



Dynamique régénérative du véhicule : Transfert de puissance optimal par la maîtrise des comportements du véhicule de distribution

Ngoc Tuan Vu

► **To cite this version:**

Ngoc Tuan Vu. Dynamique régénérative du véhicule : Transfert de puissance optimal par la maîtrise des comportements du véhicule de distribution. Génie mécanique [physics.class-ph]. INSA de Lyon, 2014. Français. <NNT : 2014ISAL0104>. <tel-01153228>

HAL Id: tel-01153228

<https://tel.archives-ouvertes.fr/tel-01153228>

Submitted on 19 May 2015

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.

THESE

**Dynamique régénérative du véhicule :
Transfert de puissance optimal par la maîtrise des comportements du
véhicule de distribution**

Présentée devant

L'Institut National des Sciences Appliquées de Lyon

Pour obtenir

Le GRADE DE DOCTEUR

Ecole doctorale :

Mécanique, Energétique, Génie Civil, Acoustique

Spécialité :

MECANIQUE – GENIE MECANIQUE – GENIE CIVIL

Par

VU Ngoc-Tuan

Ingénieur

Thèse soutenue le 13/11/2014 devant la Commission d'examen

Jury

M. C.PEZERAT	Professeur l'Université du Maine	Président
M. W.CHARON	Professeur UTBM	Rapporteur
M. P.ARGOUL	Professeur Ecole des Ponts ParisTech	Rapporteur
M. D.REMOND	Professeur INSA de Lyon	Directeur de thèse
M. W.MARQUIS-FAVRE	Professeur INSA de Lyon	Co-directeur de thèse
M. L.MAIFFREDY	Maître de conférences INSA de Lyon	Invité
M. S.MORTEROLLE	Maître de conférences INSA de Lyon	Examineur

LaMCoS – UMR CNRS 5514 – INSA de Lyon
20 Avenue Albert Einstein, 69621 Villeurbanne Cedex (France)

INSA Direction de la Recherche - Ecoles Doctorales – Quinquennal 2011-2015

SIGLE	ECOLE DOCTORALE	NOM ET COORDONNEES DU RESPONSABLE
CHIMIE	CHIMIE DE LYON http://www.edchimie-lyon.fr Sec : Renée EL MELHEM Bat Blaise Pascal 3 ^e etage 04 72 43 80 46 Insa : R. GOURDON secretariat@edchimie-lyon.fr	M. Jean Marc LANCELIN Université de Lyon – Collège Doctoral Bât ESCPE 43 bd du 11 novembre 1918 69622 VILLEURBANNE Cedex Tél : 04.72.43 13 95 directeur@edchimie-lyon.fr
E.E.A.	ELECTRONIQUE, ELECTROTECHNIQUE, AUTOMATIQUE http://edeea.ec-lyon.fr Sec : M.C. HAVGOUDOUKIAN eea@ec-lyon.fr	M. Gérard SCORLETTI Ecole Centrale de Lyon 36 avenue Guy de Collongue 69134 ECULLY Tél : 04.72.18 60.97 Fax : 04 78 43 37 17 Gerard.scorletti@ec-lyon.fr
E2M2	EVOLUTION, ECOSYSTEME, MICROBIOLOGIE, MODELISATION http://e2m2.universite-lyon.fr Sec : Safia AIT CHALAL Bat Atrium- UCB Lyon 1 04.72.44.83.62 Insa : S. REVERCHON Safia.ait-chalal@univ-lyon1.fr	Mme Gudrun BORNETTE CNRS UMR 5023 LEHNA Université Claude Bernard Lyon 1 Bât Forel 43 bd du 11 novembre 1918 69622 VILLEURBANNE Cédex Tél : 06.07.53.89.13 e2m2@univ-lyon1.fr
EDISS	INTERDISCIPLINAIRE SCIENCES- SANTÉ http://www.ediss-lyon.fr Sec : Safia AIT CHALAL Bat Atrium – UCB Lyon 1 04 72 44 83 62 Insa : Safia.ait-chalal@univ-lyon1.fr	Mme Emmanuelle CANET-SOULAS INSERM U1060, CarMeN lab, Univ. Lyon 1 Bâtiment IMBL 11 avenue Jean Capelle INSA de Lyon 696621 Villeurbanne Tél : 04.72.68.49.09 Fax :04 72 68 49 16 Emmanuelle.canet@univ-lyon1.fr
INFOMATHS	INFORMATIQUE ET MATHEMATIQUES http://infomaths.univ-lyon1.fr Sec : Renée EL MELHEM Bat Blaise Pascal 3 ^e etage infomaths@univ-lyon1.fr	Mme Sylvie CALABRETTO LIRIS – INSA de Lyon Bat Blaise Pascal 7 avenue Jean Capelle 69622 VILLEURBANNE Cedex Tél : 04.72. 43. 80. 46 Fax 04 72 43 16 87 Sylvie.calabretto@insa-lyon.fr
Matériaux	MATERIAUX DE LYON http://ed34.universite-lyon.fr Sec : M. LABOUNE PM : 71.70 –Fax : 87.12 Bat. Saint Exupéry Ed.materiaux@insa-lyon.fr	M. Jean-Yves BUFFIERE INSA de Lyon MATEIS Bâtiment Saint Exupéry 7 avenue Jean Capelle 69621 VILLEURBANNE Cedex Tél : 04.72.43 71.70 Fax 04 72 43 85 28 Ed.materiaux@insa-lyon.fr
MEGA	MECANIQUE, ENERGETIQUE, GENIE CIVIL, ACOUSTIQUE http://edmega.universite-lyon.fr/ Sec : M. LABOUNE PM : 71.70 –Fax : 87.12 Bat. Saint Exupéry mega@insa-lyon.fr	M. Philippe BOISSE INSA de Lyon Laboratoire LAMCOS Bâtiment Jacquard 25 bis avenue Jean Capelle 69621 VILLEURBANNE Cedex Tél : 04.72 .43.71.70 Fax : 04 72 43 72 37 Philippe.boisse@insa-lyon.fr
ScSo	ScSo* http://recherche.univ-lyon2.fr/scso/ Sec : Viviane POLSINELLI Brigitte DUBOIS Insa : J.Y. TOUSSAINT viviane.polsinelli@univ-lyon2.fr	Mme Isabelle VON BUELTZINGLOEWEN Université Lyon 2 86 rue Pasteur 69365 LYON Cedex 07 Tél : 04.78.77.23.86 Fax : 04.37.28.04.48 isavonb@gmail.com

*ScSo : Histoire, Géographie, Aménagement, Urbanisme, Archéologie, Science politique, Sociologie, Anthropologie

Remerciements

Je tiens à remercier, en premier lieu, mon directeur de thèse Monsieur Didier Rémond, Professeur de l'INSA de Lyon, Monsieur Wilfrid Marquis-Favre, Professeur de l'INSA de Lyon, Monsieur Lionel Maiffredy, Maître de conférences de l'INSA de Lyon, et Monsieur Sébastien Morterolle pour avoir assuré l'encadrement scientifique de ce travail, pour leurs conseils très précieux durant ces quatre années, leur encouragement si nécessaires et leur confiance. Grâce à eux, j'ai appris les méthodologies pour travailler et organiser le procès de réalisation d'un projet scientifique.

Je tiens à exprimer ma reconnaissance à Monsieur Charles Pezerat, Professeur au laboratoire d'Acoustique de l'Université de Maine, pour l'honneur et l'intérêt qu'il m'a témoignés en acceptant de présider mon jury de thèse.

J'adresse mes sincères remerciements à Monsieur Willy Charon, Professeur au laboratoire IRTES-M3M de l'Université de Technologie Belfort Monbéliard pour l'honneur qu'il m'a fait de participer à mon jury de thèse et d'être rapporteur.

Je suis très reconnaissant à Monsieur Pierre Agoul, Maître de conférences, HDR au laboratoire Navier de l'Ecole des Ponts ParisTech, pour l'intérêt qu'il m'a manifesté à l'égard de ce travail en acceptant de le juger en tant que rapporteur et membre de jury.

Je remercie vivement tous les membres de Centre d'Intérêt de la Dynamique de Locomotion de l'INSA de Lyon pour leur accueil, leur partage des moments inoubliables : Mesdames Emmanuelle Vidal-Sallé, Nadine Noel, Habiba Nouar-Ochi ; Messieurs Philippe Lonjou, Philippe Boisse, Anaud Sandel, Nahien Hamila. Je remercie également tous les doctorats que j'ai côtoyés durant quatre années : Yerlan Akhmetov, Naouar Naim, Mathieu Sylvain, Guzman Maldonado Eduardo, Daniel Ahmad.

Je suis reconnaissant à mes amis Vietnamiens pour leur partage des moments intéressants et leur soutien.

Je souhaite enfin exprimer, au fond de mon cœur, toute ma reconnaissance à mes parents, mes sœurs et frères et leur famille, particulièrement à mon épouse Nguyen Thuy Van et mon fils Vu Ngoc Minh Tri pour leur soutien constant, leur patience, leur confiance et leur amour.

Pour

Mes Parents

Mes Sœurs et Frères et leur Famille

Mon épouse NGUYEN Thuy-Van

Mon fils VU Ngoc-Minh-Tri

Table des matières

Table des matières	i
Liste des symboles.....	iii
Liste des figures	ix
Liste des tableaux	xv
Abréviations	xvii
Glossaires	xix
Introduction générale	1
Chapitre 1 : Enjeux applicatifs et problématique scientifique.....	5
<i>1.1. Introduction</i>	<i>5</i>
<i>1.2. Performance et gain envisagés actuellement.....</i>	<i>6</i>
<i>1.3. Technologie d'hybridation et de stockage d'énergie.....</i>	<i>10</i>
<i>1.4. Architecture du véhicule, actionnement et récupération d'énergie</i>	<i>16</i>
<i>1.5. Amélioration du comportement par l'actionnement</i>	<i>20</i>
<i>1.6. Proposition de travail.....</i>	<i>23</i>
Chapitre 2 : Banc d'essais virtuel	28
<i>2.1. Introduction</i>	<i>28</i>
<i>2.2. Modèle complet de la dynamique du véhicule.....</i>	<i>30</i>
<i>2.3. Caractéristiques du véhicule et du pneumatique.....</i>	<i>38</i>
<i>2.4. Modèle du système de direction.....</i>	<i>39</i>
<i>2.5. Modèle des systèmes de motorisation et de freinage</i>	<i>40</i>
<i>2.6. Caractéristiques des composants électriques.....</i>	<i>52</i>
<i>2.7. Conclusion</i>	<i>52</i>
Chapitre 3 : Architecture de commande optimale	54
<i>3.1. Introduction</i>	<i>54</i>
<i>3.2. Loi de commande optimale.....</i>	<i>55</i>
<i>3.3. Architecture de commande haut niveau par allocation de contrôle.....</i>	<i>60</i>
<i>3.4. Problème d'optimisation : allocation de contrôle</i>	<i>69</i>
<i>3.5. Contraintes.....</i>	<i>71</i>
<i>3.6. Algorithme de résolution.....</i>	<i>76</i>
<i>3.7. Conclusion</i>	<i>77</i>

Chapitre 4 : Etude du transfert d'énergie sur le véhicule de distribution	79
4.1. Introduction	79
4.2. Bilan énergétique d'un véhicule	80
4.3. Principe de la dynamique régénérative du véhicule.....	98
4.4. Etude paramétrique de la dynamique régénérative du véhicule.....	102
4.5. Influence de l'intégration des composants électriques	104
4.6. Vérification du gain énergétique en boucle fermée de contrôle	106
4.7. Gain énergétique avec une autre manœuvre	114
4.8. Conclusions.....	121
Conclusions et Perspectives	124
Annexe 1 : Coefficients du modèle de Pacejka	128
Annexe 2 : Modèle de la machine électrique.....	130
Annexe 3 : Résultats supplémentaires	134
Bibliographie	142

Liste des symboles

A_{Batt}	Amplitude du terme exponentielle du modèle de la batterie	V
a_{ji}, b_{ji}	Coefficients du modèle de Pacejka de la $i^{\text{ème}}$ roue	
A_m, B_m	Matrices du système de la machine électrique	
$a_r-b_r-c_r$	Repère du rotor de la machine électrique	
$a_s-b_s-c_s$	Repère du stator de la machine électrique	
B_{Batt}	Inverse de la constante de temps du terme exponentielle du modèle de la batterie	Ah ⁻¹
B_v	Voie du véhicule	m
$c_e(u)$	Vecteur des contraintes de type égalité	
C_{emi}, C_{emi}^{con}	Couple (et le couple de consigne) de la machine de la $i^{\text{ème}}$ roue	Nm
C_{fi}	Couple de freinage à la $i^{\text{ème}}$ roue	Nm
$c_{ne}(u)$	Vecteur des contraintes inégalités	
D_{av}, D_{ar}	Somme des valeurs de rigidité de dérive des roues sur l'essieu avant/arrière	N/rad
$d-q$	Repère lié au champ tournant de la machine électrique	
D_{ai}	Rigidité de dérive la $i^{\text{ème}}$ roue	N/rad
D_{ki}	Rigidité de glissement de la $i^{\text{ème}}$ roue	N/
E	Energie cinétique du véhicule	J
E_0	Tension constante de la batterie	V
ΔE_{cr}	Variation d'énergie cinétique des roues	J
ΔE_{cv}	Variation d'énergie cinétique du véhicule	J
E_{ri}	Energie cinétique de la $i^{\text{ème}}$ roue	J
E_{rxib}, E_{ryi}	Energie perdue due au glissement et à la dérive de la $i^{\text{ème}}$ roue	J
E_{rfi}	Energie perdue due au frottement de la $i^{\text{ème}}$ roue	J
E_{total}	Energie totale	J

f	Fréquence de tension alternative	Hz
$F_{xT}^{ref}, F_{yT}^{ref}$ M_{zT}^{ref}	Force longitudinale, transversale et couple de lacet total au centre de gravité du véhicule	N, N, Nm
F_{ri}	Force totale de la $i^{\text{ème}}$ roue	N
F_{rxib}, F_{ryi}	Force longitudinale et transversale sur la $i^{\text{ème}}$ roue dans un repère de la roue	N
F_{rxidec}, F_{ryidec}	Force longitudinale et transversale découplée sur la $i^{\text{ème}}$ roue dans le repère de la $i^{\text{ème}}$ roue sans couplage	N
F_{rzi}	Force verticale sur la $i^{\text{ème}}$ roue	N
F_{xib}, F_{yib}	Force longitudinale et transversale sur la $i^{\text{ème}}$ roue dans le repère du véhicule	N
F_{xy}	Vecteur des efforts sur les roues dans le repère du véhicule	
G	Matrice de transformation du torseur des forces totales en composante des forces aux roues	
h	Rapport de réduction du système de direction	
I_{MASn}	Courant total de la $n^{\text{ème}}$ machine électrique	A
I_{mr}, I_{mr}^*	Courant magnétisant, courant magnétisant de référence	A
$i_{ra,rb,rc}, i_{ra,rb,rc}^*$	Courant (courant de référence) de chaque phase du rotor	A
$I_{rd,rq}, I_{rd,rq}^*$	Courant (courant de référence) de rotor dans le repère d-q	A
i_{Batt}	Courant filtré de la batterie	A
$i_{sa,sb,sc}, i_{sa,sb,sc}^*$	Courant (courant de référence) de chaque phase du stator	A
$I_{sd,sq}, I_{sd,sq}^*$	Courant (courant de référence) de stator dans le repère d-q	A
$I_{yy,mi}$	Moment d'inertie de la machine à la $i^{\text{ème}}$ roue	kg.m ²
I_{ri}	Moment d'inertie de la $i^{\text{ème}}$ roue	kg.m ²
I_v	Moment d'inertie du véhicule	kg.m ²

