



MEMOIRE

Projet de recherche présenté pour l'obtention du Diplôme de MASTER

En : Automatique

Spécialité : Automatique et Systèmes

Par : YOUSSEF Mohamed et ZAGGAI Hadj

Sujet

Amélioration de la stabilité latérale du système de suspension d'un véhicule

Soutenue publiquement en **.26/06/2022** devant le jury composé de :

Mr.BOURQINA Abdelkader

Univ. Saida

Président

Mr. MERAH Abdelkader

Univ. Saida

Rapporteur

Mr.MEKKAOUI Mohamed

Univ. Saida

Examinateur

Année universitaire 2021/2022

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.

YOUCEF. M

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.

ZAGGAI. H

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

INTRODUCTION	13
I. (REVUE DE LA LITTERATURE)	19
INTRODUCTION.....	21
LA SUSPENSION	21
PERFORMANCES DE LA SUSPENSION.....	25
Confort	26
Débattement de la suspension	26
Tenue de route.....	26
Les mouvements de tangage et de roulis	27
LES CATEGORIES DE SUSPENSIONS	27
DYNAMIQUE DE L'ACTIONNEUR.....	29
CONCLUSION.....	29
II. (MODELISATION DE SYSEME DE SUSPENSION DU VEHICULE ET SON ENVIRONNEMENT)	31
INTRODUCTION	33
MODELISATION DU VEHICULES ET SON ENVIRONNEMENT	33
MODELISATION DU VEHICULE	33
MODELE DE QUART DU VEHICULE	34
<i>Combinaison des dynamiques latérales et verticales du véhicule</i>	
36	
Modélisation de profile de la route	40
CONCLUSION.....	41
III. (SYNTHESE DES LOIS DE COMMANDE)	43
INTRODUCTION	45
STRATEGIES DE CONTROLE	45
Commande Sky-hook	45
La commande Sky-hook modifié	49

L'optimisation des paramètres par essaim de particules	51
<i>Principe</i>	51
<i>Formulation</i>	51
CONCLUSION	53
IV. (SIMULATION ET INTERPRETATION DES RESULTATS)...	54
INTRODUCTION.....	55
SIMULATION ET INTERPRETATIONS DES RESULTATS	55
<i>IV.2.1.1. Situations d'essai.....</i>	56
CONCLUSION	67
V. CONCLUSION.....	68
VI. BIBLIOGRAPHIE.....	71
BIBLIOGRAPHIE GENERALE.....	73
VII. ANNEXES	77

Liste des symboles

$z_{b/s}$: Déplacement vertical de centre de gravité de châssis
$\dot{z}_{b/s}$: 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 route
F_a	: Signal de commande appliquée sur l'amortisseur semi-active
z_i	: Déplacement vertical de coin « i » de la caisse
z_{ri}	: Profil de route de la roue « i »
θ	: Angle de tangage
ϕ	: Angle de roulis
δ_f	: Angle de braquage avant
α_i	: Angle de dérive de la roue
β	: Angle de dérive du véhicule
r	: Vitesse de lacet
v_x	: Vitesse du véhicule
F_{yf}	: Force latérale de pneu avant
F_{yr}	: Force latérale de pneu arrière
m_b	: $\frac{1}{4}$ de la masse suspendue
m_s	: Masse suspendue
m_{tot}	: Masse totale du véhicule
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_y	: Moment d'inertie de l'axe de tangage
J_x	: Moment d'inertie de l'axe de roulis
J_z	Moment d'inertie de l'axe de lacet
l_f	: La distance entre CG du véhicule et le centre des essieux des roues avant
l_r	: La distance entre CG du véhicule et le centre des essieux des roues arrière
$d/2$: La distance du CG du véhicule à la voie de roue droite
$d/2$: La distance du CG du véhicule à la voie de roue gauche
h	: Hauteur du centre de gravité au centre de roulis
C_{sky}	: Le gain de contrôle Skyhook
J	: La fonction de cout
E_f	: Coefficient de direction en roulis du pneu avant

- E_r : Coefficient de direction en roulis du pneu arrière
 K_{yf} : Rigidité latérale du pneu avant
 K_{yr} : Rigidité latérale du pneu arrière

Liste des tableaux

Tableau II-1: Descripteurs ISO du profil superficiel de la route.....	41
Tableau III-1 : Poids utilisés pour le quart de véhicule contrôlé par « Sky-hook ».....	49
Tableau IV-1 : Situations d'essai de simulation.....	56
Tableau IV-2 : Performance du véhicule (RMS).....	57
Tableau VII-1 : Spécifications du véhicule « modèle complet du véhicule»	79

Table des illustrations

Figure I-1 : Modèle complet d'une suspension à 7 degrés de liberté	22
Figure I-2 : Eléments de la suspension conventionnelle d'un véhicule	22
Figure I-3 : Eléments de la suspension conventionnelle d'un véhicule	22
Figure I-4: Composition d'un amortisseur	24
Figure I-5: Phase détente/compression d'un amortisseur	25
Figure I-6 : Performances de la suspension.....	27
Figure I-7 : Les catégories de suspensions (a) passive ; (b) semi-active ; (c) active.....	28
Figure II-1 : Modèle de suspension d'un quart de véhicule (a) passive ; (b) active	34
Figure II-2 : Système de suspension active d'un modèle complet du véhicule.....	36
Figure II-3 : Modèle de direction	37
Figure II-4: Profil routier de classe « b=5 ».....	41
Figure III-1 : Schéma du contrôleur Skyhook pour système de suspension de véhicule	46
Figure III-2 : (a) Suspension classique (b) suspension par application d'un modèle Skyhook (c) semi-active suspension.....	46
Figure III-3 : Diagramme de Bode de la suspension caractérisant le rapport d'amplitude entre la masse et la roue.....	48
Figure III-4 : Organigramme de fonctionnement de PSO	53
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 : Angle de braquage	57
Figure IV-4 : Les déplacements verticaux des coins « $i=1, 2, 3$ et 4 » du châssis.	58
Figure IV-5 : Les accélérations verticales des coins « $i=1, 2, 3$ et 4 » du châssis	59
Figure IV-6 : Le déplacement vertical de centre de gravité de châssis	60
Figure IV-7 : L'accélération verticale de centre de gravité de châssis	60
Figure IV-8 : Angle de tangage	61
Figure IV-9 : L'accélération de tangage	61
Figure IV-10 : Angle de roulis	62
Figure IV-11 : L'accélération de roulis	63
Figure IV-12 : Les déflections des suspensions	64
Figure IV-13 : Les déflections des pneus	65
Figure IV-14 : L'angle de dérive du véhicule	66
Figure IV-15 : La vitesse de lacet du véhicule	66
Figure IV-16 : L'accélération latérale du véhicule	67
Figure VII-1 : Optimisation de gain Skyhook.....	80
Figure VII-2 : Optimisation des paramètres de Skyhook modifié.....	81

INTRODUCTION

Face aux différentes problématiques engendrées par l'augmentation du trafic routier sur l'environnement ou sur la sécurité routière, les constructeurs ont accéléré le développement de solutions permettant d'améliorer la sécurité de leurs véhicules tout en réduisant leurs consommations [Tay-18]. Alors que les États proposent essentiellement des mesures normatives et réglementaires pour limiter ces effets néfastes. 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'accélérations 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.

Au cours des dernières décennies, le renversement des véhicules est devenu un problème de plus en plus grave dans la sécurité des véhicules. Les statistiques de l'administration nationale de la sécurité routière (NHTSA) ont montré que près de 25 000 personnes ont été tuées dans des accidents de renversement [NHTSA-20]. Afin de diminuer le risque de renversement du véhicule, de nombreuses recherches ont été étudiées sur le contrôle actif de la suspension [Par-14], [Van-13], la conception du système d'avertissement et de contrôle du renversement [Han-17]. En réf. [Van-13], une suspension active lente

a été proposée pour réduire le roulis et ainsi réduire la propension au renversement.

Dans le système de suspension du véhicule, plusieurs configurations de suspension ont été analysées et il a été vérifié que les performances de suppression des vibrations verticales de la suspension peuvent être considérablement améliorées en utilisant des suspensions actives [Hu-14]. Cependant, les performances du véhicule en matière de stabilité latérale dans des conditions de braquage normales ou de stabilité anti-renversement dans des opérations de braquage extrêmes restent inconnues.

Avec l'objectif sous-jacent d'améliorer les performances de la suspension passive du véhicule, le confort de conduite des passagers et la capacité d'empêcher le renversement doivent être pris en compte simultanément. L'objectif de ce travail est d'étudier l'amélioration des performances de la stabilité latérale de la suspension du véhicule via le remplacement de suspensions passives par des suspensions actives.

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, le tangage le dérive et le lacet.

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)

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 les étudiantes de master 2 automatique et systèmes dans les années 2020 [Med-20] et 2021 [Che-21].

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].

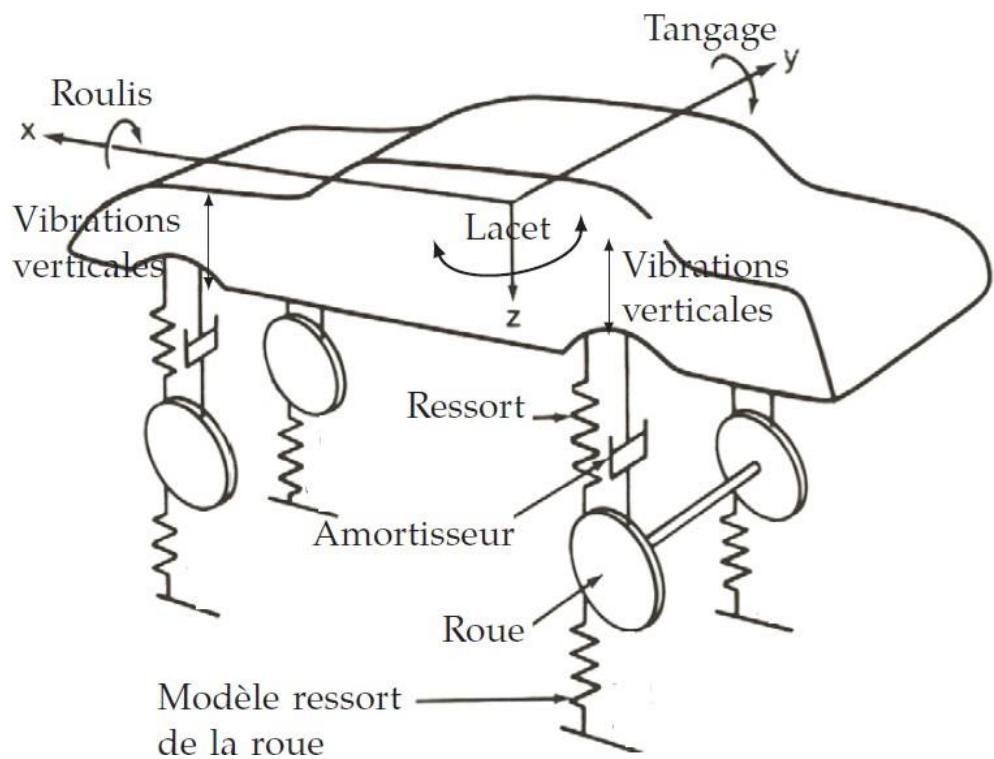


Figure I-1 : Modèle complet d'une suspension à 7 degrés de liberté

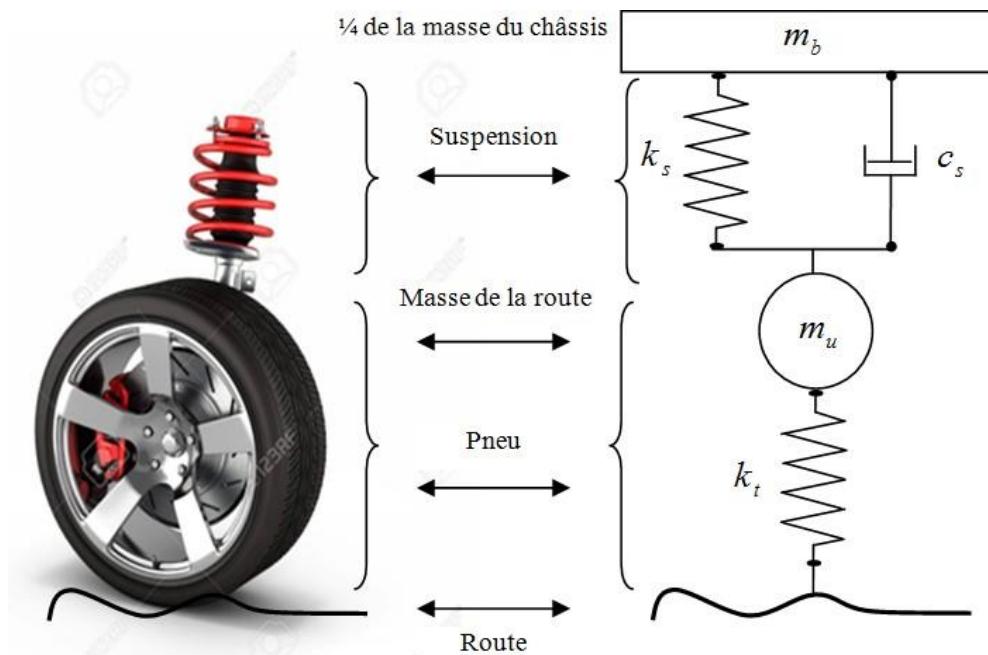


Figure I-2 : Eléments de la suspension conventionnelle d'un véhicule

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.

