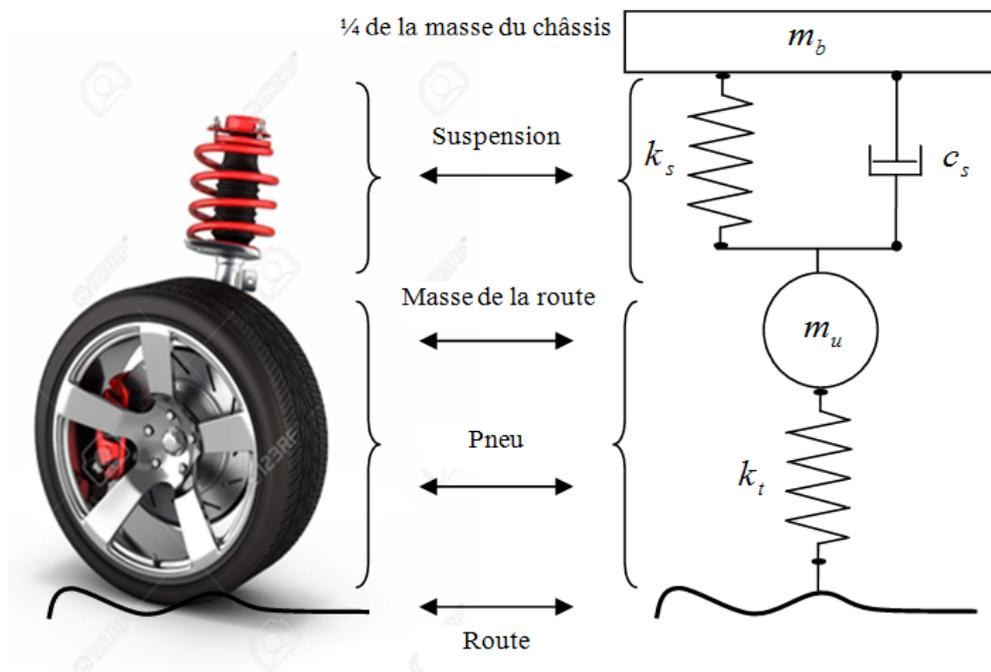


Figure II-1 : Modèle de la suspension d'un quart de véhicule (2 DDL)

Le modèle du quart du véhicule peut être représenté essentiellement par quatre éléments [Sam-06]:

1. La masse suspendue qui représente le châssis.
2. La masse non suspendue qui prend en compte les masses d'éléments tels que la roue, le frein, l'étrier, etc.
3. Le ressort comme élément élastique.
4. Amortisseur comme élément dissipatif.

### II.2.1.1. Hypothèses simplificatrices

Les deux effets des éléments élastiques et dissipatifs sont supposés être additifs. Les autres hypothèses formulées sont les suivantes:

1. Le pneu est modélisé par un ressort linéaire (facteur d'amortissement des pneus est supposé être nul).
2. Le ressort de suspension et les forces d'amortissement sont considérés comme linéaires.
3. De petits déplacements sont supposés autour du point de charge nominal. En d'autres termes, les perturbations de la route sont suffisamment petites pour ne pas causer de non-linéarité au système de suspension. En plus de cela, le seul apport au système est la perturbation de la route.
4. Le pneu est toujours en contact avec la route.

### ***II.2.1.2. Suspension passive d'un modèle de quart du véhicule***

La suspension standard (passive) sera utilisée comme référence pour évaluer les performances du système de suspension proposé. La configuration de suspension standard est représentée par la figure II.2. Une suspension passive est généralement équipée d'un ressort et un amortisseur. Le ressort est défini par sa caractéristique Force/Position. Il fournit une force qui dépend de l'écart de position entre la caisse et la roue. La force développée par l'amortisseur dépend de sa caractéristique Force/Vitesse [Med-20].

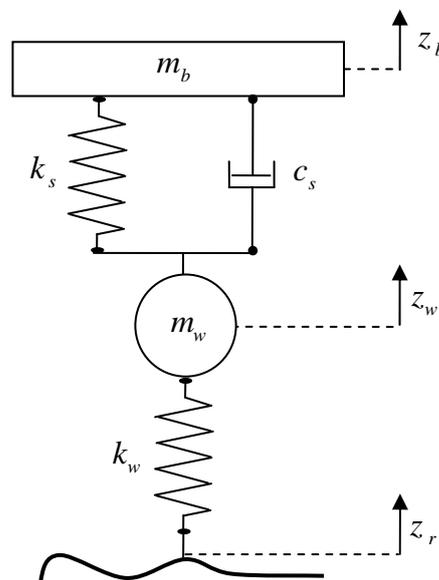


Figure II-2 : Modèle de suspension passif d'un quart de véhicule

L'équation dynamique du mouvement du système peut être représentée par des équations mathématiques. Les équations du mouvement régissant le modèle mathématique ci-dessus sont expliquées ci-dessous [Med-20] :

Équation de masse suspendue :

$$m_b \ddot{z}_b = -k_s (z_b - z_w) - c_s (\dot{z}_b - \dot{z}_w) \quad //1$$

Équation de masse non suspendue :

$$m_w \ddot{z}_w = k_s (z_b - z_w) + c_s (\dot{z}_b - \dot{z}_w) - k_w (z_w - z_r) \quad //2$$

Ou

$z_b$  : Le déplacement vertical de châssis

$z_w$  : Le déplacement vertical de la roue

$z_r$  : Le profile de la route

$m_b$  : Quart de la masse de châssis

$m_w$  : La masse de la roue

$k_w$  : Coefficient de rigidité verticale du ressort du pneu

$k_s$  : Coefficient de rigidité verticale du ressort de la suspension

$c_s$  : Coefficient de rigidité verticale de l'amortisseur

### ***11.2.1.3. Suspension semi-active d'un modèle de quart du véhicule***

Une suspension semi-active est généralement constituée d'un élément passif, assimilable à un ressort, et d'un amortisseur semi actif. Ce dernier est tout comme l'amortisseur passif, ne peut que dissiper de l'énergie en produisant une force qui s'oppose à la vitesse relative entre la caisse et la roue (figure II.3). Mais contrairement à un amortisseur passif, cette force est modulable, d'où le nom « semi-active ». Le coefficient d'amortissement peut être piloté dans certaine plage [Med-20].

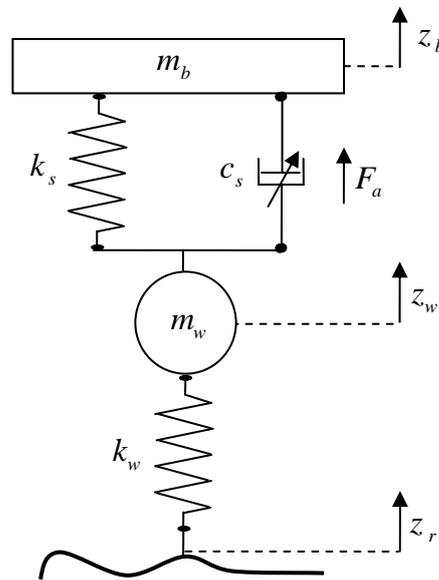


Figure II-3 : Modèle de suspension semi-active d'un quart de véhicule

Les équations de mouvement de la suspension semi-active sont représentées par l'équation (II.3).

$$\begin{cases} m_b \ddot{z}_b = -k_s (z_b - z_w) - c_s (\dot{z}_b - \dot{z}_w) + F_a \\ m_w \ddot{z}_w = k_s (z_b - z_w) + c_s (\dot{z}_b - \dot{z}_w) - k_w (z_w - z_r) - F_a \end{cases} \quad II-3$$

Avec  $F_a$  est la force produite par l'actionneur.

### II.2.2. MODELE COMPLET DU VEHICULE

Les modèles de quart du véhicule ne peuvent être utilisés que pour étudier le comportement vertical du véhicule. En plus du mouvement vertical, les mouvements de roulis et de tangage peuvent être étudiés en utilisant le modèle complet du véhicule. Le modèle complet du véhicule se compose des quatre masses non suspendues modélisant l'essieu avant et arrière. La masse totale du véhicule, y compris le châssis, est modélisée comme une masse suspendue reposant sur les essieux comme il est montré sur la figure (II.4) [Mer-21].

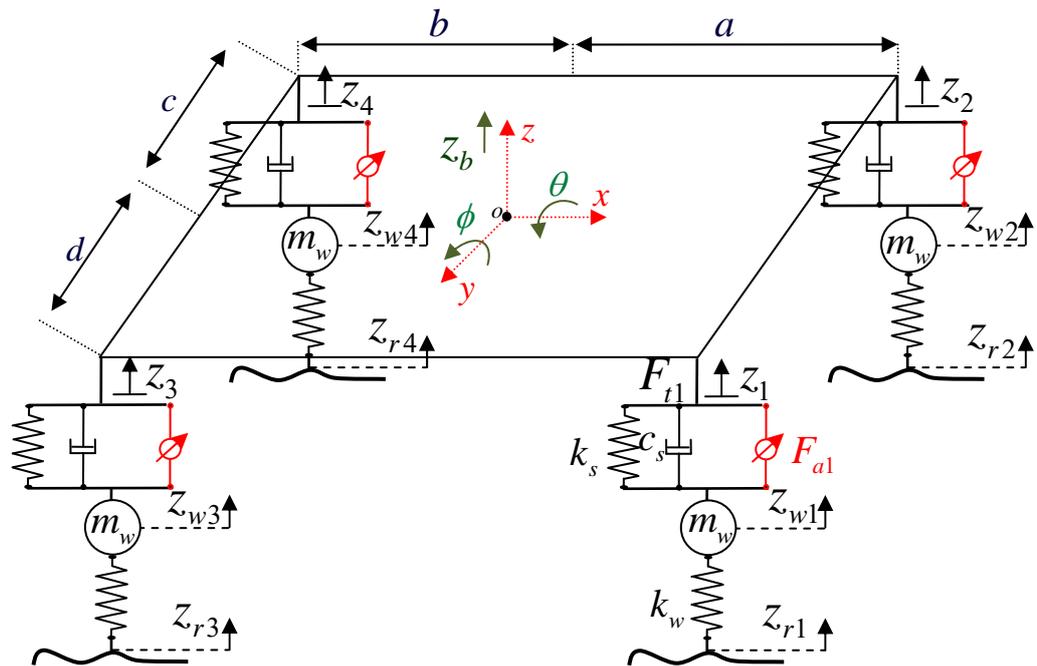


Figure II-4 : Système de suspension semi-active d'un modèle complet du véhicule

Ou

- $z_i$  : Le déplacement vertical de coin « i » de châssis
- $z_b$  : Le déplacement vertical de châssis
- $z_{wi}$  : Le déplacement vertical de chaque roue
- $z_{ri}$  : Le profile de la route pour chaque roue
- $m_{bc}$  : La masse de châssis
- $m_w$  : La masse de la roue
- $k_w$  : Coefficient de rigidité verticale du ressort du pneu
- $k_s$  : Coefficient de rigidité verticale du ressort de la suspension
- $c_s$  : Coefficient de rigidité verticale de l'amortisseur
- $\theta$  : Tangage
- $\phi$  : Roulis
- $J_\theta$  : Moment d'inertie de l'axe de tangage
- $J_\phi$  : Moment d'inertie de l'axe de roulis
- $a$  : La distance entre CG du véhicule et le centre des essieux des roues avant
- $b$  : La distance entre CG du véhicule et le centre des essieux des roues arrière
- $c$  : La distance du CG du véhicule à la voie de roue droite
- $d$  : La distance du CG du véhicule à la voie de roue gauche

Selon la deuxième loi de Newton, les équations du mouvement régissant le modèle mathématique ci-dessus sont expliquées ci-dessous :

Les équations de mouvement pour les quatre masses non suspendues (roues) :

$$m_w \ddot{z}_{wi} = -F_{ti} - F_{wi}, \quad i=1,2,3,4 \quad 11-4$$

Avec

$$F_{ti} = -F_{si} - F_{di} + F_{ai}, \quad i=1,2,3,4 \quad 11-5$$

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

$$\begin{cases} F_{si} = k_s (z_i - z_{wi}) \\ F_{di} = c_s (\dot{z}_i - \dot{z}_{wi}) \\ F_{wi} = k_w (z_{wi} - z_{ri}) \end{cases}, \quad i=1,2,3,4 \quad 11-6$$

Les équations de mouvement pour la masse suspendue (carrosserie) sont :

Mouvement vertical de châssis :

$$m_{bc} \ddot{z}_b = F_{t1} + F_{t2} + F_{t3} + F_{t4} \quad 11-7$$

Mouvement de rotation de châssis (tangage) :

$$J_\theta \ddot{\theta} = b(F_{t3} + F_{t4}) - a(F_{t1} + F_{t2}) \quad 11-8$$

Mouvement de rotation de châssis (roulis) :

$$J_\phi \ddot{\phi} = d(F_{t1} + F_{t3}) - c(F_{t2} + F_{t4}) \quad 11-9$$

Les déplacements verticaux des points de connexion du châssis pour chaque suspension sont calculés en utilisant le déplacement vertical du châssis, les mouvements angulaires en roulis et en tangage comme suit :

$$\begin{cases} z_1 = z_b - a\theta + d\phi \\ z_2 = z_b - a\theta - c\phi \\ z_3 = z_b + b\theta + d\phi \\ z_4 = z_b + b\theta - c\phi \end{cases} \quad 11-10$$

### II.3. MODELISATION DE PROFILE DE LA ROUTE

L'étude dynamique et vibratoire d'un véhicule excité par la rugosité de la route, est généralement définie comme un domaine vibratoire complexe. La rugosité de la route est une caractéristique importante, car elle affecte non seulement la qualité de roulement, mais aussi elle peut causer des dommages matériels sur les différents organes mécaniques, en particulier dans la partie de la suspension. [Pun-17].