J	Fonction coût du problème optimal	
J_1, J_2	Termes de la fonction coût	
K	Polarisation constante de la batterie	V/Ah
K_{sv}	Gradient de sous-virage	
L	Horizon ciblé du conducteur	m
L_{av}, L_{ar}	Distance entre le centre gravité du véhicule et l'axe de l'essieu avant/arrière	m
l_b, l_h	Limites basse et haute des commandes u	
L_s, L_r, L_m	Inductance propre d'une phase statorique, rotorique et l'inductance mutuelle	
L_v	Empattement du véhicule	m
M	Masse du véhicule	kg
M_1, M_2	Masse de chaque partie du châssis	kg
m_{cb}	Masse de cabine	kg
M_{rzi}	Couple d'auto-alignement de la $i^{\text{ème}}$ roue	Nm
m_{sf}, m_{sr}	Masse suspendue de chaque essieu	kg
P	Nombre de paires de pole	
$P_{aéro}$	Puissance perdue due à la résistance aérodynamique	W
$P_{rfi}(t)$	Puissance perdue due au frottement de la $i^{\text{ème}}$ roue directrice	W
$P_{mD}(t)$	Puissance mécanique pour le système de direction	W
$P_{mT}(t)$	Puissance mécanique pour le système de traction	W
$P_{rx}(t), P_{ry}(t)$	Puissance perdue à la $i^{\text{ème}}$ roue due au glissement et à la dérive	W
$P_{eD}(t)$	Puissance électrique pour le système de direction	W
$P_{eT}(t)$	Puissance électrique pour le système de traction	W
Q_{nom}	Charge nominale de la batterie	Ah
Q	Charge actuelle de la batterie	Ah
R_{Batt}	Résistance interne de la batterie	Ω
r_i	Rayon de la $i^{\text{ème}}$ roue	m

R_r, R_s	Résistance de rotor et stator	Ω
T	Période du virage	s
u	Vecteur des commandes des actionneurs	
U_m	Vecteur des tensions sorties du stator de la machine électrique	
u_{res}	Vecteur des positions de repos des actionneurs	
V_{ac}	Tension phase-par-phase de la machine électrique	V
v_{Gx}, v_{Gy}	Vitesse longitudinale et transversale du véhicule	m/s
$V_{ra,rb,rc}, V_{ra,rb,rc}^*$	Tension (tension de référence) de chaque phase du rotor	V
$V_{rd,rq}, V_{rd,rq}^*$	Tension (tension de référence) de rotor dans le repère d-q	V
$v_{Gx}^{ref}, v_{Gy}^{ref}$	Vitesse longitudinale et transversale de référence du véhicule	m/s
v_{ri}	Vitesse de la $i^{ème}$ roue	m/s
v_{rx_i}, v_{ry_i}	Vitesse longitudinale et transversale de la $i^{ème}$ roue dans le repère de la roue	m/s
$V_{sa,sb,sc}, V_{sa,sb,sc}^*$	Tension (tension de référence) de chaque phase du stator	V
$V_{sd,sq}, V_{sd,sq}^*$	Tension (tension de référence) de stator dans le repère d-q	V
v_{x_i}, v_{y_i}	Vitesse longitudinale et transversale de la $i^{ème}$ roue dans le repère du véhicule	m/s
W_F, W_u	Matrices de pondération	
x_a, x_b, x_c	Composantes de la grandeur x dans un repère a-b-c	
x_d, x_q	Composantes de la grandeur x dans un repère d-q	
X_m	Vecteur d'état du modèle de la machine électrique	
x^{ref}	Vecteur d'état du modèle de la dynamique du véhicule à 3 DDL	
X_t	Position longitudinale du véhicule au moment t et t+ Δt	m

Y_t, Y_t^{ref}	Position latérale du véhicule au moment t et $t+\Delta t$ et la référence	m
α^{ref}	Angle de dérive au centre gravité du véhicule	rad
α_{ri}	Angle de dérive de la $i^{ème}$ roue	rad
α_{rimax}	Angle de dérive maximal de la $i^{ème}$ roue	rad
β_{rm}^{con}	Angle de braquage de consigne de roue moyenne	rad
β_{ri}	Angle de braquage de la $i^{ème}$ roue	rad
γ_{ri}	Angle pour définir la direction de la vitesse de la $i^{ème}$ roue	rad
δ	Angle au volant	rad
ε	Erreur de la position latérale du véhicule	m
η	Rendement de la machine électrique	
θ_{sm}, θ_{rm}	Angle entre l'axe d du repère d-q et l'axe a du repère de stator et de rotor de la machine électrique	rad
φ	Angle de roulis du véhicule	rad
ψ	Angle de lacet du véhicule	rad
ξ	Angle de tangage du véhicule	rad
θ_{sm}, θ_{rm}	Angles de rotation statorique et rotorique de la machine	rad
κ_{ri}	Taux de glissement de la $i^{ème}$ roue	
κ_{rimax}	Taux maximal de glissement de la roue	
τ	Retard pour utiliser l'énergie récupérable aux roues	s
τ_1, τ_2	Constantes de temps du modèle du conducteur	s
Φ_{rd}, Φ_{rq}	Flux magnétique au rotor dans le repère d-q	Wb
Φ_{sd}, Φ_{sq}	Flux magnétique au stator dans le repère d-q	Wb
$\dot{\psi}, \dot{\psi}^{ref}$	Vitesse de lacet (et sa référence) du véhicule	rad/s
ω_{ri}	Vitesse de rotation de la $i^{ème}$ roue	rad/s
$\omega_{sm}, \omega_{rm}, \omega_{sr}$	Vitesses de rotation des champs statorique, rotorique et de glissement de la machine électrique	rad/s
μ_i	Coefficient d'adhérence de la $i^{ème}$ roue	

Liste des figures

Figure 1.1.	Horizons de prévision [Philips et al., 2013].....	8
Figure 1.2.	Courbes caractéristiques de rendement des moteurs à combustion interne en fonction de la puissance fournie.....	11
Figure 1.3.	Véhicule hybride électrique série-parallèle [Beretta, 2012].....	11
Figure 1.4.	Structure de moteur roue électrique [Protean-Electric, 2013]	12
Figure 1.5.	Volant d'énergie de Volvo [Carson, 2013]	13
Figure 1.6.	Véhicule hybride à air comprimé (site PSA)	14
Figure 1.7.	Barre anti-roulis (a) passive et (b) active	15
Figure 1.8.	Véhicule (a) classique et véhicule (b) hybride série	17
Figure 1.9.	Véhicule hybride (a) parallèle et (b) série-parallèle.....	17
Figure 1.10.	Architecture avec des moteurs indépendants : a) Deux moteurs pour deux essieux, b) Deux moteur pour deux roues arrière, c) Quatre moteur pour quatre roues.....	18
Figure 1.11.	Architectures du système de direction : a) Direction mécanique avant- DAV_M , b) Directions mécaniques avant- DAV_M et arrière DAR_M , c) Direction mécanique avant- DAV_M et indépendante arrière- DAR , d) Direction indépendante $DAV+DAR$	20
Figure 1.12.	Evolution des contrôles par le VDM [Hattori, 2003]	22
Figure 2.1.	Schéma général d'un banc d'essais virtuel	29
Figure 2.2.	Schéma des organes et des systèmes d'un véhicule.....	29
Figure 2.3.	Schéma cinématique du véhicule à 22 DDL.....	32
Figure 2.4.	Modèle de la suspension et de la cabine	33
Figure 2.5.	Modèle « Poils de brosse » du pneumatique [Akhmetov, 2011]	34
Figure 2.6.	Système de coordonnées du pneumatique.....	36
Figure 2.7.	Modèle de la dynamique de roue	37
Figure 2.8.	Schéma du système de direction mécanique du véhicule poids lourd ..	40
Figure 2.9.	Schéma général de la partie d'actionnement électrique.....	43
Figure 2.10.	Représentation de la machine asynchrone (MAS) dans un repère triphasé lié au stator (a_s, b_s, c_s) , au rotor (a_r, b_r, c_r) et au champ tournant $(d - q)$	45
Figure 2.11.	Modèle déchargé de la batterie [Tremblay, 2009]	48
Figure 2.12.	Détail du bloc « Commandes » : découplage du champ tournant sur les axes $d - q$	50
Figure 3.1.	Schéma général de contrôle haut niveau.....	60
Figure 3.2.	Estimation du point prévu de la trajectoire	62

Figure 3.3.	Schéma du modèle bicyclette à 3 DDL de la dynamique de véhicule ..	63
Figure 3.4.	Variation des rigidités de dérive des roues avant et arrière	66
Figure 3.5.	Variation des sommes de rigidité de dérive des roues sur chaque essieu	66
Figure 3.6.	Les références permettant de calculer les efforts (en rouge: avec changement des forces verticales ; en bleu: forces verticales constantes)	67
Figure 3.7.	Validation du modèle bicyclette, manœuvre « Sinusoïde »	68
Figure 3.8.	Validation de modèle bicyclette, manœuvre « Echelon »	68
Figure 3.9.	Validation du modèle bicyclette, manœuvre « Sinus balayé »	69
Figure 3.10.	Zones de la force latérale du pneumatique	72
Figure 3.11.	Différentes architectures choisies	73
Figure 3.12.	Transformation du système de direction en contraintes dans le modèle du véhicule (utilisation des contraintes (3.25) et (3.26))	74
Figure 3.13.	Transformation du système de traction en contraintes dans les modèles du véhicule (l'utilisation des contraintes (3.27) et (3.28))	75
Figure 4.1.	Energies du véhicule pendant la durée du mouvement	81
Figure 4.2.	Bilan énergétique d'un véhicule	89
Figure 4.3.	Configurations du banc (GRs : Générateur des références ; ACtr : Allocation de contrôle ; DyV : Modèle dynamique du véhicule de distribution)	90
Figure 4.4.	Angle de braquage β_{rm}^{con}	90
Figure 4.5.	(a) Couples aux roues et (b) Angles de braquage ($\eta = 1$)	91
Figure 4.6.	Trajectoire du véhicule ($\eta = 1$)	92
Figure 4.7.	(a) Angle de dérive α_{ri} et (b) taux de glissement κ_{ri} ($\eta = 1$)	93
Figure 4.8.	Forces totales au centre de gravité du véhicule : (a) Force longitudinale F_{xT} ; (b) Force latérale F_{yT} ; (c) Moment de lacet M_{zT}	94
Figure 4.9.	Vitesses au centre de gravité du véhicule : (a) vitesse longitudinale v_{Gx} ; (b) vitesse latérale v_{Gy} ; (c) vitesse de lacet $\dot{\psi}$	94
Figure 4.10.	Termes de puissance lorsque $\eta = 1$; (a) Perte totale due au glissement aux roues P_{rx} ; (b) Perte totale due à la dérive aux roues P_{ry} ; (c) Perte totale due au frottement en braquage des roues P_{rf} ; (d) Puissance perdue dans les amortisseurs P_A	96
Figure 4.11.	Termes d'énergie lorsque $\eta = 1$. (a) Perte totale due au glissement aux roues E_{rx} ; (b) Perte totale due à la dérive aux roues E_{ry} ; (c) Perte totale due au frottement en braquage des roues E_{rf} ; (d) Energie perdue E_A dans les amortisseurs	96

Figure 4.12.	Contribution des termes énergétiques dans la somme de pertes et d'énergie cinétique	98
Figure 4.13.	Orientation du couple aux roues des différentes architectures.....	99
Figure 4.14.	Dynamique régénérative du véhicule.....	100
Figure 4.15.	Puissance des machines électriques du système de traction lorsque $\eta = 1$ et $\tau = 0s$	101
Figure 4.16.	Energie des machines électriques du système de traction lorsque $\eta = 1$ et $\tau = 0s$	102
Figure 4.17.	Influence de rendement η et de temps de retard τ sur la puissance de la source énergétique. (a) $\eta = 0.95$ et $\tau = 0.1s$; (b) $\eta = 0.95$ et $\tau = 0.2s$; (c) $\eta = 0.9$ et $\tau = 0.1s$; (d) $\eta = 0.9$ et $\tau = 0.2s$	103
Figure 4.18.	Changement de valeur du gain d'énergie de source énergétique. (a) lorsque le temps de retard varie ; (b) lorsque le rendement varie	104
Figure 4.19.	Configuration du banc avec intégration des composants électriques..	105
Figure 4.20.	Couples et angles de braquage aux roues avec ou sans intégration du module des composants électriques ($\eta = 1; \tau = 0s$).....	105
Figure 4.21.	Trajectoires du véhicule pour le cas avec ou sans intégration du module des composants électriques ($\eta = 1$ et $\tau = 0s$).....	106
Figure 4.22.	Configuration du banc avec le modèle du conducteur	107
Figure 4.23.	Couples et angles de braquage aux roues pour le cas avec ou sans intégration de module du conducteur ($\eta = 1$ et $\tau = 0s$).	108
Figure 4.24.	Trajectoires du véhicule pour le cas avec ou sans intégration de module du conducteur ($\eta = 1$ et $\tau = 0s$). (a) Pour l'architecture DAV_M+MAR_{DM} ; (b) Pour l'architecture $DAV+DAR+MAV+MAR$	109
Figure 4.25.	(a) Angle de dérive et (b) taux de glissement avec ou sans modèle du conducteur dans la boucle de contrôle ($\eta = 1; \tau = 0s$).....	109
Figure 4.26.	Termes de la puissance totale avec l'intégration du modèle de conducteur lorsque $\eta = 1$ et $\tau = 0s$; (a) Perte due au glissement aux roues P_{rx} ; (b) Perte due à la dérive aux roues P_{ry} ; (c) Perte due au frottement P_{rf} ; (d) Puissance perdue dans les amortisseurs du système des suspensions du véhicule P_A	110
Figure 4.27.	Energie mécanique des machines électriques du système de traction lorsque $\eta = 1$ et $\tau = 0s$ et le modèle du conducteur est intégré dans ce banc	112
Figure 4.28.	Comparaison des termes énergétiques entre deux cas avec ou sans intégration du modèle de conducteur dans ce banc d'essais virtuel....	112
Figure 4.29.	Termes d'énergie de la source énergétique avec l'intégration du modèle de conducteur; (a) $\eta = 0.95$ et $\tau = 0.1s$; (b) $\eta = 0.95$ et $\tau = 0.2s$; (c) $\eta = 0.9$ et $\tau = 0.1s$; (d) $\eta = 0.9$ et $\tau = 0.2s$	113

Figure 4.30.	Changement de valeur du gain d'énergie de la source énergétique dans le cas où le modèle du conducteur est intégré dans le banc. (a) avec le temps de retard varie τ ; (b) avec le rendement varie η 114
Figure 4.31.	Configuration du banc d'essais pour le cas du véhicule en virage 115
Figure 4.32.	(a) Les couples et (b) les angles de braquage (en virage $\eta = 1$ et $\tau = 0s$)115
Figure 4.33.	(a) Trajectoires et (b) vitesses longitudinales du véhicule (en virage, $\eta = 1$ et $\tau = 0s$) 116
Figure 4.34.	(a) Angles de dérive et (b) taux de glissement des roues 117
Figure 4.35.	Termes de l'énergie dans le cas où le véhicule est en virage lorsque $\eta = 1$ et $\tau = 0s$. (a) : Pertes dues au glissement ; (b) : Pertes dues à la dérive ; (c) : Pertes dues au frottement ; (d) Energie perdue dans les amortisseurs..... 118
Figure 4.36.	Couples aux roues et angles de braquage ($\beta_{rm_max}^{con} = 8^o$) 120
Figure 4.37.	Trajectoires du véhicule ($\beta_{rm_max}^{con} = 8^o$)..... 121
Figure A.1.	Boucle de contrôle du courant I_{sd} 130
Figure A.2.	Boucle de contrôle du courant magnétisant I_{mr} 132
Figure A.3.	Termes de la puissance d'une roue avec la boucle ouverte de contrôle. (a) Pertes dues au glissement ; (b) Pertes dues à la dérive ; (c) Pertes dues au frottement ; (d) Puissance mécanique de la machine électrique134
Figure A.4.	Termes d'énergie d'une roue. (a) Pertes dues au glissement ; (b) Pertes dues à la dérive ; (c) Pertes dues au frottement ; (d) Energie mécanique de la machine électrique..... 135
Figure A.5.	Influence de rendement η et de temps de retard τ sur l'énergie de la source énergétique du véhicule. (a) $\eta = 0.95$ et $\tau = 0.1s$; (b) $\eta = 0.95$ et $\tau = 0.2s$; (c) $\eta = 0.9$ et $\tau = 0.1s$; (d) $\eta = 0.9$ et $\tau = 0.2s$ 136
Figure A.6.	Forces totales au centre de gravité du véhicule avec intégration du modèle de conducteur: (a) Force longitudinale F_{xT} ; (b) Force latérale F_{yT} ; (c) Moment de lacet M_{zT} 137
Figure A.7.	Vitesses au centre de gravité du véhicule avec le modèle de conducteur dans la boucle de contrôle: (a) vitesse longitudinale v_{Gx} ; (b) vitesse latérale v_{Gy} ; (c) vitesse de lacet $\dot{\psi}$ 138
Figure A.8.	Contribution des termes énergétiques dans la somme des pertes et d'énergie cinétique avec le modèle du conducteur dans la boucle de contrôle..... 138
Figure A.9.	(a) Couples aux roues ; (b) Angles de braquage des roues (avec intégration du modèle de conducteur dans ce banc d'essais)..... 139
Figure A.10.	Termes de l'énergie perdue avec intégration du modèle de conducteur lorsque $\eta = 1$ et $\tau = 0s$; (a) Pertes totales due au glissement

aux roues E_{rx} ; (b) Pertes totales dues à la dérive aux roues E_{ry} ; (c)
 Pertes totales dues au frottement contre les braquage des roues E_{rf} ; (d)
 Energie perdue dans les amortisseurs E_A 140