L'amortisseur est l'une des pièces maîtresses du système de suspension du véhicule. Il y en a quatre par voiture et fonctionne, généralement, en duo avec le ressort de suspension. Si le ressort sert à maintenir les roues de la voiture en contact avec le sol, l'amortisseur, lui, sert, comme son nom l'indique, à amortir les mouvements du véhicule. Ensemble, ils assurent le confort à bord de la voiture et la bonne tenue de route de cette dernière. Les quatre amortisseurs permettent également à la voiture de rester en équilibre lors des accélérations, des freinages, des virages ou lorsque le véhicule subit des petits chocs (route abîmée, nids de poule, bosses). En résumé, l'amortisseur sert à freiner l'action du ressort. Il stabilise les mouvements de la suspension et jugule les mouvements vifs du ressort. Il peut, selon la situation, se comprimer ou se détendre.

L'amortisseur se présente sous la forme d'un vérin rempli d'huile dans lequel se déplace un piston perforé. La taille de l'ouverture du piston ainsi que la viscosité de l'huile vont déterminer la fermeté de l'amortisseur.

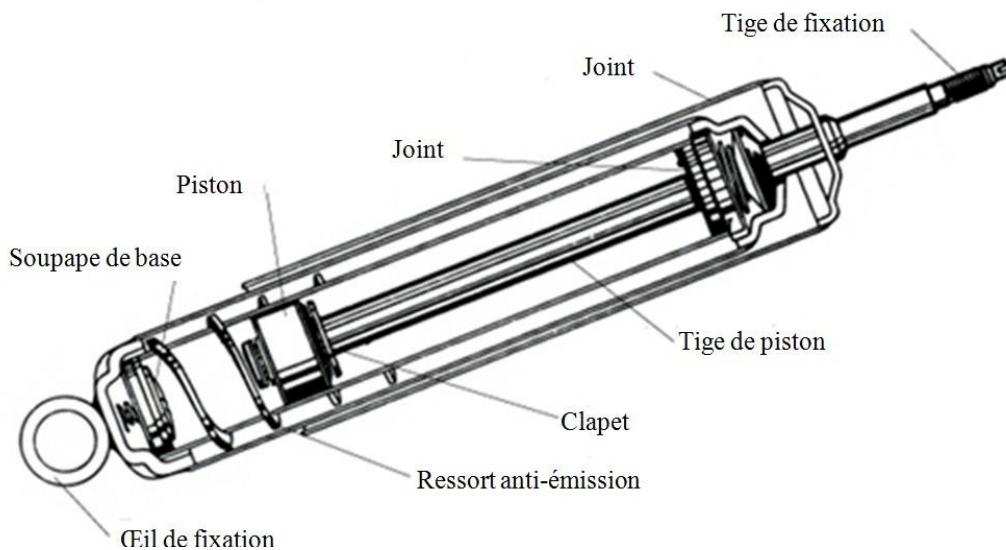


Figure I-4: Composition d'un amortisseur

Le fonctionnement des amortisseurs est plutôt simple à assimiler : Lorsqu'il se comprime, le piston se déplace dans un cylindre rempli d'huile (on peut alors dire à ce moment-là qu'il est divisé en deux chambres : le dessous du cylindre et le dessus). Sous la poussée du piston, l'huile se transfère dans le cylindre d'une chambre à l'autre. Lorsque l'amortisseur se détend, le piston remonte tandis que l'huile au dessus du piston redescend. L'avantage du piston est d'éviter tout phénomène de retour brusque lorsque le véhicule subi des chocs. Le transfert de l'huile d'une chambre à l'autre est limité par le piston, qui permet d'absorber les chocs.

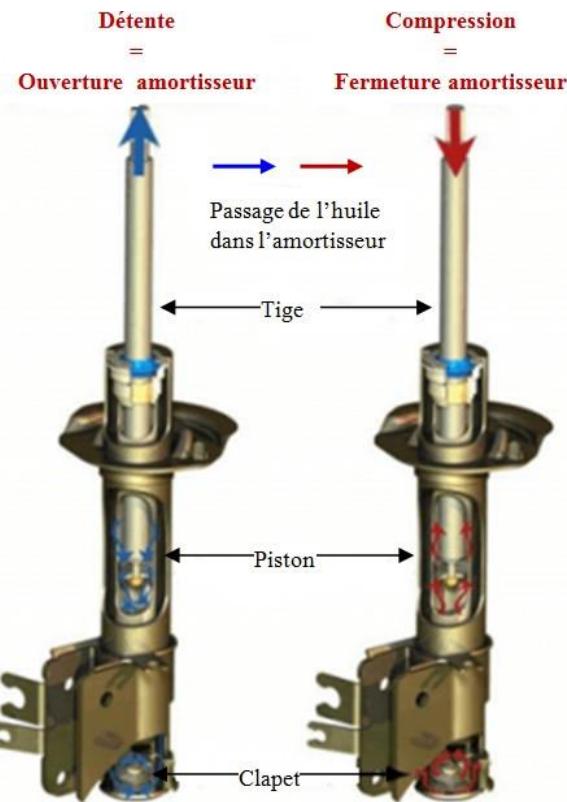


Figure I-5: Phase détente/compression d'un amortisseur

PERFORMANCES DE LA SUSPENSION

La suspension est le système qui assure la liaison verticale, ou débattement, entre la roue et la caisse. Elle doit porter le véhicule, assurer le contact entre les pneumatiques et le sol, et isoler le châssis des perturbations générées à l'interface roue-sol. De ce fait elle doit agir comme un filtre afin d'éliminer les fréquences de vibrations indésirables pour assurer la bonne tenue de route et le confort des passagers. 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 [Med-20].

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]. Le confort peut être évalué par l'accélération de la masse suspendue (AMS).

$$AMS = \ddot{z}_s \quad I-1$$

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]. Alors, lors de la conception d'une suspension, il est important de minimiser la défexion de la suspension (DS) qui peut être évalué par :

$$DS_i = z_{si} - z_{wi} \quad I-2$$

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

$$DP_i = z_{wi} - z_{ri} \quad I-3$$

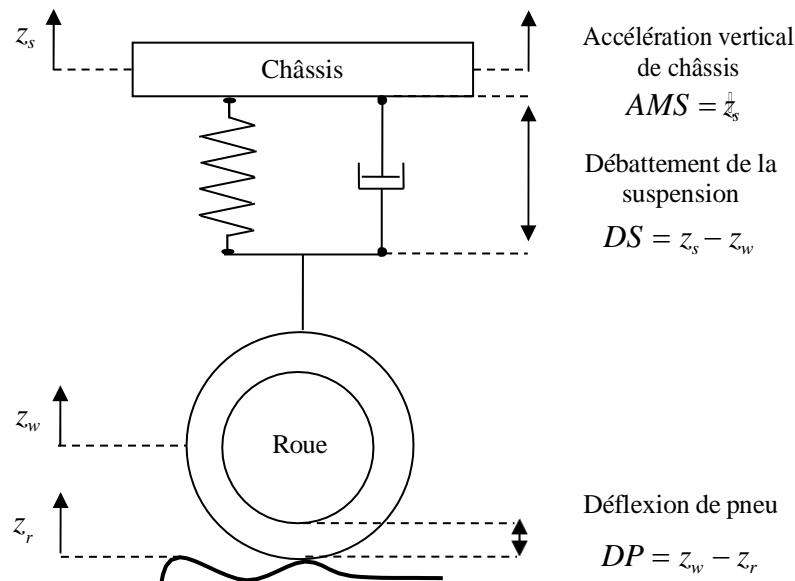


Figure I-6 : Performances de la suspension

Les mouvements de tangage et de roulis

Les mouvements de **tangage** et de **roulis** ressentis par l'oreille interne sont aussi une source de malaise. La recherche du confort et le risque du renversement du véhicule passe par la diminution de ces mouvements de la caisse.

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].

La suspension passive est linéaire en nature, c'est un support parallèle d'un ressort et d'un amortisseur, 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.6-a). 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. Ce type de suspension est

employé par la plupart des fabricants, mais ne donne pas une satisfaction de point de vue confort du véhicule routier [Ale-05].

La suspension semi active est similaire au système passif, 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-6-b).

La suspension active peut être employée en raison des limitations des systèmes de suspensions passive et semi active. Cette dernière 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 (Figure I-6-c).

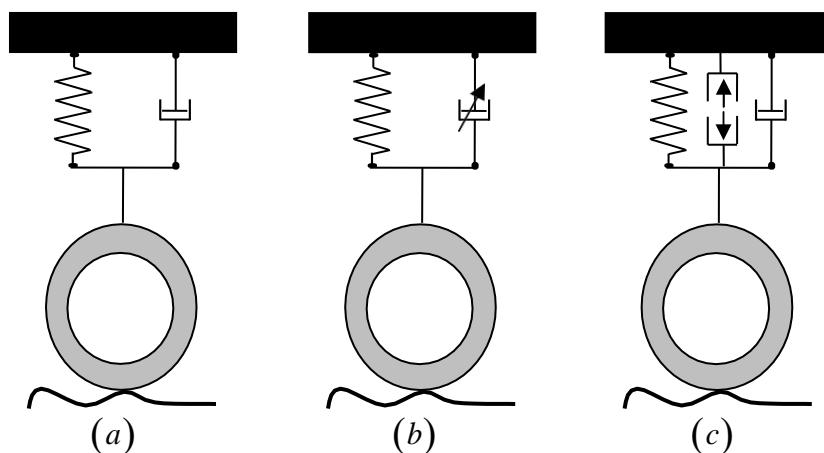


Figure I-7 : Les catégories de suspensions (a) passive ; (b) semi-active ; (c) active

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 actif utilisé est modélisé par un simple signale de commande [Aur-14].

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 actives.

II.

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

INTRODUCTION

Différemment aux travaux effectués par les étudiants de master 2 automatique et système des années précédentes, nous cherchons dans ce travail d'étudier les performances du véhicule en matière de stabilité latérale dans des conditions de braquage normales ou de stabilité anti-renversement dans des opérations de braquage extrêmes. Notre objectif dans ce chapitre est d'établir des modèles dynamiques représentant le comportement vertical et latéral du véhicule.

MODELISATION DU VEHICULES ET SON ENVIRONNEMENT

MODELISATION DU VEHICULE

Un véhicule est un ensemble de corps reliés entre eux par plusieurs liaisons visant d'une part à assurer le mouvement du châssis mais aussi le confort des passagers qu'il transporte. Il est composé d'un châssis, et d'un système de liaison au sol comprenant : les pneumatiques, les roues, les trains et les suspensions

Le système de la suspension comprend le ressort, l'amortisseur (passif/contrôlé), les pneumatiques et les roues. 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.

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 « vertical et latéral combiné » considère les mouvements de rotation de dérive, lacet, tangage et de roulis et le déplacement vertical de la caisse [Jea-19];

MODELE DE QUART DU VEHICULE

Le modèle de quart du véhicule est souvent utilisé lorsque la modélisation de la suspension est envisagée. Ce modèle peut être représenté essentiellement par la masse suspendue qui représente le châssis, la masse non suspendue qui prend en compte les masses d'éléments tels que la roue, le ressort comme élément élastique et l'amortisseur comme élément dissipatif. 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 [Sam-06]. Des hypothèses simplificatrices peuvent être utilisées pour simplifier le modèle à savoir le pneu est modélisé par un ressort linéaire (facteur d'amortissement des pneus est supposé être nul). Le ressort de suspension et les forces d'amortissement sont considérés comme linéaires. 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 et le pneu est toujours en contact avec la route.

La suspension standard (Figure II.1 a) sera utilisée comme référence pour évaluer les performances du système en utilisant la suspension active (Figure II.1 b).

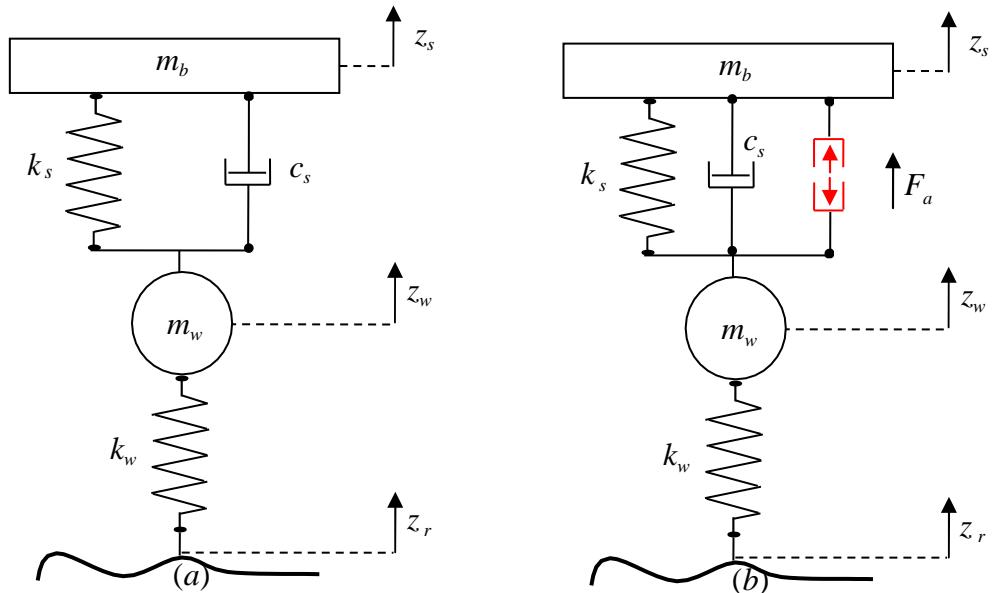


Figure II-1 : Modèle de suspension d'un quart de véhicule (a) passive ; (b) active

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 :

$$m_b \ddot{z}_s = -k_s(z_s - z_w) - c_s(\dot{z}_s - \dot{z}_w) + F_a \quad II-1$$

Équation de masse non suspendue :

$$m_w \ddot{z}_w = k_s(z_s - z_w) + c_s(\dot{z}_s - \dot{z}_w) - k_w(z_w - z_r) - F_a \quad II-2$$

Ou

z_s : Le déplacement vertical de châssis

z_w : Le déplacement vertical de la roue

z_r : Le profile de la route

m_b : $\frac{1}{4}$ 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

F_a : La force produite par l'actionneur.

