

N° d'ordre :

**Université de Saida– Dr. Moulay Tahar  
Faculté de Technologie**

**Thèse**

Présentée pour obtenir le diplôme de

**Doctorat 3ème Cycle**

**Spécialité : Commande électrique**

**Filière : Electrotechnique**

Par :

**YAZID Nor El Houda**

Thème :

Contribution à l'amélioration de la sécurité routière d'un véhicule électrique à l'aide d'une nouvelle stratégie de contrôle basée sur la combinaison de deux dynamiques du véhicule : latérale et verticale



Thèse soutenue le 07/03/2024 devant le jury composé de :

<b>N°</b>	<b>Nom et prénom</b>	<b>Grade</b>	<b>Etablissement</b>	<b>Qualité</b>
01	MILOUD Yahia	Prof.	Université de Saida – Dr. Moulay Tahar	Président
02	HARTANI Kada	Prof.	Université de Saida – Dr. Moulay Tahar	Encadreur
03	MERAH Abdelkader	MCA	Université de Saida – Dr. Moulay Tahar	Co-encadreur
04	MILOUDI Abdallah	Prof.	Université de Saida – Dr. Moulay Tahar	Examineur
05	BENOZZA Noureddine	Prof.	Univ. des Sciences et de la Technologie d'Oran	Examineur
06	BENDJEBBAR Mokhtar	Prof.	Univ. des Sciences et de la Technologie d'Oran	Examineur

## Remerciement

Je voudrais tout d'abord adresser mes sincères remerciements à mon directeur de thèse Monsieur **Kada .Hartani**, Professeur à l'Université Moulay Tahar Saida, pour avoir dirigé cette thèse. Ses précieux conseils et sa compréhension, et pour avoir orienté et encouragé mes travaux de recherche.

Je tenais à profiter de cette occasion pour exprimer ma profonde gratitude pour votre soutien, votre encadrement et votre guidance tout au long de mon parcours de thèse de doctorat. La réalisation de ce projet n'aurait pas été possible sans votre expertise, vos conseils éclairés et votre dévouement constant.

*Je remercie Monsieur **Merah Abdelkader**, Maître de conférences (A) à l'université Dr Tahar Moulay de Saida, pour sa co-direction de la thèse.*

J'exprime ma profonde gratitude à Monsieur **Miloud .Yahya**, Professeur à l'Université Moulay Tahar Saida, pour avoir accepté la présidence du jury.

Je remercie également messieurs **Miloudi Abdellah**, Professeur à l'Université Moulay Tahar Saida, **Bennouza Noureddine**, Professeur à l'Université d'Oran – Mohamed Boudiaf, **Bendjebbar Mokhtar**, Professeur à l'Université d'Oran – Mohamed Boudiaf pour l'intérêt qu'ils ont manifesté cette thèse en acceptant d'en être les examinateurs.

Je souhaiterais enfin remercier tout particulièrement mes parents pour leur support et pour leur amour inconditionnel. J'aimerais aussi remercier mes frères et sœurs pour leur confiance et encouragement tout au long de mes études.

J'adresse mes remerciements à tous mes amis pour leur soutien. Enfin j'exprime toute mon amitié à mes camarades avec lesquels je garderai un bon souvenir.

" المساهمة في تحسين سلامة السيارة الكهربائية على الطريق باستخدام استراتيجية تحكم جديدة تعتمد على

الجمع بين ديناميكيات العمودية والجانبية و العمودية"

**المخلص:**

يتعلق العمل المقترح في هذه الأطروحة بالتحكم المشترك في نظام التعليق النشط والتحكم بالثبات الجانبي للمركبة الكهربائية ذات الدفع الرباعي ، بناءً على تداخل الديناميكيات العمودية والجانبية. تم اعتماد نموذج متكامل مع 16 درجة من الحرية للتحكم الدقيق الذي يهدف إلى تحسين راحة القيادة عندما تسير السيارة في خط مستقيم وتحسين ثبات الانعطاف الجانبي في ظل وجود مؤثرات خارجية.

يعد فقدان التحكم في السيارة أحد الاهتمامات الرئيسية للمصنعين والباحثين في مجال السيارات. وذلك لتحسين السلامة على الطريق وضمان استقرار السيارة. بفضل استخدام أدوات التحكم الذاتي يمكننا تحسين السلامة والثبات على الطريق والمساعدة في القيادة. تولّد الإطارات عزوم وقوى طولية وجانبية لها تأثير كبير على الخصائص الديناميكية للمركبات. ومع ذلك لمراعاة طبيعة الإطارات غير الخطية للمركبة ، يتم استخدام نموذج Pacejka لنمذجة قوى الإطارات على المحاور الطولية والجانبية. تحدث التداخلات الرئيسية للمركبة مع الخارج على مستوى العجلات وبشكل أكثر تحديداً عند الوصلة البيئية بين العجلة والطريق. من الصعب نمذجة هذه الوصلة البيئية بسبب العدد الكبير من المتغيرات المعنية (ضغط الإطارات، وظروف الطريق، وما إلى ذلك) وتغيراتها مع مرور الوقت. يؤدي فقدان التماسك من قبل إحدى العجلات إلى حدوث اضطرابات في تشغيل النظام الجر ومن المحتمل أن يؤدي إلى زعزعة استقرار المركبة. لذلك سيتم اقتراح تحكم عمودي في البداية من أجل تحسين راحة القيادة وتحقيق ثبات أفضل على الطريق. بعد ذلك، ومن أجل ضمان ثبات السيارة وسلامتها عند الانعطاف، سيتم اقتراح استراتيجيات تحكم جديدة تعتمد على وحدات التحكم في الديناميكيات العمودية والجانبية باستخدام نظام التعليق النشط والتحكم المباشر في الانعراج (DYC). وأخيراً، يتم إجراء مقارنة و تحليل للتحقق من صلاحية هذه الاستراتيجيات الجديدة المقترحة..

**كلمات مفتاحية :** كديناميكيات السيارة ، التعليق النشط ، التحكم الجانبي ، التحكم العمودي ، نظام السلامة النشطة ، التحكم في الجر ، السيارة الكهربائية ، محرك العجلات.

# « Contribution à l'amélioration de la sécurité routière d'un véhicule électrique à l'aide d'une nouvelle stratégie de contrôle basée sur la combinaison de deux dynamiques du véhicule : latérale et verticale »

## Résumé :

Le travail proposé dans cette thèse concerne le contrôle combiné du système de suspension active et du contrôle de la stabilité latérale du véhicule électrique à quatre roues motrices, basés sur l'interaction des dynamiques verticale et latérale. Un modèle intégré à 16 degrés de liberté est adopté pour le contrôle précis qui a pour but d'améliorer le confort de la conduite lorsque le véhicule roule en ligne droite et d'améliorer la stabilité latérale en virage en présence des perturbations externes. La perte de contrôle du véhicule est l'une des principales préoccupations des industriels et des chercheurs du domaine de l'automobile. Pour améliorer la sécurité routière et assurer la stabilité du véhicule, tous les paramètres doivent être connus. Grâce à l'exploitation des outils de l'automatique et l'analyse, nous pouvons améliorer la sécurité, la tenue de route et l'aide à la conduite. Les pneumatiques, génèrent des moments et des forces longitudinaux et latéraux, qui ont un effet significatif sur les caractéristiques dynamiques des véhicules. Cependant, pour tenir compte des non-linéarités des pneus de véhicule, le modèle de Pacejka est utilisé pour modéliser les forces des pneus sur les axes longitudinaux et latéraux. Les principales interactions du véhicule avec l'extérieur se font au niveau des roues et plus particulièrement à l'interface entre la roue et la route. La modélisation de cette interface est difficile en raison du nombre important de paramètres entrant en jeu (pression de gonflage, état de la route,...) et de leurs variations dans le temps. La perte d'adhérence d'une des roues génère des perturbations dans le fonctionnement du système mécanique de la chaîne de traction et susceptible de déstabiliser le véhicule. Un contrôle vertical sera donc proposé dans un premier temps afin d'améliorer le confort du véhicule et d'obtenir un meilleur comportement routier. Après cela, afin d'assurer la stabilité et la sécurité du véhicule en virage, des nouvelles stratégies de contrôle basées sur des contrôleurs de dynamiques verticale et latérale à l'aide d'un système de suspension active et de contrôle de lacet direct (DYC) seront proposées. Enfin, une analyse comparative est effectuée pour vérifier la validité de ces nouvelles stratégies proposées.

**Mots clés :** Dynamique du véhicule, suspension active, contrôle latéral, contrôle vertical, système de sécurité active, véhicule électrique, moteur-roue.

## « Contribution to improving the road safety of an electric vehicle using a new control strategy based on the combination of two vehicle dynamics: lateral and vertical »

### **Abstract :**

The work proposed in this thesis concerns the combined control of the active suspension system and lateral stability control of the four-wheel drive electric vehicle, based on the interaction of vertical and lateral dynamics. An integrated 16-degree-of-freedom model is adopted for precise control, with the aim of improving driving comfort when the vehicle is travelling in a straight line and enhancing lateral stability when cornering in the presence of external disturbances. Loss of vehicle control is one of the main concerns of automotive manufacturers and researchers. To improve road safety and ensure vehicle stability, all parameters need to be known. By exploiting the tools of automatic control and analysis, we can improve safety, roadholding and driving assistance. Tires generate longitudinal and lateral moments and forces, which have a significant effect on vehicle dynamics. However, to account for the non-linearities of vehicle tires, the Pacejka model is used to model tire forces on the longitudinal and lateral axes. The vehicle's main interactions with the outside world take place at the wheels, and more specifically at the interface between the wheel and the road. Modeling this interface is difficult due to the large number of parameters involved (inflation pressure, road conditions, etc.) and their variations over time. The loss of grip on one of the wheels generates disturbances in the operation of the drive train's mechanical system, and is liable to destabilize the vehicle. Vertical control will therefore be proposed as a first step towards improving vehicle comfort and roadholding. Then, in order to ensure vehicle stability and safety when cornering, new control strategies based on vertical and lateral dynamics controllers using an active suspension system and direct yaw control (DYC) will be proposed. Finally, a comparative analysis is carried out to verify the validity of these proposed new strategies.

**Key words:** Vehicle dynamics, active suspension, lateral control, vertical control, active safety system, electric vehicle, wheel -motor

## Table des matières

Liste des symboles.....	
Liste des figures .....	
Liste des tableaux .....	
Introduction générale.....	1

### **Chapitre 1 : Présentation et modélisation d'une chaîne de traction électrique**

1.1 Introduction .....	7
1.2 Historique sur les véhicules électriques .....	8
1.3 Présentation de la chaîne de traction électriques .....	11
1.3.1 Élément de la chaîne de traction .....	11
1.3.2 Avantages et inconvénients des véhicules électriques .....	12
1.4 Modélisation des éléments de la chaîne de traction .....	12
1.4.1 Modélisation de la machine synchrone à aimants permanents .....	12
1.4.2 Modélisation de la source d'énergie.....	15
1.4.3 Modélisation du convertisseur d'énergie électrique.....	16
1.4.4 Commande du moteur électrique .....	17
1.4.5 Modélisation de la partie mécanique de la chaîne de traction.....	17
1.4.5.1 Les efforts appliqués sur le véhicule.....	17
1.5 Les différentes configurations des véhicules électriques.....	19
1.6 La configuration étudiée du véhicule électrique .....	19
1.7 Technologie de moteur-roue.....	20
1.7.1 Avantages de moteur-roue .....	21
1.7.2 Désavantages de moteur-roue .....	22
1.8 Conclusion .....	22

### **Chapitre 2 : Techniques de contrôle latéral pour l'amélioration de la stabilité et la contrôlabilité du véhicule électrique**

2.1 Introduction .....	24
2.2 Les systèmes intelligents d'aide à la conduite .....	25
2.3 Dynamique de véhicule .....	26
2.3.1 Système d'axes et les mouvements du véhicule.....	26
2.3.2 Modélisation du véhicule.....	27
2.3.3 Modélisation du contact avec la sole.....	30

2.3.3.1	Angle de glissement.....	30
2.3.3.2	Le glissement.....	30
2.3.3.3	Adhérence .....	31
2.3.4	Modèle mécanique en vue de la simulation du véhicule .....	31
2.3.4.1	Couplage entre le modèle mécanique et celui de la motorisation .....	33
2.4	Système différentiel électrique .....	34
2.4.1	Modélisation du système différentiel électrique .....	35
2.5	Le contrôle latéral .....	36
2.6	Modélisation des dynamiques latérales d'un véhicule électrique .....	36
2.6.1	La linéarisation de la force latérale .....	37
2.6.2	Modèle de la colonne de direction assistée électrique .....	38
2.7	Contrôle direct de moment de lacet (DYC) .....	39
2.7.1	Principe de fonctionnement de DYC .....	40
2.7.2	Les variables de contrôle .....	41
2.7.3	Calcul des variables désirées .....	42
2.8	Conception du contrôleur .....	42
2.8.1	Contrôle par mode glissant .....	43
2.9	Résultats de simulation .....	44
2.10	Conclusion .....	46

## **Chapitre 3 : Contrôle de la suspension active des véhicules électriques à moteur-roues**

3.1	Introduction .....	47
3.2	La suspension des véhicules électriques à moteur-roue .....	48
3.2.1	Performances d'une suspension .....	49
3.2.2	Différents types de suspension .....	50
3.2.2.1	Suspension passive.....	50
3.2.2.2	Suspension semi-active.....	51
3.2.2.3	Suspension active.....	52
3.2.2.3.1	Système de suspension électromagnétique .....	53
3.3	Modélisation du système de suspension du véhicule électrique .....	54
3.3.1	Modèle de suspension active d'un quart de véhicule .....	54
3.3.2	Modèle de suspension active du véhicule complet.....	55
3.4	Proposition de contrôle de la suspension active dans un véhicule électrique à quatre moteur-roues.....	56

3.4.1 Conception de contrôle par logique floue .....	57
3.4.2 Conception de contrôle par mode glissant floue .....	57
3.5 Les critères de performances .....	59
3.6 Les profils de la route proposée .....	60
3.6.1 Ralentisseur de type dos-d'âne .....	60
3.6.2 Profil de route aléatoire .....	60
3.7 Résultats de simulation .....	61
3.7.1 Modèle de suspension active d'un quart de véhicule .....	62
3.7.1.1 Essai 1 : Passage par un ralentisseur de type dos-d'âne .....	62
3.7.2 Modèle de suspension active du véhicule complet.....	65
3.7.2.1 Essai 2 : Passage par une chaussée routière aléatoire.....	65
3.9 Conclusion .....	70

## **Chapitre 4 : Développement d'un nouveau système intégré de suspension intégrale en vue d'améliorer simultanément le confort de conduite et la tenue de route des véhicules électriques équipés de moteurs intégrés dans les roues.**

4.1. Introduction .....	72
4.2 Modèle dynamique de la suspension active du véhicule complet avec DVA .....	74
4.3 Commande combinée de l'absorbeur de vibrations dynamiques dans la roue et de la suspension active du véhicule .....	77
4.3.1 Optimisation des paramètres du DVA intra-roue à l'aide de l'algorithme SQP.....	78
4.3.2 Contrôle DVA proposé dans la roue.....	79
4.3.3 Contrôle flou hybride proposé pour le système de suspension active .....	82
4.3.4 Analyse de la stabilité.....	86
4.4 Résultats de simulation et discussion.....	87
4.5 Conclusion.....	93

## **Chapitre 5 : Développement d'un contrôle avancé de la dynamique de couplage vertical et latéral pour un véhicule électrique à quatre roues motrices.**

5.1. Introduction .....	95
5.2 Modèle dynamique VE à entraînement par moteur intégré.....	98
5.3 Conception d'un contrôle avancé de la dynamique de couplage vertical et latéral .....	101

5.3.1 Optimisation des paramètres du DVA en roue à l'aide de l'algorithme SQP.....	102
5.3.2 Contrôle vertical basé sur le contrôle combiné In-Wheel DVA et actionneurs de suspension.....	102
5.3.2.1 Conception de SMC pour In-Wheel DVA.....	102
5.3.2.2 Conception du contrôle Skyhook pour le système de suspension active.....	104
5.3.3 Contrôle latéral basé sur DYC utilisant le contrôle en mode glissant .....	105
5.3.4 Analyse de stabilité.....	106
5.4 Résultats de simulation et discussion.....	109
5.5 Conclusion.....	122
Conclusion générale.....	123
Bibliographie .....	124

# Liste des symboles

## Variables :

$v_a, v_b, v_c$  : Tensions de phase

$v_{dq}, v_{dq}$  : Tensions statoriques dans le repère  $(d, q)$

$v_{s\alpha}, v_{s\beta}$  : Tensions statoriques dans le repère  $(\alpha, \beta)$

$v_{ao}, v_{bo}, v_{co}$  : Tensions de branche

$v_{an}, v_{bn}, v_{cn}$  : Tensions de phase

$i_a, i_b, i_c$  : Courants de phase

$i_d, i_q$  : Courants statoriques dans le repère  $(d, q)$

$i_{s\alpha}, i_{s\beta}$  : Courants statoriques dans le repère  $(\alpha, \beta)$

$\Phi_d, \Phi_q$  : Flux statoriques dans le repère  $(d, q)$

$\Phi_{s\alpha}, \Phi_{s\beta}$  : Flux statoriques dans le repère  $(\alpha, \beta)$

$S_a, S_b, S_c$  : Etats des interrupteurs de l'onduleur

$\theta$  : Position électrique de la machine

$C_{em}$  : Couple électromagnétique

$E$  : Tension continue de la batterie

$\alpha_p$  : Angle de la pente

$F_{aero}$  : Force de résistance aérodynamique

$F_{roul}$  : Force de résistance au roulement

$F_{acc}$  : Force due à l'accélération

$F_{t1}$  : Force de traction de la roue motrice 1

$F_{t2}$  : Force de traction de la roue motrice 2

$F_{t3}$  : Force de traction de la roue motrice 3

$F_{t4}$  : Force de traction de la roue motrice 4

$C_{mi}$  : Couple du moteur de la roue  $i \in [1 \div 4]$

$C_r$  : Couple résistant de la roue  $i$

$C_c$  : Couple de conducteur

$C_a$  : Couple de l'assistance

$C_{at}$  : Couple auto alignement

$V_{veh}$  : Vitesse du véhicule

$v$  : Vitesse linéaire du véhicule

$v_y$  : Vitesse latérale véhicule

$r$  : Vitesse de lacet du véhicule

$\psi$  : Angle de Cap du véhicule

$\beta$  : Angle de dérive du véhicule

$R$  : Rayon de courbure de la route

$\omega_v$  : Vitesse angulaire du véhicule

$\omega_{m_r}$  : Vitesse angulaire de la roue motrice droite (Right)

$\omega_{m_l}$  : Vitesse angulaire de la roue motrice gauche (left)

$\Delta\omega$  : Variation de la vitesse angulaire des roues motrices

$V_{vent}$  : Vitesse de vent

$\delta$  : Angle de référence de braquage du volant

$F_z$  : Charge vertical

$\lambda$  : Glissement d'une roue

$\mu$  : Coefficient de frottement entre la roue et la route

$J_v$  : Inertie du véhicule

$J_\omega$  : Inertie de la roue

$J_m$  : Inertie du moteur

$J_\Omega$  : Inertie des éléments en rotation ramenés et totalisés sur l'axe moteur

$z_s$  : Déplacement vertical de la masse suspendue

$\dot{z}_s$  : Vitesse vertical de la masse suspendue

$\ddot{z}_s$  : Accélération verticale de la masse suspendue

$z_u$  : Déplacement vertical de la masse non- suspendue

$\dot{z}_u$  : Vitesse vertical de la masse non- suspendue

$\ddot{z}_u$  : Accélération verticale de la masse non- suspendue

$z_m$  : Déplacement vertical de la masse du stator

$\dot{z}_m$  : Vitesse vertical de la masse du stator

$\ddot{z}_m$  : Accélération verticale de la masse du stator

## **Paramètres :**

$R_s$  : Résistance statorique par phase

$L_s$  : Inductance statorique par phase

$L_d$  : Inductance directe

$L_q$  : Inductance en quadrature

$\Phi_f$  : Flux dû à l'aimant permanent

$p$  : Nombre de paires de pôles

$J$  : Moment d'inertie totale de la machine

$f$  : Coefficient de frottement visqueux

$R$  : Rayon du virage

$R_\omega$  : Rayon d'une roue

$M_v$  : Masse totale du véhicule

$\rho$  : Masse volumique de l'air

$S_f$  : Section de projection frontale

$C_{px}$  : Coefficient de pénétration dans l'air

$g$  : Accélération de la pesanteur

$m_s$  : Masse de la masse suspendue du véhicule

$m_{ui}$  : Masse de la roue

$m_{mi}$  : Masse de moteur électrique

$k_{ti}$  : Coefficient de rigidité de pneu

$k_{si}$  : Coefficient de rigidité de la suspension

$k_{di}$  : Coefficient de rigidité de ressort de DVA

$c_{si}$  : Coefficient d'Amortissement de la suspension

$c_{di}$  : Coefficient d'Amortissement de DVA

$L_f$  : Distance entre le centre de masse et l'essieu avant

$L_r$  : Distance entre le centre de masse et l'essieu arrière

$I_\varphi$  : Moment d'inertie du tangage de la carrosserie du véhicule

$I_\theta$  : Moment d'inertie du tangage de la carrosserie du véhicule

$E_f$  : Coefficient de direction en roulis du pneu avant

$E_r$  : Coefficient de direction en roulis du pneu arrière

## **Indices :**

$v_a, v_b, v_c$  : Axes du repère triphasé

$d, q$  : Axes du repère tournant de Park

$\alpha, \beta$  : Axes du repère diphasé lié au stator

## **Opérateurs :**

$P$  : Matrice de transformation de Park

$C$  : Matrice de transformation de Concordia

## **Abréviations :**

VE : Electric vehicle (Véhicule Electrique)

ICE : Internal Combustion Engine (Moteur à Combustion Interne)

MSAP : Permanent Magnet Synchronous Motor (Moteur Synchrone à Aimants Permanents)

SRM : Switched Reluctance Motor (Moteurs à Réductance Commutée)

IWM : In-wheel motor (Moteur Intégré aux Roues)

PMA : Linear Permanent-Magnet Actuator (Actionneurs Magnétiques Permanents)

4WID: Four-Wheel Independent Drive (Quatre Roues Motrices Indépendantes)

EMS: Electromagnetic Suspension Systems (Système De Suspension Electromagnétique)

ISO: International Organization for Standardization (Organisation International De Normalisation)

PSD: Power Spectral Density (Densité Spectrale De Puissance)

RMS: Root mean square (Racine Carrée Moyenne)

DOF: Degrees-Of-Freedom (Degrés De Liberté)

DVA: Dynamic Vibration Absorber (Absorbeur de Vibrations Dynamique)

SQP: Sequential Quadratic Programming (Programmation Quadratique Séquentielle)

SMA: Sprung Mass Acceleration (Accélération De La Masse Suspendue)

SA: Stator Acceleration (Accélération Du Stator)

TD: Tire Deflexion (Déflexion Du Pneu)

RS: Rattle Space (Débattement De La Suspension)

PSO: Particle Swarm Optimization (Optimisation par Essaims de Particule)

CSTA: Continuous Singular Terminal Sliding-Mode Controller (Contrôle mode Glissant Terminal Singulier Continu)

DYC : Direct Yaw Control (Contrôle Direct du Moment de lacet)

AFS: Active Front Wheel Steering (Direction Avant Active)

ABS: Anti-lock brake systems (systèmes de freinage antiblocage)

ESC: Electronic stability control (système électronique de la stabilité)

CG : center of gravity (Centre de Gravité)

DTC : Direct Torque Control (Contrôle Direct Du Couple)

SMC : Sliding Mode Control (Contrôle Du Mode Glissant)

PID : Proportional Integral Derivative (Proportionnel Intégral Dérivé)

LQR: Linear Quadratic Regulator (Commande Linéaire Quadratique)

FLC: Fuzzy Logic Controller (Contrôleur Par Logique Floue)

FSMC : Fuzzy Sliding Mode Controller (Contrôleur Par Mode Glissant Floue)

## Liste des Figures

<b>Figure 1.1</b> : Circulation en ville dans les années 1890 .....	8
<b>Figure 1.2</b> : Chaîne de traction électrique d'un VE .....	11
<b>Figure 1.3</b> : Rotors de machines synchrones à aimants permanents .....	13
<b>Figure 1.4</b> : Représentation de la MSAP dans le repère électrique ( $a, b, c$ ).....	13
<b>Figure 1.5</b> : Schéma de l'onduleur de tension.....	16
<b>Figure 1.6</b> : Les efforts appliqués au véhicule motrices .....	17
<b>Figure 1.7</b> : Différents arrangements des systèmes motopulseurs proposés .....	19
<b>Figure 1.8</b> : Configuration étudiée de l'EV piloté par IWM.....	20
<b>Figure 1.9</b> : Le système d'amortissement dynamique de Bridgestone pour les moteurs-roues ..	21
<b>Figure 1.10</b> : Pneumatique avec moteur intégré à la roue.....	22
<b>Figure 2.1</b> : Les différents mouvements de véhicule .....	27
<b>Figure 2.2</b> : Mouvement du véhicule dans le système d'axes (X, Y) .....	27
<b>Figure 2.3</b> : Forces au niveau des roues du véhicule, dans le plan (x, y) .....	29
<b>Figure 2.4</b> : Glissement latérale de la roue .....	30
<b>Figure 2.5</b> : Courbe de l'adhérence pour différent revêtement de la route.....	31
<b>Figure 2.6</b> : Couplage entre mécanique et motorisation.....	33
<b>Figure 2.7</b> : Forces agissant sur un véhicule dans un cas général de mouvement .....	34
<b>Figure 2.8</b> : Géométrie de véhicule en virage.....	34
<b>Figure 2.9</b> : Mécanisme différentiel électrique .....	35
<b>Figure 2.10</b> : Force latérale d'un pneu avant en fonction de l'angle de glissement .....	37
<b>Figure 2.11</b> : Modèle réduit de la colonne de direction.....	39
<b>Figure 2.12</b> : Modèle de la colonne de direction pour la synthèse des lois de commande .....	39
<b>Figure 2.13</b> : Schématique d'un système de DYC typique pour un véhicule électrique.....	41
<b>Figure 2.14</b> : Schéma de principe de DYC avec la commande par mode glissant.....	44
<b>Figure 2.15</b> : Résultats de simulation du système DYC .....	46
<b>Figure 3.1</b> : Système de suspension passive.....	51
<b>Figure 3.2</b> : Système de suspension semi-active .....	52
<b>Figure 3.3</b> : Système de suspension active .....	53
<b>Figure 3.4</b> : (a) Suspension passive (b) Suspension électromagnétique.....	54
<b>Figure 3.5</b> : Structure de la suspension active d'un quart de véhicule avec moteur-roues .....	54
<b>Figure 3.6</b> : Structure de la suspension active du véhicule complet avec moteur-roues .....	55

<b>Figure 3.7</b> : Schéma de contrôle d'une suspension active basé sur la logique floue .....	57
<b>Figure 3.8</b> : Fonctions d'appartenance pour les variables floues : (a) $z_s$ , $\dot{z}_s$ et (b) $F_a$ .....	57
<b>Figure 3.9</b> : Schéma de commande d'une suspension active basé sur le contrôleur par mode glissant floue .....	58
<b>Figure 3.10</b> : La fuzzification de la fonction de commutation pour le contrôleur FSMC .....	58
<b>Figure 3.11</b> : Fonctions d'appartenance pour les variables d'entrée et de sortie .....	58
<b>Figure 3.12</b> : Passage par un ralentisseur de type dos d'âne .....	60
<b>Figure 3.13</b> : Passage par une chaussée routière aléatoire .....	61
<b>Figure 3.14</b> : Passage par un ralentisseur de type dos d'âne .....	62
<b>Figure 3.15</b> : Réponses dynamiques du véhicule sous l'effet d'un passage par un ralentisseur de type dos d'âne.....	64
<b>Figure 3.16</b> : Passage par une chaussée routière aléatoire .....	66
<b>Figure 3.17</b> : Réponses dynamiques du véhicule sous l'effet d'un passage par une chaussée routière aléatoire .....	69
<b>Figure 4.1</b> : Roue électrique à base de DVA avec moteur à rotor extérieur .....	75
<b>Figure 4.2</b> : Structure de la suspension active du véhicule complet avec IWM .....	77
<b>Figure 4.3</b> : Contrôle intégré du système complet de suspension du véhicule .....	78
<b>Figure 4.4</b> : Structure du système de contrôle actif proposé utilisant un contrôleur flou de type PID optimal avec un terme intelligent .....	80
<b>Figure 4.5</b> : Les fonctions d'appartenance normalisées pour les variables d'entrée et de sortie .	81
<b>Figure 4.6</b> : Structure du système de commande floue hybride proposé pour le système de suspension active .....	82
<b>Figure 4.7</b> : (a) FLC de type 1 et (b) flou de la fonction d'appartenance de type 1 .....	83
<b>Figure 4.8</b> : Algorithme proposé de logique floue de type Intervalle-2 .....	84
<b>Figure 4.9</b> : MFs d'entrée et de sortie pour T1 FLC et IT2 FLC pour les contrôleurs de confort de conduite et de tenue de route .....	85
<b>Figure 4.10</b> : Plans de phase.....	87
<b>Figure 4.11</b> : Profil d'une route de type dos d'âne .....	88
<b>Figure 4.12</b> : Accélération de la masse suspendue .....	91
<b>Figure 4.13</b> : Accélération du stator.....	92
<b>Figure 4.14</b> : Déflexion du pneu.....	92
<b>Figure 4.15</b> : Débattement de la suspension.....	92
<b>Figure 4.16</b> : Accélération du tangage .....	93
<b>Figure 4.17</b> : Déplacement vertical.....	93

<b>Figure 4.18</b> : Force contrôlée par l'actionneur .....	93
<b>Figure 5.1</b> : Configuration EV à quatre roues motrices .....	98
<b>Figure 5.2</b> : Structure de la suspension active du véhicule complet avec moteur-roue.....	100
<b>Figure 5.3</b> : Modèle dynamique latéral .....	100
<b>Figure 5.4</b> : Commande intégrée du système de suspension intégrale du véhicule .....	101
<b>Figure 5.5</b> : Structure du système de contrôle actif proposé utilisant CSTA .....	103
<b>Figure 5.6</b> : Schéma fonctionnel de DYC avec commande en mode glissant .....	105
<b>Figure 5.7</b> : Plans de phase.....	108
<b>Figure 5.8</b> : Excitation aléatoire de la route .....	111
<b>Figure 5.9</b> : Saisie de l'angle de braquage .....	111
<b>Figure 5.10</b> : Déplacement verticale de chaque coin du véhicule.....	113
<b>Figure 5.11</b> : DSP de l'ccélération verticale de chaque coin du véhicule .....	114
<b>Figure 5.12</b> : Déplacement verticale de la masse du stator .....	115
<b>Figure 5.13</b> : DSP de l'accélération verticale de la masse du stator .....	116
<b>Figure 5.14</b> : (a) Déplacement verticale du châssis; (b) DSP de l'accélération verticale du châssis .....	116
<b>Figure 5.15</b> : (a) Angle de tangage du châssis; (b) : DSP de l'accélération du tangage du châssis .....	117
<b>Figure 5.16</b> : (a) Angle de roulis du châssis; (b) DSP de l'accélération du roulis du châssis ...	118
<b>Figure 5.17</b> : débattement de la suspension des roues .....	119
<b>Figure 5.18</b> : Déflexion des pneus .....	119
<b>Figure 5.19</b> : (a) Moment de lacet; (b) Accélération latérale du véhicule ; (c) Angle de dérapage ; (d) la vitesse de lacet .....	120
<b>Figure 5.20</b> : Signaux de commande du système de suspension active .....	121

## Liste des tableaux

<b>Tableau 3.1</b> : Règles de logique floue.....	57
<b>Tableau 3.2</b> : Règles floue pour le contrôleur mode glissant floue.....	59
<b>Tableau 3.3</b> : Paramètres du système de suspension .....	62
<b>Tableau 3.4</b> : Comparaison de la valeur efficace (RMS) de la suspension du véhicule sous l'effet d'un passage par un ralentisseur de type dos d'âne .....	65
<b>Tableau 3.5</b> : Comparaison RMS de la suspension du véhicule sous l'effet d'un passage par une chaussée routière aléatoire .....	70
<b>Tableau 4.1</b> : Règles de logique floue pour le contrôleur intelligent de logique floue de type PID.....	81
<b>Tableau 4.2</b> : Règles FLC de confort de conduite .....	86
<b>Tableau 4.3</b> : Règles du FLC de tenue de route .....	86
<b>Tableau 4.4</b> : Paramètres du système de suspension .....	88
<b>Tableau 4.5</b> : Modèle de véhicule complet avec différentes roues électriques .....	89
<b>Tableau 4.6</b> : Comparaison de la valeur efficace de la suspension du véhicule sous un profil d'un ralentisseur de type dos d'âne.....	89
<b>Tableau 5.1</b> : Paramètres du modèle dynamique EV .....	108
<b>Tableau 5.2</b> : Modèle de véhicule complet avec trois tests différents.....	109
<b>Tableau 5.3</b> : Définition de la classe de route .....	110
<b>Tableau 5.4</b> : Les différentes situations qui se présentent au volant.....	110
<b>Tableau 5.5</b> : Fréquences propres des éléments de suspension dans la gamme de fréquences 1-11 Hz.....	112
<b>Tableau 5.6</b> : Comparaison RMS de la suspension du véhicule sous excitation aléatoire de la route .....	112

# INTRODUCTION GENERALE

Les véhicules électriques (VE) présentent des avantages par rapport aux véhicules à moteur à combustion interne (MCI) en termes d'efficacité énergétique et de respect de l'environnement et sont considérés comme l'une des solutions pour réduire les émissions globales de CO<sub>2</sub>. Les configurations de propulsion des véhicules électriques peuvent être classées en deux catégories, selon l'architecture du véhicule : les moteurs centralisés et les moteurs intégrés aux roues. La configuration dans laquelle les moteurs sont installés dans les roues (appelée "In-Wheel Motors" (IWM)) a suscité un intérêt croissant de la part des chercheurs ces dernières années en raison des avantages qu'offrent les IWM. Outre leur simplicité et leur efficacité, les moteurs intégrés dans les roues peuvent générer un couple rapide et précis qui n'a pas d'effet négatif sur la rigidité de l'arbre de transmission.

Le véhicule automobile reste l'une des principales causes de mortalité de notre vie moderne, et ce malgré les efforts consentis par les politiques en matière de prévention, d'information et de répression et ceux des constructeurs automobiles en matière de sécurité passive (air bag, . . .) et de sécurité active (ABS, ESP, . . .). Cet état de fait réside dans l'intervention de l'homme sur des processus complexes qui régissent la conduite (maintien du véhicule sur la route, respect de règles pas toujours évidentes,...) et qui ne sont pas toujours adaptés à ses propres limites physiologiques (acuité visuelle, évaluation de distances, perte d'attention, énervement,...), mais que les avancées technologiques de ces dernières années tentent de rendre plus facile.

Avec les progrès de l'automatique, de l'informatique, des télécommunications et de la miniaturisation des instruments, les chercheurs sont aujourd'hui en mesure de développer des systèmes d'aide à la conduite automatisant certaines tâches, en introduisant de nouveaux dispositifs de sécurité afin d'améliorer la sécurité en augmentant la stabilité du véhicule dans les cas où les accélérations longitudinales ou latérales se produisent, dans lequel, les systèmes doivent agir sur la contrôlabilité du véhicule pour que ce dernier réponde plus rapidement aux sollicitations du conducteur. Les aides sont développées sur trois niveaux :

- **Sécurité passive** : dispositions relatives à la phase de pré-collision consistant en la réduction des accidents (diminution de la probabilité et de la sévérité) par leur prévention, leur évitement et la réduction de leur violence ;
- **Sécurité active** : dispositions en relation avec la collision ayant pour objectif la protection des occupants (limitation de la gravité) ;

- **Sécurité préventive** : dispositions en rapport avec la phase de post-collision visant à améliorer le secours aux impliqués (réduction de la gravité).

Il existe différents systèmes de contrôle de la dynamique du véhicule pour les mouvements du véhicule, qui peuvent être classés en trois catégories : contrôles longitudinaux, latéraux et verticaux. Pour le contrôle du taux de lacet, une variété d'actionneurs, tels que la direction active et le freinage actif, pourraient être utilisés. Le mouvement latéral du véhicule est contrôlé par le système de direction avant actif (AFS) et le système de contrôle direct de lacet (DYC). Ce système fournit un angle de braquage supplémentaire indépendant du conducteur pour corriger l'angle de braquage des roues directrices du véhicule et affecte la maniabilité du véhicule en fournissant des forces latérales et en ajustant l'angle de glissement du pneu. Le contrôle direct de la stabilité en lacet est une autre technique de contrôle actif utilisée pour maintenir la stabilité du véhicule. Le DYC applique un couple de freinage droite/gauche en fonction des informations de l'angle de braquage des roues pour contrôler le mouvement de lacet du véhicule et assurer la stabilité latérale du véhicule.

Le système de suspension du véhicule, qui relie la carrosserie et les roues, est considéré comme l'une des parties les plus importantes du véhicule et contribue à l'analyse de la conduite, de la maniabilité et de la sécurité du véhicule. La conception du système de suspension doit répondre à des exigences contradictoires entre le confort de conduite et la stabilité de la tenue de route. Trois types de systèmes de suspension de véhicules, tels que le système de suspension passive, le système de suspension semi-active et le système de suspension active, ont fait l'objet de recherches jusqu'à présent. Les systèmes de suspension passifs comprennent les ressorts et les amortisseurs conventionnels utilisés dans la plupart des voitures. Les ressorts sont supposés avoir des caractéristiques presque linéaires, tandis que la plupart des amortisseurs présentent une relation non linéaire entre la force et la vitesse. Dans les systèmes passifs, ces éléments ont des caractéristiques fixes. Il n'y a donc pas de mécanisme de contrôle par rétroaction. Les systèmes de suspension semi-active permettent une dissipation contrôlée de l'énergie en temps réel. Dans le cas d'une suspension automobile, cette dissipation est assurée par un dispositif mécanique appelé amortisseur actif, qui est parallèle à un amortisseur conventionnel. Le principal avantage de ce système est le réglage de l'amortissement du système de suspension, sans utiliser d'actionneurs. Ce type de système nécessite une certaine forme d'appareils de mesure avec une carte de contrôle afin de régler l'amortissement correctement. Les systèmes de suspension active utilisent des actionneurs pneumatiques, hydrauliques ou électromagnétiques qui créent la force souhaitée dans les systèmes de suspension. L'actionneur est fixé en parallèle avec un ressort et un amortisseur. Comparé aux systèmes de suspension hydraulique passive et active, le système de suspension électromagnétique active est plus adapté aux véhicules

électriques car il offre un contrôle précis de la force, une réponse dynamique rapide et une construction mécanique simple.

Malheureusement, le principal problème associé à l'application du moteur intégré dans les roues est l'augmentation de la masse non suspendue, qui détériore considérablement le confort de conduite du véhicule et la tenue de route, tout en influençant la durée de vie du moteur en raison de l'environnement vibratoire sévère. Les suspensions des VE équipés d'IWM deviennent des systèmes couplés IWM-suspension et l'influence des IWM sur la suspension a fait l'objet de nombreuses recherches au cours des dernières décennies. Bridgestone a mis au point un système d'amortissement dynamique à moteur intégré aux roues pour réduire la fluctuation de la force de contact et améliorer la qualité de roulement et la tenue de route des véhicules électriques.

Actuellement, le moteur dans la roue est conçu comme un absorbeur de vibrations qui pourrait supprimer les vibrations de l'IWM. Contrairement au système de suspension traditionnel, l'absorbeur de vibrations dynamique (DVA) introduit des composants ressort-amortisseur supplémentaires et forme un nouveau système de suspension à entrées multiples. Deux techniques ont été proposées pour réduire les vibrations causées par l'augmentation de la masse non suspendue : un système de suspension active et un absorbeur de vibrations dynamique (DVA). De nombreuses approches de contrôle ont été présentées pour concevoir des systèmes de suspension active tel que la commande par logique floue, la commande optimale, la commande par réseau neuronal, le contrôle par régulateur linéaire quadratique, la commande par mode glissant, la commande par anticipation, la commande adaptative et la commande  $H_\infty$  ...etc. Sur la base des contrôleurs cités ci-dessus, un système de suspension active permet de trouver un compromis entre des exigences de performances contradictoires, telles que le confort de conduite, la stabilité de la tenue de route et le débattement de la suspension.

Ce travail de thèse présente de nouvelles méthodes d'application du contrôle actif à la suspension afin d'améliorer le confort et la sécurité de conduite des véhicules électriques. Initialement, les études se concentrent sur le système de suspension des véhicules électriques. Plusieurs algorithmes d'optimisation et méthodes de contrôle sont proposés pour le système de suspension active du véhicule électrique entraîné par le moteur-roue afin d'améliorer le confort de conduite et la sécurité du véhicule. Enfin nous concentrons sur le couplage de la dynamique verticale et latérale pour un véhicule électrique à quatre roues motrices, visant à améliorer la stabilité latérale, les performances de résistance au roulement, le confort de conduite et la tenue de route dans des conditions de conduite critiques.

Cette thèse est organisée en quatre chapitres comme suit :

- Le chapitre 1 intitulé *Présentation et modélisation d'une chaîne de traction électrique*.

Dans la première partie de ce chapitre, nous présentons un historique sur les véhicules électriques, les différents éléments constituent une chaîne de traction électrique. Ensuite, nous avons présenté la modélisation des éléments constitutifs de la chaîne de traction pour un véhicule électrique. Dans la deuxième partie de ce chapitre les différentes configurations des véhicules électriques ont été présentés, donc concernant notre sujet de recherche nous avons étudiée un véhicule électrique entraîné par quatre moteur-roues, et à la fin de ce chapitre nous présentons la technologie de moteur-roue, leurs avantages et leurs inconvénients.

- Le chapitre 2 intitulé *Techniques de contrôle latéral pour l'amélioration de la contrôlabilité et la stabilité du véhicule électrique*.

Dans le première partie de ce chapitre Ce chapitre nous avons rappelé quelques généralités sur les systèmes intelligents d'aide à la conduite. Au début le contrôle latéral du véhicule électrique et sa modélisation ont été présentés. Ensuite la deuxième partie de ce chapitre porte sur le développement d'une technique de contrôle latérale pour l'amélioration de la stabilité et de la sécurité de notre véhicule électrique à traction intégrale. Nous présentons un système différentiel électrique qui permet d'assurer la répartition de puissance sur chaque roue d'une part et de contrôler les vitesses de rotation des roues motrices d'autre part avec haute précision afin de passer les virages le plus efficacement possible. Ensuite, une étude qui porte principalement sur le contrôle du moment de lacet (DYC), qui utilise des forces de freinage différentiel entre les roues gauches et droites du véhicule pour produire le moment de lacet correctif requis. Des simulations numériques sous Matlab/Simulink représentent différentes situations de conduite avec différents tests ont été effectués mettent en évidence la robustesse des techniques de contrôle développées.

Le chapitre 3 intitulé *Contrôle de la suspension active des véhicules électriques à moteur-roues*.

Dans ce chapitre, nous parlons en générale sur la suspension du véhicule électrique à moteur-roues. Tout d'abord, nous commençons par les éléments de la suspension en expliquant : leur rôle, leurs performances, leur composant, leur influence avec les catégories et la modélisation de système suspension active de véhicule électrique. Ensuite, nous allons expliquer les différents types de suspensions (suspension passive, suspension semi-active et suspension active) avec une description du rôle et des critères d'évaluation des performances de suspension de véhicule. Ensuite nous avons fait une comparaison entre le contrôleur logique floue et le contrôleur mode glissant flou pour la suspension active afin d'améliorer le confort de conduite, la sécurité et la stabilité de la tenue de route

du véhicule électrique équipé d'un moteur-roue. Des séries de simulation numérique sont réalisées avec le logiciel MATLAB/SIMULIK pour un quart et un modèle complet de véhicule.

- Le chapitre 4 intitulé *Développement d'un nouveau système intégré de suspension intégrale en vue d'améliorer simultanément le confort de conduite et la tenue de route des véhicules électriques équipés de moteurs intégrés dans les roues.*

Dans ce chapitre, un nouveau système intégré de suspension intégrale du véhicule est proposé pour améliorer simultanément le confort de conduite et la tenue de route. Nous cherchons à concevoir un système flou hybride pour contrôler l'amortisseur de suspension et un système flou intelligent proportionnel intégral dérivé (PID) pour contrôler l'amortisseur dynamique de vibrations dans les roues (DVA). Pour obtenir une performance vibratoire acceptable, les paramètres du système DVA sont optimisés à l'aide de l'algorithme de programmation quadratique séquentielle (SQP). Enfin, les résultats de simulation sous un profil d'une route de type dos d'âne sont réalisées avec le logiciel MATLAB/SIMULIK.

- Le chapitre 5 intitulé *Développement d'un contrôle avancé de la dynamique de couplage vertical et latéral pour un véhicule électrique à quatre roues motrices.*

Ce chapitre est structuré comme suit : après avoir cité les études récentes sur la commande directe de lacet (DYC), l'absorbeur dynamique de vibrations (DVA) et les systèmes de suspension active en introduction, le modèle dynamique de la suspension active du véhicule complet prenant en compte le mouvement latéral du véhicule est présenté. La conception du contrôle avancé de la dynamique de couplage vertical et latéral est développée. Au début, nous présentons l'optimisation des paramètres du système DVA en utilisant l'algorithme de programmation quadratique séquentielle (SQP). Ensuite, la conception de la commande combinée du système de suspension complète du véhicule basée sur l'amortisseur de vibrations dynamique dans la roue et la suspension active du véhicule est présentée. Cette commande combinée associe une commande de suspension Skyhook et une commande continue de mode de glissement de borne unique, pour des améliorations des performances de confort de conduite du véhicule et de la capacité de tenue de route. A la fin, nous développons la commande directe de lacet qui utilise la commande en mode glissant pour améliorer la tenue de route en ajoutant un moment de lacet supplémentaire. La dernière section présente quelques résultats de simulation avec le logiciel MATLAB/SIMULIK.

Finalement, une conclusion générale termine ce travail et en dressant des perspectives pour les travaux futurs.

## Liste de publications

### Articles

- **Yazid, N. E. H.**, Chikouche, T. M., Hartani, K., Merah, A. “Advanced Vertical and Lateral Coupling Dynamics Control for a Four In-wheel Motor Drive Electric Vehicle”, *Periodica Polytechnica Electrical Engineering and Computer Science*, 67(1), pp. 21–39, 2023, <https://doi.org/10.3311/PPee.20545>.
- 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>.

### Conférences

- **N. E. H. Yazid**, K. Hartani, A. Merah, and Mohammed Chikouche. “Amélioration du contrôle vertical d’un véhicule électrique à l’aide d’un système de suspension active basé sur le modèle quart véhicule.” DZPOWER 21 International Conférence, 2021.
- **N. E. H. Yazid**, K. Hartani, A. Merah, and Mohammed Chikouche. “New Fuzzy Logic Control for Quarter Vehicle Suspension System.” IC-AIRES2021, International Conférence, 2021. Tipasa, ALGERIA
- **N. E. H. Yazid**, K. Hartani, A. Merah, and Mohammed Chikouche. “Active Suspension Control in In-Wheel Motor Driven Electric Vehicles using Fuzzy Logic Control and Fuzzy Logic Sliding Mode Control.” *ICADET 2022*, International Conférence, *Bayburt University, Bayburt/Turkey on September 28-30, 2022*.

---

---

# Chapitre 1

## Présentation et modélisation d'une chaîne de traction électrique.

---

---

### 1.1 Introduction

Les véhicules électriques pourraient à moyen ou long terme remplacer les véhicules thermiques. En effet, si l'on compare aux véhicules actuels, ils présentent un nombre d'avantages tels une pollution beaucoup plus faible, un niveau sonore bien moindre et une conduite plus simple[1]. Néanmoins, il faut encore à l'heure actuelle relativiser ces louanges : le VE est fort lourd, coût très cher à l'achat,... et ce presque exclusivement à cause des batteries [2].

Depuis plusieurs années, la traction électrique devient un thème de recherche d'actualité. Ce concept englobe un large domaine à caractère pluridisciplinaire. Il fait appel à des connaissances en électrotechnique, électronique, mécanique, automatique, chimie, et informatique. La configuration classique d'une chaîne de traction électrique repose sur la commande d'une machine à courant continu ou à courant alternatif [3]. En ce qui concerne la traction, une consigne de couple est appliquée. La chaîne doit comporter une source d'énergie, un ou des convertisseurs d'énergie, et une ou des machines électriques, associées à une électronique de calcul et d'instrumentation [4].

Dans le cas particulier de la traction des véhicules électriques, le moteur synchrone à aimants permanents (MSAP) reste un bon candidat à cause surtout son couple massique élevé comparativement à celui du moteur asynchrone classique, ce qui est important pour les systèmes embarqués[5-10]. Le choix du moteur de traction dans notre travail s'est porté sur un moteur synchrone à aimants permanents, celui-ci fait l'objet de différentes études concernant leur conception et leur commande particulièrement à vitesse variable[11] [12].

Dans la première partie de ce chapitre, nous présentons un historique sur les véhicules électriques, les différents éléments constituent une chaîne de traction électrique. Ensuite, nous avons présenté la modélisation des éléments constitutifs de la chaîne de traction pour un véhicule électrique. Dans la deuxième partie de ce chapitre les différentes configurations des véhicules électriques ont été présenté.

Dans notre sujet de recherche nous avons étudiée un véhicule électrique entraîné par quatre moteurs-roues, et à la fin de ce chapitre nous présentons la technologie de moteur-roue, leurs avantages et leurs inconvénients.

## **1.2 Historique sur les véhicules électriques**

Les véhicules électriques ont une longue histoire, leur popularité variant en fonction des préoccupations environnementales et des ressources énergétiques. Les premières voitures électriques ont été construites dans les années 1830, à la suite du développement des machines électriques.

Cependant, le besoin de transports motorisés était principalement dû aux problèmes environnementaux et sanitaires causés par le fumier de cheval dans les villes développées dans les années 1890. Les chevaux produisaient environ 10 kg de fumier et 1 L d'urine par jour, ce qui libérait du méthane, un gaz à effet de serre quatre fois plus puissant que le dioxyde de carbone. Avec le développement rapide de l'industrie et des transports, l'élimination de ces déchets est devenue difficile [13] [14].



**Figure 1.1 :** *Circulation en ville dans les années 1890* [15].

Dans ce contexte, le principal objectif de la première conférence internationale sur l'urbanisme, qui s'est tenue à New York en 1898, était de trouver des solutions pour contourner ce problème alarmant. La conclusion finale était qu'il était inévitable de remplacer les voitures à cornes par des voitures à moteur [16].

À l'époque, deux approches étaient possibles: les véhicules à vapeur et les véhicules électriques. Même si les premières voitures à vapeur ont été construites à partir du 18e siècle, leur diffusion plus large grâce à une production en série plus importante ne peut être datée que des années 1890. Elles présentaient quelques inconvénients. Par temps froid, elles mettaient jusqu'à 45 minutes pour se réchauffer et devaient être remplies de grandes quantités d'eau, ce qui limitait leur autonomie [17]. À la fin du XIXe siècle, la concurrence entre les voitures à vapeur et les voitures électriques était importante. Les gens préféraient les voitures électriques qui étaient plus performantes que leurs rivales

à vapeur. Elles n'avaient pas l'odeur, le bruit ou les vibrations des voitures à vapeur. En outre, elles étaient plus faciles à utiliser, sans démarrage à la manivelle, et avaient un système d'engrenage beaucoup plus simple.

Entre-temps, plusieurs progrès ont été réalisés dans le domaine des moteurs à combustion interne (MCI), en particulier en Allemagne. Même si le premier prototype de voiture à essence a été construit par Siegfried Marcus dès 1870, le premier véhicule spécifiquement conçu pour être propulsé par un moteur à combustion interne (un tricycle) n'a été présenté qu'en 1885 par Karl Friederich Benz. Il a été suivi par les développements réalisés par Gottlieb Daimler et Ferdinand Porsche. Ce dernier a construit la première voiture de ce type véritablement commerciale en 1899. À l'époque, elle disposait de solutions très avancées, telles que le moteur à moyeu dans les roues motrices. Il est également le "père" des véhicules hybrides, puisqu'il a proposé pour la première fois cette approche technique en 1902 [18].

Les voitures à moteur à combustion interne présentaient également quelques inconvénients. Il fallait beaucoup d'efforts pour se battre avec une manivelle, et le changement de vitesse était également une opération difficile [17].

Le début des années 1900 a marqué le premier âge d'or des véhicules électriques. De nombreux constructeurs automobiles ont proposé des dizaines de nouveaux modèles plus confortables. En 1900, 1 575 voitures électriques ont été produites seules aux États-Unis, contre seulement 936 voitures à moteur à combustion interne [13].

La production de voitures électriques a atteint son apogée en 1912. À cette époque, seule la société Oliver P. Fritchle, l'un des principaux constructeurs de véhicules électriques, produisait près de 200 voitures par an [19]. Dans les années qui ont suivi, les voitures électriques ont commencé à perdre leur part du marché automobile en raison de l'évolution rapide des voitures à moteur à combustion interne [19]. Le pourcentage de voitures électriques produites aux États-Unis est tombé à 4 % en 1925 [13].

Cette chute s'explique par des raisons spécifiques. Pendant l'ère dite du Gusher (à partir de 1895), le boom du pétrole brut au Texas a entraîné des changements et une croissance économiques considérables aux États-Unis [20]. La forte baisse des prix de l'essence a rendu les voitures à moteur à combustion interne moins chères à posséder et à entretenir pour le consommateur moyen. De plus en plus de stations-service ont été ouvertes dans tous les pays, ce qui a facilité le ravitaillement des véhicules à moteur à combustion interne. Une autre raison est liée à la fabrication. Ford a inventé la production de masse du très populaire modèle T en 1908, ce qui a eu un impact majeur sur le prix des

voitures. En 1912, une voiture à essence ne coûtait que 650 dollars, alors qu'une voiture électrique similaire coûtait 1 750 dollars. Un autre clou dans le cercueil de la voiture électrique a été le brevet déposé en 1912 par l'inventeur américain Charles Kettering pour le premier démarreur électrique de voiture. Avec la suppression de la manivelle, les voitures à essence sont devenues plus attrayantes pour les conducteurs [19].

L'essence abondante et bon marché et les développements persistants de l'ICE ont réduit le besoin et l'intérêt pour les véhicules à carburant alternatif au cours des 30 années suivantes. Cependant, tout au long des années 1960 et 1970, les prix de l'essence ont augmenté de façon permanente. Le choc le plus important pour le marché pétrolier s'est produit en 1973 lorsque l'OPEP a déclaré l'embargo mondial sur le pétrole. En six mois, les prix des carburants ont été multipliés par trois. Ce choc a eu plusieurs conséquences immédiates et à long terme sur l'économie mondiale. Pour la première fois, l'humanité a appris à quel point elle était dépendante de ressources disponibles en quantité limitée. En outre, la question de la pollution atmosphérique liée aux moteurs à combustion interne a commencé à retenir l'attention [21].