Figure A.11. Puissance de la source énergétique lorsque le modèle du conducteur est
 intégré dans ce banc d'essais..... 140

Liste des tableaux

Tableau 1.1.	Répartition d'énergie d'un véhicule [OECD, 2004]	10
Tableau 1.2.	Les différentes architectures possibles du véhicule à deux essieux	24
Tableau 2.1.	Principales caractéristiques utilisées pour les modèles de simulation des comportements d'un véhicule de distribution	38
Tableau 2.2.	Principales caractéristiques utilisées du modèle de pneumatique	39
Tableau 2.3.	Caractéristiques des composants électriques	52
Tableau 3.1.	Synthèse des méthodes de commande (LN : Linéaire ; NLN : Non-linéaire)	59
Tableau 3.2.	Matrice de pondération W_u pour chaque architecture	71
Tableau 3.3.	Synthèse des cas d'application des contraintes (A:Appliquée ; NA:Non-Appliquée)	76
Tableau 4.1.	Bilan d'énergie avec le contrôle en boucle ouverte lorsque $\eta = 1$	97
Tableau 4.2.	Bilan d'énergie lorsque le modèle du conducteur est intégré dans le banc d'essai virtuel et $\eta = 1$ et $\tau = 0s$	111
Tableau 4.3.	Bilan de puissance d'un véhicule en virage ($\eta = 1$ et $\tau = 0s$)	119
Tableau A.1.	Gain de puissance et d'énergie de la source énergétique lorsque le rendement et le temps de retard sont variés	136
Tableau A.2.	Comparaison des termes énergétiques entre deux cas avec ou sans modèle du conducteur dans ce banc d'essais	141
Tableau A.3.	Gain de puissance et d'énergie de la source énergétique lorsque le rendement et le temps de retard sont variés (avec le modèle du conducteur dans la boucle de contrôle)	141

Abréviations

ABS	Anti-lock Braking System
ACtr	Allocation de Contrôle
AWD	All Wheel Drive
CA	Contrôle Adaptif
CDU	Centre de Distribution Urbaine
CNG	Compressed Natural Gas
DDL	Degrés de Liberté
DYC	Direct Yaw Control
EECA	Energy-Efficient Control Allocation
EFI	Electronic Fuel Injection
ESP	Electronic Stability Control
FWD	Front Wheel Drive
HIL	Hardware in the Loop
LPG	Liquefied Petroleum Gas
LQ	Linear Quadratic
LQG	Linear Quadratic Gaussian
LQR	Linear Quadratic Regulator
LQT	Linear Quadratic Tracking
LTV	Linear Time Varying
MAS	Machine Asynchrone
MEF	Modélisation par Eléments Finis
MFC	Model Following Control
MLI	Modulation en Largeur d'Impulsion
MP	Modèle de Park
MPC	Model Predictive Control
MRP	Modélisation par Réseaux de Perméances
NMPC	Nonlinear Model Predictive Control
RSC	Roll Stability Control
RWD	Rear Wheel Drive
SBW	Steering By Wire
SOeS	Service de l'Observation et des Statistiques
SOC	State Of Charge
SRC	Slip Ratio Control
TCS	Traction Control System
VDM	Vehicle Dynamic Management
VSC	Vehicle Stability Control
VVTi	Variable valve Timing with Intelligence
YSC	Yaw Stability Control
ZEV	Zero Emission Vehicle

Glossaires

Angle de chasse :

Détermine la stabilité des roues directrices selon l'inclinaison de l'axe de pivotement (Wikipédia).

Angle de carrossage :

Le carrossage est un terme du domaine automobile qui désigne, en vue de face, l'angle formé par le plan de roulement de la roue avec la verticale (Wikipédia).

Angle de dérive :

La dérive est la variation de trajectoire du véhicule due à la déformation transversale que subissent les pneumatiques quand ils sont soumis à l'action d'une force latérale.

Angle de pivot :

C'est l'angle formé par la verticale au sol et l'inclinaison de l'axe de pivotement de la roue (Wikipédia).

Commande vectorielle :

La commande vectorielle est un terme générique désignant l'ensemble des commandes tenant compte en temps réel des équations du système qu'elle commande. Le nom de ces commandes vient du fait que les relations finales sont vectorielles à la différence des commandes scalaires. Les relations ainsi obtenues sont bien plus complexes que celles des commandes scalaires, mais en contrepartie elles permettent d'obtenir de meilleures performances lors des régimes transitoires. Il existe des commandes vectorielles pour tous les moteurs à courant alternatif.

Couple d'auto-alignement :

L'analyse du torseur des actions entre le pneumatique et le sol doit être complétée par l'examen des moments s'exerçant autour des trois axes précédemment cités. Le couple autour de l'axe transversal caractérise la résistance au roulement. Le couple de renversement s'exerce autour de l'axe longitudinal. Enfin on appelle couple d'auto-alignement le moment qui s'exerce autour de l'axe vertical.

Dynamique régénérative :

La dynamique régénérative est un procédé employé dans les véhicules hybrides pour récupérer l'énergie en prenant en compte la dynamique complète du véhicule et en utilisant plusieurs actionneurs réversibles. L'énergie récupérée par un actionneur peut être transmise directement à autre actionneur et également à la batterie.

Freinage régénérative :

Le freinage régénératif est un procédé employé dans les véhicules hybrides équipés un seul actionneur réversible pour récupérer une partie de l'énergie cinétique au freinage et recharger leurs batteries.

Sur-actionnement :

C'est un problème de répartir une action globale sur l'ensemble d'actionneurs d'un système du véhicule.

Introduction générale

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

Par ailleurs, les technologies d'automatisation de nombreuses fonctions permettant d'améliorer la sécurité et la stabilité du véhicule sont arrivées à un niveau de maturité industrielle et de performances compatible avec les temps caractéristiques de situations accidentogènes. Ces technologies s'appuient sur le comportement dynamique longitudinal et transversal du véhicule. De plus, l'hybridation des véhicules offre une diversification d'opportunités d'actionnement pour améliorer les performances de confort et de sécurité. D'un point de vue énergétique, les solutions actuelles ne privilégient que le freinage régénératif en exploitant uniquement la dynamique longitudinale du véhicule, condition d'utilisation majoritaire des véhicules particuliers. On peut alors légitimement se poser la question d'une optimisation énergétique offerte par toutes les possibilités d'actionnement évoquées précédemment.

Les trajets urbains et péri-urbains des véhicules industriels impliquent d'incessantes variations de couple de traction et de manœuvres qui sont consommatrices d'énergie et qui impliquent la prise en compte de la dynamique transversale du véhicule. Dans ces conditions, l'apport de l'hybridation des véhicules conduit à se poser plusieurs questions concernant l'architecture d'actionnement optimale d'un point de vue énergétique et les capacités de récupération d'énergie. Dans ce contexte, nous proposons de valider une extension de la récupération énergétique qui prend en compte la dynamique latérale du véhicule et qui introduit la dynamique régénérative du véhicule. La démarche proposée ici, même si elle s'appuie sur une hybridation essentiellement électrique pour le besoin de la démonstration, peut aisément être appliquée à d'autres technologies (mécaniques, hydrauliques ou pneumatiques...).

Afin de comparer les différentes architectures de manière neutre, il est également important de figer l'ensemble des paramètres pouvant influencer la consommation énergétique. Nous chercherons à limiter les changements entre les différentes architectures aussi bien sur la stratégie de contrôle et sur les algorithmes associés que sur les véhicules et leur pilotage dans les différentes situations de vie envisagées. La solution de contrôle devra donc être identique pour toutes les architectures et les performances énergétiques seront évaluées sur un modèle de véhicule validé et représentatif. C'est le cadre de travail que nous nous sommes fixés pour cette thèse.

Ce mémoire est constitué de quatre principaux chapitres concernant les différents aspects de la recherche effectuée.

Le chapitre 1 présente les usages du véhicule de distribution et leurs incidences environnementales. L'utilisation du véhicule routier est d'abord présentée par les données statistiques. Les solutions actuelles en cours d'investigation afin d'améliorer le rendement et la performance des véhicules sont ensuite présentées pour pouvoir comparer les gains attendus. Les technologies d'hybridation et de stockage énergétique sont également mentionnées pour évoquer les possibilités autres que la solution électrique retenue ici. Puis, la diversification de l'architecture du véhicule en termes de système de traction, de direction et de suspension sera présentée. Nous présentons ensuite les améliorations du comportement par l'actionnement du véhicule sur d'autres critères, essentiellement proches de la sécurité active. A partir de cet état de l'art, une démarche pour répondre à la problématique est proposée dans le cadre de la dynamique régénérative du véhicule.

Les comparaisons entre les différentes architectures seront réalisées sur la base d'un banc d'essais virtuel, représentatif d'un véhicule de distribution qui est présenté dans le chapitre 2. Dans ce chapitre, nous nous concentrons sur la présentation d'un modèle complexe à 22 degrés de liberté (DDL) de la dynamique du véhicule qui sert pour valider et tester les lois de commande ainsi qu'à évaluer les comportements réels du véhicule. Au niveau du contact entre la roue et le sol, un sous-modèle de pneumatique et un sous-modèle de la dynamique de la roue sont intégrés dans le modèle complexe de la dynamique du véhicule, lieux de dissipation d'énergie et d'actionnement. Les modélisations des systèmes de motorisation (modèle de la machine électrique et le contrôleur en couple des machines électriques) sont présentées et expliquées. Nous terminons ce chapitre avec les modélisations des alimentations électriques (la batterie et l'onduleur triphasé). Les modèles de ces systèmes de motorisation permettent de faire des études sur l'influence de la dynamique des composantes électriques sur la consommation d'énergie des véhicules retenus.

De façon à déterminer et à optimiser les commandes des actionneurs du véhicule, une

méthodologie de contrôle des actionneurs des différentes architectures du véhicule sera proposée dans le chapitre 3. Nous présentons tout d'abord l'état de l'art des méthodes de commande sur la base desquelles une méthode d'allocation de contrôle est retenue. Cette méthode permet de déterminer et d'optimiser les commandes des actionneurs par optimisation d'une fonction coût non-linéaire sous des contraintes non-linéaires. Les détails du problème optimal et des contraintes seront également présentés dans ce chapitre. Afin de déterminer les consignes qui sont les entrées du modèle de contrôle optimal, un modèle simplifié du véhicule à 3DDL est mis en œuvre. Enfin, un modèle de conducteur est nécessaire pour effectuer des simulations en boucle fermée qui permettront de tester la robustesse de l'allocation de contrôle.

Le chapitre 4 sera consacré à la présentation détaillée des résultats obtenus par application de la méthodologie proposée sur plusieurs cas d'étude. En utilisant toutes les modélisations construites, nous allons faire des études de transfert d'énergie sur le véhicule de distribution en zone urbaine. Grâce aux hypothèses proposées, nous estimons les termes de puissance et d'énergie consommée et les bilans de puissance et d'énergie sont évalués à la fois pour chacune des architectures du véhicule mais aussi par comparaison entre elles. Ceci permettra de déterminer les gains possibles pour réfléchir à de nouvelles pistes d'optimisation de la consommation énergétique des véhicules hybrides. Nous présentons dans ce chapitre l'ensemble des cas d'étude et les résultats pratiques.

Nous terminons ce mémoire par une conclusion sur l'ensemble des études et sur l'approche méthodologique extraite des exemples traités et nous proposons quelques perspectives à ce travail.

Enjeux applicatifs et problématique scientifique

Sommaire

1.1. Introduction	5
1.2. Performance et gain envisagés actuellement	6
1.2.1. Rendement du moteur thermique.....	6
1.2.2. Masse et aérodynamique.....	7
1.2.3. Système de gestion d'énergie sur un long trajet.....	7
1.2.4. Les manœuvres particulières dans la zone urbaine ou péri-urbaine.....	9
1.3. Technologie d'hybridation et de stockage d'énergie	10
1.3.1. Technologie électrique.....	11
1.3.2. Technologie mécanique.....	12
1.3.3. Technologie hydraulique ou à air comprimé.....	13
1.3.4. Système de suspension.....	14
1.4. Architecture du véhicule, actionnement et récupération d'énergie	16
1.4.1. Architecture du système de traction.....	16
1.4.1.1. Motorisation centralisée.....	16
1.4.1.2. Motorisation répartie indépendante.....	18
1.4.2. Architecture du système de direction.....	19
1.5. Amélioration du comportement par l'actionnement	20
1.5.1. Stabilité du mouvement.....	20
1.5.2. Gestion de couple aux roues (Torque vectoring).....	21
1.6. Proposition de travail	23

1.1. Introduction

Selon le rapport de [Augello, 2005], la population mondiale était de six milliards d'individus en 2000 et est estimée à huit milliards pour l'année 2030. Ce rapport évalue également à 35.10^{12} personnes-km/an et 19.10^{12} tonnes-km/an la quantité de personnes et de marchandises transportée en 2010. Il prévoit également un accroissement respectif de ces deux indicateurs de 125% et de 142% d'ici à 2050 (79.10^{12} personnes-km/an et 46.10^{12} tonnes-km/an). Malgré des modes de transport alternatifs, le transport routier restera prédominant en représentant un peu moins de la moitié du trafic.

En France en 2009, le nombre total de véhicules immatriculés était de 8.9 millions dont 1.3 millions de véhicules poids lourds (14.3%) [SOeS, 2010]. Le transport routier est responsable de la majeure partie de la consommation de pétrole due aux transports. Selon les prévisions de [McCormick, 2007], le pétrole brut sera épuisé en 2037 si les utilisations actuelles sont inchangées. L'évolution des technologies de transport représente donc un enjeu majeur pour la réduction de cette consommation face à cette pénurie annoncée.

Par ailleurs, le transport routier représente 10% des émissions totales de CO₂ dans le monde et 22% en Europe [Augello, 2005]. D'après l'Organisation mondiale de la Santé,

les émissions de gaz et les pollutions de bruit ont un impact négatif sur la santé des populations particulièrement dans les zones urbaines et péri-urbaines. De nouvelles réglementations imposent des contraintes strictes sur les émissions de gaz, de particules et de bruits afin de réduire ces risques pour la santé.

Des solutions innovantes ont donc été développées et mises en œuvre pour réduire la consommation d'énergie et les effets négatifs liés au transport routier. Ces solutions visant à améliorer la performance énergétique des véhicules sont présentées dans ce chapitre.

1.2. Performance et gain envisagés actuellement

Nous examinons trois points principaux portant sur la réduction de la consommation : la motorisation, la masse et l'aérodynamique et la gestion du trajet.

1.2.1. Rendement du moteur thermique

Afin de réduire les pollutions et d'améliorer la performance du moteur thermique, différents carburants alternatifs comme le gaz de pétrole liquéfié (LPG), le gaz naturel comprimé (CNG) ou les biocarburants peuvent être utilisés. La capacité de changement du combustible du moteur est présentée dans les recherches de [Jiasheng et al., 2010]. Les auteurs montrent que le moteur à biogaz peut être utilisé pour remplacer un moteur à essence. Par contre, la structure du moteur doit être modifiée afin d'avoir la possibilité de fonctionner avec ces nouveaux carburants. D'autre part, les systèmes contrôlés améliorant la capacité de mélange et de combustion du carburant sont maintenant communément utilisés, comme par exemple le système électronique d'injection de carburant (EFI), le système de distribution à calage variable intelligent (VVTi) ou l'injection à rampe commune directe pour le moteur diesel. A titre d'exemple, la mise en œuvre d'une technologie d'allumage par compression à charge homogène a montré qu'il était possible d'optimiser le taux de combustion et d'auto-inflammation d'un moteur thermique [Bradley et al., 2000] pour gagner jusqu'à 2.5% du rendement volumique et 10% du rendement thermodynamique. Ces améliorations visent essentiellement à réduire la consommation sur de longs trajets où le moteur peut être utilisé sur un point de fonctionnement optimal.