La différence entre la suspension passive et active et l'ajout d'une source d'énergie qui permet de piloter le coefficient d'amortissement dans certaine plage [Med-20].

Combinaison des dynamiques latérales et verticales du véhicule

Les modèles de quart du véhicule ne peuvent être utilisés que pour étudier le comportement vertical du véhicule. Le modèle mathématique utilisé dans cette étude combine les dynamiques latérales et verticales du véhicule, ce modèle intègre le modèle des pneus, le modèle de roulis et de suspension et le modèle de direction.

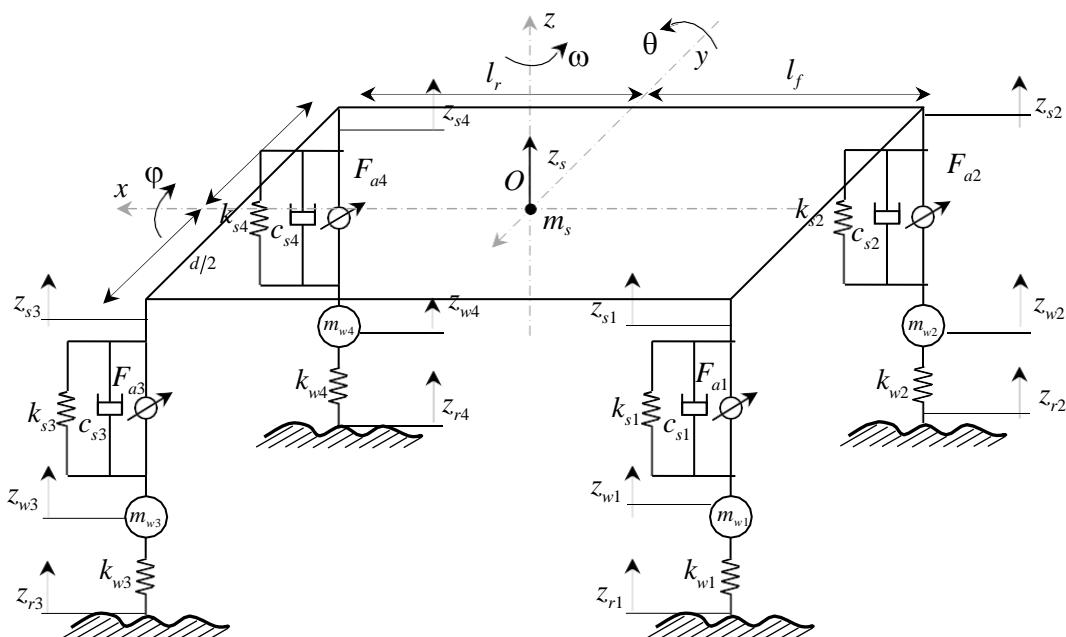


Figure II-2 : Système de suspension active d'un modèle complet du véhicule

Ou

- z_i : Le déplacement vertical de coin « i » de châssis
- z_s : Le déplacement vertical de châssis
- z_{wi} : Le déplacement vertical de chaque roue
- z_{ri} : Le profile de la route pour chaque roue
- m_s : La masse de châssis
- m_{wi} : La masse de la roue
- k_{wi} : Coefficient de rigidité verticale du ressort du pneu
- k_{si} : Coefficient de rigidité verticale du ressort de la suspension
- c_{si} : Coefficient de rigidité verticale de l'amortisseur
- θ : Tangage
- ϕ : Roulis

β	: L'angle de dérive de véhicule
δ_f	: L'angle de braquage avant
$\alpha_{f/r}$: L'angle de dérive de la roue
r	: La vitesse de lacet
J_y	: Moment d'inertie de l'axe de tangage
J_x	: Moment d'inertie de l'axe de roulis
J_z	: Moment d'inertie de l'axe de lacet
l_f	: La distance entre CG du véhicule et le centre des essieux des roues avant
l_r	: La distance entre CG du véhicule et le centre des essieux des roues arrière
$d/2$: La distance du CG du véhicule à la voie de roue droite/ gauche

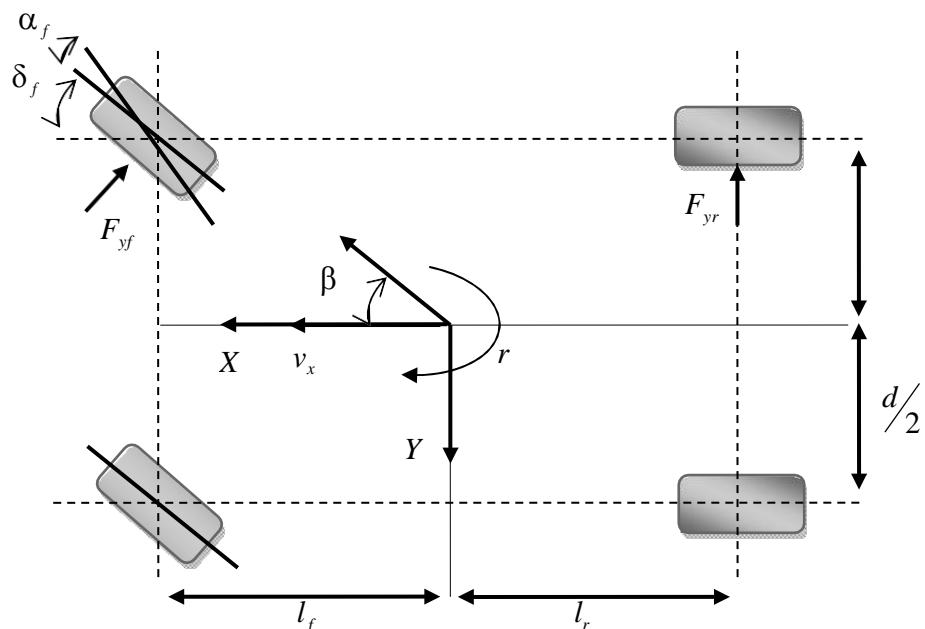


Figure II-3 : Modèle de direction

Les figures II.1 et 2 présentent un modèle complet du véhicule qui combine les dynamiques verticales et latérales. Notez que l'accélération latérale est intégrée au mouvement de roulis du châssis du véhicule. Le modèle de pneu, qui joue un rôle essentiel, car le pneu est le lien majeur entre les forces verticales et latérales exercées sur la route ; en fin de compte, cela affecte la dynamique latérale du véhicule. Les modèles de suspension et de mouvement de roulis sont soumis à des irrégularités aléatoires de la route. Sur la base des principes des lois de Newton, les équations du mouvement du système de suspension et du mouvement du véhicule peuvent être développées comme suit :

Le mouvement vertical du châssis du véhicule est :

$$m_s \ddot{z}_s = F_{t1} + F_{t2} + F_{t3} + F_{t4} \quad II-3$$

avec

$$\begin{cases} F_{t1} = -k_{s1}(z_{s1} - z_{w1}) - c_{s1}(\dot{z}_{s1} - \dot{z}_{w1}) + F_{a1} \\ F_{t2} = -k_{s2}(z_{s2} - z_{w2}) - c_{s2}(\dot{z}_{s2} - \dot{z}_{w2}) + F_{a2} \\ F_{t3} = -k_{s3}(z_{s3} - z_{w3}) - c_{s3}(\dot{z}_{s3} - \dot{z}_{w3}) + F_{a3} \\ F_{t4} = -k_{s4}(z_{s4} - z_{w4}) - c_{s4}(\dot{z}_{s4} - \dot{z}_{w4}) + F_{a4} \end{cases}$$

Le mouvement de tangage du châssis du véhicule est :

$$J_y \ddot{\theta} = l_r(F_{t3} + F_{t4}) - l_f(F_{t1} + F_{t2}) \quad II-4$$

Le mouvement de roulis du châssis du véhicule est :

$$J_x \ddot{\phi} = m_s v_x (\dot{\beta} + r) h + m_s g h \theta + (F_{t1} + F_{t2} + F_{t3} + F_{t4}) \frac{d}{2} \quad II-5$$

Le mouvement de lacet du véhicule est :

$$J_z \ddot{r} = l_f(F_{yf1} + F_{yf2}) - l_r(F_{yr3} + F_{yr4}) \quad II-6$$

Le mouvement latéral du véhicule est :

$$m_{tot} v_x (\dot{\beta} + r) = F_{yf1} + F_{yf2} + F_{yr3} + F_{yr4} + m_s h \ddot{\phi} \quad II-7$$

Le mouvement vertical de chaque roue (les masses non suspendues) est :

$$\begin{cases} m_w \ddot{z}_{w1} = -F_{t1} - k_{w1}(z_{w1} - z_{r1}) \\ m_w \ddot{z}_{w2} = -F_{t2} - k_{w2}(z_{w2} - z_{r2}) \\ m_w \ddot{z} = -F_t - k_z(z - z_r) \\ m_w \ddot{z}_{w3} = -F_{t3} - k_{w3}(z_{w3} - z_{r3}) \\ m_w \ddot{z}_{w4} = -F_{t4} - k_{w4}(z_{w4} - z_{r4}) \end{cases} \quad II-8$$

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

$$\begin{cases} z_{s1} = z_s - l_f \varphi - \frac{d}{2} \theta \\ z_{s2} = z_s - l_f \varphi + \frac{d}{2} \theta \\ z_{s3} = z_s + l_r \varphi - \frac{d}{2} \theta \\ z_{s4} = z_s + l_r \varphi + \frac{d}{2} \theta \end{cases} \quad II-9$$

Les angles de dérive des roues des essieux avant et arrière du véhicule peuvent être exprimés comme suit :

$$\begin{aligned} \alpha_f &= \beta + \frac{l_f}{v_x} r - E_f \theta - \delta_f \\ \alpha_r &= \beta - \frac{l_r}{v_x} r - E_r \theta \end{aligned} \quad II-10$$

En utilisant un modèle linéaire de pneu, les forces latérales avant et arrière peuvent être exprimées comme suit : (Figure II.3).

$$\begin{aligned} F_{yf1} &= F_{yf2} = -K_{yf}\alpha_f \\ F_{yr3} &= F_{yr4} = -K_{yr}\alpha_r \end{aligned}$$

II-11

Modélisation 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].

L'excitation externe au système de suspension peut également être simulée sous la forme d'un profil de route aléatoire conformément à la norme ISO 8608. L'ISO 8608 décrit une méthode uniforme de rapport et d'analyse des données de profil de surface vertical mesurées à partir de divers scénarios tels que les rues, les routes, les autoroutes et les terrains hors route. La norme fournit la méthodologie pour déterminer la qualité de la route en fonction de la densité spectrale de puissance (PSD) mesurée pour le profil de la route.

Les profils routiers aléatoires sont classés de très bon à très mauvais en fonction du caractère aléatoire de la route, mesuré en termes de densité spectrale de puissance (PSD) par l'Organisation internationale de normalisation (ISO). Ces profils sont régis par l'équation. (II.10) [Pun-17].

$$z_{ri}(t) = -2\pi v_x n_0 z_r(t) + \sqrt{G_q(\Omega_0)} v_x w(t) \quad II-12$$

Avec $G_q(\Omega_0) = 4^b \times 10^{-6} m^3 / (cycle / min)$ est le coefficient de rugosité, $w(t)$ est le signal de bruit blanc et $n_0 = 1 rad.m^{-1}$ est la fréquence spatiale.

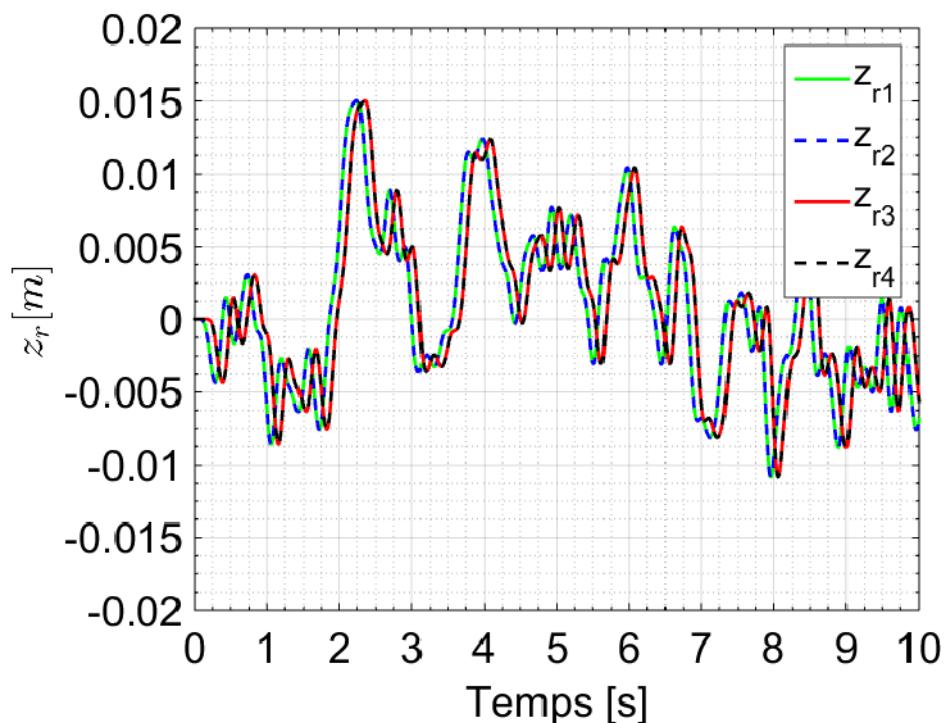
Le tableau II.1 représente selon la norme ISO les valeurs pour plusieurs routes classées de qualité très bonne à disqualifié.

