

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

Envue de l'obtention du diplôme de

Master (LMD)

Spécialité : AUTOMATIQUE ET SYSTEMES

Filière : AUTOMATIQUE

Intitulé :

Commande avancée des dynamiques verticale et latérale d'un véhicule électrique à quatre moteurs-roues

Présenté par :

- **CHIKH Mokhtaria**
- **ABDELDJEBBAR Kaouther**

Devant le jury composé de :

Président : LABANE Chrif

Encadreur : MERAH Abdelkader

Examineur : MEKKAOUI Mohamed

Soutenu le 25/06/2024

Promotion 2023-2024

Dédicace

A celui que dieu a couronné de partage.et de dignitéà celui qui m'a appris à donner sans attendre ma mère.

A celle qui m'a donner force et courage.

A celle qui m'a la patience sans l'échec de mon père.

A mes bras droits, mes sœurs (hamida, malika,fdila,aya) et a'lehrs enfants, et à mes amis (Ikram,Souhila,Chaimaa,Kaouther).

A tous ceux qui sont dans le cœur et qui m'ont pas été cités par ma plume.

ChikhMokhtaria

Dédicace

Je didie cet humble et modeste travail avec grand
amour et fierté :

A mes chers parents, source de tendresse, de
nobless et d'affectation. Puisse cette étape constituer
pour motif de satisfaction.

A mes chers frères Taher, Abdelilah.

A mes chers sœurs Meriem, Djamila, Fatima, Aicha,
Fahima, Nawel, Noura , Mokhtaria, Sojoude en
témoignage de la fraternité, avec mes souhaits de
bonheur, de santé et de succès.

ABDELDJEBBAR Kaouther

Remerciements

Tous d'abord nous voudrions remercier dieu pour puissant qui nous a donnée la force, l'intelligence et la patiente pour faire ce travail humible.

Nous remercions Dr Merah Abdelkader en tant que directeur de thèse il nous a soutenus et qui dès dans notre travail et nous a aidé des solution pour aller de l'avant.

Sommaire

INTRODUCTION	13
I. (REVUE DE LA LITTERATURE)	19
I.1. INTRODUCTION	21
I.2. ARCHITECTURES DES VEHICULES ELECTRIQUES	21
I.2.1. Architecture directement issue du véhicule traditionnel.....	21
I.2.2. Suppression de la boîte de vitesse	22
I.2.3. Disposition des moteurs à proximité des roues	23
I.2.4. Simplification ultime : intégration du moteur (et éventuellement du réducteur) dans la roue	24
I.3. MOTEUR ELECTRIQUE INTEGRE A LA ROUE	25
I.3.1. Roue électrique basée sur DVA avec un moteur à rotor externe	27
I.4. LA SUSPENSION DU VEHICULE	29
I.5. LES CATEGORIES DE SUSPENSIONS	31
I.6. DYNAMIQUE DE L'ACTIONNEUR.....	32
I.7. CONCLUSION	33
II.(MODELISATION DU SYSTEME DE SUSPENSION DU VEHICULE ELECTRIQUE (VE) ET SON ENVIRONNEMENT).....	35
II.1. INTRODUCTION.....	37
II.2. MODELISATION DU VEHICULES ET SON ENVIRONNEMENT	37
II.2.1. MODELISATION DU VEHICULE.....	37
II.2.1.1. <i>MODELE DE QUART DU VEHICULE</i>	<i>38</i>
II.2.1.1.1. Modèle dynamique de quart du véhicule électrique avec la roue électrique conventionnelle.....	38
II.2.1.1.2. Modèle dynamique de quart du véhicule électrique avec la roue électrique à base de DVA	40
II.2.1.2. <i>Modèle dynamique complet du véhicule électrique avec les roues électriques à base de DVA</i>	<i>42</i>
II.3. PERFORMANCES DE SYSTEME DU SUSPENSION ETUDIE.....	46
II.3.1. Confort.....	47
II.3.2. Débattement de la suspension	47
II.3.3. Tenue de route.....	47
II.3.4. Accélération verticale de l'IWM.....	48
II.3.5. Modélisation de profile de la route	48
II.3.5.1. <i>Profil de route aléatoire</i>	<i>48</i>

II.4. CONCLUSION	50
III. (SYNTHESE DES LOIS DE COMMANDE)	51
III.1. INTRODUCTION.....	53
III.2. MECANISME DE COORDINATION ET DE CONTROLE DE SYSTEME DE LA SUSPENSION.....	53
III.2.1. L'optimisation des paramètres des contrôleurs par essaim de particules.....	53
III.2.1.1. Principe	54
III.2.1.2. Formulation.....	55
III.2.1.3. Optimisation des paramètres du système DVA	56
III.2.2. Contrôle de la force d'actionneurs de système DVA ,la suspension du véhicule et moment de lacet de véhicule électrique.....	58
III.2.2.1. Commande Sky-hook	59
III.2.2.1.1. La commande Sky-hook modifié	63
III.2.2.2. La commande par mode glissant terminal singulier continu	65
III.2.2.3. Contrôle latéral basé sur DYC utilisant le contrôle en mode glissant.....	67
III.2.2.3.1. Principe de fonctionnement de DYC.....	67
III.2.2.3.2. Modèle de référence	67
III.2.2.3.3. Conception de contrôleur	68
III.3. CONCLUSION	69
IV. (SIMULATION ET INTERPRETATION DES RESULTATS)	71
IV.1. INTRODUCTION.....	73
IV.2. SIMULATION ET INTERPRETATIONS DES RESULTATS.....	73
IV.2.1.1. Situations d'essai.....	74
IV.3. CONCLUSION.....	87
V. CONCLUSION	88
VI. BIBLIOGRAPHIE.....	91
VI.1. BIBLIOGRAPHIE GENERALE.....	93
VII. ANNEXES	99

Liste des symboles

z_s	: Le déplacement vertical de châssis
z_u	: Le déplacement vertical de la roue
z_r	: Le profile de la route
m_s	: $\frac{1}{4}$ de la masse de châssis
m_u	: La masse de la roue
$m_{m(s,r)}$	: La masse de stator, rotor
k_t	: 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
k_d	: Coefficient de rigidité de ressort de DVA
c_d	: Coefficient d'Amortissement de DVA
θ	: Mouvements de tangage ;
ϕ	: Mouvements de roulis
r	: Taux de lacet de la vitesse du véhicule ;
β	: L'angle de dérive du véhicule ;
z_{si}	: Le Déplacement verticale de chaque coin ;
z_{ui}	: Déplacement vertical de la masse non suspendue ;
z_{mi}	: Déplacement vertical du moteur électrique ;
z_{ri}	: L'excitation de la route au pneumatique correspondant ;
$\ddot{z}_s$	: Accélération verticale de la masse suspendue ;
$\ddot{\theta}$	: Accélération du tangage ;
$\ddot{\phi}$	: Accélération du roulis ;
$\ddot{z}_{ui}$	: Accélération verticale de la masse non suspendue ;
F_{ai}	La force active exercée par le contrôleur de la suspension ;
F_{DAVi}	La force active exercée par un actionneur (DAV)

Liste des tableaux

Tableau II-1: Descripteurs ISO du profil superficiel de la route	49
Tableau IV-1 Modèles quart de véhicule avec les différentes configurations de la roue électrique.....	74
Tableau IV-2 : Situations d'essai de simulation	75
Tableau IV-3 : Performances des dynamiques du véhicule électrique	76
Tableau VII-1 : Spécifications du véhicule.....	101

Table des illustrations

Figure I-1. Architecture directement issue du véhicule traditionnel	22
Figure I-2. Suppression de la boîte de vitesse.....	23
Figure I-3. Disposition des moteurs à proximité des roues.....	23
Figure I-4. Intégration du moteur (et éventuellement du réducteur) dans la roue.....	24
Figure I-5. Synoptique du système de traction étudié	25
Figure I-6. Configurations de roues électriques. (a) Roue électrique avec moteur à rotor interne ; (b) Roue électrique avec moteur à rotor extérieur.	26
Figure I-7. Roue électrique basée sur DVA avec moteur à rotor externe.	27
Figure I-8. Paire de translation entre le rotor et le moyeu de roue.....	28
Figure I-9. Roue électrique basée sur DVA avec moteur à rotor interne. (a) Vue éclatée ; (b) Diagramme schématique.	29
Figure I-10 Figure I-10 : Eléments de la suspension conventionnelle d'un véhicule...	30
Figure I-12 : Les catégories de suspensions (a) passive ; (b) semi-active ; (c) active.....	32
Figure II-1. Modèle quart de véhicule avec roue électrique conventionnelle	39
Figure II-2. Modèle quart de véhicule avec roue électrique à base de DVA.	41
Figure II-3 Structure de la suspension active du modèle complet du véhicule électrique avec les moteurs-roues.....	43
Figure II-4 Modèle dynamique latéral du véhicule électrique.	45
Figure II-5: Profil routier de classe « b=5 »	50
Figure III-1 : Organigramme de fonctionnement de PSO	57
Figure III-2 Commande intégrée du système de suspension intégrale du véhicule électrique.....	59
Figure III-3 : Schéma du contrôleur Skyhook pour système de suspension de véhicule	60
Figure III-4 : (a) Suspension classique (b) suspension par application d'un modèle Skyhook (c) semi-active suspension.....	60

Figure III-5 : Diagramme de Bode de la suspension caractérisant le rapport d'amplitude entre la masse et la roue	62
Figure III-6 Structure du système de contrôle actif proposé utilisant CSTA.....	65
Figure III-7 Schéma fonctionnel de DYC avec commande en mode glissant.....	68
Figure IV-1 : Schéma de principe de système de contrôle proposé pour la simulation..	73
Figure IV-2 Excitation aléatoire de la route.	75
Figure IV-3 Saisie de l'angle de braquage.....	75
Figure IV-4 Déplacement verticale de chaque coin de châssis du véhicule : (a) avant droit ; (b) avant gauche ; (c) arrière droit ; (d) arrière gauche.	77
Figure IV-5 l'accélération verticale de chaque coin du châssis du véhicule : (a) avant droit ; (b) avant gauche ; (c) arrière droit ; (d) arrière gauche	78
Figure IV-6 Déplacement verticale de la masse du stator. : (a) avant droit ; (b) avant gauche ; (c) arrière droit ; (d) arrière gauche.....	79
Figure IV-7 l'accélération verticale de du sator de chaque moteur : (a) avant droit ; (b) avant gauche ; (c) arrière droit ; (d) arrière gauche.	80
Figure IV-8 (a) Déplacement vertical de CG du châssis; (b) l'accélération verticale de CG du châssis.	81
Figure IV-9 (a) Angle de tangage du châssis; (b) : l'accélération du tangage du châssis.	81
Figure IV-10 (a) Angle de roulis du châssis; (b) DSP de l'accélération du roulis du châssis.	82
Figure IV-11 débattement de la suspension de chaque coin: (a) avant droit ; (b) avant gauche ; (c) arrière droit ; (d) arrière gauche.	83
Figure IV-12 Déflexion des pneus : (a) avant droit ; (b) avant gauche ; (c) arrière droit ; (d) arrière gauche.	84
Figure IV-13 (a) Moment de lacet; (b) Accélération latérale du véhicule ; (c) Angle de dérive ; (d) la vitesse de lacet.....	85
Figure IV-14 Signaux de commande de système de la suspension active : (a) avant droit ; (b) avant gauche ; (c) arrière droit ; (d) arrière gauche.	86

INTRODUCTION

Aujourd'hui, les véhicules équipés d'un moteur à combustion sont largement utilisés dans le domaine du transport. Les avantages de ce type de véhicule conventionnel sont, par exemple, sa capacité à fournir une grande puissance et à fonctionner de manière stable pendant une longue période et dans des conditions extrêmes. Ces véhicules engendrent cependant une pollution de l'environnement et consomment une quantité importante de combustible fossile. Pour les motifs tels que l'économie et la pollution, les grands centres urbains mettent en place des législations de plus en plus strictes limitant l'accès des véhicules au milieu urbain. En conséquence, le secteur du transport routier de marchandises et de passagers s'oriente de plus en plus vers des solutions de véhicules électriques ou hybrides. Ainsi, le remplacement des moteurs thermiques du véhicule conventionnel par des moteurs électriques ou toute autre solution d'hybridation intégrant d'autres sources de puissance dans le système de traction (par exemple, des piles à combustibles, des volants d'inertie, des moteurs à air comprimé...) est en cours.

Le véhicule électrique est un système dynamique complexe. Son comportement est fortement influencé par des facteurs dépendant ou indépendant de sa structure. La dynamique d'un véhicule électrique est fortement conditionnée par les performances de ses pneumatiques et les caractéristiques intrinsèques de la route.

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.

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].

Ces dernières années, les véhicules électriques (VE) sont entrés dans un nouveau paradigme en raison de leurs avantages, par rapport aux véhicules à moteur à combustion interne (ICE), en termes d'efficacité énergétique et de respect de l'environnement [Sun-16],[Wu-16], [Xio-18], [Tian-17]. Les solutions de moteur central, qui sont similaires aux véhicules ICE qui dominent actuellement le marché des véhicules électriques, sont encore assez complexes en raison du nombre de pièces mobiles.

En conséquence, les développeurs des véhicules recherchent de manière proactive des solutions du groupe motopropulseur appropriées pour leurs produits (EV) de haute qualité [Sac-16], [Xio-17]. En raison du développement des moteurs intégrés aux roues (IWM), le système de propulsion IWM a été considéré comme une solution prometteuse pour améliorer de manière globale les performances des véhicules électriques.

Dans un véhicule électrique à moteurs-roues (IWMEV), le moteur, le frein, le réducteur et le moyeu sont montés dans la roue. La roue électrique hautement intégrée offre des grands avantages pour l'aménagement de l'espace du véhicule [Geo-16], le contrôle de la dynamique du véhicule [Wan-16], la

conservation de l'énergie [Hun-16] et la propulsion redondante [Zha-16]. Néanmoins, ces mérites s'accompagnent des défis techniques. Les composants hautement intégrés défient la conception des roues électriques. De plus, les IWM augmentent considérablement la masse non suspendue du véhicule électrique. La recherche montre que le fait de retirer le système de propulsion de la carrosserie du véhicule électrique et l'intégrer aux roues peut augmenter la masse de chaque roue de 30 kg ou plus [Sch-06]. Cette grande masse non suspendue entraînera une aggravation des vibrations des roues et des performances verticales du véhicule électrique [Mura-12], telle qu'une réduction du confort de conduite du véhicule [Wan-11], [Kat-16], une réduction de la fiabilité et la durée de vie du moteur sous les gros coups [Tok-14], et l'invalidation des méthodes de contrôle de la suspension utilisées [Tan-16].

Les principaux apports de cette étude résident dans les aspects suivants.

Le premier chapitre présente la revue de littérature qui a été réalisée sur les architectures des véhicules électriques, la suspension et les configurations des moteurs-roues électriques intégrés à ces véhicules.

Le second chapitre est consacré au modèle dynamique du véhicule électrique utilisé. Ce dernier représente un modèle qui combine les dynamiques verticale et latérale ou les dynamiques verticales sont représentées par le système de la suspension du véhicule électrique qui regroupe la suspension du véhicule électrique et la nouvelle configuration de la roue électrique qui joue le rôle d'un absorbeur dynamique des vibrations (DVA).

Dans le troisième chapitre, les différentes configurations de la roue électrique et stratégies de contrôle et d'optimisation retenues sont également énumérées.

Le dernier chapitre présente une comparaison de la performance des différentes configurations de la roue électrique. Le processus de conception et la

comparaison permettent de faire ressortir les particularités associées à chaque configuration et permettent de faire ressortir les particularités associées à chaque type de contrôle. Finalement, une conclusion générale termine ce travail.

I.
(REVUE DE LA
LITTERATURE)

I.1. INTRODUCTION

Ce premier chapitre présente la revue de littérature qui a été réalisée sur les architectures des véhicules électriques, la suspension et les configurations des moteurs-roues électriques intégrés à ces véhicules. 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 sont déjà présentée par les étudiantes de master 2 automatiques et systèmes [Med-20] et [Che-21].

I.2. ARCHITECTURES DES VEHICULES ELECTRIQUES

I.2.1. Architecture directement issue du véhicule traditionnel

- Solution très proche des véhicules traditionnels ;
- Réduction du couple maximum et de la puissance maximale ;

MAIS

- Creux de couple ;
- Mauvaise utilisation des propriétés intrinsèques des entraînements électriques ;

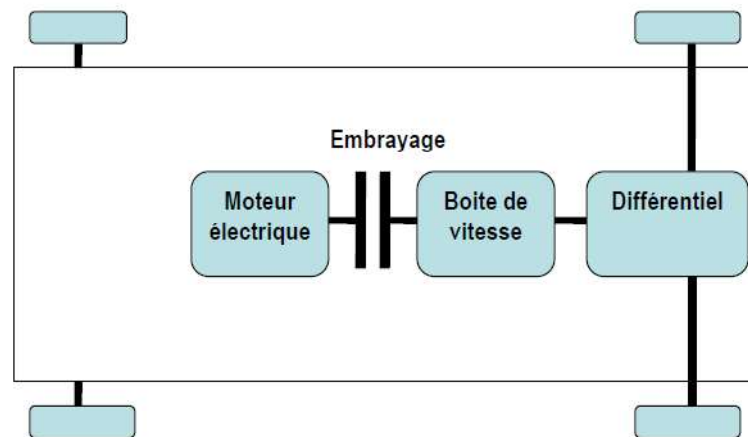


Figure I-1. Architecture directement issue du véhicule traditionnel

I.2.2. Suppression de la boîte de vitesse

- Suppression de l'embrayage ;
- Solution toujours très proche d'un véhicule traditionnel ;

MAIS

- Encombrement de la fonction motrice ;
- Rendement, bruit et fiabilité de la transmission ;
- Pas de contrôle indépendant de chaque roue ;

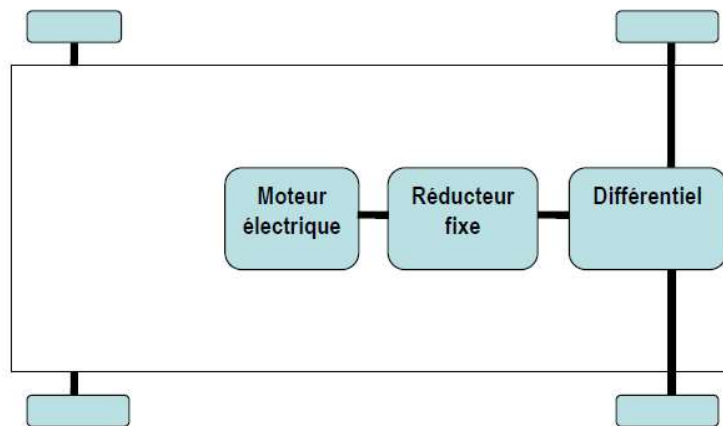


Figure I-2. Suppression de la boîte de vitesse

I.2.3. Disposition des moteurs à proximité des roues

- Contrôle indépendant des roues (2 voire 4) ;
- Utilisation possible d'un réducteur de façon simple ;

MAIS

- Architecture véhicule en rupture ;
- Rendement du réducteur ;
- Encombrement local ;

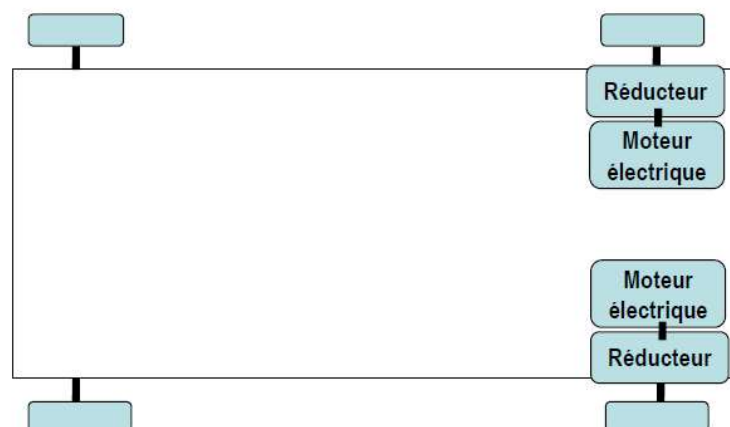


Figure I-3. Disposition des moteurs à proximité des roues

I.2.4. Simplification ultime : intégration du moteur (et éventuellement du réducteur) dans la roue

- Contrôle indépendant des roues (2 voire 4) ;
- Grande compacité de la fonction motrice ;
- Rendement optimal de la «transmission» ;

MAIS

- Difficultés d'intégration ;
- Contraintes importantes sur le moteur (surtout en l'absence de réducteur) ;



Figure I-4. Intégration du moteur (et éventuellement du réducteur) dans la roue

Le système de traction étudié dans ce travail est celui représenté dans la Figure I.5. Nous considérons que ce véhicule est propulsé par quatre roues motrices. Chaque roue intègre dans sa jante un moteur alimenté par une batterie à travers un onduleur triphasé. L'utilisation des moteurs-roues permet la suppression de toutes les parties mécaniques liées à la transmission (différentiel, boîte de vitesse, embrayage, ...etc.) de commander indépendamment les roues et

en même temps, de libérer de l'espace dans le véhicule, notamment utilisable par la batterie [Mer-22].