Il y a d'autres solutions telles que le moteur à taux de compression variable, la texturation de surface de contact entre le piston et le cylindre... Ces solutions permettent également de réduire la consommation de carburant sur la base du rendement du moteur.

1.2.2. Masse et aérodynamique

Les améliorations de performance concernent également des solutions de fabrication, des nouvelles structures, de nouveaux matériaux, etc... qui permettent d'optimiser la masse du véhicule, solutions particulièrement intéressantes pour les véhicules de distribution. Par exemple, les nouveaux matériaux utilisés constituent une solution qui peut contribuer à réduire jusqu'à 35% de l'énergie consommée [OECD, 2004]. Une généralisation au parc de véhicules utilitaires légers représente un gain potentiel de 2.5% à 5% du pétrole consommé [Ahn et al., 2012]. Les travaux de [Hofman & Van Druten, 2004] ont présenté un processus de conception d'une chaîne de traction par la sélection des composants sur la base de la minimisation de la masse du véhicule. Les résultats de simulation démontrent que l'efficacité de la machine électrique, la taille et la masse du véhicule gouvernent les influences sur l'efficacité de la récupération de l'énergie. Cette efficacité varie entre 22 % et 31 % (13 kW à 34 kW), correspondant à une masse du véhicule entre de 800 kg à 1650kg. Ces recherches permettent de déterminer les exigences en matière de dimension et de puissance du système de traction. Elles conduisent toutes à la réduction de l'énergie cinétique qui permet, à même puissance motrice, d'augmenter la vitesse moyenne du véhicule. Cependant, lorsqu'il y a une augmentation de la vitesse moyenne, l'influence des forces aérodynamiques sur un véhicule est importante. En vue de réduire cette influence et ainsi d'avoir une réduction de l'énergie consommée, les recherches conduisent également à optimiser les formes extérieures du véhicule. Pour donner un ordre de grandeur des gains obtenus, un exemple de système de réduction de la traînée permet de réduire de 4% à 6% de carburant consommé [Jeff et al., 2012].

1.2.3. Système de gestion d'énergie sur un long trajet

Comparés aux voitures privées, les trajets du véhicule de distribution sont généralement bien connus. Les informations du trajet, les points de départ et d'arrivée, les trajectoires particulières... peuvent être connus sans avoir recours à d'autres systèmes (GPS, CDU...). Ces connaissances permettent de faire des gestions énergétiques du véhicule avec les informations connues du trajet et de la mission. Certaines approches relatives à la gestion d'énergie d'un véhicule proposent différentes stratégies associées et adaptées aux durées d'utilisation ou distances parcourues allant de la manœuvre à la durée de vie du véhicule (Figure 1.1).

Les solutions pour améliorer le rendement du moteur thermique, la masse et l'aérodynamique du véhicule ne peuvent être envisagées que sur un horizon correspondant à la conception d'un nouveau modèle c'est-à-dire à la zone « Lifetime » de la Figure 1.1. Evidemment, ces solutions n'utilisent pas ou très peu de contrôle basé sur la dynamique du véhicule.

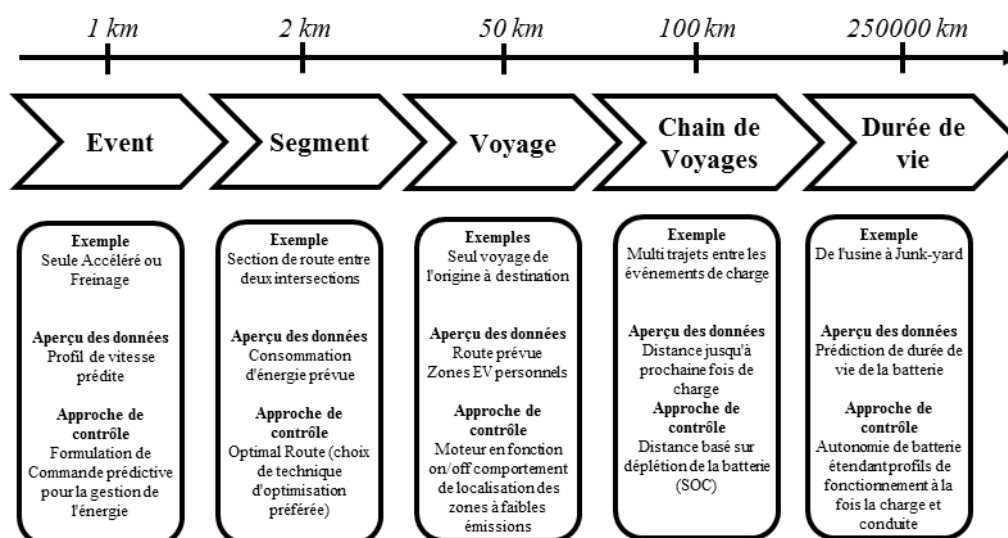


Figure 1.1. Horizons de prévision [Philips et al., 2013]

Dans la zone de voyage « Trip » et « Trip Chain », l'énergie consommée et la limitation des émissions peuvent être contrôlées par les solutions nommées « Eco-conduite ». Par exemple, le travail de [Chang & Morlok, 2005] a proposé une méthode afin de déterminer des profils optimaux de vitesse du véhicule visant à minimiser la consommation de carburant. Cette consommation est formulée alors comme une fonction de la force de résistance aérodynamique et de la vitesse longitudinale du véhicule. Dans un autre exemple, un algorithme de commande optimale de carburant consommé pour un véhicule poids lourd à moteur diesel est développé et présenté dans les recherches de [Hellstrom et al., 2010]. Cet algorithme utilise des informations sur la topographie de la route lorsque le trajet est connu. Un modèle de prédiction est formulé afin d'optimiser la quantité de carburant consommée en déterminant les rapports convenables de la boîte de vitesses du véhicule. Cette méthode permet de réduire de 3.5% la consommation de carburant. Les études de [Mensing et al., 2011] proposent une optimisation de trajectoire du véhicule pour l'application de l'éco-conduite. Le profil optimal de la vitesse est déterminé en utilisant un modèle simple de dynamique longitudinale du véhicule et en minimisant une fonction coût de la quantité de carburant. Un modèle basé sur la plus faible quantité de carburant consommée pour l'élaboration d'une stratégie d'éco-conduite d'un véhicule est présenté dans les travaux de [Saboochi & Farzaneh, 2009]. La consommation de carburant a été considérée comme une fonction de la vitesse, du rapport de vitesse engagé et de la charge du véhicule. Dans ces approches, des améliorations ont été constatées dans l'économie de carburant qui peut atteindre jusqu'à 16% en appliquant des stratégies d'éco-conduite. On peut constater que les approches évoquées dans ce paragraphe ne peuvent pas être généralisées simplement aux véhicules hybrides.

L'évaluation des exigences en matière de capacité de charge et puissance de la batterie pour un véhicule hybride électrique est présentée dans les travaux de [Amjad et al., 2011]. Un modèle simple de la dynamique du véhicule et un cycle de conduite sont utilisés, prenant en compte la capacité et le coût de la batterie. Les résultats de ces travaux montrent l'impact du cycle de conduite sur le rendement énergétique, de la masse supplémentaire et du coût initial des batteries (plomb-acide, nickel-hydrure métallique et lithium-ion), et mettent également l'accent sur l'influence du cycle de vie sur le coût d'entretien annuel de la batterie. On peut noter que les travaux de [Moreno et al., 2006] ont développé et testé un système de gestion d'énergie très efficace pour les véhicules hybrides électriques. Il y a trois configurations de système de traction électrique testées et comparées entre elles : (i) une batterie et un moteur à courant continu sans système de gestion d'énergie, (ii) une batterie, un super-condensateur, un moteur à courant continu et sans système de gestion d'énergie, (iii) une batterie, un super-condensateur, un moteur à courant continu et avec intégration du système de gestion d'énergie. Le système de gestion d'énergie est une commande basée sur les réseaux de neurones. Dans une zone urbaine, en considérant la première configuration est une base de comparaison en termes énergie consommée, la deuxième configuration permet d'avoir un gain d'environ 5.3%. Le gain est de 8.9 % pour la troisième configuration. Une optimisation de la gestion d'énergie pour un camion hybride électrique est présentée dans [Van Keulen et al., 2010]. Un modèle simple de la dynamique longitudinale du véhicule, une fonction coût intégrant la consommation de la quantité de carburant et l'état de charge de la batterie sont utilisés pour déterminer la variable de commande qui est la tension de la machine électrique. Cette méthode permet d'avoir un gain qui peut atteindre jusqu'à 12.6% pour un véhicule hybride électrique à vide.

En conclusion de cette rapide présentation des voies d'amélioration du comportement énergétique du véhicule, on peut remarquer que le travail se focalise essentiellement sur la chaîne de traction en prenant en compte l'ensemble des facteurs potentiellement influents sur l'amélioration de son rendement.

1.2.4. Les manœuvres particulières dans la zone urbaine ou péri-urbaine

Dans tous les travaux mentionnés ci-dessus, on peut extraire la comparaison des gains en termes d'énergie consommée. Mais dans ces travaux, on peut constater que la dynamique longitudinale d'une masse simple se déplaçant le long d'un trajet est seulement utilisée pour le système de gestion d'énergie. La dynamique complexe (comprenant les dynamiques longitudinale, transversale et verticale) du véhicule peut être utilisée dans la zone « Event » ou « Segment » de la Figure 1.1 lorsqu'un véhicule se déplace dans la zone urbaine ou péri-urbaine.

Répartition de l'énergie	Véhicule conventionnel		Véhicule hybride électrique		Véhicule électrique	
	Urbain	Autoroute	Urbain	Autoroute	Urbain	Autoroute
Perte de la chaîne transmission (%)	76	68	68	65	51	40
Utilisée pour les composants (%)	13	12	19	13	27	22
Utilisée pour la propulsion (%)	11	20	13	22	22	38

Tableau 1.1. Répartition d'énergie d'un véhicule [OECD, 2004]

Dans un rapport de [OECD, 2004], les données statistiques pour le type de véhicule familial de taille moyenne montrent que l'énergie utilisée par la propulsion des véhicules électriques est plus grande (presque deux fois) par rapport à celle des véhicules conventionnels (Tableau 1.1) sur autoroute. En comparant la zone urbaine et l'autoroute, il y a une grande différence de l'énergie utilisée pour la propulsion. Ceci peut s'expliquer par les raisons suivantes :

- le véhicule passe souvent d'une situation à l'arrêt à une situation de faible vitesse,
- la vitesse moyenne est faible,
- le changement de voie, le virage et le passage d'un rond-point sont plus fréquents,...

Cette comparaison montre que l'optimisation de l'énergie consommée du véhicule dans la zone urbaine et péri-urbaine est nécessaire et qu'il est également indispensable de prendre en compte la dynamique complexe du véhicule.

Dans le cas où l'énergie cinétique du véhicule peut être récupérée et réutilisée, des solutions d'hybridation et de stockage sont bien connues et développées, elles sont présentées dans le paragraphe suivant.

1.3. Technologie d'hybridation et de stockage d'énergie

Sur la Figure 1.2, il y a une zone d'opération cible pour le véhicule hybride, dans laquelle il est intéressant de faire fonctionner le moteur à combustion interne.

En outre, un autre moteur est activé pour assister le moteur thermique afin qu'il reste toujours dans cette zone d'opération cible, zone à haute efficacité. Le moteur auxiliaire peut être un ou des moteurs électriques, un moteur à air comprimé, un moteur hydraulique,... Les différentes architectures du véhicule en termes d'hybridation sont mentionnées par la suite, elles sont évidemment conditionnées par la technologie de moteur auxiliaire.

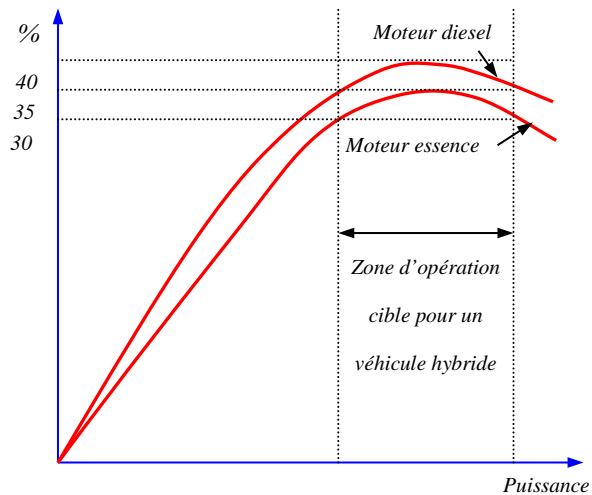


Figure 1.2. Courbes caractéristiques de rendement des moteurs à combustion interne en fonction de la puissance fournie

1.3.1. Technologie électrique

Dans le cas de véhicule hybride électrique, un moteur thermique est combiné avec un ou plusieurs moteurs électriques qui peuvent fonctionner en mode moteur ou générateur. L'énergie cinétique du véhicule dans une phase de freinage est récupérée et stockée dans un élément de stockage électrique (une batterie ou une super-capacité). Un exemple de véhicule hybride est donné Figure 1.3 dans une architecture appelée « série-parallèle ». Ce véhicule peut rouler en utilisant seulement la puissance du moteur thermique, seulement la puissance du moteur électrique ou les deux moteurs. Grâce à cette architecture, le gain de carburant peut atteindre jusqu'à 35% en comparaison avec un véhicule conventionnel [Beretta, 2012].

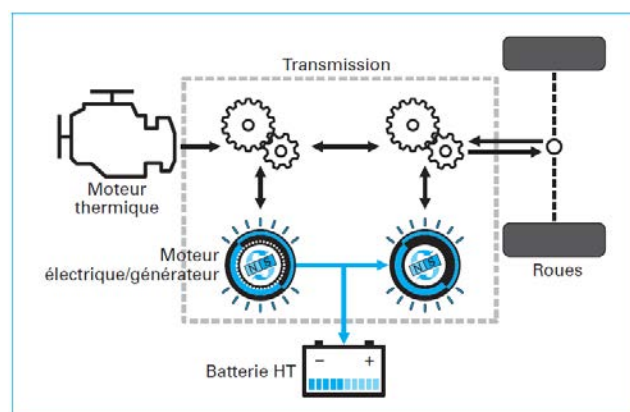


Figure 1.3. Véhicule hybride électrique série-parallèle [Beretta, 2012]

Le moteur électrique présente plusieurs avantages mentionnés dans [Hori, 2004] parmi

lesquels on peut citer par exemple :

- il peut être contrôlé en couple ou en vitesse. La réaction de couple du moteur électrique est de quelques millisecondes, de 10 à 100 fois plus rapide que celle du moteur à combustion interne ou d'un système de freinage hydraulique,
- le couple du moteur peut être imposé et contrôlé avec précision,
- un grand couple peut être fourni à faible vitesse.

Ces avantages permettent de réaliser facilement un système de freinage antiblocage (ABS) de haute performance, un système de commande de traction de chaque roue ou un contrôle de mouvement global du châssis. Chaque roue est équipée d'un moteur électrique avec un système complet de contrôle et un système de suspension (Figure 1.4).

La maturité des technologies électriques telle que le moteur roue permet d'imaginer différentes architectures du véhicule avec un moteur indépendant pour chaque roue.

