



HAL
open science

Récupération d'énergie pour système intégré moteur roue, application au véhicule électrique

Khaled Itani

► **To cite this version:**

Khaled Itani. Récupération d'énergie pour système intégré moteur roue, application au véhicule électrique. Energie électrique. Université Paris Saclay (COMUE), 2017. Français. NNT : 2017SACLN025 . tel-01558984

HAL Id: tel-01558984

<https://theses.hal.science/tel-01558984>

Submitted on 10 Jul 2017

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

NNT : 2017SACLN025

THESE DE DOCTORAT
DE
L'UNIVERSITE PARIS-SACLAY
PREPAREE A
L'ECOLE NORMALE SUPERIEURE DE CACHAN
(ECOLE NORMALE SUPERIEURE PARIS-SACLAY)

ECOLE DOCTORALE N° 575
Physique et ingénierie : Electrons, Photons, Sciences du vivant

Spécialité de doctorat : Génie Electrique

Par

M. Khaled Itani

Récupération d'énergie pour système intégré moteur roue, application au véhicule électrique

Thèse présentée et soutenue à Versailles, le 03 Juillet 2017 :

Composition du Jury :

M. Marchand Claude, Professeur, Université Paris-Saclay, Président
M. Forgez Christophe, Professeur, Université de Technologie de Compiègne, Rapporteur
M. Mougharbel Imad, Professeur, Université Libanaise, Rapporteur
M. Jammal Ahmad, Professeur, Ministère de l'Education et de l'Enseignement Supérieur (Liban), Examineur
M. Gaillard Arnaud, Maître de Conférences, Université Bourgogne Franche-Comté, UTBM, Examineur
M. Lefèbvre Stéphane, Professeur, Conservatoire National des Arts et Métiers, Invité
M. Khatir Zoubir, Directeur de Recherche, IFSTTAR, Directeur de thèse
M. De Bernardinis Alexandre, Chargé de Recherche, IFSTTAR, Co-directeur de thèse

A la mémoire de mon père
A la mémoire de mes grands-parents

Remerciements

Cette thèse a été effectuée grâce à une ambiance de collaboration assurée par Monsieur **Zoubir Khatir**, directeur de thèse, et directeur de recherche (groupe TEMA) à l'IFSTTAR. Je le remercie pour m'avoir accueilli très chaleureusement au sein de son laboratoire. Ses instructions et ses recommandations précieux étaient d'une grande aide tant au niveau professionnel qu'au niveau personnel. Je le remercie de m'avoir assuré les logistiques nécessaires afin de compléter la thèse.

Le suivi des travaux était assuré de tout près par Monsieur **Alexandre De Bernardinis**, co-directeur de thèse, et chargé de recherche à l'IFSTTAR. Je le remercie pour sa disponibilité et son encadrement au quotidien.

Je tiens à exprimer ma profonde gratitude à Monsieur **Ahmad Jammal**, directeur général de l'Enseignement Supérieur au Liban, pour l'intérêt et le soutien chaleureux dont il a toujours fait preuve tout le long de la thèse.

Je suis particulièrement reconnaissant à Monsieur **Imad Mougharbel**, professeur à l'Université Libanaise, de l'intérêt qu'il a manifesté à l'égard de cette recherche en s'engageant à être rapporteur.

Je suis infiniment gré à Monsieur **Christophe Forgez**, professeur à l'Université de Compiègne, pour m'avoir fait l'honneur d'avoir accepté la fonction de rapporteur.

Je remercie chaleureusement Monsieur **Claude Marchand**, professeur à l'Université Paris-Saclay, qui m'a fait l'honneur de présider le jury de thèse de doctorat, et Monsieur **Arnaud Gaillard**, maître de conférences à l'Université Bourgogne Franche-Comté, UTBM, pour s'être rendu disponible de participer à mon jury en tant qu'examineur.

Cette thèse n'aurait pas dû exister sans l'intervention directe d'une personne qui a pu rendre un rêve, une réalité. Les mots ne suffisent pas pour exprimer ma gratitude envers Monsieur **Stéphane Lefèbvre**, professeur au Conservatoire National des Arts et Métiers, qui a tous mes respects et mes estimations.

Un grand merci à toute l'équipe du laboratoire TEMA de l'IFSTTAR pour leur accueil chaleureux. Je compte remercier tout particulièrement Monsieur **Ali Ibrahim**, pour son support et sa disponibilité.

Tout au long de la thèse, j'ai croisé des gens professionnels qui ont constitué un grand soutien et m'ont fourni l'aide nécessaire pour continuer et achever la thèse. J'aime préciser le personnel administratif de l'IFSTTAR, de l'ENS Paris-Saclay et de l'Ecole Doctorale EOBE (Paris-Saclay).

Je remercie ma femme, **Rania**, pour avoir accepté de jouer le double grand rôle d'une mère et d'un père. Je remercie aussi mes enfants, **Mohammad, Rama et Zein El Abidine** pour avoir supporté mes longues absences. Un grand merci s'adresse aussi à ma mère **Badiaa**, mon frère **Mohammad Rabih** et ma sœur **Rana** qui comprenaient parfaitement les difficultés et les défis que j'avais à affronter.

Table des Matières

Remerciements	i
Table des Matières	iii
Liste des Tableaux	ix
Listes des Figures	xi
Bilan de la production scientifique	xiv
Introduction Générale	1
Chapitre I : Etat de l'art et contexte de l'étude	4
<i>I.1 Généralités</i>	5
I.1.1 Introduction.....	5
I.1.2 Bref historique	5
I.1.3 Emergence des véhicules électriques.....	6
I.1.4 Volonté politique	7
I.1.5 La Batterie	7
I.1.5.a Introduction	7
I.1.5.b Constitution et caractéristiques d'une batterie Li-Ion.....	9
I.1.5.c Dégradation d'une batterie Li-ion.....	10
I.1.6 Les Ultracapacités.....	10
I.1.6.a Constitution et Caractéristiques des Ultracapacités.....	10
I.1.6.b Applications automobiles	12
I.1.7 Les machines électriques utilisées dans la traction.....	12
I.1.7.a Les exigences des moteurs électriques utilisés dans la traction des véhicules électriques.....	12
I.1.7.b Les différents types de moteurs.....	13
I.1.7.c Les moteurs synchrones à aimant permanent pour la propulsion des véhicules électriques.....	15
I.1.8 Les Moteur-roues	16
I.1.8.a Introduction	17
I.1.8.b Défis des véhicules électriques à moteur-roues.....	18
<i>I.2 Commande des moteurs de traction</i>	18
<i>I.3 Etat de l'art sur les systèmes de stockage hybride d'énergie</i>	19
I.3.1 Introduction.....	19
I.3.2 Différentes configurations de systèmes de stockage d'énergie hybrides	20
I.3.3 Système de stockage hybride proposé pour l'application	21

I.3.4 Stratégie de récupération	22
<i>I.4 Les méthodes de freinage</i>	<i>23</i>
I.4.1 Introduction.....	23
I.4.2 Méthode de freinage proposée.....	24
<i>I.5 Utilisation des volants d'inertie dans les systèmes de stockage d'énergie hybrides .</i>	<i>25</i>
<i>I.6 Besoins en logiciel.....</i>	<i>27</i>
<i>I.7 Conclusion.....</i>	<i>29</i>
Chapitre II : Stratégie de commande des moteurs IPMSM pour une traction et un freinage régénératif optimaux.....	31
II.1 Généralités.....	32
II.1.1 Modèle mathématique de l'IPMSM.....	32
II.1.2 Contraintes de fonctionnement.....	33
II.2 Méthodes de commande de couple.....	34
II.2.1 Maximum Torque per Ampere Control (MTPA).....	34
II.2.2 La commande VCLMT	35
II.2.3 Région à Puissance Constante	35
II.2.4 Combinaison de trois stratégies de commande	37
II.3 Décomposition des caractéristiques couple/vitesse en 5 zones	38
II.4 Equation mathématique pour chaque zone	39
II.4.1 Equations des Zone I et Zone II	39
II.4.2 Equations des Zone III, Zone IV et Zone V	39
II.4.3 Courbe séparant la Zone II de la Zone III	40
II.4.4 Courbe limitant la Zone V	40
II.5 Réglage des correcteurs des courants	40
II.5.1 Introduction	40
II.5.2 Réglage du courant isd	42
II.5.3 Réglage du courant isq	44
II.6 Résultats de simulation	45
II.6.1 Génération des tableaux de références	45
II.6.2 Couple de référence variable	46
II.7 Conclusion	48
Chapitre III : Comparaison entre deux méthodes de freinage intégrant un système de récupération d'énergie pour le véhicule.....	49
III.1 Introduction	52

<i>III.2 Modèle cinématique du véhicule</i>	53
III.2.1 Les références des coordonnées	53
III.2.2 Le parcours du véhicule dans le repère inertiel.....	54
III.2.3 Cinématique de braquage	54
III.2.4 Vecteur de vitesse	55
III.2.5 Angle de glissement latéral	56
III.2.6 Les coefficients de glissement	56
<i>III.3 Modèle dynamique du véhicule</i>	57
III.3.1 Dynamiques des roues	57
III.3.2 Friction pneu-route.....	58
III.3.3 Les freins hydrauliques	59
III.3.4 La force de résistance aérodynamique	59
III.3.5 La résistance de roulement.....	60
III.3.6 Charges normales aux pneus du véhicule	60
<i>III.4 Commande par mode glissement du coefficient de glissement.....</i>	61
III.4.1 Introduction	61
III.4.2 Conception du régulateur	61
<i>III.5 Commande de freinage selon la réglementation ECE R13H</i>	63
III.5.1 Introduction	63
III.5.2 Contraintes de distribution des forces de freinage avant/arrière.....	64
III.5.3 Stratégie de Distribution des Forces de Freinage.....	65
III.5.4 Stratégie de distribution entre forces de freinage électrique/mécanique pour les roues Avant	66
III.5.5 Système de stockage hybride	67
<i>III.6 Système de Simulation</i>	67
III.6.1 Introduction	67
III.6.2 Le modèle Simulink et les blocs de commande	68
III.6.3 Résultats de Simulation.....	68
III.6.3.a Surface à Coefficient de Friction Elevé	68
III.6.3.b Surfaces à Coefficients de Friction Moyen et Faible.....	73
<i>III.7 Conclusion</i>	75
Chapitre IV : Conception et Commande du Système de Stockage Hybride d'énergie.....	76
IV.1.1 Généralités	77
IV.1.2 Configuration Electrique.....	77

<i>IV.2 Dimensionnement des éléments</i>	78
IV.2.1 Dimensionnement de la batterie	78
IV.2.2 Dimensionnement de l'ultracapacité	78
IV.2.2.a Modèle de l'ultracapacité (UC).....	78
IV.2.2.b Quantification de la puissance.....	78
IV.2.3 Dimensionnement de l'inductance	80
IV.2.4 Dimensionnement de la résistance de freinage.....	80
<i>IV.3 Aspects de la commande du convertisseur à 3-niveaux</i>	81
IV.3.1 Conception du correcteur de courant	81
IV.3.1.a Convertisseur DC/DC à 3-niveaux	81
IV.3.1.b Synthèse du correcteur du courant	82
IV.3.1.c Stabilité de la Boucle Fermée du Courant de l'UC	83
IV.3.2 Synthèse des correcteurs des tensions	84
IV.3.2.a Modèle du convertisseur DC/DC à 3-niveaux pour les correcteurs de tensions....	84
IV.3.2.b Correcteur de la tension de l'ultracapacité.....	85
IV.3.2.c Stabilité de la boucle fermée de la tension de l'UC	86
IV.3.2.d Synthèse du correcteur de la tension du bus DC	86
IV.3.2.e Stabilité de la boucle fermée de la tension bus DC	88
IV.3.2.f Robustesse du système.....	89
IV.3.2.g Commande avec correction anti-emballement	89
IV.3.3 Synthèse d'un correcteur pseudo-cascade pour le hacheur de la résistance de freinage.....	90
IV.3.3.a Introduction	90
IV.3.3.b Stratégie de Contrôle	90
<i>IV.4 Analyse et commande séquentielles de l'activation du hacheur à 3-niveaux</i>	91
IV.4.1 Introduction.....	91
IV.4.2 Analyse du circuit séquentiel.....	91
<i>IV.5 Validation par simulation</i>	92
IV.5.1 Introduction.....	92
IV.5.2 Modèle de simulation.....	93
IV.5.3 Résultats de la simulation	94
IV.5.3.a Choix des tests	94
IV.5.3.b Tension de l'UC à U_{c0min}	94
IV.5.3.c Tension de l'UC à 290 V.....	97
IV.5.3.d Tension de l'UC à 325 V - SoC de la Batterie à 99.92 % - Taux de Charge 1C ..	99

IV.5.4 Impact de la dégradation de la batterie sur les performances du freinage	101
<i>IV.6 Conclusion</i>	101
Chapitre V : Etude comparative de deux systèmes de stockage d'énergie hybrides lors d'un freinage et d'une traction extrêmes.....	103
<i>V.1 Contraintes liées à la batterie Li-Ion</i>	104
<i>V.2 Analogie UC/Volant d'Inertie</i>	104
V.2.1 Analogies Electromécaniques	104
V.2.2 Critères de comparaison	105
V.2.3 Comparaison dans la littérature.....	106
<i>V.3 Dimensionnement des ultracapacités</i>	108
<i>V.4 Les volants d'inertie</i>	109
V.4.1 Applications automobiles	109
V.4.2 Conception et dimensionnement du volant d'inertie	109
V.4.2.a Conception du volant d'inertie	109
V.4.2.b Géométrie et matériau du volant.....	110
V.4.2.c Dimensionnement de la machine électrique	112
<i>V.5 Interprétations et synthèse</i>	113
<i>V.6 Commande de la machine électrique du volant d'inertie</i>	114
<i>V.7 Système de Commande de Traction du Véhicule (TCS)</i>	116
<i>V.8 Validation par simulation</i>	117
V.8.1 Introduction	117
V.8.2 Tests en freinage	118
V.8.2.a Route à haute friction.....	118
V.8.2.b Route à faible friction	120
V.8.3 Tests en traction	121
<i>V.9 Conclusion</i>	123
Conclusion Générale et Perspectives.....	125
Bibliographie.....	127
Annexe A : Simulation avec PWM.....	141
<i>A.1 Introduction</i>	141
<i>A.1 Résultats des Simulations</i>	141
Annexe B : Dimensions du Véhicule.....	143
Annexe C : Régulateur par Pseudo-Cascade.....	145
<i>C.1 Introduction</i>	145

<i>C.2 Synthèse des régulateurs</i>	145
Annexe D : Système de Commande en Traction	147
Résumé	148
Abstract	149

Liste des Tableaux

Tableau I.1: Inconvénients des différentes technologies utilisés dans les entraînements des véhicules	5
Tableau I.2 : Batteries utilisées dans des véhicules électriques [17].....	9
Tableau I.3 : Caractéristiques d'une batterie Li-Ion	9
Tableau I.4 : Caractéristiques d'une UC	11
Tableau I.5 : Comparaison entre les moteurs des véhicules électriques et les moteurs industriels traditionnels [39]	13
Tableau I.6 : Technologies de motorisation et sources d'énergie des quelques véhicules électriques	15
Tableau I.8 : Comparaison entre différents logiciels et matériels de simulation	28
Tableau II.1 : Paramètres du moteur IPMSM	32
Tableau II.2 : Vitesses caractéristiques du moteur IPMSM.....	45
Tableau II.3 : Exemples des courants de référence et couple de référence générés par des tableaux de référence	45
Tableau III.1 : Glissements longitudinal et latéral suivant une opération de freinage ou de traction	57
Tableau III.2 : Coefficients du modèle de friction du pneu de Burckhardt dépendant de la surface de la route	58
Tableau III.3 : Coefficient de la résistance de roulement pour différents états de route.....	60
Tableau III.4: Paramètres pour la commande SMC	68
Tableau III.5: Distance et temps d'arrêt pour des conditions de freinage extrêmes - Route de type asphalte aec.....	68
Tableau III.7: Distance et temps d'arrêt pour des conditions de freinage extrêmes - Route à coefficients de friction moyen et faible	73
Tableau III.8: Quantité d'énergie - Routes à coefficients de friction moyen et faible	74
Tableau IV.1 : Niveau de la tension de la batterie Li-Ion	78
Tableau IV.2 : Paramètres pour le calcul de la puissance [179], [180].....	79
Tableau IV.3 : Dimension du véhicule.....	79
Tableau V.1: Analogie classique des domaines électrique/mécanique	105
Tableau V.2: Caractéristiques techniques des éléments de stockage d'énergie	106
Tableau V.3: Caractéristiques de l'UC [199].....	108
Tableau V.4: Caractéristiques des FW de différents fabricants	109
Tableau V.5: Caractéristiques des matériaux utilisées dans les rotors des volants d'inertie [131]. [201]	111
Tableau V.6: Dimension, masse et coût du volant d'inertie en fonction du matériau du rotor ...	111
Tableau V.7: Facteur de sécurité des matériaux du rotor.....	112
Tableau V.8: Dimensions du moteur du volant d'inertie.....	113
Tableau V.9: Masse et coût des matériaux de la machine électrique	113
Tableau V.11: Paramètre du moteur entraînant le volant d'inertie.....	115
Tableau V.12: Vitesses caractéristiques pour l'IPMSM du volant d'inertie	116
Tableau V.13: Freinage régénératif sur une route asphaltée sèche - FES comme élément de stockage secondaire	118

Tableau V.14: Freinage régénératif sur une route asphaltée sèche - UC comme élément de stockage secondaire	119
Tableau V.15: Freinage régénératif sur une route pavé mouillée - FES comme élément de stockage secondaire	120
Tableau V.16: Freinage régénératif sur une route pavé mouillée - UC comme élément de stockage secondaire	120
Tableau V.17: Démarrage sur asphalte sec - FES comme élément de stockage secondaire	122
Tableau V.18: Démarrage sur asphalte sec - UC comme élément de stockage secondaire	122
Tableau V.19: Démarrage sur pavé humide - FES comme élément de stockage secondaire	122
Tableau V.20: Démarrage sur pavé humide - UC comme élément de stockage secondaire	122
Tableau A.1: Résultats d'une simulation de freinage sur route de pavé humide - Vitesse initiale = 80 km/h.....	141
Tableau A.2: Résultats d'une simulation de freinage sur route asphalte sec - Vitesse initial = 10 km/h.....	141
Tableau B.1: Dimensions du Véhicule	143

Listes des Figures

Figure I.1: (a) Véhicule à vapeur (disparu en 1920), (b) Véhicule à combustion interne, (c) Véhicule électrique, (d) Véhicule hybride [3].....	6
Figure I.2 : Tracé de Ragone pour les différentes technologies de stockage [13]	8
Figure I.3 : Technologies mature, introduite et en développement de batteries [15].....	8
Figure I.4 : Structure d'une UC [33].....	11
Figure I.5 : Le fonctionnement à 4 quadrants d'un moteur électrique.....	12
Figure I.6 : De gauche à droite : machine à induction, machine à reluctance, et machine synchrone à aimants permanents	13
Figure I.7 : Machine synchrone à aimants a) montés en surface, b) insérés au rotor et c) intégrés dans le rotor [41]	16
Figure I.9 : Différents arrangements des systèmes motopropulseurs proposés. (a) Traction avant ou arrière entraînée par un moteur (b) Quatre roues entraînées par un moteur (c) Traction avant et traction arrière entraînée chacune par un moteur (d) Traction avant par deux moteurs-roues (e) Traction arrière par deux moteurs-roues (f) Véhicule propulsé par 4 moteur-roues.....	17
Figure I.10 : Configuration Parallèle d'une HESS	20
Figure I.11: Configuration Batterie / UC	20
Figure I.12 : Configuration UC/Batterie	21
Figure I.13 : Configuration Cascade	21
Figure I.14: Configuration HESS à convertisseurs multiples [77].....	21
Figure I.16: Schéma des éléments de puissance du véhicule électrique proposé.....	24
Figure I.17: Les constantes de temps de différentes grandeurs physiques.....	28
Figure II.1 : Lieu i_{sd}/i_{sq} pour les contraintes de courant, de tension et de couple.....	33
Figure II.2 : Caractéristiques du couple suivant les commandes MTPA, VCLMT et CPR.....	36
Figure II.3 : Caractéristiques de puissance suivant les commandes MTPA, VCLMT et CPR.....	36
Figure II.4 : Lieu des courants selon les commandes MTPA, VCLMT et CPR.....	36
Figure II.5 : Caractéristiques Couple/Vitesse selon la stratégie de commande combinée.....	37
Figure II.6 : Caractéristiques Puissance/Vitesse selon la stratégie de commande combinée.....	37
Figure II.7 : Caractéristiques Couple/Vitesse de l'IPMSM proposé	39
Figure II.8: Schéma blocs de la commande du moteur IPMSM	40
Figure II.9 : Correcteurs des courants isd et isq avec anti-emballement.....	41
Figure II.10 : Compensation et linéarisation du système	42
Figure II.11 : Boucle de courant isd	42
Figure II.12 : Lieu des racines de la fonction de transfert en boucle ouverte du courant i_{sd}	43
Figure II.13 : Tracé de Bode de la fonction de transfert en boucle ouverte corrigée de i_{sd}	44
Figure II.14 : Réponse indicielle de la boucle fermée du courant i_{sd}	44
Figure II.15 : Signal de Couple d'Entrée Traction/Freinage	46
Figure II.16 : Réponse couple/vitesse selon le signal d'entrée.....	47
Figure II.17 : Réponse puissance/vitesse selon le signal d'entrée.....	47
Figure II.19 : Lieu (i_{sq}, i_{sd}) selon le signal d'entrée	48
Figure III.1 : Moteur-roue du constructeur SNR (filiale du groupe japonais NTN) [154], à gauche, Active Wheel de Michelin, à droite [155]	52

Figure III.2: Entrées et sorties de chaque bloc de modèle et de commande pour les deux stratégies de commande de freinage.....	53
Figure III.3 : Véhicule en virage - Repère inertiel et repère lié à la carrosserie du véhicule.....	54
Figure III.4 : Angles de braquage - Condition d'Ackermann respecté.....	55
Figure III.5 : Vecteur vitesse ramené sur chaque roue.....	56
Figure III.6 : Angle de dérive de la roue \mathbf{ij}	56
Figure III.7 : Modèle 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 au point de contact pneu-route.	57
Figure III.8 : Couples exercés sur une roue.....	58
Figure III.9: Coefficient de friction en fonction du glissement résultant pour différents type et conditions de route	59
Figure III.10 : Equilibres autour des axes \mathbf{xB} et \mathbf{yB}	60
Figure III.11: Couche limite pour le coefficient de glissement longitudinal	62
Figure III.12 : Zones de distribution des forces de freinage pour la méthode proposée.....	66
Figure III.13 : Distribution de forces de freinage avant, forces de freinage avant vs arrière, couple électrique pour une route à coefficient de friction élevé et conditions de freinage extrêmes	69
Figure III.14: Sévérité de freinage vs rapport de force de freinage avant/arrière pour une route à coefficient de friction élevé et conditions de freinage extrêmes	70
Figure III.15: Vitesse de rotation des roues avant et arrière en rad/s pour une route à coefficient de friction élevée et conditions de freinage extrêmes	71
Figure III.16: Coefficient de glissement longitudinal pour une route coefficient de friction élevé.....	71
Figure III.17: Mesures de l'UC pour une route à coefficient de friction élevée.....	72
Figure III.18: Tracé de la puissance pour des conditions de freinage extrêmes - Route à Friction Elevée	73
Figure IV.1: Structure du système de stockage hybride.....	77
Figure IV.2: Convertisseur bidirectionnel DC/DC à 3 niveaux [169]	77
Figure IV.3 : Répartition de la puissance lors du freinage	80
Figure IV.4 : Structure de la commande du convertisseur à 3-Niveaux	81
Figure IV.5: Répartition des forces de freinage	81
Figure IV.6 : Modèle moyen d'un convertisseur DC/DC à 3-niveaux	82
Figure IV.7: Conception de la boucle du courant i_{c0}	83
Figure IV.8: Diagramme de Bode de la fonction de transfert en boucle ouverte du courant de l'UC	84
Figure IV.9: Modèle du système de conversion de puissance	84
Figure IV.10 : Boucle fermée de la tension de l'ultracapacité.....	85
Figure IV.11 : Lieu des racines caractéristiques de la boucle fermée de la tension de l'UC.....	86
Figure IV.12: Système de la commande de la tension du bus DC	86
Figure IV.13: Lieu des racines de l'équation caractéristique de la fonction de transfert en boucle fermée de la tension du bus DC.....	88
Figure IV.14: Diagramme de Bode de la fonction de transfert en boucle ouverte de la tension du bus DC.....	89
Figure IV.15: Structure du régulateur anti-windup de la tension de l'UC.....	89
Figure IV.16 : La résistance de freinage en parallèle avec la batterie Li-Ion	90

Figure IV.17 : Organigramme de la Stratégie de commande par pseudo-Cascade.....	91
Figure IV.18: Diagramme séquentiel de l'activation de la commande de freinage.....	92
Figure IV.19: Système global.....	93
Figure IV.20: Modèle Simulink du HESS.....	93
Figure IV.21: Entrée de puissance sur le HESS pour une route à coefficient de friction moyen ..	95
Figure IV.22: Représentation des signaux u_{c0}/u_{c0ref} et i_{c0}/i_{c0ref}	95
Figure IV.23: Etat de charge et puissance récupérée par l'UC.....	96
Figure IV.24: Tension du bus DC	96
Figure IV.25: Mesure de la batterie.....	96
Figure IV.26: Energie récupérée par les éléments de stockage d'énergie	97
Figure IV.27: Entrée de puissance sur le HESS pour route à faible coefficient de friction.....	97
Figure IV.28: Représentation des signaux u_{c0}/u_{c0ref} et i_{c0}/i_{c0ref}	98
Figure IV.29: Etat de charge et puissance récupérée par l'UC.....	98
Figure IV.30: Tension du bus DC	98
Figure IV.31: Mesure de la batterie.....	99
Figure IV.32: Energie récupérée par les éléments de stockage d'énergie	99
Figure IV.33: Entrée de la puissance sur le HESS	100
Figure IV.34: Mesures de la batterie	100
Figure IV.35: Courants sur le bus DC	100
Figure IV.36: Energie récupérée/dissipée	101
Figure V.1: Ragone plot (related to system mass) [125].....	107
Figure V.2: Systèmes d'inertie électrique WHP (à gauche) et mécanique Flybrid (à droite)	109
Figure V.3: Chaîne de traction d'un véhicule électrique incorporant un FES [11]	115
Figure V.4: Chaîne de traction d'une machine à deux niveaux de tension (TVLM).....	115
Figure V.5: Caractéristiques du couple et de puissance du moteur entraînant le volant d'inertie	115
Figure V.6: Schéma blocs pour le système TCS	116
Figure V.7: Actionneurs et éléments du HESS du véhicule ayant un FW ou une UC comme élément de stockage secondaire	117
Figure V.8: Puissance des éléments électriques pour un essai en freinage régénératif sur une route asphalte sec pour un SOE de 50 % du FES	119
Figure V.9: Courant de la batterie pour un système contenant un FES (à gauche), une UC (à droite) - SOE = 75 %	120
Figure V.10: Courant de la batterie pour un système contenant un FES (à gauche), une UC (à droite) - SOE = 90 %	121
Figure V.11: Power profiles for different elements in the case of traction of the vehicle on a cobblestone wet road type - SOE = 25 %	123
Figure C.1: Représentation du Régulateur Pseudo-Cascade	145

Bilan de la production scientifique :**3 articles de revue internationale à comité de lecture :**

- [1] K. Itani, A. De Bernardinis, Z. Khatir, A. Jammal, "Comparison between two braking control methods integrating energy recovery for a two-wheel front driven electric vehicle", *Energy Conversion and Management*, Volume 122, 15 August 2016, Pages 330-343; (2015 Impact Factor: 4.801)
- [2] K. Itani, A. De Bernardinis, Z. Khatir, A. Jammal, M. Oueidat, " Regenerative Braking Modeling, Control, and Simulation of a Hybrid Energy Storage System for an Electric Vehicle in Extreme Conditions ", *IEEE, Transactions on Transportation Electrification*, vol. 2, no. 4, December 2016, pp. 465-479
- [3] K. Itani, A. De Bernardinis, Z. Khatir, A. Jammal, " Comparative analysis of two hybrid energy storage systems used in a two front wheel driven electric vehicle during extreme start-up and regenerative braking operations ", *Energy Conversion and Management*, Volume 144, 08 April 2017, Pages 69-87 (2015 Impact Factor: 4.801).

5 articles de conférence internationale avec actes :

- [1] K. Itani, A. De Bernardinis, Z. Khatir, A. Jammal, "Integration of Different Modules of an Electric Vehicle Powered by a Battery-Flywheel Storage System during Traction Operation", *IEEE International Multidisciplinary Conference on Engineering Technology, IEEE IMCET 2016*, Beyrouth, Liban, 2-4 Novembre 2016; (**Prix du Best Paper Award**)
- [2] K. Itani, A. De Bernardinis, Z. Khatir, A. Jammal, "Energy Management of a Battery-Flywheel Storage System used for Regenerative Braking Recuperation of an Electric Vehicle", *IEEE IECON 2016*, Florence, Italie, 24-27 Octobre 2016;
- [3] K. Itani, A. De Bernardinis, Z. Khatir, A. Jammal, "Integration of Different Modules for Regenerative Braking Control of a Two Front Wheel-Driven EV", 13-15 July 2016, *International Conference on Renewable Energies for Developing countries (REDEC 2016)*, Notre Dame University, Zouk Mosbeh, Liban;
- [4] K. Itani, A. De Bernardinis, Z. Khatir, A. Jammal, M. Oueidat, "Control Strategy for Extreme Conditions Regenerative Braking of a Hybrid Energy Storage System for an Electric Vehicle", *INDIN 2016 IEEE International Conference on Industrial Informatics*, 18-21 Juillet 2016, Poitiers - Futuroscope;
- [5] K. Itani, A. De Bernardinis, Z. Khatir, A. Jammal, "Optimal Traction and Regenerative Braking Reference Current Synthesis for an IPMSM Motor using Three Combined Torque Control Methods for an Electric Vehicle", *IEEE ITEC 2016*, 27-29 June 2016, Dearborn (MI) USA.

Introduction Générale

Le travail de recherche concerne la récupération d'énergie par un système de stockage mixte composé d'une batterie et d'une ultracapacité (UC) associées à une résistance de freinage d'un véhicule électrique entraîné par deux roues motrices avant.

L'objectif est ici d'étudier le cas des freinages brusques tout en assurant la stabilité du véhicule en prenant en compte les contraintes associées à la récupération optimale de l'énergie cinétique.

Afin de pouvoir évaluer le flux d'énergie tout le long de la chaîne de conversion, partant du contact pneu-sol arrivant aux éléments de stockage et en traversant les différents éléments de conversion d'énergie, l'approche modulaire sera adoptée. Chaque module sera modélisé pour être analysé localement avant d'être intégré dans le système global.

L'emplacement des moteur-roues à l'avant du véhicule revêt une importance énergétique bien particulière. En fonction de cette structure choisie, et en se basant sur les contraintes apportées par la réglementation de la Commission Economique pour l'Europe de l'Organisation des Nations Unies No.13 harmonisé ECE R13H pour un véhicule type M1 (véhicule motorisé pour le transport des passagers ne comprenant pas plus de huit places assises, outre le siège du conducteur), une nouvelle méthode de répartition et d'évaluation des forces de freinage pour les roues avant et arrière sera donc proposée. En partant de cette réglementation, la finalité est de maximiser les forces de freinage avant pour assurer une plus grande récupération d'énergie prenant en compte le comportement dynamique et cinématique du véhicule. Les nombreux essais et résultats de simulation, effectués sur différents types et conditions de route, ont montré des performances meilleures en termes de quantité d'énergie récupérable et de stabilité du véhicule, et ce en comparaison avec une méthode existante dans la littérature. Les forces de freinage des roues avant seront distribuées entre la force mécanique par friction (frein par tambour ou frein à disque) et la force électrique assurée par les moteurs électriques. A ce niveau de conception, deux problèmes apparaissent. Tout d'abord, le système de commande devra fournir le couple de freinage maximal en respectant les contraintes électromagnétiques du moteur, tout particulièrement pour les hautes vitesses. Ensuite, pour les routes à faibles coefficients de friction, ce système devra être capable de produire le couple électrique juste nécessaire assurant une opération de freinage sûre et sans glissement. Une méthode innovante de commande du moteur synchrone à aimant permanent intérieur (en acronyme anglais : IPMSM, Interior Permanent Magnet Synchronous Motor) en traction ou en freinage régénératif sera donc conçue et proposée. Elle sera basée, en premier lieu, sur la combinaison de trois méthodes de contrôle-commande : Maximum Torque per Ampere (MTPA), Voltage Current Limited Maximum Torque (VCLMT) et Constant Power Region (CPR). En second lieu, pour des couples de référence d'amplitude plus faibles que le couple maximal, il sera envisagé de décomposer les caractéristiques dans le plan couple/vitesse de la machine en 5 zones de fonctionnement. Cette méthode génèrera ainsi les courants de référence pour le système de commande des courants du moteur.

La puissance générée par les machines sera récupérée sur le bus DC par les éléments de stockage du système mixte suivant une stratégie visant à minimiser la sollicitation de la batterie que ce soit en traction ou en freinage afin d'étendre sa durée de vie. Afin de maîtriser le flux d'énergie, surtout lors du freinage brusque, et pour éviter toute surtension sur le bus DC, une attention particulière sera apportée à la synthèse des correcteurs utilisés pour le hacheur DC/DC à 3-

niveaux lié à l'ultracapacité. Afin de réguler la tension du bus DC, un système de régulation en cascade série sera privilégié. Ce système possèdera trois boucles d'asservissement relatives à deux grandeurs électriques internes ayant des réponses dynamiques différentes (tension et courant de l'ultracapacité), et une grandeur électrique qui est la tension du bus DC. Une résistance de freinage dissipative protégera le bus DC et la batterie des contraintes de tension et de courant. La quantité d'énergie dissipée sera commandée par un système de régulation en pseudo-cascade.

L'ultracapacité est supposée être un stockeur d'énergie électrique dynamique potentiel. La puissance de cet élément est fonction de la tension à ses bornes et du courant absorbé par l'ultracapacité. Ces deux grandeurs sont, toutes deux, régulées par le système de commande décrit ci-dessus. La valeur maximale du courant absorbé est considérée dans le pire des cas, c'est-à-dire lorsque l'ultracapacité est supposée être à son niveau minimal de tension et lors d'un besoin en puissance maximale. Ce système fera l'objet d'une étude comparative par rapport à un accumulateur mécanique d'énergie cinétique : le volant d'inertie. Dans ce cas, la puissance du volant d'inertie est fonction de la vitesse de la masse tournante et du couple généré par le moteur électrique entraînant le volant. Ce couple a une valeur bien limitée. Ceci est dû au fait que, lors de la conception, la puissance maximale sera assurée pour une vitesse maximale du volant d'inertie, et non pas minimale. Dans ce cas, lorsque la tension est plus basse, la batterie pourra être sollicitée beaucoup plus que dans le cas d'un système de stockage mixte à ultracapacité.

Les apports scientifiques de la thèse sont développés dans les chapitres suivants. Un état de l'art de la thématique sera introduit au premier chapitre du manuscrit. Dans ce chapitre préliminaire, il sera discuté en particulier de l'émergence de l'énergie électrique et son retour au domaine de traction des véhicules après une longue absence, et ceci grâce aux engagements et responsabilités collectifs des états et des constructeurs d'automobiles ainsi qu'aux avancées effectuées dans les différents domaines technologiques et scientifiques.

Au vu de la contrainte embarquée de l'application et de l'emplacement des moteurs (intégrés aux roues), le moteur IPMSM s'impose par rapport aux autres types de moteurs candidats. Le deuxième chapitre traite de la modélisation et du contrôle-commande du moteur IPMSM. Une nouvelle méthode de génération des courants de références sera présentée garantissant un couple régénératif élevé à haute vitesse.

Le modèle du véhicule électrique pris en compte est celui d'une voiture Nissan Leaf® propulsée par deux moteurs-roues, de 30 kW chacun. Au second chapitre, un modèle assez fin développé en utilisant Matlab/Simulink® va servir à simuler le véhicule et à calculer les grandeurs cinématiques et dynamiques caractéristiques du véhicule telles que les différents types de force (friction, normale, frottement, freinage, traction...), les coefficients de glissements et de friction, la vitesse du véhicule ainsi que l'accélération/décélération et son trajet, y compris les angles de dérives, de lacet, etc (...). La stratégie de freinage sera basée sur une maximisation de la quantité d'énergie récupérée par les roues avant lors d'une opération de freinage tout en respectant les règlements et normes internationaux. Le comportement d'un véhicule étant le plus vulnérable lors d'une accélération / décélération, spécialement lors d'un virage, la répartition des forces de freinage devra se faire en prenant en compte la stabilité dynamique du véhicule. On proposera donc une nouvelle méthode pour quantifier et répartir les forces de freinage sur les roues du véhicule en fonction de l'état de la route. Cette distribution des forces devra assurer la stabilité du véhicule et ne pas compromettre la sécurité du conducteur et des passagers.

L'association de l'ultracapacité aura pour objectif principal de réduire les contraintes sur la batterie. La batterie est en prise directe sur le bus DC, alors que l'ultracapacité est interfacée par un hacheur DC-DC à 3-niveaux. Vu les progrès technologiques et l'importance des investissements mis à la disposition aux développements et à la fabrication des batteries Li-ion, cette technologie de batterie sera prise ici comme référence pour les travaux de simulation. Le recours à l'utilisation des ultracapacités en phase d'accélération et de freinage du véhicule permet d'augmenter la durée de vie de la batterie Li-ion et de répondre aux performances souhaitées de comportement dynamique du véhicule. Le quatrième chapitre décrit la structure de puissance du système de stockage d'énergie hybride. On se basera sur le modèle moyen à faibles signaux pour effectuer la synthèse de la commande du hacheur à 3 niveaux assurant l'interface entre l'UC et le bus DC. Dans le cas où la récupération s'effectue uniquement sur la batterie, une résistance de freinage aura pour rôle de dissiper une quantité contrôlée de l'énergie afin d'assurer la protection de la batterie face à des valeurs critiques de tension et de courant. La commande par régulateur pseudo-cascade de la résistance de freinage fera l'objet d'un développement particulier dans ce chapitre.

Le cinquième chapitre consiste en une étude comparative avec un système hybride de stockage d'énergie contenant un volant d'inertie capable de stocker l'énergie sous nature cinétique (Kinetic Energy Recovery System, KERS) à la place de l'ultracapacité. La comparaison s'effectuera dans les deux modes, freinage et traction du véhicule.

En dernier lieu, le manuscrit s'achève par une conclusion générale sur l'ensemble des travaux et résultats développés au cours de ces années de thèse. Les perspectives seront aussi abordées pour assurer une continuité logique des travaux de recherche.

Chapitre I : Etat de l'art et contexte de l'étude

Résumé

Un état de l'art de la thématique du sujet de thèse sera introduit. On discutera de l'émergence de l'énergie électrique et son retour au domaine de traction des véhicules après une longue absence, et ceci grâce aux engagements et responsabilités collectifs des états et des constructeurs d'automobiles ainsi qu'aux avancées effectuées dans les différents domaines technologiques et scientifiques.

Ce chapitre préliminaire présente les différentes technologies des sources d'énergie dite primaire (batterie), secondaire (ultracapacité) et des moteurs électriques, ainsi que les choix de la technologie la plus adaptée à l'objectif applicatif. Ces choix constitueront la base de l'ensemble de l'architecture de puissance et des divers systèmes de contrôle-commande proposés et développés dans le manuscrit.

On situera ensuite nos travaux de recherche par rapport à l'ensemble des travaux similaires entrepris dans le domaine des véhicules électriques. Une recherche bibliographique sera donc effectuée relativement à chaque module de la structure de puissance.

I.1 Généralités

I.1.1 Introduction

Les éléments de puissance dans un véhicule électrique sont les batteries, les supercondensateurs (ou ultracapacités UC), les convertisseurs et les moteurs électriques. Plusieurs technologies de ces éléments ont été développées pour améliorer la durabilité, le rendement, la robustesse...etc. Dans ce chapitre, nous rappelons brièvement l'histoire des véhicules électriques (cf.I.1.2) en discutant de l'émergence de ces véhicules et des volontés politiques pour le développement de ce secteur. Ensuite, nous présentons les différents types de batteries utilisées dans la traction électrique (cf. I.1.5) avec les avantages et les inconvénients de chaque type. Nous discuterons de la nécessité de l'usage des supercondensateurs (cf. I.1.6) dans les véhicules électriques. Un rappel sur les machines électriques utilisées dans la traction électrique sera traité (cf. I.1.7). Une discussion sur les moteur-roues sera entamée dans (cf. I.1.8).

I.1.2 Bref historique

Au début, les trois technologies de traction qui dominaient le secteur automobile étaient : les véhicules à combustion interne, les véhicules à vapeur et les véhicules électriques [1]. Chacune de ces technologies présentait des inconvénients (Tableau I.1).

Tableau I.1: Inconvénients des différentes technologies utilisés dans les entraînements des véhicules

Technologie	Inconvénients
Moteur à combustion interne	Difficulté de démarrage
	Distance parcourue courte
	Faible vitesse
Voitures à vapeur	Nécessité d'échauffement pour une durée de 20 minutes
	Consommation d'eau importante
Véhicules électriques	Faibles performances des batteries
	Incapacité à surmonter des pentes abruptes
	Distance parcourue courte
	Faible vitesse

En 1834, le premier véhicule alimenté par une batterie non rechargeable est utilisé pour les courts trajets. En 1900, 4200 automobiles furent vendus dont 40 % à vapeur, 38 % électriques et 22 % à carburant fossile.

Entre 1910 et 1920, des progrès remarquables ont été réalisés sur les véhicules électriques au niveau de la capacité de stockage de la batterie, de sa durée de vie, de la distance parcourue et des coûts de maintenance. Par contre, l'évolution de la technologie des moteurs à combustion interne était bien plus rapide en termes de trajet, de vitesse, de démarrage... En 1920, les véhicules à combustion interne deviennent prédominants grâce à l'invention du démarreur (1911) et aux améliorations dans la production de masse du véhicule Henry Ford Model T vendu à 260 \$ en comparaison à 850 \$ en 1909. Les véhicules électriques disparaissent, pour réapparaître en 1960 [2].

La Figure I.1 présente des véhicules de différentes technologies de l'époque. La voiture de Lohner-Porsche montrée à l'Exposition de Paris en 1900 est la première voiture hybride. Elle est aussi la première voiture à être entraînée par deux moteurs-roues avant. Le coût de la production de l'automobile hybride n'était pas rentable, Porsche s'en est alors retourné aux véhicules propulsés par du carburant.

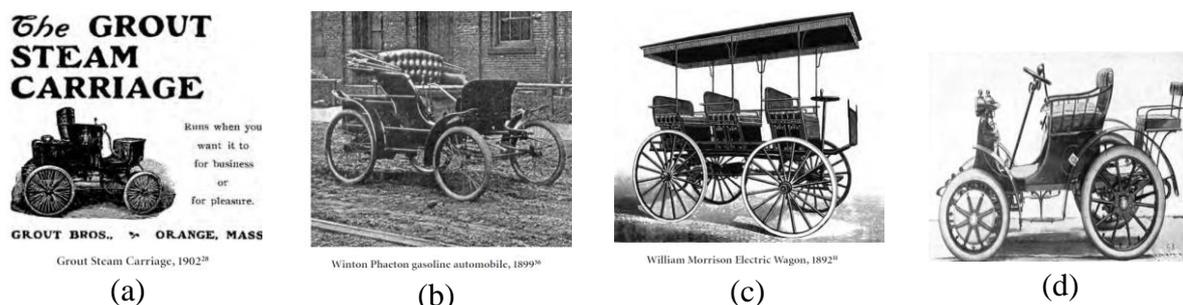


Figure I.1: (a) Véhicule à vapeur (disparu en 1920), (b) Véhicule à combustion interne, (c) Véhicule électrique, (d) Véhicule hybride [3]

I.1.3 Emergence des véhicules électriques

De nos jours, les contraintes liées à l'acceptation de masse des véhicules électriques par le grand public consistent en un trajet limité (autonomie) du véhicule et en un manque d'infrastructure développées (bornes de charges des batteries, standardisation des accessoires avec les protections associées, développement des chaînes de vente et de distribution, support technique, service après-vente, pièces de rechange). Le problème de l'autonomie trouve en partie sa réponse dans les efforts de recherche et de développement des batteries, des piles à combustible, et dans d'autres alternatives de source d'énergie. Une autre approche consiste à sensibiliser les personnes à l'utilisation de l'énergie propre et aux conséquences graves liées au réchauffement climatique et à la concentration atmosphérique des gaz à effet de serre.

Grâce aux progrès techniques, aux contraintes environnementales, à la raréfaction du pétrole ainsi qu'aux raisons économiques (baisse de consommation, indépendance énergétique), l'industrie des véhicules électriques reprend son émergence. Cette reprise est fondée sur sept piliers :

- 1- Des technologies de batterie en amélioration
- 2- Une montée en puissance des infrastructures : 4,4 millions de bornes de recharge en France d'ici 2020 pour un investissement total de 4 milliards d'euros [4], la fin de la construction de la première phase du gigantesque projet Tesla Gigafactory aux Etats-Unis dans le désert de Nevada prévue pour la fin de 2016 [5]
- 3- Une offre commerciale en évolution
- 4- Un partenariat plus poussé entre les constructeurs (Renault-Nissan, Chrysler-GM-Ford,...)

5- Une conclusion quasi-définitive chez les constructeurs stipulant que la traction électrique pourrait représenter une grande part de marché dans le futur, ce qui a encouragé la concurrence et par conséquent les investissements à tous les niveaux.

6- Une technologie parrainée par les États : Le gouvernement américain a par exemple investi 2.4 Mds \$ pour accélérer la construction et le déploiement de la nouvelle génération des batteries électriques, et prévoit investir 4,5 Mds \$ dans le déploiement des bornes de recharge pour les véhicules électriques [6].

7- Une technologie plus maîtrisée : ce qui a amené les constructeurs les plus réticents, comme le groupe Daimler [7], à annoncer leur présence sur le marché de *l'e-mobilité*.

Selon la Banque Mondiale, la pollution de l'air majoritairement due aux rejets des particules fines des usines et des automobiles est responsable de la mort prématurée de 5,5 millions d'individus en 2013 [8].

Les véhicules électriques n'aideront pas fortement à réduire les émissions des gaz à effet de serre si l'énergie électrique provient toujours des centrales thermiques. Mais cela va contribuer certainement à une amélioration locale de la qualité d'air dans les villes où la voiture est perçue comme la première source de pollution.

I.1.4 Volonté politique

La volonté politique est l'un des moteurs de la transition vers le véhicule électrique. La loi n°2010-788 du 12 juillet 2010, en France, portant un engagement national pour l'environnement dite « Grenelle 2 » encourage la création et l'entretien des infrastructures de charge nécessaires à l'usage et au développement des véhicules électriques et hybrides rechargeables. L'objectif est d'atteindre le seuil des 100 000 véhicules électriques achetés dans les cinq prochaines années, 2 millions de voitures électriques d'ici 2020 [10].

Concrètement, le plan se déploie dans les différents domaines du véhicule électrique (batteries, véhicules, infrastructures de recharge, recherche, industrialisation, etc.). Un réseau de 900 000 points de recharge privés et 75 000 points de recharge accessibles au public fut prévu pour 2015, porté à 4 millions de points de recharge privés et 400 000 points de recharge publics en 2020 [11].

I.1.5 La Batterie

I.1.5.a Introduction

L'outil le plus commun pour comparer les éléments de stockage est le tracé (ou diagramme, ou plan) de Ragone (Figure I.2). Le tracé consiste en un diagramme sur lequel chaque technologie est caractérisée par une zone représentant l'énergie spécifique vs la puissance spécifique. De cette façon, il est possible de choisir la meilleure technologie de stockage selon les conditions typiques d'utilisation exigées par l'application.

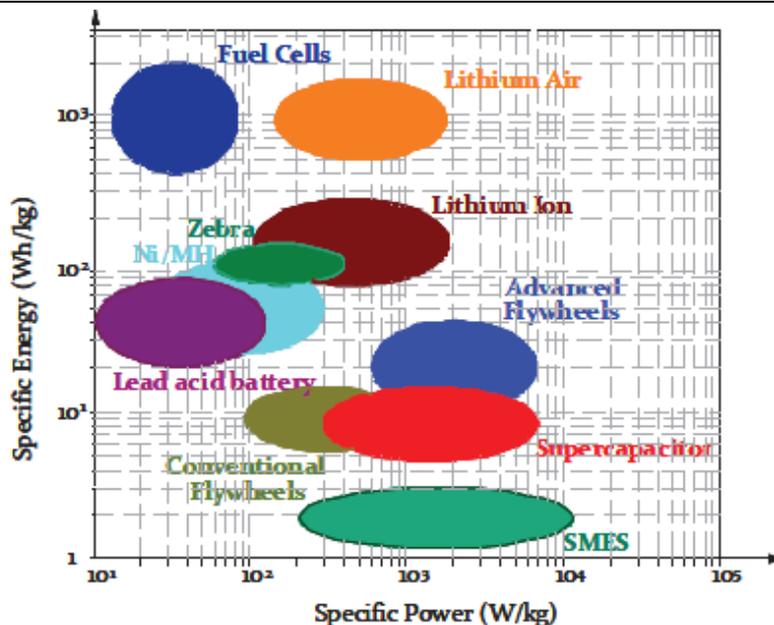


Figure I.2 : Tracé de Ragone pour les différentes technologies de stockage [13]

Il existe, principalement, deux technologies majeures de batteries électrochimiques utilisées dans le domaine des véhicules électriques : les batteries nickel-hydrure métallique NiMH (arrivées à maturité technologique) et les batteries Li-ion ayant un fort potentiel de croissance en termes de densité d'énergie, de maintenance, et de recharge rapide [14]. L'avancée technologique des batteries est projetée sur la Figure I.3.

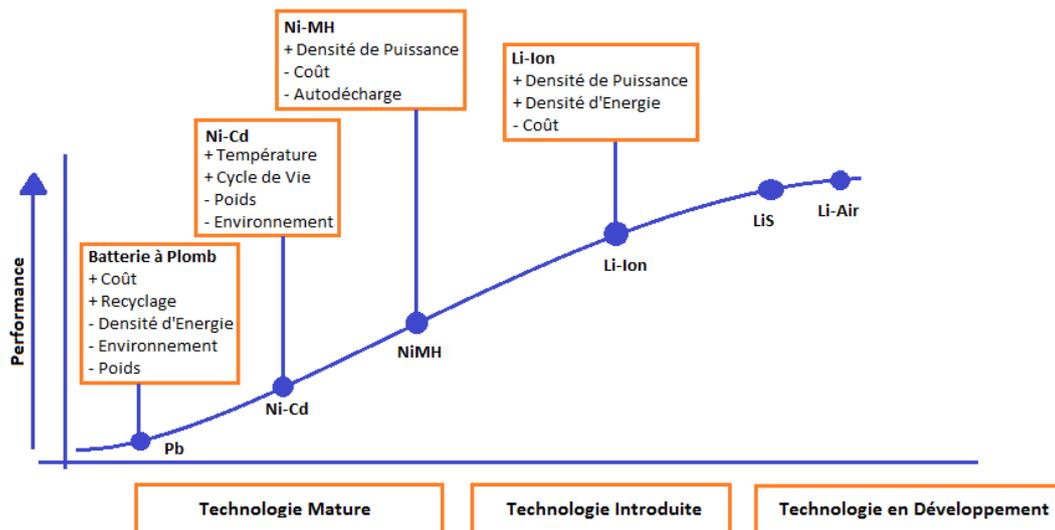


Figure I.3 : Technologies mature, introduite et en développement de batteries [15]

L'évaluation des performances caractéristiques de différentes batteries pour utilisation dans les véhicules électriques se trouve dans [16]. Le Tableau I.2 présente les batteries utilisées dans les véhicules électriques.

Tableau I.2 : Batteries utilisées dans des véhicules électriques [17]

Company	Country	Vehicle model	Battery technology
GM	USA	Chevy-Volt	Li-ion
		Saturn Vue Hybrid	NiMH
Ford	USA	Escape, Fusion, MKZ HEV	NiMH
		Escape PHEV	Li-ion
Toyota	Japan	Prius, Lexus	NiMH
Honda	Japan	Civic, Insight	NiMH
Hyundai	South Korea	Sonata	Lithium polymer
Chrysler	USA	Chrysler 200C EV	Li-ion
BMW	Germany	X6	NiMH
		Mini E (2012)	Li-ion
BYD	China	E6	Li-ion
Daimler Benz	Germany	ML450, S400	NiMH
		Smart EV (2010)	Li-ion
Mitsubishi	Japan	iMiEV (2010)	Li-ion
Nissan	Japan	Altima	NiMH
		Leaf EV (2010)	Li-ion
Tesla	USA	Roadster (2009)	Li-ion
Think	Norway	Think EV	Li-ion, Sodium/Metal Chloride

1.1.5.b Constitution et caractéristiques d'une batterie Li-Ion

Une batterie Li-Ion est constituée de trois éléments principaux: la cathode (oxyde métallique de lithium), l'électrolyte (solvants organiques et sels à base de lithium) et l'anode (graphite). La cathode est l'électrode positive où une réaction de réduction se produit (les électrons sont acceptés provenant du circuit extérieur de charge), alors la réaction d'oxydation se produit à l'anode (les électrons sont libérés vers le circuit extérieur). L'électrolyte est un isolateur électronique, mais un bon conducteur ionique, sa fonction principale est d'assurer le transport des ions d'une électrode à une autre [18]. La tension ainsi que la capacité d'une cellule de batterie sont fonction des matériaux des électrodes utilisées.

Les caractéristiques d'une batterie Li-Ion [19] sont résumées dans le Tableau I.3.

Tableau I.3 : Caractéristiques d'une batterie Li-Ion

Caractéristiques	Ordre de grandeurs
Tension élevée	3,6 V (Trois fois supérieure à celle d'une batterie Ni-Cd ou NiMH)
Densité d'énergie élevée	1,5 fois que celle de la batterie Ni-Cd
Taux de décharge admissible	3C
Large plage de température de service	-20°C à 60°C
Durée de vie élevée	Pouvant excéder les 500 cycles
Taux de décharge faible	8 à 12 % par mois
Longue durée de stockage	Pas de nécessité de reconditionnement pour approximativement 5 ans (3 mois pour une Ni-Cd, 1 mois pour une Ni-MH)
Pas d'effet mémoire	
Non polluante	Pas de métaux lourds toxiques comme le Pb, Cd ou Hg.

Par contre, on peut résumer les points faibles suivants [20] :

- Coût initial relativement élevé
- Nécessité d'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... [21], [22]

- Dégradation à haute température
- Décroissance de la densité de puissance à basse température

1.1.5.c Dégradation d'une batterie Li-ion

La dégradation d'une batterie implique une dégradation de sa puissance et de son énergie spécifique. Elle se traduit par quatre points faibles qui s'amplifient à chaque cycle d'utilisation:

- Formation de dendrite [23],
- Formation de SEI (Solid Electrolyte Interface) due à la réaction du graphite (anode) avec l'électrolyte [24],
- Changement de structure,
- Corrosion.

Lors d'une faible élévation de la température, les réactions entre l'électrolyte et les matériaux actifs de la cathode deviennent une source de problèmes, avec une augmentation de l'impédance de la cellule impliquant des pertes de capacité et une baisse de performance de la batterie.

Le caractère aléatoire du lithium métallique noyé dans l'anode pendant l'intercalation résulte de la formation de dendrites. Au fil du temps, les dendrites peuvent s'accumuler et percer le séparateur, ce qui provoque un court-circuit entre les électrodes conduisant à un dégagement de chaleur, un incendie et/ou explosion par emballement thermique de la batterie [25].

A long terme, ces phénomènes présentent un danger pour la sécurité et les réactions secondaires peuvent conduire à des effets néfastes sur la batterie [26]. Il est à noter que plusieurs incendies sont survenus sur plusieurs véhicules électriques (Tesla Model S, Nissan Leaf, Chevy-Volt...).

I.1.6 Les Ultracapacités

Malgré les avantages de la batterie Li-ion sur les autres types de batteries classiques (NiMH ou à Plomb/acide) en termes d'énergie spécifique et puissance spécifique, le potentiel de l'utilisation des ultracapacités dans les applications à hautes puissances de traction électrique ne peut pas être surpassé pour deux raisons principales. Premièrement, lors des appels en puissance, la batterie est le siège de plusieurs phénomènes et réactions électrochimiques qui peuvent compromettre sa durée de vie, sa capacité, et même déclencher un incendie (cf. § I.1.5.c). En second lieu, sous des contraintes de profils de puissance hautement dynamique, les performances de l'UC sont bien supérieures à celles d'une batterie Li-Ion. L'effort sera donc de combiner l'énergie spécifique élevée offerte par la batterie avec la puissance spécifique élevée offerte par l'UC.

Un tableau de comparaison entre les différentes technologies de stockage d'énergie (y inclue les prévisions jusqu'en 2020 de l'US Advanced Battery Consortium - USABC) ainsi que d'autres graphes intéressants peuvent se trouver dans la référence [31].

1.1.6.a Constitution et Caractéristiques des Ultracapacités

Traditionnellement, une capacité est composée de deux électrodes séparées par un matériau diélectrique solide ou sous forme de gel. L'énergie est stockée sous forme de potentiel électrostatique où les deux plaques deviennent de charges opposées. Typiquement, les matériaux diélectriques solides sont des céramiques et des oxydes métalliques. La capacitance dépend de la

surface de l'électrode A , de la constante diélectrique ϵ et de l'entrefer entre les deux plaques d selon la formule bien connue :

$$C = \frac{A \cdot \epsilon}{d} \quad \text{I.1}$$

Les ultracapacités (ou supercapacités) sont différentes des capacités traditionnelles car elles emploient deux formes de stockage d'énergie; stockage électrostatique (phénomène majoritaire) et stockage électrochimique (minoritaire). En outre, au lieu d'avoir un matériau diélectrique solide séparant les deux électrodes, l'ultracapacité possède une solution électrolytique. Le stockage d'énergie sous forme de potentiel électrostatique est appelé capacitance électrique à double couches (electric double layer capacitance : EDLC), [32].

L'ultracapacité dépend d'un carbone à porosité élevée. Le carbone devient électriquement chargé quand il est connecté à une batterie, (Figure I.4). Le carbone attire les ions à charge opposée à partir de la solution électrolyte. Les ions se déplacent à travers le papier séparateur pour arriver au carbone à charge appropriée, et ils s'insinuent dans les encoches du matériau poreux. Cet arrangement assure les deux principales caractéristiques nécessaires pour avoir une capacitance élevée: des électrodes avec des grandes surfaces, et des charges séparées par de très faibles distances.