De nombreuses entreprises automobiles ont commencé à développer des véhicules électriques, principalement pour la mobilité urbaine sur de courtes distances. À l'époque, les performances et l'autonomie des voitures électriques étaient limitées. Entre-temps, les améliorations apportées aux moteurs à combustion interne se sont concentrées sur la réduction de la consommation de carburant et des émissions. Tout cela a conduit à une nouvelle baisse de l'intérêt pour les véhicules électriques [22].

À partir des années 1990, les voitures électriques ont connu un regain d'intérêt, principalement en raison des réglementations environnementales strictes. La plupart des constructeurs ont commencé à convertir leurs modèles à moteur à combustion interne en modèles électriques ou hybrides, ce qui leur a permis de concurrencer les voitures à essence en termes de vitesse, de performances et d'autonomie.

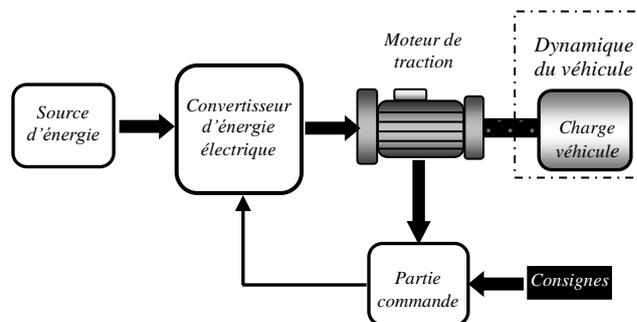
Les voitures électriques/hybrides phares, telles que l'EV1 de GM et la Prius de Toyota, ont été mises au point à cette époque. Les voitures Tesla sont devenues la norme industrielle pour les véhicules électriques dix ans plus tard. Entre-temps, les bornes de recharge se sont multipliées dans le monde entier et les scientifiques et ingénieurs impliqués ont amélioré les batteries de manière intensive.

Aujourd'hui, presque tous les constructeurs automobiles proposent une large gamme de véhicules hybrides, hybrides rechargeables et entièrement électriques, et ils travaillent d'arrache-pied au développement des futurs véhicules de ce type.

Il semble que le transport électrique soit la clé d'un avenir plus durable pour l'humanité. Les pays les plus développés peuvent réduire leur dépendance à l'égard du pétrole brut étranger et minimiser la pollution par le carbone sur la planète en adoptant des véhicules électriques [22]. Par conséquent, les véhicules électriques semblent être la voie de l'avenir. Plusieurs constructeurs automobiles se sont engagés à arrêter ou à limiter fortement la production de véhicules à moteur à combustion interne jusqu'aux années 2030. En outre, plusieurs grandes villes d'Europe et des États-Unis prévoient d'interdire les véhicules diesel d'ici à 2025. L'objectif de ce document est de fournir un bref aperçu des réalisations les plus significatives dans le domaine du développement des véhicules électriques à trois moments critiques de son histoire: les premières années, l'aube de l'ère moderne et l'avenir proche.

### **1.3 Présentation de la chaîne de traction électrique**

Le véhicule électrique était alors supposé être un ZEV (Zero Emission Vehicle) et la dynamique et la tenue de route étaient similaires à celles d'un véhicule classique [10]. La chaîne de traction électrique est l'ensemble des éléments qui relient la source d'énergie à la transmission mécanique et fournissent une puissance électromécanique capable de déplacer le véhicule. Elle comprend généralement un chargeur embarqué, une ou plusieurs sources, un convertisseur électronique de puissance, un ou plusieurs moteurs électriques et un contrôleur [23]. On peut ainsi décrire la chaîne de traction d'un véhicule électrique par la Figure (1.2).



**Figure 1.2 :** Chaîne de traction électrique d'un VE.

#### **1.3.1 Élément de la chaîne de traction**

La chaîne de traction se compose d'un chargeur de batterie, de une source d'énergie électrique embarquée, d'un ensemble convertisseur statique du moteur électrique et d'un contrôleur et une transmission mécanique dont la fonction est d'adapter la caractéristique mécanique de la charge à celle du moteur de traction [24] [25-28].

**Source d'énergie :** La source d'énergie étudiée est une batterie d'accumulateur, qui a pour but de fournir l'énergie électrique (éventuellement de récupérer en cas de freinage). La nature de la source d'énergie est de type continu.

**Convertisseur d'énergie électrique :** Suivant l'utilisation du moteur à courant continu ou à courant alternatif, les convertisseurs d'énergie devront être différents. Les onduleurs sont utilisés dans la chaîne de traction pour gérer les échanges énergétiques entre la source d'énergie et le moteur de traction de type alternatif.

**Moteur de traction :** Le choix du moteur s'est porté sur un moteur de type synchrone triphasé à aimants permanents. L'intérêt de ce type de moteur est sa grande fiabilité, son rendement plus élevé, sa puissance massique élevée, ce qui est important pour les systèmes embarqués.

**Partie commande :** La traction électrique pour les véhicules électriques est réalisée par un élément contrôlant l'énergie transférée de la source d'énergie vers le moteur de traction. La partie commande reçoit sur son entrée des consignes telles que : le couple demandé par le conducteur et la vitesse de rotation de la machine.

### **1.3.2 Avantages et inconvénients des véhicules électriques**

Les VE possèdent de nombreux avantages, ils sont silencieux, sans pollution environnementale locale, et possèdent un bon rendement énergétique. Leur chaîne de conversion est réversible et elle peut permettre la récupération d'énergie dans les descentes ou lors des freinages. Cependant le frein essentiel à leur développement a été, et reste encore aujourd'hui, lié aux faibles performances des accumulateurs électriques qui ont une durée de vie faible. Ainsi, deux inconvénients notables du VE liés à son système de stockage d'énergie, apparaissent: d'une part, une masse trop élevée d'accumulateurs ou une faible autonomie, d'autre part, une longue durée de recharge ou une puissance excessive de charge [29].

## **1.4 Modélisation des éléments de la chaîne de traction**

### **1.4.1 Modélisation de la machine synchrone à aimants permanents**

Le moteur synchrone à aimants permanents (MSAP) comporte au stator un enroulement triphasé représenté par les trois axes ( $a, b, c$ ) déphasés, l'un par rapport à l'autre, de  $120^\circ$  électrique, Figure (1.3), et au rotor des aimants permanents assurant son excitation. En fonction de la manière dont les sont placés, on peut distinguer deux types de rotors. Dans le premier type, Figure (1.3 (a)), les aimants sont montés sur la surface du rotor offrant un entrefer homogène, le moteur est appelé à rotor lisse et les inductances ne dépendent pas de la position du rotor. Dans le deuxième, Figure (1.3 (b)), les

aimants sont montés à l'intérieur de la masse rotorique et l'entrefer sera variable à cause de l'effet de la saillance. Dans ce cas les inductances dépendent fortement de la position du rotor. De plus, le diamètre du rotor du premier type est moins important que celui du deuxième ce qui réduit considérablement son inertie en lui offrant la propriété dans l'entraînement des charges rapides. En ce qui concerne le stator, il est semblable à celui de toutes les machines à courant alternatifs, Figure (1.4) [7] [13] [30].

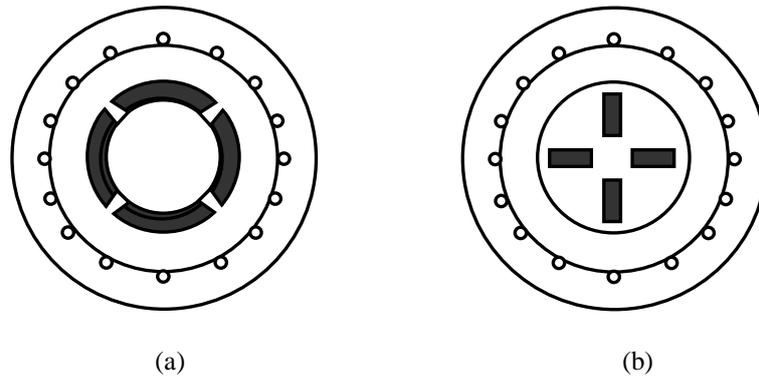


Figure 1.3 : Rotors de machines synchrones à aimants permanents.

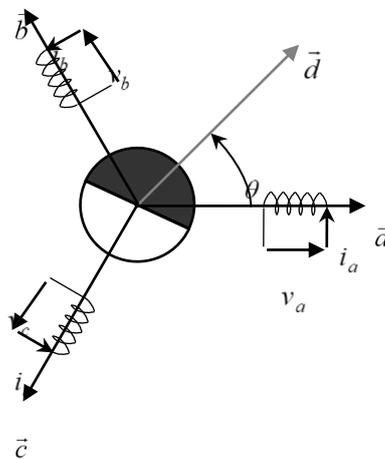


Figure 1.4 : Représentation de la MSAP dans le repère électrique  $(a, b, c)$ .

La modélisation de la machine synchrone à aimants permanents est subordonnée par les hypothèses simplificatrices suivantes :

- L'entrefer est d'épaisseur uniforme ;
- L'effet d'encoche est négligeable ;
- L'induction dans l'entrefer est sinusoïdale ;
- Le circuit magnétique est supposé non saturer ;

- Le circuit magnétique est supposé parfaitement feuilleté (les courants de Foucault sont négligeables);
- L'hystérésis, l'effet de peau ainsi que l'effet de la température sont négligeable.

Le modèle mathématique du MSAP est similaire à celui de la machine synchrone classique. En tenant compte de la représentation de la machine (Figure (1.4)) et des hypothèses simplificatrices précédentes, le modèle triphasé s'exprime par :

$$[v_{abc}] = [R_s][i_{abc}] + \frac{d}{dt} [\Phi_{abc}] \quad (1.1)$$

Avec

$$[v_{abc}] = \begin{bmatrix} v_a \\ v_b \\ v_c \end{bmatrix}, \quad [i_{abc}] = \begin{bmatrix} i_a \\ i_b \\ i_c \end{bmatrix}, \quad [\Phi_{abc}] = \begin{bmatrix} \Phi_a \\ \Phi_b \\ \Phi_c \end{bmatrix}, \quad [R_s] = \begin{bmatrix} R_s & 0 & 0 \\ 0 & R_s & 0 \\ 0 & 0 & R_s \end{bmatrix}$$

Avec  $v_{abc}$ ,  $i_{abc}$  et  $\Phi_{abc}$  représentent respectivement les tensions de phases statoriques, les courants de phases statoriques et les flux totaux produits par les courants statoriques.  $R_s$  indique la résistance d'une phase statorique.

Les flux totaux  $\Phi_{abc}$  sont exprimés par :

$$[\Phi_{abc}] = [L][i_{abc}] + [\Phi_f] \quad (1.2)$$

Où

$$[L] = \begin{bmatrix} L_{ss} & M_s & M_s \\ M_s & L_{ss} & M_s \\ M_s & M_s & L_{ss} \end{bmatrix}, \quad [\Phi_f] = \Phi_f \begin{bmatrix} \cos \theta \\ \cos(\theta - 2\pi/3) \\ \cos(\theta - 4\pi/3) \end{bmatrix}$$

Avec  $L_{ss}$  et  $M_s$  représentent l'inductance propre et l'inductance mutuelle entre les enroulements statoriques.

Le couple électromagnétique est exprimé par :

$$C_{em} = \frac{1}{\omega_m} \left( [e_{abc}]^T [i_{abc}] \right) \quad (1.3)$$

Où  $[e_{abc}] = \frac{d}{dt} [\Phi_{abc}]$  représentent les FEMs produites dans les phases statoriques.  $\omega_m$  définit la vitesse de rotation du rotor en (rd/s).

Le modèle de Park de la MSAP sous une forme vectorielle comme suit:

$$[v_{dq}] = [R_s][i_{dq}] + \frac{d}{dt}[\Phi_{dq}] + p\omega_m[\Phi'_{dq}] \quad (1.4)$$

Où :

$$[v_{dq}] = \begin{bmatrix} v_d \\ v_q \end{bmatrix}, \quad [i_{dq}] = \begin{bmatrix} i_d \\ i_q \end{bmatrix}, \quad [\Phi_{dq}] = \begin{bmatrix} \Phi_d \\ \Phi_q \end{bmatrix}, \quad [\Phi'_{dq}] = \begin{bmatrix} \Phi_q \\ -\Phi_d \end{bmatrix}, \quad [R_s] = \begin{bmatrix} R_s & 0 \\ 0 & R_s \end{bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} \Phi_d \\ \Phi_q \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} L_d & 0 \\ 0 & L_q \end{bmatrix} \begin{bmatrix} i_d \\ i_q \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \Phi_f \\ 0 \end{bmatrix} \quad (1.5)$$

Le couple électromagnétique est exprimé par :

$$C_{em} = \frac{3}{2} p (\Phi_d i_q - \Phi_q i_d) = \frac{3}{2} p [(L_d - L_q) i_d i_q + \Phi_f i_q] \quad (1.6)$$

L'équation électromécanique est exprimée par :

$$J \frac{d\Omega}{dt} + f\Omega = C_{em} - C_r \quad (1.7)$$

Où :

$$\omega_m = p\Omega \quad (1.8)$$

Avec :

- $\Omega$  : vitesse de rotation mécanique de la MSAP
- $J$  : moment d'inertie totale de la machine
- $f$  : coefficient de frottement visqueux
- $C_r$  : couple résistant appliqué sur l'arbre de la machine

## 1.4.2 Modélisation de la source d'énergie

Dans notre étude, la source d'énergie du véhicule est une batterie d'accumulateurs. Elle est constituée de l'association série et/ou parallèle de cellules élémentaires. On rencontre dans les littératures [31][32] plusieurs modèles de complexités différentes où les éléments du circuit électrique équivalent dépendent de l'état de charge de la batterie et de la température de fonctionnement. Afin de simplifier le système de traction, la batterie d'accumulateurs sera modélisée par une simple source de tension continue.

### 1.4.3 Modélisation du convertisseur d'énergie électrique

L'objectif de la modélisation est de trouver une relation entre les grandeurs de commande et les grandeurs électriques de la partie alternative et continue de l'onduleur [33]. Dans cette étude on considère le cas idéal d'un onduleur triphasé à deux niveaux de tension qui est modélisé par des interrupteurs parfaits à commutation instantanée. Le schéma de cet onduleur est donné dans la Figure (1.5).

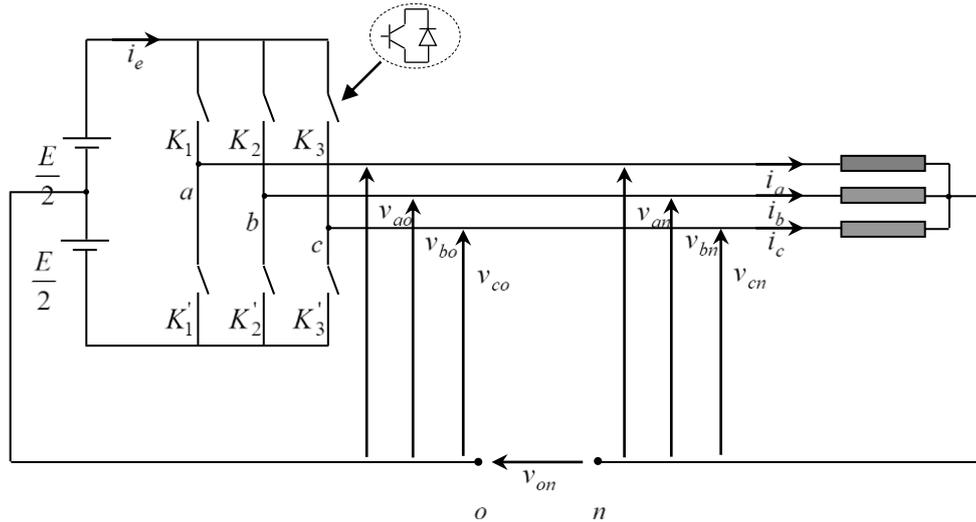


Figure 1.5: Schéma de l'onduleur de tension.

Les tensions aux bornes de la machine sont données par :

$$\begin{bmatrix} v_{an} \\ v_{bn} \\ v_{cn} \end{bmatrix} = \frac{E}{3} \begin{bmatrix} 2 & -1 & -1 \\ -1 & 2 & -1 \\ -1 & -1 & 2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} S_a \\ S_b \\ S_c \end{bmatrix} \quad (1.9)$$

Avec  $S_i$  est l'état de l'interrupteur  $K_i$ , supposé parfait, tel que pour le  $i^{\text{ème}}$  bras de l'onduleur ( $i = a, b, c$ ):

- $S_i = 1$  si l'interrupteur en haut est fermé et l'interrupteur en bas est ouvert ;
- $S_i = 0$  si l'interrupteur en haut est ouvert et l'interrupteur en bas est fermé ;

## 1.4.4 Commande du moteur électrique

Le contrôle d'un véhicule électrique s'effectue par la commande de sa chaîne de traction, qui se traduit à son tour par la commande de ces moteurs de traction. Des techniques de contrôle avancés sont développées ces dernières années (contrôle vectoriel, contrôle direct de couple (DTC),...) permettent de répondre à certaines contraintes, imposées par la chaîne de traction, de plus en plus sévères sur le couples [34] [35] [36] [12].

La commande directe de couple possède de nombreux avantages tel que : la réponse rapide du couple, la simplification de commande et le temps de traitement modéré comparée à la commande vectorielle grâce l'élimination de la modulation de largeur d'impulsion, l'insensibilité aux variations paramétriques à l'exception de la résistance statorique. La stratégie de contrôle DTC est actuellement reconnue comme étant la technique la plus répandue dans le domaine du contrôle des machines à courants alternatifs [37] [38]. Une stratégie de type contrôle DTC sera abordé dans le cadre de ce travail, elle est caractérisée par un bon découplage du flux par rapport au couple, mais dépend moins de variations des paramètres de la machine.

## 1.4.5 Modélisation de la partie mécanique de la chaîne de traction

### 1.4.5.1 Les efforts appliqués sur le véhicule

L'effort total  $F_{tot}$  nécessaire à l'avancement du véhicule est la somme des différentes composantes issues du bilan des forces mécaniques appliquées au véhicule Figure (1.6) [28] [39] [40].

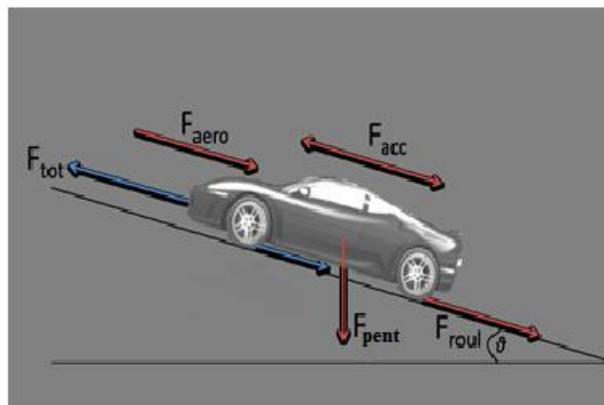


Figure 1.6 : Les efforts appliqués au véhicule.

$$F_{tot} = F_{aero} + F_{roul} + F_{pent} + F_{acc} \quad (1.10)$$

▪ **Force de résistance aérodynamique  $F_{aero}$  :**

La force de résistance aérodynamique  $F_{aero}$  est donnée par la relation suivante :

$$F_{aero} = \frac{1}{2} \rho S_f C_{px} (V_{veh} - V_{vent})^2 \quad (1.11)$$

Elle est proportionnelle à la masse volumique de l'air, au carré de la vitesse relative (compte tenu celle du vent) par rapport à l'air, à la section frontale du véhicule et son pénétration dans l'air qui prend des valeurs  $C_{px} \in [0.25 \div 0.5]$  selon les formes de carrosserie.

▪ **Force de résistance au roulement  $F_{roul}$  :**

La force de résistance au  $F_{roul}$  est liée au coefficient de roulement des roues, qui dépend de la largeur des pneus et du revêtement routier. Si les pneus avant sont différents des pneus arrières, ou simplement si leurs pressions de gonflage sont différentes, l'effort de résistance au roulement vaut :

$$F_{roul} = [C_{rr\_av} m_{av} + C_{rr\_ar} m_{ar}] g \approx g M_v C_{rr} \quad (1.12)$$

Où  $m_{av}$  et  $m_{ar}$  sont respectivement les masses portées par les roues avant et arrière.

▪ **Force de résistance due à la pente  $F_{pent}$  :**

La force  $F_{pent}$  est la force de résistance due à la pente à gravir. Dans le cas où le véhicule devrait gravir une pente d'angle  $\alpha_p$ , il y a une force supplémentaire proportionnelle à la masse totale du véhicule qui s'oppose à son avancement. Cette force est donnée par [41] :

$$F_{pente} = g M_v \sin(\alpha_p) \quad (1.13)$$

▪ **Force due à l'accélération  $F_{acc}$  :**

La force due à l'accélération assure le comportement dynamique souhaité par le conducteur. Cette force est obtenue par produit entre la masse de voiture et l'accélération imposée par le conducteur.

$$F_{acc} = M_v \frac{dV_{veh}}{dt} = M_v \gamma \quad (1.14)$$

Finalement, l'effort total de résistance à l'avancement du véhicule vaut :

$$F_{tot} = \frac{1}{2} \rho S_f C_{px} (V_{veh} - V_{vent})^2 + g M_v C_{rr} + g M_v \sin \alpha_p + M_v \gamma \quad (1.15)$$

La puissance à fournir aux roues en fonction de la vitesse de déplacement est donnée par l'expression suivante :

$$P = F_{tot} V_{veh} \quad (1.16)$$

Le couple résistant à la roue  $C_r$  est lié à l'effort résistant par la relation :

$$C_r = F_{tot} R_\omega \quad (1.17)$$

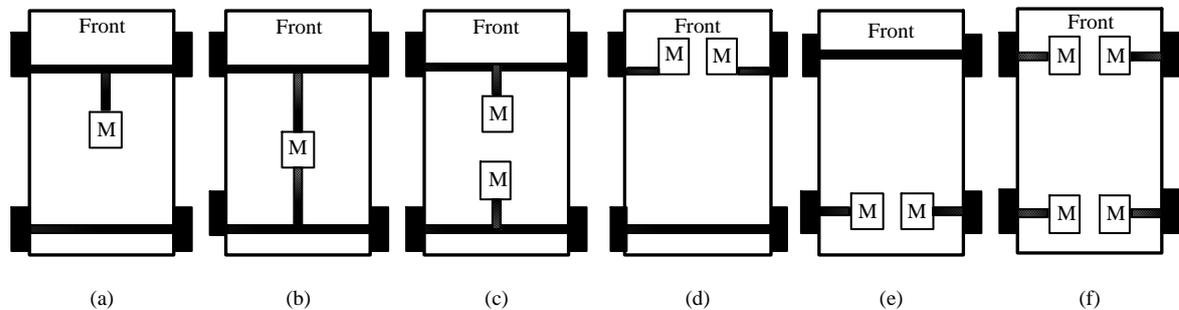
Où  $R_\omega$  est le rayon de la roue ( $m$ ).

La vitesse angulaire  $\Omega_r$  est liée à la vitesse du véhicule  $V_{veh}$  par la relation :

$$\Omega_r = \frac{V_{veh}}{R_\omega} \quad (1.18)$$

## 1.5 Les différentes configurations des véhicules électriques

L'architecture des véhicules électriques se compose de deux variantes monomoteur et multimoteur [42] [43]. Alors que la première présente une seule chaîne de traction (Figure (1.7 (a) (b))), le multimoteur en comporte plusieurs (Figure (1.7 (c) (d) (e) (f))) comme les véhicules à traction avant, à traction arrière ou bien les véhicules à traction avant et arrière. Comme le montre la Figure (1.7), chaque topologie possède ses propres avantages et inconvénients en termes de performance, sécurité, fiabilité et coût. Dans la version multimoteur, la machine électrique est parfois intégrée dans la roue, ce qui permet souvent de simplifier la transmission mécanique [44].



**Figure 1.7 :** Différents arrangements des systèmes motopropulseurs proposés. (a) Traction avant ou arrière entraînée par un moteur (b) Quatre roues entraînées par un moteur (c) Traction avant et traction arrière entraînée chacune par un moteur (d) Traction avant par deux moteurs-roues (e) Traction arrière par deux moteurs-roues (f) Véhicule propulsé par 4 moteur-roues [44].

En prenant en compte la sécurité, la configuration multi-moteurs offre plusieurs avantages, dont performance améliorée, Efficacité accrue et contrôle amélioré. En distribuant la puissance à plusieurs moteurs, les véhicules électriques peuvent obtenir une meilleure accélération, vitesse de pointes et maniabilité améliorée. Cette technologie est particulièrement bénéfique dans situations de circulation avec arrêts et départs. Globalement, configurations multi-moteurs jouent un rôle crucial dans l'optimisation des performances et de l'efficacité des véhicules électriques [45].

## 1.6 La configuration étudiée du véhicule électrique

L'objectif de la transmission de puissance mécanique est de relier la source d'énergie, le ou les moteurs électrique, aux roues motrices de véhicules, il s'agit d'adapter la vitesse de rotation et le

couple du moteur aux exigences fonctionnelles du véhicule, c'est-à-dire le couple résistant à la roue. Nous avons donc retenu comme système d'étude un véhicule électrique à entraînement direct constitué : d'un châssis ; de quatre moteurs de type synchrones à aimants permanents ; d'une batterie d'accumulateurs et d'un onduleur triphasé pour chaque moteur. La Figure (1.8) montre l'architecture étudiée du véhicule électrique à 4 roues motrices.

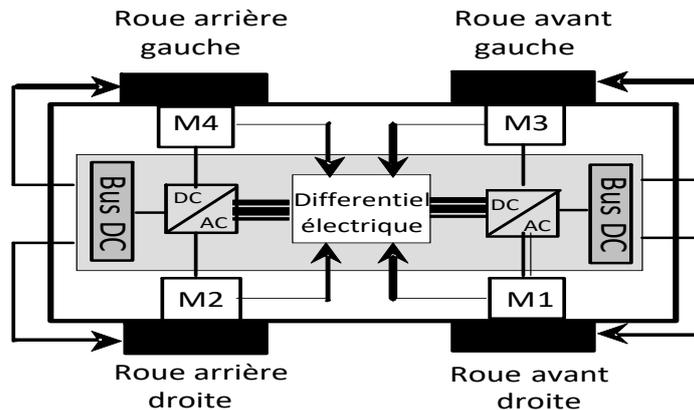


Figure 1.8 : Configuration étudiée de l'EV piloté par IWM.

## 1.7 Technologie de moteur-roue

Dans le domaine de la technologie électrique et du contrôle, les véhicules électriques, équipés d'un moteur électrique, présentent trois avantages majeurs :

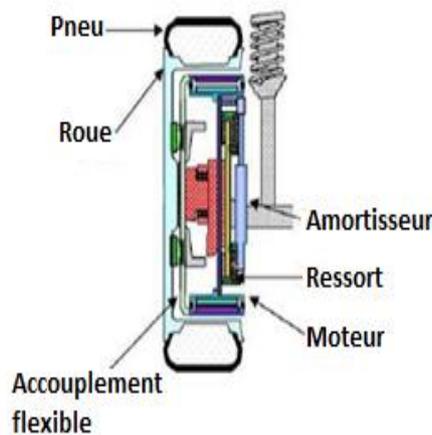
- ✓ le couple moteur peut être généré rapidement et avec précision ;
- ✓ 2) les moteurs électriques peuvent être installés dans chaque roue ;
- ✓ 3) le couple moteur peut être mesuré avec précision [46].

En fonction de l'architecture du véhicule, la configuration de la propulsion des véhicules électriques peut être classée en deux catégories : les véhicules à moteur centralisé et les véhicules à moteur intégré dans les roues. La seconde configuration, dans laquelle les moteurs sont installés sur les roues et appelée véhicule électrique IWM, s'est avérée être un domaine de recherche de plus en plus populaire au cours des dernières années. La configuration à moteur intégré présente un certain nombre d'avantages tels que la réponse rapide du moteur, la génération précise du couple, la simplicité et la capacité à générer des couples avant et arrière sans effet négatif sur la rigidité de l'arbre de transmission [47] [48]. Étant donné que le couple de chaque roue peut être contrôlé de manière complète et indépendante, l'IWM peut également améliorer les performances des systèmes de contrôle

de la traction (TCS), des systèmes de freinage antiblocage (ABS) et du contrôle électronique de la stabilité (ESC) [47]. La technologie IWM a suscité l'intérêt d'un nombre croissant d'entreprises.

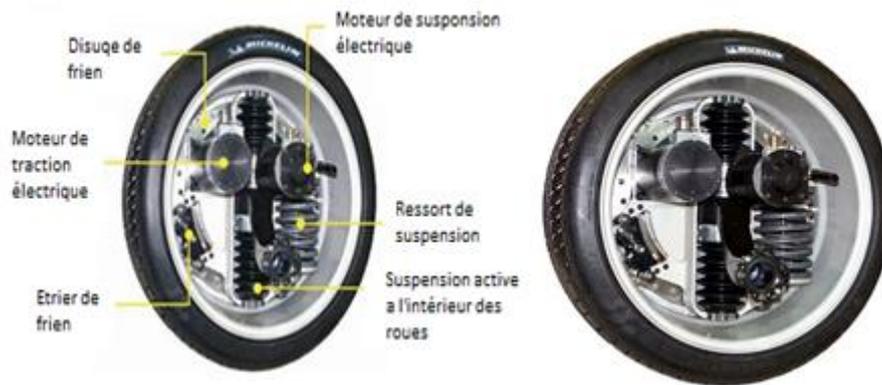
### **1.7.1 Avantages de moteur-roue**

En raison des nombreux avantages des moteurs à roue, plusieurs entreprises travaillent sur la conception de moteurs à roue afin de minimiser ces effets négatifs sur les moteurs à roue intérieure et d'obtenir une meilleure isolation vibratoire. Bridgestone propose ce que l'on appelle un système d'amortissement dynamique à moteur dans la roue [49], qui suspend le moteur à entraînement direct sans arbre, en l'isolant de la masse non suspendue. Le moteur est conçu comme un absorbeur de vibrations qui peut compenser les vibrations de la route, comme le montre la Figure (1.9) [50].



**Figure 1.9:** *Le système d'amortissement dynamique de Bridgestone pour les moteurs-roues.*

Le système s'est révélé capable d'améliorer la qualité de la conduite et la tenue de route. Les fluctuations de la force de contact des pneus dans les VE conventionnels et les VE-IMW avec amortissement dynamique sont comparées dans [51]. La société Michelin propose un système de roue active pour les VE à batterie ou à pile à combustible, comme le montre la Figure (1.10), qui se compose d'un moteur électrique qui entraîne la roue, d'un système de freinage et d'un système de suspension active [52]. Le moteur électrique est utilisé pour entraîner les roues du véhicule, tandis que le système de suspension active est utilisé pour améliorer les performances de conduite, la stabilité du comportement et la sécurité des passagers.



**Figure 1.10 :** *Pneumatique avec moteur intégré à la roue.*

### **1.7.2 Désavantages de moteur-roue**

Cependant, le placement de l'IWM dans les véhicules électriques pose de nouveaux défis technologiques. Le fait d'attacher le moteur électrique à la roue peut entraîner une augmentation de la masse non suspendue. Certaines études montrent que la masse peut être augmentée de 20 à 50 % [53]. Une augmentation de la masse non suspendue entraîne une augmentation de la réponse dans les plages de fréquences autour de 10 Hz, ce qui a un effet négatif sur le confort de conduite de la suspension et sur la tenue de route.

En outre, le roulement du moteur, qui supporte le poids de la carrosserie du véhicule, peut facilement s'user en raison des fortes charges et du faible écart entre le rotor du moteur et le stator. Les vibrations du moteur dans la roue et les lourdes charges appliquées au moteur peuvent facilement entraîner un bruit fort et l'usure du roulement, réduisant ainsi la durée de vie du roulement du moteur. Ces tendances montrent clairement la nécessité d'une suspension active dans les véhicules électriques, qui peut contribuer à améliorer le confort de conduite et les performances dynamiques du véhicule.

## **1.8 Conclusion**

Dans cette première partie, nous avons rappelé quelques généralités sur la traction électrique. Le véhicule électrique est présenté brièvement. L'action a été mise sur une description et principe de fonctionnement de la chaîne de traction électrique. Tout d'abord, nous avons procédé à la modélisation des éléments constitutifs de la chaîne de traction. Ensuite, nous avons présenté la modélisation de la partie mécanique de la chaîne de traction. Enfin, nous avons présenté la technologie des moteur-roue avec leurs avantages et leurs inconvénients et en prenant en compte ces inconvénients, ils ont conclu

que l'utilisation du moteur-roue a un impact négatif sur les performances des systèmes de suspension passive, par rapport à l'utilisation d'un pneu standard. Ce qui montre clairement la nécessité d'une suspension active dans les véhicules électriques, qui peuvent contribuer à améliorer le confort de conduite et les performances dynamiques du véhicule.

# Chapitre 2

## Techniques de contrôle latéral pour l'amélioration de la stabilité et la contrôlabilité du véhicule électrique

---

---

### 2.1 Introduction

La problématique de la sécurité routière est l'une des grandes préoccupations du ministère des transports. Les principaux facteurs indissociables et interdépendants d'une circulation routière sont: le conducteur, le véhicule, l'infrastructure (au sens large) et le trafic. Toute analyse du niveau de sécurité d'une route passe par la compréhension du système élémentaire impliquant ces premiers facteurs. En effet ; la défaillance d'au moins un de ces facteurs peut entraîner un accident [54].

La technologie permet désormais d'envisager des systèmes de sécurité active visant à éviter les accidents ou à réduire leur sévérité : assistance au freinage d'urgence, contrôle de stabilité, alarmes anticollision..... Or ces systèmes doivent intervenir lorsque les conducteurs en ont effectivement besoin, et uniquement dans ce cas. Il est nécessaire d'éviter les déclenchements intempestifs nuisant à l'acceptabilité de ces systèmes et donc à leur efficacité globale pour réduire le nombre d'accidents. Cependant, ceci ne doit pas être fait au détriment du nombre de personnes effectivement aidées en situation d'urgence. De plus, une fois le système activé, son fonctionnement doit tenir compte du comportement habituel des conducteurs afin de ne pas aller à leur encontre, tout en limitant les réactions inadaptées (ou leurs effets), et en optimisant les réactions positives (mais éventuellement insuffisante) [55-57].

Pendant les dix dernières années, des études ont porté sur des systèmes qui sont à la fois sécuritaires et intelligents. Le concept de véhicule intelligent a rassemblé des constructeurs automobiles, des équipementiers et des laboratoires de recherche. On dit Intelligent parce que le développement du véhicule repose sur des fonctions généralement associées à l'intelligence : capacités sensorielles, mémoire et utilisation des technologies récentes de l'information et de la communication. D'autres recherches centrées sur l'analyse des causes des accidents ont révélé que l'inattention, le manque de vigilance et la défaillance du jugement du conducteur sont les principales causes des accidents. L'importance des systèmes d'aide à la conduite intelligente se révèle à la lumière de ces points. Les systèmes d'assistance à la conduite intelligents sont un enjeu majeur pour la sécurité

routière car ils sont composés de systèmes visant à aider le conducteur sur différentes dimensions de conduite [58].

La stabilité des véhicules électriques doit être améliorée par un contrôle actif. L'idée de base est d'aider la conduite du véhicule à se rapprocher des caractéristiques linéaires du véhicule et de limiter la dynamique latérale du véhicule afin qu'il reste dans une zone de manœuvrabilité stable en cas de manœuvres agressives et de situations critiques. Pour les systèmes de contrôle de la stabilité du véhicule, le contrôle de la dynamique latérale du véhicule joue un rôle important lorsqu'il vient à stabiliser le mouvement latéral du véhicule dans les virages sévères. Pratiquement, de nos jours le contrôle intégré peut être possible en raison des capacités améliorées de la commande du véhicule qui permettent de mettre en œuvre des algorithmes de contrôle qui intègrent plusieurs actionneurs. En outre, plusieurs actionneurs, tels que la direction active, le freinage actif et le différentiel électrique pourraient être utilisés pour contrôler la vitesse de lacet. Un système de freinage actif comme le control direct du moment de lacet (DYC), en utilisant un freinage différentiel, est très efficace pour la stabilité latérale du véhicule. Un différentiel électrique pour l'amélioration de la stabilité latérale d'un véhicule électrique dans les virages est indispensable [59-60].

Dans la première partie de ce chapitre nous avons rappelé quelques généralités sur les systèmes intelligents d'aide à la conduite. Au début le contrôle latéral du véhicule électrique et sa modélisation ont été présentés. Ensuite la deuxième partie de ce chapitre porte sur le développement d'une technique de contrôle latérale pour l'amélioration de la stabilité et de la sécurité de notre véhicule électrique à traction intégrale. Nous présentons un système différentiel électrique qui permet d'assurer la répartition de puissance sur chaque roue d'une part et de contrôler les vitesses de rotation des roues motrices d'autre part avec haute précision afin de passer les virages le plus efficacement possible. Ensuite, une étude qui porte principalement sur le contrôle du moment de lacet (DYC), qui utilise des forces de freinage différentiel entre les roues gauches et droites du véhicule pour produire le moment de lacet correctif requis. Des simulations numériques sous Matlab/Simulink représentent différentes situations de conduite avec différents tests ont été effectués mettent en évidence la robustesse des techniques de contrôle développées.

## **2.2 Les systèmes intelligents d'aide à la conduite**

L'utilisation d'assistants électroniques permet d'améliorer nettement la sécurité routière. Par exemple, environ une collision sur deux pourrait être évitée si tous les véhicules étaient équipés d'une aide au freinage d'urgence [61]. Les systèmes d'aide à la conduite (ADAS) ne peuvent cependant renforcer la sécurité que si les conducteurs restent concentrés sur la route. Ces derniers restent responsables de la conduite; ils doivent toujours être en mesure d'intervenir et focaliser toute leur attention sur la

circulation. Aussi elles permettent d'aider le conducteur à mieux percevoir son environnement (obstacle, gel, piéton...) et faire réagir le véhicule avant que les réflexes de l'utilisateur ne se déclenchent.

Les systèmes d'aide à la conduite ayant le plus grand impact sur la sécurité tel que [62]:

- Régulateur et limiteur de vitesse (régulateur et limiteur),
- Les systèmes d'aide au freinage d'urgence (AFU, ABS, ESP),
- Les systèmes d'aide au maintien de la trajectoire (système anticollision, maintien dans la voie, DST),
- Les systèmes d'alerte (détection de piétons, de fatigue, de franchissement d'une ligne, etc.),
- Les aides favorisant le confort de conduite,
- Les assistants de conduite (navigateur GPS, etc.),
- Les aides au stationnement (caméra de recul, ParkAssist, etc.),
- Les aides pour l'automatisation de la conduite (Stop & Start, aide au démarrage en côte...).

## **2.3 Dynamique de véhicule**

### **2.3.1 Système d'axes et les mouvements du véhicule**

Un véhicule est soumis aux forces et aux mouvements externes suivant le système d'axes : la dynamique longitudinale, la dynamique latérale et la dynamique verticale. La nature des forces est due aux perturbations comme le vent, la pluie, l'interaction pneus-chaussée, etc [63].

Dans ce chapitre, nous nous intéresserons uniquement au comportement latéral du véhicule.

Les rotations autour des trois axes sont, respectivement comme le montre la Figure (2.1) :

- Le roulis, autour de l'axe longitudinal de véhicule ;
- Le tangage, autour de l'axe latéral de véhicule ;
- Le lacet, autour de l'axe vertical de véhicule.

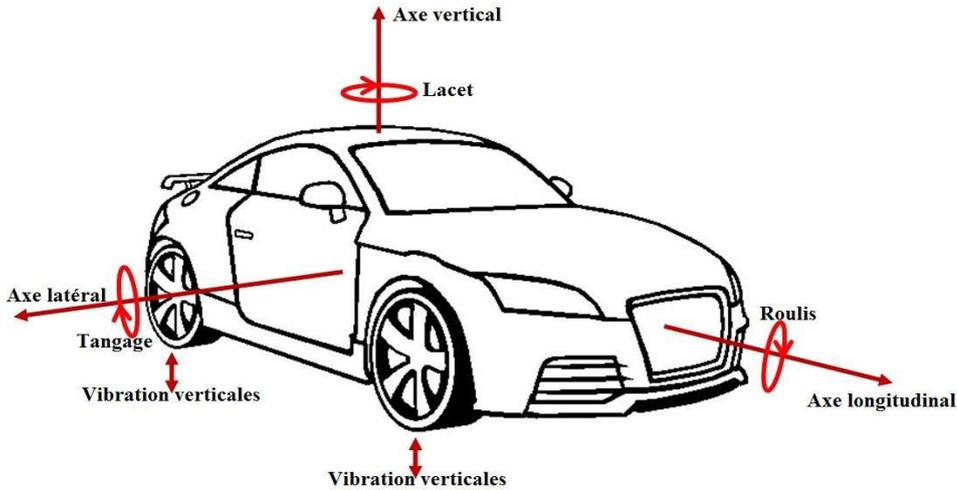


Figure 2.1. Les différents mouvements de véhicule.

### 2.3.2 Modélisation du véhicule

Le but de la modalisation est de décrire le mouvement du véhicule électrique dans le repère spatial tridimensionnel (déplacement bidimensionnel dans le plan de la route et rotation de la direction verticale) [24] [54].

Pour faciliter le développement de la modélisation du véhicule en le considérant véhicule comme un corps solide qui déplace le long des axes  $(x, y)$ , et fait une rotation autour de l'axe verticale  $Z$  et les contacts des pneus au sol à des points.

Le repère cartésien  $(XoY)$  est utilisé pour étudier le déplacement du centre de gravité  $CG$  du véhicule au quel on associe un système d'axes  $(x, y)$ . On définit aussi l'angle de lacet  $(\psi)$  entre les repères  $\overline{ox}$  et  $\overline{OX}$ , Figure (2.2).

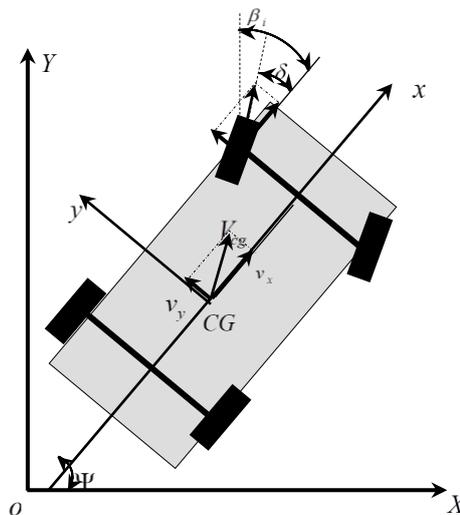


Figure 2.2 : Mouvement du véhicule dans le système d'axes  $(X, Y)$ .

L'énergie cinétique du véhicule, en négligeant celle des roues, s'exprime par :

$$E_c = 0.5M_v(\dot{X}^2 + \dot{Y}^2) + 0.5J_v\dot{\psi}^2 \quad (2.1)$$

La théorie de Lagrange permet alors de définir l'équation de mouvement du véhicule comme suit :

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial E_c}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial E_c}{\partial q_i} = Q_i \quad (2.2)$$

Avec  $q_i$  les coordonnées du CG du véhicule dans le repère inertiel  $(x, y, \psi)$  et  $Q_i$  sont les forces généralisées  $F_x, F_y$  et le moment de rotation total autour de l'axe  $Z, M_z$

D'où les équations :

$$\begin{aligned} M_v \ddot{X} &= F_x \\ M_v \ddot{Y} &= F_y \\ J_v \ddot{\psi} &= M_z \end{aligned} \quad (2.3)$$

A l'aide d'une simple rotation d'un angle  $\psi$  autour de l'axe  $\overrightarrow{oZ}$ , on peut évaluer le vecteur vitesse associé au centre de gravité (CG) du véhicule :

$$\begin{pmatrix} \dot{X} \\ \dot{Y} \\ \dot{\psi} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cos(\psi) & -\sin(\psi) & 0 \\ \sin(\psi) & \cos(\psi) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} v_x \\ v_y \\ r \end{pmatrix} \quad (2.4)$$

Où  $v_x, v_y$  sont les vitesses du véhicule dans le plan  $(x, y)$ , et  $r = \dot{\psi}$  est sa vitesse de lacet.

En dérivant l'équation (2.4) par rapport au temps, on obtient les accélérations :

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt}(\dot{X}) &= \dot{v}_x \cos(\psi) - v_x \dot{\psi} \sin(\psi) - \dot{v}_y \sin(\psi) - v_y \dot{\psi} \cos(\psi) \\ \frac{d}{dt}(\dot{Y}) &= \dot{v}_x \sin(\psi) + v_x \dot{\psi} \cos(\psi) + \dot{v}_y \cos(\psi) - v_y \dot{\psi} \sin(\psi) \\ \frac{d}{dt}(\dot{\psi}) &= r \end{aligned} \quad (2.5)$$

En tenant compte des équations (2.3) dans les équations (2.5), on obtient :

$$\begin{aligned} \frac{F_x}{M_v} &= (\dot{v}_x - \dot{\psi} r) \cos(\psi) - (\dot{v}_y + \dot{\psi} v_x) \sin(\psi) \\ \frac{F_y}{M_v} &= (\dot{v}_x - \dot{\psi} v_y) \sin(\psi) + (\dot{v}_y + \dot{\psi} v_x) \cos(\psi) \\ \frac{M_z}{J_v} &= \dot{r} \end{aligned} \quad (2.6)$$

En substituant l'équation (2.4) dans (2.6), on obtient les expressions des accélérations au centre de gravité du véhicule comme suit :

$$\begin{aligned}\frac{F_x}{M_v} &= (\dot{v}_x + rv_y) \\ \frac{F_y}{M_v} &= (\dot{v}_y - rv_x) \\ \frac{M_z}{J_v} &= \dot{r}\end{aligned}\quad (2.7)$$

Pour établir les forces qui agissent sur le véhicule, on considère le repère  $(x, y)$  avec un braquage d'un angle  $\delta$  des roues avant. Les forces qui agissent à l'interface roue-sol sont montrées sur la Figure (2.2).

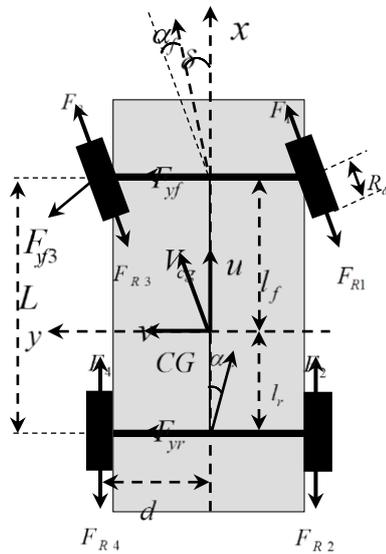


Figure 2.3 : Forces au niveau des roues du véhicule, dans le plan  $(x, y)$ .

La résultante des forces  $F_x$  dans la direction  $(x)$ , incluant la force aérodynamique et la résistance due à la pente est :

$$F_x = \sum_{i=1}^4 F_{xi} \cos \delta_i - \sum_{i=1}^4 F_{yi} \sin \delta_i - 0.5 \rho S_f C_{px} v_x^2 - M_v g \sin \alpha_p \quad (2.8)$$

Les forces de traction et celles de freinage sont incluses dans  $F_{xi}$ . La force aérodynamique est opposée au sens du déplacement relatif du véhicule et de l'air. On considère qu'elle est appliquée au centre de véhicule.

Comme les forces de l'axe  $(x)$ , on obtient la résultante des forces selon la direction  $(y)$ :

$$F_y = \sum_{i=1}^4 F_{xi} \sin \delta_i + \sum_{i=1}^4 F_{yi} \cos \delta_i + 0.5 \rho S_f C_{py} v_y^2 + M_v g \sin \alpha_p \quad (2.9)$$

Le moment des forces agissant sur l'axe  $(z)$  est alors donné par la relation suivante :

$$M_z = \sum_{i=1}^4 F_{xi} \sin(\delta_i) x_i + \sum_{i=1}^4 F_{yi} \cos(\delta_i) x_i - \sum_{i=1}^4 F_{xi} \cos(\delta_i) y_i + \sum_{i=1}^4 F_{yi} \sin(\delta_i) y_i + \sum_{i=1}^4 M_{ai} + 0.5 \rho S_f C_{Mz} v_y^2 \quad (2.10)$$

$x_i$  et  $y_i$  estimant les coordonnées des centres des surfaces de contacts des roues avec le sol et les  $M_{ai}$  sont les couples d'auto-alignement.

En substituant (2.8), (2.9) et (2.10) dans (2.7), on obtient les expressions finales des équations de mouvement :

$$\begin{aligned} M_v (\dot{v}_x - r v_y) &= \sum_{i=1}^4 F_{xi} \cos \delta_i + \sum_{i=1}^4 F_{yi} \sin \delta_i - 0.5 \rho S_f C_{px} v_x^2 - M_v g \sin \alpha_p \\ M_v (\dot{v}_y + r v_x) &= \sum_{i=1}^4 F_{xi} \sin \delta_i + \sum_{i=1}^4 F_{yi} \cos \delta_i - 0.5 \rho S_f C_{py} v_y^2 + M_v g \sin \alpha_p \\ J_v \dot{r} &= \sum_{i=1}^4 F_{xi} \sin(\delta_i) x_i + \sum_{i=1}^4 F_{yi} \cos(\delta_i) x_i - \sum_{i=1}^4 F_{xi} \cos(\delta_i) y_i + \sum_{i=1}^4 F_{yi} \sin(\delta_i) y_i + \sum_{i=1}^4 M_{ai} + 0.5 \rho S_f C_{Mz} v^2 \end{aligned} \quad (2.11)$$

### 2.3.3 Modélisation du contact avec le sole

#### 2.3.3.1 Angle de glissement

L'angle de glissement  $\alpha_i$  s'exprime, pour un angle de braquage  $\delta_i$  comme suit :

$$\alpha_i = \beta_i - \delta_i \quad (2.12)$$

Avec  $\beta_i$ , angle de direction de la roue  $i$ , et donné par la relation suivante :

$$\beta_i = \arctan \left( \frac{v_{yi}}{v_{xi}} \right) = \arctan \left( \frac{v_y + \dot{\psi} x_i}{v_x - \dot{\psi} y_i} \right) \quad (2.13)$$

#### 2.3.3.2 Le glissement

Concernant le glissement latérale (par rapport au plan de rotation de la roue), il est évalué à travers l'angle de glissement (ou de drive)  $\alpha$ , explicité par la Figure (2.4).

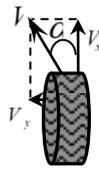


Figure 2.4 : Glissement latérale de la roue.

On a,

$$\alpha = \arctan \left( \frac{v_y}{v_x} \right) \quad (2.14)$$

En se basant sur le vecteur vitesse du centre de gravité du  $[v_x, v_y, r]^T$  et de ses paramètres géométriques, on peut définir le glissement latéral pour les deux trains avant et arrière comme suit :

$$\begin{cases} \alpha_1 = \arctan\left(\frac{1}{v_x + d}(v_y + rL_f)\right) - \delta \\ \alpha_3 = \arctan\left(\frac{1}{v_x - d}(v_y + rL_f)\right) - \delta \\ \alpha_2 = \arctan\left(\frac{1}{v_x - d}(v_y + rL_r)\right) \\ \alpha_4 = \arctan\left(\frac{1}{v_x - d}(v_y + rL_r)\right) \end{cases} \quad (2.15)$$

Où

$l_f$  : Distance perpendiculaire entre le train avant et le centre de gravité ;

$l_r$  : Distance perpendiculaire entre le train arrière et le centre de gravité ;

$\delta$  : Angle de braquage des roues avant.

### 2.3.3.3 Adhérence

Le facteur d'adhérence longitudinale d'une roue  $\mu_a$  est défini comme le rapport de la force  $F_x$  et de la charge verticale  $F_z$  dont cette roue est le siège :

$$\mu_a = \frac{F_x}{F_z} \quad (2.16)$$

La Figure (2.4) montre les courbes tracées par la fonction de KACHROO, on a remarqué que la nature du revêtement du sol influe fortement le coefficient d'adhérence  $\mu_a$  qui varie de façon non linéaire en fonction du glissement  $s$  de la roue, qu'elle soit motrice ou freinée.

$$\mu_a = \frac{2\mu_p S_p s}{S_p^2 + s^2} \quad (2.17)$$

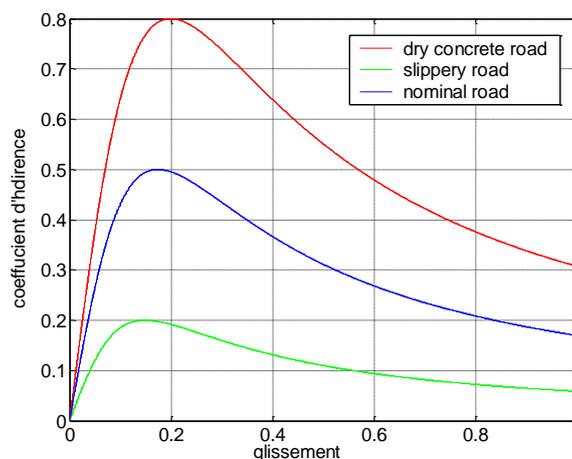


Figure 2.5 : Courbe de l'adhérence pour différent revêtement de la route.

### 2.3.4 Modèle mécanique en vue de la simulation du véhicule

Nous considérons le cas d'un véhicule à quatre roues motrices tel qu'il est présenté sur la Figure (2.2). En partant du système décrit par l'équation (2.11).

On aboutit aux équations dynamiques du véhicule ci-dessous.

$$\begin{aligned} F_x &= M_v (\dot{v}_x - r v_y) = (F_{t1} + F_{t3}) \cos \delta + F_{t2} + F_{t4} - (F_{R1} + F_{R3}) \cos \delta - F_{R2} - F_{R4} - F_{yf} \sin \delta \\ F_y &= M_v (\dot{v}_y + r v_x) = (F_{t1} + F_{t3}) \sin \delta + F_{t2} + F_{t4} - (F_{R1} + F_{R3}) \sin \delta - F_{R2} - F_{R4} - F_{yf} \sin \delta \\ M_z &= J_v \dot{r} = l_f F_{yf} - l_r F_{yr} + d [(F_{t1} + F_{t3}) \cos \delta + F_{t2} - F_{t4} + (F_{R1} + F_{R3}) \cos \delta - F_{R2} + F_{R4}] \end{aligned}$$

(2.18)

Où  $F_{ti}$  sont les forces de tractions et  $F_{yf}$  et  $F_{yr}$  sont les forces latérales qui sont données par :

$$\begin{aligned} F_{yf} &= -C_{yf} \alpha_f \\ F_{yr} &= -C_{yr} \alpha_r \end{aligned} \quad (2.19)$$

Avec  $C_{yf}$  et  $C_{yr}$  les rigidités au glissement latéral des pneus avant et arrière.