Tableau II-1: Descripteurs ISO du profil superficiel de la route

Catégorie de route	Classe « b »
Très bonne	1
Bonne	2
Moyenne	3
Satisfaisant	4
Disqualifié	5

La figure (II.4) indique le profil de la route aux roues du véhicule avec temporisation τ pour la route de classe $b = 5$ avec une vitesse de 80 km / h.

$$\tau = (l_f + l_r) / v_x \quad \text{II-13}$$

*Figure II-4: Profil routier de classe « b=5 »*

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 présenté ainsi que les différents types de suspensions utilisés. Deux

modèles de la suspension passive et active (soit pour le ¼ ou complet de véhicule) ont été étudiés.

Par la suite, nous allons introduire des techniques de commande qui génère l'action de commande de l'actionneur afin d'améliorer les performances des dynamiques du véhicule.

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

INTRODUCTION

L'objectif de ce chapitre est de définir l'architecture des asservissements permettant d'assurer le confort de conduite des passagers et la stabilité latérale dans des conditions de braquage normales ou de stabilité anti-renversement dans des opérations de braquage extrêmes 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 la technique la « Skyhook modifié » proposée.

STRATEGIES DE CONTROLE

Commande 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].

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

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] :

$$m_b \ddot{z}_s = -k_s (z_s - z_w) - c_s (\dot{z}_s - \dot{z}_w) \quad III-2$$

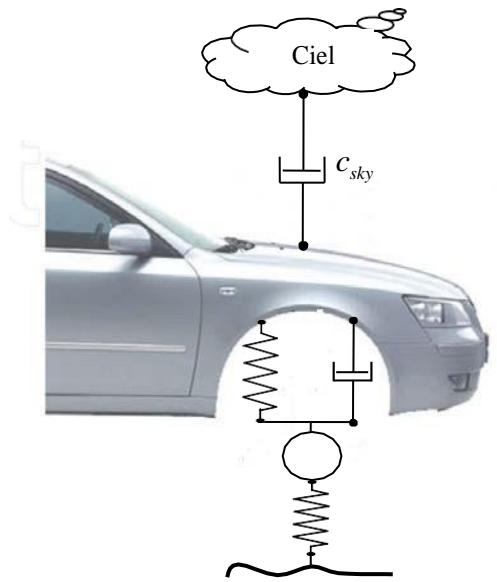


Figure III-1 : Schéma du contrôleur Skyhook pour système de suspension de véhicule

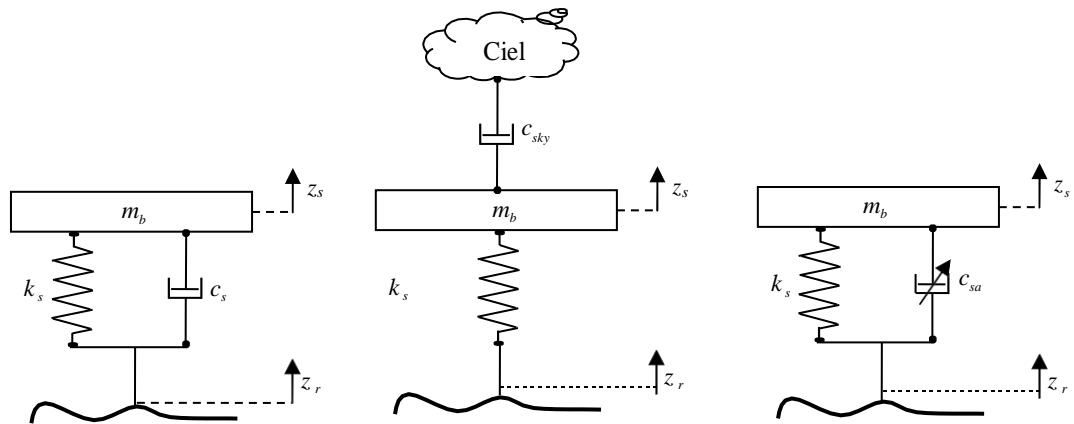


Figure III-2 : (a) Suspension classique (b) suspension par application d'un modèle Sky-hook (c) semi-active suspension

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

$$m \frac{d^2 z_s}{ds^2} = -k \left(z_s - z_w \right) - c \left(\frac{dz_s}{ds} - \frac{dz_w}{ds} \right) \quad III-3$$

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

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

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 :

$$\begin{cases} m_b \ddot{z}_s = -k_s(z_s - z_w) - c_{sky} \dot{z}_s \\ G(s) = \frac{z_s(s)}{z_w(s)} = \frac{\frac{k_s}{m_b}}{s^2 + \frac{c_{sky}}{m_b}s + \frac{k_s}{m_b}} \end{cases} \quad III-5$$

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_s/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].

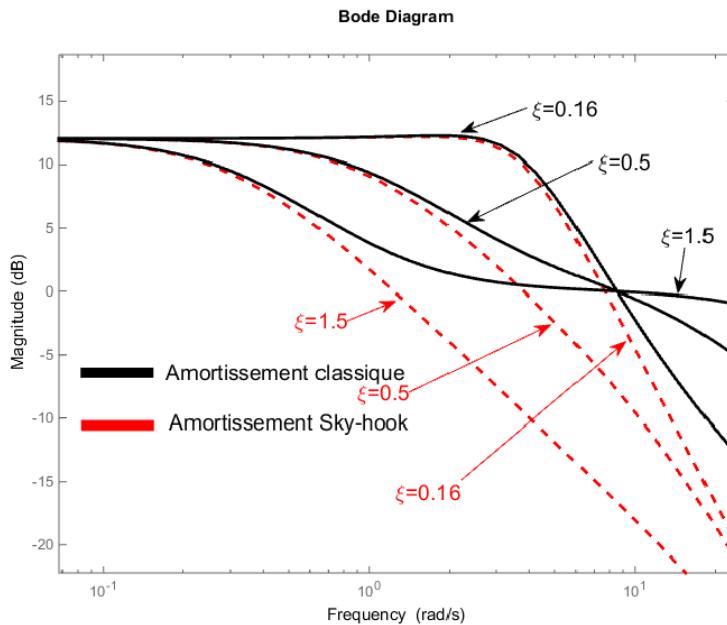


Figure III-3 : Diagramme de Bode de la suspension caractérisant le rapport d'amplitude entre la masse et la roue

D'un point de vue pratique, il est difficile de reproduire le concept de l'amortisseur Skyhook 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] :

$$\left\{ \begin{array}{ll} \text{Si } \frac{\zeta_s}{\zeta} \left(\frac{\zeta_s}{\zeta} - \frac{\zeta_w}{\zeta} \right) > 0 & \text{alors } F_{sa} = F_{\max} = C_{\max} \left(\frac{\zeta_s}{\zeta} - \frac{\zeta_w}{\zeta} \right) \\ \text{Si } \frac{\zeta}{\zeta} \left(\frac{\zeta_s}{\zeta} - \frac{\zeta_w}{\zeta} \right) \leq 0 & \text{alors } F_{sa} = F_{\min} = C_{\min} \left(\frac{\zeta_s}{\zeta} - \frac{\zeta_w}{\zeta} \right) \end{array} \right. \quad III-6$$

Où 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].

$$J = \rho_1 \frac{RMS(AMS_{sky})}{RMS(AMS_p)} + \rho_2 \frac{RMS(DS_{sky})}{RMS(DS_p)} + \rho_3 \frac{RMS(DP_{sky})}{RMS(DP_p)} + \rho_4 \frac{RMS(\dot{\theta}_{sky})}{RMS(\dot{\theta}_p)} + \rho_5 \frac{RMS(\ddot{\phi}_{sky})}{RMS(\ddot{\phi}_p)} \quad III-7$$

$$(C)_{Optimal} = \min(J) \quad III-8$$

Avec $(.)_{sky}$ représente les dynamiques obtenus en utilisant la commande Skyhook et $(.)_p$ représente les dynamiques obtenus dans le cas passif.

Le tableau suivant présente les poids ρ_i

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

Poids	Variable	Critère	Valeurs
ρ_1	AMS	Accélération du passager	0.3
ρ_2	DS	Déflexion de suspension	0.1
ρ_3	DP	Déflexion du pneu	0.1
ρ_4	$\dot{\theta}$	L'accélération de tangage	0.2
ρ_5	$\ddot{\phi}$	L'accélération de roulis	0.3

La commande Sky-hook modifié

En effet, l'actionneur commandé par la technique skyhook conventionnelle, lorsqu'il est installé en parallèle avec la suspension du véhicule, modifie les caractéristiques vibratoires du véhicule, et améliore légèrement les performances de la suspension d'origine. Par conséquent, un contrôle de suspension approprié est nécessaire.

Dans cette section, nous utilisons une structure du commande basée sur le Skyhook avec un amortisseur Skyhook à variation exponentielle pour contrôler la force de l'actionneur de suspension tout en améliorant simultanément le confort de conduite du véhicule et la tenue de route.

Dans le modèle de base de skyhook où l'amortisseur Skyhook a un coefficient d'amortissement de valeur fixe, nous obtenons un bon confort de conduite car la composante de vitesse de la masse non suspendue n'est pas incluse dans la dynamique du système. Cependant, nous devons faire des compromis entre la tenue de la route et la déflexion relative de la suspension (DRS) des masses suspendues et non suspendues. Pour obtenir un bon confort de conduite, une bonne tenue de route et un meilleur DRS, une technique skyhook avec un coefficient d'amortissement Skyhook à variation exponentielle est proposée [Mer-22].

Dans cette stratégie, le coefficient d'amortissement Skyhook modifié varie de manière exponentielle en fonction de la déflexion relative de la suspension (DRS). L'instant auquel DRS continue d'augmenter le coefficient d'amortissement Skyhook continue de décroître. Comme le confort de conduite et la déflexion relative de la suspension (DRS) sont de nature inverse, l'amortisseur variable est conçu de telle manière que le facteur d'amortissement varie en fonction de DRS afin qu'il réalise les deux choses de manière contrôlée et qu'il aura également une bonne tenue de route.

Le coefficient d'amortissement Skyhook modifié est donné par :

$$b_{sky} = b \times e^{-k_1 \varepsilon} \quad III-9$$

Notez que k_1 est choisi constant pour faire varier le coefficient d'amortissement.

La déflexion relative de la suspension (DRS) est définie par le rapport du mouvement vertical relatif de la masse suspendue et de la masse non suspendue à la déflexion maximale de la suspension L . Il doit être toujours inférieur à l'unité qui est notée par :

$$\varepsilon = \frac{z_{si} - z_{wi}}{L} \quad III-10$$

Finalement le nouveau signal de commande est donné comme ci-dessous,

$$F_{ai} = -b_{sky} \times \dot{z}_{si} \quad III-11$$

L'optimisation des paramètres par essaim de particules

L'optimisation par essaim de particules est une méthode métaheuristique, développée à partir de l'intelligence en groupe qui est basée sur le comportement du déplacement des oiseaux ou des poissons pour la recherche de la nourriture. Lorsque les oiseaux sont à la recherche de nourriture, d'un endroit à l'autre, il y a toujours un oiseau qui peut sentir la nourriture et trouver l'endroit où elle peut être trouvée. Comme qu'il y'a un échange d'informations entre eux à tout moment, ils finiront par affluer vers l'endroit où la nourriture peut être trouvé. Une bonne information est égale à la solution la plus optimiste et la nourriture est égale à la solution la plus optimiste pendant tout le parcourt.

L'algorithme proposé par Kennedy et Eberhart cherche à simuler ce comportement social basé sur l'analyse de l'environnement et du voisinage et constitue alors une méthode de recherche d'optimum par l'observation des tendances des individus voisins. Chaque individu cherche à optimiser ses chances en suivant une tendance qu'il modère par ses propres vécus. Le modèle qu'ils ont proposé à ensuite été étendu en un algorithme simple et efficace d'optimisation.

Principe

L'optimisation par essaim de particules repose sur un ensemble d'individus originellement disposés de façon aléatoire et homogène, que nous appellerons dès lors des particules, qui se déplacent dans l'espace de recherche et constituent chacune une solution potentielle. Chaque particule dispose d'une mémoire concernant sa meilleure solution visitée ainsi que la capacité de communiquer avec les particules constituant son entourage. A partir de ces informations, la particule va suivre une tendance faite, d'une part, de sa volonté à retourner vers sa solution optimale, et d'autre part, de son mimétisme par rapport aux solutions trouvées dans son voisinage. A partir des optimums locaux et empiriques, l'ensemble des particules va normalement converger vers la solution optimale globale du problème traité [Abd-10].

Formulation

L'essaim de particules est constitué de « n » particules et la position de chaque particule représente une solution dans l'espace de recherche. Les particules changent d'état selon les trois principes suivants:

- Garder son inertie
- Changer d'état en fonction de sa position la plus optimiste
- Changer d'état selon la position la plus optimiste du groupe.