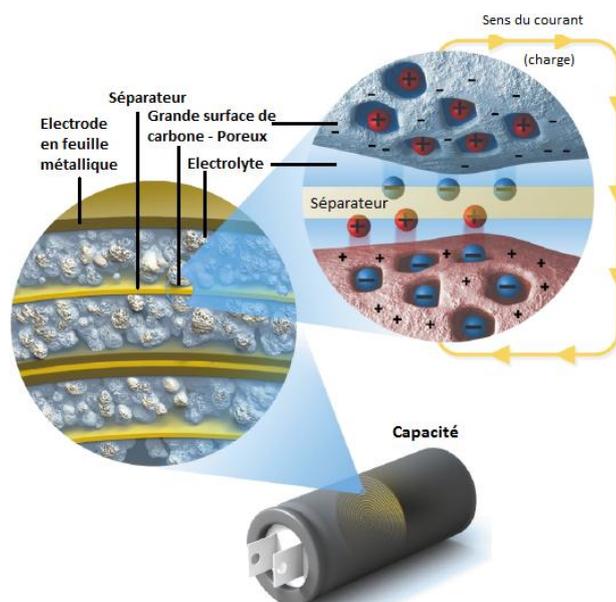


Figure I.4 : Structure d'une UC [33]

Les caractéristiques d'une UC peuvent se résumer dans le Tableau I.4.

Tableau I.4 : Caractéristiques d'une UC

Caractéristiques	Ordre de grandeurs
Absence de réactions chimiques sur les électrodes	
Durée de vie élevée	> 500,000 cycles
Une faible densité d'énergie et une faible énergie spécifique	1-14 Wh/l / 1-6 Wh/kg
Densité de puissance élevée	0,5 - 5 kW/kg [34]
Rendement élevé	90-95%

La faible résistance interne améliore le rendement de l'UC permettant ainsi de tirer un fort courant même à faible SOC. Les avantages d'une UC [35] se résument par des charges et des décharges répétitives et rapides pouvant répondre aux besoins urgents d'une conduite urbaine correspondant à des arrêts-départs continus et successifs, une connaissance du niveau d'énergie et de l'état de charge de l'UC par une simple mesure de la tension et un grand intervalle de température de fonctionnement. La technologie respecte l'environnement puisque l'UC ne contient pas de métaux lourds.

1.1.6.b Applications automobiles

PSA Peugeot-Citroën utilise, dans les modèles C4 et C5, les ultracapacités Maxwell Boostcap 600F / 5V comme booster dans ses systèmes micro-hybrides (e-HDI) [36]. Les ultracapacités sont également utilisés dans la Mazda-6 lors du freinage récupératif sur un micro-hybride Start / Stop de 12V. Toyota, Honda et AFS Trinity ont développé chacun des prototypes de concept des véhicules ayant des performances élevées grâce à l'utilisation des ultracapacités [31].

I.1.7 Les machines électriques utilisées dans la traction

1.1.7.a Les exigences des moteurs électriques utilisés dans la traction des véhicules électriques

Un moteur électrique utilisé pour la traction de véhicules doit avoir les caractéristiques générales suivantes [37], [38]:

- Une densité de puissance et de couple élevées.
- Une capacité d'assurer un couple maximal partant de la vitesse nulle à la vitesse de base et d'étendre son fonctionnement au-delà de la vitesse de base tout en assurant un couple élevé à faibles ondulations, grâce à sa commande.
- Une dynamique de couple rapide.
- Faible bruit acoustique.
- Un rendement élevé.
- Sécurité et fiabilité, des configurations à haute tolérance aux pannes doivent être développées.
- Un coût raisonnable.
- Une commande qui permet de travailler dans les quatre quadrants du plan couple/vitesse de rotation (Figure I.5)

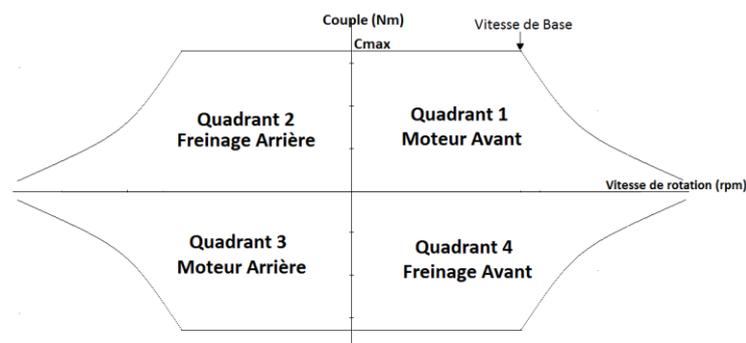


Figure I.5 : Le fonctionnement à 4 quadrants d'un moteur électrique

L'intervalle du fonctionnement à puissance constante dépend principalement du type du moteur électrique et de sa stratégie de contrôle/commande. La force de traction du moteur devra répondre aux besoins du conducteur en termes d'accélération et de freinage et devra aussi surmonter les forces de roulement des pneus, la résistance aérodynamique et les autres types de résistance à l'avancement du véhicule.

La différence des contraintes entre les moteurs installés dans les véhicules électriques et les moteurs industriels traditionnels se résume dans le Tableau I.5:

Tableau I.5 : Comparaison entre les moteurs des véhicules électriques et les moteurs industriels traditionnels [39]

	Moteurs pour Véhicules Electriques	Moteurs Industriels Traditionnels
Température Ambiante	-40 ~ 140°C	20 ~ 40°C
Environnement de fonctionnement	Hostile	Utilisation Intérieure
Température du liquide de refroidissement	75 ~ 150°C	< 40°C
Température des enroulements	160 ~ 200°C	75 ~ 130°C
Intervalle de vitesse	0 ~ 15 000 tr/mn	< 3 000 tr/mn
Niveau de bruit	Très faible	Faible
Demande de vitesse	Variation fréquente	Uniforme
Tension	Variable	Statique (réseau)
Rendement	Elevé	Déterminé par l'application

1.1.7.b Les différents types de moteurs

Les machines à induction IM (Induction Machine), les machines à reluctance commutée SRM (Switched Reluctance Machines) et les machines synchrones à aimants permanents PMSM (Permanent Magnet Synchronous Motor) sont devenues des topologies standardisées dans les systèmes de traction des véhicules actuels (Figure I.6).

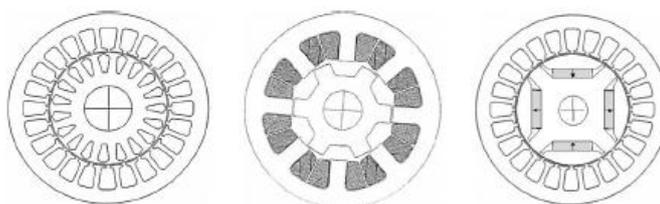


Figure I.6 : De gauche à droite : machine à induction, machine à reluctance, et machine synchrone à aimants permanents

Les moteurs à induction sont connus pour leur maturité technologique, fiabilité, robustesse, faible maintenance, faible coût de construction et pour leur capacité à fonctionner dans des environnements hostiles.

Pourtant, dans les applications de traction des véhicules électriques, ces moteurs présentent quelques inconvénients comme les pertes élevées, un contrôle complexe, un faible rendement, faible facteur de puissance et faible facteur d'utilisation de l'onduleur [40].

Les moteurs à reluctance possèdent des avantages bien définis : construction robuste, tolérances à fonctionnement dégradé, densité de puissance élevée, contrôle aisé, caractéristiques couple-vitesse intéressantes (faible inertie du rotor permettant un fonctionnement dans la région à puissance constante à une gamme de vitesse étendue).

Les principaux inconvénients de ce type de machine se résument par : la génération du bruit acoustique, les ondulations élevées du courant et du couple, la topologie spéciale du convertisseur. Tous ces points cités auparavant constituent un handicap pour les moteurs à reluctance dans le domaine des véhicules électriques.

Pour les applications embarquées, les moteurs synchrones à aimant permanent alimentés par un convertisseur ont un bon rendement énergétique [39] et un couple spécifique élevé avec une capacité de fonctionnement à puissance constante sur une gamme de vitesse étendue sans compromettre le classement en VA de l'onduleur. Ces moteurs sont connus aussi pour leur faible poids et volume. Par contre, quelques inconvénients existent comme le coût élevé des aimants, la démagnétisation des aimants permanents à température élevée, le coût élevé du processus de fabrication et les efforts supplémentaires menés pour contrôler le défluxage.

Des efforts particuliers seront menés pour améliorer la dissipation thermique des aimants installés au rotor. L'industrialisation, la fabrication en série de ces moteurs et le retour d'expérience aident à améliorer les points faibles évoqués précédemment surtout en ce qui concerne le coût et la qualité des aimants et la complexité du processus de fabrication (insertion/placement des aimants dans/sur le rotor).

Le Tableau I.6 montre les technologies de motorisation et les sources d'énergie de quelques véhicules électriques présents sur le marché.

Tableau I.6 : Technologies de motorisation et sources d'énergie des quelques véhicules électriques

Véhicule	Type du Véhicule	Photo	Type du Moteur	Puissance	Batterie	Tension / Autonomie
Smart Fortwo Electric	2 places		BLDC	55 kW	Li-ion 17.6 kWh	339 V 110 km
Fiat 500e (2014)	Mini-Compact		MSAP	82 kW	Li-ion 24 kWh	399 V 140 km
Toyota Scion IQ	Mini-Compact		MS	47 kW	Li-ion 16.6 kWh	270 V 85 km
Chevrolet Spark EV (2014)	Compact		MAS	104 kW	Li-ion	370 V 130 km
Ford Focus Electric	Compact		MSAP	107 kW	Li-ion 20 kWh	350 V 120 km
Mitsubishi i-MieV	Compact		BLDC	49 kW	Li-ion 14.5 kWh	330 V 122 km
Nissan Leaf	Moyenne		MSAP	80 kW	Li-ion 24 kWh	360 V 195 km
Tesla model S (2013)	Grande		MAS	238 kW à 401 kW	Li-ion 40kWh- 85 kWh	400 V 220 km - 420 km
Honda Fit EV	Wagon		BLDC	92 kW	Li-ion 20 kWh	330 V 130 km
Toyota RAV 4 (2014)	SUV		MAS	115 kW	Li-ion 41.8 kWh	386 V 160 km

I.1.7.c Les moteurs synchrones à aimant permanent pour la propulsion des véhicules électriques

En fonction de la position des aimants permanents, les PMSM peuvent être classifiés selon 3 catégories (Figure I.7):

- Les aimants permanents montés en surface (Surface Mounted PMSM), où les aimants permanents (Permanent Magnet - PM) sont collés sur la surface externe du rotor cylindrique, et magnétisant selon la direction radiale.
- Les aimants permanents insérés au rotor (inset PMSM) où les aimants sont placés dans les fentes ou les rainures radiaux coupés sur la surface du rotor.

➤ Les aimants permanents intégrés (enterrés, ou internes) dans le rotor (interior PMSM, IPMSM), c'est-à-dire qu'ils sont localisés à l'intérieur du rotor.

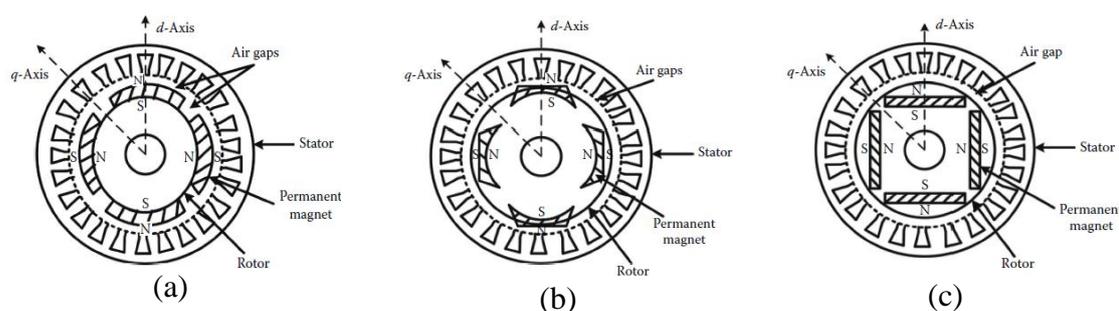


Figure I.7 : Machine synchrone à aimants a) montés en surface, b) insérés au rotor et c) intégrés dans le rotor [41]

L'inconvénient majeur des moteurs à aimants montés en surface est la valeur de l'inductance des enroulements statoriques, amenant à une valeur très élevée du courant de démagnétisation. Puisque les aimants doivent être localisés sur la surface courbée du rotor, leurs formes causent des problèmes supplémentaires et des surcoûts lors de fabrication.

La topologie des moteurs à aimants insérés augmente la saillance du rotor, avec une inductance en quadrature (axe q) un peu plus élevée que l'inductance selon l'axe direct d ($L_q > L_d$). Pourtant, la composante du couple de reluctance reste toujours faible.

Pour les machines à aimants permanents intérieurs ou enterrés (Interior Permanent Magnet Synchronous Motor - IPMSM) dans les cavités du fer laminé rotorique, ceci assure une surface du rotor lisse, une construction du rotor robuste appropriée pour les vitesses élevées (avec une opération silencieuse et des performances dynamiques meilleures) ainsi qu'un bon support mécanique pour les aimants, les protégeant ainsi des dommages physiques et de la démagnétisation.

Dans un moteur IPMSM, l'inductance L_q sera donc plus grande que L_d . Le couple sera donc la somme du couple à mutuelle induction et du couple à reluctance, qui est donc un avantage important. La Figure I.8 montre le rotor du moteur PMSM de la Nissan Leaf.



Figure I.8 : Rotor du moteur PMSM installé dans une Nissan Leaf [42]

I.1.8 Les Moteur-roues

1.1.8.a Introduction

Afin de répondre à des états imprévisibles de dysfonctionnements dans les systèmes motopropulseurs, des méthodes de diagnostic des défauts [43], [44] et des méthodes de contrôle en mode dégradé [45] ont été étudiées et proposées. Par exemple, on pourra prévoir un dysfonctionnement d'un capteur de vitesse, de courant ou de position,... Des méthodes de contrôle et de surveillance ont été investigués du côté des sources d'énergie et des convertisseurs DC/DC associés [46], [47].

Cependant, ces approches ne peuvent pas faire face à des arrêts soudains et imprévisibles des véhicules dus à des échecs totaux des éléments. Il sera donc impossible pour le système de propulsion de générer une force de traction. Pour éviter ces situations, il faut aussi travailler sur l'arrangement des moteurs tout en assurant des performances de traction et de freinage sous différentes conditions de conduite [48].

L'utilisation de la puissance électrique permet d'avoir plusieurs configurations de transmission de puissance, comme les véhicules à traction avant, à traction arrière ou bien les véhicules à traction avant et arrière. Comme le montre la Figure I.9, chaque topologie possède ses propres avantages et inconvénients en termes de performance, sécurité, fiabilité et coût. Le convertisseur associé à la machine et la batterie peuvent aussi avoir plusieurs structures. On peut travailler sur une structure centralisée ou bien chaque moteur peut avoir sa propre structure modulaire.

En prenant en compte la sécurité, la configuration multi-moteurs peut assurer une certaine redondance pour la fiabilité du véhicule. Cette solution permettra aussi le partage de la puissance entre les différents moteurs, réduisant ainsi les contraintes en puissance de chaque moteur et de son convertisseur associé ce qui peut être préférable en termes d'intégration et de modularité [49].

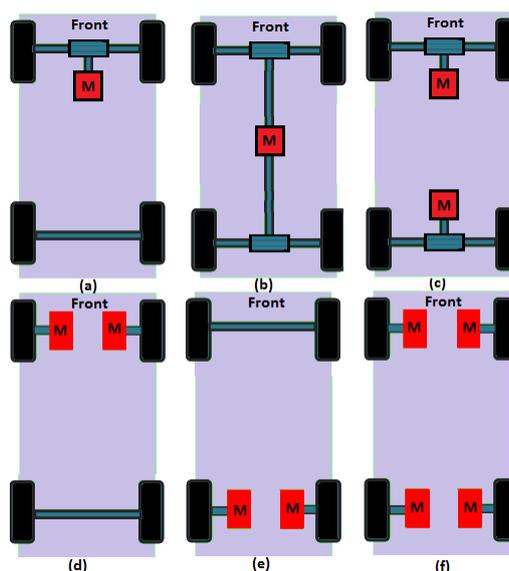


Figure I.9 : Différents arrangements des systèmes motopropulseurs proposés. (a) Traction avant ou arrière entraînée par un moteur (b) Quatre roues entraînées par un moteur (c) Traction avant et traction arrière entraînée chacune par un moteur (d) Traction avant par deux moteurs-roues (e) Traction arrière par deux moteurs-roues (f) Véhicule propulsé par 4 moteur-roues

Concernant notre sujet de recherche, nos efforts concernent le freinage régénératif d'un véhicule électrique entraîné par deux moteur-roues avant. Nos analyses comportent les grandeurs de

puissance, les grandeurs électriques, mécaniques, cinématiques et dynamiques de l'ensemble des modules physiques impliquées dans la chaîne de propulsion du véhicule électrique.

1.1.8.b Défis des véhicules électriques à moteur-roues

Malgré les avancées technologiques que ce soit dans le domaine des sources d'énergie, des moteurs électriques, des convertisseurs de puissance, des contrôle-commandes associés,... le grand défi de l'industrialisation des véhicules électriques à moteur-roues est, en grande partie, de nature économique.

Malgré leur aspect prometteur, les roues motorisées de différents constructeurs n'ont toujours pas franchi le cap des prototypes (Sequel de General Motors 2005, Mini QED de Protean Electric 2006, Citroën C-Métisse à moteur-roues développés par TM4, Heuliez WILL motorisés par l'Active Wheel de Michelin, etc.).

Michelin a arrêté les activités de recherches sur l'Active Wheel (roue motorisée à suspension dynamique active), le prix de vente étant toujours élevé. Autre raison cachée, ce projet a posé une question d'identité pour Michelin qui a donc décidé de recentrer son développement sur les pneumatiques.

Le Tableau I.7 présente quelques véhicules à technologies moteur-roues.

Tableau I.7 : Exemples des véhicules électriques à moteur-roues

Véhicule	Nombre des Moteur-roues	Photo	Puissance moteur (kW)	Puissance Totale (kW)	Poids Total (kg)	Batterie	Autonomie (Km)	Vitesse Maximale (km/h)
WEEZ - EON	4		1	4	295	Li-ion LiFePO4	60	45
MOOVILLE	4 30kg/moteur		10	40		Plomb	80-100	90
Opel Agila (Heuliez)	2 43 kg/moteur Michelin Active Wheel		30	60		Li-ion	150/300/ 400	140
Venturi (Volage)	4 Michelin Active Wheel		55	220	1075	Li-ion polymère	320	150

I.2 Commande des moteurs de traction

Récemment, le moteur synchrone à aimant permanent intérieur (IPMSM) [50] est devenu de plus en plus attractif dans le domaine des véhicules électriques grâce à son rendement élevé, densité de puissance élevée, rapport couple/inertie élevé, grande plage de vitesse de rotation et à la baisse des prix des matériaux d'aimant permanent [51].

Afin d'obtenir les meilleures performances en traction/freinage, la stratégie de contrôle-commande devrait prendre en considération la caractéristique de saillance de ces types de moteurs

utilisant l'avantage du terme non linéaire présent dans l'expression du couple électromagnétique [52], [53].

Selon les objectifs, les stratégies de commande peuvent être utilisées pour obtenir une commande à facteur de puissance unitaire, une commande à rapport de couple par ampère maximal, une commande à pertes fer minimales, une commande à rendement maximal, une commande à puissance constante [54], [55], ou différentes stratégies de commande directe du couple [56], [57], [58]. Une étude comparative peut se trouver en [59].

La particularité de notre application est la nécessité d'assurer un couple de freinage maximale à vitesse élevée, lors d'une opération brusque. Or, en appliquant la méthode Couple Maximal par Courant ou Maximum Torque per Ampere (MTPA), on remarque que le couple décroît vers 0 une fois que l'on dépasse la vitesse de base du moteur [60]. Au-delà de la vitesse de base, une méthode de défluxage s'impose afin de générer plus de couple [61], [62]. En fonction des paramètres du moteur, le défluxage ne permet pas d'étaler la génération du couple longtemps, et le moteur verra à nouveau son couple décroître. Sous réserve d'avoir plus de couple, le fonctionnement de la machine sera limité par sa puissance et on entrera dans la région à puissance constante (ou Constant Power Région), [63].

Un autre aspect important pour notre application est celui d'être capable de produire le couple juste requis, non nécessairement maximal, pour les routes à faibles coefficients de friction. Cette référence de couple pourra être de valeur inférieure au couple maximal assuré, à la vitesse actuelle du moteur.

L'originalité de notre stratégie de commande est de pouvoir combiner les trois méthodes de contrôle-commande de la machine IPMSM mentionnées ci-dessus. Le passage d'une méthode à une autre se produit à des points de fonctionnement bien définis. Les équations quartiques de courant modélisant les opérations de la machine sur toute leur plage de vitesse ont aussi été élaborées. La stratégie de contrôle-commande définie prendrait en considération l'opération la plus critique du moteur (accélération/freinage extrême du véhicule) qui est limitée par les paramètres électriques et mécaniques et par les contraintes de courant/tension du système (par exemple de la tension du bus DC).

I.3 Etat de l'art sur les systèmes de stockage hybride d'énergie

I.3.1 Introduction

L'électrification des véhicules a commencé son évolution depuis 1950 (depuis l'introduction de l'autoradio). De nos jours, l'électrification constitue une partie importante du système (direction assisté, freinage électrique, climatiseur,...). Un aperçu de cet aspect a été présenté par [64]. Un véhicule électrique est un véhicule à propulsion électrique où la seule source d'énergie est une source électrique (batterie, piles à combustible, etc.).

Les systèmes de stockage d'énergie sont d'une importance critique pour les véhicules électriques, hybrides et hybrides rechargeables [65], [66]. La batterie constitue la source la plus largement utilisée. Cependant, pour les applications à traction électrique, la batterie nécessite d'avoir une densité de puissance élevée afin de répondre aux pointes de puissance lors de l'accélération ou le

freinage. En ajoutant les contraintes thermiques [67], de compacité, de longévité [68], d'équilibrage [69] et des opérations fréquentes de charge et de décharge, il est crucial de supporter la batterie par une source secondaire qui aura pour rôle de prendre le relais pour l'alimentation de la charge lors des opérations à haute puissance. Les convertisseurs à base d'électronique de puissance joueront le rôle d'interface entre les sources d'énergie primaire et secondaire et le bus DC.

L'utilisation d'un système de stockage d'énergie hybride (HESS) pour les véhicules électriques, les véhicules hybrides électriques et les véhicules hybrides électriques rechargeables au lieu d'une seule source de stockage simple est un élément essentiel pour prendre en compte les avantages de chaque élément de stockage [70], [71], [72], [73].

I.3.2 Différentes configurations de systèmes de stockage d'énergie hybrides

Dans la configuration parallèle à absence de convertisseurs (Figure I.10) [74], l'UC agit essentiellement comme un filtre passe-bas ($V_{\text{Batt}} = V_{\text{UC}} = V_{\text{BUS}}$) et non pas comme une source d'énergie effective.

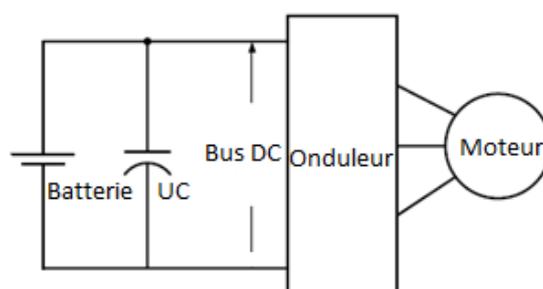


Figure I.10 : Configuration Parallèle d'une HESS

Dans la configuration batterie/UC (Figure I.11) [75], la tension de la batterie peut être maintenue à une tension supérieure ou plus faible que celle de l'ultracapacité, directement connectée au bus DC, jouant aussi le rôle d'un filtre passe-bas.

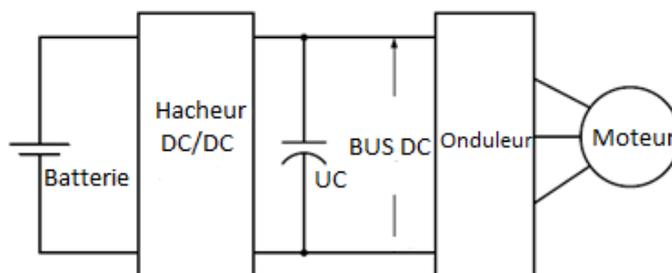


Figure I.11: Configuration Batterie / UC

Pour cette topologie, une stratégie de contrôle doit être élaborée pour permettre à la tension de DC bus de varier dans un intervalle pour que les performances énergétiques de l'ultracapacité soient utilisées plus efficacement.

La configuration UC/Batterie est la configuration la plus étudiée, Figure I.12, [76]. Les principaux avantages de cette configuration sont une utilisation effective de l'UC grâce à son large intervalle

de la tension, une tension nominale de l'UC plus faible que celle du bus DC (dimension de l'UC optimisée), une batterie directement connectée au bus DC permettant ainsi une tension quasi-constante aux bornes de l'onduleur. Par contre, le convertisseur bidirectionnel DC/DC doit être dimensionné pour supporter la totalité de la puissance lors du freinage et de l'accélération.

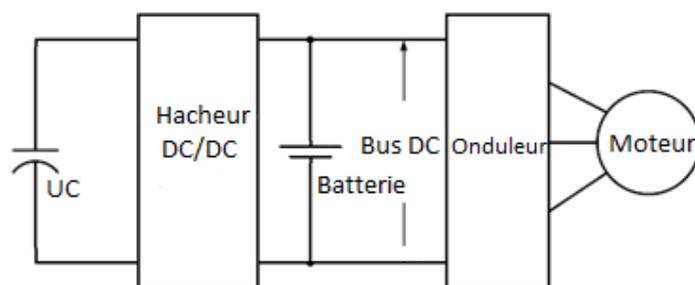


Figure I.12 : Configuration UC/Batterie

La configuration en cascade [74] (Figure I.13) utilise deux convertisseurs. Des contraintes de coût, de compacité et de complexité de contrôle s'élèvent. Pour faciliter le contrôle de ce type de système, cette configuration est remplacée par un HESS à convertisseurs multiples [77], Figure I.14. Par contre, les problèmes de compacité et de coût persistent. Les deux convertisseurs doivent être dimensionnés afin de véhiculer la totalité de la puissance de freinage et d'accélération.

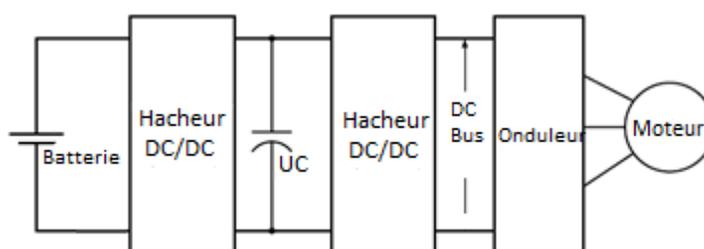


Figure I.13 : Configuration Cascade

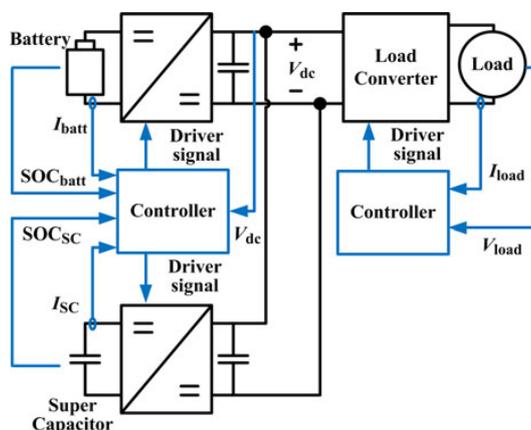


Figure I.14: Configuration HESS à convertisseurs multiples [77]

I.3.3 Système de stockage hybride proposé pour l'application

Le HESS considéré est composé d'une batterie Li-Ion présentée comme la principale source d'électricité, et une ultracapacité impliquée dans le freinage et l'accélération (Figure I.15). Le but d'utiliser une ultracapacité est de prolonger la durée de vie de la batterie et de réduire les contraintes électriques surtout lors d'un freinage brusque.

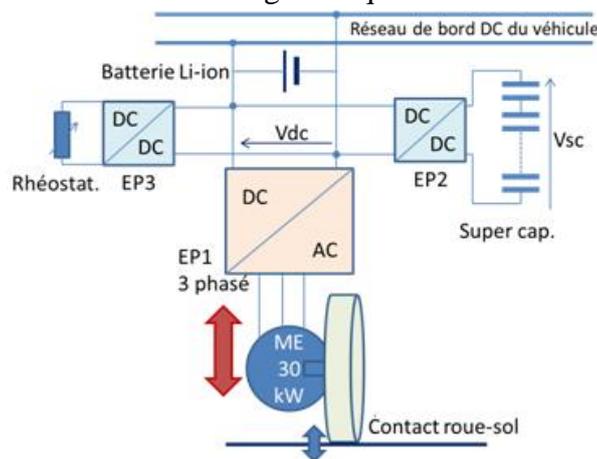


Figure I.15: Structure de HESS proposée dans le cadre de notre étude

Les critères de choix ont été principalement basés sur une utilisation effective de l'énergie stockée dans l'UC (stratégie de contrôle de la tension aux bornes de l'UC), une protection de la batterie contre les surintensités, la taille et le coût du système de stockage.

I.3.4 Stratégie de récupération

Dans des conditions de freinage extrêmes, la quantité d'énergie cinétique emmagasinée dans la dynamique du véhicule doit être transférée (ou convertie) à une autre forme d'énergie, et ce, pour une période de temps minimal tout en respectant les performances de freinage de la régulation ECE [78], nécessitant ainsi un flux de puissance élevé. Cette énergie sera dissipée sous forme de friction d'énergie (chaleur) dans les roues arrière et avant mais aussi récupérée sous forme d'énergie électrique dans les roues avant (système de freinage hybride). En fonction de la force de freinage des roues avant, la force appliquée en priorité sera électrique, ce qui signifie que la force mécanique est la différence entre la force de freinage voulue et la force électrique maximale pouvant être délivrée par les moteurs électriques, à une certaine vitesse donnée. Dans ce cas, le HESS sera fortement sollicité.

L'énergie électrique doit être, en priorité, récupérée par l'élément de stockage de haute densité de puissance, l'ultracapacité. La puissance transmise est limitée à 60 kW, égale à la puissance totale des deux moteurs électriques de 30 kW. L'intervention de la batterie survient seulement après que l'UC est complètement chargée. Cependant, dans des conditions de freinage extrêmes, un hacheur DC contrôlé et relié à une résistance de freinage réduit l'effet des signaux électriques transitoires élevés situés sur le bus DC et protège ainsi la batterie des courants excessifs et des surtensions, tout en assurant une capacité maximale de freinage.

Certains auteurs utilisent un simple convertisseur abaisseur-élevateur (buck-boost) pour récupérer l'énergie lors du freinage mais sans pour autant réguler la tension de l'UC [79]. D'autres ont proposé d'utiliser simplement un HESS passif où l'UC est connectée directement en parallèle à la

batterie [80]. Dans ce cas, l'UC ne sera pas utilisée de manière efficace puisque la variation de tension sera réduite. Cependant, un HESS actif contrôlé peut récupérer une quantité d'énergie plus importante des moteurs électriques prenant avantage de la présence du convertisseur DC/DC assurant une grande variation de la gamme de tension [70], [81].

La stratégie de la gestion de l'énergie de l'HESS peut être considérée en utilisant des correcteurs basés sur la logique floue [82], [83], [84] ou en transformant le problème en un problème d'optimisation convexe, par exemple, en minimisant l'amplitude et la variation de la puissance et des pertes de la batterie [85], ou de proposer des équations linéaires qui fournissent des valeurs de référence pour la puissance HESS tout en satisfaisant des conditions limites [86].

D'autres topologies et stratégies de répartition de la puissance peuvent être trouvées dans [87] et appliquées à un véhicule électrique. L'effet de freinage par récupération sur la consommation d'énergie globale d'un système de garage électrique (Electric Taxiing System, ETS), et intégré dans le train d'atterrissage principal d'un avion de taille moyenne a également été étudié par [88]. Les résultats montrent que le freinage par récupération peut potentiellement permettre une réduction de la consommation globale d'énergie électrique au sol de 15 % en moyenne lors du stationnement de l'avion.

Notre contribution consiste dans la conception de la synthèse appropriée des correcteurs du HESS afin d'être intégré dans un système plus global qui comprend le modèle du véhicule et d'autres modules fonctionnels qui seront ultérieurement définis. L'étude sera consacrée exclusivement à la récupération en freinage sévère tout en contrôlant et en vérifiant les signaux transitoires électriques élaborés dans le HESS au cours de ces conditions extrêmes, et selon les différents correcteurs conçus et aussi pour différents types de routes. Les conditions de freinage extrêmes correspondent aux forces de freinage maximales qui pourraient être appliquées au véhicule pour un certain type de route tout en assurant sa stabilité et sa manœuvrabilité, et en évitant le blocage des roues.

I.4 Les méthodes de freinage

I.4.1 Introduction

Plusieurs travaux de recherche proposent une commande de freinage régénérative et une étude de la stabilité du véhicule. Les auteurs de [89] ont utilisé un contrôleur PID avec un guidage des roues arrière conçu pour améliorer la stabilité et la manœuvrabilité du véhicule. Le système ABS développé a montré une réduction de la distance d'arrêt et une augmentation de la stabilité latérale et longitudinale. Pour avoir plus de robustesse, [90] utilise un algorithme de contrôle basé sur un correcteur PID non linéaire. Cette méthode montre une meilleure performance qu'un PID classique. Des contrôleurs PID pour le coefficient de glissement peuvent se trouver dans [91]. Des commandes plus avancées se trouvent dans [92] pour l'utilisation de la logique floue, [93] pour l'utilisation de la commande adaptative, [94] pour l'utilisation d'une commande non linéaire basée sur un modèle prédictive et finalement [95] pour une analyse plus générale du freinage hybride. Il existe aussi des stratégies de conception du contrôle/commande comme la méthode de commande dans le plan de phase pour le bus électrique dans [96], ou le modèle des mini-fourgonnettes à traction arrière dans [97]. La variable de commande considérée

est le coefficient de glissement des roues en essayant d'éviter le dérapage des roues lors du freinage et le patinage lors de l'accélération. Plusieurs méthodes de commande sur la théorie de Lyapunov combinée avec la commande prédictive optimale peuvent être trouvées dans [98] et [99].

Pour effectuer notre freinage récupératif, on va se baser sur la réglementation de la Commission Economique pour l'Europe de l'Organisation des Nations Unies No.13 harmonisé (ECE/UN R13H). D'autres propositions de stratégies de freinage coopératives mécaniques / électriques, basées sur les conditions de ECE et vues sous différentes perspectives, peuvent être trouvées, par exemple, dans [100] et [101] pour le système de freinage à récupération arrière pour un véhicule à trois roues, [102] pour un bus hybride, [103] pour l'introduction d'un nouveau type de système de frein-par-fils (brake-by-wire) appelé frein électro-hydraulique à entraînement direct et [104] pour la conception d'un système pour éviter les collisions contrôle (mouvement longitudinal). Toutes ces stratégies sont basées sur les contraintes de la réglementation ECE, chacune répondant à des exigences spéciales distinctes en termes de type de véhicule et des conditions de travail.

Nos travaux seront spécifiques pour un véhicule équipé d'un système de freinage purement mécanique pour les roues arrière et d'un système hybride de freinage mécanique / électrique pour les roues avant afin de bénéficier des avantages du transfert de charge lors du freinage. La Figure I.16 illustre les actionneurs du véhicule et des composants du système de stockage d'énergie hybride.

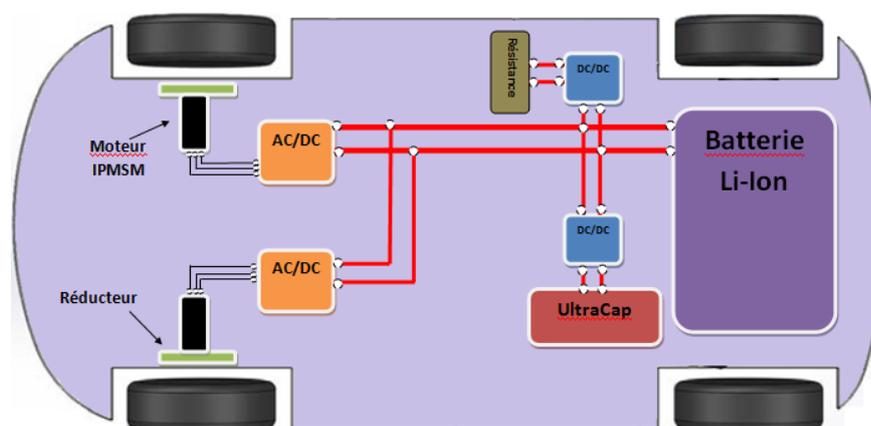


Figure I.16: Schéma des éléments de puissance du véhicule électrique proposé

I.4.2 Méthode de freinage proposée

Nous allons proposer une nouvelle méthode de commande basée sur les règles d'inégalité citées dans la réglementation ECE R13H pour les véhicules routiers de catégorie M1 (véhicules utilisés pour le transport de passagers et ne comprenant pas plus de huit places assises, outre le siège du conducteur). Un système de freinage antiblocage (ABS) sera aussi intégré. Pour permettre une récupération maximale, les roues avant seront sollicitées bien plus que les roues arrière à condition de respecter les contraintes électriques des différents convertisseurs (statiques

et dynamiques) et éléments de stockage, et de s'assurer de la stabilité du véhicule en se conformant à la réglementation ECE R13H selon les différents types de route.

Une comparaison sera assurée entre deux méthodes de freinage régénératif, la commande par mode de glissement traitée dans [105], [106], [107] et notre commande basée sur la réglementation ECE R13H. La discussion va porter sur les critères de comparaison en termes de stabilité du véhicule, de taux de récupération ainsi que d'autres grandeurs significatives selon plusieurs types et conditions de surfaces de route tout en respectant les directives, règlements et contraintes, et en préservant la sécurité et la maniabilité du véhicule.

I.5 Utilisation des volants d'inertie dans les systèmes de stockage d'énergie hybrides

Connus comme une technologie ancienne, les volants d'inertie, éléments de stockage d'énergie cinétique, sont bien adaptés pour les applications de haute puissance, ce qui les rend proches des ultracapacités (densité de puissance élevée, profondeur de décharge). Outre sa puissance spécifique, le système à volant d'inertie (Flywheel Energy Storage : FES) se caractérise par sa durée de vie importante, son volume et son poids relativement réduits, son empreinte écologique et sa sensibilité à la température. Dans les applications automobiles, Jaguar XF (à partir de 2011) et Volvo S60 ont utilisé le volant mécanique, tandis que la Porsche 911 GT3 R a utilisé un volant électrique. Cependant, à grande vitesse, son principal inconvénient est lié aux problèmes de sécurité, en particulier pour les systèmes embarqués [108]. En effet, le doublement de la vitesse de rotation produira quatre fois la force centrifuge

Avec les progrès de la commande numérique des moteurs, des machines électriques à haute densité de puissance, des systèmes à paliers magnétiques et de la recherche effectuée sur les matériaux à haute résistance à la traction, le volant devient de nouveau une technologie potentielle pour être utilisée dans les systèmes de transport [109], [110].

Une présentation générale des technologies de stockage de l'énergie se trouve dans [111], [112], [113] et [114]. Divers aspects tels que l'évolution historique des systèmes de stockage d'énergie sont abordés dans [112], ainsi que les caractéristiques techniques et l'interaction entre les applications de réseaux intelligents et des micro-réseaux. Pour l'application automobile, les auteurs dans [115] effectuent une revue sur les volants d'inertie utilisés dans les véhicules. Des comparaisons généralisées avec les UC sont également traitées en termes de puissance, de capacité énergétique, d'énergie spécifique, de puissance spécifique, de poids du système et de coût. Les spécifications ont été prises des fabricants directement. La comparaison s'effectue sous la forme d'une comparaison "apple to apple", sans applications particulières. Dans cette référence, une liste des groupes de recherche et des fabricants de volants d'inertie sont également répertoriés selon leurs champs d'intérêt.

Une gestion optimale de l'énergie pour une batterie assistée par un volant d'inertie pour un VE est proposée dans [116], [117]. Le volant d'inertie est couplé à une ligne d'entraînement d'une transmission variable continue (CVT). Les résultats montrent une réduction potentielle de la consommation d'énergie dans les cycles extra-urbains et routiers, tout en réduisant les pics de charge des batteries pendant les cycles. De même dans [118], la stratégie de gestion de l'énergie

d'un véhicule hybride est réalisée. La stratégie est basée sur des règles de logique floue optimisant la distribution de couple entre le moteur à combustion interne (ICE) et l'alternateur-démarrateur (Integrated Starter Generator - ISG) entraîné par le volant d'inertie et le vilebrequin de l'ICE. Les simulations indiquent une réduction de la consommation de carburant du véhicule. La stratégie de gestion d'énergie à base de logique floue T-S est également utilisée par [119] en tenant compte des économies effectuées lors de la récupération d'un tramway embarqué. La discussion a aussi porté sur la rentabilité du système de stockage d'énergie (ESS) à base d'ultracapacité. Les ultracapacités utilisées dans les systèmes urbains de traction ferroviaire, pour application de récupération, sont traitées en [120]. [121] présente les développements et les applications des dispositifs de stockage d'énergie (batterie, volant d'inertie, UC et HES) utilisés dans les lignes ferroviaires électrifiées, y compris les métros, les trains et les tramways.

Une analyse globale de la technologie du système de stockage d'énergie du volant d'inertie peut être trouvée dans [122]. Les auteurs présentent également l'interface électronique de puissance utilisée dans les applications du volant d'inertie. Le freinage régénératif est présenté dans [123]. La caractérisation du volant d'inertie à l'aide d'une simulation moyenne est décrite dans [124].

Un moteur à réluctance commutée (SRM) pour volant d'inertie ayant une capacité énergétique de 280 kJ (60 krpm, 60 kW de pointe) installé dans un prototype de voiture Bio-Deisel est conçu dans [125]. À l'heure actuelle, les limites de la mise en œuvre des volants d'inertie dans les véhicules sont en partie techniques (exigences de sécurité), mais aussi économiques. Ces problèmes ont empêché son utilisation à grande échelle dans les véhicules. Les auteurs de [126] ont présenté une conception d'un volant d'inertie avec une capacité de 200 Wh. La conception était axée sur l'utilisation de composants disponibles dans le commerce. L'équipe de recherche de l'Université de Heilbronn [127] a testé une voiture électrique de 26 kW alimentée par batterie de 13 kWh pour 11 000 km. Par simulation, une approche par volant d'inertie a été introduite pour étudier l'extension du trajet.

Pour des raisons de stockage d'énergie, les matériaux avec des résistances plus élevées et des densités plus faibles permettant au volant d'inertie de tourner plus rapidement sont souhaitables. De plus amples efforts ont été faits pour développer des matériaux composites avec des résistances à la traction spécifiques plus élevées conduisant à des rotors plus forts et une capacité de stockage d'énergie croissante [128], [129].

Dans [130], une modélisation physique et techno-économique exhaustive du système à volant d'inertie (Flywheel Energy Storage System - FESS) est présentée. Le modèle se compose d'un volant d'inertie, d'une machine synchrone à aimant permanent et d'un convertisseur de puissance. Une optimisation économique est effectuée sur un profil de navire à courte portée. La comparaison a été faite en utilisant trois types de matériaux pour le volant. De même, dans [131], le choix est fait pour des supercapacités, en tant que source primaire, pour une recharge par trajet, d'un navire électrique. Les auteurs ont conclu que la solution la moins chère est celle du volant d'inertie. Mais elle n'est pas prête à être installée dans un navire électrique pour des raisons d'intégration.

Le document [132] compare les volants d'inertie à grande vitesse (avec CVT / transmission à embrayage), les ultracapacités, et les batteries en tant que élément de stockage

d'énergie secondaire dans un véhicule électrique hybride (VEH) à pile à combustible en termes de coût et économie de carburant. Ces éléments de stockage secondaires ont pour rôle de faire face aux charges transitoires. La pile à combustible doit uniquement fournir la puissance moyenne. Les résultats ont montré que lorsque le coût et l'économie de carburant ont été pris en considération, les volants d'inertie sont compétitifs avec les batteries et ultracapacités. Les auteurs dans [133] présentent une étude comparative pour déterminer la combinaison optimale du HESS utilisé sur un système électrique à bord de navire afin d'optimiser les fluctuations de tension et de fréquence causées par la connexion de charges pulsées sur les côtés AC et DC du système. Différentes interfaces du convertisseur de puissance qui peuvent être utilisées pour les systèmes de stockage d'énergie électromécaniques sont disponibles sur [134].

Une étude comparative générale pour les applications à haute puissance, y compris les batteries Li-Ion, les supercapacités, les volants d'inertie et le stockage d'énergie magnétique supraconducteur est discutée dans [135], en termes de puissance, d'énergie, de coût, de durée de vie et de performance. Les auteurs de [136] traitent le problème du dimensionnement de la batterie Li-Ion et de l'UC, ainsi que le degré d'hybridation entre la puissance de l'UC et la puissance de la batterie pour un VEH rechargeable. Le travail a été axé sur la résolution d'un problème d'optimisation afin de minimiser la consommation de carburant.

Les travaux de recherche antérieures n'ont pas fourni une comparaison directe entre les volants d'inertie à grande vitesse et les ultracapacités fonctionnant comme un stockage d'énergie secondaire pendant les opérations de freinage régénératif et de démarrage extrêmes sur différents types de routes d'un véhicule électrique à deux roues motrices avant. Le Chapitre V vise à étudier et à analyser cette comparaison à l'aide du logiciel Matlab / Simulink®.

I.6 Besoins en logiciel

Au début de notre étude, nous avons dressé les besoins en logiciels de nos travaux de recherche. Il s'agit d'un système à domaine multi-physiques et multi-échelle de temps. Nous devons considérer les éléments de stockage, la chaîne de conversion à base d'électronique de puissance (Hacheurs + Onduleurs) avec les systèmes de commande relatifs, la chaîne de conversion électromécanique (Machines synchrones) avec les systèmes de commande associés, le contact pneu/roues et la dynamique du véhicule. La Figure I.17 montre les ordres de grandeurs des différentes constantes de temps très variables, des phénomènes physiques (électriques, mécaniques ou même thermiques...).

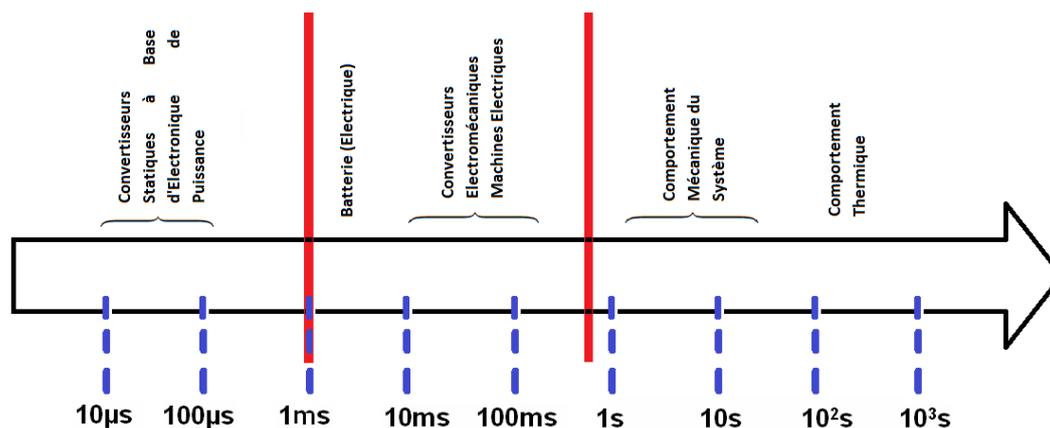


Figure I.17: Les constantes de temps de différentes grandeurs physiques

Nous avons un choix à faire entre 3 solutions logiciels/matériels : Matlab/Simulink, LMS Imagine.Lab Amesim ou une plateforme Hardware in the Loop (HIL). Le Tableau I.8 dresse les avantages et les inconvénients pour chaque solution:

Tableau I.8 : Comparaison entre différents logiciels et matériels de simulation

Matlab/Simulink	
Points Forts	Points Faibles
Logiciel de référence pour la simulation/modélisation des systèmes	Nécessité d'une connaissance en mathématique, physique
Documentation abondante	Nécessité d'une expertise en programmation
Logiciel connu	
Logiciel disponible	
AMESim	
Points Forts	Points Faibles
Possible intégration avec Simulink par cosimulation (S-function)	Modification des équations des modèles limitée
Utilisation des modèles prédéfinis, pas besoin d'écrire une ligne de code.	Réservation d'un temps pour la formation sur le logiciel
	Coût (logiciel non disponible)
HIL	
Points Forts	Points Faibles
Possibilité d'utilisation dans l'environnement Matlab/Simulink	Coût
Dynamique du véhicule à degrés de liberté élevés	Réservation d'un temps pour la formation sur le système

Le logiciel finalement choisi a été Matlab/Simulink® [137]. Son utilisation nécessitait une connaissance des équations et modèles physiques des différents systèmes. Ceci rend le développement plus complexe et le temps de calcul plus long (tout spécialement lors de l'intégration des différents modèles), en contrepartie un large temps de développement a été rendu disponible puisque les systèmes sont modélisés à partir de leurs équations primitives. Ceci nous a permis, en fait, d'afficher les différentes grandeurs mécaniques, dynamiques, électriques,... du système et d'analyser les différents signaux de commande pour aboutir à des commandes

optimales des différents systèmes. L'orientation de nos recherches vers la récupération de l'énergie lors du freinage n'exige pas d'avoir un modèle dynamique du véhicule à degrés de liberté élevés.

LMS Imagine.Lab Amesim est un logiciel de simulation pour la modélisation et l'analyse de systèmes multi-domaines. Le logiciel possède un modèle de châssis du véhicule à 15 degrés de liberté incluant le modèle de suspension (ressort, amortissement, barres anti-dévers, etc...). La documentation disponible en ligne n'est pas abondante et ne permet pas d'avoir des résultats conclusifs sur le choix du logiciel. Le logiciel possède une riche bibliothèque de modèles prédéfinis relatifs à plusieurs domaines. Le modèle du véhicule peut même être importé depuis Simulink comme une S-Function pour analyser les différentes stratégies de freinage du véhicule [139], [140], [141].

Pour une modélisation plus poussée, une simulation Hardware-in-the-Loop (HIL) s'impose. Les simulateurs sont composés de processeurs multi-cœurs et cartes FPGA afin de maximiser la fidélité de la simulation multi-domaine et des études de systèmes complexes. Plusieurs systèmes se trouvent sur le marché comme par exemple : OPAL-RT, xPC Target de Mathworks [142], dSpace [143], [144] ou encore CompactRio de National Instruments [145]. Comme exemple, Automotive Simulation Model (ASM) de dSpace, un modèle ouvert développé dans l'environnement Matlab/Simulink, peut être utilisé hors ligne ou bien lors des tests des plateformes HIL en ligne en temps réel. Dans ASM, les caractéristiques physiques du véhicule sont représentées par un système multi-carrosserie à 24 degrés de liberté [146].

Pour tout développement ultérieur des travaux de recherche, l'utilisation d'un matériel permettant une simulation en temps réel doit être envisageable. En effet, les simulations ont été effectuées sur un Notebook HP ayant un processeur Intel(R) Core (TM) i7-2630 QM CPU @ 2.00 GHz et une mémoire RAM de 8 Go. Chaque simulation prend un temps de l'ordre d'un à trois jours. Nos onduleurs ont été modélisés, dans tous les cas, par des gains unitaires. Dans ce cas, la tension appliquée aux bornes des moteurs est égale au niveau de tension appliqué par la sortie des régulateurs de courants. C'est un modèle bien adapté si on décide de ne pas étudier et analyser les effets harmoniques de la méthode MLI choisie sur le système. Ce modèle simplifié est utilisé pour évaluer la méthodologie de contrôle et les performances attendues du système [147].

On a pu réaliser des simulations en intégrant les onduleurs des moteurs de traction (et du volant d'inertie) avec leurs commandes MLI vectorielle (SVPWM), [148], [149], [150], sur des temps de l'ordre de 200 ms. Les résultats obtenus étaient en concordance avec les résultats obtenus sans intégration de la commande MLI vectorielle (Annexe A).

I.7 Conclusion

Nos travaux de thèse consistent en la simulation d'un véhicule électrique entraîné par deux roues motrices avant. Cette simulation nécessite le choix des éléments énergétiques à modéliser tels que les sources d'énergie et les moteurs électriques de traction. Notre système sera constitué d'une batterie Li-Ion comme source de stockage primaire. Par ailleurs, nous aurons recours à une ultracapacité pour effectuer la récupération lors des freinages brusques à cause de différents phénomènes dégradants qui risquent d'affecter la batterie durant un fonctionnement à contraintes d'exploitation élevées.

Ce chapitre préliminaire nous a permis de décrire le contexte du projet. Nous avons commencé par un bref historique sur les véhicules en général. Nous avons ensuite parlé de l'émergence du véhicule électrique grâce aux différents facteurs technologiques, économiques, environnementaux et stratégiques. Nous nous sommes intéressés aux facteurs technologiques.

On a parlé de l'aspect prometteur des véhicules à roues motorisées sans oublier aussi de traiter l'aspect de coût de ces véhicules qui demeure un facteur clé de ralentissement pouvant introduire ce type de véhicule sur le marché.

L'état de l'art du domaine a été aussi présenté, étayé par une recherche bibliographique exhaustive. Nous nous sommes efforcés, à chaque partie, de nous situer par rapport à l'existant en ayant le souci de montrer l'originalité apportée pour chaque module.

Dans le Chapitre II suivant, la stratégie de commande adoptée des moteurs de traction sera détaillée. La nouvelle méthode proposée permettra d'avoir un couple dans une plage de vitesse étendue, une condition nécessaire pour une récupération à haute vitesse lors du freinage. Elle sera capable aussi d'assurer le couple défini en fonction de l'état de la route, pas nécessairement maximale (pour les routes à faible adhérence).

Chapitre II : Stratégie de commande des moteurs IPMSM pour une traction et un freinage régénératif optimaux

Résumé

Dans ce chapitre, nous présentons une méthode de commande d'un moteur synchrone à aimant permanent intérieur (IPMSM) lors d'une traction ou d'un freinage régénératif d'un véhicule électrique. Pour pouvoir imposer un couple à vitesse élevée, le moteur doit être défluxé en injectant un courant négatif suivant l'axe d. Plusieurs méthodes de génération de courant de référence seront décrites en fonction de la vitesse de fonctionnement, du couple de référence, et des contraintes de tension et de courant. Les caractéristiques couple/vitesse de la machine seront décomposées en 5 zones de fonctionnement délimitées par 3 méthodes de contrôle-commande : Maximum Torque per Ampere (MTPA), Voltage Current Limited Maximum Torque (VCLMT) et Constant Power Région (CPR)

II.1 Généralités

Les stratégies de contrôle-commande définies prendraient en considération l'opération la plus critique du moteur (accélération/freinage extrême du véhicule) qui est limitée par les paramètres électriques et mécaniques et par les contraintes de courant/tension du système (par exemple de la tension du bus DC). Le contrôle-commande devrait permettre une opération à un large intervalle de vitesse.

II.1.1 Modèle mathématique de l'IPMSM

Un IPMSM est modélisé par plusieurs équations analytiques [151]:

Equations magnétiques:

$$\Lambda_{sd} = \Lambda_m + L_{sd} \cdot i_{sd} \quad (\text{II.1})$$

$$\Lambda_{sq} = L_{sq} \cdot i_{sq} \quad (\text{II.2})$$

L_{sd} : inductance selon l'axe direction d, L_{sq} : inductance selon l'axe en quadrature q, i_{sd} : courant statorique selon l'axe d, i_{sq} : courant statorique selon l'axe q, Λ_{sd} : flux selon l'axe d, Λ_{sq} : flux selon l'axe q et Λ_m : flux de l'aimant permanent.

Equations électriques:

$$v_{sd} = R_s i_d + L_{sd} \frac{di_{sd}}{dt} - \omega_e L_{sq} \cdot i_{sq} \quad (\text{II.3})$$

$$v_{sq} = R_s i_{sq} + L_{sq} \frac{di_{sq}}{dt} + \omega_e (\Lambda_m + L_{sd} \cdot i_{sd}) \quad (\text{II.4})$$

v_{sd} : Tension appliquée selon l'axe d, v_{sq} : Tension appliquée selon l'axe q, ω_e : pulsation électrique, R_s : résistance des enroulements statorique.

Equation électromagnétique:

$$T_e = \frac{3}{2} p \Lambda_m i_{sq} + \frac{3}{2} p (L_{sd} - L_{sq}) i_{sd} i_{sq} \quad (\text{II.5})$$

T_e : couple électromagnétique, p : nombre de paires de pôles

Equation mécanique:

$$T_e - T_L - T_d - B \cdot \omega_{rm} = J \cdot \frac{d\omega_{rm}}{dt} \quad (\text{II.6})$$

T_L : couple de charge, T_d : couple de frottement sec, B : coefficient de frottement visqueux, J : moment d'inertie du système en rotation, $\omega_{rm} = \frac{\omega_e}{p}$: vitesse de rotation angulaire.

Pour notre étude, les paramètres de l'IPMSM utilisés pour la simulation peuvent être regroupés ci-dessous:

Tableau II.1 : Paramètres du moteur IPMSM

Paramètre	Symbole	Valeur
Résistance des enroulement statorique	R_s	0.45 [Ω]
Inductance selon l'axe d	L_{sd}	0.54 [mH]

Paramètre	Symbole	Valeur
Inductance selon l'axe q	L_{sq}	1.05 [mH]
Nombre de paires de pôles	p	3
Flux de l'aimant permanent	Λ_m	0.148 [Wb]
Moment d'inertie	J	0.3 [kg.m ²]
Puissance nominale	P	30 [kW]
Tension Composée	V_{sn}	230 [V]

II.1.2 Contraintes de fonctionnement

En négligeant les chutes de tension ohmique et inductive aux bornes des enroulements statoriques, on obtient les expressions suivantes:

$$i_s = \sqrt{i_{sd}^2 + i_{sq}^2} \leq I_{sn} \quad (\text{II.7})$$

$$\sqrt{(p\omega_{rm}L_{sq} \cdot i_{sq})^2 + p^2\omega_{rm}^2(\Lambda_m + L_{sd} \cdot i_{sd})^2} \leq V_{sn} \quad (\text{II.8})$$

I_{sn} : Valeur maximale du courant qui peut être absorbée/fournie par le moteur IPMSM. V_{sn} : Tension de sortie maximale de l'onduleur dépendant de la tension du bus DC à son entrée.