Le modèle (2.11) pourra être simplifié un peu plus, si on prend des nouvelles hypothèses suivantes :

- Les efforts sont régulièrement répartis sur les quatre roues ;
- l'angle de braquage est de faible valeur ;
- Le centre de gravité du véhicule est localisé de façon stable sur l'axe longitudinal.

Donc le modèle simplifié sera comme suit :

$$\begin{cases} \dot{v}_x = v_y r + \frac{F_{t1} + F_{t2} + F_{t3} + F_{t4} - F_{res}}{M_v} + \frac{C_{yf} \delta}{M_v} \left( \frac{v_y + r l_r}{v_x} - \delta \right) \\ \dot{v}_y = \left( -\frac{C_{yr} + C_{yf}}{M_v v_x} \right) v_y + \left( \frac{C_{yr} l_r - C_{yf} l_f}{M_v v_x} - v_x \right) + \frac{C_{yf}}{M_v} \delta \\ \dot{r} = \left( \frac{C_{yr} l_r - C_{yf} l_f}{J_v v_x} \right) v_y - \left( \frac{C_{yr} l_r^2 - C_{yf} l_f^2}{J_v v_x} \right) r + \frac{C_{yf} l_f}{J_v} \delta + \frac{d}{J} (F_{t1} + F_{t2} - F_{t3} - F_{t4}) \end{cases} \quad (2.20)$$

Au niveau de chaque roue  $i$  ( $i \in [1,2,3,4]$ ), le coefficient de glissement longitudinal se calcule comme suit :

$$\lambda_i = \frac{R_w \omega_i - u_{ii}}{\max(R_w \omega_i, u_{ii})} \quad (2.21)$$

Avec  $u_{ii}$  sont les vitesses linéaires du véhicule ramenées aux centres des roues et données par :

$$\begin{cases} u_{t1} = (v_x + dr) \cos(\delta) + (v_y + l_f r) \sin(\delta) \\ u_{t2} = v_x + dr \\ u_{t3} = (v_x - dr) \cos(\delta) + (v_y + l_f r) \sin(\delta) \\ u_{t4} = v_x - dr \end{cases} \quad (2.22)$$

Enfin, en supposant une répartition uniforme de la charge sur chaque roue la force de traction pour chaque roue est donnée par :

$$F_{ii} = \frac{gM_x}{4} \mu_i \cos \alpha_p \quad (2.23)$$

### 2.3.4.1 Couplage entre le modèle mécanique et celui de la motorisation

Faisons référence à la Figure (2.6), le couplage entre la partie dynamique et celle de la motorisation, se donne par la fameuse équation :

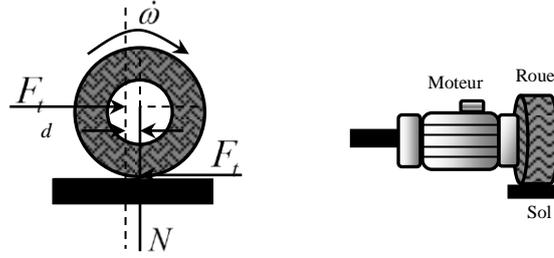


Figure 2.6 : Couplage entre mécanique et motorisation.

$$(J_w + J_m)\dot{\omega}_i = C_{mi} - C_{ri} \quad (2.24)$$

$J_w$  : Moment d'inertie de la roue ;

$J_m$  : Moment d'inertie du moteur ;

$C_{mi}$  : Couple moteur de la roue  $i \in [1 \div 4]$  ;

$C_{ri}$  : Couple résistant de la roue  $i$

Les expressions des couples résistants qui agissent sur chaque roue sont données par :

$$\begin{cases} C_{ri} = R_{\omega} F_{ii} - d_z F_{zi} & (si : i \in [1,3]) \\ C_{ri} = R_{\omega} F_{ii} - d_z F_{zi} & (si : i \in [2,4]) \end{cases} \quad (2.25)$$

Les valeurs de la distance  $d_z$  sont tout à fait petites. En s'appuyant sur la Figure (2.7), les charges sur les essieux avant et arrière  $F_{zi}$  qui agissent sur les point de contact des roues peuvent se simplifier comme suit :

$$\begin{aligned} F_{z1} &= \frac{L_r g M_v}{2L} - \frac{h_{cg} M_v}{2L} (\dot{v}_x - r v_y) + \frac{h_{cg} M_v}{2l_w} (\dot{v}_y + r v_x) \\ F_{z3} &= \frac{L_r g M_v}{2L} - \frac{h_{cg} M_v}{2L} (\dot{v}_x - r v_y) - \frac{h_{cg} M_v}{2l_w} (\dot{v}_y + r v_x) \\ F_{z2} &= \frac{L_f g M_v}{2L} - \frac{h_{cg} M_v}{2L} (\dot{v}_x - r v_y) + \frac{h_{cg} M_v}{2l_w} (\dot{v}_y + r v_x) \\ F_{z4} &= \frac{L_f g M_v}{2L} - \frac{h_{cg} M_v}{2L} (\dot{v}_x - r v_y) - \frac{h_{cg} M_v}{2l_w} (\dot{v}_y + r v_x) \end{aligned} \quad (2.26)$$

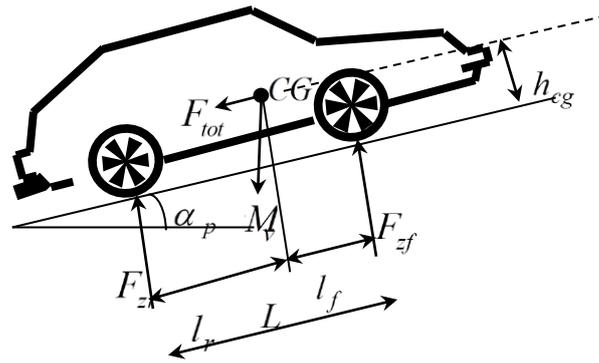


Figure 2.7 : Forces agissant sur un véhicule dans un cas général de mouvement.

## 2.4 Système différentiel électrique

Le système différentiel électrique permet d'une part d'assurer la répartition de puissance sur chaque roue et contrôler les vitesses de rotation des roues motrices avec haute précision afin de passer les virages le plus efficacement possible. En virage, Figure (2.8), le parcours de la roue intérieure est réduit par rapport à celui de la roue extérieure ; ces deux distances doivent être effectuées dans le même intervalle de temps, il faut donc que la vitesse angulaire des deux roues soit différente. Si les roues ne sont pas motrices, aucun problème, sinon, il est nécessaire d'interposer un mécanisme différentiel permettant aux roues de tourner à des vitesses différentes. Il existe un système dans les véhicules classiques appelé différentiel mécanique qui assure la différence de vitesse tout en assurant un couple indépendant pour les deux roues motrices [1, 36, 64, 65].

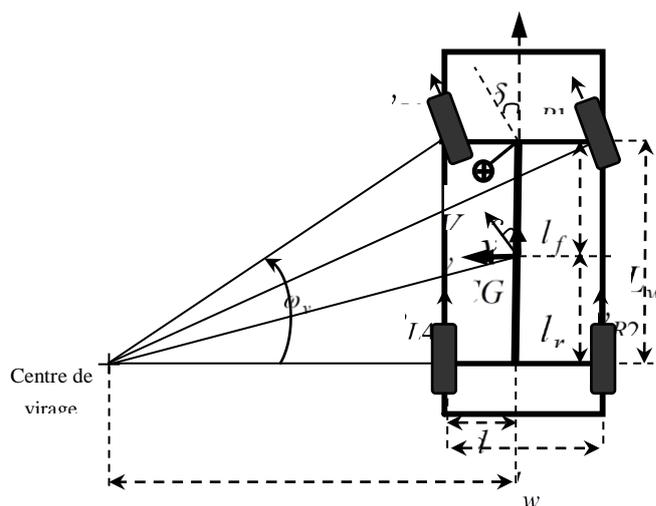
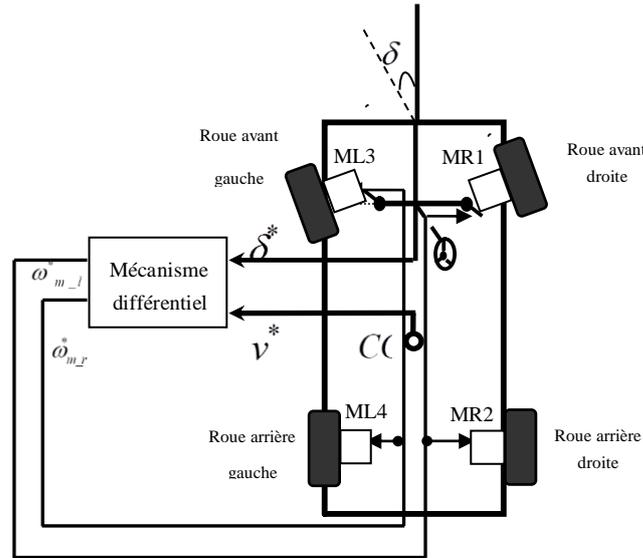


Figure 2.8 : Géométrie de véhicule en virage.

### 2.4.1 Modélisation du système différentiel électrique

Le bloc mécanisme différentiel doit fournir les références de vitesse de chaque moteur, il doit prendre en compte un certain nombre d'information en provenance des capteurs : de vitesse de déplacement du véhicule ( $V^*$ ) et des mesures de l'angle de braquage du volant ( $\delta^*$ ). Après une étude de la géométrie du véhicule dans un virage, nous avons élaboré le modèle du différentiel électrique représenté par la Figure (2.9) [65].



**Figure 2.9 :** Mécanisme différentiel électrique.

Les vitesses de rotations des roues motrices sont exprimées par [24] [65]:

$$\begin{aligned}\omega_{m\_l} &= \frac{L_w + d_w / 2 \cdot \tan \delta}{L_\omega} \omega_v \\ \omega_{m\_r} &= \frac{L_w - d_w / 2 \cdot \tan \delta}{L_\omega} \omega_v\end{aligned}\tag{2.27}$$

La différence de vitesse entre les roues motrices droite et gauche s'écrit :

$$\Delta\omega = \omega_{m\_l} - \omega_{m\_r} = \frac{d_w \tan \delta}{L_\omega} \omega_v\tag{2.28}$$

avec

$$\begin{cases} \delta > 0 \Rightarrow \text{Virage à droite} \\ \delta = 0 \Rightarrow \text{Ligne droite} \\ \delta < 0 \Rightarrow \text{Virage à gauche} \end{cases}\tag{2.29}$$

Où les vitesses angulaires des roues motrices s'expriment par :

$$\omega_{m\_l}^* = \omega_v + \frac{\Delta\omega}{2}\tag{2.30}$$

$$\omega_{m_r}^* = \omega_v - \frac{\Delta\omega}{2}$$

(2.31)

## 2.5 Le contrôle latéral

Le contrôle latéral permet au véhicule de suivre la trajectoire de référence. Dans une conduite autonome, le contrôle latéral se fait automatiquement en agissant sur l'angle de braquage. Le contrôle latéral maintient le véhicule sur la voie en actionnant des organes de commande, comme la colonne de direction pour braquer les roues et le frein pour le système de stabilité électronique du lacet (ESP) [12].

Les automates d'assistance agissent souvent sur le volant dans un contrôle latéral via un moteur électrique monté sur la colonne de direction. Ce moteur est chargé de produire une commande visant le contrôle du couple (DYC) ou de l'angle de braquage (AFS). L'assistance peut également intervenir sur le freinage différentiel en provoquant un moment de lacet qui modifie la direction du véhicule, comme l'ESP. L'approche par freinage différentiel offre l'avantage de la dissociation des couples automatique et conducteur, mais elle présente l'inconvénient d'être moins efficace dans certaines situations [66-69].

## 2.6 Modélisation des dynamiques latérales d'un véhicule électrique

Cette partie décrit le modèle linéaire du véhicule utilisé pour l'analyse du contrôleur et le modèle non linéaire utilisé pour les simulations. Les équations du modèle dynamique qui décrivent le mouvement du véhicule sont données soit par la méthode de Lagrange, soit par les lois de Newton. Dans notre étude, nous avons opté pour la dernière.

La somme des forces extérieures appliquées à un corps solide en mouvement dans une direction donnée, est égale au produit de la masse par l'accélération dans cette direction :

$$\sum F_{x,y} = M_v a_{x,y} \quad (2.32)$$

$$\begin{aligned} M_v (\dot{v}_x - v_y r) &= F_{xf} \cdot \cos(\delta_f) + F_{xr} - F_{yf} \cdot \sin(\delta_f) - K_x v_x \cdot |v_x| \\ M_v (\dot{v}_y + v_x r) &= F_{yf} \cdot \sin(\delta_f) + F_{yr} + F_{xf} \cdot \cos(\delta_f) - K_y v_y \cdot |v_y| + F_\omega \end{aligned} \quad (2.33)$$

La somme des moments de torsion sur un axe donné est égale au produit d'inertie et de l'accélération de rotation suivant cet axe :

$$J_v \dot{r} = L_f (F_{xf} \cdot \sin(\delta_f) + F_{yf} \cdot \cos(\delta_f)) - L_r \cdot F_{yr} + \frac{D}{2} (\Delta F_x - \Delta F_y \cdot \sin(\delta_f)) + L_w \cdot F_\omega \quad (2.34)$$

Avec :

$$F_{xr} = F_{fl} + F_{xr} \quad F_{yf} = F_{yfl} + F_{yfr} \quad F_{yr} = F_{yrl} + F_{yrr} \quad F_{xf} = F_{xfl} + F_{xfr}$$

$$\Delta F_y = F_{yfr} - F_{yfl} \quad \Delta F_x = (F_{xrr} - F_{xrl}) + (F_{xfr} - F_{xfl}) - \cos(\delta_f)$$

Afin d'étudier la commande latérale de notre véhicule, nous avons besoin d'un modèle qui représente fidèlement la dynamique latérale. En supposant que la vitesse  $v_x$  est constante et que les efforts longitudinaux sont nuls, on obtient le modèle suivant :

$$M_v (\dot{v}_y + v_x r) = F_{yr} + F_{yf} - K_y v_y \cdot |v_y| + F_\omega \quad (2.35)$$

$$J_v \dot{r} = L_f F_{yf} - L_r F_{yr} + L_w F_\omega \quad (2.36)$$

$F_\omega$  est un coup de vent considéré appliqué sur une distance  $L_\omega$  (on néglige les autres forces résistantes aérodynamiques). Pour les efforts latéraux [41].

$$F_{yi}(\alpha_i) = F_z \cdot D_i \cdot \sin \left[ C_i \cdot \arctan \left( B_i \cdot \alpha_i - E_i \cdot (B_i \cdot \alpha_i - \arctan(B_i \cdot \alpha_i)) \right) \right] \quad (2.37)$$

Avec les paramètres du modèle de Pacejka [70] :  $B = 5$  ;  $C = 2$  ;  $D = 0.3$  ;  $E = 1$

Pour être en mesure de simuler le système pour différents coefficients d'adhérence de la route, les paramètres de Pacejka doivent être incorporés. Si  $\mu$  est considéré comme une variable dans la plage, où  $\mu = 0.2$ , est considéré comme une route glacée  $\mu = 1$  est considéré comme une route sèche, alors il est possible de modifier les paramètres de pacejka comme suit :

$$B_i = B_i \cdot (2 - \mu) \quad C_i = C_i \cdot \left( \frac{5 - \mu}{4} \right) \quad D_i = D_i \cdot \mu \quad (2.38)$$

La Figure (2.10) représente la force latérale de la roue avant en fonction de l'angle de glissement  $\alpha$

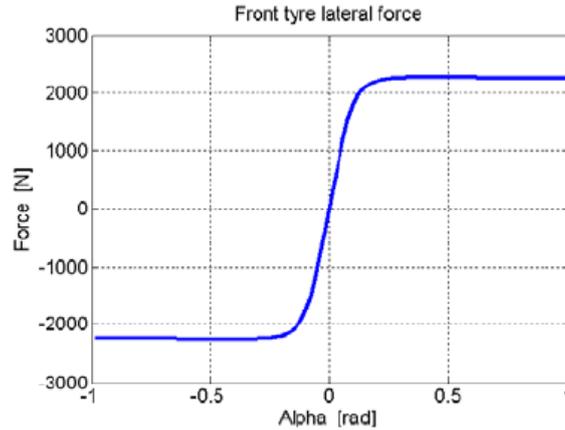


Figure 2.10 : Force latérale d'un pneu avant en fonction de l'angle de glissement.

### 2.6.1 La linéarisation de la force latérale

La linéarisation de la force latérale se fait autour  $\alpha_i = 0$ , de l'équation (2.37) :

$$F_{yi} \approx F_{yi}(0) + \frac{\partial F_{yi}(0)}{\partial \alpha_i} \cdot (\alpha_i - 0) \dots \quad (2.39)$$

$$F_{yi} \approx \alpha_i \left( D_i C_i \left( \left( B_i (1-E_i) + E_i \frac{B_i}{1+(B_i \alpha_i)^2} \right) \cos \left( C_i \arctan(B_i (1-E_i) \alpha_i + E_i \arctan(B_i \alpha_i)) \right) \right) \right)_{\alpha_i=0} \quad (2.40)$$

Alors, l'expression simplifiée des forces latérales résultant  $F_{yi}$  pour les petites  $\alpha_i$  est donné par l'équation suivante :

$$F_{yf} = 2C_{yf} \alpha_f \quad F_{yr} = 2C_{yr} \alpha_r \quad (2.41)$$

Ainsi, les coefficients de raideur des pneus avant et arrière respectivement  $C_{yf}, C_{yr}$  peuvent être exprimés par :

$$C_{yi} = D_i C_i B_i \quad (2.42)$$

Sous l'hypothèse de petits angles, les forces de l'interaction entre les pneus et la route peuvent être décrites par un modèle linéaire.

$$\begin{aligned} \alpha_f &= \delta_f - \arctan \left( \frac{v_y + L_f r}{v_x} \right) \approx \delta_f - \frac{v_y + L_f r}{v_x} \\ \alpha_r &= -\arctan \left( \frac{v_y + L_r r}{v_x} \right) \approx -\frac{v_y + L_r r}{v_x} \end{aligned} \quad (2.43)$$

D'où le modèle dynamique latéral :

$$\dot{v}_y = -2 \frac{C_{yf} + C_{yr}}{M_v v_x} v_y + \left( 2 \frac{-C_{yf} L_f + C_{yr} L_r}{M_v v_x} - v_x \right) r + \frac{2C_{yf}}{M_v} \delta_f + \frac{1}{M_v} F_\omega \quad (2.44)$$

$$\dot{r} = \left( 2 \frac{-C_{yf} L_f + C_{yr} L_r}{J_v v_x} \right) v_y - \left( 2 \frac{C_{yf} L_f^2 + C_{yr} L_r^2}{J_v v_x} \right) r + \frac{2C_{yf} L_f}{J_v} \delta_f + \frac{L_w}{J_v} F_\omega \quad (2.45)$$

En choisissant  $v_y$  et  $r$  comme variables d'état, le modèle bicyclette peut être écrit :

$$\begin{aligned} \dot{x} &= Ax + bu \quad x = [v_y \ r]^T \quad u = \delta_f \\ A &= \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} \\ a_{21} & a_{22} \end{bmatrix} \quad b = \begin{bmatrix} b_1 \\ b_2 \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (2.46)$$

$$a_{11} = -2 \frac{C_{yf} + C_{yr}}{M_v v_x} ; \quad a_{12} = 2 \frac{C_{yf} L_f^2 + C_{yr} L_r^2}{J_v v_x} ; \quad a_{21} = 2 \frac{-C_{yf} L_f + C_{yr} L_r}{J_v v_x} ; \quad a_{22} = 2 \frac{C_{yf} L_f^2 + C_{yr} L_r^2}{J_v v_x} \quad (2.47)$$

$$b_1 = \frac{2C_{yf}}{M_v} \quad b_2 = \frac{2C_{yf} L_f}{J_v} \quad (2.48)$$

## 2.6.2 Modèle de la colonne de direction assistée électrique

Le véhicule étudié est équipé d'une colonne de direction classique, munie d'un moteur électrique, qui transforme un angle de braquage du volant ou du moteur (dans le mode d'assistance active) en un angle de braquage des roues, Figure (2.11). Nous supposons donc l'existence d'un lien mécanique

entre le volant et les roues avant directrices. La dynamique de la colonne de direction assistée électrique (Figure (2.11)) est décrite par un système linéaire du second ordre [67] [68].

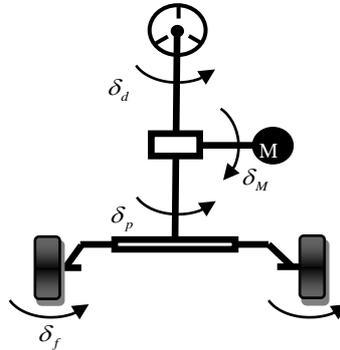


Figure 2.11 : Modèle réduit de la colonne de direction.

La représentation d'état de ce modèle est la suivante (Figure (2.12)):

$$\begin{bmatrix} \dot{\delta}_d \\ \ddot{\delta}_d \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ 0 & -\frac{B_s}{I_s} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta_d \\ \dot{\delta}_d \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ \frac{1}{I_s} & \frac{1}{I_s} & -\frac{1}{I_s} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} C_a \\ C_c \\ C_{at} \end{bmatrix} \quad (2.49)$$

$$\delta_f = \begin{bmatrix} \frac{1}{R_s} & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta_d \\ \dot{\delta}_d \end{bmatrix}$$

Les entrées de ce modèle sont le couple conducteur  $C_c$ , le couple d'assistance  $C_a$  et le couple d'auto-alignement  $C_{at}$ . Ce dernier peut être modélisé comme le produit de la chasse géométrique  $\eta_t$  et de la force latérale sur les roues avant  $F_f = -2C_y \left( \beta + \frac{L_f}{V_x} r - \delta_f \right)$ . L'expression obtenue au niveau du volant est :

$$C_{at} = -\frac{2k_m C_y \eta_t}{R_s} \left( \beta + \frac{L_f}{V_x} r - \delta_f \right) \quad (2.50)$$

$$T_{SB} = \frac{2k_m C_y \eta_t}{R_s}, \quad T_{Sr} = \frac{2k_m C_y \eta_t L_f}{R_s V_x}$$

Le paramètre  $R_s$  est le rapport de réduction de la direction et  $I_s$  représente le moment d'inertie de la colonne de direction et  $k_m$  est le gain de direction manuelle.

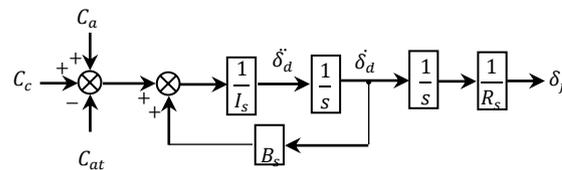


Figure 2.12 : Modèle de la colonne de direction pour la synthèse des lois de commande.

## 2.7 Contrôle direct de moment de lacet (DYC)

Pour améliorer la stabilité du véhicule en utilisant un freinage différentiel pour contrôler le moment direct de lacet du véhicule. Si les forces de traction et de freinage sont réparties correctement entre les roues gauches et droites, il y aura un moment de lacet qui peut être utilisé pour contrôler le mouvement latéral du véhicule [71].

Un des principaux avantages de ce type de contrôle est cité comme suite :

- ✓ Contrairement aux systèmes de freinage basés sur VSC, les nouveaux systèmes DYC évitent la décélération et la perte de vitesse indésirables du véhicule.
- ✓ Au lieu de ne fonctionner que dans des conditions de conduite critiques, les nouveaux systèmes DYC génèrent un moment de lacet de correction en continu pour améliorer la tenue de route et la stabilité à tout moment.
- ✓ Le moteur produit un couple mesurable et rapidement. Ces caractéristiques rendent la conception et la mise en œuvre des régimes DYC plus faciles.
- ✓ Les moteurs peuvent générer un couple négatif dans le mode de freinage électrique ce qui aide le système de freinage classique et un rendement énergétique accru par le freinage par récupération.
- ✓ L'efficacité des nouveaux systèmes DYC ne dépend pas de la différence de vitesse entre les roues gauche et droite.

### 2.7.1 Principe de fonctionnement de DYC

Le programme anti dérapage DYC détecte les pertes d'adhérence en virage et les contrecarre en freinant l'une des roues, gauche ou droite, selon le cas, afin d'améliorer la tenue de route. DYC est un correcteur de trajectoire électronique. En agissant sur le système de freinage et le couple moteur, le DYC permet de corriger la trajectoire. Il fonctionne comme suit : lorsque le véhicule fait un virage à grande vitesse ou qu'il change brusquement de trajectoire (évitement d'obstacle), il peut perdre sa stabilité et échapper au contrôle du conducteur [41]:

**Soit sous-virer:** le train avant dérive davantage que le train arrière et l'automobile a tendance à aller tout droit au lieu de suivre la courbe. Le DYC rétablit le véhicule en donnant l'ordre de freiner les roues de côté gauche de véhicule.

**Soit survirer:** le train arrière dérive davantage que le train avant et si la trajectoire n'est pas rétablie, la voiture part en tête-à-queue. Le DYC rétablit le véhicule en donnant l'ordre de freiner les roues de côté droit de véhicule [41] [72].

Si le conducteur continue de chercher à accélérer, le DYC réduit le couple moteur. Dans notre étude, le contrôle de moment de lacet direct (DYC) utilise les couples de freinage transmis aux roues pour

créer un moment de lacet de correction en contrôlant les forces longitudinales des pneus individuellement.

Les signaux des différents capteurs embarqués sont transmis au processeur DYC du système de commande. Le processeur calcule le moment de lacet correctif qui permet une meilleure tenue de route en utilisant les signaux des capteurs et les informations d'état. Ce dernier est ensuite converti en freinage différentiel et transmis aux roues gauches et droites [41] [72]. Le schéma de principe d'un système DYC est illustré à la Figure (2.13).

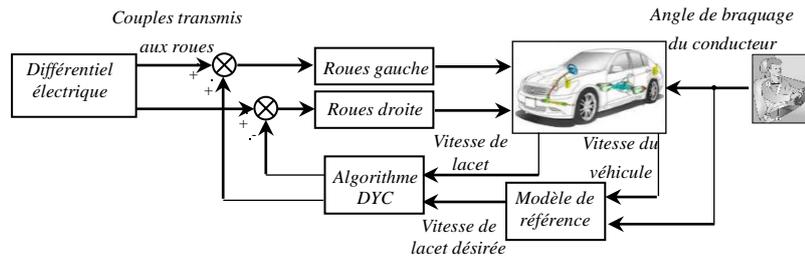


Figure 2.13 : Schématisation d'un système de DYC typique pour un véhicule électrique.

## 2.7.2 Les variables de contrôle

En général, les méthodes de DYC existantes emploient le taux de lacet ( $r$ ) et l'angle de dérive de véhicule ( $\beta$ ) comme des variables de commande. Le taux de lacet joue un rôle crucial dans le contrôle dynamique du véhicule. Premièrement, le taux de lacet désiré (dérivé du modèle de bicyclette de véhicule [73]. est en fonction de l'angle de braquage des roues avant). Ainsi, il peut être interprété comme étant la réponse du véhicule souhaitée par le conducteur. Pour ces raisons, la vitesse de lacet est étroitement liée à la conduite du véhicule et elle doit être sélectionnée comme l'une des principales variables de contrôle. L'angle de dérive de véhicule est aussi un état du véhicule essentiel qui doit être idéalement minimisée. Lorsque l'angle de dérive de véhicule augmente à des valeurs élevées, le moment de lacet généré par les forces latérales de pneu descend généralement [74]. Lorsque l'angle de dérive de véhicule est suffisamment grand, le moment de lacet généré devient négligeable et il ne peut guère être augmenté en changeant l'angle de braquage. Ainsi, le véhicule a tendance à perdre sa stabilité. En outre, un petit angle de dérive de véhicule implique une consistance de direction de cap du véhicule avec le vecteur de vitesse, ce qui permet de donner au conducteur une grande possibilité de contrôler la voiture en virage [75]. Pour les raisons ci-dessus, l'angle de dérive de véhicule est étroitement lié à la stabilité du véhicule et la possibilité de contrôle de véhicule, et il devrait également être choisi comme une variable de contrôle. Notez que même si le taux de lacet est le plus liée à la manipulation du véhicule et l'angle de dérive de véhicule est reliée principalement à la stabilité du véhicule, ces deux états de véhicule ne sont pas indépendants, à la place, ils sont intrinsèquement liés

par la dynamique du véhicule (voir les équations de véhicule en mouvement). Par conséquent, tous les deux ont une incidence sur le comportement du véhicule et la stabilité.

### 2.7.3 Calcul des variables désirées

En se basant sur les habitudes de conduite du conducteur, la manœuvrabilité et la stabilité du véhicule peuvent être évaluées par les paramètres de l'état d'équilibre idéal du véhicule. Comme il est mentionné précédemment, si l'angle de dérive de véhicule est très petit alors, cela permet de donner au conducteur une grande possibilité de contrôle de véhicule en virage. C'est à dire que l'angle de dérive du véhicule désiré doit être égal à zéro. L'angle de dérive et la vitesse de lacet de véhicule peuvent être dérivés d'un modèle bicyclette de véhicule qui sera développé à partir d'un modèle non linéaire de véhicule en utilisant des hypothèses simplificatrices [41].

Les simplifications supplémentaires permettront de retenir les seuls mouvements de lacet et de dérive, et d'aboutir ainsi aux équations du modèle « bicyclette ».

En choisissant  $v_y$  et  $r$  comme variables d'état, le modèle bicyclette peut être écrit :

$$\dot{x} = Ax + b\delta_f + hu + \omega F_\omega, \quad x = [v_y \quad r]^T \quad u = M_z$$

$$\begin{bmatrix} \dot{v}_y \\ \dot{r} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -2 \frac{C_{yf} + C_{yr}}{M_v v_x} & 2 \frac{-C_{yf} L_f + C_{yr} L_r}{M_v v_x} - v_x \\ 2 \frac{-C_{yf} L_f + C_{yr} L_r}{J_v v_x} & -2 \frac{C_{yf} L_f^2 + C_{yr} L_r^2}{J_v v_x} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v_y \\ r \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{2C_{yf}}{M_v} \\ \frac{2C_{yf} L_f}{J_v} \end{bmatrix} \delta_f + \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{1}{J_v} \end{bmatrix} M_z + \begin{bmatrix} \frac{1}{M_v} \\ \frac{l_w}{J_v} \end{bmatrix} F_\omega \quad (2.51)$$

En définissant l'angle de dérive de véhicule ( $\beta$ ) comme l'angle entre le cap de véhicule et le vecteur de vitesse ( $\beta = \arctan(v_y/v_x)$ ), on peut réécrire le modèle comme suit :

$$\begin{bmatrix} \dot{\beta} \\ \dot{r} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -2 \frac{C_{yf} + C_{yr}}{M_v v_x} & 2 \frac{-C_{yf} L_f + C_{yr} L_r}{M_v v_x^2} - 1 \\ 2 \frac{-C_{yf} L_f + C_{yr} L_r}{J_v} & -2 \frac{C_{yf} L_f^2 + C_{yr} L_r^2}{J_v v_x} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \beta \\ r \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{2C_{yf}}{M_v v_x} \\ \frac{2C_{yf} L_f}{J_v} \end{bmatrix} \delta_f + \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{1}{J_v} \end{bmatrix} M_z + \begin{bmatrix} \frac{1}{M_v v_x} \\ \frac{l_w}{J_v} \end{bmatrix} F_\omega \quad (2.52)$$

## 2.8 Conception du 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. 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, dans les systèmes à structure variable utilisant le contrôleur mode glissant [41].

## 2.8.1 Contrôle par mode glissant

La Figure 2.14 montre le schéma de principe de DYC basé sur le contrôleur mode glissant.

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

$$e_r = r - r_d \quad (2.53)$$

On choisit la surface de glissement comme suit :

$$S = e_r + \lambda \dot{e}_r \quad (2.54)$$

L'objectif de la commande est de garder la surface ( $S$ ) à zéro. La dynamique de mouvement de glissement est gouverné par :  $S = 0$

$$\begin{aligned} S = 0 &\Rightarrow e_r + \lambda \dot{e}_r = 0 \\ &\Rightarrow (r - r_d) + \lambda (\dot{r} - \dot{r}_d) = 0 \\ &\Rightarrow (r - r_d) + \lambda (a_{21}v_y + a_{22}r + b_2\delta_f - \dot{r}_d) = 0 \end{aligned} \quad (2.55)$$

Une fois la surface de glissement est choisie, ainsi que le critère de convergence, il reste à déterminer la commande nécessaire pour attirer la variable à régler vers la surface, ensuite vers son point d'équilibre, en maintenant la condition d'existence du mode glissant.

Donc la valeur de la commande équivalente :

$$M_{zeq} = -\frac{1}{cb_2} \left[ (r - r_d) + c (a_{21}v_y + a_{22}r - b_2\delta_f \dot{r}_d) \right] \quad (2.56)$$

Si les états des systèmes n'ont pas atteint la surface de glissement, la commande équivalente doit être renforcées par une autre commande dite robuste [76]. Nous définissons alors le moment de lacet résultant par :

$$\Delta M_z = M_{zeq} - M_{zrob} \cdot \text{sgn}(S) \quad (2.57)$$

Pour remédier les effets indésirables du "Chattering", à ce niveau, en remplaçant la fonction Signe par la fonction Saturation. Le moment de lacet devient :

$$M_z = M_{zeq} - M_{zrob} \text{sat}(S) \quad (2.58)$$

La commande robuste est déterminée en utilisant la condition à la limite, Donc, on définit le moment de lacet correctif tel que :

$$\Delta M_z = -\frac{1}{cb_2} \left[ (r - r_d) + c (a_{21}v_y + a_{22}r + b_2\delta_f - \dot{r}_d) \right] - \frac{\eta}{b_2} \text{sat}(S) \quad (2.59)$$

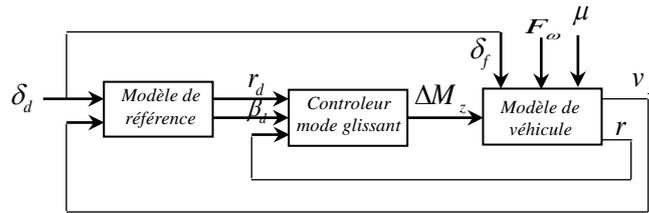


Figure 2.14 : Schéma de principe de DYC avec la commande par mode glissant.

## 2.9 Résultats de simulation

Une étude en simulation sous le logiciel MATLAB / Simulink est menée pour montrer l'efficacité du contrôleur DYC proposé. Des simulations ont été effectuées en utilisant un modèle non linéaire et un modèle de véhicule à deux degrés de liberté pour la synthèse du contrôleur mode glissant.

Dans cette simulation, en garde la vitesse longitudinale constante  $V_x = 18 \text{ km/h}$  et on trace l'allure des différents états de notre système, dans le but de vérifier à chaque fois les performances de contrôleur proposé. Dans la première phase,  $t \in (0 \div 15) \text{ s}$ , en supposant que le test est effectué sur une route sèche (non glissante  $\mu = 1$ ) tout en gardant la vitesse longitudinale constante  $V_x = 18 \text{ km/h}$  (Figure 2.15 (b)).

Durant la deuxième phase,  $t \in (15 \div 25) \text{ s}$ , en supposant que le test est effectué sur une route glissante ( $\mu = 0,6$ ) tout en gardant la vitesse longitudinale constante (Figure 2.15 (b)).

Par l'application d'un double changement de voie le modèle non linéaire de véhicule montre une réponse appropriée. Le contrôleur ajoute un moment de lacet correctif qui se transforme à un freinage différentiel appliqué sur les roues.

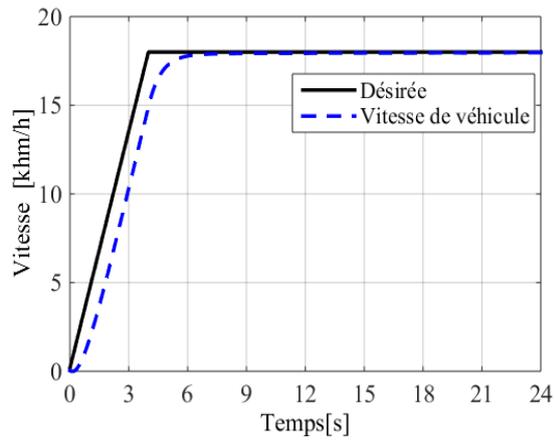
Pendant toute la manœuvre et dans les deux tests en utilisant le contrôleur mode glissant, on remarque que le signal correctif généré par le contrôleur SMC est lisse et exempt d'oscillations, (voir, Figure (2.15 (c-d)).

La vitesse de lacet de véhicule suit sa valeur désirée (Figure 2.15 (e-f)), ce qui permet une meilleure tenue de la route malgré les perturbations et les incertitudes, soit par le passage de véhicule par une route à une adhérence faible (les pneus retrouvent une route mouillée).

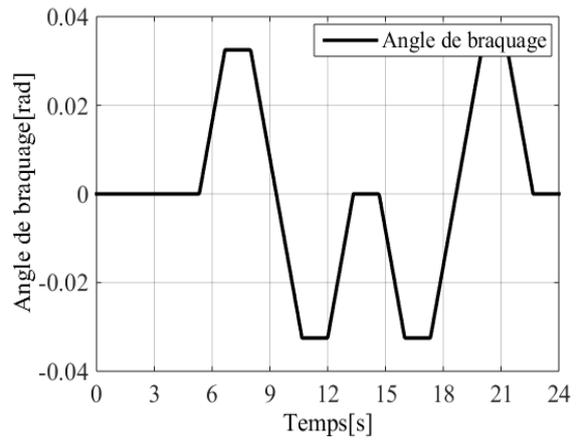
L'angle de dérive de véhicule est approximativement environ de zéro, ce qui augmente la stabilité pendant le changement de voie et par conséquent le véhicule suit la trajectoire de référence (Figure. 2.15 (g)),

Le moment de lacet correctif crier par le contrôleur mode glissant permet de diminuer l'accélération latérale de véhicule pour assurer le confort des passagers (Figure 2.15 (h)).

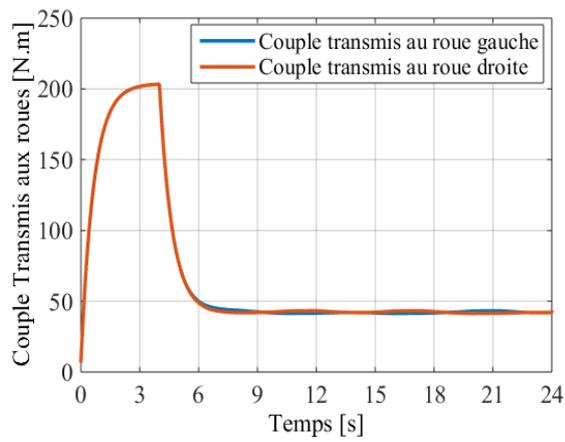
D'après les résultats de simulation présentés, on remarque que le véhicule suivre exactement les consignes du conducteur ce qui permet que notre contrôleur mode glissant (SMC) présente de bonnes performances dynamiques.



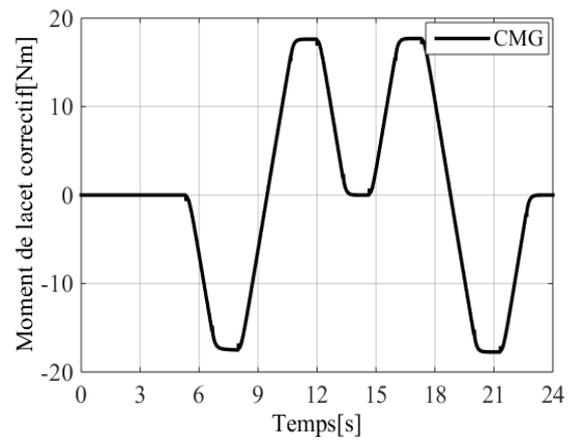
(a)



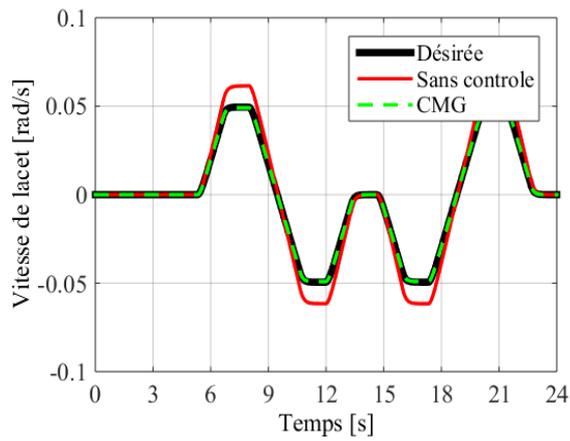
(b)



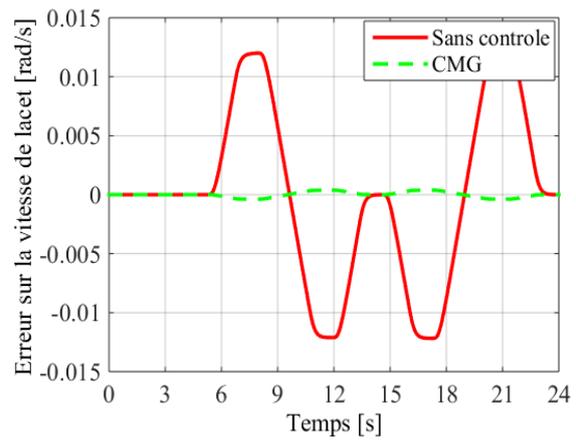
(c)



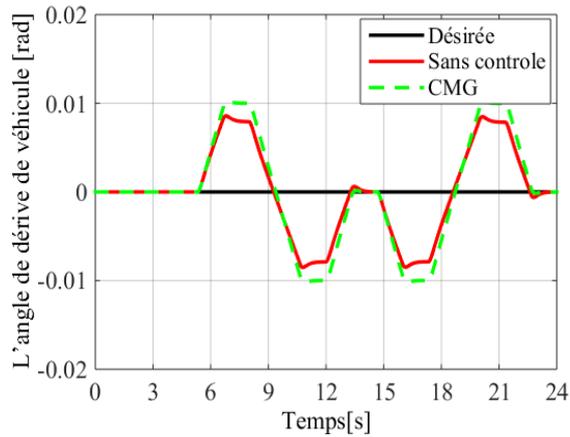
(d)



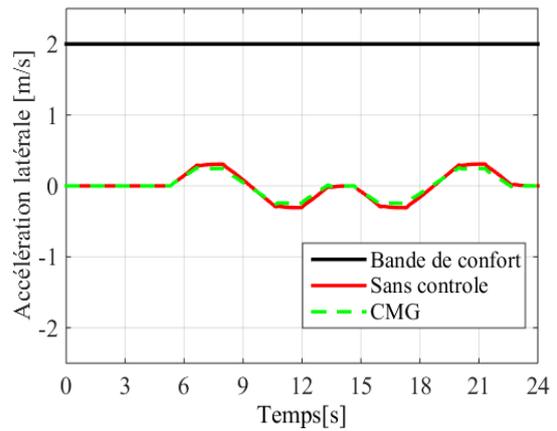
(e)



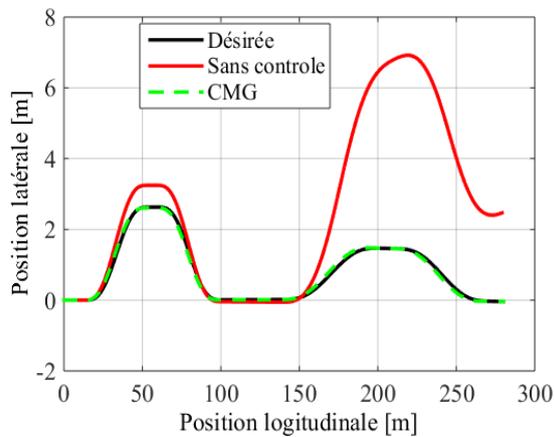
(f)



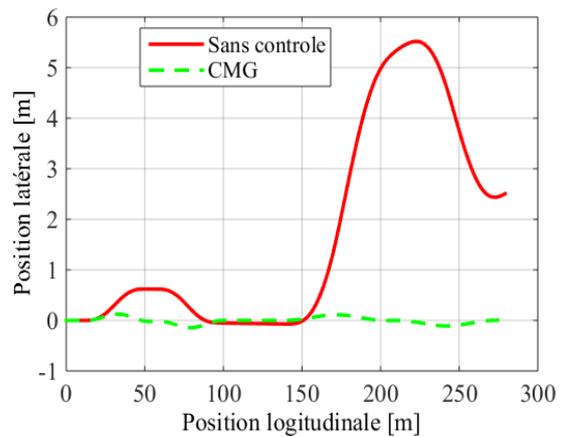
(g)



(h)



(i)



(j)

Figure 2.15: Résultats de simulation du système DYC.

## 2.10 Conclusion

L'objectif de ce chapitre est le développement de différentes techniques de contrôle robuste pour la stabilité et la sécurité d'un véhicule électrique avec un système différentiel électrique et un système de contrôle du moment de lacet. Au début le contrôle latéral du véhicule électrique et sa modélisation ont été présentés. Ensuite la deuxième partie de ce chapitre porte sur le développement d'une technique de contrôle latérale pour l'amélioration de la stabilité et de la sécurité de notre véhicule électrique à traction intégrale. Le comportement latéral du véhicule est décrit par le modèle dynamique basé sur le modèle de bicyclette. Enfin, pour améliorer la stabilité latérale du véhicule pendant les situations critiques (virage et dérapage), et les différentes conditions routières, nous avons proposé une technique de contrôle direct du moment de lacet (DYC), basées sur le contrôleur mode glissant.

---

---

# Chapitre 3

## Contrôle de la suspension active des véhicules électriques à moteur-roues.

---

---

### 3.1 Introduction

Ces dernières années, l'intégration de moteurs électriques dans les roues est l'une des configurations les plus courantes dans les véhicules électriques, connue sous le nom de traction indépendante à quatre roues motrices (4WID). Cette configuration a attiré une attention particulière et soutenue de la recherche académique et industrielle. Les moteurs de traction doivent avoir une réponse rapide et robuste au couple avec une faible ondulation du couple [77]. Actuellement, le moteur synchrone à aimant permanent intérieur (PMSM) offre de grands avantages, notamment en termes de couple massique élevé, ce qui est important pour les véhicules électriques [78] [79].

Les moteurs intégrés aux roues (IWM) ont été développés pour permettre la transmission indépendante des quatre roues et améliorer les caractéristiques des véhicules électriques et hybrides [80] [81]. D'après la littérature [82] [83] le moteur intégré aux roues (IWM) peut augmenter la masse non suspendue, ce qui détériore considérablement le confort de conduite, les performances de la suspension et la tenue de route du véhicule. Afin d'améliorer les caractéristiques de conduite des véhicules électriques à quatre roues motrices, les chercheurs cherchent à réduire la masse non suspendue qui affecte la tenue de route et le confort des véhicules [84] [85].

Les systèmes de suspension active, qui peuvent réduire les effets indésirables de l'augmentation de la masse non suspendue du véhicule tout en améliorant le confort de conduite et les performances dynamiques, sont récemment devenus un domaine de recherche populaire [86]. Dans [50] l'influence de la masse du moteur électrique dans la roue sur les performances du système de suspension active a été étudiée à l'aide d'une approche de contrôle par régulateur linéaire quadratique. Afin de réduire la fluctuation de la force de contact et d'améliorer la qualité de roulement et la maniabilité des véhicules électriques, Bridgestone a mis au point un système d'amortissement dynamique entraîné dans les roues [87]. En outre, contrairement aux systèmes de suspension utilisant un pneu standard, le système de suspension motorisé dans la roue nécessite une force d'entraînement élevée [88] [89].

Le système de suspension électromagnétique active est devenu plus adapté aux véhicules électriques au cours des dernières décennies pour offrir un contrôle précis de la force de l'actionneur et une meilleure réponse dynamique. Ce type de système de suspension peut maintenir le mouvement de la carrosserie du véhicule lors de l'accélération, du freinage ou des virages, offrant ainsi une conduite souple [89]. En outre, les actionneurs électromagnétiques offrent certains avantages, un contrôle précis de la force, un comportement dynamique amélioré, une efficacité accrue et un double fonctionnement de l'actionneur [90]. En raison de sa grande performance, de son faible coût et de sa structure simple, l'actionneur linéaire à réluctance de commutation (LSRA) est une alternative viable aux actionneurs magnétiques permanents (PMA) [91] [92] qui était l'actionneur électrique le plus populaire utilisé dans les systèmes de suspension active [90].

Pour faire face aux exigences contradictoires de la déflexion de la suspension, du confort de conduite et de la stabilité de la tenue de route, de nombreuses méthodes de commande ont été proposées pour concevoir des systèmes de suspension active, comme la commande par logique floue [93-96], la commande optimale [97], la commande par réseau neuronal [98], le contrôle par régulateur linéaire quadratique [99], la commande par glissement [100], la commande par anticipation [101], commande adaptative [102, 103], et commande  $H_\infty$  [104]. Dans [97], une stratégie de commande PID floue optimale basée sur un algorithme amélioré a été proposée. Dans [105] G. Priyandoko et al. ont proposé un contrôleur de force neuro-actif adaptatif pour la suspension active.

Dans ce chapitre, nous parlons en générale sur la suspension du véhicule électrique à moteur-roues. Tout d'abord, nous commençons par les éléments de la suspension en expliquant : leur rôle, leurs performances, leur composant, leur influence avec les catégories et la modélisation de système suspension active de véhicule électrique. Ensuite, nous allons expliquer les différents types de suspensions (suspension passive, suspension semi-active et suspension active) avec une description du rôle et des critères d'évaluation des performances de suspension de véhicule. Ensuite nous avons fait une comparaison entre le contrôleur logique floue et le contrôleur mode glissant flou pour la suspension active afin d'améliorer le confort de conduite, la sécurité et la stabilité de la tenue de route du véhicule électrique équipé d'un moteur-roue. Des séries de simulation numérique sont réalisées avec le logiciel MATLAB/SIMULIK pour un quart et un modèle complet de véhicule. Les résultats de la simulation en cas d'un passage par un ralentisseur de type dos d'âne et un passage par une chaussée routière aléatoire montrent que le système de suspension active utilisant le contrôleur mode glissant floue est meilleur que l'autre système de suspension active avec le contrôleur logique floue et que le système de suspension passive en termes de confort de conduite et de tenue de route.

## 3.2 La suspension des véhicules électriques à moteur-roues

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) [106]. 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 [107]. 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 [108].

### 3.2.1 Performances d'une suspension

Une suspension automobile permet d'améliorer le confort et la tenue de route du véhicule. Pour concevoir une suspension efficace, il est essentiel de quantifier les variables de performances suivants [108]:

#### a. Le Confort

Le confort correspond à l'équilibre vertical du véhicule et caractérise sa capacité à transmettre et à filtrer les vibrations principalement issues des irrégularités de la route aux passagers. Pour améliorer le confort du véhicule, l'accélération subie par le passager devra être minimale. Pour les modèles en deux et trois dimensions, l'accélération angulaire (tangage et roulis) doit aussi être minimisée [109].

#### b. La tenue de route

La tenue de route représente la stabilité d'un véhicule. C'est le pneu qui génère les forces longitudinales et latérales nécessaires aux changements et aux corrections de trajectoire. Cette force varie en fonction du glissement, de l'angle de dérive, de l'angle de carrossage et de la force normale. L'angle de carrossage (tangage) varie selon la géométrie de la suspension, mais la force générée par le pneu varie largement en fonction de la force normale [110]. Pour assurer une force du pneu constante, la suspension doit réduire les variations de la force normale appliquée sur le pneu. Dans la majorité des travaux de recherches, le pneu est modélisé par un ressort linéaire et son amortissement est négligé. La déflexion du pneu est donc utilisée comme mesure représentative de la tenue de route du véhicule [111].

#### c. Le 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 [106].

En résumé, dans le cas d'une suspension active, trois critères de performances différents doivent être minimisés pour améliorer les performances [108]:

- Accélération verticale subie par les passagers ;
- Débattement de la suspension ;
- Déflexion du pneu.

### 3.2.2 Différents types de suspensions

Les systèmes de suspensions peuvent être classés en trois types : suspension passive, suspension semi-active et suspension active. Cette classification est obtenue selon la méthode et le principe de contrôle requise et aussi selon l'ensemble des éléments mécaniques qui relient les roues au châssis[110].

#### 3.2.2.1 Suspension passive

Le système passif est le type le plus utilisé dans les suspensions automobiles. Les principales raisons sont la simplicité, le faible coût et la fiabilité de cette solution. Un ressort et un amortisseur composent ce système de suspension, tous ces deux sont fixés entre la structure de support de roue (masse non suspendue) et la carrosserie du véhicule (masse suspendue) [111]. D'une part, le ressort fournit une force qui dépend de l'écart de position entre le châssis et la roue. D'autre part, l'amortisseur exerce une force en fonction de la différence entre la vitesse de la roue et celle du châssis. L'un des points faibles de ce type de suspension est que les coefficients de ressort et d'amortissement sont fixes, par conséquent ses performances sont limitées [109].

Ce type de suspension ne permet aucun contrôle extérieur et les améliorations possibles se situent dans le domaine des formes, des vannes à trous et des matériaux. L'exigence d'un contrôle de la force de suspension apparaît utile pour améliorer les performances de la suspension. Ceci est réalisé avec les suspensions semi-actives et actives [106].

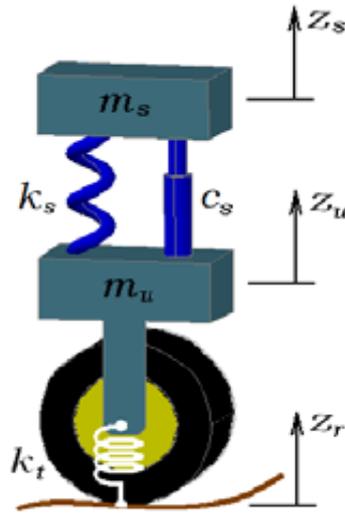


Figure 3.1 : Système de suspension passive.

