

N° d'ordre :

Université de Saida– Dr. Moulay Tahar

Faculté de la Technologie

Thèse

Présentée pour obtenir le diplôme de

Doctorat 3ème Cycle

Spécialité : Commande électrique.

Filière : Electrotechnique.

Par :

DIREM Chaima

Thème :

Contribution à l'amélioration des performances en traction/freinage des véhicules électriques à l'aide d'une stratégie de contrôle-commande des moteurs-roues.



Thèse soutenue le 27/ 05/ 2024 Devant le jury composé de :

N°	Nom et prénom	Grade	Etablissement	Qualité
01	MOHAMMED CHIKOUCHE Tarik	Prof.	Université de Saida – Dr. Moulay Tahar	Président
02	HARTANI Kada	Prof.	Université de Saida – Dr. Moulay Tahar	Encadreur
03	MEKRI Fatiha	Prof.	Université de Saida – Dr. Moulay Tahar	Co-encadreur
04	SEKOUR M'hamed	Prof.	Université de Saida – Dr. Moulay Tahar	Examineur
05	HAMID Azzedine	Prof.	Centre Universitaire Nour Bachir – El Bayadh	Examineur
06	GUETTAF Yacine	Prof.	Centre Universitaire Nour Bachir – El Bayadh	Examineur

DEDICACE :

À mes chers parents,

En ce moment significatif où j'atteins le stade ultime de l'obtention de mon doctorat, je tiens à exprimer ma profonde gratitude envers vous, ma mère et mon père. Votre soutien indéfectible, votre patience inébranlable et votre amour infini ont été mes piliers tout au long de ce parcours semé d'embûches. Vous avez été là pour moi à chaque étape, me prodiguant conseils, encouragement et soutien moral, et je ne saurais jamais assez vous remercier pour cela.

À ma mère, je veux dire un merci spécial. Tu étais plus qu'un simple soutien ; tu étais mon agenda, organisant chaque aspect de ma vie pour que je puisse me concentrer pleinement sur mes études et mes recherches. Ton dévouement et ton soutien inconditionnel ont été une source de force inestimable pour moi.

À mon père, Je tiens à te remercier du fond du cœur pour être le pilier sur lequel je me suis appuyé tout au long de ce parcours. Ta présence constante, ton soutien indéfectible et ton amour inconditionnel m'ont permis d'avancer avec confiance, sachant que je pouvais toujours compter sur toi.

*Je tiens également à rendre hommage à l'esprit de Monsieur le professeur **Mazari Benyounes**, qui m'a encouragé et soutenu dans ma décision de poursuivre un doctorat. Sa sagesse et ses conseils m'ont inspiré et motivé tout au long de ce voyage académique. Il restera à jamais mon héros dans le domaine académique.*

À mes chers frères et sœurs, Je tiens à vous exprimer ma profonde gratitude pour votre soutien inconditionnel, tout au long de mon parcours.

Je voudrais également exprimer ma reconnaissance à toutes les personnes qui m'ont aidé lorsque j'étais loin de ma famille. Leur guidance, leur soutien et leur amitié ont été d'une valeur inestimable pour moi.

À vous tous, ma famille et mes précieux amis, je vous adresse mes plus sincères remerciements pour avoir enrichi ma vie de votre amour et de votre soutien constant.

Avec toute ma gratitude,

Direm chaima.

Remerciement :

Je souhaite exprimer ma gratitude envers Monsieur **Kada Hartani**, Professeur à l'université Dr Tahar Moulay de Saida, directeur de thèse, pour son encadrement durant la réalisation de ce travail. Je lui exprime ma gratitude pour sa confiance en moi et son accueil chaleureux au sein de son laboratoire. Ses précieuses instructions et recommandations ont été d'une grande aide.

Je souhaite également exprimer ma reconnaissance envers Madame **Fatiha MEKRI**, Professeur à l'université Dr Tahar Moulay de Saida, pour sa précieuse contribution à mon encadrement.

Un merci tout particulier à Professeur **Mohammed Chikouche Tarik** pour avoir accepté de présider le jury de ma thèse.

Je suis reconnaissante envers Monsieur **Hamid Azzedine**, Professeur au Centre Universitaire Nour Bachir à El Bayadh, pour avoir honoré de sa présence et pour son rôle d'examineur lors de ma soutenance.

Mes remerciements vont également à Monsieur **M'hamed Sekour**, Professeur à l'Université de Saida - Dr. Moulay Tahar, et à Monsieur **Guettaf Yassine**, Professeur au Centre Universitaire Nour Bachir à El Bayadh, pour s'être rendu disponible de participer à mon jury en tant qu'examineur.

Je tiens à exprimer ma gratitude envers tous les membres du jury pour leurs commentaires et leurs remarques pertinentes, ainsi que pour les échanges constructifs que nous avons eus lors de la soutenance.

Je tiens à exprimer ma sincère gratitude à tous les enseignants que j'ai eu l'opportunité de rencontrer lors de mon parcours à l'Université Dr Moulay Taher et à l'école ESGEE Oran ou durant mon stage au laboratoire UTBM en France. Leur expertise et leur dévouement ont grandement contribué à enrichir mon expérience et à m'orienter vers la voie professionnelle que j'espère suivre dans ma carrière. Ce fut une expérience immense, et je suis reconnaissante pour tout ce que j'ai appris grâce à leur soutien et à leurs conseils précieux.

Je tiens à exprimer ma profonde gratitude à tous les enseignants que j'ai croisés tout au long de ces années. Leur dévouement, leur expertise et leur soutien ont été essentiels dans mon parcours académique. Leurs enseignements et leurs conseils ont contribué à façonner ma vision du monde et à nourrir ma passion pour l'apprentissage. Je suis reconnaissante pour leur impact durable sur ma vie et pour avoir eu la chance de bénéficier de leur guidance tout au long de mon parcours éducatif.

Je vous adresse mes remerciements les plus chaleureux,

Direm chaima.

ملخص :

""المساهمة في تحسين أداء الجر والفرامل للمركبات الكهربائية باستخدام استراتيجية التحكم والأوامر لعجلات المحرك"

يتمركز مشروع البحث على تحسين أداء الجر والفرملة للمركبات الكهربائية من خلال اقتراح استراتيجية التحكم والقيادة بالعجلة المحركة وتعزيز استرداد الطاقة من خلال نظام تخزين هجين أثناء الفرملة. المركبة الكهربائية المدروسة مجهزة بمحركين تزامنيين ذوي مغناطيس دائم داخلي، تم اختيارهما بسبب كثافتهم العالية من الطاقة وكفاءتهما وسهولة صيانتهما، مما يوفر ميزة كبيرة في مجال الجر الكهربائي. الهدف هو تحليل التحكم في عجلة المحرك لتحقيق استرداد الطاقة القصوى أثناء الفرملة الفجائية مع ضمان استقرار السائق وراحته. يتم النظر في القيود المتعلقة بهذا الاسترداد الأمثل. يتم تفصيل نمذجة وتحكم المحركات التزامنية ذات الداخلي، التي يتم تشغيلها بواسطة ضبط مشترك، وهو أقصى عزم لكل أمبير وتحديد التيار والجهد MSAPI المغناطيس الدائم (MTPA / VCLMT / CPR) والتحكم في منطقة الطاقة الثابتة ، مع إجراء محاكاة باستخدام Matlab/Simulink ، وأقصى عزم

تركز الدراسة على تحليل النموذج الديناميكي لسيارة كهربائية مزودة بمحركات رباعية العجلات ، متوافقة مع لوائح النوع الأول من مركبات نقل الركاب. نحن نركز بشكل خاص على استعادة الطاقة من محركي العجلتين المثبتين على العجلات الأمامية. تتم عملية الفرملة وفقاً للوائح من اللجنة الاقتصادية لأوروبا، التي تفرض مجموعة متنوعة من القيود تبعاً لسطح الطريق. يتم دراسة طريقتين للفرملة: الفرملة القائمة على القيود والفرملة بالتحكم في نسبة الانزلاق الكلي.

تظهر الاختبارات والمحاكاة أن الفرملة القائمة على القيود تقدم استرداداً أفضل للطاقة وثباتاً أفضل للمركبة مقارنة بالفرملة بالتحكم في نسبة الانزلاق الكلي. توزيع قوى الفرملة بين العجلات الأمامية والخلفية أمر بالغ الأهمية لتعظيم استرداد الطاقة أثناء الفرملة. من الضروري توليد قوى فرملة أعلى على العجلات الأمامية، مع الامتثال للوائح والمعايير ومراعاة سلوك المركبة الديناميكي. تتم مشاركة قوى الفرملة هذه بين الاحتكاك الميكانيكي وقوة المحرك الكهربائي.

لتحقيق استرداد للطاقة بصورة مثلى، يجب على المحرك المتزامن ذو الدوار المغناطيسي الدائم الداخلي توفير عزم فرملة قصوى، خاصة عند السرعات العالية، مع احترام القيود الكهرومغناطيسية. تم تصميم الضبط المشترك للرد على هذا المطلب، مع وجود قيد على العزم لضمان فرملة آمنة على الطرق ذات الالتصاق المنخفض. تم التفكير في استرداد الطاقة أثناء عملية الفرملة عبر حافلة التيار المباشر، مع وجود تخزين ثانوي (السعة الفائقة)، ويتم تحديد الطاقة المستردة بواسطة حاصل ضرب الجهد والتيار المستقبلي.

الكلمات المفتاحية:

السيارة الكهربائية، سلسلة الجر الكهربائية، التحكم المباشر في الزوجين،

UC، Batterie، récupération، freinage، ISMC، CPR، VCLMT، FW، MTPA

Résumé :

‘Contribution à l’amélioration des performances en traction/freinage des véhicules électriques à l’aide d’une stratégie de contrôle-commande des moteurs-roues.’

Le projet de recherche se focalise sur l'optimisation des performances de traction et de freinage des véhicules électriques. Il propose une stratégie de contrôle-commande des moteurs-roues ainsi qu'une amélioration de la récupération d'énergie via un système de stockage mixte lors des freinages. Le véhicule électrique étudié est équipé de deux moteurs synchrones à aimant permanent intérieur (MSAPI), choisis pour leur haute densité de puissance, leur rendement élevé et leur maintenance aisée, conférant ainsi un avantage significatif dans le domaine de la traction électrique. Le but est d'analyser le contrôle des moteurs-roues pour maximiser la récupération d'énergie lors de freinages brusques, tout en garantissant la stabilité et le confort du conducteur. Les contraintes liées à cette récupération optimale sont prises en compte. La modélisation et le contrôle du moteur MSAPI, piloté par une commande combinée (MTPA-VCLMT-CPR), sont détaillés, avec une simulation réalisée sous Matlab/Simulink®.

L'étude se focalise sur l'analyse du modèle dynamique d'un véhicule électrique doté de quatre moteurs intégrés dans les roues, conforme aux normes pour les véhicules de transport de

passagers de type M1. Nous nous concentrons particulièrement sur la récupération d'énergie des deux moteurs-roues installés sur les roues avant. Le processus de freinage est conforme aux réglementations de la Commission économique pour l'Europe des Nations Unies (ECE R13H), ce qui impose diverses contraintes en fonction de la surface de la route.

Deux méthodes de freinage sont étudiées : la méthode des contraintes (ECE R13) et le freinage par commande intégrale de taux de glissement (ISMC). Les tests et simulations montrent que le freinage basé sur les contraintes offre de meilleures performances en termes de récupération d'énergie et de stabilité du véhicule, comparé au freinage par commande intégrale de taux de glissement. La répartition des forces de freinage entre les roues avant et arrière est cruciale pour maximiser la récupération d'énergie pendant le freinage. Il est essentiel de générer des forces de freinage plus importantes sur les roues avant, en respectant les normes ECE R13 et en considérant le comportement dynamique du véhicule. Ces forces de freinage sont partagées entre la friction mécanique et la force électrique des moteurs.

Pour une récupération d'énergie optimale, le moteur MSAPI doit fournir un couple de freinage maximal, surtout à des vitesses élevées, tout en respectant les contraintes électromagnétiques. La commande combinée MTPA-VCLMT-CPR est conçue pour répondre à cette exigence, avec une limitation du couple pour assurer un freinage sûr sur les routes à faible adhérence. La récupération d'énergie pendant le freinage est envisagée via le bus DC, avec un stockage secondaire (l'ultra-capacité), la puissance récupérée étant déterminée par le produit de la tension et du courant absorbé.

Mots clés : Véhicule électrique, chaîne de traction électrique, commande directe du couple, MTPA, FW, VCLMT, CPR, ISMC, freinage, récupération, Batterie, UC.

Abstract:

‘Contribution to improving traction and braking performance of electric vehicles using a motor-wheel control-command strategy.’

The research project focuses on optimizing traction and braking performance of electric vehicles by proposing a motor-wheel control-command strategy and enhancing energy recovery through a hybrid storage system during braking. The electric vehicle under study is equipped with two interior permanent magnet synchronous motors (MSAPI), chosen for their high-power density, efficiency, and ease of maintenance, providing a significant advantage in the field of electric traction. The goal is to analyze motor-wheel control to maximize energy recovery during abrupt braking while ensuring driver stability and comfort. Constraints related to this optimal recovery are considered. The modeling and control of the MSAPI motor, operated by a combined control (MTPA-VCLMT-CPR), are detailed, with simulation conducted using Matlab/Simulink®.

The study focuses on the analysis of the dynamic model of an electric vehicle equipped with four-wheel motors, compliant with the standards for passenger transport vehicles of type M1. We particularly focus on energy recovery from the two-wheel motors installed on the front wheels. The braking process complies with the regulations of the United Nations Economic Commission for Europe (ECE R13H), imposing various constraints depending on the road surface.

Two braking methods are studied: constraint-based braking (ECE R13) and slip ratio integral control braking (ISMC). Tests and simulations demonstrate that constraint-based braking offers better energy recovery and vehicle stability compared to ISMC braking. The distribution of braking forces between front and rear wheels is crucial for maximizing energy recovery during braking. It is essential to generate higher braking forces on the front wheels, complying with ECE R13 standards and considering vehicle dynamic behavior. These braking forces are shared between mechanical friction and electric motor force.

For optimal energy recovery, the MSAPI motor must provide maximum braking torque, especially at high speeds, while adhering to electromagnetic constraints. The combined control MTPA-VCLMT-CPR is designed to meet this requirement, with torque limitation ensuring safe braking on low-adhesion roads. Energy recovery during braking is envisaged via the DC bus, with secondary storage (ultra-capacitors), with recovered power determined by the product of voltage and absorbed current.

Keywords: Electric vehicle, electric traction system, direct torque control, MTPA, FW, VCLMT, CPR, ISMC, braking, recovery, battery, ultracapacitors.

Table des matières

Liste des symboles.	12
Liste des figures.	15
Liste des tableaux.	18
Introduction générale.	19
Chapitre I : Etat de l'art du véhicule électrique et contexte de l'étude.	22
I.1. L'état d'art.	23
I.2. Bref historique sur les véhicules électriques.	23
I.3. Système de stockage des véhicules électriques.	24
I.3.1. Les batteries utilisées dans la traction électrique.	24
I.3.1.1. Batteries plomb-acide.	25
I.3.1.2. Batteries nickel-hydrure métallique (NiMH).	25
I.3.1.3. Batteries nickel-zinc (Ni-Zn).	25
I.3.1.4. Batteries au nickel-cadmium (Ni-Cd).	25
I.3.1.5. Batteries Lithium-ion.	26
I.3.2. Les ultra-capacités.	26
I.4. Architectures des véhicules électriques.	28
I.5. La technologie des moteurs intégrés dans les roues.	30
I.6. Le concept de quatre moteurs-roues électriques intégrés dans la propulsion du véhicule.	32
I.7. Le choix du moteur MSAP.	33
I.8. Freinage régénérative du véhicule.	35
I.8.1. Freinage en série avec sensation optimal.	36
I.8.2. Frein en série -Récupération d'énergie optimale.	37
I.8.3. Frein parallèle.	39
I.9. Conclusion.	40
Chapitre II : Elaboration du contrôle combiné (MTPA-VCLMT-CPR) pour MSAPI dans les systèmes de traction et de freinage des véhicules électriques.	42
II.1. Introduction.	43
II.2. Modelé triphasé de La machine MSAPI.	44
II.2.1. Transformation de Park de L'MSAPI.	46
II.2.2. Transformation de Concordia.	47
II.3. Modélisation de l'onduleur de tension à deux niveaux.	48
II.4. La commande vectorielle.	49
II.5. La commande DTC (Direct Field Control) pour les MSAPI de traction.	50
II.6. Stratégie de contrôle-commande MTPA-FW de MSAPI.	52
II.6.1. Stratégie de commande MTPA (Maximum Torque per Amper).	54
II.6.2. La stratégie de contrôle FW (Flux Weakening).	58
II.6.2.1. La commande VCLMT (Voltage and Current Limited Maximum Torque).	59
II.6.2.2. Région à puissance constante (CPR).	61
II.7. La combinaison des commandes MTPA-VCLMT-CPR.	62
II.8. Fonctionnement du moteur dans les quatre quadrants.	64
II.9. La limitation du couple de référence.	66
II.10. La décomposition des caractéristiques couple/vitesse en six régions.	67
II.10.1. Point de fonctionnement de la commande MTPA.	68
II.10.2. Point de fonctionnement de la commande VCLMT.	69
II.11. Le schéma de contrôle global désigné pour le MSAPI.	70
II.12. Résultat de simulation.	72
II.13. Conclusion	78

Chapitre III : Modélisation et simulation de la dynamique des véhicules électriques.	80
III.1. Introduction.	81
III.2. Modèle dynamique du véhicule.	81
III.2.1. La dynamique des pneus.	83
III.2.2. Les vecteurs vitesses pour chaque roue.	84
III.2.3. La cinématique de braquage.	85
III.2.4. Angle de glissement latéral par rapport à l'angle de braquage.	86
III.2.5. Les coefficients de glissement.	86
III.3. Description générale de la dynamique des véhicules.	87
III.3.1. Force de résistance aérodynamique F_{aero} .	89
III.3.2. Force de résistance au roulement F_{roul} .	89
III.3.3. La force de friction pneu-route $F_{xw_{ij}}$.	90
III.3.4. Force de résistance dû à la pente F_{pente} .	90
III.3.5. Force due à l'accélération F_{acc} .	91
III.4. Modélisation dynamique du véhicule.	91
III.4.1. Modélisation mécanique d'un véhicule électrique en prévision de la simulation numérique.	93
III.5. Modélisation de Système différentiel électrique.	93
III.6. Résultat de simulation.	94
III.6.1. Test 1	94
III.6.2. Test 2	98
III.7. Conclusion.	100
Chapitre IV : Analyse comparative de deux stratégies de freinage pour les véhicules Électriques en situation d'urgence et leur intégration dans un système de stockage d'énergie.	102
IV.1. Introduction	103
IV.2. Commande par mode de glissement.	103
IV.2.1. Introduction.	103
IV.2.2. Les exigences de mode de freinage ABS.	106
IV.2.3. Le contrôle intégral de taux de glissement (ISMC).	107
IV.2.3.1. Simplification de modelé longitudinale.	107
IV.2.3.2. La dynamique de glissement.	108
IV.2.3.3. L'étude de la stabilité de contrôle en boucle ouverte.	109
IV.2.3.4. Conception de contrôleur de taux de glissement.	112
IV.2.3.5. Conception de la surface de glissement S.	112
IV.2.3.6. Conception d'une loi de contrôle robuste.	113
IV.3. La distribution des forces de freinage avant/arrière selon la réglementation ECE R13H.	117
IV.3.1. Les équations mathématiques des forces avant/arrière.	118
IV.3.2. Condition de la distribution des forces avant/arrière.	118
IV.3.3. Les zones de la distribution des forces de freinage.	119
IV.4. Comparaison entre le freinage par contrôle intégral de taux de glissement et le freinage par la méthode des contraintes ECE R13.	121
IV.4.1. Résultats de simulation.	122
IV.5. Comparaison entre les deux commandes de freinage en termes de la récupération de l'énergie dans le système de stockage (l'ultra-capacité).	125
IV.5.1. Le convertisseur DC/DC.	127
IV.5.2. Dimensionnement de l'ultra-capacité.	127
IV.5.3. Résultat de simulation.	129
IV.5.3.1. Test 1.	129
IV.5.3.2. Test 2.	131

IV.6. Conclusion.	134
Conclusion générale et perspective.	136
Annexe A.	138
Bibliographe.	139

Liste des symboles :

Les paramètres du moteur IPMSM :

R : Résistance statorique par phase
 L_s : Inductance statorique par phase
 L_d : Inductance directe
 L_q : Inductance en quadrature
 φ_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

Paramètres du véhicule :

M_v : Masse du véhicule.
 R_w : Rayon de la roue.
 R : Rayon du virage
 L : Empattement du véhicule.
 l_r, l_f : Distance longitudinale entre l'essieu de la roue arrière (respectivement avant) et la projection de centre de masse du véhicule au plan du sol.
 h_{cg} : Distance du sol au centre de masse du véhicule.
 S_f : Section de projection frontale.
 D : Moitié de la longueur du train arrière.
 J_{wi} : Moment d'inertie de la roue (i peut-être pour avant, pour arrière).
 J_v : Inertie du véhicule.
 J_m : Inertie du moteur.

Coefficients constants

b : Coefficient de frottement visqueux sur chaque essieu de roue, supposé égale pour tous les roues.
 C_1, C_2 et C_3 : Coefficients du modèle du pneu selon Burckhardt.
 g : Accélération gravitationnelle.
 ρ : Masse volumique de l'aire.
 C_D : Coefficient de traînée aérodynamique.
 C_{roll} : Coefficient de résistance de roulement.
 C_{px} : Coefficient de pénétration dans l'aire.
 C_{yf} : Rigidités au glissement latéral des pneus avant.
 C_{yr} : Rigidités au glissement latéral des pneus arrière.

Variations cinématiques

\ddot{x} : Accélération / Décélération longitudinale du véhicule.
 j : Décélération du véhicule (valeur positive).
 z : Sévérité de décélération.
 ω_{ij} : Vitesse de rotation angulaire pour la roue (i peut être pour avant f, pour arrière r – j peut être pour droite r, pour gauche l).
 $\Delta \omega$: Variation de la vitesse angulaire des roues motrices.
 μ_{ij} : Coefficient de friction.
 λ_{ij} : Coefficient de glissement résultant.

$\lambda_{L,ij}$: Coefficient de glissement longitudinal.
 $\lambda_{S,ij}$: Coefficient de glissement latéral.
 v_{wij} : Vitesse de la roue.
 λ_{max} : Coefficient de glissement menant à un coefficient de friction maximale pour un certain type et état de route.
 v : Vitesse de test prescrite.
 d : Distance d'arrêt.
 μ_f (Respectivement μ_r) : Coefficient de friction pour les roues avant (respectivement arrière).
 δ : Angle de référence de braquage du volant.
 v_x : la vitesse longitudinale du véhicule.
 v_y : la vitesse latérale du véhicule.
 r : Vitesse de lacet du véhicule.
 Ψ : Angle de Cap du véhicule.
 β : Angle de dérive du véhicule.
 R : Rayon de courbure de la route.

Forces/Couples dynamiques :

F_{xij} : Force de friction dans la zone de contact roue-route agissant la roue selon la direction longitudinale.
 F_{zij} : Charge vertical appliquée sur les roues.
 $F_{roll,ij}$: Force de résistance de roulement agissant sur la roue.
 F_{aero} : Force de traînée aérodynamique due à la résistance de l'air.
 F_{tij} : Force de traction de la roue motrice.
 C_{mij} : Couple de traction transmis à travers le réducteur IPMSM aux roues avant, droite et gauche.
 C_{bij} : Couple de freinage agissant sur la roue.
 F_{zij} : Force normale agissant sur la roue.
 μ_{ij} : Couple d'entrée du régulateur de glissement.
 F_{bf} : Force de freinage avant.
 F_{br} : Force de freinage arrière.
 β : Rapport entre la force de friction avant et la force de friction totale.

Variables dynamiques estimées et bornes d'erreurs :

S : Surface de glissement.
 $\tilde{\lambda}_{Lij}$: Erreur de glissement.
 η : Taux de convergence de $\tilde{\lambda}_{Lij}$.
 θ : Largeur de la couche limite.
 F : Fonction limite de f.
 β' : Bornes sur l'erreur d'estimation sur la fonction.
 $\hat{C}_D, C_{Dmin}, C_{Dmax}$: Valeur du coefficient de traînée aérodynamique estimée, minimale et maximale.
 $\hat{m}, m_{max}, m_{min}$: Valeur de la masse du véhicule estimée, minimale et maximale.
 $\hat{r}, r_{max}, r_{min}$: Valeur du rayon de la roue estimée, minimale et maximale.
 $\hat{C}_{roll}, C_{rollmin}, C_{rollmax}$ Valeur du coefficient de roulement estimée, minimale et maximale.

Indices :

(a.b.c) : Axes du repère triphasé.

(d, q) : Axes du repère tournant de Park.

(α, β) : Axes du repère diphasé lié au stator.

X_{abc} : Composante du vecteur X dans les trois phases de la machine.

X_{dq} : Composante du vecteur X dans le repère tournant (d, q) .

$X_{\alpha\beta}$: Composante du vecteur X dans le repère lié au stator de la machine (α, β) .

\hat{X} : Valeur estimée de la variable X .

X^* : Valeur de référence de la variable X .

Opérateurs :

P : Matrice de transformation de Park.

C : Matrice de transformation de Concordia.

s : Variable de Laplace.

Abréviations :

VE : Véhicule Electrique

MSAPI : Machine Synchrone à Aimant Permanent intérieure.

TCS: Traction Control System.

ABS: Anti-lock Braking System.

CG : Centre de Gravité.

DTC : Direct torque control.

IGBT: Isolated Gate Transistor bipolaire.

MLI : Modulation de largeur d'impulsion.

IP: Intégral –Proportionnel.

SMC: Sliding Mode Control.

ISMC: Integral Sliding Mode Control.

4WID : 4 Wheel Independent Drive.

PID : Proportionnel – intégral – dérivé contrôleur.

DE : Electrique Differential.

MTPA: Maximum Torque Per Amper.

VCLMT: Voltage Current Limited Maximum Torque.

CPR: Constant Power Region.

Listes des figures :

CHAPITRE I

Figure 1.1 : Cellule de l'ultra-capacité (UC) individuelle.	27
Figure 1.2 : Chaîne de traction électrique conventionnelle d'un véhicule électrique.	28
Figure 1.3 : Configuration générale des véhicules électriques.	29
Figure 1.4 : Les différentes configurations de propulsion des véhicules électriques.	30
Figure 1.5 : Conception de Système de roue à entraînement indirect.	32
Figure 1.6 : Conception de Système de roue à entraînement direct.	32
Figure 1.7 : Architecture de VE à quatre moteurs roues MSAPI.	33
Figure 1.8 : Caractéristique couple/vitesse d'une MSAP conventionnelle, et celle de même puissance pour une MSAP haute vitesse.	34
Figure 1.9 : Illustration des forces de freinage sur les essieux avant et arrière pour un Freinage optimal en série.	37
Figure 1.10 : Démonstration de freinage en série — récupération d'énergie optimale.	38
Figure 1.11 : Illustration de la stratégie de freinage parallèle.	40

CHAPITRE II

Figure 2.1 : Le chemin de flux magnétique pour les différentes positions de rotor surfacique de MSAPS, selon l'axe d (a), selon l'axe q (b).	44
Figure 2.2 : Le chemin de flux magnétique pour les différentes positions de rotor entré de MSAPI, selon l'axe q (a), selon l'axe d (b).	44
Figure 2.3 : Circuit équivalent triphasé de la MSAP avec la saillance.	45
Figure 2.4 : Représentation de la MSAP dans le repère triphasé (a,b,c) par rapport au repère biphasé (d,q).	46
Figure 2.5 : Circuit équivalent de MSAP selon les deux axes d et q.	48
Figure 2.6 : Le circuit de puissance de l'onduleur triphasé de tension.	49
Figure 2.7 : Modèle de MSAPI par Matlab / Simulink ®.	50
Figure 2.8 : Schéma bloc de la commande directe du couple d'une MSAPI.	51
Figure 2.9 : Caractéristique couple/vitesse et puissance/vitesse de MSAPI.	52
Figure 2.10 : Schéma de contrôle-commande combiné MTPA-FW d'un MSAPI.	53
Figure 2.11 : Régulation des courants avec compensation anticipée découplée.	54
Figure 2.12 : Couple développé en fonction de l'angle de couple.	55
Figure 2.13 : Les composants de courant statorique dans le repère avec l'angle de couple.	55
Figure 2.14 : L'intersection de la trajectoire MTPA avec les différents cercles du courant.	57
Figure 2.15 : Cercle de la limitation de courant et l'ellipse de la limitation de tension pour MSAPI	58
Figure 2.16 : Trajectoire des courants (i_d , i_q) fournis par la commande combinée MTPA-VCLMT (FW).	60
Figure 2.17 : Caractéristiques couple/vitesse par la commande combinée (MTPA-VCLMT-CPR).	63
Figure 2.18 : Les caractéristiques puissance/vitesse par la commande combinée (MTPA-VCLMT-CPR).	63
Figure 2.19 : Simulation du couple magnétique fournie par chaque commande (MTPA-VCLMT-CPR).	64
Figure 2.20 : Simulation de la puissance fournie par chaque commande (MTPA-VCLMT-CPR).	64

Figure 2.21 : Positionnement du véhicule dans les quatre quadrants en fonction de la caractéristique couple/vitesse.	65
Figure 2.22 : Le couple fourni par la commande combinée MTPA-VCLMT-CPR dans les quatre quadrants.	65
Figure 2.22 : La puissance fournie par la commande combinée MTPA-VCLMT-CPR dans les quatre quadrants.	65
Figure 2.24 : Limitation de couple optimale avec un zoom sur la permutation de zone.	67
Figure 2.25 : Zones composantes des caractéristiques (couple/vitesse).	68
Figure 2.26 : Compensation des termes de forces électromotrices et linéarisation de system.	70
Figure 2.27 : Schéma de contrôle de moteur MSAPI par la combinaison de commande (MTPA-VCLMT-CPR).	71
Figure.28 Résultat de Simulation pour le test 1.	74
Figure 2.29 : Les vitesses et les couples de la simulation.	75
Figure 2.30 : Les courants générés par la commande combinée (MTPA-VCLMT-CPR) et le flux du moteur.	78

CHAPITRE III

Figure 3.1 : Repère inertiel et repère lié à la carrosserie d'un véhicule en virage avec ses différents mouvements.	82
Figure 3.2 : Système de coordonnées des pneus.	83
Figure 3.3 : L'illustration de l'angle de braquage et l'angle de carrossage.	84
a. Vue de dessus d'un pneu et la mesure de l'angle de braquage.	
b. Vue de face d'un pneu et la mesure de l'angle de carrossage.	
Figure 3.4 : Comportement des forces vertical, longitudinal et latéral.	84
Figure 3.5 : Véhicule avec l'illustration de l'angle de braquage et les vecteurs vitesses pour chaque roue.	85
Figure 3.6 : L'angle de braquage et la condition d'Ackermann du véhicule.	86
Figure 3.7 : L'angle de glissement latéral par rapport à l'angle de braquage pour chaque roue.	86
Figure 3.8 Modèle du point de contact pneu-route d'une roue montrant la direction du vecteur de vitesse, la vitesse tangentielle de la roue, le taux de glissement, le glissement latéral, et le glissement résultant.	87
Figure 3.9 : Force agissante sur un véhicule en pente.	88
Figure 3.10 : Couples exercés sur une roue.	88
Figure 3.11 : Coefficient de friction en fonction de Glissement.	90
Figure 3.12 : Mécanisme différentiel électrique.	94
Figure 3.13 Résultats de Simulation pour Test 1.	97
Figure 3.14 Le trajet du véhicule durant le Test 2 avec la notation des roues.	98
Figure 3.15 : Résultats de simulation pour Test 2.	100

CHAPITRE IV

Figure 4.1 : Ψ_{TCS}, Ψ_{ABS} pour les différents types route.	110
Figure 4.2 : Portrait de phase pendant la TCS pour $u_{Lij}^* = 400$.	111
Figure 4.3 : Portrait de phase pendant ABS pour $u_{Lij}^* = -400$.	112
Figure 4.4 : Couche limite pour le coefficient de glissement longitudinal.	115
Figure 4.5 : Schéma fonctionnel Simulink pour ISMC.	116

Figure 4.6 : Comparaison de la réponse du contrôle ISMC (sur une roue avant) avec et sans la prise en compte de la couche limite lors d'un freinage extrême sur une route à haute adhérence.	117
Figure 4.7 : Zones de la distribution des forces de freinage pour la réglementation ECE R13.	120
Figure 4.8 : Organigramme illustrant le système du mécanisme de freinage par les deux commandes ISMC et ECE R13.	121
Figure 4.9 : Résultat de simulation de la comparaison sur une route à haute coefficient d'adhérence.	124
Figure 4.10 : Structure du système de stockage hybride.	127
Figure 4.11 : Topologie de convertisseur DC/DC Buck-Boost classique.	127
Figure 4.12 : Résultat des grandeurs de l'UC pour une route à coefficient de friction élevée.	131
Figure 4.13 : Le résultat de simulations Test 2.	132
Figure 4.14 : Les puissances générées à l'UC durant le freinage par ECER 13 et ISMC.	134
Figure 4.15 : L'état de charge de l'UC durant le freinage par ECER 13 et ISMC.	134

Listes des tableaux :

CHAPITRE I

Tableau 1.1: Caractéristiques des batteries commerciales pour application EV.	26
Tableau 1.2 : Comparaison de la batterie ZEBRA et des produits de l'ultra-capacité (UC).	28

CHAPITRE II

Tableau 2.1 : Calcule de couple de la limitation pour chaque région de vitesse.	66
Tableau 2.2 : L'ordre de fonctionnement de chaque stratégie de commande.	68
Tableau 2.3 : Les valeurs des vitesses limites.	75

CHAPITRE III

Tableau 3.1 : Coefficient de la résistance de roulement pour différents états de la route.	89
Tableau 3.2 : Coefficients du modèle de friction du pneu de Burckhardt.	90

CHAPITRE IV

Tableau 4.1 : Les expressions de modelé variable pour TCS et ABS.	108
Tableau 4.2 : Les intervalles des valeurs de forces Ψ_{TCS} et Ψ_{ABS} .	110
Tableau 4.3 : Paramètres de la commande ISMC.	115
Tableau 4.4 : Distance et temps d'arrêt pour le freinage par les deux commande (ECE R13) et (ISMC) sur une route a haute adhérence.	122
Tableau 4.5 : Les descriptions des grandeurs utilisées.	129
Tableau 4.6 : L'énergie récupérée par rapport à l'énergie délivrée à l'UC pour les deux types de commande sur une route a un coefficient de freinage élevée.	130
Tableau 4.7 : Le glissement maximal et le coefficient de friction pour une route présentant des coefficients de friction moyens et faibles.	131
Tableau 4.8 : Distance et temps d'arrêt pour des conditions de freinage extrêmes - Route à coefficients de friction moyen et faible.	131
Tableau 4.9 : Les forces lors d'un freinage extrêmes générées par la commande a contrainte et la commande ISMC avec le facteur de distribution des forces Béta.	132
Tableau 4.10 : La Quantité d'énergie pour une surface a moyenne et à faible coefficient de friction.	133

Tableau 0.1 : Dimensions du Véhicule et des roues.	127
Tableau 0.2 : Paramètres de la machine synchrone à aimants permanents intérieure (IPMSM).	128

Introduction générale :

Le projet de recherche se concentre sur l'optimisation des performances en matière de traction et de freinage des véhicules électriques en utilisant une stratégie de contrôle-commande des moteurs-roues, ainsi que sur l'amélioration de la récupération d'énergie via un système de stockage mixte pendant le freinage. Le véhicule électrique étudié est équipé de quatre moteurs synchrones à aimant permanent intérieur (MSAPI). Ce choix de moteur est motivé par ses avantages, notamment sa haute densité de puissance, son rendement élevé et sa maintenance simple, associée à de bonnes performances dynamiques. Ces caractéristiques confèrent un avantage significatif dans le domaine de la traction électrique par rapport aux moteurs asynchrones.

L'objectif principal de cette étude est d'analyser le contrôle des moteurs-roues pour maximiser la récupération d'énergie lors de freinages brusques des véhicules électriques, tout en garantissant leur stabilité et le confort du conducteur. Les contraintes liées à cette récupération optimale de l'énergie cinétique sont prises en compte. Les moteurs synchrones à aimants permanents intérieurs (MSAPI), offrant un flux magnétique constant fourni par les aimants, sont étudiés. Cependant, leur plage de vitesse à puissance constante présente des limitations pour les applications automobiles où la vitesse élevée est essentielle.

Dans cette recherche, le premier pas consiste à identifier et à simplifier mathématiquement le modèle du moteur MSAPI alimenté par un onduleur triphasé de tension à deux niveaux, dans le repère biphasé (d,q). Cette modélisation moteur est essentielle pour la méthode de contrôle vectoriel, qui permet de distinguer deux composantes de l'expression du couple. Une partie de cette expression du couple moteur doit être additive et alors maximiser la valeur du couple total. Deux approches dérivées de la commande directe à couple maximal (DTC) sont examinées : le contrôle MTPA à basse vitesse et le contrôle d'affaiblissement de flux (FW) à haute vitesse. Le contrôle du couple maximum par ampère (MTPA) est décrit en détail dans la région de couple constant. Ensuite, le contrôle (FW) est expliqué dans la région de puissance constante. Ces approches sont combinées dans une stratégie de commande visant à optimiser les performances du moteur MSAPI.

Deux algorithmes basés sur le principe de la commande d'affaiblissement de flux (FW) seront utilisés comme représentants de cette stratégie dans cette étude : la commande VCLMT (Voltage Constant Limited Maximum Torque) et la commande CPR (Constant Power Region). Pour tirer pleinement parti des avantages du moteur MSAPI, une approche de commande combinée du couple est adoptée, qui intègre la commande MTPA ainsi que les commandes VCLMT et CPR. Afin de mieux contrôler les caractéristiques couple/vitesse du moteur, celles-ci sont divisées en six régions clés, permettant ainsi d'appliquer une limitation du couple et de générer les courants de référence nécessaires pour le système de commande des courants du moteur.

En parallèle, le modèle dynamique du véhicule électrique est étudié, prenant en compte les forces agissant sur celui-ci, les conditions de route et d'environnement. Ce modèle est nécessaire pour comprendre le freinage du véhicule. La configuration de la chaîne cinématique choisie comprend deux moteurs-roues à l'avant du véhicule ; de type M1 (véhicule motorisé pour le transport des passagers ne comprenant pas plus de huit places assises, outre le siège du

conducteur), conformément aux spécifications des véhicules motorisés pour le transport de passagers.

Le processus de freinage est effectué en tenant compte des contraintes imposées par la réglementation harmonisée N°13 de la Commission économique pour l'Europe des Nations Unies (ECE R13H) concernant les véhicules de transport. Cette réglementation stipule différentes exigences en fonction du type de surface de la route, notamment une limitation de la distance de freinage avant l'arrêt complet du véhicule, une contrainte sur la durée maximale du freinage, une décélération maximale en fonction du type de surface de la route, ainsi qu'un ratio prédéfini pour la répartition des forces de freinage entre les roues avant et arrière à respecter.

Le freinage selon la méthode des contraintes (ECE R13) constitue l'une des deux méthodes de freinage examinées dans cette étude. Le freinage par la commande intégrale de taux de glissement (ISMC) est également simulé et comparé au freinage selon la méthode des contraintes (ECE R13). Les nombreux essais et simulations menés sur divers types de routes et conditions ont montré que le freinage basé sur les contraintes offre de meilleures performances en termes de quantité d'énergie récupérable et de stabilité du véhicule, par rapport au freinage par commande intégrale de taux de glissement (ISMC).

La répartition des forces de freinage entre les roues avant et arrière détermine le taux de récupération d'énergie pendant le freinage, et donc l'efficacité de la récupération d'énergie du système de freinage. Pour maximiser cette récupération, il est essentiel de générer des forces de freinage importantes sur les roues avant par rapport à celles des roues arrière, tout en respectant la réglementation ECE R13 et en prenant en compte le comportement dynamique et cinématique du véhicule. Les forces de freinage sur les roues avant sont réparties entre la force mécanique par friction (frein à tambour ou à disque) et la force électrique fournie par les moteurs électriques.

Pour maximiser la récupération d'énergie, le moteur MSAPI doit fournir un couple de freinage maximal, en particulier à des vitesses élevées, tout en respectant les contraintes électromagnétiques du moteur. La commande combinée MTPA-VCLMT-CPR est conçue pour répondre à cette exigence. La limitation du couple intégrée à ce contrôle vise à produire le couple électrique nécessaire pour assurer un freinage sûr et sans glissement, notamment sur des routes présentant des coefficients de friction faibles.

Dans ce contexte, nous examinons la possibilité de récupérer de l'énergie à partir des deux moteurs installés sur les roues avant, en utilisant le bus DC et en la stockant dans un dispositif de stockage secondaire, à savoir l'ultra-capacité. La puissance récupérée pendant le freinage sur cet élément est déterminée par le produit de la tension à ses bornes et du courant qu'elle absorbe.

Les contributions scientifiques de la thèse sont développées en quatre chapitres. Le premier chapitre est préliminaire, il présente un état de l'art de la thématique en mettant en avant la nécessité de l'énergie électrique dans le domaine de la traction des véhicules électriques. Il aborde également les types de stockage utilisés dans le secteur automobile, ainsi que les différents types de systèmes de freinage des véhicules.

Le deuxième chapitre se concentre sur la modélisation et le contrôle du moteur (MSAPI), qui sera commandé par la méthode combinée (MTPA-VCLMT-CPR) générant des courants de

référence pour garantir un couple régénératif élevé à haute vitesse. Une simulation est effectuée en utilisant Matlab/Simulink®.

Le troisième chapitre aborde la modélisation de la dynamique du véhicule électrique pour présenter mathématiquement ses grandeurs cinématiques et dynamiques, les coefficients de glissement et de friction, la vitesse du véhicule ainsi que l'accélération/décélération et son trajet, les angles de dérive et de lacet, et les différents types de forces (friction, normale, frottement, freinage, traction...) dans différents types de routes et d'environnements. Une simulation de cette dynamique est réalisée pour le cas d'une trajectoire droite et pour le cas d'un virage.

Le quatrième chapitre se penche sur la comparaison entre les deux méthodes de freinage du véhicule pour un freinage brusque, en se concentrant sur la maximisation de l'énergie récupérée. Il compare la commande basée sur les contraintes (ECE R13) et la commande de freinage en mode de glissement. Une seconde section de ce chapitre aborde la récupération d'énergie sur un dispositif de stockage, en mettant l'accent sur la répartition des forces entre les roues avant et arrière tout en tenant compte de la stabilité de la dynamique du véhicule et de la sécurité du conducteur. À la fin de ce chapitre, deux simulations sont réalisées : la première comparant les deux méthodes de freinage sur une route à haut coefficient d'adhérence, et la seconde illustrant les résultats de la récupération d'énergie par les deux méthodes de freinage sur une route à coefficient d'adhérence moyen et faible.

En conclusion, le manuscrit comprend un résumé complet des travaux et des résultats développés tout au long de ces années de recherche.



CHAPITRE I

**Etat de l'art du véhicule électrique et contexte
de l'étude.**

I.1. L'état d'art :

L'intégration de l'énergie électrique dans un nombre croissant de secteurs industriels à travers le monde est devenue une nécessité indéniable en raison de l'augmentation progressive des émissions de dioxyde de carbone (CO₂) dans l'environnement. Cela nécessitera des efforts considérables et des mesures à long terme pour provoquer un changement significatif. Le secteur des transports est identifié comme l'un des principaux contributeurs à ce problème en raison de son utilisation extensive de moteurs à combustion. La réduction des émissions de CO₂ dans ce secteur peut être réalisée soit en augmentant l'utilisation de biocarburants dans les moteurs à combustion interne, soit en optant radicalement pour l'électromobilité. Ainsi, la technologie de production électrique basée sur l'utilisation d'énergies renouvelables attire aujourd'hui une attention particulière des chercheurs. [1]

Dans les premières années de l'industrie automobile, trois technologies de véhicules étaient en concurrence pour dominer le marché : les véhicules à moteur à combustion interne (ICE), les voitures à vapeur et les véhicules électriques (VE) [2]. Toutes avaient leurs avantages et inconvénients, et il était évident que la technologie qui deviendrait dominante était celle capable de résoudre leurs problèmes plus rapidement.

Les principaux inconvénients des véhicules ICE étaient le bruit qu'ils produisaient, la difficulté à démarrer le moteur, la faible autonomie et la vitesse maximale limitée. Quant aux voitures à vapeur, elles rencontraient deux problèmes majeurs : le besoin de préchauffer le véhicule pendant environ 20 minutes avant le voyage et une consommation d'eau considérable. Les inconvénients principaux des VE étaient liés aux performances limitées de la batterie : ils étaient incapables de gravir des pentes abruptes, avaient une autonomie courte et une vitesse maximale réduite. Bien que les constructeurs de véhicules à vapeur aient réussi à résoudre le besoin de préchauffer le véhicule avant le voyage, ils n'ont pas trouvé de solution pour réduire la consommation d'eau, ce qui a conduit à la disparition de cette technologie des marchés vers 1920. Dans le domaine des véhicules électriques, des progrès significatifs ont été réalisés dans la technologie des batteries entre 1910 et 1925, augmentant leur capacité de stockage de 35 %, leur durée de vie de 300 % et leur autonomie de 230 %, tandis que leurs coûts de maintenance ont chuté de 63 % [1].

I.2. Bref historique sur les véhicules électriques :

En 1891, William Morrison de Des Moines, Iowa, a construit la première voiture électrique à succès aux États-Unis. Présentée lors de l'Exposition universelle de Chicago en 1893 aux côtés de cinq véhicules européens, cette automobile était équipée de quatre moteurs électriques et d'une batterie de 24 cellules pesant 768 livres, représentant plus de la moitié du poids total du véhicule. À l'époque, sa vitesse de pointe de 14 miles par heure était considérée comme impressionnante. En 1897, la Hartford Electric Light Company de Hartford, Connecticut, est devenue la première société américaine à produire et à vendre des voitures électriques en série. Le modèle Columbia Electric Phaeton, Mark III, pesait environ 1 800 livres, batteries incluses, et offrait quatre vitesses avant : 3, 6, 12 et 15 miles par heure. Un système de réduction à engrenages planétaires simplifiait le changement de vitesse, le conducteur n'ayant qu'à déplacer un levier de commande vers l'avant pour sélectionner les vitesses avant, une position neutre

pour arrêter, et vers l'arrière pour la marche arrière. Ce véhicule avait une autonomie pouvant atteindre 30 miles, tandis que les batteries étaient produites avec peu de modifications pendant plusieurs années [1].

I.3. Système de stockage des véhicules électriques :

La batterie de stockage, ou les accumulateurs, sont une innovation relativement tardive dans le domaine de la technologie des batteries électriques. Le chimiste français Gaston Plante a réalisé la première conception pratique en 1859. Ses travaux sur le système plomb-acide, utilisant une combinaison d'électrodes de plomb et d'un électrolyte d'acide sulfurique, ont abouti à la première batterie de stockage commerciale utilisable dans les instruments scientifiques et les télégraphes. L'ingénieur français Camille Faure et d'autres chercheurs européens ont amélioré la conception initiale de Plante, ce qui a entraîné une utilisation répandue des batteries au plomb pratiques dans les années 1890. Pendant l'utilisation d'une batterie, de l'oxygène est libéré de l'électrode positive tandis que l'électrode négative est oxydée et permet le passage du courant. L'avantage des accumulateurs réversibles est qu'ils peuvent être rechargés et réutilisés une fois que l'énergie électrochimique est épuisée.

Lorsqu'un courant continu est appliqué aux bornes de la batterie avec la tension et le courant appropriés, les électrodes reviennent à leur état chimique d'origine : l'oxygène est absorbé par l'électrode négative et fourni à l'électrode positive. Ce processus peut être répété autant de fois que nécessaire. Les inconvénients des batteries au plomb sont leur poids élevé, leur difficulté à être correctement chargées et leur caractère très corrosif. Les premières batteries au plomb avaient généralement une densité de puissance de 4 à 6 watt-heures par livre de matériau, nécessitant entre 125 et 187 livres de batterie pour chaque cheval-heure fourni aux bornes de la batterie [3].

L'efficacité et l'autonomie entièrement électrique (All-Electric Range AER) d'un véhicule électrique (EV) dépendent de la capacité du système de stockage d'énergie (Energy-Storage System ESS). L'ESS est conçu non seulement pour stocker de grandes quantités d'énergie, mais aussi pour la libérer rapidement en fonction des exigences de la charge [4]. Les principales caractéristiques de l'ESS des véhicules comprennent la densité d'énergie, la densité de puissance, la durée de vie, le coût et la maintenance. Actuellement, les batteries et les ultra-condensateurs (UC) sont les options les plus courantes pour les ESS des véhicules. Les batteries ont généralement une densité d'énergie élevée et transportent la plupart de l'énergie électrique. D'autre part, les UC ont une densité de puissance élevée, une longue durée de vie, un rendement élevé et une réponse de charge/décharge rapide. Les piles à combustible (FC) sont une autre source d'énergie propre. Cependant, la longue constante de temps des (FC) limite ses performances dans les véhicules. Actuellement, aucun dispositif de stockage d'énergie ne peut répondre à tous les besoins des véhicules électriques (VE) [5].

I.3.1. Les batteries utilisées dans la traction électrique :

Les batteries sont largement adoptées dans les véhicules électriques en raison de leur densité énergétique élevée, de leur format compact et de leur fiabilité élevée. Il existe cinq types principaux de batteries qui ont été utilisés tout au long du développement des systèmes de stockage dans les applications de traction électrique.

I.3.1.1. I. Batteries plomb-acide:

Le plomb spongieux fonctionne comme la matière active négative de la batterie, l'oxyde de plomb est le matériau actif positif, et l'acide dilué sulfurique est l'électrolyte. Pour décharger, les deux matériaux positifs et négatifs sont transformés en sulfate de plomb [6]. La batterie au plomb présente plusieurs avantages pour les applications des véhicules électriques hybrides HEV. Ils sont disponibles en volumes de production aujourd'hui, ce qui en fait une source d'énergie relativement peu coûteuse. De plus, la technologie des batteries plomb-acide est mature en raison de sa large utilisation au cours des 50 dernières années [7]. Cependant, les batteries au plomb ne conviennent pas pour décharger plus de 20 % de leur capacité nominale. La durée de vie du cycle de la batterie est limitée lors du fonctionnement à des taux d'état de charge (SOC) élevés. La densité d'énergie et la densité de puissance de la batterie sont plus faibles en raison du poids du collecteur plomb-acide [8][9]. Les efforts de recherche ont montré que la densité d'énergie peut être améliorée en utilisant des collecteurs légers et non corrosifs [10].

I.3.1.2. Batteries nickel-hydrure métallique (NiMH) :

Les batteries nickel-hydrure métallique utilisent une solution alcaline comme électrolyte. L'électrode positive de ces batteries est composée d'hydroxyde de nickel, tandis que l'électrode négative est constituée d'alliages techniques de métaux tels que le vanadium, le titane et le nickel. [11][12] Ces batteries ont une densité d'énergie deux fois supérieure à celle des batteries au plomb et leurs composants sont respectueux de l'environnement, pouvant être recyclés. Elles peuvent fonctionner en toute sécurité à des tensions élevées et offrent des avantages distincts tels qu'un stockage volumétrique d'énergie, une longue durée de vie, une large plage de températures de fonctionnement et une résistance à la surcharge et à la décharge. Cependant, leur durée de vie diminue à environ 200 à 300 cycles après des décharges répétées à des courants de charge élevés. Les meilleures performances sont obtenues lorsque la batterie est déchargée entre 20 % et 50 % de sa capacité nominale.[13]

I.3.1.3. Batteries nickel-zinc (Ni-Zn) :

Les batteries au nickel-zinc se distinguent par leurs densités d'énergie et de puissance élevées, leurs coûts de matériaux faibles, leur stabilité de cycle élevée et leur respect de l'environnement. La plage de température de fonctionnement des batteries rechargeables Ni-Zn varie de -10°C à 50°C, ce qui les rend adaptées à des conditions de travail difficiles. Cependant, elles souffrent de cycles de vie médiocres en raison de la croissance rapide des dendrites, ce qui limite leur utilisation dans les véhicules. [17]

I.3.1.4. Batteries au nickel-cadmium (Ni-Cd) :

Les batteries au nickel-cadmium sont réputées pour leur longue durée de vie et leur capacité à être complètement déchargées sans subir de dommages. Elles affichent une énergie spécifique d'environ 55 Wh/kg. Bien qu'elles puissent être recyclées, le cadmium qu'elles contiennent représente un risque environnemental en cas de mauvaise élimination. De plus, leur coût est un inconvénient majeur, car il dépasse généralement les 4 444 \$ pour l'installation de ces batteries dans un véhicule. [18][19]

I.3.1.5. Batteries Lithium-ion :

Les batteries lithium-ion ont démontré de bonnes performances dans les appareils électroniques portables et les dispositifs médicaux [14]. Elles se distinguent par leur densité d'énergie élevée, leurs bonnes performances à haute température et leur recyclabilité. L'électrode positive est généralement composée d'oxyde de cobalt, tandis que l'électrode négative est fabriquée à partir d'un matériau carboné. Les sels de lithium dissous dans des solvants organiques sont utilisés comme électrolytes. Les batteries lithium-ion présentent plusieurs avantages, notamment un faible effet mémoire, une puissance spécifique élevée de 300 W/kg, une énergie spécifique élevée de 100 Wh/kg et une longue durée de vie de la batterie atteignant 1000 cycles [15]. Ces caractéristiques remarquables font des batteries lithium-ion une option prometteuse pour remplacer les NiMH et représenter la nouvelle génération de batteries pour les véhicules. En 2007, le coût des batteries NiMH était d'environ 1500 \$/kWh. Avec l'augmentation du prix du nickel, les économies potentielles offertes par les batteries NiMH ne sont pas anticipées. En comparaison, les batteries lithium-ion ont une densité d'énergie deux fois supérieure à celle des batteries NiMH et coûtent entre 750 \$ et 1 000 \$/kWh. Le tableau (1.1) présente les caractéristiques des batteries automobiles plomb-acide, NiMH et lithium-ion disponibles sur le marché. [16].

Les caractéristiques de la batterie Li-Ion lui confèrent le privilège d'être la plus utilisée dans le domaine automobile. On note tout d'abord sa tension élevée de 3,6 V, trois fois supérieure à celle d'une batterie Ni-Cd ou NiMH. Elle présente également une densité d'énergie élevée, 1,5 fois supérieure à celle d'une batterie Ni-Cd, ainsi qu'un taux de décharge admissible de 3C. Sa plage de température de service est large, allant de -20°C à 60°C, avec une durée de vie pouvant dépasser les 500 cycles. De plus, elle affiche un faible taux de décharge de 8 à 12 % par mois et une longue durée de stockage sans nécessité de reconditionnement pendant environ 5 ans (contre 3 mois pour une Ni-Cd et 1 mois pour une Ni-MH). En outre, elle n'a pas d'effet mémoire et est non polluante, ne contenant pas de métaux lourds toxiques comme le plomb, le cadmium ou le mercure. [31][30]

Effectivement, la batterie Li-Ion présente des points faibles, notamment son coût initial relativement élevé [34]. De plus, elle requiert un système de gestion de batterie (Battery Management System) pour surveiller la batterie, contrôler la température (système de refroidissement à liquide ou à air), équilibrer les cellules, etc. [33] [34]

Tableau 1.1: Caractéristiques des batteries commerciales pour application VE.