La première expression induit que le vecteur courant (i_{sd}, i_{sq}) doit être localisé à l'intérieur du cercle de rayon I_{sn} , alors que la deuxième expression représente l'ellipse de la limite de tension.

Dans tous les aspects, l'objectif principal sera de choisir le vecteur courant optimal produisant le couple de référence en tenant compte des contraintes ci-dessus.

On ajoutera que pour un couple donné T_e , la courbe $i_{sq}(i_{sd})$ montre une hyperbole (Figure II.1):

$$i_{sq} = \frac{T_e}{\frac{3}{2}p(\Lambda_m + (L_{sd} - L_{sq})i_{sd})} \quad (\text{II.9})$$

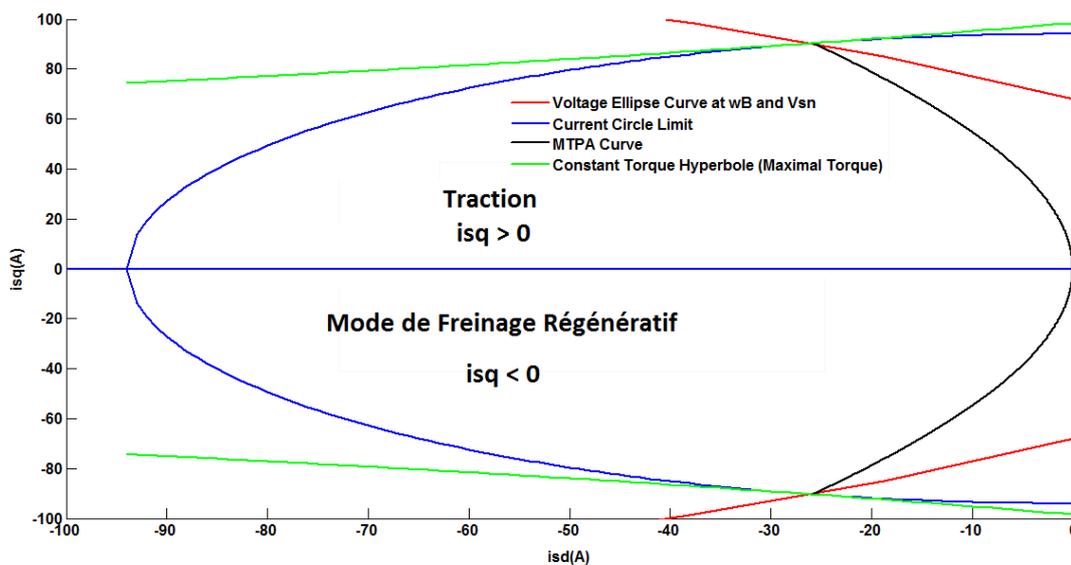


Figure II.1 : Lieu i_{sd}/i_{sq} pour les contraintes de courant, de tension et de couple

II.2 Méthodes de commande de couple

II.2.1 Maximum Torque per Ampere Control (MTPA)

Pour ce type de commande, on cherchera la valeur minimale du courant (pertes Joule minimales) qui pourra mener à un rapport maximal de couple par rapport au courant (MTPA) :

$$\frac{\partial T_e}{\partial i_{sd}}(i_{sd,MTPA}) = 0 \quad (\text{II.10})$$

Le lieu MTPA dans le plan (i_{sd}, i_{sq}) , montré dans la Figure II.1, est donné par :

$$i_{sd,MTPA} = \frac{\Lambda_m}{4(L_{sq} - L_{sd})} - \sqrt{\frac{\Lambda_m^2}{16(L_{sd} - L_{sq})^2} + \frac{i_s^2}{2}} \quad (\text{II.11})$$

$$i_{sq,MTPA} = \sqrt{i_s^2 - i_{sd}^2} \quad (\text{II.12})$$

Tant que le courant est plus faible que I_{sn} , le lieu se déplacera le long de la courbe MTPA. Une fois qu'on atteint le courant maximal (ainsi que la tension), le moteur atteint la vitesse de base ω_B définie par l'intersection du cercle limite de courant et l'ellipse limite de la tension. L'intersection est effectuée au point:

$$i_{sdmax} = \frac{\Lambda_m}{4(L_{sd} - L_{sq})} - \sqrt{\frac{\Lambda_m^2}{16(L_{sd} - L_{sq})^2} + \frac{I_{sn}^2}{2}} \quad (\text{II.13})$$

$$i_{sqmax} = \sqrt{I_{sn}^2 - i_{sdmax}^2} \quad (\text{II.14})$$

On donnera alors:

$$\omega_B = \frac{V_{sn}}{p \sqrt{(\Lambda_m + L_{sd} \cdot i_{sdmax})^2 + (L_{sq} \cdot i_{sqmax})^2}} \quad (\text{II.15})$$

Si on décide d'aller au-delà de la vitesse de base en utilisant toujours la stratégie de commande MTPA, le point de fonctionnement sera l'intersection de la nouvelle ellipse de tension avec la courbe MTPA. Ce point est défini par [152]:

$$i_{sdt} = \frac{L_{sq}^2 - 2L_{sq}L_{sd} + 2L_{sd}^2}{2(L_{sq} - L_{sd})(L_{sq}^2 + L_{sd}^2)} \Lambda_m - \sqrt{\frac{(L_{sq}^2 - 2L_{sq}L_{sd} + 2L_{sd}^2)^2}{4(L_{sq} - L_{sd})^2(L_{sq}^2 + L_{sd}^2)^2} \Lambda_m^2 + \frac{\left(\frac{V_{sn}}{p\omega_{rm}}\right)^2 - \Lambda_m^2}{L_{sq}^2 + L_{sd}^2}} \quad (\text{II.16})$$

$$i_{sqt} = \sqrt{i_{sdt}^2 - \frac{\Lambda_m}{(L_{sq} - L_{sd})} i_{sdt}} \quad (\text{II.17})$$

La vitesse maximale atteinte est donnée par:

$$\omega_{end,MTPA} = \frac{V_{sn}}{p\Lambda_m} \quad (\text{II.18})$$

A cette vitesse, le couple et la puissance tombent à zéro.

II.2.2 La commande VCLMT

Si on décide d'aller au-delà de la vitesse de base, la méthode de commande Voltage and Current Limited Maximum Torque (VCLMT) peut assurer plus de couple que la commande MTPA. Le lieu de la commande VCLMT est défini par le point d'intersection entre le cercle du courant maximale et l'ellipse de la tension à une vitesse donnée ω_{rm} fournissant ainsi le nouveau lieu VCLMT ($i_{sd,VCLMT}, i_{sq,VCLMT}$) dans le plan (i_{sd}, i_{sq}).

$$i_{sd,VCLMT} = \frac{-\Lambda_m L_{sd}}{L_{sd}^2 - L_{sq}^2} + \sqrt{\frac{(\Lambda_m L_{sd})^2 - (L_{sd}^2 - L_{sq}^2) \left(\Lambda_m^2 + L_{sq}^2 I_{sn}^2 - \left(\frac{V_{max}}{p \omega_{rm}} \right)^2 \right)}{L_{sd}^2 - L_{sq}^2}} \quad (II.19)$$

$$i_{sq,VCLMT} = \sqrt{I_{sn}^2 - i_{sd,VCLMT}^2} \quad (II.20)$$

Le couple pourra donc être étendu pour fournir plus de puissance. En gagnant plus de vitesse, le couple va décroître. Il sera nul à la vitesse $\omega_{end,VCLMT}$:

$$\omega_{end,VCLMT} = \frac{V_{sn}}{p \left(\frac{\Lambda_m}{L_{sd}} - I_{sn} \right) L_{sd}} \quad (II.21)$$

II.2.3 Région à Puissance Constante

Dans la région à puissance constante (Constant Power Region CPR), [153], le couple est défini par:

$$P = T_e \cdot \omega_{rm} \quad (II.22)$$

$$P = \frac{3}{2} (\Lambda_m i_{sq} + (L_{sd} - L_{sq}) i_{sd} i_{sq}) \omega_e \quad (II.23)$$

P est la puissance nominale de l'IPMSM. Le lieu (i_{sd}, i_{sq}) décrivant cette puissance est définie par la solution en i_{sd} de l'équation quartique suivante:

$$\begin{aligned} (L_{sd} - L_{sq})^2 \cdot i_{sd}^4 + 2\Lambda_m \cdot (L_{sd} - L_{sq}) \cdot i_{sd}^3 + (\Lambda_m^2 - (L_{sd} - L_{sq})^2 I_{sn}^2) \cdot i_{sd}^2 \\ - 2\Lambda_m (L_{sd} - L_{sq}) \cdot I_{sn} \cdot i_{sd} + \frac{4 \cdot P^2}{9 \cdot \omega_e^2} - \Lambda_m^2 \cdot I_{sn}^2 = 0 \end{aligned} \quad (II.24)$$

Sachant que la solution $i_{sd,CPR}$ sera choisie comme étant réelle négative, et la plus proche de zéro. $i_{sq,CPR}$ est obtenu par:

$$i_{sq,CPR} = \sqrt{I_{sn}^2 - i_{sd,CPR}^2} \quad (II.25)$$

A une certaine vitesse N_{inter} , le couple assuré par la commande CPR devient supérieur au couple assuré par la commande VCLMT. Au-delà de ce point, nous allons passer à la commande CPR afin d'avoir plus de couple tout en maintenant constante la puissance. Les Figure II.2, Figure II.3 et Figure II.4 montrent respectivement les caractéristiques de couple/vitesse et les caractéristiques de puissance/vitesse et le lieu du courant pour les trois stratégies de commande.

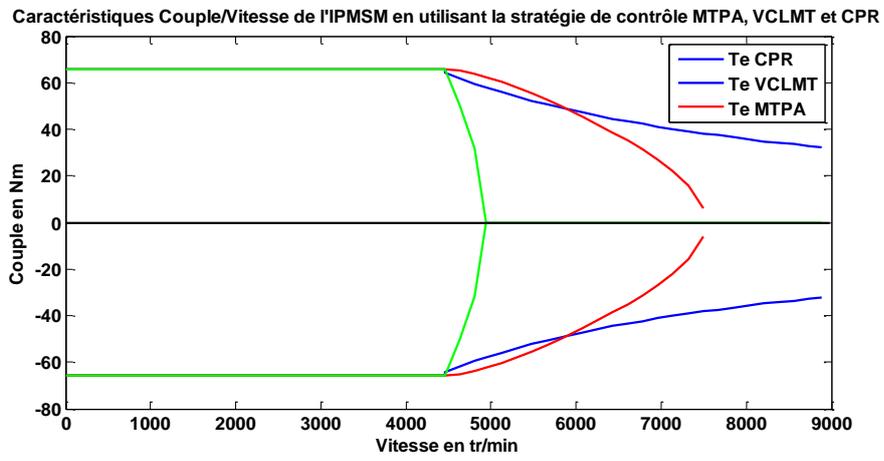


Figure II.2 : Caractéristiques du couple suivant les commandes MTPA, VCLMT et CPR

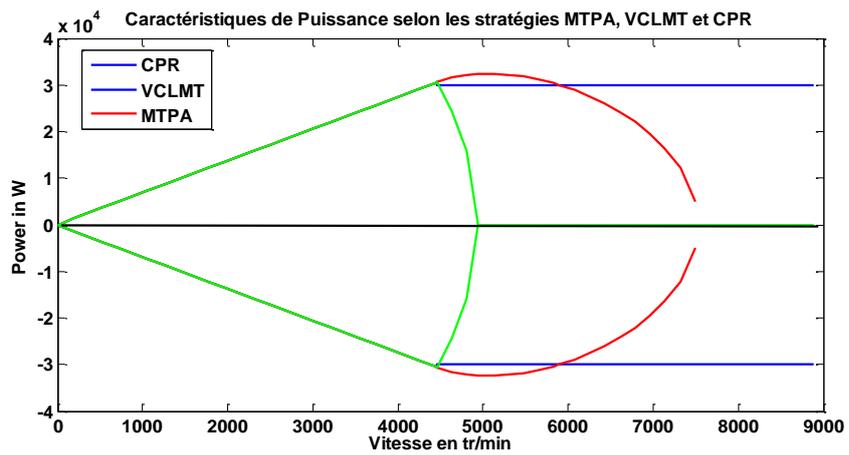


Figure II.3 : Caractéristiques de puissance suivant les commandes MTPA, VCLMT et CPR

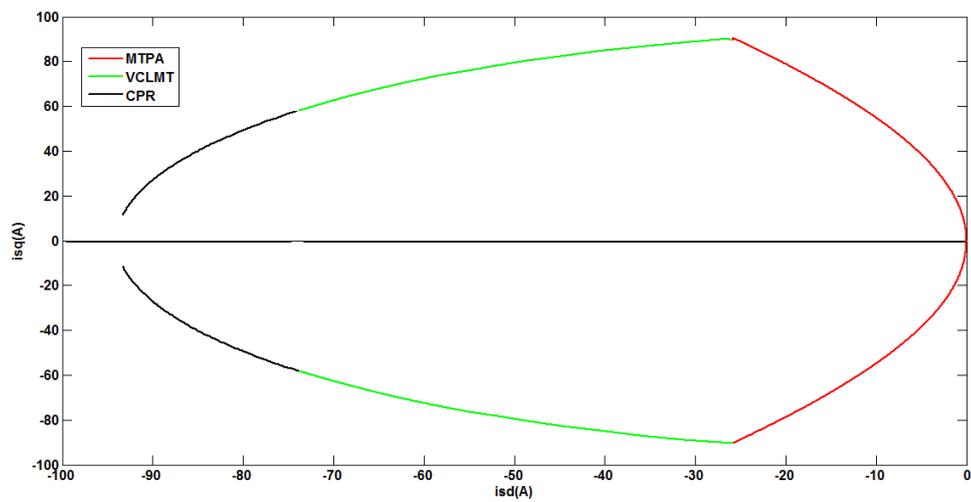


Figure II.4 : Lieu des courants selon les commandes MTPA, VCLMT et CPR

II.2.4 Combinaison de trois stratégies de commande

Afin d'avoir un couple maximal suivant la vitesse de fonctionnement du moteur, il a été décidé de combiner les trois stratégies de commande MTPA/VCLMT/CPR, comme le montre la Figure II.5 en termes de couple/vitesse et la Figure II.6 en termes de puissance/vitesse :

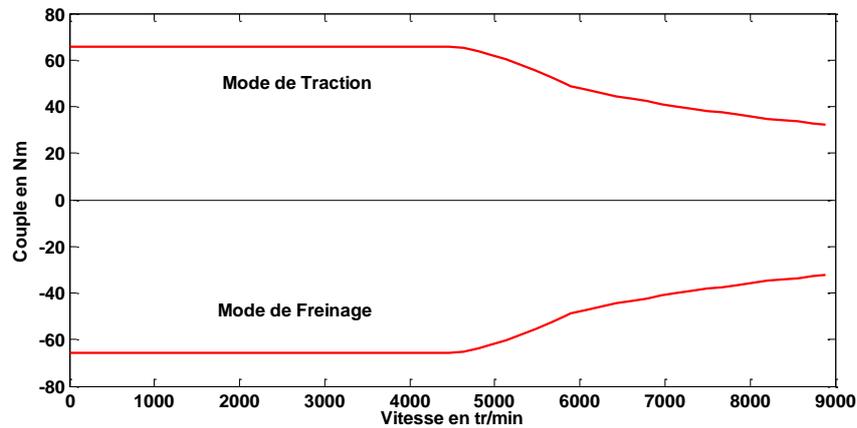


Figure II.5 : Caractéristiques Couple/Vitesse selon la stratégie de commande combinée

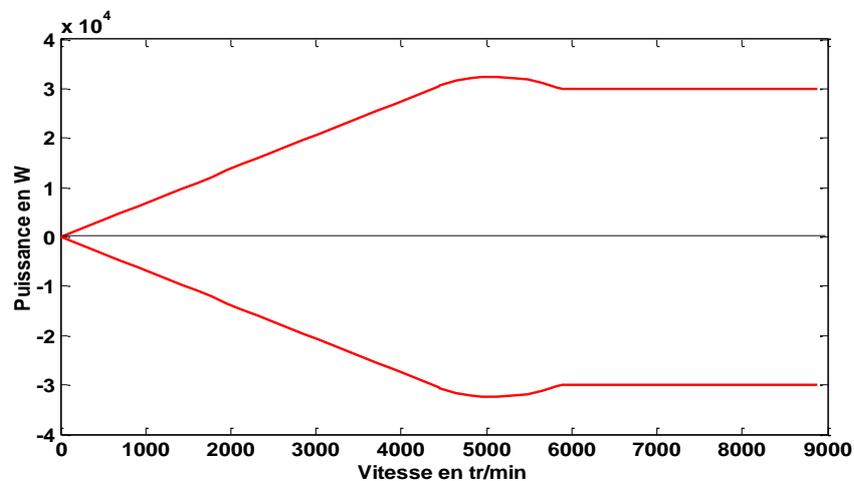


Figure II.6 : Caractéristiques Puissance/Vitesse selon la stratégie de commande combinée

$T_{e_{max}}$ est déterminé comme étant le couple maximal atteint par les trois méthodes de commande MTPA, VCLMT et CPR. Si on considère que le couple de référence est supérieur au couple maximal disponible pour une vitesse particulière donnée ω_{rm} , alors le couple de référence corrigé sera :

$$\begin{cases} 0 \leq \omega_{rm} < \omega_B \Rightarrow T_e^* \Rightarrow T_{e_{max_MTPA}}^* \\ \omega_B \leq \omega_{rm} < \omega_{inter} \Rightarrow T_e^* = T_{e_{max_VCLMT}}^* \\ \omega_{rm} \geq \omega_{inter} \Rightarrow T_e^* = T_{e_{max_CPR}}^* \end{cases} \quad (II.26)$$

II.3 Décomposition des caractéristiques couple/vitesse en 5 zones

Les méthodes de commande précédentes garantissent un fonctionnement à couple maximal en fonction de la vitesse du véhicule. Une préoccupation majeure consiste à assurer le couple de référence (et non pas le couple maximal disponible) nécessaire à la traction ou le freinage du véhicule électrique.

En effet, à titre d'exemple, si on considère le mode de traction sur une route glacée, le couple maximal pouvant être fourni par le moteur va créer le patinage des roues motrices. Afin d'éviter cette situation critique et selon le type de route, le système de commande de traction (Traction Control System TCS) fournira le couple optimal (en général inférieur au couple maximal) afin d'assurer une accélération sans avoir une libre rotation des pneus.

De même, dans un mode de freinage par récupération, un couple maximal appliqué aux roues pourrait bloquer ainsi les roues. Le véhicule va ensuite glisser, et le conducteur pourrait probablement perdre le contrôle du véhicule. Le rôle du système de freinage d'antiblocage des roues (Anti-lock braking system - ABS) est d'assurer une référence de couple de freinage appropriée et optimale aux quatre roues en fonction de la surface de la route en évitant le blocage des roues et également une possible perte de stabilité. Le moteur électrique, et en fonction du couple de freinage souhaité, devra délivrer le couple nécessaire défini par le système de commande du moteur.

Ainsi, il a été décidé de calculer le courant de référence exact (i_{sdref} , i_{sqref}) qui pourrait assurer la référence de couple appropriée T_e^* nécessaire pour le système TCS ou le système ABS. Nous avons ensuite décomposé le domaine de commande en 5 zones, représentées sur la Figure II.7. La Zone I est consacré aux vitesses inférieures à la vitesse de base. Dans cette zone, le couple le plus élevé qui pourrait être assuré est limité par la stratégie de contrôle MTPA. Notre système doit être capable de fournir une valeur de couple inférieur à $T_{emax_MTPA}^*$.

Entre les deux vitesses ω_B et $\omega_{end,MTPA}$, la zone située sous le T_{emax}^* est délimitée par la trajectoire MTPA qui divise la région en 2 zones: Zone II et Zone III. La Zone IV est la région entre $\omega_{end,MTPA}$ et ω_{inter} .

Pour une vitesse supérieure à ω_{inter} , toute amplitude de couple inférieure à $T_{emax_VCLMT}^*$ pourrait être assurée (Zone V). Sinon, pour un couple plus élevé, le seul couple disponible est défini par $T_{emax_CPR}^*$.

Si le couple de référence est alors généré en fonction de la vitesse et du couple maximal disponible, ceci va générer une gamme de vitesses selon les cinq zones définies par:

$$\left\{ \begin{array}{l} \omega_{rm} \leq \omega_B \Rightarrow \text{Zone I} \\ \omega_B < \omega_{rm} \leq \omega_{end,MTPA}, T_e^* < T_{emax_MTPA}^* \Rightarrow \text{Zone II} \\ \omega_B < \omega_{rm} \leq \omega_{end,MTPA}, T_e^* > T_{emax_MTPA}^* \Rightarrow \text{Zone III} \\ \omega_{end,MTPA} < \omega_{rm} \leq \omega_{inter} \Rightarrow \text{Zone IV} \\ \omega_{inter} < \omega_{rm} \leq \omega_{end,VCLMT}, T_e^* < T_{emax_VCLMT}^* \Rightarrow \text{Zone V} \\ \text{autre } T_{emax_CPR}^* \end{array} \right. \quad (\text{II.27})$$

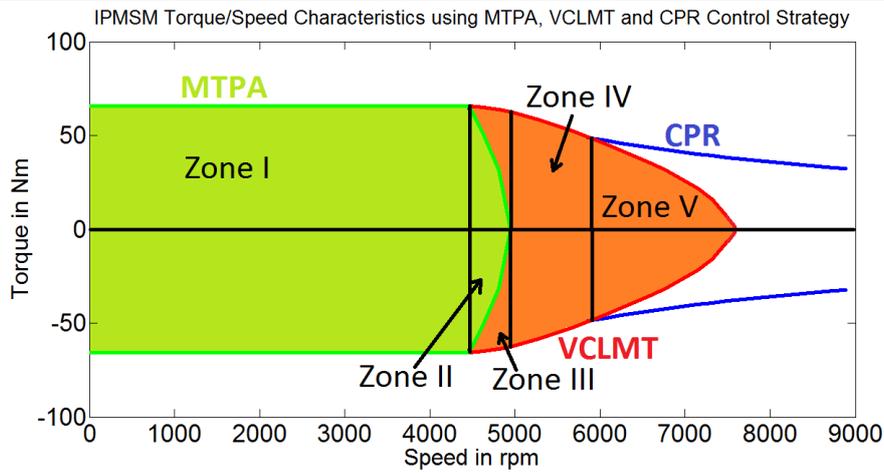


Figure II.7 : Caractéristiques Couple/Vitesse de l'IPMSM proposé

II.4 Equation mathématique pour chaque zone

II.4.1 Equations des Zone I et Zone II

Dans ces zones, le point de fonctionnement est l'intersection entre l'hyperbole à couple constant (à un couple donné T_e^*) et la courbe MTPA.

Les valeurs des courants (i_{sdref}, i_{sqref}) résultent de la solution d'un système à deux équations:

$$\begin{cases} i_{sdref} = -\frac{\Lambda_m}{4(L_{sd} - L_{sq})} + \sqrt{\frac{\Lambda_m^2}{16(L_{sd} - L_{sq})^2} + \frac{i_{sdref}^2 + i_{sqref}^2}{2}} \\ i_{sqref} = \frac{T_e^*}{\frac{3}{2}p(\Lambda_m + (L_{sd} - L_{sq})i_{sdref})} \end{cases} \quad (II.28)$$

qui mène à l'équation quartique suivante:

$$i_{sd}^4 + 3 \cdot \frac{\Lambda_m}{L_{sd} - L_{sq}} i_{sd}^3 + 3 \cdot \left(\frac{\Lambda_m}{L_{sd} - L_{sq}}\right)^2 \cdot i_{sd}^2 + \left(\frac{\Lambda_m}{L_{sd} - L_{sq}}\right)^3 \cdot i_{sd} - \left(\frac{2}{3} \cdot \frac{T_e^*}{p} \cdot \frac{1}{L_{sd} - L_{sq}}\right)^2 = 0 \quad (II.29)$$

La solution i_{sdref} est choisie la valeur réelle négative, la plus proche de zéro.

II.4.2 Equations des Zone III, Zone IV et Zone V

Dans ces zones, le point de fonctionnement correspond à l'intersection entre l'ellipse de tension correspondant à une vitesse donnée ω_{rm}^* et l'hyperbole à couple constant correspondant aussi à un couple donné T_e^* . Les valeurs de courant (i_{sdref}, i_{sqref}) résultent de la solution d'un système à deux équations:

$$\begin{cases} (\Lambda_m + L_{sd} \cdot i_{sdref})^2 + (L_{sq} \cdot i_{sqref})^2 = \left(\frac{V_{sn}}{p \cdot \omega_{rm}^*}\right)^2 \\ i_{sqref} = \frac{T_e^*}{\frac{3}{2}p(\Lambda_m + (L_{sd} - L_{sq})i_{sdref})} \end{cases} \quad (II.30)$$

qui mènera à l'équation quartique suivante:

$$\begin{aligned}
 & L_{sd}^2(L_{sd} - L_{sq})^2 i_{sd}^4 + 2 \cdot L_{sd}(L_{sd} - L_{sq})(2 \cdot L_{sd} - L_{sq}) \cdot \Lambda_m i_{sd}^3 \\
 & + (6L_{sd}^2 - 6L_{sd} \cdot L_{sq} + L_{sq}^2) \Lambda_m^2 i_{sd}^2 \\
 & + 2 \cdot (2 \cdot L_{sd} - L_{sq}) \cdot \Lambda_m^3 i_{sd} + \Lambda_m^4 + \left(\frac{2}{3} \cdot \frac{T_e^*}{p} \cdot L_{sq} \right)^2 \\
 & - \left(\frac{V_{sn}}{p \omega_{rm}^*} \right)^2 \cdot \Lambda_m^2 = 0
 \end{aligned} \tag{II.31}$$

La solution i_{sdref} choisie est la valeur réelle négative, la plus proche de zéro.

II.4.3 Courbe séparant la Zone II de la Zone III

La courbe du couple séparant la Zone II de la Zone III est obtenu par l'intersection entre le lieu MTPA et le lieu de l'ellipse de tension (à une vitesse de référence donnée ω_{rm}^*). L'expression du couple est:

$$T_{emax_MTPA}^* = \frac{3}{2} p (\Lambda_m + (L_{sd} - L_{sq}) i_{sdt}) i_{sqt} \tag{II.32}$$

Les valeurs des courants (i_{sdt} , i_{sqt}) sont définies plus haut.

II.4.4 Courbe limitant la Zone V

En ayant le couple de référence $T_{emax_VCLMT}^*$ et la valeur actuelle de la vitesse ω_{rm}^* , les valeurs des courants ($i_{sd,VCLMT}$, $i_{sq,VCLMT}$) sont l'intersection entre le cercle à courant maximal et l'ellipse de tension.

La courbe qui délimite la Zone V est décrite par l'équation:

$$T_{emax_VCLMT}^* = \frac{3}{2} p (\Lambda_m + (L_{sd} - L_{sq}) i_{sd,VCLMT}) i_{sq,VCLMT} \tag{II.33}$$

Les valeurs des courants ($i_{sd,VCLMT}$, $i_{sq,VCLMT}$) sont définies précédemment (cf. § II.2.2).

II.5 Réglage des correcteurs des courants

II.5.1 Introduction

Le schéma bloc global du système de commande est présenté sur la Figure II.8.

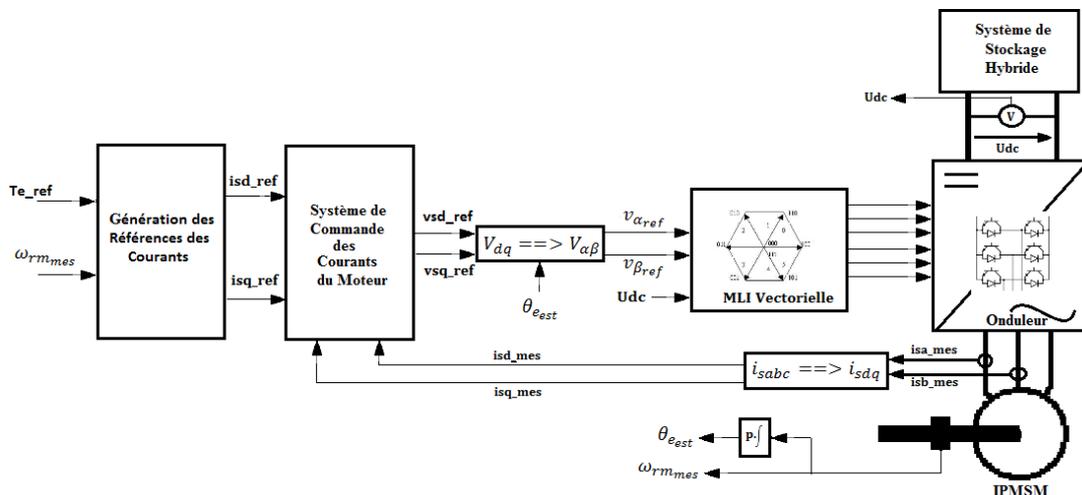


Figure II.8: Schéma bloc de la commande du moteur IPMSM

Le système des courants possède deux boucles de régulation internes (i_{sd} et i_{sq}). La représentation du diagramme de la structure des régulateurs PI des courants est présentée dans la Figure II.9.

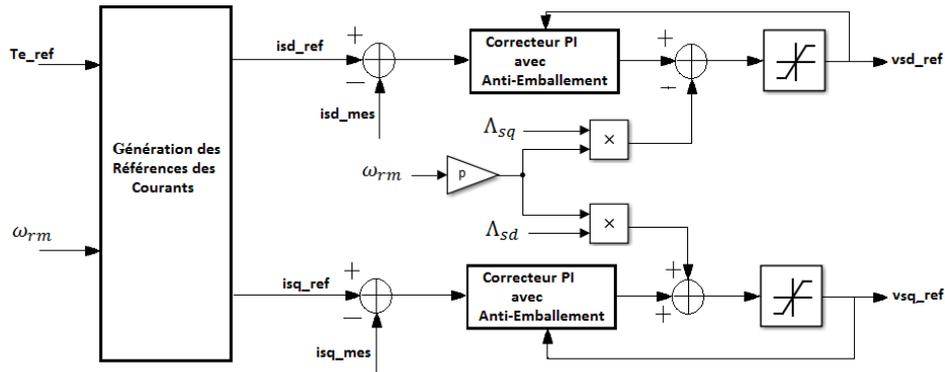


Figure II.9 : Correcteurs des courants i_{sd} et i_{sq} avec anti-emballement

La figure représente les asservissements des courants en supposant que les mesures fournies par les capteurs sont parfaites et non entachées de bruits. Les équations électriques du moteur peuvent se mettre sous la forme :

$$v_{sd}(s) = R_s \cdot (1 + \tau_{sd}s) \cdot i_{sd}(s) - \omega_e \Lambda_{sq}(s) \quad (\text{II.34})$$

$$v_{sq}(s) = R_s \cdot (1 + \tau_{sq}s) \cdot i_{sq}(s) + \omega_e \Lambda_{sd}(s) \quad (\text{II.35})$$

avec $\tau_{sd} = \frac{L_{sd}}{R_s}$ et $\tau_{sq} = \frac{L_{sq}}{R_s}$ sont respectivement les constantes de temps électriques du moteur selon les axes d et q. Les termes de forces électromotrices $-\omega_e \Lambda_{sq}(s)$ et $\omega_e \Lambda_{sd}(s)$ sont des termes de couplages et apparaissent comme des relations non linéaires.

Le fait que les dynamiques de ces termes de couplage sont plus faibles que celles des grandeurs à réguler (i_{sd} et i_{sq}), ceci va nous permettre d'effectuer une compensation de ces termes non linéaires. Cette compensation a pour effet de découpler et de linéariser le système. Dans ce cas, les courants i_{sd} et i_{sq} seront commandés indépendamment (Figure II.10). Dans ces conditions, le choix des paramètres de réglage des correcteurs ne dépendent que de la dynamique souhaitée et des performances de l'alimentation du moteur.

En soustrayant ces deux termes dans les deux boucles de courant, les fonctions de transfert résultantes vis-à-vis de la régulation sont de premier ordre :

$$\frac{i_{sd}(s)}{v'_{sd}(s)} = \frac{i_{sd}(s)}{v_{sd}(s) + \omega_e \Lambda_{sq}(s)} = \frac{1}{R_s \cdot (1 + \tau_{sd}s)} \quad (\text{II.36})$$

$$\frac{i_{sq}(s)}{v'_{sq}(s)} = \frac{i_{sq}(s)}{v_{sq}(s) - \omega_e \Lambda_{sd}(s)} = \frac{1}{R_s \cdot (1 + \tau_{sq}s)} \quad (\text{II.37})$$

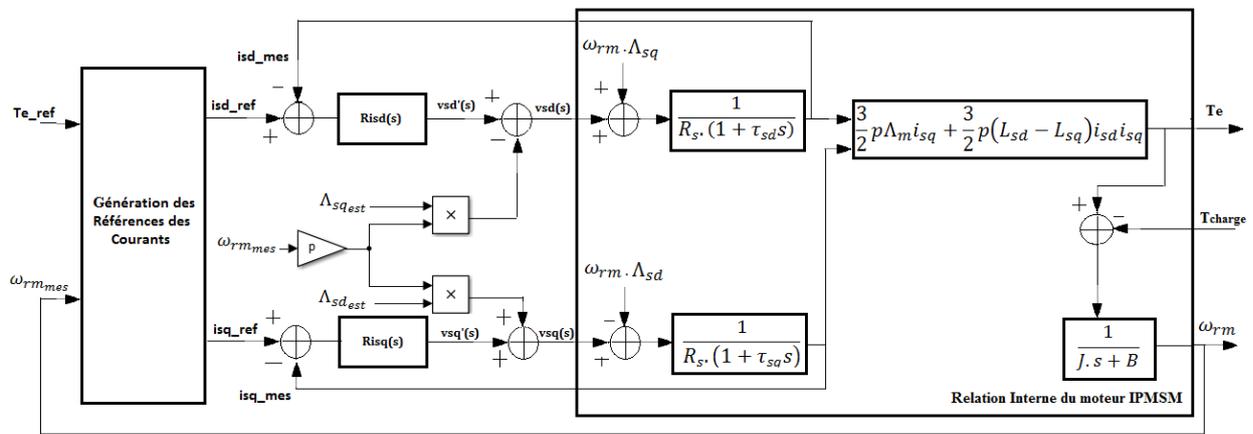


Figure II.10 : Compensation et linéarisation du système

On choisit d'utiliser des régulateurs de type proportionnel – intégral (PI). Ce type de régulateur assure une erreur statique nulle grâce à l'action intégrale, tandis que la rapidité de réponse est établie par l'action proportionnelle.

II.5.2 Réglage du courant i_{sd}

La boucle de courant i_{sd} est représentée dans la Figure II.11.

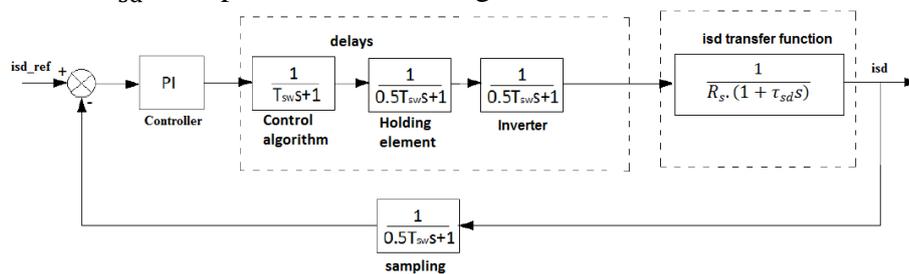


Figure II.11 : Boucle de courant i_{sd}

La fonction de transfert du correcteur PI du courant i_{sd} :

$$R_{i_{sd}}(s) = K_{p_{i_{sd}}} + \frac{K_{i_{i_{sd}}}}{s} = K_{p_{i_{sd}}} \cdot \frac{1 + T_{i_{sd}} \cdot s}{T_{i_{sd}} \cdot s} \quad (II.38)$$

avec $T_{i_{sd}} = \frac{K_{p_{i_{sd}}}}{K_{i_{i_{sd}}}}$.

Le réglage du correcteur du courant est effectué dans le domaine de Laplace. Les retards introduits sont dus principalement au délai de traitement de données (control algorithm) modélisé par une fonction de transfert de premier ordre avec une constante de temps $T_{sw} = 0,2 \text{ ms}$ ($f_{sw} = 5 \text{ kHz}$ est la fréquence de commutation et d'échantillonnage prise), aux délais d'échantillonnage et de bloqueur d'ordre zéro modélisé par une fonction de transfert de premier ordre à constante de temps $0,5 \cdot T_{sw}$ et finalement au délai introduit par la technique de modulation de l'onduleur modélisé aussi par une fonction de transfert de premier ordre à constante de temps $0,5 \cdot T_{sw}$.

La fonction de transfert en boucle ouverte du système s'écrira donc :

$$FTBO_{isd} = K_{p_{isd}} \cdot \frac{1 + T_{isd} \cdot s}{T_{isd} \cdot s} \cdot \frac{1}{1 + T_{sw} \cdot s} \cdot \frac{1}{1 + 0,5 \cdot T_{sw} \cdot s} \cdot \frac{1}{1 + 0,5 \cdot T_{sw} \cdot s} \cdot \frac{1}{1 + 0,5 \cdot T_{sw} \cdot s} \cdot \frac{1}{R_s \cdot (1 + \tau_{sd} s)} \quad (II.39)$$

Le lieu des racines de la fonction de transfert est tracé sur la Figure II.12.

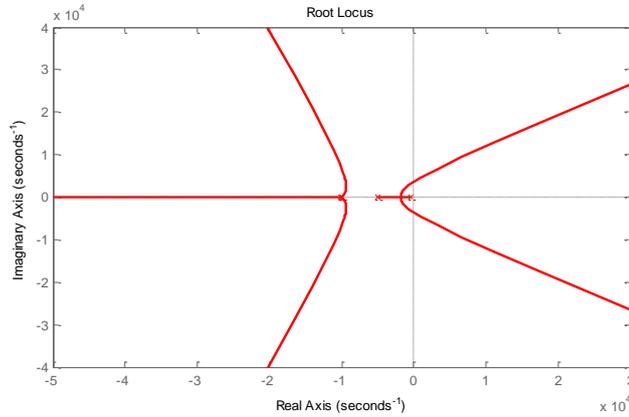


Figure II.12 : Lieu des racines de la fonction de transfert en boucle ouverte du courant i_{sd}

On remarque que le pôle le plus lent se trouve à -833 rad/sec ($-1/\tau_{sd}$, avec $\tau_{sd} = 1,2 \text{ ms}$) correspondant à un gain nul. Le zéro du correcteur PI a été donc réglé pour annuler ce pôle. On choisira donc $T_{isd} = \tau_{sd}$, permettant de trouver une relation entre $K_{p_{isd}}$ et $K_{i_{isd}}$ telle que:

$$K_{i_{isd}} = \frac{K_{p_{isd}}}{\tau_{sd}} \quad (II.40)$$

Toutes les fonctions de transfert introduisant un délai seront approximées par une fonction de transfert unique ayant une constante de temps égale à $T_{si} = 3 \times 0,5 \times T_{sw} + T_{sw} = 0,5 \text{ ms}$.

La nouvelle fonction de transfert en boucle ouverte se mettra donc sous la forme:

$$FTBO'_{isd}(s) = \frac{K_{p_{isd}}}{T_{isd} \cdot R_s \cdot s} \cdot \frac{1}{1 + T_{si} \cdot s} \quad (II.41)$$

Le critère du module optimal (Optimal Modulus Criterion) est utilisé pour déterminer la synthèse du correcteur du courant selon l'axe d avec un facteur d'amortissement $\zeta = \frac{\sqrt{2}}{2} = 0,707$.

En se basant sur ce critère, la fonction de transfert en boucle ouverte générique pour un système de second ordre avec un facteur d'amortissement $\zeta = \frac{\sqrt{2}}{2} = 0,707$ est :

$$FTBO_{OM}(s) = \frac{1}{2 \cdot \zeta \cdot s(1 + \zeta \cdot s)} \quad (II.42)$$

On en déduit ainsi la relation sur $K_{p_{isd}}$:

$$K_{p_{isd}} = \frac{R_s \cdot T_{isd}}{2 \cdot T_{si}} \quad (II.43)$$

La fonction de transfert du correcteur du courant i_{sd} a pour expression :

$$R_{isd}(s) = 0,54 + \frac{450}{s} \quad (II.44)$$

La Figure II.13 présente le tracé de Bode de la fonction de transfert en boucle ouverte corrigée.

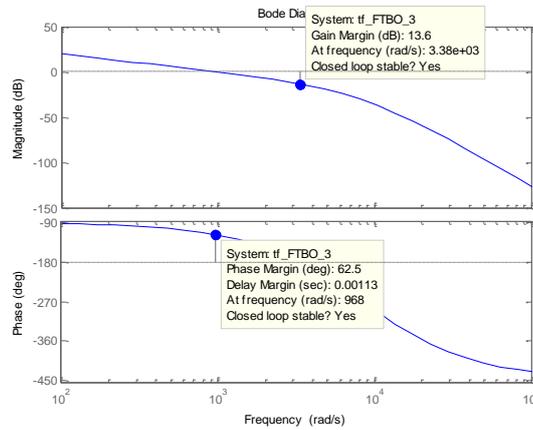


Figure II.13 : Tracé de Bode de la fonction de transfert en boucle ouverte corrigée de i_{sd}

La marge de phase est de 62.38° présente à une fréquence de coupure à 0dB égale à 967.8 rad/sec. La marge de gain est égale à 13,6 dB présente à une fréquence de coupure de 3 358 rad/sec.

La Figure II.14 représente le tracé de la réponse indicielle du système fermé présentant un temps de montée de 1,8 ms, un temps d'établissement de 3,4 ms et un dépassement de 4,7%.

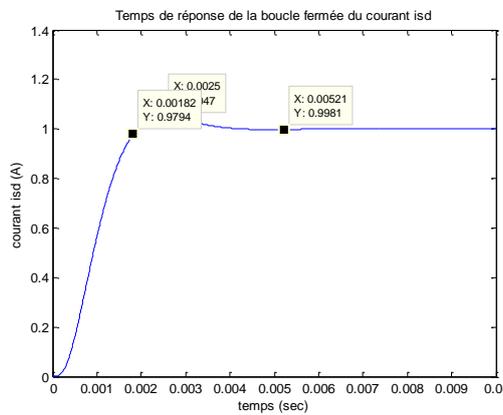


Figure II.14 : Réponse indicielle de la boucle fermée du courant i_{sd}

II.5.3 Réglage du courant i_{sq}

Le même raisonnement que précédemment peut-être effectué sur la boucle de courant i_{sq} . La différence consiste à une valeur de l'inductance selon l'axe q différente de celle selon l'axe d. Selon le lieu de racines, le pôle le plus lent à compenser se trouve à -429 rad/sec ($-1/\tau_{sq}$, avec $\tau_{sq} = 2,3 \text{ ms}$). En utilisant la même méthode de synthèse, on en déduit la fonction de transfert du correcteur du courant i_{sq} .

$$R_{isq}(s) = 1,05 + \frac{450}{s} \tag{II.45}$$

Les résultats de marge de stabilité ainsi que les caractéristiques temporelles sont approximativement les mêmes que précédemment aussi de fait que la fonction de transfert générique (Equation (II.42)) reste la même lors de synthèse.

II.6 Résultats de simulation

II.6.1 Génération des tableaux de références

En référence aux paramètres du moteur IPMSM montrés dans le Tableau II.1, un programme Matlab a été développé afin de : définir les paramètres du moteur, calculer les différentes vitesses délimitant les zones (stratégies de commande), élaborer les tableaux de référence (1D et 2D) qui seront utilisées par Simulink afin de générer les courants de référence et de calculer les gains proportionnel et intégral et les gains d'anti-emballement utilisés par les régulateurs des courants (cf. IV.3.2.g). Le Tableau II.2 montre les vitesses caractéristiques du moteur.

Tableau II.2 : Vitesses caractéristiques du moteur IPMSM

$N_B = 4457$ [rpm]	$N_{end,VCLMT} = 7528$ [rpm]
$N_{end,MTPA} = 4946$ [rpm]	$N_{inter} = 5895$ [rpm]

Dans un premier test, nous avons considéré, à titre d'exemple, un point de fonctionnement particulier (couple et vitesse de fonctionnement demandés) en mode traction (Bloc de Génération des Références des Courants de la Figure II.9). Nous avons obtenu les résultats résumés dans le Tableau II.3.

Tableau II.3 : Exemples des courants de référence et couple de référence générés par des tableaux de référence

Vitesse (rpm)	Couple Nécessaire (Nm)	Couple de Référence (Nm)	i_{sdref} (A)	i_{sqref} (A)	Stratégies de commande et zones
1000	70	65.55	-25.84	30.38	MTPA
4000	40	40	-11.11	57.85	Zone I
4800	10	10	-0.7	14.98	Zone II
4800	40	40	-14.43	57.22	Zone III
4800	70	63.91	-43.03	83.57	VCLMT
5500	30	30	-39.9	39.6	Zone IV
6500	30	30	-77.29	35.57	Zone V
6500	40	44.07	-78.22	52.13	CPR

Pour le premier point, à une vitesse inférieure à la vitesse de base, le couple demandé (70 Nm) est plus élevé que le couple maximal qui pourrait être délivré par la commande MTPA (65,55 Nm). Le couple de sortie final sera alors 65,55 Nm.

A la vitesse de 4800 tours par minute, en fonction du couple demandé par les systèmes TCS (en traction) ou ABS (en freinage), nous pourrions être dans la zone II, la zone III ou simplement entraînée par le couple défini par la stratégie de contrôle de VCLMT.

Pour une vitesse comprise entre N_{inter} et $N_{end,VCLMT}$, par exemple 6500 tours par minute, les références des courants sont générées par la zone V ou de la stratégie de commande CPR. Pour une vitesse supérieure à $N_{end,VCLMT}$, le seul couple généré est issu à partir de la stratégie CPR.

II.6.2 Couple de référence variable

Un programme Simulink est ensuite développé contenant les principaux blocs suivants: le bloc de génération des courants de référence, le bloc des régulateurs de courant et le bloc du modèle du moteur IPMSM comme représenté sur la Figure II.8.

Le bloc de génération des références des courants reçoit à son entrée le couple nécessaire provenant des systèmes ABS/TCS. Ce couple sera comparé afin d'avoir le bon couple (le couple de référence), en s'assurant de toutes les contraintes électromécaniques, qui pourrait être fourni par le moteur IPMSM. Ce couple de référence, ainsi que la vitesse du moteur, sera l'entrée dans les tableaux précédemment générés.

Les sorties de ce bloc sont les références de courant i_{sd_ref} et i_{sq_ref} qui seront envoyés aux régulateurs des courants du moteur. La Figure II.15 montre la forme du couple d'entrée :

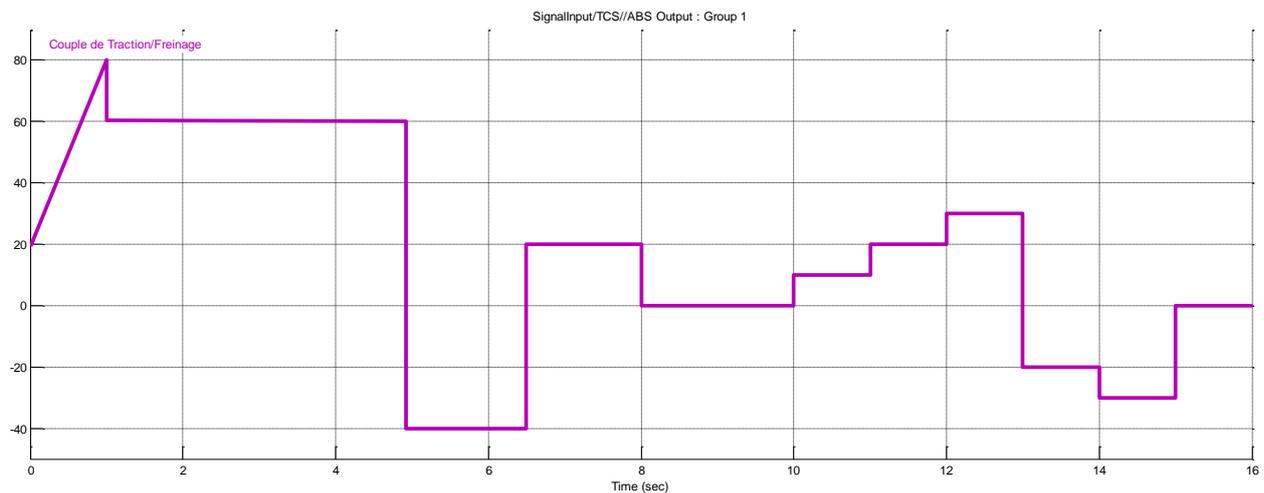


Figure II.15 : Signal de Couple d'Entrée Traction/Freinage

Les résultats de simulation sont montrés de la Figure II.16 à la Figure II.19.

De 0 à 1 seconde, le couple exigé augmente de 20 Nm à 80 Nm. Nous observons que le couple de référence sera bloqué à 65,55 Nm ($T_{e_{max,MTPA}}$). A $t = 1$ seconde, le couple demandé tombe à 60 Nm. Nous sommes maintenant dans la zone I. En prenant de la vitesse, et en arrivant à N_B , le moteur sera commandé par la stratégie VCLMT (le couple étant élevé), ainsi que la Zone III et la Zone IV. À N_{inter} , nous allons passer par les stratégies de commande VCLMT, Zone V et CPR.

A $t = 5$ secondes, le système de freinage est engagé. Le couple nécessaire de -40 Nm ne peut être imposée parce que la vitesse est, à cet instant, à 6 679 rpm. A cette vitesse, la commande CPR peut fournir uniquement -42,1 Nm. La vitesse décroissante permet alors d'augmenter la valeur du couple de freinage.

A $t = 6,5$ secondes, le couple retourne positif (accélération) à 20 Nm et 4 626 rpm. Le moteur est désormais entraîné par la zone I. A $t = 8$ secondes, il n'y a pas besoin de couple, le moteur ralentit lentement en raison du couple de charge. Après $t = 10$ secondes, on constate que le couple du moteur suit parfaitement le couple requis, car aucune contrainte électrique ou mécanique n'a été dépassée. Dans la Figure II.19, on voit la courbe i_{sq} (i_{sd}) selon les stratégies de commande MTPA, VCLMT, CPR et les différentes zones.

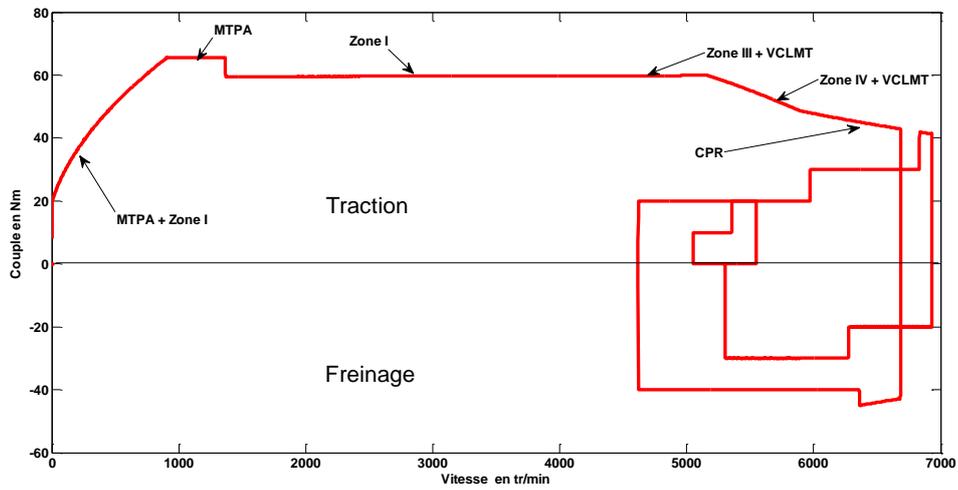


Figure II.16 : Réponse couple/vitesse selon le signal d'entrée

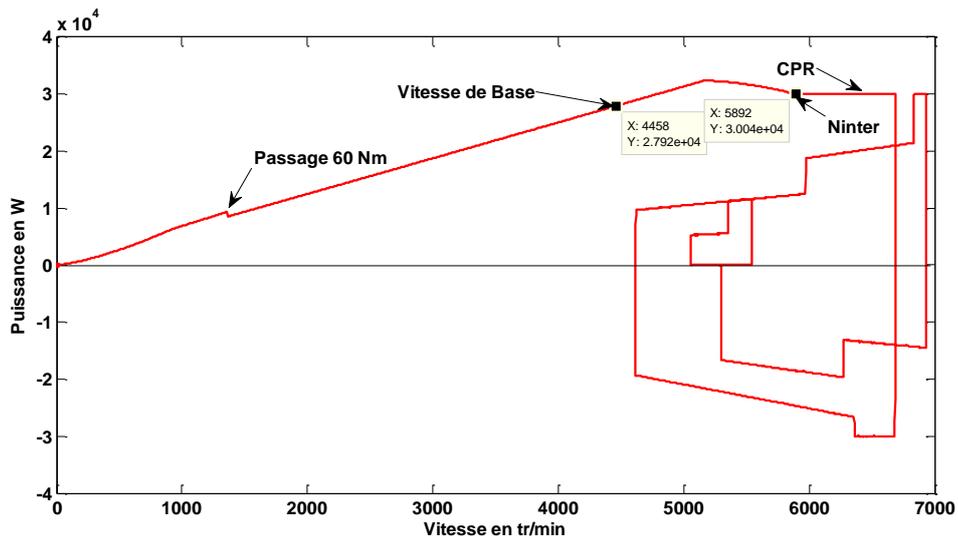


Figure II.17 : Réponse puissance/vitesse selon le signal d'entrée

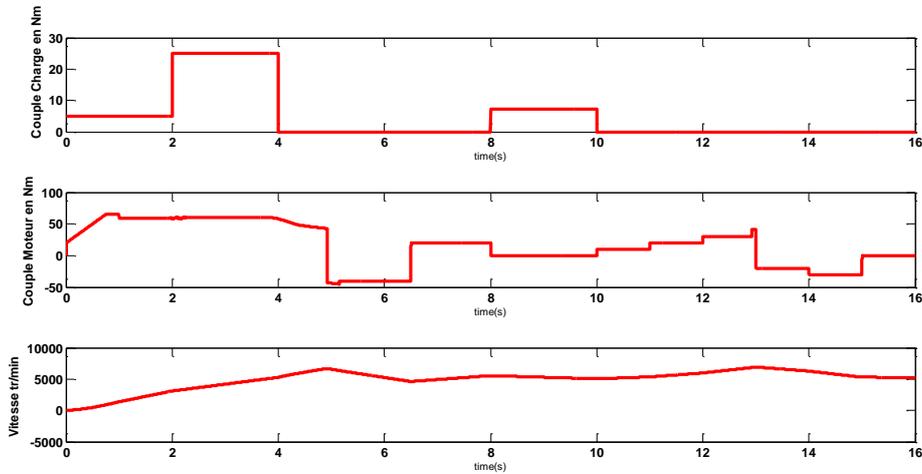
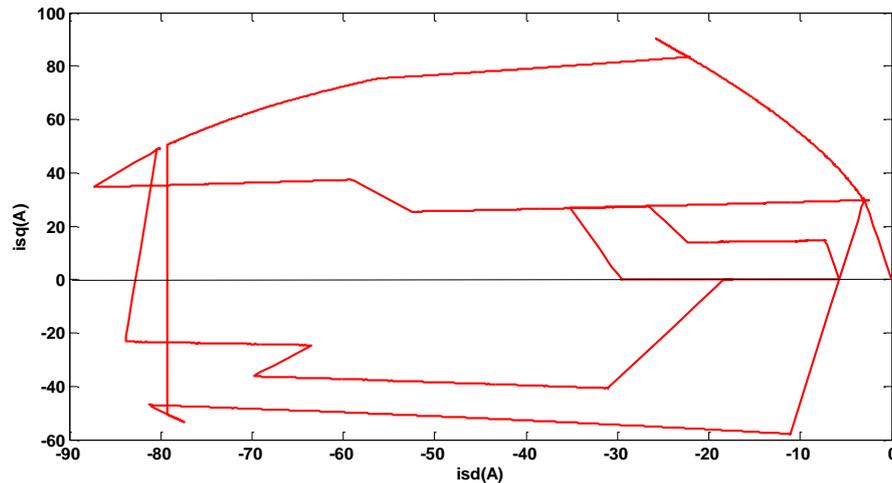


Figure II.18 : Couple charge, couple moteur et vitesse de rotation en fonction du temps

Figure II.19 : Lieu (i_{sq} , i_{sd}) selon le signal d'entrée

II.7 Conclusion

Le comportement d'un véhicule électrique devrait assurer la sécurité et la stabilité. Il devrait également correspondre à la commande du conducteur. La réponse du véhicule dépend principalement de la source électrique hybride (et son système de gestion) et sur les actionneurs/pré-actionneurs électromécaniques (et leurs systèmes de commande: TCS/ABS). Le choix d'un moteur IPMSM est dû à ses nombreux avantages cités précédemment.

L'étude proposée suggère une génération des références des courants pour une traction optimale et un freinage régénératif à être utilisée par la commande du moteur IPMSM, en profitant pleinement des avantages et des capacités du moteur IPMSM et en prenant en compte les contraintes électromécaniques de fonctionnement du système. Le concept de la méthode conduit à combiner trois stratégies de commande de couple et de décomposer les caractéristiques couple/vitesse en cinq zones assurant un fonctionnement optimal pour le moteur IPMSM, la stabilité du véhicule électrique, la sécurité du conducteur quel que soit le type et l'état de la route (verglas, asphalte, pavés, sable, neige...). Le logiciel Matlab / Simulink® a été utilisé pour la modélisation et la simulation.

Dans le Chapitre III suivant, un modèle du véhicule, développé en utilisant le logiciel Matlab/Simulink®, va servir de modèle de simulation. Il va nous permettre aussi d'afficher les grandeurs cinématiques et dynamiques caractéristiques du véhicule. On proposera une nouvelle méthode pour quantifier et répartir les forces de freinage sur les roues du véhicule en fonction de l'état de la route. Cette distribution des forces devra assurer la stabilité du véhicule et ne pas compromettre la sécurité du conducteur et des passagers. Une étude comparative avec la commande par mode de glissement des forces de freinage sera aussi traitée.

Chapitre III : Comparaison entre deux méthodes de freinage intégrant un système de récupération d'énergie pour le véhicule

Résumé

Ce chapitre présente la comparaison entre deux méthodes de freinage pour un véhicule électrique à deux roues-moteurs avant. La première méthode consiste à réguler le taux de glissement des roues lors du freinage en utilisant une commande par mode de glissement. La seconde méthode proposée par nos travaux est basée sur les contraintes apportées par la réglementation ECE R13H pour un véhicule type M1. La récupération se fera au niveau des moteurs-roues avant entraînant le véhicule de puissance 30 kW chacun.