### 3.2.2.2 Suspension semi-active

En comparaison avec la suspension passive, le système de suspension contrôlée peut effectuer un contrôle optimal avec retour d'information en fonction des différentes excitations de la route et des conditions de conduite, ce qui peut améliorer le confort de conduite du véhicule et la stabilité de la manœuvre. Différents types de suspensions actives et semi-actives sont examinés et passés en revue. Karnopp et Crosby [98] ont introduit pour la première fois le concept de système de suspension semi-active au début des années 1970 en présentant l'algorithme skyhook pour améliorer les performances de conduite du véhicule [112]. Le système de suspension semi-active est une substitution de la suspension active et présente de nombreux avantages par rapport à celle-ci, tels que l'efficacité énergétique, la simplicité et la réduction des coûts [105]. En général, dans un système de suspension semi-active, l'actionneur est remplacé par un amortisseur variable qui fonctionne en parallèle avec un ressort. La force d'amortissement est réglée en modifiant la surface de l'ouverture de l'amortisseur rempli d'huile, ce qui modifie la résistance à l'écoulement du fluide. La variation de l'amortissement peut être obtenue en introduisant des mécanismes tels que l'amortisseur électrorhéologique (ER) et l'amortisseur magnétorhéologique (MR). magnétorhéologiques (MR) [113].

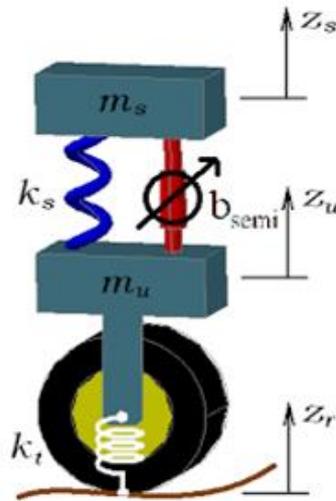


Figure 3.2 : Système de suspension semi-active.

### 3.2.2.3 Suspension active

Le système de suspension active a la capacité de répondre aux changements verticaux de la route. L'amortisseur ou le ressort est actionné par la force d'actionnement [109]. Cet actionneur de force a sa propre tâche qui est d'ajouter ou de dissiper l'énergie du système. L'actionneur de force est contrôlé par différents types de contrôle. Une stratégie de contrôle correcte permettra d'obtenir un meilleur compromis entre le confort et la stabilité du véhicule. Par conséquent, les systèmes de suspension active offrent un meilleur confort de conduite et une meilleure maniabilité du véhicule aux passagers. La Figure (3.3) décrit les composants de base de la suspension active. Dans ce type de suspension, le contrôleur peut modifier la dynamique du système en activant les actionneurs. Grâce à un contrôle précis de la force de l'actionneur et à une réponse dynamique améliorée, le système de suspension active électromagnétique s'est plus adaptatif aux véhicules électriques au cours des dernières décennies [114].

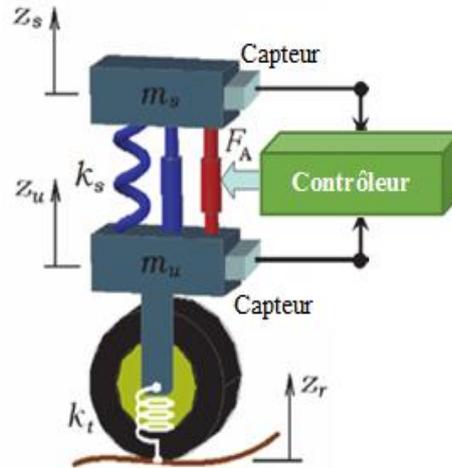
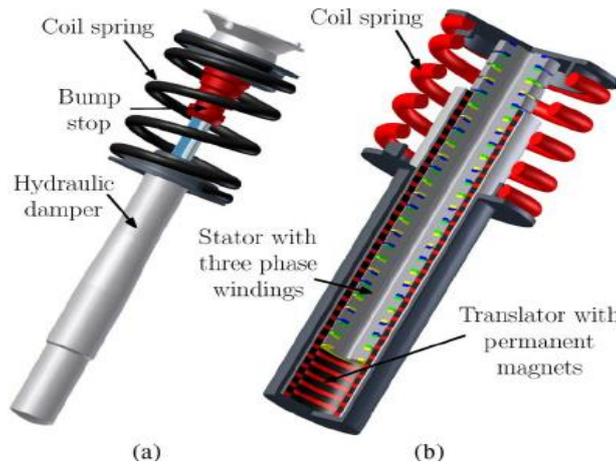


Figure 3.3 : Système de suspension active.

### 3.2.2.3.1 Système de suspension électromagnétique (EMS)

Un système de suspension électromagnétique pour un véhicule comprend un actionneur électromagnétique interposé entre une masse suspendue et une masse non suspendue et disposé sensiblement en parallèle avec un élément de ressort. Un moteur électrique est prévu pour entraîner l'actionneur électromagnétique [115]. Un contrôleur de moteur est configuré pour calculer un déplacement appliqué à l'actionneur électromagnétique et pour commander le moteur électrique de manière à ce que l'actionneur électromagnétique génère une force d'amortissement optimale correspondant au déplacement [116]. Un circuit de commande de moteur est prévu pour le moteur électrique, par lequel le moteur électrique est connecté au contrôleur de moteur. En outre, un élément d'amortissement électrique est connecté électriquement au circuit de commande du moteur et en parallèle avec le moteur électrique pour générer une force d'amortissement de manière passive lors d'un freinage dynamique du moteur électrique en réponse à l'entrée de déplacement vers l'actionneur électromagnétique provenant de la masse non suspendue [117].



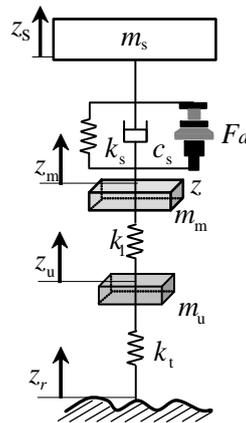
**Figure 3.4 :** (a) Suspension passive (b) Suspension électromagnétique.

### 3.3 Modélisation du système de suspension du véhicule électrique

La modélisation de suspension est séparée en deux modèles : le modèle quart de véhicule possède 3 degrés de liberté et le modèle complet du véhicule possède 11 degrés de liberté.

#### 3.3.1 Modèle de suspension active d'un quart de véhicule

Le modèle de suspension du quart de véhicule avec moteur dans la roue fixé à la masse non suspendue, comme le montre la Figure (3.5) [118].



**Figure 3.5 :** Structure de la suspension active d'un quart de véhicule avec moteur-roues.

La suspension active d'un quart de véhicule avec moteur intégré dans la roue possède 3 degrés de liberté associés au mouvement vertical de la masse suspendue, de la masse non suspendue et de la masse du moteur. Sur la base de la deuxième loi de Newton, les équations du mouvement de cette suspension active peuvent être écrites comme suit [119] [120][118]:

$$m_s \ddot{z}_s = -k_s (z_s - z_u) - c_s (\dot{z}_s - \dot{z}_u) + F_a \quad (3.1)$$

$$m_m \ddot{z}_m = -k_m (z_m - z_u) - c_m (\dot{z}_m - \dot{z}_u) \quad (3.2)$$

$$m_u \ddot{z}_u = k_s (z_s - z_u) + c_s (\dot{z}_s - \dot{z}_u) + k_m (z_m - z_u) + c_m (\dot{z}_m - \dot{z}_u) - k_f (z_u - z_r) - F_a$$

(3.3)

### 3.3.2 Modèle de suspension active du véhicule complet

Le modèle de suspension du véhicule complet avec moteur dans la roue fixé à la masse non suspendue, est montré sur la Figure (3.6) [118-121].

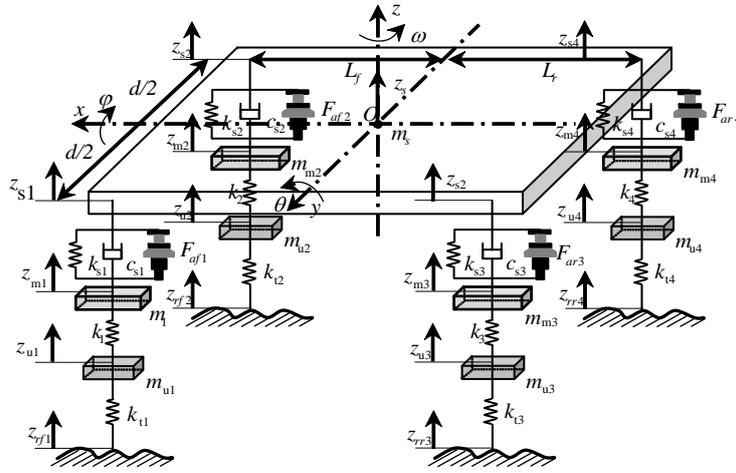


Figure 3.6 : Structure de la suspension active du véhicule complet avec moteur-roues.

La suspension active complète du véhicule électrique avec moteurs-roues possède 11 degrés de liberté associés au mouvement vertical de la masse suspendue, de la masse non suspendue et de la masse du moteur. Sur la base de la deuxième loi de Newton, les équations du mouvement de cette suspension active peuvent être écrites comme suit [122] [119] [121]:

▪ Pour le mouvement de roulement de la masse suspendue

$$\begin{aligned} I_\phi \ddot{\phi}_s = & - \left[ k_{s1} (z_{s1} - z_{m1}) + C_{s1} (\dot{z}_{s1} - \dot{z}_{m1}) - k_{s2} (z_{s2} - z_{m2}) - C_{s2} (\dot{z}_{s2} - \dot{z}_{m2}) \right] \frac{1}{2} d \\ & - \left[ k_{s3} (z_{s3} - z_{m3}) + C_{s3} (\dot{z}_{s3} - \dot{z}_{m3}) - k_{s4} (z_{s4} - z_{m4}) - C_{s4} (\dot{z}_{s4} - \dot{z}_{m4}) \right] \frac{1}{2} d \\ & + \frac{1}{2} d F_{af1} - \frac{1}{2} d F_{af2} + \frac{1}{2} d F_{ar3} - \frac{1}{2} d F_{ar4} \end{aligned} \quad (3.4)$$

▪ Pour le mouvement de tangage de la masse suspendue

$$\begin{aligned} I_\theta \ddot{\theta}_s = & \left[ k_{s1} (z_{s1} - z_{m1}) + C_{s1} (\dot{z}_{s1} - \dot{z}_{m1}) + k_{s2} (z_{s2} - z_{m2}) + C_{s2} (\dot{z}_{s2} - \dot{z}_{m2}) \right] L_f \\ & - \left[ k_{s3} (z_{s3} - z_{m3}) + C_{s3} (\dot{z}_{s3} - \dot{z}_{m3}) + k_{s4} (z_{s4} - z_{m4}) + C_{s4} (\dot{z}_{s4} - \dot{z}_{m4}) \right] L_r \\ & - L_f F_{af1} - L_f F_{af2} + L_r F_{ar3} + L_r F_{ar4} \end{aligned} \quad (3.5)$$

▪ Pour le mouvement vertical de la masse suspendue

$$\begin{aligned}
 m_s \ddot{z}_s = & -k_{s1}(z_{s1} - z_{m1}) - C_{s1}(\dot{z}_{s1} - \dot{z}_{m1}) - k_{s2}(z_{s2} - z_{m2}) \\
 & - C_{s2}(\dot{z}_{s2} - \dot{z}_{m2}) - k_{s3}(z_{s3} - z_{m3}) - C_{s3}(\dot{z}_{s3} - \dot{z}_{m3}) \\
 & - k_{s4}(z_{s4} - z_{m4}) - C_{s4}(\dot{z}_{s4} - \dot{z}_{m4}) + F_{af1} + F_{af2} + F_{ar3} + F_{ar4}
 \end{aligned} \tag{3.6}$$

▪ Pour les mouvements verticaux de chaque stator

$$\begin{aligned}
 m_{m1} \ddot{z}_{m1} = & k_{s1}(z_{s1} - z_{m1}) + C_{s1}(\dot{z}_{s1} - \dot{z}_{m1}) - k_{m1}(z_{m1} - z_{u1}) - F_{af1} \\
 m_{m2} \ddot{z}_{m2} = & k_{s2}(z_{s2} - z_{m2}) + C_{s2}(\dot{z}_{s2} - \dot{z}_{m2}) - k_{m2}(z_{m2} - z_{u2}) - F_{af2} \\
 m_{m3} \ddot{z}_{m3} = & k_{s3}(z_{s3} - z_{m3}) + C_{s3}(\dot{z}_{s3} - \dot{z}_{m3}) - k_{m3}(z_{m3} - z_{u3}) - F_{ar3} \\
 m_{m4} \ddot{z}_{m4} = & k_{s4}(z_{s4} - z_{m4}) + C_{s4}(\dot{z}_{s4} - \dot{z}_{m4}) - k_{m4}(z_{m4} - z_{u4}) - F_{ar4}
 \end{aligned} \tag{3.7}$$

▪ Pour les mouvements verticaux de chaque roue (les masses non suspendues)

$$\begin{aligned}
 m_{u1} \ddot{z}_{u1} = & -k_{r1}(z_{u1} - z_{rf1}) + k_{m1}(z_{m1} - z_{u1}) \\
 m_{u2} \ddot{z}_{u2} = & -k_{r2}(z_{u2} - z_{rf2}) + k_{m2}(z_{m2} - z_{u2}) \\
 m_{u3} \ddot{z}_{u3} = & -k_{r3}(z_{u3} - z_{rr3}) + k_{m3}(z_{m3} - z_{u3}) \\
 m_{u4} \ddot{z}_{u4} = & -k_{r4}(z_{u4} - z_{rr4}) + k_{m4}(z_{m4} - z_{u4})
 \end{aligned} \tag{3.8}$$

Lorsque l'angle de tangage et l'angle de roulis sont petits, l'équation suivante peut être obtenue :

$$\begin{aligned}
 z_{s1} = & z_s - L_f \theta + \frac{1}{2} d \varphi \\
 z_{s2} = & z_s - L_f \theta - \frac{1}{2} d \varphi \\
 z_{s3} = & z_s + L_f \theta + \frac{1}{2} d \varphi \\
 z_{s4} = & z_s + L_f \theta - \frac{1}{2} d \varphi
 \end{aligned} \tag{3.9}$$

### 3.4 Proposition de contrôle de la suspension active dans un véhicule électrique à quatre moteur-roues.

De nombreuses études portent sur la conception de la structure de la suspension, l'analyse dynamique et le contrôle actif du système de suspension active [118]. Cependant, les exigences de performance, telles que le confort la conduite, la tenue de route et le débatement de la suspension sont souvent contradictoires attentes. En conséquence, différentes méthodes de contrôle sont proposées pour faire face au compromis entre ces exigences de conception contradictoires. La principale contribution de notre travail est la comparaison entre le contrôleur logique floue et le contrôleur mode glissant floue pour le système de suspension active afin d'améliorer le confort de conduite, la sécurité et la stabilité du véhicule électrique à quatre moteur-roues [120-122].

### 3.4.1 Conception de contrôle par logique floue

Le contrôle par logique floue utilisé dans la structure de la suspension active d'un quart de véhicule et véhicule complet avec IWM est illustré à la Figure (3.7). Le déplacement de la masse suspendue  $z_s$  et la vitesse de la masse suspendue  $\dot{z}_s$  sont les entrées de la commande floue, la variable de sortie est la force de l'actionneur de suspension  $F_a$ . La Figure (3.8) montre les fonctions d'appartenance normalisées pour la fuzzification et la défuzzification de contrôle par logique floue [118][120-121].

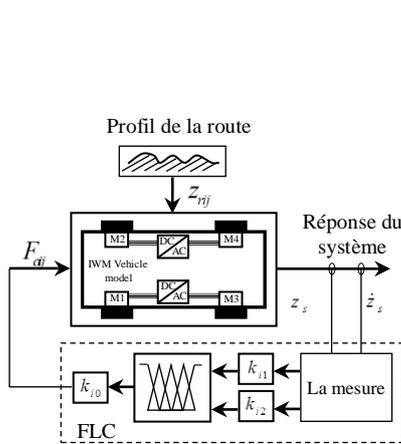


Figure 3.7 : Schéma de contrôle d'une suspension active basé sur la logique floue.

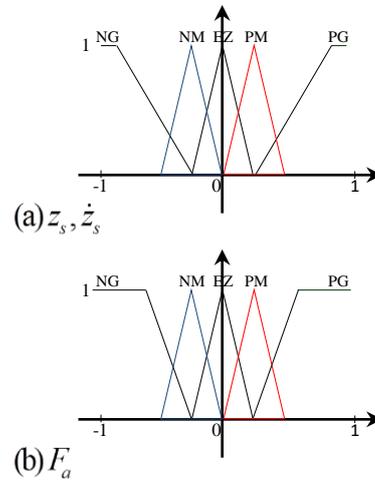


Figure 3.8 : Fonctions d'appartenance pour les variables floues : (a)  $z_s, \dot{z}_s$  et (b)  $F_a$ .

Tableau 3.1 : Règles de logique floue.

$z_s / \dot{z}_s$	NG	NG	Z	PG	PG
NG	PG	PG	PM	NM	NM
NM	PM	PM	Z	NM	NM
Z	Z	PM	Z	NM	NM
PM	NM	NM	NM	NM	NM
PG	NG	NM	NG	NM	NG

### 3.4.2 Conception de contrôle par mode glissant floue

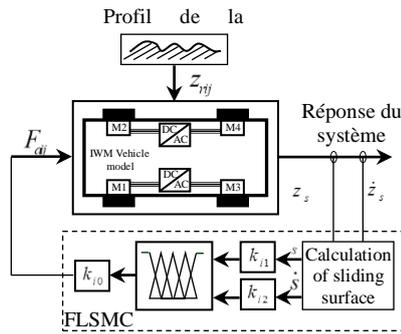
Pour réduire la complexité de contrôleur logique floue et rendre le système plus robuste, une technique basée sur un contrôleur par mode glissant floue est proposée dans ce travail, Figure (3.9). Comme le montre cette figure, les entrées de contrôle par logique floue sont la surface de glissement  $s$  et sa

dérivée  $\dot{s}$ . Dans ce cas, le déplacement de la masse suspendue  $z_s$  est considéré comme une erreur pour calculer la surface de glissement [118-121].

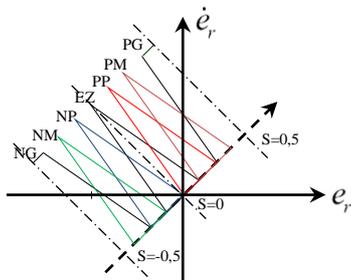
$$e_r = z_s \tag{3.10}$$

La surface de glissement est donnée par :

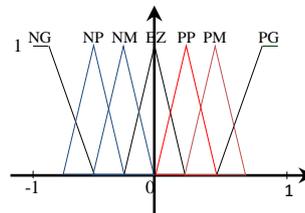
$$s = e_r + \frac{de_r}{dt} \tag{3.11}$$



**Figure 3.9 :** Schéma de commande d'une suspension active basé sur le contrôleur par mode glissant floue.



**Figure 3.10 :** La fuzzification de la fonction de commutation pour le contrôleur FSMC.



**Figure 3.11 :** Fonctions d'appartenance pour les variables d'entrée et de sortie.

La fonction de commutation est fuzzifiée comme le montre la Figure (3.10). La fonction de commutation  $s$  et sa dérivée  $\dot{s}$  sont les entrées du contrôleur FSMC et la sortie est la force appliquée par l'actionneur actif  $F_a$ . La Figure (3.11) montre les fonctions d'appartenance pour les variables d'entrée et de sortie du contrôleur FSMC. Pour que le système soit asymptotiquement stable, on utilise les règles floues données par le Tableau (3.2) [118-121].

**Tableau 3.2 : Règles floue pour la commande mode glissant floue.**

$s / \dot{s}$	NG	NM	NP	Z	PS	PM	PG
NG	PG	PG	PG	PG	PM	PP	Z
NM	PG	PG	PG	PM	PP	Z	NP
NP	PG	PG	PM	PP	Z	NP	NM
Z	PG	PM	PP	Z	NP	NM	NG
PP	PM	PP	Z	NP	NM	NG	NG
PM	PP	Z	NP	NM	NG	NG	NG
PG	Z	NP	NM	NG	NG	NG	NG

### 3.5 Les critères de performances

Quatre performances principales de la suspension doivent être rigoureusement satisfaites afin de concevoir une commande proposée pour le système de suspension active en question [88] :

- L'accélération de la masse suspendue  $\ddot{z}_s$  doit être minimisée pour garantir les performances de confort de conduite du véhicule.
- La force dynamique maximale appliquée au moteur dans la roue peut être calculée à l'aide de l'équation suivante:

$$\begin{cases} F_{dyn\_fl} = k_{s1}(z_{s1} - z_{m1}) + C_{s1}(\dot{z}_{s1} - \dot{z}_{m1}) + k_{m1}(z_{m1} - z_{u1}) + F_{af1} \leq F_{\max} \\ F_{dyn\_fr} = k_{s2}(z_{s2} - z_{m2}) + C_{s2}(\dot{z}_{s2} - \dot{z}_{m2}) + k_{m2}(z_{m2} - z_{u2}) + F_{af2} \leq F_{\max} \\ F_{dyn\_rl} = k_{s3}(z_{s3} - z_{m3}) + C_{s3}(\dot{z}_{s3} - \dot{z}_{m3}) + k_{m3}(z_{m3} - z_{u3}) + F_{ar3} \leq F_{\max} \\ F_{dyn\_rr} = k_{s4}(z_{s4} - z_{m4}) + C_{s4}(\dot{z}_{s4} - \dot{z}_{m4}) + k_{m4}(z_{m4} - z_{u4}) + F_{ar4} \leq F_{\max} \end{cases} \quad (3.12)$$

- La limite de débattement de la suspension ne doit pas être dépassée. C'est-à-dire:

$$\begin{cases} |z_{s1} - z_{u1}| \leq Z_{\max} \\ |z_{s2} - z_{u2}| \leq Z_{\max} \\ |z_{s3} - z_{u3}| \leq Z_{\max} \\ |z_{s4} - z_{u4}| \leq Z_{\max} \end{cases} \quad (3.13)$$

- Stabilité de la tenue de route. Pour assurer un contact permanent entre la roue et la route, la charge dynamique du pneu ne doit pas dépasser la charge statique. C'est-à-dire que:

$$\begin{cases} k_{t1}(z_{u1} - z_{rf1}) < ((m_s / 4) + m_{u1} + m_{m1}) g \\ k_{t2}(z_{u2} - z_{rf2}) < ((m_s / 4) + m_{u2} + m_{m2}) g \\ k_{t3}(z_{u3} - z_{rr3}) < ((m_s / 4) + m_{u3} + m_{m3}) g \\ k_{t4}(z_{u4} - z_{rr4}) < ((m_s / 4) + m_{u4} + m_{m4}) g \end{cases} \quad (3.14)$$

- L'accélération de la masse du stator  $\ddot{z}_m$  doit être minimisée pour garantir le confort de conduite du véhicule.

### 3.6 Les profile de la route proposée

L'étude dynamique et vibratoire d'un véhicule excité par la rugosité de la route est généralement définie comme un domaine vibratoire complexe. La rugosité de la route est une caractéristique importante, car elle affecte non seulement la qualité de roulement, mais aussi elle peut causer des dommages matériels sur les différents organes mécaniques, en particulier dans la partie de la suspension [110]. Dans cette section deux profil de la route sont utilisés, un profil d'une route de type dos-d'âne et un profil d'une route aléatoire pour vérifier la conception des deux systèmes de suspension active proposés.

#### 3.6.1 Ralentisseur de type dos-d'âne

Dans ce cas, on s'intéresse au comportement du véhicule qui avance avec une vitesse constante  $v_0$  dans la direction  $x$  horizontale et passe une bosse dont le profil est représenté par la Figure (3.12) dont sont modèle est représenté par l'équation suivante :

$$z_r(t) = \begin{cases} \frac{h}{2} \left( 1 - \cos \left( 2\pi \frac{v_0}{\ell} t \right) \right) & \text{si } t_0 \leq t \leq \left( \frac{\ell}{v_0} + t_0 \right) \\ 0 & \text{ailleurs} \end{cases} \quad (3.15)$$

Où  $h$  et  $\ell$  sont la hauteur et la longueur de la bosse. Nous avons choisi  $h = 0.1$  m et  $\ell = 2$  m .

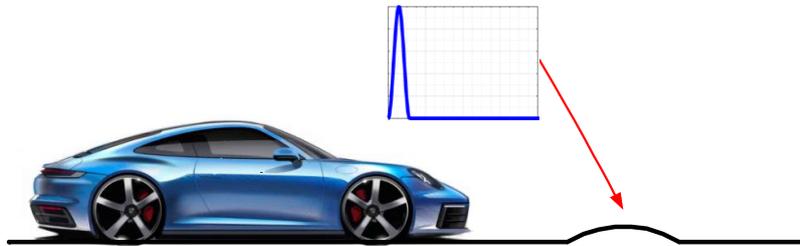


Figure 3.12 : Passage par un ralentisseur de type dos d'âne.

#### 3.6.2 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. (1.40) [123].

$$z_r(t) = -2\pi V_0 n_0 z_r(t) + \sqrt{G_q(\Omega_0)} V_0 w(t) \quad (3.16)$$

Avec  $G_q(\Omega_0) = 16 \times 10^{-6} m^3 / (\text{cycle} / \text{min})$  est le coefficient de rugosité,  $w(t)$  est le signal de bruit blanc et  $n_0 = 1 \text{ rad} \cdot m^{-1}$  est la fréquence spatiale. La Figure (3.13) montre le profil de route aléatoire.

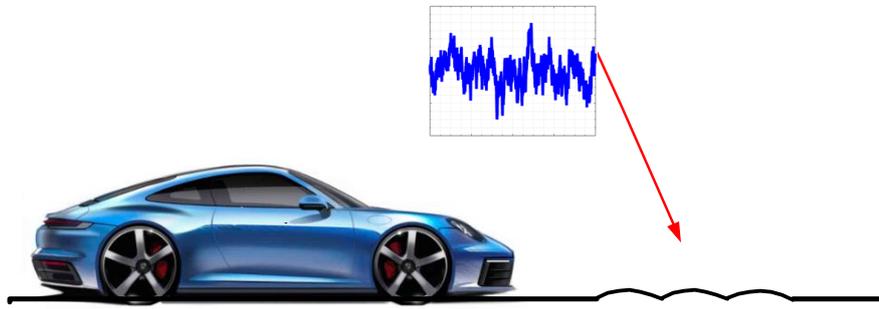


Figure 3.13 : Passage par une chaussée routière aléatoire.

### 3.7 Résultats de simulation

Afin de valider le confort de conduite des véhicules électriques équipés de moteurs-roues, un profil d'une route de type dos-d'âne et un profil d'une route aléatoire sont utilisés pour vérifier la conception des deux systèmes de suspension active proposés en utilisant le contrôleur logique flou (FLC) et le contrôleur mode glissant flou (FSMC). La suspension passive est composée d'un quart et d'un véhicule complet sans contrôleur (la force de contrôle est nulle), ce qui est désigné comme passif. La suspension active est composée d'un quart et d'un véhicule complet avec le contrôleur logique flou (FLC) et d'un quart et d'un véhicule complet avec le contrôleur mode glissant flou (FSMC). Les deux contrôleurs de suspension active proposés, développés précédemment dans la section 3.4 et présentés dans la Figure (3.7) et la Figure (3.9), ont été implémentés sur le logiciel Matlab/Simulink pour analyser l'efficacité et la performance de la suspension active avec les deux contrôleurs FLC et FSMC proposés. Les valeurs des paramètres utilisés pour cette étude sont présentées dans le Tableau (3.3) [118-122].

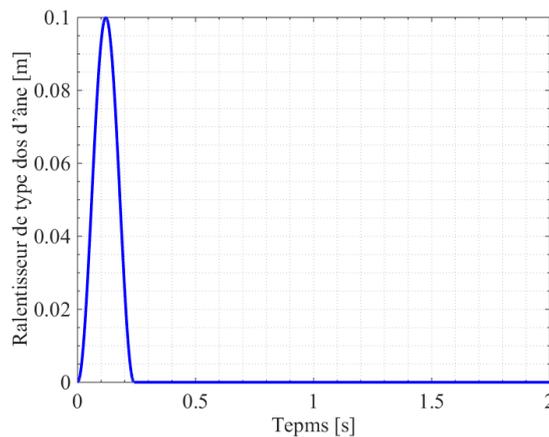
**Tableau 3.3: Paramètres du système de suspension.**

Définition	Symbole	Valeur	Unité
Masse de la carrosserie du véhicule	$m_s$	1327	kg
Distance entre le centre de masse et l'essieu avant	$L_f$	1.2	m
Distance entre le centre de masse et l'essieu arrière	$L_r$	1.48	m
Voie des roues	$d$	1.5	m
Moment d'inertie du roulis de la carrosserie du véhicule	$I_\varphi$	1080	kg.m <sup>2</sup>
Moment d'inertie du tangage de la carrosserie du véhicule	$I_\theta$	2295	kg.m <sup>2</sup>
Masse de la roue avant gauche et droite	$m_{u1} ; m_{u2}$	60	kg
Masse de la roue arrière gauche et droite	$m_{u3} ; m_{u4}$	60	kg
Masse du stator avant gauche et droite	$m_{m1} ; m_{m2}$	30	kg
Masse du stator arrière gauche et droite	$m_{m3} ; m_{m4}$	30	kg
Rigidité du stator avant gauche et droite	$k_{m1} ; k_{m2}$	5000000	N/m
Rigidité du stator arrière gauche et droite	$k_{m3} ; k_{m4}$	5000000	N/m
Rigidité du pneu avant gauche et droite	$k_{r1} ; k_{r2}$	220000	N/m
Rigidité du pneu arrière gauche et droite	$k_{r3} ; k_{r4}$	220000	N/m
Rigidité de la suspension avant gauche et droite	$k_{s1} ; k_{s2}$	26000	N/m
Rigidité de la suspension arrière gauche et droite	$k_{s3} ; k_{s4}$	26000	N/m

### 3.7.1 Modèle de suspension active d'un quart de véhicule

#### 3.7.1.1. Essai 1 : Passage par un ralentisseur de type dos-d'âne

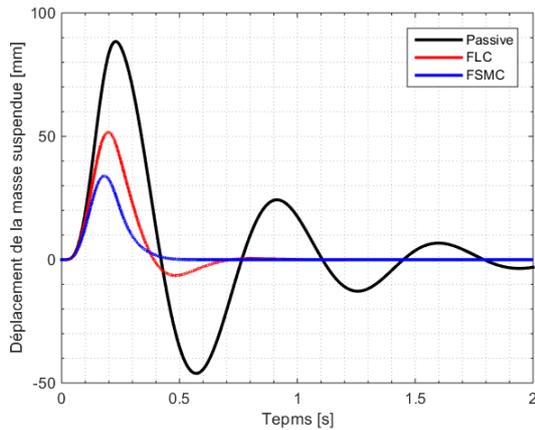
Nous choisissons ici la vitesse d'avancement du véhicule à  $v_0 = 18 \text{ km/h}$ . La Figure (3.14) montre le profil de la route de type dos d'âne. Les résultats de la simulation sont donnés à la Figure (3.15).



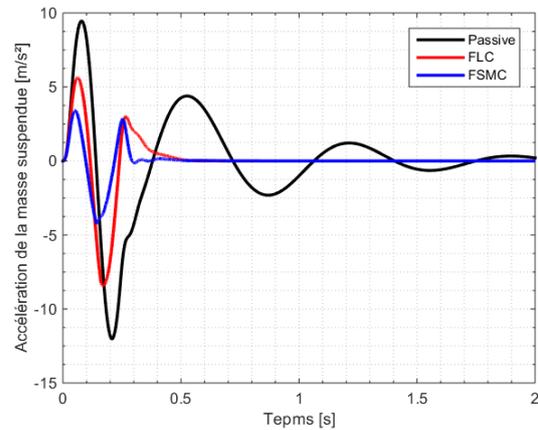
**Figure 3.14 : Passage par un ralentisseur de type dos d'âne.**

La Figure 3.15 (a) à (g) montre la comparaison entre un système de suspension active et un système de suspension passive basée sur le contrôleur logique flou et le contrôleur mode glissant flou en cas d'un passage par un ralentisseur de type dos d'âne.

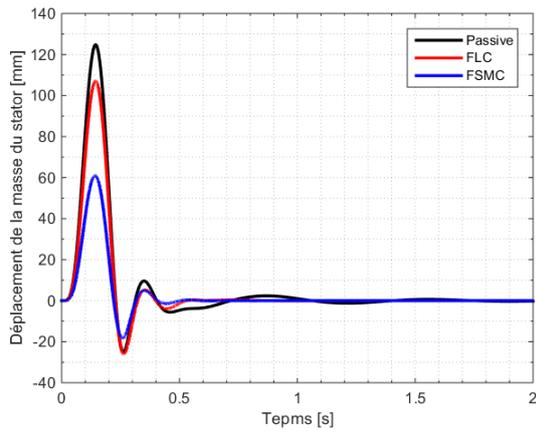
Il est observé sur la Figure 3.15 (a) que le déplacement de la masse suspendue de la suspension passive présente une oscillation avec un dépassement important, avec un temps assez important pour qu'il soit stable. Au contraire, le déplacement de la masse suspendue de la suspension active avec le contrôleur mode glissant floue robuste a un temps de stabilisation court et des pics plus faibles que ceux de contrôleur logique flou et du système passif. La Figure 3.15 (b) montre que l'accélération de la masse suspendue de la suspension active avec le contrôleur FSMC robuste est beaucoup plus faible que celle du contrôleur FLC et du système de suspension passive, ce qui indique que la suspension active avec le contrôleur mode glissant floue présente des meilleures performances de conduites que la suspension active avec le contrôleur logique flou et la suspension passive. Selon les Figures 3.15 (c)-(d), le déplacement de la masse du stator et l'accélération de la masse du stator de la suspension active avec le contrôleur FSMC sont réduites par rapport à ceux de la suspension passive et de contrôleur FLC, ce qui indique que la suspension peut améliorer efficacement les performances du véhicule. On peut voir que le débattement de la suspension et la force dynamique du pneu sont également fortement réduits par rapport à celles de contrôleur logique flou et de la suspension passive, ce qui démontre l'efficacité de la commande robuste par mode glissant floue selon les Figures 3.15 (e)-(f). D'après la Figure 3.15 (g), il est clair que le système de suspension active avec le contrôleur FSMC réduit de manière significative la force dynamique appliquée sur le moteur, ce qui indique que la suspension active avec le contrôleur robuste par mode glissant floue peut améliorer efficacement les performances de conduite.



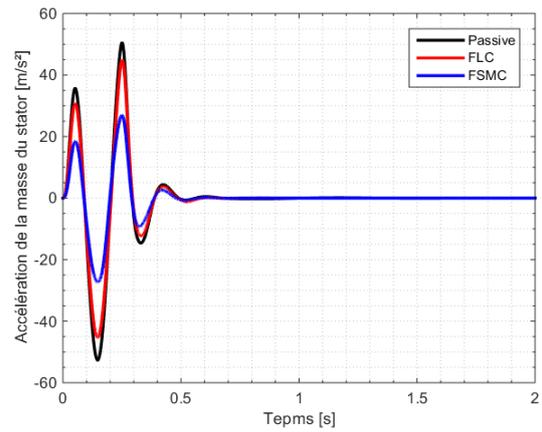
(a) Déplacement de la masse suspendue



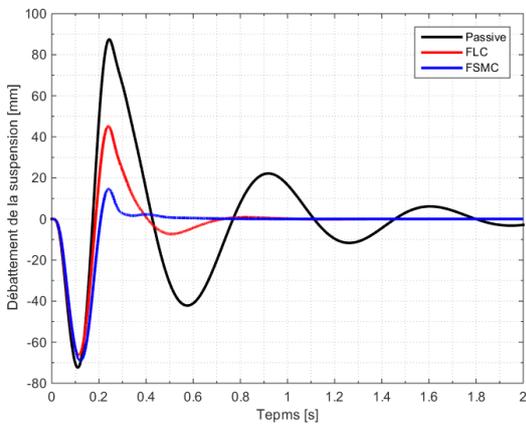
(b) Accélération de la masse suspendue



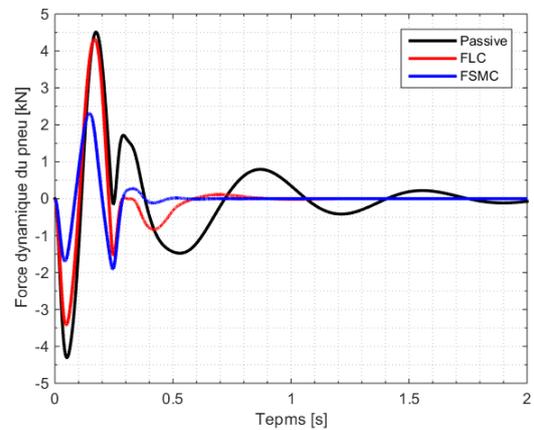
(c) Déplacement de la masse du stator



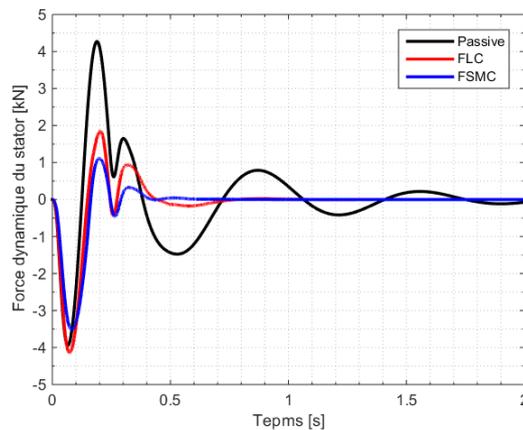
(d) Accélération de la masse du stator



(e) Débattement de la suspension



(f) dynamique du pneu Force



(g) Force dynamique du stator

**Figure 3.15 :** Réponses dynamiques du véhicule sous l'effet d'un passage par un ralentisseur de type dos d'âne.

Le Tableau (3.3) montre la comparaison RMS des réponses dynamiques du véhicule sous un profil de route de type dos d'âne. Ce tableau donne des comparaisons entre les systèmes susmentionnés en utilisant les valeurs RMS. Les valeurs RMS plus petites signifient une amélioration des critères concernés, tandis que des valeurs plus grandes indiquent une détérioration.

**Tableau 3.4 :** Comparaison de la valeur efficace (RMS) de la suspension du véhicule sous l'effet d'un passage par un ralentisseur de type dos d'âne.

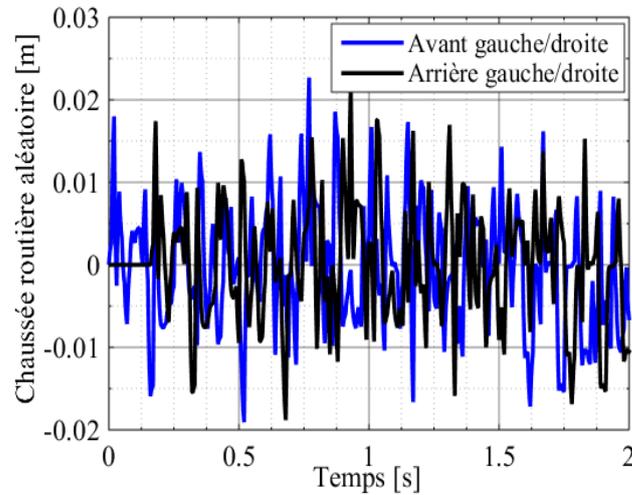
Performances du véhicule (RMS)	Type de suspension		
	Passive	FLC	FSMC
Critère❶ : Accélération de la masse suspendue			
$\ddot{z}_s \text{ (m.s}^{-2}\text{)}$	3.2710	1.7920	0.9161
Critère❷ : Force dynamique du moteur			
$F_{dyn} \text{ (kN)}$	1.1728	0.9830	0.8419
Critère❸ : Débattement de la suspension			
$z_s - z_u \text{ (mm)}$	28.0574	18.5977	17.7778
Critère❹ : Force dynamique du pneu			
$k_t(z_u - z_r) \text{ (kN)}$	1.2311	1.1516	1.1266
Critère❺ : Accélération de la masse du stator			
$\ddot{z}_m \text{ (m.s}^{-2}\text{)}$	12.4966	11.0449	10.7369

Les résultats de la simulation montrent que le système de suspension active avec le contrôleur mode glissant floue (FSMC) proposé offre de meilleures performances que le système de suspension active avec le contrôleur logique floue (FLC) et le système de suspension passive.

### 3.7.2 Modèle de suspension active du véhicule complet

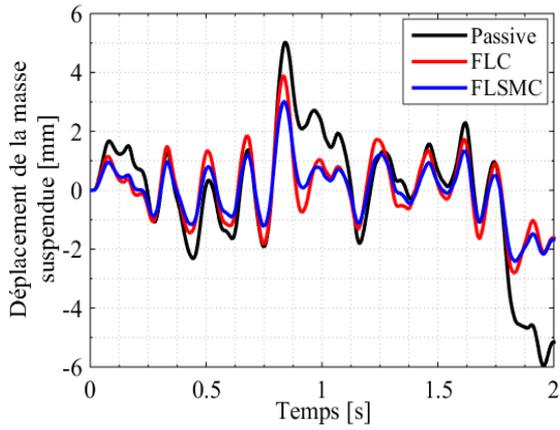
#### 3.7.2.1 Essai 2 : Passage par une chaussée routière aléatoire

Nous choisissons la vitesse d'avancement du véhicule à  $v_0 = 60 \text{ km/h}$ . L'état de la route  $z_r(t)$  pour les roues arrière est le même que pour les roues avant, mais avec un délai de  $(L_f + L_r)/v_0$ . La Figure (3.16) montre l'excitation stochastique de la route pour les roues avant et arrière. Les résultats de la simulation sous cette route sont donnés dans la Figure (3.17).

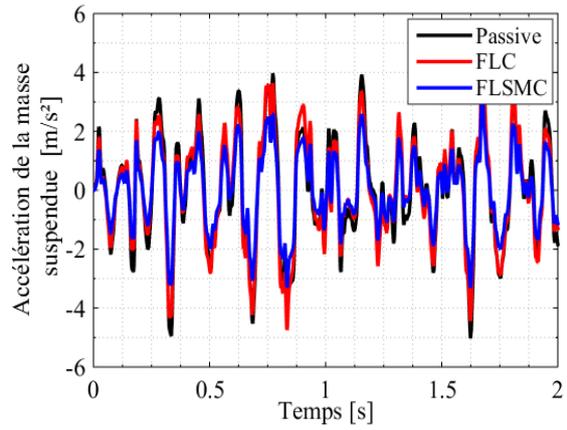


**Figure 3.16 :** Passage par une chaussée routière aléatoire.

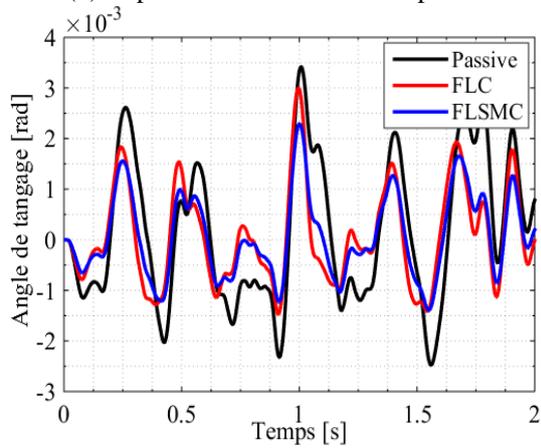
La Figure (3.16) (1) et (2) montre que le déplacement de la masse suspendue et l'accélération de la masse suspendue de la suspension active avec le contrôleur mode glissant floue robuste sont notablement plus faibles que ceux de contrôleur logique floue et du système de suspension passive, ce qui indique une meilleure tenue de route et de bonnes performances du véhicule. L'angle de tangage, l'angle de roulis, l'accélération de l'angle de tangage du châssis et l'accélération de l'angle de roulis du châssis de la suspension active avec le contrôleur FSMC sont beaucoup plus petits que ceux de la commande FLC et de la suspension passive, ce qui indique que le véhicule électrique avec le contrôleur FSMC a de meilleures performances de conduite que le véhicule électrique avec le contrôleur FLC et la suspension passive selon les Figures (3.16) (3)-(6). En outre, les Figures (3.16) (7)-(10) montrent clairement que le déplacement de la masse du stator à l'avant et à l'arrière (gauche/droite) et l'accélération de la masse du stator de la suspension active avec la commande FSMC sont réduits par rapport à la commande FLC et à la suspension passive, ce qui démontre que les performances du moteur sont améliorées. Les Figures (3.16) (11)-(14) montrent que le débattement de la suspension avant et arrière (gauche/droite) et la déflexion des pneus sont réduites par rapport à celles de la suspension passive et de contrôleur FLC, ce qui démontre l'efficacité de contrôleur FSMC robuste. D'après les Figures (3.16) (15) et (16), il est clair que le système de suspension active avec le contrôleur FSMC robuste réduit de manière significative la force dynamique appliquée sur les stators avant et arrière (gauche/droite), ce qui indique que la suspension active avec le contrôleur mode glissant floue robuste peut améliorer efficacement les performances de conduite et les performances du moteur.



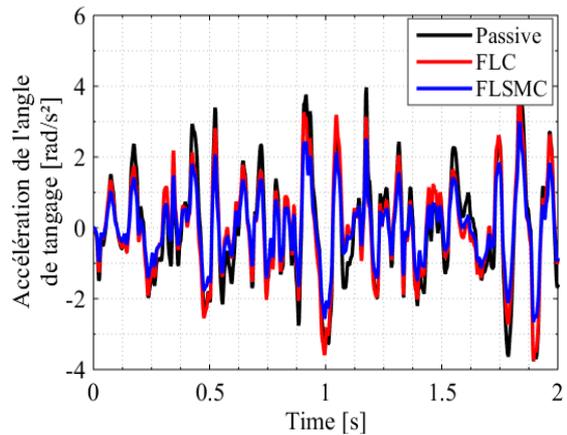
(1) Déplacement de la masse suspendue



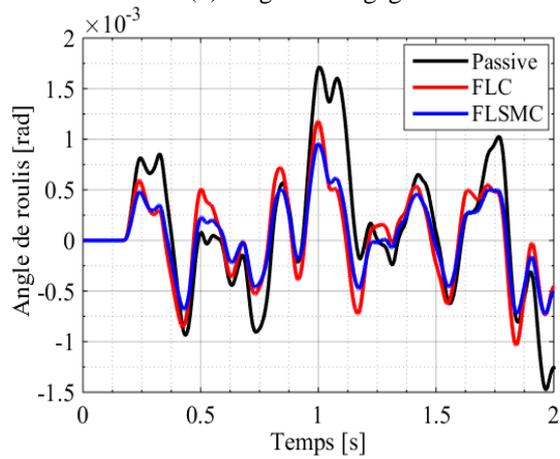
(2) Accélération de la masse suspendue



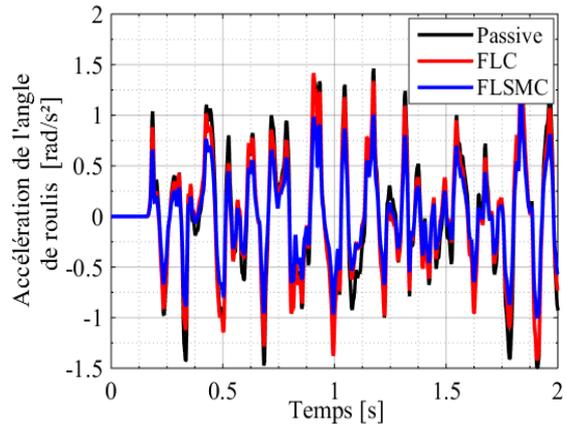
(3) Angle de tangage



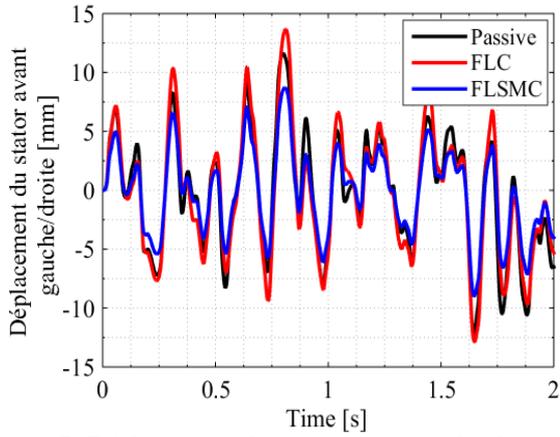
(4) Accélération de l'angle de tangage



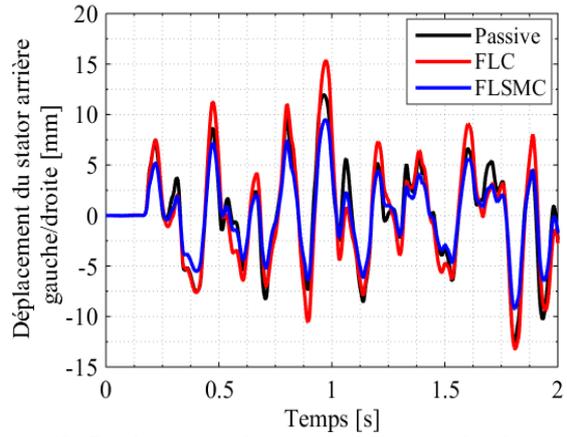
(5) Angle de roulis



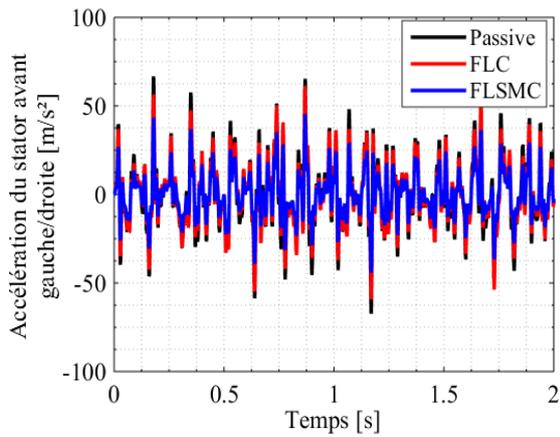
(6) Accélération de l'angle de roulis



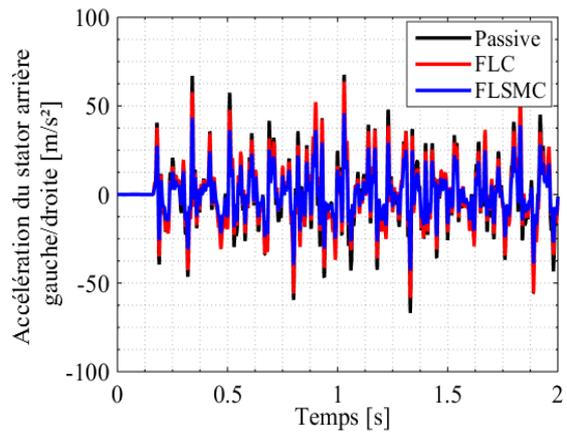
(7) Déplacement du stator avant gauche/droite



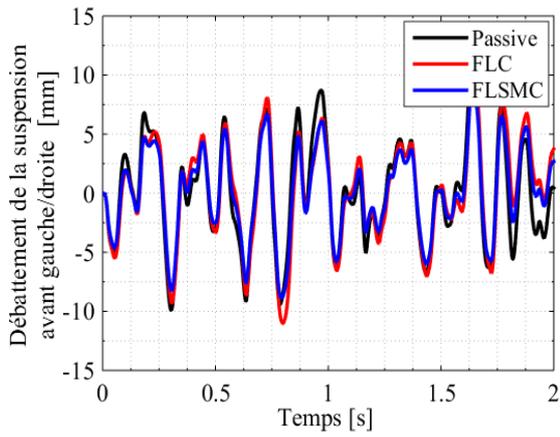
(8) Déplacement du stator arrière gauche/droite



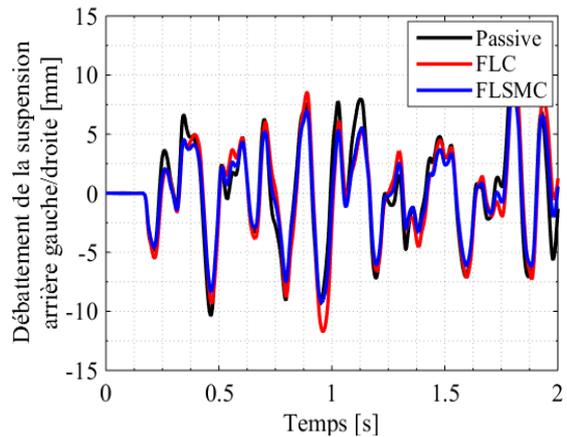
(9) Accélération du stator avant gauche/droite



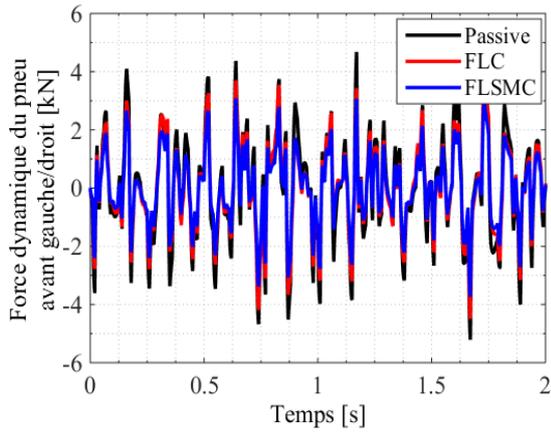
(10) Accélération du stator de l'arrière gauche/droite



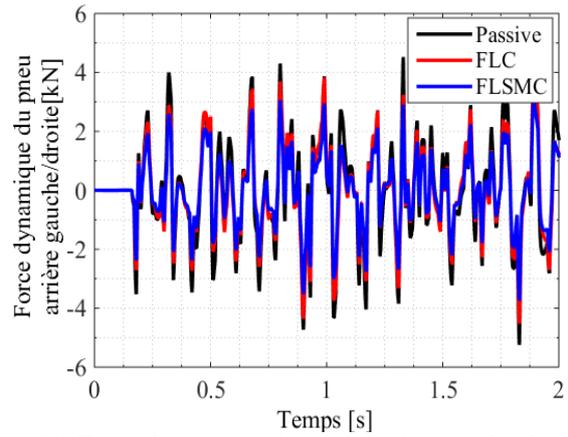
(11) Débattement de la suspension avant gauche/droite



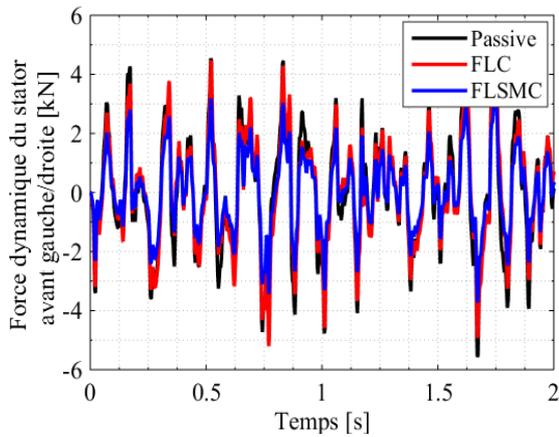
(12) Débattement de la suspension arrière gauche/droite



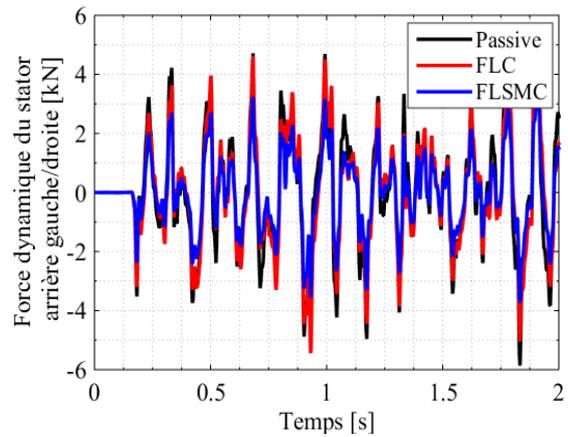
(13) Force dynamique du pneu avant gauche/droit



(14) Force dynamique du pneu arrière gauche/droite



(15) Force dynamique du stator avant gauche/droite



(16) Force dynamique du stator arrière gauche/droite

**Figure 3.17 :** Réponses dynamiques du véhicule sous l'effet d'un passage par une chaussée routière aléatoire.

Le Tableau (3.4) montre la comparaison RMS des réponses dynamiques du véhicule sous l'effet d'un passage par une chaussée routière aléatoire. Nous pouvons clairement voir dans ce tableau que les cinq conditions de performances de la suspension sont satisfaites et que la suspension active révèle de bien meilleures performances que celles de la suspension passive et de contrôleur logique flou.