Dans ce travail, on suppose que le véhicule avance avec une vitesse constante  $V_c$  dans la direction horizontale et passe par des bosses et des fosses dont le profil est représenté sur la figure (II.5) et dont l'équation vaut [Pun-17]-[He-08]:

$$z_{r1,3}(x) = \begin{cases} \frac{h}{2} \left( 1 - \cos \left( 2\pi \frac{V_c}{d_b} t \right) \right) & \text{si } x_0 \leq t \leq \left( \frac{d_b}{V_c} + x_0 \right) \\ 0 & \text{Autrement} \end{cases}$$

$$z_{r2,4}(x) = \begin{cases} \frac{h}{2} \left( 1 - \cos \left( 2\pi \frac{V_c}{d_b} t \right) \right) & \text{si } x_0 \leq t \leq \left( \frac{d_b}{V_c} + x_0 \right) \\ -\frac{h}{4} \left( 1 - \cos \left( 2\pi \frac{V_c}{d_b} t \right) \right) & \text{si } \left( 2 \frac{d_b}{V_c} + x_0 \right) \leq t \leq \left( 3 \frac{d_b}{V_c} + x_0 \right) \\ 0 & \text{Autrement} \end{cases} \quad \text{II-11}$$

Où  $h = 0.04m$  représente la hauteur du ralentisseur et  $d_b = 1m$  sa longueur.

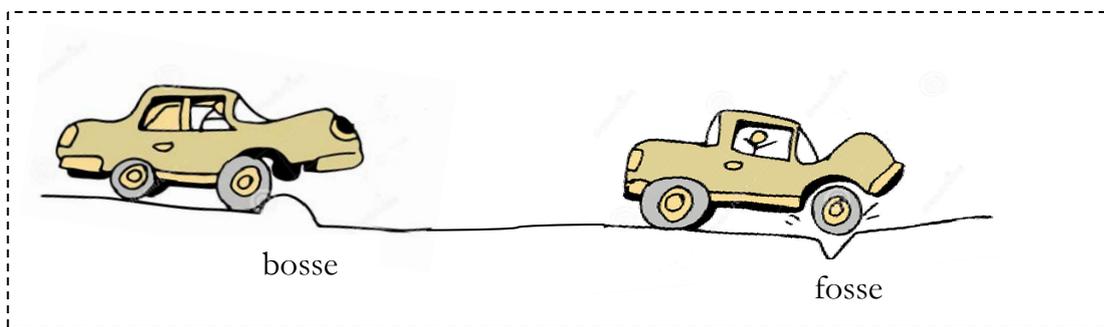


Figure II-5 : Profil de la route

## II.4. CONCLUSION

Dans ce chapitre, nous avons modélisé le système de suspension en vue de sa commande. Pour cela, des différents modèles, quart et complet du véhicule ont été présentés ainsi que les différents types de suspensions utilisés. Deux modèles de la suspension passive et semi-active (soit pour le  $\frac{1}{4}$  ou complet de véhicule) ont été étudiés.

Par la suite, nous allons introduire des techniques de commande optimales qui génèrent l'action de commande de l'actionneur afin d'améliorer les performances de réglage et pour obtenir un bon tenue de route et préserver le confort des passagers.

**III.  
(SYNTHESE DES LOIS DE  
COMMANDE)**

## III.1. INTRODUCTION

L'objectif de ce chapitre est de définir l'architecture des asservissements permettant d'assurer le confort de conduite des passagers en isolant le châssis du véhicule des diverses perturbations de la route. Ceci en utilisant une technique de commande conventionnelle « Skyhook » comparant leurs performances par une technique de commande optimale « Commande linéaire quadratique ».

## III.2. STRATEGIES DE CONTROLE

Dans ce chapitre, nous allons rappeler les différents éléments indispensables pour concevoir un système de commande. Nous entendons par système de commande un système composé d'un organe semi-actif (ou actionneur), dont le comportement est parfaitement maîtrisé, et d'une structure de commande (appelée correcteur, régulateur ou encore contrôleur) qui permet d'atteindre les performances spécifiées.

### III.2.1. Contrôle Sky-hook

Le principe de cette commande est d'obtenir un comportement de la suspension identique à celui d'un système fictif dans lequel la caisse serait « accrochée au ciel » par un amortisseur. La commande Sky-hook d'un modèle de quart de véhicule consiste à enlever l'amortisseur qui se trouve entre la roue et la caisse et introduire un autre entre la caisse et le ciel (figure III.1). Ce ciel est considéré comme un point d'altitude fixée et se déplaçant à la même vitesse horizontale que le véhicule, de manière à ce que l'amortissement de la caisse ne dépende que de la vitesse de déplacement vertical de la caisse et pas de celle de la roue (équation III.1) [Liu 19].

$$F_a = F_{sky} = -C_{sky} \dot{z}_b \quad \text{III-1}$$

Pour introduire ce type de contrôle, on considère tout d'abord la suspension conventionnelle (figure III.2.a), dont la masse est reliée à la roue par un ressort de rigidité  $k_s$  et un amortisseur  $c_s$  et dont le mouvement est régi par l'équation suivante [Liu 19] :

$$m_b \ddot{z}_b = -k_s (z_b - z_w) - c_s (\dot{z}_b - \dot{z}_w)$$

III-2

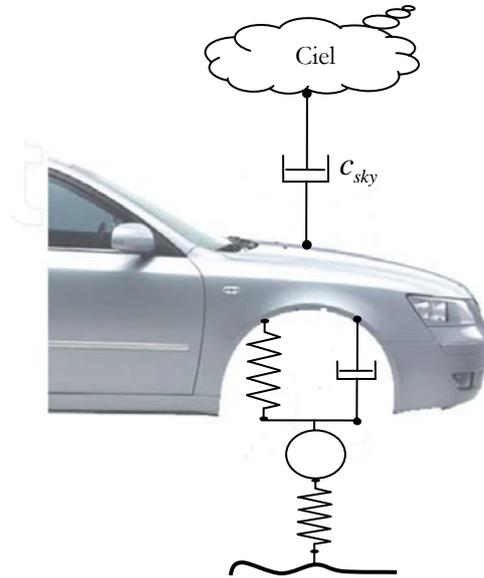


Figure III-1 : Schéma du contrôleur Skyhook pour système de suspension de véhicule

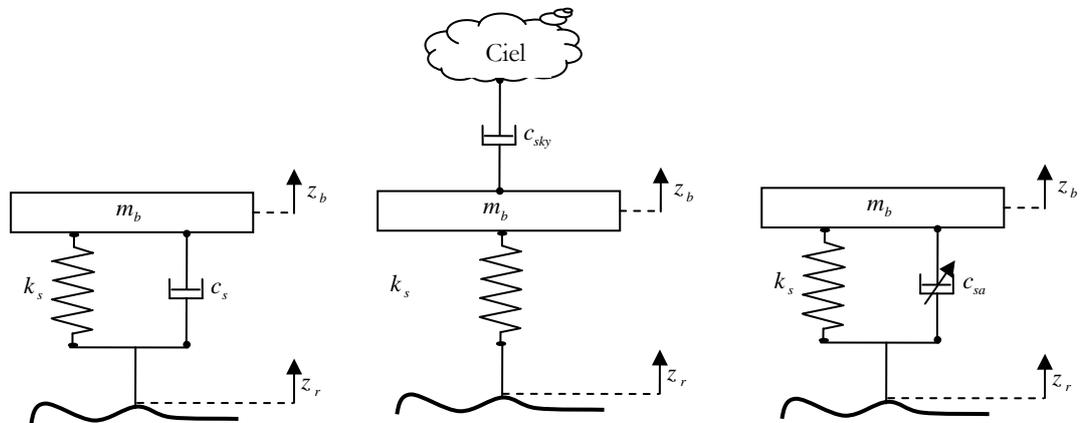


Figure III-2 : (a) Suspension classique (b) suspension par application d'un modèle Sky-hook (c) semi-active suspension

Le transformé de Laplace de l'équation (III.2) donne :

$$m_b s^2 z_b = -k_s (z_b - z_w) - c_s (s z_b - s z_w)$$

III-3

et la fonction de transfert de la suspension est donnée par :

$$G(s) = \frac{z_b(s)}{z_w(s)} = \frac{\frac{c_s}{m_b} s + \frac{k_s}{m_b}}{s^2 + \frac{c_s}{m_b} s + \frac{k_s}{m_b}} \quad III-4$$

Ce qui donne la pulsation propre  $\omega_0 = \sqrt{\frac{k_s}{m_b}}$  et le taux d'amortissement  $\zeta = \frac{c_s}{2m_b\omega_0}$

On considère maintenant la suspension dans la configuration Sky-hook ; dans ce cas, l'amortisseur est inséré entre la masse et une référence fixe (figure III.2.b). Les équations du mouvement et de la fonction de transfert deviennent :

$$m_b \ddot{z}_b = -k_s (z_b - z_w) - c_{sky} \dot{z}_b$$

$$G(s) = \frac{z_b(s)}{z_w(s)} = \frac{\frac{k_s}{m_b}}{s^2 + \frac{c_{sky}}{m_b} s + \frac{k_s}{m_b}} \quad III-5$$

Où  $\zeta_{sky} = \frac{c_{sky}}{2m_b\omega_0}$  est le taux d'amortissement idéal Sky-hook.

Afin de comparer les performances entre l'amortisseur Sky-hook et l'amortisseur classique, on trace sur la figure III.3 la fonction de transfert  $z_b/z_w$ , pour les deux systèmes, en fonction de la fréquence et pour différentes valeurs du taux d'amortissement.

Pour les deux cas, à faible valeur de  $\zeta_{sky} = 0.16$ , la fonction de transfert présente une forte amplification à la résonance. Alors que, pour une valeur du taux d'amortissement Sky-hook suffisamment grande  $\zeta_{sky} = 1.5$ , nous pouvons amortir la vibration même à la fréquence de résonance, ce qu'on ne peut pas réaliser avec une configuration classique de suspension. Au-delà de cette fréquence, les deux amortisseurs atténuent la vibration mais dans des proportions différentes ; cependant la suspension Sky-hook, reste nettement plus efficace [Liu-19].

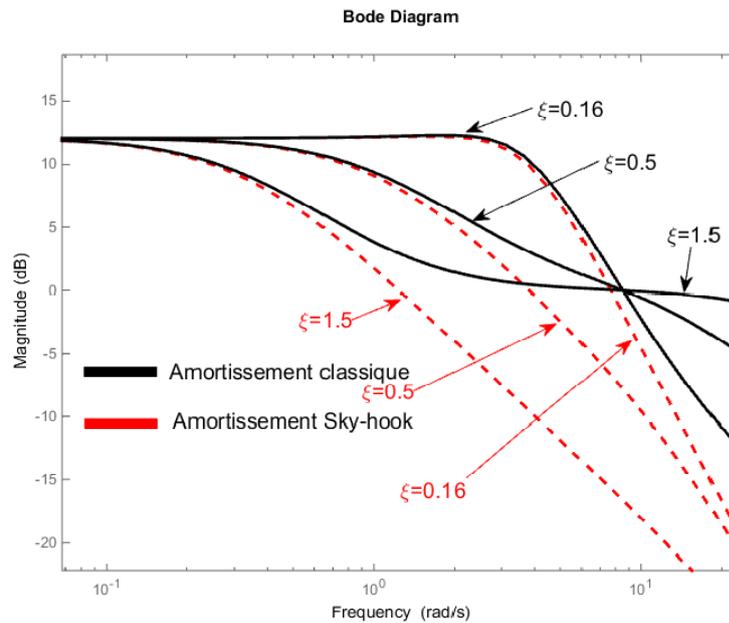


Figure III-3 : Diagramme de Bode de la suspension caractérisant le rapport d'amplitude entre la masse et la roue

D'un point de vue pratique, il est difficile de reproduire le concept de l'amortisseur Sky-hook dans le cas du contrôle des suspensions de véhicules. Malgré cette contrainte, il existe des systèmes qui peuvent remplacer le système Sky-hook. L'astuce consiste à utiliser une suspension semi-active placée entre la roue et la masse (Figure III.2.c), dont le coefficient d'amortissement varie entre deux valeurs extrêmes. Par conséquent, la stratégie de contrôle Sky-hook peut s'écrire mathématiquement comme suit [Liu-19] :

$$\begin{cases} \text{Si } \dot{z}_b (\dot{z}_b - \dot{z}_w) > 0 & \text{alors } F_{sa} = F_{\max} = C_{\max} (\dot{z}_b - \dot{z}_w) \\ \text{Si } \dot{z}_b (\dot{z}_b - \dot{z}_w) \leq 0 & \text{alors } F_{sa} = F_{\min} = C_{\min} (\dot{z}_b - \dot{z}_w) \end{cases} \quad \text{III-6}$$

Ou  $F_{\max}$  et  $F_{\min}$  sont les forces d'amortissement maximales et minimales qui peuvent être exercées par l'amortisseur réel à une vitesse relative donnée, respectivement. Les coefficients  $C_{\max}$  et  $C_{\min}$  sont déterminés par le constructeur [Liu-19].

Pour évaluer les performances de la commande Sky-hook proposé, on utilise un indicateur de performance appelé l'erreur quadratique moyenne RMS (root mean square). Pour calculer RMS, les erreurs individuelles sont tout d'abord élevées au carré, puis additionnées les unes aux autres. On divise ensuite le résultat obtenu

par le nombre total d'erreurs individuelles, puis on en prend la racine carrée. Cette erreur nous donne une mesure synthétique de l'erreur globale dans une seule valeur [Tsu-17].

$$J = \rho_1 \text{RMS}(a_s) + \rho_2 \text{RMS}(d_s) + \rho_3 \text{RMS}(d_p) \quad \text{III-7}$$

$$(C_{sky})_{Optimal} = \min(J) \quad \text{III-8}$$

Le tableau suivant présente les valeurs numériques des poids  $\rho_i$

Tableau III-1 : Poids utilisés pour le quart de véhicule contrôlé par « Sky-hook »

Poids	Variable	Critère	Valeur
$\rho_1$	$a_s$	Accélération du passager	1
$\rho_2$	$d_s$	Déflexion de suspension	10000
$\rho_3$	$d_p$	Déflexion du pneu	100000

Une fois le système est modélisé et la fonction de performance est définie, nous procédons à l'optimisation. Comme il n'y a qu'un seul paramètre à optimiser, le graphique de la figure III.4 est utilisé pour déterminer la valeur du paramètre  $C_{sky}$ , qui donne une valeur minimale de  $J$ .