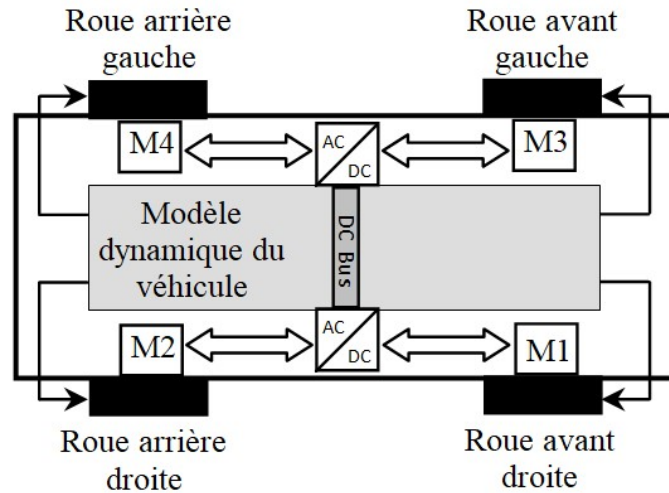


Figure I-5. Synoptique du système de traction étudié

I.3. MOTEUR ELECTRIQUE INTEGRE A LA ROUE

Intégrer un moteur électrique directement dans les roues d'un véhicule électrique fait partie des idées a priori géniale tant cela peut apporter de bénéfice. Dans notre travail, la roue électrique est entraînée par un moteur à rotor interne à grande vitesse ou un moteur à rotor externe à faible vitesse. La figure I.6 montre les configurations classiques des deux types de roues électriques. Comme le montre la figure I.6a, la roue électrique avec moteur à rotor interne est utilisée en combinaison avec un réducteur planétaire fixe. Étant donné qu'un faible couple est requis à des vitesses du véhicule plus élevées, le rotor interne a une taille plus petite, un poids plus léger et des coûts inférieurs. La figure I.6b montre une configuration à entraînement direct de la roue électrique avec moteur à rotor externe, dans laquelle le moteur a une taille et un poids plus importants. Tandis que l'absence de réducteur simplifie la configuration et améliore la fiabilité et l'efficacité globales.

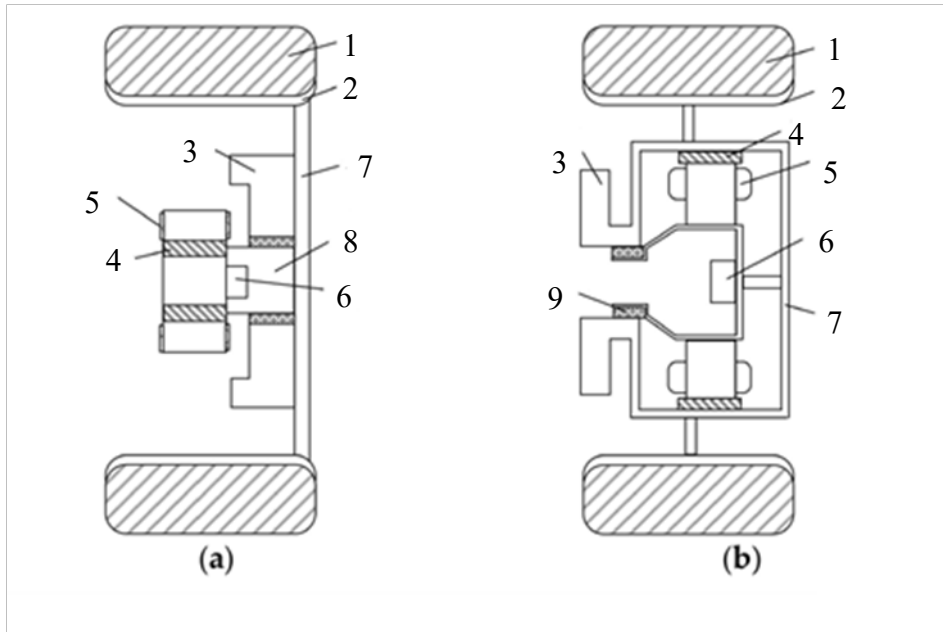


Figure I-6. Configurations de roues électriques. (a) Roue électrique avec moteur à rotor interne ; (b) Roue électrique avec moteur à rotor extérieur.

Avec 1- Pneu ; 2- Jante ; 3- Frein ; 4-Aimant permanent; 5- Enroulement du moteur dans le stator ; 6- Encodeur ; 7- Roue ; 8- Réducteur planétaire ; 9-Palier à roulement;

Dans une roue électrique conventionnelle, le stator et le rotor du moteur (ou le réducteur pour un moteur à rotor interne) sont reliés rigidement à l'arbre de la roue et au moyeu, respectivement. Lorsque l'excitation de la route agit sur la roue, le moteur est directement choqué en raison des connexions rigides, ce qui entraîne une vibration détériorée de la roue électrique.

Dans ce travail, l'IWM est considéré comme un absorbeur de vibrations dynamiques (DVA), qui est isolé de l'arbre de roue et du moyeu à l'aide d'un ressort et d'un amortisseur avec un actionneur contrôlable, les connexions rigides ci-dessus étant remplacées par des connexions flexibles.

I.3.1. Roue électrique basée sur DVA avec un moteur à rotor externe

Comme le montre la figure I.7a, pour réaliser la connexion flexible du stator du moteur, un ressort est introduit pour relier l'extension du stator à la masse suspendue, et un amortisseur de la roue est installé dans l'extension du stator et gainé à l'extérieur de l'arbre de roue. L'amortisseur de roue est doté d'un actionneur contrôlable, qui peut être contrôlé pour supprimer activement les vibrations de la roue. Notamment, l'arbre de roue pénètre à travers le stator-creux comme représenté sur la figure I.7b.

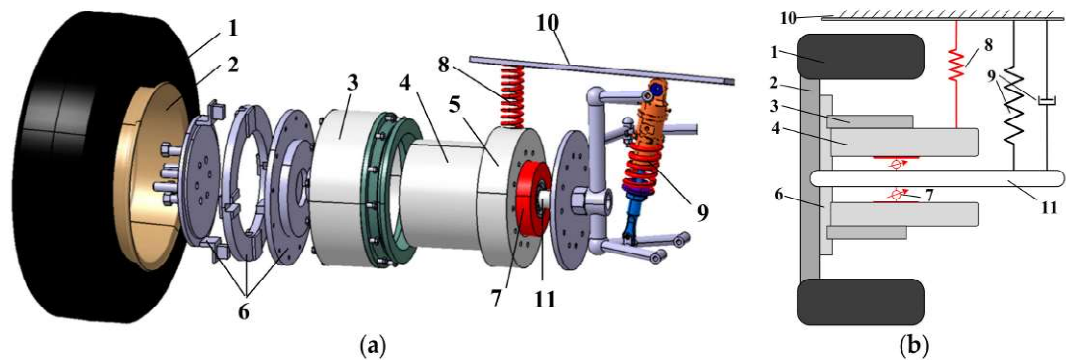


Figure I-7. Roue électrique basée sur DVA avec moteur à rotor externe.

(a) Vue éclatée ; (b) Diagramme schématique.

Avec 1-roue ; 2- Moyeu du pneumatique ; 3-Rotor de moteur ; 4-stator de moteur ; 5-extension de stator ; 6-Paire translationnelle ; 7-Amortisseur de DVA avec un actionneur contrôlable ; 8- Ressort de DVA ; 9-Suspension; 10- Masse suspendue ; 11- Arbre de roue.

De plus, pour réaliser la liaison souple du rotor du moteur, une paire de translation est conçue pour relier le rotor au moyeu de roue, ce qui assure un mouvement relatif vertical correct entre le rotor et le moyeu de la roue. Comme le montre la figure I.8, la paire de translation se compose d'un disque côté moyeu, d'un disque central et d'un disque côté rotor. Les deux disques latéraux sont reliés

de manière rigide au moyeu de roue et au rotor du moteur respectivement. Et les deux côtés du disque central sont rainurés pour maintenir les deux autres disques en position linéaire. Lorsque la vibration de la roue se produit, le mouvement relatif linéaire entre le rotor et le moyeu de la roue est guidé par la paire de translation, tandis que la transmission du couple n'est pas affectée.

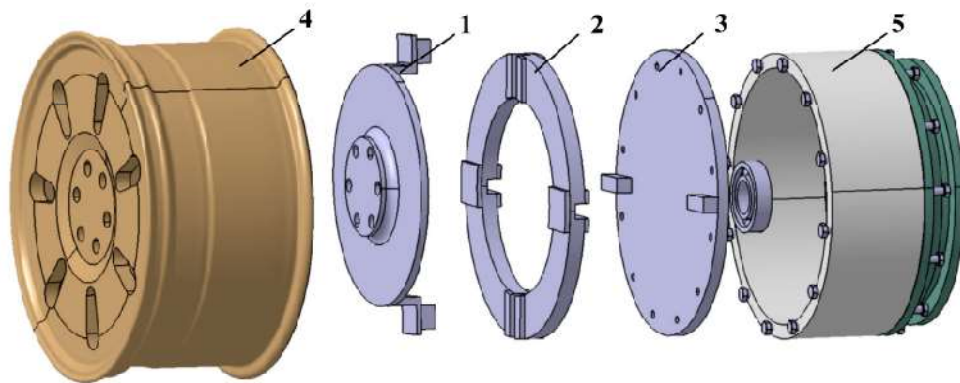


Figure I-8. Paire de translation entre le rotor et le moyeu de roue.

Avec 1- Disque côté moyeu ; 2- Disque central ; 3- Disque côté rotor ; 4- Moyeu ; 5- Rotor du moteur.

De même, le système DVA proposé est également applicable au moteur à rotor interne. Comme le montre la figure I.9, le stator externe et le rotor interne sont reliés de manière flexible à l'arbre de la roue et au moyeu en utilisant respectivement le système ressort-amortisseur et la paire de translation. Les connexions flexibles de la figure I.9a sont les mêmes que celles de la figure I.7a. Notamment, le disque côté rotor de la paire de translation est relié au rotor interne par l'intermédiaire d'un réducteur planétaire. Comme le montre la figure I.9b, l'arbre de roue ne pénètre qu'à travers l'extension creuse du stator. Les configurations intégrées proposées des roues électriques basées sur DVA modifient principalement les connexions entre le moteur et la masse non suspendue, plutôt que la structure du moteur. Ainsi, le système DVA est applicable à la plupart des moteurs de roue couramment utilisés.

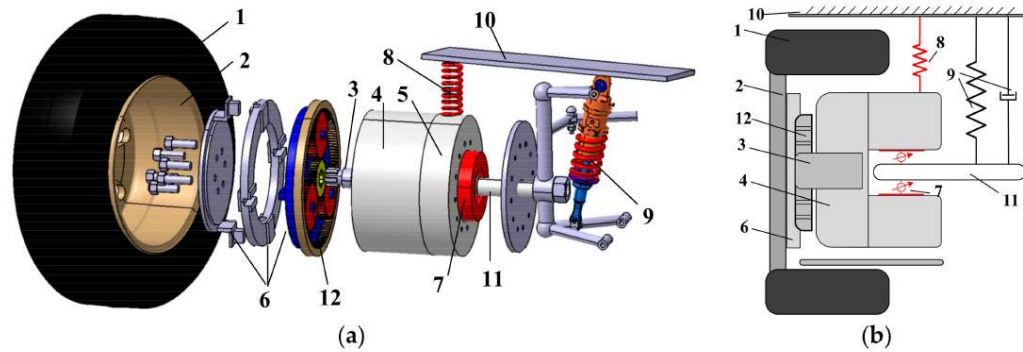


Figure I-9. Roue électrique basée sur DVA avec moteur à rotor interne. (a) Vue éclatée ; (b) Diagramme schématisé.

Avec 1- Roue ; 2- Moyeu ; 3- Rotor moteur ; 4- Stator moteur ; 5- extension de stator ; 6- Paire translationnelle ; 7- Amortisseur de DVA avec un actionneur contrôlable ; 8- Ressort de DVA ; 9- Suspension ; 10- Masse suspendue ; 11- Arbre de roue ; 12- Réducteur planétaire.

I.4. LA SUSPENSION DU VEHICULE

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].

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.

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.

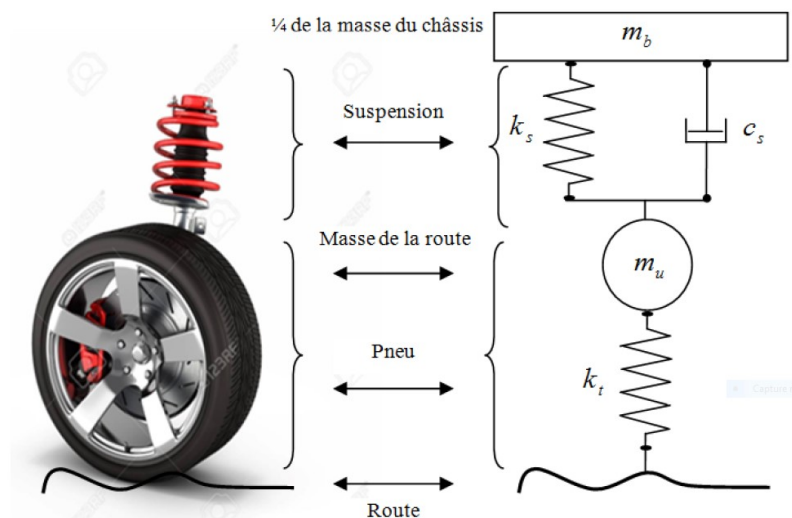


Figure I-10 Figure I-11 : Eléments de la suspension conventionnelle d'un véhicule

I.5. 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.11-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-11-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-11-c).

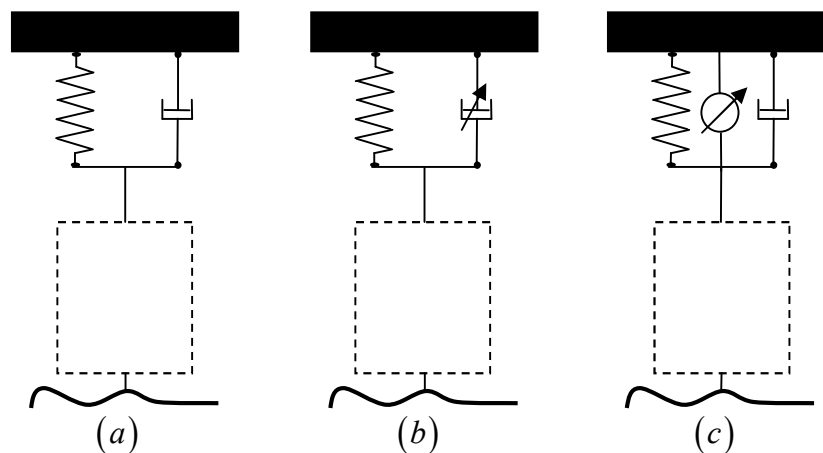


Figure I-12 : Les catégories de suspensions (a) passive ; (b) semi-active ; (c) active

I.6. 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 signal de commande [Aur-14].

I.7. CONCLUSION

Dans ce chapitre nous avons tout d'abord présentés la revue de littérature sur les architectures des véhicules électriques et les configurations des moteurs-roues électriques intégrés aux véhicules électriques. Par la suite, nous avons introduit les différents types de suspension automobile à savoir les suspensions passives, semi-actives et actives.

II.
(MODELISATION DU SYSTEME
DE SUSPENSION DU VEHICULE
ELECTRIQUE (VE) ET SON
ENVIRONNEMENT)

II.1. INTRODUCTION

Différemment aux travaux effectués par les étudiants de master 2 automatiques et système des années précédentes, nous cherchons dans ce travail d'étudier les performances des dynamiques du système de la suspension du véhicule électrique qui regroupe la suspension de véhicule électrique et la nouvelle configuration de la roue électrique qui joue le rôle d'un absorbeur dynamique des vibrations (DVA). Notre objectif dans ce chapitre est d'établir des modèles dynamiques représentant le comportement vertical et latéral du véhicule électrique.

II.2. MODELISATION DU VEHICULES ET SON ENVIRONNEMENT

II.2.1. MODELISATION DU VEHICULE

Un véhicule électrique 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 moteurs-roues, les trains et les suspensions.

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

II.2.1.1. 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 le moteur à 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 de modèle 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 nominale. 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.