	Types	Capacité	Voltage	Résistance	W/kg 95%eff	Soc utilisé
NiMH	Panasonique	6.5	7.2	11.4	207	40%
	Ovonique	12	12	10	195	30%
	Sécurité	14	1.2	1.1	172	30%
Li-ion	Sécurité	12	4	7.0	256	20%
	Shine-kobe	4	4	3.4	745	18%
Plomb-acid	Panasonique	25	12	7.8	77	28%

I.3.2. Les ultra-capacités :

Les ultra-capacités stockent l'énergie en séparant physiquement les charges positives et négatives. La charge est stockée dans deux plaques parallèles séparées par un isolant. Comme

il n'y a pas de variations chimiques sur les électrodes, les UC ont donc une longue durée de vie mais une faible densité d'énergie. La Figure (1.1) montre la structure d'une seule cellule CPU [20]. Un potentiel appliqué à l'électrode positive attire les ions négatifs dans l'électrolyte, et un potentiel sur l'électrode négative attire les ions positifs. La densité de puissance de l'UC est considérablement plus élevée que celle de la batterie ; cela est dû au fait que les charges sont stockées physiquement sur les électrodes. La faible résistance interne confère aux UC une haute efficacité mais elle peut entraîner une grande rafale de courant de sortie si l'UC est chargé à un SOC très faible. [21][22]

Une autre particularité des ultra-capacités (UC) est que la tension aux bornes est directement proportionnelle à l'état de charge (SOC). Le développement de l'interface électronique permet aux UC de fonctionner dans toute leur plage de tension variable. Les chercheurs explorent diverses méthodes pour augmenter encore la surface des électrodes afin d'améliorer la capacité de stockage d'énergie des UC. Les UC peuvent être utilisées comme dispositifs auxiliaires de stockage d'énergie pour les véhicules électriques (VE). En conduite urbaine, où il y a de nombreux arrêts-départs, et où la puissance totale requise est relativement faible, les UC sont très appropriées pour capturer l'électricité lors du freinage et fournir rapidement de la puissance pour l'accélération en raison de leurs taux de charge et de décharge rapides.

Le Tableau (1.2) présente une comparaison entre les packs de batteries et les UC. Dans ce tableau, la batterie ZEBRA est une sorte de batterie à haute énergie fabriquée à partir de sel ordinaire, de céramique et de nickel, tandis que le pack Thunder-pack UC utilise les produits BOOSTCAP de Maxwell. Les batteries ont une densité d'énergie élevée, tandis que les UC ont des densités de puissance plus élevées, une longue durée de vie et un faible coût de maintenance. Dans les applications de VE, les batteries et les UC peuvent être combinées pour maximiser les avantages des deux composants. Les technologies des UC sont en cours de développement, notamment les composites de fibres carbone/métal, la mousse de carbone, les particules de carbone avec un liant, les films polymères conducteurs dopés sur une toile de carbone et les revêtements d'oxydes métalliques mixtes sur une feuille métallique. La Figure (1.1) montre une cellule d'ultra-capacité.

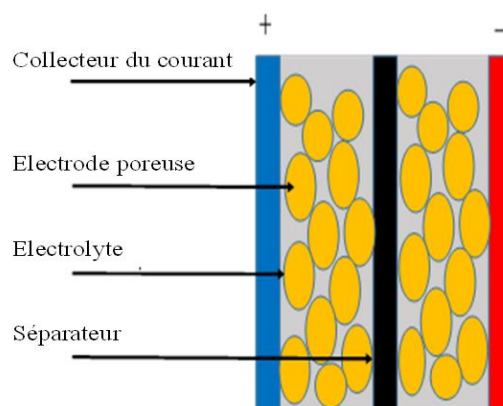


Figure 1.1 : Cellule de l'ultra-capacité (UC) individuelle.

Le Tableau (1.2) présente une comparaison entre la batterie ZEBRA et les produits de l'ultra-capacité.

Tableau 1.2 : Comparaison entre la batterie ZEBRA et des produits de l'ultra-capacité (UC).

	Batterie ZEBRA	Paquet de l'Uc
Énergie utilisable (KWh)	23.5	0.3
Le courant de décharge maximal (A)	224	400
L'énergie spécifique (Wh/Kg)	113	4
La puissance spécifique (W/Kg)	174	1500
Cycle de vie (an)	2.5-5	10-12
Le coût de système (\$/KW)	400	100
Le coût du cycle de vie (\$/KW)	1200	100

I.4. Architectures des véhicules électriques :

La chaîne de traction d'un véhicule électrique se compose principalement d'un réseau d'alimentation alternatif, d'un chargeur de batterie, d'une source d'énergie électrique embarquée (batterie d'accumulateurs) capable de fournir et de récupérer l'énergie électrique lors du freinage, d'un ensemble de convertisseurs statiques, d'un moteur électrique connecté via une transmission mécanique pour entraîner les roues, d'un contrôleur chargé de réguler le moteur pour faire avancer ou reculer le véhicule, et enfin d'une transmission mécanique pour adapter la caractéristique mécanique de la charge à celle du moteur de traction.

Les véhicules électriques conventionnels sont équipés d'un ou plusieurs moteurs électriques à la place d'un moteur à combustion interne. Les moteurs électriques présentent une meilleure efficacité énergétique par rapport aux moteurs thermiques, ce qui constitue l'une des principales raisons de leur utilisation.

Les convertisseurs d'énergie électrique jouent un rôle crucial en tant qu'interface entre la partie de stockage électrique et la partie moteur. Pour notre étude, le choix privilégié de moteur est le moteur synchrone triphasé à aimants permanents en raison de sa grande fiabilité, de son rendement élevé et de sa puissance massique élevée, des caractéristiques importantes pour les systèmes embarqués.

Il est essentiel d'avoir une composante de commande dans la chaîne de traction électrique, car c'est cette partie qui transmet les consignes sous forme de signaux réels. [25].

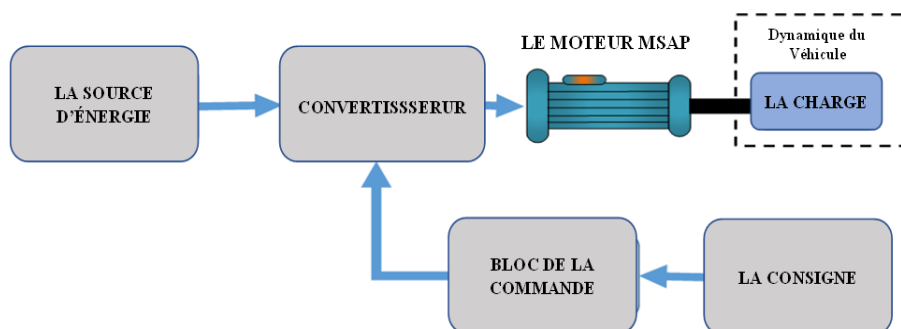


Figure 1.2 : Chaîne de traction électrique conventionnelle d'un véhicule électrique.

Le véhicule électrique présente de nombreux avantages par rapport au véhicule conventionnel à moteur à combustion interne (VCI), tels que l'absence d'émissions, une haute efficacité, l'indépendance vis-à-vis du pétrole, le silence de fonctionnement et une conduite fluide. Les

principes opérationnels et fondamentaux des véhicules électriques et des VCI sont similaires, à l'exception de l'utilisation de batteries plutôt que de réservoirs d'essence, de moteurs électriques plutôt que de moteurs à combustion interne, et des différentes exigences en matière de transmission.[26]

Une illustration conceptuelle d'un groupe motopropulseur électrique moderne est présentée à la Figure (1.3). Ce groupe motopropulseur se compose de trois principaux sous-systèmes : la propulsion électrique, la source d'alimentation et les systèmes auxiliaires. Le sous-système de propulsion électrique englobe le contrôleur du véhicule, le convertisseur de puissance électronique, le moteur électrique, la transmission mécanique et les roues motrices. Le sous-système de la source d'énergie comprend la source d'alimentation, l'unité de gestion de l'énergie et l'unité de ravitaillement en énergie. Le sous-système auxiliaire inclut l'unité de direction assistée, l'unité de climatisation et l'unité d'alimentation auxiliaire.

En fonction des entrées de commande des pédales d'accélérateur et de frein, le contrôleur du véhicule envoie des signaux de commande appropriés à l'électronique de puissance. Le convertisseur régule le flux de puissance entre le moteur électrique et la source d'énergie. Lors du freinage régénératif du véhicule électrique, de l'énergie est renvoyée vers l'arrière, et cette énergie régénérée peut être récupérée par la source d'énergie, à condition que celle-ci soit réceptive. La plupart des batteries des VE, ainsi que les supercondensateurs et les volants d'inertie, sont généralement capables d'accepter cette énergie régénérée. L'unité de gestion de l'énergie travaille en collaboration avec le contrôleur du véhicule pour contrôler le freinage régénératif et sa récupération d'énergie. Elle interagit également avec l'unité de ravitaillement en énergie pour en contrôler l'utilisation et surveiller la disponibilité de la source d'énergie. L'alimentation auxiliaire fournit la puissance nécessaire, à différents niveaux de tension, à tous les auxiliaires des VE, notamment les systèmes de climatisation et de direction assistée.

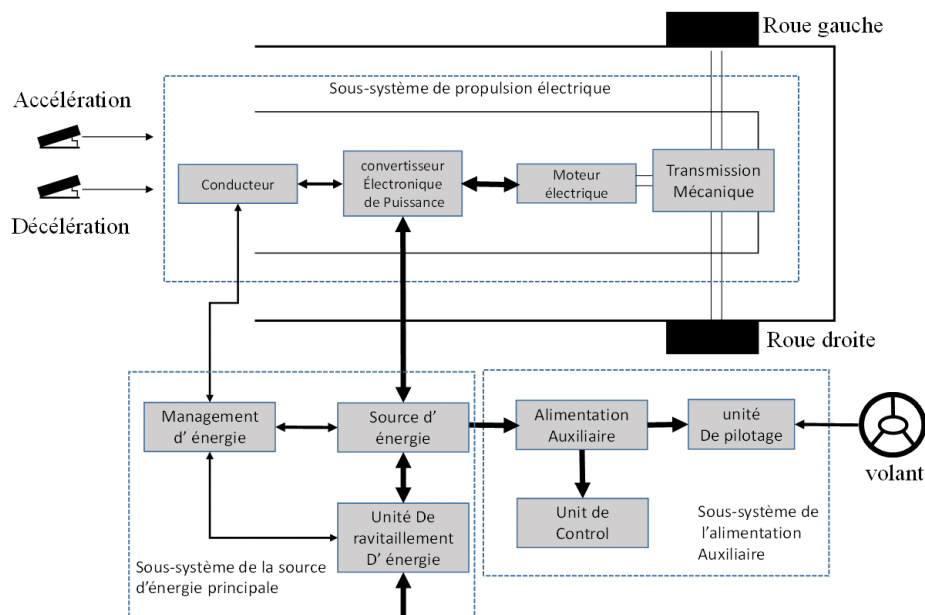


Figure 1.3 : Configuration générale des véhicules électriques.

Il existe une variété de configurations de VE possibles en raison des variations des caractéristiques de propulsion électrique et des sources d'énergie, comme le montre la Figure

(1.4). Les différentes configurations de l'EV possibles changent avec le positionnement et le nombre de moteurs électriques dans la chaîne de traction, de la source d'énergie, d'un embrayage, d'une boîte de vitesses et d'un différentiel mécanique.

On synthétise ces différentes configurations à l'aide de six schémas, où la configuration de la conversion directe de l'ICE est présentée dans la Figure (1.2.a). De même, pour la Figure (1.2.b), mais cette fois-ci la boîte de vitesses et l'embrayage sont remplacés par un engrenage fixe. Quant à la configuration de la Figure (1.2.c), elle représente un EV à roue motrice avant où l'on retrouve un moteur électrique, un pignon fixe et un différentiel intégré placés sur l'essieu avant. Une autre configuration est exposée dans la Figure (1.1.d) où les deux moteurs électriques sont reliés à un engrenage fixe et sont séparés. Ce système de propulsion offre la flexibilité d'entraîner les deux moteurs à différentes vitesses pour les virages et d'autres opérations. La notion de moteur roue est mise en œuvre dans la configuration illustrée dans la Figure (1.2.e). Cela implique l'utilisation d'un moteur électrique à rotor interne à grande vitesse, associé à un engrenage fixe et mince, permettant de réduire la vitesse du moteur et d'améliorer son couple. Ce dispositif présente l'avantage d'un rapport de réduction élevé, similaire à un agencement en ligne de l'arbre d'entrée et de sortie. Dans la configuration de la Figure (1.2.f), tout engrenage mécanique entre le moteur électrique et la roue motrice est éliminé. Dans ce cas, le rotor extérieur d'un moteur roue à basse vitesse peut être directement connecté à la roue motrice. Le contrôle de la vitesse du moteur électrique équivaut alors au contrôle de la vitesse des roues et, par conséquent, de la vitesse du véhicule. Cependant, cette disposition nécessite que le moteur électrique génère un couple plus élevé pour démarrer et accélérer le véhicule.

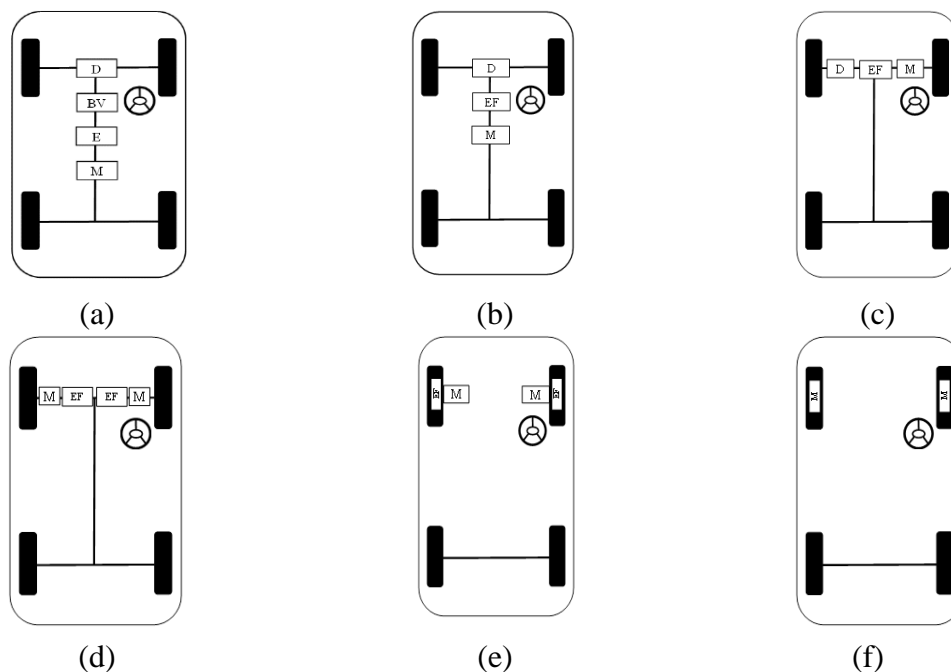


Figure 1.4 : Les différentes configurations de propulsion des véhicules électriques.

I.5. La technologie des moteurs intégrés dans les roues :

Un système de moteur roue comprend un moteur électrique, un capteur, un frein et une roue. Ce système intégré est placé dans le moyeu de la roue. Cet entraînement électrique modulaire

système peut être intégré dans une large gamme d'applications comme les véhicules électriques [27].

L'intégration complète des moteurs dans les roues des voitures électriques ouvre la voie à une toute nouvelle conception de la chaîne cinématique du véhicule. Dans cette configuration, le moteur central, l'engrenage externe, les différentiels, les essieux et les arbres de transmission deviennent superflus, ce qui libère un espace considérable dans le compartiment des passagers ou pour d'autres composants du véhicule. Cette évolution permettra la conception de voitures totalement nouvelles. De plus, cette approche peut contribuer à réduire le poids et les coûts, tout en améliorant l'efficacité de l'ensemble du système d'entraînement. De plus, l'usure et les frais d'entretien sont minimisés.

Les entraînements électriques décentralisés offrent également de nouvelles fonctionnalités, en particulier en ce qui concerne la dynamique du véhicule. Cette caractéristique est particulièrement pertinente pour les moyeux de moteurs roues en raison de leur accès direct aux roues sans aucun composant intermédiaire. Un autre avantage important est que les entraînements directs, en général, ne sont pas sujets aux oscillations lors des changements de charge, contrairement aux entraînements centraux avec engrenages de transmission, accouplements et arbres de transmission.

Les moteurs intégrés aux roues offrent la possibilité d'améliorer le contrôle, la stabilité et les performances du véhicule dans diverses situations grâce à l'utilisation de commandes avancées. La capacité à contrôler indépendamment la vitesse des quatre moteurs distincts permet la mise en œuvre de scénarios avancés tels que le contrôle de lancement, la gestion de la stabilité et la vectorisation du couple. Par conséquent, les systèmes de contrôle doivent être conçus de manière à être aussi modulaires et flexibles que possible, ce qui facilite le développement de systèmes de contrôle à la fois hautement sophistiqués et précis au niveau inférieur. [28]

Il existe deux systèmes d'entraînement de moteur intégré aux roues : le système d'entraînement indirect, présenté dans la Figure (1.5), et le système d'entraînement direct illustré dans la Figure (1.6).

Dans le système d'entraînement indirect, représenté dans la Figure (1.5), le moteur intégré à la roue est un moteur à aimant permanent à grande vitesse de type rotor interne et est équipé d'un engrenage fixe. Lorsque le véhicule roule à grande vitesse, un faible couple est nécessaire pour le fonctionnement. Pour répondre à cette exigence de couple plus faible, un moteur électrique de taille plus petite et plus léger est utilisé dans ce cas. Ce petit moteur peut fonctionner à des vitesses plus élevées et contrôler la vitesse du véhicule. [29]

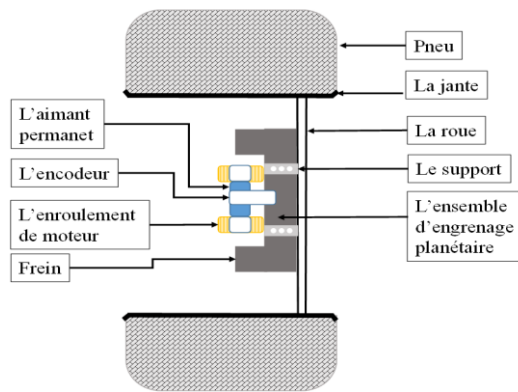


Figure 1.5 : Conception de Système de roue à entraînement indirect.

Dans les entraînements de type direct, le moteur électrique intégré à la roue est de type à rotor externe. Pour assurer que la vitesse de la roue correspond à celle du moteur, un moteur de plus grande taille est utilisé dans ce système, sans nécessité d'engrenage fixe. Bien que ce moteur soit plus lourd que celui utilisé dans un système d'entraînement indirect, l'absence d'engrenage fixe rend la roue plus légère et moins complexe. De plus, cela augmente l'efficacité en éliminant les pertes de transmission. [29]

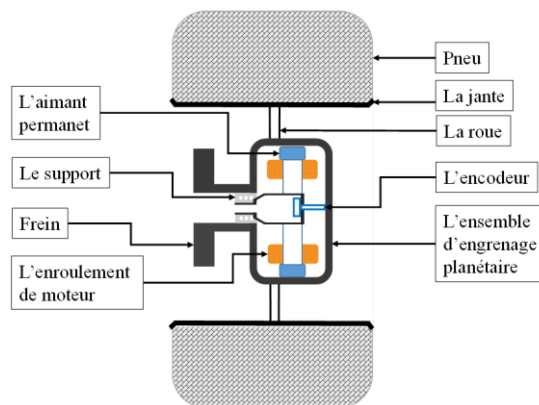


Figure 1.6 : Conception de Système de roue à entraînement direct.

I.6. Le concept de quatre moteurs-roues électriques intégrés dans la propulsion du véhicule :

La conception moderne des véhicules électriques équipés de moteurs dans les roues élimine la nécessité d'arbres de transmission, d'engrenages et de différentiels, réduisant ainsi la taille globale, le poids et les pertes de transmission. Cette disposition permet également d'augmenter le nombre de batteries et facilite leur remplacement. Récemment, chercheurs et fabricants se sont tournés vers des configurations avancées de véhicules électriques équipés de quatre moteurs dans les roues, comme illustré dans la Figure (1.7). Ces moteurs sont intégralement intégrés et connectés en tant que système d'entraînement électrique modulaire. La plupart de ces véhicules sont dotés d'onduleurs intégrés, d'une électronique de contrôle et d'un logiciel, simplifiant ainsi le système de transmission.

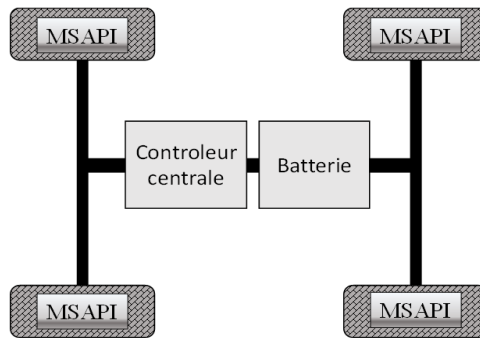


Figure 1.7 : Architecture des VE à quatre moteurs roues MSAPI.

Dans le cas des véhicules électriques équipés de quatre moteurs dans les roues, le contrôleur joue un rôle crucial en assurant le contrôle précis de la vitesse de chaque roue avec une haute précision. Il revêt ainsi une importance capitale, étant chargé de la gestion du contrôle de bas niveau du véhicule pour fournir un niveau de contrôle élevé au contrôleur de niveau supérieur, tout en offrant la souplesse nécessaire pour assurer la sécurité du véhicule en mouvement. Le contrôleur doit garantir une réponse rapide, efficace et précise afin de maintenir la stabilité du véhicule et de prévenir tout risque d'accident ou de danger pour le conducteur. Bien que l'utilisation de quatre moteurs identiques avec des contrôleurs identiques ne garantisse pas nécessairement des vitesses de roue égales, cette synchronisation peut être réalisée uniquement dans le cas des mouvements longitudinaux. Dans ces situations, le contrôleur central prend le relais pour coordonner ces moteurs et assurer leur synchronisation. En revanche, dans d'autres scénarios tels que les virages lorsque le véhicule est en survirage ou en sous-virage, le véhicule électrique à quatre roues doit ajuster ses moteurs avec une différentielle de rotation appropriée pour maintenir une trajectoire optimale. Ainsi, pour piloter un véhicule équipé de propulsion à quatre moteurs dans les roues, un contrôleur central intelligent est indispensable pour synchroniser l'action des quatre moteurs. [29]

I.7. Le choix du moteur MSAP :

Après la découverte du principe de l'électromagnétisme, des moteurs et des générateurs électriques ont été développés. La catégorie des machines dites synchrones était principalement utilisée comme générateur pour la production d'électricité avant les années 1960. Plus tard, le développement des composants d'électronique de puissance a permis de fabriquer des convertisseurs pour contrôler des machines synchrones à fréquence variable. Les progrès de l'automatisation et les progrès du traitement des données industrielles ont créé des lois de contrôle qui assurent un contrôle du couple avec une dynamique de plus en plus efficace. Les enjeux climatiques et énergétiques actuels stimulent le développement des véhicules électriques. Les avantages sont nombreux. L'énergie électrique est moins chère et moins polluante que le pétrole, les moteurs électriques sont plus efficaces que les moteurs thermiques et les voitures électriques sont plus silencieuses et peuvent être rechargées à domicile. L'application cible est un véhicule utilitaire électrique (fourgonnette), qui nécessite un moteur avec un couple de démarrage élevé (transport urbain) et des caractéristiques couple/vitesse avec une large plage de fonctionnement de la vitesse à la puissance constante (autoroute). Pour motoriser le véhicule électrique, plusieurs familles de machines électriques existent [35], on cite les machines à courant continu ; les machines asynchrones (à induction ou à double

alimentation) et les machines synchrones (à rotor bobiné (cas du véhicule ZOE de Renault), à réluctance variable, ou à aimants permanents (Montés en surface ou enterrés) (Actia, Toyota)).

La machine synchrone à aimant permanent (MSAP) présente une densité de puissance élevée et un rendement élevé, ce qui en fait un choix idéal pour les applications embarquées. Les aimants du rotor contribuent à réduire l'usure et les pertes du rotor, car il n'est pas nécessaire d'entraîner le rotor (rotors sans balais et à déroulement) et une petite quantité de champ d'excitation est requise. Cependant, un inconvénient de cette technologie est que les aimants sont actuellement coûteux. La masse et la taille d'une MSAP sont déterminées par son couple maximal.

Pour obtenir les caractéristiques couple/vitesse désirées, il est possible de concevoir une machine capable de fonctionner à des vitesses plus élevées tout en maintenant la même puissance, mais avec un couple maximal inférieur. Cela permet de créer une machine plus petite, plus légère et plus économique (avec moins d'aimants) tout en maintenant des performances constantes. Ce gain est particulièrement avantageux dans les applications de transport. [35][36] La Figure (1.8) illustre la caractéristique couple/vitesse d'une MSAP traditionnelle pour l'application automobile souhaitée, ainsi que celle d'une MSAP haute vitesse de même puissance avec un rapport de réduction de 2.[40]

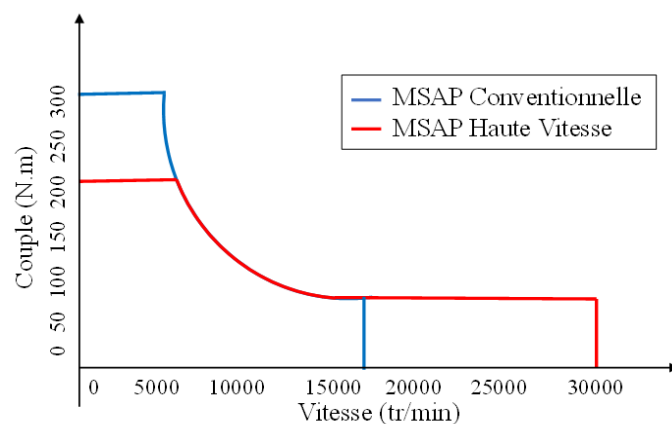


Figure 1.8 : Caractéristique couple/vitesse d'une MSAP conventionnelle, et celle de même puissance pour une MSAP haute vitesse.

Lorsque l'on parle de "haute vitesse" dans le contexte des moteurs synchrones à aimant permanent (MSAP), cela fait référence à une vitesse où les contraintes électriques et mécaniques atteignent des niveaux tels qu'elles nécessitent un changement technologique pour maintenir ou améliorer les performances du moteur. Lorsque la vitesse du moteur atteint un certain seuil où ces contraintes deviennent significatives et nécessitent des solutions technologiques spécifiques pour les surmonter, on parle alors de "haute vitesse". Cela peut impliquer des modifications dans la conception du moteur, l'utilisation de matériaux spécifiques, l'optimisation des systèmes de refroidissement, ou d'autres techniques pour maintenir les performances du moteur à des niveaux acceptables à des vitesses plus élevées. [37].

Le régime de haute vitesse des MSAP possède des problématiques majeures. [35][37][38] Les MSAP ont des limitations mécaniques créent des résonances et des vibrations qui nécessitent

des paliers appropriés, elles sont causées par des pertes aérodynamiques, la force centrifuge maximale. Cela peut conduire à ce que des vitesses élevées soient associées à des vitesses de machine élevées ou à des vitesses périphériques élevées du rotor. Il y a aussi les limites thermiques qui dépendent du système de refroidissement, des conducteurs électriques et principalement de la limite de démagnétisation des aimants. La haute fréquence électrique impose l'aspect discrétisation temporelle et les retards de considérer dans la commande, ce qui peuvent déstabiliser le système et induit des pertes fer ; ça requiert un onduleur avec une haute fréquence de découpage. La grande force électromotrice résulte de la loi de Lenz peut aussi être considérée comme limitation. La MSAP fonctionne ainsi en saturation de tension ce qui impact la boucle de courant et requiert l'utilisation d'un algorithme adapté pour le découplage linéarisant. La stratégie de la réduction du flux de l'entrefer est choisie comme solution pour continuer à monter en vitesse. Les limites mécaniques sont plutôt des problématiques entrant en jeu lors de la conception des moteurs.

Lorsque les véhicules circulent selon un schéma de stop-and-go dans les zones urbaines, une quantité importante d'énergie est consommée par des freinages fréquents, ce qui entraîne une consommation de carburant élevée. L'énergie de freinage en milieu urbain typique peuvent atteindre jusqu'à plus de 25 % de l'énergie totale de traction. Dans les grandes villes, comme à New York, elle peut atteindre jusqu'à 70 %. Il est conclu qu'une régénération soit efficace, le freinage peut améliorer considérablement l'économie de carburant des véhicules électriques et même hybrides [39].

I.8. Freinage régénérative du véhicule :

L'une des caractéristiques les plus importantes des véhicules électriques (VE) est leur capacité à récupérer des quantités importantes d'énergie de freinage. Les moteurs électriques des VE peuvent être contrôlés pour fonctionner comme des générateurs et convertir l'énergie cinétique ou potentielle de la masse du véhicule en énergie électrique, qui peut être stockée dans le système de stockage d'énergie utilisé. Les performances de freinage d'un véhicule sont sans aucun doute l'un des facteurs importants qui affectent la sécurité des véhicules. Un système de freinage conçu avec succès pour un véhicule doit toujours répondre à deux exigences distinctes. Premièrement, en cas de freinage d'urgence, il doit immobiliser le véhicule sur la distance la plus courte possible. Deuxièmement, il doit maintenir le contrôle de la direction du véhicule. Le système de freinage doit être capable de fournir un couple de freinage suffisant sur toutes les roues. Cette dernière exigence nécessite que la force de freinage soit répartie de manière égale sur toutes les roues [39].

Généralement, le couple de freinage requis est bien supérieur au couple que peut produire un moteur électrique. Dans les véhicules électriques, la friction mécanique des systèmes de freinage doit coexister avec un freinage électrique par récupération. Ainsi, la conception et le contrôle appropriés des systèmes de freinage mécaniques et électriques sont des préoccupations majeures [39]. Ce travail vise à maximiser l'énergie récupérée pendant le freinage.

Le freinage régénératif dans les véhicules électriques ajoute une certaine complexité à la conception du système de freinage. Une technologie de répartition de la force de freinage est requise. Cela nécessite de savoir comment répartir la force de freinage totale nécessaire entre

les freins à récupération (F_{b-reg}) et les freins à friction mécanique (F_{b-mech}) pour récupérer autant d'énergie cinétique du véhicule que possible, et comment répartir la force de freinage totale entre l'avant et l'arrière de manière à obtenir un freinage en régime permanent [26].

Le freinage régénératif dans les véhicules électriques ajoute une certaine complexité à la conception du système de freinage. Une technologie de répartition de la force de freinage est requise. Cela implique de déterminer comment répartir la force de freinage totale nécessaire entre les freins à récupération (F_{b-reg}) et les freins à friction mécanique (F_{b-mech}) pour récupérer autant d'énergie cinétique du véhicule que possible, et comment répartir la force de freinage totale entre l'avant et l'arrière pour obtenir un freinage équilibré [26].

Le freinage par récupération est efficace uniquement pour l'essieu entraîné par le moteur. Le moteur de traction doit être contrôlé pour produire la quantité appropriée de force de freinage afin de récupérer autant d'énergie cinétique que possible, tandis que le frein mécanique doit être contrôlé pour répondre aux commandes de freinage du conducteur. En gros, il existe trois stratégies de commande de freinage différentes : freinage en série avec sensation optimale, freinage en série avec récupération d'énergie optimale, et freinage parallèle.

I.8.1. Freinage en série avec sensation optimal :

Le système de freinage en série avec sensation optimale est composé d'un contrôleur de freinage qui gère les forces de freinage sur les roues avant (F_{bf}) et arrière (F_{br}). Son objectif est de réduire au minimum la distance de freinage tout en optimisant le ressenti du conducteur. Conformément au chapitre (IV), la distance de freinage la plus courte et une sensation de freinage satisfaisante nécessitent que les forces de freinage sur les roues avant et arrière se superposent sur la courbe idéale de répartition des forces de freinage, représentée par *la courbe I*.

La Figure (1.9) illustre le principe de cette stratégie de contrôle du freinage. Lorsque la décélération commandée (j) (indiquée par la position de la pédale de freinage) est inférieure au produit de (0,2.g), seul le freinage régénératif des roues avant est appliqué, simulant ainsi la fonction de ralentissement du moteur dans les véhicules conventionnels. Lorsque la décélération commandée est supérieure au produit de (0,2.g), les forces de freinage sur les roues avant et arrière suivent la répartition idéale des forces de freinage, représentée par *la courbe I*, comme illustré dans la même figure par le trait plein épais.

La force de freinage sur les roues avant (essieu moteur) est divisée en deux parties : la force de freinage régénérative (F_{b-reg}) et la force de freinage mécanique par friction (F_{b-mech}). Lorsque la force de freinage demandée est inférieure à la force de freinage maximale que le moteur électrique peut produire ($F_{b-reg-max}$), seul le freinage électrique par récupération est appliqué. Lorsque la force de freinage commandée dépasse la force disponible de freinage régénératif, le moteur électrique fonctionne pour produire son couple de freinage maximal, tandis que la force de freinage restante est fournie par le système de freinage mécanique. [26]

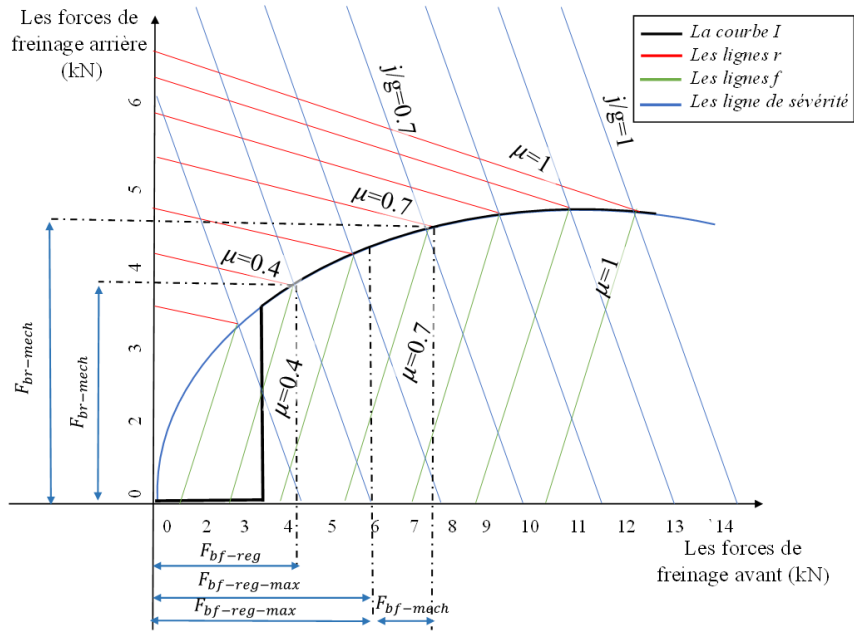


Figure 1.9 : Illustration des forces de freinage sur les essieux avant et arrière pour un Freinage optimal en série.

On note que (μ) est le coefficient de friction de la route qui détermine la décélération maximale possible que le véhicule peut appliquer pendant un freinage. Les *lignes f* représentent les courbes que le lieu de force (F_{bf}, F_{br}) peut produire dans le cas où le blocage des roues avant précède celui des roues arrière, tandis que les lignes *r* représentent le lieu de force produit lorsque les roues arrière se bloquent avant celles de l'avant. La répartition des forces est expliquée dans le chapitre (IV).

Il est important de noter que la force de freinage maximale récupérative produite par un moteur électrique est étroitement liée à sa vitesse. À basse vitesse (inférieure à sa vitesse nominale), le couple maximal reste constant. Cependant, à haute vitesse (supérieure à sa vitesse nominale), le couple maximal diminue de manière hyperbolique avec sa vitesse. Par conséquent, le couple du frein mécanique à une décélération donnée du véhicule varie en fonction de la vitesse du véhicule.

I.8.2. Frein en série -Récupération d'énergie optimale :

Le principe du système de freinage en série avec récupération d'énergie optimale est de récupérer l'énergie de freinage autant que possible tout en respectant la force de freinage totale demandée pour la décélération donnée. Ce principe est illustré dans la Figure (1.10).

Lorsque le véhicule est freiné avec un taux de décélération de ($j/g < \mu$), les forces de freinage exercées sur les roues avant et arrière peuvent varier dans une certaine plage, à condition que la somme de ces forces de freinage avant et arrière soit égale au produit de la masse du véhicule et du taux de décélération pendant le freinage ($F_{bf} + F_{br} = M_v \cdot j$). Cette plage de variation des forces de freinage (avant/arrière) est représentée sur la Figure (1.10) par la ligne continue épaisse (AB), où ($\mu = 0.9$) et ($j/g = 0.7$). Dans ce cas, le freinage récupératif doit être utilisé en priorité.

Si la force de freinage récupérative disponible, représentée par la ligne (AB) (par exemple, au point C), correspond à la force de freinage maximale produite par le moteur électrique ($F_{b-reg-max}$), alors la force de freinage sur les roues avant doit être générée uniquement par le freinage régénératif, sans recourir au freinage mécanique (c'est-à-dire sans utiliser F_{b-mech}). La force de freinage des roues arrière correspondant au point (C), représentée par le point (E), devra être développée pour répondre aux besoins totaux de force de freinage, tout en respectant les conditions nécessaires précédemment évoquées. [26]

Si, sur la même route, le système régénératif délivre une force de freinage régénérative avant inférieure à la valeur de la force qui nous ramène au point (A) (par exemple, une force de freinage avant qui nous ramène seulement au point (I)), le moteur électrique doit être contrôlé pour produire sa puissance maximale afin de générer les forces de freinage régénérative ($F_{b-reg-max}$). Les forces de freinage avant et arrière doivent être pilotées vers le point (F) afin d'optimiser le ressenti du conducteur et de réduire la distance de freinage. Dans ce cas, une force de freinage supplémentaire sur les roues avant doit être développée par le freinage mécanique du montant (F_{b-mech}), tandis que la force de freinage sur l'essieu arrière est représentée par le point (H).

Lorsque le taux de décélération commandé, (j/g), est nettement inférieur au coefficient d'adhérence de la route (μ) ($j/g = 0.3$ par exemple), la force de freinage régénératif seule peut répondre à la demande totale de la force de freinage, et le freinage est alors effectué sans recourir au freinage mécanique sur les roues avant et arrière (point J).

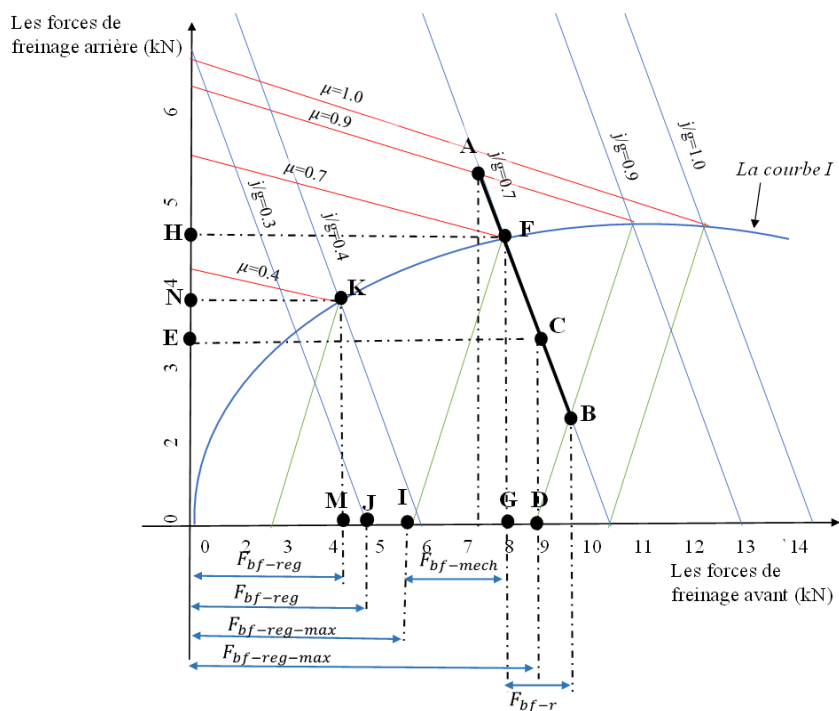


Figure 1.10 : Démonstration de freinage en série-récupération d'énergie optimale.

Lorsque le taux de décélération commandé, est égal à l'adhésif routier coefficient ($j/g = \mu$), le point de fonctionnement des forces de freinage avant et arrière doit être sur la *courbe I*. Sur

une route à coefficient d'adhérence élevé ; $\mu = 0.7$ avec le point de fonctionnement (F) par exemple, la force de freinage récupérative maximale est appliquée et le reste est fourni par le frein mécanique.

Sur une route avec un faible coefficient d'adhérence ($\mu = 0.4$, le point de fonctionnement (K), par exemple), seul le freinage régénératif est utilisé pour développer la force de freinage avant.

Lorsque le taux de décélération commandé, est supérieur à l'adhésif routier coefficient ($j/g > \mu$), ce taux de décélération commandé ne sera jamais atteint en raison de la limitation de l'adhérence à la route. [26]

La décélération maximale que le véhicule peut obtenir est donnée par le produit du coefficient de friction et la constance de gravité ($j_{max} = \mu \cdot g$). Le point de fonctionnement des forces avant/arrière est sur la *courbe I*, correspondant à μ ($\mu = 0.4$ et $j/g > 0.4$) ; le point de fonctionnement est le point K et le taux de décélération maximale est de ($j/g = 0.4$).

Il est important de souligner que le système de freinage en série offre à la fois une sensation optimale de freinage pour le conducteur et une récupération d'énergie. Cela nécessite un contrôle actif à la fois du freinage par récupération électrique et des forces de freinage mécaniques sur les roues avant et arrière.

I.8.3. Frein parallèle :

Le système de freinage parallèle comprend à la fois un frein électrique (régénératif) et un frein mécanique, qui produisent des forces de freinage parallèles et simultanées. Le principe de fonctionnement est illustré dans la Figure (1.11), où le freinage par récupération est appliqué uniquement aux roues avant. Ce système est doté d'un frein mécanique conventionnel qui a un rapport fixe de répartition des forces de freinage sur les roues avant et arrière. Le freinage régénératif ajoute une force de freinage supplémentaire aux roues avant, ce qui donne la courbe de répartition totale des forces de freinage. Les forces de freinage mécanique sur les essieux avant et arrière sont proportionnelles à la pression hydraulique dans le maître-cylindre. La force de freinage régénérative développée par le moteur électrique est une fonction de la pression hydraulique du maître-cylindre et donc une fonction de la décélération du véhicule.

Comme la force de freinage régénérative disponible dépend de la vitesse du moteur et que presque aucune énergie cinétique ne peut être récupérée à faible vitesse du moteur, la force de freinage régénérative en cas de décélération élevée du véhicule (par exemple, $j/g = 0.9$) est conçue pour être nulle afin de maintenir l'équilibre du freinage. Si la décélération est inférieure à cette valeur, le freinage récupératif est efficace.

Lorsque la décélération de freinage commandée est inférieure à une valeur donnée, par exemple (0,15. g), seul le freinage par récupération est appliqué. Cela émule le ralentissement du moteur dans un véhicule conventionnel. Dans la Figure (1.11), le freinage par récupération, la force de régénération et les forces de freinage mécaniques sur les roues avant et arrière sont illustrés. [26]

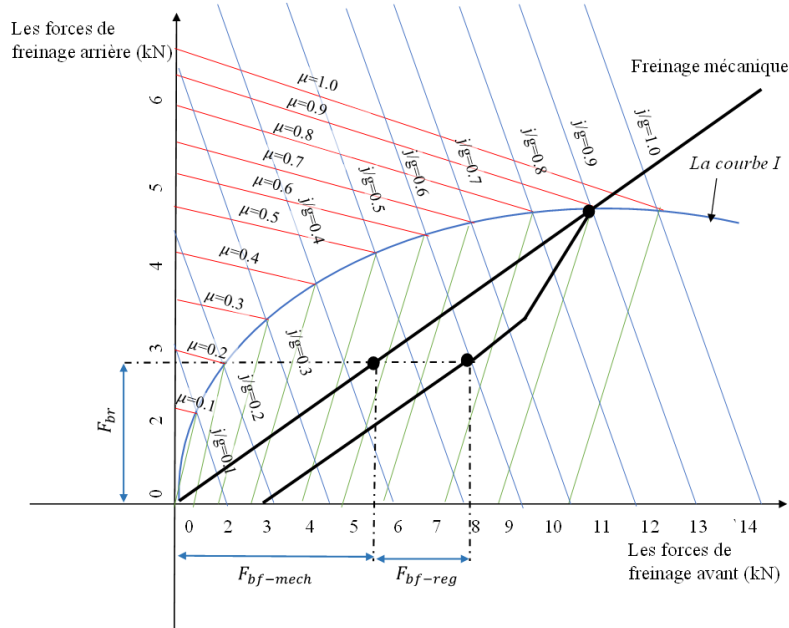


Figure 1.11 : Illustration de la stratégie de freinage parallèle.

Dans le système de freinage parallèle, il n'est pas nécessaire d'avoir un système de contrôle électronique pour le freinage mécanique. Un capteur de pression hydraulique est installé dans le maître-cylindre pour détecter la demande de décélération. Le signal de pression est régulé et envoyé au contrôleur du moteur électrique pour ajuster le couple de freinage du moteur électrique en fonction de la demande. Comparé au freinage en série, qui offre à la fois une sensation optimale et une récupération d'énergie, le système de freinage parallèle est beaucoup plus simple en termes de construction et de contrôle. Cependant, la sensation de freinage pour le conducteur et la quantité d'énergie récupérée peuvent être compromises.

I.9. Conclusion :

Dans ce premier chapitre, nous avons présenté un état de l'art sur l'histoire des véhicules électriques, ainsi qu'une discussion sur les différentes technologies de stockage d'énergie utilisées dans le domaine automobile, notamment les batteries et les ultra-capacités, qui améliorent les performances du système de stockage. Nous avons abordé également les avantages et les inconvénients du type de moteur principal étudié dans notre travail. Nous avons mené une recherche bibliographique sur l'architecture de la traction électrique et la notion des moteurs roues.

Notre travail de thèse consiste en la simulation d'un véhicule électrique entraîné par deux moteurs roues motrices avant de type MSAP (Machine Synchrone à Aimant Permanent), avec un système de stockage composé d'une batterie Li-ion comme source de stockage primaire et d'une ultra-capacité montée en parallèle, sur laquelle nous effectuons une récupération d'énergie pendant le freinage du véhicule.

Dans la dernière section du premier chapitre, nous avons approfondi la discussion sur le freinage régénératif dans les applications des véhicules électriques. Nous avons examiné en détail les trois types de gestion de l'utilisation des forces de freinage régénératives par le moteur et les forces mécaniques du véhicule.

Tout d'abord, nous avons exploré le principe du freinage régénératif, qui consiste à récupérer l'énergie cinétique du véhicule lors du freinage et à la convertir en énergie électrique stockée dans le système de stockage d'énergie du véhicule. Nous avons discuté des avantages de cette technologie, notamment en termes d'efficacité énergétique et de réduction de l'usure des freins mécaniques.

Ensuite, nous avons décrit en détail les trois approches principales de gestion du freinage régénératif. La première approche consiste à utiliser uniquement le freinage régénératif lorsque cela est possible, en ajustant le couple de freinage du moteur électrique en fonction de la demande de décélération du conducteur. La deuxième approche, appelée freinage parallèle, combine à la fois le freinage électrique régénératif et le freinage mécanique conventionnel, offrant ainsi une combinaison de récupération d'énergie et de freinage mécanique. Enfin, la troisième approche, le freinage en série, privilégie le freinage régénératif en utilisant principalement le moteur électrique pour ralentir le véhicule, avec un recours minimal au freinage mécanique.

Enfin, nous avons discuté des considérations de conception et des défis associés à la mise en œuvre du freinage régénératif dans les véhicules électriques, notamment en ce qui concerne la coordination entre les différents composants du système de freinage et la gestion des variations de la demande de décélération du conducteur.



CHAPITRE II

Elaboration du contrôle combiné (MTPA-VCLMT-CPR) pour MSAPI dans les systèmes de traction et de freinage des véhicules électriques.

II.1. Introduction :

Les moteurs électriques ont toujours été les principaux consommateurs d'énergie électrique, ce qui découle de leur fonction fondamentale de convertir l'énergie électrique en énergie mécanique. Ils sont largement utilisés dans de nombreux domaines pratiques tels que l'électroménager, les installations industrielles, les véhicules électriques et hybrides, suscitant ainsi constamment l'intérêt des chercheurs. [38] [39] [40]

Le moteur synchrone à aimant permanent (MSAP) se démarque par ses caractéristiques parfaitement adaptées aux exigences des applications de véhicules électriques. Les MSAP sont des moteurs équipés d'aimants permanents (AP) situés à la surface ou à l'intérieur de l'arbre du rotor, éliminant ainsi le besoin de balais de contact. Ils offrent un couple spécifique élevé, une capacité de fonctionnement à puissance constante sur une large plage de vitesses, un rendement énergétique élevé et surtout une puissance massique élevée. L'utilisation d'aimants permanents dans le rotor permet de générer un champ magnétique sans recourir à un courant rotorique, rendant leur fonctionnement plus efficace par rapport à d'autres types de moteurs. L'absence de balais de contact réduit les coûts de maintenance des MSAP, les rendant encore plus attrayants dans divers domaines industriels. [41][42][43]

Les MSAPs se divisent en deux principales catégories en fonction de l'implantation de l'aimant permanent par rapport à l'arbre du rotor : soit à la surface du rotor (SPM), soit à l'intérieur de celui-ci (IPM). Les MSAP équipés d'aimants permanents en surface ne conviennent pas aux applications à grande vitesse en raison de la force centrifuge qui les expulse vers l'extérieur du rotor. Par conséquent, la recherche s'est concentrée sur les MSAP dotés d'aimants permanents internes, offrant de meilleures performances et une robustesse accrue pour les applications à grande vitesse, connus sous le nom de MSAPI. [44][45][46]

Dans les MSAPI, la saillance magnétique de l'aimant permanent dépend de la position du rotor par rapport au stator, ce qui entraîne l'apparition d'un couple de réluctance additionnel au couple magnétique principal. La composante de courant d'axe quadratique, en phase avec les tensions de force électromotrice arrière, génère le couple magnétique principal de l'aimant permanent, tandis que la composante de courant d'axe direct, déphasée de 90 degrés par rapport aux tensions de force électromotrice arrière, produit la composante de couple de réluctance. Des études menées sur ce type de moteur ont montré qu'il existe une infinité de vecteurs de courant fournissant le même couple ; ainsi, l'objectif est de trouver le vecteur de courant présentant la plus faible amplitude possible afin de réduire les pertes dans les enroulements. [47] [48]

Dans les moteurs à aimant permanent, lorsque la réluctance de l'aimant permanent est plus élevée que celle du fer, le flux magnétique a tendance à se concentrer davantage dans l'aimant permanent que dans le fer, ce qui entraîne une réduction de l'inductance du flux magnétique. Cette caractéristique distingue les MSAP avec aimant permanent intégré des MSAP avec aimant permanent en surface ; ces derniers présentent une inductance de flux magnétique qui reste constante quelle que soit la position du rotor par rapport au fer du stator. En revanche, les MSAPI présentent une inductance de flux variable qui dépend de la position du rotor. Les Figures (2.1) et (2.2) illustrent les différentes positions du rotor pour les deux types de MSAP,

ainsi que le changement de composition du chemin du flux magnétique avec la variation de la position du rotor dans le cas d'un aimant permanent surfacique et intégré.

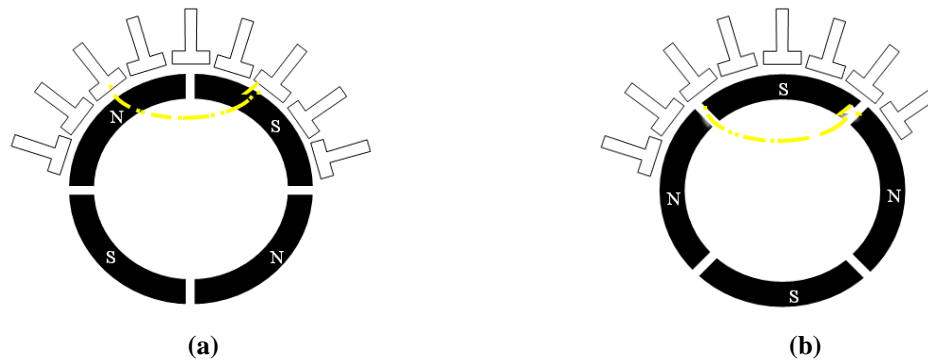


Figure 2.1 : Le chemin de flux magnétique pour les différentes positions de rotor surfacique de MSAPS, selon l'axe d (a), selon l'axe q (b).

Dans le cas du MSAPI, le chemin de flux selon l'axe (q) présente la plus faible réluctance résultante et la plus grande inductance, tandis que c'est l'inverse pour le chemin de flux selon l'axe (d).

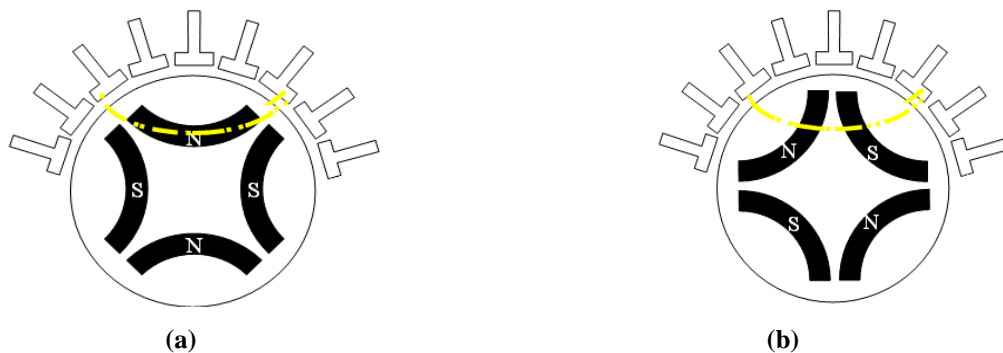


Figure 2.2 : Le chemin de flux magnétique pour les différentes positions de rotor entré de MSAPI, selon l'axe q (a), selon l'axe d (b).

II.2. Modelé triphasé de La machine MSAPI :

Une simulation mathématique est réalisée pour les MSAPI dans le plan triphasé afin de simplifier l'étude de leur fonctionnement. La Figure (2.3) présente le modèle triphasé du MSAPI. Les équations électromagnétiques de ce dernier, avec un déphasage symétrique de 120° entre les axes, en tenant compte de toutes les hypothèses simplificatrices reconnues pour les MSAPI, sont exprimées dans cette section par les équations suivantes :

$$[V_{a\ b\ c}] = [R_s][I_{a\ b\ c}] + \frac{d[\varphi_{a\ b\ c}]}{dt} \quad (2.1)$$

On définit :

$$[V_{a\ b\ c}] = \begin{bmatrix} V_a \\ V_b \\ V_c \end{bmatrix}, [I_{a\ b\ c}] = \begin{bmatrix} i_a \\ i_b \\ i_c \end{bmatrix}, [\varphi_{a\ b\ c}] = \begin{bmatrix} \varphi_a \\ \varphi_b \\ \varphi_c \end{bmatrix}, [R_s] = \begin{bmatrix} R_s & 0 & 0 \\ 0 & R_s & 0 \\ 0 & 0 & R_s \end{bmatrix}$$

Avec $V_{a\ b\ c}$, $I_{a\ b\ c}$ et $\varphi_{a\ b\ c}$ représentent respectivement les tensions de phases statoriques, les courants de phases statoriques et les flux totaux produits par les courants statoriques.