Les dimensions du véhicule électrique qu'on a pris en compte est celui d'une Nissan Leaf®. Le modèle du véhicule sera développé et l'ensemble des équations régissant la cinématique et la dynamique du véhicule sera détaillé. Ce modèle sera ensuite intégré dans le logiciel Matlab/Simulink® et servira à simuler le véhicule et d'afficher les grandeurs cinématiques et dynamiques caractéristiques.

Les simulations seront performés dans des conditions de freinage les plus extrêmes et pour des types de routes variés. Pour une vitesse initiale de 80 km/h, les résultats de simulation démontrent que la méthode basée sur les contraintes ECE R13H est meilleure que celle de la méthode par commande par mode de glissement des coefficients de glissement des roues en termes de quantité d'énergie récupérée. La stabilité de freinage est aussi discutée et détaillée.

Liste des symboles

Paramètres du véhicule

m : Masse du véhicule

r : Rayon de la roue

L : Empattement du véhicule

l_r (respectivement 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 : Distance du sol au centre de masse du véhicule

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

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

c_D : Coefficient de traînée aérodynamique

c_{roll} : Coefficient de résistance de roulement

Variables 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 ij (i peut être f pour avant, r pour arrière - j peut être r pour droite, l pour gauche)

μ_{ij} : Coefficient de friction

λ_{ij} : Coefficient de glissement résultant

λ_{Lij} : Coefficient de glissement longitudinal

λ_{Sij} : Coefficient de glissement latéral

$\lambda_{Lij,ref}$: Coefficient de glissement longitudinal de référence

v_{wij} : Vitesse de la roue ij .

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).

Forces/Couples dynamiques

F_{xij} : Force de friction dans la zone de contact roue-route agissant la roue ij selon la direction longitudinale du véhicule

$F_{roll,ij}$: Force de résistance de roulement agissant sur la roue ij

F_{drag} : Force de traînée aérodynamique due à la résistance de l'air

T_{mj} : Couple de traction transmis à travers le réducteur IPMSM aux roues avant, droite et gauche

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

F_{zij} : Force normale agissant sur la roue ij

u_{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_c : Largeur de la couche limite

F : Fonction limite de f

β' : Bornes sur l'erreur d'estimation sur la fonction g

$\hat{c}_D, c_{Dmax}, c_{Dmin}$: Valeur du coefficient de traînée aérodynamique estimée, minimale et maximale

$\hat{m}, m_{min}, m_{max}$: Valeur de la masse du véhicule estimée, minimale et maximale

$\hat{r}, r_{min}, r_{max}$: 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

III.1 Introduction

L'objectif principal de notre étude concerne la comparaison entre deux méthodes de freinage régénératif en termes de stabilité et de récupération potentielle d'énergie selon plusieurs types et conditions de route.

Dans un premier temps, une étude détaillée des forces principales responsables du freinage, de la traction et de la manœuvrabilité d'un véhicule développées au point de contact entre les pneus et la route s'avère nécessaire. En effet, le système de contrôle de forces de freinage adopté est basé sur la régulation du coefficient de glissement afin de maximiser ces forces de contact durant une opération de décélération. Le coefficient de glissement est la différence entre la vitesse du véhicule et la vitesse tangentielle du pneu au contact. A tout instant, ces vitesses ainsi que d'autres paramètres cinématiques doivent être calculés. En fonction de l'état de la route, ce coefficient définira aussi le coefficient de friction. Le calcul de la charge normale sur chaque pneu est aussi indispensable pour pouvoir exprimer en temps réel les forces de friction. La charge normale de chaque roue découle de plusieurs autres paramètres cinématiques (angle/vitesse/accélération selon plusieurs axes,...) qui doivent aussi être identifiés.

L'établissement des modèles cinématique et dynamique du véhicule est un passage nécessaire pour développer le modèle du véhicule. Ce modèle sera utilisé lors des simulations de freinage brusque et de traction.

La méthode de commande de freinage proposée est basée sur les contraintes ECE R13H. L'objectif annoncé est d'assurer une capacité de récupération d'énergie maximale pour le véhicule à traction avant. En d'autres termes, c'est d'assurer des forces de freinage sur les roues avant maximales tout en assurant la stabilité et la sécurité du véhicule.

Les dimensions du véhicule choisies sont celles d'une Nissan Leaf®. Le véhicule sera entraîné par deux machines synchrones à aimant permanent installées sur la suspension des roues avant, (Figure III.1). Le système de freinage régénératif est installé avec les disques de frein hydrauliques sur chaque roue.



Figure III.1 : Moteur-roue du constructeur SNR (filiale du groupe japonais NTN) [154], à gauche, Active Wheel de Michelin, à droite [155]

Les entrées et sorties de chaque bloc de modèle et de chaque commande utilisé se trouve sur la Figure III.2. L'énergie sera récupérée par un système de stockage d'énergie hybride développé dans le Chapitre IV. Ces blocs sont modélisés dans le logiciel Simulink®.

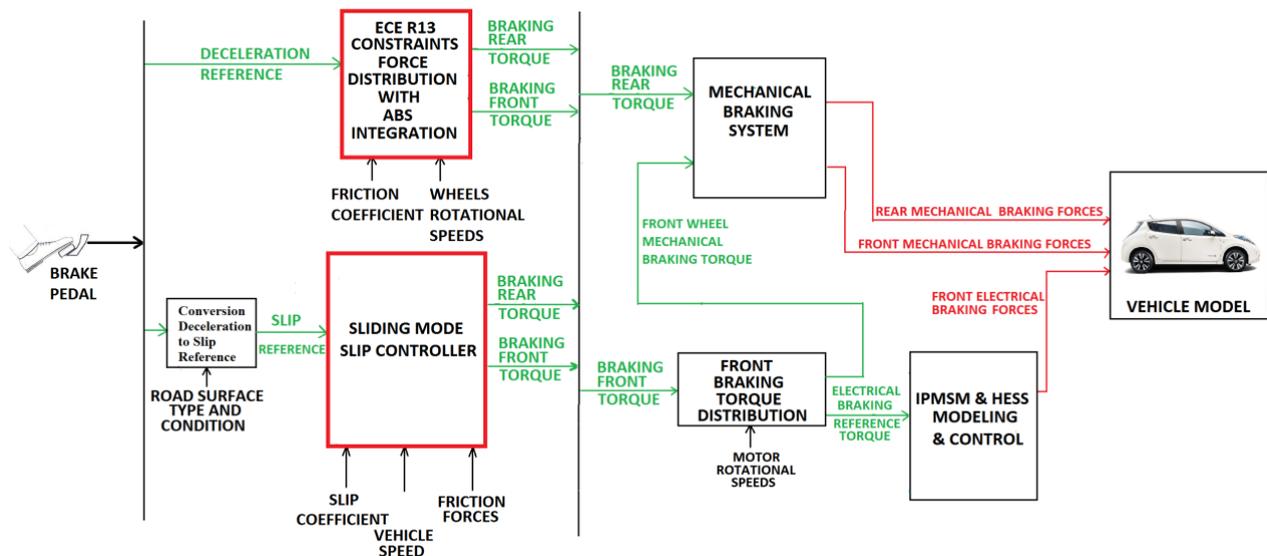


Figure III.2: Entrées et sorties de chaque bloc de modèle et de commande pour les deux stratégies de commande de freinage

Les paragraphes III.2 et III.3 présentent les modèles cinématique et dynamique du véhicule. Le paragraphe III.4 présente la commande par mode de glissement du taux de glissement (SM). Dans le paragraphe III.5, la commande de freinage proposée sur la base du respect des contraintes de la réglementation R13H de l'ECE a été conçue et expliquée. Enfin, une discussion sur les résultats de simulation et les stratégies de commande est reprise dans le paragraphe III.6 où certains blocs Matlab / Simulink[®] seront affichés. Les résultats de la simulation du système seront analysés et comparés en fonction de différents types de routes.

III.2 Modèle cinématique du véhicule

Le modèle cinématique est important pour décrire le trajet du véhicule lors du freinage, pour afficher les différentes grandeurs cinématiques nécessaires pour le calcul des forces et pour avoir une analyse sur l'état du véhicule, notamment sa stabilité.

III.2.1 Les références des coordonnées

Trois repères de coordonnées seront définis : un repère de coordonnées lié à la carrosserie du véhicule (x^B, y^B, z^B) ayant pour origine le centre de masse du véhicule (CoM), un repère fixe de coordonnées inertiel (x^I, y^I, z^I) et un repère de coordonnées (x^w, y^w, z^w) lié à la roue ayant pour origine le centre de chaque roue. Pour raison de clarté, le système d'axes (x^w, y^w, z^w) ne sera pas montré sur la Figure III.3.

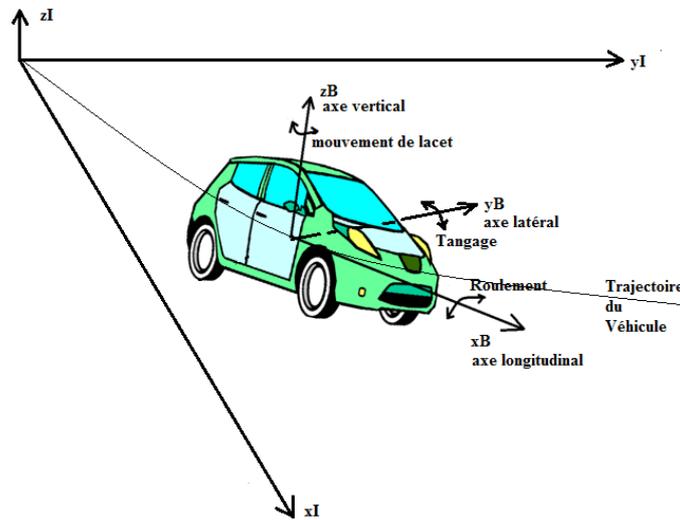


Figure III.3 : Véhicule en virage - Repère inertiel et repère lié à la carrosserie du véhicule.

De manière générale, il est utilisé la matrice de rotation d'Euler qui permet d'effectuer la transformation rotationnelle des coordonnées du repère lié à la carrosserie au repère inertiel fixe [156], [157]. Dans notre cas, on négligera les mouvements de tangage et de roulement, et la matrice de rotation sera réduite à :

$$R_z = \begin{bmatrix} \cos(\psi) & -\sin(\psi) & 0 \\ \sin(\psi) & \cos(\psi) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (\text{III.1})$$

III.2.2 Le parcours du véhicule dans le repère inertiel

Pour analyser les manœuvres de virage, il est utile d'illustrer le parcours de véhicule dans le repère inertiel. La vitesse du CoM dans le repère lié à la carrosserie peut être décrite par :

$$v^B = \begin{bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \\ 0 \end{bmatrix} \quad (\text{III.2})$$

Transformée en repère inertiel fixe, la vitesse devient :

$$v^I = R_z \cdot v^B = \begin{bmatrix} \dot{x} \cdot \cos(\psi) - \dot{y} \cdot \sin(\psi) \\ \dot{x} \cdot \sin(\psi) + \dot{y} \cdot \cos(\psi) \\ 0 \end{bmatrix} \quad (\text{III.3})$$

La position du véhicule dans le repère fixe à l'instant t est donc obtenue par intégration dans le temps de l'expression (III.4).

III.2.3 Cinématique de braquage

Un véhicule qui voyage à faible vitesse peut virer sans développer de forces latérales; c'est à dire que le vecteur vitesse sur chaque roue est colinéaire sur l'axe x^{wij} et aucun glissement latéral n'est développé, ceci est appelé la condition d'Ackermann (Figure III.4), [158], [159].

L'angle de braquage δ appliqué par le conducteur est appelé angle d'Ackermann. Les angles de braquage de chaque roue avant sont reliés à l'angle d'Ackermann par les équations suivantes (durant un virage à gauche) :

$$\delta_l = \tan^{-1} \left(\frac{L}{L \cot \delta - \frac{l_w}{2}} \right) \quad (\text{III.4})$$

$$\delta_r = \tan^{-1} \left(\frac{L}{L \cot \delta + \frac{l_w}{2}} \right) \quad (\text{III.5})$$

La condition d'Ackermann est une condition statique à vitesse nulle. Elle est valable pour des analyses à basse vitesse (manœuvre de stationnement). Pour des vitesses plus élevées, le mouvement de virage est le résultat d'un glissement latéral (side slip). Le point O est le centre de virage du véhicule.

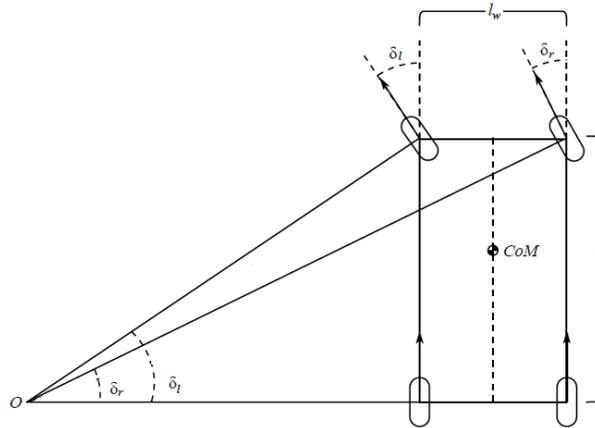


Figure III.4 : Angles de braquage - Condition d'Ackermann respecté

III.2.4 Vecteur de vitesse

Quand la condition d'Ackermann n'est pas assurée, la composante de vecteur vitesse causée par le taux de lacet sur chaque roue n'est plus orthogonale à la direction longitudinale du véhicule (Figure III.5). En écrivant les relations géométriques, le vecteur vitesse peut être ramené au point de contact de chaque roue tel que :

$$v_{wfl}^B = \begin{bmatrix} \dot{x} - \dot{\psi} \cdot r_{fl} \cdot \sin(\varepsilon_{fl}) \\ \dot{y} + \dot{\psi} \cdot r_{fl} \cdot \cos(\varepsilon_{fl}) \end{bmatrix} \quad (\text{III.6})$$

$$v_{wfr}^B = \begin{bmatrix} \dot{x} + \dot{\psi} \cdot r_{fr} \cdot \cos(\varepsilon_{fr}) \\ \dot{y} + \dot{\psi} \cdot r_{fr} \cdot \sin(\varepsilon_{fr}) \end{bmatrix} \quad (\text{III.7})$$

$$v_{wrl}^B = \begin{bmatrix} \dot{x} - \dot{\psi} \cdot r_{rl} \cdot \cos(\varepsilon_{rl}) \\ \dot{y} - \dot{\psi} \cdot r_{rl} \cdot \sin(\varepsilon_{rl}) \end{bmatrix} \quad (\text{III.8})$$

$$v_{wrr}^B = \begin{bmatrix} \dot{x} + \dot{\psi} \cdot r_{rr} \cdot \sin(\varepsilon_{rr}) \\ \dot{y} - \dot{\psi} \cdot r_{rr} \cdot \cos(\varepsilon_{rr}) \end{bmatrix} \quad (\text{III.9})$$

où $\dot{\psi}$ est la vitesse angulaire autour de l'axe Z^B .

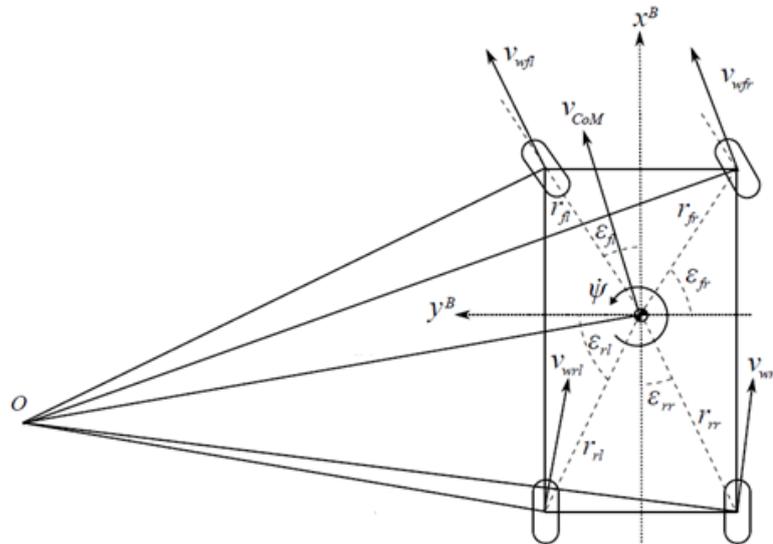


Figure III.5 : Vecteur vitesse ramené sur chaque roue

III.2.5 Angle de glissement latéral

L'angle de glissement latéral (side slip angle) α_{ij} , appelé aussi angle de dérive, montré sur la Figure III.6, est l'angle que fait le vecteur v_{wij} avec l'axe x^{wij} , tel que:

$$\alpha_{ij} = \delta_j - \eta_{ij} \tag{III.10}$$

avec

$$\eta_{ij} = \tan^{-1} \left(\frac{v_{y^{wij}}}{v_{x^{wij}}} \right) \tag{III.11}$$

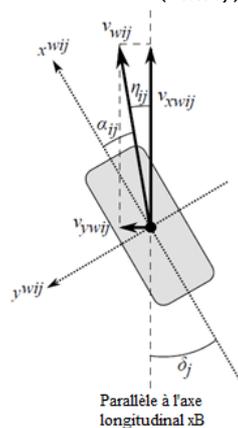


Figure III.6 : Angle de dérive de la roue ij

III.2.6 Les coefficients de glissement

Les trois types de glissement sont montrés sur la Figure III.7 et se définissent par : le glissement longitudinal (ou taux de glissement - λ_{Lij}), le glissement latéral λ_{Sij} et le glissement résultant $\lambda_{res,ij}$.

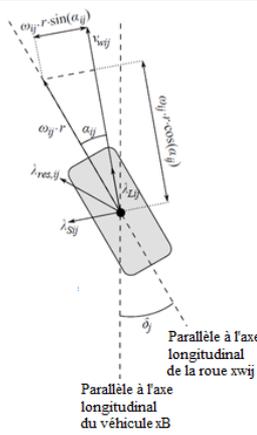


Figure III.7 : Modèle d'une roue montrant la direction du vecteur de vitesse, la vitesse tangentielle de la roue, le taux de glissement, le glissement latéral, et le glissement résultant au point de contact pneu-route.

Le Tableau III.1 définit le taux de glissement et le glissement latéral :

Tableau III.1 : Glissements longitudinal et latéral suivant une opération de freinage ou de traction

	Freinage $\omega_{ij} \cdot r \cdot \cos(\alpha_{ij}) \leq v_{wij}$	Traction $\omega_{ij} \cdot r \cdot \cos(\alpha_{ij}) > v_{wij}$
Taux de glissement	$\lambda_{Lij} = \frac{\omega_{ij} \cdot r \cdot \cos(\alpha_{ij}) - v_{wij}}{v_{wij}} \quad (III.12)$	$\lambda_{Lij} = \frac{\omega_{ij} \cdot r \cdot \cos(\alpha_{ij}) - v_{wij}}{\omega_{ij} \cdot r \cdot \cos(\alpha_{ij})} \quad (III.13)$
Glissement Latéral	$\lambda_{Sij} = \frac{\omega_{ij} \cdot r \cdot \sin(\alpha_{ij})}{v_{wij}} \quad (III.14)$	$\lambda_{Sij} = \tan(\alpha_{ij}) \quad (III.15)$

Le glissement longitudinal est dans la direction du vecteur vitesse de la roue. Le glissement latéral est perpendiculaire à ce vecteur. Le glissement résultant est défini par:

$$\lambda_{res,ij} = \sqrt{\lambda_{Lij}^2 + \lambda_{Sij}^2} \quad (III.16)$$

III.3 Modèle dynamique du véhicule

Le modèle dynamique développé est dérivé des équilibres des forces et des couples de la carrosserie du véhicule et de chaque roue. Le développement du modèle dynamique est nécessaire pour calculer la force de friction au point de contact pneu/sol pour chaque roue. Cette force sera utilisée dans l'équation fondamentale (III.17) pour établir la vitesse de la roue, et l'effet de la force du freinage assurée par les moteurs de traction sur le mouvement global du véhicule. Le système possède 7 degrés de liberté : mouvement longitudinal, mouvement latéral, le mouvement de lacet et les rotations des 4 roues.

III.3.1 Dynamiques des roues

Les dynamiques des 4 roues sont décrites par un équilibre du couple sur chaque roue basées sur le système de la Figure III.8:

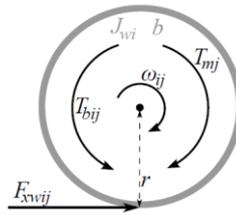


Figure III.8 : Couples exercés sur une roue

L'équilibre du couple autour du centre de rotation de la roue est :

$$J_{wi} \cdot \dot{\omega}_{ij} = T_{mj} - T_{bij} \cdot \text{sign}(\omega_{ij}) - b \cdot \omega_{ij} - r \cdot F_{xwij} \quad (\text{III.17})$$

III.3.2 Friction pneu-route

La force de friction sur le point de contact est donnée par :

$$F_{\mu,ij} = F_{zij} \cdot \mu_{ij} \quad (\text{III.18})$$

où μ_{ij} est le coefficient de friction et F_{zij} est la force normale verticale agissant sur chaque roue.

Différents modèles analytiques et empiriques du coefficient de friction existent. Nous utiliserons le modèle le plus largement utilisé qui est celui de Burckhardt. Le coefficient de friction est modélisé par [160]:

$$\mu_{ij} = c_1 \cdot (1 - e^{-c_2 \cdot \lambda_{res,ij}}) - c_3 \cdot \lambda_{res,ij} \quad (\text{III.19})$$

où $\lambda_{res,ij}$ est le glissement résultant de l'équation (III.16). Les coefficients c_1 , c_2 et c_3 dépendent de la surface de la route. Différents travaux de recherche sont effectués sur l'estimation du coefficient de friction de la route [161], [162] et [163]. Dans notre cas, le type de la route sera prédéterminé ainsi que les coefficients du modèle Burckhardt donnés par le Tableau III.2.

Tableau III.2 : Coefficients du modèle de friction du pneu de Burckhardt dépendant de la surface 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

Ce modèle sera utilisé pour sa simplicité et la connaissance des coefficients du modèle de friction.

Le tracé de l'équation pour différents types et conditions de route se trouve sur la Figure III.9.

On observe que le coefficient de friction augmente approximativement linéairement avec le glissement pour des faibles valeurs de glissement. Ce coefficient augmente à une valeur maximale pour chaque surface de route pour décroître linéairement jusqu'à $\lambda_{res,ij} = 1$.

Le coefficient de friction maximal dépend fortement de la surface de la route, et de la valeur correspondante du glissement.

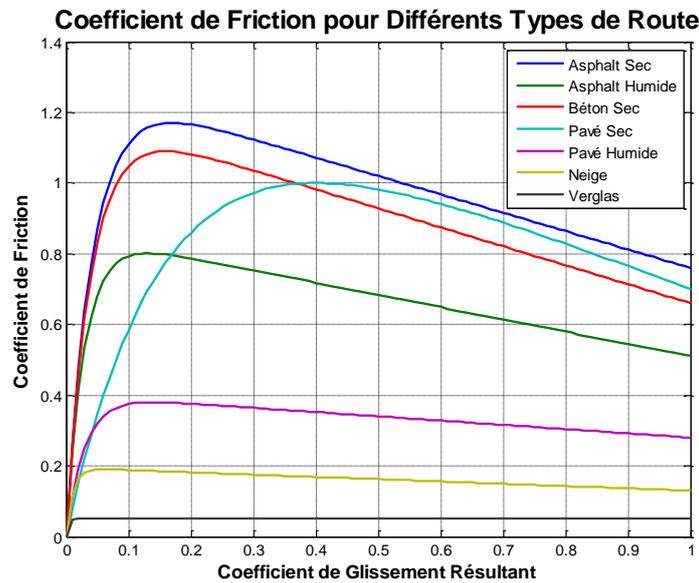


Figure III.9: Coefficient de friction en fonction du glissement résultant pour différents type et conditions de route

Durant le mouvement du véhicule avec un glissement combiné (longitudinal et latéral), le coefficient de friction va avoir une composante longitudinale dans la direction du vecteur de vitesse de la roue et une latérale perpendiculaire à ce vecteur de vitesse. Ces composantes peuvent être exprimées par :

$$\mu_{Lij} = \mu_{ij} \cdot \frac{\lambda_{Lij}}{\lambda_{res,ij}} \quad (\text{III.20})$$

$$\mu_{Sij} = \mu_{ij} \cdot \frac{\lambda_{Sij}}{\lambda_{res,ij}} \quad (\text{III.21})$$

La force de friction $F_{xw_{ij}}$ utilisée dans l'équilibre du couple de la roue peut être aussi trouvée en sur l'axe xw_{ij} .

$$F_{xw_{ij}} = F_{z_{ij}} \cdot \frac{\mu_{ij}}{\lambda_{res,ij}} \cdot (\lambda_{Lij} \cdot \cos(\alpha_{ij}) + \lambda_{Sij} \cdot \sin(\alpha_{ij})) \quad (\text{III.22})$$

III.3.3 Les freins hydrauliques

La pression de freinage est assumée proportionnelle au couple de freinage. Le couple de freinage peut donc être modélisé par :

$$T_{bij} = \frac{1}{\tau_b \cdot s + 1} T_{bij,ref} \quad (\text{III.23})$$

La constante du temps de la dynamique de freinage est prise $\tau_b = 10 \text{ ms}$.

III.3.4 La force de résistance aérodynamique

La force de résistance de traînée de l'air a pour expression [164]:

$$F_{drag} = \frac{\rho}{2} \cdot A \cdot c_D \cdot \dot{x}^2 \cdot \text{sign}(\dot{x}) \quad (\text{III.24})$$

Cette force affecte principalement le mouvement du véhicule à vitesse élevée due au terme quadratique \dot{x}^2 .

III.3.5 La résistance de roulement

A basse vitesse, la force principale de résistance au mouvement longitudinal est la résistance de roulement des pneus. Cette force a pour expression:

$$F_{roll,i,j} = c_{roll} \cdot F_{z_{ij}} \cdot \text{sign}(\omega_{ij}) \quad (III.25)$$

La résistance de roulement est causée par plusieurs mécanismes tels que les pertes d'énergie dues à la déflexion des pains de gomme, la déflexion latérale du pneu à côté de surface contact au sol, la déflexion de la surface de la route,...

Le Tableau III.3 présente les valeurs du coefficient de roulement pour différents états de route.

Tableau III.3 : Coefficient de la résistance de roulement pour différents états de route

Condition de la Route	c_{roll}
Très bonne condition - Béton	0,008 - 0,1
Très bonne condition - Asphalte	0,01 - 0,012
Etat Moyen - Béton	0,01 - 0,015
Etat 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
Neige Epaisse (10 cm)	0,037
Sable	0,15 - 0,3

III.3.6 Charges normales aux pneus du véhicule

La charge totale du véhicule doit être compensée par le total des forces normales :

$$F_{zfr} + F_{zfl} + F_{zrr} + F_{zrl} = mg \quad (III.26)$$

La Figure III.10 présente les forces appliquées sur le véhicule selon les deux axes x^B et y^B .

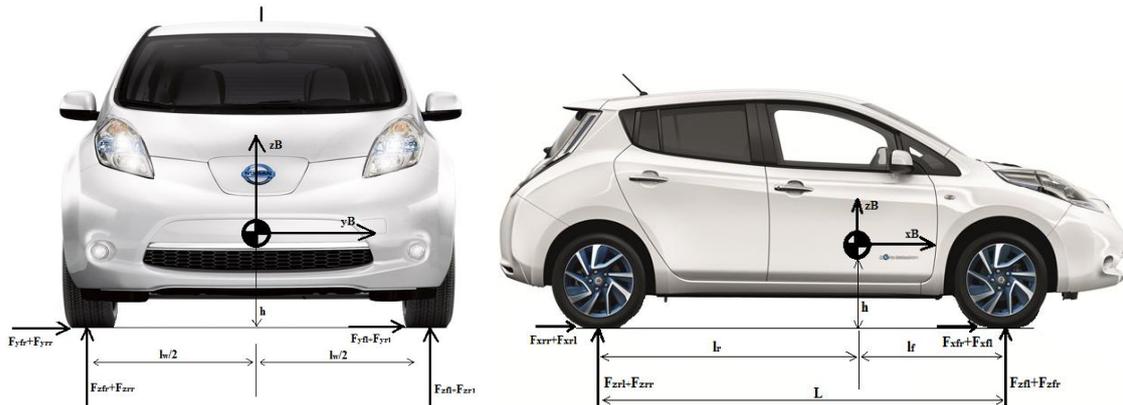


Figure III.10 : Equilibres autour des axes x^B et y^B

En effectuant l'équilibre autour des axes x^B et y^B , on obtient la force normale sur chaque roue

$$F_{zfr} = \frac{l_r m \cdot g}{2L} - \frac{h \cdot m}{2 \cdot L} (\ddot{x} - \dot{\psi} \cdot \dot{y}) + \frac{h \cdot m}{2 \cdot l_w} (\ddot{y} + \dot{\psi} \cdot \dot{x}) \quad (III.27)$$

$$F_{zfl} = \frac{l_r m \cdot g}{2L} - \frac{h \cdot m}{2 \cdot L} (\ddot{x} - \dot{\psi} \cdot \dot{y}) - \frac{h \cdot m}{2 \cdot l_w} (\ddot{y} + \dot{\psi} \cdot \dot{x}) \quad (III.28)$$

$$F_{zrr} = \frac{l_f m \cdot g}{2L} + \frac{h \cdot m}{2 \cdot L} (\ddot{x} - \dot{\psi} \cdot \dot{y}) + \frac{h \cdot m}{2 \cdot l_w} (\ddot{y} + \dot{\psi} \cdot \dot{x}) \quad (\text{III.29})$$

$$F_{zrl} = \frac{l_f m \cdot g}{2L} + \frac{h \cdot m}{2 \cdot L} (\ddot{x} - \dot{\psi} \cdot \dot{y}) - \frac{h \cdot m}{2 \cdot l_w} (\ddot{y} + \dot{\psi} \cdot \dot{x}) \quad (\text{III.30})$$

Pour les forces normales des roues avant, on remarque qu'il y a un transfert de charges des roues avant vers les roues arrière lors d'une accélération, et un transfert inverse lors d'un freinage.

Comme on a déjà démontré, une force de friction maximale s'obtient pour un coefficient de friction maximale correspondant à un coefficient de glissement bien défini. Or le développement du glissement ne peut être contrôlé qu'en variant les vitesses tangentielles des roues relativement à la vitesse du véhicule. La variation des vitesses des roues s'effectuent par la commande des moteurs IPMSM et des freins hydrauliques.

III.4 Commande par mode glissement du coefficient de glissement

III.4.1 Introduction

La Figure III.9 montre le tracé du coefficient de friction en fonction du coefficient de glissement selon l'Eq. (III.19) pour différents types de route.

Pour toutes les courbes présentées, le coefficient de glissement λ_{max} amenant à un coefficient de friction maximal découle de l'annulation de la dérivée de l'équation (III.19), soit :

$$\lambda_{max} = -\frac{\ln\left(\frac{c_3}{c_1 c_2}\right)}{c_2} \quad (\text{III.31})$$

Le coefficient de friction μ est maximal pour une route de type asphalte sec et minimal pour une route verglacée. Par conséquent, en fonction du type de la route, la commande par mode de glissement va réguler la valeur du coefficient de glissement à λ_{max} , afin d'avoir une condition de freinage extrême.

III.4.2 Conception du régulateur

Le régulateur sera conçu selon le modèle expliqué dans [165]:

$$\dot{\lambda}_{Lij} = -\frac{1}{\dot{x}} \left(\frac{1 + \lambda_{Lij}}{m} \cdot (4 \cdot F_{xij} - F_{roll} - F_{drag}) + \frac{r^2}{J_{wi}} \cdot F_{xij} \right) + \frac{r}{J_{wi} \cdot \dot{x}} \cdot u_{ij} \quad (\text{III.32})$$

$$\dot{\lambda}_{ij} = f(\lambda_{Lij}, \dot{x}) + g(\dot{x}) \cdot u_{ij} \quad (\text{III.33})$$

Une surface de glissement s sera donc construite afin d'être forcée à zéro malgré les incertitudes paramétriques et les perturbations. En général, la surface de glissement s est une fonction pondérée des erreurs d'état du système. Une simple fonction peut être mise sous la forme :

$$s = \tilde{\lambda}_{Lij}(t) \quad (\text{III.34})$$

Avec:

$$\tilde{\lambda}_{Lij}(t) = \lambda_{Lij}(t) - \lambda_{Lij,ref}(t) \quad (\text{III.35})$$

Afin d'empêcher des actions "tout ou rien" de la commande provenant du signe de l'erreur (et non pas de son amplitude), et pour assurer une dynamique à convergence exponentielle de l'erreur, la surface de glissement est choisie comme une somme pondérée de l'erreur avec une intégration de l'erreur. Ceci est connu par la commande par mode glissement à intégrale (Integral Sliding Mode Control - ISMC) :

$$s = \tilde{\lambda}_{Lij}(t) + \eta \cdot \int_0^t \tilde{\lambda}_{Lij}(\tau) \cdot d\tau - \tilde{\lambda}_{Lij}(0) \quad (\text{III.36})$$

Le système de commande forcera le système à atteindre la surface de glissement partant d'un état initial quelconque et à glisser sur $s = 0$ avec les dynamiques déterminées par la définition même de la surface glissante. Les dynamiques de l'erreur du coefficient de glissement sont données par:

$$\tilde{\lambda}_{Lij}(t) = \tilde{\lambda}_{Lij}(0) \cdot e^{-\eta t} \quad (\text{III.37})$$

La fonction de Lyapunov est une fonction scalaire positive en fonction des variables d'état du système. La loi de commande doit faire décroître cette fonction. Sa dérivée doit donc être une fonction définie négative $\dot{V} < 0$, où V :

$$V = \frac{1}{2} \cdot s^2 \quad (\text{III.38})$$

u_{ij} est choisi tel que :

$$u_{ij} = - \frac{\hat{f} + \eta \cdot \tilde{\lambda}_{Lij} + k \cdot \text{sat}\left(\frac{s}{\theta_c}\right)}{\hat{g}} \quad (\text{III.39})$$

où \hat{f} et \hat{g} sont les dynamiques estimées de f et g définies dans (III.33).

$\text{sat}\left(\frac{s}{\theta_c}\right)$ est définie par :

$$\text{sat}\left(\frac{s}{\theta_c}\right) = \begin{cases} \frac{s}{\theta_c} & \text{for } \left|\frac{s}{\theta_c}\right| \leq 1 \\ \text{sign}\left(\frac{s}{\theta_c}\right) & \text{autrement} \end{cases} \quad (\text{III.40})$$

La largeur de la couche limite θ_c est montrée dans la Figure III.11 :

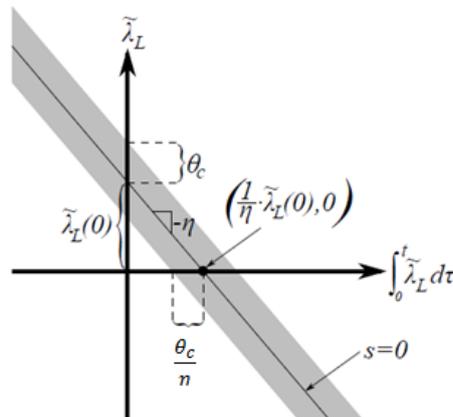


Figure III.11: Couche limite pour le coefficient de glissement longitudinal

Afin de faire face aux incertitudes et aux variations paramétriques et de forcer \dot{V} à devenir définie négative, k est choisi tel que :

$$k \geq \beta' \cdot F + (\beta' - 1) \cdot |\hat{f} + \eta \cdot \tilde{\lambda}_{Lij}| \quad (\text{III.41})$$

Ce qui résulte en :

$$\dot{V} \leq -|s| \quad (\text{III.42})$$

Afin de calculer le gain k et la commande sur chaque roue u_{ij} , il est important d'évaluer en temps réel, lors de la simulation, la fonction limite de f , F , l'estimation de l'erreur des limites sur g , β' , et finalement les fonctions dynamiques estimées \hat{f} et \hat{g} [165] :

$$\hat{f} = -\frac{1}{\dot{x}} \left(\frac{1 + \lambda_{Lij}}{\hat{m}} \cdot \left(4 \cdot F_{xij} - \hat{m} \cdot g \cdot \hat{c}_{roll} - \frac{\rho}{2} \cdot A \cdot \hat{c}_D \cdot \dot{x}^2 \right) + \frac{\hat{f}^2}{J_{wi}} \cdot F_{xij} \right) \quad (\text{III.43})$$

$$F = \frac{1}{\dot{x}} \left(|1 + \lambda_{Lij}| \cdot \left(4 \cdot |F_{xij}| \cdot \frac{\hat{m}}{\hat{m} \cdot m_{min}} + g \cdot \bar{c}_{roll} + \frac{\rho}{2} \cdot A \cdot \dot{x}^2 \cdot \frac{c_{D,max} \cdot \hat{m} + \hat{c}_D \cdot m_{max}}{\hat{m} \cdot m_{min}} \right) \right) \quad (\text{III.44})$$

$$\hat{g} = \frac{\sqrt{r_{min} r_{max}}}{J_{wi} \cdot \dot{x}} \quad (\text{III.45})$$

$$\beta' = \sqrt{\frac{r_{max}}{r_{min}}} \quad (\text{III.46})$$

Les incertitudes sont prises sur la masse du véhicule, le coefficient de résistance de roulement et le coefficient de résistance aérodynamique. \hat{y} est la valeur estimée d'un paramètre y , \bar{y} est sa déviation. La vitesse du véhicule \dot{x} , le coefficient de glissement λ_{Lij} et la force de friction F_{xij} seront évaluées durant la simulation en fonction de l'état du véhicule défini par les équations des modèles cinématique et dynamique du véhicule (cf. § III.2 et § III.3).

III.5 Commande de freinage selon la réglementation ECE R13H

III.5.1 Introduction

Avant d'avoir l'approbation de rouler, tout véhicule doit se conformer aux standards et normes internationaux. La réglementation ECE n°13 « Dispositions uniformes concernant l'approbation des véhicules des catégories M, N et O en matière de freinage » détermine la performance de freinage légale minimale pour les véhicules routiers neufs au moment de l'approbation par type. Cette performance de freinage est spécifiée en termes de distance d'arrêt et en termes de décélération moyenne en régime.

Cette réglementation contient tous les essais-types nécessaires pour les systèmes de freinage pour différentes catégories de véhicule (M pour les véhicules motorisés pour le transport des passagers, N pour les véhicules motorisés pour le transport des marchandises et O pour les remorques ou semi-remorques) afin d'avoir l'approbation. Pour nos travaux, les essais de simulation sont performés sur un véhicule de catégorie M1 décrit dans ECE R13H. Dans la réglementation, le système de freinage régénératif est considéré comme faisant partie du service du système de freinage.

Selon l'essai Type 0 (essais de performance ordinaire pour des freins à froid) de la réglementation ECE R13H, [78], [166], ayant le moteur débrayé et sur une surface de route à bonne adhérence, la décélération doit être supérieure ou égale 5.8 m/s^2 , et la distance d'arrêt d doit respecter l'inégalité :

$$d \leq 0.1V + \frac{V^2}{150} \quad (\text{III.47})$$

III.5.2 Contraintes de distribution des forces de freinage avant/arrière

La force de freinage maximale est limitée par l'adhésion pneu-sol qui est proportionnelle à la force normale agissant sur la roue. Les forces de freinage appliquées aux essieux avant et arrière doivent être proportionnelles à leurs forces normales respectives:

$$\frac{F_{bf}}{F_{br}} = \frac{l_r - h\ddot{x}/g}{l_f + h\ddot{x}/g} \quad (\text{III.48})$$

Pour les mouvements longitudinaux, on va assumer qu'il n'y a pas une différence entre les forces de freinage droite et gauche pour les roues avant et arrière. F_{bf} est la force de freinage totale avant, et F_{br} est la force de freinage totale arrière. On ne fera donc pas la distinction entre force de freinage gauche ou droite. Dans le cas d'une décélération, \ddot{x} est négative. Pour simplifier la notation, on utilisera $j = -\ddot{x}$ et $z = j/g$ comme sévérité de décélération.

On va considérer aussi que la condition et le type de la route ne change pas d'une roue à une autre. Pour cela, le coefficient de friction maximal est considéré le même pour les quatre roues, ainsi que le coefficient de glissement λ_{max} . Le véhicule atteint sa décélération maximale à:

$$j_{max} = g\mu \quad (\text{III.49})$$

Si on considère le blocage des 4 roues (avant et arrière) en même temps dû au freinage, les forces de freinage avant et arrière doivent respecter l'expression suivante (*courbe I*) :

$$F_{br} = \frac{1}{2} \left(\frac{mg}{h} \sqrt{l_r^2 + \frac{4hL}{mg} F_{bf}} - \left(mg \frac{l_r}{h} + 2F_{bf} \right) \right) \quad (\text{III.50})$$

Alors que si le blocage des roues avant devance les roues arrière, les forces de freinage avant et arrière vont répondre à l'équation suivante représentant les *lignes f* dans le plan (F_{bf}, F_{br}) :

$$F_{br} = F_{bf} \left(\frac{L - \mu h}{\mu h} \right) - mg \frac{l_r}{h} \quad (\text{III.51})$$

Dans ce cas, malgré les pertes de commande de la direction, le véhicule ne va pas perdre sa stabilité directionnelle.

Si les roues arrière se bloquent avant les roues avant, une grande probabilité de pertes de stabilité directionnelle peut avoir lieu du fait qu'on n'aura aucune résistance pour les forces latérales. Les forces de freinage avant et arrière vont répondre par les *lignes r* dans le plan (F_{bf}, F_{br}) :

$$F_{br} = \frac{\mu}{L + \mu h} (mgl_f - hF_{bf}) \quad (\text{III.52})$$

β est défini comme le rapport entre la force de freinage avant et la force de freinage totale :

$$\beta = \frac{F_{bf}}{F_{bf} + F_{br}} \quad (\text{III.53})$$

Selon ECE R13 [166] et [167], la sévérité de la décélération z doit respecter les inégalités suivantes:

$$z \geq 0.1 + 0.85 \times (\mu_f - 0.2) \quad (\text{III.54})$$

$$z \geq 0.1 + 0.85 \times (\mu_r - 0.2) \quad (\text{III.55})$$

Dans ces inégalités, la distinction est faite entre les coefficients de friction avant et arrière. En fait, le coefficient de friction dépend du coefficient de glissement selon (III.19). Le coefficient de glissement avant est différent du coefficient de glissement arrière, du fait de la distribution des forces de freinage inégale entre les roues avant et arrière.

Les inégalités précédentes sont remplacées par les deux inégalités faisant intervenir le rapport des forces de freinage β :

$$\beta \leq \frac{(l_r + zh) \cdot (z + 0.07)}{0.85zL} \quad (\text{III.56})$$

$$\beta \geq \frac{0.85zL + (zh - l_f) \cdot (z + 0.07)}{0.85zL} \quad (\text{III.57})$$

Durant la simulation, il est important de vérifier que le rapport de distribution des forces de freinage se trouve entre les limites supérieures et inférieures définies par les équations (III.56) et (III.57).

L'équation (III.56) détermine le rapport de distribution maximal assurant une force de freinage avant maximal. En utilisant cette équation, la force de freinage arrière minimal répond à l'équation du 2nd degré suivante:

$$h(F_{bf} + F_{br})^2 + (l_r + 0.07h)mg(F_{bf} + F_{br}) + 0.07(mg)^2l_r - 0.85mgLF_{bf} = 0 \quad (\text{III.58})$$

La solution correspond à $F_{br_{min}}$ qui est la force de freinage minimale acceptable pour les roues arrière selon la réglementation ECE R13. En appliquant cette force aux roues arrière va permettre d'avoir une force de freinage maximale pour les roues avant et donc une meilleure récupération d'énergie. Le tracé correspond à β_{max} Curve dans le plan (F_{bf}, F_{br}) .

Afin de simplifier l'expression de β_{max} Curve, une dérivation de β par rapport à z de l'équation est effectuée amenant à un rapport de distribution à force de freinage avant maximal, [168], β_{max} :

$$\beta_{max} = \frac{2\sqrt{0.07l_r h} + l_r + 0.07h}{0.85L} \quad (\text{III.59})$$

Le lieu des forces correspondant à β_{max} dans le plan (F_{bf}, F_{br}) sera appelé β_{max} line. Toute méthode de contrôle de forces de freinage devra permettre au lieu (F_{bf}, F_{br}) d'être compris entre I -curve et β_{max} line. On utilisera les équations citées ci-dessus pour tracer les courbes à opérations limites pour la méthode de contrôle à contraintes proposée.

III.5.3 Stratégie de Distribution des Forces de Freinage

Afin d'avoir une force de freinage avant maximal tout en respectant la réglementation ECE R13, le lieu des forces de freinage doit être compris entre β_{max} Curve et I -curve. La première courbe traduit une force de freinage des roues arrières la plus minimale possible, selon ECE R13. La seconde courbe traduit le blocage des deux roues avant et arrière et donc l'inefficacité des forces de freinage. Suivant le taux de décélération, la proposition est de décomposer la distribution des forces de freinage en 5 zones ayant comme contrainte de maximiser la récupération de l'énergie sur les roues avant. Ces 5 zones sont délimitées par les équations suivantes :

<p>Zone I $0 < z \leq z_{lim1}$</p>	$\begin{cases} F_{bf} = mgz \\ F_{br} = 0 \end{cases} \quad (III.60)$	
<p>Zone II $z_{lim1} < z \leq z_{lim2}$</p>	$\begin{cases} F_{bf} = mgz_{lim1} \\ F_{br} = \frac{(1 - \beta_{max}) \cdot mgz_{lim1}}{z_{lim2} - z_{lim1}} (z - z_{lim1}) \end{cases} \quad (III.61)$	
<p>Zone III : $z_{lim2} < z \leq z_{lim3}$</p>	$\begin{cases} F_{bf} = \beta_{max} \cdot F_{total} = \beta_{max} \cdot mgz \\ F_{br} = (1 - \beta_{max}) \cdot mgz \end{cases} \quad (III.62)$	
<p>Zone IV $z_{lim3} < z \leq z_{lim4}$</p>	$\begin{cases} F_{bf} = \frac{mg\mu}{L} (l_r + zh) \\ F_{br} = F_{bf} \left(\frac{L - \mu h}{\mu h} \right) - mgl_r/h \end{cases} \quad (III.63)$	
<p>Zone V $z_{lim4} > 0.6$</p>	$F_{br} = \frac{1}{2} \left(\frac{mg}{h} \sqrt{l_r^2 + \frac{4hL}{mg} F_{bf}} - \left(mg \frac{l_r}{h} + 2F_{bf} \right) \right) \quad (III.64)$	

Où:

z_{lim1} correspond au taux de décélération maximal qui peut être pris quand $\beta = 1$.

z_{lim2} correspond au point d'intersection entre β_{max} line et une force de freinage avant fixe.

z_{lim3} correspond à l'intersection entre β_{max} line et la droite f lines à $\mu = 0.6$.

z_{lim4} correspond à l'intersection entre la droite f lines à $\mu = 0.6$ et I -curve.

Dans la Figure III.12, le lieu proposé de la distribution des forces de freinage et pour un taux de décélération croissant est représenté par la ligne noire.

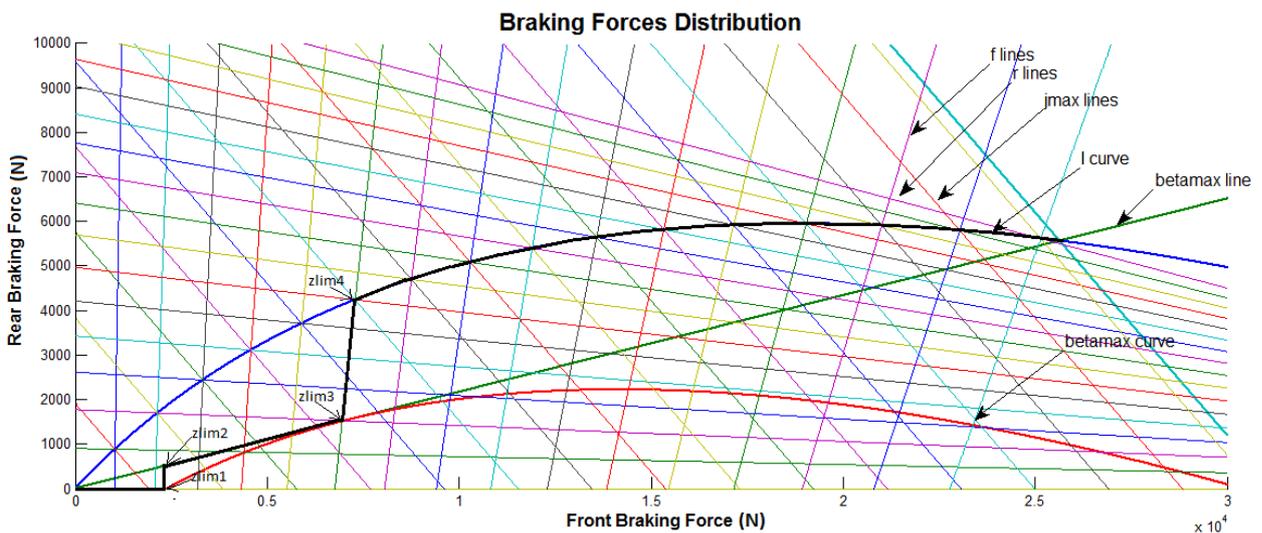


Figure III.12 : Zones de distribution des forces de freinage pour la méthode proposée

III.5.4 Stratégie de distribution entre forces de freinage électrique/mécanique pour les roues Avant

La stratégie est de récupérer le maximum d'énergie durant le freinage. La force de freinage par friction pour les roues avant est toujours le résultat positive de la différence entre la force

totale de freinage voulue pour les roues avant et la force électrique maximale qui peut être assurée par les deux moteurs électriques de traction.

Le couple disponible pour chaque moteur dépend de la vitesse de rotation de la roue et la méthode de commande de couple associée (cf. Chapitre II). Pour les vitesses élevées, le couple de freinage électrique est défini uniquement par la valeur maximale de la puissance, ce qui pourrait parfois poser problème tout particulièrement pour les surfaces de route à faible adhérence. En fait, afin de ne pas délivrer plus de couple que nécessaire (pour éviter le glissement des roues), le couple électrique sera forcé à zéro, et le couple sera assuré par le système de freinage mécanique. Dans d'autres cas, pour les vitesses élevées, si le couple de freinage électrique est plus faible que le couple de freinage totale demandé, les moteurs électriques pourront travailler à puissance maximale et assurer le couple défini par cette puissance.

III.5.5 Système de stockage hybride

Le système de stockage d'énergie hybride est celui défini dans le Chapitre IV (cf. Figure IV.1). Durant le freinage, l'énergie électrique est, en priorité, récupérée par l'élément de densité de puissance la plus élevée (l'ultracapacité). La puissance transférée est limitée à 60 kW, égale à la puissance totale des 2 moteurs électriques de 30 kW.

III.6 Système de Simulation

III.6.1 Introduction

Le modèle de simulation consiste en un programme Matlab identifiant les paramètres de la surface de la route, les paramètres du véhicule, l'affichage et le tracé des résultats. Le programme utilise aussi deux modèles Simulink : le premier est relatif à la méthode de commande par mode de glissement et le second à la méthode de distribution selon les contraintes de la réglementation ECE R13.

L'objectif principal est la comparaison des deux méthodes de freinage pour différents types et conditions de route durant une demande d'arrêt d'urgence provenant du conducteur. Les essais de simulation vont, aussi, être effectués dans des conditions extrêmes de freinage vérifiant ainsi les différentes forces de freinage, les couples des moteurs, les vitesses de rotation des roues, l'énergie récupérée, etc. On rappelle que les conditions de freinage brusque correspondent aux forces de freinage maximales qui peuvent être appliquées sur un véhicule pour un certain type et condition de route tout en assurant la stabilité et la manœuvrabilité, et tout en empêchant le blocage des roues.

L'équation (III.41) montre que le gain k de la commande par mode de glissement (CMG ou SMC pour Sliding Mode Control) doit être supérieur à une certaine quantité variable, fonction de la vitesse, du coefficient de glissement et d'autres variables (équations (III.43) à (III.46)) qui dépendent eux aussi des paramètres estimés du système. Des tests ont montré que la modification de gain k , tout en respectant l'équation, n'a pas de changement significatif sur les résultats de simulation. Ceci vient du fait que la commande SMC est par définition une méthode de commande "brutale".

Alors que pour la méthode de commande à contraintes proposée, un système anti-blocage des roues (ABS - Anti-Lock Braking System) a été intégré afin d'empêcher le blocage des roues. Toute l'importance consiste dans la stratégie de la distribution des forces de freinage.

Les paramètres du véhicule se trouvent dans l'Annexe B. Les paramètres utilisés pour la commande par mode de glissement sont dans le Tableau III.4 :

Tableau III.4: Paramètres pour la commande SMC

Valeur Minimale	Valeur Estimée	Valeur Maximale
$m_{min} = 1800 \text{ kg}$	$m_{est} = 2085 \text{ kg}$	$m_{max} = 2370 \text{ kg}$
$r_{min} = 0.25 \text{ m}$	$r_{est} = 0.3 \text{ m}$	$r_{max} = 0.35 \text{ m}$
$c_{Dmin} = 0.2$	$c_{Dest} = 0.3$	$c_{Dmax} = 0.4$
$c_{rollmin} = 0.008$	$c_{rollest} = 0.012$	$c_{rollmax} = 0.02$

L'entrée pour les modèles de commande seront λ_{max} pour la SMC, et μ_{max} pour la méthode de commande à contraintes selon ECE R13, assurant ainsi des conditions de freinage extrêmes. Les essais de simulation seront effectués pour une vitesse initiale du véhicule de 80 km/h et pour différents types de routes.

III.6.2 Le modèle Simulink et les blocs de commande

Au début de la simulation, un script permet de:

- 1) définir les paramètres du véhicule, les paramètres dynamiques externes et les paramètres de type de la route en fonction des choix de simulation,
- 2) définir les paramètres utilisés pour la commande par mode de glissement (SMC)
- 3) calculer et tracer les limites caractéristiques de fonctionnement de la méthode de commande à contraintes selon ECE R13,
- 4) définir les paramètres des moteurs et leurs caractéristiques limites de fonctionnement et les gains PID des courants et de vitesse,
- 5) lancer deux programmes Simulink respectivement pour la commande SMC et la commande à contraintes ECE R13
- 6) afficher et tracer les résultats.

III.6.3 Résultats de Simulation

III.6.3.a Surface à Coefficient de Friction Elevé

Dans ce type de simulation, l'essai est effectué sur une route de type asphalte sec, de bonne qualité, avec une vitesse initiale de 80 km/h. Les résultats sont résumés dans le Tableau III.5 :

Tableau III.5: Distance et temps d'arrêt pour des conditions de freinage extrêmes - Route de type asphalte aec

	Temps d'arrêt	Distance parcourue
Commande à contraintes ECE R13	2.24 sec	25.2 m
Commande par mode de glissement	1.91 sec	21.2 m

Les deux méthodes de commande respectent les spécifications de la réglementation ECE R13H stipulant que pour une route à haute adhérence, le temps d'arrêt doit être inférieur à 3.82 secondes pour une distance parcourue inférieure à 50.6 mètres, (III.47).

Dans la Figure III.13, le lieu (Forces Avant, Forces Arrière), pour la méthode de commande par mode de glissement (Sliding Mode Control - SMC), est situé en dessus de *I-Curve*, ce qui peut mener à un blocage des roues arrière avant les roues avant. Dans ce cas, le véhicule se trouve dans une situation vulnérable face à toutes forces perturbatrices latérales qui pourraient conduire à un comportement instable du véhicule.

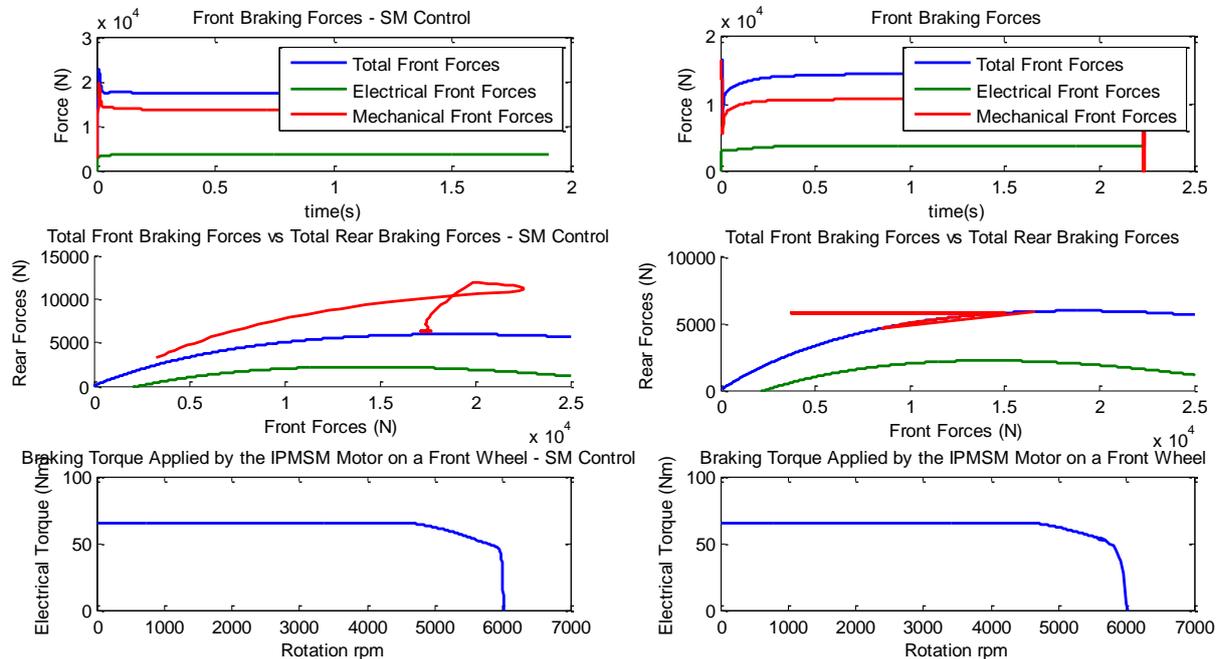


Figure III.13 : Distribution de forces de freinage avant, forces de freinage avant vs arrière, couple électrique pour une route à coefficient de friction élevé et conditions de freinage extrêmes

Après les 50 premières ms de freinage, le point de fonctionnement se stabilise à 17730 N pour les forces de freinage avant, et 6335 N pour les forces de freinage arrière (approximativement 100 N au-dessus de *I-Curve*). Alors que pour la commande basée sur les contraintes ECE R13, le lieu des forces est situé exactement sur la *I-Curve*, correspondant à une distribution de force de freinage idéale du lieu. Le trait rouge juste au-dessus du *I-Curve* est dû au déclenchement du système ABS pour les roues avant.