II.2.1.1.1. Modèle dynamique de quart du véhicule électrique avec la roue électrique conventionnelle

Comme le montre la figure II.1, dans la roue électrique conventionnelle, l'IWM est relié rigidement à la roue et est considéré comme faisant partie de la masse non suspendue. Ce modèle sera utilisé comme référence pour évaluer les performances du système en utilisant la suspension active [Mer-22].

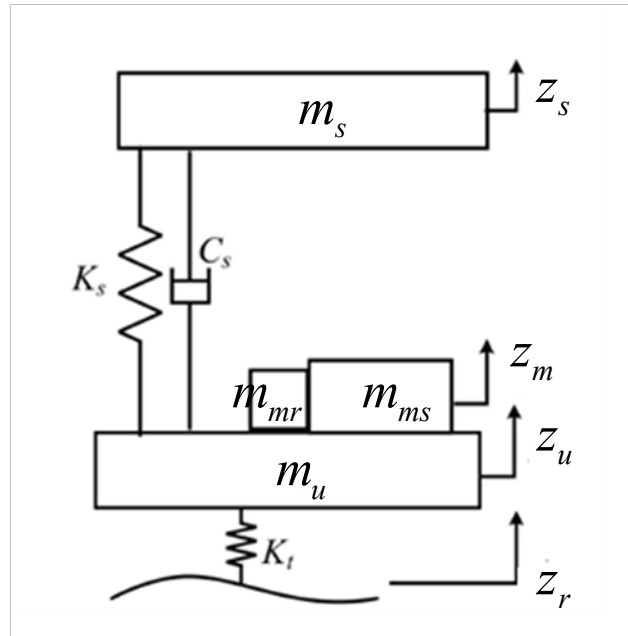


Figure II-1. Modèle quart de véhicule avec roue électrique conventionnelle

Sur la base des lois de Newton, les équations de mouvement du quart de véhicule électrique avec la roue électrique conventionnelle peuvent être formulées comme :

Équation de masse suspendue :

$$m_s \ddot{z}_s + k_s (z_s - z_u) + c_s (\dot{z}_s - \dot{z}_u) = 0 \quad II-1$$

Équation de masse non suspendue :

$$(m_u + m_m) \ddot{z}_u + k_s (z_u - z_s) + c_s (\dot{z}_u - \dot{z}_s) + k_t (z_u - z_r) = 0 \quad II-2$$

Où

- z_s : Le déplacement vertical de châssis
- z_u : Le déplacement vertical de la roue
- z_r : Le profile de la route
- m_s : $\frac{1}{4}$ de la masse de châssis
- m_u : La masse de la roue

$m_{m(s,r)}$: La masse de stator, rotor

k_t : 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

La différence entre la suspension passive et active est l'ajout d'une source d'énergie qui permet de piloter le coefficient d'amortissement dans certaines plages [Mer-22].

II.2.1.1.2. Modèle dynamique de quart du véhicule électrique avec la roue électrique à base de DVA

Dans la roue électrique à base de DVA utilisée, la connexion rigide entre le stator du moteur et l'arbre de la roue est remplacée par une connexion flexible. En outre, une paire de translation est utilisée pour guider le mouvement vertical relatif entre le moyeu de la roue et le rotor du moteur, le moteur ayant un degré de liberté de translation dans la direction verticale, sans force verticale du moyeu de roue agissant sur le rotor dans la plage de déplacement de paire translationnelle. Par conséquent, les roues électriques à rotor extérieur et à rotor intérieur basées sur le DVA peuvent être généralement modélisées comme sur la figure II.2 [Mer-22].

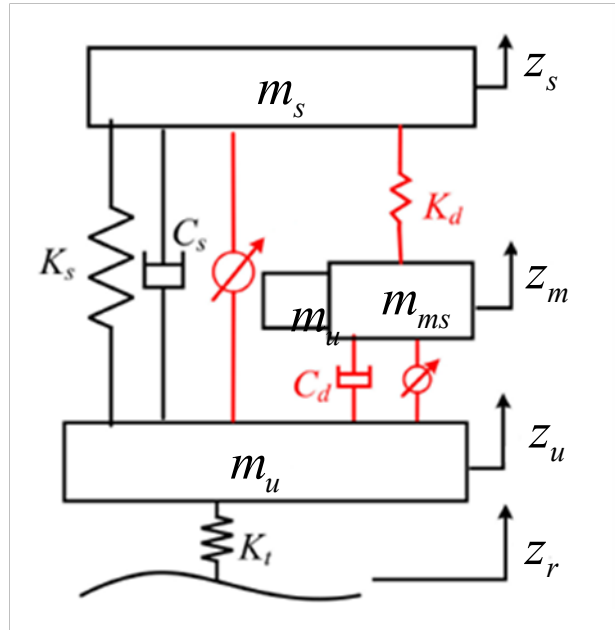


Figure II-2. Modèle quart de véhicule avec roue électrique à base de DVA.

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 [Mer-22] :

Équation de masse suspendue :

$$m_s \ddot{z}_s + k_s(z_s - z_u) + c_s(\dot{z}_s - \dot{z}_u) + k_d(z_s - z_m) - F_a = 0 \quad \text{II-3}$$

Équation de masse non suspendue :

$$m_u \ddot{z}_u + k_s(z_u - z_s) + c_s(\dot{z}_u - \dot{z}_s) + c_d(\dot{z}_u - \dot{z}_m) + k_t(z_u - z_r) + F_a + F_{DAV} = 0 \quad \text{II-4}$$

Équation de la masse du moteur électrique :

$$m_m \ddot{z}_m + c_d(\dot{z}_m - \dot{z}_u) + k_d(z_m - z_s) - F_{DAV} = 0 \quad \text{II-5}$$

Où

z_m : Le déplacement vertical du moteur

k_d : Coefficient de rigidité verticale du ressort de DVA

c_d : Coefficient de rigidité verticale de l'amortisseur de DVA

F_{DAV} : La force produite par l'actionneur DVA.

F_a : La force produite par l'actionneur de suspension.

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

II.2.1.2. Modèle dynamique complet du véhicule électrique avec les roues électriques à base de DVA

Le modèle dynamique complet de suspension active du véhicule électrique avec les roues électriques basées sur DVA est illustré sur la Figure (II.3).

Sur la base de la deuxième loi de Newton, les équations de mouvement des quatre masses non suspendues (les roues), de la masse suspendue (châssis) et de la roue électrique basée sur DVA sont données comme suite :

■ Le mouvement vertical de la masse suspendue (le châssis) est :

$$m_s \ddot{z}_s = F_{t1} + F_{t2} + F_{t3} + F_{t4}$$

II-6

Où:

$$\begin{cases} F_{t1} = -k_{s1}(z_{s1} - z_{u1}) - c_{s1}(\dot{z}_{s1} - \dot{z}_{u1}) + k_{d1}(z_{m1} - z_{u1}) + F_{a1} \\ F_{t2} = -k_{s2}(z_{s2} - z_{u2}) - c_{s2}(\dot{z}_{s2} - \dot{z}_{u2}) + k_{d2}(z_{m2} - z_{u2}) + F_{a2} \\ F_{t3} = -k_{s3}(z_{s3} - z_{u3}) - c_{s3}(\dot{z}_{s3} - \dot{z}_{u3}) + k_{d3}(z_{m3} - z_{u3}) + F_{a3} \\ F_{t4} = -k_{s4}(z_{s4} - z_{u4}) - c_{s4}(\dot{z}_{s4} - \dot{z}_{u4}) + k_{d4}(z_{m4} - z_{u4}) + F_{a4} \end{cases}$$

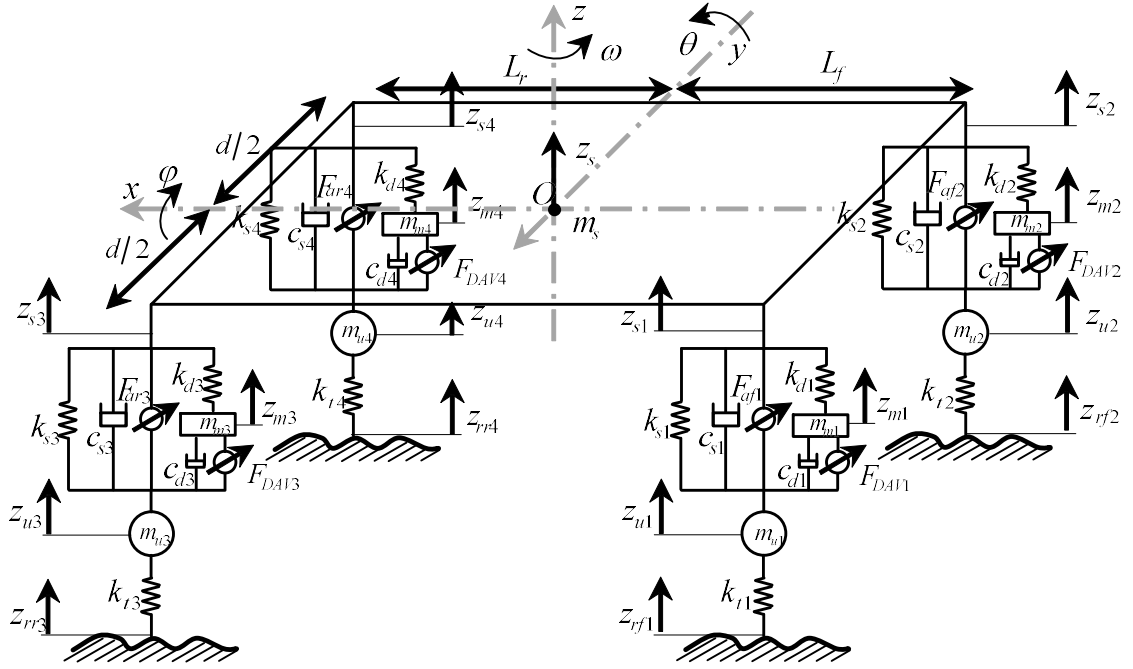


Figure II-3 Structure de la suspension active du modèle complet du véhicule électrique avec les moteurs-roues.

- Le mouvement de tangage de la masse suspendue (châssis) est :

$$I_{\theta} \ddot{\theta} = L_r (F_{t3} + F_{t4}) - L_f (F_{t1} + F_{t2}) \quad \text{II-7}$$

- Le mouvement de roulis de la masse suspendue (le châssis) est :

$$I_{\phi} \ddot{\phi} = m_s v_x (\dot{\beta} + r) h + m_s g h \theta + (F_{t1} + F_{t2} + F_{t3} + F_{t4}) \frac{d}{2} \quad \text{II-8}$$

- Le mouvement de lacet du véhicule est :

$$I_z \dot{r} = L_f (F_{yf1} + F_{yf2}) - L_r (F_{yr3} + F_{yr4}) \quad II-9$$

■ Le mouvement latéral du véhicule est :

$$m_{tot} v_x (\dot{\beta} + r) = F_{yf1} + F_{yf2} + F_{yr3} + F_{yr4} + m_s h \ddot{\phi} \quad II-10$$

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

$$\begin{cases} m_u \ddot{z}_{u1} = -F_{t1} - k_{t1} (z_{u1} - z_{rf1}) - c_{d1} (\dot{z}_{m1} - \dot{z}_{u1}) \\ m_u \ddot{z}_{u2} = -F_{t2} - k_{t2} (z_{u2} - z_{rf2}) - c_{d2} (\dot{z}_{m2} - \dot{z}_{u2}) \\ m_u \ddot{z}_{u3} = -F_{t3} - k_{t3} (z_{u3} - z_{rr3}) - c_{d3} (\dot{z}_{m3} - \dot{z}_{u3}) \\ m_u \ddot{z}_{u4} = -F_{t4} - k_{t4} (z_{u4} - z_{rr4}) - c_{d4} (\dot{z}_{m4} - \dot{z}_{u4}) \end{cases} \quad II-11$$

■ Le mouvement vertical de chaque moteur est :

$$\begin{cases} m_m \ddot{z}_{m1} = -k_{d1} (z_{m1} - z_{u1}) - c_{d1} (\dot{z}_{m1} - \dot{z}_{u1}) + F_{DAV1} \\ m_m \ddot{z}_{m2} = -k_{d2} (z_{m2} - z_{u2}) - c_{d2} (\dot{z}_{m2} - \dot{z}_{u2}) + F_{DAV2} \\ m_m \ddot{z}_{m3} = -k_{d3} (z_{m1} - z_{u3}) - c_{d3} (\dot{z}_{m3} - \dot{z}_{u3}) + F_{DAV3} \\ m_m \ddot{z}_{m4} = -k_{d4} (z_{m4} - z_{u4}) - c_{d4} (\dot{z}_{m4} - \dot{z}_{u4}) + F_{DAV4} \end{cases} \quad II-12$$

■ Le mouvement vertical de chaque coin s'exprime par :

$$\begin{cases} z_{s1} = z_s - L_f \varphi - \frac{1}{2} d\theta \\ z_{s2} = z_s - L_f \varphi + \frac{1}{2} d\theta \\ z_{s3} = z_s + L_r \varphi - \frac{1}{2} d\theta \\ z_{s4} = z_s + L_r \varphi + \frac{1}{2} d\theta \end{cases} \quad II-13$$

Où:

z_s Déplacement vertical de la masse suspendue ; θ : Mouvements de tangage ;

φ : Mouvements de roulis ; r : taux de lacet de la vitesse du véhicule ; β :

L'angle de dérapage du véhicule ; z_{si} : Le Déplacement verticale de chaque coin ; z_{wi} : déplacement vertical de la masse non suspendue ; z_{mi} Déplacement vertical du moteur électrique ; r_i : L'excitation de la route au pneumatique correspondant ; $\ddot{z}_s$ Accélération verticale de la masse suspendue ; $\ddot{\theta}$: accélération du tangage ; $\ddot{\phi}$: Accélération du roulis ; $\ddot{z}_{wi}$: Accélération verticale de la masse non suspendue ; F_{ti} : Force équivalente du moteur dans la roue ; F_{ai} : La force active exercée par un vérin de suspension ; F_{DAVi} : La force active exercée par un actionneur (DAV) ; $i = 1, 2, 3, 4$: avant droit, avant gauche, arrière droit, arrière gauche ;

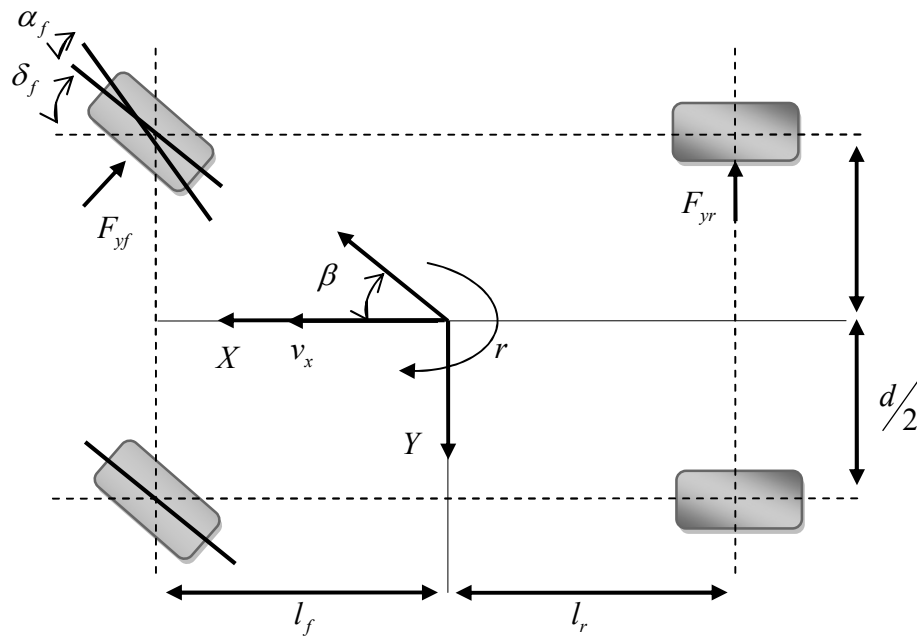


Figure II-4 Modèle dynamique latéral du véhicule électrique.

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

$$\alpha_f = \beta + \frac{l_f}{v_x} r - E_f \theta - \delta_f$$

$$\alpha_r = \beta - \frac{l_r}{v_x} r - E_r \theta$$

II-14

Où v_x : vitesse longitudinale de centre de gravité du véhicule; δ_f : angle de braquage des pneus avant ;

Avec un modèle de pneu linéaire, les forces latérales avant et arrière peuvent être exprimées comme le produit de la rigidité de pneu (K_{yf}, K_{yr}) et de l'angle de dérive de pneu (α_f, α_r), Figure(II.4).

$$F_{yf1} = F_{yf2} = -K_{yf} \alpha_f$$

$$F_{yr3} = F_{yr4} = -K_{yr} \alpha_r$$

II-15

II.3. PERFORMANCES DE SYSTEME DU SUSPENSION ETUDIE

La suspension est le système qui assure la liaison verticale 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].

II.3.1. Confort

Le confort correspond à l'équilibre vertical du véhicule électrique 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. 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 (SMA).

$$SMA = \ddot{z}_s \quad II-16$$

II.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 [Mer-22]. Alors, lors de la conception d'une suspension, il est important de minimiser la déflexion de la suspension (RS) qui peut être évaluée par :

$$RS = z_s - z_u \quad II-17$$

II.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 recherche, le pneu

est modélisé par un ressort linéaire et son amortissement est négligé. La déflexion du pneu (TD) est donc utilisée comme mesure représentative de la tenue de route du véhicule [Mer-22]. Cette dynamique doit également être minimisée.

$$TD = z_u - z_r \quad II-18$$

II.3.4. Accélération verticale de l'IWM.

L'accélération statorique d'IWM peut être quantifiée en utilisant l'accélération verticale de moteur électrique, cette dynamique doit être supprimée pour être aussi petite que possible. Elle est définie comme :

$$SA = \ddot{z}_m \quad II-19$$

Afin d'améliorer les performances de vibration du système de suspension du véhicule et du système d'absorption dynamique des vibrations (DVA) dans la roue, les quatre indices d'évaluation ci-dessus, SMA, RS, TD et SA, doivent être optimisés.

II.3.5. 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 et électromécaniques, en particulier dans la partie de la suspension et le moteur à roue. [Pun-17].