Les flux totaux $\varphi_{a b c}$ sont exprimés par : [52]

$$[\varphi_{a b c}] = [L_{sabc}][I_{a b c}] + [\varphi_f] \quad (2.2)$$

Avec :

$$[\varphi_f] = \varphi_f \begin{bmatrix} \cos(\theta) \\ \cos(\theta(t) - 2\pi/3) \\ \cos(\theta(t) - 4\pi/3) \end{bmatrix} \quad (2.3)$$

$\theta(t)$ est une fonction variable dans le temps qui représente la position du rotor, et peut être exprimée comme suit:

$$\theta(t) = \int \omega_e dt + \theta_0 \quad (2.4)$$

ω_e est la vitesse électrique du champ magnétique du rotor ; θ_0 est l'angle initial de position du rotor et φ_f est l'amplitude de flux due à l'aimant permanent. [53]

La Matrice de l'inductance propre de phases statoriques $[L_{sabc}]$ est considérée comme une fonction de l'angle électrique de rotor θ et varie avec cette dernière ; ce qui fait qu'elle contient des termes constants que nous regroupons dans $[L_{s0}]$ et des termes variables dépendant de θ qui se présente dans la matrice $[L_{s2}]$, elle s'exprime comme suit :

$$[L_{sabc}] = [L_{s0}] + [L_{s2}] \quad (2.5)$$

Avec :

$$[L_{s0}] = \begin{bmatrix} L_{ss} & M_s & M_s \\ M_s & L_{ss} & M_s \\ M_s & M_s & L_{ss} \end{bmatrix} \quad (2.6)$$

$$[L_{s2}] = L_{s2} \begin{bmatrix} \cos(2\theta) \\ \cos(2\theta - 2\pi/3) \\ \cos(2\theta - 4\pi/3) \end{bmatrix} \quad (2.7)$$

La Figure (2.3) montre le circuit équivalent triphasé de la MSAP avec la saillance.

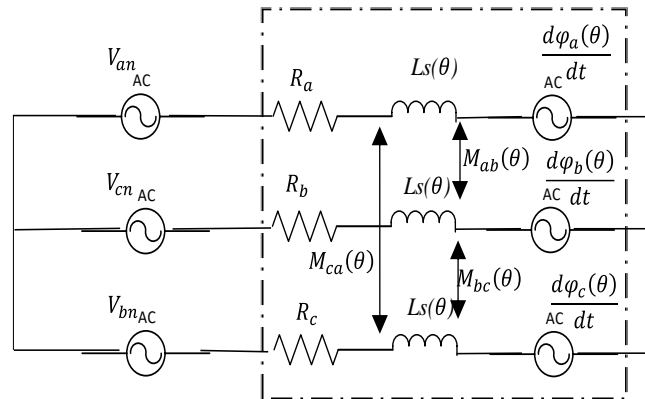


Figure 2.3 : Circuit équivalent triphasé de la MSAP avec la saillance.

Le couple électromagnétique est l'équation (2.8) :

$$C_{em} = \frac{1}{\omega_m} ([e_{a b c}]^T [I_{a b c}]) \quad (2.8)$$

Avec : $[e_{a b c}] = \frac{d[\varphi_{a b c}]}{dt}$ c'est la FMMs produites dans les phases statoriques et ω_m (rd/s) définit la vitesse de rotation du rotor.

II.2.1. Transformation de Park de L'MSAPI :

Dans un système triphasé équilibré, la somme des trois vecteurs à l'origine est nulle, ce qui rend sa représentation peu évidente sans tenir compte de la complexité ajoutée par les équations différentielles des inductances variantes dans le temps et en fonction de la position du rotor. Pour simplifier la modélisation mathématique du système, une transformation dans le plan biphasé est proposée. La transformation de Park offre un repère plus stable pour ces calculs.

Le passage du repère triphasé (a, b, c) au repère biphasé (d, q) se fait via la matrice de Park, exprimée comme suit : [56][57]

$$[X_{dq0}] = [P][X_{abc}] \quad (2.9)$$

Avec:

$$[P] = \sqrt{\frac{2}{3}} \begin{bmatrix} \cos(\theta) & \cos(\theta - 2\pi/3) & \cos(\theta - 4\pi/3) \\ -\sin(\theta) & -\sin(\theta - 2\pi/3) & -\sin(\theta - 4\pi/3) \\ \frac{1}{\sqrt{2}} & \frac{1}{\sqrt{2}} & \frac{1}{\sqrt{2}} \end{bmatrix} \quad (2.10)$$

La matrice inverse est :

$$[P]^{-1} = \sqrt{\frac{2}{3}} \begin{bmatrix} \cos(\theta) & -\sin(\theta) & \frac{1}{\sqrt{2}} \\ \cos(\theta - 2\pi/3) & -\sin(\theta - 2\pi/3) & \frac{1}{\sqrt{2}} \\ \cos(\theta - 4\pi/3) & -\sin(\theta - 4\pi/3) & \frac{1}{\sqrt{2}} \end{bmatrix} \quad (2.11)$$

Un schéma explicative de ce passage entre les deux repères triphasé (a,b,c) et biphasé (d,q) est présenté dans la Figure (2.4).

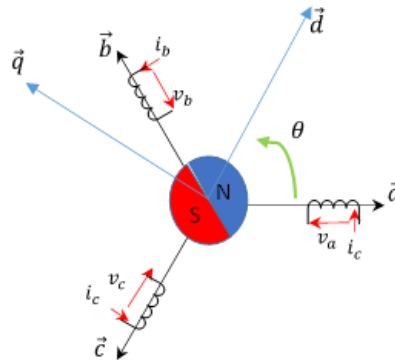


Figure 2.4 : Représentation de la MSAP dans le repère triphasé (a,b,c) par rapport au repère biphasé (d,q).

Si on applique la transformation de Park sur les valeurs des tensions électriques, on aura les expressions suivantes :

$$v_d = R_s + \frac{d\varphi_d}{dt} - \omega_e \varphi_q \quad (2.12)$$

$$v_q = R_s + \frac{d\varphi_q}{dt} + \omega_e \varphi_d \quad (2.13)$$

Avec φ_d et φ_q sont les flux statoriques selon l'axe (d) et (q) respectivement.

$$\begin{bmatrix} \varphi_d \\ \varphi_q \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} L_d & 0 \\ 0 & L_q \end{bmatrix} \begin{bmatrix} i_d \\ i_q \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \varphi_f \\ 0 \end{bmatrix} \quad (2.14)$$

L_d et L_q sont les inductions selon l'axe (d) et (q) respectivement.

II.2.2. Transformation de Concordia :

Le cas où l'angle électrique de la position de rotor par rapport à celle de stator θ est nul ; s'appelle la transformation de Concordia. Elle a le repère (α, β) . [56]

On a :

$$[X_{\alpha\beta 0}] = [C] [X_{abc}] \quad (2.15)$$

Avec :

$$[C] = \sqrt{\frac{2}{3}} \begin{bmatrix} 1 & -1/2 & -1/2 \\ 0 & \frac{\sqrt{3}}{2} & -\frac{\sqrt{3}}{2} \\ \frac{1}{\sqrt{2}} & \frac{1}{\sqrt{2}} & \frac{1}{\sqrt{2}} \end{bmatrix} \quad (2.16)$$

Une projection d'un vecteur du repère triphasé sur le repère biphasé donne une nouvelle représentation de ce vecteur qui conserve la même fréquence de rotation initiale que dans le repère triphasé. Plutôt que d'exiger un repère stationnaire, si les axes biphasés tournent à la même fréquence que les axes triphasés, la projection de ces vecteurs triphasés sur le repère rotatif restera constante. Ainsi, les valeurs triphasées AC seront converties en deux valeurs DC.

Si l'un des axes direct (d) ou quadratique (q) est lié à un axe du repère triphasé (le cas où θ est nul ou égal à 90°), la somme des projections sur l'axe non lié est nulle. Par exemple, dans le cas de la transformation de Concordia où l'axe direct (d) est lié à l'axe 'a' du repère triphasé, la somme des projections sur l'axe quadratique (q) sera toujours nulle.

Le passage entre le repère (d,q) au repère (α, β) explique ce concept. On prend un vecteur F dans le repère (d,q) :

$$\begin{bmatrix} F_d \\ F_q \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(\theta) & \sin(\theta) \\ -\sin(\theta) & \cos(\theta) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_\alpha \\ F_\beta \end{bmatrix} \quad (2.17)$$

Avec :

$$\begin{bmatrix} F_\alpha \\ F_\beta \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_M \cos(\theta) \\ F_M \sin(\theta) \end{bmatrix} \quad (2.18)$$

Alors :

$$\begin{bmatrix} F_d \\ F_q \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(\theta) & \sin(\theta) \\ -\sin(\theta) & \cos(\theta) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_M \cos(\theta) \\ F_M \sin(\theta) \end{bmatrix} \quad (2.19)$$

En simplifiant :

$$\begin{bmatrix} F_d \\ F_q \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_M \\ 0 \end{bmatrix} \quad (2.20)$$

On constate ainsi que la composante liée à l'axe quadratique est nulle.

La machine MSAP ressemble pratiquement à un transformateur avec un secondaire mobile, la seule différence étant que les coefficients de couplage entre les phases du stator et du rotor changent continuellement avec le changement de la position du rotor. Le nouveau repère biphasé dans lequel les quantités du stator sont converties est appelé le repère du rotor. Un circuit équivalent dynamique pour les MSAP dans le repère (d,q) est présenté dans la Figure (2.5). [58][59]

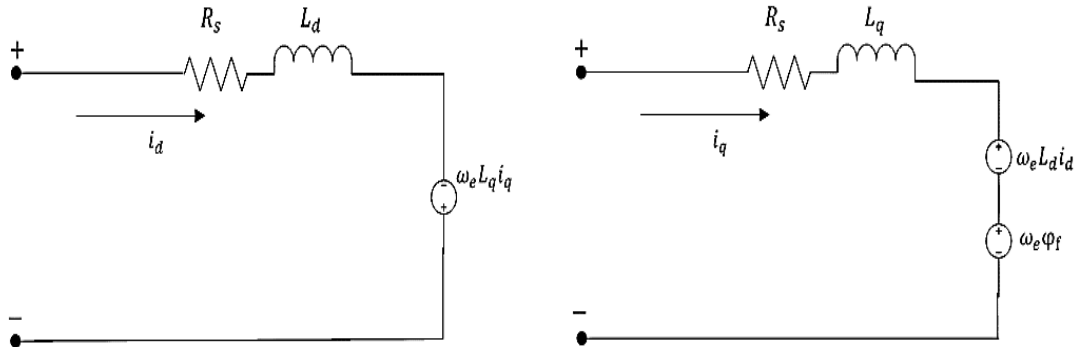


Figure 2.5 : Circuit équivalent de MSAP selon les deux axes d et q.

Le couple électromagnétique de moteur MSAPI est divisé sur deux parties ; le couple généré par l'aimant permanent et le couple réactant génère par la variation de la reluctance avec la position du rotor. Il s'exprime comme le montre l'équation suivante :

$$C_{em} = \frac{3}{2} P (\varphi_d I_q - \varphi_q I_d) = \frac{3}{2} P [(L_d - L_q) i_d i_q - \varphi_f i_q] \quad (2.21)$$

L'équation électromécanique est exprimée par :

$$J \frac{d\omega_m}{dt} + f\omega_m = P(C_{em} - C_r) \quad (2.22)$$

Avec : $\omega_e = P \cdot \omega_m$

ω_m : Vitesse de rotation angulaire 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.

P : Nombre de pair de pôles.

II.3. Modélisation de l'onduleur de tension à deux niveaux :

Dans le cadre de notre étude, le véhicule électrique entraîné par un moteur triphasé et alimenté par une source continue nécessite un convertisseur électronique pour effectuer la transition entre les deux types d'énergie. Cet intermédiaire est également chargé de commander les grandeurs électriques en utilisant des grandeurs de référence. Nous envisageons le scénario idéal d'un onduleur de tension triphasé à deux niveaux, modélisé par des interrupteurs parfaits à commutation instantanée.[60]

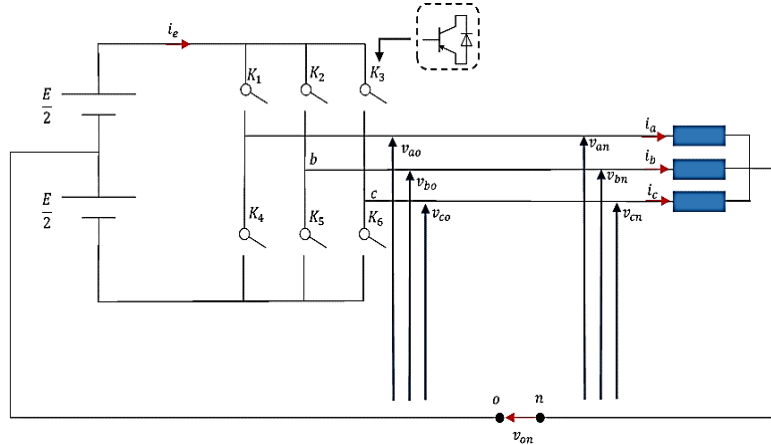


Figure 2.6 : Le circuit de puissance de l'onduleur triphasé de tension.

Les valeurs de tensions présentées dans la Figure (2.6) peuvent être exprimées comme suit :

$$\begin{cases} v_{an} = v_{ao} + v_{on} \\ v_{bn} = v_{bo} + v_{on} \\ v_{cn} = v_{co} + v_{on} \end{cases} \quad (2.23)$$

Une modulation de la largeur d'impulsion sera adaptée pour organiser la fermeture et l'ouverture de chaque interrupteur ; de tel sorte que le passage du courant sera de l'interrupteur avec la tension la plus grande vers l'interrupteur avec la tension la plus petite en assurant que les deux interrupteurs de la même branche se complètent.

Les tensions à l'entrée du moteur seront les suivant :

$$\begin{bmatrix} v_{an} \\ v_{bn} \\ v_{cn} \end{bmatrix} = \frac{1}{3} \begin{bmatrix} 2 & -1 & -1 \\ -1 & 2 & -1 \\ -1 & -1 & 2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v_{ao} \\ v_{bo} \\ v_{co} \end{bmatrix} \quad (2.24)$$

L'état des interrupteurs et la valeur des tensions électriques continues, peuvent faire partie de la matrice des tensions électriques à la sortie de l'onduleur. Ce qu'on peut le constater de l'équation suivante :

$$\begin{bmatrix} v_{an} \\ v_{bn} \\ v_{cn} \end{bmatrix} = \frac{E}{3} \begin{bmatrix} 2 & -1 & -1 \\ -1 & 2 & -1 \\ -1 & -1 & 2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} S_a \\ S_b \\ S_c \end{bmatrix} \quad (2.25)$$

S_i est l'état de l'interrupteur parfait et $i = (a,b,c)$.

On note que, $S_i = 1$ 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 ;

II.4. La commande vectorielle :

Après avoir transféré le modèle de la machine MSAPI du repère triphasé au repère biphasé, la commande du nouveau modèle sera effectuée de la même manière que la commande d'une machine à courant continu. La commande vectorielle offre des performances optimales dans le cas des MSAPI. Elle consiste à agir sur le vecteur de flux magnétique pour contrôler le courant en quadrature, et ainsi contrôler le couple magnétique. Ce dernier est fondamentalement découplé du vecteur de flux. Cette technique vise à contrôler le couple du moteur uniquement par la composante quadratique (i_q), en maintenant la composante de courant directe (i_d) à zéro.

La simulation des MSAPI est réalisée à l'aide de MATLAB/Simulink® ; le modèle de courant adapté est le suivant :

$$\begin{cases} \frac{di_d}{dt} = -\frac{R_s}{L_d} i_d + \frac{L_q}{L_d} i_q \omega_m + \frac{V_d}{L_d} \\ \frac{di_q}{dt} = -\frac{R_s}{L_q} i_q - \frac{L_d}{L_q} i_d \omega_m - \frac{\varphi_f}{L_q} \omega_m + \frac{V_q}{L_q} \\ \frac{d\omega_m}{dt} = \frac{f}{J} \omega_m + \frac{3P^2}{2J} [(L_d - L_q) i_d i_q - \varphi_f i_q] - \frac{P}{J} C_r \end{cases} \quad (2.26)$$

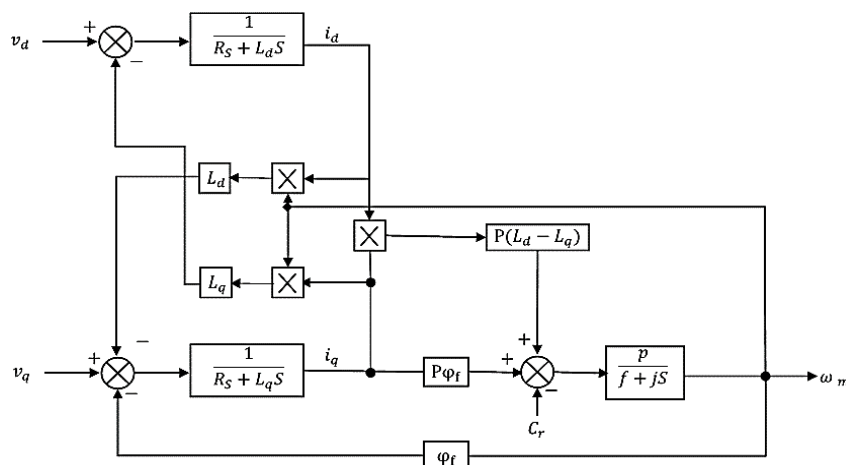


Figure 2.7 : Modèle de MSAPI par Matlab / Simulink ®.

En tenant compte l'expression du couple et de l'équation mécanique ; le modelé de l'MSAPI est un système non linéaire, multi variable et couplé, il est représenté par la Figure (2.7).

II.5. La commande DTC (Direct Field Control) pour MSAPI de traction :

La commande de couple direct consiste à déterminer à chaque instant l'angle électrique du rotor, la vitesse du moteur et les courants dans le repère biphasé (i_d et i_q), accordant ainsi une importance majeure aux boucles de régulation des courants et de la vitesse. Il existe huit configurations possibles des interrupteurs de l'onduleur à deux niveaux connectés au moteur MSAPI ; ces configurations fournissent des vecteurs de tensions. La commande DTC choisit un vecteur de tension de manière à maintenir le flux statorique et le couple électromagnétique à l'intérieur de deux bandes à hystérésis, établissant ainsi un découplage entre le flux et le couple.

Le bloc de commande DTC du moteur MSAPI débute son fonctionnement en calculant l'erreur entre la vitesse mécanique du moteur et la vitesse de consigne de référence. Cette erreur génère, à travers un régulateur de vitesse, le couple de commande qui sera comparé avec le couple électromagnétique estimé. Les erreurs de couple et de flux seront ensuite traitées successivement par des comparateurs à hystérésis. Les sorties de ces comparateurs, combinées avec le numéro du secteur de position du flux statorique, serviront d'entrées à un bloc appelé "table de sélection". Ce bloc utilisera ces données pour choisir le vecteur de tension approprié à partir d'une table préétablie, permettant ainsi un contrôle précis du système.

La commande de la sélection du vecteur tension (V_s) est réalisée en générant des impulsions permettant le contrôle des interrupteurs de l'onduleur. [61] [62] La commande DTC est donc une stratégie qui se base sur le contrôle du couple et du flux de manière séparée par l'imposition d'un vecteur de tension (V_s).

Le flux est contrôlé par le vecteur tension (V_s) selon la formule suivante :

$$\begin{cases} \varphi_{s\alpha} = \int_0^t (v_s - R_s i_{s\alpha}) dt \\ \varphi_{s\beta} = \int_0^t (v_s - R_s i_{s\beta}) dt \end{cases} \quad (2.27)$$

Tant que les interrupteurs de l'onduleur sont commandés d'une façon échantillonnée à une période (T_e), l'intégration numérique des rectangles, tout en négligeant les termes résistifs lors du fonctionnement de la machine à haute vitesse, rends la formule du flux comme suit :

$$\begin{cases} \varphi_{s\alpha}(K+1) = \varphi_{s\alpha}(K) + (v_s(k)T_e) \\ \varphi_{s\beta}(K+1) = \varphi_{s\beta}(K) + (v_s(k)T_e) \end{cases} \quad (2.28)$$

Ce qui fait : $\varphi_s(K+1) = \varphi_s(K) + v_s(k)T_e$

De son tour le couple est contrôlé par les vecteur flux φ_s par l'expression :

$$C_{em} = K[\varphi_s, \varphi_r^*] \quad (2.29)$$

Avec : φ_r^* est le conjugué de φ_r et $k = \frac{3P}{2Ls}$

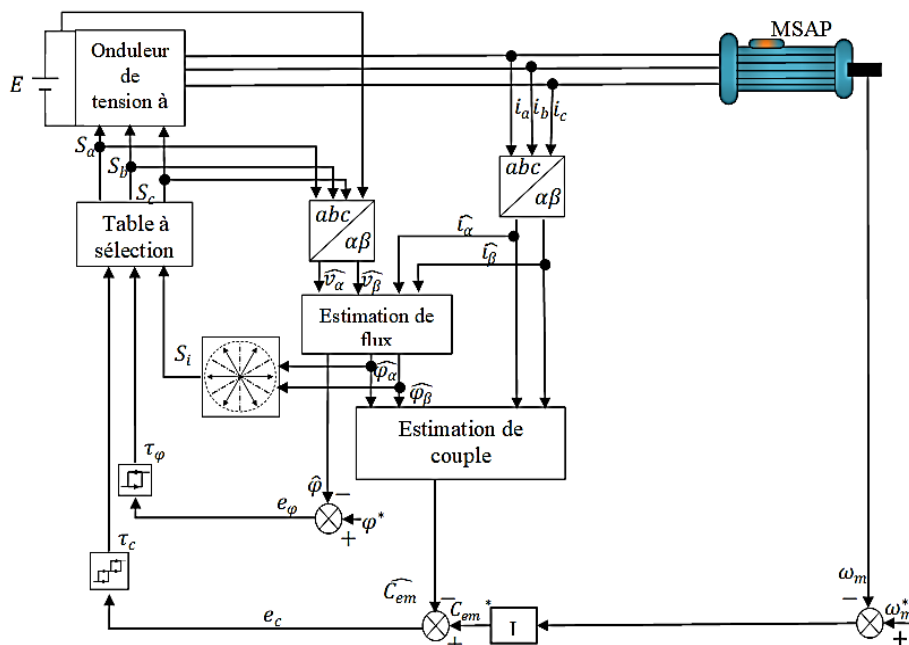


Figure 2.8 : Schéma bloc de la commande directe du couple d'une MSAPI.

L'expression du couple électromagnétique est alors la suivante :

$$C_{em} = K\varphi_s\varphi_r \cdot \gamma \quad (2.30)$$

En notant que γ est l'angle entre φ_s et φ_r

La sélection du vecteur V_s se fait suivant les conditions du flux et du couple de référence.

La Figure (2.8) montre le schéma bloc de la commande DTC.

II.6. Stratégie de contrôle-commande MTPA-FW de MSAPI :

Il existe plusieurs algorithmes applicables dans le contexte du contrôle FOC, tels que la stratégie de contrôle MTPA (Maximum Torque Per Ampere) et FW (Flux Weakening). Bien qu'ils utilisent des techniques de contrôle différentes, ils sont tous deux destinés aux applications de la traction électrique. La combinaison de ces deux techniques de contrôle garantit un fonctionnement à couple maximal dans une large plage de vitesses ; ainsi, la commande MTPA opère dans la région à couple constant à basse vitesse, tandis que la commande FW fonctionne dans la région à puissance constante à haute vitesse. Ces deux commandes sont appliquées dans des régions différentes, séparées par une valeur de vitesse bien déterminée appelée la vitesse de base ω_{base} . [93] La Figure (2.9) explique ce contexte ci-dessous.

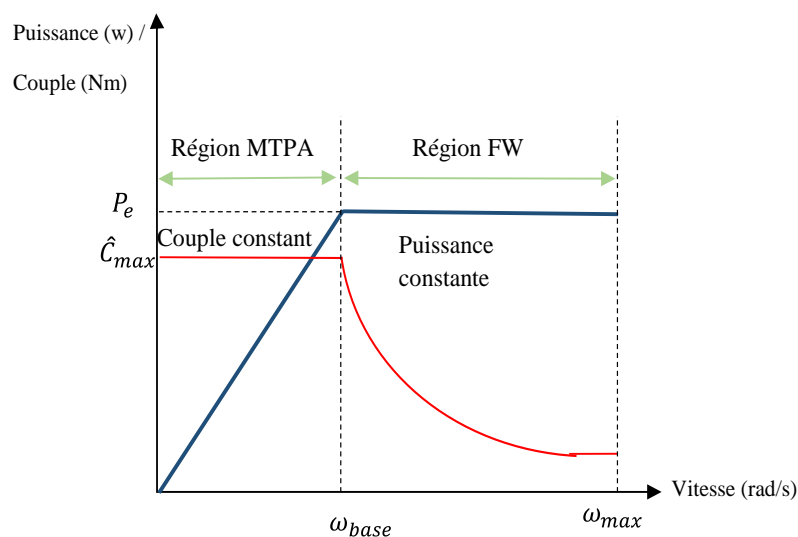


Figure 2.9 : Caractéristique couple/vitesse et puissance/vitesse de MSAPI.

À partir de la vitesse de base, le couple fourni par la commande FW est supérieur à celui assuré par la commande MTPA. La commande FW n'augmente pas le courant nominal du moteur durant son fonctionnement, ce qui permet une extension de la plage de vitesses valide pour les MSAPIs.

L'implantation de ces deux stratégies dans la commande vectorielle du moteur MSAPI est expliquée dans le schéma de la Figure (2.10). À travers ces deux stratégies, l'objectif est d'assurer la valeur maximale du couple électromagnétique. Pour cela, un courant de phase de référence maximal ($\hat{i}_s^* = \hat{i}_{max}$) est généré sur toutes les zones de vitesses. Une amplitude de courant (\hat{i}_s^*) sera injectée à l'entrée du bloc MTPA à partir de l'erreur entre la vitesse de référence et la vitesse mesurée du moteur. Pour toutes les vitesses inférieures à la vitesse de base, c'est-à-dire les vitesses de la région du couple constant, le bloc MTPA sera commandé uniquement en générant des courants direct et quadratique correspondant au vecteur de courant calculé (\hat{i}_s^*).

À partir de la vitesse de base, les valeurs du couple électromagnétique fournies par la commande MTPA commencent à diminuer, tandis que la commande FW commence à produire des valeurs de couple supérieures. Un commutateur entre les deux commandes est alors activé dans le but de maintenir constamment la valeur du couple la plus élevée. [63] [78]

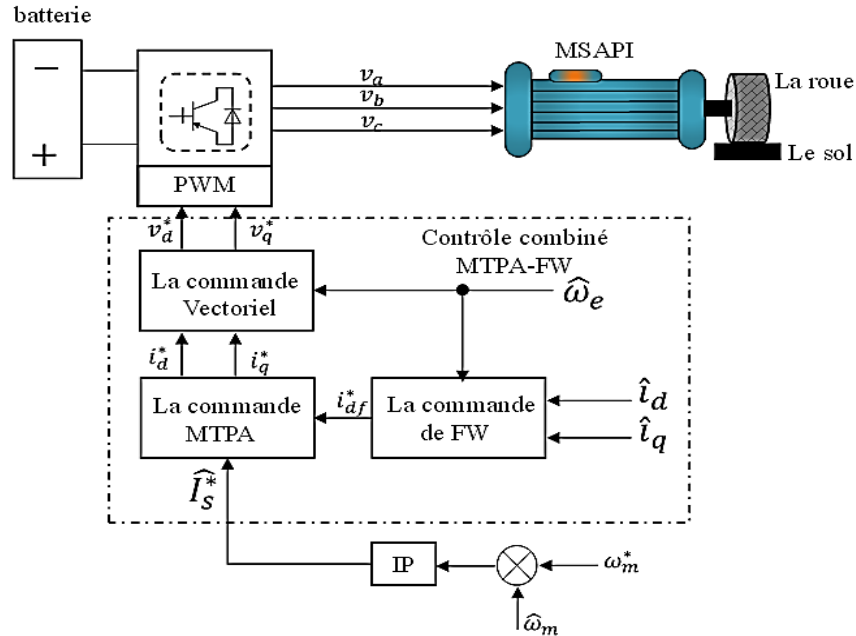


Figure 2.10 : Schéma de contrôle-commande combiné MTPA-FW d'un MSAPI.

Le courant direct référentiel (i_d^*) sera la somme des courants directs fournies par les deux stratégies de commande ; celui de bloc MTPA (i_{dMTPA}^*) et l'autre de bloc FW (i_{df}^*).

$$i_d^* = i_{dMTPA}^* + i_{df}^* \quad (2.30)$$

Le courant direct calculé par le bloc FW est un courant démagnétisant qui sera nul durant la région de fonctionnement de bloc MTPA. Par conséquent, le courant direct de référentiel dans cette région sera exprimé par $i_d^* = i_{dMTPA}^*$.

Dans la région à puissance constante ; et à partir de la vitesse de base, le courant i_{dMTPA}^* est encore présents. Le bloc de la commande FW commence à fonctionner et alors générer un courant démagnétisant (i_{df}^*) qui s'écrit comme suit :

$$i_{df}^* = i_{dFW}^* - i_{dMTPA}^* \quad (2.31)$$

Où i_{dFW}^* est le courant direct calculé par la commande d'affaiblissement de flux FW. Pendant le calcul des courants de référence par le bloc MTPA-FW, la composante de courant quadratique est relevée de l'équation de courant de phase mis à sa valeur maximale.

$$\hat{I}_{smax}^2 = i_d^2 + i_q^2 \quad (2.32)$$

Le bloc de control vectoriel est expliqué dans la Figure (2.11). Une régulation des courants avec compensation anticipée découplée est effectuée à ce niveau de la commande.

Les tensions référentielles v_d^* et v_q^* seront la somme des sorties de régulateur PI et les termes de compensation de tensions respectivement. La partie calculée par le contrôleur PI est la régularisation de l'erreur entre les courants i_d^* et i_q^* obtenu par l'algorithme de la commande combinée et les courants mesurés i_d et i_q respectivement. Par une transformation de Park inverse de ces deux valeurs de tension biphasée, on aura les grandeurs de tension triphasée (v_a, v_b, v_c) qui seraient connectées par la suite avec les entrées de l'onduleur MLI. Ce dernier alimentera le moteur MSAPI. [64]

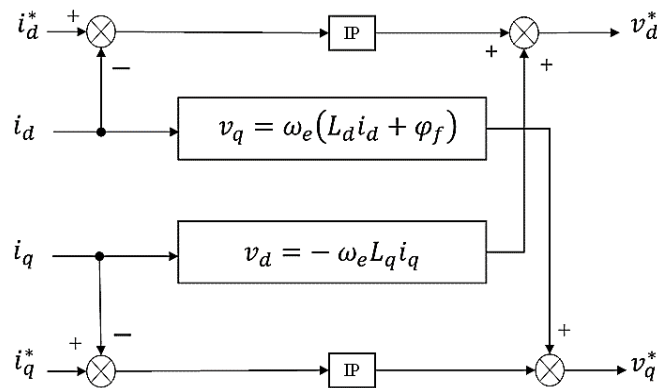


Figure 2.11 : Régulation des courants avec compensation anticipée découplée.

II.6.1. Stratégie de commande MTPA (Maximum Torque per Ampere) :

La stratégie de couple maximal pour un couple de courants (i_d, i_q) est une méthode de contrôle de couple. Dans les cas de la machine MSAPI ; le couple électromagnétique est écrit en fonction de flux magnétique propre à l'aimant permanent (φ_f), des inductances (L_d, L_q) et des courants (i_d, i_q). Il existe une infinité de combinaison de courant directe et quadratique qui peuvent produire la même valeur de couple électromagnétique. Autrement dit, la commande MTPA consiste à chercher les courants (i_d, i_q) qui donnent le courant de phase minimal pour toute valeur de couple. Ce dernier peut-être contrôlé en gardant un certain angle de couple spécifique qui se trouve entre le vecteur du courant de phase et l'axe directe (d). Ce principe donne les performances les plus efficaces à cause de la diminution des pertes fers [65][66].

Un passage par les expressions mathématique est établi dans le paragraphe suivante en expliquant les traits de cette stratégie de commande. Le couple développé par les moteurs MSAPIs ainsi que ses composants est décrit dans la Figure (2.12).

En se référant à l'équation (2.21), les deux composantes du couple électromagnétique sont exprimées dans deux équations distinctes, notées (2.33) et (2.34). L'une de ces composantes est générée par l'aimant permanent lui-même, ce qui constitue le couple magnétique (C_{mag}). Et une autre partie qui est générée par la saillance du rotor ; c'est le couple réactif (C_{rel}).

$$C_{mag} = \frac{3}{2} P \varphi_f i_q \quad (2.33)$$

$$C_{rel} = \frac{3}{2} P i_d i_q (L_d - L_q) \quad (2.34)$$

La nature de la MSAPI (Machine Synchrone à Aimant Permanent Intérieur) implique que l'inductance selon l'axe quadratique (L_q) est plus élevée que celle selon l'axe direct (L_d) [28][29]. Cela découle du fait que l'aimant permanent possède une réluctance plus importante que celle du fer. Dans ces conditions, pour que la partie du couple réluctant s'ajoute à la valeur du couple magnétique, une injection de courant direct (i_d) négatif est nécessaire. [94][95]

La Figure (2.12) montre les deux courbes de couple réluctant et du couple magnétique avec le couple magnétique totale. [67][96]

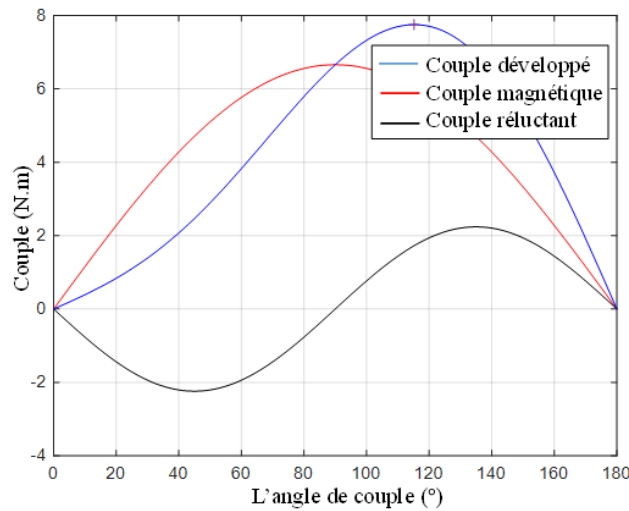


Figure 2.12 Couple développé en fonction de l'angle de couple.

Les courants d'axe (d) et (q) peuvent s'écrire en fonction de l'amplitude du courant de phase statorique \hat{I}_s comme suit :

$$\begin{aligned} i_d &= \hat{I}_s \cos \beta \\ i_q &= \hat{I}_s \sin \beta \end{aligned} \quad (2.35)$$

La Figure (2.13) illustre l'angle de couple β qui doit être compris entre $[0,180^\circ]$.

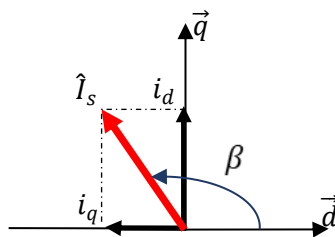


Figure 2.13 : Composants de courant statorique dans le repère (d,q) avec l'angle de couple.

Dans le but de calculer les courants (i_d, i_q) générés par la commande MTPA pour une valeur du couple maximale, on cherche les valeurs du courant directe (i_d) pour une dériver nulle de l'expression du couple magnétique totale par rapport au courant directe (i_d). [68]

$$\frac{dC_{em}}{di_{sd}}(i_{sd,MTPA}) = 0 \quad (2.36)$$

Dans l'expression de couple on remplace i_q par $i_q = \sqrt{\hat{I}_s^2 - i_d^2}$

On aura une équation de deuxième degré avec le courant direct (i_d) comme variable.

$$2(L_d - L_q)i_d^2 + \varphi_f i_d - \hat{I}_s^2(L_d - L_q) = 0 \quad (2.37)$$

On choisit la solution de courant direct négative la plus proche de zéro ; pour avoir un terme de couple réductant additif au couple total. Dans ce cas l'angle de couple doit être entre $[90, 180^\circ]$.

La solution trouvée pour l'équation (2.37) qui assure les conditions précédentes est la suivante :

$$i_{sd,MTPA} = \frac{\varphi_f - \sqrt{\varphi_f^2 + 8\hat{I}_s^2(L_d - L_q)^2}}{4(L_d - L_q)} < 0 \quad (2.38)$$

Le courant quadratique sera donc :

$$i_{sq,MTPA} = \sqrt{\hat{I}_s^2 - i_{sd,MTPA}^2} \quad (2.39)$$

Et l'angle de couple β est donc obtenu comme suit :

$$\beta = \tan^{-1} \frac{i_{q,MTPA}}{i_{d,MTPA}} \quad (2.40)$$

Le moteur MSAPI a deux limitations majeures à ne dépasser durant son fonctionnement ; la limitation de courant et la limitation de la tension. Mathématiquement parlant, elles sont les équations (2.41) et (2.42).

$$\hat{I}_s = \sqrt{i_d^2 + i_q^2} \leq I_{sn} \quad (2.41)$$

$$\sqrt{(L_q i_q \omega_m)^2 + [\omega_e(L_d i_d + \varphi_f)]^2} \leq V_{sn} \quad (2.42)$$

Avec : I_{sn} est la valeur maximale de courant qui peut être fournis ou absorbée par le moteur MSAPI. V_{sn} est la tension de la sortie de l'onduleur enchainé avec le moteur dépendante de la tension de bus DC.

Durant le fonctionnement de la commande MTPA ; aux bandes de petites vitesses jusqu'à la vitesse de base, seule la limitation de courant est exigée. Cette dernière donne une forme d'un cercle de rayon maximale I_{sn} . Pour une infinité des valeurs de couple électromagnétique ; la somme des points de courant (I_d, I_q) dans le plan (d,q) choisis par la commande MTPA, forme la trajectoire MTPA. Elle est illustrée dans la Figure (2.14).[65]

Le cercle de la limitation de courant est donné par l'équation suivante :

$$i_{d,MTPA}^2 + i_{q,MTPA}^2 = i_s^2 \quad (2.43)$$

La limitation de la tension est représentée par une ellipse, dont l'équation est dérivée de l'expression de la vitesse électrique, comme spécifié dans l'équation (2.42). [70]

$$\frac{((\varphi_f/L_d) + i_d)^2}{\hat{V}_s^2 / (\omega_e L_d)^2} + \frac{i_q^2}{\hat{V}_s^2 / (\omega_e L_d)^2} = 1 \quad (2.44)$$

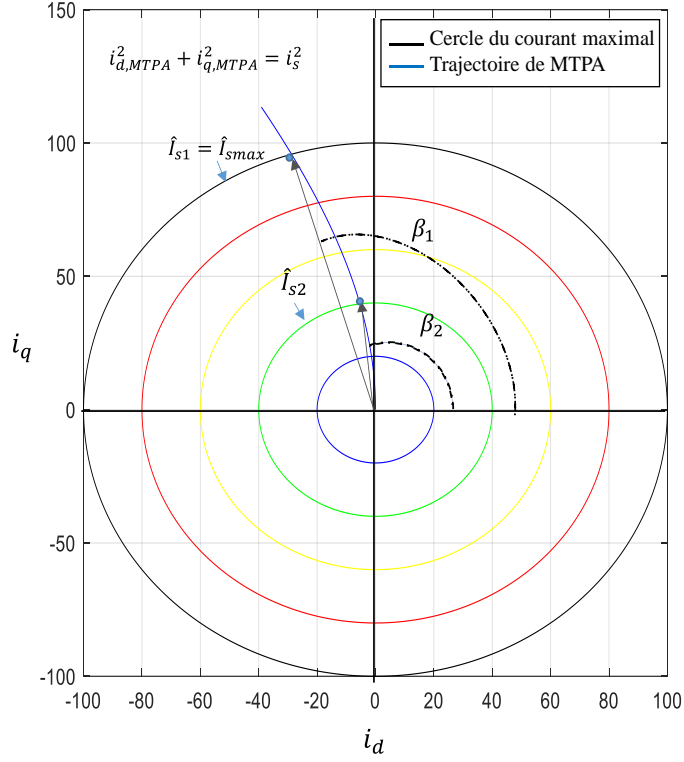


Figure 2.14 : L'intersection de la trajectoire MTPA avec les différents cercles du courant.

Le vecteur de tension aux bornes du stator durant le fonctionnement de la commande MTPA est les suivant :

$$\widehat{V}_s = \sqrt{(L_q i_{q,MTPA} \omega_e)^2 + [\omega_e (L_d i_{d,MTPA} + \varphi_f)]^2} \quad (2.45)$$

Par conséquent, la vitesse de base ω_{base} s'exprime comme suit :

$$\omega_{base} = \frac{\widehat{V}_{sn}}{\sqrt{(L_q i_{q,max})^2 + (L_d i_{d,max} + \varphi_f)^2}} \quad (2.46)$$

Cette vitesse peut être le début de fonctionnement du bloc FW mais pas la fin de fonctionnement du bloc MTPA. Une nouvelle ellipse de tension sera formée dans ces conditions pour avoir un point d'intersection avec la courbe MTPA.

Les courants (i_d, i_q) , se manifestent entre la vitesse de base et le moment où la commande MTPA cesse de fonctionner, comme décrit ci-dessous :

$$i_{dF} = \frac{L_q^2 - 2L_q L_d + 2L_d^2}{2(L_q - L_d)(L_q^2 + L_d^2)} \varphi_f - \sqrt{\frac{(L_q^2 - 2L_q L_d + 2L_d^2)^2}{4(L_q - L_d)^2 (L_q^2 + L_d^2)^2} \varphi_f^2 + \frac{\left(\frac{V_n}{P \omega_m}\right) - \varphi_f^2}{L_q^2 + L_d^2}} \quad (2.47)$$

$$i_{qF} = \sqrt{i_{dF}^2 - \frac{\varphi_f}{(L_q - L_d)} i_{dF}} \quad (2.48)$$

La vitesse maximale possible à atteindre par la commande MTPA est déterminée comme suit:

$$\omega_{\text{end,MTPA}} = \frac{V_{sn}}{p\phi_f} \quad (2.49)$$

II.6.2. La stratégie de contrôle FW (Flux Weakening) :

La commande d'affaiblissement de flux (FW) est conçue pour les applications à très haute vitesse. De nombreuses études ont été menées sur cette commande, et plusieurs méthodes ont été développées pour appliquer le même principe. Une seule considération est cruciale pour ce type de commande : la magnitude de la force contre-électromotrice (back-EMF), qui est proportionnelle à la vitesse du rotor. Lorsque la tension maximale supportée par le convertisseur est limitée par la tension continue du bus DC dans les applications de traction, le moteur MSAPI ne peut pas fonctionner dans les plages de vitesse où la force contre-électromotrice est supérieure à la tension maximale supportée par le bus DC, à moins que le flux magnétique ne soit affaibli.

En appliquant un courant d'armature négatif le long de l'axe direct (d), un flux de démagnétisation s'opposant au flux propre de l'aimant permanent est généré. Par conséquent, le flux total au niveau du rotor diminue et la vitesse du moteur augmente. Ainsi, le principe de la commande FW permet d'étendre la plage de vitesses disponibles pour le moteur.

Le moteur MSAPI peut accélérer jusqu'à sa vitesse de base en utilisant uniquement la commande MTPA, et bascule vers l'algorithme FW lorsque la commande précédente devient inefficace. Au-delà de la vitesse de base, la puissance générée par le moteur MSAPI reste constante et la capacité de couple est déterminée par deux contraintes : la tension et le courant.

Plus la vitesse augmente plus l'ellipse se contracte

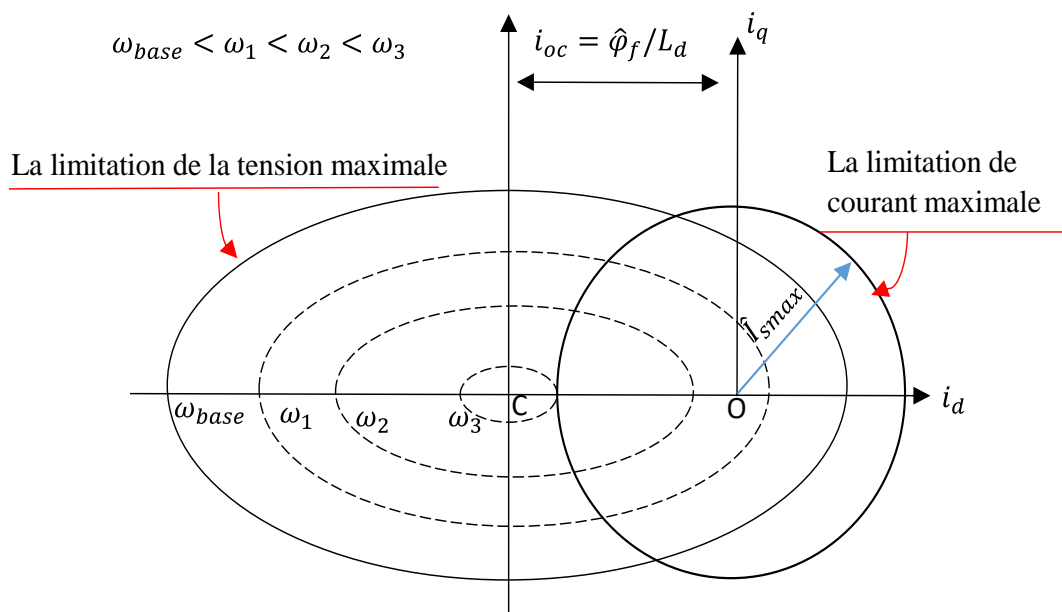


Figure 2.15 : Cercle de la limitation de courant et l'ellipse de la limitation de tension pour MSAPI.

La contrainte de courant est dictée par la dissipation thermique du moteur et les méthodes de refroidissement disponibles, tandis que la contrainte de tension est définie par la limite de tension supportée par le bus DC. La Figure (2.15) illustre le cercle de limitation de courant et l'ellipse de limitation de tension dans le même système de coordonnées (d-q). [70][71]

Dans la catégorie de contrôle FW, plusieurs stratégies sont mises en œuvre pour les moteurs API. Une stratégie de contrôle FW fréquemment adoptée pour ce type de moteur est le contrôle du couple maximal limité par la tension et le courant (VCLMT) [33].

Dans cette section, deux algorithmes de commande FW seront utilisés pour le moteur MSAPI : la commande VCLMT (Voltage and Current Limited Maximum Torque) et la commande CPR (Constant Power Region).

II.6.2.1. La commande VCLMT (Voltage and Current Limited Maximum Torque) :

La commande VCLMT applique le principe d'affaiblissement du flux, elle est l'un des méthodes du contrôle FW. Par conséquent, elle soumit aux mêmes contraintes que cette dernière. Au-delà de la vitesse de base, la commande VCLMT provoque le moteur MSAPI à générer un couple plus important que celui de la commande MTPA et même de ceux d'autres algorithmes de la commande FW. Plus la vitesse de moteur s'éloigne graduellement de la vitesse de base, plus l'ellipse représentant la limitation de la tension se contracte, en gardant le même centre qui se trouve sur l'axe négative quadratique (q) distant par $(\frac{\hat{\varphi}_f}{L_d})$. En sortant de cercle de courant maximal, les courants $(i_{d,MTPA})$ et $(i_{q,MTPA})$ de l'algorithme MTPA ne satisfont plus la contrainte de la tension, ce qui nécessite des nouvelles composantes de courant (i_d, i_q) pour garder la limitation de tension respectée [70]. Le calcul de ce pair de courant (i_d, i_q) est fait à partir de l'équation (2.50).

L'équation de la tension s'écrit comme suit :

$$(L_d i_d + \varphi_f)^2 + (L_q i_q \omega_e)^2 = \frac{\hat{V}_{s_{max}}^2}{\omega_e^2} \quad (2.50)$$

En écrivant (i_q) en fonction de courant directe (i_d) et par une substitution ; On obtient l'équation de deuxième degré avec le courant directe (i_d) comme variable :

$$(L_d^2 - L_q^2) i_d^2 + 2\varphi_f L_d i_d + \varphi_f^2 + L_q^2 \hat{I}_s^2 - \left(\frac{\hat{V}_{s_{max}}}{\omega_e} \right)^2 = 0 \quad (2.51)$$

Les solutions de cette équation sont données par les équations (2.52) et (2.53) :

$$i_{d1} = \frac{-\varphi_f L_d + \sqrt{(\varphi_f L_d)^2 + (L_d^2 - L_q^2)(\varphi_f^2 + L_d^2 \hat{I}_{s_{max}}^2 - (\hat{V}_{s_{max}}/\omega_e)^2)}}{(L_d^2 - L_q^2)} < 0 \quad (2.52)$$

$$i_{d2} = \frac{-\varphi_f L_d - \sqrt{(\varphi_f L_d)^2 + (L_d^2 - L_q^2)(\varphi_f^2 + L_d^2 \hat{I}_{s_{max}}^2 - (\hat{V}_{s_{max}}/\omega_e)^2)}}{(L_d^2 - L_q^2)} > 0 \quad (2.53)$$

Pour des raisons similaires à celles dans le calcul des courants par la commande MTPA, on opte pour la solution de courant la plus négative afin d'obtenir une démagnétisation maximale de l'aimant permanent, qui correspond à la première solution. Les composants de courant utilisés à partir de la vitesse de base en appliquant le contrôle VCLMT seront donc les suivants :

$$i_{d,VCLMT} = \frac{-\varphi_f L_d + \sqrt{(\varphi_f L_d)^2 + (L_d^2 - L_q^2) \left(\varphi_f^2 + L_d^2 \hat{I}_{smax}^2 - \left(\frac{\hat{V}_{smax}}{\omega_e} \right)^2 \right)}}{(L_d^2 - L_q^2)} \quad (2.54)$$

$$i_{q,VCLMT} = \sqrt{\hat{I}_s^2 - i_{d,VCLMT}^2} \quad (2.55)$$

La combinaison des deux stratégies (MTPA/VCLMT) nous offre l'avantage d'une marge de vitesse étendue et de meilleures performances pour le moteur MSAPI. L'ensemble des points de courant (i_d, i_q) calculés par les commandes MTPA et VCLMT forme la ligne rouge présentée dans la Figure (2.16). Cette ligne représente la trajectoire MTPA combinée à une partie de cercle formée par l'amplitude de courant maximale.

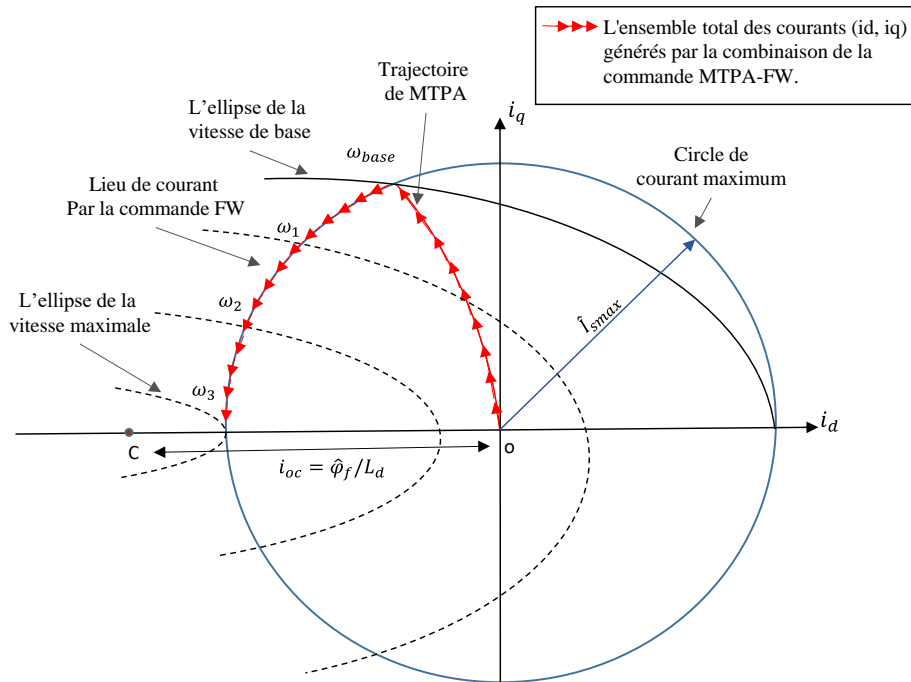


Figure 2.16 : Trajectoire des courants (i_d, i_q) fournis par la commande combinée MTPA-VCLMT (FW).

La partie de l'ensemble des points de courant déterminée par la commande VCLMT est limitée par l'ellipse correspondant à la vitesse de base et l'ellipse de la vitesse maximale à atteindre grâce à la commande FW.

Le courant i_{oc} également appelé courant de court-circuit, est défini comme le rapport entre le flux magnétique de l'aimant permanent ($\hat{\varphi}_f$) et l'inductance selon l'axe direct (L_d). Lorsque le courant maximal à la sortie du convertisseur est supérieur ou égal à ce courant, l'aimant permanent devient complètement démagnétisé. De plus, avec l'élimination totale du flux (φ_f), la vitesse tend vers l'infini et le couple maximal devient limité uniquement par la contrainte de tension.

Si le courant maximal (\hat{I}_{smax}) est maintenu inférieur au courant de court-circuit, le moteur MSAPI fonctionnera de manière stable avec un aimant permanent partiellement démagnétisé. À ce stade, le couple magnétique se situe à l'intersection entre l'ellipse de tension et le cercle

de courant. Parallèlement, la vitesse conserve une valeur finie. La vitesse maximale possible à atteindre grâce à la commande VCLMT est également la vitesse à laquelle le couple fourni dans cette zone s'annule. Cela correspond au point où le courant direct (i_d) est égal à $-\hat{I}_s \max$ et où i_q est égal à 0, ce qui donne :

$$w_{end,VCLMT} = \frac{\hat{V}_{s\max}/L_d}{(\varphi_f/L_d - \hat{I}_{s\max})} \quad (2.56)$$

II.6.2.2. Région à puissance constante (CPR) :

Pratiquement, plusieurs approches peuvent être utilisées pour appliquer le principe de la commande d'affaiblissement du flux (FW). On peut réguler le contrôleur de la commande FW en utilisant le retour d'un courant direct (i_d), le retour d'une vitesse qui génère un courant de démagnétisation, ou encore le retour d'un convertisseur de tension. Tout comme les approches précédentes, la méthode VCLMT de la stratégie FW présente toujours des limitations de courant et de tension qui sont proportionnelles à la vitesse du rotor du MSAPI.

La commande CPR représente une nouvelle approche développée dans le but d'exploiter et de maximiser la plage de vitesses disponibles. Elle se fonde sur l'une des caractéristiques principales de la commande FW, à savoir que la puissance fournie par le moteur reste constante pendant le fonctionnement du contrôle FW.