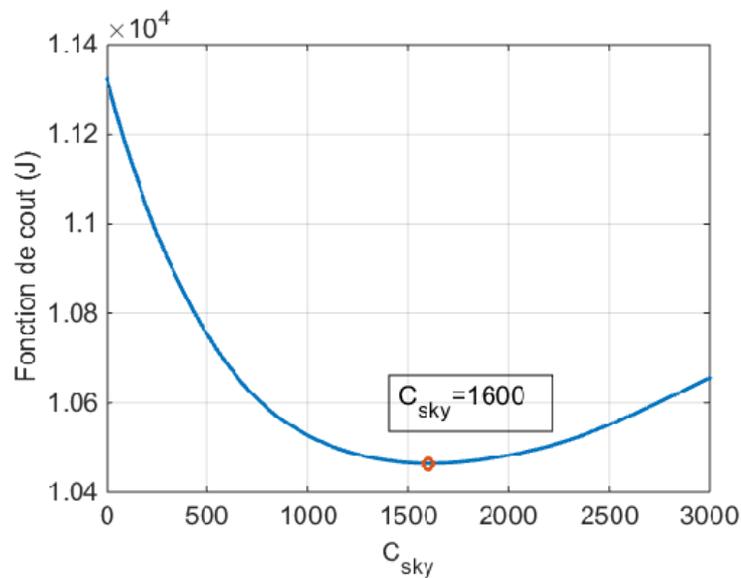


Figure III-4 : Variation de l'index de performance pour une suspension active de type « Sky-hook »

### III.2.2. La commande linéaire quadratique

Les problèmes de la commande optimale se rencontrent dans la vie de tous les jours : comment arriver à destination le plus rapidement possible, comment minimiser sa consommation...etc. Pour un système dynamique donné et dont les équations sont connues, le problème de commande optimale consiste alors à trouver la commande minimisant un critère donné. C'est sous cette forme que la commande optimale a été étudiée dès le XIX<sup>ème</sup> siècle avec le calcul des variations. Notons néanmoins que les difficultés soulevées par ce genre de problème sont loin d'être complètement résolues. La commande optimale reste donc un sujet de recherche d'actualité. On parle de commande linéaire quadratique : LQ ou LQR pour linear Quadratic regulator, le système est linéaire et la commande est quadratique, la commande optimale est un retour d'état sous la forme [Seo-11] [Bel-15]:

$$u(t) = -Kx(t)$$

III-9

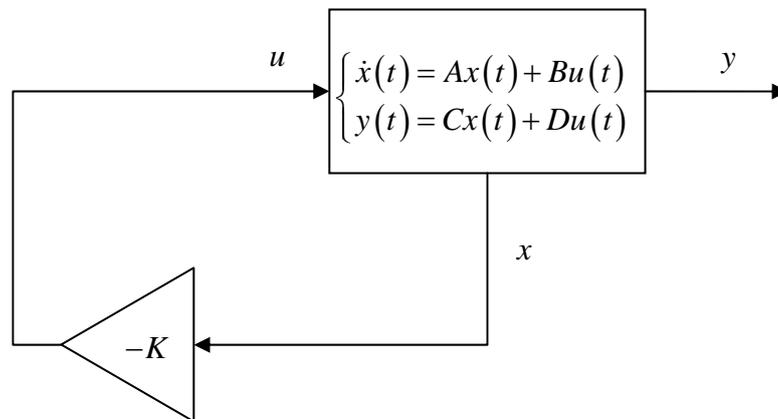


Figure III-5 : Schéma de principe de la commande linéaire quadratique

### Situation :

On veut amener  $x$  à un état désiré :

- A moindre cout ;
- Bien réagir aux perturbations ;
- Contrôler  $u$  linéairement grâce à  $x$  de manière optimale ;

Le problème est de trouver la matrice de gain du retour d'état  $K$  stabilisant, optimal au sens du compromis rapidité, performance et énergie de commande.

#### III.2.2.1. Le critère du compromis :

On peut évaluer la vitesse de rejet de perturbations par le critère [Liu-06] :

$$J_x = \int_0^{\infty} (x(t)^T Q x(t)) dt = \int_0^{\infty} \left( [x_1 \quad \dots \quad x_n] \underbrace{\begin{bmatrix} q_1 & & 0 \\ & \ddots & \\ 0 & & q_n \end{bmatrix}}_Q \begin{bmatrix} x_1 \\ \vdots \\ x_n \end{bmatrix} \right) dt \quad \text{III-10}$$

Ou  $n$  est le nombre des variables d'état, Par exemple pour pénaliser  $x_1$  il faut augmenter  $q_1$ .

On peut aussi évaluer l'énergie de commande par le critère :

$$J_u = \int_0^{\infty} \left( u(t)^T R u(t) \right) dt = \int_0^{\infty} \left[ u_1 \quad \dots \quad u_m \right] \underbrace{\begin{bmatrix} r_1 & & 0 \\ & \ddots & \\ 0 & & r_m \end{bmatrix}}_R \begin{bmatrix} u_1 \\ \vdots \\ u_m \end{bmatrix} dt \quad III-11$$

Donc, le critère de compromis est donné par:

$$\begin{aligned} J &= J_x + J_u = \int_0^{\infty} \left( x(t)^T Q x(t) + u(t)^T R u(t) \right) dt \\ &= \int_0^{\infty} \left( \begin{bmatrix} x^T & u^T \end{bmatrix} \begin{bmatrix} Q & 0 \\ 0 & R \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ u \end{bmatrix} \right) dt \end{aligned} \quad III-1$$

2

Où :

Le pair  $(A, B)$  est commandable et  $R$  et  $Q$  : sont des matrices de pondération symétriques définies positive et semi positive respectivement [Cam-97].

### III.2.2.2. Choix des matrices de pondérations $Q$ et $R$

La synthèse des matrices de gain du contrôleur optimal, repose directement sur les matrices de pondération  $Q$  et  $R$ . On peut trouver dans la littérature plusieurs méthodes pour les choisir. Dans notre travail, la méthode choisie est la règle de Bryson [Oli-94]. Cette dernière suggère de choisir des matrices de pondération diagonales, dont les coefficients diagonaux sont égaux au carré de l'inverse de l'écart maximum souhaité sur la variable correspondante. Bryson indique également que cette règle ne fournit que des valeurs initiales, que l'on peut ensuite améliorer par simulations successives. La règle de Bryson donne [Mer-16] :

$$Q = \begin{pmatrix} q_1 & & & 0 \\ & q_2 & & \\ & & \ddots & \\ 0 & & & q_n \end{pmatrix}, \quad R = \begin{pmatrix} r_1 & & & 0 \\ & r_2 & & \\ & & \ddots & \\ 0 & & & r_m \end{pmatrix} \quad III-13$$

Avec

$$\begin{cases} q_i = \left( \frac{1}{\sup(x_i)} \right)^2, & i = 1, 2, \dots, n \\ r_i = \left( \frac{1}{\sup(u_i)} \right)^2, & i = 1, 2, \dots, m \end{cases} \quad III-14$$

### III.2.2.3. Recherche du gain du retour d'état $K$

Pour trouver le gain du retour d'état  $K$  en temps infini, on applique la formule suivante [Aym-21]:

$$K = -R^{-1}B^T P \quad III-15$$

$P$  est obtenu par la résolution de l'équation de Riccati :

$$PA + A^T P - PBR^{-1}B^T P + Q = 0 \quad III-16$$

### III.2.2.4. Diminution du nombre des paramètres de réglage

On considère le système multi-variables de «  $m$  » entrées, «  $p$  » sorties et «  $n$  » variables d'état suivant :

$$\begin{cases} \dot{x} = Ax + Bu \\ y = Cx + Du \end{cases}, \quad x = \begin{bmatrix} x_1 \\ \vdots \\ x_n \end{bmatrix}, \quad u = \begin{bmatrix} u_1 \\ \vdots \\ u_m \end{bmatrix}, \quad y = \begin{bmatrix} y_1 \\ \vdots \\ y_p \end{bmatrix}, \quad p < n \quad III-17$$

La pondération des vecteur d'état et le vecteur de commande nécessite  $(n+m)$  paramètres de réglage :

$$Q = \begin{pmatrix} q_1 & & 0 \\ & q_2 & \\ & & \ddots \\ 0 & & & q_n \end{pmatrix}, \quad R = \begin{pmatrix} r_1 & & 0 \\ & r_2 & \\ & & \ddots \\ 0 & & & r_m \end{pmatrix} \quad III-18$$

Afin de réduire le nombre des paramètres de réglage requis dans la conception du "contrôleur LQR ", on va pénaliser le vecteur de sortie  $y$  au lieu de vecteur d'état  $x$ , ce qui nous permet de réduire le nombre des paramètres de réglage jusqu'à  $p$ .

Donc, le critère de compromis devient [Mer-16]:

$$J = J_y + J_u = \int_0^{\infty} \left( y(t)^T Q' y(t) + u(t)^T R' u(t) \right) dt \quad III-19$$

$$= \int_0^{\infty} \left( \begin{bmatrix} y(t)^T & u(t)^T \end{bmatrix} \begin{bmatrix} Q' & 0 \\ 0 & R' \end{bmatrix} \begin{bmatrix} y(t) \\ u(t) \end{bmatrix} \right) dt$$

Avec

$$\begin{bmatrix} Q' & N \\ N^T & R' \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} C^T & 0 \\ D^T & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} Q & 0 \\ 0 & R \end{bmatrix} \begin{bmatrix} C & D \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \quad III-20$$

$N$  est la matrice de pondération croisée entre les états et les entrées qui est supposée nulle dans notre travail.

Ce qui donne :

$$Q' = C^T Q C = C_{p \times n}^T \begin{pmatrix} q_1 & 0 \\ 0 & q_p \end{pmatrix} C_{p \times n} \quad III-21$$

$$R' = D^T Q D = D_{p \times m}^T \begin{pmatrix} q_1 & 0 \\ 0 & q_p \end{pmatrix} C_{p \times m}$$

### III.2.2.5. Application pour la commande des suspensions du véhicule

La commande linéaire quadratique est une commande par retour d'état de type :

$$F_a = -Kx$$

III-22

D'après la figure ci-dessus, on remarque que le vecteur d'état  $x$  contient un nombre élevé de variables d'état ce qui va compliquer les calculs lors de reformulation de système sous forme espace d'état.

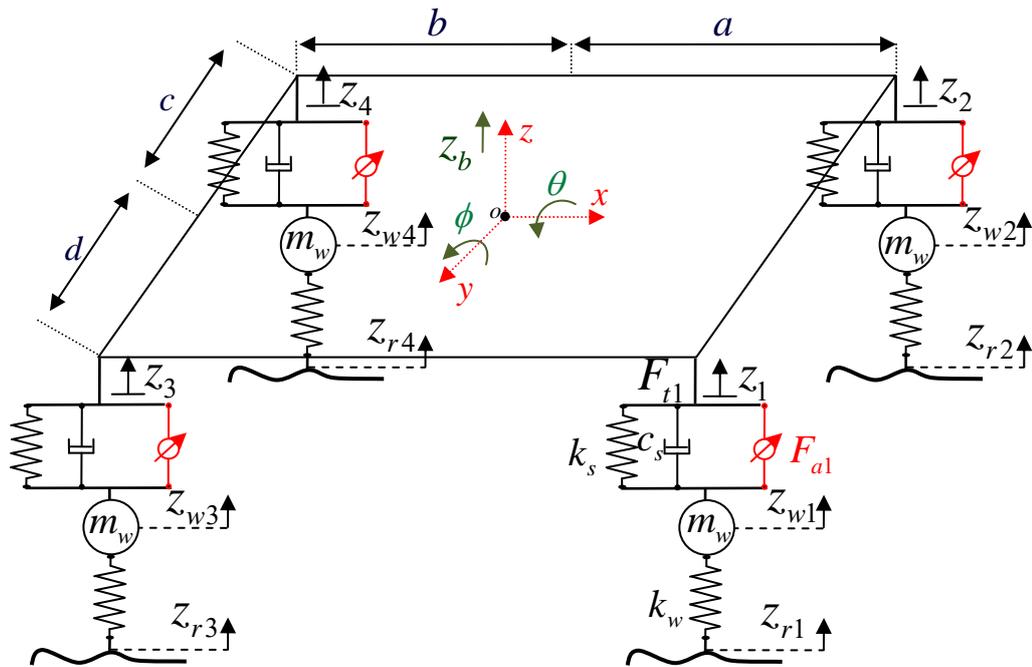


Figure III-6 : Modèle de suspension complet de véhicule

On remarque aussi que le modèle complet de véhicule peut être divisé en quatre modèles de quart de véhicule identiques ce qui permet de simplifier la synthèse de loi de commande.