**Tableau 3.5** Comparaison RMS de la suspension du véhicule sous l'effet d'un passage par une chaussée routière aléatoire.

Performances du véhicule (RMS)	Type de suspension		
	Passive	FLC	FLSMC
Critère❶ : Accélération de la masse suspendue			
$\ddot{z}_s$ ( $m.s^{-2}$ )	1.8408	1.7207	1.6055
Critère❷ : Force dynamique du moteur			
$F_{dyn\_fl}$ ; $F_{dyn\_fr}$ (kN)	1.9797	1.8876	1.7598
$F_{dyn\_rl}$ ; $F_{dyn\_rr}$ (kN)	1.8983	1.7863	1.6897
Critère❸ : Débattement de la suspension			
$z_{s1} - z_{u1}$ ; $z_{s2} - z_{u2}$ (mm)	4.3608	3.9625	3.6722
$z_{s3} - z_{u3}$ ; $z_{s4} - z_{u4}$ (mm)	4.2304	3.8514	3.5004
Critère❹ : Force dynamique du pneu			
$k_{t1}(z_{u1} - z_{rf1})$ ; $k_{t2}(z_{u2} - z_{rf2})$ (kN)	1.8003	1.7815	1.6699
$k_{t3}(z_{u3} - z_{rf3})$ ; $k_{t4}(z_{u4} - z_{rf4})$ (kN)	1.7017	1.6156	1.5735
Critère❺ : Accélération de la masse du stator			
$\ddot{z}_{m1}$ ; $\ddot{z}_{m2}$ ( $m.s^{-2}$ )	20.3998	19.1171	18.3585
$\ddot{z}_{m3}$ ; $\ddot{z}_{m4}$ ( $m.s^{-2}$ )	19.3774	18.9649	17.9293

Finalement les résultats de simulation sous l'effet de deux profil, un passage par un ralentisseur de type dos d'âne et un passage par une chaussée routière aléatoire ont conclu que le système de suspension active avec le contrôleur FSMC proposé améliore le confort de conduite du véhicule électrique tout en assurant les performances de tenue de route, par rapport au contrôleur FLC et au système de suspension passive.

## 2.6 Conclusion

Nous avons développé dans ce chapitre un système de suspension active d'un quart de véhicule et d'un modèle de véhicule complet avec moteur-roue, basé sur le contrôleur logique flou et le contrôleur mode glissant flou, afin de réduire l'accélération des vibrations verticales du véhicule. Le modèle de suspension d'un quart de véhicule avec moteur intégré étudié possède trois degrés de liberté et le modèle de véhicule complet avec moteur intégré étudié possède onze degrés de liberté associés au mouvement vertical de la masse suspendue, de la masse non suspendue et de la masse du moteur. Deux types de profil de la route, un profil d'une route de type dos-d'âne et un profil d'une route aléatoire, ont été utilisés pour vérifier la robustesse des deux systèmes de suspension active proposés à l'aide de contrôleur logique flou et de contrôleur mode glissant flou. Les résultats de simulation ont démontré que le système de suspension active proposé basé sur le contrôleur FSMC réduit

efficacement l'accélération de la masse suspendue, le déplacement de la masse suspendue, l'accélération de la masse du moteur, le déplacement de la masse du moteur, l'accélération de la masse non suspendue et le déplacement de la masse non suspendue. En outre, il a révélé des meilleures performances que celles de la suspension passive et de la suspension active avec le contrôleur FLC, et a satisfait aux cinq performances clés de la suspension, tout en améliorant le confort de conduite de la suspension et la tenue de route.

---

---

# Chapitre 4

Développement d'un nouveau système intégré de suspension intégrale en vue d'améliorer simultanément le confort de conduite et la tenue de route des véhicules électriques équipés de moteurs intégrés dans les roues.

---

---

## 4.1 Introduction

Ces dernières années, plusieurs travaux ont été réalisés sur l'optimisation et le contrôle dynamique des véhicules électriques (VE) et la technologie des moteurs intégrés aux roues (IWM) a suscité un intérêt croissant de la part des chercheurs [124-126]. Par rapport au véhicule électrique à moteur central standard, le véhicule électrique à moteur intégré dans les roues (IWM) offre divers avantages, tels qu'une réponse élevée du moteur, une réponse rapide du système, une génération précise du couple, une grande efficacité énergétique, et une configuration flexible [127-128]. Malheureusement, le principal problème associé à l'application du moteur intégré dans les roues est l'augmentation de la masse non suspendue, qui détériore considérablement le confort de conduite du véhicule et la tenue de route, tout en influençant la durée de vie du moteur en raison de l'environnement vibratoire sévère [129]. Les suspensions des VE équipés d'IWM deviennent des systèmes couplés IWM-suspension et l'influence des IWM sur la suspension a fait l'objet de nombreuses recherches au cours des dernières décennies [119] [130-132]. Dans la référence [50] l'influence de la masse du moteur électrique dans les roues sur les performances du système de suspension active a été étudiée à l'aide d'une approche de contrôle par régulateur linéaire quadratique. Bridgestone a mis au point un système d'amortissement dynamique à moteur intégré aux roues pour réduire la fluctuation de la force de contact et améliorer la qualité de roulement et la tenue de route des véhicules électriques [87]. Dans [119] un modèle dynamique à 11 degrés de liberté et un modèle de système de suspension PMSM ont été développés pour étudier l'influence de la force magnétique sur la dynamique d'accouplement verticale et latérale du véhicule. Les auteurs [133] ont étudié les effets de l'IWM sur la réponse verticale de la suspension et ont conçu un contrôleur modifié de découpage du courant pour améliorer les performances verticales du système.

Actuellement, le moteur dans la roue est conçu comme un absorbeur de vibrations dynamique qui pourrait supprimer les vibrations de l'IWM [119]. Contrairement au système

de suspension traditionnel, l'absorbeur de vibrations dynamique (DVA) introduit des composants ressort-amortisseur supplémentaires et forme un nouveau système de suspension à entrées multiples. Deux techniques ont été proposées pour réduire les vibrations causées par l'augmentation de la masse non suspendue : un système de suspension active et un absorbeur de vibrations dynamique (DVA). De nombreuses approches de contrôle ont été présentées pour concevoir des systèmes de suspension active [103-104] [99] [134-137] [95-96]. En ce qui concerne le DVA, la référence [124] a développé un mécanisme d'amortisseur dynamique avancé relié à la masse non suspendue. Pour synthétiser la force de contrôle active pour le système de suspension contrôlé, [88] a utilisé un actionneur entre la masse suspendue et la masse non suspendue. L'étude de l'effet et du contrôle des vibrations pour l'application IWM du SRM a été présentée dans [133]. Afin d'améliorer le confort de conduite et réduire les vibrations de l'IWM, Les auteurs [129] ont présenté un algorithme de contrôle des vibrations des véhicules électriques équipés d'un moteur à réluctance commutée dans les roues, dans lequel un quart de modèle est développé à l'aide d'une structure dynamique d'absorption des vibrations (DVAS) [124] a présenté une nouvelle approche pour l'atténuation des vibrations basée sur une structure d'absorption dynamique des vibrations (DVAS) pour les véhicules électriques (VE) qui utilisent des moteurs à réluctance commutée (SRM) dans les roues.

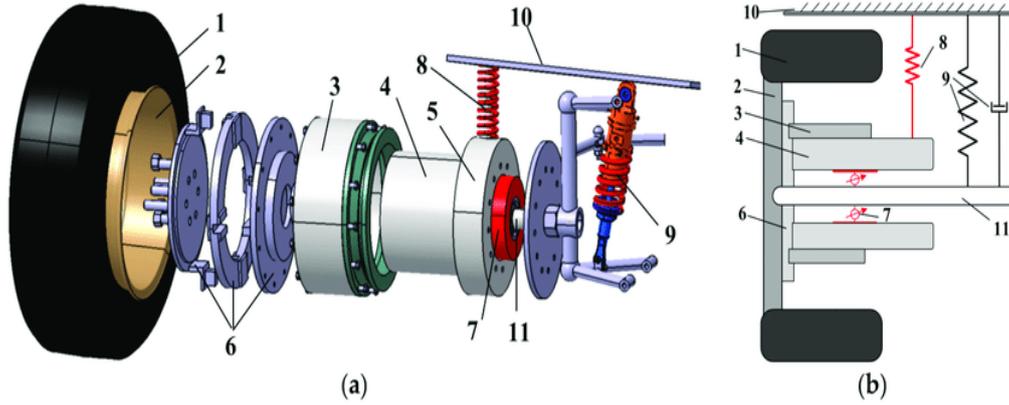
En fait, de nombreuses approches avancées sont utilisées dans la littérature pour améliorer la qualité de conduite, la maniabilité et les performances de contrôle des véhicules électriques [138-141]. La référence [142] a présenté un schéma de conception d'intégration et une stratégie de commande d'optimisation pour les roues électriques, en utilisant une méthode de commande floue basée sur le domaine modifiable pour la commande de la force de l'actionneur DVA, une méthode de régulateur linéaire quadratique (LQR) pour la commande de la force de l'actionneur de suspension, et l'algorithme d'optimisation par essaims de particules (PSO) pour optimiser les paramètres du système DVA. Trois approches sont proposées en [138] pour réduire les effets négatifs de la grande masse non suspendue des véhicules électriques. Diverses méthodes d'optimisation des paramètres sont développées pour la suspension du véhicule. Référence [143] Application de nouvelles approches basées sur différentes stratégies d'optimisation de la logique floue pour la conception d'absorbeurs de vibrations dynamiques. [144] A utilisé un nouvel algorithme évolutionnaire d'optimisation par essaims de particules (PSO) pour l'optimisation des paramètres requis d'un système d'amortisseurs de masse accordés (TMD). Actuellement, l'algorithme de programmation quadratique séquentielle (SQP) est adopté pour l'optimisation des paramètres requis de l'absorbeur de vibrations dynamique (DVA) afin d'obtenir une performance vibratoire acceptable [136].

De toute évidence, le paramètre d'indice de roulement est utilisé pour obtenir le confort de roulement, qui est calculé à l'aide d'accélération pondérées en fonction de l'effet sur le confort des occupants et la posture corporelle des passagers, et nécessite donc un contrôle à basse fréquence [145,146]. D'autre part, la tenue de route liée à la déformation du pneu est améliorée en réduisant le déplacement relatif entre le pneu et la route, c'est-à-dire que la charge dynamique du pneu ne doit pas dépasser la charge statique du pneu, ce qui nécessite un contrôle à haute fréquence [146,147]. Par conséquent, il semble que l'augmentation simultanée du confort de conduite et de la tenue de route avec une seule structure de commande soit inappropriée. Cette caractéristique de compromis entre le confort de conduite et la tenue de route constitue la base du contrôle proposé dans notre étude. Une structure hybride de contrôleur flou a été développée pour surmonter cet inconvénient. Par conséquent, pour traiter les effets d'interaction négatifs entre la suspension du véhicule et l'amortisseur interne, et pour améliorer les performances en matière de confort de conduite et de tenue de route, nous cherchons à concevoir un contrôleur hybride à logique floue de type intervalle-2 pour contrôler l'amortisseur de suspension, et un contrôleur flou intelligent optimal de type PID pour contrôler l'amortisseur interne.

On présente dans ce chapitre le développement d'un nouveau système intégré de suspension intégrale du véhicule qui combine un système hybride flou et un DVA intelligent PID-flou, afin d'améliorer le confort de conduite et la tenue de route du véhicule. Le présent chapitre est organisé comme suit : après avoir présenté le modèle dynamique de la suspension active intégrale du véhicule avec DVA. Nous présentons la conception du système de contrôle intégré proposé pour la suspension intégrale du véhicule, basé sur l'absorbeur de vibrations dynamique (DVA) et la suspension active du véhicule. Ensuite les résultats de la simulation et la discussion sont présentés.

## **4.2 Modèle dynamique de la suspension active du véhicule complet avec DVA**

La connexion rigide entre le stator et l'essieu est remplacée par une connexion flexible dans la configuration du système de suspension IWM basé sur le DVAS, représentée sur la Figure (4.1) [142].



**Figure 4.1:** Roue électrique à base de DVA avec moteur à rotor extérieur. (a) Vue éclatée ; (b) Schéma de principe. 1-Roue ; 2-Moyeu ; 3-Rotor du moteur ; 4-Stator du moteur ; 5-Extension du stator ; 6-Paire translationnelle ; 7-Amortisseur interne à la roue avec un actionneur contrôlable ; 8-Suspension interne à la roue ; 9-Suspension ; 10-Masse suspendue ; 11-Arbre de la roue.

Le modèle physique de suspension active du véhicule complet avec la roue électrique basée sur le DVA est illustré à la Figure (4.2), où le moteur intégré à la roue est suspendu à la fois à la masse suspendue et à la masse non suspendue par un mécanisme passif de systèmes "ressort-amortisseur", et deux forces actives contrôlées sont appliquées à la roue intégrée avec un absorbeur de vibrations dynamique (DVA) et une suspension pour améliorer simultanément la performance vibratoire du moteur intégré à la roue et de la masse suspendue en présence de diverses conditions.

Sur la base de la deuxième loi de Newton, les équations de mouvement des quatre masses non suspendues (roues), de la masse suspendue (carrosserie du véhicule) et de la roue électrique basée sur le DVA peuvent être écrites comme suit [148] [142] [122]:

$$\begin{cases}
 m_s \ddot{z}_s = F_{t1} + F_{t2} + F_{t3} + F_{t4} \\
 I_\theta \ddot{\theta} = b(F_{t3} + F_{t4}) - a(F_{t1} + F_{t2}) \\
 I_\phi \ddot{\phi} = d(F_{t1} + F_{t3}) - c(F_{t2} + F_{t4}) \\
 F_{ii} = -F_{si} - F_{di} + F_{DAVi} + F_{ai} \\
 F_{si} = k_s (z_{si} - z_{ui}) \\
 F_{di} = c_s (\dot{z}_{si} - \dot{z}_{ui}) \\
 F_{DAVi} = k_d (z_{mi} - z_{ui})
 \end{cases} \quad (4.1)$$

Où :

$$\begin{cases} m_u \ddot{z}_{ui} = -F_{ti} - F_{ui} - F_{dDAVi} - F_{DAVi} \\ m_m \ddot{z}_{mi} = -F_{sDAVi} - F_{dDAVi} + F_{DAVi} \\ F_{ui} = k_t (z_{ui} - z_{ri}) \\ F_{dDAVi} = c_d (\dot{z}_{mi} - \dot{z}_{ui}) \\ F_{sDAVi} = k_d (z_{mi} - z_{ui}) \end{cases} \quad (4.2)$$

$$\begin{cases} z_{s1} = z_s - L_f \theta + \frac{1}{2} d \varphi \\ z_{s2} = z_s - L_f \theta - \frac{1}{2} d \varphi \\ z_{s3} = z_s + L_r \theta + \frac{1}{2} d \varphi \\ z_{s4} = z_s + L_r \theta - \frac{1}{2} d \varphi \end{cases} \quad (4.3)$$

Où :

$z_s$  : Déplacement vertical de la masse suspendue;  $\theta$  : Mouvements de tangage ;  $\varphi$  : Mouvements de roulis ;  $z_{si}$  : Déplacement vertical de chaque coin du véhicule ;  $z_{ui}$  : Déplacement vertical de la roue ;  $z_{mi}$  : Déplacement vertical du moteur électrique ;  $z_{ri}$  : Excitation de la route vers le pneu correspondant ;  $\ddot{z}_s$  : Accélération verticale de la masse suspendue ;  $\ddot{\theta}$  : Accélération du tangage ;  $\ddot{\varphi}$  : Accélération du roulis ;  $\ddot{z}_{ui}$  : Accélération verticale de la roue ;  $F_{ti}$  : Force équivalente du ième moteur dans la roue ;  $F_{si}$  : La force du ressort ;  $F_{di}$  : La force d'amortissement ;  $F_{ui}$  : La force du ressort (Tire) ;  $F_{sDAVi}$  : La force du ressort (DAV) ;  $F_{ai}$  : La force active exercée par un actionneur 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 ; et les valeurs des paramètres de la suspension active complète du véhicule avec IWM sont définies dans le Tableau (4.4).

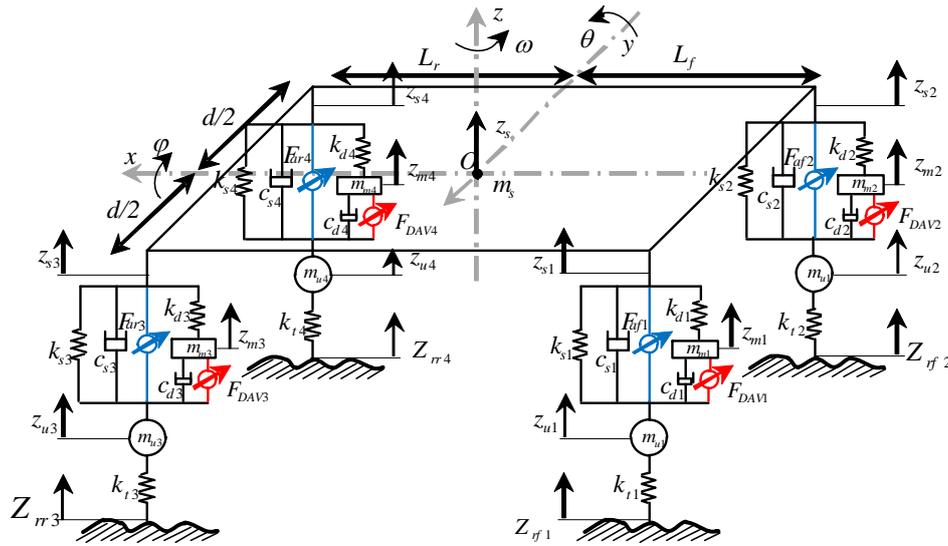


Figure 4.2: Structure de la suspension active du véhicule complet avec IWM. [148]

### 4.3 Commande combinée de l'absorbeur de vibrations dynamiques dans la roue et de la suspension active du véhicule

La Figure (4.3) montre la commande intégrée du système complet de suspension du véhicule qui comprend principalement les deux aspects suivants, tout en satisfaisant les quatre principales performances de suspension énumérées ci-dessous [132]. La force de l'actionneur du DVA est contrôlée à l'aide d'un contrôleur flou de type PID intelligent (I-PID-FLC) pour réduire davantage les vibrations verticales du moteur, et la force de l'actionneur de la suspension est contrôlée à l'aide d'une méthode FLC hybride de type intervalle-2 (IT-2-FLC) pour améliorer le confort de conduite du véhicule [148].

**Confort de conduite :** Il peut être évalué par l'accélération de la masse suspendue  $SMA = \ddot{z}_s$ .

**Débattement de la suspension** (déflexion de la suspension) : Lors de la conception d'une suspension, il est important de minimiser le débattement de la suspension qui peut être évalué par  $RS = z_{si} - z_{ui}$ .

**Tenue de route :** La déflexion des pneus (TD) est utilisée comme une mesure représentative de la tenue de route qui est définie comme :  $TD = z_{ui} - z_{ri}$ .

**Accélération du stator :** Afin de minimiser les vibrations de la roue et par conséquent d'améliorer le confort de conduite, il est nécessaire de minimiser l'accélération du stator (SA)

$$SA = \ddot{z}_m$$

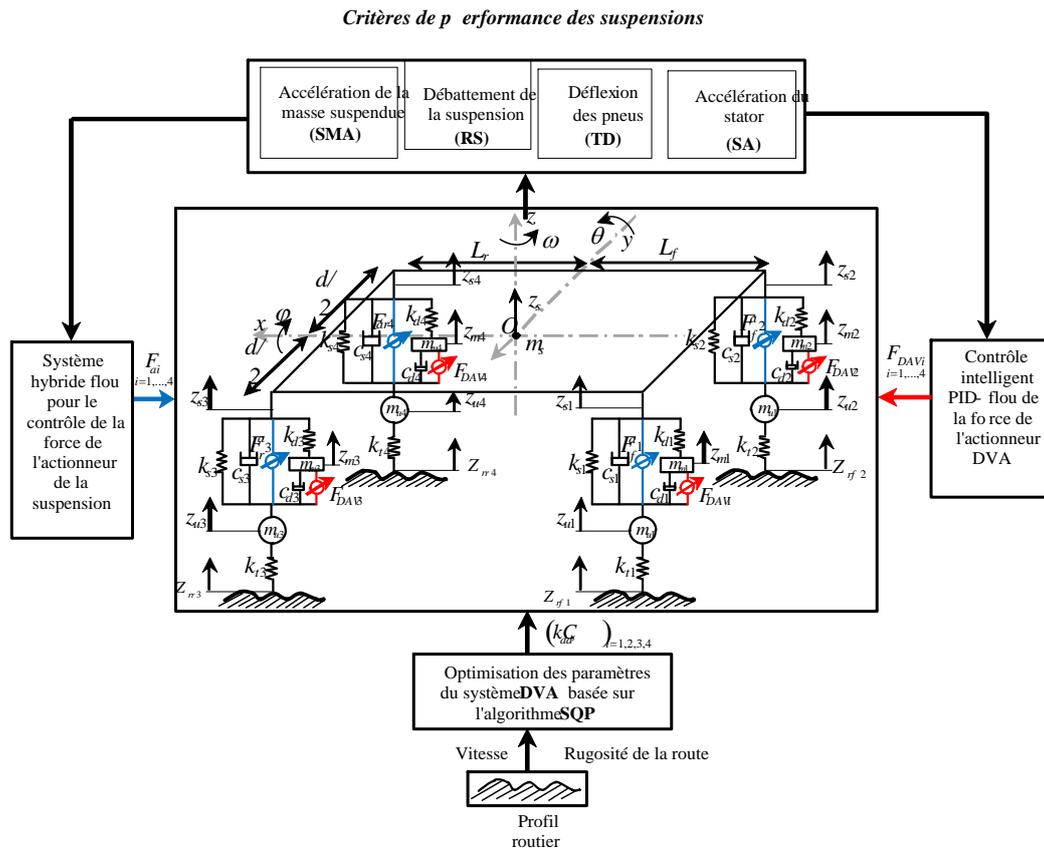


Figure 4.3: Contrôle intégré du système complet de suspension du véhicule. [148]

### 4.3.1 Optimisation des paramètres du DVA intra-roue à l'aide de l'algorithme SQP

Notez que l'algorithme de programmation quadratique séquentielle (SQP) est bien adapté aux optimisations de conception sous contraintes [136]. La méthode SQP standard peut être énoncée comme suit :

$$\begin{aligned} \min F(X), \\ \text{s.t } \begin{cases} h_i(X) = 0, & i = 1, 2, \dots, p \\ g_j(X) \leq 0, & j = 1, 2, \dots, m \end{cases} \end{aligned} \quad (4.4)$$

Où  $F(X)$  est la fonction objective à minimiser,  $h_i(X)$  et  $g_j(X)$  sont les fonctions de contraintes d'égalité et d'inégalité, respectivement ;  $p$  et  $m$  sont le nombre total de contraintes d'égalité et d'inégalité, respectivement.

Dénote une séquence d'itérations  $X_d^k$ , et la convergence  $X_d^*$ , la nouvelle itération  $X_d^{k+1}$  peut être exprimée comme suit :

$$X_d^{k+1} = X_d^k + \alpha s \quad (4.5)$$

Où

$\alpha$  : est la longueur du pas et peut être obtenue par certaines techniques de recherche linéaire à l'aide de fonctions de mérite [136].

$s$  : est la direction de recherche qui peut être résolue par le sous-problème de programmation quadratique (SQP) suivant :

$$\begin{aligned} \min \quad & \nabla F(X_d^k)^T s + \frac{1}{2} s^T H(X_d^k) s \\ \text{s.t.} \quad & \begin{cases} h_i(X_d^k) + \nabla h_i(X_d^k)^T s = 0, \quad i = 1, 2, \dots, p \\ g_j(X_d^k) + \nabla g_j(X_d^k)^T s = 0, \quad j = 1, 2, \dots, m \end{cases} \end{aligned} \quad (4.6)$$

Où  $H(X_d^k)$  est un hessien approximatif de la fonction lagrangienne, qui est généralement obtenu par des techniques quasi-Newton sous la forme suivante [132]

$$H(X_d^k) = \nabla^2 F(X_d^k) + \sum_{j=1}^m u_j \nabla^2 g_j(X_d^k) + \sum_{i=1}^p v_i g_i(X_d^k) \quad (4.7)$$

Pour réduire les vibrations du stator et la déviation de la suspension, le problème d'optimisation des paramètres avec la méthode SQP peut être écrit comme une fonction de pénalité :

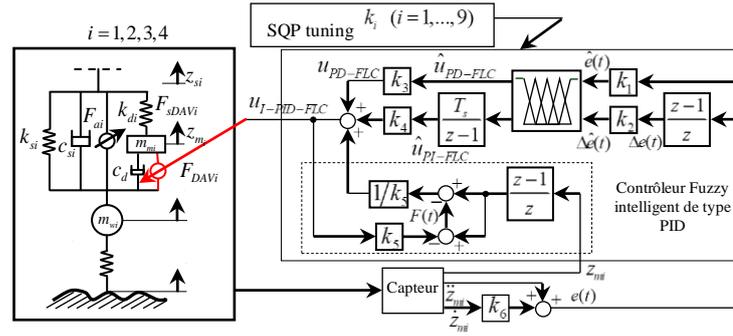
$$\min J(k_d, c_d) = \alpha_1 \frac{RMS(SMA_{DAV})}{RMS(SMA_{con})} + \alpha_2 \frac{RMS(RS_{DAV})}{RMS(RS_{con})} + \alpha_3 \frac{RMS(TD_{DAV})}{RMS(TD_{con})} + \alpha_4 \frac{RMS(SA_{DAV})}{RMS(SA_{con})} \quad (4.8)$$

Où  $SMA_{DAV}$ ,  $RS_{DAV}$ ,  $TD_{DAV}$  et  $SA_{DAV}$  sont l'expression des quatre indices d'évaluation dans la roue électrique avec le DVA,  $SMA_{con}$ ,  $RS_{con}$ ,  $TD_{con}$  et  $SA_{con}$  sont ceux de la roue électrique conventionnelle.  $RMS(q)$  signifie les valeurs quadratiques moyennes du signal  $q$ , qui peuvent réduire les influences aléatoires dans une certaine mesure.  $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$ ,  $\alpha_3$  et  $\alpha_4$  sont les facteurs de pénalité pour chacun des quatre indices, et  $\alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_3 + \alpha_4 = 1$ .

L'accélération de la masse suspendue (SMA) et l'accélération du stator (SA) sont considérées comme plus importantes que le débattement de la suspension (RS) et la déflexion des pneus (TD). Ainsi, les quatre facteurs de pénalité sont fixés à :  $\alpha_1 = 0.3$ ,  $\alpha_2 = 0.15$ ,  $\alpha_3 = 0.15$  et  $\alpha_4 = 0.4$ . Les valeurs optimales de  $k_d$  et  $c_d$  peuvent être trouvées en substituant les facteurs de pénalité susmentionnés dans l'équation (4.8).

### 4.3.2 Contrôle DVA proposé dans la roue

Dans notre étude, une commande de force DVA est proposée pour supprimer les vibrations du moteur et obtenir des performances optimales, en se basant sur une nouvelle structure du contrôleur à logique floue, appelée contrôleur intelligent de type PID (I-PID-FLC), Figure (4.4) [148].



**Figure 4.4:** Structure du système de contrôle actif proposé utilisant un contrôleur flou de type PID optimal avec un terme intelligent.

La structure utilisée du contrôleur flou de type PID intelligent (I-PID-FLC), présentée à la Figure (4.4), combine la structure PID-FLC utilisée en [149] avec un terme "intelligent", pour compenser les effets des perturbations ou des incertitudes dans les paramètres. Selon [150] un système non linéaire de dimension finie peut être écrit comme suit :

$$y^{(\nu)} = F + k_5 u_{I-term} \quad (4.9)$$

Où  $k_5 \in \mathfrak{R}$  et  $\nu \in N$  sont deux paramètres constants, dont le choix est basé sur les directives suivantes :

$\nu$  est généralement égal à 1 ou 2, et peut, mais pas nécessairement, représenter l'ordre du système.

$k_5$  devrait permettre à  $F$  et  $k_5 u_{I-term}$  d'être du même ordre de grandeur.

Le terme  $F$ , qui est une sorte d'identificateur de boîte noire non linéaire, est calculé à partir de la valeur d'entrée au temps d'échantillonnage précédent  $u_{I-term}(t_{k-1})$  et de l'estimation de la dérivée  $\nu^{th}$  de la sortie  $\hat{y}(t_k)$  au temps d'échantillonnage actuel. Le terme intelligent peut être écrit comme suit :

$$u_{I-term} = \frac{1}{k_5} (y(t_k) - F(t_k)) \quad (4.10)$$

Où

$$F(t_k) = \hat{y}(t_k) - k_5 u(t_{k-1}) \quad (4.11)$$

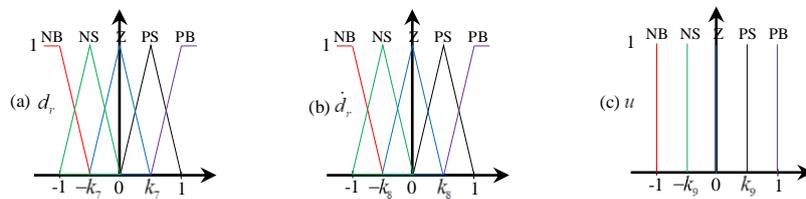
$\hat{y}(t_k)$  est l'estimation de l'usine de production.

$$u = u_{I-term} + u_{PID-FLC} \quad (4.12)$$

Comme le montre l'équation (4.13), l'entrée du contrôleur intelligent à logique floue de type PID est la somme de l'accélération verticale du moteur et de la vitesse verticale relative du moteur.

$$e = k_6 \dot{z}_{mi} + \ddot{z}_{mi} \quad (4.13)$$

Dans cette étude, le système d'inférence floue de type Sugeno a été choisi car il est nettement plus rapide et plus fiable pour une mise en œuvre en temps réel que le type Mamdani. Les facteurs d'échelle  $k_{1,2,3,4}$  sont utilisés pour transformer les variables d'entrée/sortie dans la plage de  $[-1,1]$ , où  $k_5$  est le facteur d'échelle du terme intelligent, Figure (4.4). La distribution des fonctions d'appartenance d'entrée/sortie est modifiée en faisant varier les emplacements de la base et du centroïde  $k_{7,8,9}$  des fonctions d'appartenance, Figure (4.5). Les règles floues du Tableau (4.1) sont utilisées pour rendre le système asymptotiquement stable [148-149].



**Figure 4.5:** Les fonctions d'appartenance normalisées pour les variables d'entrée et de sortie.

**Tableau 4.1:** Règles de logique floue pour le contrôleur intelligent de logique floue de type PID.

$e/e$	NB	NS	Z	PS	PB
NB	NB	NB	NB	NS	Z
NS	NB	NB	NS	Z	PS
Z	NB	NS	Z	PS	PB
PS	NS	Z	PS	PB	PB
PB	Z	PS	PB	PB	PB

Afin d'améliorer les performances de la structure logique floue intelligente de type PID considérée, une méthode de programmation quadratique séquentielle (SQP) est adoptée pour optimiser ses paramètres  $k_{1,\dots,9}$ . Les algorithmes méta-heuristiques peuvent être utilisés pour optimiser les contrôleurs flous dans le domaine temporel en utilisant plusieurs fonctions objectives. La simulation est utilisée pour vérifier l'efficacité de la fonction objective de l'erreur moyenne absolue (MAE).

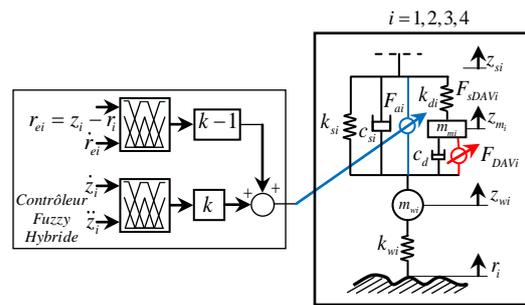
$$J = \text{minimize} \left( \int_0^{\infty} Q |e(t)| dt + \int_0^{\infty} R |u(t)| dt \right) \quad (4.14)$$

Où

$Q$  et  $R$  sont les facteurs de pondération sur l'erreur et le signal de commande, et peuvent être choisis de telle sorte que :  $0 \leq R < 1$  ,  $0 < Q \leq 1$   $R + Q = 1$

### 4.3.3 Contrôle flou hybride proposé pour le système de suspension active

En fait, le système DVA, lorsqu'il est installé en parallèle avec la suspension du véhicule, modifie les caractéristiques vibratoires du véhicule, détériore les vibrations de la masse suspendue et affaiblit les performances de la suspension d'origine. Par conséquent, un contrôle approprié de la suspension est nécessaire. Dans cette section, nous utilisons une structure de contrôleur unique basée sur un système flou hybride pour contrôler la force de l'actionneur de suspension tout en améliorant simultanément le confort de conduite du véhicule et la tenue de route. Deux contrôleurs sont inclus dans la commande proposée, l'un pour la tenue de route et l'autre pour le confort de conduite. La sortie est obtenue en additionnant les sorties des deux contrôleurs, Figure (4.6) [148-149].



**Figure 4.6:** Structure du système de commande flou hybride proposé pour le système de suspension active.

La tâche principale du contrôleur est de réduire les effets des conditions routières sur les performances de conduite du véhicule en surmontant les vibrations induites par la route. Cette section traite de la structure générale de l'IT2 FLC, des systèmes de commande flou hybrides et de l'IT2 FLC pour le confort de conduite et la tenue de route. La commande par logique floue transforme les variables linguistiques dérivées des connaissances d'experts en commande automatique [151]. Cette procédure est l'une des sources d'incertitude. Les autres sources d'incertitude sont le sens des mots et les implications dans les données, ainsi que les règles et les mesures utilisées pour définir les paramètres. Les contrôleurs à logique floue de type 1 sont incapables de traiter directement ces incertitudes [152].

Dans les problèmes de vibration des systèmes de suspension, les valeurs floues ne sont pas nettes, elles se situent généralement dans la bande d'intervalle connue sous le nom d'empreinte d'incertitude. Avec un système flou de type intervalle-2, nous pouvons obtenir

une meilleure précision dans de tels problèmes. Au centre de la fonction d'appartenance, la sensibilité du FLC de type 2 est plus élevée et offre une plus grande flexibilité dans les incertitudes de données et surmonte les inconvénients du FLC de type 1. L'ensemble FLC de type 2, représenté par  $\tilde{A}$ , est défini par les expressions suivantes [153]:

$$\tilde{A} = \{(x, u), \mu_{\tilde{A}}(x, u) | \forall x \in X, J_x \subseteq [0, 1]\} \quad (4.15)$$

$$\tilde{A} = \int_{x \in X} \int_{u \in J_x} \frac{\mu_{\tilde{A}}(x, u)}{(x, u)} J_x \subseteq [0, 1] \quad (4.16)$$

$$\tilde{A} = \sum_{x \in X} \sum_{u \in J_x} \frac{\mu_{\tilde{A}}(x, u)}{(x, u)} J_x \subseteq [0, 1] \quad (4.17)$$

Où :

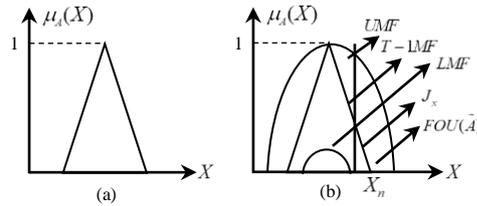
$\mu_{\tilde{A}}(x, u)$  est une fonction d'appartenance de type 2,

$x \in X$  est l'univers du discours,

$u \in J_x \subseteq [0, 1]$ ,

$\int$  représente l'union.

La Figure 4.7 (a) représente la commande floue de type-1 et la Figure 4.7 (b) le flou de la fonction d'appartenance de type-1. La fonction d'appartenance supérieure (UMF) et la fonction d'appartenance inférieure (LMF) de la fonction d'appartenance floue de type-1 indiquent l'empreinte d'incertitude (FOU).

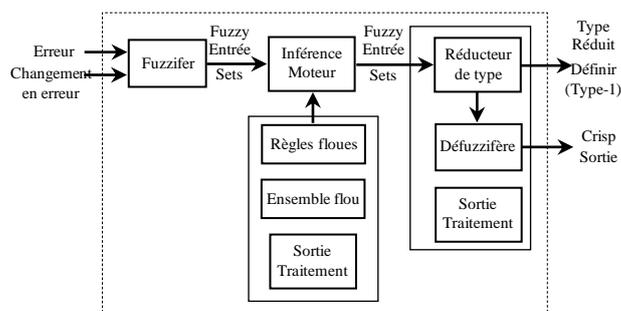


**Figure 4.7 :** (a) FLC de type 1 et (b) flou de la fonction d'appartenance de type 1.

Le FLC IT-2 est une expansion de la commande floue de type 1. La fonction d'appartenance floue de type-2 est un ensemble flou tridimensionnel (3-D). La fonction d'appartenance floue est tridimensionnelle (3-D), avec LMF, UMF et l'empreinte de l'incertitude (troisième dimension de la FLC de type 2). Flouter de la FLC de type 1 en déplaçant les points à droite et à gauche de la fonction d'appartenance permet d'obtenir la FLC de type 2. En supposant que cela soit répété pour tous les  $x \in X$ , la fonction d'appartenance tridimensionnelle (3-D) de type 2 de l'ensemble flou sera créée. Le FOU fournit un degré de liberté et il est également capable de gérer les incertitudes.

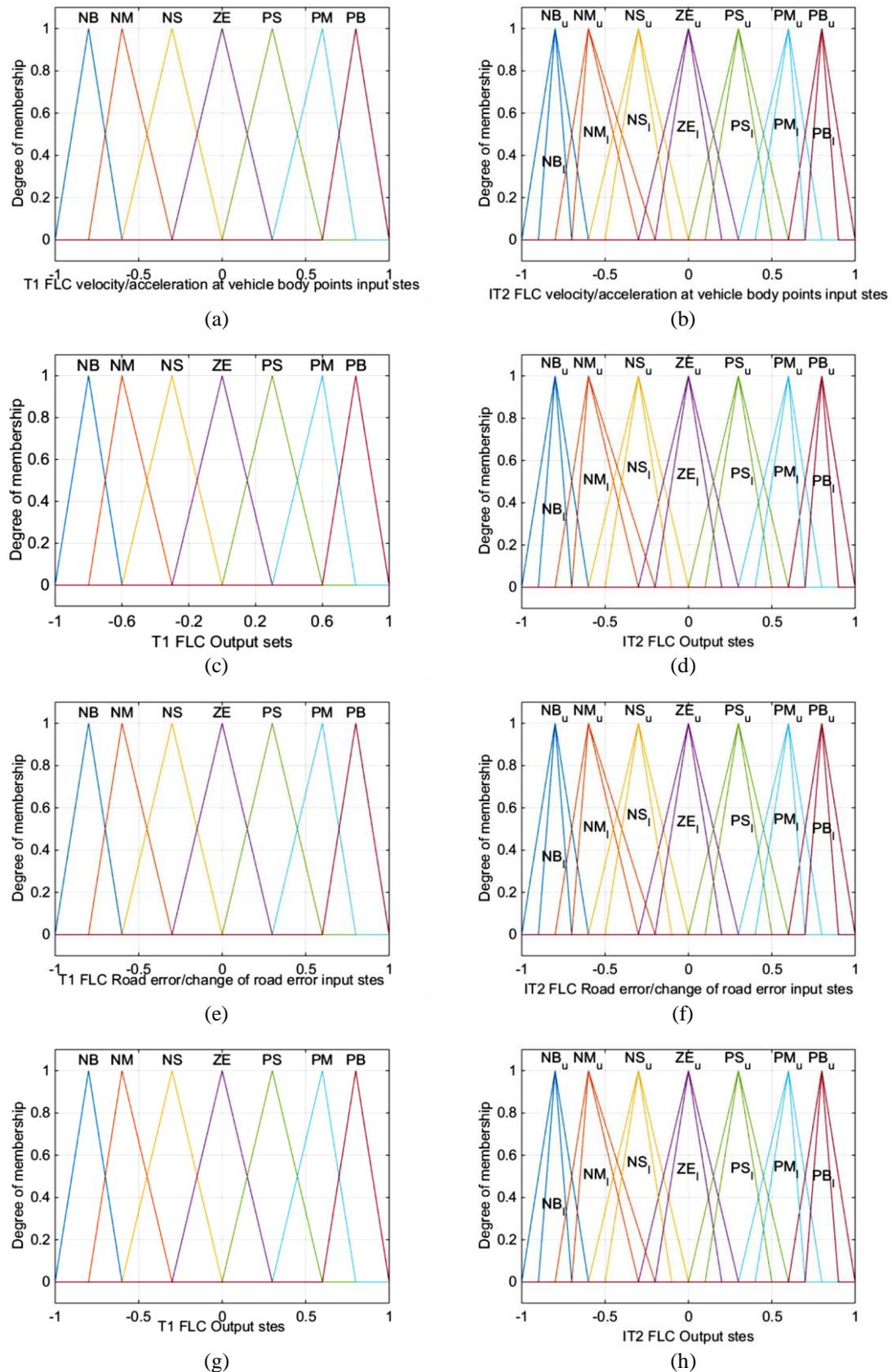
La méthodologie de raisonnement de l'intervalle T-2 FLC a été exprimée par des règles ou des commandes "IF-THEN". Le FLC IT-2, comme le FLC T1, a le même système logique sauf l'étape de traitement de sortie qui a un réducteur de type suivi d'un défuzzificateur. Le contrôleur flou de type 2 (T-2 FLC) comporte cinq étapes : le fuzzifier, les règles floues, le moteur d'inférence, le réducteur de type et le défuzzifieur. Dans l'ensemble flou de type 2 à intervalles, nous avons utilisé l'architecture FLC de Takagi-Sugeno (TS). L'antécédent de la base de règles est un terme linguistique et le conséquent de la base de règles est une fonction mathématique de l'entrée.

Le système de commande flou hybride proposé est illustré à la Figure (4.8). Comme nous l'avons mentionné précédemment, le système de commande flou hybride contient des contrôleurs de confort de conduite et de tenue de route et la sortie est obtenue en additionnant leurs sorties multipliées par un coefficient de pondération. Dans ce travail, le coefficient de pondération a été choisi à 0,5 en évaluant les résultats de la simulation.



**Figure 4.8:** Algorithme proposé de logique floue de type Intervalle-2.

Les MF ont été formées initialement en examinant les résultats de simulation du système de suspension passif. Ensuite, le réglage des paramètres du contrôleur a été effectué en analysant les résultats de simulation répétitifs. La connaissance experte est utilisée pour former les bases de règles. La vitesse et l'accélération aux points de la carrosserie du véhicule pour chaque système de suspension ( $z_{si}$ ) sont les entrées du FLC T1 et du FLC IT2 pour les contrôleurs de confort de conduite, comme le montre la Figure (4.9). Les ensembles flous pour les entrées et les sorties des contrôleurs T1 et IT2 sont illustrés à la Figure 4.9 (a, b, c et d). Les MF flous T1 et IT2 pour les contrôleurs de tenue de route sont illustrés à la Figure (4.9). Les ensembles flous pour les entrées et les sorties des régulateurs T1 et IT2 sont illustrés à la Figure 4.9 (e, f, g et h). Les Tableaux (4.2) et (4.3) présentent les règles FLC de confort de conduite et de tenue de route.



**Figure 4.9:** MFs d'entrée et de sortie pour T1 FLC et IT2 FLC pour les contrôleurs de confort de conduite et de tenue de route.

**Tableau 4.2:** Règles FLC de confort de conduite.

$\dot{z}_{si}/\ddot{z}_{si}$	NB	NM	NS	ZE	PS	PM	PB
NB	PB	PB	PB	PB	PM	PS	ZE
NM	PB	PB	PB	PM	PS	ZE	NS
NS	PB	PB	PM	PS	ZE	NS	NM
ZE	PB	PM	PS	ZE	NS	NM	NB
PS	PM	PS	ZE	NS	NM	NB	NB
PM	PS	ZE	NS	NM	NB	NB	NB
PB	ZE	NS	NM	NB	NB	NB	NB

**Tableau 4.3:** Règles du FLC de tenue de route.

$r_{ei}/\dot{r}_a$	NB	NM	NS	ZE	PS	PM	PB
NB	PB	PB	PB	PB	PM	PS	ZE
NM	PB	PB	PB	PM	PS	ZE	NS
NS	PB	PB	PM	PS	ZE	NS	NM
ZE	PB	PM	PS	ZE	NS	NM	NB
PS	PM	PS	ZE	NS	NM	NB	NB
PM	PS	ZE	NS	NM	NB	NB	NB
PB	ZE	NS	NM	NB	NB	NB	NB

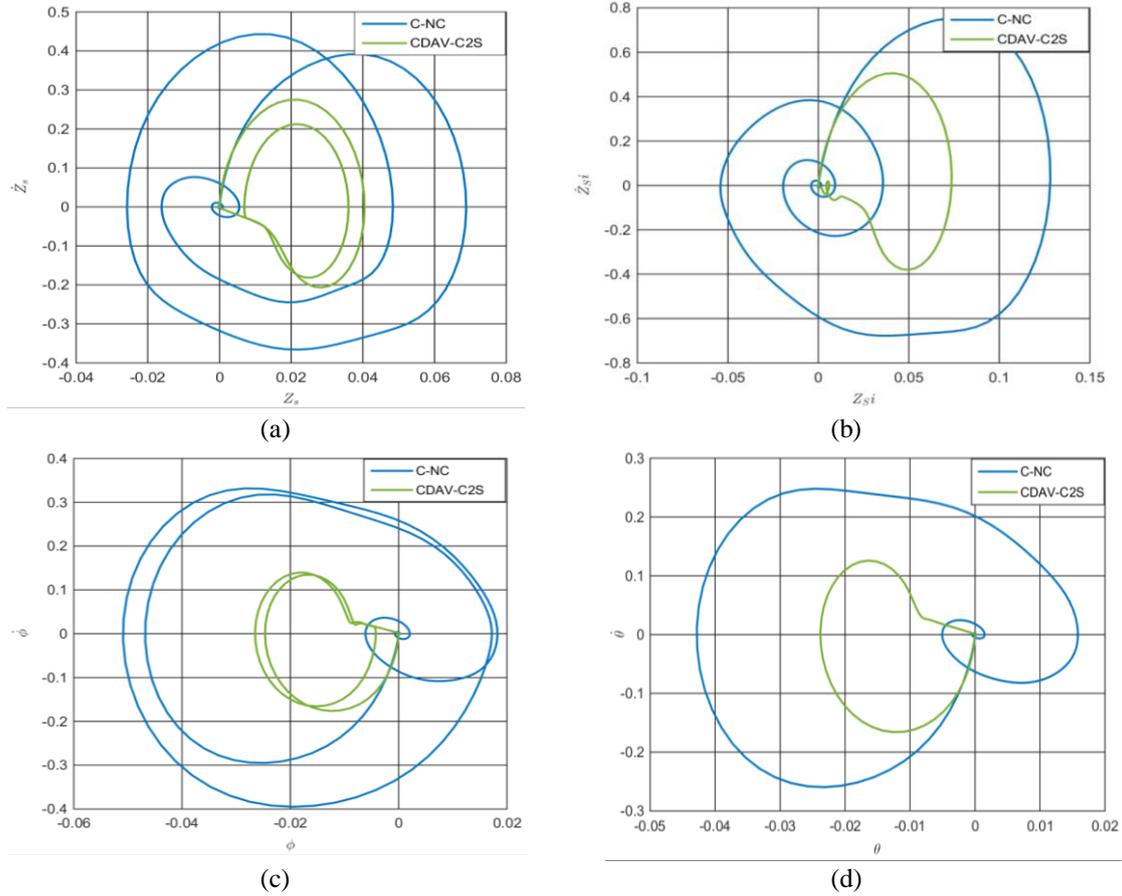
#### 4.3.4 Analyse de la stabilité

La stabilité d'un point d'équilibre est déterminée par la stabilité de Lyapunov. Pour un point d'équilibre,  $x^* = x_0$  d'un système commençant à une condition initiale  $x(t_0) = x_0$  est dit stable si, pour tout rayon  $R > 0$  il existe un certain rayon  $r(R) > 0$  comme suit :

$$\|x_0\| < r \Rightarrow \|x\| < R, \forall t \geq t_0 \quad (4.18)$$

Sinon, le point d'équilibre est instable.

La notion de stabilité indique essentiellement qu'un système donné dont la condition de départ est proche, la trajectoire du système peut être maintenue arbitrairement proche de la condition de départ [154]. La Figure (4.10) illustre les plans de phase pour les systèmes de suspension passive et active avec le contrôleur proposé. Les différentes trajectoires ont été obtenues en appliquant différentes entrées de pas aux pneus dans différentes configurations. Un profil d'une route de type dos d'âne est appliqué à tous les pneus dans les Figures 4.10 (a) à (d), respectivement. Les trajectoires convergent vers le point d'équilibre, comme le montre la Figure (4.10), ce qui démontre que le contrôleur proposé est plus performant que le système passif en termes de dissipation d'énergie. Les plans de phase démontrent que le système de suspension active est asymptotiquement stable selon Lyapunov.



**Figure 4.10:** Plans de phase : (a) vitesse verticale du véhicule en fonction de la position, (b) vitesse du pneu avant droit en fonction de la position, (c) angle de vitesse angulaire de roulis du véhicule en fonction du roulis, (d) vitesse angulaire de tangage en fonction de l'angle.

## 4.4 Résultats de simulation et discussion

Dans cette section, un profil d'une route de type dos d'âne est utilisé pour illustrer l'efficacité de la commande proposée. Le véhicule complet avec modèle DVA dans les roues est utilisé et les paramètres sont énumérés dans le Tableau (4.4). Nous supposons que le véhicule électrique se déplace sur une route droite à vitesse constante  $v_0 = 25 \text{ km/h}$  et traverse un ralentisseur de type dos d'âne donné par :

$$z_{rr}(t) = \begin{cases} \frac{h}{2} \left( 1 - \cos \left( 2\pi \frac{v_0}{\ell} t \right) \right) & \text{si } t_0 \leq t \leq \left( \frac{\ell}{v_0} + t_0 \right) \\ 0 & \text{ailleurs} \end{cases} \quad (4.19)$$

Où  $h$  et  $\ell$  sont la hauteur et la longueur de la bosse. Nous avons choisi  $h = 0.04 \text{ m}$  et  $\ell = 1 \text{ m}$ . La condition de route  $z_{rr}(t)$  pour les roues arrière est la même que pour les roues avant mais avec un délai de  $(L_f + L_r)/v_0$ . La Figure (4.11) montre un profil d'une route de

type dos d'âne pour les roues avant et arrière. Les résultats de la simulation sont donnés dans les Figures (4.11) à (4.17).

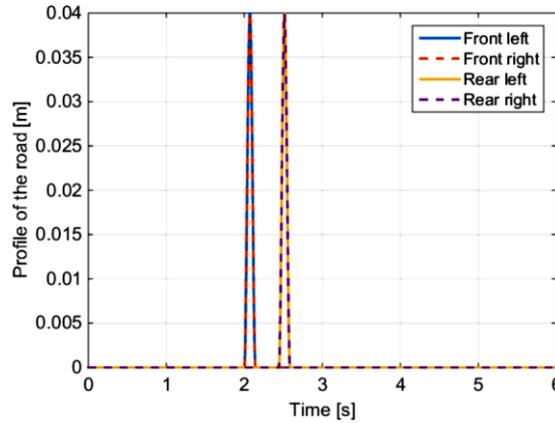


Figure 4.11: Profil d'une route de type dos d'âne.

Tableau 4.4: Paramètres du système de suspension.

Définition	Symbole	Sans DVA	Avec DVA
Masse de la carrosserie du véhicule	$m_s$	1328 kg	1328 kg
Masse de la roue avant gauche et droite	$m_{u1} ; m_{u2} ;$	40 kg	40 kg
Masse de la roue arrière gauche et droite	$m_{u3} ; m_{u4}$	40 kg	40 kg
Masse du stator avant gauche et droit	$m_{m1} ; m_{m2} ;$	45 kg	45 kg
Masse du stator arrière gauche et droit	$m_{m3} ; m_{m4}$	45 kg	45 kg
Moment d'inertie du roulis de la carrosserie du véhicule	$I_\varphi$	450 kg.m <sup>2</sup>	450 kg.m <sup>2</sup>
Moment d'inertie du tangage de la carrosserie du véhicule	$I_\theta$	2100 kg.m <sup>2</sup>	2100 kg.m <sup>2</sup>
Amortissement de la DVA avant gauche et droite	$c_{d1} ; c_{d2} ;$	-	1900 N/(m/s)
Amortissement de la DVA arrière gauche et droite	$c_{d3} ; c_{d4}$	-	1900 N/(m/s)
Rigidité de la DVA avant gauche et droite	$k_{d1} ; k_{d2} ;$	-	53000 N/m
Rigidité de la DVA arrière gauche et droite	$k_{d3} ; k_{d4}$	-	53000 N/m
Rigidité de la roue avant gauche et droite	$k_{t1} ; k_{t2} ;$	220000 N/m	220000 N/m
Rigidité de la roue arrière gauche et droite	$k_{t3} ; k_{t4}$	220000 N/m	220000 N/m
Amortissement de la suspension avant gauche et droite	$c_{s1} ; c_{s2} ;$	2000 N/(m/s)	2000 N/(m/s)
Amortissement de la suspension arrière gauche et droite	$c_{s3} ; c_{s4} ;$	2000 N/(m/s)	2000 N/(m/s)
Rigidité de la suspension avant gauche et droite	$k_{s1} ; k_{s2} ;$	2400 N/m	2400 N/m
Rigidité de la suspension arrière gauche et droite	$k_{s3} ; k_{s4}$	2400 N/m	2400 N/m
Distances entre le centre de gravité du véhicule et le centre des essieux des roues avant	$L_f$	1.4 m	1.4 m
Distances entre le centre de gravité du véhicule et le centre des essieux des roues arrière	$L_r$	1.7 m	1.7 m
Voie des roues	$d$	1.5 m	1.5 m

Le système de contrôle flou hybride proposé a été évalué dans le cadre de cinq tests en comparant les résultats des termes suivants : configuration de la roue électrique, méthode de

contrôle DVA et méthode de contrôle de la suspension, comme le montre le Tableau (4.5) [148].