II.3.5.1. Profil de route aléatoire

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.15) [Pun-17].

$$z_{ri}(t) = -2\pi v_x n_0 z_r + \sqrt{G_q(\Omega_0)} v_x w(t) \quad \text{II-20}$$

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.5) 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.

$$\tau = (l_f + l_r) / v_x \quad \text{II-21}$$

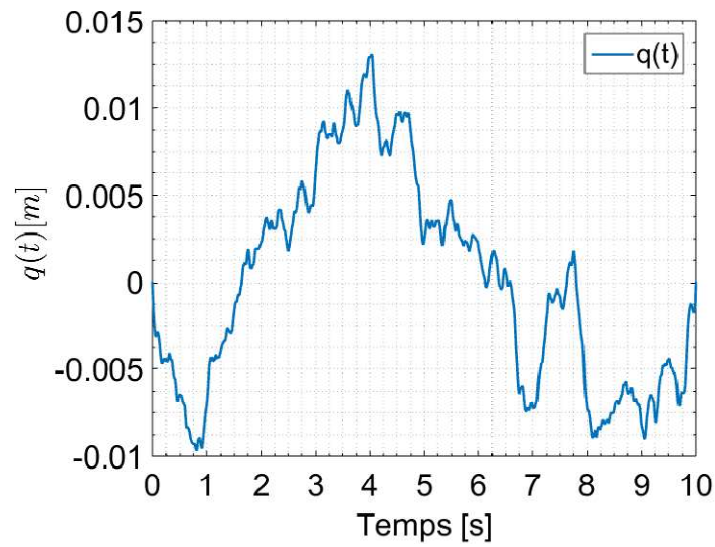


Figure II-5: Profil routier de classe « b=5 »

II.4. CONCLUSION

Dans ce chapitre, nous avons présentés un modèle dynamique de 16 degrés de liberté du véhicule électrique et un système de suspension du véhicule électrique qui regroupe la suspension du véhicule et la nouvelle configuration de moteur à roue en vue de sa commande. Par la suite, nous allons introduire des techniques de commande qui génèrent l'action de commande des actionneurs afin d'améliorer les performances des dynamiques verticale et latérale du véhicule électrique.

III. (SYNTHESE DES LOIS DE COMMANDE)

III.1. INTRODUCTION

L'objectif de ce chapitre est de définir l'architecture des asservissements permettant d'assurer la tenue de la route, le confort de conduite des passagers et augmenter la durée de vie des organes électrique dans des conditions normales en isolant le châssis du véhicule électrique des diverses perturbations de la route.

III.2. MECANISME DE COORDINATION ET DE CONTROLE DE SYSTEME DE LA SUSPENSION

Afin d'obtenir une performance de suppression des vibrations significative, un mécanisme de coordination et de contrôle du système complet de la suspension qui regroupe le système d'absorption dynamique des vibrations(DVA) et de la suspension du véhicule électrique est abordé dans ce chapitre. Tout d'abord, les paramètres de DVA, k_d et c_d sont adaptés de manière optimale en utilisant l'algorithme d'optimisation par essaim de particules (PSO) [Mer-22], cela permet au système DVA d'isoler passivement les vibrations de la roue. Ensuite, la force de l'actionneur DVA est contrôlée pour supprimer davantage les vibrations. De plus, la force de l'actionneur de suspension est entre-temps contrôlée pour réduire activement les vibrations de la masse suspendue. Après cela, un contrôle de lacet direct (DYC) du véhicule électrique est utilisé afin d'améliorer encore les performances de système de suspension et d'assurer la stabilité et la sécurité du véhicule électrique en virage.

III.2.1. L'optimisation des paramètres des contrôleurs 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 trouvée. 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 parcours.

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 a ensuite été étendu en un algorithme simple et efficace d'optimisation.

III.2.1.1. 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. À 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. À partir des optimums locaux et empiriques, l'ensemble des particules va normalement converger vers la solution optimale globale du problème traité [Abd-10].

III.2.1.2. 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.1) et (III.2).

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

$$x_i(t+1) = x_i(t) + v_i(t+1) \quad \text{III-2}$$

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.1).
 - d. Calculer la nouvelle position en utilisant l'équation (III.2).
 - 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.

III.2.1.3. Optimisation des paramètres du système DVA

Diverses méthodes d'optimisation des paramètres sont développées pour la suspension des véhicules [Mer-22]. Alors que la plupart des méthodes existantes ne sont pas très adaptées au système DVA en raison de la structure particulière et des contraintes compliquées. Ainsi pour des raisons citées précédemment, l'algorithme PSO est adopté pour optimiser le coefficient de la rigidité de ressort k_d et le coefficient d'amortissement c_d du système DVA.

Le processus d'optimisation des paramètres basé sur le PSO est illustré à la figure III.1. Dans l'algorithme PSO, un groupe de particules aléatoires basées sur les simulations du modèle est initialisées. Une analyse complète entre la particule individuelle et les particules du groupe peuvent mettre à jour dynamiquement leur vitesse et leur position. Grâce à une itération continue, le problème d'optimisation des particules peut être résolu.

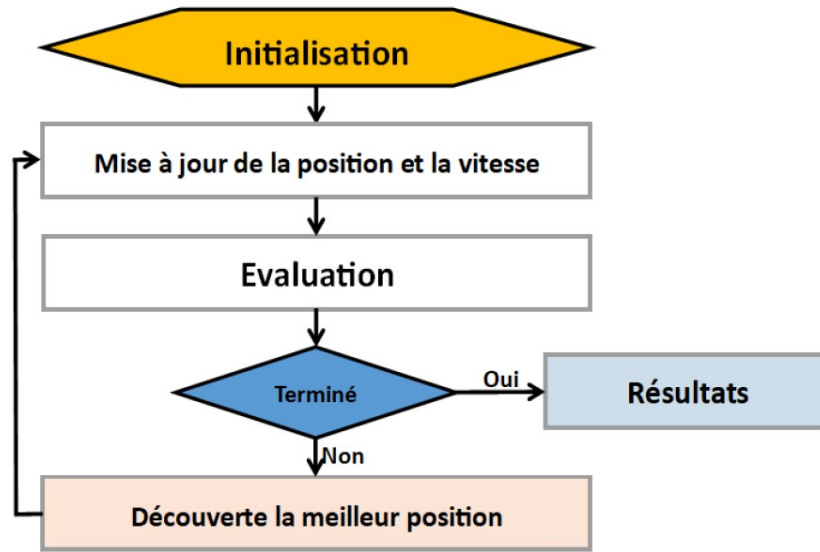


Figure III-1 : Organigramme de fonctionnement de PSO

L'objectif d'optimisation du système DVA est de réduire les vibrations de la roue électrique, qui sont évaluées à l'aide des quatre indices, SMA, RS, TD et SA. Par conséquent, la fonction objective peut être exprimée par :

$$\begin{cases} \min J(k_d, c_d) = \alpha_1 \frac{RMS(SMA_{DAV})}{RMS(SMA_{con})} + \alpha_2 \frac{RMS(RS_{DAV})}{RMS(RS_{con})} + \alpha_3 \frac{RMS(TD_{DAV})}{RMS(TD_{con})} + \alpha_4 \frac{RMS(SA_{DAV})}{RMS(SA_{con})} \\ RMS(q) = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_i q_i^2} \end{cases} \quad III-3$$

Où SMA_{DAV} , RS_{DAV} , TD_{DAV} , et SA_{DAV} sont les expressions des quatre indices d'évaluation dans la roue électrique basée sur le système DVA, et SMA_{con} , RS_{con} , TD_{con} , et SA_{con} sont ceux de la roue électrique conventionnelle. $RMS(q)$ signifie les valeurs quadratiques moyennes du signal q , ce qui peut réduire les influences aléatoires dans une certaine mesure et n est le nombre de mesures. $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$ et α_4 sont les facteurs de pénalité pour chacun des quatre indices.

Avec

$$\alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_3 + \alpha_4 = 1$$

III-4

Le confort de conduite et la force dynamique du moteur sont considérés comme plus cruciaux que le débattement de la suspension et la charge des roues, ainsi les quatre facteurs de pénalité sont fixés à :

$$\alpha_1 = 0.3 \quad \alpha_2 = 0.15 \quad \alpha_{31} = 0.15 \quad \alpha_4 = 0.4$$

III-5

III.2.2. Contrôle de la force d'actionneurs de système DVA ,la suspension du véhicule et moment de lacet de véhicule électrique

Le Système DVA avec les paramètres adaptés précédemment se comporte comme un absorbeur de vibrations passives, et il est difficile de l'exploiter pour obtenir une performance optimale en raison de l'excitation compliquée de la route et des perturbations environnementales. Dans le système DVA proposé, une force d'actionneur peut être commandée de manière adaptative pour supprimer davantage les vibrations du moteur.

Le système DVA proposé ci-dessus est mis en parallèle avec la suspension du véhicule électrique, modifiant les caractéristiques de vibration du véhicule électrique. Cela affaiblit les performances de la suspension d'origine et détériore les vibrations de la masse suspendue. Ainsi, un contrôle approprié de la suspension est nécessaire.

La figure (II.2) montre la commande intégrée du système de suspension complète du véhicule qui comprend principalement les deux aspects suivants, tout en satisfaisant les quatre principales performances de suspension énumérées ci-dessous [Mer-22]: La force de l'actionneur DVA est contrôlée en utilisant la méthode de commande en mode glissant pour réduire davantage les vibrations verticales du moteur, La force de l'actionneur de suspension est contrôlée à l'aide d'une commande Skyhook pour améliorer le confort de conduite du véhicule.

Finalement une correction de moment de lacet direct (DYC) sera utilisée pour assurer la stabilité du véhicule électrique dans les virages.

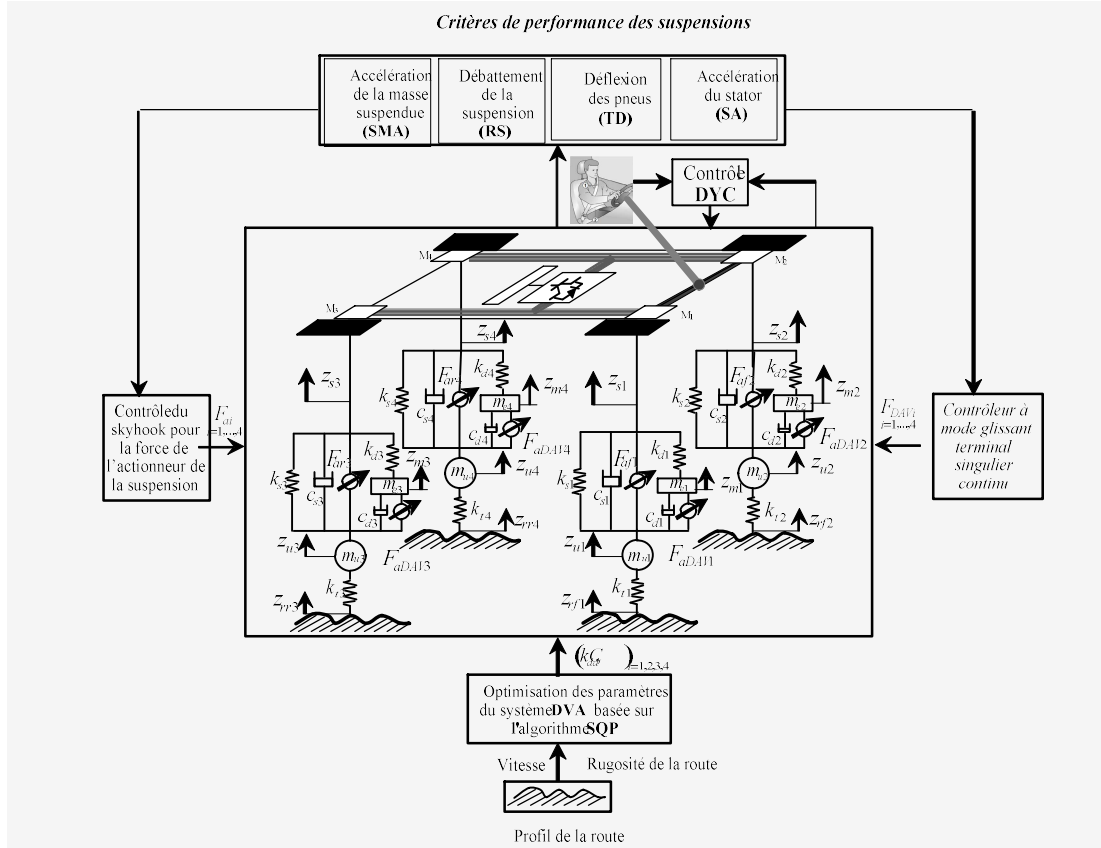


Figure III-2 Commande intégrée du système de suspension intégrale du véhicule électrique

III.2.2.1. 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.3). 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.6) [Liu 19].

$$F_a = F_{sky} = -C_{sky} \dot{z}_s \quad \text{III-6}$$

Pour introduire ce type de contrôle, on considère tout d'abord la suspension conventionnelle (figure III.4.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] :

$$m_b \ddot{z}_s = -k_s (z_s - z_w) - c_s (\dot{z}_s - \dot{z}_w) \quad \text{III-7}$$

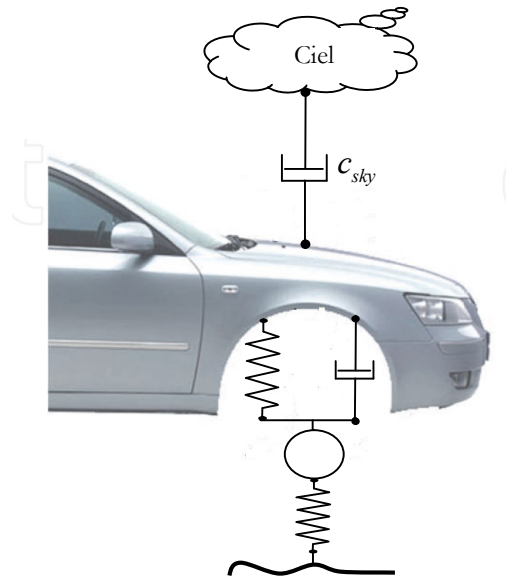


Figure III-3 : Schéma du contrôleur Skyhook pour système de suspension de véhicule

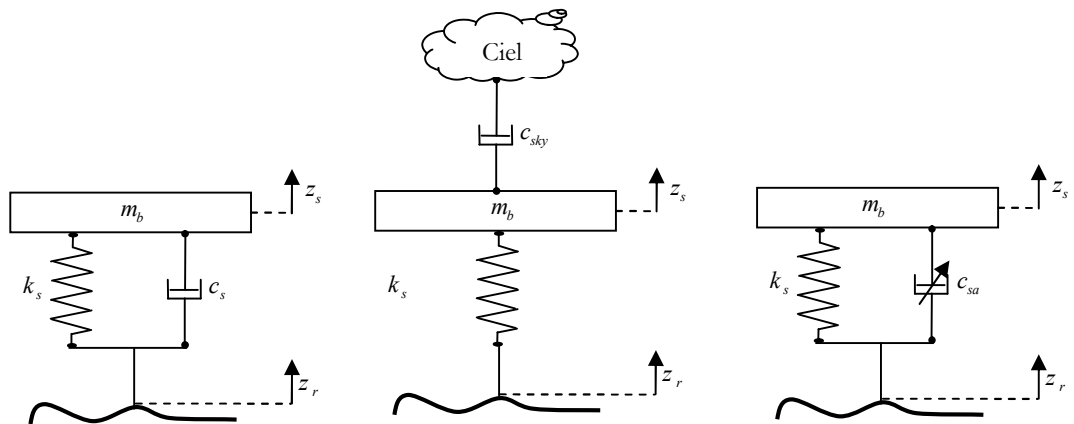


Figure III-4 : (a) Suspension classique (b) suspension par application d'un modèle Sky-hook (c) semi-active suspension

Le transformé de Laplace de l'équation (III.7) donne :

$$m_b s^2 z_s = -k_s (z_s - z_w) - c_s (s z_s - s z_w) \quad \text{III-8}$$

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

$$G(s) = \frac{z_s(s)}{z_w(s)} = \frac{\frac{c_s}{m_b} s + \frac{k_s}{m_b}}{s^2 + \frac{c_s}{m_b} s + \frac{k_s}{m_b}} \quad \text{III-9}$$

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.4.b).

Les équations du mouvement et de la fonction de transfert deviennent :

$$\begin{cases} m_b \ddot{z}_s = -k_s (z_s - z_w) - c_{sky} \dot{z}_s \\ G(s) = \frac{z_s(s)}{z_w(s)} = \frac{\frac{k_s}{m_b}}{s^2 + \frac{c_{sky}}{m_b} s + \frac{k_s}{m_b}} \end{cases} \quad \text{III-10}$$

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.5 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].

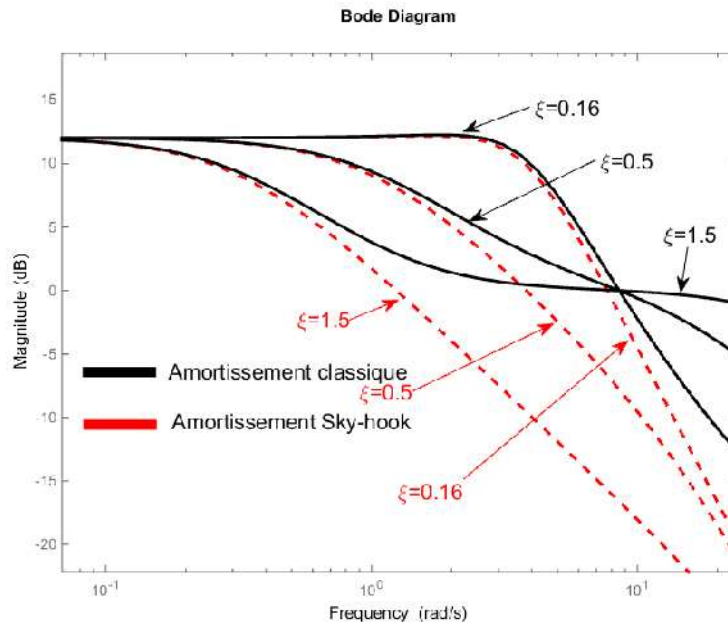


Figure III-5 : Diagramme de Bode de la suspension caractérisant le rapport d'amplitude entre la masse et la roue

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 ou active placée entre la roue et la masse (Figure III.4.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] :

$$\begin{cases} \text{Si } \dot{z}_s (\dot{z}_s - \dot{z}_w) > 0 & \text{alors } F_{sa} = F_{\max} = C_{\max} (\dot{z}_s - \dot{z}_w) \\ \text{Si } \dot{z}_s (\dot{z}_s - \dot{z}_w) \leq 0 & \text{alors } F_{sa} = F_{\min} = C_{\min} (\dot{z}_s - \dot{z}_w) \end{cases} \quad \text{III-11}$$

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].