La position de chaque particule est affectée à la fois par la position la plus optimiste lors de son mouvement (expérience individuelle) et la position de la particule la plus optimiste dans ses environs (expérience globale). La mise à jour de la position $x_i(t)$ et la vitesse $v_i(t)$ d'une particule p_i est représentée par les équations (III.11) et (III.13).

$$v_i(t+1) = \omega v_i(t) + c_1 r_1 [xp_i(t) - x_i(t)] + c_2 r_2 [g(t) - x_i(t)] \quad III-12$$

$$x_i(t+1) = x_i(t) + v_i(t+1) \quad III-13$$

où ω est l'inertie, c_1 et c_2 sont des coefficients constants fixés par l'utilisateur, r_1 et r_2 sont des nombres aléatoires dans la plage [0 1], tirés à chaque itération, $g(t)$ est la meilleure solution trouvée jusqu'à l'instant t et $xp_i(t)$ est la meilleure solution trouvée par la particule p_i .

Soit $J(x)$ la fonction objective à optimiser (fitness) et n le nombre de particules. Les étapes essentielles de l'optimisation par essaim de particules sont présentées par l'algorithme suivant :

1. Initialisation aléatoire de la population et des vitesses des particules.
2. Trouver la meilleure valeur de fitness $J(x)$ à $t=0$.
3. Traitement
 - a. Répéter jusqu'à fin d'itération.
 - b. Répéter pour chaque particule.
 - c. Générer la nouvelle valeur de la vitesse en utilisant l'équation (III.11).
 - d. Calculer la nouvelle position en utilisant l'équation (III.13).
 - e. Evaluation de la valeur de fitness.
 - f. Trouver la meilleure position pour chaque particule.
 - g. Fin.
 - h. Trouver la meilleure position globale

4. Fin

En général le critère d'arrêt peut être un nombre d'itérations fixe ou bien en fonction de la fonction objective (fitness) ou bien lorsque les vitesses des particules tendent vers zéro.

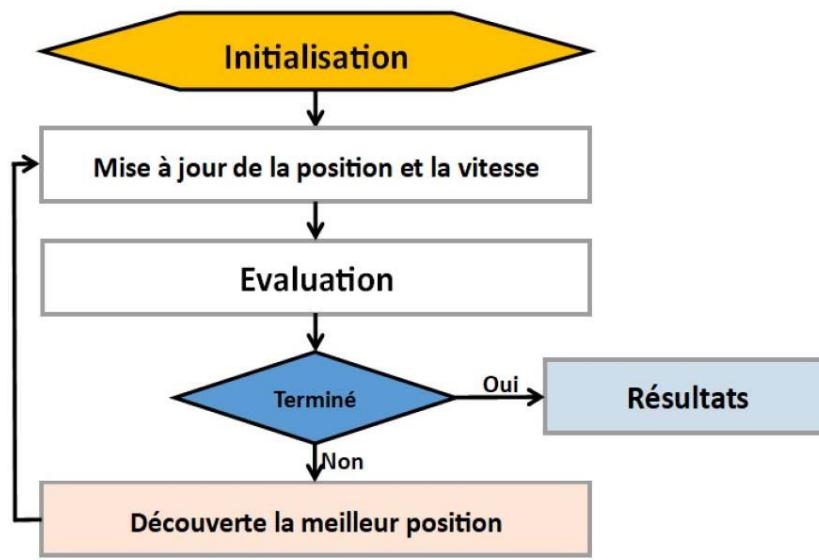


Figure III-4 : Organigramme de fonctionnement de PSO

On va utiliser la même fonction objective définie précédemment pour optimiser les constantes b et k_1 .

$$J = \rho^1 \frac{RMS(AMS_{MSky})}{RMS(AMS_p)} + \rho^2 \frac{RMS(DS_{MSky})}{RMS(DS_p)} + \rho^3 \frac{RMS(DP_{MSky})}{RMS(DP_p)} + \rho^4 \frac{RMS(\dot{\theta}_{MSky})}{RMS(\dot{\theta}_p)} + \rho^5 \frac{RMS(\ddot{\theta}_{MSky})}{RMS(\ddot{\theta}_p)} \quad III-14$$

$$(b, k_1)_{opt} = \min(J) \quad III-15$$

CONCLUSION

Dans ce chapitre nous avons mis en place des lois de contrôle pour les systèmes de suspensions actives: Sky-hook, et Sky-hook modifié. Cinq indices d'évaluation : accélération vertical de châssis, déflexion de la suspension, déflexion de pneu, accélération de tangage et de roulis sont utilisées pour évaluer les performances de vibration du système de suspension du véhicule.

IV.
(SIMULATION ET
INTERPRETATION DES
RESULTATS)

INTRODUCTION

La détermination des modèles mathématique qui combine les dynamiques verticales et latérales du véhicule, nous a permis de trouver les équations avec lesquelles nous pouvons commencer la deuxième tache de notre projet qui est la simulation, menant à l'évaluation des commandes proposées.

SIMULATION ET INTERPRETATIONS DES RESULTATS

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

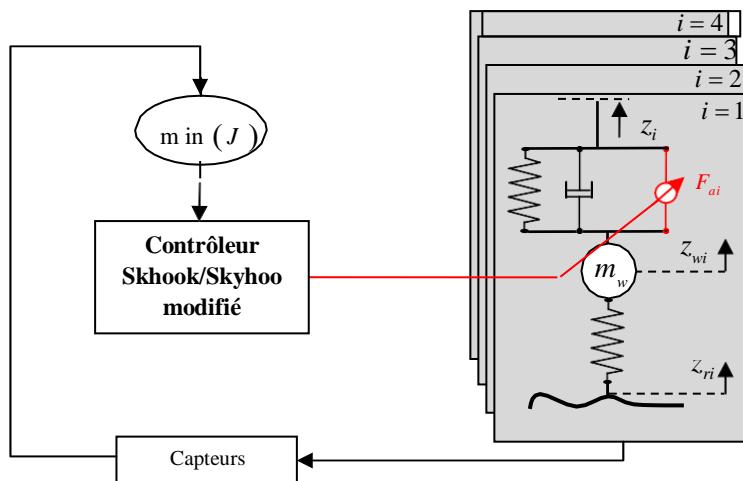


Figure IV-1 : Schéma de principe de système de contrôle proposé pour la simulation

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

En réalité, le véhicule peut suivre diverses trajectoires en fonction de la géométrie de la route. Dans notre cas de simulation, le véhicule va suivre une succession de virages à vitesse constante de 80 km/h, puis suivre une route droite à la même vitesse (voir Figure IV-3), en présence de vibrations résultant d'irrégularités de la route, (Figure IV-2). Le Tableau 4 résume les différentes situations qui se présentent lors de la conduite.

Tableau IV-1 : Situations d'essai de simulation

Période	Vitesse	Profil de route	Angle de braquage
$t \in [0 \quad 4.5\text{sec}]$	80km / h	Excitation aléatoire de la route	Une succession de virages Figure (IV 3)
$t \in [4.5 \quad 10\text{sec}]$			Angles de braquage nuls Figure (IV 3)

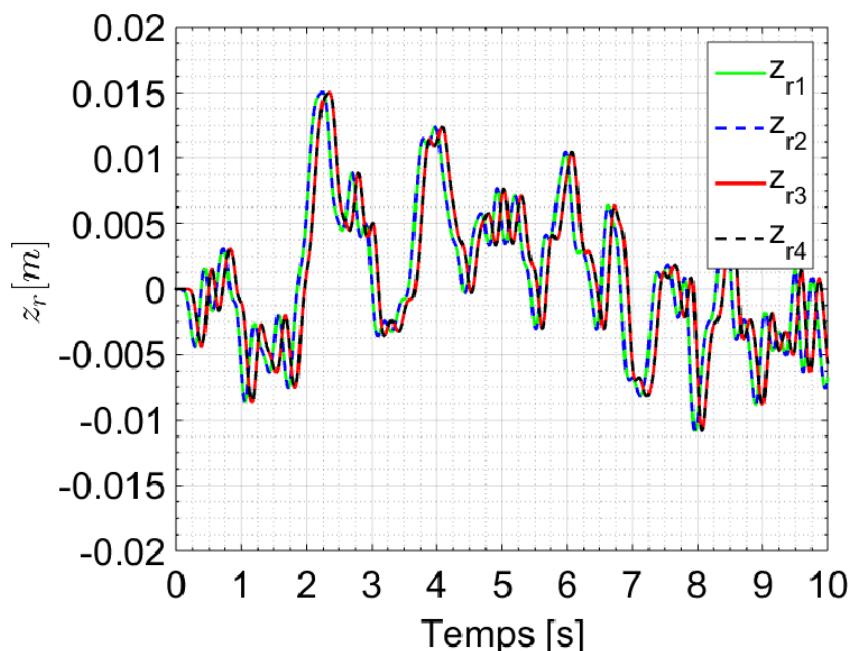


Figure IV-2 : Profile de la route

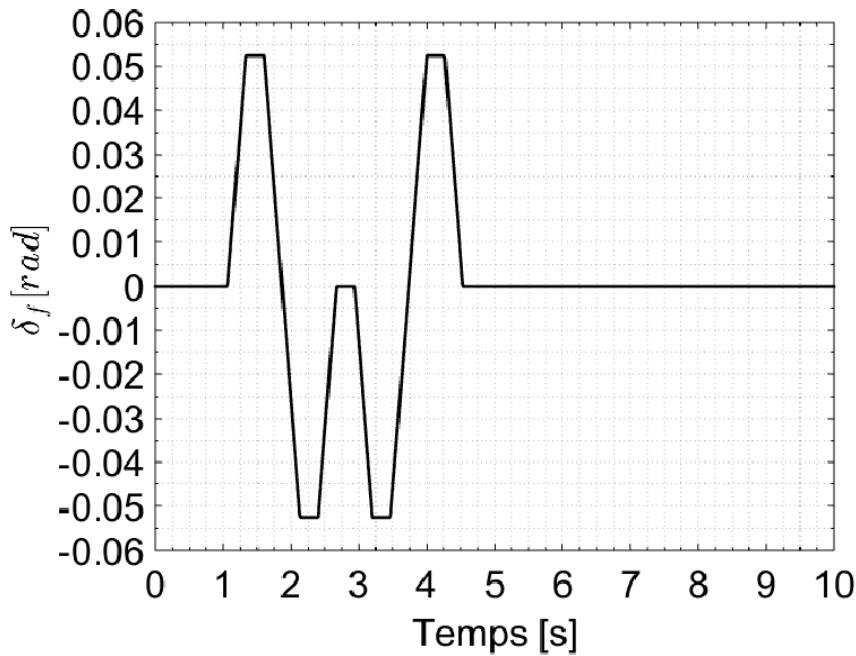


Figure IV-3 : Angle de braquage

Le tableau IV-1 montre la comparaison en se basant sur La moyenne quadratique (RMS) des dynamiques du véhicule sous excitation aléatoire de la route. Les pourcentages de changement d'amélioration par rapport au système de suspension passive sont également indiqués entre parenthèses. Des valeurs plus petites pour RMS signifient une amélioration de la dynamique associée, tandis que des valeurs plus élevées indiquent une détérioration.

Tableau IV-2 : Performance du véhicule (RMS)

Performance du véhicule (RMS)		Test		
		Passive	Skyhook (Sky)	Skyhook modifié (MSky)
Critère ① : Le confort	$AMS = \frac{1}{z_s}$	0.3756	0.1509 ($\uparrow 59.8243\%$)	0.0364 ($\uparrow 90.3088\%$)
Critère ② : Déflexion du suspension	$DS_1 = z_{s1} - z_{w1}$	0.0106	0.0081 ($\uparrow 23.5849\%$)	0.0058 ($\uparrow 45.2830\%$)
	$DS_2 = z_{s2} - z_{w2}$	0.0104	0.0080 ($\uparrow 23.0769\%$)	0.0055 ($\uparrow 47.1154\%$)
	$DS_3 = z_{s3} - z_{w3}$	0.0104	0.0080 ($\uparrow 23.0769\%$)	0.0055 ($\uparrow 47.1154\%$)
	$DS_4 = z_{s4} - z_{w4}$	0.0104	0.0082 ($\uparrow 21.1538\%$)	0.0054 ($\uparrow 48.0769\%$)
Critère ③ : Déflexion du pneu	$DP_1 = z_{w1} - z_{r1}$	0.0015	0.0013 ($\uparrow 13.3333\%$)	0.0013 ($\uparrow 13.3333\%$)
	$DP_2 = z_{w2} - z_{r2}$	0.0015	0.0013 ($\uparrow 13.3333\%$)	0.0013 ($\uparrow 13.3333\%$)
	$DP_3 = z_{w3} - z_{r3}$	0.0013	0.0012 ($\uparrow 20.0000\%$)	9.8745e-04 ($\uparrow 24.0423\%$)
	$DP_4 = z_{w4} - z_{r4}$	0.0013	0.0012 ($\uparrow 20.0000\%$)	9.8728e-04 ($\uparrow 24.0554\%$)
Critère ④ : Accélération de roulis	$\ddot{\theta}$	0.2999	0.1772 ($\uparrow 40.9136\%$)	0.0576 ($\uparrow 79.36\%$)
Critère ⑤ : Accélération de tangage	$\ddot{\phi}$	0.3371	0.2082 ($\uparrow 38.2379\%$)	0.1108 ($\uparrow 67.1314\%$)