**Tableau 4.5:** *Modèle de véhicule complet avec différentes roues électriques.*

N°	Test	Roue électrique	Contrôle DVA	Contrôle de la suspension
1	C-NC	Conventionnel	-	Aucun contrôle
2	DAV-PS	DVA	Aucun contrôle	Aucun contrôle
3	DAV -CS	DVA	Aucun contrôle	Contrôle flou de type 1
4	CDAV-C1S	DVA	FLC de type I-PID	Contrôle flou de type 1
5	CDAV-C2S	DVA	FLC de type I-PID	Contrôle flou de type I-2

Les résultats des performances d'un système flou hybride pour contrôler l'amortisseur de suspension et d'un système PID-flou intelligent pour contrôler l'amortisseur de vibrations dans la roue (DVA) sont donnés dans le Tableau (4.6). Ce tableau donne des comparaisons entre les systèmes susmentionnés en utilisant les valeurs RMS. Les pourcentages de changement d'amélioration par rapport au système de suspension passif sont également indiqués entre parenthèses. Des valeurs RMS plus petites signifient une amélioration du paramètre concerné, tandis que des valeurs plus grandes indiquent une détérioration.

**Tableau 4.6:** *Comparaison de la valeur efficace de la suspension du véhicule sous un profil d'un ralentisseur de type dos d'âne. [148]*

Performances du véhicule (RMS)	Test				
	C-NC	DAV-PS	DAV -CS	CDAV-C1S	CDAV-C2S
Accélération de la masse suspendue	0.330	0.219 (33.63 %)	0.214 (35.15 %)	0.189 (42.72 %)	0.188 (43.03 %)
Accélération du stator	4.670	2.608 (44.15 %)	3.197 (31.54 %)	1.047 (77.58 %)	1.036 (77.82 %)
Déflexion des pneus.	0.002	0.0012 (40 %)	0.0013 (35 %)	0.0011 (45 %)	0.00105 (47.5 %)
Débattement de la suspension	0.0032	0.00315 (1.56 %)	0.0031 (3.12 %)	0.0021 (34.37 %)	0.002 (37.5 %)
Accélération du tangage	0.332	0.227 (31.62 %)	0.195 (41.26 %)	0.176 (46.98 %)	0.175 (47.28 %)

Les Figures (4.12) à (4.15) montrent les réponses des quatre principales performances de la suspension, l'accélération de la masse suspendue (SMA), l'accélération du stator (SA), la déflexion du pneu (TD) et le débattement de la suspension (RS), dans le domaine temporel. Les valeurs de crête et RMS des quatre performances principales de la suspension sont également présentées.

La Figure (4.12) montre les réponses SMA des cinq essais de roues électriques. Nous remarquons que la SMA de DAV-PS, DAV-CS, CDAV-CS1 et CDAV-CS2 est plus petite que celle de C-NC avec une réduction de (33,63 %), (35,15 %), (42,72 %) et (43,03 %) respectivement. Cela indique que le modèle DVA dans la roue réduit considérablement les vibrations du corps. En outre, la SMA de DAV-CS, CDAV-CS1 et CDAV-CS2 est plus petite que C-NC et DAV-PS, et la SMA de CDAV-CS2 est la plus petite. On peut conclure que la commande floue de type 1 et la commande floue de type 2 sur la suspension et la commande FLC de type I-PID sur le DVA peuvent améliorer efficacement le confort de conduite. L'accélération verticale du corps du CDAV-CS2 est plus faible que celle du CDAV-CS1, ce qui signifie que la méthode de contrôle flou de type I-Type-2 est plus performante que la méthode de contrôle flou de type 1 sur la suspension.

La Figure (4.13) montre les réponses SA des cinq essais de roues électriques. On peut voir que l'accélération du stator de DAV-PS, DAV-CS, CDAV-CS1 et CDAV-CS2 est plus faible que celle de C-NC avec une réduction de (44,15 %), (31,54 %), (77,58 %) et (77,82 %) respectivement, et que l'AS de CDAV-CS2 est la plus faible, ce qui indique que le modèle DVA dans la roue réduit efficacement l'accélération du stator. En particulier, CDAV-CS2 a la plus petite accélération du stator, ce qui démontre que le CDAV-C2S présente les meilleures performances en matière de confort de conduite du véhicule et de vibration des roues électriques. La méthode de contrôle flou de type I-2 a obtenu des performances supérieures à celles de la méthode de contrôle flou de type 1.

La Figure (4.14) montre les réponses TD des cinq essais de roues électriques. La déflexion du pneu de CDAV-CS2 a la meilleure performance avec une amélioration de 47,5 % par rapport à C-NC. En ce qui concerne les trois autres essais DAV-PS, DAV-CS, CDAV-CS1, les valeurs RMS sont améliorées de 40 %, 35 % et 45 % respectivement par rapport à C-NC. On observe que la déflexion du pneu du CDAV-CS2 est plus faible que celle du CDAV-CS2, et que la méthode de contrôle flou de type I-2 a de meilleures performances que la méthode de contrôle flou de type-1, ce qui indique que ce contrôleur améliore la stabilité de la tenue de route.

La Figure (4.15) montre les réponses RS des cinq essais de roues électriques. On peut voir que les débattements de la suspension de CDAV-CS2 sont beaucoup plus faibles que celles des quatre autres essais, Ou la réponse RS a été améliorée de 37,5 % par rapport à C-NC, les améliorations de DAV-PS, DAV-CS, CDAV-CS1 sont respectivement de 1,56 %, 3,12 % et 34,37 %. Cela indique que la commande de la force de l'amortisseur de la suspension basée

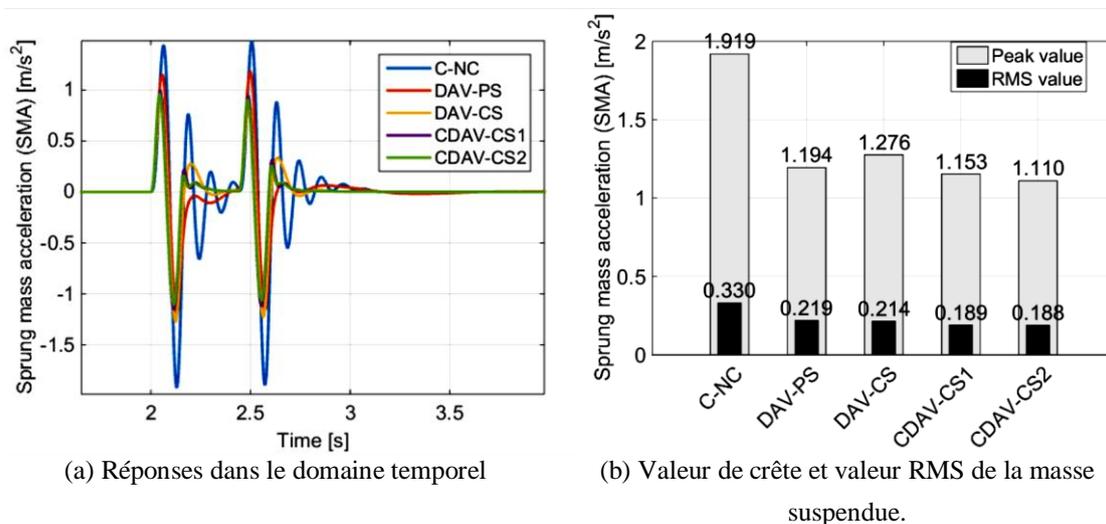
sur la méthode de commande floue de type I-2 améliore les performances de conduite du véhicule.

D'après la Figure (4.16), l'accélération en tangage a été améliorée pour DAV-PS (31,62 %), DAV-CS (41,26 %), CDAV-CS1 (46,98 %) et CDAV-CS2 (47,28 %) respectivement. CDAV-CS2 a fourni une performance légèrement meilleure que CDAV-CS1, ce qui indique que la structure DVA dans la roue offre une meilleure performance de conduite que la structure conventionnelle.

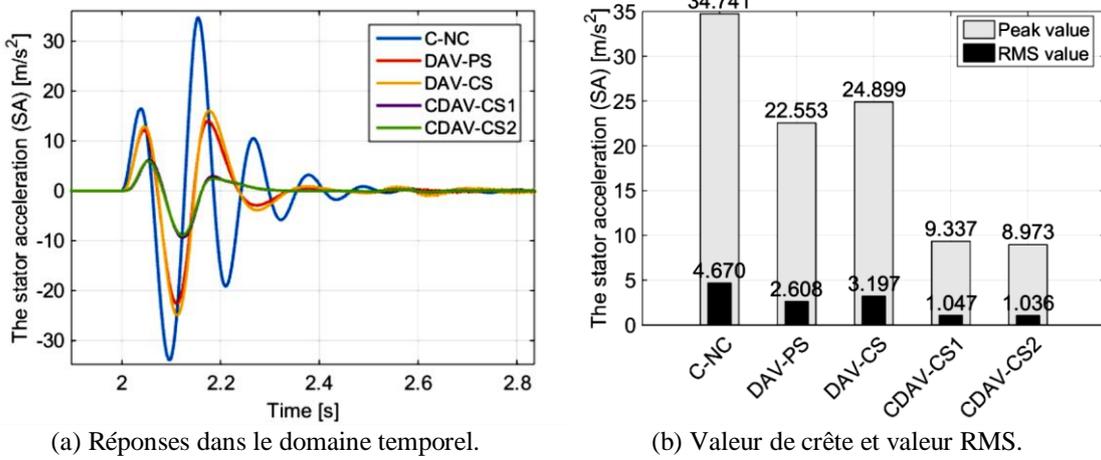
D'après les Figures 4.17(a) et 4.17(b), l'optimisation des quatre principales performances de la suspension permet de réduire considérablement le déplacement de la carrosserie et du stator, et de valider l'efficacité des contrôleurs proposés pour améliorer les performances de conduite du véhicule.

La Figure (4.18) présente la force d'actionnement de la suspension et du DVA. La force d'actionnement de la suspension pour DAV-CS, CDAV-CS1 et CDAV-CS2 est donnée dans la Figure 4.18 (a). La force d'actionnement de la suspension pour CDAV-CS1 et CDAV-CS2 a une variation d'amplitude relativement faible par rapport à DAV-CS. La force d'actionnement de DAV pour CDAV-CS1 et CDAV-CS2 est présentée à la Figure 4.18 (b). La force d'actionnement de DAV pour CDAV-CS2 est plus faible que pour CDAV-CS1.

Enfin, les résultats de simulation sous un profil d'une route de type dos d'âne démontrent l'efficacité du système de suspension active de la structure DVA avec la méthode de contrôle hybride proposée, qui pourrait améliorer de manière significative le confort de conduite du véhicule, la stabilité de la manipulation et la sécurité par rapport au système de suspension conventionnel.



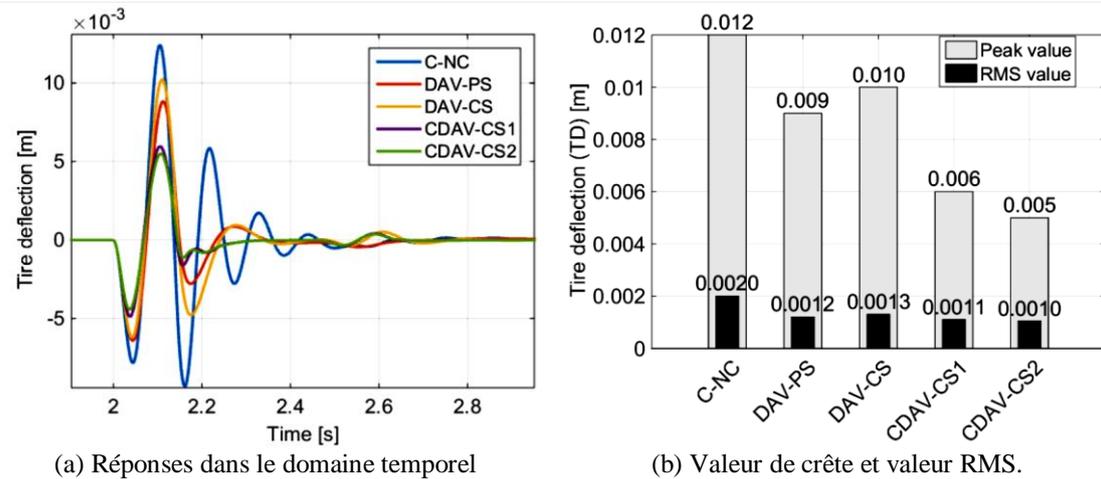
**Figure 4.12:** Accélération de la masse suspendue.



(a) Réponses dans le domaine temporel.

(b) Valeur de crête et valeur RMS.

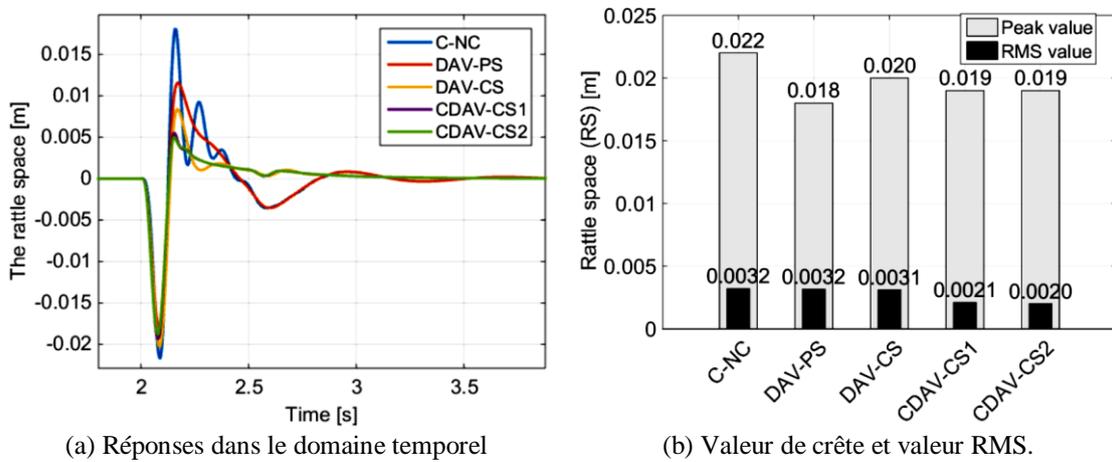
**Figure 4.13:** Accélération du stator.



(a) Réponses dans le domaine temporel

(b) Valeur de crête et valeur RMS.

**Figure 4.14:** Déflexion du pneu.



(a) Réponses dans le domaine temporel

(b) Valeur de crête et valeur RMS.

**Figure 4.15:** Débattement de la suspension.

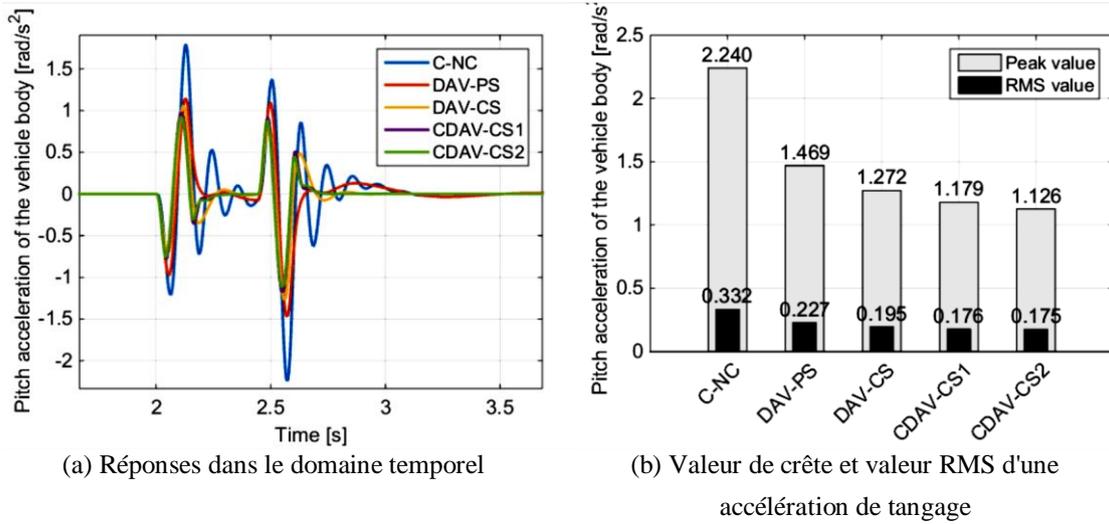


Figure 4.16: Accélération du tangage.

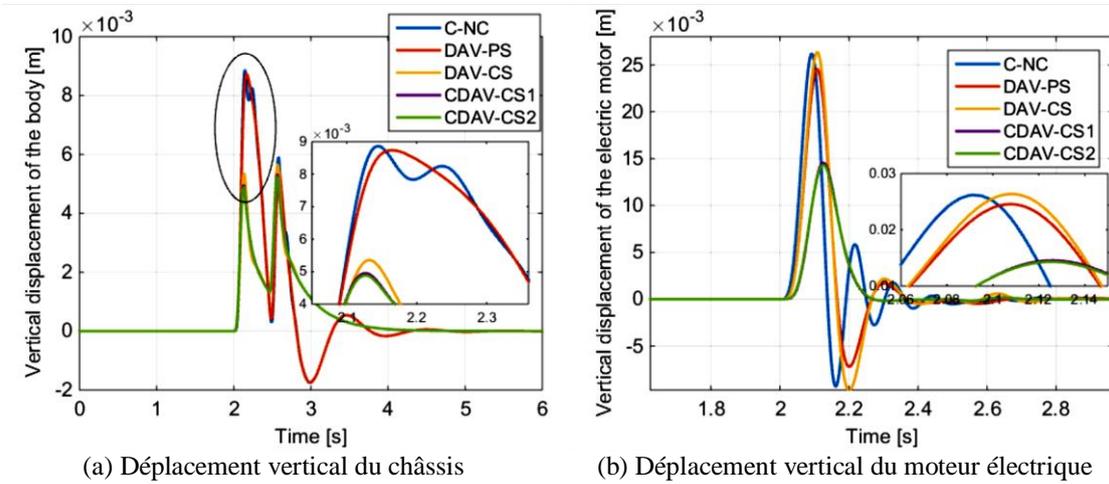


Figure 4.17: Déplacement vertical

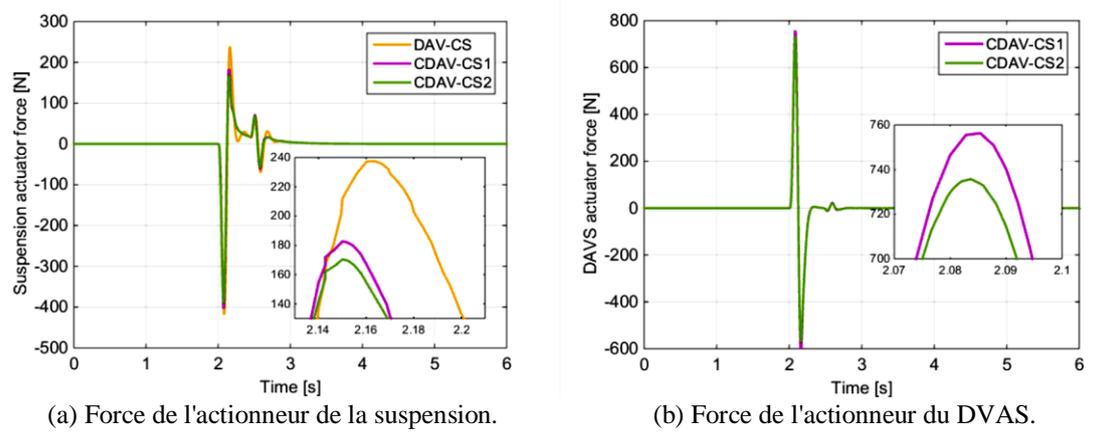


Figure 4.18: Force contrôlée par l'actionneur.

## 4.5 Conclusion

Ce chapitre propose un nouveau système intégré de suspension intégrale du véhicule pour améliorer simultanément le confort de conduite et la tenue de route d'un véhicule électrique équipé d'un amortisseur intégré et d'une suspension active. Le moteur intégré à la roue est conçu comme un absorbeur de vibrations dynamique utilisant un ressort et un amortisseur réglable. Le mécanisme des paramètres du système "ressort-amortisseur" est optimisé à l'aide de l'algorithme de programmation quadratique séquentielle (SQP). À cette fin, la commande combinée proposée entre le système intelligent PID-flou pour la commande de la force de l'actionneur du DVA et le système hybride flou pour la commande de la force de l'actionneur de la suspension, basée sur l'analyse de l'indice de stabilité, permet d'améliorer simultanément le confort de conduite et la tenue de route. Les résultats de simulation sous un profil d'une route de type dos d'âne confirment l'efficacité du système intégré de suspension complète du véhicule proposé et les améliorations globales des performances de confort de conduite et de tenue de route du véhicule, ainsi que la satisfaction des quatre principales performances de la suspension.

---

---

# Chapitre 5

## Développement d'un contrôle avancé de la dynamique de couplage vertical et latéral pour un véhicule électrique à quatre roues motrices.

---

---

### 5.1 Introduction

Les véhicules électriques (VE) ont suscité beaucoup d'intérêt en tant que solution potentielle aux problèmes énergétiques et environnementaux. De plus, l'utilisation des moteurs électriques et d'onduleurs dans les groupes motopropulseurs des véhicules électriques offre plusieurs avantages par rapport aux moteurs à combustion interne [77]. Les véhicules électriques peuvent être en mesure d'atteindre des niveaux de sécurité et de maniabilité plus élevés que les moteurs à combustion interne (ICEV) en raison des performances de contrôle supérieures des moteurs électriques [81] .

Il existe différents systèmes de contrôle de la dynamique du véhicule pour les mouvements du véhicule, qui peuvent être classés en trois catégories : contrôles longitudinaux, latéraux et verticaux. Pour le contrôle du taux de lacet, une variété d'actionneurs, tels que la direction active et le freinage actif, pourraient être utilisés. Le mouvement latéral du véhicule est contrôlé par le système de direction actif avant (AFS) et le système de commande directe de lacet (DYC). Ce système fournit un angle de braquage supplémentaire indépendant du conducteur pour corriger l'angle de braquage des roues directrices du véhicule et affecte la maniabilité du véhicule en fournissant des forces latérales et en ajustant l'angle de glissement du pneu. Le contrôle direct de la stabilité en lacet est une autre technique de contrôle actif utilisée pour maintenir la stabilité du véhicule. Le DYC applique un couple de freinage droite/gauche en fonction des informations de l'angle de braquage des roues pour contrôler le mouvement de lacet du véhicule et assurer la stabilité latérale du véhicule [155] .

Contrairement aux moteurs utilisés dans les applications industrielles, les moteurs de traction utilisés dans les véhicules électriques (VE) doivent généralement effectuer des démarrages et des arrêts fréquents, des taux d'accélération/décélération élevés, un couple élevé et une montée à basse vitesse, ainsi qu'un couple faible et une croisière à grande vitesse. De plus, les véhicules électriques équipés de moteurs électriques offrent trois avantages distincts : 1) le couple moteur peut être généré rapidement et avec précision ; 2) des moteurs électriques peuvent être montés sur chaque roue ; et 3) le couple moteur peut être mesuré avec précision [127-128] . Malheureusement, l'intégration de moteurs électriques dans les roues des véhicules électriques augmente la masse non suspendue, ce qui

a un effet sur la tenue de route et le confort de conduite du véhicule. Cet effet est apparu en comparant les performances du système avec un pneu classique et un pneu avec moteur électrique dans la roue [129]. Les suspensions des véhicules électriques équipés de moteurs intégrés aux roues (IWM) deviennent des systèmes de suspension IWM qui ont fait l'objet de recherches considérables au cours des dernières décennies [119] [130-132]. Les effets de l'IWM sur la réponse verticale de la suspension ont été étudiés dans [133], et un contrôleur de hachage de courant modifié a été conçu pour améliorer les performances du système vertical.

Le confort des passagers et le contrôle du véhicule sont les deux principaux objectifs de toute suspension automobile. Les passagers du véhicule sont maintenus à l'aise en les isolant des irrégularités de la surface de la chaussée. Le contrôle est obtenu en empêchant un roulis et un tangage excessifs de la carrosserie du véhicule, ainsi qu'en maintenant un bon contact entre le pneu et la route [50].

Généralement, il existe deux solutions pour réduire les vibrations causées par l'augmentation de la masse non suspendue : un système de suspension active et un absorbeur de vibrations dynamique. De nombreuses approches de contrôle ont été réalisées dans le domaine du contrôle robuste pour les systèmes de suspension active, qui devient une priorité de plus en plus essentielle dans la sécurité des véhicules. Une suspension active a été proposée dans [156] pour réduire du châssis le roulis et par conséquent la possibilité au roulement. Dans [157,158], un contrôleur à logique floue (FLC) appliqué à un système de suspension active est optimisé avec un essaim de particules Optimisation (PSO). En combinant la logique floue avec le contrôle en mode glissant (SMC), les phénomènes de broutage qui se produisent dans le SMC sont éliminés. [159] a utilisé un contrôle adaptatif du mode de glissement basé sur le neuro-fuzzy pour le système de suspension active de la voiture complète. Dans [160], un système de suspension active est présenté qui combine le contrôle par mode glissant avec un observateur de perturbations. Dans [161], une commande de backstepping est proposée pour le système de suspension active. Dans [162], un contrôleur non linéaire est utilisé pour le système de suspension à double objectif. Certaines applications des contrôleurs basés sur les fonctions de Lyapunov peuvent être trouvées dans [163,164]. Les contrôleurs glissants sont insensibles à plusieurs types de perturbations et sont bien connus pour leurs excellentes performances robustes [165]. Le principal inconvénient est que la structure discontinue des signaux de commande provoque des oscillations à très haute fréquence, appelées chattering. [166] a étudié comment atténuer ce phénomène en utilisant des approximations pour les signaux discontinus. Les contrôleurs à modes glissants continus sont un autre moyen d'atténuer les effets du chatter [167, 168]. [169] présente un système d'amortissement adaptatif (ADS) qui améliore l'effet de vibration du mouvement vertical du véhicule en tenant compte du mouvement longitudinal de la carrosserie du véhicule. Dans [170], une nouvelle approche de commande de prévisualisation Skyhook (SPC) est

adoptée pour identifier la route transitoire afin de pré visualiser une suspension semi-active qui peut améliorer efficacement le confort de conduite du véhicule.

Quant au DVA, [88] a utilisé un actionneur entre la masse suspendue et non suspendue pour synthétiser la force de commande active pour le système de suspension contrôlée. Pour l'application IWM du moteur à réluctance commutée (SRM), [50] a développé une nouvelle approche pour l'atténuation des vibrations basée sur une structure dynamique d'absorption des vibrations (DVAS). De nombreuses approches innovantes sont utilisées dans la littérature pour améliorer la qualité de conduite, la tenue de route et les performances de contrôle des véhicules électriques [137] . [142] Présentation d'un schéma de conception d'intégration et d'une stratégie de contrôle d'optimisation pour les roues électriques, dans laquelle nous trouvons la méthode du régulateur quadratique linéaire (LQR) pour un contrôle de la force de l'actionneur de suspension et une méthode de contrôle floue basée sur un domaine modifiable pour le contrôle de la force de l'actionneur DVA .

Le but de ce chapitre est d'obtenir un meilleur confort de conduite, une meilleure tenue de route et une bonne stabilité latérale pour un véhicule électrique à quatre roues motrices utilisant un contrôle avancé de la dynamique de couplage vertical et latéral. En réalité, améliorer simultanément les objectifs de confort de conduite et de tenue de route de manière maîtrisable est impossible [146,147] . Pour pallier ce problème, une proposition de commande de suspension combinée basée sur l'aspect de compromis entre le confort de conduite et la tenue de route a été développée dans cette étude. Par conséquent, nous cherchons à contrôler l'amortisseur de suspension avec un contrôleur skyhook et un contrôleur à mode glissant terminal singulier continu pour le DVA dans la roue.

Ce chapitre est structuré comme suit : après avoir cité les études récentes sur la commande directe de lacet (DYC), l'absorbeur dynamique de vibrations (DVA) et les systèmes de suspension active en introduction, le modèle dynamique de la suspension active du véhicule complet prenant en compte le mouvement latéral du véhicule est présenté. La conception du contrôle avancé de la dynamique de couplage vertical et latéral est développée. Au début, nous présentons l'optimisation des paramètres du système DVA en utilisant l'algorithme de programmation quadratique séquentielle (SQP). Ensuite, la conception de la commande combinée du système de suspension complète du véhicule basée sur l'amortisseur de vibrations dynamique dans la roue et la suspension active du véhicule est présentée. Cette commande combinée associe une commande de suspension Skyhook et une commande continue de mode de glissement de borne unique, pour des améliorations des performances de confort de conduite du véhicule et de la capacité de tenue de route. A la fin, nous développons la commande directe de lacet qui utilise la commande en mode glissant pour améliorer la tenue de route en ajoutant un moment de lacet supplémentaire. La dernière section présente quelques résultats de simulation.

## 5.2 Modèle dynamique VE à entraînement par moteur intégré

Il existe différentes structures possibles de VE pilotées par IWM concernant la propulsion électrique et les sources d'énergie. Figure (5.1) montre la structure étudiée dans ce travail, où tous les moteurs PMS en roue sont alimentés par un onduleur triphasé [171].

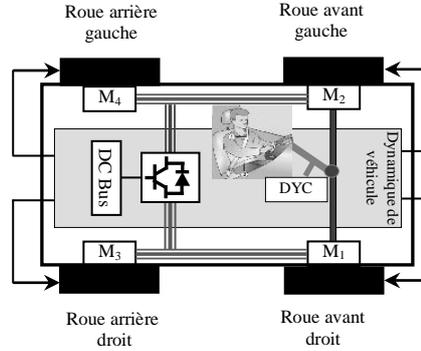


Figure 5.1: Configuration EV à quatre roues motrices.

Le choix d'un modèle dynamique de couplage établi à 16 degrés de liberté est opté pour étudier le contrôle de la dynamique de couplage dans les directions verticale et latérale d'un véhicule électrique entraîné par quatre moteurs-roues (IWM) sous l'entrée de la direction et une excitation aléatoire de la route [171]. Le modèle physique de suspension active de véhicule complet avec la roue électrique basée sur DVA est illustré à la Figure (5.2), où le moteur dans la roue est suspendu à la fois à la masse du ressort et à la masse non suspendue par un mécanisme passif de systèmes "ressort-amortisseur", et deux forces actives contrôlées sont appliquées à la roue avec DVA et suspension.

Sur la base de la deuxième loi de Newton, les équations de mouvement des quatre masses non suspendues (les roues), de la masse suspendue (le châssis) et de la roue électrique basée sur DVA peuvent être écrites comme suite [171] [142]:

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

$$m_s \ddot{z}_s = F_{t1} + F_{t2} + F_{t3} + F_{t4} \quad (5.1)$$

Où:

$$\begin{cases} F_{t1} = -k_{s1}(z_{s1} - z_{u1}) - c_{s1}(\dot{z}_{s1} - \dot{z}_{u1}) + k_{d1}(z_{m1} - z_{u1}) + F_{a1} \\ F_{t2} = -k_{s2}(z_{s2} - z_{u2}) - c_{s2}(\dot{z}_{s2} - \dot{z}_{u2}) + k_{d2}(z_{m2} - z_{u2}) + F_{a2} \\ F_{t3} = -k_{s3}(z_{s3} - z_{u3}) - c_{s3}(\dot{z}_{s3} - \dot{z}_{u3}) + k_{d3}(z_{m3} - z_{u3}) + F_{a3} \\ F_{t4} = -k_{s4}(z_{s4} - z_{u4}) - c_{s4}(\dot{z}_{s4} - \dot{z}_{u4}) + k_{d4}(z_{m4} - z_{u4}) + F_{a4} \end{cases} \quad (5.2)$$

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

$$I_\theta \ddot{\theta} = L_r (F_{t3} + F_{t4}) - L_f (F_{t1} + F_{t2}) \quad (5.3)$$

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

$$I_\phi \ddot{\phi} = m_s v_x (\dot{\beta} + r) h + m_s g h \theta + (F_{r1} + F_{r2} + F_{r3} + F_{r4}) \frac{d}{2} \quad (5.4)$$

- Le mouvement de lacet du véhicule est :

$$I_z \dot{r} = L_f (F_{yf1} + F_{yf2}) - L_r (F_{yr3} + F_{yr4}) \quad (5.5)$$

- Le mouvement latéral du véhicule est :

$$m_{tot} v_x (\dot{\beta} + r) = F_{yf1} + F_{yf2} + F_{yr3} + F_{yr4} + m_s h \ddot{\phi} \quad (5.6)$$

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

$$\begin{cases} m_u \ddot{z}_{u1} = -F_{r1} - k_{r1} (z_{u1} - z_{rf1}) - c_{d1} (\dot{z}_{m1} - \dot{z}_{u1}) \\ m_u \ddot{z}_{u2} = -F_{r2} - k_{r2} (z_{u2} - z_{rf2}) - c_{d2} (\dot{z}_{m2} - \dot{z}_{u2}) \\ m_u \ddot{z}_{u3} = -F_{r3} - k_{r3} (z_{u3} - z_{rr3}) - c_{d3} (\dot{z}_{m3} - \dot{z}_{u3}) \\ m_u \ddot{z}_{u4} = -F_{r4} - k_{r4} (z_{u4} - z_{rr4}) - c_{d4} (\dot{z}_{m4} - \dot{z}_{u4}) \end{cases} \quad (5.7)$$

- Le mouvement vertical de chaque moteur est :

$$\begin{cases} m_m \ddot{z}_{m1} = -k_{d1} (z_{m1} - z_{u1}) - c_{d1} (\dot{z}_{m1} - \dot{z}_{u1}) + F_{DAV1} \\ m_m \ddot{z}_{m2} = -k_{d2} (z_{m2} - z_{u2}) - c_{d2} (\dot{z}_{m2} - \dot{z}_{u2}) + F_{DAV2} \\ m_m \ddot{z}_{m3} = -k_{d3} (z_{m3} - z_{u3}) - c_{d3} (\dot{z}_{m3} - \dot{z}_{u3}) + F_{DAV3} \\ m_m \ddot{z}_{m4} = -k_{d4} (z_{m4} - z_{u4}) - c_{d4} (\dot{z}_{m4} - \dot{z}_{u4}) + F_{DAV4} \end{cases} \quad (5.8)$$

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

$$\begin{cases} z_{s1} = z_s - L_f \phi - \frac{1}{2} d \theta \\ z_{s2} = z_s - L_f \phi + \frac{1}{2} d \theta \\ z_{s3} = z_s + L_r \phi - \frac{1}{2} d \theta \\ z_{s4} = z_s + L_r \phi + \frac{1}{2} d \theta \end{cases} \quad (5.9)$$

Où:

$z_s$  Déplacement vertical de la masse suspendue ;  $\theta$ : Mouvements de tangage ;  $\phi$ : Mouvements de roulis ;  $r$ : taux de lacet de la vitesse du véhicule ;  $\beta$ : 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 ;  $F_{ri}$ : Force équivalente du moteur dans la roue ;  $F_{si}$ : La force du ressort ;  $F_{di}$ : La force d'amortissement ;  $F_{wi}$ : La force du ressort (Pneu);  $F_{sDAVi}$ : La force du ressort (DAV);  $F_{ai}$ : 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 ; et les valeurs des paramètres de la suspension active du véhicule complet avec IWM sont définies dans le Tableau (5.4).

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

$$\alpha_f = \beta + \frac{l_f}{v_x} r - E_f \theta - \delta_f \quad (5.10)$$

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

Où  $v_x$  : vitesse longitudinale du véhicule dans le référentiel caisse;  $\delta_f$  : angle de braquage des pneus avant ;

Avec un modèle de pneu linéaire, les forces de virage avant et arrière peuvent être exprimées comme le produit de la rigidité de virage ( $K_{yf}$ ,  $K_{yr}$ ) et de l'angle de dérapage ( $\alpha_f$ ,  $\alpha_r$ ), Figure (5.3).

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

$$F_{yr3} = F_{yr4} = -K_{yr} \alpha_r \quad (5.11)$$

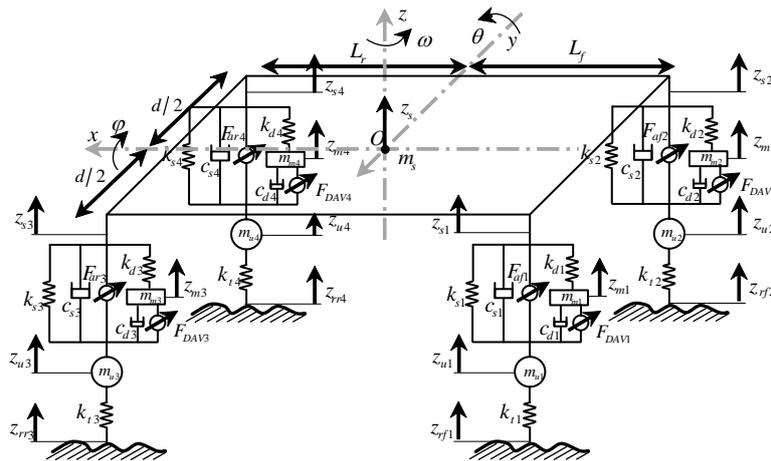


Figure 5.2 : Structure de la suspension active du véhicule complet avec moteur-roue. [171]

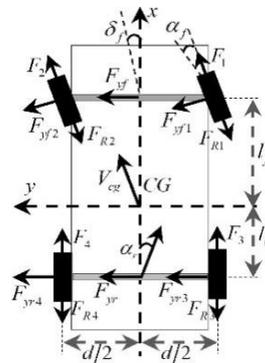


Figure 5.3 : Modèle dynamique latéral.

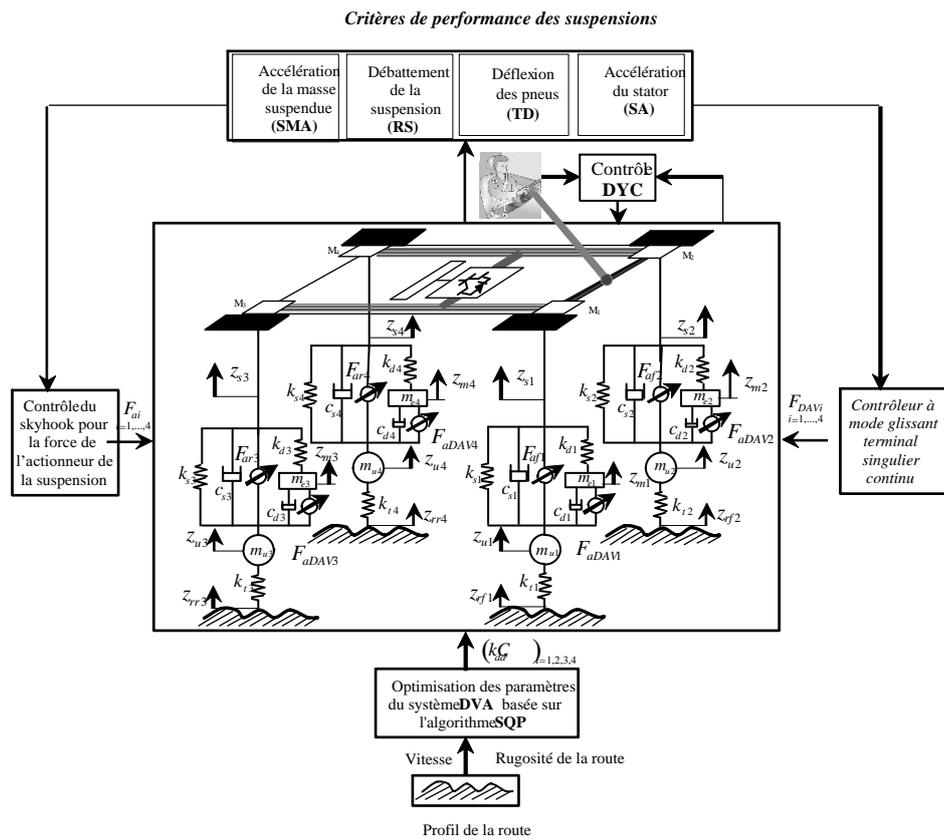


Figure 5.4 : Commande intégrée du système de suspension intégrale du véhicule. [171]

### 5.3 Conception d'un contrôle avancé de la dynamique de couplage vertical et latéral

Figure (5.4) 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 [132] : 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 et d'une commande de lacet directe qui utilise une commande en mode glissant pour améliorer la tenue de route [171].

**Confort de conduite** : Il peut être évalué par l'accélération de la masse suspendue  $SMA = \ddot{z}_s$ .

**Débattement de la suspension** (déflexion de la suspension) : lors de la conception d'une suspension, il est important de minimiser le débattement de la suspension qui peut être évalué par  $RS_i = z_{si} - z_{ui}$ .

**Tenue de route** : La déflexion du pneu (TD) est utilisée comme mesure représentative de la tenue de route qui est définie comme :  $TD_i = z_{ui} - z_{ri}$ . Afin d'obtenir une meilleure capacité de direction, d'accélération et de freinage lors de la conduite dans des conditions routières plus difficiles, le TD doit être petit.

**Accélération statorique** : Afin de minimiser les vibrations de la roue et par conséquent d'améliorer le confort de conduite, il est nécessaire de minimiser l'accélération statorique (SA)  $SA_i = \ddot{z}_{mi}$ .

### 5.3.1 Optimisation des paramètres du DVA en roue à l'aide de l'algorithme SQP

Notez que l'algorithme de programmation quadratique séquentielle (SQP) est bien adapté aux optimisations de conception contraintes [136]. Dans notre travail, nous utiliserons cet algorithme pour réduire les vibrations du stator et la déflexion de la suspension. Le problème d'optimisation des paramètres avec la méthode SQP peut s'écrire sous la forme d'une fonction de pénalité [171]:

$$\left\{ \begin{array}{l} \min J(k_d, c_d) = \alpha_1 \frac{RMS(SMA_{DAV})}{RMS(SMA_{con})} + \alpha_2 \frac{RMS(RS_{DAV})}{RMS(RS_{con})} + \alpha_3 \frac{RMS(TD_{DAV})}{RMS(TD_{con})} + \alpha_4 \frac{RMS(SA_{DAV})}{RMS(SA_{con})} \\ RMS(q) = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_i q_i^2} \end{array} \right. \quad (5.12)$$

Où  $SMA_{DAV}$ ,  $RS_{DAV}$ ,  $TD_{DAV}$ , et  $SA_{DAV}$  sont l'expression des quatre indices d'évaluation dans la roue électrique avec le DVA,  $SMA_{con}$ ,  $RS_{con}$ ,  $TD_{con}$ , 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  $\alpha_4$  sont les facteurs de pénalité pour chacun des quatre indices, et  $\alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_3 + \alpha_4 = 1$ .

L'accélération de la masse suspendue (SMA) et l'accélération du stator (SA) sont considérées comme importantes par rapport à le débattement de la suspension (RS) et à la déflexion du pneu (TD). Ainsi, les quatre facteurs de pénalité sont fixés à :  $\alpha_1 = 0.3$ ,  $\alpha_2 = 0.15$ ,  $\alpha_3 = 0.15$  et  $\alpha_4 = 0.4$ . Les valeurs optimales de  $k_d$  et  $c_d$  peuvent être trouvées en remplaçant les facteurs de pénalité susmentionnés dans l'équation (5.12). Ces valeurs sont présentées dans le Tableau (5.1).

### 5.3.2 Contrôle vertical basé sur le contrôle combiné In-Wheel DVA et actionneurs de suspension

#### 5.3.2.1 Conception de SMC pour In-Wheel DVA

Dans notre étude, une structure de contrôleur en mode glissant, appelée contrôle en mode glissant terminal singulier continu (CSTA), est proposée pour le contrôle de la force DVA afin de supprimer les vibrations du moteur et d'obtenir des performances optimales, Figure (5.5).

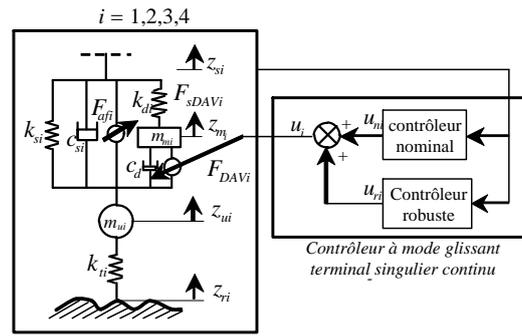


Figure 5.5 : Structure du système de contrôle actif proposé utilisant CSTA. [171]

Le mouvement vertical de chaque moteur est :

$$\begin{cases} m_{mi} \ddot{z}_{mi} = -k_{di} (z_{mi} - z_{ui}) - c_{di} (\dot{z}_{mi} - \dot{z}_{ui}) + u_i + \gamma(t) \\ F_{DAVi} = u_i \\ \left\| \frac{d}{dt}(\gamma(t)) \right\|_{\infty} \leq \eta, \eta > 0 \end{cases} \quad (5.13)$$

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

$$u_i = u_{ni} + u_{ri} \quad (5.14)$$

Ainsi, considérons le contrôleur nominal suivant :

$$u_{ni} = k_{di} (z_{mi} - z_{ui}) + c_{di} (\dot{z}_{mi} - \dot{z}_{ui}) \quad (5.15)$$

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  $\dot{z}_{ui}$ .

Définissez la fonction suivante :

$$s_i = m_{mi} z_{mi} \quad (5.16)$$

Ainsi, des équations (5.13) à (5.16), il en résulte que :

$$\ddot{s}_i = u_{ri} + \gamma(t) \quad (5.17)$$

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 (5.17).

Afin de concevoir le contrôleur robuste  $u_{ri}$  avec la commande à mode glissant terminal singulier continu (CSTA), l'hypothèse suivante est introduite [172] [173] :

$$\begin{aligned} \sigma &= k_{\sigma} [s]^2/3 + \dot{s} \\ u_r &= -k_1 [\sigma]^1/2 + \dot{\sigma} \\ \dot{\sigma} &= -k_2 [\sigma]^0 \end{aligned} \quad (5.18)$$

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

Notez que la loi de commande utilisée pour le système de suspension de notre véhicule est de nature continue et qu'aucun chattering n'influencera théoriquement le système [174] .

### 5.3.2.2 Conception du contrôle Skyhook pour le système de suspension active

En effet, le système DVA, lorsqu'il est installé en parallèle avec la suspension du véhicule, modifie les caractéristiques vibratoires du véhicule, détériore les vibrations de la masse suspendue et altère les performances de la suspension d'origine. Par conséquent, un contrôle de suspension approprié est nécessaire. Dans cette section, nous utilisons une structure de contrôleur unique basée sur le skyhook avec un amortisseur 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 .

La suspension avec le contrôleur Skyhook est un concept dans lequel une masse suspendue peut être maintenue dans une position stable par une ligne droite imaginaire ou une force imaginaire. Évidemment, un véhicule est attaché au sol par un ressort et un amortisseur dans un système de suspension passive. La suspension avec le contrôleur Skyhook offre une meilleure stabilité que la suspension passive. L'actionneur sera régulé là où il rencontrera la théorie du skyhook dans le scénario lorsque le coefficient d'amortissement correspond entièrement à la ligne imaginaire ou à la force imaginée. Dans le modèle de base du skyhook où l'amortisseur a une 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 sur la tenue de route et le débattement relatif de la suspension (RSD) des masses suspendues et non suspendues. Pour obtenir un bon confort de conduite, bon RSD, un modèle skyhook avec amortisseur variable est utilisé [175] .

Dans ce modèle, l'amortisseur skyhook varie de manière exponentielle en fonction de la déviation relative de la suspension (RSD) et diminue en même temps que RSD augmente. Il est donné comme suit :

$$b_{sky} = b \times e^{-k_1 \varepsilon} \quad (5.19)$$

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

Tous les coefficients inconnus dans l'équation (5.19) sont estimés par essaim de particules optimisation (PSO).

Le débattement relatif de la suspension est défini par le rapport de mouvement relatif de la masse suspendue et de la masse non suspendue  $z_{si} - z_{ui}$  à la déflexion de la suspension. Il doit toujours être inférieur à l'unité qui est notée par :

$$\varepsilon = \frac{z_{si} - z_{ui}}{L} \quad (5.20)$$

Le signal de commande est donné comme ci-dessous,

$$F_{ai} = -b_{sky} * \dot{z}_{si} \quad (5.21)$$

### 5.3.3 Contrôle latéral basé sur DYC utilisant le contrôle en mode glissant

Pour améliorer encore la stabilité latérale, le contrôle latéral et les performances de conduite du véhicule électrique, le système DYC fournit un moment de lacet correctif pour déplacer les états du véhicule vers la zone de référence tout en contrôlant l'angle de dérapage. Il utilise l'erreur de vitesse de lacet et l'erreur d'angle de dérapage du véhicule comme variables d'entrée et le moment de lacet correctif comme variable de sortie. La structure du DYC proposé est illustrée à la Figure (5.6). Nous allons utiliser un contrôleur en mode glissant pour suivre une trajectoire souhaitée, en cherchant à maintenir à zéro l'erreur entre le taux de lacet réel du véhicule ( $r$ ) et le taux de lacet souhaité ( $r_d$ ) ; c'est-à-dire que le contrôleur doit suivre la vitesse de lacet de référence prévue par le conducteur en réduisant à zéro l'erreur de suivi entre les vitesses de lacet réelle et souhaitée. Le modèle de référence pour le taux de lacet  $r_d$  est une fonction de l'angle de braquage de l'angle de roue avant  $\delta_f$  donné par l'équation suivante [127] [171] :

$$r_d = \frac{k_r}{1 + \tau s} \delta_f(s) \quad (5.22)$$

Où

$$k_r = \frac{v_x}{L_f + m_{tot} L_f L_r v_x^2 / 2L_f (L_f + L_r) K_{yr}} \quad (5.23)$$

$$\tau = \frac{J_y v_x}{m_{tot} L_r v_x^2 + 2K_{yr} L_f (L_f + L_r)} \quad (5.24)$$

Ici,  $k_r$  est le facteur de stabilité,  $\tau$  est la constante de temps souhaitée.

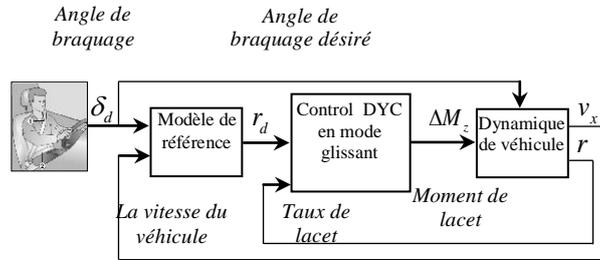


Figure 5.6 : Schéma fonctionnel de DYC avec commande en mode glissant.

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 :

$$e_r = r - r_d \quad (5.25)$$

Nous choisissons la surface de glissement comme suit :

$$S = e_r + \lambda \dot{e}_r \quad (5.26)$$

La dynamique du mouvement de glissement est régie par :

$$\begin{aligned}
 S = 0 &\Rightarrow e_r + \lambda \dot{e}_r = 0 \\
 &\Rightarrow (r - r_d) + \lambda (\dot{r} - \dot{r}_d) = 0 \\
 &\Rightarrow (r - r_d) + \lambda (a_{21}v_y + a_{22}r + b_2\delta_f - \dot{r}_d) = 0
 \end{aligned} \tag{5.27}$$

Où

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

Ainsi, l'expression du contrôle équivalent :

$$M_{zeq} = -\frac{1}{cb_2} \left[ (r - r_d) + c (a_{21}v_y + a_{22}r - b_2\delta_f - \dot{r}_d) \right] \tag{5.28}$$

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 :

$$\Delta M_z = M_{zeq} - M_{zrob} \cdot \text{sgn}(S) \tag{5.29}$$

Remplaçons la fonction "Sign" par la fonction "Saturation" pour atténuer les effets de "Chattering".