III.2.2.1.1. 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 de 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 :

$$b_{sky} = b \times e^{-k_1 \varepsilon} \quad III-12$$

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 :

$$\varepsilon = \frac{z_{si} - z_{wi}}{L} \quad III-13$$

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

$$F_{ai} = -b_{sky} \times \dot{z}_{si} \quad III-14$$

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

$$\left\{ \begin{array}{l} J = \alpha_1 \frac{RMS(SMA_{MSky})}{RMS(SMA_{con})} + \alpha_2 \frac{RMS(RS_{MSky})}{RMS(RS_{con})} + \alpha_3 \frac{RMS(TD_{MSky})}{RMS(TD_{con})} + \alpha_4 \frac{RMS(SA_{MSky})}{RMS(SA_{con})} \\ RMS(q) = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_i q_i^2} \end{array} \right. \quad III-15$$

$$(b, k_1)_{Opt} = \min(J) \quad III-16$$

III.2.2.2. La commande par mode glissant terminal singulier continu

Dans notre étude, une structure de commande par mode glissant, appelée contrôle en mode glissant terminal singulier continu (CSTA), est proposée pour le contrôle de l'actionneur DVA afin de supprimer les vibrations du moteur et d'obtenir des performances optimales, Figure(III.6).

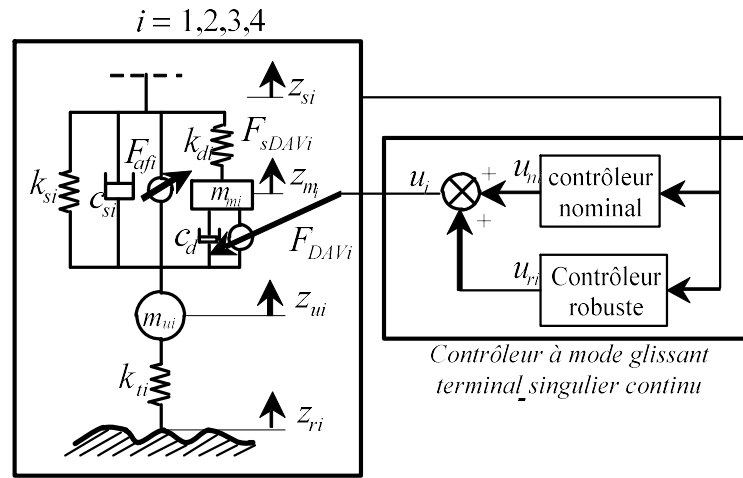


Figure III-6 Structure du système de contrôle actif proposé utilisant CSTA

Le mouvement vertical de chaque moteur est :

$$\begin{cases} m_{mi} \ddot{z}_{mi} = -k_{di} (z_{mi} - z_{ui}) - c_{di} (\dot{z}_{mi} - \dot{z}_{ui}) + u_i + \gamma(t) \\ F_{DAVi} = u_i \\ \left\| \frac{d}{dt}(\gamma(t)) \right\|_{\infty} \leq \eta, \quad \eta > 0 \end{cases} \quad \text{III-17}$$

La loi de commande est composée de deux contrôleurs : un contrôleur nominal et un contrôleur robuste.

$$u_i = u_{ni} + u_{ri} \quad \text{III-18}$$

Ainsi, considérons le contrôleur nominal suivant :

$$u_{ni} = k_{di} (z_{mi} - z_{ui}) + c_{di} (\dot{z}_{mi} - \dot{z}_{ui}) \quad \text{III-19}$$

Le problème est maintenant de concevoir u_{ri} pour que z_{mi} tende vers zéro en présence du terme de perturbation $\gamma(t)$, en utilisant une loi de commande continue tout en assurant la stabilité de la dynamique pour $\dot{z}_{mi}$, z_{ui} et $\dot{z}_{ui}$.

Soit la fonction suivante :

$$s_i = m_{mi} z_{mi} \quad \text{III-20}$$

Ainsi, d'après les équations (III.17) à (III.20) :

$$\dot{s}_i = u_{ri} + \gamma(t) \quad \text{III-21}$$

Il est clair que le degré relatif de s_i par rapport à $\gamma(t)$ est égal à deux. De plus, la tâche a été réduite pour stabiliser de manière robuste l'équation (III.21).

Afin de concevoir le contrôleur robuste u_{ri} avec la commande par mode glissant terminal singulier continu (CSTA), l'hypothèse suivante est introduite [Mer-22]:

$$\begin{aligned} \sigma &= k_\sigma [s]^{2/3} + \dot{s} \\ u_r &= -k_1 [\sigma]^{1/2} + \bar{v} \\ \dot{\bar{v}} &= -k_2 [\sigma]^0 \end{aligned} \quad \text{III-22}$$

$$\text{Où : } k_\sigma > 0, \quad k_1 = 1.5\eta^{1/2}, \quad k_2 = 1.1\eta$$

Notez que la loi de commande utilisée pour le système de suspension de notre véhicule est de nature continue et aucun chattering n'influencera théoriquement le système [Mer-22].

III.2.2.3. Contrôle latéral basé sur DYC utilisant le contrôle en mode glissant

III.2.2.3.1. Principe de fonctionnement de DYC

Le DYC est un programme d'anti-dérapiage permet de détecter les pertes d'adhérence en virage et les contrecarrer en freinant l'un des roues gauche ou droite selon le cas, se qui permet ainsi d'améliorer la tenue de route. Il permet selon Bosch d'éviter 80 % des accidents par perte de contrôle du véhicule.

Le DYC est un correcteur électronique de trajectoire. Ses capteurs installés sur le véhicule. Ces derniers permettent de détecter toute perte de cap de véhicule. Si une situation anormale se produit, la trajectoire peut être corrigée par un freinage ciblé sur la roue adéquate.

Dans notre étude le contrôle de moment de lacet direct (DYC) emploie les couples de freinage transmis aux roues pour générer un moment de lacet de correction grâce à un contrôle individuel des forces longitudinales de pneus.

III.2.2.3.2. Modèle de référence

Selon [Nag-99], l'angle de dérive désiré peut être approché par zéro et la vitesse de lacet peut être dérivée à partir de modèle de bicyclette.

$$r_d = \frac{k_r}{1 + \tau s} \delta_f(s) \quad \text{III-23}$$

Où

$$k_r = \frac{v_x}{L_f + m_{tot} L_f L_r v_x^2 / 2 L_f (L_f + L_r) K_{yr}}$$

$$\tau = \frac{J_v v_x}{m_{tot} L_r v_x^2 + 2 K_{yr} L_f (L_f + L_r)}$$

Ici, k_r et τ sont le gain de l'état d'équilibre et la constante de temps de la réponse de vitesse de lacet respectivement.

III.2.2.3.3. Conception de contrôleur

Sur la base de la relation mathématique entre la vitesse de lacet et le moment de lacet, une méthode de DYC basée sur le taux de lacet est proposée (Figure III.8). Puisque les lois de commande classique pour des systèmes non linéaires où ayant des paramètres non constants (modèle de six degrés de libertés de véhicule), ces lois de commande classique peuvent être insuffisantes car elles ne sont pas robustes surtout lorsque les exigences sur la précision et autres caractéristiques dynamiques du système sont strictes. Alors, on doit faire appel à des lois de commande insensibles aux variations des paramètres, aux perturbations et aux non linéarités.

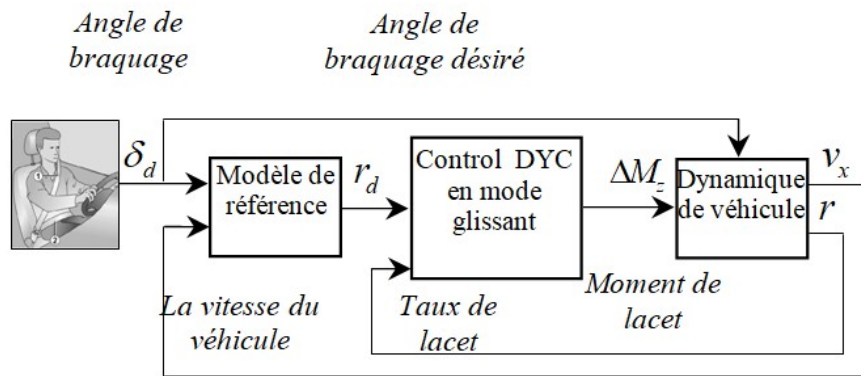


Figure III-7 Schéma fonctionnel de DYC avec commande en mode glissant.

L'erreur de vitesse de lacet entre la vitesse de lacet réelle du véhicule (r) et la vitesse de lacet souhaitée (r_d) est définie par l'équation suivante :

$$e_r = r - r_d \quad \text{III-24}$$

Nous choisissons la surface de glissement comme suit :

$$s = e_r + \lambda \dot{e}_r \quad \text{III-25}$$

La dynamique du mouvement de glissement est régie par :

$$\begin{aligned}
S = 0 &\Rightarrow e_r + \lambda \dot{e}_r = 0 \\
&\Rightarrow (r - r_d) + \lambda (\dot{r} - \dot{r}_d) = 0 \\
&\Rightarrow (r - r_d) + \lambda (a_{21}v_y + a_{22}r + b_2\delta_f - \dot{r}_d) = 0
\end{aligned} \tag{III-26}$$

Où

$$\begin{aligned}
a_{11} &= -2 \frac{K_{yf} + K_{yr}}{M_v v_x}; & a_{12} &= 2 \frac{-K_{yf}l_f + K_{yr}l_r}{M_v v_x} - v_x; & a_{21} &= 2 \frac{-K_{yf}l_f + K_{yr}l_r}{J_v v_x}; \\
a_{22} &= -2 \frac{K_{yf}l_f^2 + K_{yr}l_r^2}{J_v v_x}; & b_2 &= \frac{2K_{yf}l_f}{J_v}
\end{aligned}$$

Ainsi, l'expression du contrôle équivalent :

$$M_{zeq} = -\frac{1}{cb_2} \left[(r - r_d) + c (a_{21}v_y + a_{22}r - b_2\delta_f \dot{r}_d) \right] \tag{III-27}$$

Si les états du système n'ont pas atteint la surface de glissement, la commande équivalente doit être renforcée par une autre commande dite robuste, alors on définit le moment de lacet correctif résultant par :

$$\Delta M_z = M_{zeq} - M_{zrob} \cdot \text{sgn}(S) \tag{III-28}$$

Remplaçons la fonction "Sign" par la fonction "Saturation" pour atténuer les effets de "Chattering". L'angle de braquage résultant devient :

$$M_z = M_{zeq} - M_{zrob} \cdot \text{sat}(S) \tag{III-29}$$

On définit donc le moment de lacet correct tel que :

$$\Delta M_z = -\frac{1}{cb_2} \left[(r - r_d) + c (a_{21}v_y + a_{22}r + b_2\delta_f - \dot{r}_d) \right] - \frac{\eta}{b_2} \text{sat}(S) \tag{III-30}$$

III.3. CONCLUSION

Dans ce chapitre nous avons mis en place un mécanisme de coordination et de contrôle du système complet de la suspension qui regroupe le système d'absorption dynamique des vibrations(DVA) et de la suspension du véhicule

électrique. Les différents paramètres des contrôleurs proposés ont été adaptés de manière optimale en utilisant l'algorithme d'optimisation par essaim de particules (PSO) pour obtenir une performance de suppression des vibrations significative. Ensuite, un contrôle de lacet direct (DYC) du véhicule est utilisé afin d'améliorer encore les performances de système de suspension et d'assurer la stabilité et la sécurité du véhicule en virage.

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

IV.1. INTRODUCTION

La détermination des modèles mathématiques qui combine les dynamiques verticale et latérale du châssis du véhicule électrique et les moteurs à roues, 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 du système proposé pour la simulation.

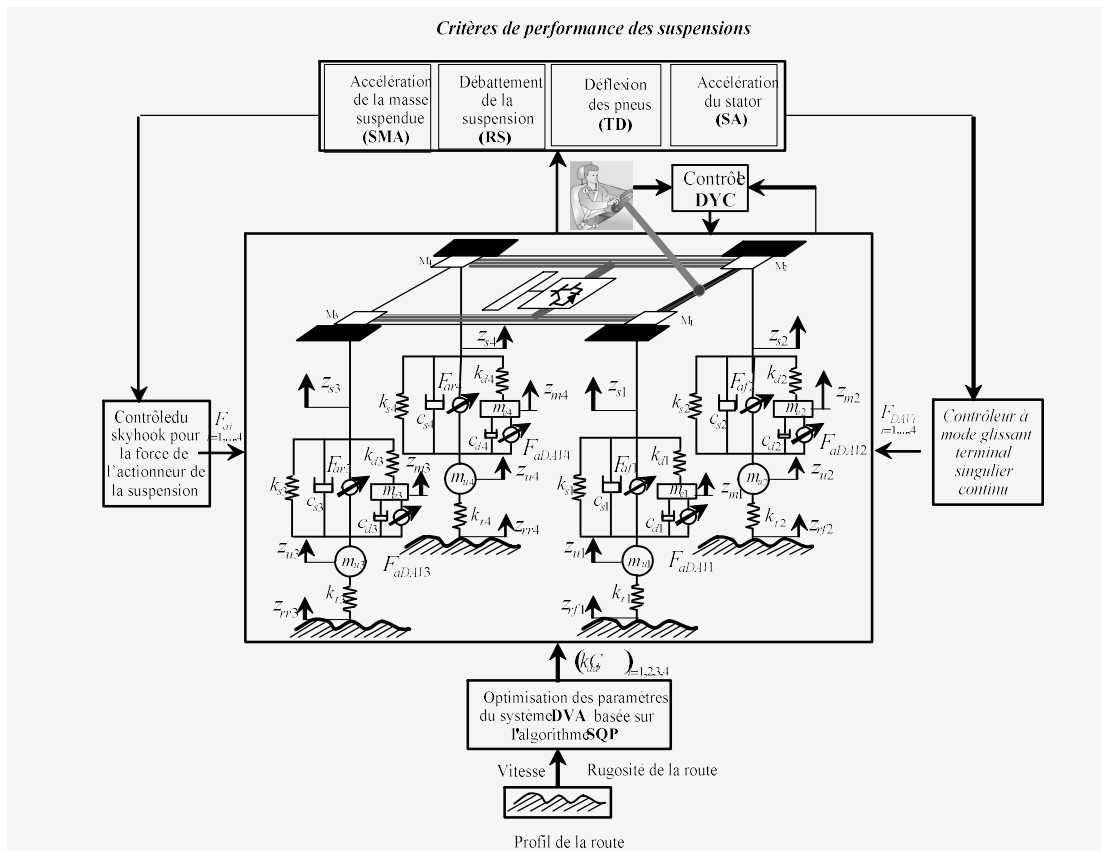


Figure IV-1 : Schéma de principe de système de contrôle proposé pour la simulation

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

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

La stratégie de la commande proposée a été évaluée selon trois tests prenant en considération la configuration de la roue électrique, de la méthode de contrôle DVA et de la méthode de contrôle de la suspension du véhicule électrique, ainsi l'ajout d'un moment de lacet correctif comme il est indiqué dans le tableau IV-1.

Tableau IV-1 Modèles quart de véhicule avec les différentes configurations de la roue électrique.

N°	Test	Contrôle DVA	Contrôle des suspensions	DYC
1	Roue électrique conventionnelle (C-IWM)	-	Aucun contrôle	Aucun contrôle
2	Suspension contrôlée + roue électrique basée sur DVA contrôlée (CS-CD)	Contrôle CSTA	Contrôle Skyhook	Aucun contrôle
3	Suspension contrôlée + roue électrique basé sur DVA contrôlé + Contrôle direct du lacet (CS-CD-DYC)	Contrôle CSTA	Contrôle Skyhook	Contrôle mode glissant

IV.2.1.1. Situations d'essai

Dans cette section, le système de suspension complet du véhicule électrique proposé, qui est basé sur la combinaison d'un contrôleur à mode glissant terminal singulier continu pour le système DVA, d'un contrôleur Skyhook modifier pour le système de suspension active et d'un contrôleur à mode glissant pour le système DYC, est implémenté sur le logiciel Matlab / Simulink.

En réalité, le véhicule électrique 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 rectiligne à la même vitesse (voir Figure(IV.3)), en présence des vibrations résultantes des irrégularités de la route, c'est-à-dire des mouvements verticaux de la route exercés sur les pneumatiques, Figure(IV.2). Le Tableau (IV.2) résume les différentes situations qui surviennent au volant.

Tableau IV-2 : 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
$t \in [4.5 \quad 10\text{sec}]$			Angles de braquage nuls

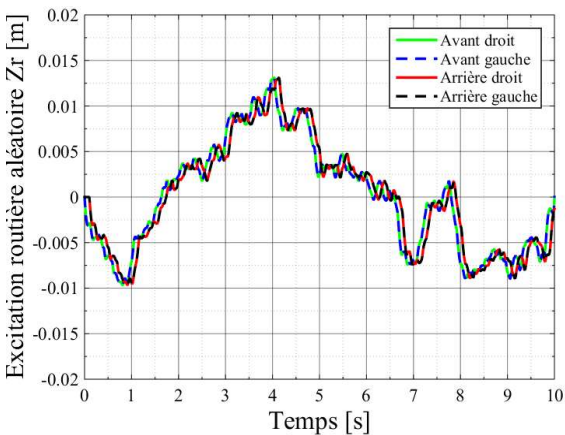


Figure IV-2 Excitation aléatoire de la route.

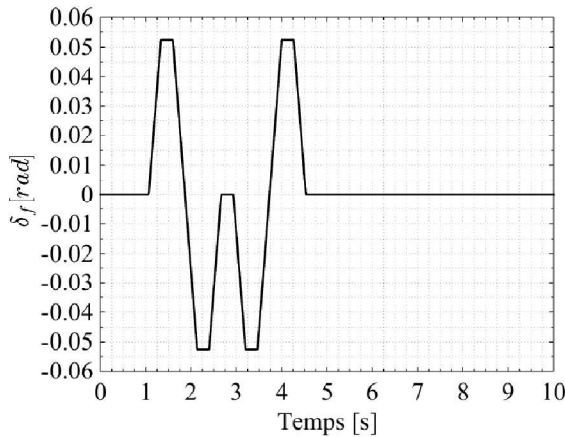


Figure IV-3 Saisie de l'angle de braquage.