Le modèle de quart de véhicule est donnée par :

$$\begin{aligned} m_w \ddot{z}_{wi} &= k_s (z_i - z_{wi}) + c_s (\dot{z}_i - \dot{z}_{wi}) - k_w (z_{wi} - z_{ri}) - F_{ai} \\ m_b \ddot{z}_i &= -k_s (z_i - z_{wi}) - c_s (\dot{z}_i - \dot{z}_{wi}) + F_{ai} \end{aligned} \quad \text{III-23}$$

La synthèse de la de commande nécessite la reformulation de modèle sous forme espace d'état de la forme:

$$\begin{cases} \dot{x} = Ax + Bu + Gw \\ y = Cx + Du \end{cases} \quad \text{III-24}$$

On a :

$$\begin{aligned}\ddot{z}_{wi} &= \frac{k_s}{m_w} z_i - \frac{k_s}{m_w} z_{wi} + \frac{c_s}{m_w} \dot{z}_i - \frac{c_s}{m_w} \dot{z}_{wi} - \frac{k_w}{m_w} z_{wi} + \frac{k_w}{m_w} z_{ri} - \frac{1}{m_w} F_{ai} \\ \ddot{z}_i &= -\frac{k_s}{m_i} z_i + \frac{k_s}{m_i} z_{wi} - \frac{c_s}{m_i} \dot{z}_i + \frac{c_s}{m_i} \dot{z}_{wi} + \frac{1}{m_i} F_{ai}\end{aligned}\quad III-25$$

Le vecteur d'état choisi est donné par :

$$x = [\dot{z}_{wi} \quad \dot{z}_i \quad z_i - z_{wi} \quad z_{ri} - z_{wi}] \quad III-26$$

Le signal de commande qui agit sur l'actionneur :

$$u = F_{ai} \quad III-27$$

La seule perturbation est le profil de la route

$$w = \dot{z}_{ri} \quad III-28$$

Donc

$$\begin{aligned}\ddot{z}_{wi} &= -\frac{c_s}{m_w} \dot{z}_{wi} + \frac{c_s}{m_w} \dot{z}_i + \frac{k_s}{m_w} (z_i - z_{wi}) + \frac{k_w}{m_w} (z_{ri} - z_{wi}) - \frac{1}{m_w} F_{ai} \\ \ddot{z}_i &= \frac{c_s}{m_i} \dot{z}_{wi} - \frac{c_s}{m_i} \dot{z}_i - \frac{k_s}{m_i} (z_i - z_{wi}) + \frac{1}{m_i} F_{ai}\end{aligned}\quad III-29$$

Ce qui donne :

$$\begin{aligned}\ddot{z}_{wi} &= -\frac{c_s}{m_w} \dot{z}_{wi} + \frac{c_s}{m_w} \dot{z}_i + \frac{k_s}{m_w} (z_i - z_{wi}) + \frac{k_w}{m_w} (z_{ri} - z_{wi}) - \frac{1}{m_w} F_{ai} \\ \ddot{z}_i &= \frac{c_s}{m_i} \dot{z}_{wi} - \frac{c_s}{m_i} \dot{z}_i - \frac{k_s}{m_i} (z_i - z_{wi}) + 0 (z_{ri} - z_{wi}) + \frac{1}{m_i} F_{ai} \\ \overbrace{z_i - z_{wi}} &= \dot{z}_i - \dot{z}_{wi} = -\dot{z}_{wi} + \dot{z}_i + 0 (z_i - z_{wi}) + 0 (z_{ri} - z_{wi}) + 0 F_{ai} \\ \overbrace{z_{ri} - z_{wi}} &= \dot{z}_{ri} - \dot{z}_{wi} = -\dot{z}_{wi} + 0 \dot{z}_i - 0 (z_i - z_{wi}) + 0 (z_{ri} - z_{wi}) + 0 F_{ai} + \dot{z}_{ri}\end{aligned}\quad III-30$$

Finalement:

$$\dot{x} = \begin{pmatrix} -c_s/m_w & c_s/m_w & k_s/m_w & k_w/m_w \\ c_s/m_i & -c_s/m_i & -k_s/m_i & 0 \\ -1 & 1 & 0 & 0 \\ -1 & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix} x + \begin{pmatrix} -1/m_w \\ 1/m_i \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} u + \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 1 \end{pmatrix} w \quad III-31$$

Afin d'améliorer les performances de vibration du système de suspension du véhicule, les trois indices d'évaluation ci-dessus,  $a_s$ ,  $d_s$  et  $d_p$ , doivent être optimisés. Ces derniers sont définis comme les variables de sortie pour satisfaire l'optimisation des performances.

C'est-à-dire:

$$y = [a_s \quad d_s \quad d_p] \quad III-32$$

Avec

$$\begin{cases} a_s = \ddot{z}_i = \frac{c_s}{m_i} \dot{z}_{wi} - \frac{c_s}{m_i} \dot{z}_i - \frac{k_s}{m_i} (z_i - z_{wi}) + 0 (z_{ri} - z_{wi}) + \frac{1}{m_i} F_{ai} \\ d_s = z_i - z_{wi} \\ d_p = z_{wi} - z_{ri} \end{cases} \quad III-33$$

Ce qui donne :

$$y = \begin{pmatrix} c_s/m_i & -c_s/m_i & -k_s/m_i & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 \end{pmatrix} x + \begin{pmatrix} 1/m_i \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} u \quad III-34$$

Le tableau suivant présente les valeurs numériques des poids utilisés

Tableau III-2 : la valeur des poids utilisés

Poids	Variable	Critère	Valeur
$q_1$	$a_s$	Accélération du passager	10
$q_2$	$d_s$	Déflexion de suspension	8000
$q_3$	$d_p$	Déflexion du pneu	100000

Finalement le gain de retour d'état  $K$  peut être calculer par Matlab en utilisant la commande « lqr » comme suit :

$$K = [928.0879 \quad 984.4304 \quad -7766.1 \quad -4300.5]$$

### III.3. CONCLUSION

Dans ce chapitre nous avons mis en place des lois de contrôle pour les systèmes de suspensions semi-actives: Sky-hook, et la commande linéaire quadratique avec des pondérations sur les sorties. Trois indices d'évaluation : accélération vertical de châssis, déflexion de la suspension et déflexion de pneu sont utilisées pour évaluer les performances de vibration du système de suspension du véhicule.

**IV.  
(SIMULATION ET  
INTERPRETATION DES  
RESULTATS)**



## IV.1. INTRODUCTION

La détermination des modèles mathématique des modèles d'un quart et complet du véhicule nous a permis de trouver les équations avec lesquelles nous pouvons commencer la deuxième tâche de notre projet qui est la simulation, menant à l'évaluation des commandes proposées.

## IV.2. SIMULATION ET INTERPRETATIONS DES RESULTATS

La figure IV-1 présente le schéma de principe de système proposé pour la simulation.

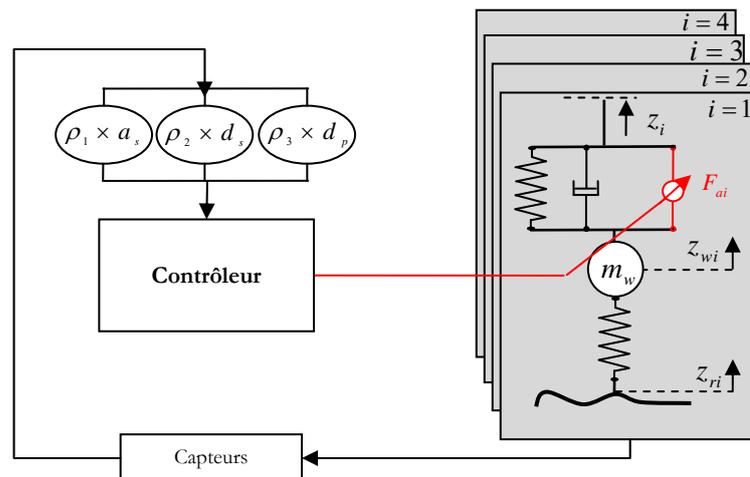


Figure IV-1 : Schéma de principe de système de contrôle proposé pour la simulation

Les valeurs des paramètres utilisés dans notre simulation sont présentées dans le tableau 1 de l'annexe.

Des séries de simulation sur le logiciel Matlab/Simulink sont présentées pour montrer l'efficacité des techniques de commande proposées.

### IV.2.1.1. Situations d'essai

La route est sèche, horizontale, le véhicule roule avec une vitesse initiale constante sur le profile routier représenté par la figure IV-2.

Deux scénarios sont étudiés, à savoir :

- Scénario 1 : Véhicule roule avec une vitesse constante de  $18\text{ km/h}$  ;
- Scénario 2 : Véhicule roule avec une vitesse constante de  $36\text{ km/h}$  ;

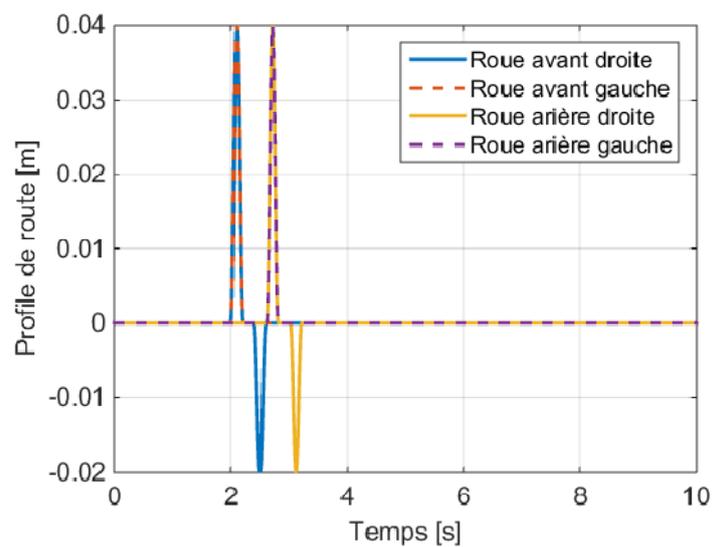


Figure IV-2 : Profil de la route

#### IV.2.1.1.1. Scénario 1

Dans cette première situation d'essai le véhicule roule avec une vitesse constante de  $18\text{ km/h}$  et passe par un ralentisseur de type dos d'âne de largeur (1 m) et de hauteur (4 cm), ensuite les roues de coté droit de véhicule passent par une fosse de largeur (1 m) et de profondeur (2 cm).

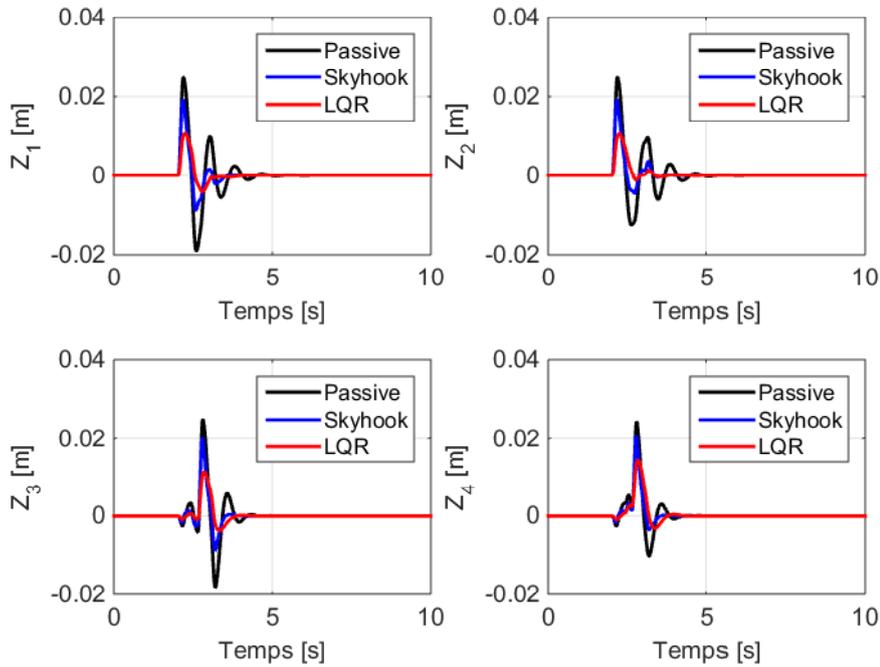


Figure IV-3 : Le déplacement vertical des coins «  $i=1, 2, 3$  et  $4$  » de châssis ( $V_c=18\text{km/h}$ )

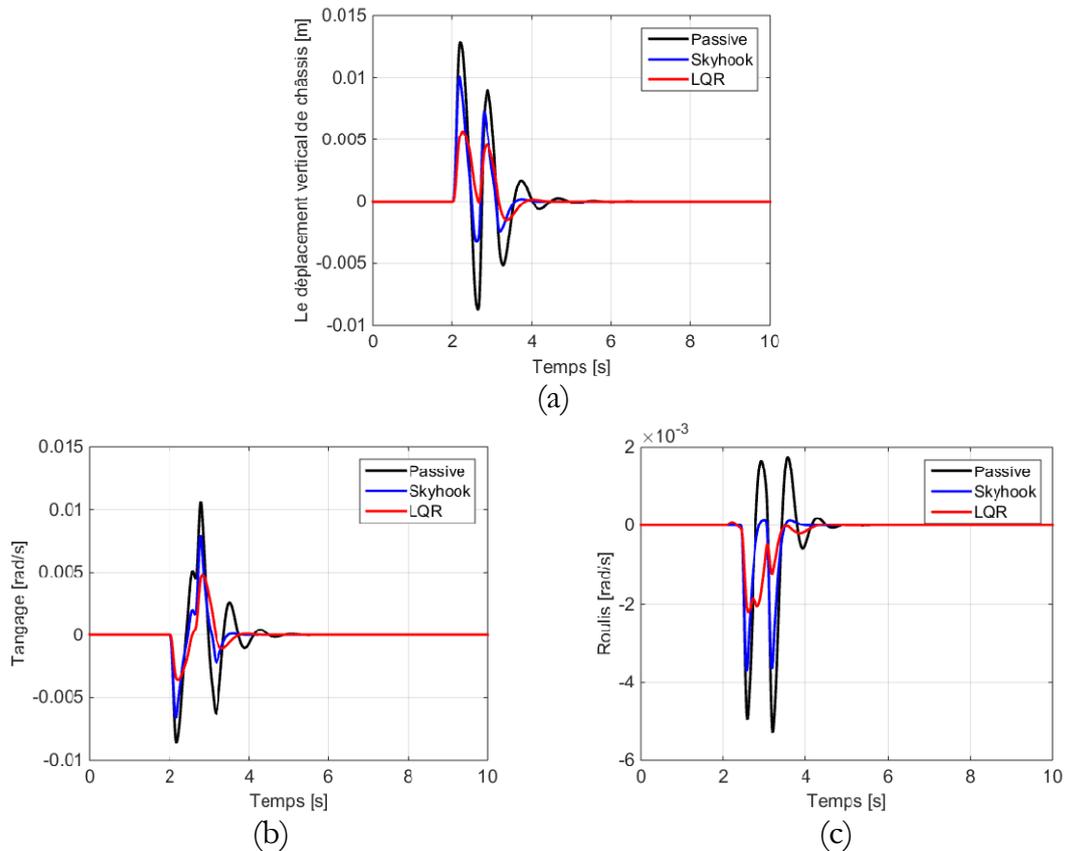


Figure IV-4 : Dynamiques de mouvement du véhicule: (a) : Le déplacement vertical de centre de gravité du châssis ; (b) : tangage ; (c) : roulis ( $V_c=18\text{km/h}$ )