L'angle de braquage résultant devient :

$$M_z = M_{zeq} - M_{zrob} \cdot \text{sat}(S) \tag{5.30}$$

On définit donc le moment de lacet correct tel que :

$$\Delta M_z = -\frac{1}{cb_2} \left[ (r - r_d) + c (a_{21}v_y + a_{22}r + b_2\delta_f - \dot{r}_d) \right] - \frac{\eta}{b_2} \text{sat}(S) \tag{5.31}$$

### 5.3.4 Analyse de stabilité

L'analyse du plan de phase est une analyse graphique et les trajectoires de la solution peuvent être représentées par des courbes dans un plan. Cette méthode est utilisée dans notre travail car elle permet une visualisation facile du système qualitatif sans résoudre analytiquement les équations non linéaires, où nous pouvons étudier le comportement du système non linéaire à partir de diverses conditions initiales. Le point d'équilibre  $x^* = x_0$  d'un système commençant à une condition initiale  $x(t_0) = x_0$  est dit stable (au sens de la stabilité de Lyapunov) ou le mouvement du système autour de son point d'équilibre est dit stable si l'état du système  $x$  est perturbé à partir de  $x_0$  là reste proche de  $x_0$ . Mathématiquement  $x_0$  est stable si, pour tout rayon  $R > 0$  il existe un certain rayon  $r(R) > 0$  comme suit :

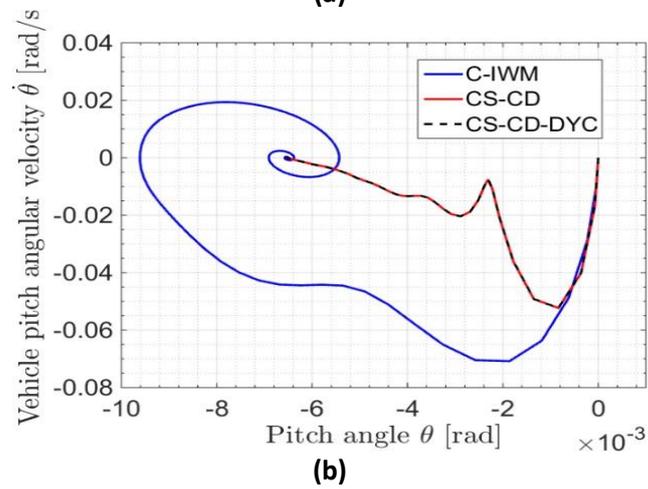
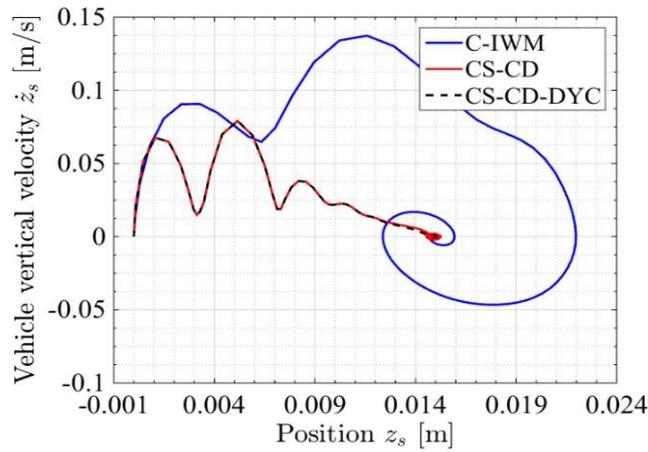
$$\|x_0\| < r \Rightarrow \|x\| < R, \quad \forall t \geq t_0 \tag{5.32}$$

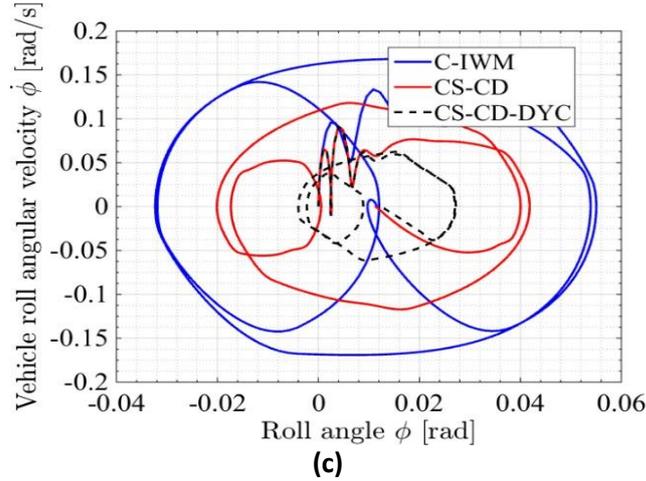
Sinon, le point d'équilibre est instable.

La notion de stabilité stipule essentiellement que, étant donné un système avec une condition de départ proche, la trajectoire du système peut être maintenue arbitrairement proche de celle-ci [154]. Les différentes trajectoires présentées dans les plans de phase pour les systèmes de suspension passive et

active avec le contrôleur DYC ont été obtenues en appliquant des entrées de pas aux pneus dans différentes configurations, Figure (5.7). Dans la Figure 5.7 (a), les entrées d'étape ont été appliquées à tous les pneus en même temps, et pour les Figures 5.7 (b) et (c), les entrées d'étape ont été appliquées uniquement aux pneus avant et uniquement aux pneus gauches, respectivement.

Les trajectoires convergent vers le point d'équilibre, comme le montre la Figure (5.7), démontrant que le contrôleur proposé surpasse le système passif en termes de dissipation d'énergie. Les plans de phase démontrent que le système de suspension active est asymptotiquement stable de Lyapunov. Une autre méthode des preuves de convergence des contrôleurs à modes glissants continus donnés peut être trouvée dans [172].





**Figure 5.7 :** Plans de phase : (a) vitesse verticale du véhicule vs. position, (b) vitesse angulaire de tangage du véhicule vs. l'angle d'inclinaison. (c) vitesse angulaire de roulis du véhicule vs. angle de roulis. C-IWM : Roue électrique conventionnelle ; CS-CD : suspension contrôlée + roue électrique à base de DVA contrôlée. CS-CD-DYC : Suspension contrôlée + Volant électrique basé sur DVA contrôlé + Contrôle de lacet direct.

**Tableau 5.1.** Paramètres du modèle dynamique EV.

Définition	Symbole	évaluer	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	$I_\phi$	300	kg.m <sup>2</sup>
Moment d'inertie de tangage de la caisse du véhicule	$I_\theta$	1058	kg.m <sup>2</sup>
Moment de lacet de l'inertie de la caisse du véhicule	$I_z$	1087	kg.m <sup>2</sup>
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	-
Espace Hochet	$L$	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

**Tableau 5.2.** *Modèle de véhicule complet avec trois tests différents.* [171]

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	Skyhook contrôler	Aucun contrôle
3	Suspension contrôlée + Volant électrique basé sur DVA contrôlé + Contrôle direct du lacet (CS-CD-DYC)	Contrôle CSTA	Skyhook contrôler	Contrôle du mode coulissant

## 5.4 Résultats de simulation et discussion

Dans cette section, le système de suspension complet du véhicule proposé, qui est basé sur la combinaison d'un contrôleur à mode glissant terminal singulier continu pour le système DVA, d'un contrôleur skyhook pour le système de suspension active et d'un contrôleur à mode glissant pour le système DYC, est implémenté sur le logiciel Matlab / Simulink sous plusieurs virages et excitations aléatoires de la route en même temps, pour valider l'amélioration de la stabilité latérale, les performances de confort de conduite et la tenue de route d'un véhicule à moteur électrique à quatre roues motrices. Les paramètres de ce modèle sont listés dans le Tableau (5.1) [176].

Les performances du système de contrôleurs proposé ont été évaluées dans le cadre de trois tests en comparant les résultats des termes suivants de la configuration de la roue électrique, de la méthode de contrôle DVA, de la méthode de contrôle de la suspension et de la méthode de contrôle DYC, comme indiqué dans le Tableau (5.2) [171].

Les irrégularités de la surface de la chaussée sont caractérisées par le profil de la route, souvent connu sous le nom de rugosité de la route ou d'irrégularité de la route, qui est l'une des entrées les plus importantes des systèmes du véhicule, et qui peut avoir un impact significatif sur les performances du véhicule en termes de confort de conduite et de tenue de route [177] [123]. Dans ce travail, une excitation routière aléatoire de classe C est utilisée pour valider les meilleures performances de conduite du système de suspension active avec les contrôleurs DVA et DYC. Selon la norme ISO 8601, la densité spectrale de puissance (DSP) de l'excitation aléatoire de la route peut être définie comme :

$$G_q(n) = G_q(n_0) \left( \frac{n}{n_0} \right)^{-w} \quad (5.33)$$

Où  $n$  est la fréquence spatiale,  $n_0$  est la fréquence spatiale de référence avec la valeur de  $n_0 = 1 \text{ rad.m}^{-1}$  et  $G_q(n_0)$  est la DSP pour la fréquence spatiale de référence, déterminée par la classe de route. L'indice de fréquence  $w$  est, généralement ( $w=2$ ),  $v_x$  la vitesse du véhicule et  $w(t)$  représente la perturbation par le bruit blanc de la route.

La définition de la classe routière donnée par la norme ISO 8608 est présentée dans le Tableau (5.3).

**Tableau 5.3.** Définition de la classe de route.

Classes	$G_q(n_0) 10^{-6} \text{ m}^3$
A	16
B	64
C	256

L'excitation aléatoire de la route est déterminée en filtrant un modèle de bruit blanc et la vitesse du véhicule est maintenue à  $80 \text{ km/h}$ :

$$\dot{z}_{r1,2}(t) = -2\pi v_x n_0 z_{r1,2}(t) + \sqrt{G_q(n_0)} V_x W(t) \quad (5.34)$$

L'état de la route  $z_{rr3,4}(t)$  pour la roue arrière est le même que pour la roue avant mais avec un délai de  $(L_f + L_r)/v_x$

L'excitation aléatoire de la route pour les roues avant et arrière et l'entrée d'angle du volant sont prises comme sources d'excitation agissant sur le modèle dynamique de couplage du véhicule, Figures (5.8) et (5.9). Les résultats de la simulation, y compris les comportements dynamiques latéraux et verticaux du véhicule, sont présentés dans les Figures (5.10) à (5.20) [171].

En réalité, le véhicule peut suivre diverses trajectoires en fonction de la géométrie de la route. Dans notre cas de simulation, le véhicule va suivre une succession de virages à vitesse constante, soit  $80 \text{ km/h}$ , puis suivre une route rectiligne à la même vitesse (voir Figure (5.9)), en présence des vibrations résultantes des irrégularités de la route [177] [123], c'est-à-dire des mouvements verticaux de la route exercés sur les pneumatiques, Figure (5.8). Le Tableau (5.4) résume les différentes situations qui surviennent au volant.

**Tableau 5.4.** Les différentes situations qui se présentent au volant.

Période	Vitesse	Profil de route	angle de braquage
$t \in [0 \quad 4.5 \text{sec}]$	$80 \text{ km/h}$	Excitation aléatoire de la route	Une succession de virages
$t \in [4.5 \quad 10 \text{sec}]$			Zéro

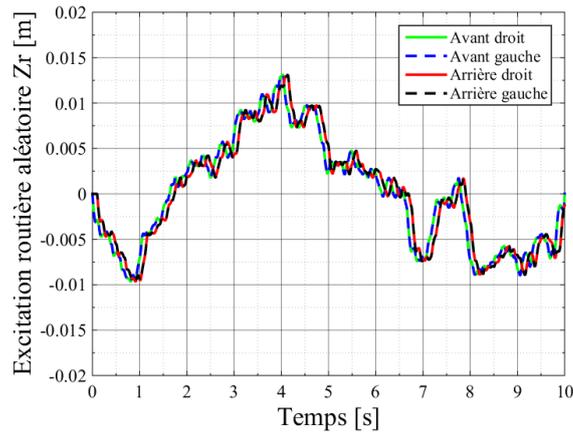


Figure 5.8 : Excitation aléatoire de la route.

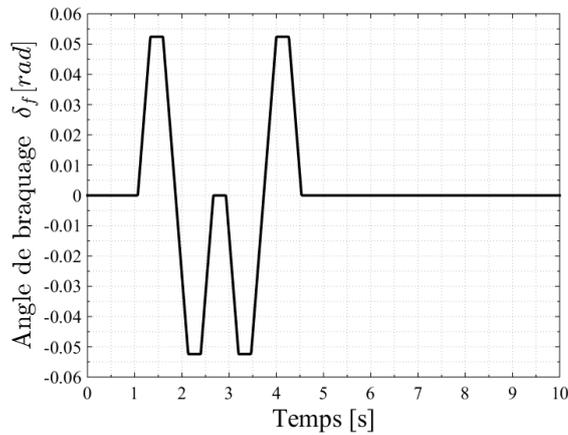


Figure 5.9 : Saisie de l'angle de braquage.

L'évaluation modale est utilisée pour évaluer les fréquences propres du véhicule électrique équipé du modèle à quatre C-IWMs [178]. Un code MATLAB a également été créé pour calculer les valeurs propres des systèmes de suspension. Les valeurs propres donnent des informations sur les fréquences naturelles. Le Tableau (5.5) résume les résultats obtenus à l'aide d'une évaluation modale et les résultats estimés par simulation.

Le Tableau (5.6) montre la comparaison RMS des réponses dynamiques du véhicule sous excitation aléatoire de la route. Les pourcentages de changement d'amélioration par rapport au système de suspension passive sont également indiqués entre parenthèses. Des valeurs plus petites pour RMS signifient une amélioration du paramètre associé, tandis que des valeurs plus grandes indiquent une détérioration. [171]

**Tableau 5.5.** Fréquences propres des éléments de suspension dans la gamme de fréquences 1-11 Hz.

variables	Fréquences propres (Hz)	
	Valeur calculée	Valeur estimée par simulation
Accélération verticale de la masse suspendue	1,4335	[1 - 2.5]
Accélération verticale de la masse du stator	8.8574	[8 - 11]
Accélération en tangage	3,6975	[3.5 - 5.5]
Accélération de roulis	1 707	[0.5 - 2]

**Tableau 5.6.** Comparaison RMS de la suspension du véhicule sous excitation aléatoire de la route. [171]

Performances du véhicule (RMS)		Test		
		C-IWM	CS-CD	CS-CD-DYC
<b>Critère ❶:</b> Le confort de conduite	$SMA = \ddot{z}_s$	0,19995	0,12988 (↑35,043 %)	0,12983 (↑35,066 %)
<b>Critère ❷:</b> 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 %)
<b>Critère ❸:</b> 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 %)
<b>Critère ❹:</b> 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 virage	$\ddot{z}_{s1}$	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 %)

Selon les Figures (5.10) à (5.11) et le Tableau (5.6), l'accélération verticale et le déplacement de chaque coin (avant gauche/droit et arrière gauche/droit) sont considérablement réduits dans le cas CS-CD par rapport au cas C-IWM. Cela indique que la commande Skyhook conçue pour les quatre suspensions du véhicule offre une meilleure réponse à la dynamique verticale de chaque coin du véhicule. On remarque une amélioration significative dans le cas du CS-CD-DYC lors de l'application des manœuvres au volant (c'est-à-dire pendant la période de 1 à 4,5 secondes). Lorsque le véhicule se

déplace sur une route droite pendant une période de 4,5 à 10 s, une réponse similaire pour les deux cas CS-CD et CS-CD-DYC est obtenue. Ceci montre que la bonne maîtrise du moment de lacet du véhicule améliore significativement les performances de la suspension (accélérations et déplacements verticaux). Notez que CS-CD -DYC a des performances légèrement meilleures par rapport à C-IWM et CS-CD, en particulier dans la bande de fréquence naturelle.

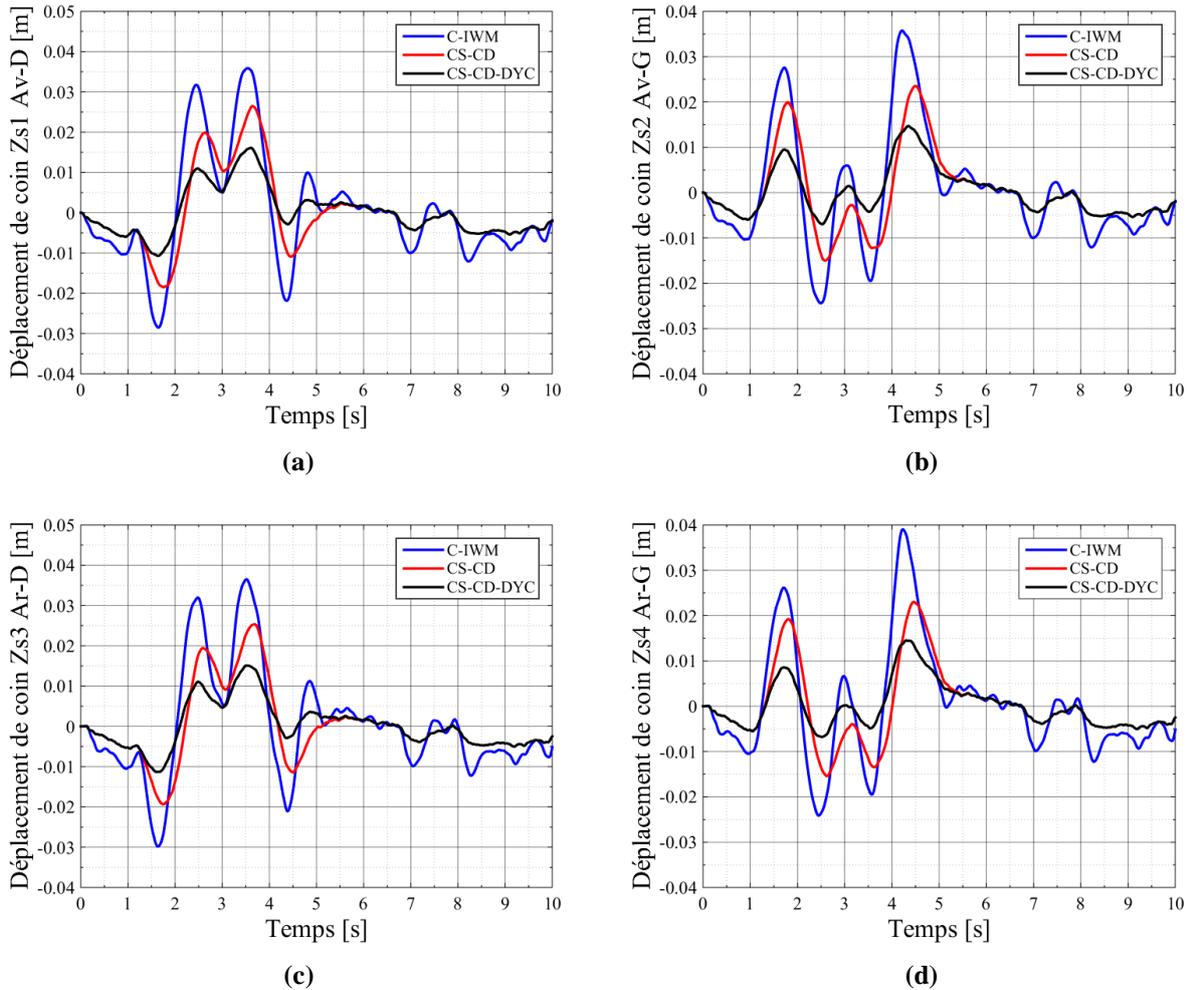
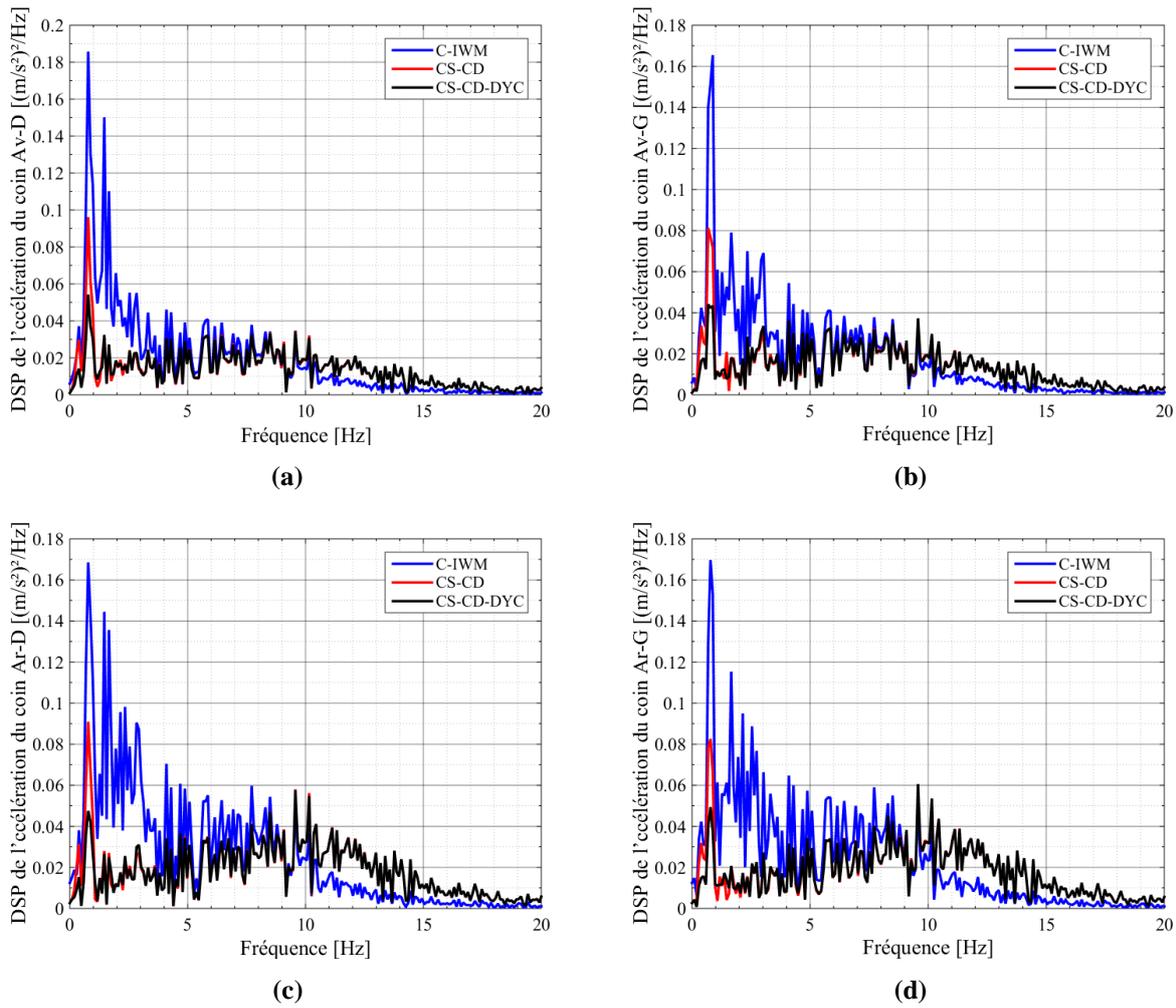


Figure 5.10 : Déplacement verticale de chaque coin du véhicule : (a) avant droit ; (b) avant gauche ; (c) arrière droit ; (d) arrière gauche.



**Figure 5.11** : DSP de l'accélération verticale de chaque coin du véhicule : (a) avant droit ; (b) avant gauche ; (c) arrière droit ; (d) arrière gauche

Selon les Figures (5.12) à (5.13) et le Tableau (5.6), l'accélération verticale et le déplacement de chaque moteur (avant gauche/droit et arrière gauche/droit) sont considérablement réduits dans le cas CS-CD par rapport au cas C-IWM. Cela indique que la commande en mode glissant conçue peut réduire considérablement les vibrations de tous les moteurs. On remarque des réponses similaires pour les deux cas CS-CD et CS-CD-DYC pendant toute la durée de la simulation. Cela indique que le freinage différentiel appliqué aux moteurs par le DYC n'entre pas en conflit avec la commande du système d'absorption des vibrations des moteurs DVA. Nous remarquons également que CS-CD et CS-CD-DYC ont des performances légèrement meilleures par rapport à C-IWM, en particulier dans la fréquence propre de la roue électrique (de l'ordre de [8-11] Hz).

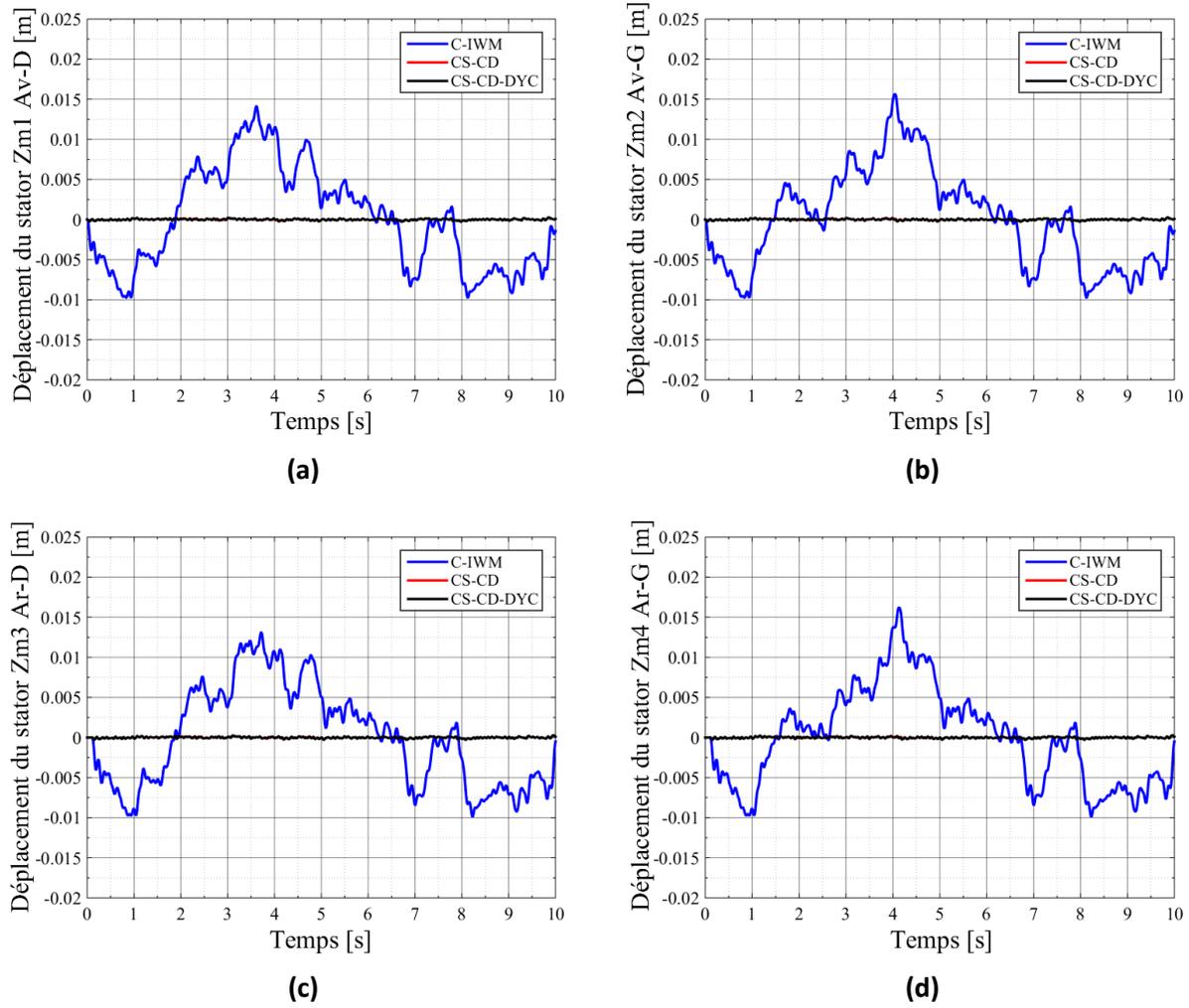
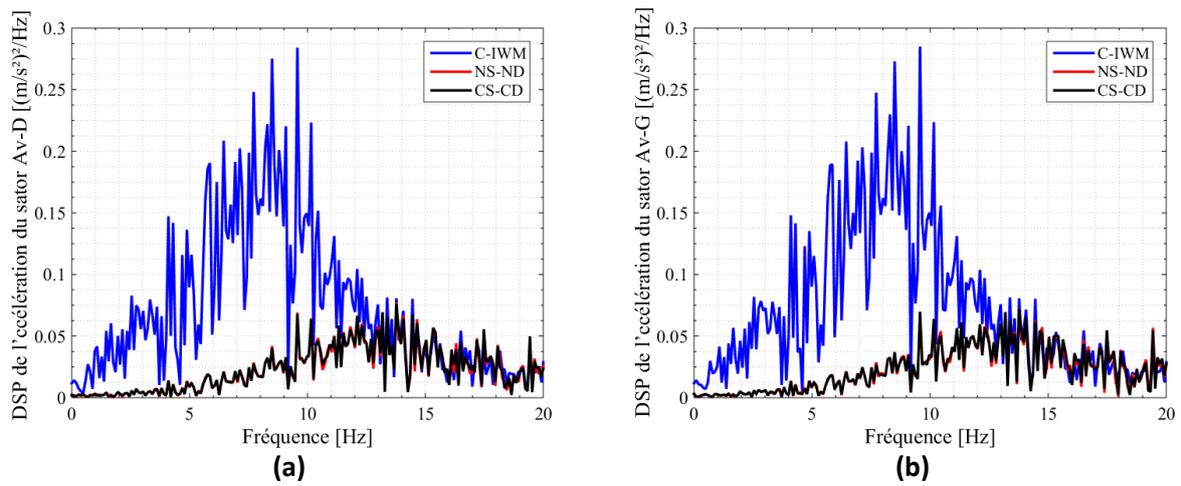


Figure 5.12 : Déplacement verticale de la masse du stator. : (a) avant droit ; (b) avant gauche ; (c) arrière droit ; (d) arrière gauche.



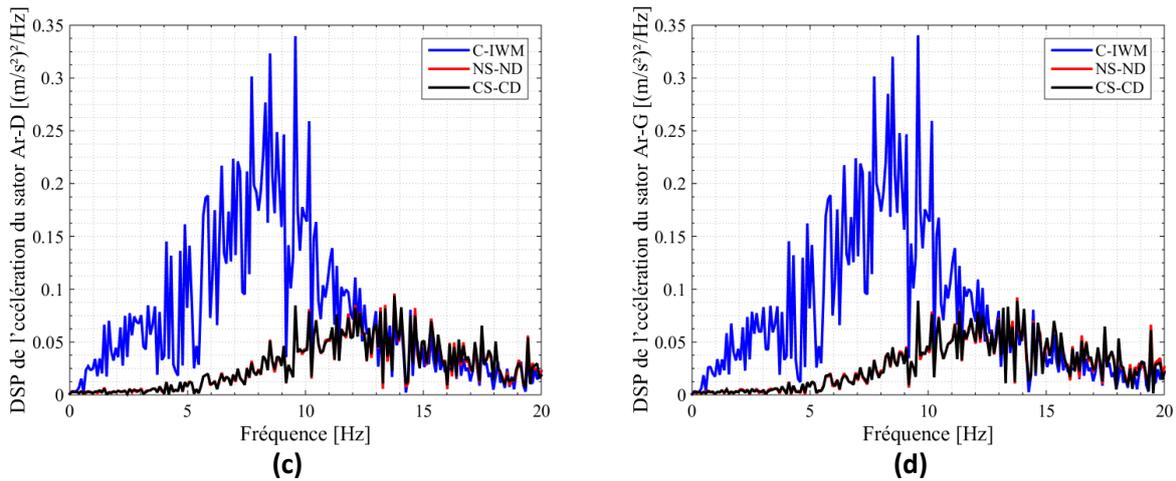


Figure 5.13 : DSP de l'accélération verticale de la masse du sator : (a) avant droit ; (b) avant gauche ; (c) arrière droit ; (d) arrière gauche.

D'après les Figures (5.14) et le Tableau (5.6), on remarque que l'amélioration de la dynamique verticale de chaque coin du châssis présentée précédemment aux Figures (5.12) à (5.13) influe directement l'amélioration de l'accélération et du déplacement vertical du centre de gravité de la caisse du véhicule dans le cas de CS-CD versus C-IWM. En revanche, le cas CS-CD-DYC a une réponse presque similaire au cas CS-CD tout au long de la période de conduite. Figure 5.14 (b) montre la DSP de l'accélération verticale de la masse suspendue du véhicule GC avec une fréquence naturelle du corps du véhicule (dans la plage de [1-2,5] Hz). Notez que CS-CD a une performance légèrement meilleure par rapport à C-IWM, en particulier dans la bande de fréquence naturelle.

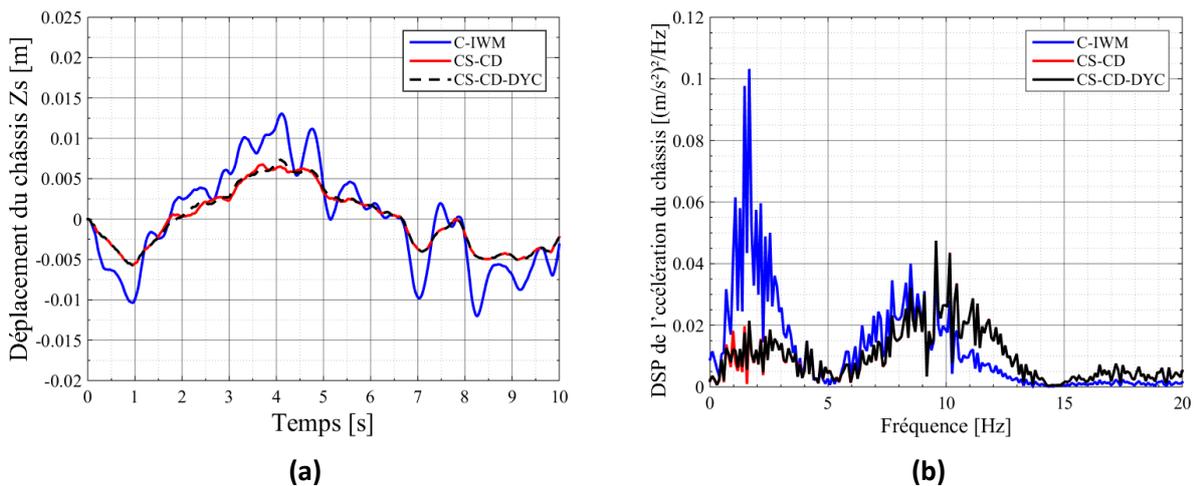
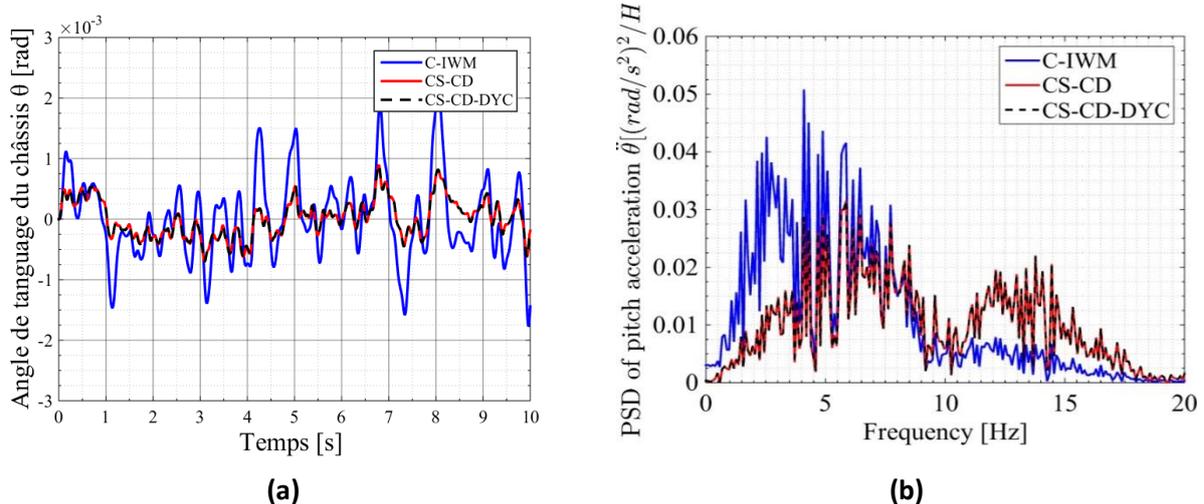


Figure 5.14 : (a) Déplacement verticale du châssis; (b) DSP de l'accélération verticale du châssis.

Les Figures (5.15) montrent la réponse angulaire dans le domaine temporel et la DSP de l'accélération de tangage avec une fréquence naturelle (dans la plage de [3,5-5] Hz). A noter que l'amélioration de la dynamique verticale de chaque coin du châssis et la suppression des vibrations motrices dans le cas CS-CD présenté précédemment se traduit par l'amélioration des réponses angulaires et de l'accélération en tangage ( $\uparrow 22,709\%$ ) dans le cas CS-CD versus C-IWM. Nous avons également remarqué que le cas CS-CD-DYC a une réponse presque similaire au cas CS-CD avec une amélioration d'environ ( $\uparrow 22,713\%$ ) lorsque le véhicule est en mouvement, c'est-à-dire pendant toute la période de conduite. Cela s'explique par la bonne répartition des efforts par le DYC sur les quatre moteurs, qui évite l'augmentation de l'angle de tangage et de l'accélération lors de l'application d'un freinage différentiel aux moteurs. Selon la Figure 5.15 (b), la DSP de l'accélération du tangage du châssis dans le cas CS-CD et CS-CD-DYC ont des performances légèrement meilleures par rapport à C-IWM, en particulier dans la bande de fréquence naturelle (dans la plage de [3,5-5] Hz).



**Figure 5.15 :** (a) Angle de tangage du châssis; (b) : DSP de l'accélération du tangage du châssis.

Les Figures (5.16) montrent le domaine temporel de l'angle de roulis et la DSP de l'accélération de roulis. Il a été remarqué que l'amélioration de la dynamique verticale de chaque coin du châssis et la suppression des vibrations des moteurs dans le boîtier CS-CD en utilisant le contrôle combiné entre le Skyhook et le CSTA influencent positivement les réponses angulaires et l'accélération en roulis dans le cas CS-CD avec ( $\uparrow 40,92\%$ ) amélioration par rapport au C-IWM. On note également une amélioration significative lors de l'application des manœuvres dans le cas du CS-CD-DYC ( $\uparrow 63,711\%$ ), ce qui explique que le DYC joue bien son rôle dans le renforcement de la stabilité latérale du véhicule. Notez que CS-CD-DYC a des performances légèrement meilleures par rapport à C-IWM et CS-CD, en particulier dans la bande de fréquence naturelle (dans la plage de [0,5-2] Hz).

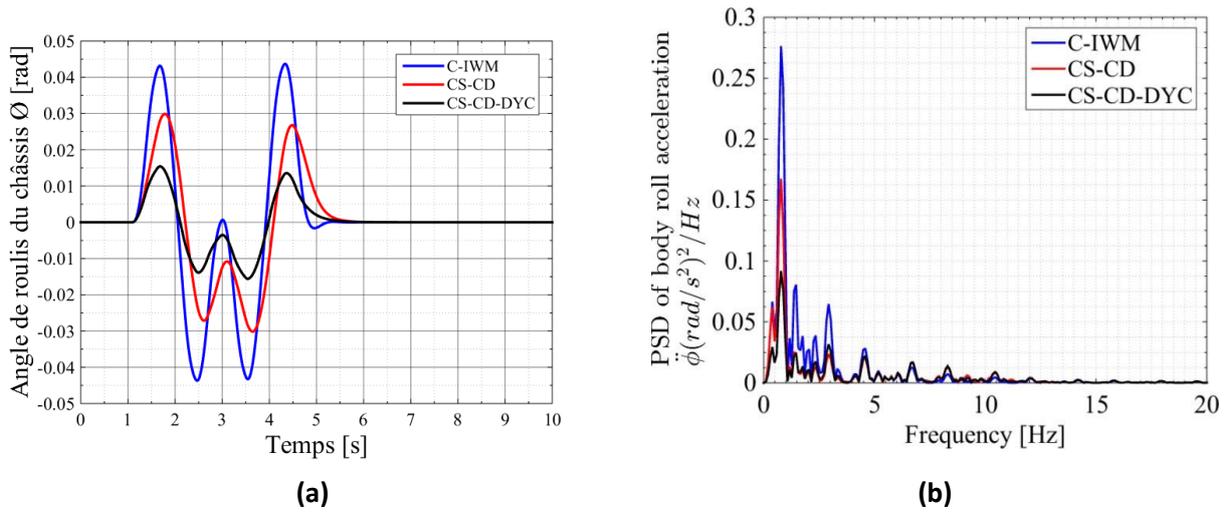
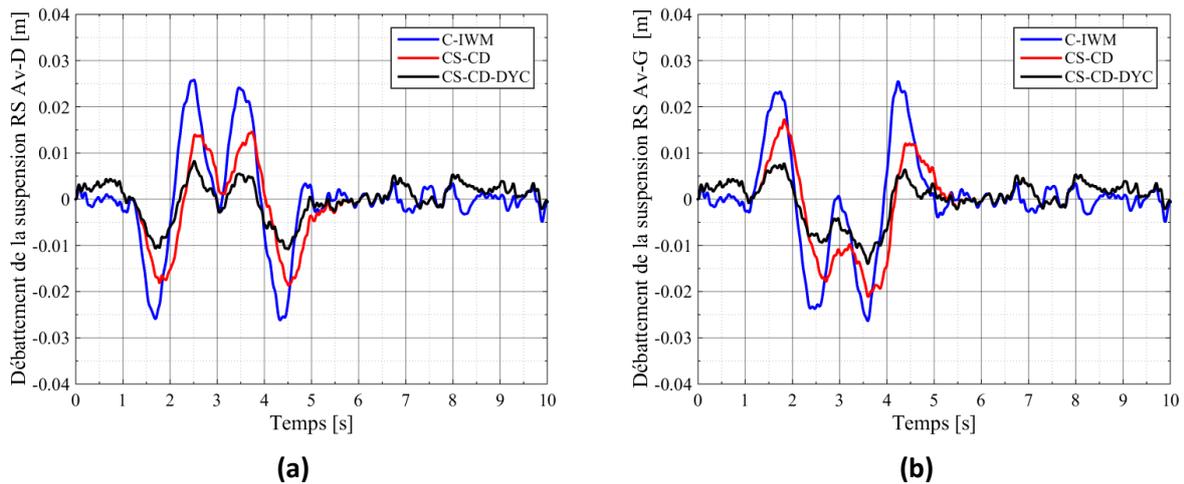


Figure 5.16 : (a) Angle de roulis du châssis; (b) DSP de l'accélération du roulis du châssis.

Selon les Figures (5.17) à (5.18) et le Tableau (5.6), le débattement de la suspension (RS) et la déflexion des pneus (TD) (avant gauche/droit et arrière gauche/droit) sont significativement réduits dans le cas du CS-CD par rapport au C-IWM. Cela indique que la commande combinée du système de suspension du véhicule contribue à assurer une bonne tenue de route. Par conséquent, la dynamique de déviation des pneus et de la suspension est améliorée avec l'ajout de 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.



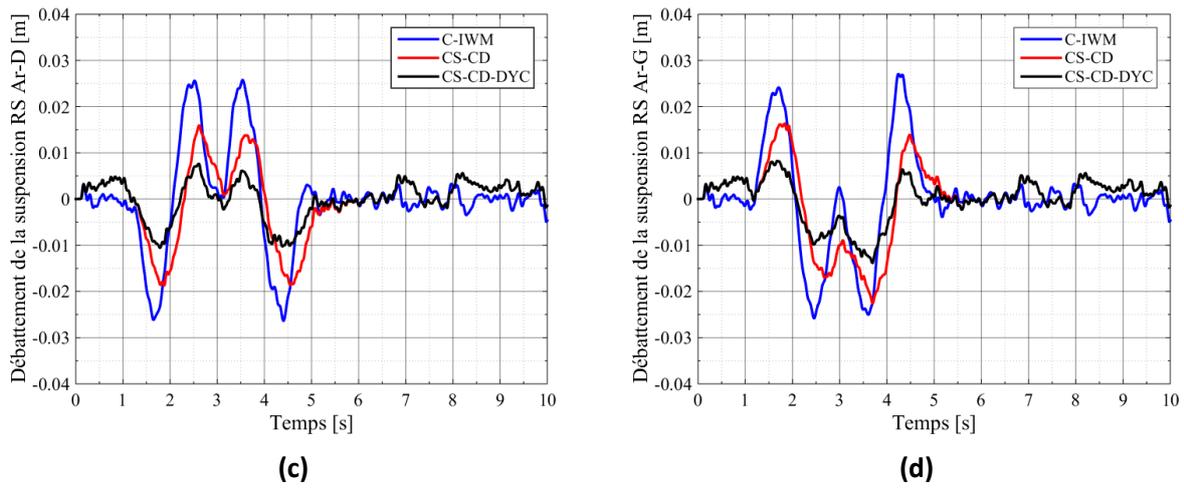


Figure 5.17 : débattement de la suspension des roues : (a) avant droit ; (b) avant gauche ; (c) arrière droit ; (d) arrière gauche.

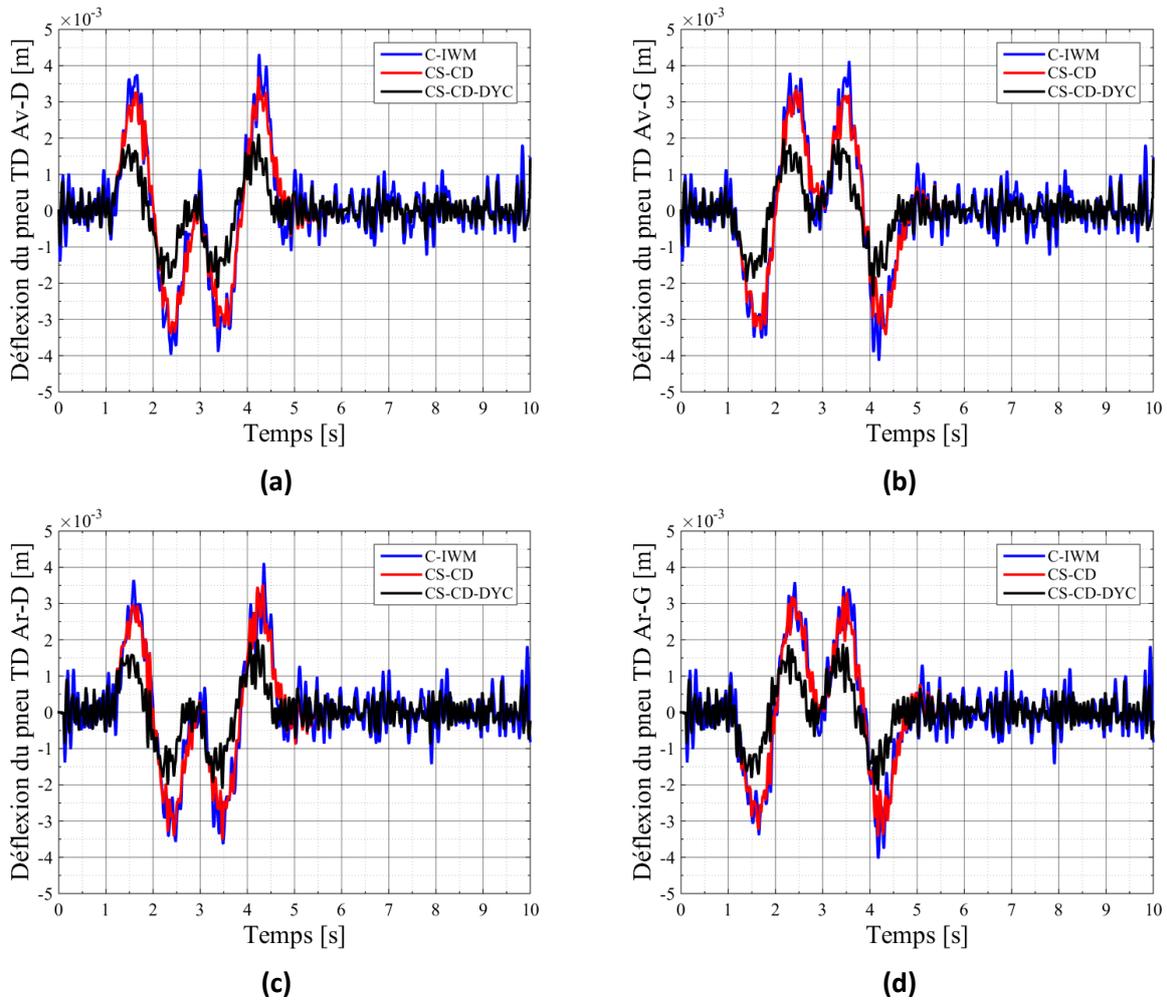


Figure 5.18 : Déflexion des pneus : (a) avant droit ; (b) avant gauche ; (c) arrière droit ; (d) arrière gauche.

On remarque sur les Figures (5.19) que tout au long des manœuvres, le contrôleur SMC-DYC fournit un moment de lacet supplémentaire Figure 5.19 (a), qui diminue l'accélération latérale et l'angle de dérapage du véhicule pour assurer le confort des passagers, comme le montre la Figure 5.19 (b) et 5.19 (c), respectivement. La Figure 5.19 (d) montre que la vitesse de lacet du véhicule suit sa trajectoire souhaitée malgré les vibrations résultant des irrégularités de la route. Cela montre que le SMC-DYC proposé fonctionne correctement.

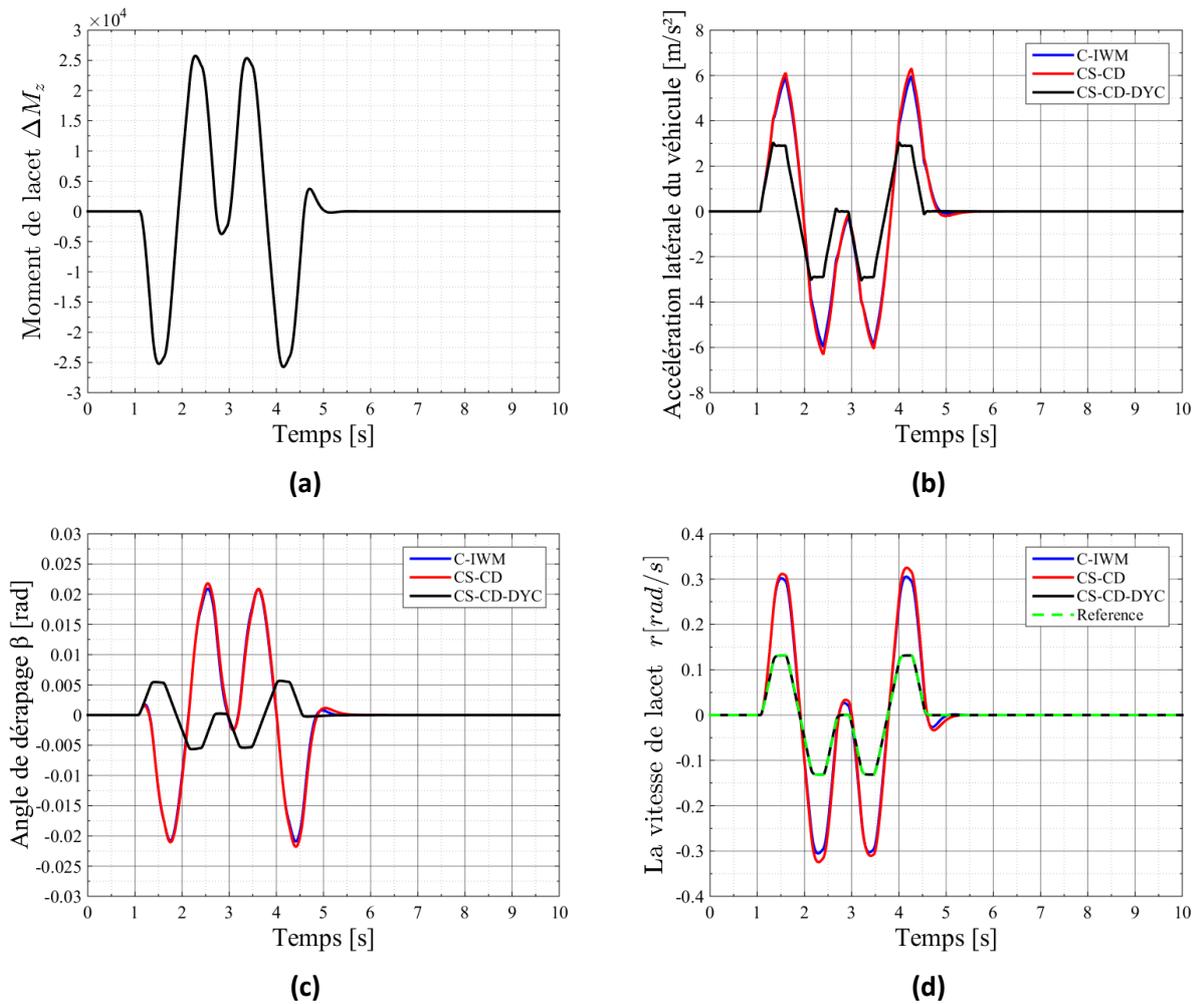
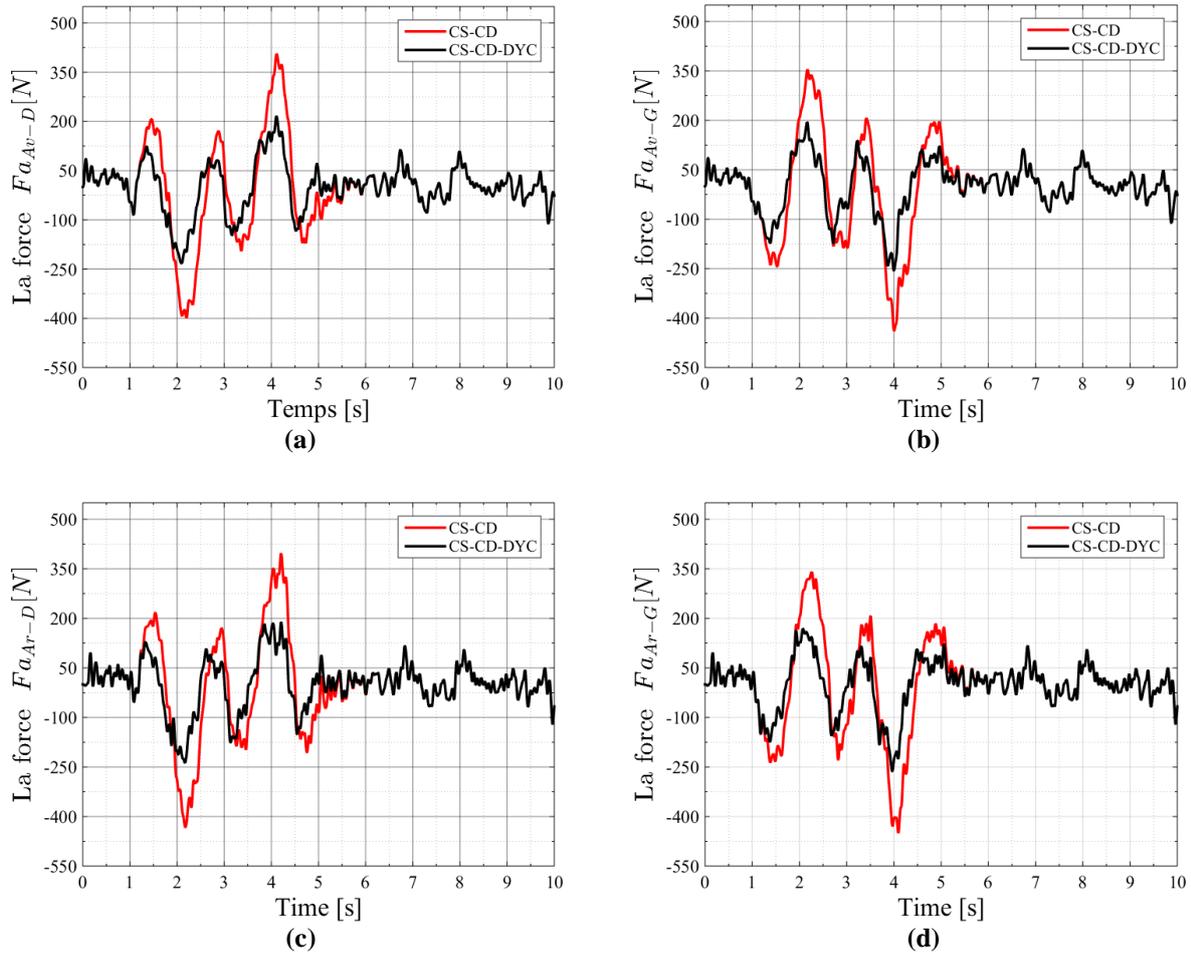


Figure 5.19 : (a) Moment de lacet; (b) Accélération latérale du véhicule ; (c) Angle de dérapage ; (d) la vitesse de lacet.