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

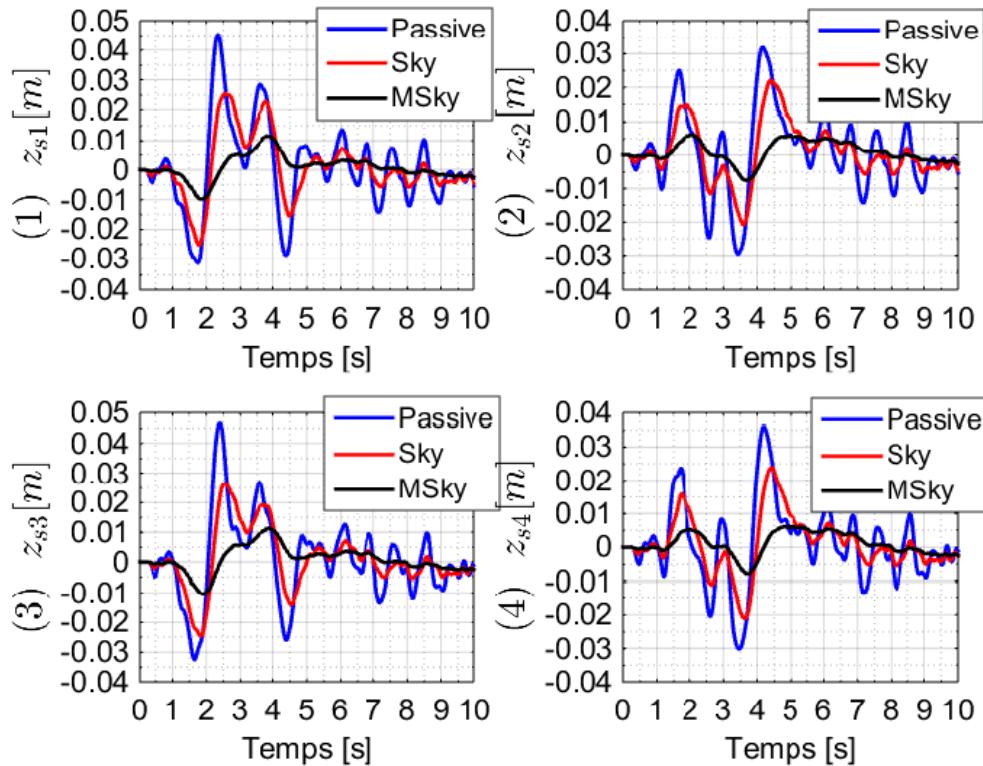


Figure IV-4 : Les déplacements verticaux des coins « $i=1, 2, 3$ et 4 » du châssis

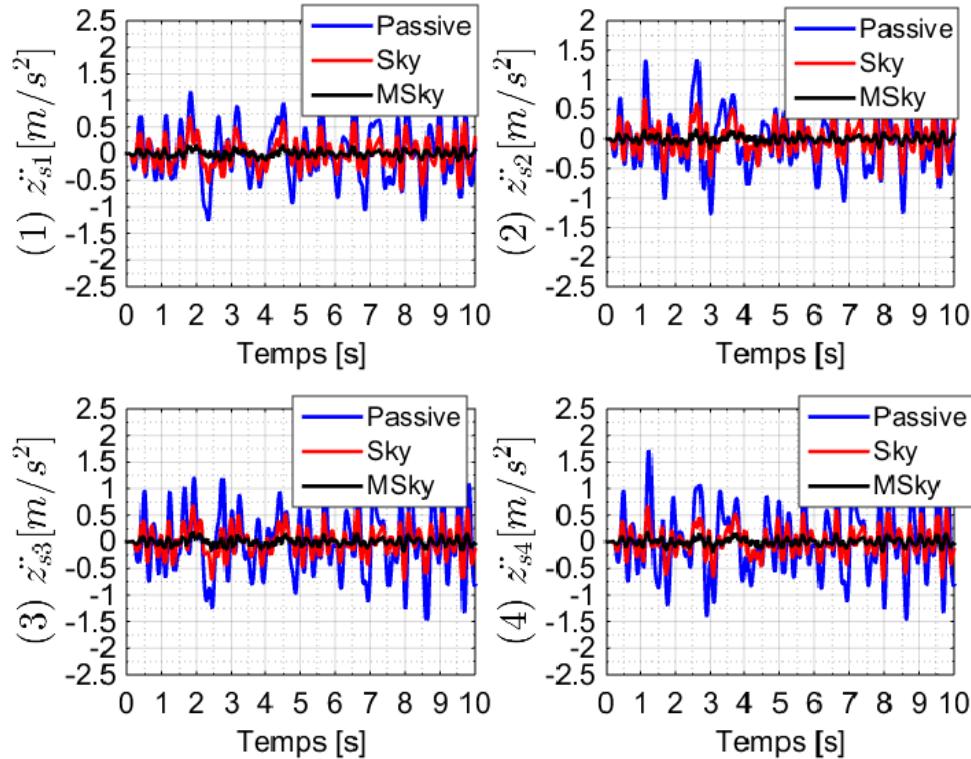


Figure IV-5 : Les accélérations verticales des coins « $i=1, 2, 3$ et 4 » du châssis

Selon les figures IV-4 et 5 et le tableau IV-2, l'accélération verticale et le déplacement de chaque coin (avant gauche/droit et arrière gauche/droit) du châssis sont considérablement réduits dans les deux cas « Sky » et « MSky » par rapport au cas passif. Cela indique que la commande Skyhook conçue pour les quatre suspensions du véhicule donne des bonnes performances. Nous remarquons aussi une amélioration significative dans le cas « MSky » pendant toute la durée de conduite.

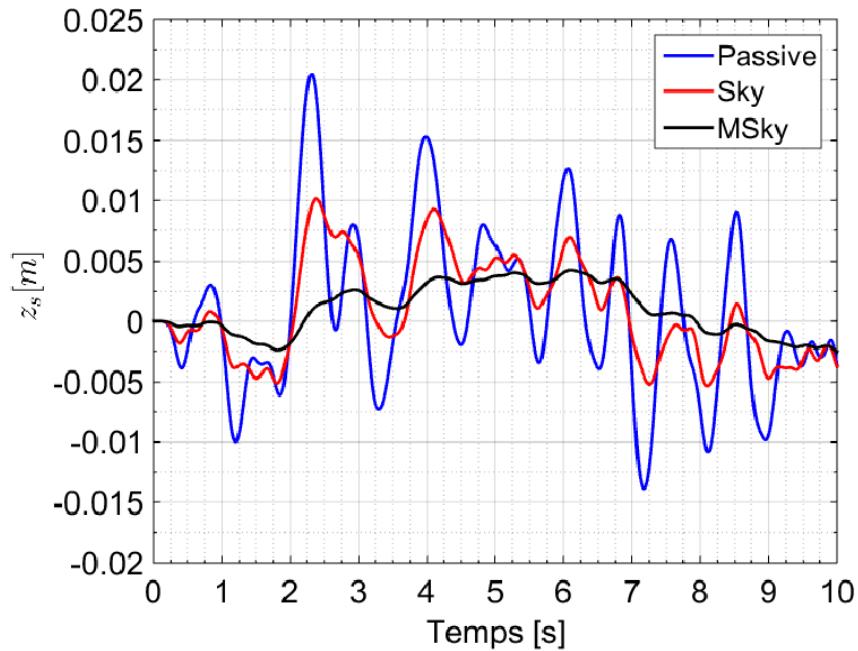


Figure IV-6 : Le déplacement vertical de centre de gravité de châssis

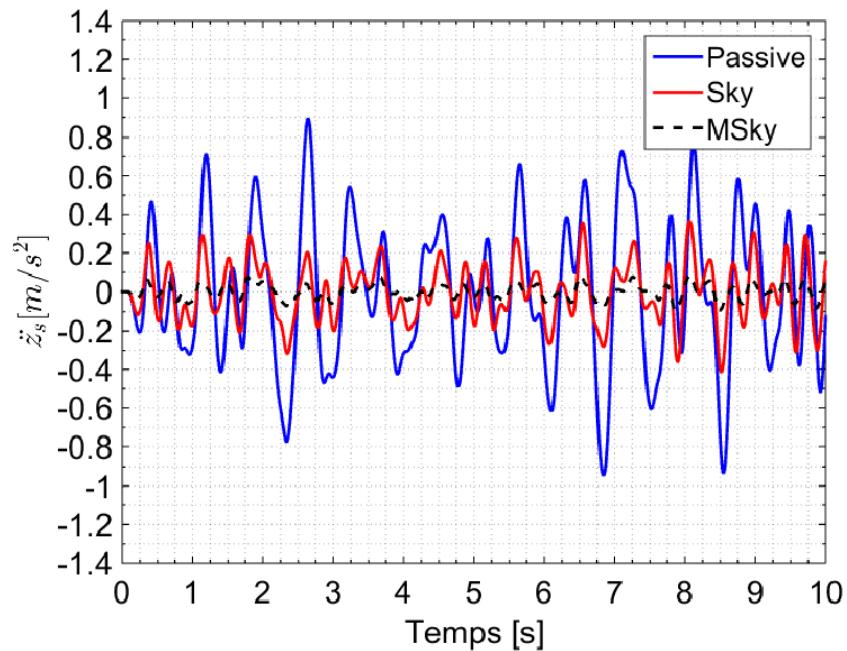


Figure IV-7 : L'accélération verticale de centre de gravité de châssis

D'après les figures IV-6, 7 et le tableau IV-2, on remarque que l'amélioration de la dynamique verticale de chaque coin du châssis présentée précédemment aux figures IV-5- et 6, influe directement sur l'amélioration de l'accélération et du déplacement vertical du centre de gravité du châssis du

véhicule dans les deux cas « Sky » et « MSky ». Le « MSky » est plus performant que « Sky » se qui permet de diminuer parfaitement les vibrations verticales de châssis et préserver le confort vertical de conduite et des passagers.

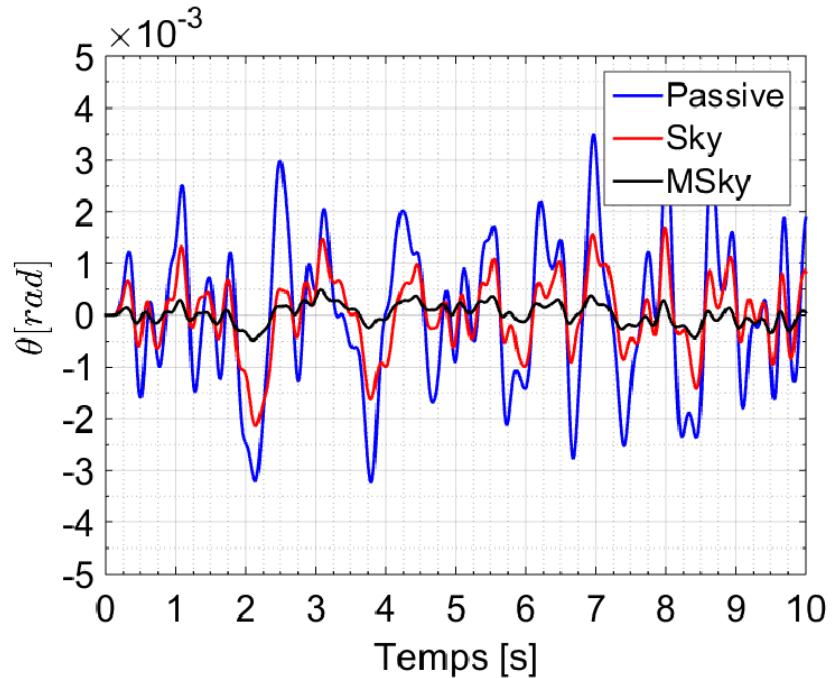


Figure IV-8 : Angle de tangage

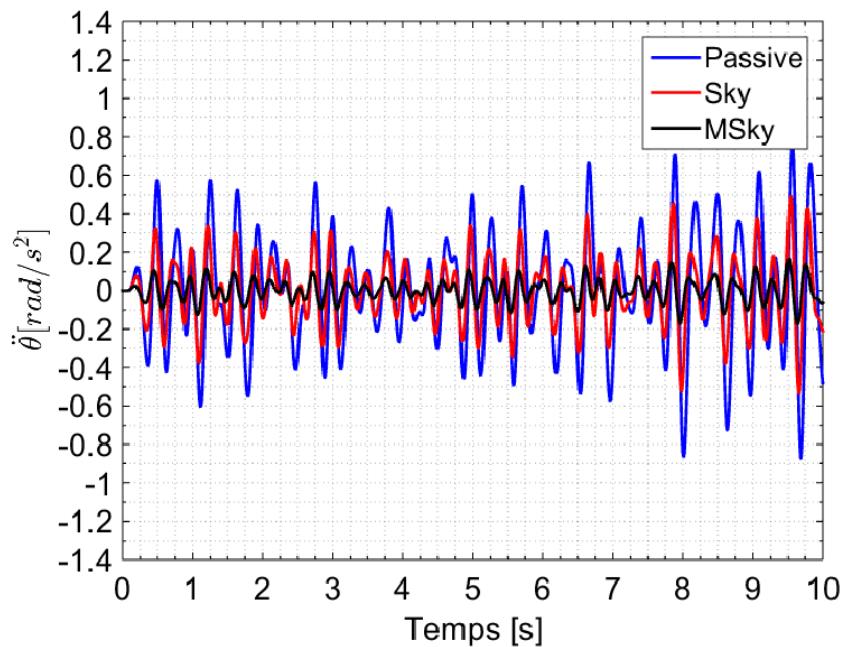


Figure IV-9 : L'accélération de tangage

Les figures IV-8 et 9 montrent les réponses angulaires de l'accélération et l'angle de tangage. Noter que l'amélioration de la dynamique verticale de chaque coin du châssis du véhicule présenté précédemment se traduit par l'amélioration des réponses angulaires et de l'accélération de tangage ($\uparrow 40.9136\%$) dans le cas « Sky » par rapport au cas passif. Nous remarquons également que le cas « MSky » à une nette amélioration ($\uparrow 79.36\%$) pendant toute la période de conduite. Ceci permet de permet de diminuer les mouvements de tangage ressentis par l'oreille interne qui sont une source de malaise.