Un changement d'approche, de la commande VCLMT vers la commande CPR, est effectué à partir d'une certaine vitesse où le couple fourni par le contrôle CPR dépasse celui du contrôle VCLMT. La vitesse à laquelle ce changement est observé et appelée la vitesse inter (ω_{INTER}). Les courants (i_d, i_q) calculés par l'approche CPR sont déduits à partir de l'expression de la puissance développée. Cette dernière représente la valeur maximale et constante de puissance que le moteur MSAPI peut fournir (P_{base}). Le moteur MSAPI peut atteindre cette puissance dans la plage de vitesses commençant par la vitesse de base (ω_{base}). Voici l'expression générale de la puissance :[32]

$$P_{base} = C_{em} \frac{\omega_{base}}{p} \quad (2.57)$$

Si on remplace le couple (C_{em}) et le courant quadratique (i_q) respectivement par leurs expressions mathématiques :

$$C_{em} = \frac{3}{2} P [i_d i_q (L_d - L_q) + \varphi_f i_q] \quad (2.58)$$

$$i_q = \sqrt{\hat{I}_s^2 - i_d^2} \quad (2.59)$$

L'équation de la puissance devient la suivante :

$$P_{base} = \frac{3}{2} \left[i_d \sqrt{\hat{I}_s^2 - i_d^2} (L_d - L_q) + \varphi_f \sqrt{\hat{I}_s^2 - i_d^2} \right] \omega_{base} \quad (2.60)$$

Avec une simplification supplémentaire, on obtient une équation quadripôle avec le courant direct (i_d) comme variable :

$$(L_d - L_q)^2 \cdot i_d^4 + 2\varphi_f(L_d - L_q)i_d^3 + \left(\varphi_f^2 - (L_d - L_q)^2 \hat{I}_s^2\right) i_d^2 - 2\varphi_f(L_d - L_q) \hat{I}_s^2 i_d + \frac{4 \cdot P_{base}^2}{9 \cdot \omega_{base}^2} - \varphi_f^2 \hat{I}_s^2 = 0 \quad (2.61)$$

La solution choisie de cette équation est la valeur de (i_d) réelle et la plus négative, Si on pose :

$$\begin{aligned} a &= (L_d - L_q)^2 & c &= \varphi_f^2 - (L_d - L_q)^2 \hat{I}_s^2 & e &= \frac{4 \cdot P_{base}^2}{9 \cdot \omega_{base}^2} - \varphi_f^2 \hat{I}_s^2 \\ b &= 2\varphi_f(L_d - L_q) & d &= 2\varphi_f(L_d - L_q) \hat{I}_s^2 \end{aligned} \quad (2.62)$$

Le choix de la solution du courant directe assuré par le contrôle CPR sera sous la forme de l'équation (2.63) :

$$i_{d,CPR} = -b/4a - s - \frac{1}{2} \sqrt{-4S^2 - 2p + q/s} \quad (2.63)$$

Avec :

$$\begin{aligned} P &= (8ac - 3b^2)/8a^2 \\ q &= (b^3 - 4abc + 8a^2d)/8a^3. \\ s &= \frac{1}{2} \sqrt{-\frac{2p}{3} + \frac{Q + \Delta_o/Q}{3a}} \\ Q &= \sqrt[3]{\frac{\Delta_1 + \Delta_1^2 - 4\Delta_0^3}{2}} \\ \Delta_1 &= 2c^3 - 9bcd + 27b^2e + 27ad^2 - 72ace \\ \Delta_o &= c^2 - 3bd + 12ae. \end{aligned} \quad (2.64)$$

Par la suite le courant quadratique est obtenu comme suit :

$$i_{q,CPR} = \sqrt{\hat{I}_s^2 - i_{d,CPR}^2} \quad (2.65)$$

II.7. La combinaison des commandes MTPA-VCLMT-CPR :

En faisant une analogie entre les deux approches de contrôle par l'affaiblissement du flux (FW), VCLMT et CPR, on observe que de la vitesse de base (ω_{base}) jusqu'à la vitesse (ω_{INTER}); la méthode VCLMT produit un couple et une puissance plus importants que la stratégie CPR. Cependant, au-delà de ce point de vitesse, ni la courbe de puissance n'est maintenue constante ni celle du couple n'est stable, ce qui favorise par la suite l'utilisation de la commande CPR. Une combinaison des stratégies est donc mise en place pour le contrôle du moteur MSAPI afin d'assurer un couple maximal sur toute la plage de vitesses exploitée.

Sur une échelle de vitesses croissante, la commande MTPA fonctionne jusqu'à la vitesse de base (ω_{base}). De là jusqu'à la vitesse d'intersection entre le couple assuré par la commande VCLMT et celui du contrôle CPR, la commande VCLMT est appliquée. À partir de la vitesse (ω_{INTER}) le contrôle CPR prend le relais jusqu'à la vitesse maximale que le moteur MSAPI peut atteindre. Les Figures (2.17) et (2.18) présentent les caractéristiques couple/vitesse et

puissance/vitesse respectivement pour chaque stratégie de commande, ainsi que les limites de vitesse d'utilisation de chaque algorithme. [65]

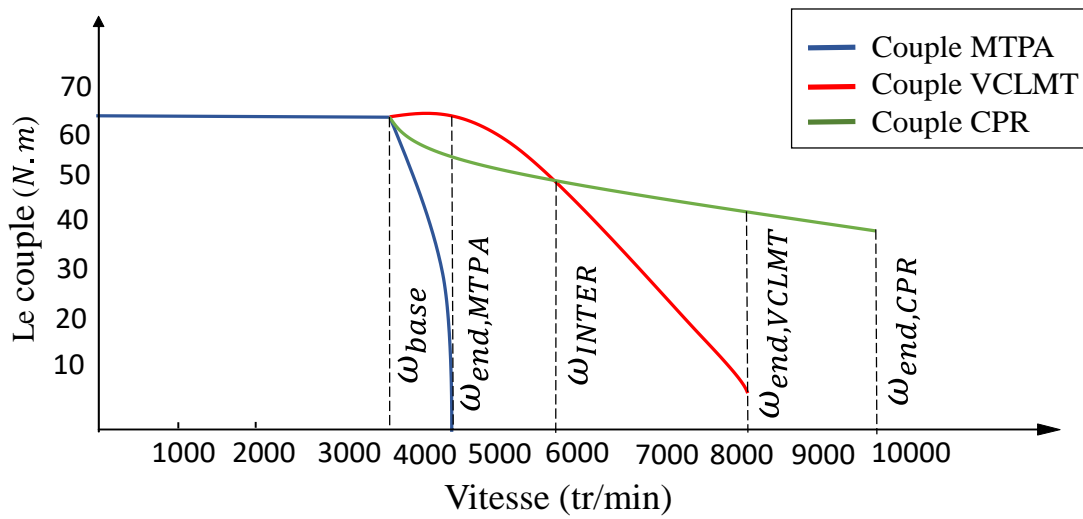


Figure 2.17: Caractéristiques couple/vitesse par la commande combinée (MTPA-VCLMT-CPR).

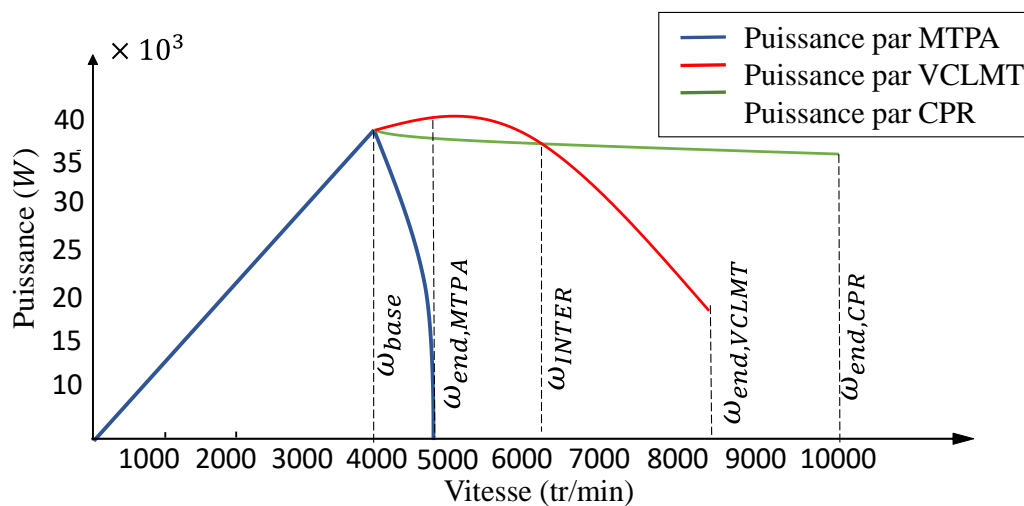


Figure 2.18 : Les caractéristiques puissance/vitesse par la commande combinée (MTPA-VCLMT-CPR).

Les schémas fonctionnels représentant l'évolution du couple et de la puissance fournis par les trois stratégies peuvent être réalisés par le logiciel Matlab/Simulink®, comme illustré dans les Figures (20.19) et (2.20).

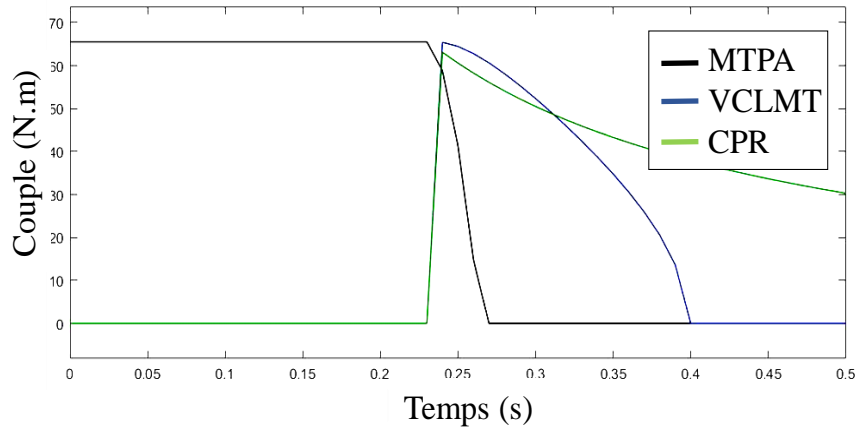


Figure 2.19 : Simulation du couple magnétique fournie par chaque commande (MTPA-VCLMT-CPR).

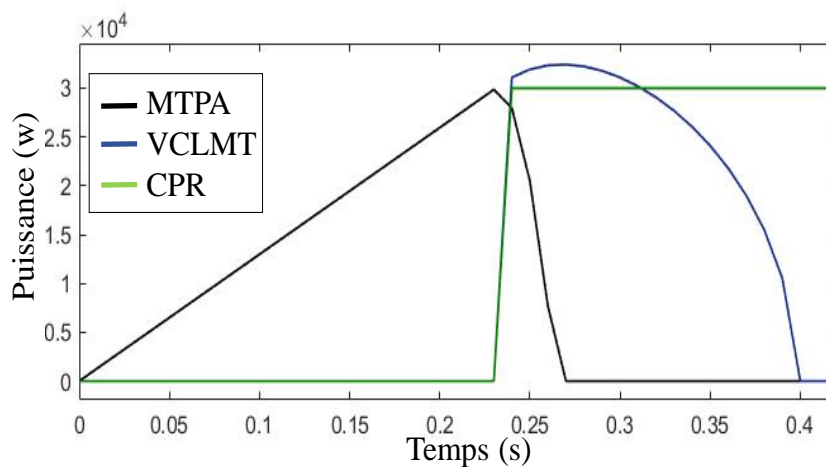


Figure 2.20 : Simulation de la puissance fournie par chaque commande (MTPA-VCLMT-CPR).

II.8. Fonctionnement du moteur dans les quatre quadrants :

La caractéristique couple/vitesse nous permet de distinguer quatre quadrants de fonctionnement du moteur MSAPI, qui diffèrent selon qu'il fonctionne en mode moteur ou en mode générateur. Ces deux modalités de fonctionnement sont déterminées par le signe de la puissance fournie. Si la puissance est positive, le moteur fonctionne en mode moteur ; si la puissance est négative, il fonctionne en mode générateur. La vitesse est positive lors de la marche avant et négative lors de la marche arrière.

D'un point de vue mécanique, si le sens du couple est dans le sens de la rotation de l'arbre du rotor, le moteur consomme de l'énergie électrique et fournit de l'énergie mécanique, ce qui correspond au fonctionnement moteur. En revanche, en mode générateur, le moteur consomme de l'énergie mécanique et génère de l'énergie électrique. La Figure (2.21) illustre ce concept. [72]

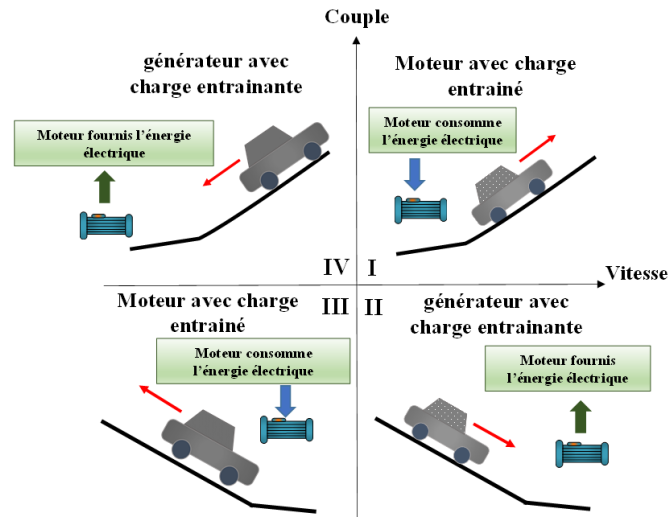


Figure 2.21 : Positionnement du véhicule dans les quatre quadrants en fonction de la caractéristique couple/vitesse.

Les courbes du couple et de la puissance déterminées par chaque commande (MTPA, VCLMT et CPR) pendant les quatre quadrants sont représentées par les résultats de simulation via le logiciel MATLAB, comme illustré dans les Figures (2.22) et (2.23) respectivement.

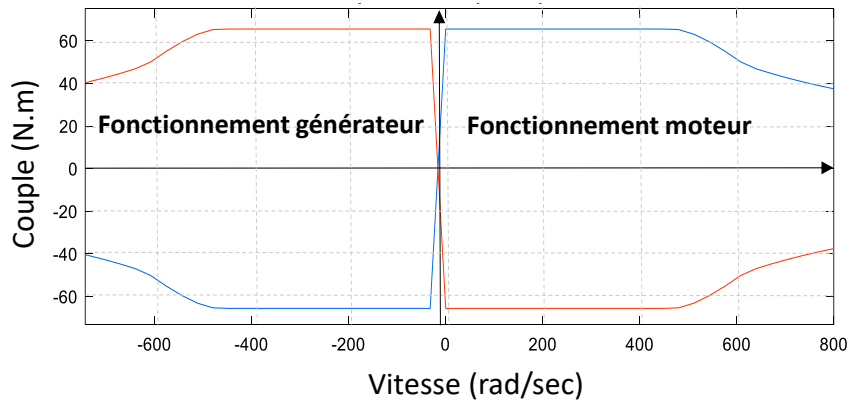


Figure 2.22 : Le couple fourni par la commande combinée MTPA-VCLMT-CPR dans les quatre quadrants.

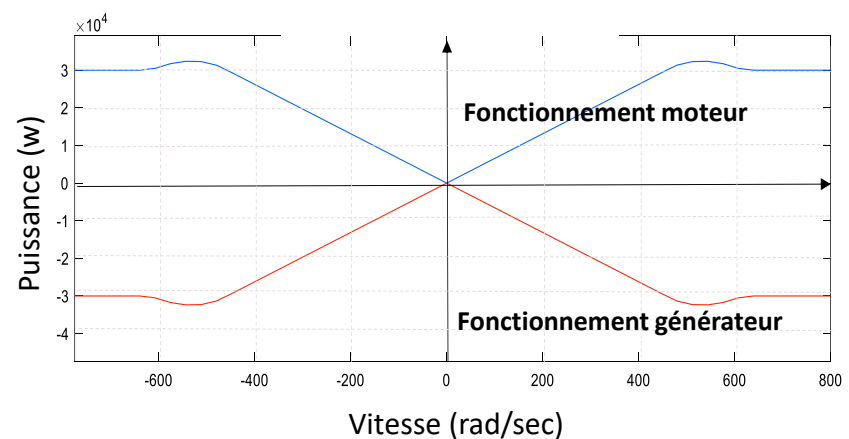


Figure 2.23 : La puissance fournie par la commande combinée MTPA-VCLMT-CPR dans les quatre quadrants.

Lors du freinage, l'énergie électrique générée par le moteur est récupérée et stockée dans le système de stockage. Les techniques de commande utilisées visent à garantir un couple maximal dans le but de maximiser la récupération de cette énergie.

II.9. La limitation du couple de référence :

Chaque commande de couple fournit une valeur maximale bien déterminée. Il n'est pas possible de suivre le couple de référence demandé par le moteur pendant la traction ou le freinage si celui-ci dépasse la valeur maximale disponible à générer par le bloc de contrôle en charge. Une limitation du couple de référence est alors appliquée ; ainsi, lorsque le couple de référence dépasse cette valeur maximale, le couple à la sortie du moteur est ramené à sa valeur maximale disponible. Cette limitation du couple de référence est déterminée en fonction de la plage de vitesses. Pour des vitesses positives, elle est exprimée comme suit :

$$\begin{aligned} 0 \leq \omega_{rm}^* < \omega_{base}^* &\rightarrow C_{em}^* = C_{max,MATPA}^* \\ \omega_{base}^* \leq \omega_{rm}^* < \omega_{INTER}^* &\rightarrow C_{em}^* = C_{max,VCLMT}^* \\ \omega_{rm}^* \geq \omega_{INTER}^* &\rightarrow C_{em}^* = C_{max,CPR}^* \end{aligned} \quad (2.66)$$

Tout au long de la plage de vitesses croissantes, il est crucial que le couple fourni par les différentes stratégies de contrôle ne se limite pas simplement à la valeur maximale disponible. Lorsque le véhicule est en traction, l'application du couple maximal alors que la demande de couple est nettement moindre peut entraîner un patinage des roues motrices, particulièrement dans des conditions spécifiques liées au type de surface routière. De même, lors du freinage par récupération, il existe un risque de blocage des roues et de glissement du véhicule, compromettant ainsi la sécurité du conducteur.

Pour prévenir ces problèmes et garantir une conduite plus fluide et sécurisée, deux systèmes sont mis en place : le système de commande de traction (Traction Control System, TCS) et le système de freinage antiblocage (Anti-lock Braking System, ABS). Ces dispositifs sont conçus pour appliquer un couple optimal sur les roues motrices, en prenant en considération les conditions routières et les préférences en matière de couple du conducteur. Ils contribuent ainsi à prévenir le patinage des roues en traction et le blocage lors du freinage, améliorant ainsi la sécurité et la stabilité globale du véhicule. Le couple magnétique après sa limitation est représenté par $(C_{em,l}^*)$. Sa valeur pour différentes vitesses et la valeur du couple de référence (C_{em}^*) doivent suivre la méthodologie indiquée dans le Tableau (2.1), tout en prenant en compte la restriction aux valeurs maximales de couple fournies pour chaque stratégie.

Tableau 2.1 : Calcul de couple de la limitation pour chaque région de vitesse.

Vitesse	Couple demandé par le conducteur	Couple délivré par le moteur MSAPI
$0 \leq \omega_{rm}^* < \omega_{base}^*$	Si $C_{em}^* \geq C_{max,MATPA}^*$ Sinon	$\rightarrow C_{em,l}^* = C_{max,MATPA}^*$ $\rightarrow C_{em,l}^* = C_{em}^*$
$\omega_{base}^* \leq \omega_{rm}^* < \omega_{INTER}^*$	Si $C_{em}^* \geq C_{max,VCLMT}^*$ Sinon	$\rightarrow C_{em,l}^* = C_{max,VCLMT}^*$ $\rightarrow C_{em,l}^* = C_{em}^*$
$\omega_{rm}^* \geq \omega_{INTER}^*$	Si $C_{em}^* \geq C_{max,CPR}^*$ Sinon	$\rightarrow C_{em,l}^* = C_{max,CPR}^*$ $\rightarrow C_{em,l}^* = C_{em}^*$

Un exemple de génération de couple optimal pour chaque cas est illustré par la Figure (2.23). On observe que lorsque le couple de référence est inférieur au couple maximal, le programme génère la valeur du couple de référence lui-même. En revanche, si le couple de référence dépasse la limite maximale du couple du moteur, une limitation est appliquée.

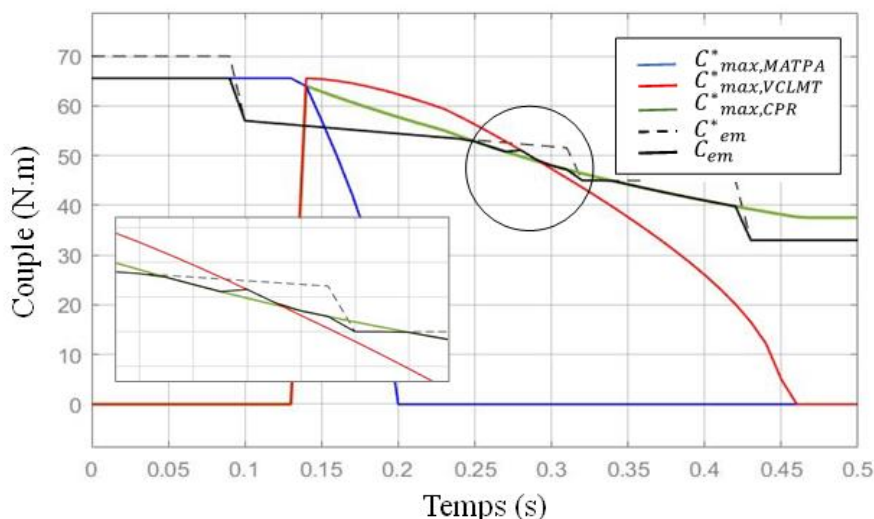


Figure 2.24 : Limitation de couple optimale avec un zoom sur la permutation de zone.

II.10. La décomposition des caractéristiques couple/vitesse en six régions :

L'expression du couple optimale assurée par les blocs de commande se diffère d'une région à une autre, en fonction des courants de référence (i_d^* , i_q^*) déterminés par la commande correspondante à la plage de vitesse de référence et du couple de référence demandé par le conducteur. L'organisation d'ordre entre les stratégies de commande pour calculer les courants de référence (i_d^* , i_q^*) décompose la caractéristique du couple/vitesse du moteur en six régions essentielles.

La première zone (I) du système de commande est réservée au bloc de contrôle (MTPA), limitée par la vitesse de base (ω_{base}^*) comme vitesse maximale, où le couple maximal à délivrer est le couple $C_{max,MATPA}^*$. Les zones (II) et (III), partageant la même plage de vitesse $[\omega_{base}^*, \omega_{end,MATPA}^*]$ sont séparées par la trajectoire du couple $C_{max,MATPA}^*$, appliquant respectivement les commandes (MTPA) et (VCLMT).

Le couple de référence dans chaque région est limité par la valeur maximale du couple propre à chaque commande utilisée. À partir de la vitesse $\omega_{end,MATPA}^*$ et jusqu'à la vitesse ω_{INTER}^* , la commande (VCLMT) détermine les courants de référence ainsi que la limite de couple maximal à fournir, formant la zone (IV). Au-delà de la vitesse ω_{INTER}^* , et jusqu'à la vitesse maximale à atteindre, une autre décomposition de zone est observée, séparée par la courbe de couple $C_{max,VCLMT}^*$. La zone (V) continue à appliquer la commande (VCLMT), tandis que la sixième zone est dominée par le contrôle (CPR). Le tableau (2.2) explique l'ordre de fonctionnement de chaque stratégie.

Tableau 2.2 : L'ordre de fonctionnement de chaque stratégie de commande.

Condition de vitesse	Condition de couple	La commande appliquée	La zone
$0 \leq \omega_{rm}^* < \omega_{base}^*$	-	MTPA	I
$\omega_{base}^* \leq \omega_{rm}^* < \omega_{end,MTPA}^*$	$C_{em}^* < C_{max,MATPA}^*$	MTPA	II
$\omega_{base}^* \leq \omega_{rm}^* < \omega_{end,MTPA}^*$	$C_{em}^* \geq C_{max,MATPA}^*$	VCLMT	III
$\omega_{end,MTPA}^* \leq \omega_{rm}^* < \omega_{INTER}^*$	-	VCLMT	IV
$\omega_{rm}^* \geq \omega_{INTER}^*$	$C_{em}^* < C_{max,VCLMT}^*$	VCLMT	V
$\omega_{rm}^* \geq \omega_{INTER}^*$	$C_{em}^* \geq C_{max,VCLMT}^*$	CPR	Zone CPR

La Figure (2.25) illustre la décomposition de la caractéristique couple/vitesse en six zones dans un seul quadrant.[65]

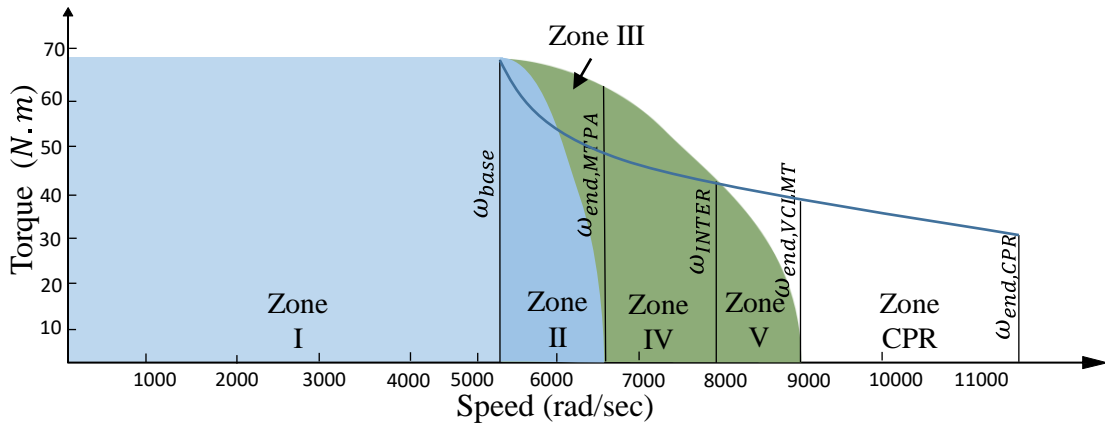


Figure 2.25 : Zones composantes des caractéristiques (couple/vitesse).

Les courants de référence directe (i_d^*) déterminés par chaque commande sont les solutions des équations mathématiques quadratiques, principalement dérivées des équations significatives de la caractéristique de chaque région.

II.10.1. Point de fonctionnement de la commande MTPA :

Dans les zones (I) et (II), seule la commande MTPA est active. Le point de fonctionnement est l'intersection entre l'ellipse de la limitation de la tension pour une valeur de couple bien déterminée (C_{em}^*) et la trajectoire de la courbe (MTPA). Les formules des courants de référence (i_d^* , i_q^*) dans ces conditions sont données comme suit :

$$i_d^* = -\frac{\varphi_f}{4(L_d - L_q)} + \sqrt{\frac{\varphi_f^2}{16(L_d - L_q)^2} + \frac{i_d^{*2} + i_q^{*2}}{2}} \quad (2.67)$$

$$i_q^* = \frac{C_{em}^*}{\frac{3}{2}p(\varphi_f + (L_d - L_q)i_d^*)}$$

Ce qui donne l'équation quadratique suivante :

$$i_d^{*4} + 3 \cdot \frac{\varphi_f}{(L_d - L_q)} i_d^{*3} + 3 \left(\frac{\varphi_f}{(L_d - L_q)} \right)^2 i_d^{*2} + \left(\frac{\varphi_f}{(L_d - L_q)} \right)^3 i_d^* - \left(\frac{2 C_{em}^*}{3 p} \cdot \frac{1}{L_d - L_q} \right) = 0 \quad (2.68)$$

Pour l'équation quadratique (2.67), quatre valeurs de courant direct (i_d) sont possibles en tant que solutions. Seule la solution réelle la plus proche de zéro est valide.

La courbe du couple maximal assuré par la commande (MTPA) se compose de deux parties. La partie destinée à la zone (I) s'exprime en fonction du courant (i_{dmax}^* , i_{qmax}^*) correspondant au cercle de courant maximale, et s'écrit comme suit :

$$C_{max,MATPA}^* = \frac{3}{2}P [i_{dmax}(L_d - L_q) + \varphi_f] i_{qmax} \quad (2.69)$$

Avec :

$$i_{dmax}^{*2} = \frac{\varphi_f}{4(L_d - L_q)} - \sqrt{\frac{\varphi_f^2}{16(L_d - L_q)^2} + \frac{I_{sn}^{*2}}{2}} \quad (2.70)$$

$$i_{qmax} = \sqrt{I_{sn}^{*2} - i_{dmax}^{*2}} \quad (2.71)$$

La deuxième partie du couple de la commande (MTPA) est destinée à la zone (II). Elle dépend de (i_{dF}^* , i_{qF}^*) écrits par les équations (2.47) et (2.48). L'expression du couple qui trace la trajectoire divisant la zone (II) et la zone (III) s'exprime comme suit :

$$C_{max,MATPA}^* = \frac{3}{2}P [i_{dF}(L_d - L_q) + \varphi_f] i_{qF} \quad (2.72)$$

II.10.2. Point de fonctionnement de la commande VCLMT :

Dans les zones (III), (IV) et (V), toutes les trois sont concernées par l'équation quadratique déterminée à partir des caractéristiques de la commande (VCLMT). Le point de fonctionnement dans ce cas est l'intersection entre l'ellipse de la limitation de la tension pour une vitesse donnée ω_{rm}^* et l'hyperbole à couple constant correspondant à un couple donné C_{em}^* . Le système des deux équations suivantes génère les courants ($i_{d,VCLMT}^*$, $i_{q,VCLMT}^*$) dans les zones concernées :

$$i_q = \frac{C_{em}^*}{\frac{3}{2}p(\varphi_f(L_d - L_q)i_d)} \quad (2.73)$$

$$(\varphi_f + L_d i_d^*)^2 + (L_q i_q^*)^2 = \left(\frac{V_{sn}}{\omega_e^*}\right)^2 \quad (2.74)$$

L'équation quadripôle est alors la suivante :

$$L_d^2(L_d - L_q)^2 i_d^{*4} + 2L_d(L_d - L_q)(2L_d - L_q)\varphi_f i_d^{*3} + (6L_d^2 - 6L_d L_q + L_q^2)\varphi_f^2 i_d^{*2} + 2(2L_d - L_q)\varphi_f^3 i_d + \varphi_f^4 + \left(\frac{3C_{em}^*}{2p}L_q\right)^2 - \left(\frac{V_{sn}}{\omega_e^*}\right)^2 \varphi_f^2 = 0 \quad (2.75)$$

Parmi les quatre solutions de l'équation précédente, nous choisissons la valeur de courant (i_d^*) réelle, négative et la plus proche de zéro. La courbe du couple qui sépare la zone (V) et la zone CPR est décrite en fonction des courants de référence ($i_{d,VCLMT}^*$, $i_{q,VCLMT}^*$) calculés par la commande (VCLMT).

$$C_{max,VCLMT}^* = \frac{3}{2}P [i_{d,VCLMT}(L_d - L_q) + \varphi_f] i_{q,VCLMT} \quad (2.76)$$

II.11. Le schéma de contrôle global désigné pour le MSAPI :

Le schéma adapté pour la simulation du contrôle du moteur MSAPI comprend deux boucles de régulation internes pour les courants de référence (i_d^*, i_q^*) et une boucle externe pour la vitesse. Une linéarisation du système est nécessaire pour contrôler les deux courants de référence séparément. Les grandeurs de référence correspondantes aux dynamiques et performances du moteur souhaitées doivent être prises en compte. La Figure (2.26) illustre le découplage et la linéarisation du système en compensant les termes des forces électromotrices non linéaires ($-\omega_e \varphi_d(s)$) et ($-\omega_e \varphi_q(s)$).

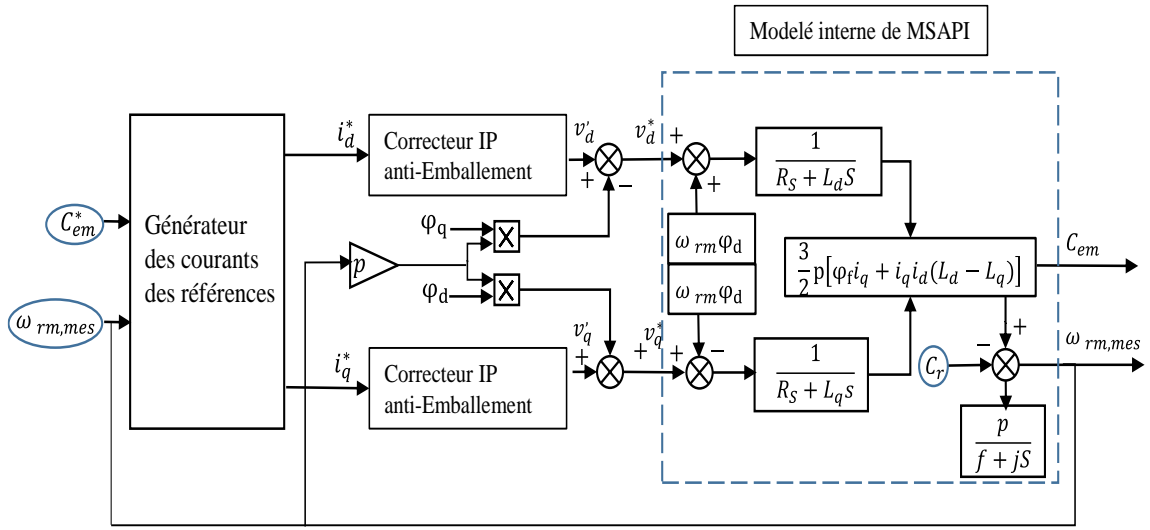


Figure 2.26 : Compensation des termes de forces électromotrices et linéarisation de system.

Le réglage des deux correcteurs PI anti-emballement des courants de référence est effectué par le calcul de leurs fonctions de transfert.

$$\frac{i_d(s)}{v_d'(s)} = \frac{i_d(s)}{v_d(s) + \omega_e \varphi_q(s)} = \frac{1}{R_s(1 + \tau_d s)} \quad (2.77)$$

$$\frac{i_q(s)}{v_q'(s)} = \frac{i_q(s)}{v_q(s) - \omega_e \varphi_d(s)} = \frac{1}{R_s(1 + \tau_q s)} \quad (2.78)$$

Les constantes de temps électrique directe et quadratique sont respectivement les suivantes :

$$\tau_d = \frac{L_d}{R_s} \quad (2.79)$$

$$\tau_q = \frac{L_q}{R_s} \quad (2.80)$$

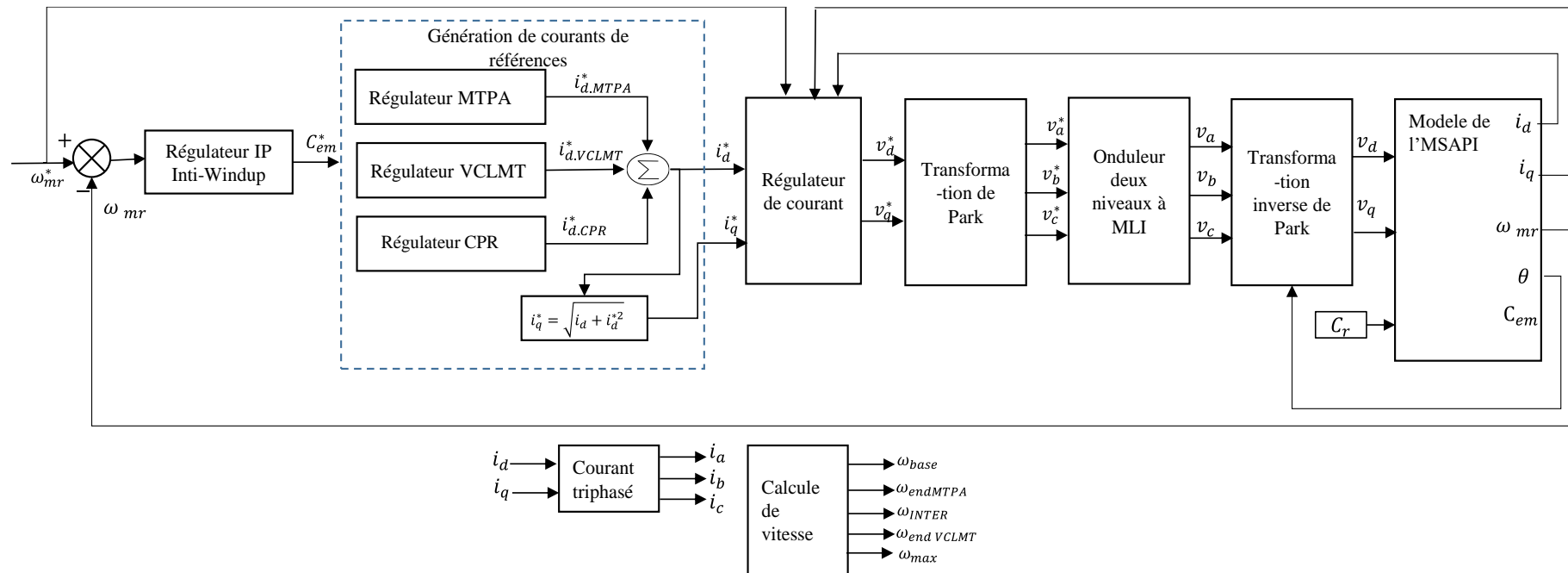


Figure 2.27 : Schéma de contrôle de moteur MSAPI par la combinaison de commande (MTPA-VCLMT-CPR).

II.12. Résultat de simulation :

Dans cette section consacrée à la simulation et à la validation des techniques de commande développées dans la partie théorique, nous distinguons deux parties essentielles réalisées à l'aide du logiciel Matlab/Simulink®.

Le premier test consiste à examiner le contrôle du moteur MSAPI à l'aide de la commande MTPA et de la commande FW décrite dans la section II.6.

Le deuxième test approfondit la stratégie de commande en utilisant toujours la commande MTPA jusqu'à la vitesse de base, mais en remplaçant la commande par affaiblissement de flux (FW) par ses deux dérivées, à savoir la commande VCLMT et la commande CPR, telles qu'expliquées dans la section II.7.

II.12.1. Test 1 :

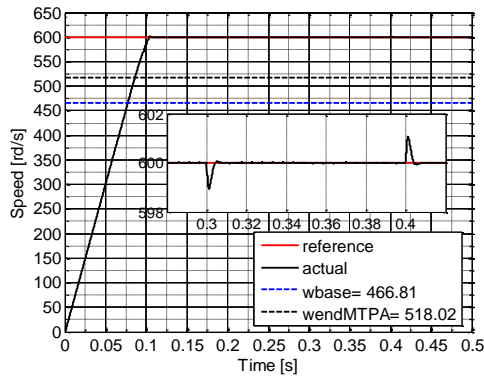
Nous présentons les résultats de simulation obtenus avec la stratégie de contrôle combinée développée. Les résultats sont détaillés dans l'article [93].

Les modèles mathématiques de l'IPMSM et des techniques MTPA, FW et CV ont été mis en œuvre sur le logiciel Matlab/Simulink. Nous avons testé la stratégie de contrôle combinée pour différentes références de vitesse. Des tests de simulation ont été réalisés pour différentes références de vitesse. Les paramètres de l'IPMSM utilisés dans une chaîne de traction d'un véhicule électrique ainsi que ces vitesses caractéristiques sont données dans le Tableau (0.2)

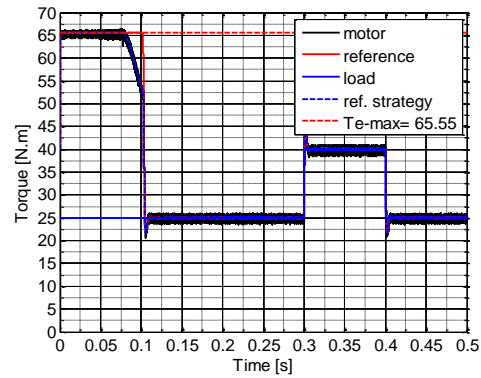
Pour évaluer les performances de la stratégie proposée dans une large plage de vitesses de fonctionnement, nous considérons un point de fonctionnement particulier en mode de traction correspondant à une vitesse de référence (600 rad/s) supérieure à la vitesse de base. La réponse en vitesse du système est présentée dans la Figure (2.28. a). Nous notons sur cette trajectoire que la vitesse de démarrage de l'MSAPI est rapide, et la vitesse atteint une valeur stable en moins de 0,1 seconde sans dépassement. Ensuite, elle peut suivre avec précision la vitesse de référence. En cas de variation de charge, la vitesse peut suivre la valeur de référence après une courte volatilité, et l'erreur de vitesse est immédiatement rejetée, comme le montre le zoom dans la Figure (2.28.a). La réponse du couple est presque instantanée, Figure (2.28.b). Nous notons que le couple développé est limité au couple maximum fourni par la commande MTPA dans la région de couple où la vitesse du moteur est inférieure à la vitesse de base. Ensuite, ils diminuent instantanément vers la valeur imposée par la charge (25 N.m) avec une légère ondulation en régime permanent. Pendant ce temps, les courants prennent les valeurs maximales imposées par la commande MTPA, comme le montre la Figure (2.28.g). Les réponses en courant sont illustrées dans les figures (2.28.c) -(2.28.h). On peut voir que les courants i_d et i_q suivent avec précision leurs références imposées par la commande MTPA lorsque la vitesse du moteur est inférieure à la vitesse de base, c'est-à-dire dans la région de couple constant, Figure (2.28.g). Au-delà de la vitesse de base, les références de courant sont générées uniquement par la stratégie de commande FW, Figure (28.e)-(28.f). À noter que le courant sur l'axe q est synonyme au couple développé par le MSAPI, Figure (2.28.b). La Figure (2.28.g) montre les trois courants statoriques correspondant à l'opération considérée. Nous notons une

importante transition sur cette réponse en mode transitoire. Ensuite, les courants répondent instantanément à l'application de la variation de charge.

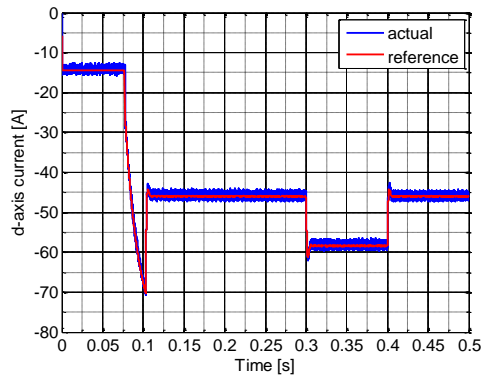
À partir des résultats de simulation présentés, la stratégie de contrôle combinée mise en œuvre montre des performances fiables pendant la région de couple constant à basse vitesse et pendant la région de puissance constante à haute vitesse. De plus, les résultats de simulation sont cohérents avec l'analyse pour la stratégie de contrôle combinée. L'effet de contrôle combiné attendu est atteint et la méthode proposée est prouvée faisable.



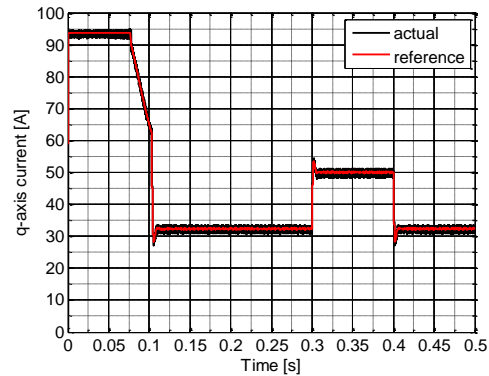
(a)



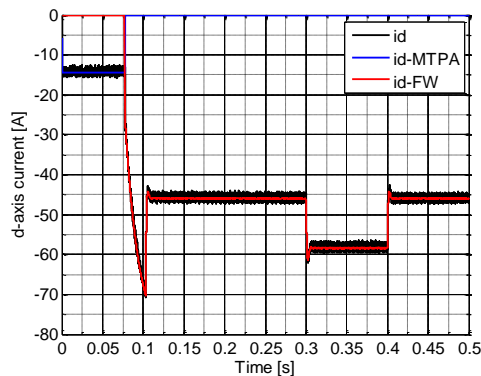
(b)



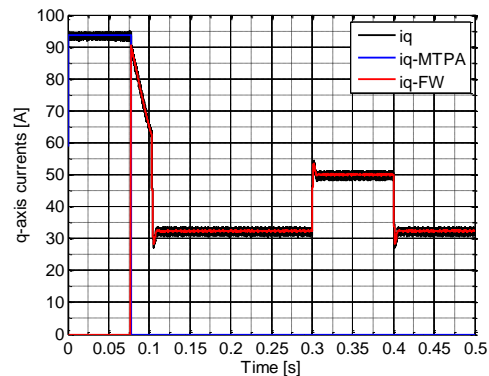
(c)



(d)



(e)



(f)

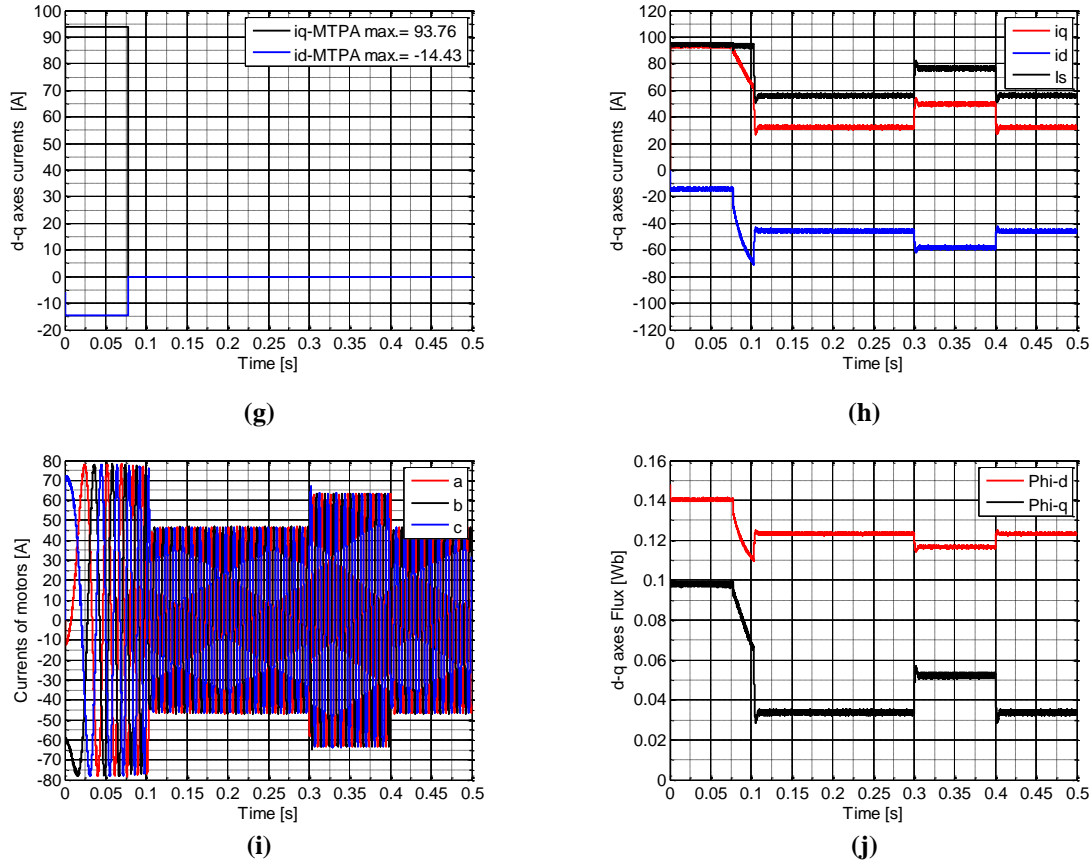


Figure.28 Résultat de Simulation pour le test 1.

II.12.2. Test.2 :

La simulation de la commande combinée de couple (MTPA-VCLMT-CPR) pour le moteur MSAPI est réalisée à l'aide du logiciel Matlab/Simulink®. Dans le but de vérifier les performances de la commande proposée, le schéma de commande présenté ci-dessus sera soumis à un deuxième test qui permettra d'expliquer son fonctionnement et sa robustesse. Nous souhaitons vérifier les courbes des courants de référence générés par chaque contrôle en fonction de la valeur de vitesse du moteur, en les comparant avec les limites de chaque région. De plus, nous examinerons les courbes du couple qui doit suivre ces références tout en assurant la limitation de ces dernières à la valeur maximale disponible à générer par le moteur. La permutation entre les six zones de fonctionnement est également visée dans cette analyse.

La visualisation des grandeurs générées par les trois blocs de commande est possible lorsque la marge de vitesse dépasse la vitesse (ω_{INTER}^*). Pour cela, nous imposons une vitesse de référence supérieure à cette dernière. Dans cet essai, la vitesse de référence se stabilisera à la valeur $\omega_{rm}^* = 820$ rad/s, avec une référence de couple résistant constante de 25 N.

La première Figure (2.29.a) montre la vitesse de sortie du moteur qui suit parfaitement la vitesse de référence. Les vitesses de chaque région sont également illustrées dans la même figure et sont données par le Tableau (2.3). La Figure (2.29.b) présente la courbe du couple de référence par rapport à sa valeur après la limitation au couple maximal, ainsi que le couple maximal à fournir par chaque stratégie de contrôle. Le couple de référence, situé entre les vitesses ($\omega_{end,MTPA}^*$) et (ω_{INTER}^*), change de valeur pour s'aligner sur la courbe du couple maximal de

la commande VCLMT ($C^*_{max,VCLMT}$) jusqu'à ce qu'il atteigne la vitesse (ω^*_{INTER}). A ce point la valeur de la courbe du couple fournie par la commande CPR ($C^*_{max,CPR}$) devienne la valeur du couple maximal disponible dans la région. La Figure (2.29.c) montre le couple en sortie du moteur MSAPI qui suit parfaitement sa référence après l'application de la limitation du couple. Le zoom sur la partie de la courbe illustrée dans la Figure (2.29.d) met en évidence la limitation du couple de référence à la valeur maximale disponible à générer par le bloc de la commande combinée. Elle montre également que, pour fournir le couple nécessaire pour passer d'une vitesse à une autre plus élevée, le couple du moteur s'aligne sur la valeur du couple résistant pour assurer un entraînement approprié de la charge. Le produit de la vitesse du moteur et de son couple électromagnétique donne la puissance du moteur, illustrée dans la figure (2.29.e).

Tableau 2.3 : Les valeurs des vitesses limites.

La vitesse	ω^*_{base}	$\omega^*_{end,MTPA}$	ω^*_{INTER}	$\omega^*_{end,VCLMT}$
La valeur (rad/s)	466.8	518	617.3	788.4

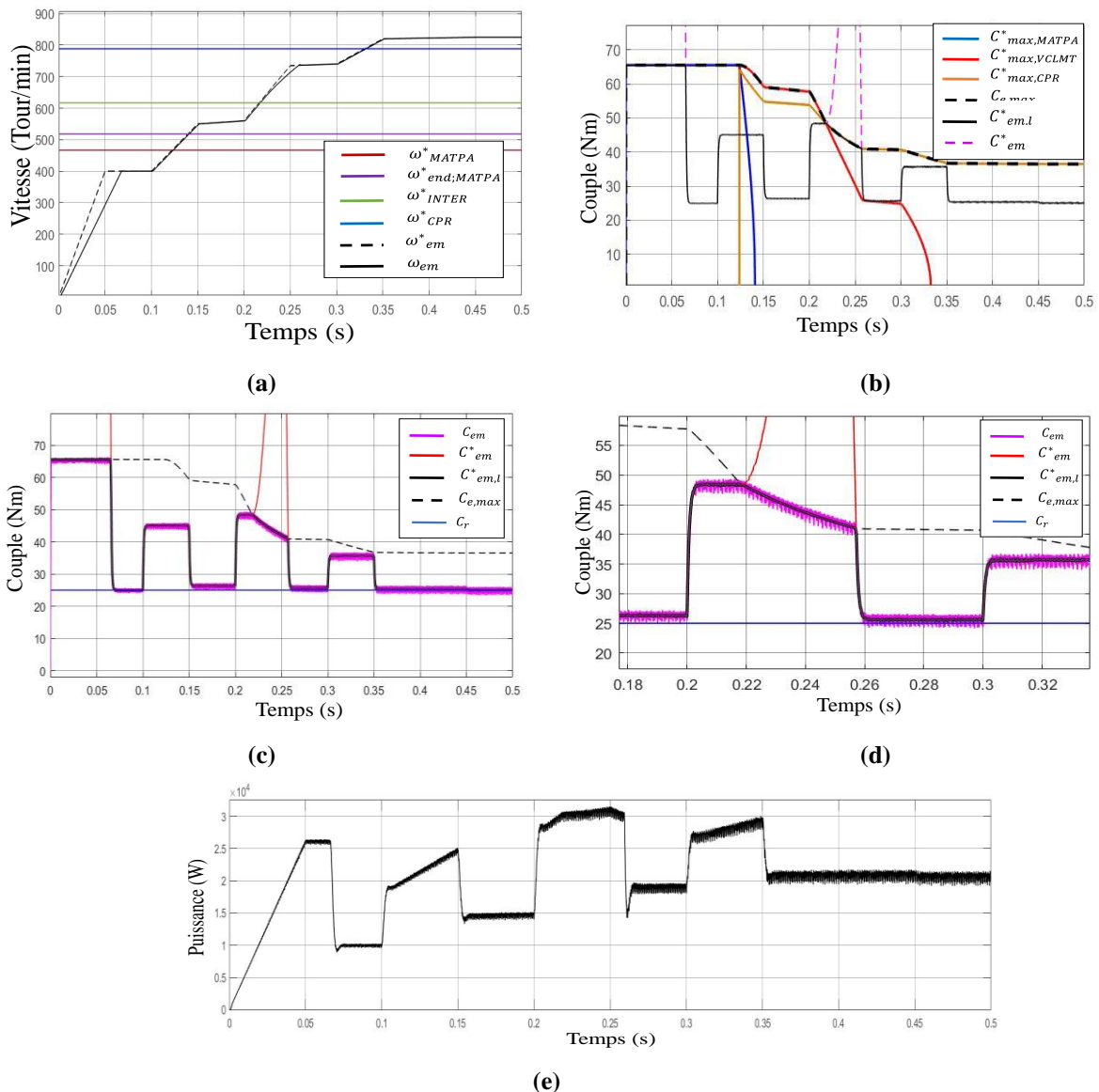


Figure 2.29 : Vitesses, couples et puissance de moteur par simulation, Test 2.

La Figure (2.30.a) affiche les courants de référence totaux (i_d^* , i_q^*), déterminés par chaque bloc de la commande combinée (MTPA-VCLMT-CPR), en fonction du temps selon les valeurs de la vitesse de référence (ω_{mr}^*) et le couple de référence (C_{em}^*). Les vitesses limites de chaque commande sont ajoutées à la courbe des courants pour mieux illustrer les performances du contrôle. Pour les vitesses inférieures à la vitesse de base, seuls les courants du bloc (MTPA) sont disponibles. Entre la vitesse de base (ω_{base}^*) et la vitesse ($\omega_{endMTPA}^*$), et selon la valeur du couple de référence par rapport au couple maximal ($C_{max,MTPA}^*$) et ($C_{max,VCLMT}^*$), les courants de référence générés proviennent du bloc (MTPA) ou (VCLMT) respectivement. Au-delà de la vitesse ($\omega_{endMTPA}^*$) et jusqu'à la vitesse (ω_{INTER}^*), seul le bloc de la commande VCLMT génère les courants de référence. Entre la vitesse (ω_{INTER}^*) et la vitesse ($\omega_{end,VCLMT}^*$), et selon la valeur du couple de référence qui se trouve entre le couple maximal ($C_{max,VCLMT}^*$) et le couple ($C_{max,CPR}^*$), les courants de référence (i_d^* , i_q^*) sont générés par la commande qui applique le couple le plus élevé. Comme illustré dans la même figure, dans cette dernière région, les deux commandes (VCLMT) et (CPR) sont actives. À partir de la vitesse ($\omega_{end,VCLMT}^*$), les courants de référence sont générés par le bloc (CPR) uniquement. Dans ce test, la décomposition des caractéristiques couple/vitesse sur six régions a été successivement simulée.

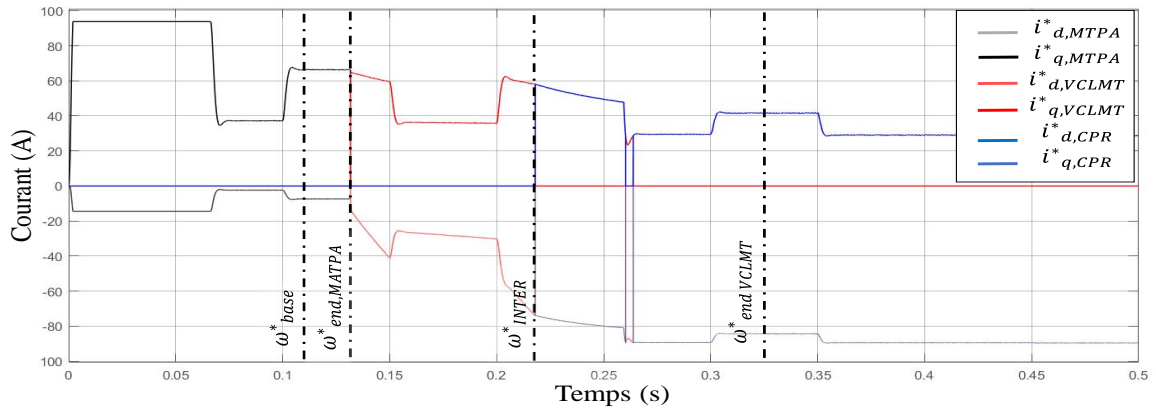
La Figure (2.30.b.1.2.3) illustre respectivement les courants de référence des blocs (MTPA), (VCLMT) et (CPR) en fonction de la vitesse du moteur MSAPI. Ces courants sont également présentés en fonction du temps dans la figure (2.30.b.4.5.6).