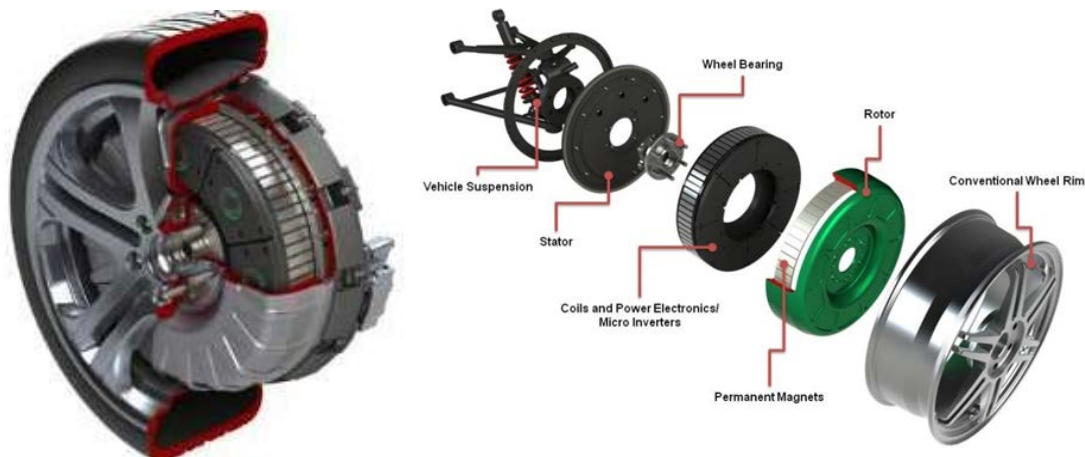


Figure 1.4. Structure de moteur roue électrique [Protean-Electric, 2013]

1.3.2. Technologie mécanique

Le stockage mécanique par volant d'inertie est une solution très efficace. L'énergie est stockée sous forme cinétique sur un disque lourd. Un moteur accélère le disque pour accumuler l'énergie et un générateur électrique est branché pour utiliser l'énergie. En pratique, ce type de stockage est d'un usage très courant mais il se limite pratiquement aux « volants d'inertie » au sein des appareils de production d'énergie, et opèrent un lissage à très court terme pour régulariser la fourniture d'énergie. Il y a déjà plusieurs décennies que des autobus urbains ont fonctionné avec un volant d'inertie disposé à plat sous le plancher. Ce système permet de faire plusieurs kilomètres sans pollution et en silence avant une « recharge », qui s'effectue lors des arrêts prolongés de quelques minutes dans les stations équipées à cet effet. L'utilisation de deux disques contrarotatifs plus légers mais tournant à très grande vitesse, grâce à de nouveaux matériaux plus

résistants, et lancés par un moteur électrique intégré, permet une nette amélioration du rapport poids à vide/charge utile. Ceci permet également une utilisation dans les villes en pente, où le poids est encore plus pénalisant. À noter que le rendement de ce système, appelé parfois « batterie mécanique », est supérieur à l'utilisation d'accumulateurs chimiques [Ben Ahmed et al., 2007].

Une configuration de volant d'énergie proposée par Volvo est illustrée sur la Figure 1.5. Ce volant d'énergie, ayant une masse de 6 kg, un diamètre de 20cm et un régime maximal de vitesse de rotation de 60000 tr/min est associé à un moteur à 4 cylindres turbocompressé. Cette configuration offre un potentiel de réduction de la consommation pouvant atteindre 25% par rapport à un moteur 6 cylindres suralimenté, tout en offrant un niveau de performances comparable. Par contre, la puissance récupérable ne peut pas être contrôlée de manière précise. La complexité technique de cette solution (la taille, le poids de l'équipement, la complexité d'utilisation et l'effet gyroscopique qui déséquilibre les véhicules) associée à un faible intérêt économique (comparaison du coût avec celui de l'utilisation d'autres énergies) a stoppé son utilisation. La difficulté de fabrication, la complexité de ce système et le stockage à court terme rendent son application très difficile. De plus, il reste encore des problèmes de sécurité et de fiabilité à cause du fonctionnement à très grande vitesse de rotation.



Figure 1.5. Volant d'énergie de Volvo [Carson, 2013]

On trouve, avec cette technologie, la capacité de stocker de l'énergie et d'actionner la roue de manière indépendante comme avec la technologie électrique.

1.3.3. Technologie hydraulique ou à air comprimé

Sur la base d'une architecture similaire à celle présentée précédemment, il est possible d'imaginer l'utilisation d'une autre technologie de récupération de l'énergie. Un système hydro-pneumatique fournit la puissance à un moteur à air comprimé ou un moteur hydraulique, ce moteur génère les couples nécessaires aux roues.

Un projet PSA récent a pour objectif de faire rouler des véhicules à air comprimé en 2016. Ces véhicules reposent sur l'utilisation d'un moteur à essence, d'un stockeur d'énergie sous forme d'air comprimé, d'un ensemble moteur-pompe hydraulique et d'une

transmission automatique via une boîte de vitesses développée spécialement (Figure 1.6). Cette technologie permettra une économie possible de carburant de 45% en ville. Les grandes dimensions, la difficulté de commande et de stockage de l'air sont les désavantages de cette configuration du véhicule hybride air. Par ailleurs, c'est un véhicule bruyant. Enfin, cette technologie offre beaucoup moins de liberté de conception et d'architectures possibles pour l'actionnement du véhicule que la technologie électrique ou mécanique.

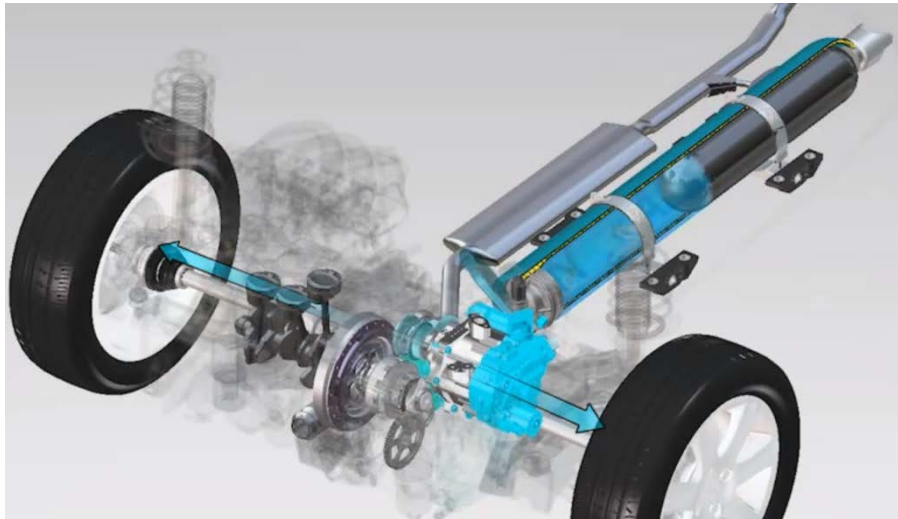


Figure 1.6. Véhicule hybride à air comprimé (site PSA)

1.3.4. Système de suspension

Une suspension typique de véhicule est constituée de deux composants : un ressort et un amortisseur. Le système de suspension permet, entre autres, d'améliorer le confort du véhicule. Le ressort est choisi principalement en fonction du poids du véhicule tandis que l'amortisseur dissipe l'énergie cinétique du mouvement vertical par le frottement visqueux d'un fluide. Les suspensions sont généralement de trois types : passives, semi-actives et actives.

Si l'amortisseur est remplacé par un actionneur, la suspension devient une suspension entièrement active ou semi-active. L'idée derrière ce concept est la possibilité d'asservir la position en hauteur de la masse suspendue en respectant, entre autre, des critères de confort.

La barre anti roulis, ou barre stabilisatrice, combat le roulis lors des appuis en virage. L'utilisation des barres anti-roulis est une autre approche qui permet de limiter le transfert de la charge verticale entre les roues sur chaque essieu du véhicule pour réduire le risque de renversement et contribuer au bon contact entre les roues et le sol. Une barre de torsion passive (Figure 1.7.a) fonctionne par sa rigidité de torsion. Par contre, un

actionneur contrôlable est ajouté sur une barre active de manière à contrôler le renversement du véhicule (Figure 1.7.b).

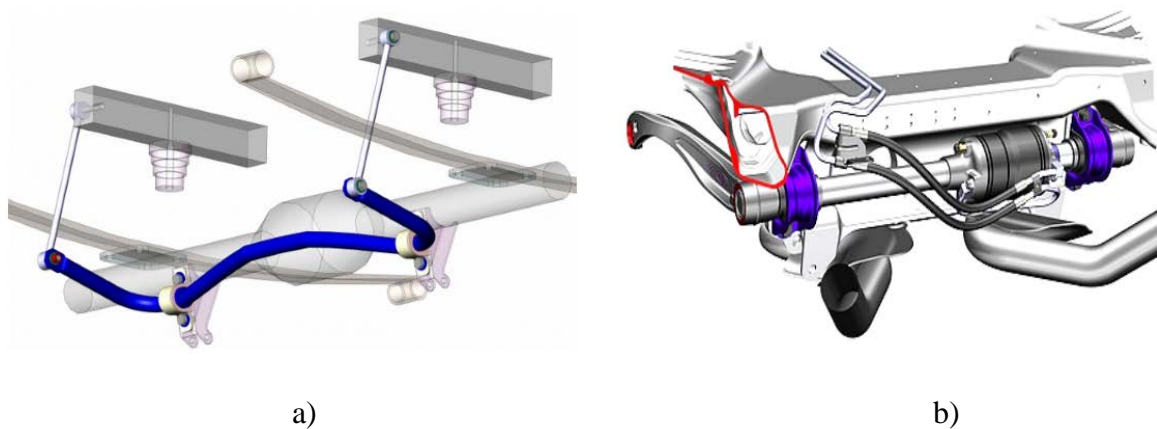


Figure 1.7. Barre anti-roulis (a) passive et (b) active

De manière générale, ces actionneurs contrôlables peuvent être envisagés du point de vue de la récupération d'énergie prenant en compte la dynamique verticale du véhicule. Cette dynamique est présentée dans des situations de mouvement du véhicule en milieu urbain ou péri-urbain telles que le freinage, le changement de voie, le virage... Mais, tous les modes de suspension ne peuvent pas faire l'objet de récupération d'énergie (différence entre le roulis, le tangage et le pompage). Dans le cadre de notre travail, cette énergie récupérée est faible (inférieur à 0.5 % de l'énergie consommée totale) car le véhicule se déplace sur une trajectoire de référence qui est assez douce. Egalement, un système complexe de suspension doit être modélisé. C'est la raison pour laquelle l'actionnement de système de suspension ne sera pas considéré.

La diversification de la technologie d'hybridation et de stockage d'énergie mentionnée plus haut n'interdit pas d'avoir des possibilités autres que l'électrification d'un véhicule qui sera évoquée dans ce mémoire. De plus, les éléments de stockage peuvent avoir des incidences par leur dynamique, par exemple leur temps de réponse lors du stockage ou de la réutilisation de l'énergie récupérable. Ces points sont largement traités dans la littérature et constituent d'autres possibilités d'optimisation qui peuvent être mises en œuvre comme l'optimisation de la performance du stockage d'un accumulateur énergétique et de la transmission d'énergie à une machine électrique. Avec toutes les technologies évoquées ici, les approches proposées restent applicables et nous choisissons l'électrification d'un véhicule comme illustration de notre recherche. Ce choix permettra de valider la méthodologie utilisée dans notre travail. Grâce aux résultats qui seront présentés, l'utilisation d'une autre technologie n'est théoriquement pas un problème et présente simplement l'intérêt d'application de la méthode à d'autres configurations matérielles.

Les changements d'architecture du véhicule au profit des véhicules hybrides permettent d'avoir des gains en termes de carburant consommé par réduction des pertes énergétiques ou d'améliorer la performance du véhicule. En fait, les solutions actuellement envisagées permettent essentiellement d'utiliser l'énergie cinétique de la dynamique longitudinale au cours du freinage du véhicule. Cette énergie cinétique est récupérée et stockée dans une batterie, un réservoir d'air comprimé ou un volant d'inertie. Il est possible d'imaginer une extension de la récupération d'énergie sur des dynamiques différentes comme la dynamique transversale du véhicule. Pour faire cela, il est nécessaire d'envisager et de généraliser l'actionnement du véhicule avec des architectures diversifiées, essentiellement sur les systèmes de traction et de direction.

La maturité des technologies de commande puisqu'elles sont utilisées dans des applications de sécurité et stabilité du véhicule. On peut également constater que les recherches actuelles dans les domaines de la stabilité et de la sécurité utilisent abondamment le comportement complexe du véhicule. Ces recherches démontrent qu'il est envisageable d'utiliser ces développements pour améliorer l'efficacité énergétique des véhicules. De même que ces approches tirent profit de la diversité d'actionnement pour améliorer ces critères de sécurité, il est nécessaire et légitime de se poser la question des gains potentiellement accessibles avec une diversité d'actionnement et de source de stockage sur un véhicule.

1.4. Architecture du véhicule, actionnement et récupération d'énergie

En considérant un véhicule équipé de deux essieux, les différentes architectures du véhicule sont présentées dans les paragraphes suivants en combinant les systèmes de traction et de direction. Différentes architectures de système de traction peuvent être envisagées en fonction de la puissance associée aux différentes sources d'énergies liées à l'hybridation. En termes de système de direction, les différentes architectures du véhicule dépendent du nombre d'essieux directeurs et du type de système de direction sur chaque essieu.

1.4.1. Architecture du système de traction

1.4.1.1. Motorisation centralisée

Sur la Figure 1.8.a, une configuration du véhicule classique équipée d'un moteur thermique est illustrée. Ce moteur thermique central alimente les roues de l'essieu arrière. Cette configuration conventionnelle ne permet pas de récupérer l'énergie cinétique au freinage.

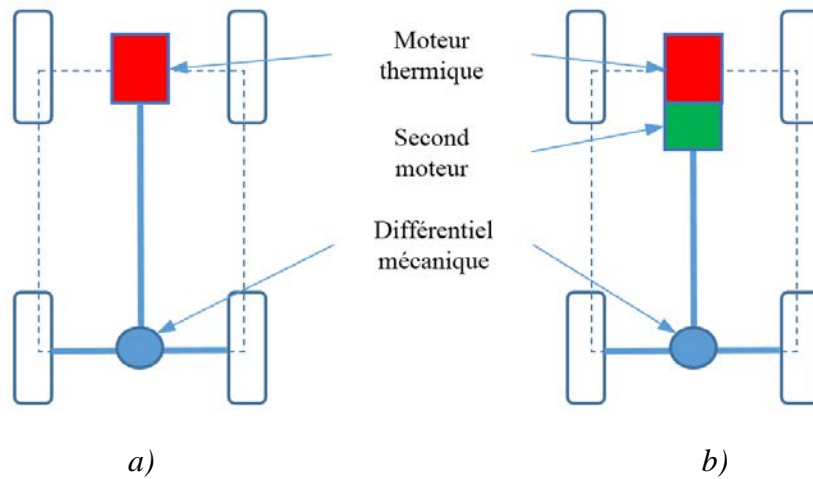


Figure 1.8. Véhicule (a) classique et véhicule (b) hybride série

Dans le cas où un second moteur est combiné avec le moteur thermique, différentes configurations en termes d'hybridation du véhicule sont bien connues. Sur la Figure 1.8.b, le moteur thermique est la source qui agit sur le second moteur. Ce dernier agit directement sur le véhicule et il n'existe pas de liaison mécanique entre le moteur thermique et les roues. Cette architecture nommée « Hybride série » offre la fonction de freinage régénératif et l'énergie récupérable peut être stockée dans un réservoir énergétique.

Afin d'améliorer les performances du véhicule hybride, deux autres configurations sont envisageables. Sur la Figure 1.9.a, une configuration du véhicule hybride nommée « Hybride parallèle » est illustrée. Dans ce type d'hybridation, le moteur thermique assure principalement le déplacement du véhicule. Associé à une transmission classique, un second moteur est ajouté en parallèle. L'énergie cinétique au freinage du véhicule peut être récupérée et stockée dans le réservoir énergétique associé au second moteur. Les phases de roulage en mode alternatif correspondent principalement aux situations où le moteur thermique est peu efficace, c'est-à-dire essentiellement à faible charge. Cette architecture permet temporairement un mode de fonctionnement 100% alternatif.