Le tableau IV-3 montre la comparaison en se basant sur la racine moyenne quadratique (RMS) des dynamiques du véhicule électrique 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-3 : Performances des dynamiques du véhicule électrique

Performances du véhicule (RMS)		Test		
		C-IWM	CS-CD	CS-CD-DYC
Critère ❶: Le confort de conduite	$SMA = \ddot{z}_s$	0,19995	0,12988 (↑35,043 %)	0,12983 (↑35,066 %)
Critère ❷: Le débattement de la suspension	$RS_{FR} = z_{s1} - z_{w1}$	0,0099883	0,0070575 (↑29,343 %)	0,0039594 (↑60,36 %)
	$RS_{FL} = z_{s2} - z_{w2}$	0,009944	0,0077842 (↑21,719 %)	0,0044822 (↑54,926 %)
	$RS_{RR} = z_{s3} - z_{w3}$	0,0101	0,0072407 (↑28,31 %)	0,0041282 (↑59,126 %)
	$RS_{RL} = z_{s4} - z_{w4}$	0,010071	0,007981 (↑20,753 %)	0,0046823 (↑53,507 %)
Critère ❸: La tenue de route	$TD_{FR} = z_{w1} - z_{r1}$	0,0014235	0,0012686 (↑10,876 %)	0,0006952 (↑51,161 %)
	$TD_{FL} = z_{w2} - z_{r2}$	0,0014135	0,0012674 (↑10,333 %)	0,0006927 (↑50,993 %)
	$TD_{RR} = z_{w3} - z_{r3}$	0,0012825	0,0011872 (↑7,4303 %)	0,00066222 (↑48,365 %)
	$TD_{RL} = z_{w4} - z_{r4}$	0,0012742	0,0011842 (↑7,0625 %)	0,00065768 (↑48,387 %)
Critère ❹: Accélération statorique	$SA_{FR} = \ddot{z}_{m1}$	0,95888	0,3253 (↑66,075 %)	0,32734 (↑65,863 %)
	$SA_{RL} = \ddot{z}_{m2}$	0,96088	0,32369 (↑66,314 %)	0,32645 (↑66,026 %)
	$SA_{RR} = \ddot{z}_{m3}$	1,0481	0,37602 (↑63,927 %)	0,37781 (↑63,953 %)
	$SA_{RL} = \ddot{z}_{m4}$	1 046	0,37580 (↑64,0727 %)	0,37754 (↑63,906 %)
Accélération verticale de chaque coin du châssis	$\ddot{z}_{s1}$	0,31747	0,18407 (↑42,02 %)	0,16534 (↑47,918%)
	$\ddot{z}_{s2}$	0,29662	0,18613 (↑37,249%)	0,16752 (↑43,524%)
	$\ddot{z}_{s3}$	0,3876	0,22883 (↑40,963%)	0,21396 (↑44,799%)
	$\ddot{z}_{s4}$	0,35209	0,22384 (↑36,426 %)	0,20891 (↑40,666 %)
Accélération du roulis	$\ddot{\theta}$	0,16037	0,12395 (↑22,709 %)	0,12394 (↑22,713 %)
Accélération du tangage	$\ddot{\phi}$	0,33771	0,19952 (↑40,92%)	0,12255 (↑63,711 %)

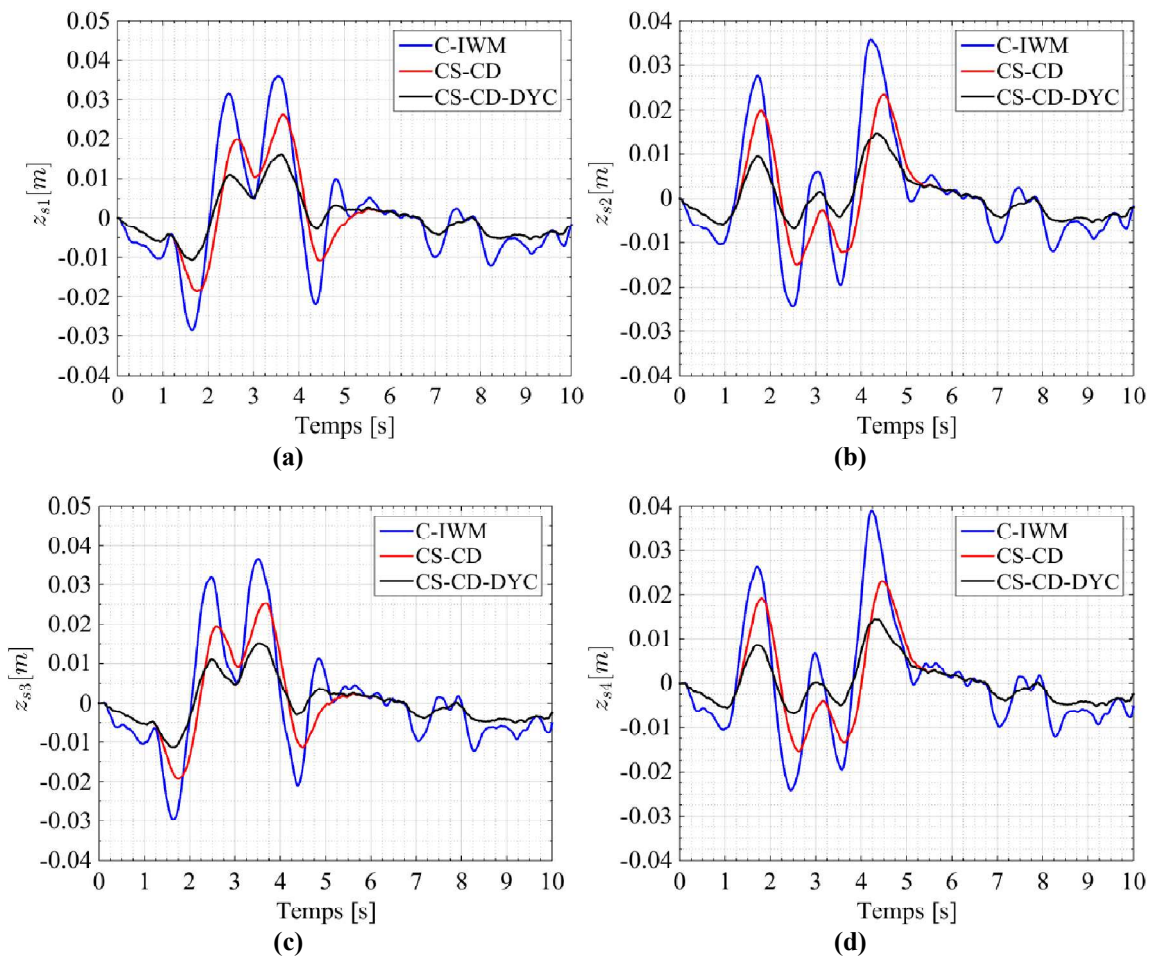


Figure IV-4 Déplacement verticale de chaque coin de châssis du véhicule : (a) avant droit ; (b) avant gauche ; (c) arrière droit ; (d) arrière gauche.

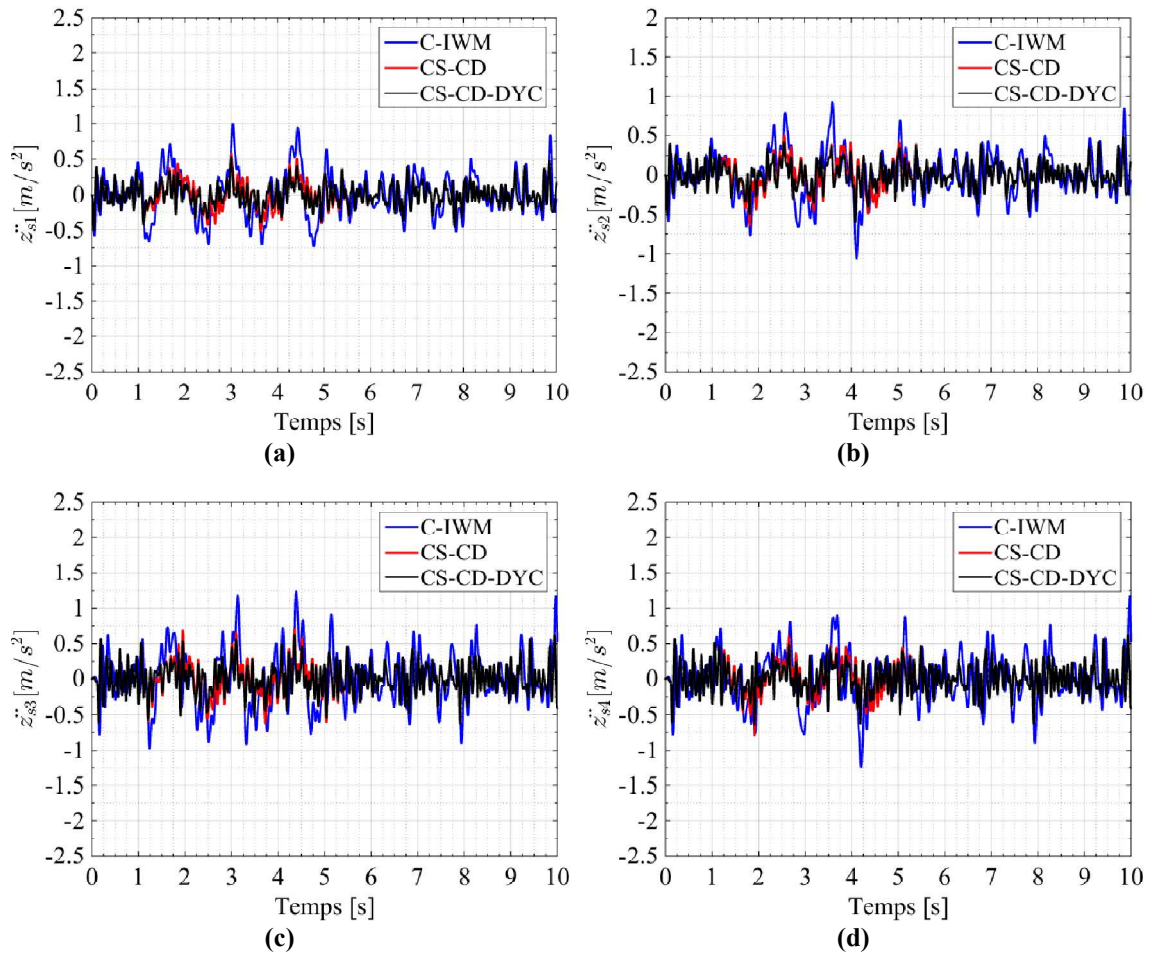


Figure IV-5 l'accélération verticale de chaque coin du châssis du véhicule : (a) avant droit ; (b) avant gauche ; (c) arrière droit ; (d) arrière gauche

Selon les figures IV-4 et 5 et le tableau IV-3, l'accélération verticale et le déplacement de chaque coin (avant gauche/droit et arrière gauche/droit) du châssis sont considérablement réduits dans le cas « CS-CD » par rapport au cas passif (C-IWM). Cela indique que la commande Skyhook modifier conçue pour les quatre systèmes de la suspension du véhicule électrique donne des bonnes performances. On remarque aussi une amélioration significative dans le cas CS-CD-DYC lors de l'application des manœuvres au volant (c'est-à-dire pendant la période de 1 à 4,5 secondes). Ceci montre que l'ajout d'un moment de lacet correctif par le contrôleur DYC améliore significativement les performances de la suspension (accélérations et déplacements verticaux).

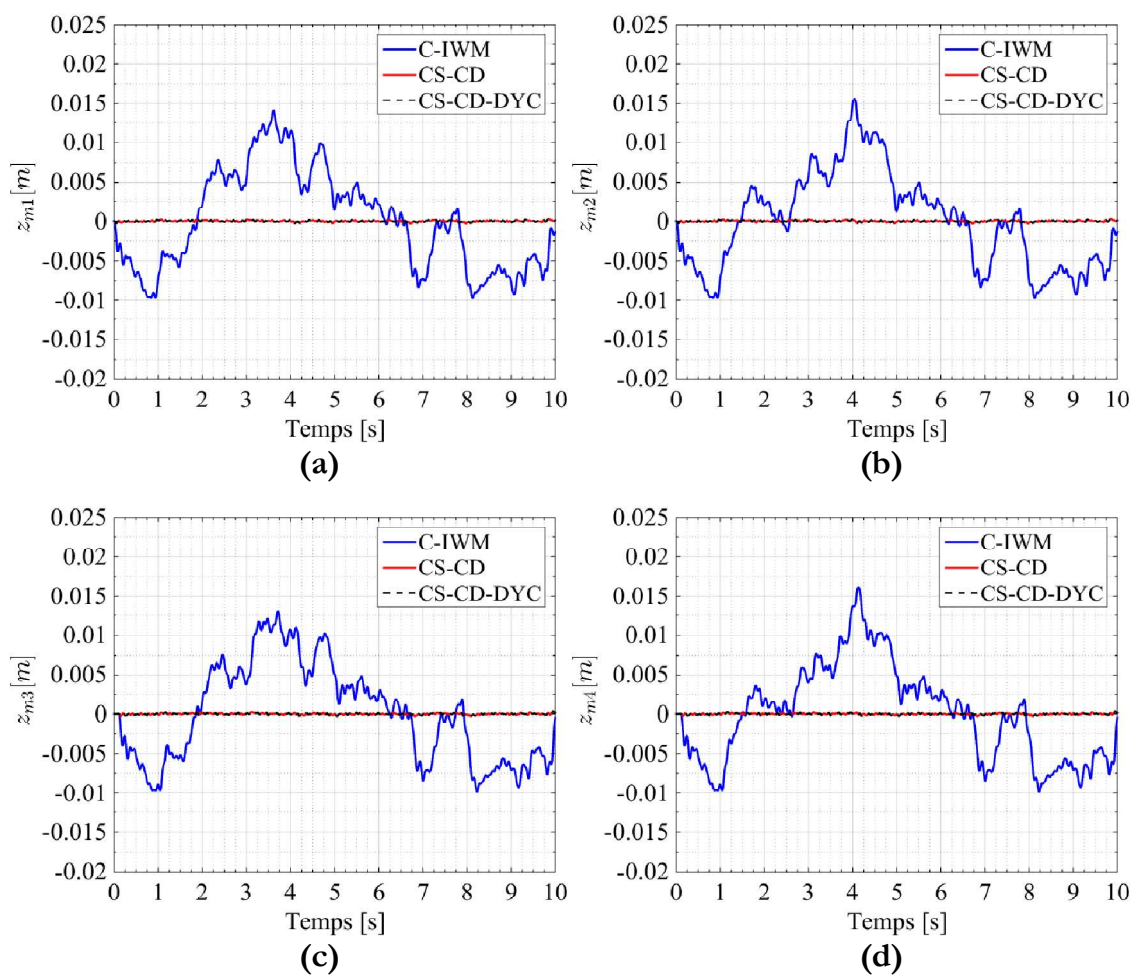


Figure IV-6 Déplacement verticale de la masse du stator. : (a) avant droit ; (b) avant gauche ; (c) arrière droit ; (d) arrière gauche.

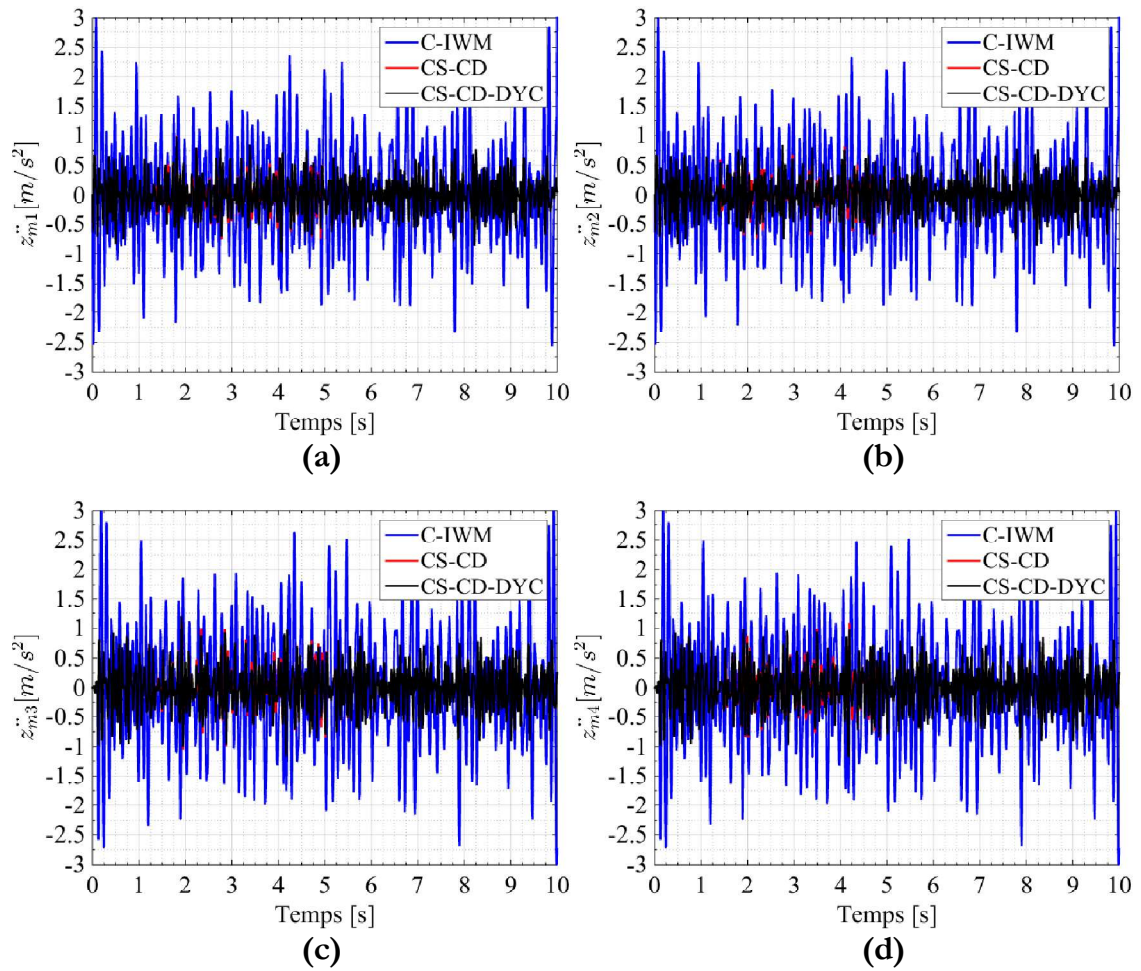


Figure IV-7 l'accélération verticale de du sator de chaque moteur : (a) avant droit ; (b) avant gauche ; (c) arrière droit ; (d) arrière gauche.

Selon les figures IV-6 et 7 et le tableau IV-3, l'accélération verticale et le déplacement vertical de stator de chaque moteur (avant gauche/droit et arrière gauche/droit) sont considérablement réduits dans le cas « CS-CD » par rapport au cas passif (C-IWM). Cela indique que la commande CSTA conçue pour les quatre systèmes d'absorption des vibrations DVA intégrés dans les roues du véhicule électrique donne de bonnes performances. On remarque aussi qu'il y a des réponses similaires pour les deux cas CS-CD et CS-CD-DYC pendant toute la durée de la conduite. Cela indique que le freinage différentiel appliqué aux moteurs par le système DYC n'influe pas sur le bon fonctionnement de contrôleur de système DVA.