La Figure (2.30.d) présente les courants directs qui suivent parfaitement leur référence. On observe que plus la vitesse du moteur augmente, plus le courant démagnétisant augmente dans le sens négatif, ce qui assure une démagnétisation plus importante du flux de l'aimant permanent et donc une augmentation de la vitesse du rotor. La Figure (2.30.c) illustre la superposition de la courbe des courants quadratiques sur leur référence.

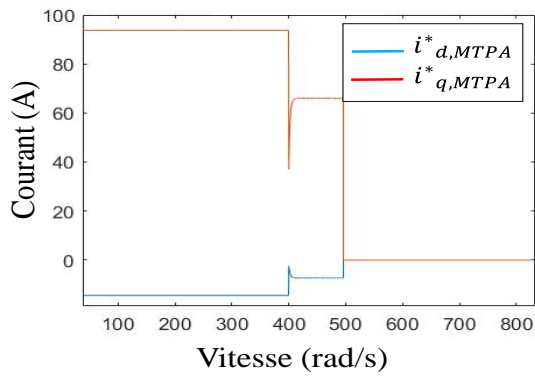
La Figure (2.30.e) montre le courant statorique estimé (i_s) en fonction de ses courants directs et quadratiques estimés (i_d , i_q).

Les trois courants principaux résultants de la commande combinée sont donnés dans la Figure (2.30.f). Les résultats des courants générés par la commande (MTPA-VCLMT-CPR) montrent un contrôle parfait du régulateur de courants.

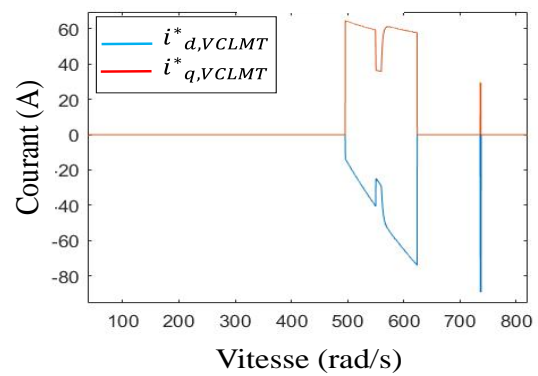
Le passage des grandeurs de courant du repère biphasé (d, q) au repère triphasé (a, b, c) par la transformation de Park inverse nous donne les courants triphasés délivrés par l'onduleur vers le moteur (MSAPI), comme le montre la Figure (2.30.g). Enfin, la dernière Figure (2.30.h) illustre les courbes de flux biphasés (φ_d , φ_q) ainsi que le flux statorique résultant.



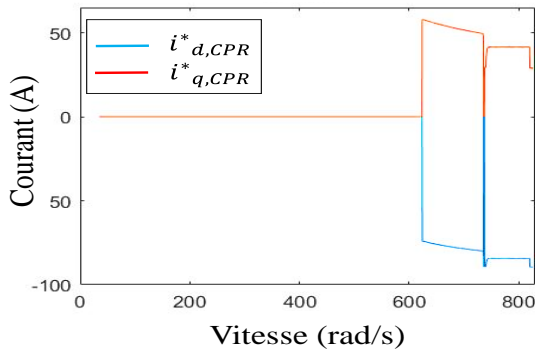
(a)



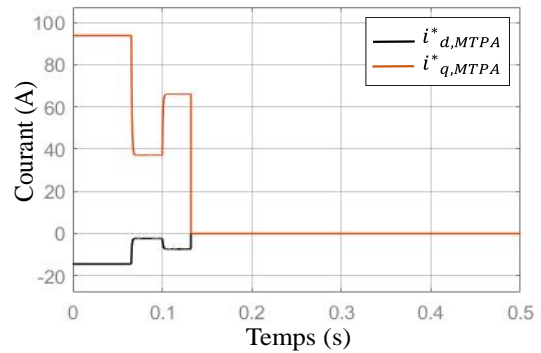
1. Par la commande MTPA.



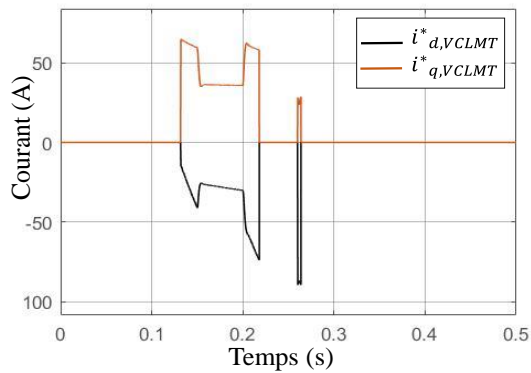
2. Par la commande VCLMT.



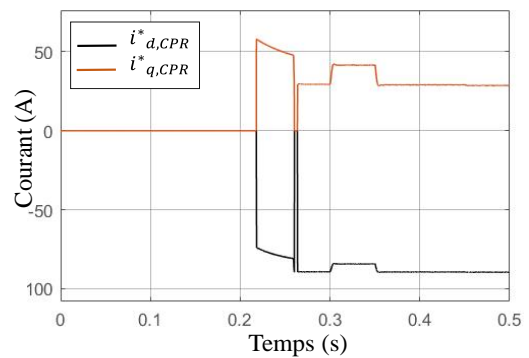
3. Par la commande CPR.



4. Par la commande MTPA.



5. Par la commande VCLMT.



6. Par la commande CPR.

(b) Les courants de référence en fonction de la vitesse et du temps.

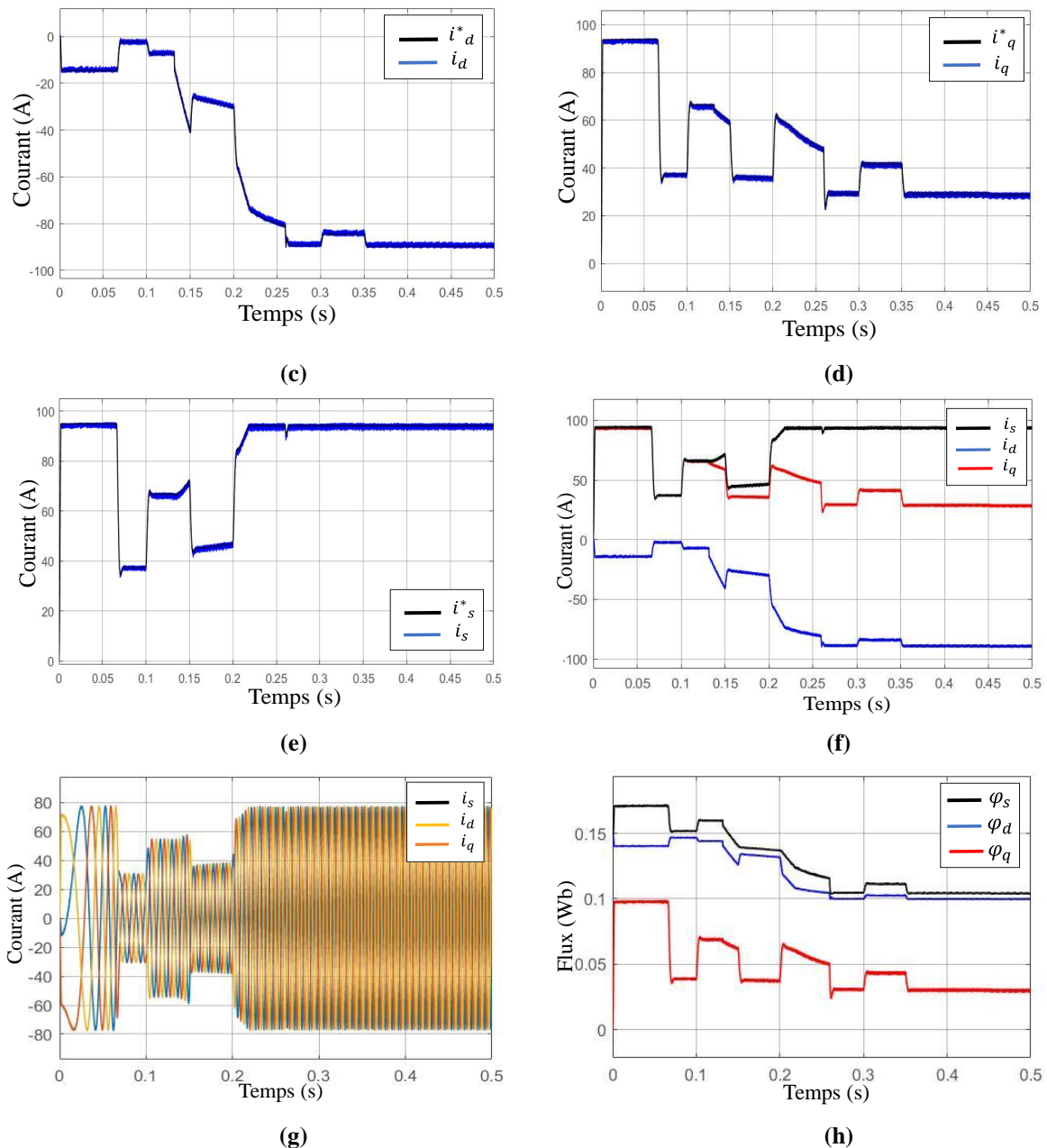


Figure 2.30 : Les courants générés par la commande combinée (MTPA-VCLMT-CPR) et le flux du moteur.

II.13. Conclusion :

Le véhicule électrique est équipé d'un système qui s'adapte aux commandes du conducteur tout en tenant compte des limitations matérielles et des contraintes environnementales. Dans le cadre de ce travail, le moteur synchrone à aimant permanent intérieur (MSAPI) a été sélectionné comme modèle de référence pour les applications des systèmes embarqués.

Le chapitre présent a abordé la modélisation mathématique d'un moteur synchrone à aimant permanent intérieur (MSAPI) alimenté par un onduleur triphasé de tension à deux niveaux, en mettant l'accent sur trois stratégies de commande dérivées de la technique de commande directe du couple (DTC). Ces stratégies comprennent le contrôle du couple maximal par ampère (MTPA) et le contrôle d'affaiblissement du flux (FW). Une nouvelle approche de commande

du MSAPI destinée aux applications de traction électrique a été développée, combinant le MTPA pour les basses vitesses et le FW à partir de la vitesse de base, avec deux algorithmes distincts : le contrôle de la limitation du couple maximal (VCLMT) et le contrôle de la puissance constante (CPR).

Cette combinaison de trois stratégies de contrôle de couple permet de tirer pleinement parti des avantages du MSAPI et adapte les caractéristiques couple/vitesse en six régions clés. Selon la vitesse de référence et le couple demandé par le conducteur, des courants de référence sont générés pour assurer un fonctionnement optimal lors de la traction électrique et du freinage régénératif du MSAPI, garantissant une conduite stable et sécurisée dans toutes les conditions routières.

Une fois les courants de référence générés, une limitation du couple est appliquée pour éviter toute surcharge et assurer une conduite fluide, en évitant le blocage ou le patinage des roues du véhicule.

La simulation du système, où le MSAPI est alimenté par un onduleur triphasé et contrôlé par la commande MTPA-FW, a été examinée lors du premier test de simulation à l'aide du logiciel Matlab/Simulink®. Le deuxième test a porté sur l'intégration des trois stratégies de commande combinées (MTPA-VCLMT-CPR). Ces tests ont démontré un fonctionnement efficace avec une dynamique remarquable sur une vaste gamme de vitesses de fonctionnement.



CHAPITRE III

Modélisation et simulation de la dynamique des véhicules électriques.

III.1. Introduction :

Dans cette section, nous examinerons le modèle dynamique d'un véhicule électrique équipé de quatre moteurs roues, en prenant en compte les contraintes imposées par les forces agissant sur celui-ci ainsi que les différentes données relatives à divers types d'environnements et de routes. Une attention particulière sera accordée au système de freinage et à la stabilité du véhicule pendant la conduite, afin de garantir la sécurité des passagers. Nous entreprendrons donc une modélisation mathématique du système de véhicule, mettant en lumière toutes les forces externes susceptibles d'agir sur sa carrosserie, tout en tenant compte du type de route empruntée et des conditions environnementales. En intégrant toutes les mesures de sécurité visant à prévenir les accidents, une analyse de divers scénarios sera effectuée dans le but d'améliorer les performances des systèmes de traction et de freinage.[73][74]

La dynamique des véhicules dans les modèles de traction électrique doit être prise en compte pour garantir des performances de suivi optimales, notamment dans des scénarios où les vitesses sont élevées, ce qui entraîne une variation de la courbure du trajet. Les dynamiques d'un véhicule sont des modèles très complexes et hautement fidèles, caractérisés par leur non-linéarité, leur discontinuité, ainsi que par la présence d'éléments de liaison tels que des ressorts et des amortisseurs, sans oublier les variations de paramètres comme la masse, la vitesse et l'adhérence [75]. Une simplification du modèle dynamique du véhicule est donc nécessaire pour permettre une simulation numérique adaptée à des applications spécifiques.

Dans la section (III.2), nous allons décrire le modèle dynamique du véhicule de manière mathématique, en illustrant les forces agissant sur le contact entre le pneu et la roue à l'aide de schémas vectoriels, ainsi que les coefficients de glissement. Dans la section (III.3), nous examinerons les forces qui agissent sur le véhicule, les illustrant également à l'aide de schémas. Ensuite, dans la section (III.4), nous présenterons la modélisation dynamique et mécanique du véhicule. Nous procéderons à une simulation à l'aide du logiciel Matlab / Simulink dans le cadre de deux essais pour démontrer le bon fonctionnement du modèle dynamique développé numériquement.

III.2. Modèle dynamique du véhicule :

Pour obtenir un contrôle plus flexible des roues du véhicule électrique lors de la traction et du freinage, une étude approfondie de la dynamique et de la cinématique du véhicule est nécessaire afin de déterminer toutes les forces de contact agissant sur celui-ci. En particulier, ces forces seront appliquées sur les roues du véhicule en fonction des paramètres physiques externes liés à l'état de la route et à sa trajectoire. La force totale requise pour propulser le véhicule est due à différentes forces mécaniques exercées sur sa carrosserie, notamment la force de résistance aérodynamique, la force de résistance au roulement, la force de résistance due à la pente et la force due à l'accélération.

Trois repères de coordonnées sont essentiels dans l'étude dynamique du véhicule : le repère lié à la carrosserie du véhicule, avec son origine au centre de masse du véhicule (x^B, y^B, z^B) ; le repère fixe inertiel qui fournit les coordonnées inertielles (x^I, y^I, z^I) ; et le repère lié à la roue (x^w, y^w, z^w) , qui varie avec le changement de trajectoire.

Le repère choisi pour cette étude est le repère fixe inertiel (x^I, y^I, z^I) , agissant sur la carrosserie du véhicule (x^B, y^B, z^B) . Pour effectuer une transformation rotationnelle d'un repère à un autre, il est nécessaire d'appliquer la matrice de rotation d'Euler R_Z [76], sachant que :

$$R_Z = \begin{bmatrix} \cos(\psi) & -\sin(\psi) & 0 \\ \sin(\psi) & \cos(\psi) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (3.1)$$

Dans le cas d'un virage, si la vitesse du centre de gravité du véhicule dans le repère (x^B, y^B, z^B) est v^B sachant que :

$$v^B = \begin{bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.2)$$

Sa présentation dans le repère inertiel est alors :

$$v^I = R_Z \cdot v^B = \begin{bmatrix} \dot{x} \cos(\psi) - \dot{y} \sin(\psi) \\ \dot{x} \sin(\psi) + \dot{y} \cos(\psi) \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.3)$$

La Figure (3.1) illustre ces deux repères avec les trois rotations possibles selon les trois axes : l'angle de rotation de roulis (ϕ) autour de l'axe longitudinal $C_G X$ l'angle de rotation de tangage (θ) autour de l'axe transversal $C_G Y$ et l'angle de rotation de lacet (ψ) autour de l'axe orthogonal $C_G Z$.

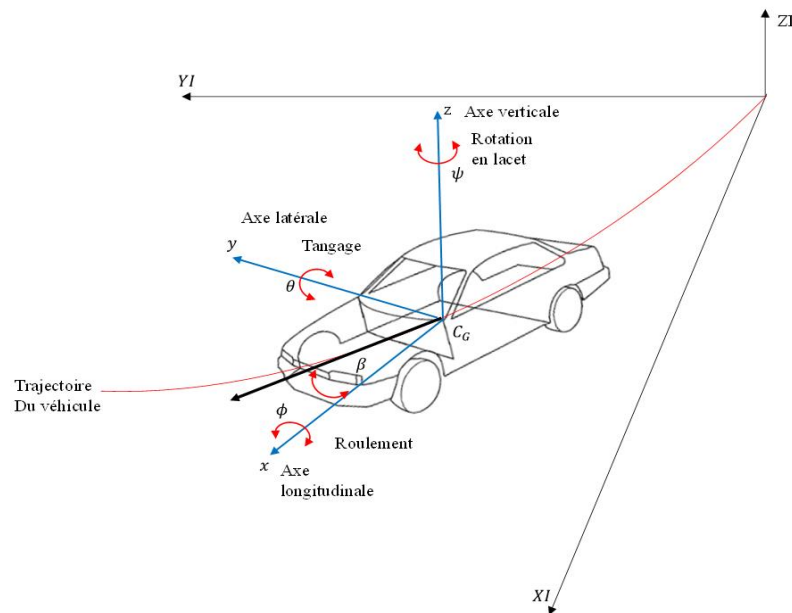


Figure 3.1 : Repère inertiel et repère lié à la carrosserie d'un véhicule en virage avec ses différents mouvements.

Pour obtenir un modèle linéaire exploitable dans le développement dynamique du véhicule, nous faisons plusieurs hypothèses simplificatrices. Tout d'abord, nous considérons le véhicule comme un corps rigide se déplaçant sur une route essentiellement horizontale, ce qui nous permet de négliger le mouvement de translation verticale ainsi que les rotations de roulis et de tangage ($\theta = 0$ et $\phi = 0$). Cela signifie que nous ignorons complètement les dynamiques des suspensions des roues. De plus, nous supposons que le véhicule est symétrique par rapport au

plan (XZ). Sur les autoroutes où la courbure est faible, les angles sont également faibles (ξ), nous utilisons donc l'approximation : $\cos(\xi)=1$ et $\sin(\xi)=\xi$. Enfin, nous découplons les dynamiques longitudinales et latérales, en supposant que la vitesse longitudinale du véhicule V_x reste approximativement constante. [77]

III.2.1. La dynamique des pneus :

Le pneu est un élément crucial dans l'interaction du véhicule avec la route. Ses caractéristiques influent grandement sur les performances globales d'un véhicule, notamment en ce qui concerne la maniabilité, la traction, le confort de conduite et la consommation de carburant. En effet, les systèmes de contrôle du véhicule ne peuvent agir que grâce aux forces exercées par les pneus, que ce soit dans le sens longitudinal, vertical ou latéral [65][77].

Pour décrire cette interaction complexe du pneu avec la chaussée, nous définissons un cadre de coordonnées cartésiennes centré sur l'empreinte du pneu, comme illustré dans la Figure (3.2), en supposant que la surface de la route est plane et horizontale. L'axe (x) est aligné le long de la ligne d'intersection entre le plan du pneu et la surface de la route, tandis que l'axe (z) est perpendiculaire au sol, dirigé vers le haut et opposé à l'accélération gravitationnelle g . L'axe (y) complète le trièdre droit.

Deux angles sont utilisés pour définir l'orientation du pneu : l'angle de carrossage (γ) et l'angle de braquage (α). L'angle de carrossage représente l'inclinaison du pneu par rapport au plan vertical, mesurée autour de l'axe (x). Quant à l'angle de braquage (α), également appelé angle de dérapage, il correspond à l'angle entre le vecteur vitesse (v_x) et l'axe (x), mesuré autour de l'axe (z). Ces angles sont plus facilement visualisés en vue de dessus et de face, comme le montrent respectivement les Figures (3.3a) et (3.3b). Les forces exercées par le sol sur le pneu sont supposées agir au centre de l'empreinte du pneu et peuvent être décomposées le long des axes (x, y et z). Ainsi, l'interaction entre le pneu et la route génère un système de forces tridimensionnel comprenant trois composantes, comme représenté dans la Figure (3.2) [79].

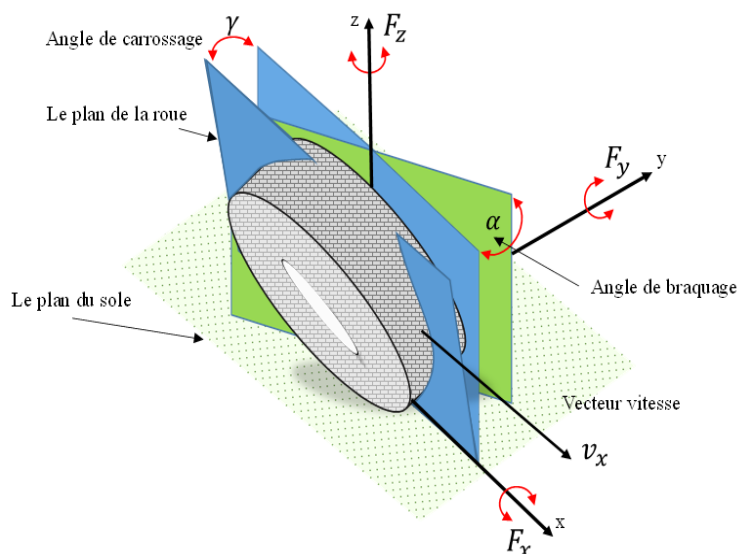
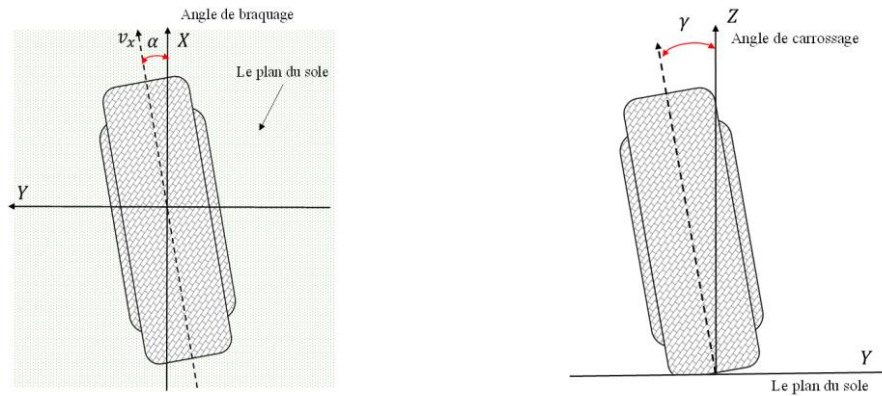


Figure 3.2 : Système de coordonnées des pneus.



a. Vue de dessus d'un pneu avec la mesure de l'angle de braquage.

b. Vue de face d'un pneu avec la mesure de l'angle de carrossage.

Figure 3.3 : L'illustration de l'angle de braquage et l'angle de carrossage.

Concernant les trois forces agissant sur un pneu, la première est la force longitudinale (F_x), qui s'exerce le long de l'axe (x). Elle est positive lorsque le véhicule est en mode d'accélération et négative en mode de décélération. La force longitudinale est également connue sous le nom de force de traction. Ensuite, nous avons la force normale (F_z), également appelée force verticale ou charge de roue. Cette force est dirigée verticalement, perpendiculairement au plan du sol. Elle est positive lorsqu'elle est dirigée vers le haut. Enfin, la troisième force est la force latérale (F_y). Elle est tangente au sol et orthogonale à la fois à (F_x) et (F_z). La force latérale est positive lorsqu'elle est dirigée le long de l'axe (y), ce qui correspond généralement à une force de côté ou de direction. [79]

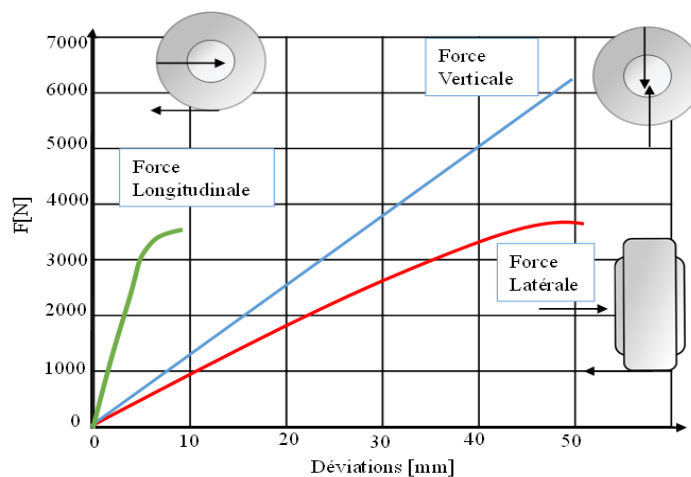


Figure 3.4 : Comportement des forces vertical, longitudinal et latéral.

III.2.2. Les vecteurs vitesses de chaque roue :

Lorsque les véhicules prennent des virages à des vitesses élevées, les vecteurs de vitesse produits par le taux de lacet sur chaque roue ne sont plus orthogonaux à la direction longitudinale du véhicule. Les vecteurs de vitesse pour chaque roue, en commençant par les roues avant puis les roues arrière, et ensuite les roues gauches puis droites, sont respectivement [65] :

$$\begin{aligned}
v_{wfl}^B &= \begin{bmatrix} \dot{x} - \dot{\psi} r_{fl} \sin(\varepsilon_{fl}) \\ \dot{y} + \dot{\psi} r_{fl} \cos(\varepsilon_{fl}) \end{bmatrix} \\
v_{wfr}^B &= \begin{bmatrix} \dot{x} + \dot{\psi} r_{fr} \cos(\varepsilon_{fr}) \\ \dot{y} + \dot{\psi} r_{fr} \sin(\varepsilon_{fr}) \end{bmatrix} \\
v_{wrl}^B &= \begin{bmatrix} \dot{x} - \dot{\psi} r_{rl} \cos(\varepsilon_{rl}) \\ \dot{y} - \dot{\psi} r_{rl} \sin(\varepsilon_{rl}) \end{bmatrix} \\
v_{wrr}^B &= \begin{bmatrix} \dot{x} + \dot{\psi} r_{rr} \sin(\varepsilon_{rr}) \\ \dot{y} - \dot{\psi} r_{rr} \cos(\varepsilon_{rr}) \end{bmatrix}
\end{aligned} \tag{3.4}$$

Avec $\dot{\psi}$ représentant la vitesse angulaire autour de l'axe z^B , la Figure (3.5) illustre graphiquement ces vecteurs de vitesse.

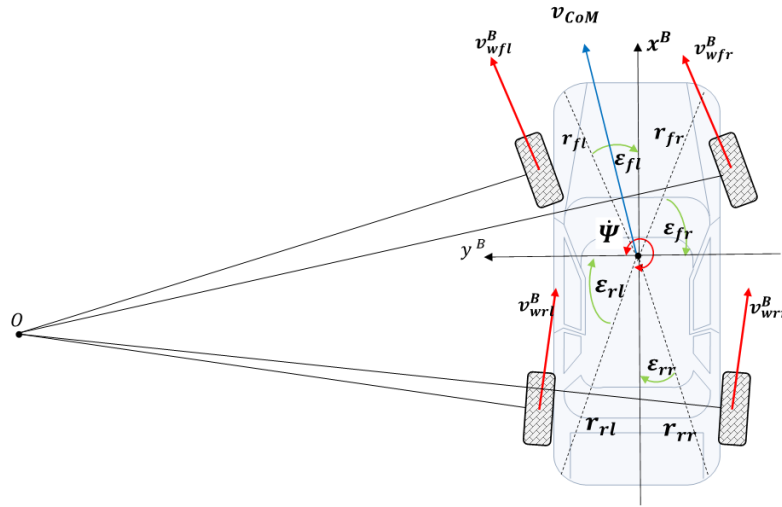


Figure 3.5 : Véhicule avec l'illustration de l'angle de braquage et les vecteurs vitesses pour chaque roue.

III.2.3. La cinématique de braquage :

Lorsque le véhicule se déplace très lentement, une condition cinématique spécifique, connue sous le nom de condition d'Ackermann, s'applique aux véhicules à quatre roues motrices 4W lorsqu'ils tournent. Cette condition permet aux roues intérieures et extérieures de tourner sans développer de forces latérales excessives. L'angle de braquage δ dans ce cas est appelé l'angle d'Ackermann. Cependant, cette condition ne s'applique pas aux véhicules voyageant à des vitesses plus élevées. Les angles de braquage des roues avant dans ces deux scénarios peuvent être exprimés comme suit [79] :

$$\begin{aligned}
\delta_l &= \tan^{-1}\left(\frac{L}{L \cos \delta - \frac{l_w}{2}}\right) \\
\delta_r &= \tan^{-1}\left(\frac{L}{L \cos \delta + \frac{l_w}{2}}\right)
\end{aligned} \tag{3.5}$$

La Figure (3.6) montre ces angles de braquages.

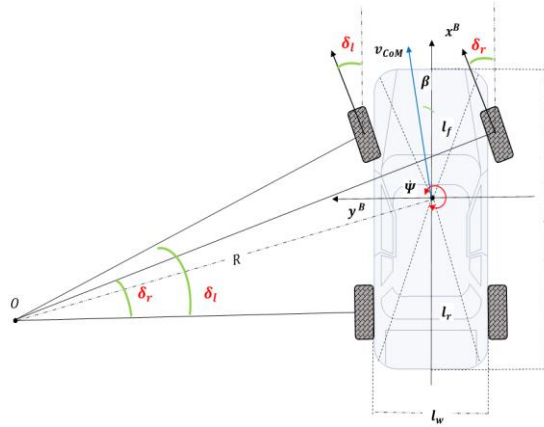


Figure 3.6 : L'angle de braquage et la condition d'Ackermann du véhicule.

En général, les angles de braquage des roues gauche et droite sont à peu près égaux, mais pas exactement. Cela signifie que le rayon du chemin parcouru par chacune de ces roues est différent.

III.2.4. Angle de glissement latéral par rapport à l'angle de braquage :

L'angle de glissement latéral (side slip angle), ou angle de dérapage α_{ij} , est l'angle entre la direction réelle de déplacement d'une roue en mouvement et la direction dans laquelle elle pointe. Il est exprimé en fonction de l'angle de braquage et de l'angle η_{ij} propre à chaque roue, comme illustré dans la Figure (3.7).

$$\alpha_{ij} = \delta_j - \eta_{ij} \quad (3.6)$$

Avec :

$$\eta_{ij} = \tan^{-1}\left(\frac{v_{ywij}}{v_{xwij}}\right) \quad (3.7)$$

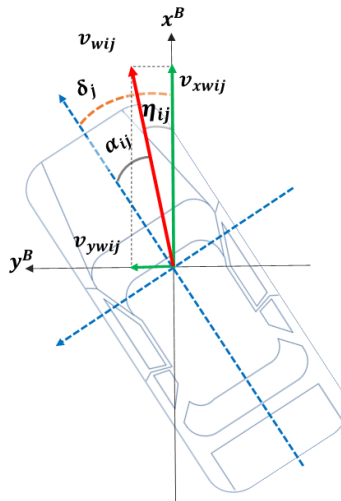


Figure 3.7 : L'angle de glissement latéral par rapport à l'angle de braquage pour chaque roue.

III.2.5. Les coefficients de glissement :

Le coefficient de glissement λ_{ij} se décompose en taux de glissement λ_{Lij} et en glissement latérale λ_{Sij} , comme indiqué sur la Figure (3.8). Nous optons dans notre approche de modélisation dynamique du véhicule électrique pour influencer directement sur le taux de

glissement lors du calcul des forces de frottement et lors du développement d'un système anti-patinage.

On a :

$$\lambda_{Lij} = \frac{w_{ij} \cdot r \cdot \cos(\alpha_{ij}) - v_{wij}}{\max(w_{ij} \cdot r \cdot \cos(\alpha_{ij}), v_{wij})} \quad (3.8)$$

Avec :

w_{ij} est la vitesse angulaire de chaque roue.

α_{ij} est l'angle de glissement de chaque roue.

v_{wij} est la vitesse de chaque roue.

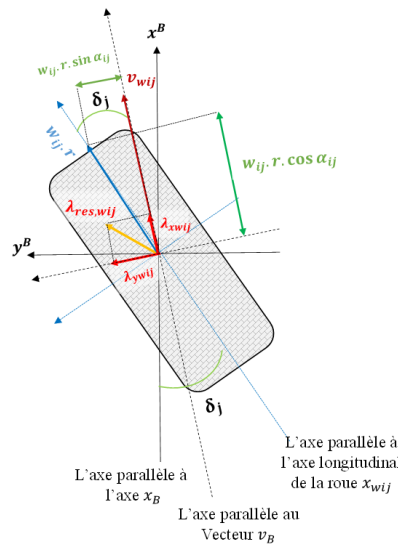


Figure 3.8 Modèle du point de contact pneu-roue d'une roue illustre la direction du vecteur de vitesse, la vitesse tangentielle de la roue, le taux de glissement, le glissement latéral et le glissement résultant.

III.3. Description générale de la dynamique de véhicule :

Les forces appliquées sur un véhicule lors de son ascension sur une pente sont détaillées dans la Figure (3.9). La progression du véhicule est assurée par la force de traction (F_t) générée au niveau du contact entre les pneus des roues motrices et la surface de la route. Cette force est produite par le couple moteur et transmise aux roues motrices via la boîte de vitesses et la transmission finale. Pendant que le véhicule avance, il rencontre une résistance qui cherche à le ralentir, représentée par (F_r). Cette résistance comprend généralement la résistance au roulement des pneus, la traînée aérodynamique et la résistance lors de l'ascension. Conformément à la deuxième loi de Newton, l'accélération du véhicule peut être formulée comme suit [80] :

$$\frac{dV_{veh}}{dt} = \frac{\sum F_t - \sum F_r}{\delta M_v} \quad (3.9)$$

Avec V_{veh} comme vitesse du véhicule, ($\sum F_t$) est la somme des forces de traction, ($\sum F_r$) est la somme des forces résistives, (M_v) est la masse du véhicule et (δ) le facteur de masse.

Afin de propulser le véhicule dans une direction donnée, il est impératif de veiller à ce que la somme des forces de traction soit au moins équivalente à la somme des forces de résistance [81] :

$$\vec{F}_{tot} = \vec{F}_{aero} + \vec{F}_{roul} + \vec{F}_{pente} + \vec{F}_{acc} \quad (3.10)$$

La Figure (3.9) offre une représentation vectorielle démontrant la somme des forces qui agissent sur la carrosserie du véhicule.

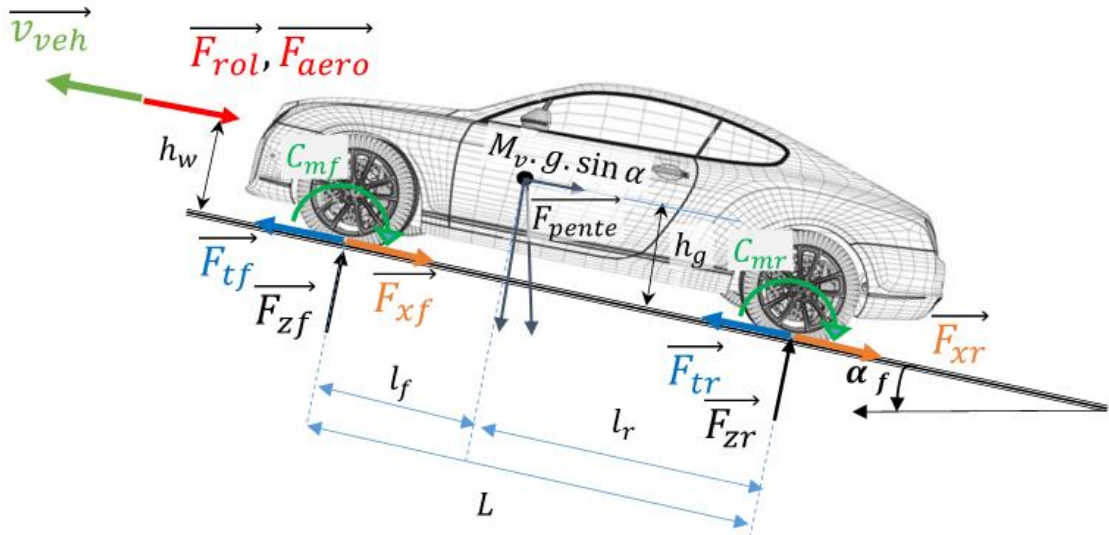


Figure 3.9 : Force agissante sur un véhicule en pente.

Parlant de l'équilibre des roues, on décrit ses dynamiques par le système de la Figure (3.10) : [78]

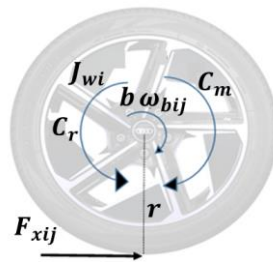


Figure 3.10 : Couples exercés sur une roue.

Avec :

$$J_{wi} \cdot \dot{\omega}_{ij} = C_{mj} - C_{rij} \cdot \text{sing}(\omega_{ij}) - b \cdot \omega_{ij} - r \cdot F_{xw_{ij}} \quad (3.11)$$

$F_{xw_{ij}}$: Force de frottion dans la zone de contact roue-route agissant la roue selon la direction longitudinale du véhicule.

C_{mj} : Couple de traction transmis à travers le réducteur MSAPI aux roues avant, droite et gauche.

C_{bij} : Couple de freinage agissant sur la roue ij.

b : Coefficient de frottement visqueux sur chaque essieu de roue, supposé égale pour tous les roues.

J_{wi} : Moment d'inertie de la roue (peut-être pour avant, pour arrière).

III.3.1. Force de résistance aérodynamique F_{aero} :

La force de résistance de traînée de l'air a pour expression :

$$\vec{F}_{aero} = \frac{\rho}{2} \cdot A \cdot C_D \cdot \dot{x}^2 \text{sign}(\dot{x}) \quad (3.12)$$

Cette force influe principalement sur le mouvement du véhicule à grande vitesse en raison du terme quadratique (\dot{x}^2). Elle est proportionnelle à la masse volumique de l'air, à la section frontale du véhicule et au coefficient de traînée aérodynamique C_D .

III.3.2. Force de résistance au roulement F_{roul} :

Pour maintenir la roue en mouvement, une force F_{roul} agissant sur le centre des roues est nécessaire pour équilibrer ce moment de résistance au roulement. Cette force est exprimée en fonction du coefficient de roulement C_{roll} des roues, lequel dépend de la largeur des pneus et du revêtement routier. Son expression est la suivante [65] :

$$F_{roll;i,j} = C_{roll} \cdot F_{zij} \cdot \text{sign}(w_{ij}) \quad (3.13)$$

Les valeurs du coefficient de roulement C_{roll} changent avec les différents états de la route comme le montre le Tableau (3.1).

Tableau 3.1 : Coefficient de la résistance de roulement pour différents états de la route.

Condition de la Route	C_{roll}
Très bonne condition - Béton	0,008 - 0,1
Très bonne condition - Asphalte	0,01 - 0,012
État Moyen - Béton	0,01 - 0,015
État Moyen - Asphalte	0,018
Bon pavé	0,033 - 0,055
Mauvaise Condition - Béton	0,02
Mauvaise Condition - Asphalte	0,23
Mauvaise Condition - Pavé	0,085
Neige peu Profonde (5 cm)	0,025

Avec F_{zij} représentant les charges normales appliquées sur chaque roue, elles sont exprimées comme suit :

$$\begin{aligned} F_{zfr} &= \frac{l_r \cdot m \cdot g}{2L} - \frac{h \cdot m}{2L} (\ddot{x} - \dot{\psi} \cdot \dot{y}) + \frac{h \cdot m}{2l_w} (\dot{y} - \dot{\psi} \cdot \ddot{x}) \\ F_{zfl} &= \frac{l_r \cdot m \cdot g}{2L} - \frac{h \cdot m}{2L} (\ddot{x} - \dot{\psi} \cdot \dot{y}) - \frac{h \cdot m}{2l_w} (\dot{y} - \dot{\psi} \cdot \ddot{x}) \\ F_{zrr} &= \frac{l_f \cdot m \cdot g}{2L} + \frac{h \cdot m}{2L} (\ddot{x} - \dot{\psi} \cdot \dot{y}) + \frac{h \cdot m}{2l_w} (\dot{y} - \dot{\psi} \cdot \ddot{x}) \\ F_{zrl} &= \frac{l_f \cdot m \cdot g}{2L} + \frac{h \cdot m}{2L} (\ddot{x} - \dot{\psi} \cdot \dot{y}) - \frac{h \cdot m}{2l_w} (\dot{y} - \dot{\psi} \cdot \ddot{x}) \end{aligned} \quad (3.14)$$

La charge totale sur les pneus du véhicule sera toujours équilibrée par la somme des forces normales :

$$F_{zfr} + F_{zfl} + F_{zrr} + F_{zrl} = M_v \cdot g \quad (3.15)$$

III.3.3. Force de friction pneu-route F_{xwij} :

La force de frottement au point de contact entre le pneu de la roue et le sol est le produit de la force normale verticale agissant sur la roue et le coefficient de friction de la roue (μ_{ij}).

$$F_{xij} = F_{zij} \cdot \mu_{ij} \quad (3.16)$$

Le coefficient de friction varie d'une route à une autre. Selon le modèle analytique de Burckhardt, [82] [83] il s'exprime en fonction de trois constantes spécifiques à chaque type de surface de route.

$$\mu_{ij} = \text{sign}(\lambda_{Lij})(C_1(1 - e^{-C_2\lambda_{Lij}}) - C_3\lambda_{Lij}) \quad (3.17)$$

Les coefficients du modèle Burckhardt sont répertoriés dans le Tableau (3.2).

Tableau 3.2 : Coefficients du modèle de friction du pneu de Burckhardt.

Type de la route	C_1	C_2	C_3
Asphalte, sec	1,2801	23,99	0,52
Asphalte, humide	0,857	33,822	0,347
Béton, sec	1,1973	25,168	0,5373
Pavé, sec	1,3713	6,4565	0,6691
Pavé, humide	0,4004	33,708	0,1204
Neige	0,1946	94,129	0,0646
Verglas	0,05	306,39	0

La Figure (3.11) illustre les valeurs des coefficients de friction en fonction du glissement pour différents types de route.

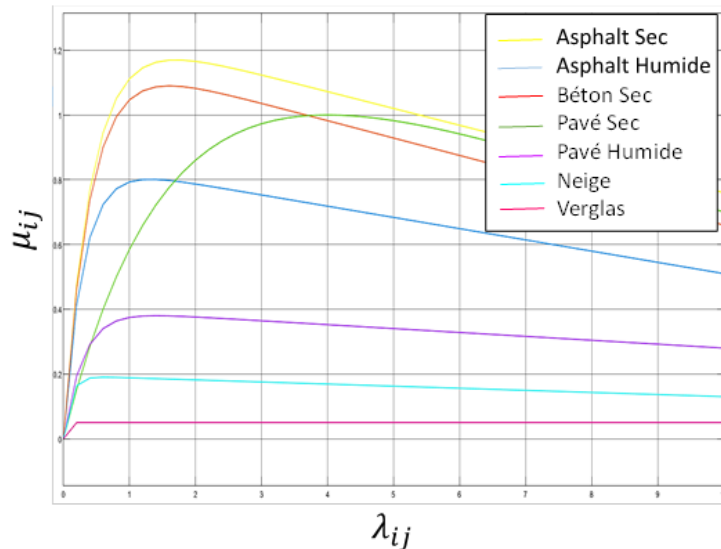


Figure 3.11 : Coefficient de friction en fonction de Glissement.

III.3.4. Force de résistance dû à la pente F_{pente} :

Lors d'une montée d'un angle (α_p), une force résistive supplémentaire due à la pente s'exerce sur toute la masse du véhicule, proportionnelle à la masse totale de ce dernier, s'opposant à son avancement. Cette force est exprimée dans l'équation suivante :

$$F_{pente} = M_v \cdot g \cdot \sin \alpha_p \quad (3.18)$$

III.3.5. Force due à l'accélération F_{acc} :

La force d'accélération est responsable du comportement dynamique du véhicule et représente l'action du conducteur sur le véhicule :

$$F_{acc} = M_v \cdot \frac{dV_{veh}}{dt} \quad (3.19)$$

Les forces de traction réparties sur les quatre roues découlent de la force d'accélération et s'expriment comme suit :

$$F_{ti} = \frac{g \cdot M_v}{4} \cdot \lambda_{ij} \cdot \cos \alpha_p \quad (3.20)$$

Finalement, l'expression de la puissance à fournir aux roues en fonction de la vitesse de déplacement est la suivante :

$$P = F_{tot} \cdot V_{veh} \quad (3.21)$$

Le couple résistant à la roue est ensuite exprimé par le produit de la force totale et le rayon de la roue (R_ω).

$$C_r = F_{tot} \cdot R_\omega \quad (3.22)$$

La vitesse angulaire (Ω_r) est liée à la vitesse du véhicule par la relation :

$$\Omega_r = \frac{V_{veh}}{R_\omega} \quad (3.23)$$

III.4. Modélisation dynamique du véhicule :

La dynamique d'un véhicule à quatre roues motrices est mathématiquement exprimée dans ce paragraphe. Elle décrit le mouvement bidimensionnel du véhicule dans le plan de la route ainsi que sa rotation. Le véhicule est considéré comme un corps solide se déplaçant le long des axes (x, y) tout en effectuant une rotation autour de l'axe z. L'expression de l'énergie cinétique est donnée par l'équation (3.24) [81].

$$E_c = 0.5 \cdot M_v \cdot (\dot{X}^2 + \dot{Y}^2) + 0.5 \cdot J_v \cdot \dot{\psi}^2 \quad (3.24)$$

L'équation de mouvement du véhicule sera donc la suivante :

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_c}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial E_c}{\partial q_i} = Q_i \quad (3.25)$$

On observe les coordonnées du centre de gravité du véhicule CG dans le repère inertiel (x, y, ψ), représentées par le vecteur q_i . Les forces généralisées (F_x , F_y) ainsi que le moment total de rotation autour de l'axe z, (M_z), sont notés par les équations suivantes :

$$\begin{aligned} M_v \cdot \ddot{X} &= F_X \\ M_v \cdot \ddot{Y} &= F_Y \end{aligned} \quad (3.26)$$

$$J_v \cdot \ddot{\psi} = M_z$$

En revenant à l'équation (3.3), les accélérations du point CG dans le repère (x, y, ψ) seraient obtenues en dérivant cette dernière par rapport au temps. Le résultat est donc les équations (3.27) :

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt}(\dot{X}) &= \dot{v}_x \cos(\psi) - v_x \dot{\psi} \sin(\psi) - \dot{v}_y \sin(\psi) - v_y \dot{\psi} \cos(\psi) \\ \frac{d}{dt}(\dot{Y}) &= \dot{v}_x \sin(\psi) - v_x \dot{\psi} \cos(\psi) - \dot{v}_y \cos(\psi) - v_y \dot{\psi} \sin(\psi) \\ \frac{d}{dt}(\dot{\psi}) &= r \end{aligned} \quad (3.27)$$

En remplaçant l'équation (3.27) dans l'équation (3.26), on obtient :

$$\begin{aligned} \frac{F_x}{M_v} &= (\dot{v}_x - \dot{\psi} r) \cos(\psi) - (\dot{v}_y - \dot{\psi} v_x) \sin(\psi) \\ \frac{F_y}{M_v} &= (\dot{v}_x - \dot{\psi} v_y) \sin(\psi) - (\dot{v}_y - \dot{\psi} r) \cos(\psi) \\ \frac{M_z}{J_v} &= \dot{r} \end{aligned} \quad (3.28)$$

Ce qui fait :

$$\begin{aligned} \frac{F_x}{M_v} &= (\dot{v}_x + v_y r) \\ \frac{F_y}{M_v} &= (\dot{v}_y - v_x r) \\ \frac{M_z}{J_v} &= \dot{r} \end{aligned} \quad (3.29)$$

Lors d'un braquage des roues avant d'un angle δ , les forces de contact roue-sol selon l'axe (x) (F_x), selon l'axe (y) (F_y) et le moment M_z seront les suivants :

$$\begin{aligned} F_x &= \sum_{i=1}^4 F_{xi} \cos(\delta_i) - \sum_{i=1}^4 F_{yi} \sin(\delta_i) - 0.5 \rho S_f C_{px} v_x^2 - M_v g \cos(\alpha_p) \\ F_y &= \sum_{i=1}^4 F_{xi} \sin(\delta_i) - \sum_{i=1}^4 F_{yi} \cos(\delta_i) - 0.5 \rho S_f C_{py} v_y^2 - M_v g \sin(\alpha_p) \\ M_z &= \sum_{i=1}^4 F_{xi} \sin(\delta_i) x_i + \sum_{i=1}^4 F_{yi} \cos(\delta_i) y_i - \sum_{i=1}^4 F_{xi} \cos(\delta_i) y_i + \sum_{i=1}^4 F_{yi} \sin(\delta_i) x_i - \sum_{i=1}^4 M_{ai} + 0.5 \rho S_f C_{px} v_y^2 \end{aligned} \quad (3.30)$$

A partir de l'équation (3.26), l'équation (3.30) serait donc transférée à l'équation (3.31).

$$\begin{aligned} M_v (\dot{v}_x - v_y r) &= \sum_{i=1}^4 F_{xi} \cos(\delta_i) - \sum_{i=1}^4 F_{yi} \sin(\delta_i) - 0.5 \rho S_f C_{px} v_x^2 - M_v g \cos(\alpha_p) \\ M_v (\dot{v}_y + v_x r) &= \sum_{i=1}^4 F_{xi} \sin(\delta_i) + \sum_{i=1}^4 F_{yi} \cos(\delta_i) - 0.5 \rho S_f C_{py} v_y^2 + M_v g \sin(\alpha_p) \end{aligned} \quad (3.31)$$

$$J_v \dot{r} = \sum_{i=1}^4 F_{xi} \sin(\delta_i) x_i + \sum_{i=1}^4 F_{yi} \cos(\delta_i) x_i - \sum_{i=1}^4 F_{xi} \cos(\delta_i) y_i + \sum_{i=1}^4 F_{yi} \sin(\delta_i) y_i + \sum_{i=1}^4 M_{ai} + 0.5 \rho S_f C_{px} v_y^2$$

III.4.1. Modélisation mécanique d'un véhicule électrique en prévision de la simulation numérique :

Le modèle des forces finales agissantes sur le véhicule est réalisé par simulation à l'aide du logiciel Matlab/Simulink. La simulation est basée sur une simplification de l'équation (3.31) qui suppose une surface de route plane (c'est-à-dire un angle de pente nul). Les équations dynamiques du véhicule sont exprimées par l'équation (3.32).

$$\begin{aligned} F_x &= M_v (\dot{v}_x - r v_y) \\ &= (F_{t1} + F_{t3}) \cos \delta + (F_{t2} + F_{t4}) - (F_{R1} + F_{R3}) \cos \delta - F_{R2} + F_{R4} - F_{yf} \sin \delta \\ F_y &= M_v (\dot{v}_y - r v_x) \\ &= (F_{t1} + F_{t3}) \sin \delta + (F_{t2} + F_{t4}) - (F_{R1} + F_{R3}) \sin \delta - F_{R2} + F_{R4} - F_{yf} \sin \delta \\ M_z &= \dot{r} \cdot J_v \\ &= l_f \cdot F_{yf} - l_r \cdot F_{yr} \\ &\quad + d[(F_{t1} + F_{t3}) \cos \delta + F_{t2} - F_{t4} + (F_{R1} + F_{R3}) \cos \delta - F_{R2} + F_{R4}] \end{aligned} \quad (3.32)$$

Si l'on suppose que les forces sont uniformément réparties sur les quatre roues, que l'angle de braquage est de faible valeur et que le centre de gravité du véhicule est stable le long de l'axe longitudinal, le modèle peut être simplifié davantage, conduisant aux équations suivantes :

$$\begin{aligned} \dot{v}_x &= v_y \cdot r + \frac{F_{t1} + F_{t2} + F_{t3} + F_{t4} - F_{res}}{M_v} + \frac{C_{yf} \cdot \delta}{M_v} \left(\frac{v_y + r l_r}{v_x} - \delta \right) \\ \dot{v}_y &= \left(-\frac{C_{yr} + C_{yf}}{M_v \cdot v_x} \right) v_y + \left(\frac{C_{yr} \cdot l_r - C_{yf} \cdot l_f}{M_v \cdot v_x} - v_x \right) + \frac{C_{yf} \cdot \delta}{M_v} \\ \dot{r} &= \frac{C_{yr} \cdot l_r - C_{yf} \cdot l_f}{J_v \cdot v_x} \cdot v_y - \frac{C_{yr} \cdot l_r^2 - C_{yf} \cdot l_f^2}{J_v \cdot v_x} \cdot r + \frac{C_{yf} \cdot l_f}{J_v} \delta + \frac{d}{J} (F_{t1} + F_{t2} - F_{t3} - F_{t4}) \end{aligned} \quad (3.33)$$

III.5. Modélisation de système différentiel électrique :

Le système différentiel électrique joue un rôle crucial dans la modélisation dynamique du véhicule électrique. Il garantit une répartition uniforme de la puissance sur chaque roue tout en permettant un contrôle précis de leurs vitesses de rotation. Ce contrôle est particulièrement important pour les roues motrices lors des virages, où la trajectoire de la roue intérieure diffère de celle de la roue extérieure. Ces deux trajectoires doivent être parcourues simultanément mais avec des vitesses angulaires différentes pour chaque roue. [81]

En simulation, le bloc du mécanisme différentiel doit générer les références de vitesse pour chaque moteur, tout en prenant en entrée le signal de vitesse de déplacement du véhicule et les mesures de l'angle de braquage du volant. Le modèle du différentiel électrique est illustré dans la Figure (3.12).

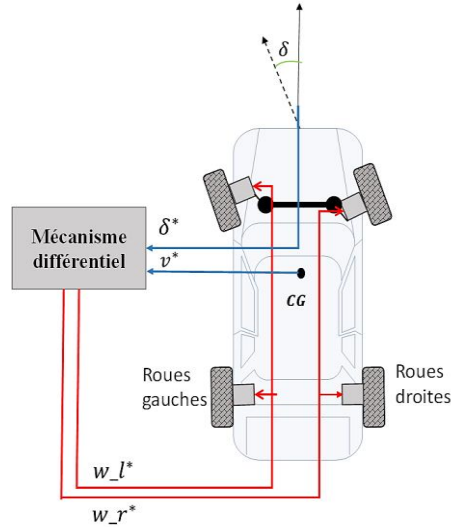


Figure 3.12 : Mécanisme différentiel électrique.

Les vitesses de rotations seront les suivantes :

$$\omega_l = \frac{L_w + d_w/2 \cdot \tan\delta}{L_w} \cdot \omega_v \quad (3.34)$$

$$\omega_r = \frac{L_w - d_w/2 \cdot \tan\delta}{L_w} \cdot \omega_v$$

Si l'on considère la différence entre ces deux vitesses comme suit :

$$\Delta\omega = \omega_l - \omega_r = \frac{d_w \cdot \tan\delta}{L_w} \cdot \omega_v \quad (3.35)$$

Les vitesses de rotation des roues gauche et droite auront de nouvelles expressions :

$$\omega_l = \omega_v + \frac{\Delta\omega}{2} \quad (3.36)$$

$$\omega_r = \omega_v - \frac{\Delta\omega}{2}$$

III.6. Résultat de simulation :

La simulation a été exécutée en utilisant le logiciel Matlab/Simulink® dans le dessein d'observer le comportement de la dynamique d'un véhicule électrique intégrant les quatre moteurs roues de type MSAPI.