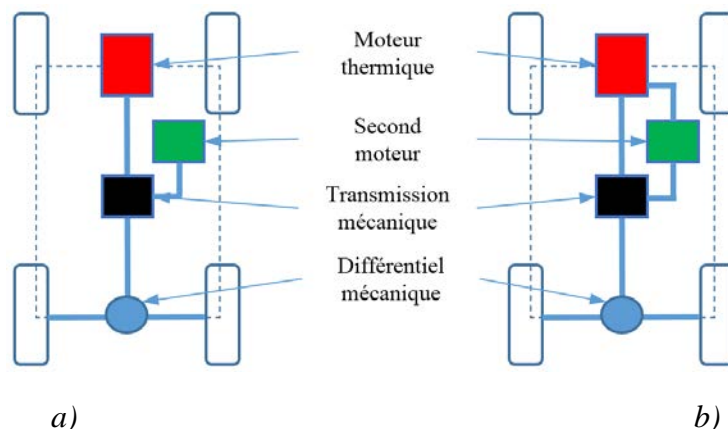


Figure 1.9. Véhicule hybride (a) parallèle et (b) série-parallèle

Sur la Figure 1.9.b, pour une architecture plus complexe nommée « Hybride série parallèle », l'énergie délivrée par le moteur thermique suit deux chemins distincts : l'un mécanique conventionnel, l'autre alternatif comme pour la configuration présentée sur la Figure 1.8.b. Comme dans le cas de l'hybride parallèle, cette architecture offre la possibilité d'un mode de fonctionnement 100% alternatif et également une récupération du freinage.

1.4.1.2. Motorisation répartie indépendante

La Figure 1.10.a illustre une architecture du véhicule équipée d'un moteur sur chaque essieu. Une combinaison d'un moteur principal avec un autre moteur permet d'améliorer la performance du mouvement du véhicule grâce au contrôleur indépendant en couple sur chaque essieu. Il est possible d'imaginer la généralisation de cette diversification avec plusieurs actionneurs. La capacité de mouvement du véhicule peut être améliorée car tous les essieux sont moteurs ce qui permet une utilisation efficace de la traction sur toutes les roues.

Les deux autres architectures présentées sur la Figure 1.10.b et la Figure 1.10.c permettent d'utiliser l'énergie récupérable au freinage et aussi de contrôler indépendamment les couples aux roues sur un même essieu. Cependant, il est naturel d'avoir deux moteurs similaires installés sur un même essieu étant donné que les besoins en puissance et en énergie et les contraintes de masse et de dimension sont indépendants de la position sur l'essieu.

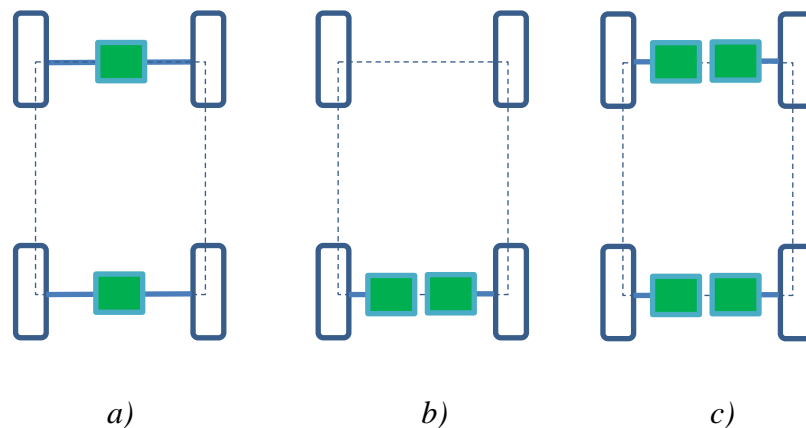


Figure 1.10. Architecture avec des moteurs indépendants : a) Deux moteurs pour deux essieux, b) Deux moteurs pour deux roues arrière, c) Quatre moteurs pour quatre roues

Le contrôle indépendant des couples des essieux ou des roues des trois architectures permettra d'améliorer de la performance du mouvement du véhicule telle que la stabilité et la sécurité (voir paragraphe 1.5). Par contre, il est nécessaire d'avoir un système complexe de contrôle qui permet de gérer le fonctionnement de plusieurs actionneurs en

même temps. La difficulté de la synchronisation des actionneurs est également un inconvénient de ces architectures.

A partir de cette diversification d'architecture du véhicule, on peut imaginer une nouvelle récupération prenant en compte les dynamiques longitudinale et transversale du véhicule dans le cas où différentes sources d'énergie sont installées sur chaque roue. Ces actionneurs peuvent soit être suffisamment puissants pour assurer la traction ou soit être des compléments de puissance sur une architecture classique sous dimensionnée (Down sizing).

1.4.2. Architecture du système de direction

Dans ce paragraphe, nous nous concentrons ici sur les différentes architectures de systèmes de direction du véhicule à deux essieux. Sur un véhicule conventionnel, c'est un système de direction mécanique sur l'essieu avant (Figure 1.11.a). L'angle de braquage de la roue gauche est lié à celui de la roue droite par un mécanisme de Jeantaud [Brossard, 2006]. Les dimensions du mécanisme sont déterminées de manière à minimiser l'angle de dérive des roues pendant une manœuvre. Cependant, ce système devient très complexe avec plusieurs liaisons mécaniques lorsque l'on cherche à éliminer les dérives des roues et du véhicule.

Un seul système mécanique de direction sur l'essieu arrière est souvent utilisé pour un véhicule qui fonctionne avec une vitesse faible et dans des espaces restreints (chariots élévateurs). Ce type de véhicule ne sera pas considéré dans le cadre de notre travail.

De façon à réduire le rayon de virage, un deuxième système mécanique de direction peut être installé sur l'essieu arrière du véhicule (Figure 1.11.b). Le rapport entre les angles de braquage avant et arrière est défini par couplage mécanique ou électrique entre les systèmes de direction avant et arrière. On peut citer les travaux de [Yin et al., 2002] qui ont proposé un contrôleur μ -synthèse pour déterminer les angles de braquage des deux essieux. Les résultats de simulation sont validés avec les données des essais sur un véhicule équipé de deux systèmes de direction mécanique sur ses deux essieux. A partir de ces résultats, les auteurs ont conclu que ce contrôleur permet d'améliorer la stabilité latérale du véhicule.

Dans un autre cas, un système mécanique de direction agit sur l'essieu avant et les angles de braquage des roues arrière peuvent être pilotés (Figure 1.11.c). Par exemple, les travaux de [Akhmetov, 2011] ont proposé un contrôleur global châssis qui permet de déterminer l'angle de braquage de l'essieu arrière pour garantir la sécurité active du véhicule. La Figure 1.11.d illustre un système de direction qui contrôle indépendamment les angles de braquage de chacune des roues. En utilisant ce système, on peut agir sur la

stabilité de mouvement et la réduction de l'angle de dérive des roues. Ces architectures de véhicule en termes de système de direction fournissent la possibilité d'agir sur le mouvement du véhicule dans des conditions difficiles de trajectoire et d'améliorer la sécurité du véhicule [Han & Dai, 2008].

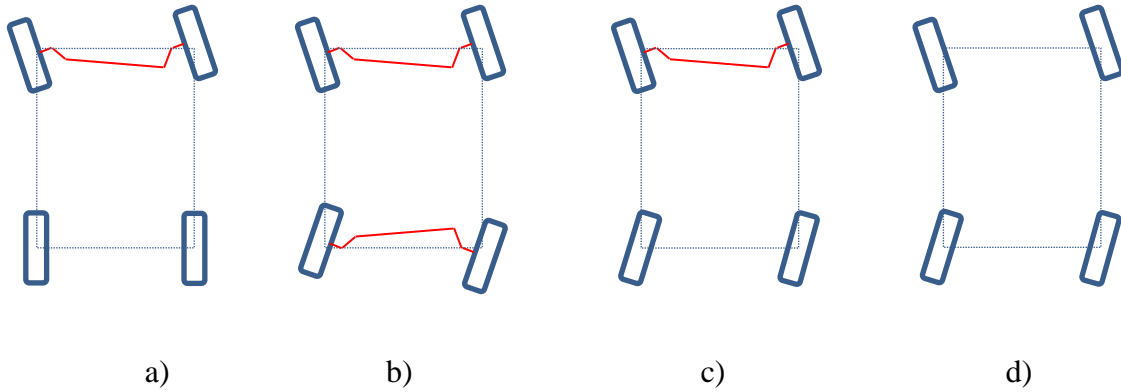


Figure 1.11. Architectures du système de direction : a) Direction mécanique avant- DAV_M , b) Directions mécaniques avant- DAV_M et arrière DAR_M , c) Direction mécanique avant- DAV_M et indépendante arrière- DAR , d) Direction indépendante $DAV+DAR$

En considérant les architectures diversifiées du véhicule par combinaison entre des systèmes de traction et de direction, nos travaux de recherche portent sur l'étude de l'énergie consommée pour différentes architectures quelque soit le nombre d'actionneurs. Nous testons ainsi différentes architectures en vue d'en déterminer une optimale en termes d'énergie consommée.

1.5. Amélioration du comportement par l'actionnement

De nombreuses recherches sur la maîtrise des actionnements améliorant la sécurité et la stabilité du véhicule ont été réalisées depuis plusieurs décennies. Des exemples seront présentés dans les sections suivantes de façon à illustrer les différentes capacités des actionneurs à maîtriser les comportements du véhicule.

1.5.1. Stabilité du mouvement

Dans les deux zones « Event » et « Segment » de la Figure 1.1, la dynamique du véhicule est implicitement présente car la performance de mouvement et la sécurité sont basées sur la maîtrise des comportements du véhicule. Pour améliorer la sécurité d'un véhicule, un système de contrôle direct de la vitesse de lacet (DYC) a fait l'objet de nombreuses recherches qui ont abouti à des résultats intéressants. On peut noter dans les travaux de [Abe & Mokhiamar, 2007], une architecture de contrôle de lacet qui peut distribuer les

efforts aux roues (effort longitudinal et transversal) en minimisant une fonction coût simple sans contraintes. Les angles de braquage sont déterminés en utilisant un modèle inverse de pneumatique. A partir de ces résultats, ils ont conclu que seule l'architecture équipée de quatre roues motrices et directrices permet d'améliorer la stabilité d'un véhicule, en particulier sur une surface de route à faible adhérence. Les travaux de [Fujimoto et al., 2005] ont présenté un autre DYC basé sur un correcteur PI, qui génère les forces aux roues pour assurer la stabilité du véhicule. Néanmoins, cette approche n'a pas considéré la combinaison entre les systèmes de traction et de direction. La réunion d'un DYC et d'un contrôleur de glissement (SRC) des roues a été présentée dans [Hori, 2004] qui permet de déterminer ainsi les couples aux roues pour assurer la stabilité du véhicule.

On peut constater que les approches présentées ci-dessus considèrent la dynamique longitudinale et transversale du véhicule. De manière à prendre en compte la dynamique verticale pour garantir la stabilité et la sécurité du véhicule, un contrôle de stabilité en roulis (RSC) a déjà été proposé. Par exemple, les travaux de [Kawashima et al., 2009] ont proposé un contrôleur combinant le RSC et un contrôle de stabilité en lacet (YSC). La prise en compte de la dynamique verticale et transversale dans cette approche suggère la possibilité d'ajouter d'autres actionneurs.

On peut voir que ces systèmes de contrôle sont appliqués dans des situations d'urgence. Ces systèmes permettent de gérer les commandes des actionneurs agissant sur le véhicule pour garantir son mouvement en réponse aux consignes du conducteur. Cependant, toutes ces approches focalisent seulement sur la prévention des situations dans lesquelles le conducteur perd sa capacité de contrôle du véhicule. Bien qu'éloignées de notre problématique elles démontrent qu'il est possible d'appliquer un contrôle même dans des situations de vie complexes où la rapidité est un élément crucial.

1.5.2. Gestion de couple aux roues (Torque vectoring)

La fonction du système de contrôle de traction (TCS) est présente dans de nombreuses recherches. Ce système peut être aussi nommé « Torque Vectoring Control ». Les travaux de [Chen & Wang, 2011] ont développé un contrôleur du mouvement plan d'un véhicule équipé de quatre moteurs électriques. Ces recherches ont permis de déterminer les couples aux roues par une minimisation de la fonction coût qui réduit les écarts aux références (vitesse longitudinale, latérale et lacet du véhicule) et l'énergie consommée. Les résultats des simulations de différentes manœuvres indiquent qu'il y a moins d'énergie consommée (jusqu'à 9%). Cependant, cette fonction coût doit être linéarisée. Les limites des couples aux roues sont utilisées comme contraintes mais les

actionnements pour le braquage des roues directrices ne sont pas pris en compte dans cette recherche.

Une méthode de commande du mode de glissement du différentiel électrique pour contrôler indépendamment deux moteurs roues d'un véhicule électrique est décrite dans [Haddoun et al., 2006]. D'autres recherches sur le différentiel électrique sont mentionnées dans [Jun et al., 2011]. Le différentiel électrique est proposé pour contrôler les taux de glissement des roues et distribuer les couples aux roues arrière afin d'assurer la stabilité de la manœuvre. Cette approche ne correspond cependant pas à une solution optimale pour distribuer les couples aux roues arrière et cela vis-à-vis des critères énergétiques.

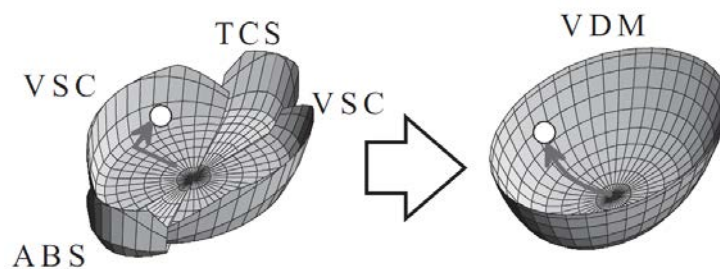


Figure 1.12. Evolution des contrôles par le VDM [Hattori, 2003]

Dans le but de contrôler les couples aux roues, une commande optimale de la dynamique du véhicule basée sur les efforts de freinage ou d'accélération des roues est proposée dans [Hattori, 2003]. Ces travaux présentent les principes de contrôle de stabilité du véhicule (VSC) et l'algorithme hiérarchique de gestion de la dynamique du véhicule (VDM). La Figure 1.12 montre que la zone intérieure de la fonctionnelle est une zone stable de contrôle. Dans un système conventionnel, les bords sont configurés par certains systèmes comme l'ABS, le VSC et le TCS ce qui conduit à une fonctionnelle discontinue. Par contre, l'algorithme hiérarchique de VDM permet de gérer facilement le contrôle coopératif de ces systèmes.

Une investigation des performances du système de direction d'un véhicule électrique équipé de quatre roues motrices indépendantes est présentée dans les recherches de [Li et al., 1998]. La différence de couple des roues extérieures et intérieures, qui contrôle la différence des vitesses des roues, est une fonction de l'angle au volant et l'erreur entre la vitesse de lacet référence et celle mesurée. Pour réduire l'influence de la perte d'adhérence longitudinale et latérale sur la stabilité du véhicule et ainsi stabiliser le véhicule, une stratégie de contrôle qui génère des couples supplémentaires sur chaque roue est proposée, en utilisant la vitesse et l'accélération de lacet estimées. Par contre, seuls des couples de freinage sont appliqués aux roues.

Une autre configuration du véhicule électrique est présentée dans les travaux de [Mutoh & Takahashi, 2009]. Ce véhicule est équipé d'un moteur électrique central sur chaque essieu en combinaison avec deux différentiels mécaniques. Les couples des roues sur l'essieu avant et arrière sont distribués indépendamment. Ces recherches présentent des méthodes pour déterminer les couples aux roues avec d'hauts ou de faibles coefficients d'adhérence de la route et cela en fonction de la charge verticale de chaque roue. Un contrôleur pour distribuer les couples à toutes les roues motrices est proposé dans les travaux de [Osborn & Shim, 2006]. La vitesse de lacet mesurée est utilisée pour effectuer la distribution de couple aux roues avant/arrière et l'accélération transversale mesurée est utilisée pour régler la distribution latérale gauche/droite en utilisant un contrôleur proportionnel-intégral (PI). Les trajectoires pour les différents types de système de traction sont comparées pour tester les lois de commande. Ces recherches indiquent que le contrôle de distribution de couple des roues avant/arrière offre presque la même amélioration de performance que le contrôle entièrement indépendant. En vue d'optimiser les couples aux roues sur la base d'un critère permettant de réduire le glissement, une méthode de détermination du couple optimal est formulée et présentée dans [Yamakawa & Watanabe, 2006] et [Yamakawa et al., 2007]. La détermination des couples basée sur le rapport de la charge verticale d'une roue avec la charge verticale totale du véhicule permet de fournir un couple correspondant à chaque roue. A partir des avantages du moteur électrique, un contrôleur avancé de mouvement du véhicule électrique est décrit dans les travaux de [Sakai et al., 1999] et [Sakai & Hori, 2000]. De ce point de vue, deux applications sont discutées. Dans la première, le mouvement latéral instable dans un virage à faible adhérence est stabilisé avec quatre roues motrices en appliquant un régulateur de vitesse de rotation des roues. Dans la deuxième, le couple des moteurs électriques en freinage coopère avec le couple généré par un système hydraulique ABS. Cette approche permet d'améliorer la performance de ce système ABS.