Le rapport des forces électriques par rapport les forces mécaniques est plus important pour la commande à contraintes ECE R13, ce qui explique sa supériorité dans la récupération de l'énergie. Pour les deux types de commande, les moteurs électriques freinent à leurs capacités maximales de couple correspondant à 65.5 Nm pour chaque moteur.

Dans la Figure III.14, le rapport β pour les deux types de commande est, au plus, à l'intérieur des contraintes définies par la répartition des forces. La courbe bleu clair, pour la commande à base des contraintes ECE R13H, est située au-dessus de la courbe rouge, correspondant à la commande SMC, ce qui indique que les roues avant sont plus sollicitées pour le premier type de commande.

La diminution de β en dessous de la limite inférieure de la courbe bleu clair est due au déclenchement du système ABS pour les roues avant.

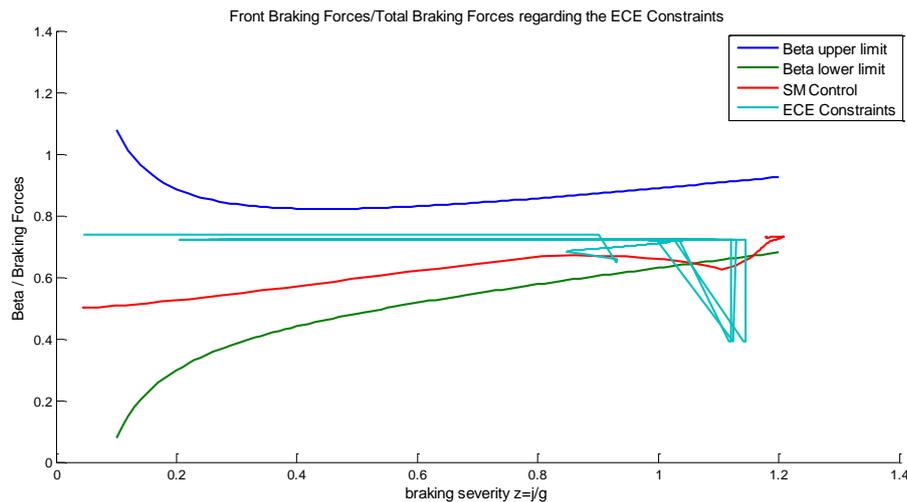


Figure III.14: Sévérité de freinage vs rapport de force de freinage avant/arrière pour une route à coefficient de friction élevé et conditions de freinage extrêmes

Dans la Figure III.15, les vitesses de rotation des roues avant et arrière pour la commande SMC sont pratiquement confondues, ce qui n'est pas le cas pour la commande à base des contraintes ECE R13 où la vitesse de rotation des roues avant sont 6 rpm plus faibles que la vitesse de rotation des roues arrière. Ce qui montre une plus grande amplitude de la force de la roue avant par rapport à celle de la roue arrière. Le véhicule décélère à $-11,7 \text{ m/s}^2$ pour la commande SMC, égale à la décélération maximale autorisée sur ce type de route. La valeur de la décélération maximale correspond au produit de la force de frottement maximal (cf. Figure III.9) de 1.17 par l'accélération gravitationnelle g . Ceci n'est pas le cas pour la méthode de commande à base des contraintes ECE R13 où la décélération est égale à -10 m/s^2 . En effet, pour ce type de commande, les contraintes imposées au lieu des forces (Forces avant, Forces arrière) ne permettent pas une libre distribution de la quantité des forces de freinage.

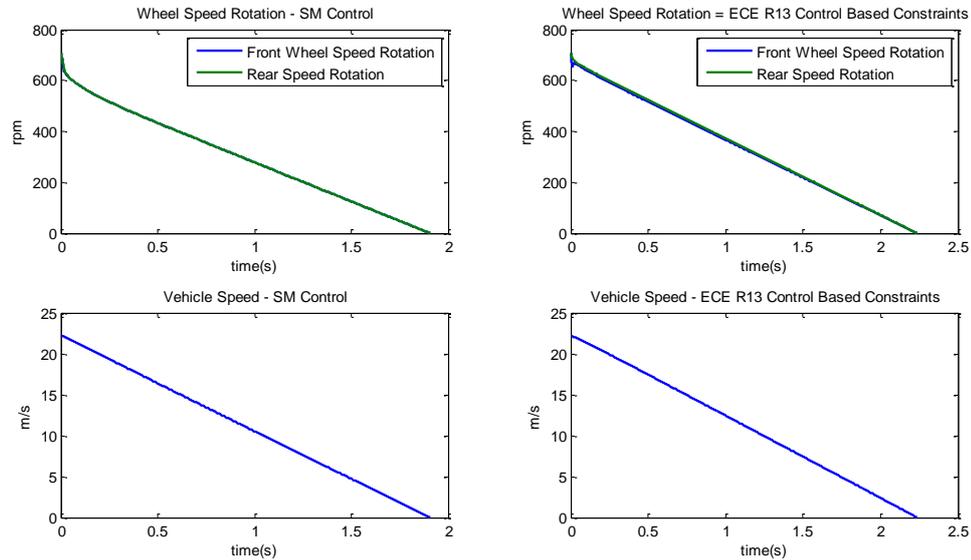


Figure III.15: Vitesse de rotation des roues avant et arrière en rad/s pour une route à coefficient de friction élevée et conditions de freinage extrêmes

Cela pourrait aussi être représenté sur la Figure III.16 où le glissement longitudinal est montré. La commande SMC est en mesure de parvenir à une parfaite régulation du coefficient de glissement à 0,17. Cependant, le coefficient de glissement de la commande à contraintes ne dépasse pas la valeur de 0,06 afin de respecter la réglementation ECE R13H. La décélération de -10 m/s^2 est bien supérieure à $0,34g$ déterminé comme étant la limite d'une amplitude de freinage confortable par l'AASHTO (American Association of State Highway and Transportation Officials). Durant une situation d'arrêt d'urgence d'un véhicule, le confort du conducteur est une deuxième priorité pour une telle application [169].

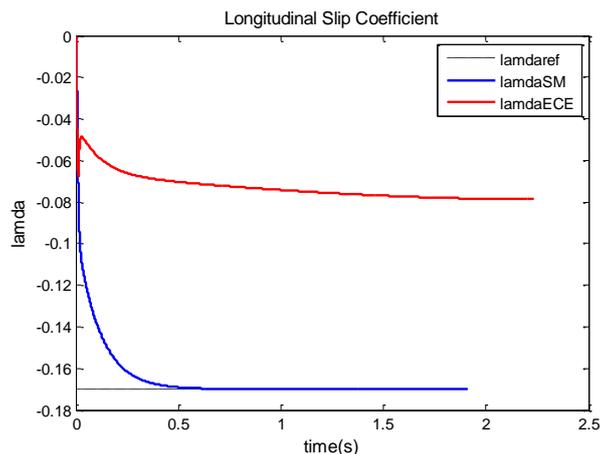


Figure III.16: Coefficient de glissement longitudinal pour une route coefficient de friction élevé

L'énergie récupérée est estimée au niveau de l'ultracapacité (UC) ou de la batterie du système de stockage hybride (HESS). Il est considéré que la tension de l'UC est à sa valeur admissible minimale de 165 V (cf. Chapitre IV), ce qui correspond à 45% de son état de charge (UC). Afin de quantifier l'énergie récupérée par l'élément de stockage, la puissance électrique P_e générée par les moteurs est intégrée au HESS. L'équation de P_e est :

$$P_e = \sum_j T_{mj} \cdot \omega_{ij} \tag{III.65}$$

Les quantités électriques de l'UC sont montrées dans la Figure III.17. La valeur maximale du courant absorbée (respectivement de la puissance récupérée) par l'UC est 301 A (respectivement 59,1 kW) pour la méthode de commande à contraintes par rapport à 287 A et 55.5 kW, en comparaison au mode SMC. L'état de charge de l'UC (respectivement la tension) est de 12,4% (respectivement 202,8 V) à la fin du freinage. Le gain est donc de 17,4% pour le SoC et de 37,8 V pour la tension de l'UC, contre 10 % de gain de SoC et 30 V de la tension de l'UC pour le mode SMC.

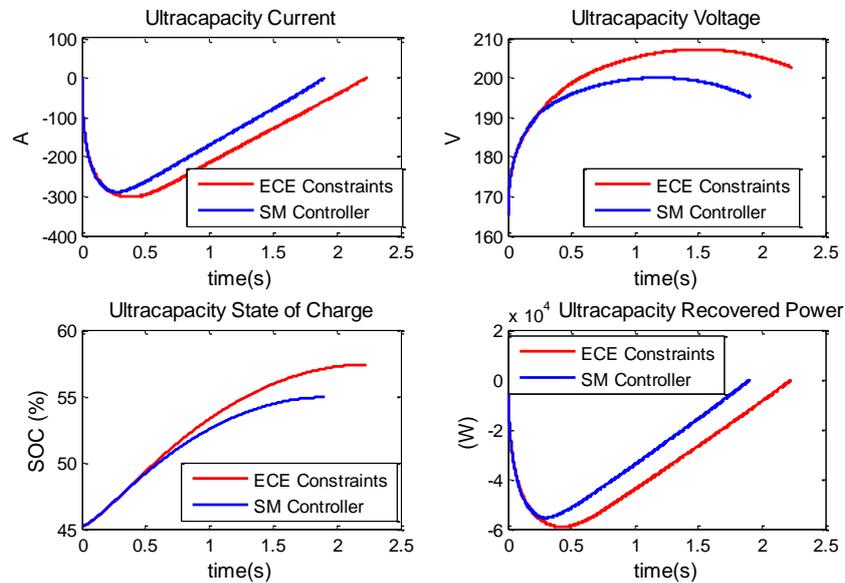


Figure III.17: Mesures de l'UC pour une route à coefficient de friction élevée

L'énergie totale impliquée dans l'action de freinage est 483.95 kJ. A chaque essai de simulation, cette quantité d'énergie est calculée durant le processus de simulation. Comme attendu, cette quantité est invariable, et elle reste constante quel que soit le type de la route et la commande de freinage choisie. Elle est proche de la valeur 466,7 kJ déterminée simplement par le calcul de l'énergie cinétique du véhicule.

Le Tableau III.6 montre la quantité d'énergie générée par les deux moteurs et récupérée par l'UC pour chaque méthode de commande.

Tableau III.6: Quantité d'énergie - Route de type asphalte sec

	Energie Générée par les moteurs	Energie Récupérée par l'UC	Rendement	Différence de Rendement
Commande à Base de Contraintes ECE R13	83.84 kJ	79.25 kJ	16.3 %	+3.7 %
SMC	65.16 kJ	61.74 kJ	12.6 %	

L'énergie récupérée par l'UC pour le mode SMC est 61.74 kJ, inférieure à la quantité d'énergie récupérée par la méthode de commande à base des contraintes ECE R13, 79,26 kJ. La différence

entre l'énergie générée et l'énergie récupérée est due principalement à des pertes thermiques liées à la résistance de l'inducteur et de la résistance série équivalente de l'UC. Les pertes par conduction et par commutation des convertisseurs statiques ne sont pas prises en compte. Le rendement est défini comme étant le rapport entre l'énergie récupérée par l'ultracapacité et l'énergie cinétique totale stockée dans le véhicule. Pendant une opération de freinage, et selon les conditions mentionnées ci-dessus, le gain en énergie pour la méthode de commande proposée est de 17,5 kJ par rapport à la méthode SMC, ce qui constitue 3,7 % de la globalité de l'énergie de freinage.

Le tracé de la puissance est montré à la Figure III.18. La puissance électrique est limitée par les puissances des moteurs et par leur stratégie de commande. On souhaite préciser que dans ce type de route la grande partie de freinage en termes de puissance est un freinage par friction partant du fait que le freinage sur une route à friction de coefficient élevé est soudain et brutal.

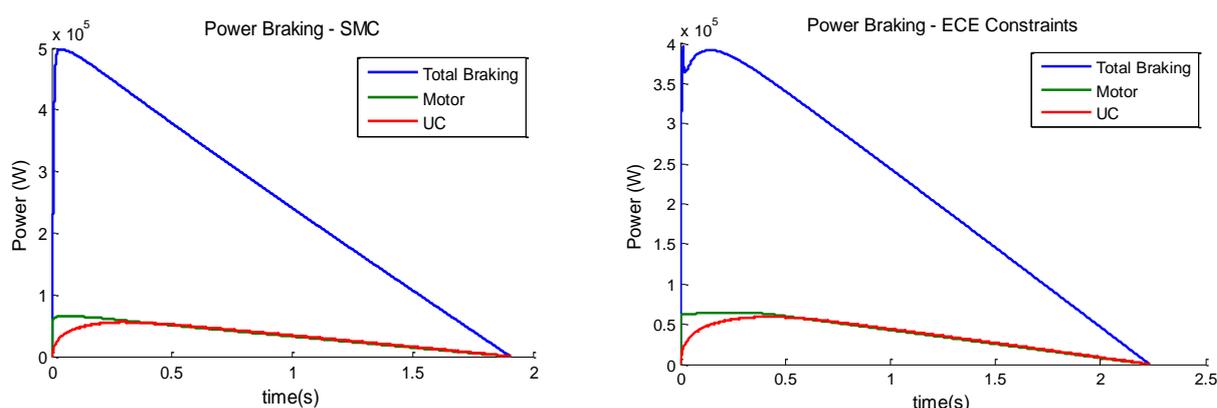


Figure III.18: Tracé de la puissance pour des conditions de freinage extrêmes - Route à Friction Elevée

III.6.3.b Surfaces à Coefficients de Friction Moyen et Faible

D'autres simulations ont été effectuées sur une route à coefficient de friction moyen (pavé humide) et sur une route à coefficient de friction faible (neige épaisse). La vitesse initiale est maintenue à 80 km/h. Les résultats sont résumés dans le Tableau III.7.

Tableau III.7: Distance et temps d'arrêt pour des conditions de freinage extrêmes - Route à coefficients de friction moyen et faible

	Coefficient de friction moyen		Coefficient de friction faible	
	Temps d'arrêt	Distance parcourue	Temps d'arrêt	Distance parcourue
Commande à contraintes ECE R13	7.03 sec	76.50 m	12.40 sec	133.56 m
Commande par mode de glissement	5.34 sec	58.67 m	9.53 sec	103.82 m

Les mêmes conclusions que le test précédent peuvent être citées. La commande SMC est plus brutale avec moins de temps d'arrêt, de distance parcourue et d'énergie récupérée. Toutefois, le

coefficient de glissement longitudinal montre une régulation parfaite pour les deux méthodes de commande.

Dans tous les cas, les forces appliquées sur les roues sont mesurées et définies selon les méthodes de commande de freinage impliquées en fonction du type et de l'état de la route. Pour la méthode de freinage à contraintes, et pour une route à adhérence faible, l'action de freinage doit être conforme à la réglementation ECE R13. L'application des forces plus élevées sur les roues ne conduirait pas nécessairement une distance parcourue plus courte, mais on aura plutôt une tendance de blocage des quatre roues ce qui va placer le véhicule dans un état plus vulnérable.

La sévérité de la décélération est plus souple que celle de la route à adhérence élevée. Pour les deux types de route, le freinage de la roue avant est plus sollicité pour le mode de commande à contraintes (β égal à 82 %) par rapport à la commande par mode de glissement (β légèrement supérieur à 54%) .

À des vitesses très élevées (au début de l'opération de freinage), et pour une surface à faible adhérence, le couple de freinage électrique qui peut être délivré par les moteurs est plus élevé que le couple de référence. Pour des raisons de sécurité, le couple sera donc assuré uniquement par le système de freinage mécanique. A ce niveau de vitesses, les moteurs électriques ne récupèrent pas d'énergie. Cela pourrait expliquer la valeur d'un plus grand rendement pour une route à coefficient de friction moyen. Les résultats de la récupération de l'énergie sont montrés dans le Tableau III.8 .

Tableau III.8: Quantité d'énergie - Routes à coefficients de friction moyen et faible

	Coefficient de friction moyen		Coefficient de friction faible	
	Rendement	Différence de Rendement	Rendement	Différence de Rendement
Commande à contraintes ECE R13	47.5 %	+11.2 %	37.19 %	+6.6%
Commande par mode de glissement	36.3 %		30.58 %	

Dans tous les cas, le rendement pour la commande à contraintes ECE R13 est supérieur à celui de la commande SMC. Pour une route à friction moyenne, le gain en énergie pour la commande à contraintes par rapport au mode SMC correspond à 11,2 % de l'énergie globale de freinage.

La puissance et la quantité d'énergie récupérées du freinage, sur une route à neige épaisse, sont plus basses que celles impliquées sur une route à pavé humide. Pour une route à faible coefficient de friction, le couple de référence est inférieur au couple engagé sur une route à friction moyenne. Sur une route à faible coefficient de friction, le HESS ne fonctionne pas à sa capacité de récupération maximale.

Cependant, le gain en SoC de l'UC est plus important que celui sur une route à coefficient de friction moyen (cf. Tableau III.9).

Tableau III.9: Gain de SoC de l'UC - Routes à Coefficients de Friction Moyen et Faible

	Coefficient de friction moyenne	Coefficient de friction faible
Commande à Contraintes ECE R13	31.5 %	26.3 %
Commande par SMC	25 %	22 %

Ceci pourrait être expliqué certainement par le taux d'efficacité plus élevé : décélération plus douce, un temps de récupération plus long.

III.7 Conclusion

Dans ce chapitre, une méthode de distribution des forces de freinage à contraintes a été proposée. Cette méthode a été comparée par simulation à la méthode de commande par mode de glissement, qui peut être trouvée dans la littérature. Des essais de simulation ont été effectués dans des conditions extrêmes de freinage et pour différents types de route, pour un véhicule entraîné par deux moteur-roues avant.

Pour une vitesse initiale de 80 km/h, les résultats montrent un gain d'efficacité de récupération d'énergie variant de 3,7% pour une route à friction élevée à 11,2% pour rendement une route à friction moyenne au bénéfice de la méthode de commande à contraintes ECE R13.

Pour une route à faible adhérence, la différence d'efficacité atteint 6,6% due aux contraintes liées à la commande moteurs/varianteurs, et au faible couple requis pour ce type de route.

Les résultats de stabilité montrent que pour la commande par mode glissement, le lieu des forces de freinage avant/arrière est situé au-dessus de la courbe *I-curve* liée à la réglementation ECE R13, tout spécialement pour les routes à forte et moyenne adhérences. Même si le freinage est plus soudain et agressive en termes de distance parcourue et temps d'arrêt, il y a un risque réel de pertes de stabilité directionnelle qui peut être due aux blocages des roues arrière. Les pneus seront incapables de résister à des forces perturbatrices latérales en provenance de vent latéral, de la cambrure de la route, des forces centrifuges,... Cette situation peut être critique et dangereuse pour le conducteur.

La commande à base de contraintes est préférée en termes de stabilité de décélération et de récupération pour les trois types de route (haute, moyenne et faible frictions). En fait, et par définition, le lieu des forces de freinage avant/arrière respecte les contraintes ECE R13.

L'opération de freinage est étalée sur une plus grande distance parcourue et de temps d'arrêt avec un rapport de force de freinage avant à la force de freinage totale supérieur, comme prévu.

Lors d'un freinage, les moteurs IPMSM fonctionnent en tant que générateurs. L'énergie produite est récupérée par un système de stockage hybride dont sa structure et sa stratégie de contrôle-commande seront traitées dans le chapitre suivant.

Chapitre IV : Conception et Commande du Système de Stockage Hybride d'Energie

Résumé

Ce chapitre présente le dimensionnement, la conception et la simulation du système de stockage hybride utilisé lors du freinage du véhicule électrique. Une attention particulière sera apportée à la synthèse des correcteurs utilisés par le hacheur DC/DC à 3-niveaux lors de la récupération. Comme rappel, le véhicule est entraîné par deux moteurs de puissance 30 kW chacun. Le système de stockage contient une batterie Li-Ion et une ultracapacité (UC) ainsi qu'une résistance de freinage. L'ultracapacité sera, principalement, impliquée dans le mode de freinage et de traction du véhicule. Le rôle de la résistance est de protéger le bus DC et la batterie contre les contraintes de tension et de courant. Le dimensionnement des éléments prend en compte les conditions de freinage extrêmes du véhicule tout en respectant la régulation ECE R13H (Economic Commission for Europe Regulation No. 13 Harmonized). Les correcteurs permettent d'asservir les différentes variables électriques du système. Un contrôleur à logique séquentielle sera aussi utilisé pour activer les différents correcteurs de régulation existant et pour assurer la commutation entre les éléments de stockage en fonction de l'état du système. Des essais de simulation seront effectués couvrant une large plage de fonctionnement en fonction de la vitesse du véhicule et du type de la route et pour des conditions de freinage extrêmes.

IV.1.1 Généralités

Dans le premier paragraphe, la configuration électrique du système est présentée. Le dimensionnement des éléments et la quantification de l'énergie sont traités dans le second paragraphe. Le troisième paragraphe analyse les aspects de contrôle du convertisseur à trois niveaux comme interface entre l'UC et le bus DC. La commande pseudo-cascade du hacheur de freinage est présentée dans le quatrième paragraphe. Un contrôleur à base de logique séquentielle assurant l'activation du hacheur 3-niveaux est brièvement analysé dans le cinquième paragraphe. Le dernier paragraphe traite les essais de simulation ainsi que l'analyse des résultats.

IV.1.2 Configuration Electrique

Parmi les différentes configurations [70], un convertisseur continu/continu à trois niveaux sera proposé comme interface entre l'UC et le bus DC. Cette configuration permet à l'UC d'être utilisée sur une large gamme de tension maximisant l'énergie récupérée. Un IGBT (Insulated Gate Bipolar Transistor), situé en aval de la résistance de freinage, permettra la commutation entre l'UC et la batterie en mode de récupération (cf. Figure IV.1).

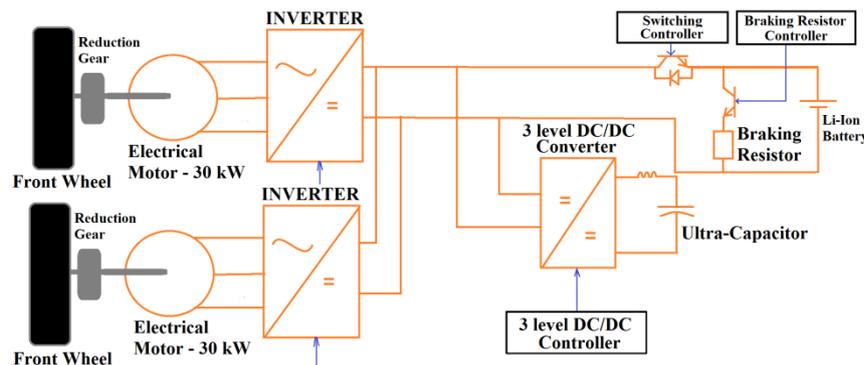


Figure IV.1: Structure du système de stockage hybride

Les raisons du choix d'un hacheur à trois niveaux (cf. Figure IV.2) sont traitées dans [170], [171], [172]. Elles peuvent se résumer par la réduction de moitié de la tension aux bornes des interrupteurs à base d'électronique de puissance, la réduction de la taille de l'inductance de filtrage et de l'UC et par l'amélioration de la performance dynamique du convertisseur. Cependant, la conception de la commande est beaucoup plus complexe par rapport à une topologie buck-boost classique [173], [174], impliquant une ultracapacité et une batterie.

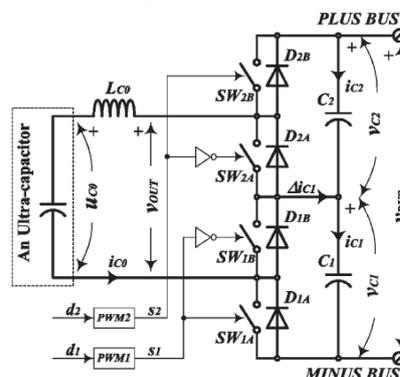


Figure IV.2: Convertisseur bidirectionnel DC/DC à 3 niveaux [169]

IV.2 Dimensionnement des éléments

IV.2.1 Dimensionnement de la batterie

La structure de la batterie choisie pour la simulation est la même que celle de la batterie du véhicule Nissan Leaf. La batterie lithium-ion de traction de 24 kWh est à base d'oxyde de manganèse stratifiée. Elle contient 48 modules avec 4 cellules LiMn_2O_4 par module [175], [176]. La structure totale sera composée de 96 série de deux cellules 33.1 Ah en parallèle (192 au total). La capacité totale de la batterie devient alors 66.2 Ah. Le niveau de tension de la batterie choisie est indiqué au Tableau IV.1:

Tableau IV.1 : Niveau de la tension de la batterie Li-Ion

	Cellule	Batterie
Tension maximale	4.2 [V]	403.2 [V]
Tension nominale	3.8 [V]	360 [V]
Tension minimale	2.5 [V]	240 [V]

L'énergie spécifique est de 140 Wh/kg, et la puissance spécifique est de 2.5 kW/kg.

IV.2.2 Dimensionnement de l'ultracapacité

IV.2.2.a Modèle de l'ultracapacité (UC)

Le choix de l'ultracapacité est basé principalement sur la tension nominale du module de l'ultracapacité, la capacitance nominale et l'efficacité de la conversion [177]. La tension maximale de l'ultracapacité doit être inférieure à la tension du bus DC et le gain du convertisseur DC/DC inférieure ou égale à 1.

La tension minimale est déterminée par la valeur maximale du courant du convertisseur DC/DC I_{c0max} . En général, elle est choisie à 40 ou 50% de la valeur maximale de la tension, tel que

$$U_{c0min} \geq \frac{P_0}{I_{c0max}} \quad (\text{IV.1})$$

Le modèle utilisé de l'ultracapacité est un modèle RC à un niveau défini par une résistance équivalente R_{c0} prise comme constante et indépendante de la fréquence en série avec une capacitance équivalente composée d'une capacitance linéaire C_0 et une capacitance dépendante de la tension connectée en parallèle. La capacité totale de l'ultracapacité est une capacité commandée en tension définie par

$$C_{c0}(u_c) = C_0 + k_c u_c, \quad (\text{IV.2})$$

où k_c est un coefficient modélisant l'effet de Faraday et les réactions survenues sur les couches de l'UC.

L'énergie totale récupérable allant d'une tension initiale U_{c0min} à une tension finale U_{c0max} est

$$\Delta E_c = \frac{C_0}{2} (U_{c0max}^2 - U_{c0min}^2) + \frac{2}{3} k_c (U_{c0max}^3 - U_{c0min}^3). \quad (\text{IV.3})$$

IV.2.2.b Quantification de la puissance

Selon la régulation ECE R13 [78], [6], afin de freiner efficacement un véhicule roulant à une vitesse $V=80$ km/h, le véhicule doit avoir une valeur de décélération supérieure à 5.8 m/s^2 . La

distance parcourue doit vérifier l'inégalité (III.47), sur une route à coefficient de friction élevé. Une marge de sécurité de 30 % sera prise en considération, ce qui va générer une décélération de 7.54 m/s^2 , et un temps d'arrêt de 3 secondes.

La puissance de freinage est exprimée par [178]

$$P_{brake} = f_m \times M \times a \times V_{brake_{m/s}} - M \times g \times f_r \times V_{brake_{m/s}} \times \cos \theta - \rho_{air} \times A \times c_D \times V_{brake_{m/s}} \times \frac{(V_{brake_{m/s}} - v_w)^2}{2} + M \times g \times V_{brake_{m/s}} \times \sin \theta, \quad (IV.4)$$

où la Tableau IV.2 présente les différents paramètres impliqués dans l'équation.

Tableau IV.2 : Paramètres pour le calcul de la puissance [179], [180]

Paramètres/Variables	Description	Valeur
f_m	Facteur de masse équivalent (rotation/translation)	1.05
M	Masse du véhicule	1848 [kg]
g	Accélération gravitationnelle	9.81 [m/s]
a	Taux de décélération	7.54 [m/s ²]
f_r	Coefficient de roulement	0.012
θ	Angle de montée	0
ρ_{air}	Densité de l'air à 20°C	1.2041 [kg/m ³]
A	Surface frontale du véhicule	2.27 [m ²]
c_D	Coefficient de traînée	0.29
$V_{brake_{m/s}}$	Vitesse initiale	22.22 [m/s]
v_w	Vitesse du vent	0 [m/s]

Les effets inertiels des éléments en rotation ont été négligés [181]. La puissance totale de freinage est donc 316 kW. Cette puissance doit être partagée entre les roues avant et arrière. Le rapport entre la force de friction avant et la force de friction totale respectant la régulation ECE R13 tout en assurant un rapport de freinage avant/arrière maximal est exprimé par le coefficient β_{max} de l'équation (III.59). Le Tableau IV.3 présente les dimensions du véhicule.

Tableau IV.3 : Dimension du véhicule

Dimension du Véhicule	Description	Valeur
l_r	Longueur allant du centre de gravité du véhicule à l'essieu arrière	1.4 [m]
L	Empattement	2.7 [m]
h	Hauteur de centre de gravité	0.5 [m]

La Figure IV.3 montre le flux de puissance ayant comme origine le point de contact pneu/sol pour arrivant aux éléments de stockage d'énergie:

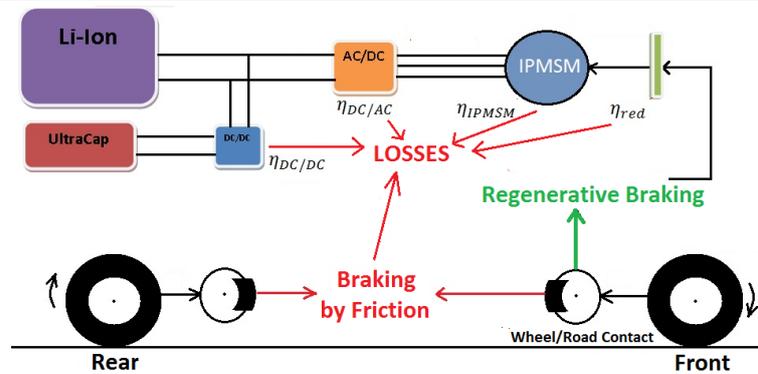


Figure IV.3 : Répartition de la puissance lors du freinage

Durant le freinage, les fractions d'énergie sont réparties entre les roues dépendent de l'état initial du véhicule, de l'état de la roue, de la vitesse des moteurs, ... Autres pertes doivent aussi être prises en considération comme la résistance de roulement et la résistance aérodynamique. Ces forces de résistances contribuent aussi à la décélération du véhicule. On utilisera un calcul approximatif pour dimensionner les ultracapacités de notre application.

En termes d'énergie cinétique, l'énergie stockée dans le véhicule est

$$E_c = \frac{1}{2} M_{total} \times V_{brake_{m/s}}^2 \quad (IV.5)$$

Selon l'équation (III.59), un pourcentage de puissance de 81 % doit être récupéré par les roues avant et distribué entre le freinage électrique et mécanique. On supposera que les rendements énergétiques des divers convertisseurs dynamiques/statiques et éléments de transformation sont pris égaux chacun à 90%. Une autre supposition est que le tiers de l'énergie valable aux roues avant sera récupérée par les éléments de stockage. Pour un véhicule dont la vitesse passe de 80 km/h à 0 km/h, l'énergie disponible à récupérer par les ultracapacités est de 81 kJ.

Une capacitance C_0 de 10 F, avec les valeurs précédemment choisies de U_{c0min} et U_{c0max} , permet d'effectuer 4 à 5 opérations de freinage de ce type. Une série de 120 cellules de Maxwell BoostCap BCAP1200 P270 K04/5 [182] sera donc choisie. Le Tableau V.3 du Chapitre V spécifie les caractéristiques de l'UC choisie.

IV.2.3 Dimensionnement de l'inductance

Pour une ondulation maximale Δi_{c0max} et une tension du bus DC V_{BUSmax} , l'inductance de filtrage L_0 est calculée par :

$$L_0 \geq \frac{V_{BUSmax}}{16 \cdot \Delta i_{c0max} \cdot f_{sw}} \quad (IV.6)$$

IV.2.4 Dimensionnement de la résistance de freinage

La valeur de la résistance de freinage doit vérifier

$$R_{max} < \frac{V_{min}^2}{P_{max}} \quad (IV.7)$$

IV.3 Aspects de la commande du convertisseur à 3-niveaux

En mode de freinage, le système de commande doit réguler la tension du bus DC à la valeur voulue de 400 V, la tension de l'UC et le courant de l'UC au lieu de réguler uniquement la tension du bus DC et le courant de l'UC [183], [184].

Le système de commande proposé pour le convertisseur à 3-niveaux est basé sur trois boucles de commande en cascade série (cf. Figure IV.4), tel que

- Une boucle de commande interne pour le courant de l'UC, et
- Deux boucles externes pour les tensions.

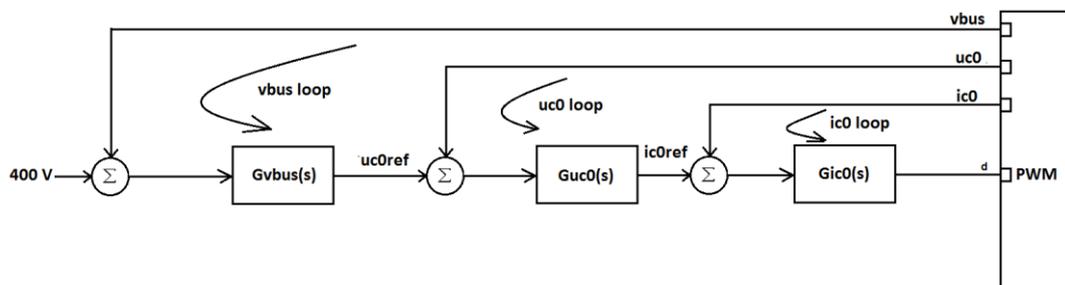


Figure IV.4 : Structure de la commande du convertisseur à 3-Niveaux

Pour concevoir les correcteurs de la tension bus DC et de la tension de l'UC, on va assumer que le courant i_{c0} suit parfaitement sa référence i_{c0ref} . Effectivement, la dynamique du système de contrôle interne est plus rapide que celles des boucles externes.

En mode de freinage, les capacités du bus DC vont se charger et la tension du bus va croître graduellement. Lorsqu'elle atteint la valeur seuil de 400 V, le système de commande du convertisseur sera activé. La tension de référence u_{c0ref} commence à croître. L'amplitude du courant sera ainsi ajustée en fonction du flux de puissance et de la tension de l'UC.

Si l'UC est pleine, la tension de l'UC atteint U_{c0max} , et i_{c0ref} tombe à zéro. Le système de commande séquentiel active alors l'interrupteur IGBT afin de transférer l'énergie pour être stockée dans la batterie et/ou pour être dissipée en partie ou en totalité dans la résistance de freinage (Figure IV.5).

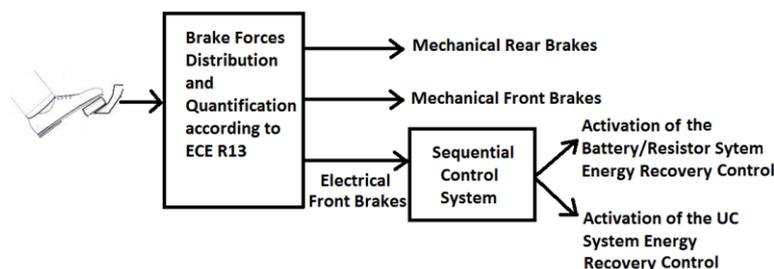


Figure IV.5: Répartition des forces de freinage

IV.3.1 Conception du correcteur de courant

IV.3.1.a Convertisseur DC/DC à 3-niveaux

Le convertisseur DC/DC [170] est modélisé suivant la Figure IV.6 comme un modèle moyen.

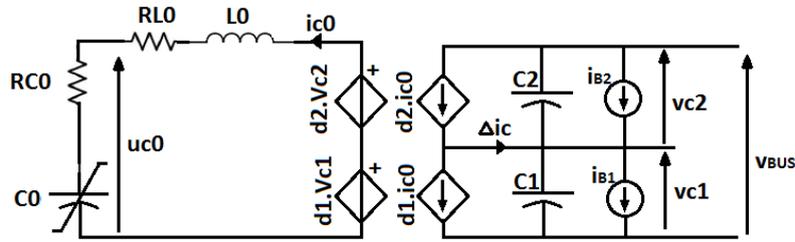


Figure IV.6 : Modèle moyen d'un convertisseur DC/DC à 3-niveaux

Les rapports cycliques d_1 and d_2 sont générés par une loi de commande tel que

$$d_1 = \frac{u_0 + u_{c0}}{v_{BUS}} + \Delta d, \text{ et} \quad (\text{IV.8})$$

$$d_2 = \frac{u_0 + u_{c0}}{v_{BUS}} - \Delta d, \quad (\text{IV.9})$$

où u_0 est la variable de commande principale générée par le correcteur du courant, et $\Delta d(s)$ est le rapport cyclique d'équilibrage pris comme variable de commande auxiliaire générée par le correcteur d'erreur des tensions ($\Delta v_c(s)$).

Dans ce modèle, les fonctions de transfert peuvent être mises sous la forme matricielle suivante

$$\begin{bmatrix} i_{c0}(s) \\ \Delta v_c(s) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} G_{ic0u0}(s) & G_{ic0\Delta d}(s) \\ G_{vcu0}(s) & G_{vc\Delta d}(s) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_0(s) \\ \Delta d(s) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} G_{ic0B}(s) \\ G_{vcB}(s) \end{bmatrix} \Delta i_B(s), \quad (\text{IV.10})$$

où $[i_{c0}(s), \Delta v_c(s)]^t$ est le vecteur de sortie, $[u_0(s), \Delta d(s)]^t$ est le vecteur de commande, et $\Delta i_B(s)$ est le signal de perturbation.

Les fonctions de transfert sont exprimées par

$$G_{ic0u0}(s) = \frac{sC}{s^2 L_0 C + sCR_{L0} + 2\Delta D^2} \quad (\text{IV.11})$$

$$G_{ic0\Delta d}(s) = \frac{sC\Delta V_c - 2\Delta D I_{c0}}{s^2 L_0 C + sCR_{L0} + 2\Delta D^2} \quad (\text{IV.12})$$

$$G_{vcu0}(s) = -2 \frac{\Delta D}{s^2 L_0 C + sCR_{L0} + 2\Delta D^2} \quad (\text{IV.13})$$

$$G_{vc\Delta d}(s) = -2 \frac{sL_0 I_{c0} + (R_{L0} I_{c0} + \Delta D \Delta V_c)}{s^2 L_0 C + sCR_{L0} + 2\Delta D^2}. \quad (\text{IV.14})$$

IV.3.1.b Synthèse du correcteur du courant

Le réglage des gains du correcteur PI est effectué dans le domaine continu de Laplace. Des délais seront introduits dus à la régulation numérique du système. Ces délais [185] sont

➤ le délai dû aux calculs numériques (algorithme de commande); ce délai est introduit par une fonction de transfert de premier ordre ayant une constante de temps $T_{sw} = 0.04$ ms (pour une fréquence de commutation de 25 kHz), et

➤ le délai dû à l'échantillonnage et au bloqueur d'ordre zéro; ce délai est introduit par une fonction de transfert de premier ordre.

La boucle du courant i_{c0} est présentée sur la Figure IV.7.

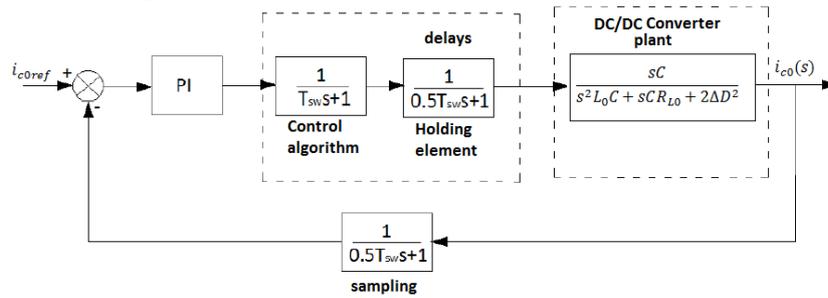


Figure IV.7: Conception de la boucle du courant i_{c0}

Si le rapport cyclique d'équilibrage (ΔD) est zéro, le pôle dominant du courant à annuler est $\tau_{ic0} = L_0/R_{L0}$. Le correcteur du courant i_{c0} est représenté par

$$G_{ic0}(s) = k_{p_{ic0}} + \frac{k_{i_{ic0}}}{s} = k_{p_{ic0}} \cdot \frac{1 + \tau_{ic0} \cdot s}{\tau_{ic0} \cdot s}, \quad (IV.15)$$

où $k_{p_{ic0}}$ et $k_{i_{ic0}}$ sont respectivement les gains proportionnel et intégral du correcteur du courant.

Les fonctions de transferts de l'échantillonnage, du calcul de l'algorithme et du bloqueur d'ordre zéro seront confondus en une fonction de transfert d'ordre 1 avec une constante de temps globale $T_{si} = 2 \cdot T_{sw}$.

La fonction de transfert à boucle ouverte dans ce cas sera

$$OLTF_{ic0} = \frac{k_{p_{ic0}}}{\tau_{ic0} \cdot s} \cdot \frac{1}{R_{L0}(1 + T_{si} \cdot s)}. \quad (IV.16)$$

Le critère de Optimal Modulus (OM) sera utilisé afin de calculer les gains PI du correcteur du courant, où le facteur d'amortissement est $\zeta = 1/\sqrt{2} = 0.707$. Basé sur ce critère, la fonction de transfert à boucle ouverte générique pour un système du second ordre, avec un facteur d'amortissement de 0.707 peut être exprimée par

$$G(s) = \frac{1}{2\zeta s} \frac{1}{(1 + \zeta s)}. \quad (IV.17)$$

En comparant l'expression générique de la fonction de transfert du second ordre avec la fonction de transfert à boucle ouverte du courant i_{c0} , les gains PI du correcteur seront calculés par

$$k_{p_{ic0}} = \tau_{ic0} \frac{R_{L0}}{2T_{si}}, \text{ et} \quad (IV.18)$$

$$k_{i_{ic0}} = \frac{k_{p_{ic0}}}{\tau_{ic0}} \quad (IV.19)$$

IV.3.1.c Stabilité de la Boucle Fermée du Courant de l'UC

La stabilité est mesurée par la marge de gain et marge de phase de la fonction de transfert en boucle ouverte. En utilisant le correcteur conçu ci-dessus, et pour un ΔD qui varie de 0.01 à 0.1, le diagramme de Bode est présenté sur la Figure IV.8.

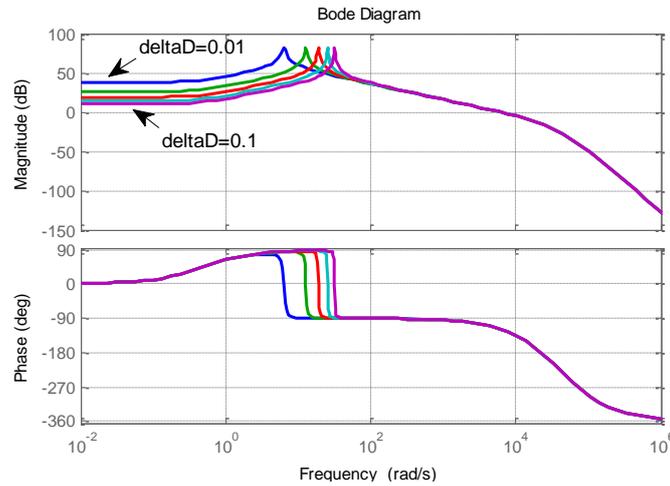


Figure IV.8: Diagramme de Bode de la fonction de transfert en boucle ouverte du courant de l'UC

Pour différentes valeurs de ΔD , les marges de stabilité restent les mêmes. La marge de gain est de 15.2 dB pour une fréquence de coupure de 22 263 rad/sec. La marge de phase est de 63° à une fréquence de coupure à 0dB de 5 988 rad/sec. La perturbation majeure est le courant de perturbation Δi_B . Les résultats de simulation montrés au §IV.5.3 montrent la robustesse du correcteur du courant de l'UC.

IV.3.2 Synthèse des correcteurs des tensions

IV.3.2.a Modèle du convertisseur DC/DC à 3-niveaux pour les correcteurs de tensions

La modélisation du convertisseur DC/DC à 3-niveaux est traitée en [177] et [186]. Le modèle du système de la conversion de puissance est présenté sur la Figure IV.9

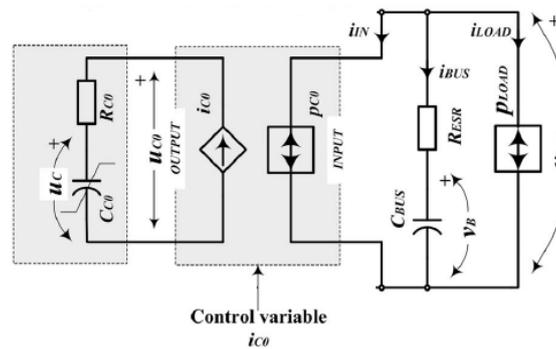


Figure IV.9: Modèle du système de conversion de puissance

Dans ce modèle, il est considéré que le courant i_{c0} est bien commandé par la boucle de commande interne. Le courant i_{c0} sera pris comme variable de commande. Le système peut être donc mis sous la forme des fonctions de transfert suivant

$$\begin{bmatrix} u_{c0}(s) \\ v_{BUS}(s) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} G_{c0}(s) \\ G_{BUS}(s) \end{bmatrix} i_{c0}(s) + \begin{bmatrix} 0 \\ G_P(s) \end{bmatrix} p_{LOAD}(s). \quad (\text{IV.20})$$

La fonction de transfert $G_{c0}(s)$ reliant la tension de l'UC, $u_{c0}(s)$, au courant, $i_{c0}(s)$, est approximée par

$$G_{c0}(s) = R_{c0} \frac{s + \frac{C_0 + 2k_c U_{c0}}{R_{c0}[C_0 + 2k_c[U_{c0} - R_{c0}I_{c0}]]^2}}{s + \frac{2k_c I_{c0}}{[C_0 + 2k_c[U_{c0} - R_{c0}I_{c0}]]^2}} = R_{c0} \frac{s + \omega_z}{s + \omega_p}, \quad (IV.21)$$

où ω_z et ω_p dépendent exclusivement du courant, de la tension et des paramètres de l'UC. R_{c0} est la résistance interne de l'UC.

La tension du bus DC, $v_{BUS}(s)$, est reliée au courant, $i_{c0}(s)$, prise comme variable de commande (suivant la fonction de transfert $G_{BUS}(s)$) et à la charge d'entrée de puissance, p_{LOAD} , prise comme variable de perturbation (suivant la fonction de transfert $G_p(s)$).

Pour simplifier, on va considérer que les onduleurs opèrent en état statique, la puissance de la charge et la puissance de l'UC sont en équilibre, et que la capacitance C_0 de l'UC (respectivement la tension U_{c0} de l'UC) est nettement plus élevée que la capacitance du bus DC, C_{BUS} (respectivement la chute de tension interne de l'UC, $R_{c0}.I_{c0}$). Par approximation, $G_{BUS}(s)$ and $G_p(s)$ seront

$$G_{BUS}(s) = \frac{-U_{c0}(1 + sC_{BUS}R_{ESR})}{sC_{BUS}V_{BUS}}, \text{ et} \quad (IV.22)$$

$$G_p(s) = \frac{-(1 + sC_{BUS}R_{ESR})}{sC_{BUS}V_{BUS}}, \quad (IV.23)$$

où C_{BUS} et R_{ESR} sont respectivement la capacitance et la résistance de la capacité du bus DC.

IV.3.2.b Correcteur de la tension de l'ultracapacité

La boucle fermée de la tension l'ultracapacité est présentée sur la Figure IV.10

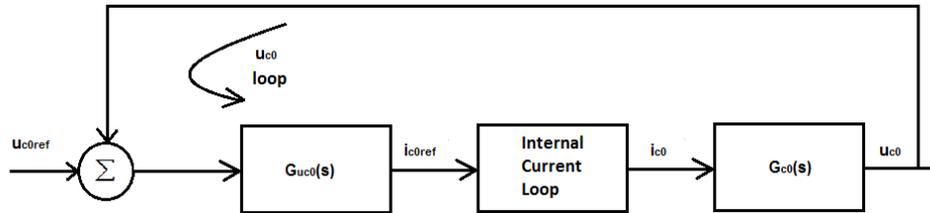


Figure IV.10 : Boucle fermée de la tension de l'ultracapacité

Selon [177], le gain proportionnel $k_{p_{uc0}}$ de $G_{uc0}(s)$ est donné par

$$k_{p_{uc0}} \geq \frac{i_{c0max}}{\Delta U_{c0max}}, \quad (IV.24)$$

où i_{c0max} est la valeur maximale du courant de l'UC résultante d'une régénération maximale de la puissance pour une valeur minimale de la tension de l'UC, et ΔU_{c0max} est la valeur maximale de l'erreur de la tension de l'UC requise par le correcteur.

La fonction de transfert en boucle fermée de la tension de l'UC peut être écrite par

$$CLTF_{uc0}(s) = \frac{s^2 k_{p_{uc0}} + s(k_{i_{uc0}} + \omega_p k_{p_{uc0}}) + \omega_p k_{i_{uc0}}}{s^2(1 + R_{c0} k_{p_{uc0}}) + s(R_{c0}(k_{i_{uc0}} + \omega_z k_{p_{uc0}}) + \omega_p) + R_{c0} \omega_z k_{i_{uc0}}}. \quad (IV.25)$$

Le gain intégral $k_{i_{uc0}}$ est choisi de sorte à avoir des pôles réels négatifs de la fonction de transfert en boucle fermée $CLTF_{uc0}(s)$. $k_{i_{uc0}}$ doit donc vérifier l'équation du second ordre

$$R_{c0}^2 \cdot k_{iuc0}^2 + 2R_{c0}k_{iuc0}(\omega_p - 2\omega_z - R_{c0}\omega_z k_{puc0}) + (\omega_p + R_{c0}\omega_z k_{puc0})^2 = 0. \quad (IV.26)$$

La solution de cette équation est

$$k_{iuc0} = \frac{-(\omega_p - 2\omega_z - \omega_z k_{puc0} R_{c0}) + \sqrt{(\omega_p - 2\omega_z - \omega_z k_{puc0} R_{c0})^2 - (\omega_p + \omega_z k_{puc0} R_{c0})^2}}{R_{c0}}. \quad (IV.27)$$

IV.3.2.c Stabilité de la boucle fermée de la tension de l'UC

La stabilité de la boucle fermée de la tension de l'UC dépend du lieu des racines de la fonction de transfert $CLTF_{uc0}(s)$, (équation (IV.25)). Les coefficients du dénominateur dépendent fortement de la tension et du courant de l'UC (via ω_z , ω_p , et k_{iuc0}). Pour une puissance régénérative variant de 0 kW à la valeur maximale de la puissance (60 kW), et pour une tension de l'UC variant U_{c0min} à U_{c0max} , le lieu des racines est présenté sur la Figure IV.11

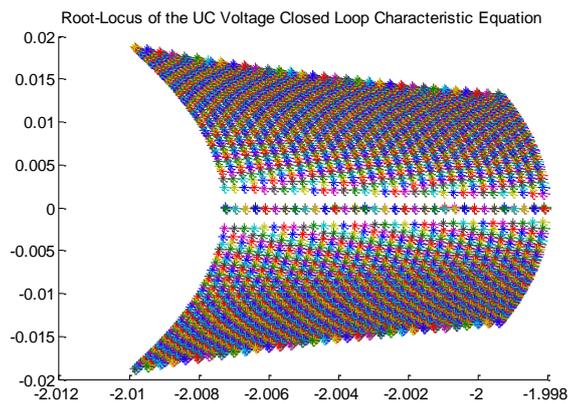


Figure IV.11 : Lieu des racines caractéristiques de la boucle fermée de la tension de l'UC

Les racines sont situées dans le plan gauche, le système est considéré stable avec un facteur d'amortissement relativement acceptable.

IV.3.2.d Synthèse du correcteur de la tension du bus DC

La boucle de commande de la tension du bus DC est présentée sur la Figure IV.12

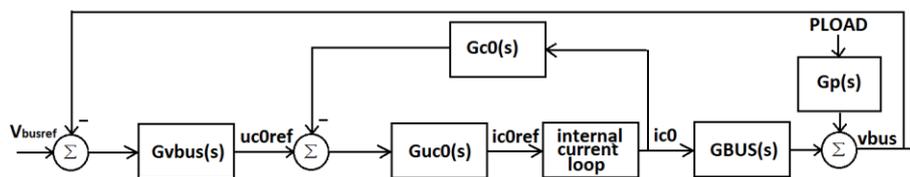


Figure IV.12: Système de la commande de la tension du bus DC

Afin de trouver la fonction de transfert de la boucle interne, la boucle du courant est remplacée par une fonction de transfert de gain unitaire (bande passante élevée), menant à l'équation

$$\frac{i_{co}(s)}{u_{coref}} = \frac{G_{uc0}(s)}{1 + G_{uc0}(s) \cdot G_{c0}(s)}. \quad (IV.28)$$

La capacité de l'UC est prise comme une valeur élevée, $G_{c0}(s)$ sera donc remplacée par la résistance interne de l'UC, R_{c0} . Dans ce cas, le rapport est écrit comme

$$\frac{i_{c0}(s)}{u_{coref}} \cong \frac{sk_{p_{uc0}} + k_{i_{uc0}}}{s(1 + k_{p_{uc0}}R_{c0}) + k_{i_{uc0}}R_{c0}}. \quad (IV.29)$$

La bande passante de la tension de l'UC est plus faible que celle de la tension du bus DC. Pour cette raison, le gain intégral $k_{i_{uc0}}$ a une faible valeur, menant à la simplification

$$\frac{i_{c0}(s)}{u_{coref}} \cong \frac{k_{p_{uc0}}}{1 + k_{p_{uc0}} \cdot R_{c0}}. \quad (IV.30)$$

La fonction de transfert de la boucle ouverte est donc

$$\begin{aligned} G(s) &= \frac{k_{p_{uc0}}}{1 + k_{p_{uc0}} \cdot R_{c0}} \cdot \left(\frac{-U_{c0}(1 + sC_{BUS}R_{ESR})}{sC_{BUS}V_{BUS}} \right) \\ &= -\frac{k_{p_{uc0}}}{s \cdot \frac{C_{BUS}V_{BUS}(1 + k_{p_{uc0}} \cdot R_{c0})}{k_{p_{uc0}} \cdot U_{c0}}}. \end{aligned} \quad (IV.31)$$

Selon [187], une fonction de transfert ayant une forme

$$G(s) = \frac{1 + b_1 \cdot s}{a_0 + a_1 \cdot s + a_2 \cdot s^2} \quad (IV.32)$$

a des gains PID de la forme

$$K_p = \frac{(a_1 - a_2/b_1)(p_1 - b_1) - a_0p_2}{p_2 - b_1(p_1 - b_1)}, \quad (IV.33)$$

$$T_i = \frac{(p_1 - b_1)K_p}{a_0 + K_p}, \text{ et} \quad (IV.34)$$

$$T_d = -\frac{a_2}{b_1K_p}, \quad (IV.35)$$

Où : p_1 et p_2 sont les coefficients du polynôme caractéristique $P(s) = 1 + p_1 \cdot s + p_2 s^2$. Les coefficients p_1 et p_2 sont connus et dépendent des performances dynamiques désirées du système. Prenant N comme le coefficient du filtre, la forme du correcteur est

$$C(s) = k_p \left(1 + \frac{1}{T_i s} + \frac{T_d \cdot s}{1 + \frac{T_d}{N} s} \right). \quad (IV.36)$$

Dans notre cas, on déduit que $a_0 = a_2 = 0$, $a_1 = C_{BUS} \cdot V_{BUS} \cdot (1 + k_{p_{uc0}} \cdot R_{c0}) / (k_{p_{uc0}} \cdot U_{c0})$ et $b_1 = C_{BUS} \cdot R_{ESR}$. Par identification, on en déduit K_p , T_i et T_d tels que

$$K_p = \frac{a_1(p_1 - b_1)}{p_2 - b_1(p_1 - b_1)}, \quad (IV.37)$$

$$T_i = (p_1 - b_1), \text{ et} \quad (IV.38)$$

$$T_d = 0, \quad (IV.39)$$

avec $K_i = K_p / T_i$.

L'équation caractéristique du second ordre peut être écrite par

$$\frac{1}{r_1 r_2} s^2 + \frac{(r_1 + r_2)}{r_1 r_2} s + 1 = 0, \quad (IV.40)$$

où r_1 et r_2 sont les racines de l'équation, telles que

$$r_{1/2} = -\xi \omega_n \pm j \omega_n \sqrt{1 - \xi^2}. \quad (IV.41)$$

Par conséquent,

$$p_2 = \frac{1}{r_1 r_2}, \text{ et} \quad (\text{IV.42})$$

$$p_1 = \frac{(r_1 + r_2)}{r_1 r_2}. \quad (\text{IV.43})$$

Ayant le facteur d'amortissement ζ et la pulsation naturelle ω_n des pôles désirés, $r_{1/2}$, puis $p_{1/2}$ seront alors calculés. Ayant a_1 et b_1 , les gains PI peuvent être déduits par

$$k_{pvbusmax} = \frac{a_1(p_1 - b_1)}{p_2 - b_1(p_1 - b_1)}, \text{ et} \quad (\text{IV.44})$$

$$k_{ivbusmax} = \frac{k_{pvbusmax}}{(p_1 - b_1)}. \quad (\text{IV.45})$$

IV.3.2.e Stabilité de la boucle fermée de la tension bus DC

La fonction de transfert de la boucle fermée interne de la tension de l'ultracapacité peut être représentée par un gain constant, exprimée par l'équation (IV.30). La fonction de transfert de la boucle fermée de la tension du bus DC est donc

$$CLTF_{vbus}(s) = -X \cdot \frac{s^2 k_{pvbusmax} C_{BUS} R_{ESR} + s(k_{pvbusmax} + C_{BUS} R_{ESR} k_{ivbusmax}) + k_{ivbusmax}}{s^2(1 - X k_{pvbusmax} C_{BUS} R_{ESR}) - sX(k_{pvbusmax} + C_{BUS} R_{ESR} k_{ivbusmax}) - X k_{ivbusmax}} \quad (\text{IV.46})$$

où

$$X = \frac{U_{c0} k_{puc0}}{V_{BUS}(1 + k_{puc0} R_{c0})}. \quad (\text{IV.47})$$

Les racines de l'équation caractéristique sont tracées sur la Figure IV.13, pour une tension de l'UC variant de U_{c0min} à U_{c0max} .