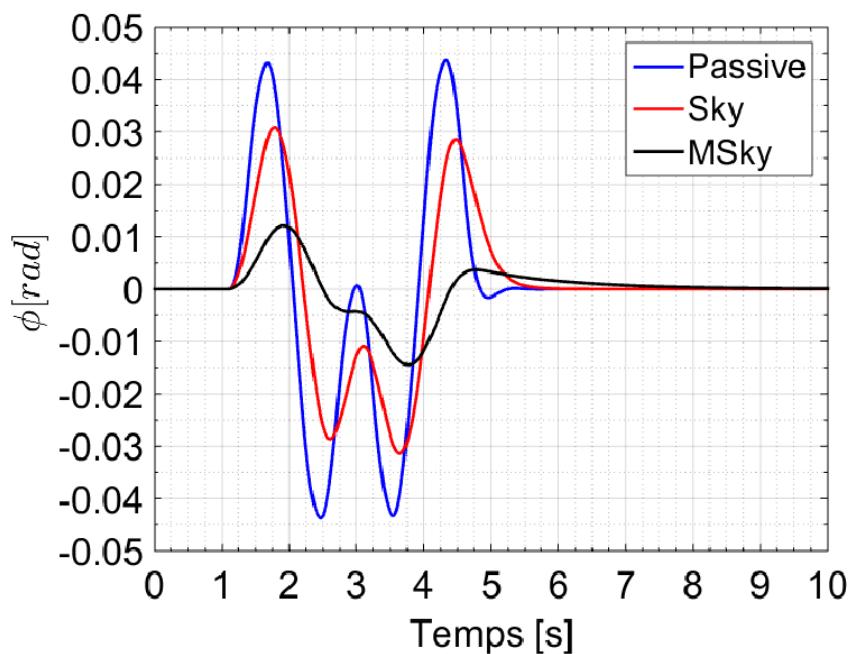


Figure IV-10 : Angle de roulis

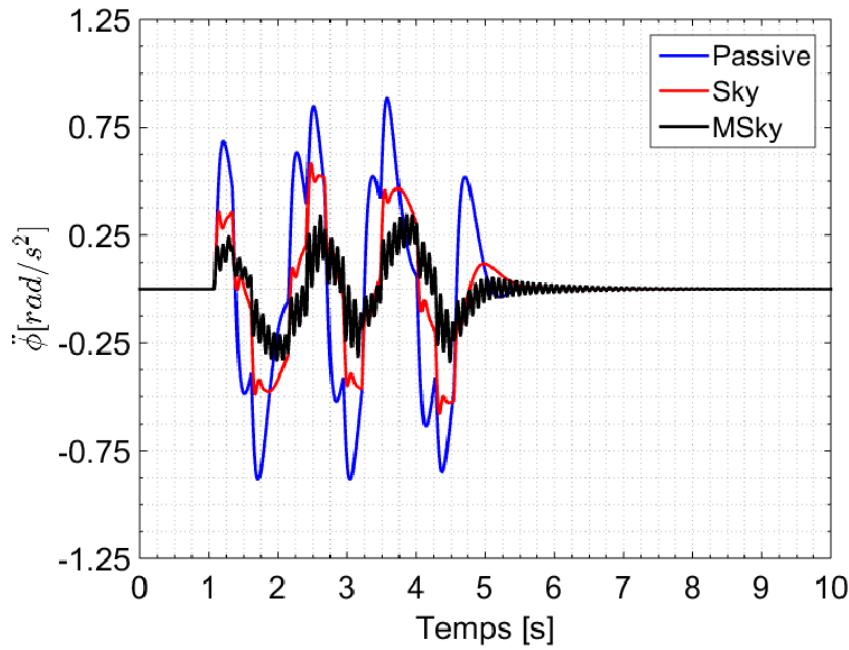


Figure IV-11 : L'accélération de roulis

Les figures IV-10 et 11 montrent les dynamiques de l'angle de roulis et l'accélération de roulis. On remarque que l'amélioration de la dynamique verticale de chaque coin du châssis en utilisant la commande Skyhook influe positivement sur les réponses angulaires et l'accélération de roulis dans le cas « Sky » avec une amélioration ($\uparrow 38.2379\%$) par rapport au cas passif. On remarque également une amélioration significative dans le cas « MSky » ($\uparrow 67.1314\%$). Ceci permet d'éviter le risque du renversement du véhicule dans les virages.

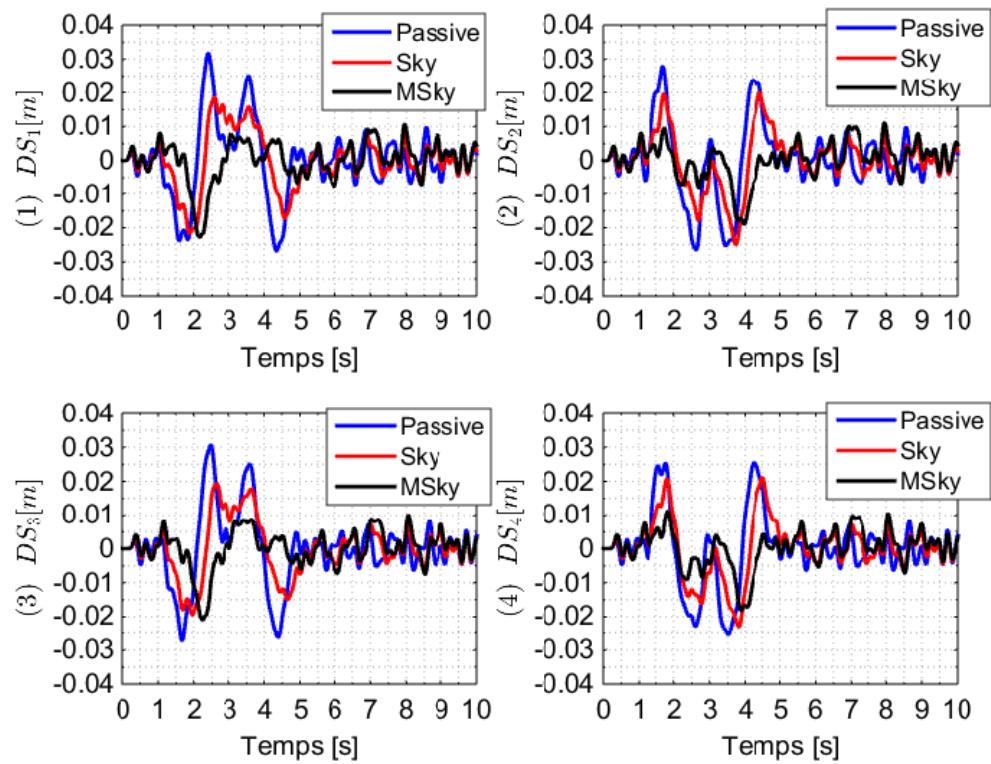


Figure IV-12 : Les déflections des suspensions

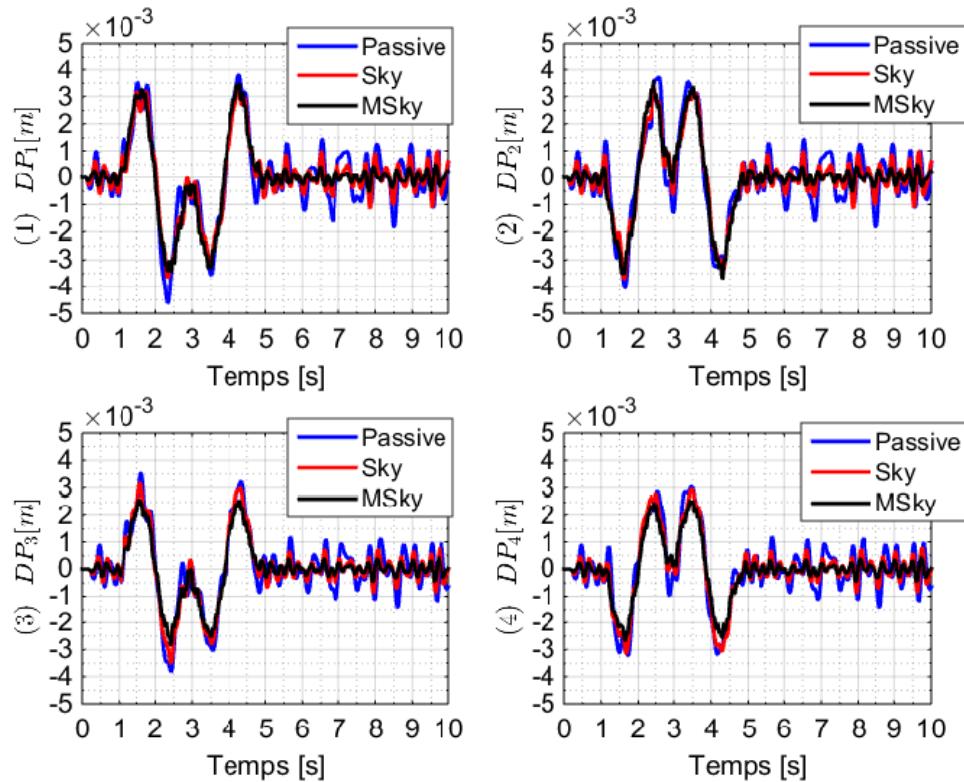


Figure IV-13 : Les déflexions des pneus

Selon les figures IV-12 et 13 et le tableau IV-2, les déflexions des suspensions (DS) et les déflexions des pneus (DP) (avant gauche/droit et arrière gauche/droit) sont considérablement réduits dans le cas du « Sky » par rapport au cas passif. Par conséquent, les deux dynamiques (DS, DP) présentent une amélioration significative dans le cas « MSky » ce qui permet d'absorber les vibrations provenant des irrégularités de la route et de garder un contact continu entre les pneus et la route et assurer une bonne tenue de la route.