Deux expérimentations sont prévues : la première vise à étudier l'impact des quatre moteurs-roues MSAPI, dirigés par la commande MTPA-FW, sur la dynamique d'un véhicule électrique lorsqu'il circule sur une route droite ; la seconde consiste à évaluer l'intégration de ces moteurs dans un système de contrôle combiné lors de la conduite sur une route comportant des virages.

III.6.1. Test 1 :

Le modèle de simulation du véhicule à trois degrés de liberté est présenté dans cette étude pour évaluer l'efficacité du contrôle combiné proposé MTPA-FW. Les quatre moteurs sont contrôlés par une commande MTPA-FW à travers un onduleur alimenté par une source de courant

continu. Le Tableau (0.1) résume les caractéristiques du véhicule et les valeurs numériques des paramètres. (Résultat de l'article [93])

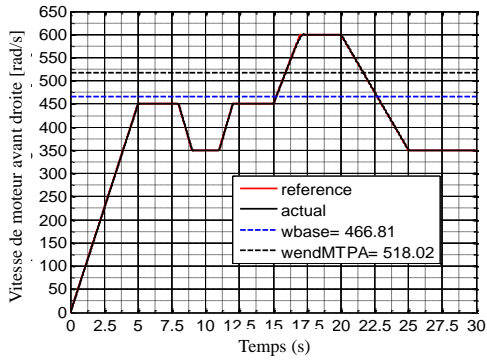
Le véhicule électrique est soumis à un mouvement rectiligne sur une route horizontale, dans une séquence urbaine, avec des accélérations et des décélérations constantes, telles que définies dans la Figure (3.13.a). Cela fait partie du cycle de vitesse du New European Driving Cycle (NEDC). Il s'agit d'un cycle que l'on trouve sur les routes européennes. Son principe est de créer un scénario composé d'accélérations/décélérations et de plusieurs niveaux de vitesse. Seule la partie extra-urbaine est retenue pour notre étude et le cycle urbain ne sera pas pris en compte (EUDC - Extra-Urban Driving Cycle).

Il y a trois phases différentes sur le profil de vitesse de la Figure (3.13.a) :

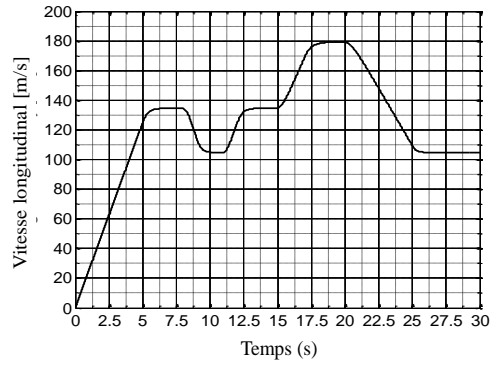
- la phase où la vitesse augmente linéairement, la phase d'accélération ;
- la phase où la vitesse est constante, la phase constante ;
- la phase où la vitesse diminue linéairement, la phase de décélération ;

La Figure (3.13.b) montre la vitesse longitudinale du véhicule (v_x). On peut clairement voir que le véhicule démarre à l'arrêt et continue sur sa trajectoire linéaire jusqu'à la fin du temps de simulation avec le cycle de vitesse NEDC. La Figure (3.13.c) montre la vitesse latérale (v_y) et le lacet (r). On peut voir que ces deux vitesses sont nulles lorsque le véhicule se déplace sur une route droite et qu'elles n'apparaissent que lors des virages. Les vitesses linéaires des roues motrices sont représentées dans la Figure (3.13.d). Remarquez qu'elles ont les mêmes variations de vitesse tant que le véhicule se déplace sur une trajectoire droite. La Figure (3.13.e) illustre la variation du couple électromagnétique des moteurs. Ainsi, nous notons que les moteurs maintiennent ces forts couples électromagnétiques depuis le démarrage jusqu'au moment où leurs vitesses sont stabilisées. On constate clairement que lorsque le véhicule se déplace sur une route droite et horizontale, les couples électromagnétiques développés par les quatre moteurs sont identiques et limités aux couples maximums, délivrés par la commande MTPA en région de couple, lorsque les vitesses du moteur sont inférieures à la vitesse de base, et limités aux couples maximums délivrés par la commande FW en région de puissance, lorsque les vitesses du moteur sont supérieures à la vitesse de base. La Figure (3.13.f) illustre les forces de traction fournies par les quatre moteurs des essieux avant et arrière pour déplacer le véhicule sur une route droite et horizontale. Ces forces doivent surmonter les forces de résistance à mesure que le véhicule avance. De plus, la Figure (3.13.g) montre le glissement longitudinal des roues.

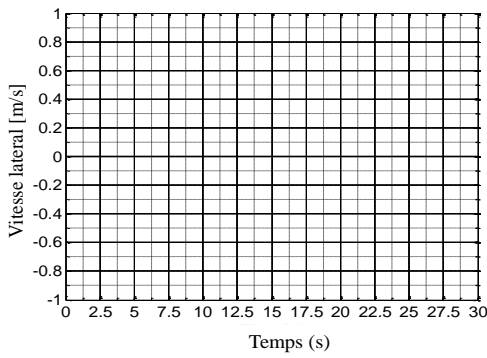
Les Figures (3.13.h-m) montrent les courants des axes d-q. On peut clairement voir que les courants i_d et i_q prennent les valeurs maximales imposées par la commande MTPA en région de couple et la commande FW en région de puissance. Bien qu'il y ait des ondulations dans les composantes de courant réelles des axes d et q, leurs trajectoires sont cohérentes avec leurs valeurs de référence imposées par la commande MTPA et FW. Le courant de l'axe q est synonyme au couple développé par les moteurs IPMSMs. La courbe des flux développés dans le repère (d, q) est illustrée dans la Figure (3.13.n). La variation des courants de phase des moteurs correspondant à l'opération considérée est illustrée dans les Figures (3.13.o et p).



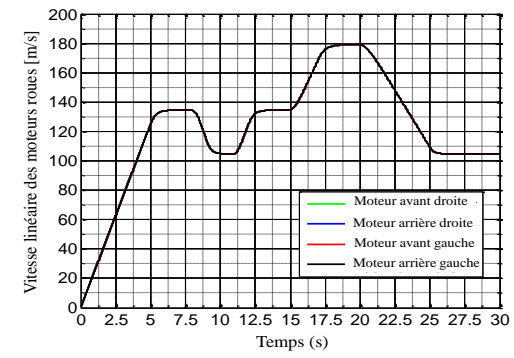
(a)



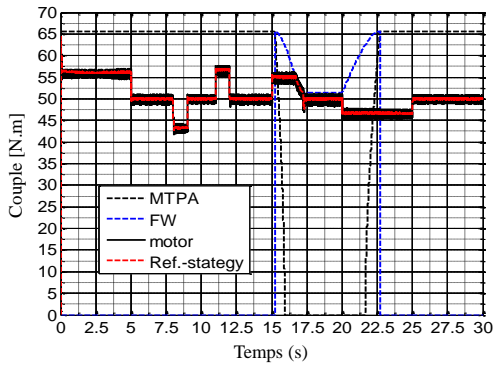
(b)



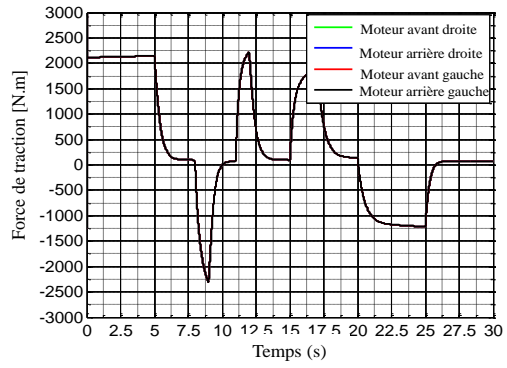
(c)



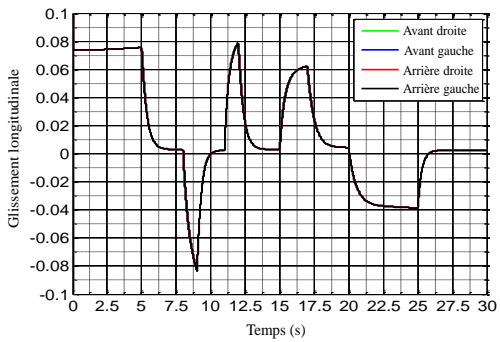
(d)



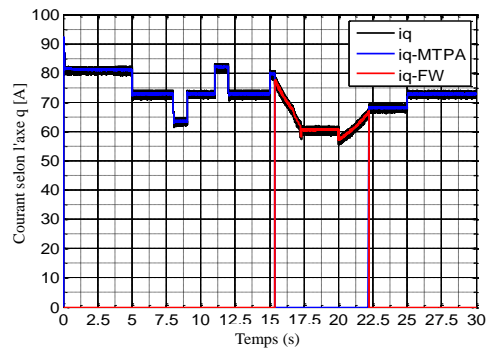
(e)



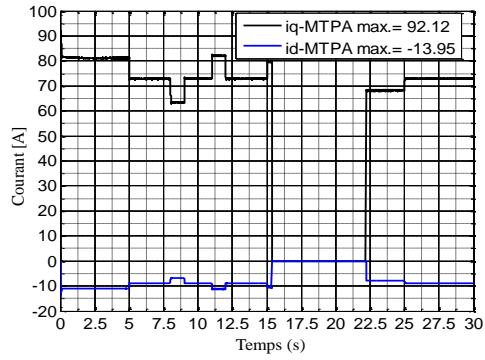
(f)



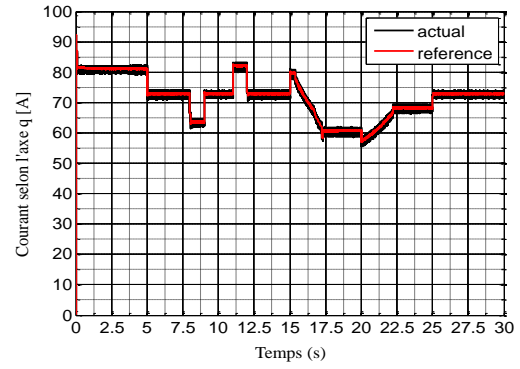
(g)



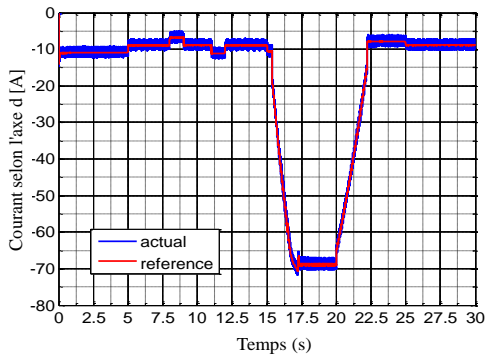
(h)



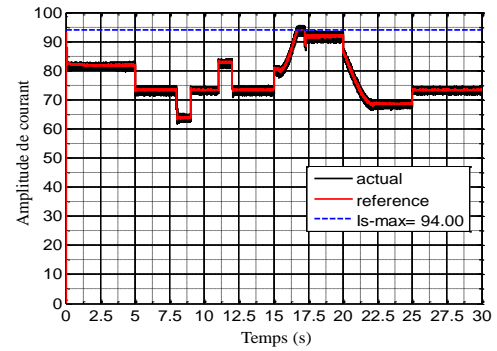
(i)



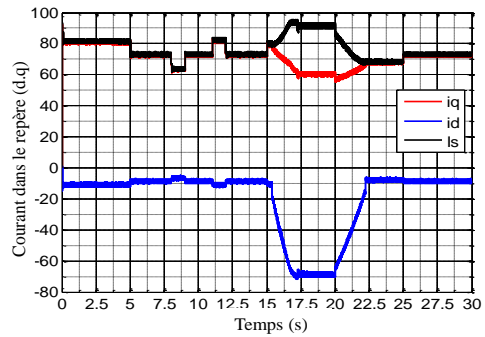
(j)



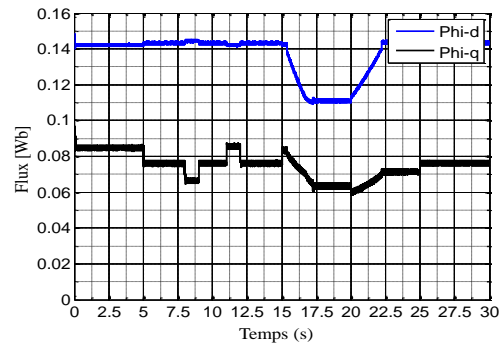
(k)



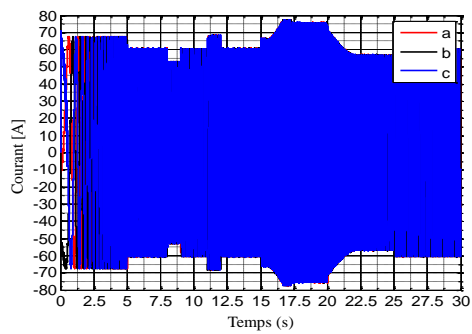
(l)



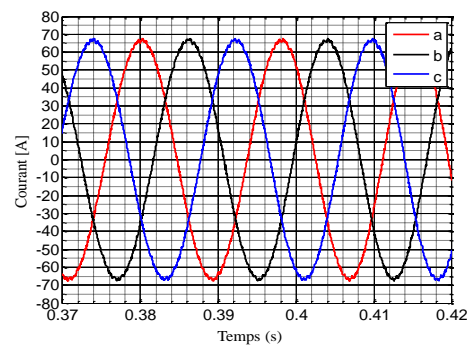
(m)



(n)



(o)



(p)

Figure 3.13 Résultats de Simulation pour Test 1.

III.6.2. Test 2 :

Durant cette épreuve, la vitesse du véhicule est maintenue à une constante de 40 m/s, tandis que l'angle de braquage est ajusté, provoquant ainsi une trajectoire non linéaire, comme démontré dans la Figure (3.13). L'ordre d'emplacement des moteurs est identifié conformément à l'explication fournie dans la même figure.

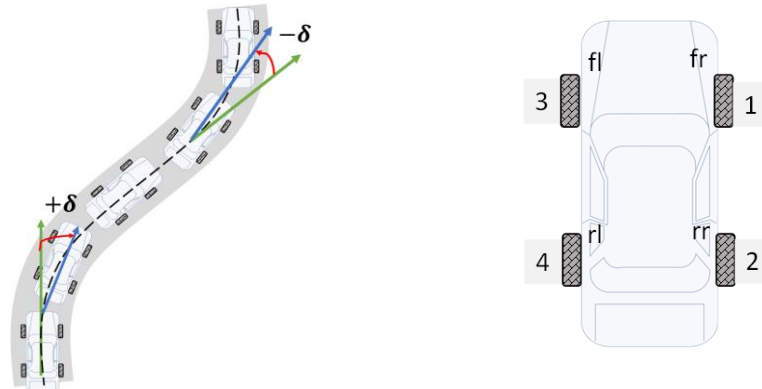


Figure 3.14 Le trajet du véhicule durant le Test 2 avec la notation des roues.

La Figure (3.15.a) présente l'angle de braquage, dont la valeur maximale est de 5 rad. Le véhicule tourne vers la droite à partir de l'instant ($t = 12$ s), et lorsque la consigne de braquage atteint sa valeur maximale, elle est maintenue pendant 5 secondes, puis ramenée à zéro à l'instant ($t = 22$ s). Ensuite, le véhicule est braqué vers la gauche à partir de l'instant ($t = 27$ s) pendant 5 secondes, puis il est ramené à sa trajectoire initiale à l'instant ($t = 37$ s). Les courbes résultantes de chaque grandeur de vitesse pendant ce braquage sont illustrées dans les figures suivantes. La Figure (3.15.b) montre que la vitesse longitudinale (V_x) diminue de sa valeur initiale lors de l'application d'un angle de braquage, quel que soit sa direction, tandis que la vitesse latérale (V_y) et la vitesse de lacet (r) suivent toujours l'allure de l'angle de braquage avec sa direction, mais avec des amplitudes différentes, comme illustré dans les figures (3.15.c et d).

La figure (3.15.e) illustre les quatre vitesses de rotation angulaire des moteurs. On constate dans ce test que le mécanisme différentiel agit uniquement dans les virages, en réduisant les vitesses de rotation des roues situées à l'intérieur du virage, contrairement à celles situées à l'extérieur du virage. Dans le premier virage, les moteurs (M_1 et M_3) situés à l'extérieur de la courbe de virage tournent à des vitesses supérieures à celles des moteurs (M_2 et M_4). En revanche, pendant le deuxième virage, les moteurs (M_2 et M_4) se trouvant à l'extérieur du virage tournent à des vitesses supérieures à celles des moteurs (M_1 et M_3), comme le montre également la figure.

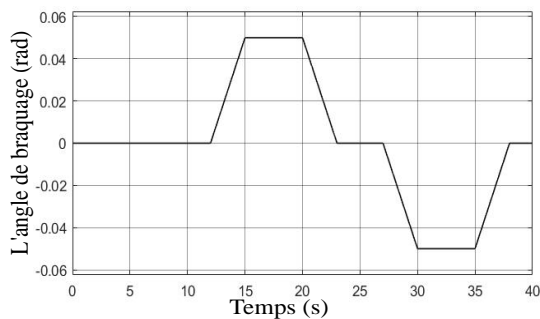
On observe que le bloc de commande du moteur MSAPI suit parfaitement les vitesses de référence provenant du bloc dynamique du véhicule. Les coefficients de glissement des quatre roues, illustrés dans la Figure (3.15.f), démontrent que les roues du côté intérieur du virage auront systématiquement des valeurs de glissement inférieures à celles des roues situées à l'extérieur du virage, en corrélation avec les coefficients de friction, comme représenté dans la Figure (3.15.g).

En examinant la figure (3.15.h), on remarque qu'au démarrage, il y avait de très fortes forces de traction générées par les moteurs pour déplacer la voiture, ce qui est nécessaire pour vaincre

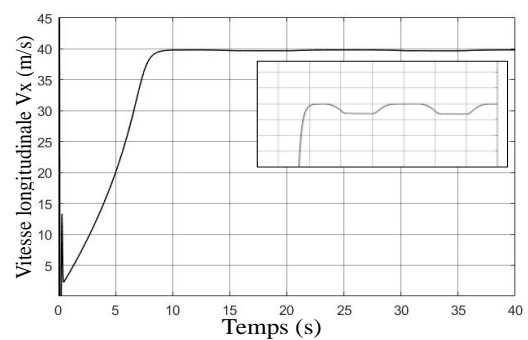
les forces qui freinent son avancement. Pendant les virages, les moteurs situés à l'intérieur de la courbe offrent une traction plus faible que ceux situés à l'extérieur de la courbe.

La Figure (3.15.i) expose la variation des couples électromagnétiques des moteurs, tandis que la Figure (3.15.j) présente les couples résistants qui représentent la charge sur le véhicule dans des conditions similaires. On remarque que les moteurs MSAPI fournissent des valeurs de couple identiques à celles requises, ce qui démontre que la commande a réussi à produire un couple moteur égal à la demande.

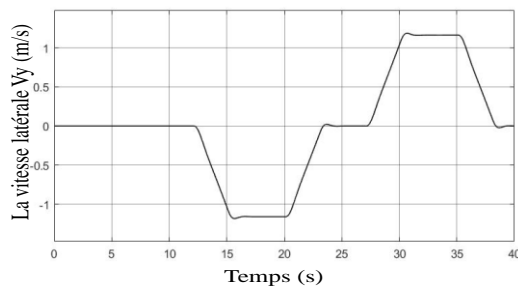
Dans la Figure (3.15.k), il est remarquable que les couples électromagnétiques générés par les moteurs de chaque roue correspondent de manière précise aux consignes des couples de référence calculés par le bloc de la commande combinée. De même, cette précision est observée pour les courants en mode direct et en quadrature des moteurs, ainsi que pour leurs références, comme le mettent en évidence les Figures (3.15.l-o).



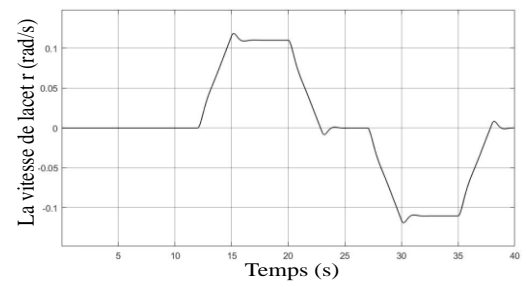
(a)



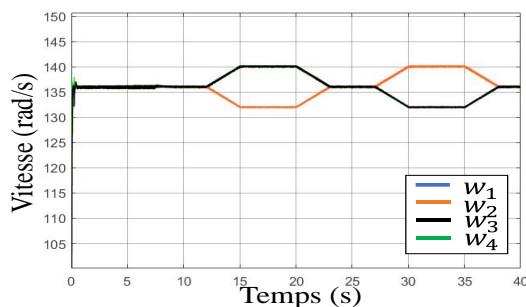
(b)



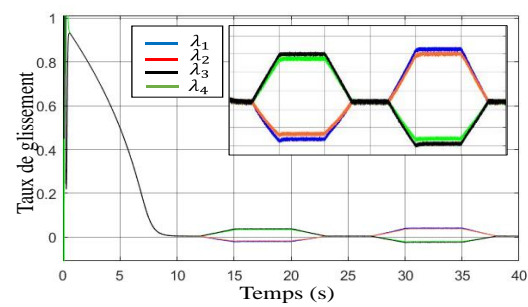
(c)



(d)



(e)



(f)

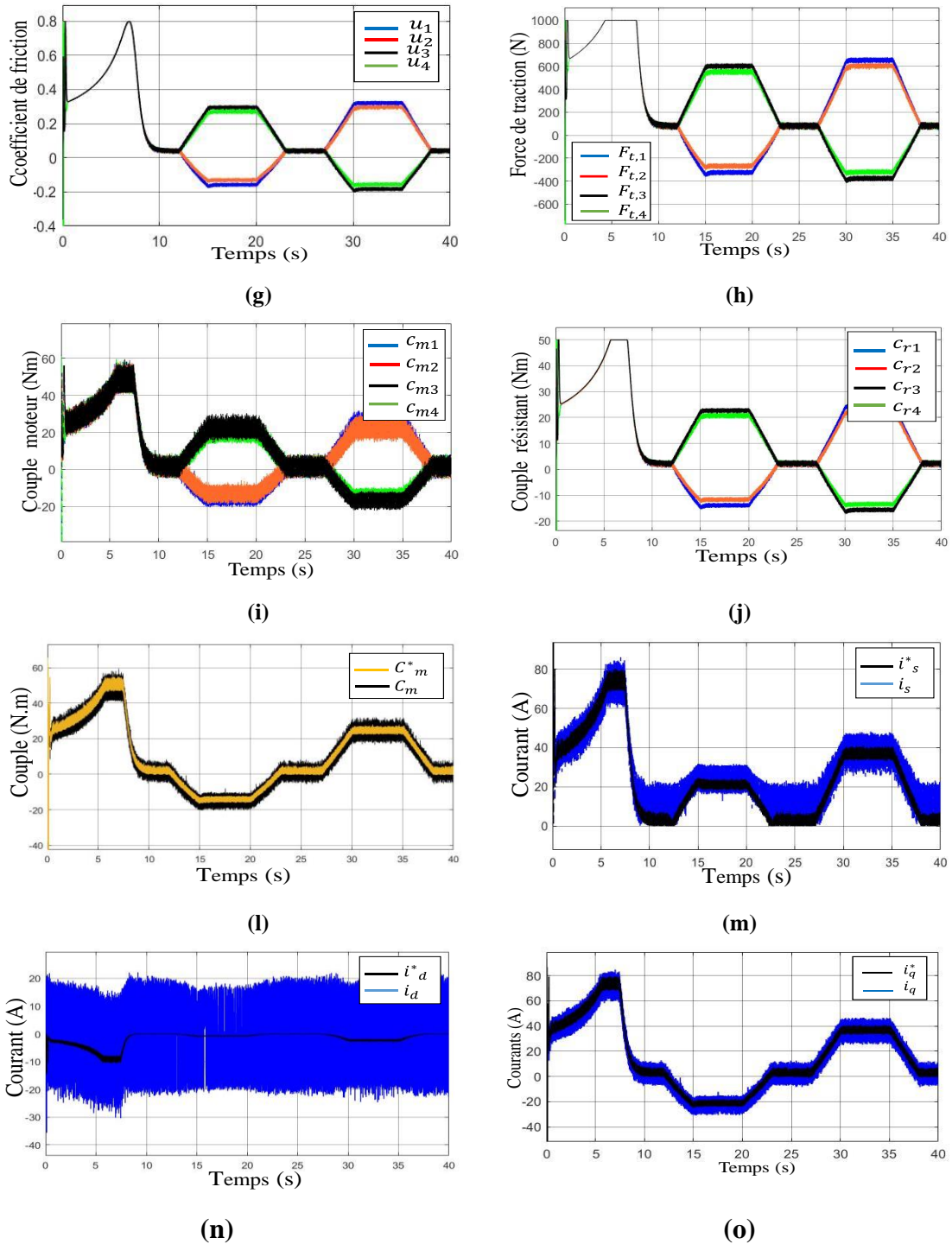


Figure 3.15 : Résultats de simulation pour Test 2.

III.7. Conclusion :

Dans ce chapitre, nous avons exploré la dynamique du véhicule électrique ainsi que son contrôle lors de la traction et du freinage. Nous avons présenté théoriquement les forces qui agissent sur le véhicule, tant longitudinales que latérales, dans différents types d'environnements. Nous avons également examiné les éléments de base de la chaîne de traction des véhicules électriques et leur gestion. Ensuite, nous avons réalisé une simulation de la chaîne mécanique du véhicule à l'aide du logiciel Matlab/Simulink®.

Nous avons simulé et analysé le système différentiel qui assure une répartition similaire de la puissance sur chaque roue lors de virages à gauche et à droite. Nous avons également illustré les forces agissantes sur le véhicule et examiné les coefficients de glissement et de friction, qui jouent un rôle crucial dans le contrôle du véhicule lors d'un freinage extrême, au cours des deux tests.

La simulation nous a permis de constater une connexion efficace entre le bloc de la dynamique du véhicule et le bloc de contrôle des moteurs. Nous avons observé une régulation précise et adaptative de la vitesse et du couple de référence, générant ainsi des courants de référence conformes aux commandes correspondantes, avec la commande combinée étudiée.

L'étude de la dynamique du véhicule réalisée dans ce chapitre sera approfondie dans le chapitre suivant, qui portera sur le freinage extrême sur différents types de routes et dans différents environnements.



CHAPITRE IV

Analyse comparative de deux stratégies de freinage pour EV en situation d'urgence et leur intégration dans un système de stockage d'énergie.

IV.1. Introduction :

Dans ce chapitre, nous procédons à une comparaison entre deux méthodes de freinage régénératif. Les principaux critères de cette comparaison portent sur la stabilité du véhicule lors d'un freinage extrême et sur la capacité de récupération d'énergie dans différents types et conditions de route. La première méthode de commande de freinage étudiée est la commande en mode de glissement intégral (ISMC), qui se base sur la régulation du coefficient de glissement afin de maximiser les forces de contact durant une opération de décélération. La deuxième méthode de commande de freinage étudiée est basée sur les contraintes ECE R13H (Règlement n° 13-H de la CEE - Dispositions uniformes relatives à l'homologation des voitures particulières en ce qui concerne le freinage). Cette méthode vise à garantir des forces de freinage maximales sur les roues avant tout en assurant la stabilité et la sécurité du véhicule, ce qui permet une récupération d'énergie maximale pour le véhicule.

Les deux méthodes de commande visent à maximiser les forces développées au point de contact entre les pneus et la route pendant le freinage en régulant continuellement le coefficient de glissement. Pour ce faire, le modèle dynamique du véhicule, qui exprime les coefficients de glissement des quatre roues ainsi que les forces agissant sur le véhicule, est utilisé de manière mathématique, comme détaillé dans le chapitre III.

La maximisation de la récupération d'énergie est réalisée en distribuant les forces de manière à favoriser les roues avant tout en assurant la stabilité et la sécurité du véhicule. Cela permet une récupération d'énergie optimale pendant le processus de freinage.

Dans le contexte de la sécurité routière, il est crucial d'examiner les deux aspects fondamentaux de la conduite : la traction et le freinage. Selon des données récentes, la dégradation des performances du conducteur due à la fatigue, à la somnolence ou à l'inattention, ainsi que les changements de voie involontaires, sont les deux types d'accidents les plus fréquents impliquant un seul véhicule léger. Par conséquent, notre étude se concentre sur le freinage extrême dans le but d'améliorer la conduite des conducteurs tout en renforçant leur sécurité.

Le paragraphe (IV.2) présente la commande basée sur le mode de glissement pour le freinage et la traction. Ensuite, le paragraphe (IV.3) décrit la commande de freinage basée sur les contraintes de la réglementation (ECE R13H), en exposant sa conception théorique. Dans le paragraphe (IV.4), une analyse des résultats de simulation comparant les forces de freinage avant/arrière issues des deux stratégies de commande est présentée. Enfin, le paragraphe (IV.5) aborde la récupération d'énergie générée par les deux méthodes de commande et son stockage dans un système, notamment une ultra-capacité. Les résultats de simulation de cette section seront analysés et comparés en fonction de différents types de routes.

IV.2. Commande par mode de glissement :

IV.2.1. Introduction :

Dans le domaine de la théorie du contrôle, les systèmes de contrôle à structure variable (SCSV) se distinguent par leur capacité à modifier dynamiquement la loi de contrôle en fonction de l'état actuel du système. Cette approche, notamment à travers la technique de contrôle par mode de glissement (SMC), offre une méthode robuste pour traiter les incertitudes dans la dynamique

du système, cruciale pour les applications dans les systèmes de contrôle automobile, telles que l'amélioration de l'efficacité de freinage et de la stabilité. [97] Les principes fondamentaux du contrôle par mode de glissement ont été établis au début des années 1950 et développés ultérieurement par des chercheurs comme Utkin à la fin du XXe siècle. Il est devenu une stratégie de contrôle non linéaire essentielle en raison de sa robustesse contre les perturbations, les variations de paramètres et les incertitudes de modélisation. En contraignant les états d'un système à adhérer à une surface de glissement prédéfinie, il garantit que le comportement du système est gouverné par les paramètres de la surface, ce qui permet d'obtenir une insensibilité significative aux influences externes. Cette méthodologie a été appliquée à une large gamme de défis pratiques, démontrant sa polyvalence et son efficacité. Cependant, le contrôle traditionnel par mode de glissement présente une vulnérabilité aux perturbations avant l'établissement du mode de glissement, en particulier dans les systèmes affines. Pour contrer cela, le contrôle par mode de glissement intégral (ISMC) a été introduit, partageant les attributs robustes de son prédécesseur mais avec un avantage supplémentaire : il initie la trajectoire du système directement sur la surface de glissement, en fonction de ses états initiaux. Cette innovation permet non seulement de réduire la phase d'atteinte, mais aussi d'améliorer la robustesse du système dans tout l'espace d'état. L'ISMC a suscité une attention considérable pour son potentiel à maintenir un contrôle robuste dès le début, ce qui en fait une avancée significative dans le domaine du contrôle par mode de glissement. [92] Le contrôle par mode de glissement repose sur le principe de contraindre la trajectoire du système sur une surface de glissement prédéfinie et de la maintenir là, garantissant que les performances du système sont insensibles à certains types de perturbations. Cela est réalisé en changeant la structure de contrôle chaque fois que l'état du système traverse cette surface. La zone où la trajectoire du système est maintenue, appelée surface de glissement, est essentielle pour obtenir le comportement du système souhaité. La robustesse du SMC se manifeste pleinement une fois que le système entre en mode de glissement, offrant un degré élevé de résistance contre les incertitudes concordantes, c'est-à-dire celles qui affectent la dynamique à travers les mêmes canaux que les entrées de contrôle.[93][73] Cependant, avant d'entrer en mode de glissement, le système se trouve dans ce qu'on appelle la phase d'atteinte, pendant laquelle il est susceptible aux perturbations concordantes et non concordantes.

Le contrôle par mode de glissement intégral (ISM) a été développé pour résoudre cette vulnérabilité, en concevant une loi de contrôle qui garantit que le système est en mode de glissement dès le début, éliminant ainsi la phase d'atteinte et sa susceptibilité associée aux perturbations. Les implications pratiques de cette fondation théorique sont vastes, notamment dans les domaines de la sécurité et de l'efficacité automobile. Une application primordiale réside dans le développement de systèmes de freinage avancés pour les véhicules. Un freinage efficace dépasse simplement l'arrêt d'un véhicule ; il consiste à améliorer sa sécurité et son adaptabilité sur des conditions routières diverses.[84][85] Cette importance est encore accentuée avec la montée des véhicules électriques (VE), où les systèmes de freinage régénératifs servent un double objectif : non seulement ils aident à arrêter le véhicule, mais ils jouent également un rôle crucial dans la récupération d'énergie. [91] Les véhicules électriques (VE) présentent une capacité notable : ils peuvent récupérer des quantités substantielles d'énergie de freinage. [26][80] Cela est rendu possible par les moteurs électriques à l'intérieur des VE, qui peuvent se transformer en générateurs, convertissant l'énergie cinétique ou potentielle de la masse du

véhicule en énergie électrique. Cette énergie peut ensuite être stockée et réutilisée. Les performances de freinage d'un véhicule constituent un facteur crucial pour garantir la sécurité du véhicule. Un système de freinage bien conçu doit répondre à deux exigences principales. Premièrement, lors de situations de freinage d'urgence, il doit immobiliser rapidement le véhicule dans la distance la plus courte possible. Deuxièmement, il doit maintenir le contrôle sur la direction du véhicule. Pour atteindre le premier objectif, le système de freinage doit pouvoir fournir un couple de freinage suffisant à toutes les roues, tandis que le second exige la répartition égale de la force de freinage entre toutes les roues. Le concept de freinage extrême, dans le contexte de l'application du contrôle par mode de glissement intégral pour optimiser le processus de freinage dans les véhicules électriques, vise à améliorer la sécurité routière en abordant les principaux facteurs contribuant aux accidents impliquant des véhicules légers individuels. Ces facteurs comprennent la diminution des performances du conducteur due à la fatigue, à la somnolence ou à l'inattention, ainsi que les changements de voie involontaires. Pour résoudre ces problèmes, le concept de freinage extrême se concentre sur le développement et la mise en œuvre de systèmes de freinage hautement efficaces et réactifs. L'amélioration de la flexibilité du conducteur dans ce concept implique de fournir aux conducteurs des systèmes de freinage offrant un contrôle précis et une réactivité, leur permettant de gérer efficacement des situations inattendues sur la route.

En améliorant les performances de freinage du véhicule grâce aux capacités de freinage extrême, les conducteurs gagnent en flexibilité dans leur capacité à naviguer en toute sécurité dans des conditions dangereuses ou à réagir à des changements soudains de trafic ou de conditions routières. De plus, l'amélioration de la sécurité routière globale grâce au freinage extrême implique de réduire la probabilité d'accidents et d'atténuer leur gravité en équipant les véhicules de systèmes de freinage avancés. Ces mécanismes réduisent les distances de freinage, assurent la stabilité du véhicule pendant le freinage et répartissent les forces de freinage entre les roues pour éviter le patinage ou la perte de contrôle. Cela améliore l'adaptabilité du conducteur et la sécurité routière globale en équipant les véhicules de systèmes de freinage réactifs qui gèrent efficacement les situations d'urgence et les conditions de conduite exigeantes. [84][85]

L'accent pour les véhicules conventionnels est mis sur l'obtention d'un rapport de glissement optimal pour garantir une efficacité de freinage maximale sans blocage des pneus, particulièrement crucial lors de situations de freinage d'urgence. Cela implique une modélisation sophistiquée des interactions pneu-route pour estimer avec précision les coefficients de friction dans des conditions variables, en ajustant dynamiquement la force de freinage en conséquence.

Les normes techniques de l'Autorité danoise des transports pour les véhicules routiers sont alignées sur la réglementation ECE R13H reconnue internationalement, mettant l'accent sur la nécessité de freins fonctionnels sur toutes les roues sans provoquer de blocage des roues pendant le freinage. [87][90] Dans les véhicules électriques, le défi consiste à gérer efficacement la répartition des forces de freinage entre le freinage mécanique et le freinage régénératif, dans le but de maximiser la récupération d'énergie tout en garantissant des distances d'arrêt sûres. Cela nécessite un équilibre délicat, en tenant compte de la capacité limitée de régénération d'énergie influencée par des facteurs tels que l'état de charge de la batterie et la capacité de freinage régénératif, qui varient selon les vitesses et les conditions différentes. [73]

Notre approche utilise le contrôle par mode de glissement intégral pour gérer efficacement cet équilibre, garantissant des performances de freinage optimales dans diverses conditions. En ajustant dynamiquement la stratégie de contrôle en fonction des estimations de l'état de la surface de la route et de la dynamique du véhicule, notre système optimise la répartition des forces de freinage entre les essieux avant et arrière et entre les systèmes de freinage mécanique et régénératif. Cela améliore non seulement l'efficacité du freinage régénératif, contribuant à l'efficacité énergétique globale du véhicule, mais améliore également les performances de freinage, renforçant la sécurité du véhicule dans des conditions extrêmes.

Dans cette section, nous mettons en œuvre un contrôle du modèle dynamique à l'aide de la commande de glissement intégral (Integrative Sliding Mode Control) appliquée aux deux modes de fonctionnement du véhicule, le TCS (Traction Control System) et l'ABS (Anti-lock Braking System). La plupart des systèmes ABS/TCS disponibles sur le marché utilisent des freins hydrauliques pour empêcher le patinage et le blocage des roues en utilisant des algorithmes basés sur des règles logiques internationales. Ces algorithmes réagissent généralement à l'accélération des roues plutôt qu'au taux de glissement, car cette variable est plus facilement mesurable que le taux de glissement, qui ne peut être mesuré directement mais doit être estimé. Cependant, les développements récents dans le domaine de l'ABS et du TCS se sont concentrés sur le contrôle du taux de glissement, également connu sous le nom de contrôle du glissement, en raison de ses avantages en termes de plage de fonctionnalités souhaitables par rapport au contrôle de l'accélération des roues [85].

Plusieurs avantages ont motivé les chercheurs dans le domaine de l'automobile à privilégier la commande du taux de glissement. Parmi ceux-ci, on peut citer la robustesse de cette approche aux conditions routières changeantes et inconnues par rapport au contrôle de l'accélération des roues. Ce dernier est un contrôleur de structure fixe, ce qui signifie que la stabilité ne peut pas être garantie pour toutes les valeurs de glissement lors de son utilisation, même sur une surface de route fixe. En revanche, le contrôle du taux de glissement garantit la stabilité pour toutes les valeurs de glissement. De plus, la dynamique en boucle ouverte du contrôle de l'accélération des roues devient non minimale pour les valeurs de glissement au-delà du pic de la courbe de force de traction. Cela limite les performances réalisables en boucle fermée, alors que le contrôle du taux de glissement ne souffre pas de cette limitation. Tous ces avantages nous orientent donc vers la conception de systèmes ABS et TCS basés sur la commande du taux de glissement [86].

IV.2.2. Les exigences de mode de freinage ABS :

L'autorité danoise des transports définit les exigences techniques pour les véhicules routiers au Danemark, également connues sur l'échelle internationale sous le nom de réglementation ECE R13H [14]. Ces directives, également énoncées dans des règlements de l'UNECE, exigent que les véhicules routiers soient équipés de freins fonctionnels sur toutes les roues et que les roues ne se bloquent pas pendant le freinage [87]. Le contrôle intégral du taux de glissement vise à garantir que la maniabilité du véhicule n'est pas compromise par le blocage des roues lors du freinage (ABS) ou par le patinage des roues lors de l'accélération (TCS), quelles que soient les conditions routières et les charges du véhicule, tout en respectant les prescriptions concernant la distance de freinage.

IV.2.3. Le contrôle intégral de taux de glissement (ISMC) :

L'idée fondamentale de l'ISMC consiste à appliquer un mode glissant dès le début de la réponse du système, ce qui permet de compenser les incertitudes tout au long de cette réponse. Ce contrôle repose sur une simplification du modèle de la dynamique du véhicule développée dans le chapitre III. Une structure de contrôle en mode glissant est proposée, utilisant une couche limite de surface coulissante pour réduire les vibrations. Ces sous-systèmes seront testés par des simulations sur Matlab / Simulink ®.

IV.2.3.1. Simplification de modelé longitudinale :

La conception du contrôleur de glissement est basée uniquement sur l'hypothèse d'un mouvement longitudinal, ou on assume que $\dot{Y} = \ddot{Y} = \dot{\psi} = \ddot{\psi} = \delta_j = \alpha_{ij} = 0$. Le modèle dynamique des équations (3.30) et (3.11) devient : [84]

$$m \cdot \ddot{x} = \underbrace{F_{xrf} + F_{xlf} + F_{xrr} + F_{xlr}}_{F_{xij}} - (F_{roll} + F_{drag}) \quad (4.1)$$

$$J_{wi} \cdot \dot{\omega}_{ij} = C_{mj} - C_{rij} \cdot \text{sing}(\omega_{ij}) - b \cdot \omega_{ij} - r \cdot F_{xwij}$$

Les forces de frottement dans la direction de l'axe longitudinal du véhicule et des axes des roues sont égales ; $F_{xij} = F_{xwij} = F_{zij} \cdot \mu_{ij}$.

En simplifiant davantage l'équation (4.1) en supposant que les couples visqueux développés au niveau des essieux des roues sont négligeables par rapport aux couples provoqués par les forces de traction ($b \cdot \omega_{ij} = 0$), et en considérant que les forces de traction développées sur les roues individuelles sont égales, c'est-à-dire que seule la dynamique d'une roue est nécessaire pour calculer les forces de traction, on obtient un nouveau modèle dynamique simplifié comme indiqué par les équations (4.2) et (4.3). Lorsque les grandeurs de vitesse ω_{ij} et \dot{x} sont positives, cela signifie que la roue tourne dans le sens prévu et que le véhicule se déplace vers l'avant. Dans le cas inverse, le contrôle n'est plus disponible, car il n'y a pas de contrôle en mode marche arrière.

$$\dot{\omega}_{ij} = -\frac{r \cdot F_{xij}}{J_{wi}} + \frac{1}{J_{wi}} \cdot \mu_{ij} \quad (4.2)$$

Avec :

$$\begin{aligned} \ddot{x} &= \frac{4 \cdot F_{xij} - (F_{roll} + F_{drag})}{M_v} && \text{TCS} \\ \ddot{x} &= \frac{2 \cdot F_{xij} - (F_{roll} + F_{drag})}{M_v} && \text{ABS} \end{aligned} \quad (4.3)$$

Dans le système TCS, les forces de traction sont fournies par seulement deux roues, tandis que dans le système ABS, les forces de freinage sont fournies par les quatre roues. Comme le montre l'équation (4.3), le total des forces de traction est le double de la force de traction développée sur une seule roue (F_{xij}) pour le TCS et quatre fois la force de traction développée sur une seule roue pour l'ABS. La sortie du contrôleur de glissement est un couple de référence au niveau de chaque essieu de roue, qui doit être fourni par les moteurs MSAP par la suite.

On marque que :

$$\begin{cases} \mu_{if} = C_{mi} \\ \mu_{ir} = 0 \end{cases} \quad \text{TCS} \quad (4.4)$$

$$\begin{cases} \mu_{if} = C_{mi} - C_{bif} \\ \mu_{ir} = -C_{bir} \end{cases} \quad \text{ABS}$$

IV.2.3.2. La dynamique de glissement :

Dans le modèle simplifié donné par les équations (4.2) et (4.3), les variables d'état sont \dot{x} et ω_{ij} . Puisque la dynamique du glissement est d'intérêt lors de la conception d'un régulateur de glissement, les états du modèle sont modifiés. Les expressions de λ_{Lij} , ω_{ij} , $\dot{\lambda}_{ij}$ et $\dot{\omega}_{ij}$ seront utilisées pour exprimer le modèle simplifié. λ_{Lij} et \dot{x} représentent les dérivées des équations de glissement longitudinal, comme spécifié dans le tableau ci-dessus.

Tableau 4.1 : Les expressions de modelé variable pour TCS et ABS.

TCS ($\dot{\omega}_{ij} > \dot{x}$)	ABS ($\dot{\omega}_{ij} \leq \dot{x}$)
$\lambda_{Lij} = 1 - \frac{\dot{x}}{\dot{\omega}_{ij} \cdot r}$	$\lambda_{Lij} = \frac{\dot{x}}{\dot{\omega}_{ij} \cdot r} - 1$
$\omega_{ij} = \frac{\dot{x}}{r} \frac{1}{1 - \lambda_{Lij}}$	$\omega_{ij} = \frac{\dot{x}}{r} (1 + \lambda_{Lij})$
$\dot{\lambda}_{ij} = \frac{\dot{x}}{r \cdot \omega_{ij}^2} \cdot \dot{\omega}_{ij} - \frac{1}{\omega_{ij} \cdot r} \cdot \ddot{x}$	$\dot{\lambda}_{ij} = \frac{r}{\dot{x}} \cdot \dot{\omega}_{ij} - \frac{\omega_{ij} \cdot r}{\dot{x}^2} \cdot \ddot{x}$
$\dot{\omega}_{ij} = \frac{r \cdot \omega_{ij}^2}{\dot{x}} \cdot \dot{\lambda}_{ij} + \frac{\omega_{ij}}{\dot{x}} \cdot \ddot{x}$	$\dot{\omega}_{ij} = \frac{\dot{x}}{r} \cdot \dot{\lambda}_{ij} + \frac{\omega_{ij}}{\dot{x}} \cdot \ddot{x}$

Combinant les équations (4.2) et (4.3), on aura donc :

TCS

$$\begin{aligned} \dot{\lambda}_{ij} = & -\frac{1}{\dot{x}} \left(\frac{1 - \lambda_{Lij}}{M_v} \cdot (2 \cdot F_{xij} - (F_{roll} + F_{drag})) + \frac{r^2 (1 - \lambda_{Lij})^2}{J_w} \cdot F_{xij} \right) \\ & + \frac{r \cdot (1 - \lambda_{Lij})^2}{J_w \cdot \dot{x}} \cdot \mu_{ij} \end{aligned} \quad (4.5)$$

ABS

$$\dot{\lambda}_{ij} = -\frac{1}{\dot{x}} \left(\frac{1 + \lambda_{Lij}}{M_v} \cdot (4 \cdot F_{xij} - (F_{roll} + F_{drag})) + \frac{r^2}{J_w} \cdot F_{xij} \right) + \frac{r}{J_w \cdot \dot{x}} \cdot \mu_{ij}$$

Effectivement, il est important de noter que la dynamique de glissement décrite par les équations (4.5) devient extrêmement rapide lorsque \dot{x} tend vers l'infini. Par conséquent, à basse

vitesse du véhicule, il est prévu que le contrôle du glissement devienne difficile à réaliser en raison des effets d'échantillonnage et de la dynamique du contrôleur ainsi que des actionneurs.

IV.2.3.3. L'étude de la stabilité de contrôle en boucle ouverte :

Les points d'équilibre (λ_{Lij}^*) sont déterminés par un glissement constant, c'est-à-dire lorsque ($\dot{\lambda}_{Lij} = 0$). En considérant F_{roll} et F_{aero} comme des signaux de perturbation, les points d'équilibre sont définis par l'intersection entre μ_{ij} et Ψ_{TCS} ou Ψ_{ABS} . Les équations correspondantes sont les suivantes : [84]

$$\begin{aligned}
 & \text{TCS} \\
 \dot{\lambda}_{Lij} &= -\frac{r \cdot (1 - \lambda_{Lij})^2}{J_w \cdot \dot{x}} \cdot (\Psi_{TCS} - \mu_{ij}) \\
 & \text{ABS} \\
 \dot{\lambda}_{Lij} &= -\frac{r}{J_w \cdot \dot{x}} \cdot (\Psi_{ABS} - \mu_{ij})
 \end{aligned} \tag{4.6}$$

Avec :

$$\begin{aligned}
 \Psi_{TCS} &= \left(2 \cdot \frac{J_{wi}}{M_v \cdot r} + \frac{1}{1 - \lambda_{Lij}} + r \right) \cdot F_{xij} \\
 \Psi_{ABS} &= \left(4 \cdot \frac{J_{wi}}{M_v \cdot r} + (1 + \lambda_{Lij}) + r \right) \cdot F_{xij}
 \end{aligned} \tag{4.7}$$

En assume que :

$$\begin{aligned}
 F_{xij} &= F_{zij} \cdot \mu_{ij} \\
 F_{zij} &= \frac{l_r \cdot M_v \cdot g}{2 \cdot L} \\
 J_{wr} &= J_{wf} \\
 \mu_{ij} &= \text{sign}(\lambda_{Lij}) (C_1 (1 - e^{-C_2 \lambda_{Lij}}) - C_3 \Psi_{TCS})
 \end{aligned} \tag{4.8}$$

Dans notre cas, la masse de véhicule est de 1662 kg. La Figure (4.1) montre Ψ_{TCS} , Ψ_{ABS} pour les différents types de toute.

L'analyse de la stabilité du contrôle en taux de glissement vise à identifier les points d'équilibre permettant d'éviter le blocage des roues lors du freinage (grâce à l'ABS) ou le patinage lors de l'accélération (via le TCS). L'objectif est de maintenir le système stable autour de la valeur de glissement maximale, λ_{Lmax} correspondant à la plus grande valeur de Ψ_{TCS} ou Ψ_{ABS} . Il est à noter que les valeurs de glissement égales à 1 sont impossibles à obtenir en raison de la divergence de Ψ_{TCS} ou Ψ_{ABS} vers l'infini. La valeur maximale de glissement, λ_{Lmax} , distingue la zone stable de la zone instable en identifiant les valeurs de glissement λ_{Lij}^* associées à chaque domaine.

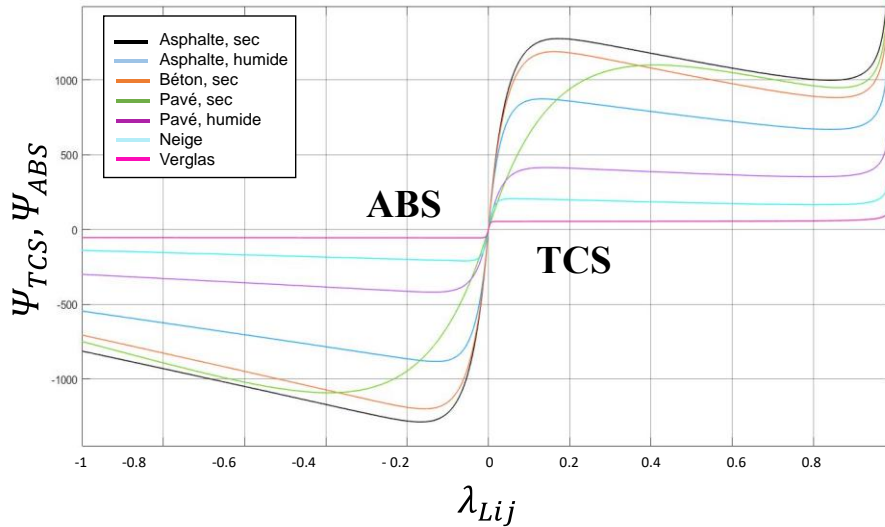


Figure 4.1 : Ψ_{TCS} , Ψ_{ABS} pour les différents types route.

Dans le système, les points d'équilibre sont déterminés par l'intersection entre μ_{ij} et Ψ_{TCS} ou Ψ_{ABS} . Il est possible que le système ait un, deux ou trois points d'équilibre pour le TCS, et zéro, un ou deux points d'équilibre pour l'ABS.

La Figure (4.1) démontre que la valeur maximale de glissement, λ_{Lmax} , ne peut être atteinte que sur des surfaces routières à très faible friction telles que le verglas, la neige ou le pavé humide. Cette observation nous incite à produire une autre illustration du comportement du système pour mieux visualiser les valeurs d'équilibre. Les Figures (4.2 et 4.3) présentent les valeurs de λ_L qui assurent $\dot{\lambda}_{Lij} = 0$ pendant la traction et le freinage respectivement.

La stabilité en boucle ouverte des points d'équilibre peut être évaluée en insérant les valeurs d'entrée d'équilibre $u_{Lij}^* = \Psi_{TCS}$ et $u_{Lij}^* = \Psi_{ABS}$ dans l'équation (4.6). Peu importe la vitesse du véhicule (\dot{x}), les valeurs de Ψ_{TCS} ou Ψ_{ABS} , dans notre cas, se situeront dans des intervalles spécifiques, comme indiqué dans le tableau suivant.

Tableau 4.2 : Les intervalles des valeurs de forces Ψ_{TCS} et Ψ_{ABS} .

Type de la route	Ψ_{TCS}	Ψ_{ABS}
Asphalte, sec	[1000,1276]	[-1285,-800]
Asphalte, humide	[670,873]	[-882,-545]
Béton, sec	[882,1189]	[-1200,- 705]
Pavé, sec	[949,1100]	[-1100,- 950]
Pavé, humide	[354,414]	[-418,- 299]
Neige	[170,205]	[-206.5, -166]
Verglas	54.4	[-55,-50]

Nous examinons la courbe de $\dot{\lambda}_{Lij}$ pour différentes valeurs de vitesse \dot{x} , en supposant qu'elles sont constantes. Nous considérons deux scénarios : l'accélération et la décélération, tous deux se déroulant sur une surface pavée humide, avec une valeur d'entrée constante de u_{Lij}^* égale à

400 pendant la traction et à -400 pendant le freinage. La stabilité des points d'équilibre est évaluée à partir des portraits de phase présentés dans la Figure (4.2).

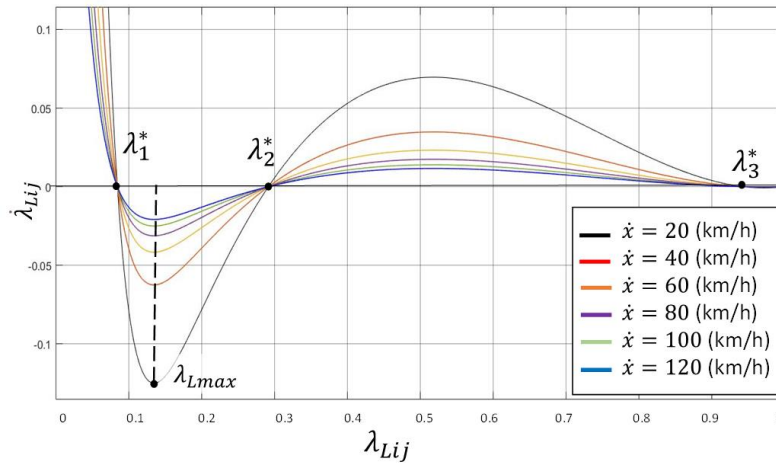


Figure 4.2 : Portrait de phase pendant la TCS pour $u_{Lij}^* = 400$.

Pendant l'accélération, le système présente trois points d'équilibre, $\lambda_1^* = 0.084$, $\lambda_2^* = 0.29$ et $\lambda_3^* = 0.94$, ces deux dernières valeurs étant situées au-delà du sommet de la courbe de frottement correspondant à $\lambda_{Lmax} = 0.135$.

Il est observé que la stabilité des points d'équilibre ne dépend pas de la vitesse \dot{x} . Plus la valeur de cette dernière diminue, plus la valeur absolue de la tangente aux trajectoires augmente, ce qui signifie que la dynamique devient plus rapide à des vitesses de véhicule inférieures.

En ce qui concerne les trois points d'équilibre, λ_1^* est stable car les pentes des trajectoires sont négatives en ce point. Étant donné qu'il est situé à une valeur de glissement inférieure à λ_{Lmax} , une légère augmentation du glissement au-delà de ce point entraîne également une augmentation de la force de frottement agissant sur la roue, ce qui ramène le glissement à sa valeur d'équilibre.

Le point λ_2^* est un équilibre instable car les pentes des trajectoires sont positives en ce point. Il est situé à une valeur de glissement au-delà de λ_{Lmax} . Ainsi, de petites augmentations du glissement au-delà de ce point d'équilibre diminuent la force de frottement agissant sur la roue, ce qui entraîne une augmentation supplémentaire du glissement. Les trajectoires s'éloignent donc du point d'équilibre.