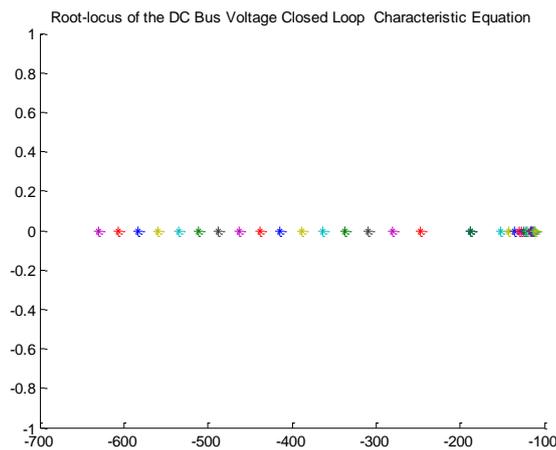


Figure IV.13: Lieu des racines de l'équation caractéristique de la fonction de transfert en boucle fermée de la tension du bus DC

Le correcteur a été conçu pour que le système puisse avoir des racines réelles négatives. La réponse en fréquence du système est représentée pour les deux valeurs extrêmes de la tension de l'UC sur la Figure IV.14. La robustesse peut être mesurée par les marges de phase variant entre 76° et 83° avec des fréquences de coupure à 0_{dB} respectives de 387 rad/s et 746 rad/s .

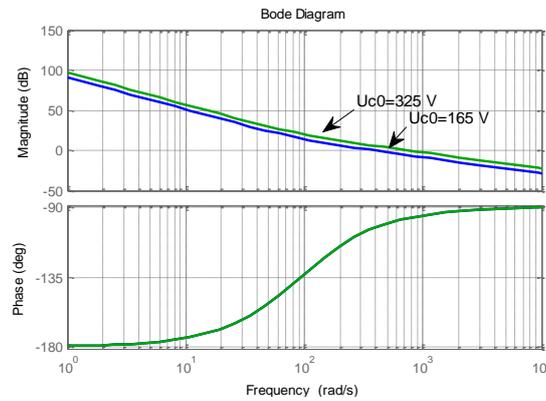


Figure IV.14: Diagramme de Bode de la fonction de transfert en boucle ouverte de la tension du bus DC

IV.3.2.f Robustesse du système

La perturbation majeure est la puissance régénérative provenant des onduleurs. Cette perturbation pourrait affecter négativement la valeur de la tension DC, si l'ensemble des correcteurs est mal conçu. Les résultats de simulation dans le paragraphe VI montrent la robustesse du système face aux différents tests.

IV.3.2.g Commande avec correction anti-emballement

L'action anti-emballement (anti-windup) a été utilisée pour la commande de la tension de l'UC et la commande de la tension du bus DC. En effet, quand un correcteur sature, il opère, en conséquence, dans une région non linéaire. Cette action consiste à augmenter le signal de commande sans avoir aucun effet sur la sortie du système, connu sous l'effet wind-up. Ceci se caractérise par une réponse échelon à dépassement excessif et un temps d'établissement élevé [188], [189]. L'effet wind-up va reporter l'intervention des correcteurs ce qui va retarder la récupération de l'UC et va créer un signal de tension (UC et bus DC) hautement transitoire et difficilement commandable.

Afin de résoudre ce problème, on a décidé d'utiliser une boucle de retour de poursuite rétroactive interne pour décharger les intégrateurs des correcteurs PI de la tension de l'UC et du bus DC. Cette rétroaction est connue sous le nom de back-calculation anti-windup. La Figure IV.15 représente la structure du back-calculation anti-windup pour le correcteur PI de la tension de l'UC

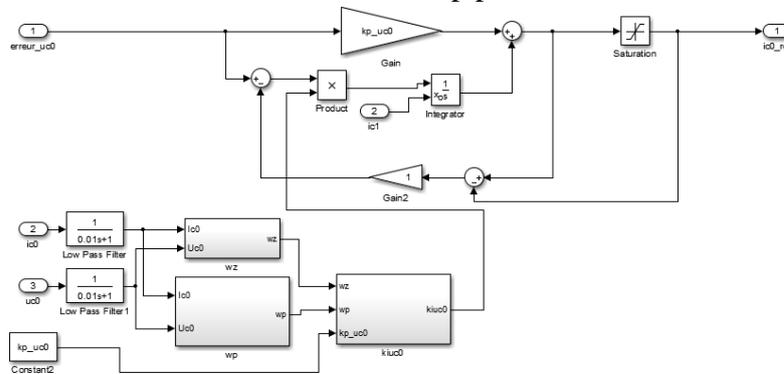


Figure IV.15: Structure du régulateur anti-windup de la tension de l'UC

IV.3.3 Synthèse d'un correcteur pseudo-cascade pour le hacheur de la résistance de freinage

IV.3.3.a Introduction

Quand l'état de charge de l'UC est plein, la batterie interviendra afin de récupérer l'énergie de freinage. Si le courant absorbé par la batterie excède le courant maximal admissible ou la tension de la batterie atteint sa valeur maximale, la résistance de freinage devrait absorber soit une partie de l'énergie soit la totalité de l'énergie électrique du freinage. Une commande pseudo-cascade, introduite en [190], sera développée afin de commander le hacheur DC/DC de la résistance de freinage. Le rapport cyclique de la modulation par largeur d'impulsion MLI (D) à une fréquence fixe f_h appliquée à la gâchette de l'IGBT est calculé à travers une structure pseudo-cascade. Le rapport cyclique permettra de contrôler le courant absorbé par la résistance (Figure IV.16).

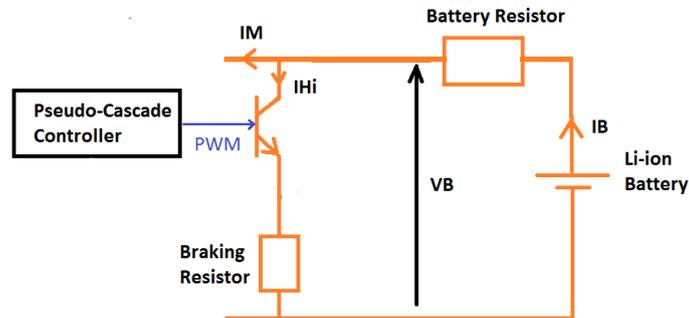


Figure IV.16 : La résistance de freinage en parallèle avec la batterie Li-Ion

IV.3.3.b Stratégie de Contrôle

Le problème consiste à définir une structure de commande qui assure les contraintes d'un système ayant un courant d'entrée (I_{Hi}) et deux sorties. La première sortie est le courant de la batterie (I_B) avec une amplitude qui doit évoluer entre une limite inférieure et une autre supérieure. La deuxième sortie est la tension aux bornes de la batterie (V_B). Cette tension ne devra pas excéder une valeur bien spécifique. On a donc

$$I_{Bmax} \leq I_B \leq 0, \text{ et} \quad (\text{IV.48})$$

$$V_B \leq V_{Bmax}, \quad (\text{IV.49})$$

où I_{Bmax} est la valeur maximale du courant de charge de la batterie (négative en mode de freinage), et V_{Bmax} est la valeur maximale de la batterie. La stratégie de contrôle est résumée par l'organigramme sur la Figure IV.17. Le modèle mathématique et la synthèse des correcteurs sont décrits dans [190], [191] et se trouvent à l'Annexe C.

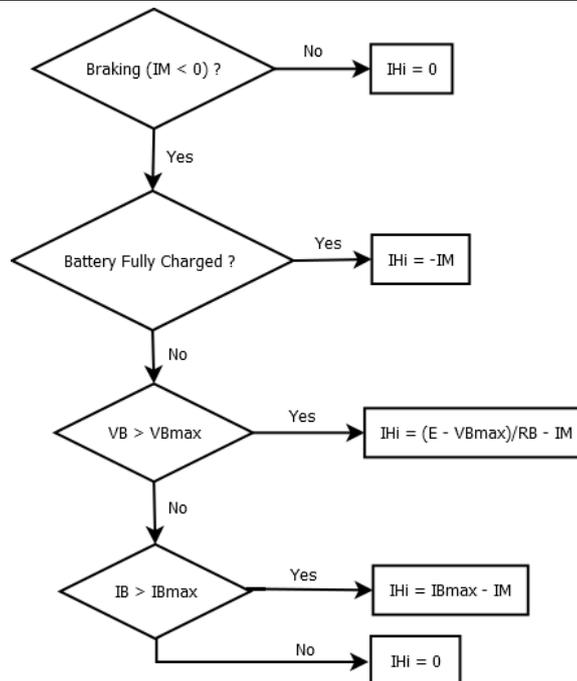


Figure IV.17 : Organigramme de la Stratégie de commande par pseudo-Cascade

IV.4 Analyse et commande séquentielles de l'activation du hacheur à 3-niveaux

IV.4.1 Introduction

Un circuit à logique séquentielle est utilisé pour activer le convertisseur à 3-niveaux en fonction de la demande de freinage/traction, l'état de charge de l'UC et la tension du bus DC. Sachant que le mode de traction ne sera pas traité dans ce chapitre, il a été cependant introduit dans l'analyse du modèle du véhicule. En mode de freinage (ou en mode de traction), quand le convertisseur à 3-niveaux n'est pas activé, la référence du courant de l'UC, i_{c0ref} , est fixée à zéro.

En effet, deux circuits logiques ont été conçus. Le premier est un circuit à logique purement combinatoire, alors que le deuxième est à logique séquentielle.

Le premier circuit logique commande l'IGBT situé en aval de la résistance de freinage. Il permet de connecter la batterie au bus DC en mode de freinage (ou de traction). Ses entrées sont l'état de charge de l'UC, la demande de charge en termes de Accélération/Décélération. La sortie (S_1) du circuit est

$$S_1 = \overline{abc} + a\overline{bd}, \quad (IV.50)$$

où a est la variable logique indiquant la demande d'accélération, b une demande de décélération, c représente un SoC de l'UC supérieur à 95 % et finalement d représente un SoC inférieur à 25 %. Des blocs d'hystérésis ont été utilisés afin de définir c et d .

IV.4.2 Analyse du circuit séquentiel

Ce circuit active/désactive le mode de freinage ou de traction du hacheur à 3-niveaux. Il a comme entrées, la sortie S_1 du circuit précédent, la demande d'accélération/décélération (entrée logique e), et une tension du bus DC supérieure à 400 V (entrée logique f). La sortie du circuit est notée

S_2 . Si la sortie S_2 est mise à 1, le contrôle de la décélération (freinage) est activé. La Figure IV.18 montre le diagramme séquentiel de l'activation de la commande du freinage.

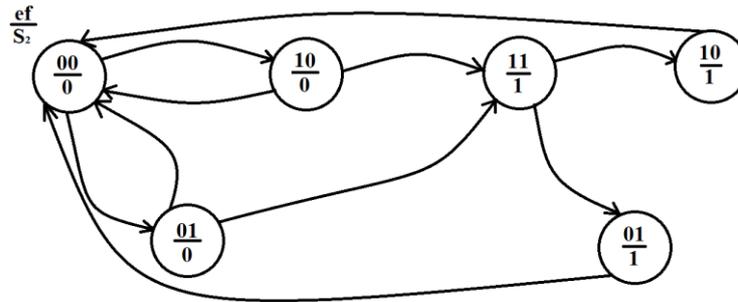


Figure IV.18: Diagramme séquentiel de l'activation de la commande de freinage

L'état (11/0) ne peut pas être pris en considération parce qu'il y a une demande de décélération et que la tension du bus DC est supérieure à 400 V, la régulation de la tension du bus DC doit donc être activée. Sauf si le SoC de l'UC est plein, dans ce cas, la récupération se fait sur la batterie. L'état (00/1) n'est, aussi, pas pris en compte, parce que s'il n'y a pas une demande de décélération, il n'y aura pas un besoin de réguler la tension du bus DC.

L'analyse du diagramme révèle la présence de deux variables d'état X et Y , telles que

$$S_2 = X = \bar{S}_1 \cdot (e \cdot f + f \cdot y + e \cdot x \cdot y), \text{ et} \quad (\text{IV.51})$$

$$Y = \bar{x} \cdot (e + y) + x \cdot y \cdot (e + f), \quad (\text{IV.52})$$

où x et y sont respectivement les états précédents des variables X et Y .

IV.5 Validation par simulation

IV.5.1 Introduction

Le système de stockage d'énergie hybride et ses systèmes de commande correspondants sont intégrés dans un modèle Simulink beaucoup plus complet. Le modèle présente l'intégration des modèles de conception et des modules de commande développés et validés dans l'environnement Matlab / Simulink[®]. Le programme permet de simuler la totalité de transfert d'énergie de freinage d'un véhicule entraîné par deux moteur-roues avant. Les modules du système global sont constitués du système de stockage d'énergie hybride, les deux moteurs à aimants permanents intérieurs (IPMSM - 30 kW) et le modèle de véhicule. D'autres blocs conçus comme le module de la quantification et de la distribution des forces de freinage avant/arrière et électrique/mécanique. Le HESS est placé dans le module "IPMSM & HESS Modeling & Control" de la Figure IV.19.

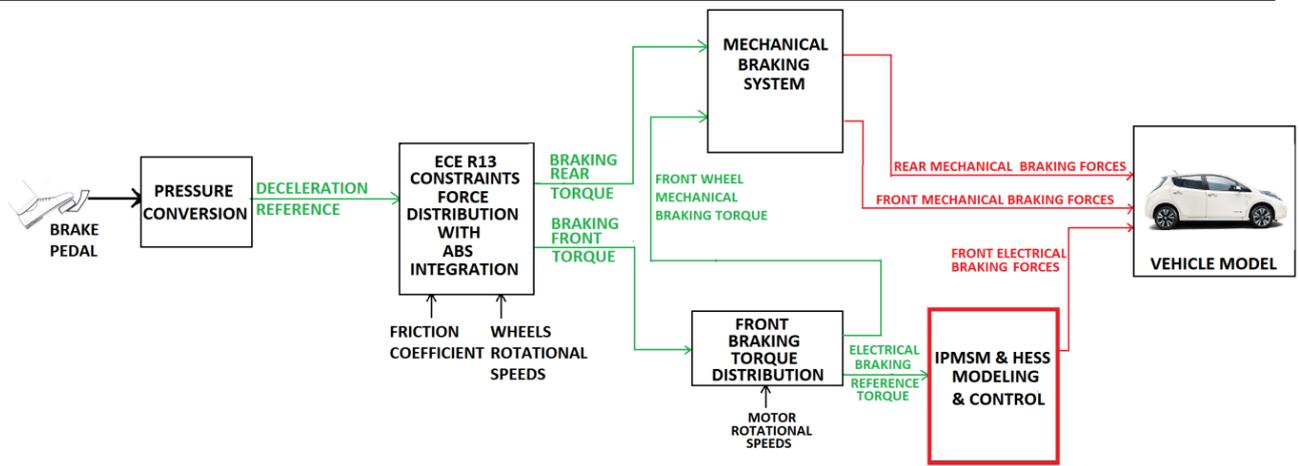


Figure IV.19: Système global

IV.5.2 Modèle de simulation

L'objectif principal des essais de simulation est de valider les performances des correcteurs de la tension et du courant de l'UC, la tension et du courant de la bus DC et la commande de la résistance de freinage.

L'entrée au modèle HESS est la puissance régénérée par les deux machines électriques. Le courant dérivé de cette quantité de puissance sera appliqué à un block modélisant une source de courant contrôlée (Simulink Controlled Current Source block) et connectée au modèle HESS, comme le montre la Figure IV.20.

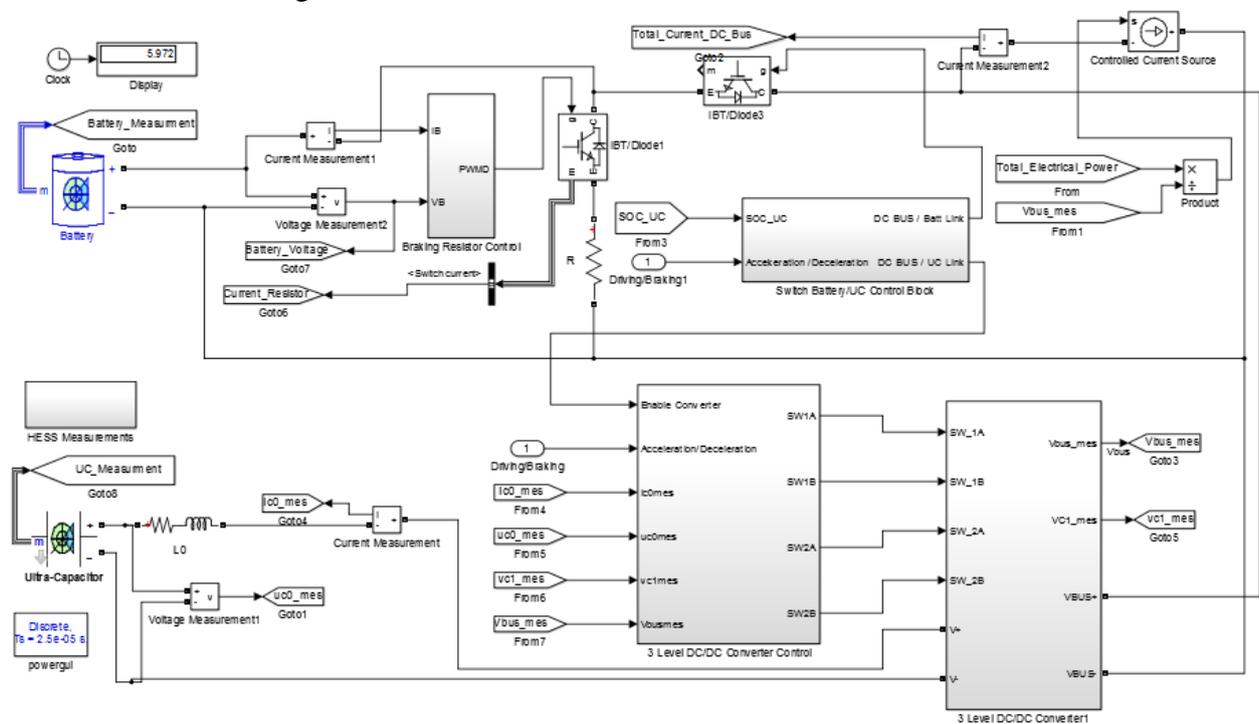


Figure IV.20: Modèle Simulink du HESS

Le Tableau IV.4 montre les gains PI et les spécifications du convertisseur DC/DC.

Tableau IV.4: Gains PI des correcteurs et spécifications électriques du convertisseur DC/DC

Gains PI	Spécifications	
Correcteur du Courant de l'UC	$U_{c0max} = 325 \text{ V}$	$R_{ESR} = 0.2 \text{ m}\Omega$
$k_{pico} = 625$	$U_{c0min} = 165 \text{ V}$	$f_{sw} = 25 \text{ kHz}$
$k_{iico} = 312.5$	$C_0 = 10 \text{ F}$	$\omega_n = 188 \text{ rad/s}$
Correcteur de la Tension de l'UC	$R_{c0} = 70 \text{ m}\Omega$	
$k_{puco} = 70$	$k_c = 0.000143 \text{ F/V}$	
k_{iuco} est calculé en temps réel durant la simulation	$\Delta U_{c0max} = 10 \text{ V}$	
Correcteur de la tension du Bus DC	$L_0 = 100 \text{ mH } k_{iuco}$	
$k_{pvbus} = -0.0307$	$R_{L0} = 70 \text{ m}\Omega$	
$k_{ivbus} = -2.8889$	$C_{BUS} = 200 \text{ }\mu\text{F}$	

f_{sw} est la fréquence de commutation du convertisseur bidirectionnel, ΔU_{c0max} est la valeur maximale de l'erreur de suivi de la tension de l'UC.

Au début de la simulation, un programme script Matlab sera lancé afin de définir 1) les paramètres du véhicule, les paramètres dynamiques externes et les paramètres du type de la route (en fonction des choix de simulation), 2) les paramètres du moteur, les limites d'opération et les gains des correcteurs, 3) les paramètres caractéristiques du HESS et les gains des correcteurs correspondants, de tracer les figures correspondants, et de produire les valeurs caractéristiques du système global.

IV.5.3 Résultats de la simulation

IV.5.3.a Choix des tests

Afin de valider la conception du système de commande pour un large intervalle d'opération, trois tests de simulation seront effectués compte tenu des vitesses du véhicule, des types et conditions de la route, de l'état de charge des éléments de stockage. Ces tests vont nous permettre de vérifier tous les aspects de commande du système HESS. Tous les tests seront réalisés dans des conditions de freinage extrêmes.

Le premier test va valider la récupération d'énergie pour une route à coefficient de friction moyen pour un état de charge de l'UC minimale. Le second test va être réalisé sur une route à faible coefficient de friction, vérifiant l'opération de commutation entre l'UC et la batterie. Au troisième test, et pour une route à haut coefficient de friction, la tension de l'UC est prise à sa valeur maximale et le SoC de la batterie est égal à 99.92 %, menant à des contraintes de courant et de tension élevées sur la batterie lors de la récupération.

IV.5.3.b Tension de l'UC à U_{c0min}

Le freinage est appliqué à une route pavée humide en bon état. Les paramètres du véhicule sont définis dans l'Annexe B. Le véhicule à une vitesse initiale de 80 km/h. La puissance d'entrée au système HESS provient des deux moteurs de traction, se comportant en tant que générateurs, comme montré sur la Figure IV.21. La tension de l'UC est à sa valeur minimale de 165 V, correspondant à un état de charge de 45 %.

La tension et le courant de l'UC suivent leurs références selon la Figure IV.22. Le courant maximal de l'UC atteint les 210 A. A la fin du temps d'arrêt de 6.97 secondes, la tension et le SoC de l'UC (estimés par Matlab/Simulink[®]) auraient atteints respectivement 229 V et 66%.

La puissance de récupération maximale de l'UC est de 39.2 kW (cf. Figure IV.23). La différence de 3 kW entre la puissance de l'UC et la puissance d'entrée maximale de 42.3 kW provient essentiellement des pertes joules dans la résistance de 70 mΩ de l'inductance de filtrage.

La Figure IV.24 montre la régulation de la tension du bus DC. Les oscillations de la tension décroissent avec la puissance d'entrée. Le dépassement maximal survient au début de la régulation au temps $t = 100$ ms, représentant un dépassement approximatif de 11 % (au 446 V). Les mesures sur la batterie sont montrées dans la Figure IV.25. Aucun courant n'est absorbé par la batterie (cf. Figure IV.25). L'énergie totale récupérée par l'UC est de 140.5 kJ (cf. Figure IV.26).

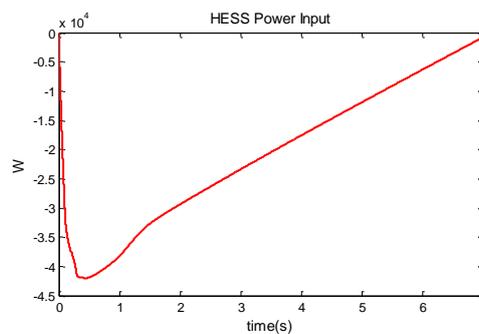


Figure IV.21: Entrée de puissance sur le HESS pour une route à coefficient de friction moyen

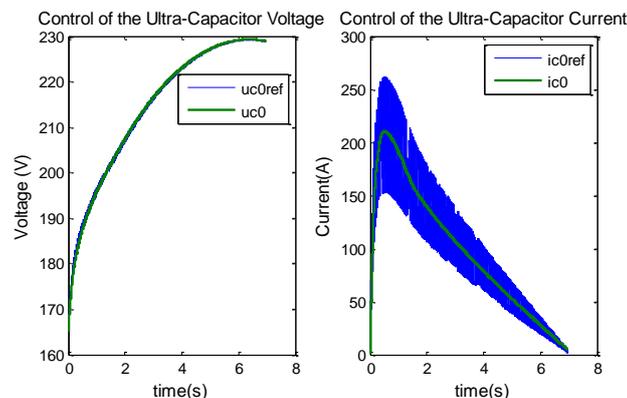


Figure IV.22: Représentation des signaux u_{c0}/u_{c0ref} et i_{c0}/i_{c0ref}

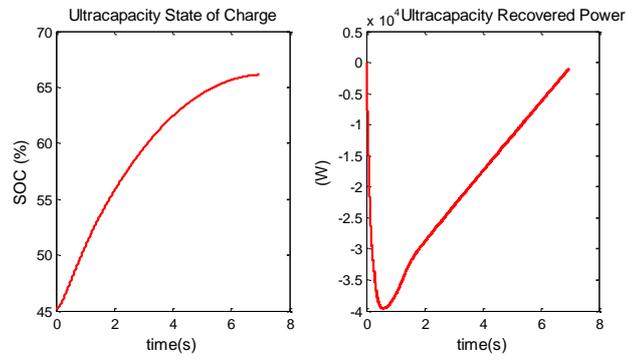


Figure IV.23: Etat de charge et puissance récupérée par l'UC

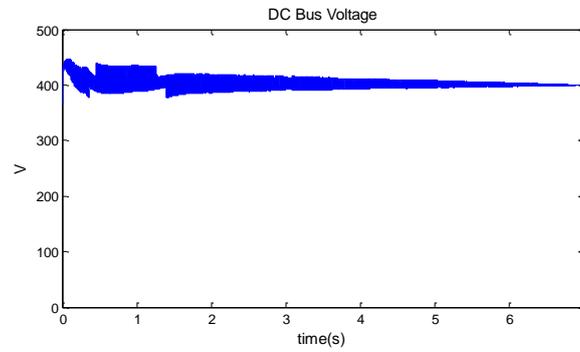


Figure IV.24: Tension du bus DC

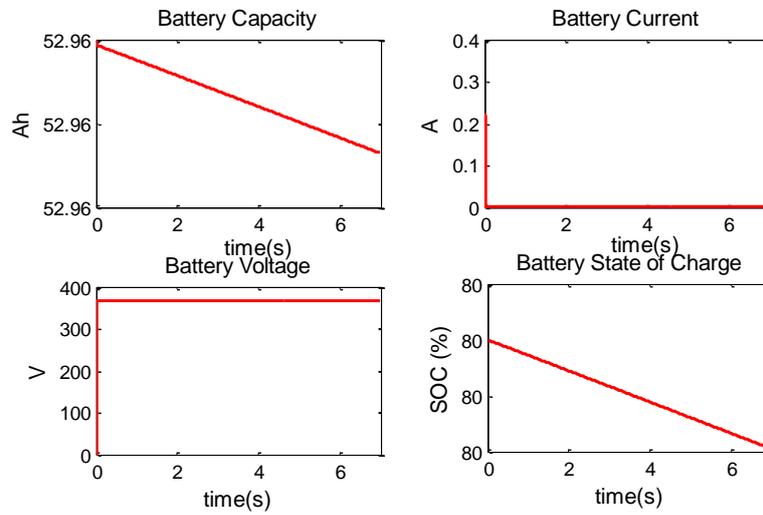


Figure IV.25: Mesure de la batterie

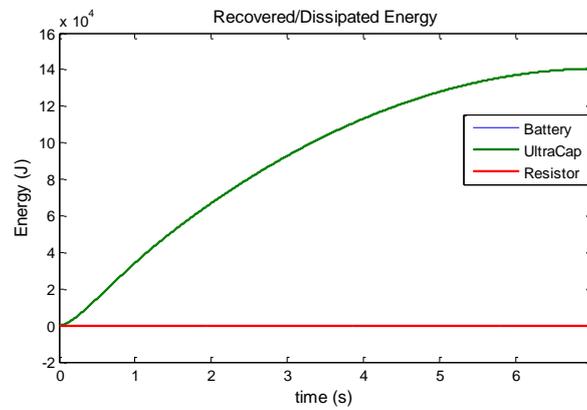


Figure IV.26: Energie récupérée par les éléments de stockage d'énergie

IV.5.3.c Tension de l'UC à 290 V

Le freinage est appliqué sur une route ayant une couche de neige peu profonde (de 5 cm). La vitesse initiale du véhicule est de 60 km/h, la tension initiale de l'UC est de 290 V, et l'état de charge initiale de la batterie est de 80 %. La puissance d'entrée au HESS (cf. Figure IV.27) provenant des deux machines électriques de traction est quantifiée selon le type et la condition de la route, ainsi que d'autres caractéristiques électrique, dynamique et cinématique du système (cf. Figure IV.19). La puissance d'entrée réduite est liée au faible coefficient de friction de la route. Le couple de freinage électrique appliqué doit empêcher le blocage des roues sur ce type de route. La tension et le courant de l'UC suivent leurs références respectives selon la Figure IV.28. Le courant maximal de l'UC atteint est de 69 A. La récupération de l'énergie commute à la batterie au temps $t = 4.6$ secondes.

La puissance maximale de récupération de l'UC est de 20.25 kW (cf. Figure IV.29). La Figure IV.30 montre une bonne régulation de la tension du bus DC due à la commande du hacheur à 3-niveaux.

Les mesures de la batterie sont montrées à la Figure IV.31. Le courant absorbé débute à 30.7 A et décroît avec la vitesse du véhicule. Cette valeur de courant n'induit aucune contrainte électrique sur la batterie. Après 10.2 secondes de temps d'arrêt, la quantité d'énergie récupérée par l'UC est de 74.5 kJ, et 32.6 kJ récupérée par la batterie (Figure IV.32).

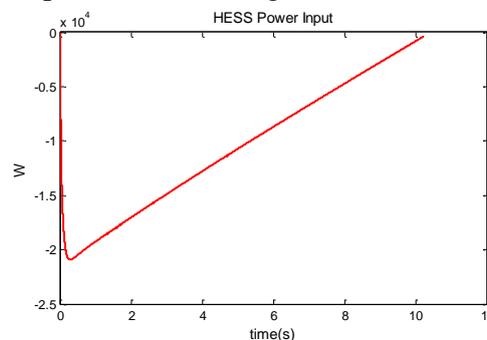


Figure IV.27: Entrée de puissance sur le HESS pour route à faible coefficient de friction

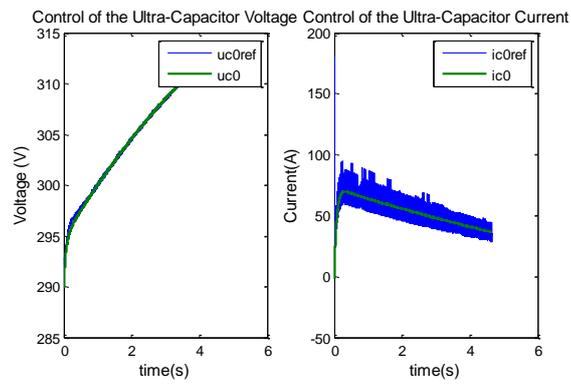


Figure IV.28: Représentation des signaux u_{c0}/u_{c0ref} et i_{c0}/i_{c0ref}

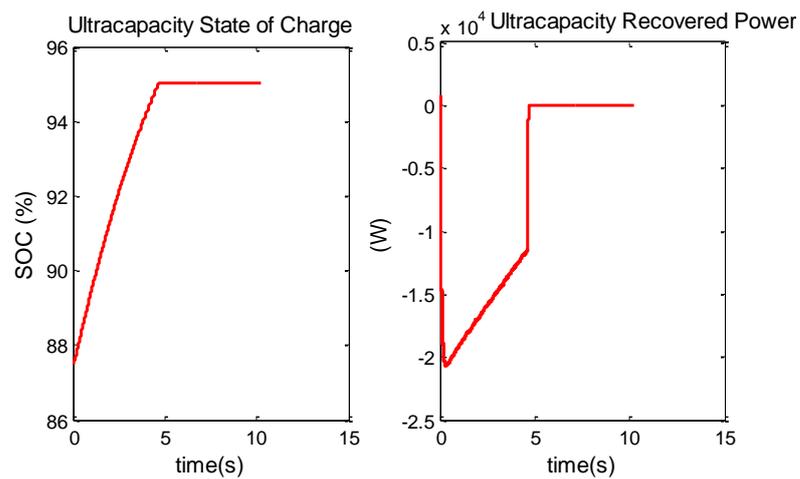


Figure IV.29: Etat de charge et puissance récupérée par l'UC

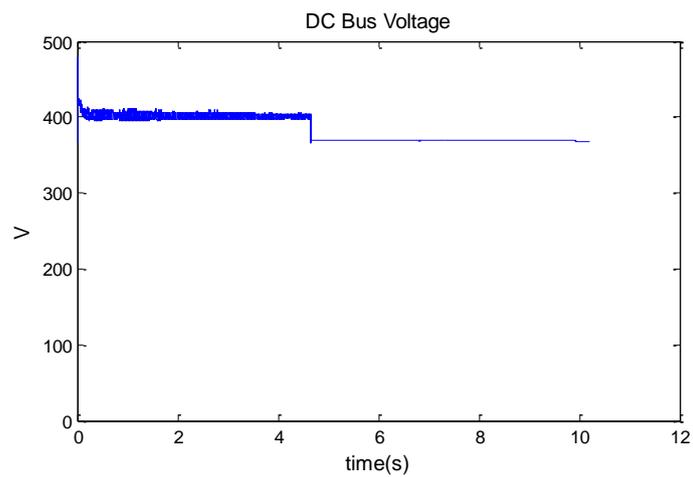


Figure IV.30: Tension du bus DC

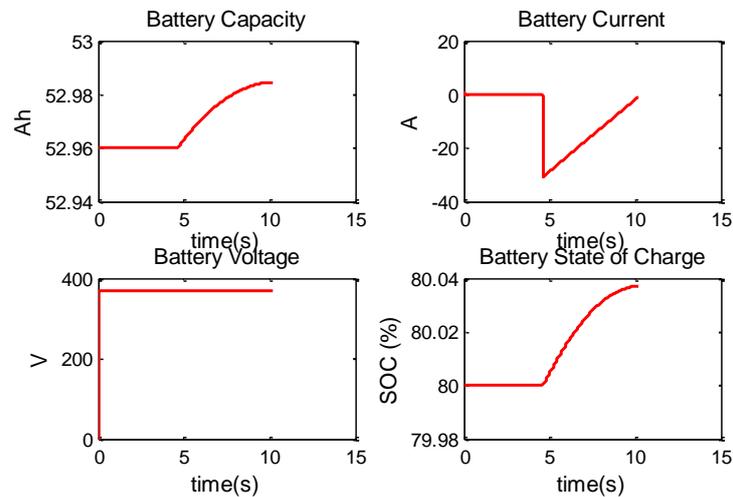


Figure IV.31: Mesure de la batterie

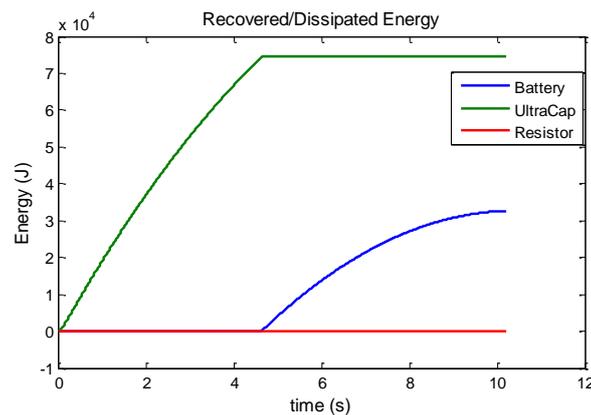


Figure IV.32: Energie récupérée par les éléments de stockage d'énergie

IV.5.3.d Tension de l'UC à 325 V - SoC de la Batterie à 99.92 % - Taux de Charge 1C

Le freinage est appliqué sur route sèche de type asphalt. Ce test est effectué à une vitesse initiale du véhicule à 90 km/h, un SoC de l'UC à 100 %, un SoC de la batterie à 99.92 %. L'UC n'intervient pas dans la récupération. La puissance d'entrée du HESS est montrée à la Figure IV.33. Pour ce type de route, le système de distribution et de quantification des forces de freinage permet un couple de freinage plus important, et par conséquent un flux de puissance plus élevé. La puissance atteint sa valeur maximale de 63.4 kW, qui est légèrement plus grande de la puissance maximale des deux moteurs (60 kW). Ceci est due à la méthode de contrôle des moteurs électriques adoptée au Chapitre II.

Le courant de charge maximal est pris égal à la capacité nominale de la batterie de 66.2 Ah. La batterie lithium à base d'oxyde de manganèse a un courant de charge rapide typique d'ordre 1C. Son courant maximal de charge peut atteindre les 3C, mais à ce taux de charge, la durée de vie de la batterie sera fortement réduite. Un SoC de 99.92 % de la batterie a été choisi afin d'observer les performance de la régulation en pseudo-cascade du courant et de la tension de la batterie.

Pour les premières 170 ms, la batterie prend toute la récupération. La tension de la batterie est proche de sa tension maximale (en raison de son SoC élevé), le courant est réglé à un taux de 1C (cf. Figure IV.34 et Figure IV.35). A $t = 0.42$ seconde, la tension de la batterie atteint la tension maximale admissible de 400 V et la commande pseudo- cascade passe au mode de régulation de la tension. Après un temps d'arrêt de 2.55 secondes, la quantité d'énergie récupérée par la batterie est de 47.2 kJ, une énergie de 54.9 kJ sera dissipée par la résistance commandée (Figure IV.36).

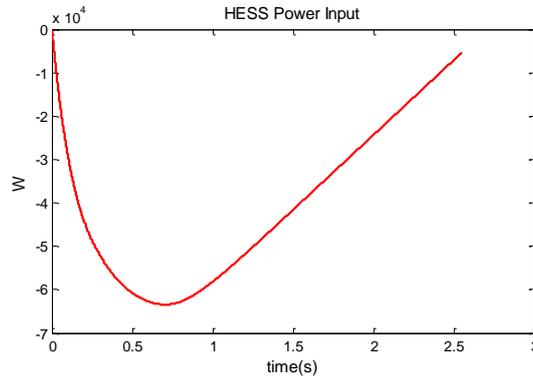


Figure IV.33: Entrée de la puissance sur le HESS

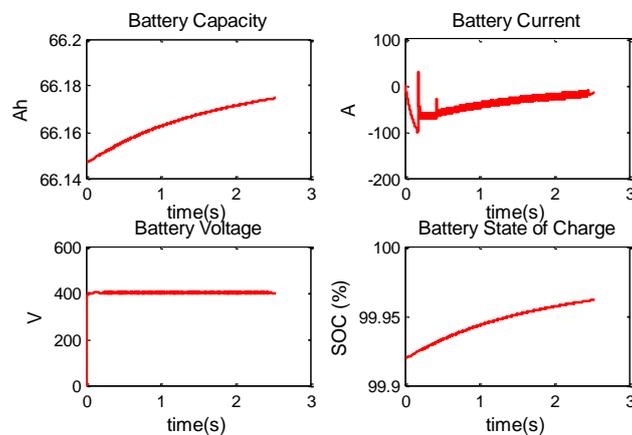


Figure IV.34: Mesures de la batterie

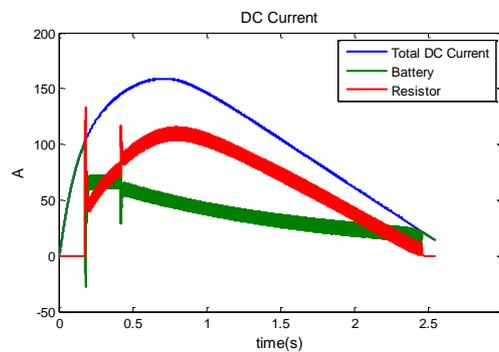


Figure IV.35: Courants sur le bus DC

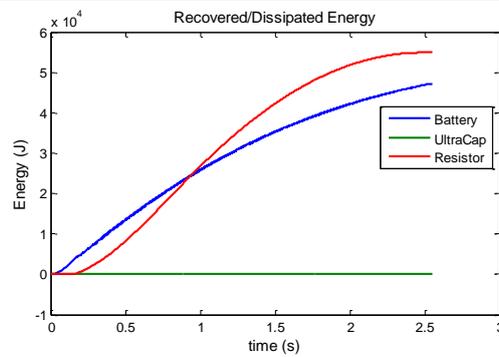


Figure IV.36: Energie récupérée/dissipée

IV.5.4 Impact de la dégradation de la batterie sur les performances du freinage

La puissance de pointe de la batterie est inversement proportionnelle à la résistance interne. Sous des profils de puissance hautement dynamiques, la batterie d'un véhicule électrique subit des contraintes excessives pouvant affecter négativement sa durée de vie et induire une dégradation au niveau des cellules conduisant à une augmentation de la résistance interne et donc une baisse de sa capacité [31]. Pour optimiser la durée de vie de la batterie, un système de refroidissement par air/liquide (refroidissement par air en cas de la Nissan Leaf) et un système de gestion de la batterie au niveau de la cellule sont nécessaires pour prolonger sa durée de vie et pour réduire la formation de dendrite et l'échauffement excessif [17].

Pour le système de stockage proposé (Figure IV.1), l'UC est dimensionné pour récupérer une régénération de puissance maximale. Dans le cas où, le freinage s'effectue pour un état de charge plein de l'UC, la récupération d'énergie sur la batterie est assistée par une dissipation contrôlée de l'énergie à travers la résistance de freinage. Pour notre étude, la résistance de freinage est dimensionnée aussi pour une puissance dissipée maximale de 60 kW. Ainsi, dans le pire des cas, la résistance est capable de dissiper la puissance maximale disponible. Les performances de freinage, en tant que telle, ne seront donc pas affectées par une batterie dégradée. En fait, dans le script du programme Matlab, une réduction de I_{Bmax} ainsi qu'une augmentation de la résistance interne de la batterie permet de simuler ce genre de dégradation. Dans ce cas, le courant absorbé par la résistance de freinage respectera les règles représentées par l'organigramme de la Figure IV.17.

IV.6 Conclusion

Ce chapitre propose la synthèse des correcteurs utilisés pour la commande et le contrôle du HESS du véhicule électrique. Le modèle hybride est basé sur un système à deux sources de stockage d'énergie et une résistance de freinage à dissipation. La source primaire est une batterie lithium-ion (technologie à base d'oxyde de manganèse) ayant une densité d'énergie relativement élevée par rapport à celle de l'ultracapacité (UC). L'UC, élément à densité de puissance élevée, est utilisée comme source secondaire sollicitée lors de l'accélération et de décélération.

Un circuit logique assure la commutation de récupération d'énergie entre la batterie et l'UC. Un convertisseur à trois niveaux a été utilisé pour récupérer l'énergie à l'UC. Lorsque l'UC est pleine,

l'énergie est envoyée à la batterie. Si les contraintes sur la batterie sont élevées, un hacheur à IGBT connecté à la résistance de freinage est activé par une commande à pseudo-cascade.

La synthèse des régulateurs et leur intégration dans le système global constituent une partie importante de l'ensemble des travaux. La validation du système de stockage d'énergie hybride et des systèmes de commande correspondants a été vérifiée dans un modèle de simulation plus complet représentant le véhicule, les moteurs, le système de quantification et de distribution des forces de freinage, etc.

Trois essais de simulation ont été effectués dans des conditions extrêmes de freinage et pour différents vitesses du véhicule et types de route. Le premier test validera la récupération d'énergie sur une route à friction moyen pour un état minimal de charge de l'UC. Le second test effectué sur une route à faible friction vérifie l'opération de commutation entre l'UC et la batterie. Au troisième essai, pour un coefficient de friction et un SoC de la batterie élevés, le contrôleur de la résistance de freinage sera alors activé.

Ces tests ont permis de valider la synthèse de correcteurs appliqués au convertisseur DC/DC à 3-niveaux, montrant un asservissement précis de la tension de l'UC ainsi qu'une bonne performance de poursuite de la référence et une réponse dynamique rapide pour le courant de l'UC. Les signaux transitoires électriques et l'évolution des états du système dans les conditions extrêmes de fonctionnement sont également représentés. La commutation entre l'UC et la batterie selon la logique séquentielle conçue a été démontrée. La performance et la stratégie de contrôle selon la commande pseudo-cascade du hacheur IGBT sont également vérifiées.

Les résultats obtenus montrent l'aspect réaliste et cohérent du modèle intégré, ce qui démontre de plus en plus le bien-fondé de l'utilisation du logiciel de simulation en tant que première étape pour le prototypage final.

Dans ce chapitre, l'UC a été utilisée comme source secondaire. Dans la littérature, l'UC est, dans des nombreux cas, comparée au volant d'inertie. Le chapitre suivant effectue une recherche exhaustive des comparaisons effectuées en littérature. Une étude technico-économique pour chaque élément est ensuite détaillée relative à notre application. Une comparaison selon des critères bien identifiés est ensuite élaborée. Ces deux éléments de stockage d'énergie sont ensuite incorporés dans le véhicule pour être simulés en freinage et en traction pour différents types de routes. La minimisation des contraintes sur la batterie est le critère principal de choix du meilleur élément de stockage.

Chapitre V : Etude comparative de deux systèmes de stockage d'énergie hybrides lors d'un freinage et d'une traction extrêmes

Résumé

Ce chapitre présente l'étude comparative de deux systèmes hybrides de stockage d'énergie (HESS) d'un véhicule électrique à deux roues motrices avant. La source d'énergie primaire du HESS est une batterie Li-Ion, alors que la source d'énergie secondaire est soit une ultracapacité (UC), soit un système de stockage d'énergie à volant d'inertie (Flywheel Energy Storage - FES). Le rôle principal de la source secondaire est de fournir / récupérer de l'énergie pendant une demande de puissance de pointe élevée, mais aussi d'augmenter la durée de vie de la batterie, considérée parmi les éléments les plus coûteux du véhicule électrique. Une étude comparative technico-économique, soutenue par une recherche bibliographique, est réalisée entre l'UC et la FES. La conception et le dimensionnement du système FES seront présentés. Les critères de comparaison et les spécifications sont également décrits. L'approche adoptée est basée sur un point de vue académique non orienté. Chacun des HESS sera intégré dans un modèle Simulink plus global qui comprend le modèle du véhicule, le système de contrôle de traction (TCS), le système de freinage à récupération et les actionneurs de véhicule. Des essais de simulation sont effectués pour des opérations de démarrage et de freinage extrêmes. Les essais sont réalisés sur deux types de routes différents (route à friction élevée et route à friction faible) et pour différents états initiaux du système.

Notre contribution consistera en la conception et le dimensionnement de l'élément de stockage d'énergie secondaire approprié dédié à notre véhicule. Tout d'abord, la comparaison entre l'UC et le FES est basée sur une étude technico-économique. Deuxièmement, les simulations sont effectuées sur le modèle développé du véhicule. Les simulations permettront d'analyser le flux de puissance et le comportement du HESS en fonction de son contrôle/commande. Une comparaison technologique sera également effectuée. La comparaison effectuée pour les deux HESS concerne notre application automobile consistant en un véhicule à 2 roues motrices avant réalisée selon une commande de traction en mode glissant et une commande de freinage à contraintes.

Les contraintes liées à la batterie Li-Ion sont rappelées au premier paragraphe. Une analogie électromécanique entre l'UC et le FW est réalisée au §V.2. Dans ce paragraphe, les critères de comparaison ainsi que les comparaisons trouvées dans la littérature sont également discutés. La conception de l'UC étant déjà traitée dans le paragraphe IV.2.2, le paragraphe V.3 traite le dimensionnement et le coût de l'UC. Le paragraphe V.4 est consacré à la conception et au dimensionnement du volant d'inertie. Ce paragraphe contiendra une interprétation comparative avec les résultats de l'UC conçue dans le paragraphe V.5. Des tests de simulation sont effectués et des analyses sont fournies dans le paragraphe V.8.

V.1 Contraintes liées à la batterie Li-Ion

Les batteries Li-Ion (cf. §I.1.5) ont un niveau de densité énergétique spécifique (75-200 Wh/kg) plus élevé que la batterie à plomb-acide (35-50 Wh / kg), la batterie nickel-cadmium (50-60 Wh/kg) et la batterie nickel-hydrure métallique (70-97 Wh/kg), [192]. Des sociétés comme Panasonic, Tesla, LG Chem et Samsung SDI investissent fortement dans les cellules NMC (Lithium Nickel Manganese Cobalt Oxide) et NCA (Lithium Nickel Cobalt Aluminium Oxide).

Autres les contraintes liées aux pertes de capacité et l'emballage thermique (cf. §I.1.5.c), la batterie Li-Ion ne peut pas répondre à des profils de puissance dynamique élevée résultant d'une accélération ou d'un freinage régénératif puisque le transfert de charge se produit par des réactions chimiques de réduction et d'oxydation. Ces profils surchargent la batterie et affectent négativement sa longévité et sa durée de vie. En fait, ces actions entraîneront une dégradation au niveau cellulaire, augmenteront la résistance interne, menant à une perte de capacité de la batterie. Néanmoins, les volants d'inertie et l'UC ont la densité de puissance nécessaire pour répondre à ses besoins de puissance mais pour des durées relativement courtes.

V.2 Analogie UC/Volant d'Inertie

V.2.1 Analogies Electromécaniques

La quantité de puissance transférée est le produit de deux grandeurs physiques, l'une relative à un effort, l'autre à un flux:

$$Puissance = Effort \times Flux \quad (V.1)$$

Puisque les deux variables de puissance jouent un rôle égal pour chaque domaine d'énergie, la "force-tension", connue sous le nom d'analogie classique ou directe, est la plus utilisée et est présentée par:

$$\begin{cases} Force \triangleq Effort \triangleq Tension \\ Vitesse \triangleq Flow \triangleq Courant \end{cases} \quad (V.2)$$

Une UC est un élément d'énergie électrique potentielle. L'énergie stockée a une forme électrochimique et électrostatique. Alors qu'un volant d'inertie (Flywheel - FW) est un élément mécanique d'énergie cinétique. L'énergie stockée a une forme mécanique (cf. Tableau V.1).

Tableau V.1: Analogie classique des domaines électrique/mécanique

Domaine mécanique	Domaine électrique
Vitesse de rotation	Courant
Couple	Tension
Moment d'inertie	Inductance
Amortisseur	Resistance
Ressort	Capacité
Energie potentielle	Energie électrostatique
Energie Cinétique	Energie magnétique

Une UC établit une relation causale entre la tension appliquée à ses bornes et le courant développé:

$$\frac{dU_{c0}}{dt} = \frac{I_{c0}}{C_0} \quad (\text{V.3})$$

où C_0 est la capacitance de l'UC.

La puissance récupérée ou délivrée par l'ultracapacité est le produit de sa tension par le courant. D'un point de vue contrôle/commande, nous pouvons réguler le courant de zéro à la valeur qui assurerait un flux de puissance maximal de 60 kW, même à la tension minimale de l'ultracapacité. Ceci a été pris comme contrainte dans toute la conception de contrôle/commande et comme spécifications au moment du dimensionnement de l'UC. Le courant est la quantité électrique ayant la dynamique la plus élevée dans le système. Il est aussi considéré comme la variable du flux de l'équation (V.1). Ainsi, compte tenu des caractéristiques physiques de l'UC et des exigences de contrôle, l'UC peut fournir / absorber la puissance maximale de 60 kW, si nécessaire, par les systèmes de freinage et de contrôle de traction.

Comme mentionné, un FW est un élément cinétique de rotation. Sous l'action d'un couple, une accélération de rotation aura lieu, comme indiqué ci-dessous:

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{T_{FW}}{J_{FW}} \quad (\text{V.4})$$

J_{FW} est le moment d'inertie, il est considéré comme l'analogie mécanique de l'inductance.

La puissance récupérée ou délivrée par le FW est le produit de son couple par la vitesse de rotation angulaire. D'un point de vue contrôle/commande, la régulation est effectuée sur le couple qui est la variable d'effort considérée de l'équation (V.1). La valeur maximale du couple est déterminée par les contraintes magnétiques et électromécaniques de la machine électrique entraînant le volant d'inertie. Afin d'éviter un surdimensionnement, la puissance maximale a été calculée pour un couple maximal (22 Nm) délivré par la machine. A un certain point de fonctionnement, la puissance maximale délivrée / absorbée sera limitée par la vitesse du FW.

V.2.2 Critères de comparaison

Les mesures de performance d'un système de stockage d'énergie électrique peuvent être résumées par l'efficacité du cycle, le coût par unité de capacité (\$/kWh ou \$/kW), l'énergie spécifique (Wh/kg), la puissance spécifique (W/kg), la densité d'énergie (Wh/l), la densité de puissance (W/l), la durée de vie, l'impact sur l'environnement, y compris les coûts d'élimination en fin de vie et la sécurité [112], [126].

La durée de vie de la batterie est courte en raison d'une détérioration chimique inévitable au sein de la batterie (cf. §V.1). Aucun élément de stockage d'énergie électrique ne peut simultanément remplir toutes les caractéristiques souhaitées d'opération. Il sera nécessaire de combiner une densité énergétique plus élevée assurée par la batterie, en tant que source primaire, et des éléments de stockage d'énergie de plus grande densité de puissance, comme les ultracapacités ou le volant d'inertie. Le Tableau V.2 énumère la comparaison des caractéristiques techniques des éléments de stockage d'énergie. Les données ont été recueillies à partir de différentes références. On rencontre souvent une divergence de valeurs d'une référence à une autre. Cette question sera discutée en détails afin de renforcer l'argument stipulant que la comparaison devrait être effectuée pour une application particulière.

Tableau V.2: Caractéristiques techniques des éléments de stockage d'énergie

	Batterie Li-Ion	FW	UC
Efficacité du cycle	>90%	> 90%	> 90%
Coût par unité de capacité énergétique	> 600 \$/kWh	2000 - 5000 \$/kWh	1000 - 5000 \$/kWh
Densité de puissance	250-340 W/kg	1-5 kW/kg	0.5-10 kW/kg
Densité d'énergie	100-250 Wh/kg	10-50 Wh/kg	0.5 - 5 Wh/kg
Cycle de vie	1000- 10 000	500 000 - 1000 000	500 000 - 1000 000
Impact environnemental	Négative	Aucun	Modéré
Auto-décharge/jour	0.1-0.3 %	100%	20-40%
Plage de température	-10°C / 45°C	-30°C / 100°C	Plage de température élevée
Disponibilité du marché	Positive	Négative	Positive
Pièces Immobile	Positive	Négative	Positive

V.2.3 Comparaison dans la littérature

Pour un véhicule électrique (VE), le rôle principal de la source d'énergie secondaire est d'aider la batterie pendant le freinage par récupération et le démarrage du véhicule et d'améliorer les performances du système en termes de coût, la durée de vie et l'efficacité globale du système.

Dans la littérature, il est rare de lire sur les ultracapacités sans mentionner les volants d'inertie et vice versa [121], [131], [132], [119], [193], [194]. Ils ont des spécifications similaires en termes de coût, d'une simple mesure de l'état de charge, de faibles exigences d'entretien, de haute densité de puissance, de temps de réponse rapide, adaptés aux applications avec charge et décharge rapides (pendant les périodes de freinage et d'accélération). Les FW sont placés de plus en plus proches en termes de fonctionnalité des UC [115].

La Figure V.1 montre les éléments de stockage d'énergie. Les ultracapacités et les volants d'inertie sont situés dans une zone de haute compétition.

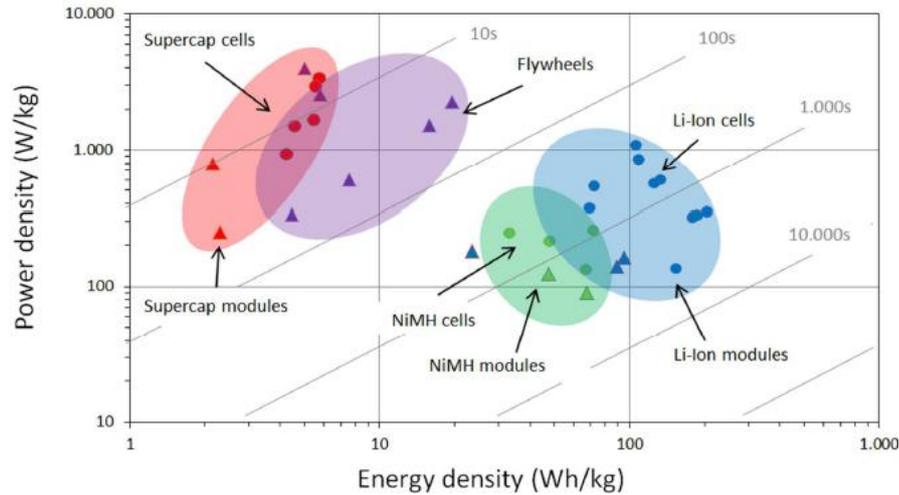


Figure V.1: Ragone plot (related to system mass) [125]

Dans les voies ferrées électrifiées, les volants d'inertie ont des propriétés similaires à celles des ultracapacités, mais leur temps de décharge est légèrement plus élevé. Selon [121], les FW stationnaires ont des dimensions importantes et des poids excessifs. Les volants ont besoin plus d'espace dans le bogie que les ultracapacités. Après la commercialisation des UC, l'utilisation des volants d'inertie dans les voies ferrées électrifiées a été réduite en raison des propriétés supérieures des UC en termes d'entretien, de poids et de taille [121]. D'autres auteurs concluent que le volant d'inertie garantit une tension et un niveau de puissance stables, indépendamment de la charge, de la température et de l'état de charge. En fait, la combinaison batterie/volant d'inertie peut obtenir de meilleures performances, en ce qui concerne la fluctuation de tension, que d'autres types de combinaisons (batterie/UC ou UC/FW), [195].

Pour une application de navire à courte portée, et en se basant sur le même besoin énergétique et la même durée de vie, les auteurs de [130] ont conclu que le coût total du système de stockage à base de supercondensateurs aura un coût de 650 k€, un volume de 5m^3 et un poids total de 4000 kg. Ce système est comparé à un système de stockage d'énergie à base de volant d'inertie qui aura comme coût de 155,8 k€, un volume de $125,2\text{ dm}^3$ et un poids de 945 kg.

Pour une application d'économie de carburant d'un véhicule électrique hybride (VEH), les résultats montrent que lorsque le coût et l'économie de carburant ont été pris en considération, les volants d'inertie à grande vitesse deviennent compétitifs avec les batteries et les UC [132].

Dans [194], les auteurs ont précisé que les condensateurs Li-Ion (LIC) ont le potentiel de compléter ou de remplacer le volant d'inertie pour les applications à hautes besoins en puissance. Ces LIC ont trois fois la densité d'énergie gravimétrique, et cinq fois la densité d'énergie volumétrique des condensateurs double-couche (EDLC). Néanmoins, la technologie doit d'être développée d'avantage. Un volume de production élevé permettra un déploiement massif des LIC sur le marché d'énergie dans les années à venir [196].

Dans [197], pour une application automobile de 120 kW, la masse des UC Maxwell Boostcap [32] sera de 370 kg ($6,3\text{ kJ/kg}$) comparativement à un volant William Hybrid de 55 kg (30 kJ/kg) (WHP MK4). En utilisant la base des données des fabricants et pour des valeurs de puissance inégales, d'autres comparaisons sont effectuées entre les supercondensateurs BMOD0063 de Maxwell Technologies et d'autres volants d'inertie des technologies GKN Hybrid Power et Flybrid Formula 1. En termes de masse, de densité d'énergie et de densité de puissance, la supériorité est attribuée aux volants d'inertie [115].