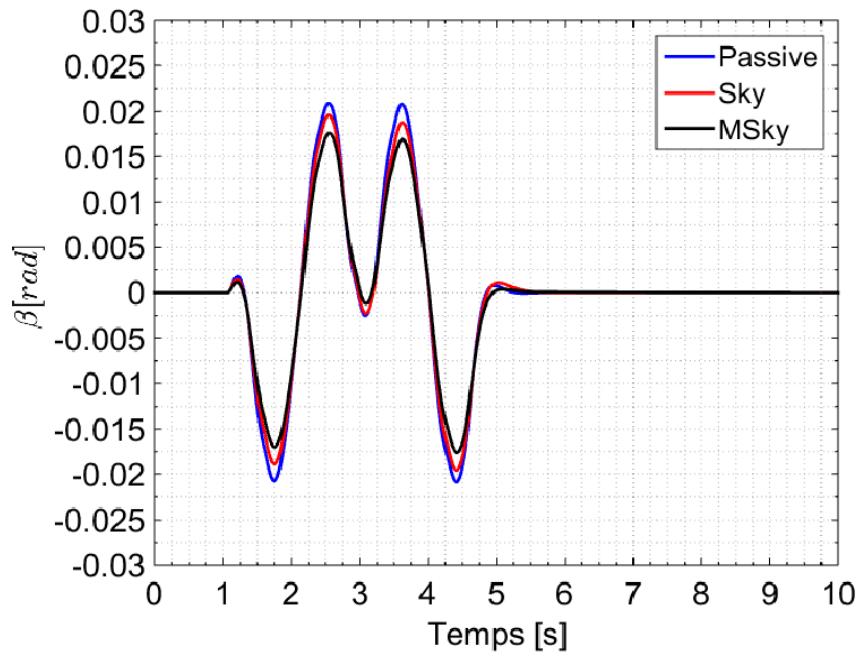


Figure IV-14 : L'angle de dérive du véhicule

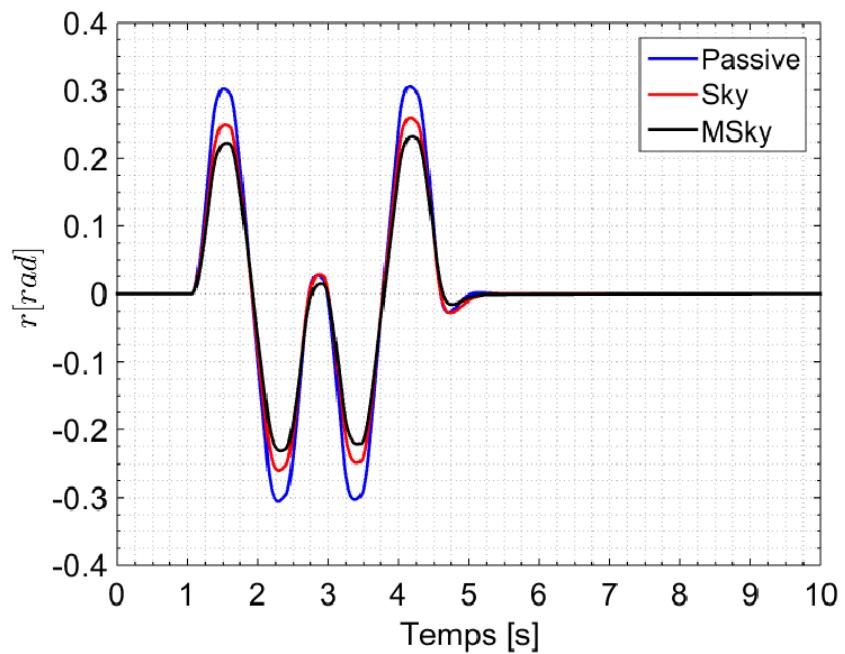


Figure IV-15 : La vitesse de lacet du véhicule

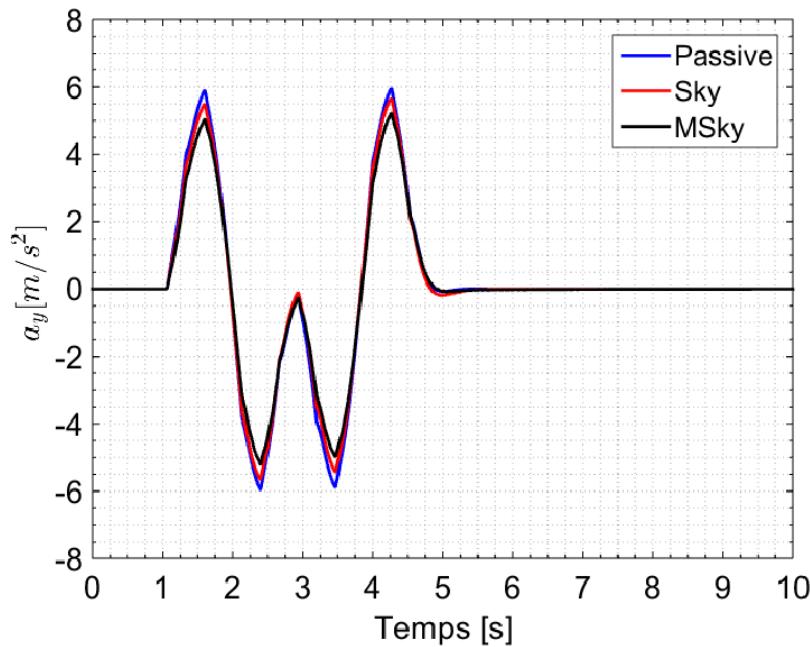


Figure IV-16 : L'accélération latérale du véhicule

On remarque dans les Figures IV-14,15 et 16 que tout au long des manœuvres, le contrôleur « MSky » permet de diminuer un peu l'angle de dérive du véhicule, la vitesse de lacet et l'accélération latérale du véhicule pour assurer la stabilité latérale de véhicule dans les virages et préserver le confort latéral des passagers malgré les vibrations résultant des irrégularités de la route.

CONCLUSION

Ce chapitre met en évidence que l'utilisation des systèmes de suspension active pour l'amélioration de la stabilité latérale du véhicule dans les virages, le 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 actif en utilisant la commande Skyhook modifié donne des bonnes performances s'il est bien ajusté.

**V.
CONCLUSION**

Ce travail se focalise sur la commande des dynamiques d'un système de suspension d'un modèle du véhicule qui combine les dynamiques verticales et latérales, visant à améliorer la stabilité latérale du véhicule dans les virages, les performances de résistance au renversement, le confort de conduite et la tenue de route dans des conditions de conduite critiques.

Notre travail s'appuie sur les nombreux travaux théoriques dans le domaine du contrôle 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 active, utilisant un actionneur asservi, conçue pour un véhicule terrestre.

Pour étudier l'impact des conditions (sources d'excitation) sur la dynamique du véhicule, deux conditions d'entrée, à savoir l'entrée d'excitation de route aléatoire et l'entrée d'angle de braquage, sont effectuées pour évaluer la stabilité latérale, les performances de la suspension du véhicule et les performances de résistance au renversement.

De plus, pour améliorer ces dynamiques, une technique de commande basée sur le concept Skyhook avec un coefficient d'amortissement qui varie de manière exponentiel en fonction du débattement de la suspension est conçu. Cette dernière est comparé avec le concept Skyhook conventionnel. Les paramètres des contrôleurs sont optimisés en utilisant l'optimisation par l'essaim des particules ou la fonction objective est basée 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, résistance au renversement 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 et la résistance au renversement. 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

- [Abd-10] Abdelmalek Gacem " Utilisation des méthodes d'optimisations métaheuristiques pour la résolution du problème de répartition optimale de la puissance dans les réseaux électriques", thèse magister Centre Universitaire d'El-oued.
- [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.
- [Che-21] Cherfi Aicha et Namous Amel « Commande Optimale de Suspensions Automobiles en vue du Contrôle des Dynamiques Verticales de Châssis », Mémoire de Master, Université Dr. Tahar Moulay Saida 2021.
- [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.
- [Han-17] Han I, Rho K. Characteristic analysis of vehicle rollover accidents: Rollover scenarios and prediction/warning. *Int J Automot Tech*, 2017, 18: 451–461
- [Hu-14] Hu Y, Chen M Z Q, Shu Z. Passive vehicle suspensions employing inerters with multiple performance requirements. *J Sound Vib*, 2014, 333: 2212–2225
- [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,
- [Mer-22] Merah, A., Hartani, K., Yazid, N., and Mohammed Chikouche, T., "New Integrated Full Vehicle Suspension System for Improvements in Vehicle Ride Comfort and Road Holding," *SAE Int. J. Veh. Dyn., Stab., and NVH* 6(3):2022, <https://doi.org/10.4271/10-06-03-0018>.
- [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

- [NHTSA-20] National Center for Statistics and Analysis. NHTSA 2020 annual assessment, Motor Vehicle Traffic Crash. Fatality Counts and Injury Estimates for 2020. Report NHTSA DOT HS 809923. Washington. US Department Of Transportation, National High-way Traffic Safety Administration. 2020
- [Par-14] Parida N C, Raha S, Ramani A. Rollover-preventive force synthesis at active suspensions in a vehicle performing a severe maneuver with wheels lifted off. *IEEE Trans Intell Transp Syst*, 2014, 15: 2583–2594
- [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, *Universite du quebec*, 2006.
- [Seo-11] Seong M. ChoiS, 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.
- [Van-13] Van der Westhuizen S F, Els P S. Slow active suspension control for rollover prevention. *J Terra Mech*, 2013, 50: 29–36

VII.

ANNEXES

Paramètres de modèle complet de véhicule

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

Paramètre	Valeur	Unité
m_{tot}	1030	kg
m_s	928.2	kg
$m_{w1} ; m_{w2}$	26.5	kg
$m_{w3} ; m_{w4}$	24.4	Kg
J_x	300	kg.m ²
J_y	1058	kg.m ²
J_z	1087	kg.m ²
$k_{w1} ; k_{w2}$	192000	N/m
$k_{w3} ; k_{w4}$	192000	N/m
$c_{s1} ; c_{s2}$	1800	N/(m/s)
$c_{s3} ; c_{s4}$	1500	N/(m/s)
$k_{s1} ; k_{s2}$	25000	N/m
$k_{s3} ; k_{s4}$	22000	N/m
l_f	0.908	m
l_r	1.392	m
h	1.392	m
d	1.392	m
E_f	-0.114	-
E_r	0	-
L	0.12	m
K_{yf}	35000	N/m
K_{yr}	35000	N/m

Programme d'optimisation par l'essaim des particules (Skyhook conventionnel)

Nombre des variables à optimisé	Taille de l'essaim (Nombre des particules)	Nombre d'itérations
1 (C_{sky})	20	10

```

function Sky_Optimize_PSOMATLAB
clc
warning off
tic
rng default
n=1;
options = optimoptions('particleswarm','PlotFcns',@pswplotbestf ...
    , 'MaxIter',10,'SwarmSize',20);
lb = 100;
ub = 50000;
[x,fval,exitflag,output] = particleswarm(@func,n,lb,ub,options);
toc
end
function fitness=func(x)
assignin('base', 'Ta', [x(1)])
sim('Combined_SKY_optimisation',10);

fitness=min(0.3*(rms(Zbpp)/0.6364)+0.2*(rms(Tetapp)/0.6094)+...
    0.3*(rms(Phipp)/0.3371)...
    +0.1*(rms(ds)/0.0106)+0.1*(rms(dp)/0.0015));
end

```

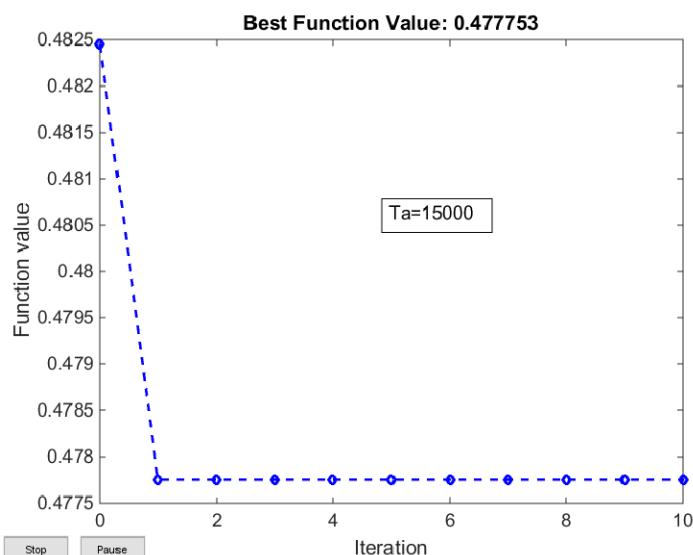


Figure VII-1 : Optimisation de gain Skyhook

Programme d'optimisation par l'essaim des particules (Skyhook modifié)

Nombre des variables à optimisé	Taille de l'essaim (Nombre des particules)	Nombre d'itérations
$2(b, k_1)$	20	10

```

function MSky_Optimize_PSOMATLAB
clc
warning off
tic
rng default
n=2;
options = optimoptions('particleswarm','PlotFcns',@pswplotbestf ...
    , 'MaxIter',10, 'SwarmSize',20);
lb = [100 0.1];
ub = [50000 0.9];
[x,fval,exitflag,output] = particleswarm(@func,n,lb,ub,options);
toc
end
function fitness=func(x)
assignin('base', 'Ta', [x(1) x(2)])
sim('Combined_MSKY_optimisation',10);

fitness=min(0.3*(rms(Zbpp)/0.6364)+0.2*(rms(Tetapp)/0.6094)+...
    0.3*(rms(Phipp)/0.3371)...
    +0.1*(rms(ds)/0.0106)+0.1*(rms(dp)/0.0015));
end

```

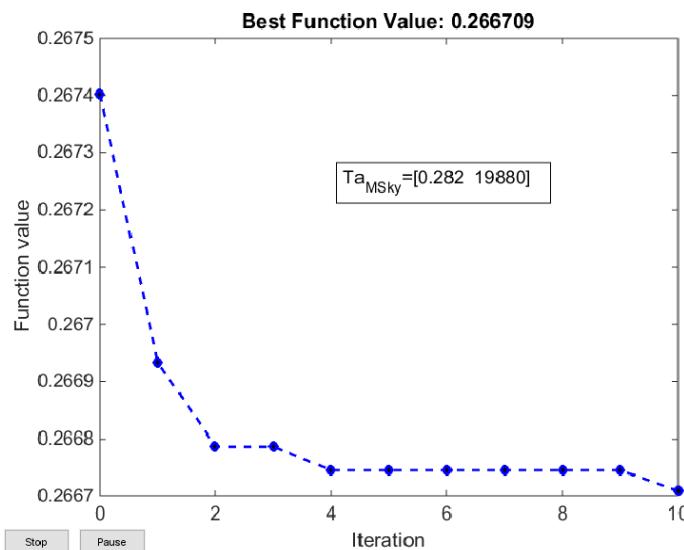


Figure VII-2 : Optimisation des paramètres de Skyhook modifié

Résumé

Dans ce travail, nous avons étudié et modélisé un système de suspension active pour un véhicule routier menant à préserver la stabilité latérale du véhicule. Une étude théorique des systèmes de suspension passifs et 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 « Skyhook modifié » ont montré la diversité des deux stratégies de commande, leurs spécificités et leurs limites. Des critères de performances comprenant le confort des passagers, la résistance au renversement 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 actives (Sky, MSky) permettent de faire ressortir les particularités associées à chaque type de contrôle.

Mots clefs : Suspension de véhicule, Modèle de quart /complet de véhicule, Skyhook, , Contrôle des dynamiques verticales du véhicule.

الملخص

في هذا العمل ، درسنا وصممنا نظام تعليق نشط للسيارة للحفاظ على الاستقرار الجانبي للسيارة. سمح لنا الدراسة النظرية لأنظمة التعليق الكلاسيكية و النشطة بتحديد مزايا و مساوء كل نظام. سمح لنا استخدام الفرضيات البسطة بتطوير نموذج خطى بسيط للتعليق يمثل النموذج غير الخطى بشكل كاف. بعد ذلك ، أظهرت طرقنا تحكم Skyhook و Skyhook المطورة تنوع إستراتيجيتها التحكم و خصوصياتهما و حدودهما. قمنا أيضا باستخدام معايير لتقدير الأداء بما في ذلك راحة الركاب، مقاومة الانقلاب والاستقرار في القيادة على الطريق. نتائج المحاكاة و عمليات المقارنة بين نظام التعليق الكلاسيكي و النشط تجعل من الممكن تسليط الضوء على الخصائص المرتبطة بكل نوع من أنواع التحكم.

الكلمات المفتاحية: تعليق السيارة ، نموذج رباعي / كامل للسيارة ، Skyhook ، التحكم في الديناميكيات العمودية للسيارة.