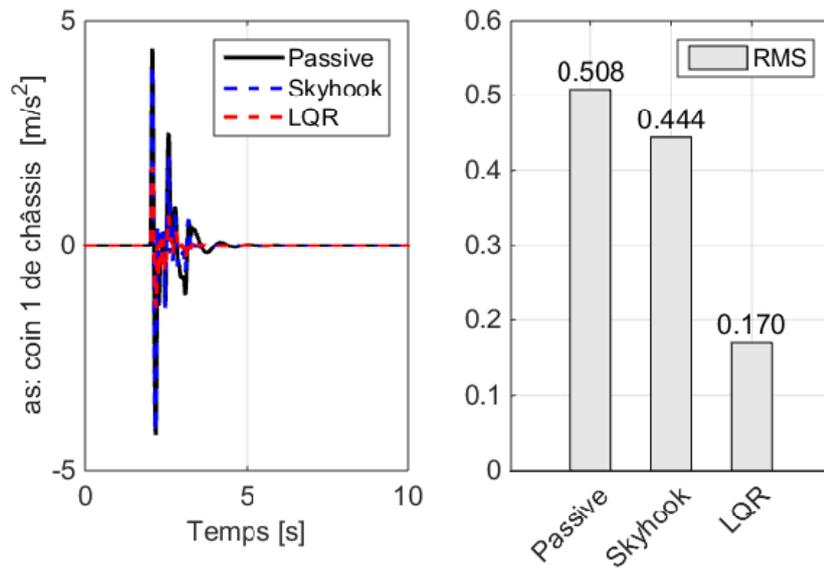


Figure IV-5 : L'accélération verticale de coin « 1 » de châssis ( $V_c=18\text{km/h}$ )

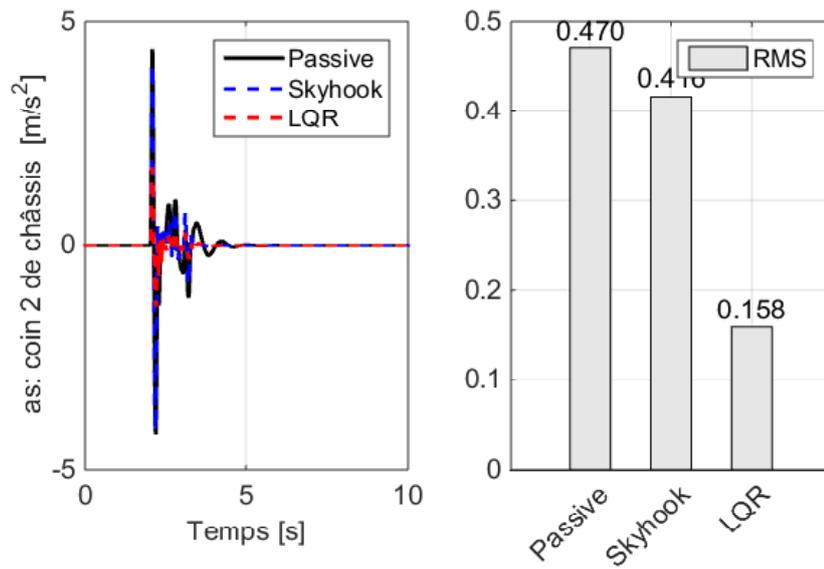


Figure IV-6 : L'accélération verticale de coin « 2 » de châssis ( $V_c=18\text{km/h}$ )

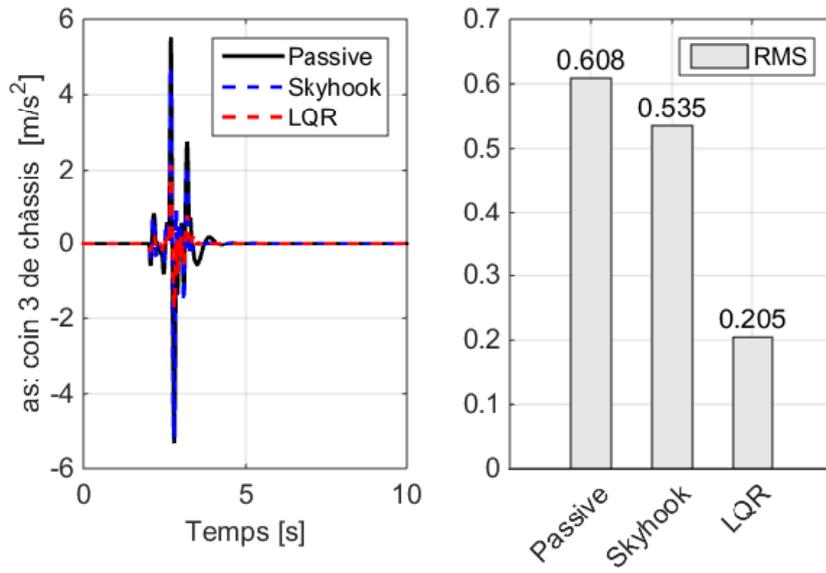


Figure IV-7 : L'accélération verticale de coin « 3 » de châssis ( $V_c=18km/h$ )

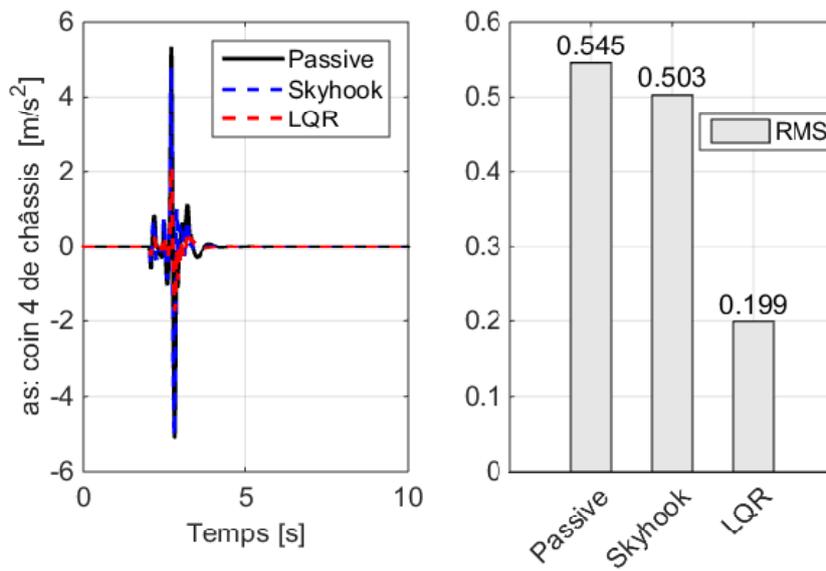


Figure IV-8 : L'accélération verticale de coin « 4 » de châssis ( $V_c=18km/h$ )

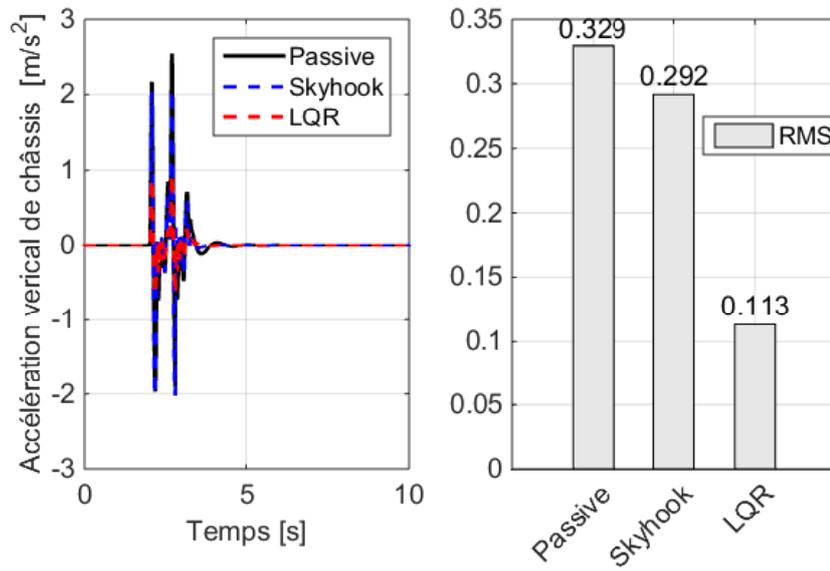


Figure IV-9 : L'accélération verticale de centre de gravité de châssis ( $V_c=18km/h$ )

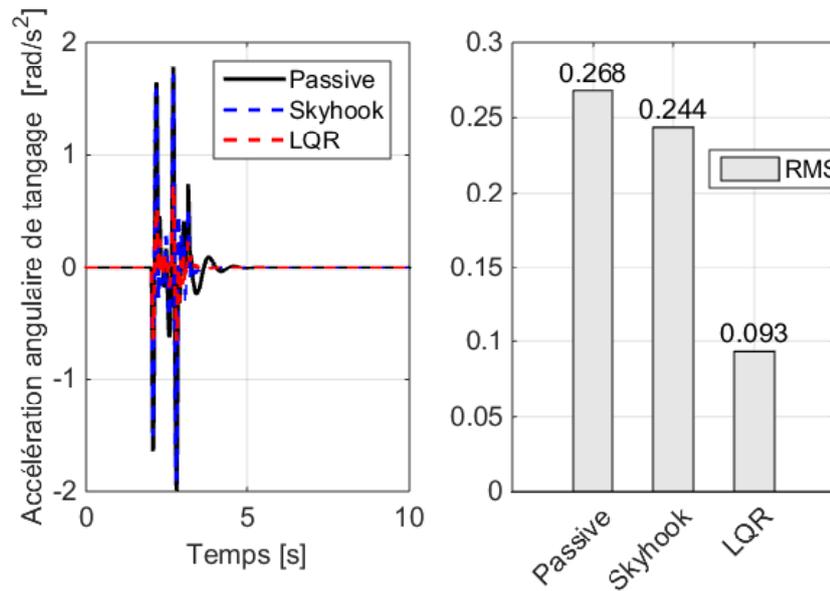


Figure IV-10 : L'accélération angulaire de tangage ( $V_c=18km/h$ )

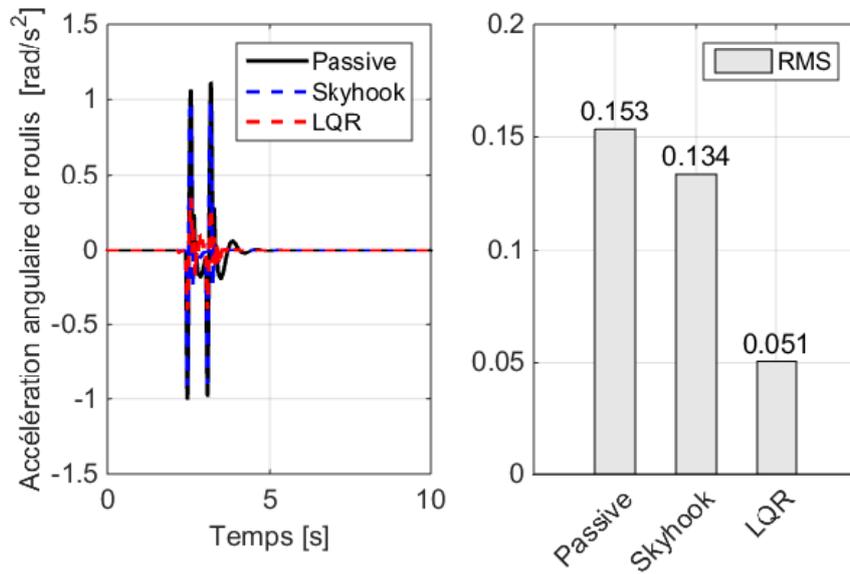


Figure IV-11 : L'accélération angulaire de roulis ( $V_c=18\text{km/h}$ )