Selon [198], les systèmes à volants d'inertie Flybrid, Ricardo et WHS ont plus d'énergie disponible et fournissent une impulsion de puissance beaucoup plus élevée que les ultracapacités les plus exigeants (42V Transient Power Assist).

Pour les véhicules électriques, les prix des batteries sont déjà près de l'objectif longterm recherché de 100 \$/kWh. Dans ces applications, les FW concurrencent les ultracapacités sur la base du coût unitaire de l'énergie livrée. Le coût de l'énergie est tombé à 20 000 \$/kWh. Au profit des FW, les coûts des convertisseurs à base d'électronique de puissance associés aux moteurs ont chuté considérablement s'approchant des 5 \$/kW [193]. D'autre part, les supercondensateurs ont un coût d'acquisition élevé [131]. Selon les estimations de coûts de Flybrid basées sur le volume de production du marché automobile principal, le volant d'inertie standard devrait coûter entre 1000 \$ et 3000 \$ et le CVT ne devrait pas coûter plus que 1500 \$, ce qui porte le coût total du système du volant entre 2500 \$ et 4500 \$, soit 42-75 \$/kW [132]. Pour les ultracapacités, ce coût fluctue entre 13-51 \$/kW [111].

Les volants d'inertie modernes ont des composants qui ont été traditionnellement très coûteux. Toutefois, les technologies clés sont en baisse de prix en raison des évolutions récentes dans d'autres secteurs. L'électronique de puissance voit son coût en baisse chaque année grâce à la fabrication croissante des VE et les autres industries de puissance. Les mêmes conclusions de réduction des coûts peuvent être étendues aux ultracapacités (loi de Moore).

V.3 Dimensionnement des ultracapacités

En utilisant la conception développée dans le §IV.2.2, on utilisera 120 cellules de Maxwell BoostCap BCAP1200 P270 K04/5 mises en série. Les caractéristiques se trouvent dans le Tableau V.3.

Tableau V.3: Caractéristiques de l'UC [199]

	BCAP1200 P270 K04/5
Capacitance nominale (F)	1,200
Tension nominale (V)	2.7
Résistance équivalente série ESR (mΩ)	0.58
Poids (g)	260
Energie Stockée (Wh)	1.22
E _{max} (Wh/kg)	4.7
P _{max} (W/kg)	12,000
Longueur (mm)	74
Diamètre (mm)	60.4

La masse totale des ultracapacités est de 31,2 kg, avec un volume total de 25,44 dm³. Des espaces supplémentaires doivent être réservés pour le support, le câblage et l'instrumentation électronique pour le contrôle et la supervision.

Le coût de l'UC est estimé en utilisant le graphique dans [131]. L'énergie maximale pouvant être stockée dans l'ensemble des UC est de 146 Wh. Pour un 33 \$/Wh, le coût total de la UC est estimé à 4 818 \$.

Après la sélection de l'UC, la conception du système de stockage d'énergie à volant d'inertie est décrite dans la section suivante. L'aspect coût est discuté. Des interprétations et des analyses des résultats obtenus pour l'UC et le FES sélectionnés sont également mises en évidence.

V.4 Les volants d'inertie

V.4.1 Applications automobiles

L'application de la technologie du volant d'inertie a récemment refait surface en raison de l'appui de la FIA à la technologie du volant d'inertie. En octobre 2009, la FIA a affirmé que «la technologie comme les volants d'inertie réduisant la dépendance aux batteries et se concentrant sur le changement de charge de l'ICE s'avère être la plus prometteuse».

Cette déclaration a été défendue par les systèmes d'inertie L-3MM en service depuis 1988 sur un total de 17 autobus électriques hybrides. Chaque autobus a connu 60 000 heures d'exploitation équivalent à 1 000 000 cycles de vitesse.

La Porsche 911 GT3 R (Figure V.2) a connu un succès significatif en 2010 Nurburing Long Distance Championship à l'aide d'une transmission de volant électrique William Hybrid Power (WHP). En juin 2011, l'Audi R18 E-Tron Quattro, équipé d'un système de volant mécanique Flybrid, a été la première voiture hybride à remporter le Mans 24 heures [198].

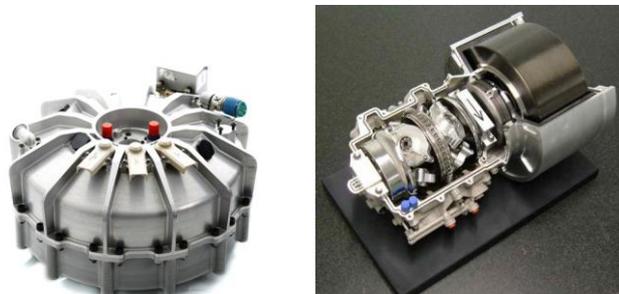


Figure V.2: Systèmes d'inertie électrique WHP (à gauche) et mécanique Flybrid (à droite)

Dans toutes les applications ci-dessus, les FW sont utilisées pour assister le moteur thermique (ICE). Dans nos travaux, le FW fera partie du HESS visant à substituer la batterie en la protégeant des pics de charges et en améliorant sa capacité et son cycle de vie. Le Tableau V.4 indique les caractéristiques des FW provenant de différents fabricants.

Tableau V.4: Caractéristiques des FW de différents fabricants

Fabricants	Véhicule	Puissance (kW)	Masse (kg)	Transmission
WHP	Porsche 911 GT3 R	120	57	Essieu avant (60 kW chacun)
WHP	Porsche 918 RSR	150	27	Essieu Avant (75 kW)
Flybrid	Audi R18 E-Tron Quattro	97	17.2	Volant à Transmission d'Embrayage (CFT)
Flybrid	Jaguar XF	60	64.9	Boîte à Variation Continue (CVT)
Flybrid	Volvo	60	60	Essieu arrière

V.4.2 Conception et dimensionnement du volant d'inertie

V.4.2.a Conception du volant d'inertie

Les fabricants de supercondensateurs sont bien implantés sur le marché et offrent une large gamme de choix pour les supercapacités pour une grande variété d'applications. Pour

exemple, on peut citer, pour les ultracapacités à carbone activé : Maxwell, Skeleton Technologies, Ness, EPCOS, Batscap, LS Cable, Power Sys; pour les ultracapacités hybrides : JSR Micro, Yunasko; pour les ultracapacités à propylène : Panasonic, Asahi Glass ... [120].

En ce qui concerne le volant d'inertie, le choix est beaucoup plus limité à un petit nombre de fabricants et à des applications de plage de puissance beaucoup plus étroites. Davantage d'attention sera consacrée à la conception et au dimensionnement du volant pour notre application.

La forme dominante dans les volants d'inertie est le cylindre creux. Cette géométrie a été choisie en raison d'une fabrication plus simple et à moindre coût par rapport à d'autres géométries. L'énergie stockée dans un volant de cette forme est:

$$E = \frac{1}{4} \pi h \rho (r_o^4 - r_i^4) \omega^2 \quad (\text{V.5})$$

Où r_o le rayon extérieur, r_i le rayon intérieur, h la longueur du cylindre du volant, ρ la densité du matériau du rotor, ω la vitesse angulaire de rotation.

Les matériaux du volant ont une vitesse de rotation limitée due aux forces développées, appelée forces de résistance à la traction σ . Elles sont composées de deux types de forces de pression: la pression radiale σ_r et la pression tangentielle σ_t .

En général, le rayon extérieur et le rayon intérieur, les relations entre les forces de pression sont nécessaires pour dimensionner la roue :

$$\begin{cases} \frac{\sigma_r(r)}{\rho \omega^2 r_o^2} = \frac{3+v}{8} \left(1 + \frac{r_i^2}{r_o^2} - \frac{r_i^2}{r^2} - \frac{r^2}{r_o^2} \right) \\ \frac{\sigma_t(r)}{\rho \omega^2 r_o^2} = \frac{3+v}{8} \left(1 + \frac{r_i^2}{r_o^2} + \frac{r_i^2}{r^2} - \frac{1+3v}{3+v} \frac{r^2}{r_o^2} \right) \end{cases} \quad (\text{V.6})$$

Où ν est le rapport de Poisson fonction du matériau du rotor. Les résultats montrent que la pression tangentielle est toujours plus importante que la pression radiale [200]. Le maximum de la pression tangentielle est donné par :

$$\frac{\sigma_t}{\rho \omega^2 r_o^2} \cong 1 \quad (\text{V.7})$$

En utilisant cette approximation dans l'équation d'énergie (V.5), la limite d'énergie atteinte devient:

$$E_{lim} = \frac{1}{4} \pi h \sigma_t \left(1 - \left(\frac{r_i}{r_o} \right)^4 \right) r_o^2 \quad (\text{V.8})$$

La meilleure relation entre r_i et r_o est de pondérer à égalité la limite d'énergie par volume total (J/m^3) et la limite d'énergie par volume total de masse tournante, ce qui donne alors :

$$\frac{r_i}{r_o} = \frac{\sqrt{2}}{2} \quad (\text{V.9})$$

Pour limiter la taille, on choisira $h = 2r_o$. L'équation de l'énergie sera :

$$E_{lim} = \frac{3}{8} \pi r_o^3 \sigma_t \quad (\text{V.10})$$

V.4.2.b Géométrie et matériau du volant

La vitesse est limitée par la résistance à la traction développée dans la roue. Des expressions plus générales de la densité d'énergie maximale, valables pour toutes les formes d'inertie peuvent être écrites comme suit:

$$e_v = K \cdot \sigma \quad (\text{V.11})$$

$$e_m = \frac{K \cdot \sigma}{\rho} \quad (\text{V.12})$$

Où e_v est l'énergie cinétique par volume, e_m l'énergie cinétique par unité de masse, K le facteur de forme (<1), σ la contrainte maximale du volant, ρ la densité de masse. Pour un cylindre creux, K est égal à 0,5.

Les équations (V.11) et (V.12) ci-dessus montrent que les matériaux, à faible densité et à haute résistance à la traction, sont plus souhaités pour stocker l'énergie cinétique. Le Tableau V.5 énumère les caractéristiques des matériaux utilisés dans les rotors du volant. Il montre que l'acier a la plus faible densité énergétique (ainsi que le plus faible prix), suivi des matériaux de fibre de verre et de carbone composite.

Tableau V.5: Caractéristiques des matériaux utilisées dans les rotors des volants d'inertie [131]. [201]

Matériaux	Densité (kg/m ³)	Résistance à la Traction (MPa)	Densité d'Energie Maximale Wh/kg	Coût (\$/kg)
AISI 4340	7700	1520	27	1
36NiCrMo16	7800	880	15	6.6
Maraging 300	7800	1850	32.9	36
E-Glass	1900	1350	98	26
S2-Glass	1920	1470	106	25
Kevlar Epoxy	1370	1400	141	79
Carbon T1000	1520	1950	178	102
Carbon AS4C	1510	1650	150	31

La vitesse maximale du volant (respectivement la vitesse minimale) est de 27 500 tr/min (respectivement 10 000 tr/min). L'abaissement supplémentaire de la limite de vitesse n'aura aucun apport énergétique significatif [202]. Selon les équations décrites ci-dessus et en utilisant le Tableau V.5, les dimensions du volant, pour différents matériaux, sont présentées dans le Tableau V.6:

Tableau V.6: Dimension, masse et coût du volant d'inertie en fonction du matériau du rotor

Matériaux	r_o (m)	r_i (m)	h (m)	Volume (m ³)	Masse (kg)	Coût (\$)
AISI 4340	0.090	0.064	0.181	0.0046	17.9	17.9
36NiCrMo16	0.090	0.063	0.180	0.0046	18.0	119.1
Maraging 300	0.090	0.063	0.180	0.0046	18.0	647.4
E-Glass	0.119	0.084	0.239	0.0108	10.26	265.3
S2-Glass	0.119	0.084	0.239	0.0107	10.30	253.5
Kevlar Epoxy	0.127	0.090	0.255	0.0131	9.0	713
Carbon T1000	0.125	0.088	0.250	0.0123	9.38	955.5
Carbon AS4C	0.125	0.088	0.250	0.0124	9.36	293

La valeur du moment d'inertie est de 0,1104 kgm². La capacité totale d'énergie qui peut être stockée est de 0,127 kWh ou 458 kJ. Pour éviter les contraintes mécaniques sur le volant, on va faire varier la vitesse entre 27,5 krpm et 10 krpm assurant une énergie de 397 kJ par cycle, soit 86% de l'énergie totale stockée. En termes de coût et de volume, le matériau AISI 4340 est une solution optimisée. Pour une même valeur du moment d'inertie de 0,1104 kgm², d'autres matériaux (fibre de verre et carbone composite) ont un volume et un coût plus élevés, mais une masse inférieure. D'autre part, ces matériaux peuvent dépasser de loin la vitesse maximale définie

et avoir un facteur de sécurité plus élevée. Les facteurs de sécurité peuvent être mesurés par la valeur de la vitesse maximale autorisée et également le rapport entre la résistance à la traction minimale et la résistance à la traction du matériau (prise comme la moitié de la résistance réelle à la traction pour raison de sécurité). La vitesse maximale est calculée par:

$$N_{max} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{\sigma_t}{\rho r_0^2}} \quad (V.13)$$

La résistance à la traction minimale est mesurée par:

$$\sigma_{tmin} = \rho \omega_B^2 r_0^2 \quad (V.14)$$

Les facteurs de sécurité pour différents matériaux de rotor peuvent être trouvés dans le Tableau V.7:

Tableau V.7: Facteur de sécurité des matériaux du rotor

Matériaux	N_{max} (rpm)	Facteur de Sécurité
AISI 4340	33129	1.6
36NiCrMo16	25110	0.95
Maraging 300	36408	2
E-Glass	47510	3.4
S2-Glass	49421	3.7
Kevlar Epoxy	53369	4.3
Carbon T1000	61053	5.65
Carbon AS4C	56272	4.8

On remarque que les matériaux composites en carbone offrent de meilleures mesures de sécurité pour les applications à grandes vitesses. Le matériau en acier a le facteur de sécurité le plus bas. L'AISI 4340 apparaît comme un candidat économique et bien adapté en termes de vitesse de rotation maximale et du rapport de facteur de sécurité.

V.4.2.c Dimensionnement de la machine électrique

Les principaux critères de sélection d'une machine IPMSM pour entraîner un volant d'inertie consistent en une puissance spécifique élevée, un rendement élevé, un faible taux de distorsion harmonique de la force électromotrice, un faible couple d'encoche, des faibles pertes au rotor et une endurance thermique élevée [203].

Pour le dimensionnement de la machine électrique, on utilise l'équation reliant les dimensions de la machine à sa puissance nominale:

$$D^2 \cdot L_m \cdot N = \frac{5480}{A \cdot B_{gav} \cdot K_w \cdot \cos \varphi \cdot \eta} \cdot P_{kW} \quad (V.15)$$

Où K_w est le facteur de bobinage, A la charge électrique spécifique, B_{gav} le champ magnétique spécifique, L_m la longueur de la machine, η le rendement, $\cos \varphi$ le facteur de puissance, P_{kW} la puissance de sortie, D le diamètre et N la vitesse rotationnelle.

La valeur nominale de A est comprise entre 15 000 A/m et 35 000 A/m. B_{gav} est généralement de 0,35-0,6 Wb/m² pour les machines de 60 Hz. K_w , facteur de bobinage, est fonction du nombre des encoches par pôle et par phase. Pour notre machine, on utilisera un facteur de bobinage de $K_w = 0,966$, ce qui correspond à 2 encoches par pôle par phase.

Pour un rapport d'aspect de 4, le diamètre intérieur de la machine peut être écrit comme suit:

$$D_{in}^3 = \frac{5480}{A \cdot B_{gav} \cdot K_w \cdot \cos \varphi \cdot \eta \cdot N \cdot \pi} \cdot P_{kW} \quad (V.16)$$

La longueur est donnée par l'équation:

$$L_m = \pi \cdot D_{in} \quad (\text{V.17})$$

Selon [204], la relation entre D_{out} et D_{in} , pour une machine à deux pôles:

$$\frac{D_{in}}{D_{out}} = 0.55 \quad (\text{V.18})$$

En appliquant l'équation ci-dessus, le Tableau V.8 montre les dimensions du moteur synchrone à aimant permanent pour le volant d'inertie.

Tableau V.8: Dimensions du moteur du volant d'inertie

D_{in}	8.6 cm
D_{out}	15.56 cm
L_m	26.9 cm

Le volume total de l'ensemble FW/moteur est de 10 dm^3 . Des espaces supplémentaires doivent être ajoutés pour le coffret, le système de refroidissement et les instruments électroniques de contrôle et de supervision.

Afin d'évaluer la masse totale de la machine électrique, il faut calculer le volume du stator, du rotor et les enroulements totaux.

Les conducteurs en série par phase sont donnés par:

$$N_c = \frac{E_v}{2.22 f K_w \Phi_p} \quad (\text{V.19})$$

où Φ_p est le flux par pôle:

$$\Phi_p = B_{gav} \cdot \frac{\pi D L_m}{p} \quad (\text{V.20})$$

Le Tableau V.9 montre la masse et le coût de chaque partie de la machine électrique.

Tableau V.9: Masse et coût des matériaux de la machine électrique

Matériaux	Densité (kg/m ³)	Volume (m ³)	Masse (kg)	Coût (\$/kg)	Coût total (\$)
Cuivre	8960	0.0013	11.5	6.6	76
Fer	7850	0.0034	26.7	3.3	88
Aimant Neodymium	7500	0.00026	2	154	310
Totale			40 kg		474 \$

Le coût total doit être multiplié par le facteur de développement et de fabrication propre au constructeur. Ce facteur se base sur les données du fabricant. Si ce facteur est égal à 7, alors le coût total de la machine est de 3 323 \$. En utilisant le même facteur de coût pour la construction du FW, le coût total mis en place (FW + moteur) sera de 3500 \$. Alors que, la masse totale du système est de 58 kg.

V.5 Interprétations et synthèse

Selon les résultats obtenus, le Tableau V.10 résume les principales caractéristiques des systèmes de stockage d'énergie secondaires à utiliser dans l'application. Le terme système de stockage à volant d'inertie (FES) est utilisé pour inclure la machine électrique. L'énergie totale est l'énergie maximale stockée dans l'UC et le FES. Cette énergie n'est pas totalement exploitée par le HESS, en raison des valeurs minimales de la tension de la UC et de la vitesse de la FES.

Tableau V.10: Optimisation technico-économique des solutions UC/FES

	UC	FES
Puissance (kW)	60	60
Energie (Wh)	146	127
Energie (kJ)	528	458
Volume (l)	25.44	10
Masse (kg)	31.2	58
Coût (\$)	4818	3500
Energie Spécifique (Wh/kg)	4.7	2.2
Densité d'Energie (Wh/l)	5.7	12.7
Puissance Spécifique (kW/kg)	1.9	1
Densité de Puissance (kW/l)	2.4	6
Coût (\$/kW)	80.3	58.3
Coût (\$/kWh)	33 000	27 560

Les résultats montrent que pour des valeurs égales de puissance, des valeurs égales d'énergie (400 kJ) et selon la conception des méthodes détaillées ci-dessus, le FES conçu est plus favorable en termes de volume, de densité d'énergie, de densité de puissance et même en terme de coût (\$/kW et \$/kWh). Rappelons que le matériau du rotor utilisé (AISI 4340) était le plus lourd mais le moins cher parmi les matériaux de rotor utilisés figurant dans Tableau V.5. Ce matériau a été choisi selon des critères d'optimisation spécifiques. En fait, si un autre matériau a été sélectionné, comme le carbone AS4C par exemple, les conclusions restent les mêmes, à l'exception du coût du système. Cependant, l'utilisation des UC est encouragée si le poids, l'énergie spécifique et la puissance spécifique sont des critères de sélection majeurs.

Afin d'augmenter l'énergie récupérée, le dépassement de la tension maximale de l'UC endommagerait définitivement et sûrement l'UC. En effet, au-delà de la tension maximale, l'UC est soumise à une instabilité électrochimique conduisant directement à une réduction de sa capacité et de sa durée de vie. L'équilibrage dynamique des tensions des cellules de l'ultracapacité connectées en série sera également fortement affecté. Alors que pour le FW, l'augmentation de la vitesse est limitée par la résistance en traction du rotor et par les contraintes électromagnétiques et mécaniques du moteur ainsi que les performances de commande relatives. Selon le Tableau V.7, une survitesse de 5,5 krpm au-dessus de la vitesse maximale de 27,5 krpm est encore admissible pour le matériau FW choisi. Les convertisseurs électroniques de puissance pour FES (onduleur) ou UC (convertisseur DC / DC 3 niveaux) n'ont pas été pris en compte dans le processus de comparaison des coûts. On a supposé que leurs prix sont similaires.

Dans ce paragraphe, la conception du système de stockage d'énergie à base de volant d'inertie (FES) et une comparaison spécifique avec l'UC ont été traitées. La commande de la machine électrique associée au volant d'inertie sera décrite dans le prochain paragraphe.

V.6 Commande de la machine électrique du volant d'inertie

Pour faire face aux besoins en puissance lors d'une accélération/décélération, certains auteurs [205], [206] ont proposé l'utilisation d'un élément de stockage d'énergie secondaire constitué d'une batterie de condensateurs qui peut accepter et fournir des besoins de puissance

quasi-instantanés comme représenté sur la Figure V.3. D'autres proposent une machine à deux niveaux de tension (Two-Voltage Levels Machine - TVLM), illustrée à la Figure V.3 [207].

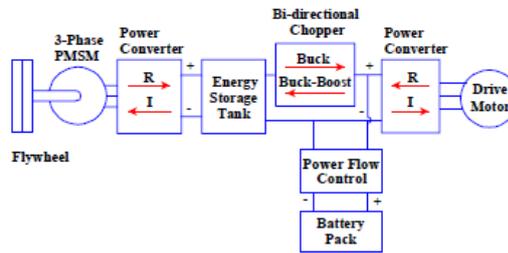


Figure V.3: Chaîne de traction d'un véhicule électrique incorporant un FES [11]

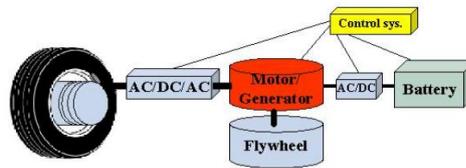


Figure V.4: Chaîne de traction d'une machine à deux niveaux de tension (TVLM)

Les paramètres du moteur utilisés se trouvent au Tableau V.11. La méthode de contrôle/commande utilisée sera la même que celle décrite au Chapitre II. Les caractéristiques du couple et de puissance se trouvent à la Figure V.5.

Tableau V.11: Paramètre du moteur entraînant le volant d'inertie

Paramètre	Symbole	Valeur
Résistance statorique	R_s	0.06 [Ω]
Inductance selon l'axe d	L_{sd}	0.116 [mH]
Inductance selon l'axe q	L_{sq}	0.139 [mH]
Nombre de paires de pôles	p	1
Flux permanent	Λ_m	0.0735 [mWb]
Coefficient de friction visqueux	B	0
Moment d'inertie du moteur	J_m	0.153 [kg.m ²]
Puissance nominale	P	60 [kW]
Tension composée	V_{sn}	208 [V]
Courant maximal	I_{sn}	200 [A]

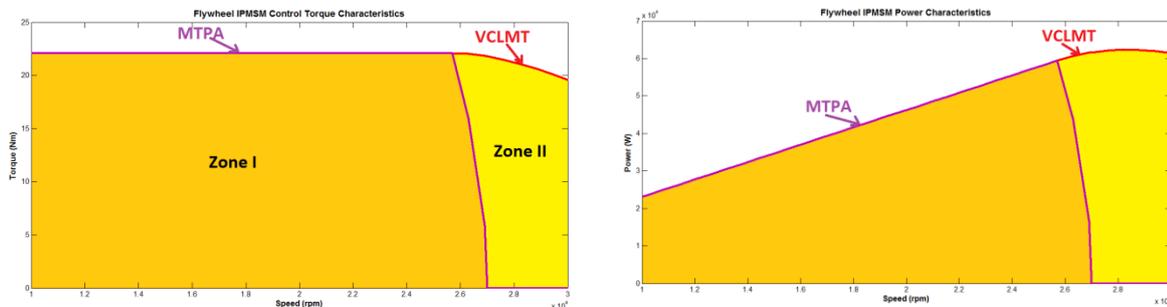


Figure V.5: Caractéristiques du couple et de puissance du moteur entraînant le volant d'inertie

Comme rappel, la puissance maximale est atteinte à la vitesse de base du moteur (25.7 krpm). Une méthode de contrôle appropriée pour cet intervalle de vitesse de plage est le couple maximal par ampère (MTPA) (cf. §II.2.1). Déterminé à monter encore plus en vitesse permettant une plus grande récupération d'énergie, le contrôle du couple est effectué par la méthode VCLMT (cf. § II.2.2). Les vitesses caractéristiques de la méthode de contrôle/commande du moteur se trouvent rassemblées au Tableau V.12:

Tableau V.12: Vitesses caractéristiques pour l'IPMSM du volant d'inertie

Type de Vitesse	Valeur (krpm)
Vitesse de base	25.7
Vitesse maximale (MTPA)	27
Vitesse maximale (VCLMT)	39.5
Vitesse d'intersection entre VCLMT et CPR	31.1

La vitesse maximale du FW étant 27.5 krpm (inférieur à 31.1 krpm), on n'aura pas besoin d'utiliser la méthode CPR (cf. II.2.3).

V.7 Système de Commande de Traction du Véhicule (TCS)

Afin d'imposer une force de friction maximale sur la roue, sur un certain type de route, il sera commode d'assurer un coefficient de frottement maximal μ_{max} en régulant le coefficient de glissement à la valeur λ_{max} (cf. Figure III.9).

La commande de coefficient de glissement sera conçue selon la commande par mode de glissement décrite dans [208], [209]. Ce type de commande est connu pour être robuste aux variations et aux incertitudes paramétriques du système comparé à un simple contrôle d'accélération de roue. Une surface de glissement sera conçue pour être contrainte à zéro en dépit des perturbations et des incertitudes. Afin d'éviter une simple commande de bang-bang agissant sur le signe de l'erreur et pour assurer une dynamique exponentielle de convergence d'erreur, la surface de glissement est choisie comme somme pondérée de l'erreur d'état (coefficient de glissement) et l'intégrale de l'erreur d'état. Le système de commande force alors le système sur la surface de glissement et les trajectoires glissent le long de $s = 0$ avec la dynamique déterminée par la définition de la surface de glissement. Des incertitudes sont prises sur la masse du véhicule, le rayon de la roue, le coefficient de résistance au roulement et le coefficient de résistance au vent aérodynamique. Le type de surface de la route est considéré comme connu et aucune estimation du coefficient de friction ne doit être mise en œuvre dans le modèle. La sortie du contrôleur sera le couple de référence à appliquer au HESS selon le schéma de la Figure V.6.

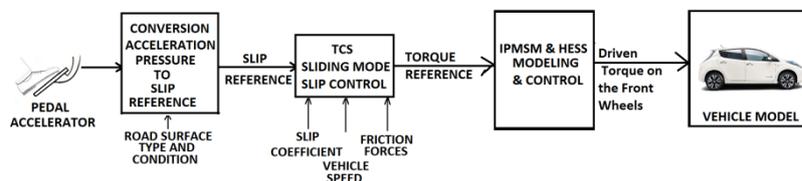


Figure V.6: Schéma blocs pour le système TCS

V.8 Validation par simulation

V.8.1 Introduction

L'outil de simulation est le logiciel Matlab / Simulink®. Au début de la simulation, un script de programme Matlab est lancé afin de définir:

1) les paramètres du véhicule, les paramètres dynamiques externes et les paramètres du type de la route,

2) les paramètres des moteurs de traction du véhicule, les limites caractéristiques de fonctionnement et les gains des régulateurs,

3) les paramètres caractéristiques du HESS et les gains des régulateurs correspondants des différents convertisseurs de puissance (AC / DC pour l'application FW ou DC / DC pour l'application UC),

4) les paramètres du moteur du FW, les points caractéristiques de fonctionnement et les gains des régulateurs.

Pour chaque essai, après avoir défini l'état initial du système (vitesse initiale du véhicule, vitesse initiale du volant, tension UC initiale, type de surface de route ...) et généré toutes les quantités définies ci-dessous, un programme Simulink sera lancé. À la fin de la simulation, un script de programme Matlab servira à tracer les résultats correspondants et fournir les valeurs caractéristiques du système global. Le système est présenté dans la Figure V.7 :

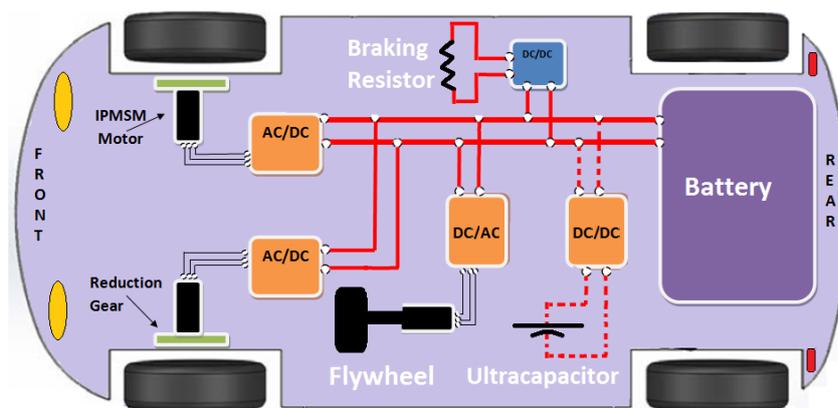


Figure V.7: Actionneurs et éléments du HESS du véhicule ayant un FW ou une UC comme élément de stockage secondaire

Les essais sont réalisés pour deux types et conditions de surface de route. La première est une route à haute friction spécifiée comme une route asphaltée de bonne condition. Le coefficient de frottement maximal μ_{max} de ce type de route est 1,17 obtenu pour un coefficient de glissement λ_{max} de 0,17 (Figure III.9). La deuxième est une route à faible friction spécifiée comme une chaussée de pavé humide de bonne condition. Ce type de route a un coefficient de frottement maximal μ_{max} de 0,38 obtenu pour un coefficient de glissement λ_{max} de 0,14. Les essais sont effectués pour une opération de freinage telle que définie au § III.5 et pour une commande de traction en mode glissant comme décrit au § V.7. Les tracés de puissance pour certains tests distinctifs seront aussi montrés et la quantité d'énergie récupérée/délivrée pour chaque élément sera affichée. Les essais sont effectués selon l'état initial d'énergie (State of Energy - SOE) de l'élément d'énergie secondaire du HESS défini par :

$$SOE_{FW} = \frac{1}{2} J_{FW} \frac{(\omega_{FW}^2 - \omega_{FWmin}^2)}{E_{FW}} \quad (V.21)$$

$$SOE_{UC} = \frac{1}{2} C_0 \frac{(U_{c0}^2 - U_{c0min}^2)}{E_{UC}} \quad (V.22)$$

Où SOE_{FW} (respectivement SOE_{UC}) est l'état d'énergie du FW (respectivement de l'UC), E_{FW} (respectivement E_{UC}) est la capacité d'énergie du FES (respectivement de l'UC).

Le système de freinage fonctionnera à des conditions de freinage extrêmes, connues également sous le nom de freinage dur ou brusque. Ce qui signifie que les forces de freinage seront quantifiées et réparties selon le type de route afin d'éviter le blocage des roues et d'assurer le temps d'arrêt le plus minimal possible. Les essais de freinage ont été effectués sur le modèle de véhicule se trouvant à l'Annexe B. La vitesse initiale du véhicule est prise égale à 80 km/h. Les essais ont été réalisés sur deux types de route différents, une route asphaltée en bon état et une chaussée pavée en bon état; et pour différents SOE de l'élément d'énergie secondaire.

Dans chaque essai, l'intervention de la batterie et le niveau de cette intervention en termes de courant et d'énergie absorbée sont indiqués. La présence de la résistance de freinage est de protéger la batterie contre les surintensités et la surtension excessive en utilisant un contrôleur pseudo-cascade (Annexe C). Afin d'éviter un courant élevé pendant le freinage, le courant de la batterie est réglé à une valeur de courant de référence égale à sa capacité nominale de 66,2 Ah (1C), [210]. Le fait de charger la batterie avec un courant plus élevé compromettrait certainement la durée de vie de la batterie et favoriserait sa dégradation (cf. § V.1).

V.8.2 Tests en freinage

Pour les tests en freinage, le SOE a été choisi de 10%, 25%, 50%, 75% et 90% correspondant à une vitesse de rotation de 10 000 tr/min, 16 250 tr/min, 20 691 tr/min, 24 334 tr/min et 26 280 tr/min pour le FW et une tension de 165 V, 216,4 V, 257,7 V, 293,3 V et 312,7 V pour l'UC.

V.8.2.a Route à haute friction

Les tableaux suivants montrent l'énergie récupérée par les éléments de stockage primaire (batterie Li-Ion) et secondaires (FES ou UC) ainsi que l'énergie dissipée par la résistance de freinage. Pour le premier essai, on prend la route asphalte sec. Dans ce cas, le temps de freinage est de 2,26 secondes, la distance parcourue est de 26 mètres. Les résultats sont présentés dans le Tableau V.13 pour le FES comme élément de stockage d'énergie secondaire et dans le Tableau V.14 pour l'UC.

Tableau V.13: Freinage régénératif sur une route asphaltée sèche - FES comme élément de stockage secondaire

SOE (%)	Energie Récupérée / Dissipée (kJ)			Temps d'intervention de la batterie	Courant de la batterie	
	FW	Batterie	Résistance		Pic de courant	Régulateur de courant activé
0	47.28	31.35	0.2	Jusqu'à 1.53 secondes	99.3 A	√
25	66.5	19.55	0.0018	Jusqu'à 1.13 secondes	69.7 A	√
50	76.66	9.8	0	Jusqu'à 0.86 secondes	44 A	X
75	82.85	3.67	0	Jusqu'à 0.63 secondes	21.6 A	X
90	85.2	1.3	0	Jusqu'à 0.5 secondes	10.4 A	X

Tableau V.14: Freinage régénératif sur une route asphaltée sèche - UC comme élément de stockage secondaire

SOE (%)	Energie Récupérée / Dissipée (kJ)			Temps d'intervention de la batterie	Courant de la batterie	
	UC	Batterie	Résistance		Pic de courant	Régulateur de courant activé
0	81.8	0	0	X	X	X
25	83.16	0	0	X	X	X
50	83.9	0	0	X	X	X
75	65.38	18.14	1.26	A partir de 1.25 secondes	94.78 A	√
90	0.08	53	33.36	Tout le temps	165 A	√

Dans le cas du FES, et pour de faibles valeurs de SOE, la puissance ne peut pas être entièrement absorbée par le FES, de sorte que l'intervention de la batterie est inévitable. En effet, la puissance du FES est limitée par la vitesse de rotation et le couple maximal du volant. A une vitesse de rotation plus élevée, l'énergie récupérée par la batterie est moindre parce que la puissance qui pourrait être absorbée par le FES est plus grande. Pour les raisons exposées au § V.2.1, l'UC est capable d'absorber la totalité de la puissance tant que le SOC de la UC n'atteint pas 95%. Ce facteur de sécurité n'est pas pris en considération pour le cas du FES car, comme le montre le Tableau V.7, la vitesse de rotation maximale est comprise dans la plage de vitesses admissibles.

Pour une SOE de 50%, la Figure V.8 montre la puissance des actionneurs électriques (deux moteurs d'entraînement), des éléments de stockage (batterie et FW) et de la résistance de freinage. La figure illustre également la puissance croissante du FW lorsqu'il gagne de vitesse (entre 0 et 1 seconde). Après 0,86 seconde, le FES est capable d'absorber l'énergie totale provenant des moteurs. Il est à noter que la puissance électrique des moteurs d'entraînement diminue avec la vitesse du véhicule.

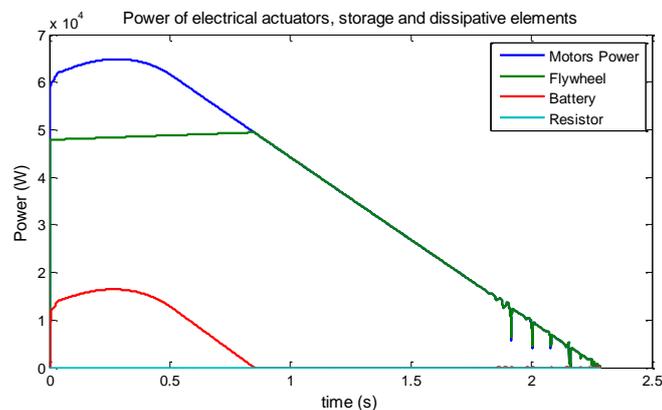


Figure V.8: Puissance des éléments électriques pour un essai en freinage régénératif sur une route asphaltée sèche pour un SOE de 50 % du FES

Pour un taux plus élevé de SOE, le FES est plus avantageux que l'UC. En fait, une fois que l'UC est pleine, la batterie et la résistance de freinage doivent absorber la totalité de l'énergie de freinage. Alors que pour le FES, une plus grande vitesse permet une plus grande puissance et donc moins d'intervention de la batterie. A titre d'exemple, un SOE de 75% est pris pour effectuer la comparaison. La Figure V.9 représente le courant absorbé par la batterie dans les cas FES et UC. Dans le cas de l'UC, la batterie supporte un courant de 94,78 A pendant 100 ms, après que le contrôleur pseudo-cascade entre en fonctionnement pour régler le courant à 66,2 A.

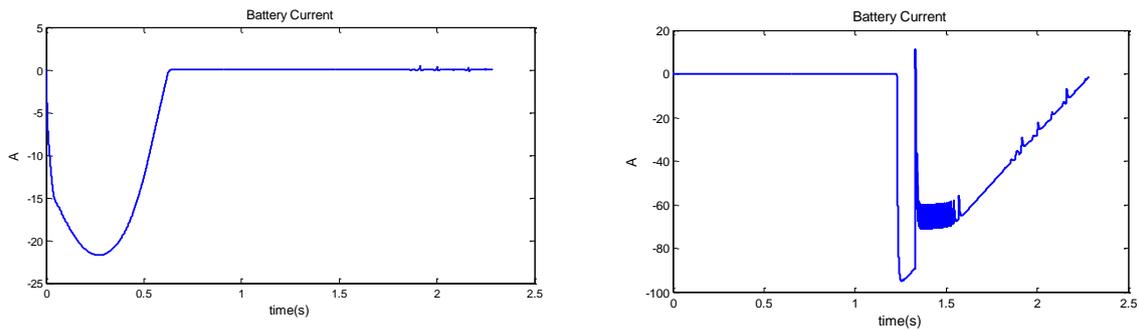


Figure V.9: Courant de la batterie pour un système contenant un FES (à gauche), une UC (à droite) - SOE = 75 %

V.8.2.b Route à faible friction

Pour le deuxième essai de freinage, on prend le type de route humide pavée. Dans ce cas, le temps de freinage est de 6,973 secondes et la distance parcourue est de 76,6 mètres. Les résultats sont présentés dans le Tableau V.15 pour le FES comme élément de stockage d'énergie secondaire et dans le Tableau V.16 pour l'UC.

Tableau V.15: Freinage régénératif sur une route pavé mouillée - FES comme élément de stockage secondaire

SOE (%)	Energie Récupérée / Dissipée (kJ)			Temps d'intervention de la batterie	Courant de la batterie	
	FW	Batterie	Résistance		Pic de courant	Régulateur de courant activé
0	134.2	45.1	0.06	Jusqu'à 3 secondes	98 A	✓
25	166	17.8	0.0001	Jusqu'à 1.5 secondes	72A	✓
50	178.5	3.54	0	Jusqu'à 1 secondes	44.15 A	X
75	183.1	0.8	0	Jusqu'à 0.3 secondes	22.2	X
90	94.7	81.8	0.1	A partir de 2.01 secondes	95.2 A	✓

Tableau V.16: Freinage régénératif sur une route pavé mouillée - UC comme élément de stockage secondaire

SOE (%)	Energie Récupérée / Dissipée (kJ)			Temps d'intervention de la batterie	Courant de la batterie	
	FW	Batterie	Résistance		Pic de courant	Régulateur de courant activé
0	176.8	0.2	0	X	X	X
25	176.8	0.2	0	X	X	X
50	179.7	0.2	0	X	X	X
75	64.95	101	16	A partir de 1.28 secondes	115.5 A	✓
90	0.112	137	46.52	Tout le temps	165 A	✓

Il est important de noter que dans ce type de route, la quantité d'énergie disponible à récupérer est supérieure que celle de la route à friction élevée, car la puissance utilisée dans le processus de freinage est plus faible. Les éléments de stockage d'énergie devraient profiter pour récupérer plus d'énergie. En fait, la récupération de l'énergie cinétique (de 483 kJ), la même pour tous types de route, est prolongée pour un temps de freinage beaucoup plus long. Sachant que, même si la puissance de freinage globale est abaissée par le système de commande de freinage,

les actionneurs électriques (moteurs de traction) ainsi que les éléments de stockage sont exploités à des capacités de puissance supérieures.

La Figure V.10 représente les courbes de courant pour un SOE de 90% du FES et de l'UC. Les mêmes conclusions peuvent être apportées. Le FES a supporté la puissance de régénération totale jusqu'à 2 secondes de freinage, après avoir atteint sa vitesse maximale de 27 500 tr / min, il remet la récupération d'énergie à la batterie. Le stress sur la batterie est plus élevé sur l'UC dans ce cas particulier. Alors que, pour un taux de SOC inférieur (SOE = 0%), l'UC est en mesure de récupérer toute la puissance nécessaire. La puissance de récupération de FES croît avec sa vitesse.

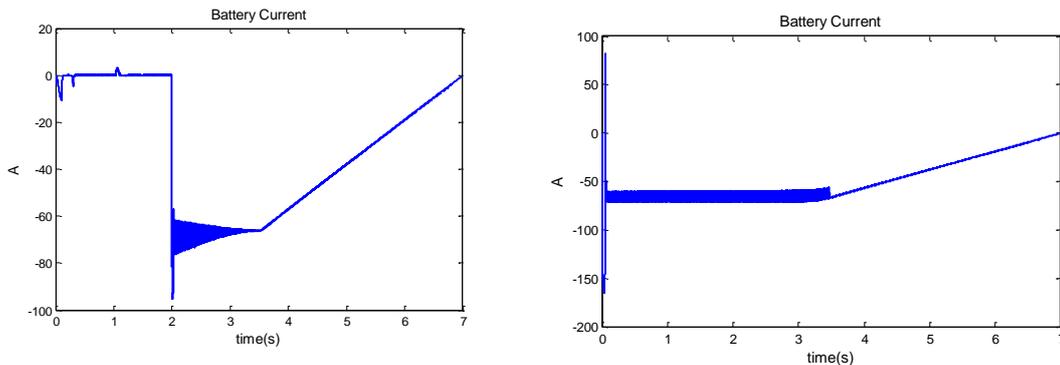


Figure V.10: Courant de la batterie pour un système contenant un FES (à gauche), une UC (à droite) - SOE = 90 %

Si la gestion de l'énergie nécessite la décharge du stockage d'énergie secondaire tout au long de la conduite pour récupérer l'énergie de freinage, l'utilisation de la UC est plus avantageuse que l'utilisation d'un FES dans tous les cas.

V.8.3 Tests en traction

Les essais en traction sont effectués pour le véhicule, initialement au repos, sur les deux types de route. Le démarrage du véhicule s'effectue à ses capacités maximales de traction contrôlé par le système TCS. Le temps d'accélération est de 6 secondes. Le SOE a été choisi pour être 100%, 75%, 50%, 25% et 10% correspondant à une vitesse de rotation de 27 500 tr/min, 24 334 tr/min, 20 691 tr/min, 16 250 tr/min et 12 870 tr/min pour le volant d'inertie et une tension de 325 V, 293,3 V, 257,7 V, 216,4 V et 187,2 V pour l'UC.

En mode de traction, le comportement du véhicule n'est déterminé que par la puissance des moteurs d'entraînement limitée à 60 kW, ce qui n'est pas le cas en mode freinage. En mode freinage, le système de freinage à friction mécanique gère la majeure partie de la puissance de freinage. Le véhicule étant à une vitesse plus élevée, les moteurs d'entraînement tournent également à une vitesse plus élevée. Une fois que l'opération de freinage est lancée, les moteurs sont capables de travailler en puissance maximale. Ce n'est pas le cas en mode de démarrage. Le véhicule étant au repos, la puissance mécanique générée par les moteurs démarre de zéro. La vitesse d'accélération est limitée au couple maximal généré par les moteurs de traction. Le TCS choisi délivre le couple de référence au contrôleur de moteur. De toute évidence, dans ce système particulier, le couple de référence est beaucoup plus élevé que le couple moteur maximal. Ceci conduit à un comportement similaire du système HESS pour les deux types de route. Dans le type de route à friction élevée, en 6 secondes, le véhicule parcourt 26,3 mètres et la vitesse atteinte est de 31,4 km/h. En route à faible friction, le véhicule parcourt 30,3 mètres et la vitesse atteinte est de 36,2 km/h.

Pour le type de route à friction élevée, le Tableau V.17 et le Tableau V.18 montrent l'énergie fournie et l'intervention de la batterie pour les deux types de HESS. Pour le type de route à faible friction, le Tableau V.19 et le Tableau V.20 montrent l'énergie fournie et l'intervention de la batterie pour les deux types de HESS.

Tableau V.17: Démarrage sur asphalte sec - FES comme élément de stockage secondaire

SOE (%)	Energie Fournie (kJ)		Temps d'intervention de la batterie	Pic de courant de la batterie (A)
	FW	Batterie		
100	114.6	0.006	X	X
75	114.6	0.006	X	X
50	114.6	0.006	X	X
25	111.89	2.48	A partir de 5.2 seconde	17 A
10	94.8	19.57	A partir de 4 seconde	104 A

Tableau V.18: Démarrage sur asphalte sec - UC comme élément de stockage secondaire

SOE (%)	Energie Fournie (kJ)		Temps d'intervention de la batterie	Pic de courant de la batterie (A)
	UC	Batterie		
100	118.9	0	X	X
75	119.7	0	X	X
50	121.6	0	X	X
25	96.9	19.17	A partir de 5.14 seconde	85.18 A
10	40.4	73.2	A partir de 3.37 seconde	104.7 A

Tableau V.19: Démarrage sur pavé humide - FES comme élément de stockage secondaire

SOE (%)	Energie Fournie (kJ)		Temps d'intervention de la batterie	Pic de courant de la batterie (A)
	FW	Batterie		
100	113.3	0.006	X	X
75	113.3	0.006	X	X
50	113.3	0.006	X	X
25	111.1	2.24	A partir de 5.25 seconde	16.2 A
10	94.8	18.54	A partir de 4.1 seconde	103.8 A

Tableau V.20: Démarrage sur pavé humide - UC comme élément de stockage secondaire

SOE (%)	Energie Fournie (kJ)		Temps d'intervention de la batterie	Pic de courant de la batterie (A)
	UC	Batterie		
100	117.98	0	X	X
75	118.76	0	X	X
50	120.79	0	X	X
25	101	15.2	A partir de 5.4 seconde	105.8 A
10	40.4	72.7	A partir de 3.37 seconde	104 A

Une chose importante à noter, pour un SOE de 25%, sur une route pavée humide, les contraintes appliquées à la batterie pour le cas de FES sont beaucoup plus faibles que celles du cas de l'UC. Dans la première solution, la puissance est partagée entre le FES et la batterie à 5,25 secondes, comme le montre la Figure V.11. Au début de la simulation, le FW est capable de fournir toute la

puissance, avec une pente croissante (avec l'augmentation de la vitesse du véhicule). La puissance du véhicule est inférieure à la puissance fournie par les moteurs, ceci est dû aux forces de frottement de roulement des roues et à la résistance de traînée qui augmente au fur et à mesure que le véhicule gagne en vitesse. Au temps $t = 5,25$ secondes, la batterie aide le FW à fournir la puissance nécessaire, le FW a une capacité qui diminue avec sa vitesse face à une demande en puissance croissante. Quant à la deuxième solution, au moment où l'UC atteint un SOE de 0%, à l'instant $t = 5,4$ secondes, la batterie est forcée de fournir toute la puissance (34,6 kW), ce qui explique la valeur élevée du courant à la fin de la simulation de 105,8 A.

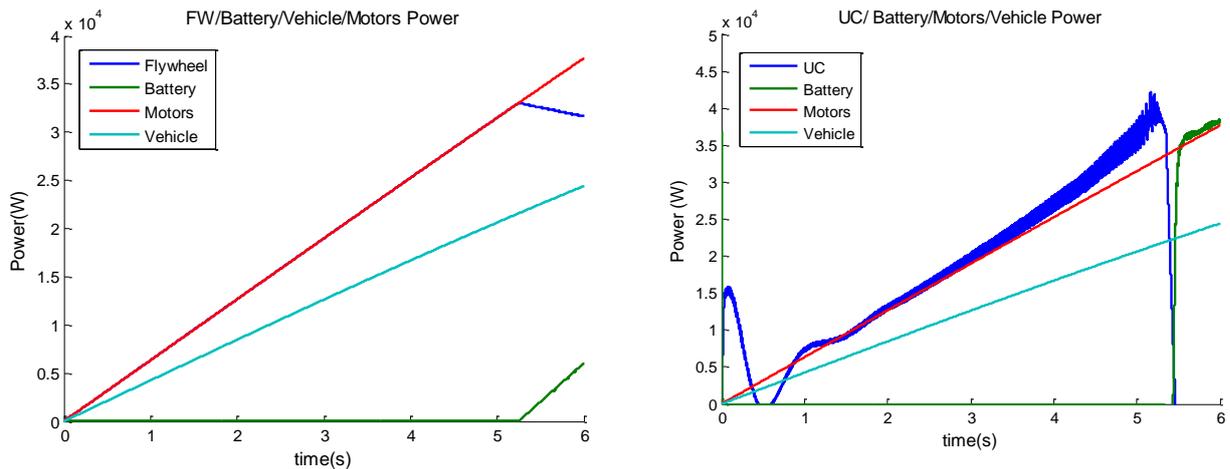


Figure V.11: Profils de puissance pour les différents éléments de stockage dans le cas de la traction du véhicule sur une route à pavé humide - SOE = 25 %

V.9 Conclusion

Ce chapitre a proposé l'étude comparative de deux systèmes hybrides de stockage d'énergie (HESS) d'un véhicule électrique à deux roues motrices avant. Le stockage d'énergie primaire est une batterie Li-Ion, connue pour sa haute densité d'énergie. Alors que le stockage d'énergie secondaire pourrait être soit une UC ou un FES, choisis pour leurs densités de puissance et leurs durées de vie élevées. L'objectif principal est de réduire l'intervention de la batterie pendant le freinage par récupération ou le démarrage du véhicule afin d'améliorer sa durée de vie et de préserver ses performances, ainsi que de répondre aux besoins dynamiques du véhicule pendant les opérations extrêmes de freinage et de traction. En raison du nombre important de fabricants d'UC présents sur le marché, une large gamme de spécifications UC est disponible pour la conception et la sélection. Pour le FES, une étude de conception plus détaillée doit être effectuée. Une étude comparative technico-économique fut aussi assurée. Selon une conception optimisée propre à notre application de véhicule électrique à deux roues motrices avant, les résultats montrent que le FES est plus avantageux que la solution de l'UC en termes de volume, de densité d'énergie, de densité de puissance et même de coût. Alors que l'utilisation des UC est encouragée si le poids, l'énergie spécifique et la puissance spécifique sont des critères de sélection majeurs.

Le HESS est intégré dans un système plus global qui comporte le véhicule, les systèmes de freinage et de contrôle de traction et les moteurs de traction. Les essais sont effectués sur deux types de routes de surface (routes à friction élevée et faible) et pour différents états d'énergie initiaux. Si la gestion de l'énergie exige la décharge du stockage d'énergie secondaire tout au long

de la conduite afin de récupérer l'énergie de freinage, l'utilisation de l'UC est beaucoup plus commode que l'utilisation d'une FES. Pour les essais de traction, si le système de gestion de l'énergie nécessite le stockage de l'énergie secondaire avant le démarrage, les deux solutions HESS mènent à des conclusions similaires.

Conclusion Générale et Perspectives

Les travaux de recherche ont abordé la récupération d'énergie lors du freinage d'un véhicule électrique à deux moteurs roues avant d'un point de vue théorique.

Dans le but de minimiser les contraintes électriques, prolonger la durée de vie de la batterie et surtout répondre à la dynamique de puissance exigée lors d'une opération de freinage extrême, l'ultracapacité a été adoptée comme source d'énergie secondaire pour assurer la récupération d'énergie. Un système de stockage hybride a été conçu et son contrôle commande réalisé. Le dimensionnement de ce système a été effectué en fonction de la quantité de puissance provenant des moteurs de traction du véhicule. La commande de ces moteurs reçoit les consignes de couple du système de contrôle de freinage. Ce système est responsable de la distribution et de la quantification des forces de freinage en fonction des grandeurs dimensionnelles du véhicule, de la condition de surface de la route et des différents états initiaux du système. L'utilisation de l'ultracapacité a été par la suite comparée à l'aide de critères définis à un système à volant d'inertie. Le volant d'inertie entraîné par un moteur électrique est intégré dans le système de stockage hybride pour effectuer la simulation et l'analyse des résultats en freinage et en traction.

Les contributions de nos travaux ont porté sur la commande des moteurs électriques de traction, la distribution des forces de freinage et la commande du système de stockage hybride. L'étude comparative multicritères avec un système de stockage hybride contenant un volant d'inertie en tant que stockeur d'énergie secondaire a été traitée.

Au niveau de la commande des moteurs électriques, une nouvelle méthode de commande des moteurs IPMSM basée sur la combinaison de trois méthodes de contrôle/commande et sur l'identification de 5 zones de fonctionnement dans la courbe caractéristique Couple/Vitesse du moteur a été développée. Cette méthode de commande assure un couple maximal pour un intervalle de vitesse étendu ainsi que le couple juste nécessaire désigné par le système de contrôle de freinage à une vitesse donnée.

Une méthode de distribution des forces de freinage entre les roues avant et arrière a été proposée assurant une récupération maximale de l'énergie aux roues avant tout en garantissant la stabilité lors d'une opération de freinage brusque.

Au niveau du système de stockage hybride, le système de commande fut conçu en se basant sur une sollicitation minimale et une protection de la batterie et du bus DC contre des valeurs de tension et de courant élevées. Les résultats des simulations ont montré une bonne maîtrise des transitoires des signaux électriques pour différentes conditions d'essais.

Pour l'analyse comparative avec le volant d'inertie, et malgré les caractéristiques très proches des deux éléments de stockage, nos travaux de recherche ont conclu sur la supériorité de l'ultracapacité à prolonger la durée de vie de la batterie, lors d'un freinage régénératif, si le système de gestion d'énergie assure sa décharge lors du roulage du véhicule.

La thèse est une première collaboration de recherche entre l'IFSTTAR/Satie et le département de Génie Electrique du Cnam - Liban, centre associé au Conservatoire National des Arts et Métiers (Cnam - Paris). Une continuité de ces travaux pourra être organisée selon trois axes de travail : axe matériel, axe recherche et axe développement. Ces axes peuvent être donc

entrepris pour étendre et développer cette collaboration. L'axe "matériel" consiste à concrétiser les différents blocs développés et validés par simulation dans nos travaux de recherche. Sachant que l'acquisition des logiciels plus orientés pour l'application automobile s'avère une nécessité à ce stade. L'axe "recherche" pourra suivre deux pistes parallèles : 1) la conception du système de contrôle des forces latérales du véhicule pouvant inclure aussi un système de récupération d'énergie et 2) l'intégration des modèles plus fins des éléments de stockage d'énergie et des estimateurs des grandeurs et paramètres physiques. En effet un modèle de la batterie peut être affiné en analysant les effets thermiques et physico-chimiques. Une estimation en ligne de la valeur de la résistance interne de la batterie permettra une analyse de la conséquence de la dégradation de la batterie sur l'ensemble du système de commande et en conséquence sur le comportement globale du système de stockage d'énergie hybride

Le dernier axe, "développement", est un axe important qui facilitera l'exploitation des résultats et aura pour objectif de modifier plus facilement les paramètres du système pour une analyse plus méthodique. Grâce à notre approche modulaire adoptée, l'interface homme-machine (IHM) permettra à l'utilisateur de modifier les paramètres électriques/mécaniques sans pour autant être obligé de modifier les fichiers Matlab. On pourrait ainsi changer le véhicule en modifiant ses valeurs dimensionnelles, analyser son comportement suite à un changement de masse, des roues, de pente, de direction, et ensuite analyser le taux de récupération et l'évolution des signaux du système de stockage hybride suite à une détérioration de la batterie ou autres éléments du système.