Le point λ_3^* est un équilibre stable car les pentes des trajectoires sont négatives en ce point, tout comme le premier point. Ce point d'équilibre est également situé à une valeur de glissement au-delà de λ_{Lmax} . Cependant, comme Ψ_{TCS} tend vers l'infini avec une valeur de λ_{Lij} unitaire, le système s'empêche de glisser des valeurs à proximité de cette limite. Pour un coefficient de friction unitaire, cela pourrait être considéré comme un point d'équilibre. Cependant, à ce point, la vitesse serait presque nulle et u_{Lij}^* approcherait l'infini, ce qui rendrait le système indéfini.[80]

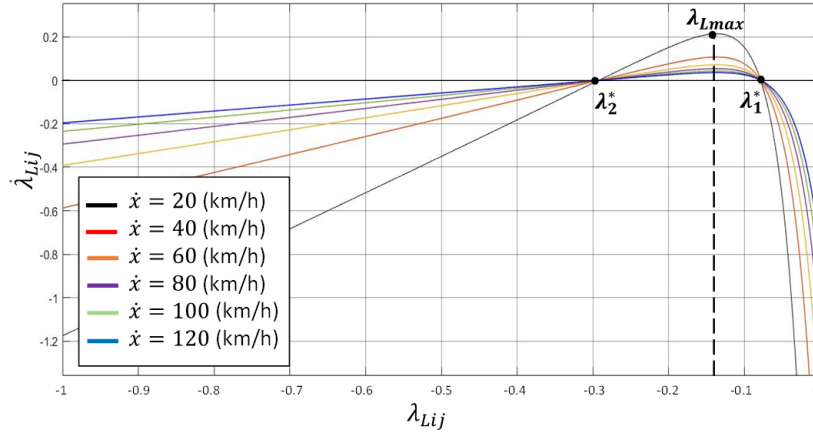


Figure 4.3 : Portrait de phase pendant ABS pour $u_{Lij}^* = -400$.

Tout comme dans le cas du TCS, la Figure (4.3) confirme que la vitesse \dot{x} n'affecte pas la stabilité des points d'équilibre même pendant le freinage. Le système pendant le freinage présente deux points d'équilibre, $\lambda_1^* = -0.078$, $\lambda_2^* = -0.29$, avec une valeur de $\lambda_{Lmax} = 0.135$ située entre ces deux points d'équilibre.

Il est observé que le point d'équilibre λ_1^* , qui est inférieur à λ_{Lmax} , est stable, tandis que le point d'équilibre λ_2^* est instable. L'explication est similaire à celle du cas de l'accélération. Cependant, les roues ne sont pas empêchées de se bloquer lors du freinage car les trajectoires n'atteignent pas un équilibre stable si le glissement absolu atteint des valeurs au-delà de λ_{Lmax} .

À partir de cette analyse des points d'équilibre pour l'accélération et le freinage, il est conclu qu'un contrôle du patinage du système est nécessaire pour stabiliser le glissement près de λ_{Lmax} dans les situations d'accélération et de freinage, car ce point sépare la partie stable de la partie instable du domaine.

IV.2.3.4. Conception de contrôleur de taux de glissement :

En se basant sur le modèle non linéaire de la dynamique de glissement donnée par les équations (4.5), les contrôleurs de glissement utilisés comme TCS et ABS ont été développés. Il est noté que l'expression de $\dot{\lambda}_{Lij}$ peut s'écrire sous la forme suivante :

$$\dot{\lambda}_{ij} = f(\lambda_{Lij}, \dot{x}) + g(\lambda_{Lij}, \dot{x}) \cdot \mu_{ij} \quad (4.9)$$

La conception du contrôleur se fera en premier lieu en définissant une surface de glissement qui représente la boucle fermée souhaitée. Ensuite, une loi de contrôle stabilisante sera dérivée en supposant qu'il n'y a aucune incertitude paramétrique. Enfin, la loi de commande sera étendue pour être robuste aux variations des paramètres. [84].

IV.2.3.5. Conception de la surface de glissement S :

Pour formuler la fonction scalaire S de l'erreur du système, nous devons définir une surface de glissement qui représente notre objectif de contrôle. Cette surface de glissement est généralement choisie de manière à ce que son taux de variation le long des trajectoires du système soit négatif, ce qui garantit que le système converge vers cette surface. Ensuite, nous concevons une loi de commande qui force le système à suivre cette surface de glissement malgré les perturbations et les incertitudes des paramètres.

La conception d'un contrôleur à mode de glissement peut être divisée en deux parties : Conception de la surface de glissement S , et Conception de la loi de commande discontinue qui force la trajectoire du système vers cette surface de glissement.

Initialement la surface de glissement peut simplement s'exprimer comme suit :

$$S = \tilde{\lambda}_{Lij}(t) \quad (4.10)$$

Avec :

$$\tilde{\lambda}_{Lij}(t) = \lambda_{Lij}(t) - \lambda_{Lij,ref}(t) \quad (4.11)$$

La dynamique en dehors de la surface de glissement pose souvent des difficultés de contrôle car seule la convergence asymptotique peut généralement être garantie. Cela nous pousse à reconsidérer l'expression de la surface S . Une solution proposée est d'appliquer un contrôle en glissement à intégrale.

Dans ce cas, la fonction d'erreur est choisie comme la somme de l'erreur d'état et de son intégrale. Cette approche est conçue pour produire une convergence exponentielle de l'erreur lorsque $S=0$ et peut également être conçue pour éliminer complètement la phase d'atteinte [88] [84]. Ainsi, la surface de glissement aura la nouvelle expression :

$$S = \tilde{\lambda}_{Lij}(t) + \eta \cdot \int_0^t \tilde{\lambda}_{Lij}(\tau) d\tau - \tilde{\lambda}_{Lij}(0) \quad (4.12)$$

Où η est une constante positive déterminant le taux de convergence et τ est une variable muette utilisée pour l'intégration. L'expression (4.12) sera utilisée dans les systèmes de contrôle pendant le TCS et l'ABS.

Le terme $\tilde{\lambda}_{Lij}(0)$ est sensé déplacer la surface de glissement S dans le plan de phase pour garantir que $S(0) = 0$. Avec cette condition, il s'exprime comme suit :

$$\tilde{\lambda}_{Lij}(0) = \tilde{\lambda}_{Lij}(t) + \eta \cdot \int_0^t \tilde{\lambda}_{Lij}(\tau) d\tau \quad (4.13)$$

En posant $z(t) = \int_0^t \tilde{\lambda}_{Lij}(\tau) d\tau$, on aura :

$$\dot{z}(t) + \eta \cdot z(t) = \tilde{\lambda}_{Lij}(t) \quad (4.14)$$

La dérivation de la solution de l'équation inhomogène du premier ordre (expliquée dans [89]) nous a finalement donné l'expression (4.15).

$$\tilde{\lambda}_{Lij}(0) = \tilde{\lambda}_{Lij}(t) \cdot e^{-\eta t} \quad (4.15)$$

IV.2.3.6. Conception d'une loi de contrôle robuste :

La loi de commande sera modifiée et conçue en supposant qu'il n'y a aucune incertitude sur les paramètres. La dynamique du système s'écrit comme suit :

$$\dot{\lambda}_{Lij} = f + g\mu_{ij} \quad (4.16)$$

La dérivée de la surface S sera :

$$\begin{aligned}\dot{S} &= \dot{\lambda}_{Lij} + \eta \cdot \tilde{\lambda}_{Lij}(t) \\ &= f + g\mu_{ij} + \eta \cdot \tilde{\lambda}_{Lij}(t)\end{aligned}\quad (4.17)$$

Une entrée de contrôle stabilisante est trouvée en formulant une fonction de Lyapunov candidate V et en choisissant μ_{ij} de telle sorte que \dot{V} soit défini négatif. La fonction de Lyapunov V est choisie comme une fonction définie positive :

$$V = \frac{1}{2}s^2 \quad (4.18)$$

La loi de commande est choisie tel que :

$$\mu_{ij} = -\frac{\hat{f} + \eta\tilde{\lambda}_{Lij} + k \cdot \text{sign}(s)}{\hat{g}} \quad (4.19)$$

La condition de Lyapunov est assurée par le terme qui égale \dot{V} , comme le montre l'équation (4.20).

$$\dot{V} = -k \cdot \text{sign}(s) \cdot s = -k \cdot |s| \quad (4.20)$$

Les trajectoires du système sont contraintes de suivre la surface définie par $S = 0$. Afin de faire face aux incertitudes et aux variations paramétriques, et de forcer \dot{V} , à devenir définie négative, le coefficient k est choisi tel que :

$$k \geq \beta' \cdot F + (\beta' + 1) \cdot |\hat{f} + \eta\tilde{\lambda}_{Lij}| \quad (4.21)$$

L'évaluation en temps réel, lors de la simulation, des fonctions limite (f, F), l'estimation de l'erreur des limites (g, β'), et finalement les fonctions dynamiques estimées (\hat{f}, \hat{g}) sont données par le calcul des équations suivantes :

$$\begin{aligned}\hat{f} &= -\frac{1}{\dot{x}} \left(\frac{1 + \lambda_{Lij}}{\hat{m}} \cdot \left(4 \cdot F_{xij} - \hat{m} \cdot g \cdot \hat{C}_{roll} - \frac{\rho}{2} \cdot A \cdot \hat{C}_D \cdot \dot{x}^2 \right) + \frac{\hat{f}^2}{J_{wi}} \cdot F_{xij} \right) \\ F &= \frac{1}{\dot{x}} \left(|1 + \lambda_{Lij}| \cdot \left(4 \cdot |F_{xij}| \cdot \frac{\hat{m}}{\hat{m} \cdot m_{min}} + g \cdot \bar{C}_{roll} \right. \right. \\ &\quad \left. \left. + \frac{\rho}{2} \cdot A \cdot \dot{x}^2 \cdot \frac{C_{D,max} \cdot \hat{m} + \hat{C}_D m_{max}}{\hat{m} \cdot m_{min}} \right) \right) \\ \hat{g} &= \frac{\sqrt{r_{min} \cdot r_{max}}}{J_{wi} \dot{x}} \\ \beta' &= \sqrt{\frac{r_{max}}{r_{min}}}\end{aligned}\quad (4.22)$$

Les valeurs constantes dans ces équations sont définies comme suit :

Tableau 4.3 : Paramètres de la commande ISMC.

Valeur Minimale	Valeur Estimée	Valeur Maximale
$m_{min} = 1600 \text{ kg}$	$\hat{m} = 2085 \text{ kg}$	$m_{max} = 2370 \text{ kg}$
$r_{min} = 0.25 \text{ m}$	$\hat{r} = 0.3 \text{ m}$	$r_{max} = 0.35 \text{ m}$
$C_{D,min} = 0.2$	$\hat{C}_D = 0.3$	$C_{D,max} = 0.4$
$C_{roll,min} = 0.008$	$\hat{C}_{roll} = 0.012$	$C_{roll,max} = 0.02$

Le contrôle réalisé dans cette section n'est qu'une approximation de la véritable dynamique inverse, où le système est sujet à des perturbations. Les trajectoires ne vont pas réellement rester sur $S = 0$ en raison de la discontinuité de contrôle, ce qui entraîne des oscillations dans la réponse du système. L'ampleur de ces oscillations dépend du temps d'échantillonnage, du gain de discontinuité, de la dynamique du système et des actionneurs. Une solution proposée consiste à mettre en œuvre une couche limite autour de la surface de glissement afin de réduire le gain de discontinuité. La loi de commande sera modifiée comme suit :

$$\mu_{ij} = - \frac{\hat{f} + \eta \tilde{\lambda}_{Lij} + k \cdot \text{sat}\left(\frac{S}{\theta_c}\right)}{\hat{g}} \quad (4.23)$$

Avec :

$$\text{sat}\left(\frac{s}{\theta_c}\right) = \begin{cases} \frac{s}{\theta_c} & \text{pour } \left|\frac{s}{\theta_c}\right| \leq 1 \\ \text{sign}\left(\frac{s}{\theta_c}\right) & \text{autrement} \end{cases} \quad (4.24)$$

La largeur de la couche limite θ_c est donner dans la Figure (4.4).

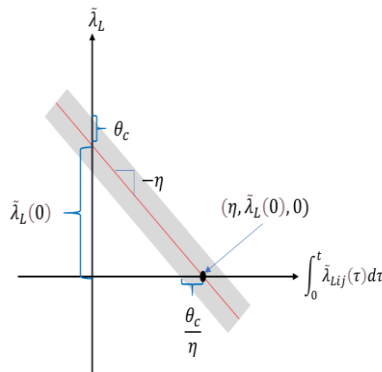


Figure 4.4 : Couche limite pour le coefficient de glissement longitudinal.

La largeur de la couche limite θ_c et le taux de convergence η sont ajustés par simulation, et ils dépendent de la dynamique de l'actionneur. Ainsi, ils sont différents pour le TCS/ABS et pour les roues avant/arrière. Dans le cas du freinage, nous prenons les largeurs de la couche limite pour les roues avant et arrière (θ_{cf}, θ_{cr}) et η comme suit :

$$\theta_{cf} = 0.05 , \theta_{cr} = 0.03 \quad (4.25)$$

$$\eta = 8.8$$

L'erreur de glissement est donc limitée à 0,1 pour les roues avant et à 0,06 pour les roues arrière, afin d'optimiser l'utilisation de la friction pneu-route disponible.

Le diagramme Simulink présenté dans la Figure (4.5) illustre la méthodologie et la configuration utilisées pour évaluer les performances du Contrôleur par Mode de Glissement Intégral (ISMC).

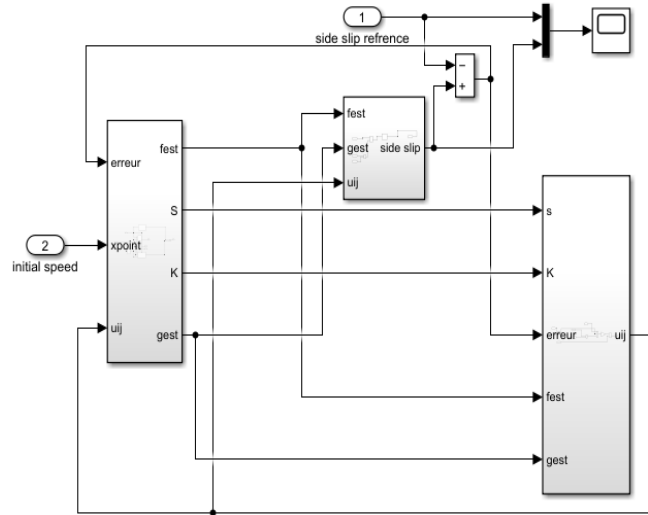


Figure 4.5 : Schéma fonctionnel Simulink pour ISMC.

L'effet de la mise en œuvre de la couche limite est illustré en simulant une manœuvre de freinage en ligne droite sur asphalt sec avec et sans couche limite. Les simulations sont réalisées à l'aide de Matlab/Simulink®. Le modèle Simulink décrit est conçu pour le cas d'un freinage à une vitesse initiale du véhicule de $\dot{x}(0) = 80$ [km=h] et une constante de glissement de référence $\lambda_L^* = -0.17$, correspondant au sol en asphalt sec déterminé à partir de l'équation (4.26). La réponse du système avec la couche limite peut être plus lente, mais elle est plus stable et se rapproche de la valeur de glissement de référence.

$$\lambda_{max} = -\frac{\ln\left(\frac{C_3}{C_2 C_1}\right)}{C_2} \quad (4.26)$$

La Figure (4.6) montre la différence entre le signal de sortie du bloc de commande en mode de glissement sans et avec la couche limite. Elle met également en évidence une régulation parfaite sur la valeur du coefficient de glissement de référence λ_L^* avant 0.5 seconde du temps de la simulation. Comme illustré dans le zoom sur la même figure, la couche limite atténue efficacement les oscillations provoquées par la discontinuité de contrôle tout en maintenant l'erreur de suivi nettement en dessous des limites indiquées. L'augmentation de l'amplitude du glissement à la sortie du contrôleur dans la simulation sans la couche limite est due à la dynamique de glissement qui s'accélère à mesure que la vitesse du véhicule diminue pendant la manœuvre de freinage.

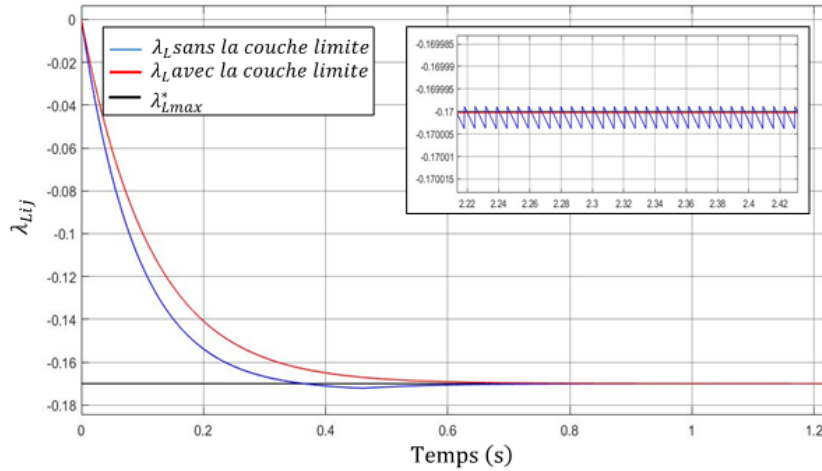


Figure 4.6 : Comparaison de la réponse du contrôle ISMC (sur une roue avant) avec et sans la prise en compte de la couche limite lors d'un freinage extrême sur une route à haute adhérence.

L'inclusion d'une couche limite dans le schéma de contrôle par mode de glissement (ISM) est un composant critique pour son bon fonctionnement. En intégrant une couche limite, le temps de réponse du système est prolongé, ce qui se traduit par une stabilité accrue et une réponse qui se rapproche davantage de la valeur de glissement désirée. Il est important de noter, cependant, que la présence de la couche limite n'altère pas de manière significative la représentation visuelle des principales métriques d'opération de freinage telles que la distance d'arrêt, le temps nécessaire pour un arrêt complet, la récupération d'énergie, et d'autres facteurs sur différents types de routes.

IV.3. La distribution des forces de freinage avant/arrière selon la réglementation ECE R13H :

La norme ECE n°13 établit les exigences minimales de performance en matière de freinage pour divers types de véhicules routiers, basées sur des essais standardisés des systèmes de freinage. Elle établit des contraintes spécifiques concernant la distance d'arrêt pendant le freinage et la valeur de décélération moyenne.

Dans notre cas d'étude, nous considérons un véhicule de catégorie M1 (pour les véhicules motorisés destinés au transport des passagers), tel que décrit dans la réglementation ECE R13H [87]. Conformément à cette réglementation, le système de freinage régénératif est considéré comme faisant partie intégrante du système de freinage.

Pour un essai de performance ordinaire avec des freins à froid selon la réglementation ECE R13H [87], ayant le moteur débrayé et sur une surface de route à bonne adhérence, la décélération doit être supérieure ou égale à 5.8 m/s^2 , et la distance d'arrêt doit respecter l'inégalité suivante :

$$d \leq 0.1V + \frac{V^2}{150} \quad (4.27)$$

Parlant des forces de freinage totales appliquées sur les roues avant F_{bf} et arrière F_{br} , la force de freinage maximale est limitée par l'adhérence pneu-sol, qui est proportionnelle à la force normale agissant sur la roue. Nous supposons que la différence entre les forces de freinage

droite et gauche est nulle pour les roues avant et arrière. Le rapport entre ces forces de freinage doit respecter l'égalité suivante :

$$\frac{F_{bf}}{F_{br}} = \frac{l_r - h\ddot{x}/g}{l_f + h\ddot{x}/g} \quad (4.28)$$

Dans le cas d'une décélération, \ddot{x} est négative. Nous utiliserons $j = -\ddot{x}$ et la sévérité de décélération $z = j/g$, qui doit satisfaire les inégalités (4.29) [18] [19].

$$z \geq 0.1 + 0.85 \times (\mu_f - 0.2) \quad (4.29)$$

$$z \geq 0.1 + 0.85 \times (\mu_r - 0.2)$$

Le coefficient de friction maximal et le coefficient de glissement sont considérés comme étant les mêmes pour les quatre roues. Selon la condition de décélération, le véhicule atteint sa décélération maximale lorsque : $j_{max} = g\mu$.

IV.3.1. Les équations mathématiques des forces avant/arrière :

Il existe trois possibilités de distribution des forces durant un freinage :

1. Si le blocage des quatre roues est simultané, L'expression de la force de freinage arrière doit répondre à l'équation (4.30), et le lieu de forces (F_{bf}, F_{br}) décrit la *courbe I*.

$$F_{br} = \frac{1}{2} \left(\frac{m \cdot g}{h} \sqrt{l_r^2 + \frac{4 \cdot h \cdot L}{m \cdot g} F_{bf}} - \left(m \cdot g \frac{l_r}{h} + 2 \cdot F_{bf} \right) \right) \quad (4.30)$$

2. Si les roues avant se bloquent avant les roues arrière, la stabilité directionnelle du véhicule est préservée même en cas de perte de contrôle de la direction. Le lieu des forces (F_{bf}, F_{br}) décrit par l'équation (4.31) nous donne la *courbe f*.

$$F_{br} = F_{bf} \left(\frac{L - \mu h}{\mu h} \right) - m \cdot g \frac{l_r}{h} \quad (4.31)$$

3. Si le blocage des roues arrière se produit avant celui des roues avant, la perte de stabilité directionnelle du véhicule est inévitable car il n'y aura aucune résistance aux forces latérales. Les forces de freinage avant et arrière vont alors décrire la *courbe r* et s'exprimer selon l'équation (4.32).

$$F_{br} = \frac{\mu}{L + \mu h} (m \cdot g \cdot l_r - h \cdot F_{bf}) \quad (4.32)$$

IV.3.2. Condition de la distribution des forces avant/arrière :

Le rapport entre la force de freinage avant et la force de freinage totale est β , exprimé comme suit :

$$\beta = \frac{F_{bf}}{F_{bf} + F_{br}} \quad (4.33)$$

La distribution des forces de freinage est inégale entre les roues avant et arrière en raison de la différence entre le coefficient de glissement avant et arrière, qui dépend à son tour des coefficients de friction avant/arrière. Cela établit un lien entre les inégalités de la sévérité de décélération z et le rapport β . Par conséquent, ce dernier doit satisfaire aux inégalités de l'équation (4.34).

$$\beta \leq \frac{(l_r + z \cdot h) \cdot (z + 0.07)}{0.85 \cdot z \cdot L} \quad (4.34)$$

$$\beta \geq \frac{0.85 \cdot z \cdot L + (z \cdot h - l_f) \cdot (z + 0.07)}{0.85 \cdot z \cdot L}$$

Ainsi, pour une décélération de $5,8 \text{ m/s}^2$, le rapport des forces doit être compris entre 0,5788 et 0,8945. L'expression du rapport β_{max} assure la stabilité de la direction du véhicule en générant une force de freinage avant maximale, tandis que la force de freinage arrière minimale répond à l'équation du 2nd degré (3.70). La force $F_{br,min}$ est la force de freinage minimale acceptable pour les roues arrière selon la réglementation ECE R13.

$$h \cdot (F_{bf} + F_{br})^2 + (l_r + 0.07h)m \cdot g(F_{bf} + F_{br}) + 0.07(m \cdot g)^2 l_r - 0.85 \cdot m \cdot g \cdot L \cdot F_{bf} = 0 \quad (4.35)$$

Le lieu des forces résultantes (F_{bf}, F_{br}) comme solution de l'équation (4.35) trace la courbe β_{max} . En simplifiant cette dernière par sa dérivation par rapport à z , on obtient la ligne β_{max} avec :

$$\beta_{max} = \frac{2 \cdot \sqrt{0.07 \cdot l_r \cdot h} + l_r + 0.07h}{0.85 \cdot L} \quad (4.36)$$

En se conformant à la réglementation ECE R13, le freinage du véhicule contrôlé par une méthode de contrôle doit nécessairement générer des forces de freinage (F_{bf}, F_{br}) comprises entre la courbe I et la courbe β_{max} . Cela garantit que les forces de freinage respectent à la fois les contraintes de la réglementation et les exigences de stabilité du véhicule.

IV.3.3. Les zones de la distribution des forces de freinage :

Elle est divisée en 5 zones en fonction du taux de décélération, dans le but de maximiser la récupération de l'énergie sur les roues avant. Ces 5 zones sont délimitées par quatre limites de taux de décélération définies comme suit :

- z_{lim1} correspondant au taux de décélération maximale $\beta = 1$.
- z_{lim2} correspondant au point d'intersection entre la ligne β_{max} et une force de freinage avant fixe.
- z_{lim3} correspondant au point d'intersection entre la ligne β_{max} et la droite f line à $\mu = 0.6$.
- z_{lim4} correspondant au point d'intersection entre la droite la ligne f à $\mu = 0.6$ et la courbe I .

Les équations de force (F_{bf}, F_{br}) dans les 5 zones seront définies comme suit : [65]

$$\begin{aligned}
 \text{Zone I: } 0 < z \leq z_{lim1} &\rightarrow \begin{cases} F_{bf} = m \cdot g \cdot z \\ F_{br} = 0 \end{cases} \\
 \text{Zone II: } z_{lim1} < z \leq z_{lim2} &\rightarrow \begin{cases} F_{bf} = m \cdot g \cdot z_{lim1} \\ F_{br} = \frac{(1 - \beta_{max})z_{lim1}mg}{z_{lim2} - z_{lim1}}(z - z_{lim1}) \end{cases} \\
 \text{Zone III: } z_{lim2} < z \leq z_{lim3} &\rightarrow \begin{cases} F_{bf} = \beta_{max} \cdot F_{total} = \beta_{max} \cdot m \cdot g \cdot z \\ F_{br} = (1 - \beta_{max})mgz \end{cases} \\
 \text{Zone VI: } z_{lim3} < z \leq z_{lim4} &\rightarrow \begin{cases} F_{bf} = \frac{m \cdot g \cdot \mu}{L}(l_r + zh) \\ F_{br} = F_{bf} \left(\frac{L - \mu h}{\mu h} \right) - m \cdot g \cdot l_r / h \end{cases} \\
 \text{Zone V: } z_{lim4} > 0.6 &\rightarrow \begin{cases} F_{bf} = \mu \frac{m \cdot g}{L}(l_r + zh) \\ F_{br} = \frac{1}{2} \left(\frac{mg}{h} \sqrt{l_r^2 + \frac{4hL}{mg} F_{bf}} - \left(mg \frac{l_r}{h} + 2 \cdot F_{bf} \right) \right) \end{cases}
 \end{aligned} \tag{4.37}$$

La Figure (4.7) illustre les intersections des courbes représentant les trois possibilités de freinage des roues par rapport aux roues arrière, ainsi que la *ligne β_{max}* , avec la courbe de la distribution des forces conformément à la réglementation ECE R13.

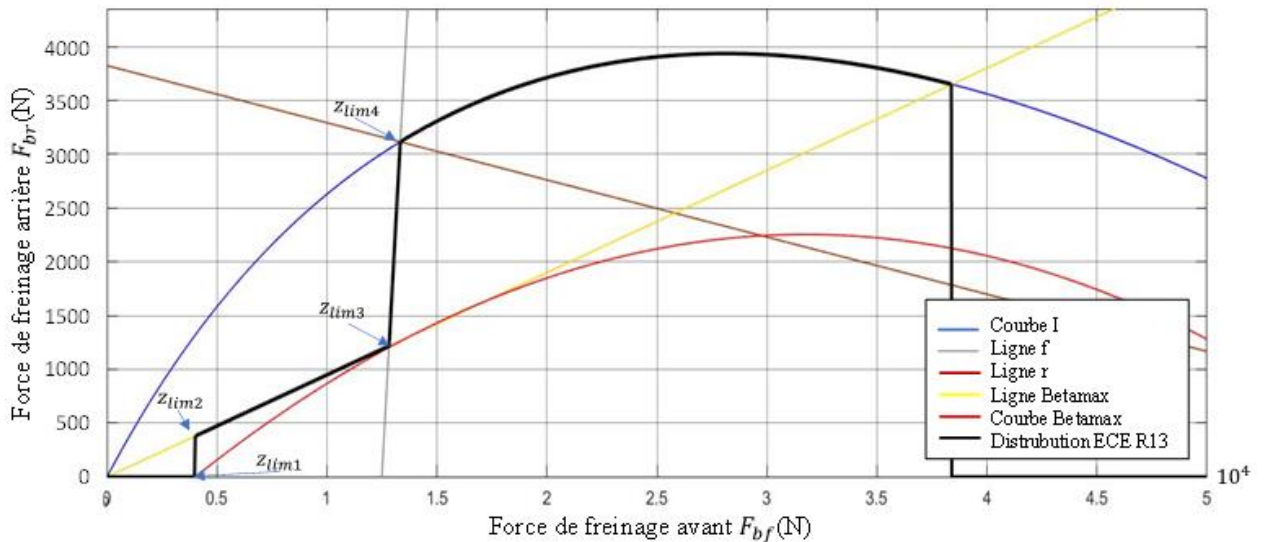


Figure 4.7 : Zones de la distribution des forces de freinage pour la réglementation ECE R13.

La figure (4.8) sert de vitrine du système de freinage utilisé dans cette recherche, offrant une représentation claire et organisée des étapes séquentielles impliquées dans le processus de freinage par les deux commande ISMC et ECE R13.

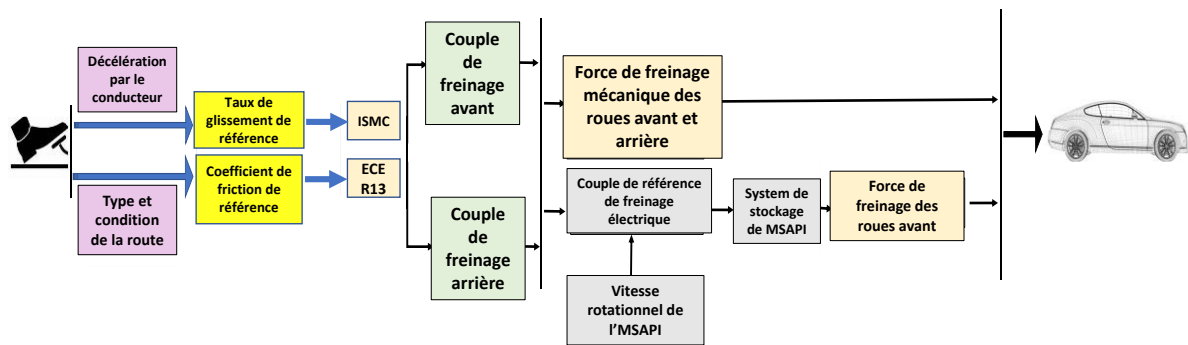


Figure 4.8 : Organigramme illustrant le système du mécanisme de freinage par les deux commandes ISMC et ECE R13.

IV.4. Comparaison entre le freinage par ISMC et le freinage par la méthode des contraintes ECE R13 :

L'étude présente un modèle de simulation de véhicule avec trois degrés de liberté, formant la base pour analyser la dynamique d'un véhicule à quatre roues motrices. Des hypothèses spécifiques sont énoncées pour garantir la transparence et l'applicabilité. Celles-ci incluent la répartition uniforme des efforts sur les quatre roues, le positionnement des roues directrices à l'avant, un angle transversal de la route supposé être nul, et la position stable du centre de gravité (CG) du véhicule le long de l'axe longitudinal. Ces hypothèses établissent un cadre clair et généralement applicable pour l'analyse, permettant aux chercheurs et aux praticiens d'évaluer la pertinence des résultats pour leurs contextes respectifs.

Les hypothèses dans le modèle d'analyse dynamique du véhicule présentent à la fois des avantages et des inconvénients. Supposer une répartition uniforme des efforts sur les quatre roues simplifie les calculs et la représentation du modèle, mais peut entraîner des inexactitudes dans des scénarios réels où les forces varient. Placer les roues directrices à l'avant est courant et simplifie le modèle, mais cela peut ne pas s'appliquer à toutes les configurations de véhicules. Supposer un angle transversal nul sur la route simplifie les calculs pour les surfaces planes mais peut ne pas représenter avec précision les conditions réelles de la route. Supposer un centre de gravité stable simplifie la stabilité, les calculs mais peut négliger les déplacements lors de manœuvres dynamiques, impactant la précision, surtout dans des scénarios à haute performance ou à charge lourde. La conscience de ces avantages et inconvénients est cruciale pour interpréter avec précision les résultats du modèle et ajuster les hypothèses au besoin pour des scénarios spécifiques.

Pour garantir une maximisation de la récupération d'énergie pendant le freinage, nous allons comparer le freinage par contrôle intégral du taux de glissement avec le freinage par la méthode des contraintes. Les forces générées par les deux types de contrôle pour les roues avant/arrière seront les forces de freinage totale nécessaires pour arrêter le véhicule lors des simulations réalisées dans les deux parties suivantes.

La force de freinage électrique maximale que les deux moteurs avant peuvent délivrer est associée à leur vitesse et à leur puissance maximale. La force de freinage par friction pour les roues avant sera donc la valeur absolue de la différence entre la force totale de freinage souhaitée pour les roues avant et la force électrique maximale.

Dans la section suivante, nous présenterons les résultats des simulations réalisées à l'aide de Matlab/Simulink. Tous les paramètres du véhicule et du type de sol choisis seront identifiés. Sur Simulink, nous présenterons le modèle correspondant à la méthode de la commande par mode de glissement ainsi que le modèle relatif à la méthode de la réglementation ECE R13.

La comparaison principale portera sur les valeurs des forces de freinage délivrées par les deux blocs de commande lors de conditions extrêmes de freinage, en vérifiant notamment les couples des moteurs, les vitesses de rotation des roues, l'énergie récupérée, le temps d'arrêt et la distance parcourue avant l'arrêt total du véhicule. Il convient de souligner que le freinage brusque est possible dans la mesure où les forces de freinage restent inférieures aux forces maximales qui peuvent être appliquées sur un véhicule pour un certain type et certaines conditions de route, tout en assurant la stabilité, la manœuvrabilité et en évitant le blocage des roues.

IV.4.1. Résultats de simulation :

Le type de surface choisi pour cet essai est une route de type Asphalte Sec, qui a un coefficient de glissement maximal de (-0.17), correspondant à un coefficient de friction de (1.17). Le temps nécessaire pour que le véhicule s'arrête complètement lors d'un freinage extrême, ainsi que la distance parcourue à partir d'une vitesse initiale de (80 km/h), pour les deux méthodes de freinage, sont résumés dans le Tableau (4.4). Conformément à la réglementation ou aux contraintes, le temps d'arrêt doit être inférieur à (3,82) s et la distance parcourue doit être inférieure à (50,66 m), ce qui est respecté à la fois par la commande en mode glissant et par la méthode de la réglementation, comme illustré dans les figures (4.9.e.f).

Tableau 4.4 : Distance et temps d'arrêt pour le freinage par les deux commande (ECE R13) et (ISM) sur une route a haute adhérence.

La commande	Temps d'arrêt	Distance
ECE R13	1.93 second	21.44 mètres
ISM	1.77 second	19.66 mètres

La Figure (4.9) présente les résultats des simulations effectuées avec les deux méthodes de freinage. Les Figures (4.9.a.b) illustrent les forces de freinage générées par les deux commandes. En fonction des valeurs des forces de freinage des roues avant générées par les deux méthodes, les valeurs des forces de freinage des roues arrière sont illustrées dans les Figures (4.9.c.d).

Pour la commande ECE R13, lors d'un freinage extrême, le véhicule atteint sa décélération maximale ($j/g = \mu$). Le point de fonctionnement des forces de freinage à l'avant et à l'arrière doit obligatoirement se trouver sur *la courbe I*. Cela est confirmé par la Figure (4.9.d), où l'intersection de *la ligne β* correspondant au lieu des forces (F_{bf}, F_{br}) de la commande ECE R13 et la courbe I se situe au même niveau de la force de freinage arrière F_{br} . Cependant, la valeur de la force de freinage arrière fournie par la commande ISM (3921 N) est supérieure à la valeur de la force arrière sur la courbe I (3819 N), correspondant à la valeur de la force avant délivrée par la commande ISM (17280 N), avec un dépassement de (102 N). Cela peut

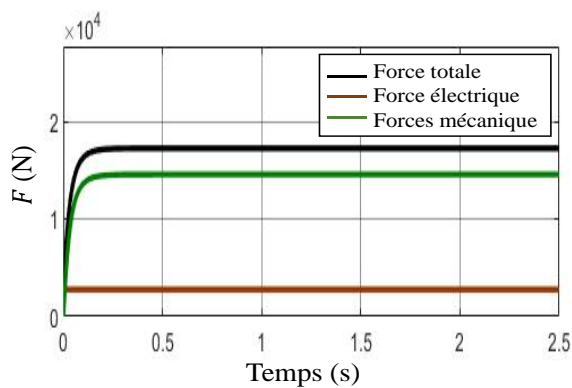
entraîner un blocage des roues arrière avant celui des roues avant, perturbant ainsi la stabilité du véhicule.

La capacité de récupération d'énergie est déterminée par le rapport entre les forces de freinage électrique maximales, assurées par le couple moteur maximal (65.5 Nm), et les forces de freinage mécanique. Entre les deux méthodes de freinage, la commande ISMC délivre des forces de freinage totales supérieures à celles de la commande ECE R13, ce qui sollicite cette dernière dans la récupération d'énergie. La Figure (4.9.g) présente le facteur de distribution des forces pour les deux commandes, qui se situe entre la valeur de distribution maximale et minimale autorisée. Le rapport β correspondant à la commande ISMC est supérieur à celui de la commande ECE R13, ce qui indique que la commande en mode glissant est plus sévère que la commande basée sur des contraintes lors d'un freinage extrême.

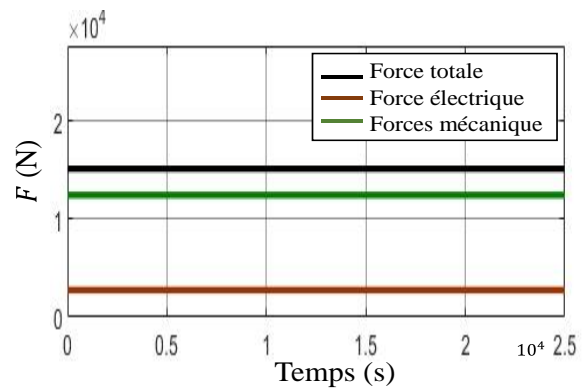
Comme le montre la Figure (4.9.e), les moteurs freinent à leur capacité maximale et se comportent selon les vitesses induites par chaque commande. Il en va de même pour les vitesses angulaires des quatre roues pour chaque type de freinage, illustrées sur la Figure (4.9.i). La mesure du glissement longitudinal par les deux types de commande pour la même surface par rapport à sa référence est illustrée sur la Figure (4.9.j). La commande ISMC est capable de réguler parfaitement le coefficient de glissement à (-0,17), ce qui n'est pas le cas pour la commande à contraintes, où l'on constate que sa mesure de glissement longitudinal ne dépasse pas la valeur de (-0,04) afin de respecter la réglementation ECE R13H.

Le véhicule décélère à (-11,478 m/s²) pour la commande basée sur les contraintes ECE R13, ce qui correspond à la décélération maximale autorisée sur ce type de route pour ce type de commande. Les contraintes imposées sur le lieu des forces (F_{bf}, F_{br}) ne permettent pas une distribution libre des forces de freinage. Pour la commande ISMC, le véhicule a une décélération de (-12,75 m/s²). On constate une fois de plus que la commande par mode de glissement est plus sévère lors d'un freinage extrême.

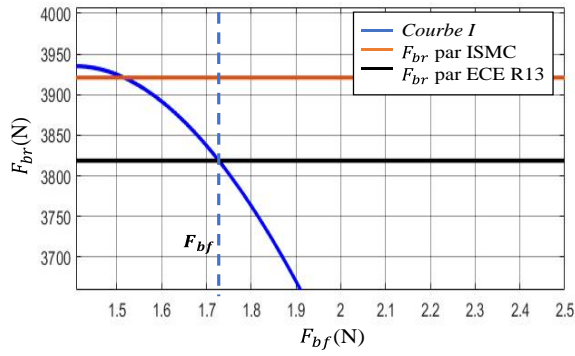
Pour les deux méthodes de freinage, la décélération dépasse la limite d'une amplitude de freinage confortable définie par l'AASHTO (American Association of State Highway and Transportation Officials), fixée à (0,34. g). Cela implique que lors d'un arrêt d'urgence, le confort du conducteur passe en deuxième position pour ces deux applications.



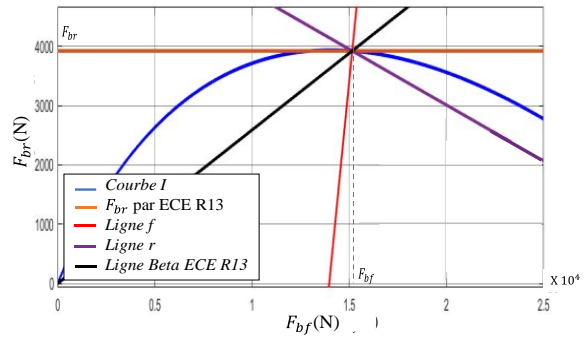
a. Les forces selon la commande ISMC.



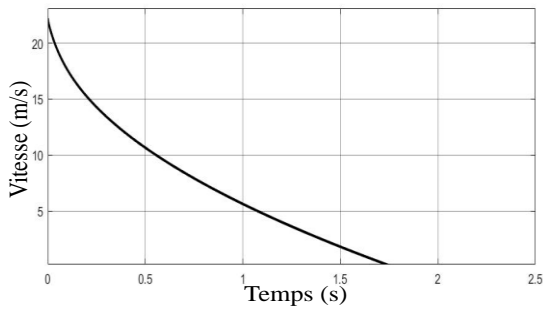
b. Les forces selon la commande ECE R13.



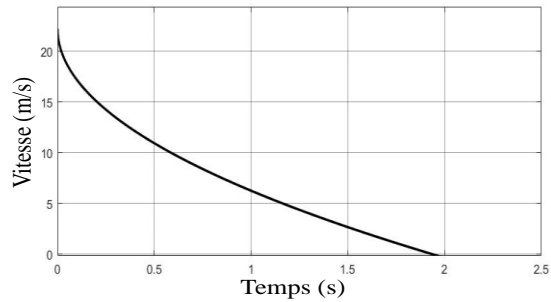
c. Les forces arrières par rapport aux forces avant par ISMC



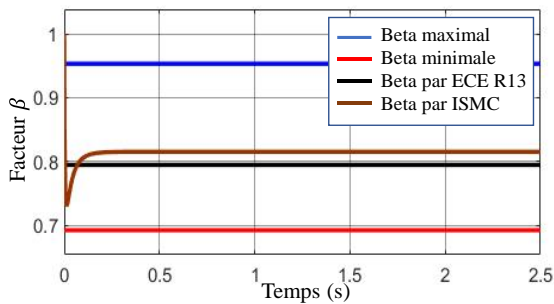
d. Les forces arrières par rapport aux forces avant par ECE R13.



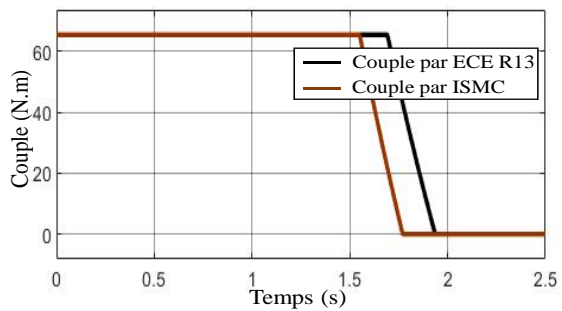
e. La vitesse du véhicule par ISMC.



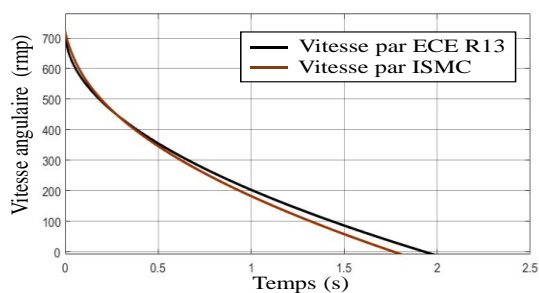
f. La vitesse du véhicule par ECE R13.



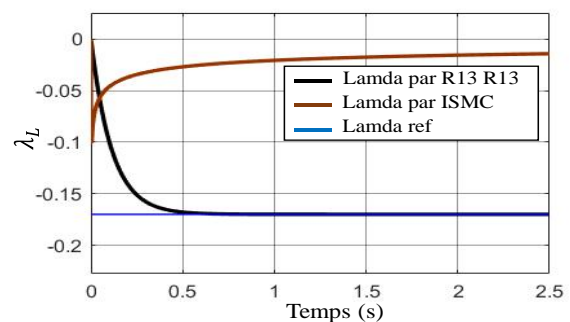
g. Beta par ECE R13 et ISMC par rapport à β_{max} et β_{min} .



h. Le couple moteur développé par ECE R13 et par ISMC.



i. Les vitesses angulaires



j. Le glissement longitudinal

Figure 4.9 : Résultat de simulation de la comparaison sur une route à haute coefficient d'adhérence.

IV.5. Comparaison entre les deux commandes de freinage en termes de la récupération de l'énergie dans le système de stockage (l'ultra-capacité) :

La majorité de l'énergie d'un véhicule est utilisée pour accélérer et maintenir une vitesse désirée en la dirigeant vers les roues. [98] Cependant, une partie significative de cette énergie est perdue lors du freinage, où l'énergie cinétique est convertie en chaleur entre les plaquettes de frein et les roues, en particulier dans les zones urbaines avec des motifs de circulation fréquents de type stop-and-go. [99] Le freinage régénératif vise à récupérer cette énergie cinétique perdue en utilisant des mécanismes tels qu'un électroaimant agissant comme un générateur pour produire un couple négatif sur les roues, convertissant ainsi une partie de l'énergie cinétique en énergie électrique stockée dans un système de stockage d'énergie. [100] En outre, en plus des systèmes électromagnétiques, des moteurs de pompe hydraulique peuvent également être utilisés pour stocker de l'énergie dans un accumulateur haute pression, l'énergie stockée étant libérée lorsque nécessaire pour propulser le véhicule [101].

Les avantages du stockage de l'énergie sous forme électrostatique, tels que les ultra-capacité (UC), par rapport à la forme chimique, comme les batteries Li-ion, devraient être soulignés. Des études ont examiné l'impact de la récupération d'énergie dans les systèmes de freinage sur les batteries Li-ion et n'ont trouvé aucun effet indésirable sur la durée de vie de la batterie. [102] Cependant, il a été prouvé que les systèmes de freinage régénératif, qui utilisent des ultra-capacité peuvent améliorer la longévité de la batterie en limitant la profondeur de décharge. [103] De plus, la mise en œuvre d'un système de stockage d'énergie hybride (HESS) qui combine à la fois des batteries et des UCs, avec des algorithmes de commutation optimisés, peut améliorer significativement l'efficacité de la régénération d'énergie de freinage d'environ 20%. [104] En outre, l'intégration du HESS avec des techniques d'optimisation multi-objectif a été prouvée pour prolonger davantage la durée de vie de la batterie. Par conséquent, le stockage de l'énergie sous forme électrostatique offre des avantages tels qu'une meilleure longévité de la batterie, une efficacité de régénération d'énergie améliorée et des performances de système optimisées [105].

D'un point de vue de la sécurité, la maintenance et la régulation efficaces des systèmes de stockage d'énergie sont primordiales. Cela implique la surveillance et la gestion de paramètres tels que la capacité de charge, la température, l'état de charge (SOC) et l'état de santé. Un contrôle inadéquat de ces paramètres peut compromettre les performances des systèmes de freinage régénératif, mettre en danger l'intégrité du système de stockage d'énergie et poser des risques pour la sécurité du véhicule et des passagers. Notamment, des incidents tels que des accidents d'incendie dans des véhicules de Formule 1 équipés de freinage régénératif et de systèmes de stockage d'énergie électrique soulignent l'importance de mesures de sécurité strictes [106].

La stratégie de contrôle du freinage régénératif pour les véhicules électriques implique trois états pendant le processus de freinage, en considérant la configuration avec des freins à friction conventionnels. Dans le premier état, le véhicule électrique (VE) se fie uniquement au freinage régénératif pour s'arrêter, récupérant toute l'énergie de freinage à moins qu'une décélération immédiate ne soit nécessaire. Dans le deuxième état, à la fois le freinage par friction et le freinage régénératif sont utilisés simultanément, chacun contribuant différemment à la force de

freinage totale. Ce mélange peut être classé comme série ou parallèle. Dans le troisième état, le VE n'applique que des freins à friction, généralement lors d'arrêts d'urgence ou lorsque le freinage régénératif est inefficace, comme avec des batteries pleinement chargées ou à basse vitesse en dessous d'un seuil spécifié. [98] [28].

Les ultra-capacités fonctionnent en séparant physiquement les charges positives et négatives à travers des plaques parallèles, offrant une longue durée de vie malgré une densité d'énergie relativement faible [107]. Ils excellent en densité de puissance par rapport aux batteries, grâce au stockage physique de charges. Cependant, une charge jusqu'à un état de charge (SOC) très bas peut entraîner des courants de sortie élevés malgré leur efficacité due à une faible résistance interne [28][29]. La tension aux bornes est directement corrélée au SOC, ce qui motive la recherche de méthodes pour renforcer la surface des électrodes afin d'améliorer la capacité de stockage d'énergie. Les ultra-capacités jouent un rôle crucial en tant que stockage d'énergie auxiliaire pour les véhicules électriques (VE), idéalement adaptés pour capturer l'électricité lors de scénarios de conduite urbaine et fournir une puissance rapide pour l'accélération en raison de leurs taux de charge et de décharge rapides. [23][108]

L'opération fréquente de démarrage/arrêt des VE impose un profil de décharge et de charge très varié pour le stockage d'énergie. Malgré un besoin moyen de puissance plus faible provenant du stockage d'énergie, la puissance de crête nécessaire pour de courtes durées lors de l'accélération et de la montée en côte est considérablement plus élevée. Notamment, environ deux tiers de l'énergie totale dépensée pendant toute la mission du véhicule en conduite urbaine sont attribués à l'énergie impliquée dans les transitoires d'accélération et de décélération. Les récents progrès dans la technologie des batteries nécessitent un compromis soigneux entre l'énergie spécifique, la puissance spécifique et la durée de vie du cycle pour la conception des batteries. Par conséquent, des propositions ont été faites pour hybrider le système de stockage d'énergie des VE, combinant une source d'énergie, principalement des batteries et des piles à combustible avec une haute énergie spécifique, et une source de puissance offrant une haute puissance spécifique. Ces sources de puissance peuvent être rechargées à partir de la source d'énergie lors de la conduite moins exigeante ou du freinage régénératif. Parmi celles-ci, les ultra-capacités ont suscité beaucoup d'attention en tant que source d'alimentation efficace. [26]

La récupération dans notre cas est réalisée par les deux moteurs des roues avant, ces moteurs ayant une puissance totale de 60 kW. Dans le système de stockage hybride, l'ultra-capacité aura principalement pour rôle d'atténuer les pics de courant, en stockant l'énergie générée lors du freinage pour l'utiliser ultérieurement dans la propulsion du véhicule après le freinage. Par conséquent, dans cette section, l'accent sera principalement mis sur la récupération de l'énergie par l'ultra-capacité. [101]

Dans le contexte des applications automobiles, plusieurs facteurs doivent être pris en compte lors de l'évaluation des systèmes de stockage d'énergie, notamment l'énergie spécifique, la puissance spécifique, l'efficacité, les besoins en maintenance, la gestion, le coût, la compatibilité environnementale et la sécurité. Pour l'application sur un véhicule électrique, l'énergie spécifique est souvent la première considération, car elle limite l'autonomie du véhicule. [30][31] Le dimensionnement des composants doit prendre en compte les conditions de freinage extrêmes du véhicule, tout en respectant les réglementations telles que la ECE

R13H. Néanmoins, toutes les autres exigences sont des considérations cruciales dans le développement de la chaîne cinématique du véhicule, ainsi que dans la conception de systèmes de stockage d'énergie adaptés à une utilisation automobile.

La Figure (4.10) présente la structure du système de stockage hybride, qui permet à l'ultra-capacité d'être utilisée sur une large gamme de tensions, maximisant ainsi l'énergie récupérée. La résistance de freinage est conçue pour dissiper l'énergie récupérée lorsque les deux systèmes de stockage sont pleins. Le commutateur est utilisé pour gérer le flux d'énergie entrant et sortant de la batterie.

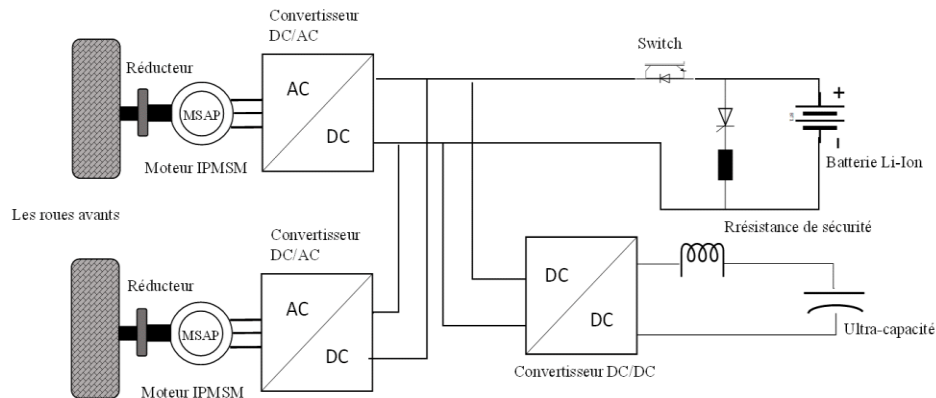


Figure 4.10 : Structure du système de stockage hybride.

IV.5.1. Le convertisseur DC/DC :

Pendant la simulation, le convertisseur représenté dans la Figure (4.11) est un exemple typique d'un convertisseur DC/DC Buck/Boost. Il est configuré pour agir essentiellement comme une source de courant, intégrant un contrôleur PI pour réguler le courant de sortie.

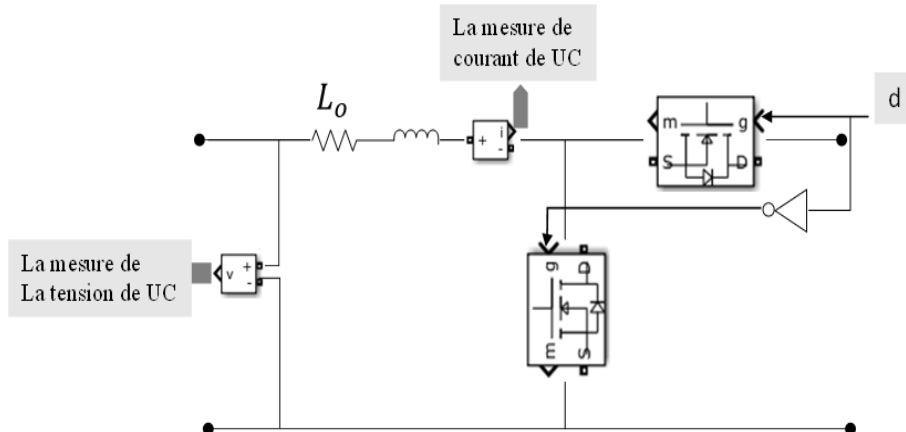


Figure 4.11 : Topologie de convertisseur DC/DC Buck-Boost classique.

Le rapport cyclique (d), qui dicte la commande des Mosfet, est déterminé par la régulation de l'erreur résultante entre le courant de référence calculé et le courant de l'ultra-capacité, à l'aide d'un contrôleur PI. Ce courant de référence est établi en prenant le rapport entre la puissance récupérée lors du freinage et la tension de l'ultra-capacité.