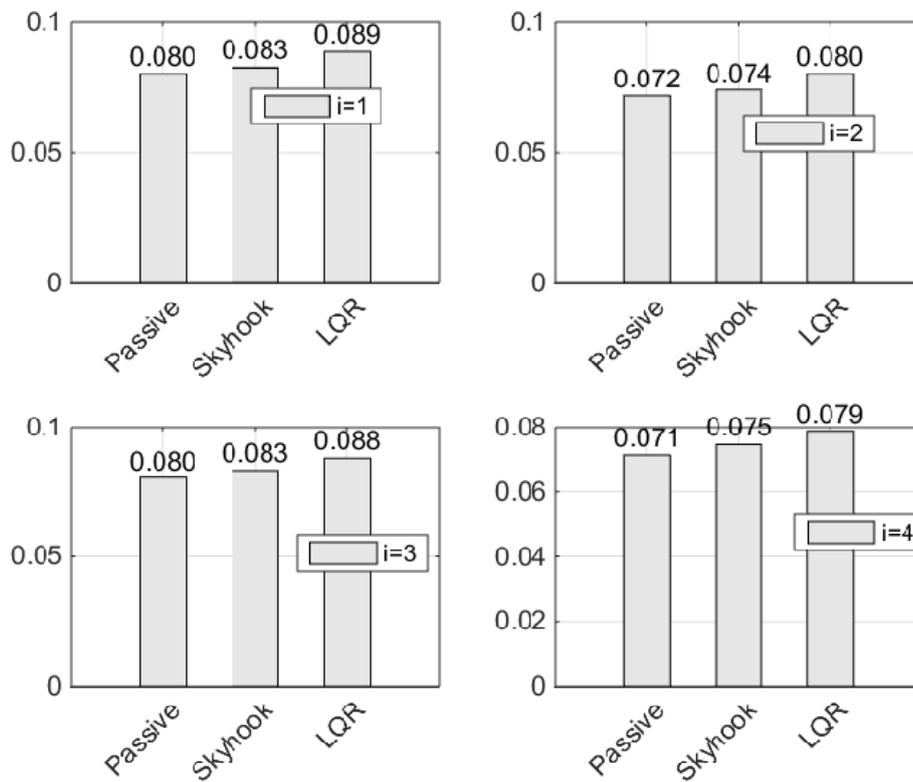


Figure IV-12 : RMS de déflexion des quatre suspensions ( $V_c=18\text{km/h}$ )

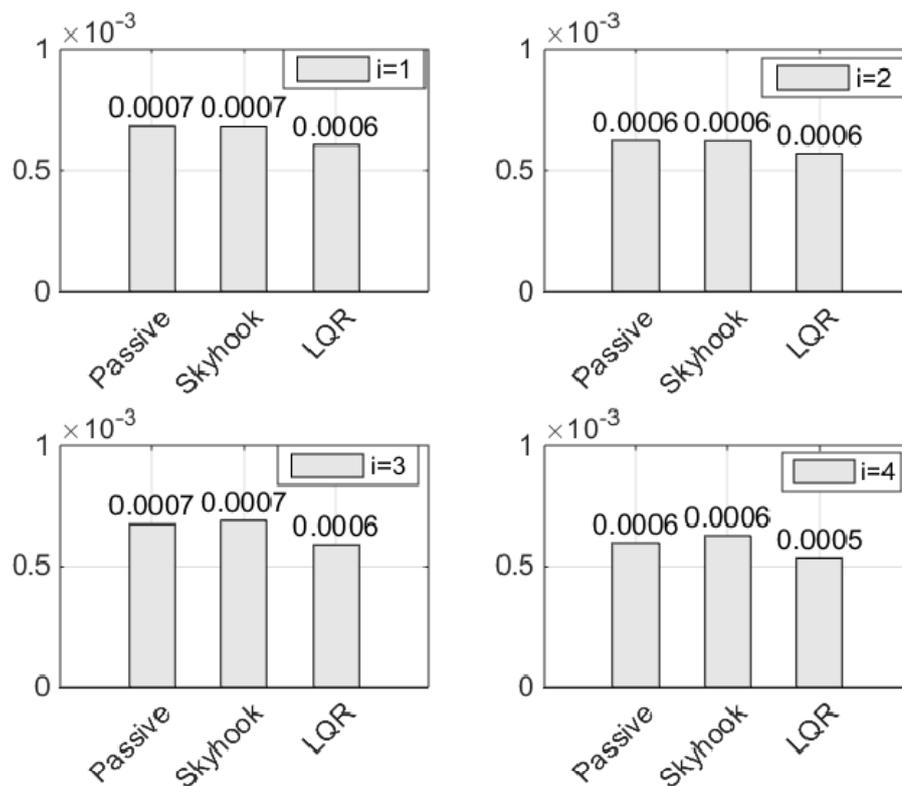


Figure IV-13 : RMS de déflexion des quatre pneus ( $V_c=18\text{km/h}$ )

Tableau IV-1 : Résultats des systèmes de suspension passifs et actifs ( $V_c=18\text{km/h}$ ).

N°	Indice	Maximum	Passive	Skyhook	LQR
01	$a_s$	-	0.323	0.292 (↓ 9.58%)	0.113 (↓ 65.02%)
02	$\ddot{\theta}$	-	0.268	0.224 (↓ 16.42%)	0.093 (↓ 65.30%)
03	$\ddot{\phi}$	-	0.153	0.134 (↓ 12.42%)	0.051 (↓ 66.67%)
04	$d_s$	$d_{s\_max} = 0.4$	0.080	0.083 (↓ 3.75%)	0.089 (↓ 11.25%)
05	$d_p$	$d_{p\_max} = 0.008$	0.0007	0.0007 (0%)	0.0006 (↓ 14.29%)

Dans la plupart des applications d'analyse des vibrations, les paramètres, accélération, vitesse et déplacement sont des informations qu'il est indispensable de connaître, particulièrement pour la conception ou la validation des structures.

D'après la figure (IV-3) en utilisant une suspension passive, on remarque que le déplacement vertical des quatre coins de châssis a un grand dépassement et

il prend un certain temps pour qu'il soit stable, par contre l'utilisation d'une suspension semi-active contrôlée soit par le contrôleur Skyhook ou la commande linéaire quadratique présentent une amélioration, ce qui résulte l'amélioration des mouvements de translation (déplacement vertical de châssis (figure-4\_a)) et de rotation (tangage (figure-4\_b), roulis(figure-4\_c)) de châssis. La commande linéaire quadratique est plus performante que la commande Skyhook.

Comme on a mentionné précédemment l'accélération est la référence dans la plupart des applications d'analyse des vibrations. D'après les figures (IV-5, 6, 7, et 8), on remarque que l'accélération verticale des quatre coins de châssis a une légère diminution pour une suspension semi-active contrôlée par Skyhook et une parfaite diminution en utilisant la commande linéaire quadratique, ce qui influe directement sur l'accélération vertical de châssis (figure-9) et les accélérations angulaires de châssis (tangage (figure-10), roulis (figure-11)). D'après les résultats des trois premiers lignes de tableau IV-1, la commande linéaire quadratique présente des bonnes performances se qui permet efficacement de préserver le confort des passagers.

La figure IV-12 montre les déflexions des quatre suspensions de véhicule. On remarque que la déflexion de suspension augmente lors de l'utilisation d'une suspension semi-active par rapport à une suspension passive, ce qui permet d'absorber les vibrations provenant des irrégularités de la route. Une légère augmentation de la déflexion de la suspension dans une plage acceptable  $[0 \quad 0.4]$  (tableau IV-1) permet d'éviter les chocs qui surviennent lorsque la suspension arrive en fin de course.

La figure IV-13 présente les dynamiques de déflexion des quatre pneus de véhicule. On remarque que le remplacement de suspension passive par une suspension semi-active permet de diminuer la déflexion de pneu avec une nette amélioration en utilisant la commande linéaire quadratique, ce qui permet de garder un contact continue entre le pneu et la route et assurer une bonne tenue de la route.

#### **IV.2.1.1.2. Scénario 2**

Dans cette situation d'essai le véhicule roule avec une vitesse constante de  $36 \text{ km/h}$  et passe par un ralentisseur de type dos d'âne de largeur (1 m) et de hauteur (4 cm), ensuite les roues de coté droit de véhicule passent par une fosse de largeur (1 m) et de profondeur (2 cm).

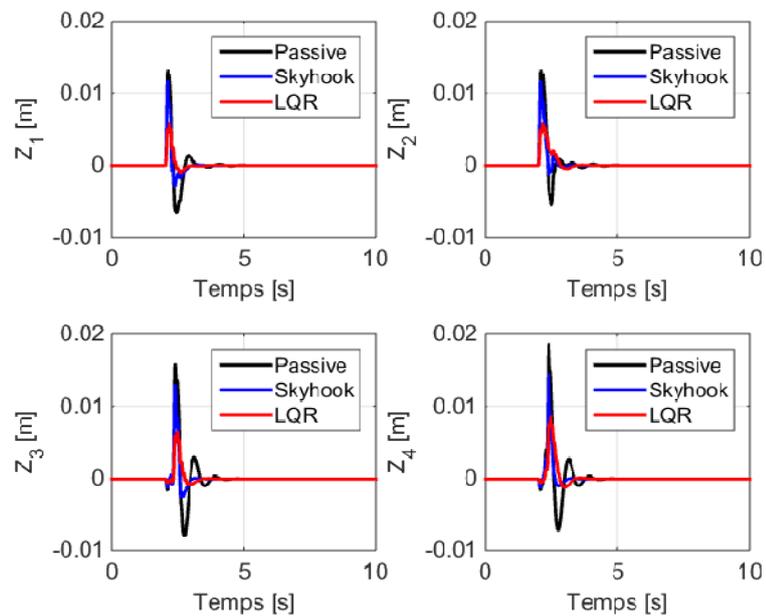


Figure IV-14 : Le déplacement vertical des coins «  $i=1, 2, 3$  et  $4$  » de châssis ( $V_c=36\text{km/h}$ )

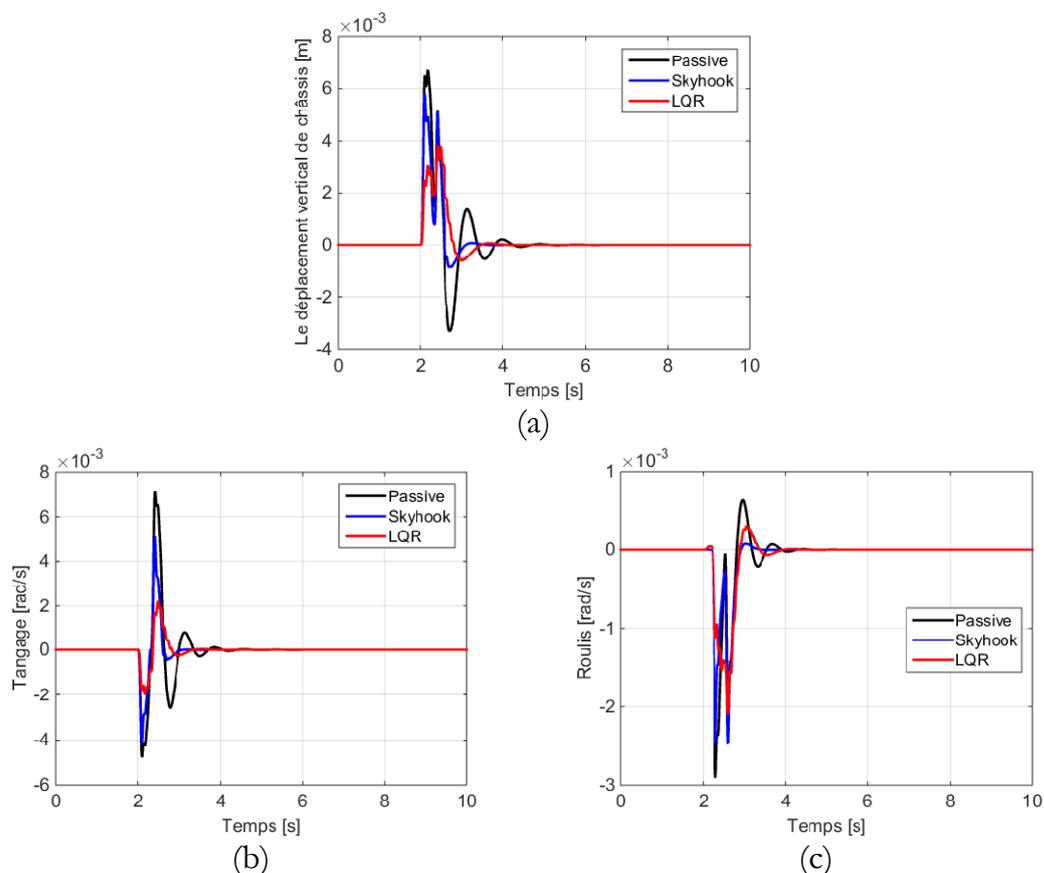


Figure IV-15 : Dynamiques de mouvement du véhicule: (a) : Le déplacement vertical de centre de gravité du châssis ; (b) : tangage ; (c) : roulis ( $V_c=36\text{km/h}$ )

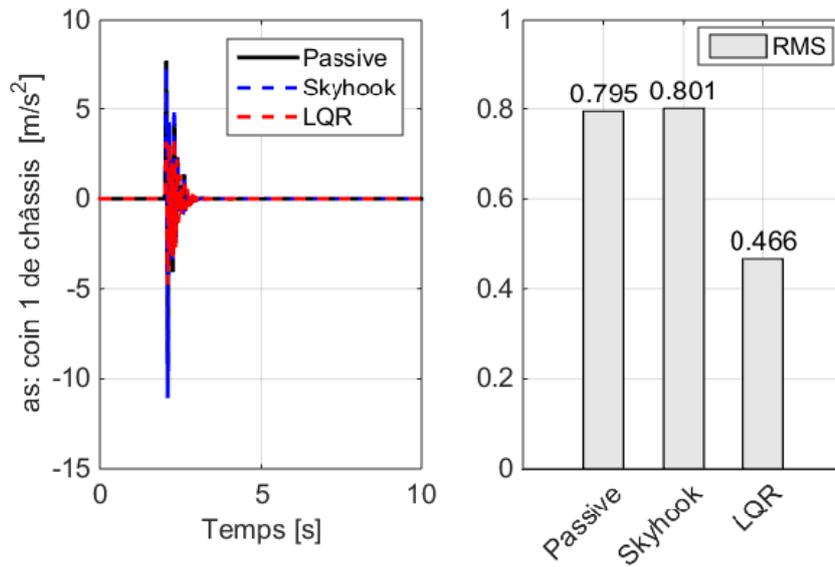


Figure IV-16 : L'accélération verticale de coin « 1 » de châssis ( $V_c=36km/h$ )