Bibliographie

- [1] R. Garcia-Valle et J. A. Peças Lopes, *Electric Vehicle Integration into Modern Power Networks*, New York: Springer Sciences / Business Media, 2013.
- [2] I. Husain, *Electric and Hybrid Vehicle - Design Fundamentals*, CRC Press: Taylor & Francis, 2005.
- [3] C. D. Anderson et J. Anderson, *Electric and Hybrid Cars - A History*, North Carolina: McFarland & Company Inc, 2010.
- [4] R. Boughriet, «Véhicules électriques : un Livre Vert pour développer les infrastructures de recharge publiques,» 27 Avril 2011. [En ligne]. Available: <http://www.actu-environnement.com/ae/news/livre-vert-recharges-voitures-electriques-collectivites-louis-negre-12454.php4>. [Accès le 19 August 2016].
- [5] Tesla, «Giga Factory,» 2016. [En ligne]. Available: https://www.tesla.com/fr_FR/gigafactory. [Accès le 10 08 2016].
- [6] WhiteHouse.gov, «FACT SHEET: Obama Administration Announces Federal and Private Sector Actions to Accelerate Electric Vehicle Adoption in the United States,» 21 July 2016. [En ligne]. Available: <http://energy.gov/articles/fact-sheet-obama-administration-announces-federal-and-private-sector-actions-accelerate>. [Accès le 10 08 2016].
- [7] P. Monnier, «Mercedes s'apprêterait à lancer toute une gamme de véhicules électriques,» 05 Aout 2016. [En ligne]. Available: <http://www.usinenouvelle.com/article/mercedes-s-appreterait-a-lancer-toute-une-gamme-de-vehicules-electriques.N422317>. [Accès le 10 Aout 2016].
- [8] World Bank, «The Cost of Air Pollution : Strengthening the Economic Case for Action,» The World Bank and Institute for Health Metrics and Evaluation, Washington, 2016.
- [9] L. Monde, «Pollution à Paris : la circulation alternée a eu un « impact visible »,» 14 Mai 2014. [En ligne]. Available: http://www.lemonde.fr/planete/article/2014/05/14/pollution-a-paris-la-circulation-alternee-a-eu-un-impact-visible_4416301_3244.html. [Accès le 10 Aout 2016].
- [10] D. Durable, «Loi Grenelle 2,» Novembre 2010. [En ligne]. Available: http://www.developpement-durable.gouv.fr/IMG/pdf/Grenelle_Loi-2.pdf. [Accès le 10 Aout 2016].
- [11] D. Durable, «Vers une mobilité Automobile Durable,» Juin 2013. [En ligne]. Available: http://www.developpement-durable.gouv.fr/IMG/pdf/Revue_du_CGDD_24_07_2013.pdf. [Accès le 10 Aout 2016].
- [12] OPEC, «World Oil Outlook 2015,» chez Organization of the Petroleum Exporting Countries , Vienna, Austria, October 2015.
- [13] V. Musolino, L. Piegari et E. Tironi, «Technical and Economical Evaluation of Storage Systems in Naval Applications,» chez International Conference on Clean Electrical Power (ICCEP), Alghero, Italy, 2013.
- [14] M. Brenna, F. Foiadelli, M. Longo, S. Barcellona et L. Piegari, «Li-Ion Battery: A

- Simplified Modeling Procedure and System Simulation,» chez International Symposium on Power Electronics, Electrical Drives, Automation and Motion, Anacapri, Italy, 2016.
- [15] Z. Stević, *New Generation of Electric Vehicle*, Rijeka, Croatia: Intech, 2012.
- [16] N. Omar, B. Verbrugge, G. Mulder, P. Van den Bossche, J. Van Mierlo, M. Daowd, M. Dhaens et S. Pauwels, «Evaluation of performance characteristics of various lithium-ion batteries for use in BEV application,» chez Vehicle Power and Propulsion Conference, Lille, France, September 2010.
- [17] K. Young, C. Wang, L. Y. Wang et K. Strunz, «Electric Vehicle Battery Technologies,» chez *Electric Vehicle Integration Into Modern Power Networks*, Elsevier, 2013, pp. 15-56.
- [18] G. Pistoia, *Electric and Hybrid Vehicles : Power Sources, Models, Sustainability, Infrastructure and the Market*, Elsevier, 2010.
- [19] T. Eriksson, «LiMn₂O₄ as a Li-Ion Battery Cathode: From Bulk to Electrolyte Interface,» Uppsala University, Sweden, 2001.
- [20] G. Pistoia, *Battery Operated Devices and Systems - From Portable Electronics to Industrial Products*, Elsevier, 2008.
- [21] 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.
- [22] C. Sinkaram, K. Rajakumar et V. Asirvadam, «Modeling Battery Management System Using TheLithium-Ion Battery,» chez International Conference on Control System, Computing and Engineering, Penang, Malaysia, 2012.
- [23] J. Steiger, «Mechanisms of Dendrite Growth in Lithium Metal Batteries,» Karlsruhe Institute of Technology , Germany, 2015.
- [24] M. Nie, «Anode Solid Electrolyte Interphase (SEI) Of Lithium Ion Battery Characterized by Microscopy and Spectroscopy,» University of Rhode Island, Rhode Island, 2014.
- [25] P. Voelker, «Trace Degradation Analysis of Lithium-Ion Battery Components,» 04 May 2012. [En ligne]. Available: <http://www.rdmag.com/article/2014/04/trace-degradation-analysis-lithium-ion-battery-components>. [Accès le 05 August 2016].
- [26] J. Cherry, «Battery Durability in Electrified Vehicle Applications: A Review of Degradation Mechanisms and Durability Testing,» 2015.
- [27] D. Herron, «Nissan Leaf catches fire in North Texas – no clear information available,» 03 September 2015. [En ligne]. Available: <http://longtailpipe.com/2015/09/03/nissan-leaf-catches-fire-in-north-texas-no-clear-information-available/>. [Accès le 05 August 2016].
- [28] S. Anthony, «Tesla Model S battery bursts into flames, car “totally destroyed” in 5 minutes,» 18 August 2016. [En ligne]. Available: <http://arstechnica.com/cars/2016/08/tesla-model-s-france-battery-fire/>. [Accès le 18 August 2016].
- [29] J. Garthwaite, «Why lithium-ion batteries die so young,» 29 June 2011. [En ligne]. Available: <http://gigaom.com/2011/06/29/why-lithium-ion-batteries-die-so-young>. [Accès le 16 August 2016].
- [30] K. E. Aifantis, S. A. Hackeney et R. V. Kumar, «High Energy Density Lithium Batteries :

- Materials, Engineering, Applications,» WILEY-VCH Verlag GmbH & Co KGaA, 2010.
- [31] E. Chemali, M. Preindl, P. Malysz et A. Emadi, «Electrochemical and Electrostatic Energy Storage and Management Systems for Electric Drive Vehicles: State-of-the-Art Review and Future Trends,» *Journal of Emerging and Selected Topics in Power Electronics*, n° %13, pp. 1117 - 1134, 2016.
- [32] P. Sharma et T. Bhatti, «A review on electrochemical double-layer capacitors,» *Energy Conversion and Management*, vol. 51, n° %112, pp. 2901-2912, 2010.
- [33] G. Zorpette, «SuperCharged,» *IEEE Spectrum*, January 2005.
- [34] F. Ciccarelli, «Energy management and control strategies for the use of supercapacitors storage technologies in urban railway traction systems,» UNIVERSITY OF NAPLES “FEDERICO II”, Naples, 2014.
- [35] K. Kawashima, T. Uchida et Y. Hori, «Development of a novel ultracapacitor electric vehicle and methods to cope with voltage variation,» chez Vehicle Power and Propulsion Conference, Dearborn, MI, September 2009.
- [36] A123 Systems LLC; Fraunhofer ICT; LG Chem Ltd ; Samsung SDI Co. Ltd, «Review of ELV Exemption 5 : From the view of Lithium-Ion battery makers and experts,» 2014.
- [37] Z. Zhu et D. Howe, «Electrical machines and drives for electric, hybrid, and fuel cell vehicles,» *Proceeding of the IEEE*, vol. 95, n° %14, p. 746–765, April 2007.
- [38] M. A. Rahman, M. A. Masrur et M. N. Uddin, «Impacts of interior permanent magnet machine technology for electric vehicles,» chez International Electric Vehicle Conference (IEVC), 2012.
- [39] M. Cheng, L. Sun, G. Buja et L. Song, «Advanced Electrical Machines and Machine-Based Systems for Electric and Hybrid Vehicles,» *Energies*, pp. 9541-9564, 2015.
- [40] M. Zeraoulia, M. Benbouzid et D. Diallo, «Electric Motor Drive Selection Issues for HEV Propulsion Systems: A Comparative Study,» chez VPPC'05, Chicago, United States, September 2005.
- [41] M. Rahman, «Permanent Magnet Machines,» chez *The Industrial Electronics Handbook : Power Electronics and Motor Drives*, Taylor and Francis Group, 2011.
- [42] T. Kato, R. Mizutani, H. Matsumoto et K. Yamamoto, «Advanced Technologies of traction motor for Automobile,» chez ECCE Asia Downunder, Melbourne, June 2013.
- [43] B. Akin, S. B. Ozturk, H. A. Toliyat et M. Rayner, «DSP-Based Sensorless Electric Motor Fault-Diagnosis Tools for Electric and Hybrid Electric Vehicle Powertrain Applications,» *Transactions on Vehicular Technology*, vol. 58, n° %16, pp. 2679 - 2688, 2009.
- [44] X. Zhang et V. Cocquempot, «Fault tolerant control scheme based on active fault diagnosis for the path tracking control of a 4WD electric vehicle,» chez International Symposium on Intelligent Control, Juan Les Pins, October 2014.
- [45] L. Li, B. Liu, G. Zhao et H. Sun, «Study on fail-safe strategy of electric power steering system,» chez International Conference on Mechatronics and Automation, Changchun, August 2009.
- [46] S. S. Moosavi, A. Djerdir, Y. A.-. Amirat, D. A. Khaburi et A. N'Diaye, «Artificial neural

- network-based fault diagnosis in the AC–DC converter of the power supply of series hybrid electric vehicle,» IET Electrical Systems in Transportation, vol. 6, n° %12, pp. 96 - 106, 2016.
- [47] E. Jamshidpour, M. Shahbazi, S. Saadate, P. Poure et E. Gholipour, «FPGA based fault detection and fault tolerance operation in DC-DC converters,» chez Symposium on Power Electronics, Electrical Drives, Automation and Motion, Ischia, June 2014.
- [48] N. Mutoh, Y. Takahashi et Y. Tomita, «Failsafe Drive Performance of FRID Electric Vehicles With the Structure Driven by the Front and Rear Wheels Independently,» Transaction on Industrial Electronics, vol. 55, n° %16, pp. 2306 - 2315, 2008.
- [49] X. Yuan et J. Wang, «Torque Distribution Strategy for a Front and Rear Wheel-Driven Electric Vehicle,» Transactions on Vehicular Technology, vol. 61, n° %18, pp. 3365-3374, October 2012.
- [50] R. Dutta et M. F. Rahman, «Design and Analysis of an Interior Permanent Magnet (IPM) Machine With Very Wide Constant Power Operation Range,» Transactions on Energy Conversion, vol. 23, n° %11, pp. 25 - 33, 2008.
- [51] M. A. Rahman, «Advances in Ecological Modern Electric and Hybrid Electric Vehicles,» chez 8th International Conference and Exhibition on Ecological Vehicles and Renewable Energies (EVER), Monte Carlo , 2013.
- [52] R. DOLEČEK, J. NOVÁK et O. ČERNÝ, «Traction Permanent Magnet Synchronous Motor Torque Control with Flux Weakening,» Radioengineering, vol. 18, n° %14, pp. 601-605, December 2009.
- [53] D. Zhang, «Fujitsu MTPA Application Note, 32-Bit Microcontroller MB9BFXXXX/MB9AFXXXX Serie,» 05 September 2012. [En ligne]. Available: https://www.spansion.com/downloads/MCU-AN-510111-E-11-INV_Alg-MTPA.pdf. [Accès le 20 August 2014].
- [54] M. Meyer et J. Böcker, «Optimum Control for Interior Permanent Magnet Synchronous Motors (IPMSM) in Constant Torque and Flux Weakening Range,» chez EPE-PEMC, Portorož, Slovenia, 2006.
- [55] J. Kang, «General Purpose Permanent Magnet Motor Drive without Speed and Position Sensor,» Yaskawa Electric America, 2009.
- [56] Y. Li et D. Gerling, «Voltage vector selection strategy for the interior PMSM DTC system,» chez Proceedings of the 2011-14th European Conference on Power Electronics and Applications (EPE 2011), , Shenzhen, China, 2011.
- [57] M. Fan, H. Lin et S. Lv, «Periodical speed ripple minimization in the PMSM -DTC system using Iterative Learning Control,» chez 32nd Chinese Control Conference (CCC), 2013.
- [58] T. Inoue, Y. Inoue, S. Morimoto et M. Sanada, «Maximum Torque Per Ampere Control of a Direct Torque-Controlled PMSM in a Stator Flux Linkage Synchronous Frame,» Transactions on Industry Applications, vol. 52, n° %13, pp. 2360 - 2367, 2016.
- [59] F. Niu, B. Wang, A. S. Babel, K. Li et E. G. Strangas, «Comparative Evaluation of Direct Torque Control Strategies for Permanent Magnet Synchronous Machines,» Transactions on Power Electronics, vol. 31, n° %12, pp. 1408 - 1424, 2016.

- [60] D.-Y. Kim, J.-H. Lee, A.-Y. Ko, C.-Y. Won et Y.-R. Kim, «Braking Torque Control Method of IPMSM for Electric Vehicle Using 2D Look-up Table,» chez International Symposium on Industrial Electronics (ISIE), Taipei, Taiwan, 2013.
- [61] G. Schoonhoven et M. N. Uddin, «MTPA- and FW-Based Robust Nonlinear Speed Control of IPMSM Drive Using Lyapunov Stability Criterion,» Transactions on Industry Applications, vol. 52, n° 15, pp. 4365-4374, 2016.
- [62] T. Dey, K. Mukherjee et P. Syam, «Dynamic Adjustments of the D-Q axes Reference Voltage Limits during Flux Weakening and MTPA Control of an IPMSM Drive for an EV Application,» chez 2nd International Conference on Control, Instrumentation, Energy & Communication (CIEC), 2016.
- [63] J.-H. Park, J.-H. Lee, J.-H. Lee et C.-Y. Won, «Current Control Method of IPMSM in Constant Power Region for HEV,» chez International Conference on Electrical Machines and Systems (ICEMS), Beijing, China, 2011.
- [64] B. Lequesne, «Automotive Electrification: The Nonhybrid Story,» Transactions on Transportation Electrification, vol. 1, n° 11, pp. 40-53, 2015.
- [65] F. Ju, Q. Zhang, W. Deng et J. Li, «Review of structures and control of battery-supercapacitor hybrid energy storage system for electric vehicles,» chez International Conference on Automation Science and Engineering (CASE), New Taipei, Taiwan, 2014.
- [66] F. Akar, Y. Tavlasoglu, E. Ugur, B. Vural et I. Aksoy, «A Bidirectional Nonisolated Multi-Input DC-DC Converter for Hybrid Energy Storage Systems in Electric Vehicles,» Transactions on Vehicular Technology, vol. 65, n° 110, pp. 7944 - 7955, 2016.
- [67] Y. Kim, «Power Capability Estimation Accounting For Thermal and Electrical Constraints Of Lithium-Ion Batteries,» University of Michigan, Michigan, 2014.
- [68] C. Schlasza, P. Ostertag, D. Chrenko, R. Kriesten et D. Bouquain, «Review on the aging mechanisms in Li-ion batteries for electric vehicles based on the FMEA method,» chez Transportation Electrification Conference and Expo (ITEC), Bloomington, Indiana, 2014.
- [69] S. R. Raman, X. D. Xue et K. W. E. Cheng, «Review of charge equalization schemes for Li-ion battery and super-capacitor energy storage systems,» chez International Conference on Advances in Electronics, Computers and Communications (ICAIECC), Yelahanka Bangalore, India, 2014.
- [70] J. Cao et A. Emadi, «A new battery/ultracapacitor hybrid energy storage system for electric, hybrid, and plug-in hybrid electric vehicles,» Transactions on Power Electronics, vol. 27, n° 11, p. 122-132, 2012.
- [71] A. F. Burke, «Batteries and Ultracapacitors for Electric, Hybrid, and Fuel Cell Vehicles,» Proceeding IEEE, vol. 95, n° 14, p. 806-820, 2007.
- [72] M. H. Chabchoub et H. Trabelsi, «Consolidation of the electric vehicle battery by an ultracapacitor for performance improvement,» chez 10th International Multi-Conference on Systems, Signals & Devices, Hammamet, Tunisia, 2013.
- [73] S. M. Lukic, J. Cao, R. C. Bansal, F. Rodriguez et A. Emadi, «Energy Storage Systems for Automotive Applications,» Transactions on Industrial Electronics, vol. 55, n° 16, p. 2258-2267, 2008.

- [74] S. M. Lukic, S. G. Wirasingha, F. Rodriguez, J. Cao et A. Emadi, «Power management of an ultracapacitor/battery hybrid energy storage system in an HEV,» chez Vehicle Power and Propulsion Conference, Windsor England, UK, 2006.
- [75] W. Lhomme, P. Delarue, P. Barrade, A. Bouscayrol et A. Rufer, «Design and control of a supercapacitor storage system for traction applications,» Fourtieth IAS Annual Meeting, Conference Record of the 2005 Industry Applications Conference, vol. 3, pp. 2013-2020, 2005.
- [76] P. J. Grbović, P. Delarue, P. L. Moigne et P. Bartholomeus, «A Three-Terminal Ultracapacitor-Based Energy Storage and PFC Device for Regenerative Controlled Electric Drives,» Transactions on Industrial Electronics, vol. 59, n° 11, pp. 301-316, 2012.
- [77] F. Liu, J. Liu, H. Zhang et D. Xue, «Stability Issues of Z + Z Type Cascade System in Hybrid Energy Storage System (HESS),» Transaction on Power Electronics, vol. 29, n° 11, pp. 5846-5859, 2014.
- [78] C. E. Agudelo et E. Ferro, «Technical overview of brake performance testing for Original Equipment and Aftermarket industries in the US and European markets,» Link Engineering, 2005.
- [79] D. Carreira, G. D. Marques et D. M. Sousa, «Hybrid energy storage system joining batteries and supercapacitors,» chez 5th International Symposium on Power Electronics for Distributed Generation Systems (PEDG), 2014.
- [80] R. A. Dougal, S. Liu et R. E. White, «Power and life extension of battery-ultracapacitor hybrids,» Transactions on Components and Packaging Technologies, vol. 25, n° 11, p. 120–131, 2002.
- [81] L. Gao, R. A. Dougal et S. Liu, «Power enhancement of an actively controlled battery/ultracapacitor hybrid,» Transactions on Power Electronics, vol. 20, n° 11, p. 236–243, 2005.
- [82] W. Yanzi, X. changle et W. Wang, «Energy Management Strategy Based on Fuzzy Logic for a New Hybrid Battery-Ultracapacitor Energy Storage System,» chez ITEC - Asia Pacific, 2014.
- [83] S. T. Sisakat et S. Barakati, «Fuzzy Energy Management in Electrical Vehicles with Different Hybrid Energy Storage Topologies,» chez 4th Iranian Joint Congress on Fuzzy and Intelligent Systems, 2015.
- [84] M. Michalczuk, B. Ufnalski et L. Grzesiak, «Fuzzy logic control of a hybrid battery-ultracapacitor energy storage for an urban electric vehicle,» chez Eighth International Conference and Exhibition on Ecological Vehicles and Renewable Energies (EVER), 2013.
- [85] M.-E. Choi, J.-S. Lee et S.-W. Seo, «Real-Time Optimization for Power Management Systems of a Battery/Supercapacitor Hybrid Energy Storage System in Electric Vehicles,» Transaction on Vehicular Technology, vol. 63, n° 18, pp. 3600-3611, 2014.
- [86] A. D. Napoli, F. Crescimbeni, F. G. Capponi et L. Solero, «Control strategy for multiple input DC–DC power converters devoted to hybrid vehicle propulsion systems,» chez International Symposium on Industrial Electronics, 2002.
- [87] H. A. Yavasoglu, J. Shen, C. Shi et A. Khaligh, «Power Split Control Strategy for An EV

- Powertrain with Two Propulsion Machines,» Transactions on Transportation Electrification, n° %199, 2015.
- [88] M. Heinrich, F. Kelch, P. Magne et A. Emadi, «Regenerative Braking Capability Analysis of an Electric Taxiing System for a Single Aisle Midsize Aircraft,» Transactions on Transportation Electrification, vol. 1, n° %13, p. 298 – 307, 2015.
- [89] J. Song, H. Kim et K. Boo, «A study on an Anti-Lock Braking System Controller and Rear-Wheel Controller to Enhance Vehicle Lateral Stability,» Journal of Automobile Engineering, vol. 221, n° %17, pp. 777- 787, 2007.
- [90] F. Jiang, «An Application of Nonlinear PID Control to a Class of Truck ABS Problems,» chez Proceedings of the 40th IEEE Conference on Decision and Control, Orlando, 2000.
- [91] S. Solyom, «Synthesis of a Model-Based Tire Slip Con-troller,» Vehicle System Dynamics Journal, vol. 41, n° %16, pp. 475-499, 2004.
- [92] G.-j. Zhao et J.-g. Lv, «Fuzzy PID control on combined braking system of tracked vehicle with braking energy recovery system,» chez International Conference on Computer, Mechatronics, Control and Electronic Engineering (CMCE), 2010.
- [93] J. Han, Y. Park et Y.-s. Park, «Adaptive regenerative braking control in severe cornering for guaranteeing the vehicle stability of fuel cell hybrid electric vehicle,» chez Vehicle Power and Propulsion Conference (VPPC), Chicago, 2011.
- [94] X. Huang et J. Wang, «Nonlinear Model Predictive Control for Improving Energy Recovery for Electric Vehicles during Regenerative Braking,» chez Conference on Decision and Control and European Control Conference (CDC-ECC), 2011.
- [95] H. E. Dogruğüven et T. Acarman, «Proposal of Regenerative Braking Algorithm to Maximize Energy Transfer and to Enhance Yaw Stability,» chez Vehicular Electronics and Safety (ICVES), Istanbul, Turkey, 2012.
- [96] C. Lv, J. Zhang, Y. Li et Y. Yuan, «Novel control algorithm of braking energy regeneration system for an electric vehicle during safety-critical driving maneuvers,» Energy Conversion and Management, pp. 520-529, 2015.
- [97] C. Lv, J. Zhang, Y. Li et Y. Yuan, «New regenerative braking control strategy for rear-driven electrified minivans,» Energy Conversion and Management, pp. 135-145, 2014.
- [98] B. Wang, X. Huang, J. Wang, X. Guo et X. Zhu, «A robust wheel slip ratio control design combining hydraulic and regenerative braking systems for in-wheel-motors-driven electric Vehicles,» Journal of the Franklin Institute, vol. 352, n° %12, pp. 577-602, 2015.
- [99] L. Li, Y. Zhang, C. Yang, B. Yan et C. M. Martinez, «Model predictive control-based efficient energy recovery control strategy for regenerative braking system of hybrid electric bus,» Energy Conversion and Management, vol. 111, pp. 299-314, 2016.
- [100] J. Nadeau, M. Boisvert et P. Micheau, «Implementation of a Cooperative Strategy between a Vehicle's Mechanical and Regenerative Brake System,» chez Vehicle Power and Propulsion Conference (VPPC), Coimbra, 2014.
- [101] J. Nadeau, P. Micheau et M. Boisvert, «Model-Based Predictive Control Applied to a Dual Regenerative and Hydraulic Brake System,» chez Vehicle Power and Propulsion Conference (VPPC), Montreal QC, 2015.

- [102] N. Luo, J. Jiang et A. Yu, «Research on the control strategy of the regenerative braking system,» chez International Conference on Mechatronics and Control (ICMC), Jinzhou, China, 2014.
- [103] X. Gong, S. Chang, L. Jiang et X. Li, «Research on regenerative technology of EV based on direct-drive electric-hydraulic brake unit,» chez International Conference on Mechatronics and Automation, Beijing, China, 2015.
- [104] Y. Lian, Y. Zhao, L. Hu et Y. Tian, «Longitudinal Collision Avoidance Control of Electric Vehicles Based on a New Safety Distance Model and Constrained Regenerative Braking Strength Continuity Braking Force Distribution Strategy,» Transactions on Vehicular Technology, 2015.
- [105] M. Tanelli, A. Ferrara et C. Vecchio, «Switched Second Order Sliding Mode for Wheel Slip Control of Road Vehicles,» chez Variable Structure Systems (VSS), Mexico City, Mexico, 2010.
- [106] N. Patra et K. Datta, «Sliding mode Controller for Wheel-slip Control of Anti-lock Braking System,» chez International Conference on Advanced Communication Control and Computing Technologies (ICACCCT), 2012.
- [107] N. Hamzah, M. K. Aripin, Y. M. Sam, H. Selamat et R. Ghazali, «Second Order Sliding Mode Controller for Longitudinal Wheel Slip Control,» chez International Colloquium on Signal Processing and its Applications (CSPA), Melaka, 2012.
- [108] A. Jaafar, C. Akli, B. Sareni, X. Roboam et A. Jeunesse, «Sizing and Energy Management of a Hybrid Locomotive Based on Flywheel and Accumulators,» Transactions on Vehicular Technology, vol. 58, n° %18, p. 3947 – 3958, 2009.
- [109] B. Bolund, H. Bernhoff et M. Leijon, «Flywheel energy and power storage systems,» Renewable and Sustainable Energy Reviews, vol. 11, n° %12, p. 235–258, 2007.
- [110] H. Liu et J. Jiang, «Flywheel energy storage—An upswing technology for energy sustainability,» Energy and Buildings, vol. 39, n° %15, p. 599–604, 2007.
- [111] R. Kapoor et M. Perveen, «Comparative Study on Various KERS,» chez Proceedings of the World Congress on Engineering, London, UK, 2013.
- [112] V. A. Boicea, «Energy Storage Technologies: The Past and the Present,» Proceedings of the IEEE, vol. 102, n° %111, pp. 1777 - 1794, October 2011.
- [113] M. Daoud, A. S. Abdel-Khalik, A. Massoud, S. Ahmed et N. H. Abbasy, «On the Development of Flywheel Storage Systems for Power System Applications : A Survey,» chez XXth International Conference on Electrical Machines, 2012.
- [114] R. Amirante, E. Cassone, E. Distaso et P. Tamburrano, «Overview on recent developments in energy storage: Mechanical, electrochemical and hydrogen technologies,» Energy Conversion and Management, vol. 132, p. 2017, 372-387.
- [115] M. Hedlund, J. Lundin, J. de Santiago, J. Abrahamsson et H. Bernhoff, «Flywheel Energy Storage for Automotive Applications,» Energies, vol. 8, pp. 10636-10663, 2015.
- [116] A. Dhand et K. R. Pullen, «Optimal energy management for a flywheel-assisted battery electric vehicle,» Journal of Automobile Engineering, vol. 229, n° %112, pp. 1672-1682, 2015.

- [117] A. Dhand, «Design of electric vehicle propulsion system incorporating flywheel energy storage,» City University London, London, 2015.
- [118] J. He, G. Ao, J. Guo, Z. Chen et L. Yang, «Hybrid Electric Vehicle with Flywheel Energy Storage System,» WSEAS Transactions on Systems, vol. 9, n° %15, pp. 638-648, 2009.
- [119] J. T. Lubos Streit, «Energy Storage Savings Depended on Recuperation Ratio in Traction,» chez ELEKTRO, 2016.
- [120] F. Ciccarelli, «Energy management and control strategies for the use of supercapacitors storage technologies in urban railway traction systems,» 2014.
- [121] T. Ratniyomchai, S. Hillmansen et P. Tricoli, «Recent developments and applications of energy storage devices in electrified railways,» Institution of Engineering and Technology / Electrical Systems in Transportation, vol. 4, n° %11, pp. 9-20, 2014.
- [122] G. W. Chengqun Qiu, «New evaluation methodology of regenerative braking contribution to energy efficiency improvement of electric vehicles,» Energy Conversion and Management, vol. 119, p. 389–398, 2016.
- [123] J. Cibulka, «Kinetic Energy Recovery System by Means of Flywheel Energy Storage,» Advanced Engineering, vol. 3, n° %11, pp. 27-38, 2009.
- [124] A. D. Kelth Pullen, «Characterization of Flywheel Energy Storage System for Hybrid Vehicles,» chez SAE 2014 World Congress & Exhibition, Detroit, USA, 2014.
- [125] G. Holler, «Flywheel systems in automotive applications : Design criteria, challenges, and effects on mobile energy storage systems,» chez A3PS Conference, Vienna, 2012.
- [126] J. Plomer et J. First, «Flywheel energy storage retrofit system for hybrid and electric vehicles,» chez Smart Cities Symposium, Prague, 2015.
- [127] A. Daberkow, M. Ehlert et D. Kaise, «Electric Car Operation and Flywheel Energy Storage,» chez Conference on Future Automotive Technology, 2013.
- [128] T. N. Lambert, C. M. Washburn, D. J. Davis, J. Strong, L. Massey, B. Anderson et D. Calkins, «Next Generation Composite Materials for Flywheel Development,» Sandia National Laboratories, 2012.
- [129] C. Hearn, R. Thompson, S. Pratap, M. Lewis, D. Chen et R. Longoria, «Design of Advanced Flywheel Energy Storage for Increasing Penetration of Intermittent Renewable Energy Sources,» Austin.
- [130] J.-C. Olivier, N. Bernard, S. Trieste, L. Mendoza et S. Bourguet, «Techno-economic Optimization of Flywheel Storage System in transportation,» Symposium de Génie Electrique 2014, Cachan, France, 2014.
- [131] S. Trieste, S. Hmam, J. Olivier, S. Bourguet et L. Loron, «Technico-economic optimization of a supercapacitor-based energy storage unit chain : Application on the first quick charge plug-in-ferry,» Applied Energy, vol. 153, pp. 3-14, 2015.
- [132] R. Doucette et M. McCulloch, «A comparison of high-speed flywheels, batteries, and ultracapacitors on the bases of cost and fuel economy as the energy storage system in a fuel cell based hybrid electric vehicle,» Journal of Power Sources, vol. 196, p. 1163–1170, 2011.
- [133] A. T. Elsayed et O. A. Mohammed, «A comparative study on the optimal combination of

- hybrid energy storage system for ship power systems,» chez Electric Ship Technologies Symposium (ESTS), 2015.
- [134] V. F. Pires, E. Romero-Cadaval, D. Vinnikov, I. Roasto et J. Martins, «Power converter interfaces for electrochemical energy storage systems – A review,» *Energy Conversion and Management*, n° %186, p. 453–475, 2014.
- [135] M. Farhadi et O. Mohammed, «Energy Storage Technologies for High Power Applications,» *Transactions on Industry Applications*, 2015.
- [136] L. Wang, A. G. Collins et H. Li, «Optimal Design and Real-Time Control for Energy Management in Electric Vehicles,» *Transactions on Vehicular Technology*, vol. 69, n° %14, 2011.
- [137] Mathworks, «Simulink User's Guide,» 2016. [En ligne]. Available: http://www.mathworks.com/help/pdf_doc/simulink/sl_using.pdf. [Accès le 2016].
- [138] Siemens PLM Software, «LMS Imagine.Lab Amesim : The de facto tool for physical simulation of mechatronic systems,» 2016. [En ligne]. Available: http://www.mayahtt.com/brochures/Siemens-PLM-LMS-Imagine-Lab-Amesim-br_tcm68-221379.pdf. [Accès le 2016 September 15].
- [139] Y. Yang, S. Y. Yang, L. J. Yang et Y. Liu, «A new ABS Control Strategy Designed for Electric Vehicle Independently Driven by Four Wheel Motors,» chez 2nd International Conference on Computer Science and Electronics Engineering, Paris, 2013.
- [140] Q. Wang, Y. Yang et L. Jin, «Research on ABS regulation of electric vehicle driven by in-wheel motors by AMESim Co-simulation with Matlab/Simulink,» chez International Conference on System Science, Engineering Design and Manufacturing Informatization, 2011.
- [141] J. Wang, J. Qiao et Z. Qi, «Research on Control Strategy of Regenerative Braking and Anti-lock Braking System for Electric Vehicle,» chez International Battery, Hybrid and Fuel Cell Electric Vehicle Symposium, Barcelona, Spain, 2013.
- [142] Mathworks, «xPC Target,» 2016. [En ligne]. Available: <https://www.mathworks.com/>.
- [143] dSpace, «dSpace,» 2016. [En ligne]. Available: <https://www.dspace.com/fr/fra/home.cfm>. [Accès le 2016].
- [144] K. Patil, S. K. Molla et T. Schulze, «Hybrid vehicle model development using ASM-AMESim-Simscape Co-Simulation for real-time HIL applications,» SAE International, 2012.
- [145] National Instruments, «CompactRio,» 2016. [En ligne]. Available: <http://www.ni.com/compactrio/>. [Accès le 2016].
- [146] dSpace ASM Automotive, «dSpace,» 2013. [En ligne]. Available: https://www.dspace.com/files/pdf1/ASM-VehicleDynamics_E_ebook.pdf. [Accès le 15 September 2016].
- [147] B. H. Kenny et W. Santiago, «Filtering and Control of High Speed Motor Current in a Flywheel Energy Storage System,» chez Second International Energy Conversion Engineering Conference, Providence, Rhode Island, 2004.
- [148] P. A. Michael, K. Kumar, K. Reddy et S. Kumar, «Implementation of SVPWM in FPGA

- through MATLAB/SIMULNK Environment,» *International Journal of Engineering Science and Technology*, vol. 2, n° 10, pp. 4585-4594, 2010.
- [149] P. Tripura, Y. Babu et Y.R. Tagore, «Space Vector Pulse Width Modulation Schemes for Two-Level Voltage Source Inverter,» *International Journal on Control System and Instrumentation*, vol. 2, n° 13, October 2011.
- [150] A. Iqbal, S. M. Ahmed, M. A. Khan et H. Abu-Rub, «Generalized simulation and experimental implementation of space vector PWM technique of a three-phase voltage source inverter,» *International Journal of Engineering, Science and Technology*, vol. 2, n° 11, pp. 1-12, 2010.
- [151] T. Bariša, D. Sumina et M. Kutija, «Comparison of maximum torque per ampere and loss minimization control for the interior permanent magnet synchronous generator,» chez *International Conference on Electrical Drives and Power Electronics*, 2015.
- [152] F. Luca, L. Daniele et T. Matzen, «Control of fuel cell Hybrid electric vehicle,» *Aalborg Univesitet*, 2010.
- [153] M. Li, «Flux-Weakening Control for Permanent-Magnet Synchronous Motors Based on Z-Source Inverters,» *Marquette University, Milwaukee, Wisconsin*, 2014.
- [154] F. Crocco, «Automechanika 2014 : NTN-SNR multispécialiste du roulement,» 20 Septembre 2014. [En ligne]. Available: <http://www.decisionatelier.com/Automechanika-2014-NTN-SNR-multispecialiste-du-roulement,6025>. [Accès le 10 Aout 2016].
- [155] L. Meillaud, «La roue motorisée Michelin en série en 2017 ?,» 12 Octobre 2012. [En ligne]. Available: <http://voituredefutur.blogspot.com/2012/10/la-roue-motorisee-michelin-en-serie-en.html>. [Accès le 19 Aout 2016].
- [156] G. Cai, B. M. Chen et T. H. Lee, *Unmanned Rotorcraft Systems*, Springer, 2011.
- [157] B. Wie, *Space Vehicle Dynamics and Control*, Arizona: American Institute of Aeronautics and Astronautics, 1998.
- [158] R. N. Jazar, *Vehicle Dynamics : Theory and Application*, Springer, 2008.
- [159] J. M. Miller, *Propulsion Systems for Hybrid Vehicles*, London: The Institution of Engineering and Technology, 2008.
- [160] T. B. Hoàng, W. Pasillas-Lépine, A. De-Bernardinis et M. Netto, «Extended Braking Stiffness Estimation Based on a Switched Observer, With an Application to Wheel-Acceleration Control,» *Transactions on Control Systems Technology*, vol. 22, n° 16, p. 2384 – 2392, 2014.
- [161] 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.
- [162] 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.
- [163] D. Fodor, K. Enisz, R. Doman et P. Toth, «Tire road friction coefficient estimation methods comparison based on different vehicle dynamics models,» chez *Vehicle Power and Propulsion Conference*, 2011.

- [164] R. Rajamani, *Vehicle Dynamics and Control*, vol. Mechanical Engineering Series, Springer, 2012.
- [165] R. Wiben, M. H. Andersen et H.-C. B. Jensen, «Design of Slip-based Active Braking and Traction Control System for the Electric Vehicle QBEAK,» Aalborg University, 2012.
- [166] 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.
- [167] 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.
- [168] M. Ehsani, Y. Gao et A. Emadi, *Modern Electric, Hybrid Electric, and Fuel Cells Vehicles*, Taylor and Francis Group, 2010.
- [169] A. K. Maurya et P. S. Bokare, «Study of Deceleration Behavior of Different Vehicle Types,» *International Journal for Traffic and Transport Engineering*, 2012.
- [170] P. J. Grbović, P. Delarue, P. Le Moigne et P. Bartholomeus, «A Bidirectional Three-Level DC-DC Converter for the Ultracapacitor Applications,» *Transactions on Industrial Electronics*, vol. 57, n° 110, p. 3415–3430, 2010.
- [171] P. J. Grbović, P. Delarue et P. Le Moigne, «A Novel Three-Phase Diode Boost Rectifier Using Hybrid Half-DC-Bus-Voltage Rated Boost Converter,» *Transactions on Industrial Electronics*, vol. 58, n° 14, p. 1316–1329, 2011.
- [172] X. Ruan, B. Li, Q. Chen, S.-C. Tan et C. K. Tse, «Fundamental Considerations of Three-Level DC-DC Converters: Topologies, Analyses, and Control,» *Transactions on Circuits and Systems*, vol. 55, n° 111, p. 3733–3743, 2008.
- [173] B. J. Arnet et L. P. Haines, «High power DC-to-DC converter for supercapacitors,» chez International in Electric Machines and Drives Conference (IEMDC), 2001.
- [174] J. Shen et A. Khaligh, «A Supervisory Energy Management Control Strategy in a Battery/Ultracapacitor Hybrid Energy Storage System,» *Transactions on Transportation Electrification*, vol. 1, n° 13, pp. 223-231, 2015.
- [175] US Department of Energy, «2011 Nissan Leaf – VIN 0356 Advanced Vehicle Testing – Beginning of Test Battery Testing Results,» US Department of Energy.
- [176] Y. Dridi Zrelli, «Electrochimie et Spectroscopie Raman de matériaux d'électrodes positives pour batteries lithium io,» Thèse de doctorat, Université Paris Est-Créteil, 2012.
- [177] P. J. Grbović, P. Delarue, P. Le Moigne et P. Bartholomeus, «The Ultracapacitor-Based Controlled Electric Drives With Braking and Ride-Through Capability : Overview and Analysis,» *Transactions on Industrial Electronics*, vol. 58, n° 13, p. 925–936, 2011.
- [178] E. Schaltz, «Electrical Vehicle Design and Modeling,» chez *Electric Vehicles - Modeling and Simulations*, Rijeka, Croatia, Intech, 2011.
- [179] L. D. Roper, «Nissan Leaf Range Calculation,» David Roper, 2012.
- [180] Nissan, «Nissan Leaf Overview - Zero Emission,» Nissan, 2010.

- [181] J. Lee et D. J. Nelson, «Rotating inertia impact on propulsion and regenerative braking for electric motor driven vehicles,» chez Vehicle Power and Propulsion Conference, 2005.
- [182] Maxwell Technologies®, «Cell Sizing - BOOSTCAP® Ultracapacitor,» Maxwell, 2009.
- [183] M. E. Sakka, J. V. Mierlo et H. Gualous, «DC/DC Converters for Electric Vehicles,» chez Electric Vehicle - Modeling and Simulations, IntechOpen, 2011.
- [184] J. W. Dixon et M. E. Ortúzar, «Ultracapacitors + DC-DC Converters in Regenerative Braking System,» chez AWSS Systems Magazine, 2002.
- [185] M. Valentini, T. Ofeigsson et A. Raducu, «Control of a variable speed variable pitch wind turbine with full scale power converter,» Aalborg University, 2007.
- [186] P. J. Grbović, P. Delarue, P. Le Moigne et P. Bartholomeus, «Modeling and Control of the Ultracapacitor-Based Regenerative Controlled Electric Drives,» Transactions on Industrial Electronics, vol. 58, n° 18, p. 3471–3484, 2011.
- [187] A. Besançon-Voda et S. Gentil, «Régulateurs PID analogiques et numériques,» Techniques de l'ingénieur, 1999.
- [188] C. Bohn et D. Atherton, «An analysis package comparing PID anti-windup strategies,» Control Systems, vol. 15, n° 12, pp. 34-40, 1995.
- [189] A. Shyam et F. Daya J.L., «A comparative study on the speed response of BLDC motor using conventional PI controller, anti-windup PI controller and fuzzy controller,» chez International Conference on Control Communication and Computing (ICCC), Thiruvananthapuram, India, 2013.
- [190] R. Lestage, A. Pomerleau et A. Desbiens, «Improved constrained cascade control for parallel processes,» Control Eng. Pract., vol. 7, n° 18, p. 969–974, 1999.
- [191] M. Berger, O. Cote et A. Chebak, «Development of a DC-link protection system for regenerative braking of Electric Vehicle using a pseudo-cascade controlled IGBT chopper,» chez Transportation Electrification Conference and Expo (ITEC), 2015.
- [192] J. Walsh, T. Muneer et A. N. Celik, «Design and Analysis of kinetic energy recovery for automobiles: Case study for commuters in Edinburgh,» Journal of Renewable and Sustainable Energy, vol. 3, 2011.
- [193] D. Bender, «Flywheels,» Sandia National Laboratories, 2015.
- [194] R. B. Sepe, A. Steyerl et S. P. Batien, «Lithium-Ion Supercapacitors for Pulsed Power Applications,» chez Energy Conversion Congress and Exposition, 2011.
- [195] J. C. Beardsall, C. A. Gould et M. Al-Tai, «Energy Storage Systems: A Review of the Technology and Its Application in Power Systems,» chez 50th International Universities Power Engineering Conference (UPEC), 2015.
- [196] J. Ronsmans et B. Lalande, «Combining energy with power: Lithium-Ion Capacitors,» chez International Symposium on Power Electronics, Electrical Drives, Automation and Motion, 2016.
- [197] I. Foley, «Williams Hybrid Power—Flywheel Energy Storage,» 2013. [En ligne]. Available: http://www.ukintpress-conferences.com/uploads/SPKPMW13R/d1_s1_p2_ian_foley.pdf. [Accès le 22 November

- 2015].
- [198] UT-BATTELE, «An Assessment of Flywheel High Power Energy Storage Technology for Hybrid Vehicles,» Department of Energy, 2011.
- [199] Maxwell Technologies®.
- [200] M. I. Lopes Marques, «Design and Control of an Electrical Machines for Flywheel Energy Storage System,» Universidade Técnica de Lisboa, 2008.
- [201] C. J. Cleveland et C. Morris, Handbook of Energy, Volume I : Diagrams, Charts, and Tables, Elsevier, 2013.
- [202] L. Truong, F. J. Wolff et N. V. Dravid, «35th Intersociety Simulation of a Flywheel Electrical System for Aerospace Applications,» chez Energy Conversion Engineering Conference and Exhibit, Las Vegas, Nevada, 2000.
- [203] A. S. Nagorny, N. V. Dravid, R. H. Jansen et B. H. Kenny, «Design Aspects of a High Speed Permanent Magnet Synchronous Motor/Generator for Flywheel Applications,» chez International Conference on Electric Machines and Drives, San Antonio, Texas, 2005.
- [204] T. A. Lipo, Introduction to AC Machine Design, vol. 1, USA: University of Wisconsin, 1996.
- [205] U. Schaible et B. Szabados, «A torque controlled high speed flywheel energy storage system for peak power transfer in electric vehicles,» chez Conference Record of the Industry Applications Society Annual Meeting, 1994.
- [206] B. Szabados et U. Schaible, «Peak Power Bi-directional Transfer From High Speed Flywheel to Electrical Regulated Bus Voltage System: A Practical proposal for Vehicular Technology,» Transactions on Energy Conversion, vol. 13, n° 11, p. 34 – 41, 1998.
- [207] J. d. Santiago, J. G. Oliveira, J. Lundin, J. Abrahamsson, A. Larsson et H. Bernhoff, «Design Parameters Calculation of a Novel Driveline for Electric Vehicles,» World Electric Vehicle Journal, vol. 3, 2009.
- [208] R. Wiben, M. H. Andersen et H.-C. B. Jensen, «Design of Slip-based Active Braking and Traction Control System for the Electric Vehicle QBEAK,» 2012.
- [209] R. de Castro, R. E. Araújo et D. Freitas, «Wheel slip control of EVs based on sliding mode technique with conditional integrators,» Transaction on Industrial Electronics, vol. 60, n° 18, p. 3256–3271, 2013.
- [210] S. Dearborn, «Charging Li-ion Batteries for Maximum Run Times,» Microchip Technology, 2005.

Annexe A : Simulation avec PWM

A.1 Introduction

Pour minimiser le temps des simulations et optimiser l'utilisation de la mémoire du calculateur, les onduleurs ont été modélisés par des gains unitaires. Malgré cette simplification, une simulation prenait entre 1 à 3 jours. Cette méthode est utilisée dans le cas où une analyse du spectre des harmoniques des signaux électriques n'est pas exigée. La tension appliquée aux bornes des moteurs est égale au niveau de tension appliqué par la sortie des régulateurs de courants.

Des simulations ont été effectuées en utilisant la commande MLI vectorielle (SVPWM) sur des temps de l'ordre de 200 ms pour les onduleurs des moteurs de traction. Les résultats obtenus étaient en concordance avec les résultats obtenus sans intégration de la commande MLI vectorielle.

A.1 Résultats des Simulations

Par exemple, le Tableau A.1 montre les résultats du freinage du véhicule roulant à une vitesse initiale, v_0 , de 80 km/h sur une route de type pavé humide en bon état. On a prélevé à des instants quelconques, la valeur de la vitesse, $v_{actuelle}$, et de temps actuelle, $t_{actuelle}$, pour s'assurer que notre système converge à la valeur voulue de temps freinage voulu, t_{dec} . La valeur de t_{dec} sera comparée au temps de freinage trouvé sans intervention des onduleurs. t_{dec} est calculée par :

$$t_{dec} = \frac{v_0}{v_0 - v_{actuelle}} t_{actuelle} \quad (0.1)$$

Tableau A.1: Résultats d'une simulation de freinage sur route de pavé humide - Vitesse initiale = 80 km/h

$v_{actuelle}$ (m/s)	$v_0 - v_{actuelle}$ (m/s)	$t_{actuelle}$ (s)	t_{dec} (s)
21.87	0.4822	0.09707	6.1243
21.74	0.6788	0.1279	5.8940
21.62	0.6022	0.1585	5.8487
21.55	0.6722	0.176	5.8182
21.5	0.7222	0.189	5.8154

En exécutant la simulation sur un programme intégrant uniquement les modules relatives à la distribution/répartition des forces de freinage et au modèle du véhicule, le temps de freinage obtenu est de 5.721 secondes.

Un autre test (cf. Tableau 0.2) est effectué sur une route de type asphalte sec pour le véhicule roulant à 10 km/h.

Tableau 0.2: Résultats d'une simulation de freinage sur route asphalte sec - Vitesse initial = 10 km/h

$v_{actuelle}$ (m/s)	$v_0 - v_{actuelle}$ (m/s)	$t_{actuelle}$ (s)	t_{dec} (s)
2.184	0.5938	0.0664	0.3106

2.099	0.6788	0.07589	0.3106
2.004	0.7738	0.08633	0.3099
1.404	1.3738	0.1505	0.3043
1.084	1.6938	0.184	0.3018

Les valeurs t_{dec} à chaque instant de prélèvement sont proches de la valeur obtenue de 0.3257 seconde.

Annexe B : Dimensions du Véhicule

Tableau 0.1: Dimensions du Véhicule

Paramètre	Description	Valeur
M [kg]	Masse du Véhicule	1960
J_z [kg.m ²]	Moment d'inertie de la masse autour de l'axe z^B	1116.6
L [m]	Empattement	2.7
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	1.4071
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	1.2929
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
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
ε_{fr} [rad]	Angle entre l'axe y_B et la ligne traversant le centre de la roue avant droite et le centre de masse du véhicule	1.0344
ε_{fl} [rad]	Angle entre l'axe x_B et la ligne traversant le centre de la roue avant gauche et le centre de masse du véhicule	0.5371
ε_{rr} [rad]	Angle entre l'axe x_B et la ligne traversant le centre de la roue arrière droite et le centre de masse du véhicule	0.4993
ε_{rl} [rad]	Angle entre l'axe y_B et la ligne traversant le centre de la roue arrière gauche et le centre de masse du véhicule	1.0708

Tableau 0.2: Caractéristiques des roues

Paramètre	Description	Valeur
$r [m]$	Rayon des roues	0.3
$J_{wf} [kg.m^2]$	Moment d'inertie des roues avant	2.5745
$J_{wr} [kg.m^2]$	Moment d'inertie des roues arrière	2.4583
$b [N.m.s/rad]$	Coefficient de Frottement Visqueux	0.5175
R	Rapport de réduction entre le moteur IPMSM et la roue	8.5

Tableau 0.3: Paramètres dynamiques externes

Paramètre	Description	Valeur
$A [m^2]$	Surface Frontale du Véhicule	2.27
c_D	Coefficient de traînée aérodynamique	0.29
f_r	Coefficient de Roulement	0.012
$g [m/s^2]$	Accélération Gravitationnelle	9.81

Annexe C : Régulateur par Pseudo-Cascade

C.1 Introduction

La commande par pseudo-cascade permet d'avoir un réglage des régulateurs, simple et indépendant (cf. Figure C.1). Le réglage du régulateur $G_{c2}(s)$ est indépendant du régulateur de la boucle interne $G_{c1}(s)$ et de la fonction interne du système $G_1(s)$. On considère alors les deux boucles :

- Une boucle interne utiliser pour limiter le courant de la batterie entre les deux niveaux de saturation I_{Bmax} et 0. La boucle interne devient effective quand la saturation est active, dans ce cas, le courant de la batterie est commandé par $G_{c1}(s)$.

- Une boucle externe est utilisée pour réguler la tension de la batterie V_B à une valeur maximale de V_{Bmax} .

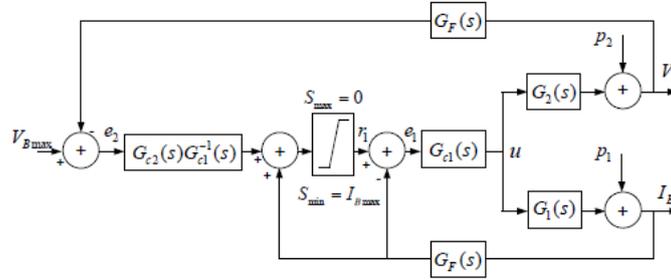


Figure C.1: Représentation du Régulateur Pseudo-Cascade

C.2 Synthèse des régulateurs

Les fonctions de transfert du système se trouvent dans [191]. Les régulateurs ont les expressions suivantes :

$$G_{c1}(s) = \frac{U(s)}{E_1(s)} = \frac{n_1 K_{c1} (1 + m \cdot T_i \cdot s)}{m \cdot T_i \cdot s} \quad (0.1)$$

$$G_{c2}(s) = \frac{U(s)}{E_2(s)} = \frac{n_2 K_{c2} (1 + m \cdot T_i \cdot s)}{m \cdot T_i \cdot s} \quad (C.2)$$

Où:

$$K_{c1} = R/2E\bar{D} \quad (0.3)$$

$$K_{c2} = -R/2R_B E\bar{D} \quad (0.4)$$

et n_1 , n_2 et m sont les facteurs de réglage, T_i la constante de temps d'intégration. On en déduit alors les gains proportionnel et intégral suivants:

$$k_p = n \cdot K_c \quad (C.5)$$

$$\frac{k_p}{k_i} = m \cdot T_i \Rightarrow k_i = \frac{n \cdot K_c}{m \cdot T_i} \quad (C.6)$$

On a inclus un anti-windup quand on a implémenté $G_{c1}(s)$. Aucun intégrateur windup est nécessaire pour $G_{c1}(s) \cdot G_{c2}^{-1}(s)$.

Les paramètres de réglages et les spécifications électriques de la résistance de freinage se trouvent dans le Tableau C.2.

Tableau C.

Tableau C.2: Paramètres et grandeurs utilisés pour le régulateur pseudo-cascade

Réglage des Gains PI	Spécifications
$n1 = 0.05$	$V_{Bmax} = 400$ [V]
$n2 = 0.05$	$R_B = 51.36$ [m Ω]
$m = 0.2$	$R = 0.3$ [Ω]
	$T_i = 2$ [ms]

Annexe D : Système de Commande en Traction

Le système de commande en traction est défini pour un mouvement longitudinal. Le coefficient de glissement aura pour expression :

$$\lambda_{Lij} = \frac{\omega_{ij} \cdot r}{\dot{x}} - 1 \quad (0.1)$$

L'équation d'état du système s'écrit [208]:

$$\begin{aligned} \dot{\lambda}_{Lij} = & -\frac{1}{\dot{x}} \left(\frac{1 - \lambda_{Lij}}{m} \cdot (2 \cdot F_{xij} - m \cdot g \cdot c_{roll} - \frac{\rho}{2} \cdot A \cdot c_D \cdot \dot{x}^2) \right. \\ & \left. + \frac{r^2 \cdot (1 - \lambda_{Lij})^2}{J_{wi}} \cdot F_{xij} \right) + \frac{r \cdot (1 - \lambda_{Lij})^2}{J_{wi} \cdot \dot{x}} \cdot u_{ij} \end{aligned} \quad (0.2)$$

$$\dot{\lambda}_{ij} = f(\lambda_{Lij}, \dot{x}) + g(\lambda_{Lij}, \dot{x}) \cdot u_{ij} \quad (0.3)$$

On utilisera une surface de glissement ayant la même forme que celle que dans le cas du freinage (cf. équation (III.36)). Les variations s'effectuent sur les expressions de :

- l'estimation de la fonction $f(\lambda_{Lij}, \dot{x})$, \hat{f} ;
- l'estimation de la fonction $g(\lambda_{Lij}, \dot{x})$, \hat{g} ;
- la fonction limite de f , F ;
- la borne sur l'erreur d'estimation sur la fonction g , β '.

Ces expressions deviennent:

$$\hat{f} = -\frac{1}{\dot{x}} \left(\frac{1 - \lambda_{Lij}}{\hat{m}} \cdot (2 \cdot F_{xij} - \hat{m} \cdot g \cdot \hat{c}_{roll} - \frac{\rho}{2} \cdot A \cdot \hat{c}_D \cdot \dot{x}^2) + \frac{\hat{r}^2 \cdot (1 - \lambda_{Lij})^2}{J_{wi}} \cdot F_{xij} \right) \quad (0.4)$$

$$F = \frac{1}{\dot{x}} \left(|1 - \lambda_{Lij}| \cdot \left(2 \cdot |F_{xij}| \cdot \frac{\hat{m}}{\hat{m} \cdot m_{min}} + g \cdot \bar{c}_{roll} + \frac{\rho}{2} \cdot A \cdot \dot{x}^2 \cdot \frac{c_{D,max} \cdot \hat{m} + \hat{c}_D \cdot m_{max}}{\hat{m} \cdot m_{min}} \right) \right) \quad (0.5)$$

$$\hat{g} = \sqrt{r_{min} r_{max}} \cdot \frac{(1 - \lambda_{Lij})^2}{J_{wi} \cdot \dot{x}} \quad (0.6)$$

$$\beta = \sqrt{\frac{r_{max}}{r_{min}}} \quad (0.7)$$

Pour avoir la grandeur de commande revoir le paragraphe III.4.2 du rapport.

Titre : Récupération d'énergie pour système intégré moteur roue, application au véhicule électrique

Mots clés : Véhicules électriques, électronique de puissance, moteur synchrone à aimants permanents intérieurs, contrôle-commande, système de stockage d'énergie hybride, répartition des forces de freinage

Résumé : Le sujet de thèse aborde la quantification du flux de puissance parcourant les différents systèmes de conversion d'énergie statiques et dynamiques pour aboutir aux éléments de stockage de nature chimique / électrostatique / mécanique lors d'un freinage hybride récupératif brusque issu d'un véhicule électrique à traction avant. Le véhicule électrique est équipé de deux ensembles intégrés moteur-roues indépendants. Le côté commande des convertisseurs et des machines électriques sera aussi traité. La problématique concernera les cas de freinage régénératif brusque imposant des contraintes électriques et mécaniques élevées aux éléments de conversion d'énergie et de stockage. L'outil de simulation adopté est le logiciel Matlab/Simulink®.

Un modèle assez fin du véhicule électrique utilisé sera développé afin de pouvoir simuler le comportement du véhicule conformément à la distribution des forces de freinage délivrée par le système de répartition et de quantification des forces de freinage. Une étude de la cinématique et de la dynamique du véhicule selon les différents états de route sera aussi examinée. Cette étude sera utilisée à posteriori dans la formulation des lois de distribution des forces de freinage.

Les moteurs utilisés sont de type synchrones à aimants permanents intérieurs. L'objectif est d'assurer un couple électrique de freinage élevé à hautes vitesses de conduite du véhicule. A cette fin, la commande optimale de ces moteurs sera basée sur une nouvelle méthode de génération des courants de références assumant ainsi un couple régénératif élevé et donc une amélioration de l'énergie récupérée.

Le système de stockage sera mixte et comportera une batterie Li-Ion et des cellules de supercondensateurs afin de réduire les contraintes sur la batterie et prolonger ainsi sa durée de vie. La structure de puissance de ce système sera analysée ainsi que le système de commande proposé du hacheur à 3 niveaux interfaçant l'ultracapacité avec le bus DC. Une résistance de freinage commandée par un régulateur pseudo-cascade sera aussi intégrée afin de réduire, si nécessaire, les contraintes sur la batterie.

L'évaluation et la répartition des forces de freinage sur les quatre roues du véhicule en fonction de l'état de la route sont des éléments clés pour la stabilité du véhicule lors du freinage. La méthode de distribution et de quantification des forces de freinage proposée devra maintenir cette stabilité, répondre aux normes internationales et tirer profit de la présence des moteur-roues à l'avant du véhicule afin de maximiser l'énergie récupérée.

Les travaux ont été étendus pour inclure une étude comparative avec un système de stockage contenant un élément de stockage à énergie cinétique comme source d'énergie secondaire pour un véhicule en opération de freinage et de traction.

La thèse est le point de départ d'une collaboration de recherche entre l'IFSTTAR /Satie et le département de Génie Electrique du Cnam - Liban, centre associé au Conservatoire National des Arts et Métiers (Paris - France).

Title : Energy recovery for an integrated motor wheel system, application to electric vehicle

Keywords : Electric vehicles , power electronics , interior permanent magnet synchronous motor, control systems , hybrid energy storage system, braking forces distribution

Abstract : The thesis will address the quantification of power flow going through the different energy static and dynamic conversion systems to attain the chemical / electrostatic / mechanical storage elements during a hybrid regenerative brutal braking of a front-wheel driven electric vehicle. The electric vehicle is equipped by two integrated wheel-motors independent sets. The control of the converters and electrical machines is also treated. The problematic concerns the brutal regenerative braking case imposing high electrical and mechanical constraints on energy conversion and storage elements. The simulation tool adopted is Matlab/Simulink®. A detailed model of the used electric vehicle has been developed in order to be able to simulate the vehicle behavior with respect to the braking forces distribution delivered by the repartition and quantification of braking forces system. A study of the kinematics and dynamics of the vehicle according to different road types will be also considered. This study will be used retrospectively in the formulation of the braking forces distribution laws.

The motors used are interior permanent magnet synchronous type. The objective is to ensure high electrical braking torque at high driving speeds of the vehicle. To this end, the optimal control of these motors will be based on a new current references generation method assuming then a high regenerative torque and therefore an improvement in the recovered energy.

The hybrid storage system includes a Li-Ion battery and supercapacitors cells to reduce stress on the battery and to extend its life. The power structure of the system will be analyzed as well as the 3-level DC/DC converter interfacing the ultracapacitor with the DC bus proposed control system. A braking resistor controlled by a pseudo-cascaded controller will also be integrated to reduce, if necessary, the constraints on the battery.

The evaluation and distribution of braking forces on the four wheels depending on road conditions are key elements for the stability of the vehicle during braking. The method of distribution and quantification of braking forces proposed should maintain this stability , meet international standards and take advantage of the presence of wheel motors in the front of the vehicle to maximize the energy recovered.

The work has been extended to include a comparative study with a system containing a kinetic energy storage element as a secondary energy source for a braking and traction vehicle operation.

The thesis is the starting point of a research collaboration between IFSTTAR / Satie and the Electrical Engineering Department of Cnam- Liban, associated center of the Conservatoire National des Arts et Métiers (CNAM), Paris, France.