Les signaux de commande dans les cas CS-CD et CS-CD-DYC sont illustrés à la Figure (5.20). Les exigences de force de commande pour le confort de conduite et la maniabilité peuvent être vues sur cette Figure. Le signal de commande de suspension dans le cas CS-CD-DYC présente un changement de fréquence et 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.



**Figure 5.20 :** Signaux de commande du système de suspension active : (a) avant droit ; (b) avant gauche ; (c) arrière droit ; (d) arrière gauche.

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.

## **5.5 Conclusion**

Ce chapitre se concentre sur le contrôle de la dynamique de couplage vertical et latéral pour un véhicule électrique à quatre roues motrices, visant à améliorer la stabilité latérale, les performances de résistance au roulement, le confort de conduite et la tenue de route dans des conditions de conduite critiques. Pour étudier l'impact de ces conditions (sources d'excitation) sur la dynamique de couplage vertical et latéral du véhicule, un modèle dynamique à 16 degrés de liberté a été développé et vérifié. De plus, pour améliorer la dynamique de couplage du véhicule, un contrôleur proposé est conçu sur la base de l'absorbeur de vibrations dynamique, de la suspension active et du contrôle direct de stabilité en lacet. Deux conditions d'entrée, à savoir l'entrée d'excitation de route aléatoire et l'entrée d'angle de braquage, sont appliquées pour évaluer la stabilité latérale des performances de la suspension du véhicule et améliorer les performances de résistance au roulement. Des simulations dans ces conditions de conduite sont réalisées pour vérifier la commande proposée. Les résultats de simulation montrent que le contrôle avancé de la dynamique de couplage vertical et latéral proposé peut augmenter simultanément le confort de conduite, la tenue de route et la stabilité latérale du système de suspension du véhicule sans avoir d'effet contradictoire entre les contrôleurs verticaux et latéraux. Cette recherche peut donner une base théorique pour la conception des véhicules électriques à quatre roues motrices à commande latérale et verticale combinée.

# Conclusion générale

Dans cette thèse, les effets du moteur-roues sur les performances de conduite des véhicules électriques ont été étudiés. Plusieurs stratégies de contrôle ont été développées pour les systèmes de suspension active des véhicules électriques avec des perturbations, des incertitudes. Par conséquent, nous cherchons à obtenir un meilleur confort de conduite, une meilleure tenue de route et une bonne stabilité latérale pour un véhicule électrique à quatre roues motrices en utilisant un contrôle avancé de la dynamique de couplage vertical et latéral. L'objectif principal de ce travail est de satisfaire les principales performances clés de la suspension. Les principales conclusions de la thèse sont énumérées ci-dessous :

Dans le premier chapitre, nous avons rappelé quelques généralités sur la traction électrique. Le véhicule électrique est présenté brièvement. L'action a été mise sur une description et principe de fonctionnement de la chaîne de traction électrique. Tout d'abord, nous avons procédé à la modélisation des éléments constitutifs de la chaîne de traction. Ensuite, nous avons présenté la modélisation de la partie mécanique de la chaîne de traction. Enfin, nous avons présenté la technologie des moteur-roue avec leurs avantages et leurs inconvénients et en prenant en compte ces inconvénients, ils ont conclu que l'utilisation du moteur-roue a un impact négatif sur les performances des systèmes de suspension passive, par rapport à l'utilisation d'un pneu standard. Ce qui montre clairement la nécessité d'une suspension active dans les véhicules électriques, qui peuvent contribuer à améliorer le confort de conduite et les performances dynamiques du véhicule.

Dans le deuxième chapitre nous avons rappelé quelques généralités sur les systèmes intelligents d'aide à la conduite. Au début le contrôle latéral du véhicule électrique et sa modélisation ont été présentés. Ensuite la deuxième partie de ce chapitre porte sur le développement d'une technique de contrôle latérale pour l'amélioration de la stabilité et de la sécurité de notre véhicule électrique à traction intégrale. Nous présentons un système différentiel électrique qui permet d'assurer la répartition de puissance sur chaque roue d'une part et de contrôler les vitesses de rotation des roues motrices d'autre part avec haute précision afin de passer les virages le plus efficacement possible. Ensuite, une étude qui porte principalement sur le contrôle du moment de lacet (DYC), qui utilise des forces de freinage différentiel entre les roues gauches et droites du véhicule pour produire le moment de lacet correctif requis. Des simulations numériques représentant différentes situations de conduite avec différents tests ont été effectués mettent en évidence la robustesse des techniques de contrôle développées.

Dans le troisième chapitre nous avons développé un système de suspension active d'un quart de véhicule et d'un modèle de véhicule complet avec moteur-roue, basé sur le contrôleur logique flou et le contrôleur mode glissant flou, afin de réduire l'accélération des vibrations verticales du véhicule. Le modèle de suspension d'un quart de véhicule avec moteur intégré étudié possède trois degrés de liberté et le modèle de véhicule complet avec moteur intégré étudié possède onze degrés de liberté associés au mouvement vertical de la masse suspendue, de la masse non suspendue et de la masse du moteur. Deux types de profil de la route, un profil d'une route de type dos-d'âne et un profil d'une route aléatoire, ont été utilisés pour vérifier la robustesse des deux systèmes de suspension active proposés à l'aide de contrôleur logique flou et de contrôleur mode glissant flou. Les résultats de simulation ont démontré que le système de suspension active proposé basé sur le contrôleur FSMC réduit efficacement l'accélération de la masse suspendue, le déplacement de la masse suspendue, l'accélération de la masse du moteur, le déplacement de la masse du moteur, l'accélération de la masse non suspendue et le déplacement de la masse non suspendue. En outre, il a révélé des meilleures performances que celles de la suspension passive et de la suspension active avec le contrôleur FLC, et a satisfait aux cinq performances clés de la suspension, tout en améliorant le confort de conduite de la suspension et la tenue de route.

Le quatrième chapitre a été consacré au développement d'un nouveau système intégré de suspension intégrale du véhicule pour améliorer simultanément le confort de conduite et la tenue de route d'un véhicule électrique équipé d'un amortisseur intégré et d'une suspension active. Le moteur intégré à la roue est conçu comme un absorbeur de vibrations dynamique utilisant un ressort et un amortisseur réglable. Le mécanisme des paramètres du système "ressort-amortisseur" est optimisé à l'aide de l'algorithme de programmation quadratique séquentielle (SQP). À cette fin, la commande combinée proposée entre le système intelligent PID-flou pour la commande de la force de l'actionneur du DVA et le système hybride flou pour la commande de la force de l'actionneur de la suspension, basée sur l'analyse de l'indice de stabilité, permet d'améliorer simultanément le confort de conduite et la tenue de route. Les résultats de simulation sous un profil d'une route de type dos d'âne confirment l'efficacité du système intégré de suspension complète du véhicule proposé et les améliorations globales des performances de confort de conduite et de tenue de route du véhicule, ainsi que la satisfaction des quatre principales performances de la suspension.

Le dernier chapitre se concentre sur le contrôle de la dynamique de couplage vertical et latéral pour un véhicule électrique à quatre roues motrices, visant à améliorer la stabilité latérale, les performances de résistance au roulement, le confort de conduite et la tenue de route dans des conditions de conduite critiques. Pour étudier l'impact de ces conditions (sources d'excitation) sur la dynamique de couplage vertical et latéral du véhicule, un modèle dynamique à 16 degrés de liberté a été développé et vérifié. De plus, pour améliorer la dynamique de couplage du véhicule, un contrôleur proposé est conçu sur la base de l'absorbeur de vibrations dynamique, de la suspension active et du contrôle direct de

stabilité en lacet. Deux conditions d'entrée, à savoir l'entrée d'excitation de route aléatoire et l'entrée d'angle de braquage, sont appliquées pour évaluer la stabilité latérale des performances de la suspension du véhicule et améliorer les performances de résistance au roulement. Des simulations dans ces conditions de conduite sont réalisées pour vérifier la commande proposée. Les résultats de simulation montrent que le contrôle avancé de la dynamique de couplage vertical et latéral proposé peut augmenter simultanément le confort de conduite, la tenue de route et la stabilité latérale du système de suspension du véhicule sans avoir d'effet contradictoire entre les contrôleurs verticaux et latéraux. Cette recherche peut donner une base théorique pour la conception des véhicules électriques à quatre roues motrices à commande latérale et verticale combinée.

## Perspectives

Les travaux effectués dans cette thèse nous dirigent vers plusieurs perspectives de recherche qu'il apparaît utile de les citer :

- ✚ Utilisation des nouvelles méthodes de contrôle robuste pour la suspension active sous différentes excitations routières.
- ✚ Développement de nouvelle stratégie de contrôle basée sur la combinaison de deux dynamiques du véhicule : longitudinale et verticale.
- ✚ Application de stratégies de contrôle avancées pour le système de DVA sous différentes excitations routières.
- ✚ Recherche des nouvelles méthodes de l'optimisation pour optimiser les paramètres de la suspension active d'un véhicule électrique à moteur-roue.
- ✚ Un modèle non linéaire compliqué du véhicule complet qui comprend les mouvements longitudinaux, latéraux et verticaux intégrés dans le modèle du moteur-roue et de la suspension active peut être développé.
- ✚ La validation expérimentale des différentes méthodes de contrôle appliquées à la suspension active d'un véhicule électrique basé sur le DVAS sous différentes excitations routières.

# Bibliographies

- [1] K. Hartani, A. Draou, and A. Allali, "Sensorless fuzzy direct torque control for high performance electric vehicle with four in-wheel motors," *Journal of Electrical Engineering and Technology*, vol. 8, pp. 530-543, 2013.  
<http://dx.doi.org/10.5370/JEET.2013.8.3.530>
- [2] K. Hartani, "Contribution à la stabilité du véhicule électrique à l'aide du contrôle des systèmes anti-patinage," thèse de Doctorat, USTO, Oran, Algérie, 2007.
- [3] R. Garcia-Valle and J. A. P. Lopes, *Electric vehicle integration into modern power networks*: Springer Science & Business Media, 2012.  
[http://dx.doi.org/10.1007/978-1-4614-0134-6\\_5](http://dx.doi.org/10.1007/978-1-4614-0134-6_5)
- [4] K. Hartani, M. Bourahla, T. Terras, T. Chilouche, Modélisation et commande d'une machine à courant continu par le Graphe Informationnel Causal (GIC), Journées nationales sur l'Electrotechnique et l'Automatique, JNEA'06, Décembre 2006.
- [5] M. Terashima, T. Ashikaga, T. Mizuno, K. Natori, N. Fujiwara, and M. Yada, "Novel motors and controllers for high-performance electric vehicle with four in-wheel motors," *IEEE Transactions on Industrial electronics*, vol. 44, pp. 28-38, 1997.  
<https://doi.org/10.1109/41.557496>
- [6] G. Nanda and N. C. Kar, "A survey and comparison of characteristics of motor drives used in electric vehicles," in *Electrical and Computer Engineering, 2006. CCECE'06. Canadian Conference on*, 2006, pp. 811-814.  
<https://doi.org/10.1109/CCECE.2006.277736>
- [7] K. Hartani, M. Bourahla, Y. Miloud, and M. Sekour, "Electronic differential with direct torque fuzzy control for vehicle propulsion system," *Turkish Journal of Electrical Engineering & Computer Sciences*, vol. 17, pp. 21-38, 2009.  
<http://dx.doi.org/10.3906/elk-0801-1>
- [8] S. Wu, L. Song, and S. Cui, "Study on improving the performance of permanent magnet wheel motor for the electric vehicle application," *IEEE Transactions on Magnetics*, vol. 43, pp. 438-442, 2007.  
<https://doi.org/10.1109/TMAG.2006.887705>
- [9] J.-Y. Zhang, J.-W. Kim, K.-B. Lee, and Y.-B. Kim, "Development of an active front steering (AFS) system with QFT control," *International Journal of Automotive Technology*, vol. 9, pp. 695-702, 2008.  
<http://dx.doi.org/10.1007/s12239-008-0082-x>
- [10] N. Hashemnia and B. Asaei, "Comparative study of using different electric motors in the electric vehicles," in *Electrical Machines, 2008. ICEM 2008. 18th International Conference on*, 2008, pp. 1-5.  
<https://doi.org/10.1109/ICELMACH.2008.4800157>
- [11] M. Kant, *La voiture électrique, Technique de l'ingénieur*,.

<https://doi.org/10.51257/a-v1-d5562>

- [12] D. Bidart, M. Pieterzak-David, M. Fadel, Mono inverter Multi parallel PMSM- Structure and Control strategy, IET Electric Power Applications.
- [13] T. Standage. (2022, April 29). The lost history of the electric car – and what it tells us about the future of transport.  
<https://www.theguardian.com/technology/2021/aug/03/lost-history-electric-car-future-transport>
- [14] M. Amatucci, "The world that chose the machine: an evolutionary view of the technological race in the history of the automobile," *International Journal of Automotive Technology and Management*, vol. 15, no. 1, pp. 43-62, 2015.
- [15] P. Milsom. (2022, April 24). Pollution – Why we replaced horses with automobiles.  
<https://www.pocketlint.com/cars/news/141843-25-of-the-most-incrediblyfuturistic-electric-cars-from-the-last-few-years>
- [16] E. Morris, "From horse power to horsepower," *Access Magazine*, vol. 1, no. 30, pp. 2-10, 2007.  
<https://escholarship.org/uc/item/6sm968t2>
- [17] J. Larminie, J. Lowry, *Electric Vehicle Technology Explained*. Chichester (USA): John Wiley & Sons, 2012.  
<https://doi.org/10.1002/9781118361146>
- [18] M. Guarnieri, "Looking back to electric cars," in *Proceedings of the 3rd IEEE HISTory of ELectrotechnology CONference (HISTELCON '2012)*, Pavia (Italy), 2012.  
<https://doi.org/10.1109/HISTELCON.2012.6487583>
- [19] M. Barber. (2022, April 12). Before Tesla: Why everyone wanted an electric car in 1905.  
<https://archive.curbed.com/2017/9/22/16346892/electriccar-history-fritchle>
- [20] K.M. Fehr, "Oil in Texas: The Gusher Age, 1895-1945," *Technology and Culture*, vol. 45, no. 3, pp. 656-657, 2004.
- [21] M.H. Westbrook, M. Westbrook, *The Electric Car: Development and Future of Battery, Hybrid and Fuel-Cell Cars*. London (UK): Institution of Electrical Engineers, 2001.
- [22] H. Plommer, *Vitruvius and Later Roman Building Manuals*. London (UK): Cambridge University Press, 1973.
- [23] A. Bălțățanu and L. M. Florea, "Comparison of electric motors used for electric vehicles propulsion," in *Proceeding of International Conference of Scientific Paper AFASES*, 2013.  
<http://doi.org/10.11591/ijeecs.v27.i1.pp11-19>
- [24] M. Kadjoudj, *Contribution à la commande d'une machine synchrone à aimants permanents*, thèse de Doctorat d'Etat, Université de Batna, 2003.
- [25] C.-É. Barbier, "Modélisation et simulation du système véhicule électrique pour la conception et le contrôle de sa chaîne de traction," Toulouse, INPT, 1994.  
[https://doi.org/10.1016/0967-0661\(96\)00103-7](https://doi.org/10.1016/0967-0661(96)00103-7)
- [26] B. Multon and L. Hirsinger, "Problème de la motorisation d'un véhicule électrique," in *Journées de la section électrotechnique du club EEA 1994*, 1994, p. 22p.

- [27] O. Gizolme, "Modélisation et optimisation d'une machine synchrone et de son alimentation pour la traction électrique," Ecully, Ecole centrale de Lyon, 1997.
- [28] B. Multon, "Motorisation des Véhicules Électriques," *Techniques de l'Ingénieur, Article E3996*, vol. E5, Février 2001.  
<https://doi.org/10.51257/a-v1-e3996>
- [29] C.C. Chan, K.T. Chan, *Modern Electric vehicle Technology*, Oxford University press, 2001.
- [30] F. Barrêt, *Régimes transitoires des machines électriques*, Collection des études de recherches, Edition Eyrolles, Paris, 1982.  
<https://doi.org/10.51257/a-v1-d554>
- [31] S. Haghbin, K. Khan, S. Lundmark, M. Alaküla, O. Carlson, M. Leksell, and O. Wallmark, "Integrated chargers for EV's and PHEV's: examples and new solutions," in *The XIX International Conference on Electrical Machines-ICEM 2010*, 2010, pp. 1-6.  
<https://doi.org/10.1109/ICELMACH.2010.5608152>
- [32] A. F. Burke, "Batteries and ultracapacitors for electric, hybrid, and fuel cell vehicles," *Proceedings of the IEEE*, vol. 95, pp. 806-820, 2007.  
<https://doi.org/10.1109/JPROC.2007.892490>
- [33] F. Labrique, G. Segueur, R. Bausiere, *Les convertisseurs d'électronique de puissance: la conversion continu-alternatif*, vol. 4, Technique et documentation, Lavoisier, 1995.
- [34] K. Hartani, M. Bourahla, Y. Miloud, and M. Sekour, "'Commande DTC d'un groupe motopropulseur synchrone dans une application de traction électrique'," presented at the ICEEA'08, Sidi Bel Abbés, , Mai 20-21, 2008.
- [35] K. Hartani, A. Taibi, Y. Miloud, and A. Miloudi, "A New Strategy of Direct Torque Control for PMSM Reducing Ripple in Torque and Flux " presented at the 6th International Conference on Electrical Engineering, Batna, 11- 13 October 2010.
- [36] S. M'Hamed, "Contribution à la commande robuste d'un système de traction multimachine– Application au véhicule électrique," Université Mohamed Boudiaf des sciences et de la technologie d'Oran, 2013.
- [37] A. Draou and K. Hartani, "A novel direct torque control scheme for PMSM for improving quality in torque and flux," *system*, vol. 10, p. 12, 2012.  
<https://doi.org/10.24084/repqj10.843>
- [38] X. Jiaqun, T. Renyuan, and O. Minggao, "Improved direct torque control of permanent magnet synchronous motor in electric vehicle drive," in *Vehicle Power and Propulsion Conference, 2008. VPPC'08. IEEE*, 2008, pp. 1-4.  
<https://doi.org/10.1109/VPPC.2008.4677438>
- [39] C. Chan, "An overview of electric vehicle technology," *Proceedings of the IEEE*, vol. 81, pp. 1202-1213, 1993.  
<https://doi.org/10.1109/5.237530>
- [40] G. Genta, *Motor vehicle dynamics: modeling and simulation* vol. 43: World Scientific, 1997.  
<https://doi.org/10.1142/3329>

- [41] M. Abdelkader, "Contribution à l'amélioration de la sécurité et la stabilité d'un véhicule électrique à l'aide des systèmes de contrôle latéral et longitudinal," Université Tahar Moulay de Saida.
- [42] J. M. Bodson, Problèmes et solutions dans les entraînements multimoteurs, *Revue E*, n° 2-94, pp. 50-61, avril 1994.
- [43] MA. BERTRAND, Aspects fondamentaux sur les véhicules électriques hybrides, Article de *Auto-Volt* n° 706, novembre 1994.
- [44] A. Norediene, " Contribution au développement des techniques de contrôle pour un véhicule électrique à traction intégrale," Université Tahar Moulay de Saida, 2020
- [45] X. Yuan, J. Wang, and K. Colombage, "Torque distribution strategy for a front and rear wheel driven electric vehicle," 2012.  
<https://doi.org/10.1049/cp.2012.0316>
- [46] I. Husain, *Electric and hybrid vehicles: design fundamentals*: CRC press, 2010.
- [47] S. Murata, "Innovation by in-wheel-motor drive unit," *Vehicle System Dynamics*, vol. 50, no. 6, pp. 807-830, 2012.  
<https://doi.org/10.1080/00423114.2012.666354>
- [48] A. Watts, A. Vallance, A. Whitehead, C. Hilton, and A. Fraser, "The technology and economics of in-wheel motors," *SAE International Journal of Passenger Cars-Electronic and Electrical Systems*, vol. 3, no. 2010-01-2307, pp. 37-55, 2010.  
<https://doi.org/10.4271/2010-01-2307>
- [49] Abdussalam Ali A. O., Başar Özkan Analysis of effect of in-wheel electric motors mass on passive and active suspension systems. *ARNP Journal of Engineering and Applied Sciences*, Vol. 10, Issue 17, 2015, p. 5924-5928.
- [50] A. A. A. Omar and B. Özkan, "Evaluation of effect of in-wheel electric motors mass on the active suspension system performance using linear quadratic regulator control method," *Evaluation*, vol. 4, 2015.  
<http://dx.doi.org/10.15680/IJIRSET.2015.0401043>
- [51] Abu Bakar S. A., Muhamad Said M. F., Aziz A. A. Ride comfort performance evaluations on electric vehicle conversion via simulations. *ARNP Journal of Engineering and Applied Sciences*, Vol. 10, Issue 17, 2015, p. 7794-7798.  
<http://eprints.utm.my/id/eprint/55343/>
- [52] <https://www.motoring.com.au/michelin-active-wheel-19555/>.
- [53] Jin L., Yu Y., Fu Y. Study on the ride comfort of vehicles driven by in-wheel motors. *Advances in Mechanical Engineering*, Vol. 8, Issue 3, 2016, p. 1-9.  
<http://dx.doi.org/10.1177/1687814016633622>
- [54] Courteaud, Line, and Christian Roux. "Thème, histoire et problématique en éducation à la sécurité routière." *Questions Vives. Recherches en éducation* 9.19 (2013): 141-157.  
<https://doi.org/10.4000/questionsvives.1300>
- [55] P, Thierry. "Spécification de systèmes automobiles de sécurité active: De l'accidentologie à l'expérimentation." *Les Cahiers du Numérique* 2.1 (2001): 133-155.  
<https://www.cairn.info/revue-les-cahiers-du-numerique-2001-1-page-133.htm&wt.src=pdf>

- [56] Perron, T., Thomas, C., Le Coz, J. Y., & Bocquet, J. C. (1996, May). Methodological Framework for Primary Automotive Safety. In *15th ESV International Technical Conference*.
- [57] P, Thierry. *Méthodologie d'analyse de sécurité primaire automobile pour la spécification fonctionnelle et l'évaluation prévisionnelle d'efficacité de systèmes d'évitement d'accidents*. 1997. Thèse de doctorat. Châtenay-Malabry, Ecole centrale de Paris.
- [58] C, Nacer Eddine. "Développement d'une nouvelle approche d'essais pour l'évaluation de systèmes avancés d'assistance et d'aide à la conduite (ADAS) dans les véhicules intelligents ou hautement automatisés sous de multiples conditions." thèse de Doctorat, Université de Sherbrooke (Québec) Canada (2019).
- [59] N. Chen, B. J. Zhang, and G. H. Zhong, "Enhancements in vehicle stability with yaw moment control via differential braking," in *2009 IEEE International Conference on Vehicular Electronics and Safety (ICVES)*, 2009, pp. 136-140.
- [60] T. L. Lam, H. Qian, and Y. Xu, "Direct yaw moment control for four wheel independent steering and drive vehicles based on centripetal force detection," in *2012 IEEE International Conference on Robotics and Automation*, 2012, pp. 103-108.
- [61] <https://codedelaroute.io/blog/adas-aide-conduite-automobile/>
- [62] <https://www.bfu.ch/fr/conseils/systemes-d-aide-a-la-conduite>
- [63] A. Kada, "Outils de guidage d'un véhicule autonome dans sa trajectoire ," thèse de Doctorat, Université Mohamed Boudiaf des sciences et de la technologie d'Oran, 2013.
- [64] K. Hartani, A. Merah, and A. Draou, "Stability enhancement of four-in-wheel motor-driven electric vehicles using an electric differential system," *Journal of Power Electronics*, vol. 15, pp. 1244-1255, 2015.  
<http://dx.doi.org/10.6113/JPE.2015.15.5.1244>
- [65] Aouadj. Norediene, Hartani. Kada, and S. M'hamed, "Intégration d'un mécanisme différentiel dans une chaîne de traction d'un véhicule électrique à quatre roues motrices en vue de l'amélioration de sa stabilité latérale," presented at the latérale'' Première Conférence National sur Electrotechnique et Energie Renouvelable CNEER'18, Saida, 13-14 Novembre, 2018.
- [66] L. Saleh, "Contrôle latéral partagé d'un véhicule automobile," Ecole Centrale de Nantes (ECN), 2012.  
<http://dx.doi.org/10.3166/jesa.46.535-557>
- [67] G. Tagne, R. Talj, and A. Charara, "Contrôle latéral d'un véhicule autonome par mode glissant du second ordre," in *5èmes Journées Doctorales/Journées Nationales MACS*, 2013.
- [68] K. Hartani, M. Khalfaoui, A. Merah, and N. Aouadj, "A Robust Wheel Slip Control Design with Radius Dynamics Observer for EV," *SAE International Journal of Vehicle Dynamics, Stability, and NVH*, vol. 2, pp. 135-146, 2018.  
<https://doi.org/10.4271/10-02-02-0009>
- [69] Aouadj. Norediene, Hartani. Kada, Merah. Abdelkader, and K. Mohamed, "Développement d'une assistance active au contrôle latéral d'un véhicule électrique basé sur la dynamique de lacet," presented at the Première Conférence Internationale sur les Réseaux Electriques Intelligents CIREI'19 ENP-MA- Oran, 28-29 Avril, 2019.
- [70] H. B. Pacejka, "Tyre and Vehicle Dynamics, ed," *SAE International*, vol. 2, 2002.
- [71] FURUKAWA Y., ABE M. Advanced chassis control systems for vehicle handling and active safety. AVEC 96, Vehicle System Dynamics, Volume 28, 1997, pp. 59-86.

- <https://doi.org/10.1080/00423119708969350>
- [72] K. Hartani and A. Draou, "A new multimachine robust based anti-skid control system for high performance electric vehicle," *Journal of Electrical Engineering and Technology*, vol. 9, pp. 214-230, 2014.
- <http://dx.doi.org/10.5370/JEET.2014.9.1.214>
- [73] G. Nakhaie-Jazar, A. Naghshineh-Poor, and M. Aghabaik-Lavassani, "Time and energy optimal control by a new way based on central difference approximation of equation of motion with application to robot control," in *Proceedings of IEEE International Conference on Control and Applications*, 1993, pp. 377-382.
- <https://doi.org/10.1109/CCA.1993.348262>
- [74] Y. Shibahata, K. Shimada, and T. Tomari, "Improvement of vehicle maneuverability by direct yaw moment control," *Vehicle System Dynamics*, vol. 22, pp. 465-481, 1993.
- <https://doi.org/10.1080/00423119308969044>
- [75] C. Fu, R. Hoseinnezhad, R. Jazar, A. Bab-Hadiashar, and S. Watkins, "Electronic differential design for vehicle side-slip control," in *2012 International Conference on Control, Automation and Information Sciences (ICCAIS)*, 2012, pp. 306-310.
- <https://doi.org/10.1109/ICCAIS.2012.6466607>
- [76] J.-M. Yang and J.-H. Kim, "Sliding mode control for trajectory tracking of nonholonomic wheeled mobile robots," *IEEE Transactions on robotics and automation*, vol. 15, pp. 578-587, 1999.
- <https://doi.org/10.1109/70.768190>
- [77] M. Sekour, K. Hartani, and A. Merah, "Electric Vehicle Longitudinal Stability Control Based on a New Multimachine Nonlinear Model Predictive Direct Torque Control," *Journal of Advanced Transportation*, vol. 2017, 2017.
- <https://doi.org/10.1155/2017/4125384>
- [78] M. Rahman, M. Masrur, and M. N. Uddin, "Impacts of interior permanent magnet machine technology for electric vehicles," in *2012 IEEE International Electric Vehicle Conference*, 2012, pp. 1-5.
- <https://doi.org/10.1109/IEVC.2012.6183226>
- [79] K. Itani, A. De Bernardinis, Z. Khatir, and A. Jammal, "Optimal traction and regenerative braking reference current synthesis for an IPMSM motor using three combined torque control methods for an electric vehicle," in *2016 IEEE Transportation Electrification Conference and Expo (ITEC)*, 2016, pp. 1-6.
- <https://doi.org/10.1109/ITEC.2016.7520214>
- [80] X. Shao, "Active suspension control of electric vehicle with in-wheel motors," 2018.
- <https://ro.uow.edu.au/theses1/377>
- [81] Y. Hori, "Future vehicle driven by electricity and control-research on four-wheel-motored" UOT Electric March II", *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, vol. 51, pp. 954-962, 2004.
- <https://doi.org/10.1109/TIE.2004.834944>
- [82] M. Chaves, J. Maia, and J. Esteves, "Analysis of an electromagnetic automobile suspension system," in *2008 18th International Conference on Electrical Machines*, 2008, pp. 1-4.

- <https://doi.org/10.1109/ICELMACH.2008.4800162>
- [83] D. Van Schalkwyk and M. Kamper, "Effect of hub motor mass on stability and comfort of electric vehicles," in 2006 IEEE vehicle power and propulsion conference, 2006, pp. 1-6.  
<https://doi.org/10.1109/VPPC.2006.364297>
- [84] R. Riley, "Automobile ride, handling and suspension design with implications for low mass vehicles," in Copyright, ed: Robert Q. Riley Enterprises, 1999, pp. 1999-2005.
- [85] B. Heißing and M. Ersoy, Chassis handbook: fundamentals, driving dynamics, components, mechatronics, perspectives: Springer Science & Business Media, 2010.
- [86] W. Wang, Y. Song, Y. Xue, H. Jin, J. Hou, and M. Zhao, "An optimal vibration control strategy for a vehicle's active suspension based on improved cultural algorithm," Applied Soft Computing, vol. 28, pp. 167-174, 2015.  
<https://doi.org/10.1016/j.asoc.2014.11.047>
- [87] B. Corporation, "Bridgestone Dynamic-Damping In-wheel Motor Drive System," [http://enginuitysystems.com/files/In-Wheel\\_Motor.pdf](http://enginuitysystems.com/files/In-Wheel_Motor.pdf).
- [88] X. Shao, F. Naghdy, and H. Du, "Reliable fuzzy  $H_\infty$  control for active suspension of in-wheel motor driven electric vehicles with dynamic damping," Mechanical Systems and Signal Processing, vol. 87, pp. 365-383, 2017.  
<https://doi.org/10.1016/j.ymsp.2016.10.032>
- [89] X. Shao, F. Naghdy, H. Du, and H. Li, "Output feedback  $H_\infty$  control for active suspension of in-wheel motor driven electric vehicle with control faults and input delay," ISA transactions, vol. 92, pp. 94-108, 2019.  
<https://doi.org/10.1016/j.isatra.2019.02.016>
- [90] B. L. Gysen, J. J. Paulides, J. L. Janssen, and E. A. Lomonova, "Active electromagnetic suspension system for improved vehicle dynamics," IEEE transactions on vehicular technology, vol. 59, pp. 1156-1163, 2009.  
<https://doi.org/10.1109/TVT.2009.2038706>
- [91] J. Lin, K. W. E. Cheng, Z. Zhang, N. C. Cheung, X. Xue, and T. W. Ng, "Active suspension system based on linear switched reluctance actuator and control schemes," IEEE Transactions on Vehicular Technology, vol. 62, pp. 562-572, 2013.  
<https://doi.org/10.1109/TVT.2012.2222682>
- [92] J. Lin, K. W. E. Cheng, Z. Zhang, N. C. Cheung, and X. Xue, "Adaptive sliding mode technique-based electromagnetic suspension system with linear switched reluctance actuator," IET Electric Power Applications, vol. 9, pp. 50-59, 2014.  
<http://dx.doi.org/10.1049/iet-epa.2014.0115>
- [93] R. V. Dukkipati, J. Pang, M. S. Qatu, G. Sheng, and Z. Shuguang, "Road vehicle dynamics," SAE Technical Paper2008.
- [94] X. Shao, N. Zhang, H. Du, and L. Wang, "Fuzzy control of hydraulically interconnected suspension with configuration switching," in Proceedings of 2013 IEEE International Conference on Vehicular Electronics and Safety, 2013, pp. 66-71.  
<https://doi.org/10.1109/ICVES.2013.6619605>

- [95] M.-Y. Shieh, J.-S. Chiou, and M.-T. Liu, "Design of immune-algorithm-based adaptive fuzzy controllers for active suspension systems," *Advances in Mechanical Engineering*, vol. 6, p. 916257, 2014.  
<http://dx.doi.org/10.1155/2014/916257>
- [96] L. Khan, S. Qamar, and M. U. Khan, "Comparative analysis of adaptive NeuroFuzzy control techniques for full car active suspension system," *Arabian Journal for Science and Engineering*, vol. 39, pp. 2045-2069, 2014.  
<https://doi.org/10.1007/s13369-013-0729-4>
- [97] R. Wang, H. Jing, H. R. Karimi, and N. Chen, "Robust fault-tolerant  $H_\infty$  control of active suspension systems with finite-frequency constraint," *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 62, pp. 341-355, 2015.  
<https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2015.01.015>
- [98] D. Guo, H. Hu, and J. Yi, "Neural network control for a semi-active vehicle suspension with a magnetorheological damper," *Journal of Vibration and Control*, vol. 10, pp. 461-471, 2004.  
<http://dx.doi.org/10.1177/1077546304038968>
- [99] J. L. Wu, "A simultaneous mixed LQR/ $H_\infty$  control approach to the design of reliable active suspension controllers," *Asian Journal of Control*, vol. 19, pp. 415-427, 2017.  
<https://doi.org/10.1002/asjc.1058>
- [100] S. B. Liu, X. X. Luo, and Z. H. Wan, "A sliding Mode Control of Active Suspension Using H2/GH2 Approach to Surface Design," in *Advanced Materials Research*, 2014, pp. 1305-1308.  
<https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMR.945-949.1305>
- [101] H.-S. Roh and Y. Park, "Stochastic optimal preview control of an active vehicle suspension," *Journal of Sound and Vibration*, vol. 220, pp. 313-330, 1999.  
<https://doi.org/10.1006/jsvi.1998.1935>
- [102] W. Sun, H. Gao, and O. Kaynak, "Adaptive backstepping control for active suspension systems with hard constraints," *IEEE/ASME transactions on mechatronics*, vol. 18, pp. 1072-1079, 2012.  
<https://doi.org/10.1109/TMECH.2012.2204765>
- [103] W. Sun, H. Gao, and B. Yao, "Adaptive robust vibration control of full-car active suspensions with electrohydraulic actuators," *IEEE Transactions on control systems technology*, vol. 21, pp. 2417-2422, 2013.  
<https://doi.org/10.1109/TCST.2012.2237174>
- [104] P. Badri, A. Amini, and M. Sojoodi, "Robust fixed-order dynamic output feedback controller design for nonlinear uncertain suspension system," *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 80, pp. 137-151, 2016.  
<https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2016.04.020>
- [105] G. Priyandoko, M. Mailah, and H. Jamaluddin, "Vehicle active suspension system using skyhook adaptive neuro active force control," *Mechanical systems and signal processing*, vol. 23, pp. 855-868, 2009.  
<https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2008.07.014>

- [106] Emanuele G, Tudor S, Charles W S, Gheorghe G et Marius G, *Semi-active Suspension Control*, Springer-Verlag London Limited, ISBN 978-1-84800-230-2, 2008.
- [107] 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.
- [108] S. Gosselin-Brisson, *Étude d'un système de contrôle pour suspension automobile*, thèse de doctorat, Université du Québec, Avril 2006.
- [109] M. Belkacem, *Contrôleurs non linéaires adaptatifs pour une Suspension active d'un véhicule*, Thèse doctorat, Université des Sciences et de Technologie d'Oran, 2013.
- [110] D.Sammier. *Sur la modélisation et la commande de suspension de véhicules automobiles*, thèse de doctorat, Institut National Polytechnique de Grenoble - INPG, 2001.
- [111] L. He, G. Qin, Y. Zhang and L. Chen, "Non-stationary Random Vibration Analysis of Vehicle with Fractional un an Damping," 2008 International Conference on Intelligent Computation Technology and Automation (ICICTA), H, 2008, pp. 150-157.  
<https://doi.org/10.1109/ICICTA.2008.348>
- [112] M. Crosby and D. Karnopp, "System for controlling the transmission of energy between spaced members," ed: Google Patents, 1974.
- [113] L. G. Rao and S. Narayanan, "Sky-hook control of nonlinear quarter car model traversing rough road matching performance of LQR control," *Journal of Sound and Vibration*, vol. 323, no. 3, pp. 515-529, 2009. <http://dx.doi.org/10.1016/j.jsv.2009.01.025>
- [114] H. M. Isa, W. N. L. Mahadi, R. Ramli, and M. A. Z. Abidin, "A review on electromagnetic suspension systems for passenger vehicle," in *Electrical, Control and Computer Engineering (INECCE)*, 2011 International Conference on, 2011, pp. 399-403: IEEE.  
<https://doi.org/10.1109/INECCE.2011.5953914>
- [115] H. Sung, S. Lee, and Z. Bien, "Design and implementation of a fault tolerant controller for EMS systems," *Mechatronics*, vol. 15, no. 10, pp. 1253-1272, 2005.  
<https://doi.org/10.1016/j.mechatronics.2005.04.003>
- [116] X. Su, X. Yang, P. Shi, and L. Wu, "Fuzzy control of nonlinear electromagnetic suspension systems," *Mechatronics*, vol. 24, no. 4, pp. 328-335, 2014.  
<https://doi.org/10.1016/j.mechatronics.2013.08.002>
- [117] I. Martins, J. Esteves, G. D. Marques, and F. P. Da Silva, "Permanent-magnets linear actuators applicability in automobile active suspensions," *IEEE Transactions on vehicular technology*, vol. 55, no. 1, pp. 86-94, 2006.  
<https://doi.org/10.1109/TVT.2005.861167>
- [118] N. E. H. Yazid, K. Hartani, A. Merah, and Mohammed Chikouche. "Amélioration du contrôle vertical d'un véhicule électrique à l'aide d'un système de suspension active basé sur le modèle quart véhicule." *DZPOWER 21 International Conférence*, 2021.
- [119] D. Tan and C. Lu, "The influence of the magnetic force generated by the in-wheel motor on the vertical and lateral coupling dynamics of electric vehicles," *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, vol. 65, pp. 4655-4668, 2015.  
<https://doi.org/10.1109/TVT.2015.2461635>

- [120] N. E. H. Yazid, K. Hartani, A. Merah, and Mohammed Chikouche. "New Fuzzy Logic Control for Quarter Vehicle Suspension System." IC-AIRES2021, International Conference, 2021.Tipasa, ALGERIA
- [121] N. E. H. Yazid, K. Hartani, A. Merah, and Mohammed Chikouche. "Active Suspension Control in In-Wheel Motor Driven Electric Vehicles using Fuzzy Logic Control and Fuzzy Logic Sliding Mode Control." ICADET 2022, International Conference, Bayburt University, Bayburt/Turkey on September 28-30, 2022.
- [122] R. Rajamani, *Vehicle dynamics and control*: Springer Science & Business Media, 2011.  
<https://doi.org/10.1007/978-1-4614-1433-9>
- [123] Y. Qin, H. Wang, Y. Huang, and X. Tang, "Real-Time Road Profile Identification and Monitoring: Theory and Application", 2019.  
<https://doi.org/10.1007/978-3-031-01499-4>
- [124] G. Nagaya, Y. Wakao, and A. Abe, "Development of an in-wheel drive with advanced dynamic-damper mechanism," *JSAE review*, vol. 24, pp. 477-481, 2003.  
[https://doi.org/10.1016/S0389-4304\(03\)00077-8](https://doi.org/10.1016/S0389-4304(03)00077-8)
- [125] Y. Huang, A. Khajepour, T. Zhu, and H. Ding, "A supervisory energy-saving controller for a novel anti-idling system of service vehicles," *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, vol. 22, pp. 1037-1046, 2016.  
<http://dx.doi.org/10.1109/TMECH.2016.2631897>
- [126] X. Tang, X. Hu, W. Yang, and H. Yu, "Novel torsional vibration modeling and assessment of a power-split hybrid electric vehicle equipped with a dual-mass flywheel," *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, vol. 67, pp. 1990-2000, 2017.  
<https://doi.org/10.1109/TVT.2017.2769084>
- [127] N. Aouadj, K. Hartani, and M. Fatiha, "New Integrated Vehicle Dynamics Control System Based on the Coordination of AFS, DYC, and ED for Improvements in Vehicle Handling and Stability," *SAE International Journal of Vehicle Dynamics, Stability, and NVH*, vol. 4, 2020.  
<https://doi.org/10.4271/10-04-02-0009>
- [128] A. El djallil Rabhi, K. Hartani, Y. Guettaf, and A. Norediene, "Robust Multimachine Control for Bisynchronous Propulsion Traction Chain of an Electric Vehicle," *SAE International Journal of Vehicle Dynamics, Stability, and NVH*, vol. 5, 2021.  
<https://doi.org/10.4271/10-05-02-0012>
- [129] Y. Qin, C. He, P. Ding, M. Dong, and Y. Huang, "Suspension hybrid control for in-wheel motor driven electric vehicle with dynamic vibration absorbing structures," *IFAC-PapersOnLine*, vol. 51, pp. 973-978, 2018.  
<https://doi.org/10.1016/j.ifacol.2018.10.054>
- [130] M. Liu, F. Gu, and Y. Zhang, "Ride comfort optimization of in-wheel-motor electric vehicles with in-wheel vibration absorbers," *Energies*, vol. 10, p. 1647, 2017.  
<https://doi.org/10.3390/en10101647>
- [131] S. Nie, Y. Zhuang, F. Chen, Y. Wang, and S. Liu, "A method to eliminate unsprung adverse effect of in-wheel motor-driven vehicles," *Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control*, vol. 37, pp. 955-976, 2018.  
<https://doi.org/10.1177/1461348418767096>

- [132] Y. Qin, C. He, X. Shao, H. Du, C. Xiang, and M. Dong, "Vibration mitigation for in-wheel switched reluctance motor driven electric vehicle with dynamic vibration absorbing structures," *Journal of Sound and Vibration*, vol. 419, pp. 249-267, 2018.  
<https://doi.org/10.1016/j.jsv.2018.01.010>
- [133] W. Sun, Y. Li, J. Huang, and N. Zhang, "Vibration effect and control of in-wheel switched reluctance motor for electric vehicle," *Journal of Sound and Vibration*, vol. 338, pp. 105-120, 2015.  
<https://doi.org/10.1016/j.jsv.2014.10.036>
- [134] N. Yagiz, Y. Hacioglu, and Y. Taskin, "Fuzzy sliding-mode control of active suspensions," *IEEE Transactions on industrial electronics*, vol. 55, pp. 3883-3890, 2008.  
<https://doi.org/10.1109/TIE.2008.924912>
- [135] R.-J. Lian, "Enhanced adaptive self-organizing fuzzy sliding-mode controller for active suspension systems," *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, vol. 60, pp. 958-968, 2012.  
<https://doi.org/10.1109/TIE.2012.2190372>
- [136] R. Wang, H. Jing, F. Yan, H. R. Karimi, and N. Chen, "Optimization and finite-frequency  $H_{\infty}$  control of active suspensions in in-wheel motor driven electric ground vehicles," *Journal of the Franklin Institute*, vol. 352, pp. 468-484, 2015.  
<https://doi.org/10.1016/j.jfranklin.2014.05.005>
- [137] F. Zhao, S. S. Ge, F. Tu, Y. Qin, and M. Dong, "Adaptive neural network control for active suspension system with actuator saturation," *IET control theory & applications*, vol. 10, pp. 1696-1705, 2016.  
<http://dx.doi.org/10.1049/iet-cta.2015.1317>
- [138] X. Chen, J. Yin, W. Wang, L. Wu, and F. Tang, "Approaches to diminish large unsprung mass negative effects of wheel side drive electric vehicles," *Journal of Advanced Mechanical Design, Systems, and Manufacturing*, vol. 10, pp. JAMDSM0064-JAMDSM0064, 2016.  
<http://dx.doi.org/10.1299/jamdsm.2016jamdsm0064>
- [139] S. Palanisamy and S. Karuppan, "Fuzzy control of active suspension system," *Journal of Vibroengineering*, vol. 18, pp. 3197-3204, 2016.  
<https://doi.org/10.21595/jve.2016.16699>
- [140] S. Rajendiran and P. Lakshmi, "Simulation of PID and fuzzy logic controller for integrated seat suspension of a quarter car with driver model for different road profiles," *Journal of Mechanical Science and Technology*, vol. 30, pp. 4565-4570, 2016.  
<https://doi.org/10.1007/s12206-016-0927-6>
- [141] G. Koch and T. Kloiber, "Driving state adaptive control of an active vehicle suspension system," *IEEE transactions on Control Systems technology*, vol. 22, pp. 44-57, 2013.  
<https://doi.org/10.1109/TCST.2013.2240455>
- [142] M. Liu, F. Gu, J. Huang, C. Wang, and M. Cao, "Integration design and optimization control of a dynamic vibration absorber for electric wheels with in-wheel motor," *Energies*, vol. 10, p. 2069, 2017.  
<https://doi.org/10.3390/en10122069>

- [143] A. Silva, A. Cavalini Jr, and V. Steffen Jr, "Fuzzy robust design of dynamic vibration absorbers," *Shock and Vibration*, vol. 2016, 2016.  
<http://dx.doi.org/10.1155/2016/2081518>
- [144] A. Leung and H. Zhang, "Particle swarm optimization of tuned mass dampers," *Engineering Structures*, vol. 31, pp. 715-728, 2009.  
<https://doi.org/10.1016/j.engstruct.2008.11.017>
- [145] M. Montazeri-Gh and M. Soleymani, "Genetic optimization of a fuzzy active suspension system based on human sensitivity to the transmitted vibrations," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, vol. 222, pp. 1769-1780, 2008.  
<https://doi.org/10.1243/09544070JAUTO854>
- [146] M. Ö. Yatak and F. Şahin, "Ride Comfort-Road Holding Trade-off Improvement of Full Vehicle Active Suspension System by Interval Type-2 Fuzzy Control," *Engineering Science and Technology, an International Journal*, vol. 24, pp. 259-270, 2021.  
<https://doi.org/10.1016/j.jestch.2020.10.006>
- [147] W. Li, Z. Xie, P. K. Wong, Y. Cao, X. Hua, and J. Zhao, "Robust nonfragile  $H_\infty$  optimum control for active suspension systems with time-varying actuator delay," *Journal of Vibration and Control*, vol. 25, pp. 2435-2452, 2019.  
<https://doi.org/10.1177/1077546319857338>
- [148] 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>.
- [149] Z.-W. Woo, H.-Y. Chung, and J.-J. Lin, "A PID type fuzzy controller with self-tuning scaling factors," *Fuzzy sets and systems*, vol. 115, pp. 321-326, 2000.  
[https://doi.org/10.1016/S0165-0114\(98\)00159-6](https://doi.org/10.1016/S0165-0114(98)00159-6)
- [150] M. Fliess and C. Join, "Intelligent PID controllers," in *2008 16th Mediterranean Conference on Control and Automation*, 2008, pp. 326-331.  
<https://doi.org/10.1109/MED.2008.4601995>
- [151] G. D. Shelke, A. C. Mitra, and V. R. Varude, "Validation of simulation and analytical model of nonlinear passive vehicle suspension system for quarter car," *Materials Today: Proceedings*, vol. 5, pp. 19294-19302, 2018.  
<https://doi.org/10.1016/j.matpr.2018.06.288>
- [152] W. W. Tan and T. W. Chua, "Uncertain rule-based fuzzy logic systems: introduction and new directions (Mendel, JM; 2001)[book review]," *IEEE Computational intelligence magazine*, vol. 2, pp. 72-73, 2007.  
<https://doi.org/10.1109/MCI.2007.357196>
- [153] M. Baghaeian and A. A. Akbari, "2618. Adaptive interval type-2 fuzzy logic systems for vehicle handling enhancement by new nonlinear model of variable geometry suspension system," 2017.  
<https://doi.org/10.21595/jve.2017.17862>
- [154] N. T. Nguyen, "Lyapunov Stability Theory," 22 ed: Springer, 2018, pp. 47-81.

- [155] Doumiati, M., Sename, O., Dugard, L., Martinez-Molina, J.-J., Gaspar, P., and Szabo, Z. "Integrated vehicle dynamics control via coordination of active front steering and rear braking", *European Journal of Control*, vol. 19, pp. 121-143, 2013.  
<https://doi.org/10.1016/j.ejcon.2013.03.004>
- [156] Van, S. F., Der Westhuizen., and Els, P. S. "Slow active suspension control for rollover prevention", *Journal of Terramechanics*, vol. 50, pp. 29-36, 2013.  
<https://doi.org/10.1016/j.jterra.2012.10.001>
- [157] Rajeswari, K., and Lakshmi, P. "PSO optimized fuzzy logic controller for active suspension system", in 2010 International Conference on Advances in Recent Technologies in Communication and Computing, 2010, pp. 278-283.  
<https://doi.org/10.1109/ARTCom.2010.22>
- [158] Qazi, A. J., C. W. de Silva., Khan, A., and Khan, M. T. "Performance analysis of a semiactive suspension system with particle swarm optimization and fuzzy logic control", *The Scientific World Journal*, vol. 2014, 2014.  
<https://doi.org/10.1155/2014/174102>
- [159] Qamar, S., Khan, T., and Khan, L. "Adaptive neuro-fuzzy sliding mode control based strategy for active suspension control", in 2012 10th International Conference on Frontiers of Information Technology, 2012, pp. 107-115.  
<https://doi.org/10.1109/FIT.2012.28>
- [160] Deshpande, V. S., Bhaskara, M., and Phadke, S. "Sliding mode control of active suspension systems using a disturbance observer", in 2012 12th International Workshop on Variable Structure Systems, 2012, pp. 70-75.  
<https://doi.org/10.1109/VSS.2012.6163480>
- [161] Basturk, H. I. "A backstepping approach for an active suspension system", in 2016 American Control Conference (ACC), 2016, pp. 7579-7584.  
<https://doi.org/10.1109/ACC.2016.752680>
- [162] Deshpande, V. S., Shendge, P. D., and Phadke, S. B. "Nonlinear control for dual objective active suspension systems", *IEEE transactions on intelligent transportation systems*, vol. 18, pp. 656-665, 2016.  
<https://doi.org/10.1109/TITS.2016.2585343>
- [163] Pan, Y., Du, P., Xue, H., and Lam, H.-K. "Singularity-free fixed-time fuzzy control for robotic systems with user-defined performance", *IEEE Transactions on Fuzzy Systems*, 2020.  
<https://doi.org/10.1109/TFUZZ.2020.2999746>
- [164] Liang, H., Liu, G., Huang, T., Lam, H.-K. and Wang, B. "Cooperative fault-tolerant control for networks of stochastic nonlinear systems with nondifferential saturation nonlinearity", *IEEE Transactions on Systems, Man, and Cybernetics: Systems*, 2020.  
<https://doi.org/10.1109/TSMC.2020.3020188>
- [165] Shtessel, Y., Edwards, C., Fridman, L., and Levant, A. "Conventional sliding mode observers", in *Sliding mode control and observation*, ed: Springer, 2014, pp. 105-141.  
<https://doi.org/10.1007/978-0-8176-4893-03>
- [166] Utkin, V. I. "Sliding modes in control and optimization", Springer Science & Business Media, 2013.  
<https://doi.org/10.1007/978-3-642-84379-2>
- [167] Ahmed, H., and Ríos, H. "Experimental study of robust output-based continuous sliding-modes controllers for Van der Pol oscillator", *IET Control Theory & Applications*, vol. 12, pp. 2088-2097, 2018.  
<https://doi.org/10.1049/iet-cta.2017.1142>
- [168] Moreno, J. A. "Discontinuous integral control for systems with relative degree two", in *New perspectives and applications of modern control theory*, ed: Springer, 2018, pp. 187-218.  
<https://doi.org/10.1007/978-3-319-62464-88>
- [169] Zhu, Y., Bian, X., Chen, D., Su, L., Li, F., Shi, Y., et al. "Vertical and Longitudinal Coupling Control Approach for Semi-active Suspension System Using Mechanical Hardware-in-the-

- Loop Simulation", SAE International Journal of Vehicle Dynamics, Stability, and NVH, vol. 5, 2021.  
<https://doi.org/10.4271/10-05-02-0010>
- [170] Zhu, Y., Bian, X., Su, L., Gu, C., Wang, Z., and Shi, C. "Ride Comfort Improvement with Preview Control Semi-active Suspension System Based on Supervised Deep Learning", SAE International Journal of Vehicle Dynamics, Stability, and NVH, vol. 5, pp. 31-44, 2021.  
<https://doi.org/10.4271/10-05-01-0003>
- [171] Yazid, N. E. H., Chikouche, T. M., Hartani, K., Merah, A. "Advanced Vertical and Lateral Coupling Dynamics Control for a Four In-wheel Motor Drive Electric Vehicle", Periodica Polytechnica Electrical Engineering and Computer Science, 67(1), pp. 21–39, 2023  
<https://doi.org/10.3311/PPEe.20545>.
- [172] Fridman, L., Moreno, J. A., Bandyopadhyay, B., Kamal, S., and Chalanga, A., "Continuous nested algorithms: The fifth generation of sliding mode controllers", in Recent advances in sliding modes: From control to intelligent mechatronics, ed: Springer, 2015, pp. 5-35.  
<https://doi.org/10.1007/978-3-319-18290-22>
- [173] Ovalle, L., Ríos, H., and Ahmed, H., "Robust Control for an Active Suspension System via Continuous Sliding-Mode Controllers", Engineering Science and Technology, an International Journal, 2021.  
<https://doi.org/10.1016/j.jestch.2021.06.006>
- [174] Pérez-Ventura, U., and Fridman, L. "When is it reasonable to implement the discontinuous sliding-mode controllers instead of the continuous ones? Frequency domain criteria", International Journal of Robust and Nonlinear Control, vol. 29, pp. 810-828, 2019.  
<https://doi.org/10.1002/rnc.4347>
- [175] Payghan, V. S., Shendge, P., Yerge, R. M., and Phadke, S. "Skyhook control for active suspension system with a novel variable damper", in 2017 2nd IEEE International Conference on Recent Trends in Electronics, Information & Communication Technology (RTEICT), 2017, pp. 725-729.  
<https://doi.org/10.1109/RTEICT.2017.8256692>
- [176] Shen, Y., Chen, L., Liu, Y., Zhang, X., and Yang, X. "Improvement of the lateral stability of vehicle suspension incorporating inerter", Science China Technological Sciences, vol. 61, pp. 1244-1252, 2018.  
<https://doi.org/10.1007/s11431-017-9228-0>
- [177] Cao, D., Song, X., and Ahmadian, M. "Editors' perspectives: road vehicle suspension design, dynamics, and control", Vehicle system dynamics, vol. 49, pp. 3-28, 2011.  
<https://doi.org/10.1080/00423114.2010.532223>
- [178] Zhang, B., Zhang, J., Yi, J., Zhang, N., and Jin, Q. "Modal and dynamic analysis of a vehicle with kinetic dynamic suspension system", Shock and Vibration, vol. 2016, 2016.  
<https://doi.org/10.1155/2016/523983>