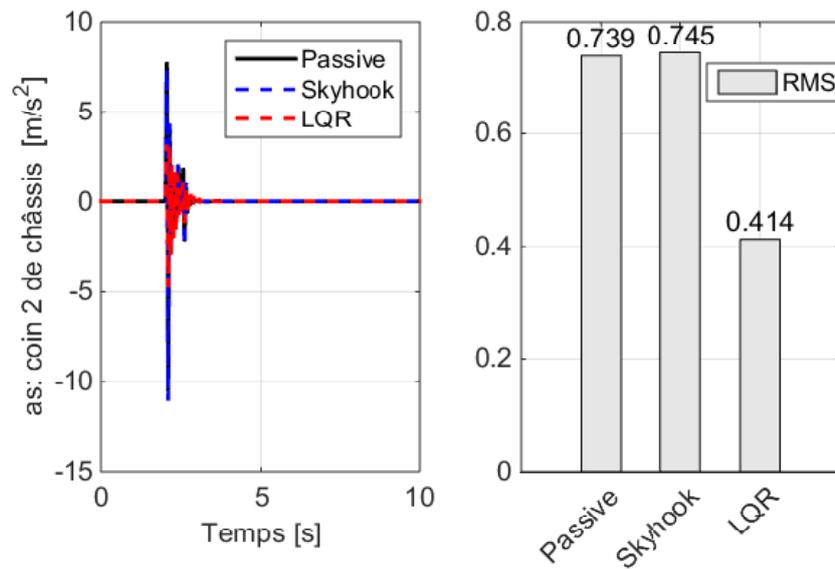


Figure IV-17 : L'accélération verticale de coin « 2 » de châssis ( $V_c=36km/h$ )

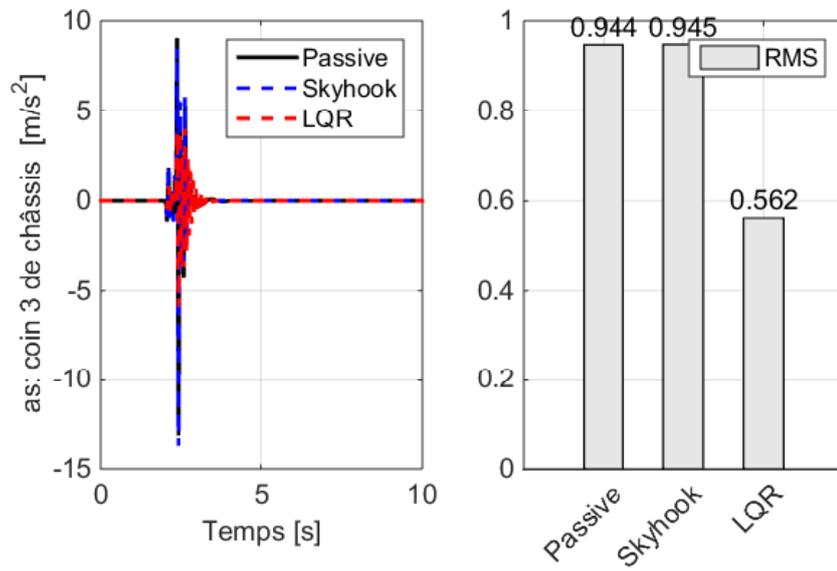


Figure IV-18 : L'accélération verticale de coin « 3 » de châssis ( $V_c=36km/h$ )

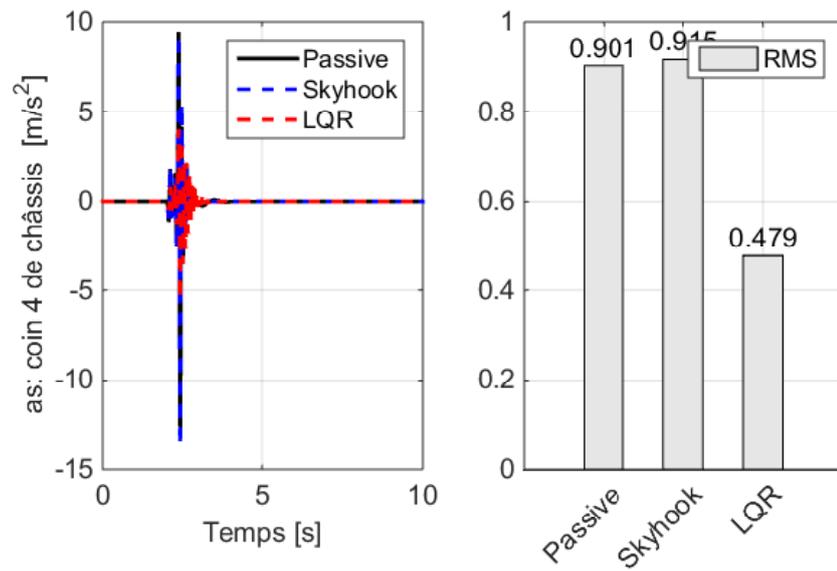


Figure IV-19 : L'accélération verticale de coin « 4 » de châssis ( $V_c=36km/h$ )

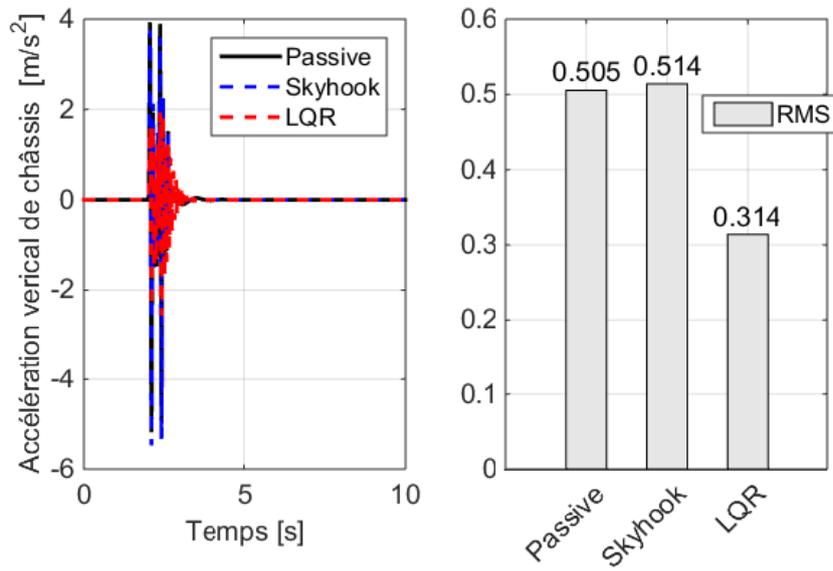


Figure IV-20 : L'accélération verticale de centre de gravité de châssis( $V_c=36km/h$ )

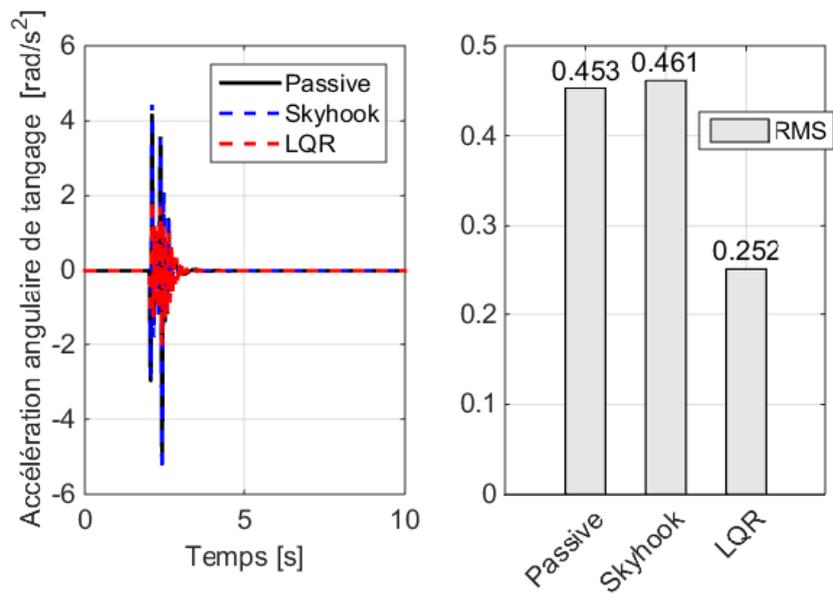


Figure IV-21 : L'accélération angulaire de tangage ( $V_c=36km/h$ )

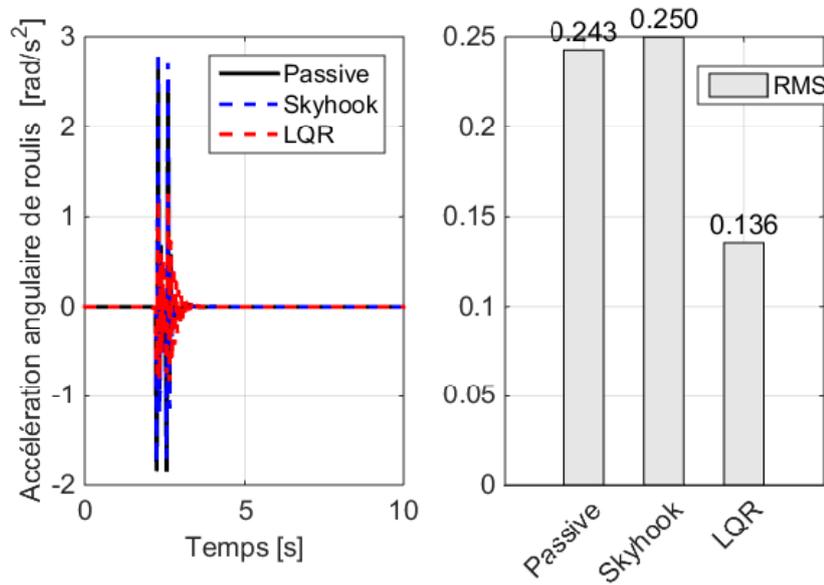


Figure IV-22 : L'accélération angulaire de roulis ( $V_c=36\text{km/h}$ )

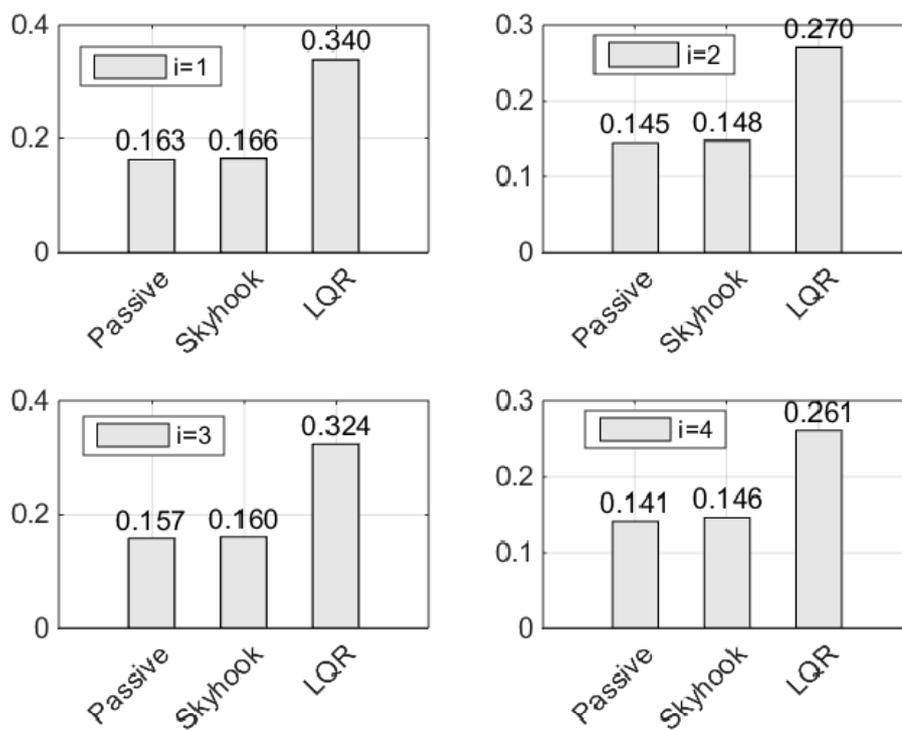


Figure IV-23 : RMS des déflexions des quatre suspensions ( $V_c=36\text{km/h}$ )

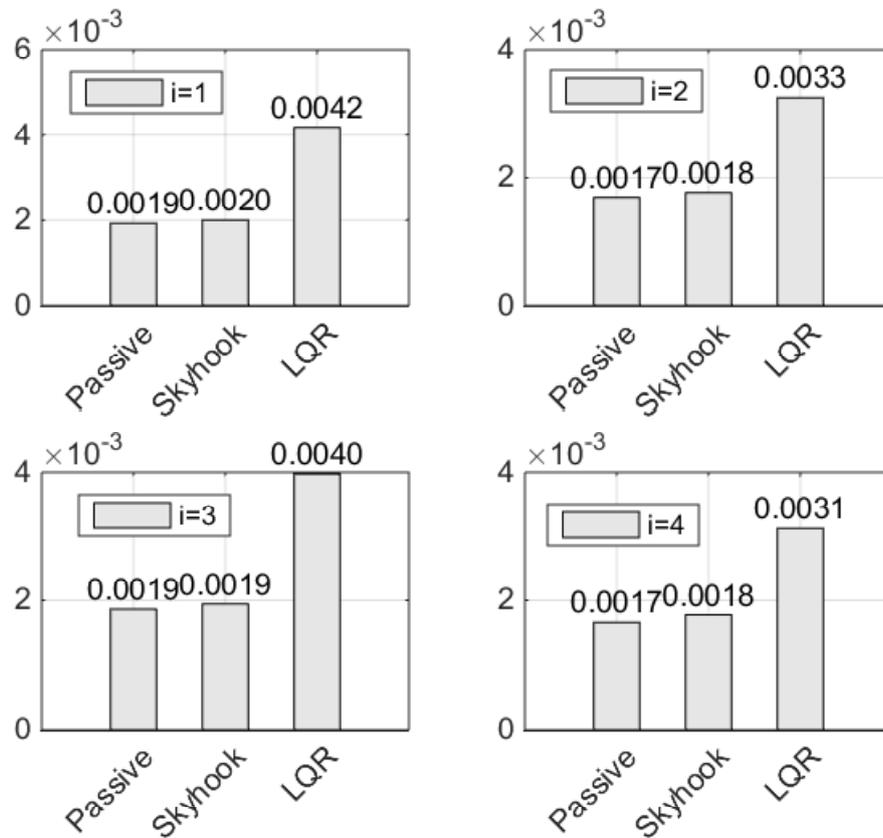


Figure IV-24 : RMS des déflexions des quatre pneus (Vc=36km/h)

Tableau IV-2 : Résultats des systèmes de suspension passifs et actifs (Vc=36km/h).