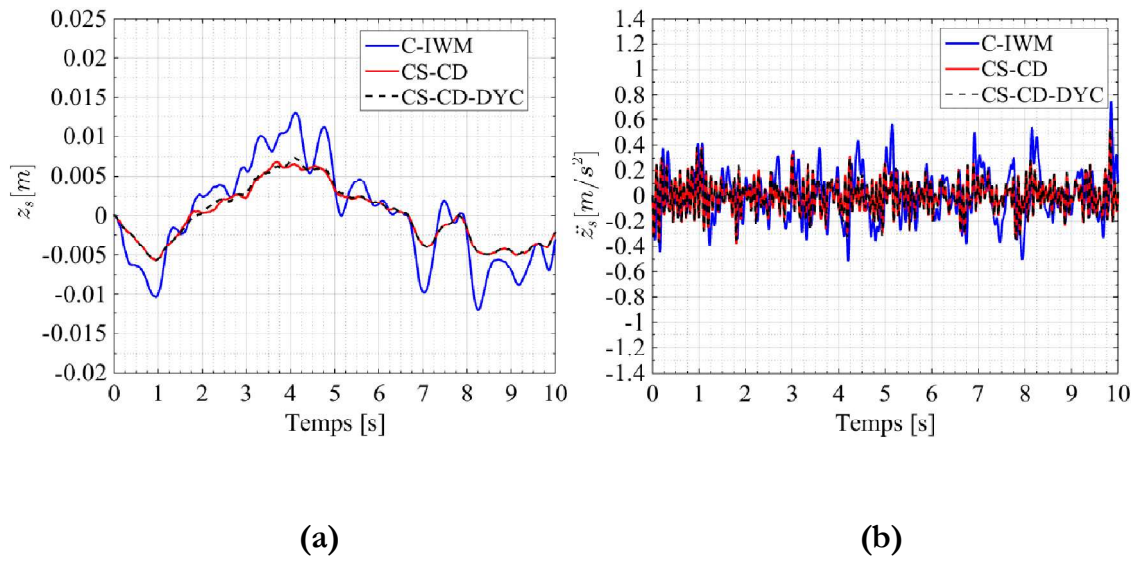


Figure IV-8 (a) Déplacement vertical de CG du châssis; (b) l'accélération verticale de CG du châssis.

D'après les figures IV-8 et le tableau IV-3, on remarque que l'amélioration de la dynamique verticale de chaque coin du châssis présentée précédemment aux figures IV.4 et 5, influe directement sur l'amélioration de l'accélération et du déplacement vertical du centre de gravité du châssis du véhicule électrique dans le cas « CS-CD » se qui permet de diminuer parfaitement les vibrations verticales de châssis et préserver le confort vertical de conduite et des passagers.

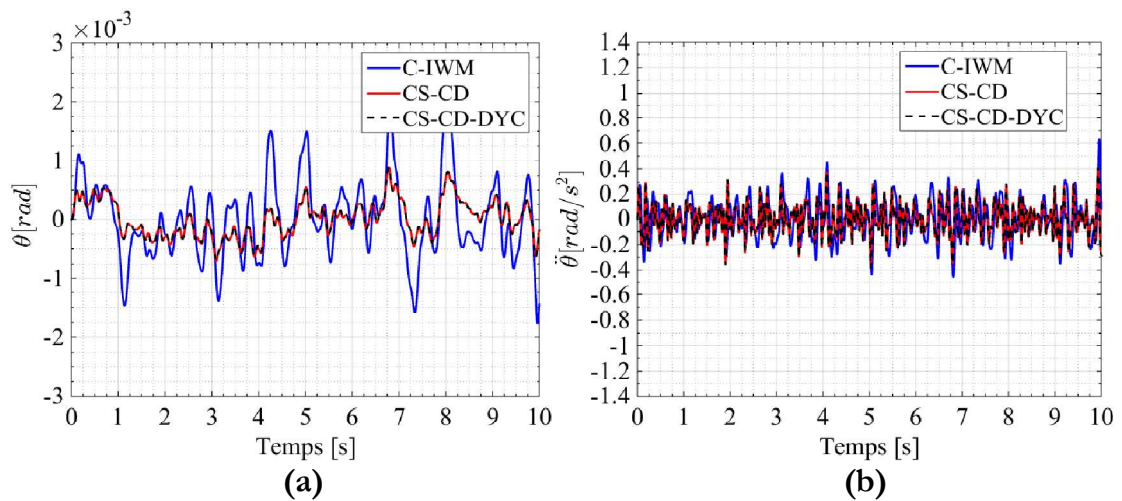


Figure IV-9 (a) Angle de tangage du châssis; (b) : l'accélération du tangage du châssis.

La figure IV-9 montre les réponses angulaires de l'accélération et l'angle de tangage. Noter que l'amélioration de la dynamique verticale de chaque coin du châssis et de stator de chaque moteur du véhicule électrique présentés précédemment se traduit par l'amélioration des réponses angulaires et de l'accélération de tangage dans le cas « CS-CD » par rapport au cas passif (C-IWM) pendant toute la durée de conduite. Ceci permet de diminuer les mouvements de tangage ressentis par l'oreille interne qui sont une source de malaise. Nous avons également remarqué que le cas CS-CD-DYC a une réponse presque similaire au cas CS-CD. Cela s'explique par la bonne répartition des efforts par le système DYC sur les quatre moteurs, qui évite l'augmentation des dynamiques de tangage (angle, accélération) lors de l'application d'un freinage différentiel aux moteurs par le contrôleur DYC.

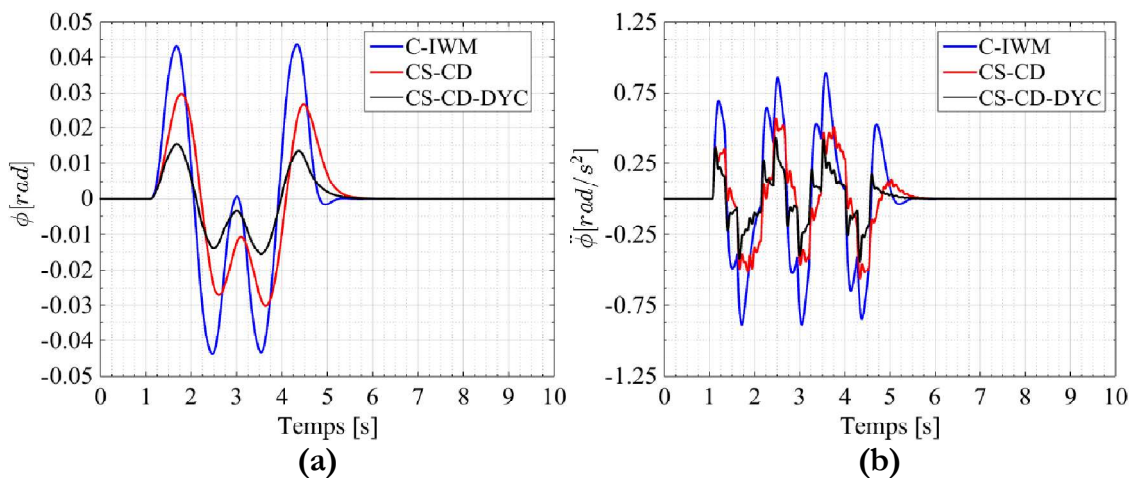


Figure IV-10 (a) Angle de roulis du châssis; (b) DSP de l'accélération du roulis du châssis.

La figure IV-10 montre les dynamiques de l'angle de roulis et la l'accélération de roulis. On remarque que l'amélioration de la dynamique verticale de chaque coin du châssis et les dynamiques verticales de chaque stator influe positivement sur les réponses angulaires et l'accélération de roulis dans le cas « CS-CD » avec une amélioration par rapport au cas passif (C-IWM). Ceci permet

d'éviter le risque du renversement du véhicule dans les virages. On remarque également une amélioration significative lors de l'application des manœuvres dans le cas du CS-CD-DYC, ce qui montre que le DYC permet de renforcer la stabilité latérale du véhicule.

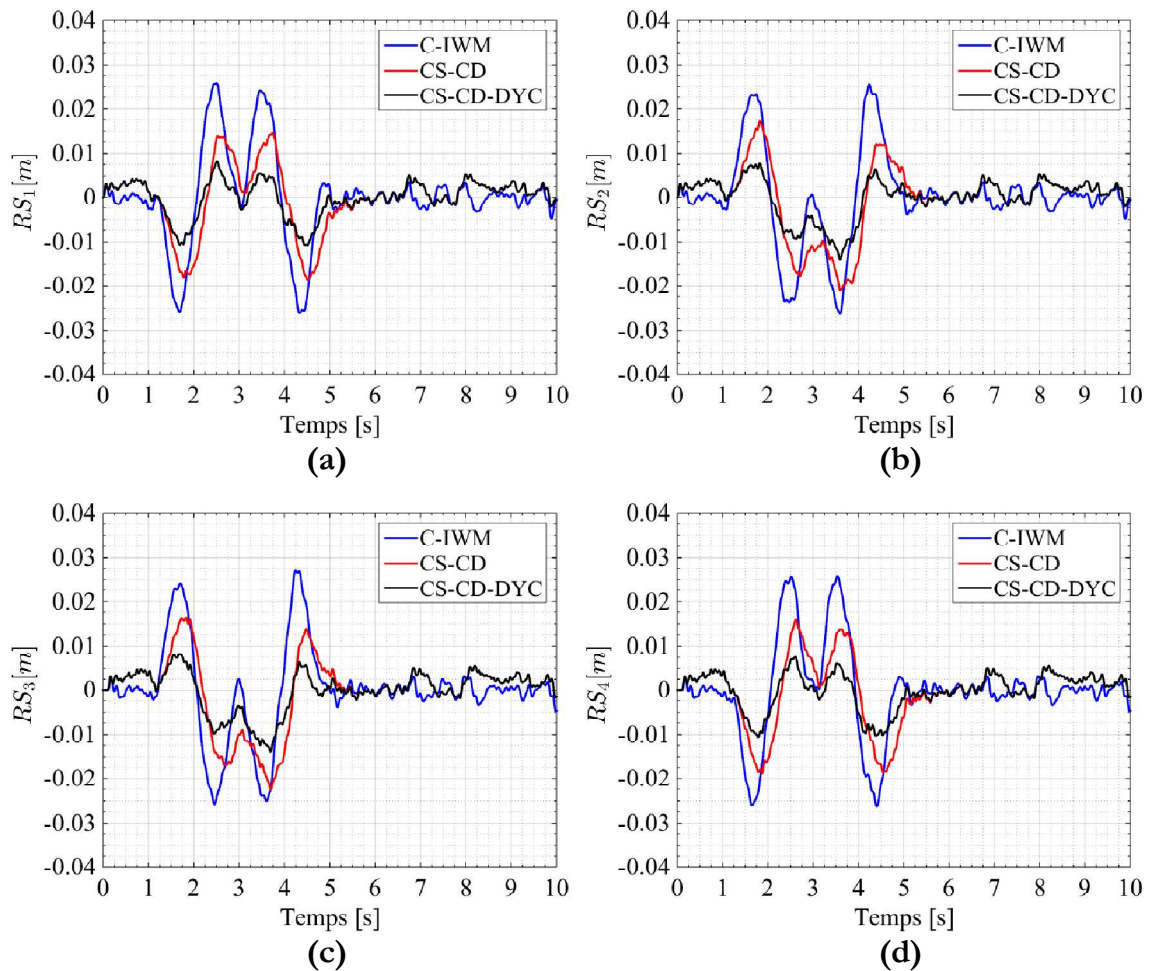


Figure IV-11 débattement de la suspension de chaque coin: (a) avant droit ; (b) avant gauche ; (c) arrière droit ; (d) arrière gauche.

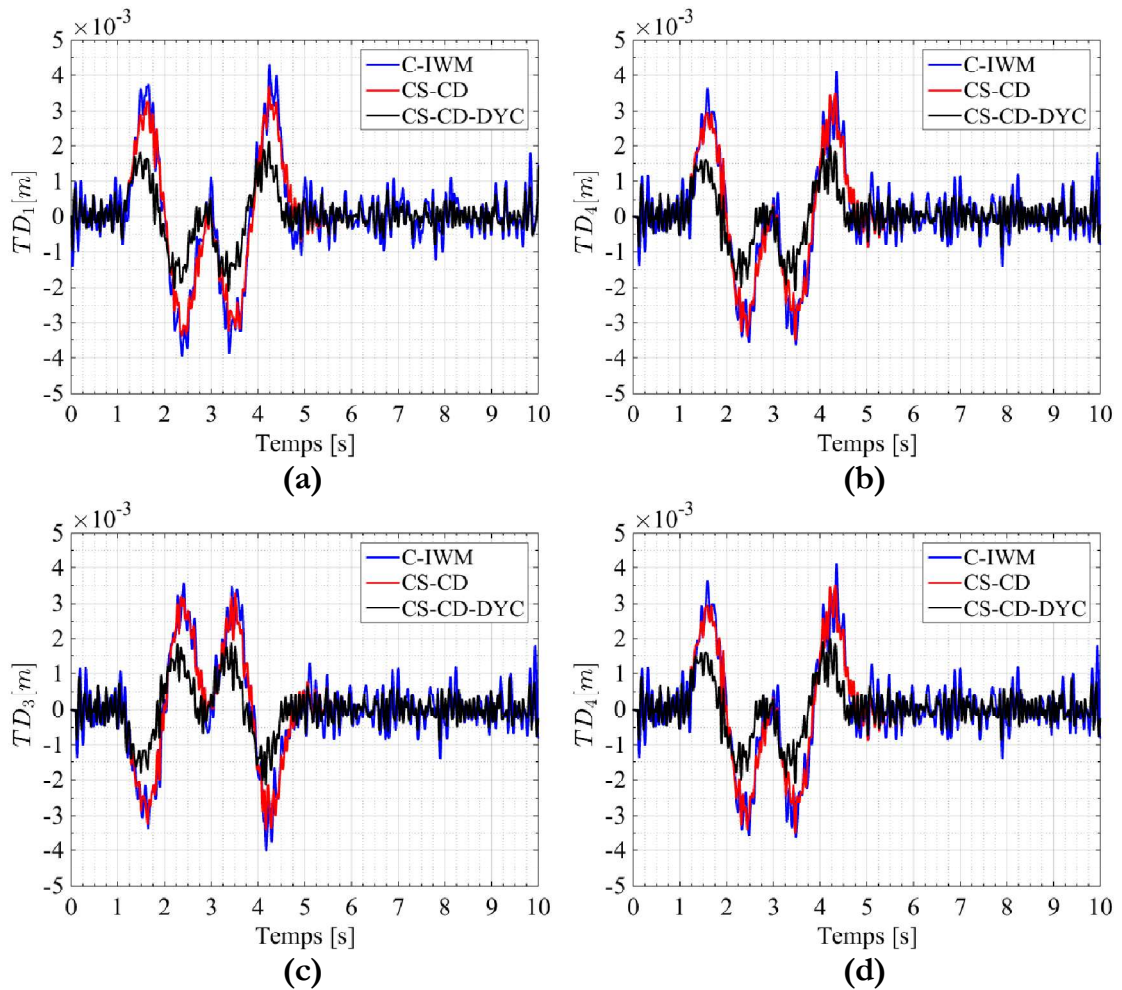


Figure IV-12 Déflexion des pneus : (a) avant droit ; (b) avant gauche ; (c) arrière droit ; (d) arrière gauche.

Selon les figures IV-11 et 12 et le tableau IV-3, les déflexions des suspensions (RS) et les déflexions des pneus (TD) (avant gauche/droit et arrière gauche/droit) sont considérablement réduits dans le cas du « CS-CD » par rapport au cas passif (C-IWM) 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. On remarque aussi une amélioration des dynamiques de déflexion des suspensions (RS) et de déflexion des pneus (TD) dans le cas (CS-CS-DYC), cela indique que le contrôle du moment de lacet

du véhicule améliore la stabilité latérale et augmente simultanément les performances du système de suspension.

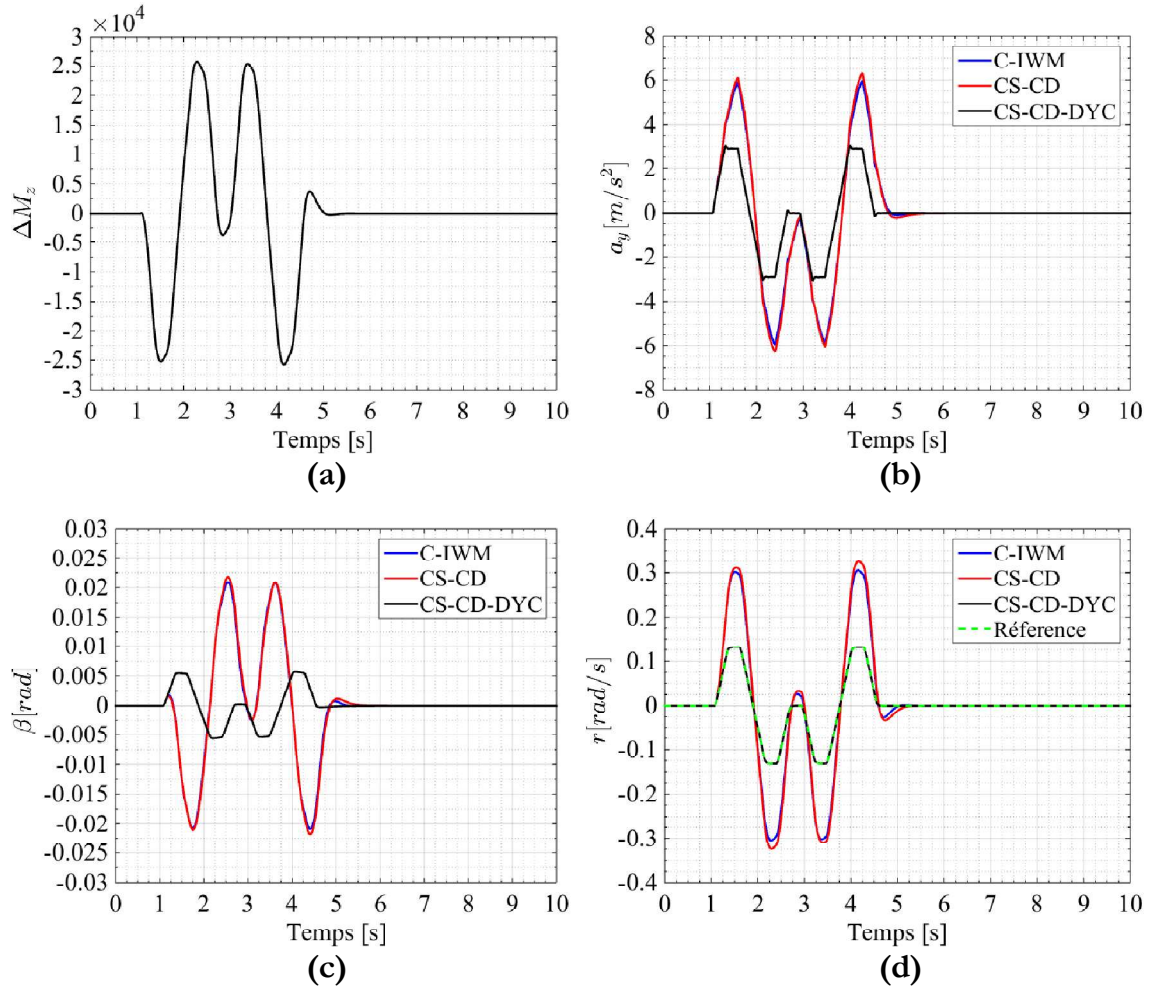


Figure IV-13 (a) Moment de lacet; (b) Accélération latérale du véhicule ; (c) Angle de dérive ; (d) la vitesse de lacet.