On peut constater que ces recherches se concentrent seulement sur la distribution des couples aux roues. Les principales lacunes de ces approches sont qu'elles ne prennent pas en compte des critères énergétiques, le couplage avec le système de direction et diverses contraintes de limitation.

1.6. Proposition de travail

A partir de cet état de l'art, on peut constater qu'il y a peu d'études sur l'optimisation énergétique d'un véhicule équipé de plusieurs actionneurs. Actuellement, l'électrification et l'hybridation du véhicule donnent la possibilité de faire du freinage régénératif prenant en compte seulement la dynamique longitudinale pour améliorer la performance du véhicule classique. Nous proposons d'étendre les capacités de récupération énergétique à

la dynamique transversale du véhicule en comparant différentes architectures offertes par la diversité d'actionnement sur le système de traction et de direction. Afin de valider cette approche et de déterminer une nouvelle piste d'optimisation d'énergie consommée, plusieurs architectures de véhicule doivent être testées dans des situations représentatives.

En considérant un véhicule équipé de deux essieux, les différentes architectures étudiées combinant plusieurs systèmes de motorisation et plusieurs systèmes de direction sont résumées dans le Tableau 1.2. Nous excluons de notre étude les véhicules à un seul essieu moteur à l'avant ainsi que ceux munis d'une seule direction arrière. Les seize architectures restantes du véhicule nous montrent la capacité de contrôle d'un véhicule en recensant le nombre d'actionneurs de motorisation et de direction. Par exemple, pour l'architecture conventionnelle « $MAR_{DM}+DAV_M$ » (N°1), les couples aux roues arrière sont identiques par utilisation d'un différentiel mécanique idéal, et il existe une relation mécanique entre les angles de braquage des roues avant. Donc, il y a seulement deux variables de contrôle qui sont un couple et un angle de braquage. Pour l'architecture « $MAR+DAV$ » (N°6) les deux roues arrière possèdent chacune un moteur et les roues avant ont une commande de braquage indépendante. Les couples des roues arrière sont contrôlés indépendamment, ainsi que les angles de braquage des roues avant. Dans ce cas, il existe quatre variables de contrôle. L'architecture « $MAV+MAR+DAV+DAR$ » (N°16) est une architecture totalement ouverte où les huit variables (quatre couples et quatre angles de braquage de chaque roue) de contrôle doivent être déterminées.

Traction \ Direction	DAV_M	DAV	DAR_M	DAR	DAV_M+DAR_M	$DAV+DAR$
MAV_{DM}						
MAV						
MAR_{DM}	1	2			3	4
MAR	5	6			7	8
$MAV_{DM}+MAR_{DM}$	9	10			11	12
$MAV+MAR$	13	14			15	16

Tableau 1.2. Les différentes architectures possibles du véhicule à deux essieux

La diversité d'architectures du véhicule pose les questions suivantes : Comment doit-on contrôler ces architectures pour avoir une même base de comparaison sur des critères énergétiques ? Comment peut-on estimer et comparer l'énergie consommée entre les différentes architectures ?

Pour répondre à ces questions, une méthodologie basée sur une modularité des modèles utilisés est proposée dans le cadre de ce travail. Celle-ci nous permet de construire un banc d'essais virtuel modulaire pour faire l'étude de la consommation énergétique des différentes architectures. Pour cela, il est nécessaire d'avoir un modèle de comportement dynamique du véhicule réaliste et validé et d'utiliser ce modèle dans les mêmes

conditions de fonctionnement. Pour tester les lois de commandes, un véhicule de distribution dans les zones urbaines et péri-urbaines jouera le rôle d'application. Seules trois architectures du véhicule seront exploitées pour démontrer la faisabilité et les gains potentiels.

On peut constater qu'il y a des recherches dans lesquelles la dynamique complexe est prise en compte de manière à améliorer la sécurité et la stabilité du véhicule (voir paragraphe 1.5). Celles-ci sont effectuées avec les manœuvres élémentaires (c'est-à-dire les manœuvres courtes d'une centaine de mètres dans les sections « Event » ou « Segment » sur la Figure 1.1). Ces manœuvres peuvent être par exemple (i) le passage d'un rond-point, (ii) un changement de voie, (iii) un virage... Ces situations de mouvement du véhicule nous intéressent car nous pouvons prendre en compte la dynamique complexe pour imaginer une nouvelle dynamique régénérative. De plus, nous devons arriver à ce que les grandeurs et les paramètres, tels que l'aérodynamique, l'action du conducteur, l'état de surface de la route... soient identiques et réglés à un niveau pour ne pas influencer la méthode de comparaison en termes énergétiques du véhicule se déplaçant sur une manœuvre courte. Nous pouvons constater que le changement de voie et le virage en zone urbaine sont les manœuvres « assez douces », c'est-à-dire pour un angle de braquage est faible. Pour ces manœuvres, nous pouvons considérer que les pertes aux pneumatiques sont certainement les plus faibles et que les écarts constatés entre les différentes architectures seront certainement les plus faibles également. Par contre, le rayon d'un rondpoint dans la zone urbaine ou péri-urbaine est plus petit. L'angle de braquage est donc plus grand et il doit être modifié rapidement comme dans une situation « urgente ». Dans ce cas, les pertes aux pneumatiques sont plus grandes. A partir de cette analyse, nous choisissons les deux manœuvres que sont le changement de voie et le virage pour simuler les comportements et pour comparer l'énergie consommée du véhicule pour différentes architectures du véhicule.

Pour cela, un banc d'essais virtuel sera construit d'abord dans le cadre de notre travail. Ce banc est constitué d'un modèle modulaire de la dynamique du véhicule, des modèles modulaires des composants électriques. Ce banc est également interchangeable quelque soient différentes architectures du véhicule. Ensuite, une architecture de contrôle optimal sera construite. Pour toutes les architectures retenues, le problème d'optimisation de ce contrôle ne sera modifié qu'en changeant les contraintes correspondantes à ces architectures. Différents cas seront étudiés pour plusieurs configurations du banc d'essais virtuel et les deux types de la trajectoire de référence. Les résultats de ces différents cas de simulation seront exploités pour faire des études sur les lois de commande des actionneurs du véhicule avec différentes architectures retenues. Ces résultats permettent également d'évaluer les termes énergétiques et de faire des études du transfert d'énergie

optimal sur le véhicule de distribution pour déterminer l'architecture optimale en termes d'énergie consommée.

Dans le chapitre suivant, nous allons présenter la construction du banc d'essais virtuel par les modèles des différents modules tels que un module de la dynamique du véhicule à 22 DDL, deux modules des systèmes de direction et de traction et un module des composants électriques.

Chapitre 2

Banc d'essais virtuel

Sommaire

2.1. Introduction	28
2.2. Modèle complet de la dynamique du véhicule	30
2.2.1. <i>Modèle du châssis</i>	32
2.2.2. <i>Modèle de la cabine et ses suspensions</i>	33
2.2.3. <i>Modèle des suspensions</i>	33
2.2.4. <i>Modèle du pneumatique et de la roue</i>	33
2.3. Caractéristiques du véhicule et du pneumatique	38
2.4. Modèle du système de direction	39
2.5. Modèle des systèmes de motorisation et de freinage	40
2.5.1. <i>Le moteur électrique</i>	41
2.5.1.1. <i>Le moteur à courant continu</i>	41
2.5.1.2. <i>Le moteur synchrone</i>	42
2.5.1.3. <i>Le moteur asynchrone</i>	42
2.5.2. <i>Le modèle de la machine asynchrone (MAS)</i>	43
2.5.2.1. <i>Hypothèses</i>	44
2.5.2.2. <i>Les équations de la machine asynchrone</i>	45
2.5.3. <i>Modèle de l'onduleur</i>	47
2.5.4. <i>Le modèle de la batterie</i>	47
2.5.5. <i>Contrôleur bas niveau par une commande vectorielle de la machine asynchrone</i>	49
2.6. Caractéristiques des composants électriques	52
2.7. Conclusion	52

2.1. Introduction

Différents types de banc d'essais peuvent être mis en œuvre en vue de tester et de valider les nouvelles lois de commande. Les expériences peuvent être faites dans des conditions réelles avec un objet réel : par exemple des essais sur route avec un vrai véhicule. Un banc d'essais nommé « Hardware In the Loop » (HIL), équipé d'un objet réel peut être également utilisé avec les conditions de fonctionnement virtuelles comme une situation de vie ou une manœuvre. Les données expérimentales obtenues avec ces deux types de banc d'essais peuvent être utilisées afin d'estimer les performances réalistes, de trouver les défauts de fabrication, de régler les fonctionnements des systèmes... Ces types d'essais sont toutefois difficiles à mettre en œuvre (matériel, capteurs) et nécessitent des temps excessifs d'expérimentation et entraînent aussi un coût élevé. De plus, il est difficile de les faire évoluer en fonction de l'objectif, des conditions ou des modules du banc. Par ailleurs, il est inconcevable de tester plusieurs architectures de véhicule à l'aide de réalisations prototypes à l'échelle 1.

Il faut noter que nous avons envie de construire un banc d'essais qui doit être fiable, représentatif de la réalité, paramétré de manière réaliste et validé expérimentalement. De plus il doit permettre de simuler plusieurs architectures différentes en conservant un ensemble de données constantes et reproductibles. Cela n'est pas facile à obtenir avec un

vrai véhicule. C'est la raison pour laquelle nous avons choisi d'utiliser un banc d'essais virtuel, composé d'un modèle de simulation de l'objet d'étude et d'un modèle de sa commande, qui permet de réaliser très tôt des validations de conception et d'étudier la consommation énergétique d'un véhicule.

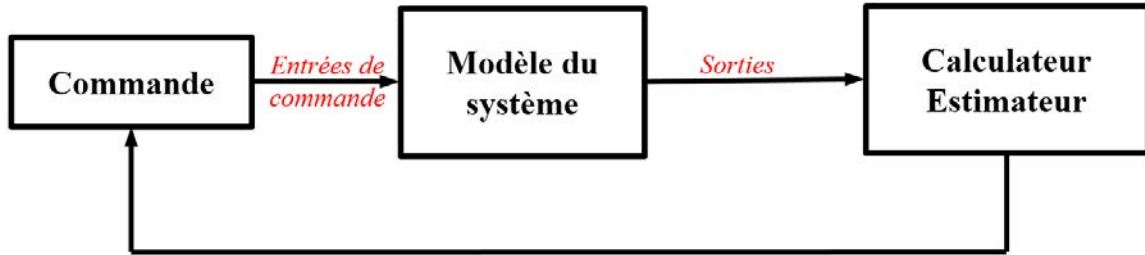


Figure 2.1. Schéma général d'un banc d'essais virtuel

Un banc d'essais est constitué de trois modules principaux présentés Figure 2.1. En premier, un bloc « Commande » permet de générer les consignes de commande des actionneurs (par exemple, l'angle de volant, les couples aux roues...) qui sont appliquées à un modèle du système. Grâce à ces consignes, les actionneurs contrôlent l'objet d'étude en fonction des commandes et des conditions d'usage. Les comportements de cet objet sont ensuite mesurés par des capteurs dans le cas d'un banc HIL ou calculés à l'aide d'un modèle pour un banc virtuel. D'autres données intermédiaires peuvent être déterminées à partir de mesures ou de résultats calculés.

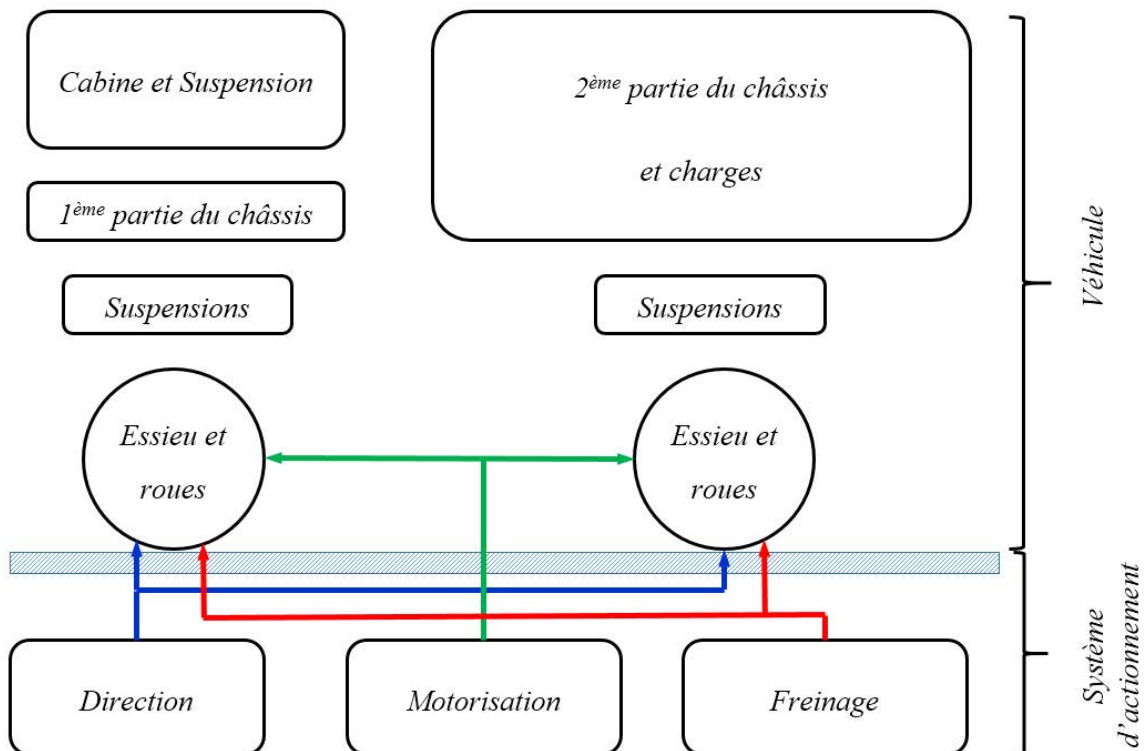


Figure 2.2. Schéma des organes et des systèmes d'un véhicule

Dans le cadre du travail présenté, l'objet d'étude est un véhicule poids lourd dont on possède un modèle complet qui a été recalé et validé par des essais avec des véhicules réels. Ce modèle, avec ses organes et ses systèmes présentés dans la Figure 2.2, peut donc être considéré comme représentatif du véhicule réel. Un modèle complet de la dynamique du véhicule est utilisé pour en simuler les comportements réels. Ce modèle est constitué d'un modèle élémentaire cinématique et dynamique du véhicule construit à partir des modélisations de la cabine suspendue, du châssis et de la charge, du système de suspension, des roues et des pneumatiques. Un autre modèle élémentaire du pneumatique avec des coefficients issus d'essais permet de simuler les comportements au niveau du contact entre les roues et le sol (les efforts, le glissement et la dérive) et d'estimer l'énergie dissipée aux roues ainsi que l'énergie nécessaire au braquage. De plus, un modèle élémentaire du système de direction servant à générer les angles de braquage des roues est également présent. Enfin, un modèle élémentaire représentant les systèmes de motorisation et de freinage génère les couples aux roues. Le système de motorisation utilisé étant électrique, un modèle supplémentaire de la source et des composants électriques est nécessaire. Celui-ci permet d'étudier et d'estimer la puissance et l'énergie transmise à la batterie.

2.2. Modèle complet de la dynamique du véhicule.

La dynamique du véhicule, en particulier celle du véhicule de distribution, est un objet d'étude complexe car un grand nombre de phénomènes doit être pris en compte. La modélisation de la dynamique du véhicule est généralement fondée sur la théorie de la dynamique des systèmes multi-corps et ou la théorie des éléments finis. La théorie des éléments finis prend en compte les déformations élastiques des composants du système. Cependant, le temps de calcul est beaucoup plus long avec ce type de modèle qu'avec un modèle multi-corps indéformables.