N°	Indice	Maximum	Passive	Skyhook	LQR
01	$a_s$	-	0.505	0.514(↓ 1.78%)	0.314(↓ 37.82%)
02	$\ddot{\theta}$	-	0.453	0.461(↑ 1.76)	0.252(↓ 44.37%)
03	$\ddot{\phi}$	-	0.243	0.250(↑ 2.88%)	0.136(↓ 44.03%)
04	$d_s$	$d_{s\_max} = 0.4$	0.157	0.160(↑ 1.91%)	0.324(↑ 106.37%)
05	$d_p$	$d_{p\_max} = 0.008$	0.0019	0.0019(0%)	0.0040(↑ 110.5%)

D’après les résultats de deuxième scénario (Tableau IV-2 et les figures de 14 à 23), on remarque que lors de l’augmentation de vitesse de véhicule jusqu’à 36 km/h, le contrôleur Skyhook permet efficacement de diminuer le déplacement vertical de châssis (figure IV-15\_a) et les mouvements angulaires de châssis

(tangage (figure IV-15\_b), roulis (figure IV-15\_c)) en assurant une bonne tenue de la route mais avec une façon inconfortable pour les passagers causée par l'augmentation des accélérations des mouvements vertical (figure IV-20) et angulaires de châssis (figures IV-21,22). L'utilisation de la commande linéaire quadratique permet de bien pénaliser ces accélérations, ce qui permet de préserver le confort des passagers.

D'après les résultats des figures (IV-23, 24) et le tableau (IV-2), on remarque que l'augmentation de vitesse permet de dégrader les performances de la suspension semi-active surtout les dynamique de déflexion des pneus et les dynamiques de déflexion des suspensions mais ces dynamique restent généralement dans les plages acceptables, ce qui permet suffisamment de garder un bon contact entre les roues et la route.

### **IV.3. CONCLUSION**

Ce chapitre met en évidence que l'utilisation des systèmes de suspension semi-active dans l'amélioration du confort vibratoire et la tenue de la route des véhicules a donné de bons résultats qu'une suspension passive. Comparé à un amortisseur passif, un amortisseur semi-actif en utilisant la commande linéaire quadratique donne des meilleures performances s'il est bien ajusté.

## **V. CONCLUSION**



Dans le cadre de ce travail, nous avons étudié et modélisé un système de suspension semi-active pour un véhicule routier. L'objectif était de démontrer l'intérêt technologique d'une suspension semi-active pour un véhicule terrestre, afin d'améliorer la tenue de la route et le confort dynamique des passagers.

Notre travail s'appuie sur les nombreux travaux théoriques dans le domaine du contrôle semi-actif pour l'optimisation de l'isolation des vibrations dans les structures et systèmes mécaniques.

A partir de la définition de la problématique, une démarche rigoureuse a permis de dégager une solution qui, d'un point de vue industriel, présente un aspect innovant : il s'agit d'une suspension semi-active, utilisant un actionneur asservi, conçue pour un véhicule terrestre.

Les trois points principaux qui ont été développés dans ce travail sont :

- Une étude théorique des systèmes de suspension passifs et semi-actifs nous a permis de dégager les avantages et limites de chaque système. Un modèle linéaire simple de la suspension a permis de valider l'intérêt d'une suspension semi-active pour l'amélioration de l'isolation vibratoire du châssis de véhicule.
- Une revue des deux méthodes de contrôle Skyhook et la commande linéaire quadratique a montré la diversité des deux stratégies de commande, leurs spécificités et leurs limites.
- Les suspensions sont optimisées sur des critères de performances. Cette étude nous a alors confortées dans l'idée de développer une suspension « optimisée » pour répondre au problème spécifique de confort des passagers et la tenue de la route.

Les simulations ont permis de valider les performances des deux commandes proposées sur l'isolation vibratoire globale du châssis. Le processus de conception et la comparaison permettent de faire ressortir les particularités associées à chaque type de contrôle. Les résultats obtenus semblent être satisfaisants et sont similaires à ceux obtenus par les travaux cités dans la bibliographie.

Enfin, nous espérons que ce travail servira comme une contribution essentielle à la poursuite des recherches et des développements dans notre université.



## **VI. BIBLIOGRAPHIE**



## VI.1. BIBLIOGRAPHIE GENERALE

- [Ale-05] Alessandro Z, Sur la commande robuste de suspensions automobiles en vue du contrôle global de châssis, Thèse doctorat, *Institut National Polytechnique de Grenoble*, 2005.
- [AME] Site du projet AMESIM, Critères de confort et de tenue de route, 'Université Numérique Ingénierie et Technologie (UNIT), 2010, <http://unit-amesim.insa-rouen.fr/co/index.html>
- [Anh-11] Anh L, Approche LPV pour la commande robuste de la dynamique des véhicules : amélioration conjointe du confort et de la sécurité, Thèse doctorat, *Université de Grenoble*, 2011.
- [Aur-14] Aurore L, Etude de l'influence des suspensions de véhicule de tourisme sur le confort vibratoire, le comportement routier et les limites de fonctionnement : l'approche CRONE en matière de formalisation, d'analyse et de synthèse, *Université de Bordeaux*, 2014.
- [Aym-21] Ayman H. Et all LQR and PID Controllers Performance on a Half Car Active Suspension System. 48-53. 10.1109/MIUCC52538.2021.9447609. (2021).
- [Bel-15] Belkacem L, Contrôle semi actif d'une suspension d'un véhicule terrestre, mémoire Magister, *Université Mohamed Khider – Biskra*, 2015.
- [Cam-97] Camino, J. & Zampieri, D. & Takahashi, Ricardo & Peres, Pedro. (1997). H2 and LQR Active Suspension Control Schemes with Uncertain Parameters: A Comparison.
- [Dam-01] Damien S, Sur la modélisation et la commande de suspension de véhicules automobiles, Thèse doctorat, *Institut National Polytechnique de Grenoble - INPG*, 2001.
- [Faw-17] Fawzi B, Mohamed B, Commande du système de suspension d'un véhicule, Mémoire Master, *Université Kasdi Merbah – Ouargla*, 2017.
- [Hus-10] Hussein S, Systèmes de suspension semi-active à base de fluide magnéto rhéologique pour l'automobile, Thèse doctorat, *l'École Nationale Supérieure d'Arts et Métiers*, 2010.
- [Jea-19] Jean B, Vers une version alternative à la suspension CRONE Hydractive, Thèse doctorat, *Université de bordeaux*, 2019.

- [Liu-06] Liu, Zhen & Luo, Cheng & Hu, Dewen. (2006). Active Suspension Control Design Using a Combination of LQR and Backstepping. 123 - 125. 10.1109/CHICC.2006.280612.
- [Liu-19] C. Liu, L. Chen, X. Yang, X. Zhang and Y. Yang, "General Theory of Skyhook Control and its Application to Semi-Active Suspension Control Strategy Design," in IEEE Access, vol. 7, pp. 101552-101560, 2019, doi: 10.1109/ACCESS.2019.2930567.
- [Med-20] MEDDOUDI N, HAMIDI M, « Commande Intelligente d'une Suspension Semi-Active de demi-véhicule », Mémoire de Master, Université Dr. Tahar Moulay Saida 2020.
- [Mer-16] Merah A, Contribution à l'amélioration de la sécurité et la stabilité d'un véhicule électrique à l'aide des systèmes de contrôle latéral et longitudinal. Thèse de doctorat, *université de Saida* 2016.
- [Mer-21] Meral Özarslan Yatak, Fatih Şahin, "Ride Comfort-Road Holding Trade-off Improvement of Full Vehicle Active Suspension System by Interval Type-2 Fuzzy Control," Engineering Science and Technology, an International Journal, Volume 24, Issue 1, 2021, Pages 259-270,
- [Moh-97] Mohamed B, Etude et analyse de la suspension active et semi active des véhicules routiers, Thèse doctorat, *Faculté des Études Supérieures de l'université Laval QUÉBEC*, 1997.
- [Mos-12] Mostepha S, Effet des sollicitations de la route sur les pièces de suspension en aluminium, Mémoire maîtrise en ingénierie, *université du québec*, 2012
- [Pun-17] Puneet Gandhi, S Adarsh, K.I. Ramachandran, Performance Analysis of Half Car Suspension Model with 4 DOF using PID, LQR, FUZZY and ANFIS Controllers, *Procedia Computer Science*, 115, 2017, PP. 2-13.
- [Sam-06] Samuel G, Étude d'un système de contrôle pour suspension automobile, Mémoire de la maîtrise en ingénierie, *Université du quebec*, 2006.
- [Seo-11] Seong M. Choi, B. Choi, Kum-Gil S, Control Strategies for Vehicle Suspension System Featuring Magnetorheological (MR) Damper, Chapitre dans le livre, *Vibration Analysis and Control, New Trends and Developments*, Francisco Beltran-Carbajal, 2011
- [Tsu-17] Tsung Heng, Chiew & Jamaludin, Z. & Bani Hashim, Ahmad Yusairi & Abdullah, Lokman & Rafan, N.A & Maharof, Madihah. (2017). Second order sliding mode control for direct drive positioning system. *Journal of Mechanical Engineering and Sciences*. 11. 3206-3216. 10.15282/jmes.11.4.2017.23.0289.

## **VII. ANNEXES**



## Paramètres de modèle complet de véhicule

Tableau VII-1 : Spécifications du véhicule « modèle complet du véhicule »

Paramètre	Valeur	Unité
$m_k$	1168	Kg
$m_w$	40	Kg
$k_w$	241600	N/m
$k_s$	17000	N/m
$c_s$	1317	N/ (m/sec)
$J_\theta$	2100	Kg m <sup>2</sup>
$J_\phi$	450	Kg m <sup>2</sup>
$a$	1.4	m
$b$	1.7	m
$c$	0.75	m
$d$	0.75	m



---

## Résumé

---

Dans ce travail, nous avons étudié et modélisé un système de suspension semi-active pour un véhicule routier. Une étude théorique des systèmes de suspension passifs et semi-actifs nous a permis de dégager les avantages et limites de chaque système. L'utilisation des hypothèses simplificatrices nous a permis de développer un modèle linéaire simple de la suspension qui représente suffisamment le modèle non linéaire. Ensuite, deux méthodes : Skyhook et la commande linéaire quadratique ont montrées la diversité des deux stratégies de commande, leurs spécificités et leurs limites. Des critères de performances comprenant le confort des passagers et la tenue de la route sont utilisés lors de l'optimisation des contrôleurs. Les résultats de simulation qui comprend les processus de comparaison entre la suspension passive et les deux suspensions semi-active (Skyhook, LQR) permettent de faire ressortir les particularités associées à chaque type de contrôle.

**Mots clefs :** Suspension de véhicule, Modèle de quart /complet de véhicule, Skyhook, la commande linéaire quadratique, Contrôle des dynamiques verticales du véhicule.

---

## Abstract

---

In this work, we studied and modeled a semi-active suspension system for a road vehicle. A theoretical study of passive and semi-active suspension systems allowed us to identify the advantages and limitations of each system. Using the simplifying assumptions allowed us to develop a simple linear model of the suspension that sufficiently represents the nonlinear model. Then, both Skyhook control methods and the linear quadratic control showed the diversity of the both control strategies, their specificities and their limits. Performance criteria including passenger comfort and handling are used when optimizing controllers. The simulation results and the comparison processes between passive and semi-active suspension make it possible to highlight the peculiarities associated with each type of control.

**Keywords :** Vehicle Suspension, quarter car / Full car model, Skyhook control, Quadratic Linear Control, Vertical Vehicle Dynamics Control.

---

## الملخص

---

في هذا العمل ، درسنا وصممنا نظام تعليق شبه نشط للسيارة. سمحت لنا الدراسة النظرية لأنظمة التعليق السلبي وشبه النشط بتحديد مزايا وقيود كل نظام. سمح لنا استخدام الفرضيات المبسطة بتطوير نموذج خطي بسيط للتعليق يمثل النموذج غير الخطي بشكل كافٍ. بعد ذلك ، أظهرت طريقتا تحكم Skyhook والتحكم التريبيعي الخطي تنوع إستراتيجيتي التحكم وخصوصياتهما وحدودهما. قمنا أيضا باستخدام معايير لتقييم الأداء بما في ذلك راحة الركاب والتحكم. نتائج المحاكاة وعمليات المقارنة بين التعليق السلبي وشبه النشط تجعل من الممكن تسليط الضوء على الخصائص المرتبطة بكل نوع من أنواع التحكم.

**الكلمات المفتاحية:** تعليق السيارة ، نموذج ربع / كامل للسيارة ، Skyhook ، التحكم التريبيعي الخطي. التحكم في الديناميكيات العمودية للسيارة.