On remarque dans la Figure IV-13 que tout au long des manœuvres, le contrôleur « DYC » permet de diminuer l'angle de dérive du véhicule, la vitesse de lacet qui suit bien sa référence 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.

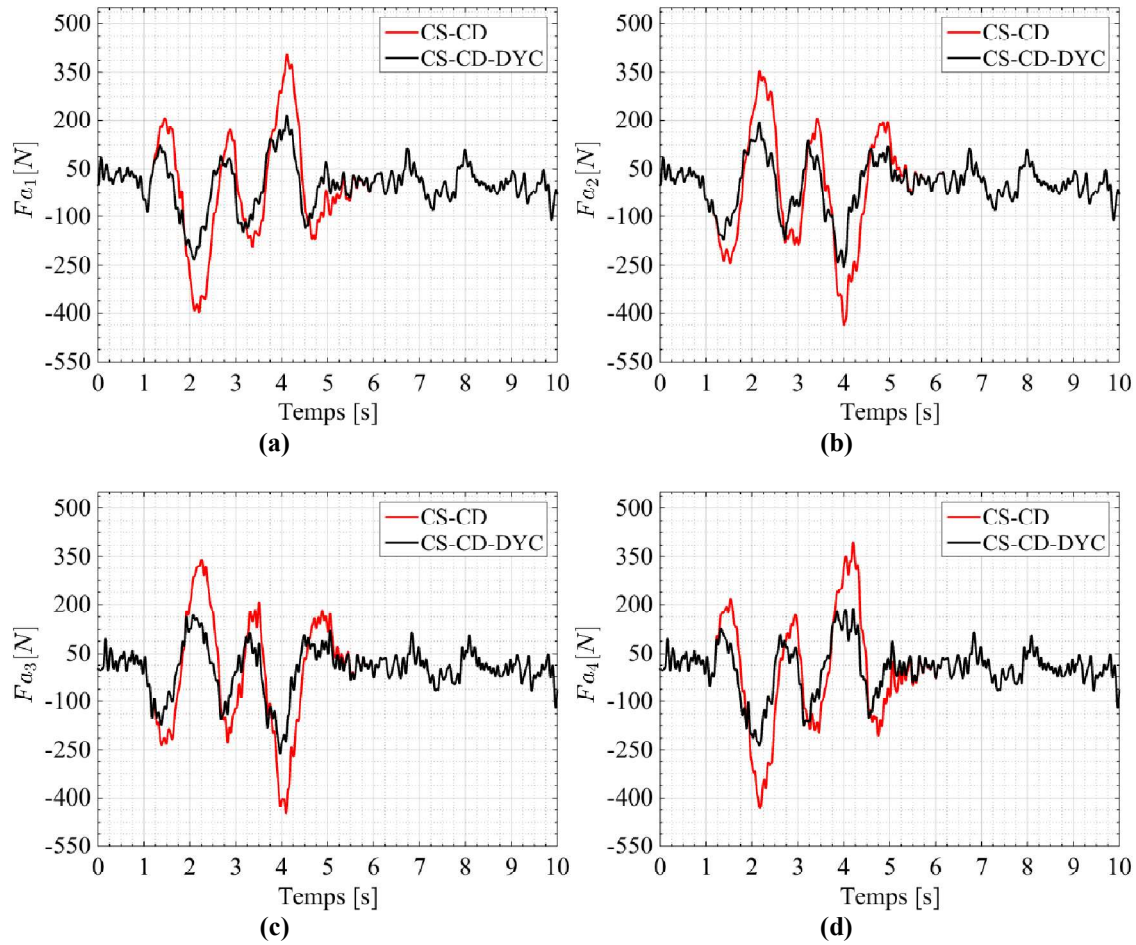


Figure IV-14 Signaux de commande de système de la suspension active : (a) avant droit ; (b) avant gauche ; (c) arrière droit ; (d) arrière gauche.

Les signaux de commande fournis par le contrôleur Skyhook modifié dans le cas CS-CD et le contrôleur CSTA dans le cas CS-CD-DYC sont illustrés à la Figure(IV.14). Les exigences de force de commande pour le confort de conduite et la maniabilité peuvent être résumées sur cette Figure. Le signal de commande de suspension dans le cas CS-CD-DYC présente un changement d'amplitude relativement faible par rapport au cas CS-CD lorsque les manœuvres du volant sont appliquées pendant la période de 1 à 4,5 s. Cela indique qu'il existe une bonne coordination entre les trois contrôleurs proposés.

Les résultats de la simulation montrent que plusieurs manœuvres de virage testées sous excitation aléatoire de la route ont un impact significatif sur la stabilité de conduite du véhicule. Dans ces conditions, le système DYC suggéré peut maintenir la stabilité du véhicule et améliorer la capacité de suivi de trajectoire.

IV.3. CONCLUSION

Ce chapitre met en évidence qu'une bonne coordination de contrôle des deux actionneurs de système DVA, la suspension du véhicule électrique et DYC permettent de diminuer parfaitement les vibrations verticales de châssis et préserver le confort vertical et latéral de conduite et des passagers, d'absorber les vibrations provenant des irrégularités de la route, garder un contact continu entre les pneus et la route, assurer une bonne tenue de la route et de diminuer parfaitement les vibrations verticales de moteur en augmentant leur durée de vie.

V. CONCLUSION

Ce travail se focalise sur la commande des dynamiques verticale et latérale d'un modèle complet du véhicule électrique composé d'un système de suspension qui regroupe le système d'absorption dynamique des vibrations(DVA) intégré dans la roue électrique et de la suspension du véhicule électrique, visant à améliorer les performances de 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.

À 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 électrique terrestre.

Pour étudier l'impact des conditions (sources d'excitation) sur la dynamique du véhicule, deux types de conditions d'entrée, à savoir l'entrée d'excitation de route aléatoire et des manœuvres sur le volant , sont effectuées pour évaluer les performances des dynamiques verticale et latérale du véhicule électrique.

De plus, pour améliorer ces dynamiques, la commande Skyhook modifiée et la commande par mode glissant ont été utilisées pour la conception d'un mécanisme de coordination et de contrôle des dynamiques verticale latérale d'un système de suspension d'un modèle complet du véhicule électrique qui regroupe la roue électrique basée sur un système d'absorption dynamique des vibrations(DVA) et de la suspension du véhicule électrique.

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, et la tenue de la route.

Les simulations ont permis de valider les performances de la commande proposée sur l'isolation vibratoire globale du châssis et la stabilité latérale du véhicule électrique dans les virages. Le processus de conception et la comparaison permettent de faire ressortir les particularités associées à chaque type de configuration de la roue électrique. 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 KasdiMerbah – 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] MeralÖzarslanYatak, FatihŞahin, "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 Highway 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, *Université du Québec*, 2006.
- [Seo-11] Seong M. Choi, S. B. Choi, Kum-Gil S, Control Strategies for Vehicle Suspension System Featuring Magnetorheological (MR) Damper, Chapitredans le livre, *Vibration Analysis and Control, New Trends and Developments*, Francisco Beltran-Carbajal, 2011
- [Tsu-17] TsungHeng, Chiew&Jamaludin, Z. &BaniHashim, 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
- [Sun-16] Sun, F.; Xiong, R.; He, H. A systematic state-of-charge estimation framework for multi-cell battery pack in electric vehicles using bias correction technique. *Appl. Energy* 2016, 162, 1399–1409.
- [Wu-16] Wu, X.; Hu, X.; Moura, S.; Yin, X.; Pickert, V. Stochastic control of smart home energy management with plug-in electric vehicle battery energy storage and photovoltaic array. *J. Power Sources* 2016, 333, 203–212.
- [Xio-18] Xiong, R.; Cao, J.; Yu, Q. Reinforcement learning-based real-time power management for hybrid energy storage system in the plug-in hybrid electric vehicle. *Appl. Energy* 2018, 211, 538–548.
- [Tian-17] Xiong, R.; Tian, J.; Mu, H.; Wang, C. A systematic model-based degradation behavior recognition and health monitoring method for lithium-ion batteries. *Appl. Energy* 2017, 207, 372–383.
- [Sac-16] Sachs, C.; Burandt, S.; Mandelj, S.; Mutter, R. Assessing the market of light electric vehicles as a potential application for electric in-wheel drives. In *Proceedings of the 6th International Electric Drives Production Conference*, Nuremberg, Germany, 30 November–1 December 2016.
- [Xio-17] Xiong, R.; Zhang, Y.; He, H.; Zhou, X.; Pecht, M. A double-scale, particle-filtering, energy state prediction algorithm for lithium-ion batteries. *IEEE Trans. Ind. Electron.* 2017.

- [Geo-16] George, A.; Besselink, I. Rear suspension design for an in-wheel-drive electric car. *J. Automob. Eng.* 2016, 230, 147–159.
- [Wan-16] Wang, R.; Hu, C.; Yan, F.; Chadli, M. Composite Nonlinear Feedback Control for Path Following of Four-Wheel Independently Actuated Autonomous Ground Vehicles. *IEEE Trans. Intell. Transp. Syst.* 2016, 17, 2063–2074.
- [Hun-16] Hung, Y.; Wu, C. A combined optimal sizing and energy management approach for hybrid in-wheel motors of EVs. *Appl. Energy* 2015, 139, 260–271.
- [Zha-16] Zhang, G.; Zhang, H.; Huang, X.; Wang, J.; Yu, H.; Graaf, R. Active Fault-Tolerant Control for Electric Vehicles With Independently Driven Rear In-Wheel Motors Against Certain Actuator Faults. *IEEE Trans. Control Syst. Technol.* 2016, 24, 1557–1572.
- [Sch-06] Schalkwyk, D.; Kamper, M. Effect of Hub Motor Mass on Stability and Comfort of Electric Vehicles. In *Proceedings of the 2006 IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference*, Windsor, UK, 1–6 September 2006.
- [Mura-12] Murata, S. Innovation by in-wheel-motor drive unit. *Veh. Syst. Dyn.* 2012, 50, 807–830.
- [Wan-11] Wang, R.; Chen, Y.; Feng, D.; Huang, X.; Wang, J. Development and performance characterization of an electric ground vehicle with independently actuated in-wheel motors. *J. Power Sources* 2011, 196, 3962–3971.
- [Kat-16] Katsuyama, E.; Omae, A. Improvement of Ride Comfort by Unsprung Negative Skyhook Damper Control Using In-Wheel Motors. *SAE Int. J. Altern. Powertrains* 2016, 5, 214–221.
- [Tok-14] Tokita, T.; Goto, H.; Ichinokura, O. An effect of Electromagnetic Force on Acoustic Noise of Axial-gap In-wheel SR Motor. In *Proceedings of the 2014 International Conference on Electrical Machines (ICEM)*, Berlin, Germany, 2–5 September 2014.
- [Tan-16] Tan, D.; Lu, C.; Zhang, X. Dual-loop PID control with PSO algorithm for the active suspension of the electric vehicle driven by in-wheel motor. *J. Vibroeng.* 2016, 18, 3915–3929.
- [Sun-16] Sun, F.; Xiong, R.; He, H. A systematic state-of-charge estimation framework for multi-cell battery pack in electric vehicles using bias correction technique. *Appl. Energy* 2016, 162, 1399–1409.

VII.

ANNEXES

Paramètres de modèle t du véhicule électrique

Tableau VII-1 : Spécifications du véhicule

Définition	Symbole	Valeur	unité
Masse du véhicule	m_{tot}	1030	kg
Masse de la carrosserie du véhicule	m_s	928.2	kg
Masse des roues avant gauche et droite	m_{u1} ; m_{u2} ;	26,5	kg
Masse de la roue arrière gauche et droite	m_{u3} ; m_{u4}	25.4	kg
Masse des stators avant gauche et droit	m_{m1} ; m_{m2} ;	26,5	kg
Masse du stator arrière gauche et droit	m_{m3} ; m_{m4}	25.4	kg
Moment de roulis de l'inertie de la caisse du véhicule	I_ϕ	300	kg.m ²
Moment d'inertie de tangage de la caisse du véhicule	I_θ	1058	kg.m ²
Moment de lacet de l'inertie de la caisse du véhicule	I_z	1087	kg.m ²
Amortissement des DVA avant gauche et droit	c_{d1} ; c_{d2} ;	480	N/(m/s)
Amortissement du DVA arrière gauche et droit	c_{d3} ; c_{d4}	480*0.84	N/(m/s)
Rigidité des DVA avant gauche et droit	k_{d1} ; k_{d2} ;	8025	N/m
Rigidité des DVA arrière gauche et droit	k_{d3} ; k_{d4}	8025*0.84	N/m
Rigidité des roues avant gauche et droite	k_{t1} ; k_{t2} ;	192 000	N/m
Rigidité de la roue arrière gauche et droite	k_{t3} ; k_{t4}	192 000	N/m
Amortissement des suspensions avant gauche et droite	c_{s1} ; c_{s2} ;	1800	N/(m/s)
Amortissement des suspensions arrière gauche et droite	c_{s3} ; c_{s4} ;	1500	N/(m/s)
Raideur avant gauche et droite/arrière gauche et droite	k_{s1} ; k_{s2} ;	25 000	N/m
Raideur avant gauche et droite/arrière gauche et droite	k_{s3} ; k_{s4}	22 000	N/m
Distance entre le centre de masse et l'essieu avant	L_f	0,908	m
Distance entre le centre de masse et l'essieu arrière	L_r	1 392	m
Voie des roues	d	1.5 m	1.5 m
Distance entre le centre de masse et l'axe du rouleau	h	1 392	m
Piste de roue	d	1 392	m
Coefficient de direction en roulis du pneu avant	E_f	-0,114	-
Coefficient de direction en roulis du pneu arrière	E_r	0	-
EspaceHochet	L	0,12	m
Rigidité latérale du pneu avant en virage	K_{yf}	35 000	N/m
Rigidité latérale du pneu arrière raideur en virage	K_{yr}	35 000	N/m

Programme d'optimisation par l'essaim des particules (Coefficients k_d , c_d)

Nombre des variables à optimisé	Taille de l'essaim (Nombre des particules)	Nombre d'itérations
$2 (k_d, c_d)$	40	20

```
% Fuzzy_Optimize
function Fuzzy_Optimize_PSOMATLAB
clc
warning off
tic
rng default
n=2;
options =
optimoptions('particleswarm','PlotFcns',@pswplotbestf,'MaxIter',20,'
SwarmSize',40);
lb = [100 100];
ub = [15000 1000];
[x,fval,exitflag,output] = particleswarm(@func,n,lb,ub,options);
toc
end
function fitness=func(x)
assignin('base','Ta',[x(1) x(2)])
sim('LQR_DAVS_Controlled',6);
fitness=0.3*(rms(as)/2.7201)
+0.15*(rms(ds)/0.0046)+0.15*(rms(Fw)/505.5407)+0.4*(rms(Fe)/87.0528)
;
end
```

Programme d'optimisation par l'essaim des particules (q_1, q_2, q_3, q_4)

Nombre des variables à optimisé	Taille de l'essaim (Nombre des particules)	Nombre d'itérations
$4 (\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \alpha_4)$	40	20

```
function MSky_Optimize_PSOMATLAB
clc
warning off
tic
```

```

rngdefault
n=4;
options = optimoptions('particleswarm','PlotFcns',@pswplotbestf...
    , 'MaxIter',20, 'SwarmSize',40);
lb = [6 7000 0.0000001 0.0000001];
ub = [6.5 10000 0.0000001 0.0000001];
[x,fval,exitflag,output] = particleswarm(@func,n,lb,ub,options);
toc
end
function fitness=func(x)
assignin('base','Ta',[x(1) x(2) x(3) x(4)])
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

```

Erreur Quadratique Moyenne (RootMean Square (RMS))

Pour calculer l'*erreur quadratique moyenne RMS (rootmean square)*, 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.

$$RMS(x) = \sqrt{\frac{x_1 + x_2 + \dots + x_n}{n}}$$

Résumé

Ce travail présente une commande avancée des dynamiques verticale et latérale combinées pour assurer la stabilité et la sécurité d'un véhicule électrique à quatre moteurs roues. La nouveauté dans ce travail consiste à étudier la possibilité d'améliorer la stabilité latérale des véhicules électriques grâce à la commande correcte de leur système de suspension, et d'améliorer davantage les performances du système de suspension en utilisant le contrôle direct du moment de lacet (DYC) sans avoir d'effet contradictoire entre les contrôleurs verticaux et latéraux. Des techniques de commande avancées sont utilisées ; la première consiste à améliorer simultanément le confort de conduite, et les performances de tenue de route du véhicule électrique en utilisant un système d'absorption des vibrations DVA intégré dans chaque roue du véhicule électrique, et la deuxième (DYC) pour renforcer les performances de tenue de route du véhicule électrique.

Mots clefs : Suspension de véhicule électrique, Modèle de quart du véhicule, DVA, Contrôle des dynamiques verticale et latérale du véhicule électrique, DYC, CSTA, Skyhook.

المخلص

قدم هذا العمل تحكماً متقدماً في الديناميكيات الرأسية والجانبية مجتمعة لضمان استقرار وسلامة السيارة الكهربائية ذات دفع رباعي بأربع محركات كهربائية. الجديد في هذا العمل هو دراسة إمكانية تحسين الاستقرار الجانبي للمركبات الكهربائية من خلال التحكم الصحيح في نظام التعليق الخاص بها، وزيادة تحسين أداء نظام التعليق باستخدام التحكم المباشر في لحظة الانعراج (DYC) دون وجود تناقض بين المتحكمات الرأسية والجانبية. تم في هاذ العمل استخدام عدة تقنيات تحكم متقدمة ؛ التقنية الأولى مكنت من تحسين راحة القيادة وأداء التعامل مع السيارة الكهربائية في نفس الوقت باستخدام نظام امتصاص الاهتزاز DVA المدمج في كل عجلة من عجلات السيارة الكهربائية ، والثانية (DYC) لتعزيز استقرار السيارة الكهربائية في المنعطفات.

الكلمات المفتاحية: نظام تعليق السيارة، نموذج ربع للسيارة ،التحكم في الديناميكيات العمودية و الجانبية للسيارة. تقيد الاهتزازات في العجلات ذات محركات كهربائية، (DYC)، ممتص اهتزاز ديناميكي (DVA).