IV.5.2. Dimensionnement de l'ultra-capacité :

La tension du bus DC, qui relie le système de stockage à la partie du moteur, est fixée à 400 V. Cette valeur doit être supérieure à la tension nominale de l'ultra-capacité, qui représente sa

tension maximale. Le gain du convertisseur DC/DC est inférieur ou égal à 1. La tension minimale est déterminée par le courant maximal du convertisseur DC/DC et est sélectionnée comme étant soit 40 % soit 50 % de la tension maximale. Elle doit respecter la condition suivante :

$$U_{comin} \geq \frac{P_o}{I_{comin}} \quad (4.38)$$

Le modèle de l'ultra-capacité comprend un circuit RC, où la résistance équivalente (R_{co}) est considérée comme constante et indépendante de la fréquence. Cette résistance est placée en série avec deux capacitances connectées en parallèle : la première, (C_c), est une capacitance linéaire, tandis que la deuxième dépend de la tension. La capacité totale est contrôlée par la tension et est définie par :

$$C_{coc(UC)} = C_o + K_c \cdot U_c \quad (4.39)$$

Le K_c est le coefficient modélisant l'effet de Faraday.

L'inductance de filtrage (L_o) est choisie en fonction de la valeur maximale de l'ondulation de courant (Δi_{comax}) et de la tension maximale du bus DC ($V_{bus max}$).

$$L_o \geq \frac{V_{bus max}}{16 \cdot \Delta i_{comax} \cdot f_{sw}} \quad (4.40)$$

Pour déterminer la valeur de la capacité de l'ultra-capacité (UC), on prend en compte le nombre de freinages extrêmes successifs que l'on peut effectuer avec une récupération maximale d'énergie. Dans le cas d'un freinage effectué avec une vitesse initiale de 80 km/h, une capacité de 10 F permet d'effectuer quatre à cinq freinages extrêmes avec une récupération d'énergie maximale. L'énergie totale récupérable allant d'une tension initiale U_{comin} à une tension finale U_{comax} est :

$$\Delta E_c = \frac{C_o}{2} (U_{comax}^2 - U_{comin}^2) + \frac{2}{3} K_c (U_{comax}^3 - U_{comin}^3) \quad (4.41)$$

L'énergie cinétique emmagasinée dans le véhicule est déterminée par l'équation suivante :

$$E_c = \frac{1}{2} (M_v \cdot v_{veh}^2) \quad (4.42)$$

La puissance de freinage est exprimée comme suit :

$$P_{frien} = f_m \cdot M_v \cdot a \cdot v_{frien} - M_v \cdot g \cdot C_{rol} \cdot v_{frien} \cdot \cos(\theta) - \rho_{air} \cdot A \cdot C_D \cdot \frac{v_{frien}^2}{2} + M_v \cdot g \cdot f_r \cdot v_{frien} \cdot \sin(\theta) \quad (4.43)$$

La puissance électrique générée par les moteurs est déterminée par l'équation suivante :

$$P_e = \sum_j C_{ij} \cdot \omega_{ij} \quad (4.44)$$

Tableau 4.5 : Les descriptions des grandeurs utilisées.

Description	Valeur
La tension de l'UC minimale	$U_{comin} = 165V$
La tension maximale de l'UC	$U_{comax} = 325V$
La capacité de l'UC	$C_o = 10 F$
La résistance de UC	$R_{co} = 70 m\Omega$
Le coefficient modélisant l'effet de Faraday	$K_c = 0.000134 F/V$
L'inductance de lissage	$L_o = 100mH$
Facteur de masse équivalent	$f_m = 1.05$
La masse de véhicule	$M_v = 1662$
Accélération gravitationnelle	$g = 9.81$
Taux de décélération	a
Coefficient de roulement	$f_r = 0.012$
Angle de montée	$\theta = 0$
Densité de l'air à 20 C	$\rho_{air} = 1.2041 [Kg/m^3]$
Surface frontale du véhicule	$A = 2.27 [m^2]$
La vitesse initiale de freinage	$v_{frein} = 22.22 [m/s]$
Coefficient de traînée	$C_D = 0.29$

IV.5.3. Résultat de simulation :

IV.5.3.1. Test 1 :

L'énergie récupérée au niveau de l'ultra-capacité (UC) lors d'un freinage extrême sur une route à coefficient de friction élevé, avec des conditions d'essai identiques à celles comparant deux méthodes de freinage, est évaluée lorsque la tension de l'UC atteint sa valeur minimale admissible de (165 V). Au cours de cet essai, l'énergie totale de freinage maximale est déterminée par l'intégrale de la puissance totale de freinage et s'élève à (399 kJ), alors que l'énergie cinétique du véhicule est de (410 kJ).

Il est noté que l'énergie totale de freinage reste constante, indépendamment du type de commande appliqué ou du type de route, ce qui influe uniquement sur le temps nécessaire pour que la puissance de freinage se réduise à zéro, et donc sur le temps requis pour un arrêt complet du véhicule. Le rendement de la récupération d'énergie pour chaque méthode de commande est défini comme le rapport entre l'énergie récupérée par l'UC et l'énergie totale de freinage. Conformément au Tableau (4.6), la commande basée sur les contraintes ECE R13 affiche un rendement énergétique supérieur de 3,65 % par rapport à la commande en mode de glissement.

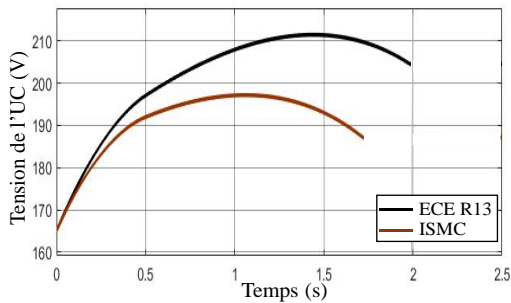
Entre l'énergie fournie par les moteurs et l'énergie actuellement récupérée par l'ultra-capacité, se situent les pertes thermiques, principalement liées à la résistance de l'inductance et à sa résistance équivalente.

Tableau 4.6 : L'énergie récupérée par rapport à l'énergie délivrée à l'UC pour les deux types de commande sur une route a un coefficient de freinage élevée.

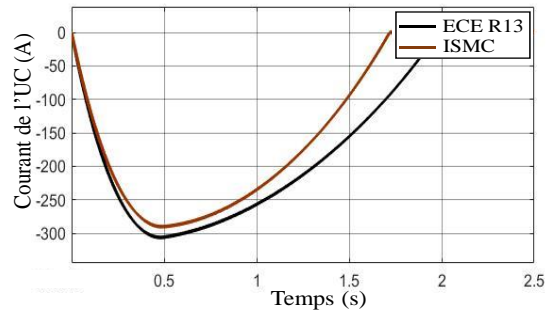
La commande	L'Energie délivrée à l'UC	L'Energie récupérée par l'UC	Le rendement	Différence de rendement
ECE R13	79.25 kJ	73.07kJ	18.31%	+ 3.65%
ISMC	63.76kJ	58.52 kJ	14.66%	

La Figure (4.12) présente les mesures de l'UC pour une route à coefficient de friction élevé. Les Figures (4.12.a.b.c.d) illustrent respectivement les tensions, les courants, les SOC et les puissances de l'UC pour les deux méthodes de commande.

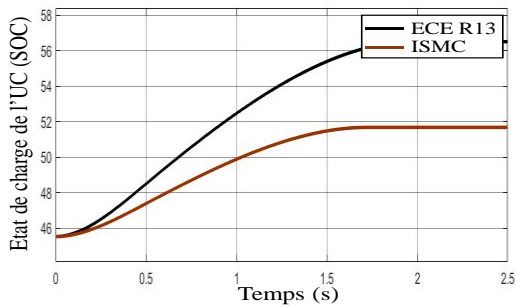
Pour la commande basée sur la contrainte ECE R13, l'UC affiche une tension de (204.5 V) à la fin du freinage, un courant maximal de (304 A) et une puissance maximale de (59.8 kW). Ces valeurs entraînent une augmentation de la charge de l'UC de 11 %. En revanche, la commande en mode de glissement montre un pic de courant de (290 A), une tension de (188 V) à la fin du freinage et une puissance récupérée de (55.8 kW). L'état de charge de l'UC à la fin du freinage avec la commande ISMC est de (51 %) par rapport à son état initial avant le freinage, qui était de (45.5 %). Dans ce cas, la commande basée sur la contrainte a permis d'augmenter l'état de charge de l'ultra-capacité de (5,5 %) de plus par rapport à la commande en mode de glissement. Les Figures (4.12.e.f) illustrent la puissance de freinage totale et la puissance électrique des moteurs par rapport à la puissance absorbée par l'UC pendant le freinage sur une route à haute coefficient de friction, pour les deux types de commandes de freinage.



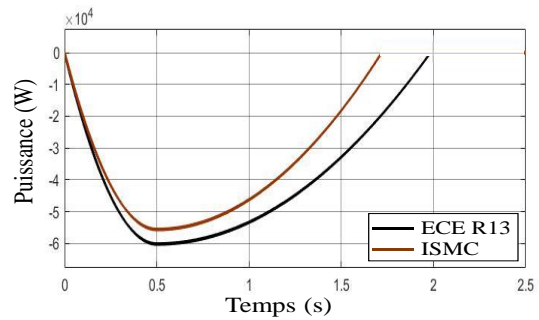
a. Les tensions de l'UC.



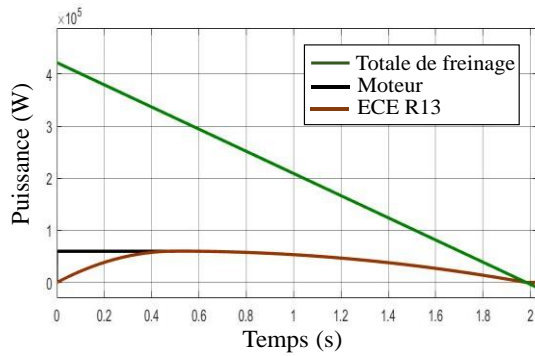
b. Les courants de l'UC.



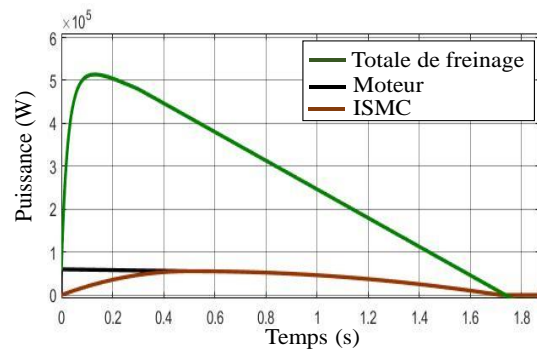
c. L'État de charge de l'UC.



d. Les puissances générées à l'UC.



e. Les puissances totales de freinage, de moteur et de l'UC par ECE R13.



f. Les puissances totales de freinage, de moteur et de l'UC par ISMC.

Figure 4.12 : Résultat des grandeurs de l'UC pour une route à coefficient de friction élevée.

IV.5.3.2. Test 2 :

Dans cet essai, des freinages sont également réalisés sur des routes présentant des valeurs moyennes et faibles du coefficient de friction. À titre d'exemple, la surface pavée humide est choisie pour représenter la route à coefficient de friction moyen, tandis que la surface de neige épaisse est sélectionnée pour représenter la route à faible coefficient de friction.

Le Tableau (4.7) présente les valeurs de glissement maximal et le coefficient de friction à l'entrée des blocs de commande ECE R13, ainsi que la commande en mode de glissement, pour les deux types de routes.

Tableau 4.7 : Le glissement maximale et le coefficient de friction pour la route à coefficients de friction moyen et faible.

	Route Pavée humide	Route Neige épaisse
Glissement maximale λ_{max}	-0.14	-0.06
Coefficient de friction μ_{ij}	0.38	0.19

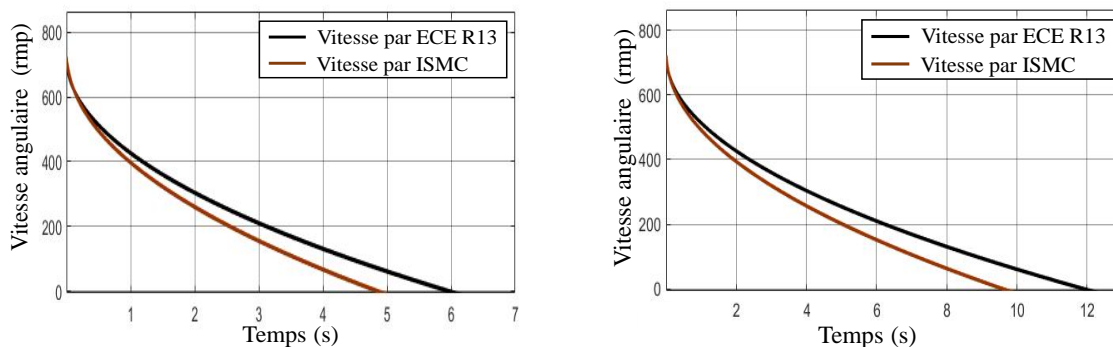
Comme le confirme le Tableau (4.8) et la Figure (4.11), une fois de plus, la commande en mode de glissement se révèle être la plus brutale, générant des forces totales de freinage plus importantes que celles obtenues avec la commande basée sur les contraintes. Cela se traduit par un temps d'arrêt réduit et une distance de freinage plus courte.

Tableau 4.8 : Distance et temps d'arrêt pour des conditions de freinage extrêmes - Route à coefficients de friction moyen et faible.

La commande	Route Pavée humide		Route Neige	
	Temps d'arrêt	Distance	Temps d'arrêt	Distance
ECE R13	6.01 seconds	66.77 mètres	12.01 seconds	133.4 mètres
ISMC	4.85 seconds	53.8 mètres	9.61 seconds	106.7 mètres

Sur la route à coefficient de friction moyen, le freinage effectué par la commande basée sur les contraintes a toujours atteint une décélération maximale de (3.728 m/s^2) correspondant au produit du coefficient de friction et de l'accélération gravitationnelle (g), ($J_{max} = 0.38 * 9.81 = 3.72878 \text{ m/s}^2$), tandis que la commande en mode de glissement a produit une décélération plus sévère de (4.60 m/s^2) .

Pour la route à faible coefficient de friction, la commande basée sur les contraintes a de nouveau atteint sa décélération maximale de (1.864 m/s^2) tandis que la commande en mode de glissement a décéléré de (2.31 m/s^2) . La Figure (4.13) illustre les vitesses angulaires des roues du véhicule sur les deux types de route.



a. Pour une route à moyenne coefficient de friction.

b. Pour une route à faible coefficient de friction.

Figure 4.13 : Le résultat de simulations Test 2.

Les forces décrites dans le Tableau (4.9) sont déterminées en fonction des méthodes de commande de freinage utilisées, en adaptant le programme aux conditions spécifiques de la route à chaque changement. Pour la commande ECE R31, les équations des forces des roues avant et arrière appartiennent à la troisième zone du schéma de répartition des forces avant/arrière selon la réglementation ECE R13.

Les forces de freinage élevées produites par la commande en mode de glissement ne conduisent pas nécessairement à une distance de freinage plus courte ; elles peuvent simplement entraîner le blocage des quatre roues, ce qui n'est pas souhaitable. Les valeurs du facteur de répartition des forces avant/arrière (Béta) indiquent que le freinage des roues avant est plus sollicité pour la commande basée sur les contraintes par rapport à la commande en mode de glissement, pour les deux types de route.

Tableau 4.9 : Les forces lors d'un freinage extrêmes générées par la commande a contrainte et la commande ISMC avec le facteur de distribution des forces Béta.

La commande	Route Pavée humide		Route Neige	
	Forces de freinage totale	Béta	Forces de freinage totale	Béta
ECE R13	6196 N	88 %	3098 N	96%
ISMC	6950 N	70 %	3856 N	67%

Le Tableau (4.10) présente les résultats de la récupération d'énergie dans le système de stockage pour les freinages effectués sur des routes à faible et à moyenne coefficient de friction. On observe que le rendement de la récupération d'énergie est plus élevé lors du freinage sur une surface pavée humide par rapport au freinage sur une surface enneigée, malgré le fait que sur cette dernière, le temps d'arrêt nécessaire est plus long, ce qui aurait pu donner des résultats inverses.

Cette observation peut s'expliquer par le fait qu'au début du freinage à des vitesses très élevées et sur des surfaces à faible adhérence, le couple de freinage électrique pouvant être fourni par les moteurs est plus élevé que le couple de référence. Dans ce cas, le couple est uniquement assuré par le freinage mécanique, ce qui signifie que les moteurs électriques ne récupèrent pas d'énergie.

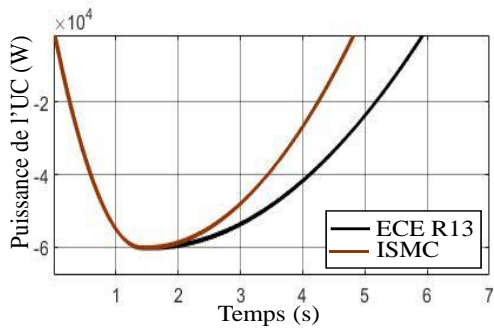
La différence de rendement entre les deux méthodes de commande sur la route à moyenne adhérence est de (11 %) de plus pour la commande basée sur les contraintes. L'état de charge de l'UC atteint (76 %) lors du freinage avec la commande ECE R13, contre (62.7 %) pour le freinage avec la commande en mode de glissement.

Tableau 4.10 : La Quantité d'énergie pour une surface a moyenne et à faible coefficient de friction.

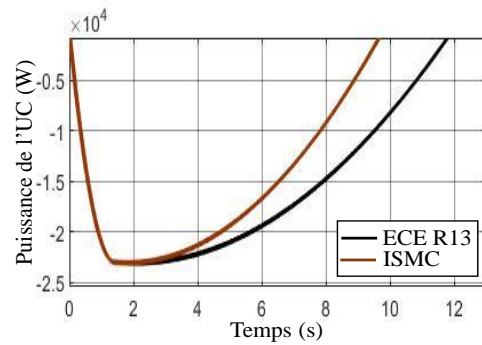
La commande	Route Pavée humide			Route Neige épaisse		
	Energie fournis	Rendement	Gain de SOC	Energie fournis	Rendement	Gain de SOC
ECE R13	242.5 kJ	60 %	30.5%	188.6 kJ	47%	24.5%
ISMC	196 kJ	49 %	17.2%	153.4 kJ	38.4%	13.5%

La Figure (4.14) démontre que la puissance récupérée lors du freinage est plus significative dans le cas d'un freinage sur une route pavée humide par rapport à une route Neige épaisse, en raison de la disparité des couples appliqués dans les deux cas. En effet, le couple mécanique appliqué sur la surface à faible adhérence est moins important que le couple électrique appliqué sur les surfaces à moyenne coefficient de friction. Par conséquent, le moteur ne génère pas le couple de freinage, ce qui limite la capacité de récupération maximale du système de stockage.

La Figure (4.15) illustre l'état de charge de l'UC pendant la simulation de freinage sur les deux surfaces, en utilisant les deux méthodes de commande de freinage. Comme prévu, l'UC se charge davantage avec la commande basée sur les contraintes. La différence de gain de SOC entre les deux méthodes de commande de freinage est de (13.3 %) sur la route à moyenne coefficient de friction et de (11 %) sur une route à faible coefficient de friction.

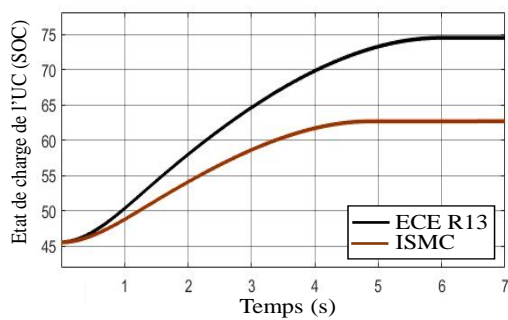


a. Pour une route à moyenne coefficient de friction.

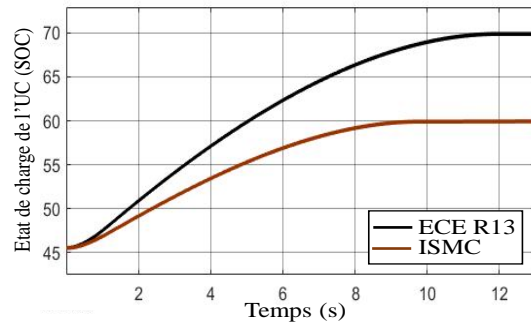


b. Pour une route à faible coefficient de friction.

Figure 4.14 : Les puissances générées à l'UC durant le freinage par ECER 13 et ISMC.



a. Pour une route à moyenne coefficient de friction.



b. Pour une route à faible coefficient de friction.

Figure 4.15 : L'état de charge de l'UC durant le freinage par ECER 13 et ISMC.

Conclusion :

Dans ce chapitre, deux méthodes de commande destinées à la manœuvre de freinage ont été présentées : la commande par mode de glissement intégrale (ISCM) et la commande basée sur les contraintes ECE R13. Une comparaison entre ces deux méthodes dans des conditions de freinage extrême, avec une vitesse initiale de 80 km/h, a été réalisée à l'aide du logiciel Matlab Simulink, sur une route présentant un coefficient de friction élevé lors d'un premier essai. Les deux autres types de routes (à coefficient de friction moyen et faible) ont été testés dans un deuxième essai.

Les résultats obtenus mettent en évidence que la commande en mode de glissement est plus agressive que la commande basée sur les contraintes ECE R13, ce qui se traduit par un freinage dans un laps de temps plus court et sur une distance plus courte que celle parcourue lors du freinage par la commande à contrainte. Cependant, malgré cette agressivité, la commande à contrainte ECE R13 a montré un taux de récupération d'énergie plus élevé que la commande en mode de glissement. Cela est dû au fait que le lieu de la force de freinage avant/arrière délivré par la commande en mode de glissement se situe au-dessus de la courbe d'adhérence, indiquant un risque de blocage des roues arrière avant les roues avant et donc une forte probabilité de perte de stabilité directionnelle du véhicule.

De plus, la décélération maximale réalisée par la commande en mode de glissement dépasse la décélération maximale autorisée en fonction du type de route, ce qui renforce l'argument en faveur de la commande à contrainte ECE R13. Comme prévu, lors d'un freinage, les moteurs MSAPI fonctionnent en tant que générateurs et fournissent la force électrique de freinage maximale pour maximiser la récupération d'énergie.

Dans le deuxième essai, il a été conclu que plus la décélération est douce, plus le temps de récupération est long et plus l'énergie récupérée est importante. Une exception est observée pour la récupération d'énergie sur les routes à faible coefficient de friction, due à la très faible valeur du couple de référence par rapport au couple maximal, ce qui nécessite l'utilisation des freins mécaniques pour éviter la perte de contrôle du véhicule et donc une récupération d'énergie non maximale dans le système de stockage.

La régulation du taux de glissement a été optimale sur tous les types de routes lors de l'utilisation du contrôle intégral du taux de glissement (ISMC), contrairement à la commande de freinage basée sur les contraintes ECE R13.

En conclusion, entre le freinage par la commande ECE R13 et celui par la commande du taux de glissement, la commande basée sur les contraintes est préférable en termes de stabilité, de décélération et de récupération d'énergie pour les trois types de routes (à haute, moyenne et faible friction).

Conclusion générale et perspective :

Ce travail de recherche vise à explorer l'amélioration des performances en traction et en freinage des véhicules électriques grâce à une stratégie de contrôle-commande des moteurs-roues, ainsi qu'à l'amélioration de la récupération d'énergie via un système de stockage mixte pendant le freinage. Dans ce contexte, la commande du moteur MSAPI ainsi que la modélisation de la chaîne de traction dynamique ont été réalisées, permettant la simulation de la récupération des forces résultantes pendant un freinage sur un dispositif de stockage secondaire (ultra-capacité), étape par étape dans cette thèse.

L'ultra-capacité est connectée en parallèle avec la source d'énergie principale, la batterie, dans le but de prolonger sa durée de vie. Sa conception est adaptée à la quantité de puissance que les moteurs de traction du véhicule peuvent fournir. Sa capacité à répondre à la dynamique de puissance exigée lors d'une opération de freinage extrême en fait un choix idéal pour stocker l'énergie récupérée.

L'énergie récupérée est maximisée grâce à une commande adaptée du moteur MSAPI, qui optimise le couple en sortie du moteur en fonction de la consigne de vitesse et du couple de référence du conducteur. Dans ce contexte, une commande combinée de la commande MTPA et de deux commandes dérivées de la commande FW, VCLMT et CPR, a été développée. Ainsi, la courbe des caractéristiques Couple/Vitesse du moteur a été divisée en six zones de fonctionnement distinctes.

Les trois méthodes de contrôle du moteur MSAPI ont permis d'étendre l'intervalle de vitesse que ce dernier peut atteindre, en ajustant continuellement le couple selon les besoins. Lorsque la valeur du couple de référence est inférieure au couple maximal disponible, le moteur fournit uniquement le couple nécessaire. En revanche, lorsque le couple de référence dépasse la limite du couple disponible, le moteur fournit son couple maximal à une vitesse donnée, ce qui est essentiel pendant le freinage.

La modélisation mathématique et numérique du modèle dynamique du véhicule, ainsi que la prise en compte de toutes les forces agissantes sur le véhicule, notamment l'impact de l'environnement et le type de surface de la route, ont été des étapes indispensables dans l'étude du concept de récupération d'énergie pour les véhicules électriques pendant le freinage.

Ensuite, la répartition et la quantification de l'ensemble des forces de freinage produites entre les quatre roues du véhicule pour effectuer un arrêt total sont discutées. La distribution des forces de freinage des roues avant et arrière est réalisée en respectant la réglementation ECE R13, dans le but de maximiser l'énergie pouvant être récupérée pendant cette opération. Deux méthodes de freinage ont été comparées en termes de récupération d'énergie sur l'ultra-capacité, de stabilité du véhicule et de confort du conducteur : le freinage par le contrôle intégral du taux de glissement (ISMC) et le freinage basé sur les contraintes (ECE R13).

Les deux méthodes de freinage adoptent une répartition des forces qui génère des valeurs de forces de freinage plus importantes pour les roues avant que pour les roues arrière. Les résultats de la simulation ont montré que la commande en mode de glissement est plus sévère que la commande basée sur les contraintes ECE R13. Cependant, cette dernière a été privilégiée pour obtenir un taux de récupération d'énergie plus élevé. La simulation de plusieurs essais, variant selon le type de route (à haute, moyenne ou faible adhérence), a révélé que plus la décélération est douce, plus le temps de récupération est long et plus l'énergie récupérée est importante.

Les résultats des simulations effectuées, que ce soit pour la commande combinée du moteur MSAPI, la dynamique du véhicule électrique, ou la récupération d'énergie par les deux méthodes de freinage, ont démontré une bonne maîtrise des transitoires des signaux électriques dans différentes conditions d'essai.

À la lumière des résultats prometteurs obtenus dans cette étude, les perspectives de recherche future s'ouvrent sur plusieurs axes d'exploration passionnants. Tout d'abord, une extension de cette recherche pourrait impliquer une validation expérimentale des résultats obtenus par le biais de tests sur un prototype de véhicule électrique équipé de la stratégie de commande développée, afin de démontrer son efficacité dans des conditions réelles de conduite. De plus, l'intégration de techniques d'intelligence artificielle et d'apprentissage automatique pourrait être envisagée pour améliorer encore davantage les performances du système de contrôle et de récupération d'énergie. Par ailleurs, une analyse approfondie de l'impact environnemental et économique de cette technologie pourrait être entreprise pour évaluer sa viabilité à grande échelle et son potentiel d'adoption sur le marché. Enfin, la collaboration avec l'industrie automobile pour intégrer cette technologie dans des véhicules de production représente une voie prometteuse pour la transition vers une mobilité plus durable et économe en énergie. Plus spécifiquement, les futurs travaux de recherche devraient se concentrer sur la récupération d'énergie lors du freinage à très basse vitesse. En plus de la récupération d'énergie par les moteurs MSAPI dans les roues avant, comme discuté dans cette étude, il serait judicieux d'examiner attentivement les effets potentiels de l'intégration d'un système de récupération d'énergie avec des MSAPIs dans les roues arrière ou à la fois à l'avant et à l'arrière. Cette approche pourrait améliorer globalement les performances de freinage et augmenter l'efficacité de la récupération d'énergie en répartissant la force de freinage entre les roues équipées de MSAPIs. De plus, l'ajout de MSAPIs dans les roues arrière pourrait altérer les résultats des simulations, en particulier en ce qui concerne la répartition de la force de freinage et l'efficacité du freinage régénératif, pouvant ainsi influencer les performances globales et la dynamique du système du véhicule électrique étudié.

Annexe A

Tableau 0.1 : Dimensions du Véhicule et des roues.

Paramètre	Description	Valeur
M_v [kg]	Masse du Véhicule	1662
J_v [Kg. m ²]	Moment d'inertie de la masse autour de l'axe (z)	2630
L [m]	Empattement	2.525
l_r [m]	Distance longitudinale entre l'essieu de la roue arrière et la projection du centre de masse du véhicule au plan du sol	1.4210
l_f [m]	Distance longitudinale entre l'essieu de la roue avant et la projection du centre de masse du véhicule au plan du sol	1.1040
l_{wf} [m]	Largeur de voie avant	1.54
l_{wr} [m]	Largeur de voie arrière	1.535
h [m]	Distance du sol au centre de masse du véhicule	0.5
d [m]	Moitié de la longueur du train arrière.	0.75
R_w [m]	Rayon de la roue.	0.294
r_{fr} [m]	Distance du centre de la roue avant droite au centre de masse du véhicule	1.5042
r_{fl} [m]	Distance du centre de la roue avant gauche au centre de masse du véhicule	1.5042
r_{rr} [m]	Distance du centre de la roue arrière droite au centre de masse du véhicule	1.6034
r_{rl} [m]	Distance du centre de la roue arrière gauche au centre de masse du véhicule	1.6034
ξ_{fr} [rad]	Angle entre l'axe (y) et la ligne traversant le centre de la roue avant droite et le centre de masse du véhicule	1.0344
ξ_{fl} [rad]	Angle entre l'axe (x) et la ligne traversant le centre de la roue avant gauche et le centre de masse du véhicule	0.5371
ξ_{rr} [rad]	Angle entre l'axe (x) et la ligne traversant le centre de la roue arrière droite et le centre de masse du véhicule	0.4993
ξ_{rl} [rad]	Angle entre l'axe (y) et la ligne traversant le centre de la roue arrière gauche et le centre de masse du véhicule	1.0708
S_f [m ²]	Section frontale véhicule	2.04
ρ [Kg/ m ³]	Densité volumique de l'air	1.2
C_{px}	Coefficient de pénétration dans l'air	0.25
C_{roll}	Coefficient de résistance au roulement	0.01
C_D	Coefficient de traînée aérodynamique.	0.29
C_{yf} [N/rad]	Rigidités au glissement latéral des pneus avant	37407
C_{yr} [N/rad]	Rigidités au glissement latéral des pneus arrière	51918
J_w [Kg.m ²]	Moment d'inertie de la roue	1.284
b [N.m.s/rad]	Coefficient de Frottement Visqueux	0.5175
R	Rapport de réduction entre le moteur IPMSM et la roue	8.5

Tableau 0.2 : Paramètres de la machine synchrone à aimants permanents intérieure (IPMSM).

Paramètre	Description	Valeur
V_s [V]	Tension nominale	230
V_{DC} [V]	Tension continue	200
P_b [Kw]	Puissance maximale	30
C_{max} [N.m]	Couple maximal	65.5
R_s [Ω]	Résistance rotorique	0.45
L_d [mH]	Inductance cyclique dans l'axe d	0.54
L_q [mH]	Inductance cyclique dans l'axe q	1.05
φ_f [Wb]	Flux dû aux aimants permanents	0,08
p	Nombre de paires de pôles	3
I_{max} [A]	Courant nominale	94
J_m [Kg.m ²]	Moment d'inertie du moteur	0.02
f	Coefficient de friction	2.76e-5

Bibliographie :

- [1] Rodrigo Garcia-Valle, João A. Peças Lopes, "Electric Vehicle Integration into Modern Power Networks", Book, Library of Congress Control Number: 2012951617
- [2] R.Cowan, S.Hultén, "The case of the electric vehicle", 1996, *Technology Forecast Soc Change* 53:61–79.
- [3] C. Sulzberger, "An early road warrior; electric vehicles in the early years of the automobile", *IEEE power & energy magazine*, may/june 2004, 1540-7077.
- [4] S. Lukic, J. Cao, R. C. Bansal, F. Rodriguez, and A. Emadi, "Energy storage systems for automotive applications," *IEEE Trans. Ind. Electron.*, vol. 55, no. 6, pp. 2258–2267, Jun. 2008.
- [5] Alireza Khaligh, Zhihao Li, "Battery, Ultracapacitor, Fuel Cell, and Hybrid Energy Storage Systems for Electric, Hybrid Electric, Fuel Cell, and Plug-In Hybrid Electric Vehicles: State of the Art", *IEEE Transactions on vehicular technology*, July 2010, VOL. 59, NO. 6.
- [6] O. Caumont, P. Le Moigne, C. Rombaut, X. Muneret, and P. Lenain, "Energy gauge for lead–acid batteries in electric vehicles," *IEEE Trans. Energy Convers.*, vol. 15, no. 3, pp. 354–360, Sep. 2000.
- [7] J. B. Olson and E. D. Sexton, "Operation of lead–acid batteries for HEV applications," in *Proc. 15th Battery Conf. Appl. Adv.*, Jan. 2000, pp. 205–210.
- [8] D. B. Edwards and C. Kinney, "Advanced lead acid battery designs for hybrid electric vehicles," in *Proc. 16th Battery Conf. Appl. Adv.*, Jan. 2001, pp. 207–212.
- [9] A. Cooper and P. Moseley, "Progress in the development of lead–acid batteries for hybrid electric vehicles," in *Proc. IEEE Vehicle Power Propulsion Conf.*, Sep. 2006, pp. 1–6.
- [10] M. Saakes, R. Woortmeijer, and D. Schmal, "Bipolar lead–acid battery for hybrid vehicles," *J. Power Sources*, vol. 144, no. 2, pp. 536–545, Jun. 2005.
- [11] M. A. Fetcenko, S. R. Ovshinsky, B. Reichman, K. Young, C. Fierro, J. Koch, A. Zallen, W. Mays, and T. Ouchi, "Recent advances in NiMH battery technology," *J. Power Sources*, vol. 165, no. 2, pp. 544–551, Mar. 2007.
- [12] H. Li, C. Liao, and L. Wang, "Research on state-of-charge estimation of battery pack used on hybrid electric vehicle," in *Proc. Asia-Pacific Power Energy Eng. Conf.*, Mar. 2009, pp. 1–4.
- [13] M. C. Wehrey, "What's new with hybrid electric vehicles," *IEEE Power Energy Mag.*, vol. 2, no. 6, pp. 34–39, Nov./Dec. 2004.
- [14] H. V. Venkatasetty and Y. U. Jeong, "Recent advances in lithium-ion and lithium-polymer batteries," in *Proc. 17th Annu. Battery Conf. Appl. Adv.* Jan. 2002, pp. 173–178.
- [15] S. G. Chalk and J. F. Miller, "Key challenges and recent progress in batteries, fuel cells, and hydrogen storage for clean energy systems," *J. Power Sources*, vol. 159, no. 1, pp. 73–80, Sep. 2006.
- [16] A. F. Burke, "Batteries and ultracapacitors for electric, hybrid, and fuel cell vehicles", in *Proc. IEEE*, Apr. 2007, vol. 95, no. 4, pp. 806–820
- [17] R. C. Balch, A. Burke, and A. A. Frank, "The effect of battery pack technology and size choices on hybrid electric vehicle performance and fuel economy," in *Proc. 16th IEEE Annu. Battery Conf. Appl. Adv.* Jan. 2001, pp. 31–36.
- [18] J. C. Viera, M. Gonzalez, J. C. Anton, J. C. Campo, F. J. Ferrero, and M. Valledor, "NiMH vs NiCd batteries under high charging rates," in *Proc. 28th Annu. Telecommun. Energy Conf.*, Sep. 2006, pp. 1–6.
- [19] Y. Gao and M. Ehsani, "Investigation of battery technologies for the army's hybrid vehicle application," in *Proc. 56th IEEE Veh. Technol. Conf.*, Sep. 2002, pp. 1505–1509.

- [20] Ultracapacitors, Nat. Renewable Energy Lab., Golden, CO.[Online]. Available: <http://www.nrel.gov/vehiclesandfuels/energystorage/ultracapacitors.html>
- [21] P. F. Ribeiro, B. K. Johnson, M. L. Crow, A. Arsoy, and Y. Liu, "Energy storage systems for advanced power applications," in Proc. IEEE, Dec. 2001, vol. 89, no. 12, pp. 1744–1756.
- [22] T. Bartley, "Ultracapacitors and batteries for energy storage in heavy-duty hybrid-electric vehicles," presented at the 22nd Int. Battery Seminar Exh., Mar. 2005.
- [23] L. T. Lam and R. Louey, "Development of ultra-battery for hybrid-electric vehicle applications," J. Power Sources, vol. 158, no. 2, pp. 1140–1148, Aug. 2006.
- [24] Théo LENOIR, ' Association de systèmes de stockage d'énergie hybrides dans les véhicules électriques', Mémoire de maîtrise, génie électrique, Sherbrooke (Québec) Canada Juin 2022.
- [25] C. Chan and K. Chau, 'Modern electric vehicle technology vol'. 47: Oxford University Press on Demand, 2001.
- [26] Mehrdad Ehsani, Yimin Gao, Sebastien E. Gay, Ali Emadi, "Modern electric, hybrid electric, and fuel cell vehicles: fundamentals, theory, and design", book, TL221.15. G39 2004.
- [27] Y. Zhou, S. Li, X. Zhou, Z. Fang, "The control strategy of electronic differential for EV with four in-wheel motors," in 2010 Chinese Control and Decision Conference, 2010, pp. 4190-4195.
- [28] Gunter Freitag, Marco Schramm, "Electric wheel hub motor with high recuperative brake performance in automotive design", World Electric Vehicle Journal Vo, Los Angeles, California, May 6-9, 2012, 5 - ISSN 2032-6653.
- [29] Muhammad Mehedi Al Emran, Hasan, «Electronic stability control for electric vehicle with 4 in-wheel electric motor», thesis, Degree of Doctor of Philosophy Swinburne University of Technology, May, 2014.
- [30] G. Pistoia, Electric and Hybrid Vehicles: Power Sources, Models, Sustainability, Infrastructure and the Market, Elsevier, 2010.
- [31] T. Eriksson, «LiMn2O4 as a Li-Ion Battery Cathode: From Bulk to Electrolyte Interface, » Uppsala University, Sweden, 2001.
- [32] G. Pistoia, Battery Operated Devices and Systems - From Portable Electronics to Industrial Products, Elsevier, 2008.
- [33] B. Pattipati, K. Pattipati, J. P. Christopherson, S. M. Namburu, D. V. Prokhorov et L. Qiao, «Automotive battery management systems, » chez AUTOTESTCON, Salt Lake City, UT, 2008.
- [34] C. Sinkaram, K. Rajakumar et V. Asirvadam, «Modeling Battery Management System Using The Lithium-Ion Battery, » chez International Conference on Control System, Computing and Engineering, Penang, Malaysia, 2012.
- [34] M. Leopold sepulchre, « Pour l'optimisation de la commande des machines synchrones à aimants permanents en régime de haute vitesse pour véhicule électrique », thèse, Institut National Polytechnique de Toulouse (INP Toulouse), 28 mars 2017.
- [35] D. Gerada, A. Mebarki, N. L. Brown, C. Gerada, A. Cavagnino, et A. Boglietti, « Highspeed electrical machines: Technologies, trends, and developments », IEEE Trans. Ind. Electron., vol. 61, no 6, p. 2946–2959, 2014.
- [36] H. C. M. Mai, R. Bernard, P. Bigot, F. Dubas, D. Chamagne, et C. Espanet, « Optimal design of a PMSM using concentrated winding for application urban hybrid vehicle », in 2010 IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference, 2010, p. 1-6.
- [37] J. Driesen et R. Belmans, « Specific problems of high-speed electrical drives », Micro Gas Turbines, p. 12–1, 2005.
- [38] R. Saidur, "A review on electrical motors energy use and energy savings," Renewable and Sustainable Energy Reviews, vol. 14, no. 3, pp. 877–898, Apr. 2010.

- [39] B. C. Mecrow and a. G. Jack, "Efficiency trends in electric machines and drives," *Energy Policy*, vol. 36, no. 12, pp. 4336–4341, Dec. 2008.
- [40] Adeb Ahmed, 'MAXIMUM TORQUE PER AMPERE (MTPA) CONTROL FOR PERMANENT MAGNET SYNCHRONOUS MACHINE DRIVE SYSTEM', Master of Science, The Graduate Faculty of The University of Akron, August, 2013.
- [41] A. Binder, "Potentials for energy saving with modern drive technology — a survey," in *Proc. of IEEE International Symposium on Power Electronics, Electrical Drives, Automation and Motion*, 2008, pp. 90–95.
- [42] C. T. Pan and S. M. Sue, "A linear maximum torque per ampere control for IPMSM drives over full-speed range," *IEEE Transactions on Energy Conversion*, vol. 20, no. 2, pp. 359–366, Jun. 2005.
- [43] Z. Zhu, Y. Chen, and D. Howe, "Online optimal flux-weakening control of permanent-magnet brushless AC drives," *IEEE Transactions on Industry Applications*, vol. 36, no. 6, pp. 1661–1668, 2000.
- [44] H. Murakami, Y. Honda, H. Kiriya, S. Morimoto, and Y. Takeda, "The performance comparison of SPMSM, IPMSM and SynRM in use as air-conditioning compressor," in *Proc. of IEEE Industry Applications Society Annual Meeting*, 1999, vol. 2, pp. 840–845.
- [45] L. Chen, R. Davis, S. Stella, T. Tesch, and A. Fischer-Antze, "Improved control techniques for IPM motor drives on vehicle application," in *Proc. of IEEE Industry Applications Society Annual Meeting*, 2002, vol. 3, pp. 2051–2056.
- [46] B. H. Bae and S. K. Sul, "Practical design criteria of interior permanent magnet synchronous motor for 42V integrated starter-generator," in *Proc. of IEEE International Electric Machines and Drives Conference, (IEMDC)*, 2003, vol. 2, pp. 656–662.
- [47] D. Anton, K. Young-kwan, L. Sang-joon, and L. Sang-taek, "Robust self-tuning MTPA algorithm for IPMSM drives," in *Proc. of IEEE Industrial Electronics, (IECON)*, 2008, pp. 1355–1360.
- [48] P. Niazi, H. A. Toliyat, and A. Goodarzi, "Robust maximum torque per ampere (MTPA) control of PM-assisted SynRM for traction applications," *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, vol. 56, no. 4, pp. 1538–1545, 2005.
- [49] P. C. Krause, O. Wasynczuk, S. D. Sudhoff, and S. Pekarek, *Analysis of electric machinery and drive systems*. Wiley. com, 2013.
- [50] S. C. Carpiuc, D. I. Patrascu, and C. Lazar, "Optimal torque control of the interior permanent magnet synchronous machine," in *Proc. of IEEE International Symposium on Information, Communication and Automation Technologies, (ICAT)*, 2011, pp. 1–8.
- [51] P. Pillay and R. Krishnan, "Modeling, simulation, and analysis of permanent-magnet motor drives. II. The brushless DC motor drive," *IEEE Transactions on Industry Applications*, vol. 25, no. 2, pp. 274–279, 1989.
- [52] T. A. Lipo, *Vector control and dynamics of AC drives*. Oxford University Press, USA, 1996.
- [53] K. Nakamura, K. Saito, and O. Ichinokura, "Dynamic analysis of interior permanent magnet motor based on a magnetic circuit model," *IEEE Transactions on Magnetics*, vol. 39, no. 5, pp. 3250–3252, Sep. 2003.
- [54] R. H. Park, "Two-reaction theory of synchronous machines generalized method of analysis-part I," *Transactions of the American Institute of Electrical Engineers*, vol. 48, no. 3, pp. 716–727, Jul. 1929.
- [55] Y. Yan, J. Zhu, H. Lu, Y. Guo, and S. Wang, "Study of a PMSM model incorporating structural and saturation saliencies," in *Proc. of IEEE International Conference on Power Electronics and Drives Systems, (PEDS)*, 2007, pp. 575–580.

- [56] Y. Zou, M. Elbuluk, and Y. Sozer, "A complete modeling and simulation of induction generator wind power systems," in Proc. of IEEE Industry Applications Society Annual Meeting, 2010, no. 1, pp. 1–8.
- [57] R. H. Park, "Two-reaction theory of synchronous machines generalized method of analysis-part I," Transactions of the American Institute of Electrical Engineers, vol. 48, no. 3, pp. 716–727, Jul. 1929. 127
- [58] P. Pillay and R. Krishnan, "Modeling, simulation, and analysis of permanent-magnet motor drives. I. The permanent-magnet synchronous motor drive," IEEE Transactions on Industry Applications, vol. 25, no. 2, pp. 265–273, 1989.
- [59] P. Pillay and R. Krishnan, "Modeling of permanent magnet motor drives," in Proc. of Robotics and IECON Conferences, 1987, pp. 289–293
- [60] S. Laurentiu CAPITANEANU, "Optimisation de la fonction MLI d'un onduleur de tension deux-niveaux", NSTITUT NATIONAL POLYTECHNIQUE DE TOULOUSE, 2002.
- [61] K. Hartani, "Commande de roues motrices d'un véhicule électrique, Etude et simulation," Thèse de Magister, Département d'Electrotechnique, Université des Sciences et de la Technologie D'Oran Mohamed BOUDIAF., 2003
- [62] M. A. Dadi Ahmed, "Commande et modélisation d'une chaîne de traction d'un véhicule électrique," PFE, Département d'Electrotechnique, Université Tahar Moulay- Saida., 2005.
- [63] M. B. Kada Hartani, B. Mazari, "Commande du système de propulsion à deux roues motrices d'un véhicule électrique," presented at the ICEL'2005 International Conference on Electrotechnics, November 13-14, 2005., University of Sciences and technology of Oran, Algeria, 2005.
- [64] K. Hartani, "Commande DTC & commande vectorielle – appliquées à la machine synchrone à aimants permanents," in Cours doctoral, ed. Department d'Electrotechnique, Université Tahar Moulay- Saida., 2009.
- [65] Khaled Itani. Récupération d'énergie pour système intégré moteur roue, application au véhicule électrique. Energie électrique. Université Paris Saclay (COMUE), 2017. Français.
- [66] A. Consoli, G. Scarcella, G. Scelba, and A. Testa, "Steady-state and transient operation of IPMSMs under maximum-torque-per-ampere control," IEEE Transactions on Industry Applications, vol. 46, no. 1, pp. 121–129, 2010.
- [67] S. Morimoto, M. Sanada, and Y. Takeda, "Wide-speed operation of interior permanent magnet synchronous motors with high-performance current regulator," IEEE Transactions on Industry Applications, vol. 30, no. 4, pp. 920–926, 1994.
- [68] K. Cakir A. Sabanovic, 'In-wheel Motor Design for Electric Vehicles', Article IEEE, Sabanci University/Faculty of Engineering and Natural Sciences, Istanbul, Turkey, 2006.
- [69] M. Li, J. He, and N.A.O. Demerdash, "A flux-weakening control approach for interior permanent magnet synchronous motors based on Z-source inverters," IEEE Transportation Electrification Conference and Expo (ITEC), pp. 1-6, Jun. 2014.
- [70] Li, Muiyang, "Flux-Weakening Control for Permanent-Magnet Synchronous Motors Based on Z-Source Inverters" (2014). Master's Theses (2009 -). Paper 284.
- [71] Z. Mihailovic, "Modeling and control design of VSI-fed PMSM drive system with active load," Master Thesis, Virginia Polytechnic Institute and State University, Blacksburg, Virginia, Jun. 1998.
- [72] C. Uchenna, OGBUKA, C. Maduabuchi NWOSU, M. Ugwoke AGU, "A New Four Quadrant Field Orientation-Controlled Three-Phase Induction Motor Drive Based on Hysteresis Current Comparison", University of Nigeria, Nsukka Road, 410001 Nsukka, Nigeria.

- [73] Abdelkader Merah, Kada Hartani & Azeddine Draou "A new shared control for lane keeping and road departure prevention, *Vehicle System Dynamics*", 2015 DOI: 10.1080/00423114.2015.111588.
- [74] S. Louay, "Contrôle Latéral Partagé d'un Véhicule Automobile," *Automatique / Robotique*. École Centrale de Nantes (ECN), 2012. Français. fftel-00732087ff
- [75] Jarrod M. Snider, "Automatic Steering Methods for Autonomous Automobile Path Tracking ", Robotics Institute Carnegie Mellon University Pittsburgh, Pennsylvania, February 2009, CMU-RI-TR-09-08.
- [76] G. Cai, B. M. Chen et T. H. Lee, *Unmanned Rotorcraft Systems*, Springer, 2011
- [77] Rajamani, R., "Vehicle Dynamics and Control", Springer US, ISBN 978-0-387-28823-9, 2006
- [78] Garin Schoonhoven, Mohammad Mahir Uddin , 'MTPA and FW Based Robust Nonlinear Speed Control of IPMSM Drive Using Lyapunov Stability Criterion', *IEEE Transactions on Industry Applications*, May 2016
- [79] R. N. Jazar, *Vehicle Dynamics: Theory and Application*, Springer, 2008
- [80] Direm, C., Hartani, K, 'Enhancing Regenerative Energy Capture in Electric Vehicle: Braking Performance through Integral Sliding Mode Control', *SAE Int. J. Veh. Dyn., Stab*, ID: 10-08-02-0012 © 2024 SAE International doi:10.4271/10-08-02-0012
- [81] N. AOUADJ, "Contribution au développement des techniques de contrôle pour un véhicule électrique à traction intégrale ", Thèse, Université de Saida– Dr. Moulay Tahar, 2020.
- [82] S. Müller, M. Uchanski et K. Hedrick, «Estimation of the Maximum Tire-Road Friction Coefficient, » *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, vol. 125, n° %14, pp. 607-617, 2004
- [83] L. Haffner, M. Kozek et J. Shi, «Comparison of two Methods for the Estimation of the Maximum Coefficient of Friction in a Cornering Maneuver of a Passenger Vehicle, » chez AVEC'08, 2008.
- [84] Mads Hellegaard Andersen, Rune Wiben, 'Design of Slip-based Active Braking and Traction Control System for the Electric Vehicle QBEAK'. Master's Thesis
- [85] Sergio M. Savaresi and Mara Tanelli. *Active Braking Control Systems Design for Vehicles*, volume 1. Springer, 07 2010.
- [86] J. Nadeau, M. Boisvert and P. Mischeau, "Implementation of a Cooperative Strategy between a Vehicle's Mechanical and Regenerative Brake System," *2014 IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference (VPPC)*, Coimbra, Portugal, 2014, pp. 1-6, doi: 10.1109/VPPC.2014.7007086.
- [87] Regulation No 13-H - Uniform provisions concerning the approval of passenger cars with regard to braking. URL [http://eurlex.europa.eu/LexUriServ/LexUriServ.do?uri=CELEX:42010X0831\(02\):EN:HTML](http://eurlex.europa.eu/LexUriServ/LexUriServ.do?uri=CELEX:42010X0831(02):EN:HTML).
- [88] Jean-Jacques E Slotine and Weiping Li, 'Applied Nonlinear Control.' Prentice Hall, 1991.
- [89] Charles L Phillips and Royce D Harbor, 'Feedback Control Systems', 4th Edition. Prentice Hall, 2000.
- [90] United Nations, 'Agreement Concerning the Adoption of Uniform Technical Prescriptions for Wheeled Vehicles, Equipment and Parts which can be Fitted and/or be Used on Wheeled Vehicles and the Conditions for Reciprocal Recognition of Approvals Granted on the Basis of these', UN, 2014.
- [91] K. Ma, L. Chu, L. Yao et Y. Wang, 'Study on Control Strategy for Regenerative Braking in a Pure Electric Vehicle'. chez 2nd International Conference on Electronic & Mechanical Engineering and Information Technology (EMEIT-2012), Paris, France, 2012.

- [92] Liu, R. and Li, S., 'An Optimal Integral Sliding Mode Control Strategy Based on a Pseudospectral Method for a Class of Affine Systems', *Transactions of the Institute of Measurement and Control* 39, no. 6 (2017): 872-882.
- [93] Direm, C., Hartani, K., and Aouadj, N., 'New Combined Maximum Torque per Ampere-Flux Weakening Control Strategy for Vehicle Propulsion System,' *SAE Int. J. Veh. Dyn., Stab., and NVH* 5(2):2021, doi:10.4271/10-05-02-0009.
- [94] 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.
- [95] K. Hartani, Y. Miloud, and A. Miloudi, "Improved direct torque control of permanent magnet synchronous electrical vehicle motor with proportional-integral resistance estimator," *Journal of Electrical Engineering and Technology*, vol. 5, pp. 451-461, 2010.
- [96] 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.
- [97] Mirza Tariq Hamayun, Christopher Edwards, Halim Alwi, 'Fault Tolerant Control Schemes Using Integral Sliding Modes, *Studies in Systems, Decision and Control* 61', Springer International Publishing Switzerland, 2016, DOI 10.1007/978-3-319-32238-4_2.
- [98] Hosseini, S.M., Soleymani, M., Kelouwani, S., and Amamou, A.A., "Energy Recovery and Energy Harvesting in Electric and Fuel Cell Vehicles, a Review of Recent Advances," *IEEE Access* 11 (2023): 83107-83135.
- [99] Gao, Y., Chen, L., and Ehsani, M., "Investigation of the Effectiveness of Regenerative Braking for EV and HEV," *SAE Technical Paper 1999-01-2910* (1999), doi:<https://doi.org/10.4271/1999-01-2910>
- [100] Peng, D., Zhang, Y., Yin, C.-L., and Zhang, J.-W., "Combined Control of a Regenerative Braking and Antilock Braking System for Hybrid Electric Vehicles," *Int. J. Automot. Technol.* 9, no. 6 (2008): 749-757.
- [101] Zhao, Q., Zhang, H., and Xin, Y., "Research on Control Strategy of Hydraulic Regenerative Braking of Electrohydraulic Hybrid Electric Vehicles," *Math. Problems Eng.* 2021 (2021): 1-9.
- [102] Keil, P. and Jossen, A., "Aging of Lithium-Ion Batteries in Electric Vehicles: Impact of Regenerative Braking," *World Electr. Vehicle J.* 7, no. 1 (2015): 41-51.
- [103] Kelouwani, S., Henao, N., Agbossou, K., Dube, Y. et al., "Twolayer Energy-Management Architecture for a Fuel Cell HEV Using Road Trip Information," *IEEE Trans. Veh. Technol.* 61, no. 9 (2012): 3851-3864.
- [104] Naseri, F., Farjah, E., and Ghanbari, T., "An Efficient Regenerative Braking System Based on Battery/ Supercapacitor for Electric, Hybrid, and Plug-In Hybrid Electric Vehicles with BLDC Motor," *IEEE Trans. Veh. Technol.* 66, no. 5 (2017): 3724-3738.
- [105] Shen, J. and Khaligh, A., "A Supervisory Energy Management Control Strategy in a Battery/Ultracapacitor Hybrid Energy Storage System," *IEEE Trans. Transport. Electrific.* 1, no. 3 (2015): 223-231.
- [106] Hamada, A.T. and Orhan, M.F., "An Overview of Regenerative Braking Systems," *J. Energy Storage* 52 (2022): 105033.
- [107] Ahmad Hamidi, S., Ionel, D. M. and Nasiri, A. (2015) 'Modeling and Management of Batteries and Ultracapacitors for Renewable Energy Support in Electric Power Systems—An Overview', *Electric Power Components and Systems*, 43(12), pp. 1434–1452. doi: 10.1080/15325008.2015.1038757.

- [108] Karden, E., Ploumen, S., Fricke, B., Miller, T. et al., “Energy Storage Devices for Future Hybrid Electric Vehicles,” *J. Power Sources* 168, no. 1 (2007): 2-11.