Parmi les modèles de dynamique du véhicule, nous pouvons citer d'abord un modèle à 3DDL présenté dans les travaux de [Li et al., 1998], [Abe & Mokhiamar, 2007], [Yamauchi & Fujimoto, 2008], [Chen & Wang, 2011], et [Nam et al., 2012]. Ce modèle dit « plan » représente un véhicule par un point, avec une masse et des inerties, ayant trois degrés de liberté : le déplacement longitudinal, le déplacement latéral du centre d'inertie du véhicule et la position en lacet. Ce modèle permet juste de déterminer les comportements principaux du véhicule tels que les vitesses longitudinale et transversale. Dans le cadre de notre étude, ce modèle sera utilisé comme un générateur de références nécessaires qui sont les entrées du contrôleur et nous démontrerons qu'il est adapté pour générer les trajectoires (voir le chapitre 3).

Avec plus de degrés de liberté du modèle, d'autres comportements peuvent être pris en compte et on peut noter les travaux de [Ikenaga et al., 2000] qui présentent un modèle à 7DDL afin de faire des recherches sur un système de suspension active. Dans ce modèle, la masse suspendue du véhicule est connectée à quatre masses non-suspendues, représentant l'ensemble roues/essieux, par les systèmes de suspension composés d'amortisseurs visqueux et de ressorts. Les masses non-suspendues sont connectées au sol par des ressorts linéaires sans amortissement représentant la raideur des pneumatiques. En outre, les travaux de [Wang et al., 2011] sur un système de direction assistée présentent un modèle à 12 DDL de la dynamique du véhicule prenant en compte la dynamique du système de direction. On peut constater que la complexité du modèle de la dynamique du véhicule dépend de l'objectif visé. Cela a été confirmé dans les travaux de [Akhmetov, 2011] qui a vérifié que des modèles à 3, 5 et 8 DDL, validés avec des paramètres réalistes d'un véhicule industriel, pouvaient être suffisants pour étudier la sécurité active en considérant le renversement du véhicule.

Généralement, l'optimisation de la gestion d'énergie permet d'améliorer les performances énergétiques du véhicule de l'ordre de quelques pourcents. Pour estimer ces gains, tester et vérifier les stratégies de la gestion énergétique, il est nécessaire d'utiliser un objet réel ou un modèle fidèle de simulation. Dans le cas où un modèle fidèle est utilisé, il doit être capable de représenter tous les comportements réels du véhicule. C'est la raison pour laquelle un modèle de dynamique à 22 DDL du véhicule poids lourd développé par [Boitard, 1999] est choisi dans ce travail. Ce modèle a été recalé et validé par des expériences sur plusieurs types de véhicule. Il peut donc être considéré comme un modèle représentatif pour comparer différentes solutions.

Nous ne nous attachons pas ici à présenter l'ensemble des équations de ce modèle mais les éléments nécessaires à la compréhension générale de son fonctionnement seront donnés. Les éléments du modèle sont présentés dans les travaux de [Akhmetov, 2011]. Ce modèle est une combinaison des composants principaux du véhicule : la cabine et ses suspensions, le châssis, les suspensions, les essieux et les roues (schématisé dans la Figure 2.3).

En position d'équilibre en roulis, ce véhicule est symétrique par rapport au plan vertical passant par les milieux des essieux. Le modèle pour la silhouette de type « porteur » à deux essieux possède 22 DDL qui sont :

- les mouvements longitudinal, transversal et de lacet du véhicule,
- le roulis et le tangage de la cabine,
- les roulis des deux parties du châssis et le tangage du châssis,
- le mouvement vertical, latéral et le roulis des deux essieux,

- les rotations propres des roues,
- les braquages des roues.

Dans le cadre de notre travail, la dynamique verticale du véhicule et également de ses organes, telles que la cabine et la charge, n'est pas considérée pour générer les lois des commandes des actionneurs. Mais dans le modèle complexe de la dynamique du véhicule, nous prenons en compte cette dynamique car nous souhaitons tester ces lois avec un modèle représentatif d'un véhicule réel et d'estimer l'énergie consommée par ce véhicule.

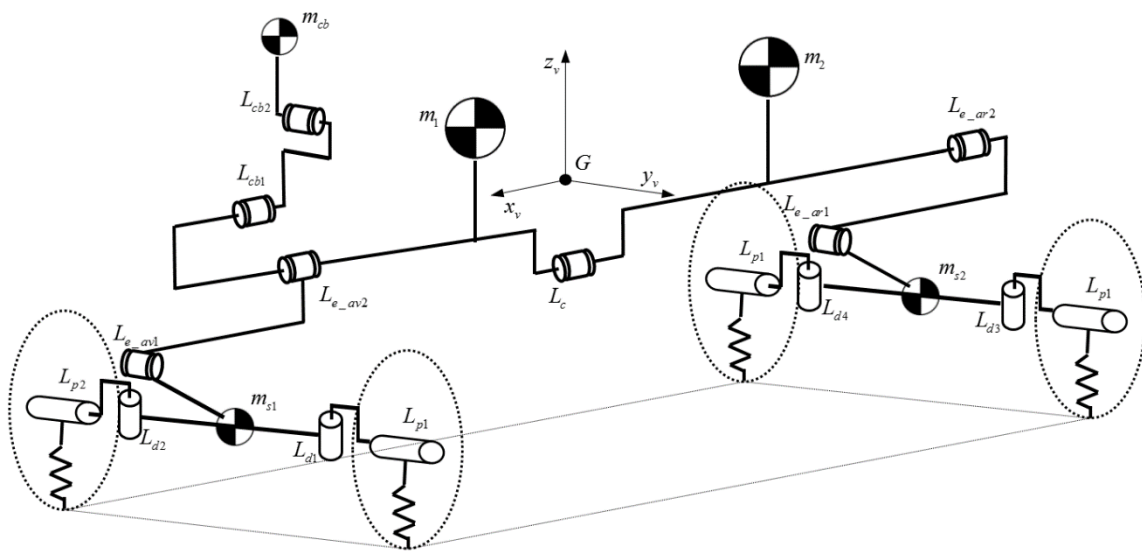


Figure 2.3. Schéma cinématique du véhicule à 22 DDL

Ce véhicule comporte deux essieux de masse non-suspendue m_{s1} et m_{s2} du système de suspension qui sont connectées avec chaque partie du châssis par quatre liaisons rotoïde $L_{e_{av(1,2)}}$ et $L_{e_{ar(1,2)}}$. La masse du châssis et de la charge est décomposée en deux parties m_1 et m_2 qui sont reliées l'une à l'autre par une liaison rotoïde L_c . La masse de la cabine m_{cb} est reliée directement à la première partie de châssis m_1 par deux liaisons $L_{cb(1,2)}$. Les quatre roues sont connectées à chaque essieu par des liaisons rotoïdes $L_{p(1,4)}$ et les pivots de direction $L_{d(1,4)}$.

2.2.1. Modèle du châssis

Le châssis du véhicule poids lourd ne peut pas être considéré comme un corps rigide car sa déformation longitudinale n'est pas négligeable. C'est pour cette raison que le châssis est ici modélisé par deux corps indéformables connectés par une liaison rotoïde L_c associée à une raideur de torsion selon l'axe longitudinal x_v du véhicule (Figure 2.3). Cette raideur est déterminée par une cartographie validée issue d'essais.

2.2.2. Modèle de la cabine et ses suspensions

Dans ce travail, la cabine est considérée comme étant symétrique par rapport au plan de symétrie du véhicule et est donc modélisée par une masse ponctuelle qui au repos, se situe dans ce plan de symétrie (Figure 2.4.a). Le mouvement de roulis de la cabine par rapport au châssis est assuré par une liaison rotoïde L_{cb1} suivant l'axe longitudinal x_{cb1} de la cabine. Le mouvement de tangage de la cabine par rapport au châssis est assuré par une liaison rotoïde L_{cb2} suivant l'axe transversal y_{cb2} . Les paramètres (la raideur et l'amortissement) des liaisons $L_{cb(1,2)}$ entre la cabine et le châssis sont définis en utilisant également des cartographies validées issues d'essais.

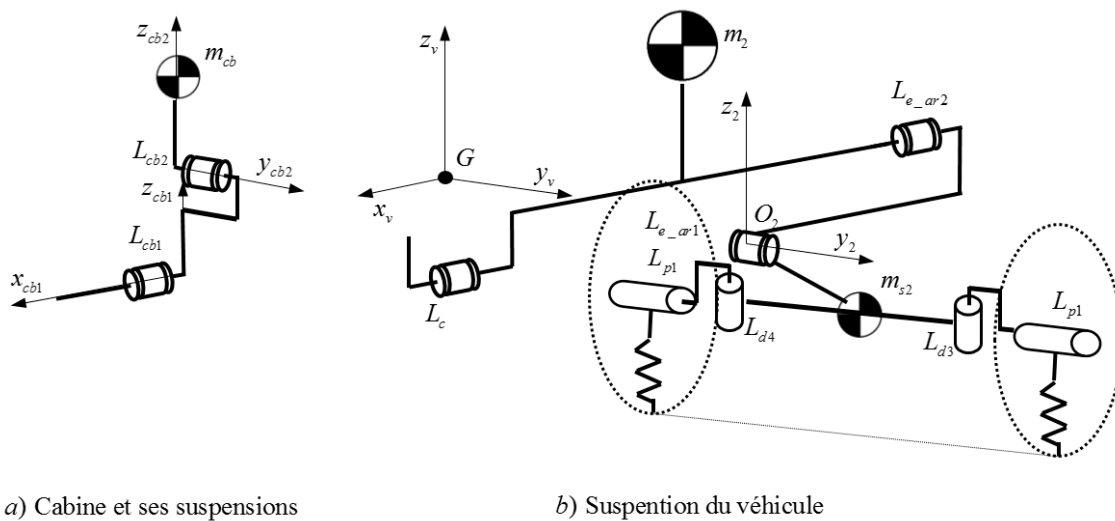


Figure 2.4. Modèle de la suspension et de la cabine

2.2.3. Modèle des suspensions

Les suspensions du véhicule assurent les liaisons entre le châssis et les essieux. Dans notre cadre de travail, les systèmes de suspension sont modélisés en utilisant les cartographies réelles. Le centre de roulis est un point du plan vertical transversal contenant les centres des roues d'un essieu et le mouvement de roulis se fait autour de l'axe de roulis du véhicule (Figure 2.4.b). Le pompage est un mouvement vertical de l'essieu par rapport au châssis (représenté par la rotation autour d'un centre instantané de rotation O_2). Le pompage et le déport latéral de l'essieu sont modélisés par une liaison L_{e_ar1} (d'axe y_2).

2.2.4. Modèle du pneumatique et de la roue

Les systèmes de traction, de direction et de freinage génèrent des actions mécaniques qui, par l'intermédiaire des liaisons pneumatique-sol, agissent sur le véhicule. Les comportements du véhicule ne seront donc pas représentés correctement si le modèle de

ces liaisons n'est pas complètement représentatif de la réalité. En fait, la construction de ce modèle est difficile et complexe car la variation des conditions d'utilisation du pneumatique et des caractéristiques de ce dernier doivent être déterminées et formulées.

Afin de modéliser ces liaisons et de déterminer les efforts au niveau du contact, le modèle peut être analytique ou construit en utilisant les éléments finis. La méthode par éléments finis est appliquée fondamentalement dans des domaines de fabrication du pneumatique.

On peut trouver un grand nombre de modèles analytiques différents dans la littérature. Une approche de type « poils de brosse », considérant la bande de roulement du pneumatique comme étant composée de poils reliés à la carcasse du pneumatique, est utilisée de manière à représenter le modèle physique statique. La zone de contact entre le pneumatique et le sol est divisée en deux parties : (i) dans la zone d'adhérence les efforts au niveau du contact sont générés par la déformation élastique des poils, (ii) dans la zone de glissement, les efforts au niveau du contact sont générés par le frottement pneumatique – sol (Figure 2.5).

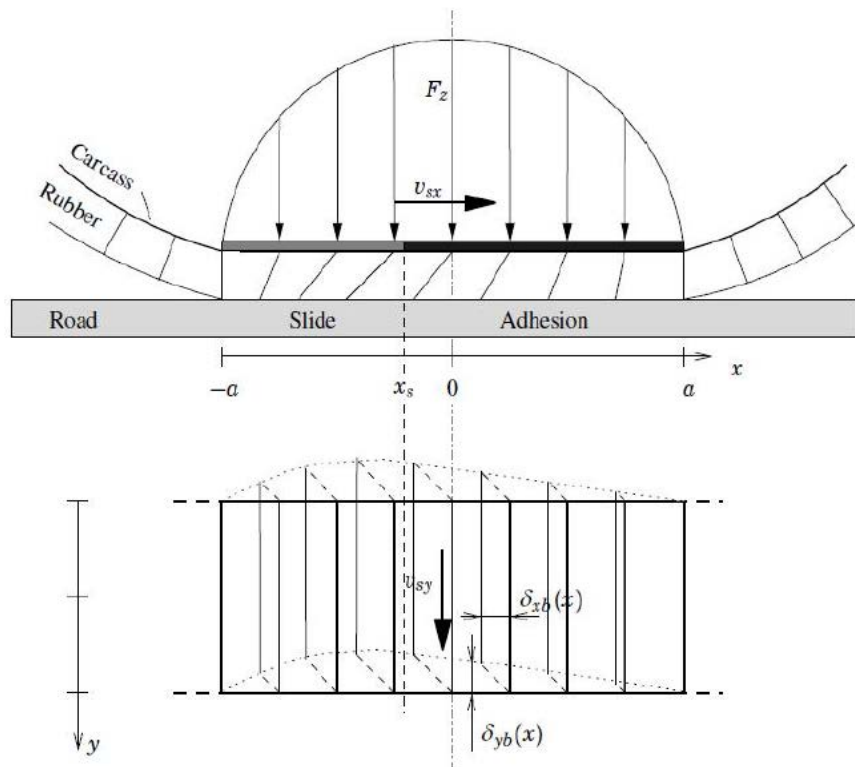


Figure 2.5. Modèle « Poils de brosse » du pneumatique [Akhmetov, 2011]

Cette approche est utilisée principalement dans plusieurs modèles, dont le modèle de Dugoff, présenté dans les travaux de [Osborn & Shim, 2006] et [Ahn et al., 2009]. Sur la même approche, le modèle TaMeTirE permet de prendre en compte les paramètres des matériaux du pneu, la rigidité, le coefficient d'adhérence et la température de surface et interne [Février & Fandard, 2007]. Les modèles physiques dynamiques basés sur le

modèle de frottement dynamique de LuGre permettent de prendre en compte les comportements transitoires du pneumatique [Tsiotras et al., 2004]. Nous pouvons constater qu'il y a nombreux de coefficients qui doit être déterminé pour utiliser tous les modèles évoqués précédemment. En fait, il est très difficile de trouver les bonnes valeurs de ces coefficients à cause de leur caractère confidentiel et de l'investissement important pour leur détermination expérimentale pour chaque type du pneumatique.

Le modèle entrée/sortie de Pacejka [Pacejka, 2006] est un « modèle semi-empirique ». Il permet d'avoir l'interpolation des efforts au niveau du contact entre le pneumatique et le sol et d'estimer les pertes aux roues et la puissance nécessaire pour le braquage. Avec le type du véhicule choisi dans le cadre de notre travail, les caractéristiques du pneumatique ont déjà été validées sur la base d'essais. Nous pouvons donc avoir les valeurs des coefficients qui sont utilisées pour modéliser les comportements du pneumatique en utilisant la fonction de Pacejka. C'est la raison pour laquelle ce modèle est choisi dans le cadre de notre travail.

Les entrées de ce modèle sont le taux de glissement κ_r , la force verticale F_z , les coefficients d'adhérence μ_x, μ_y et l'angle de dérive de roue α_r . Ce modèle est créé en se basant sur les hypothèses suivantes :

- la surface de la route est plane, horizontale et parfaitement rigide,
- le contact entre la roue et la route est ponctuel,
- seule la déformation verticale du pneumatique est prise en compte,
- les angles de carrossage, de pivot et de chasse sont négligés.

Le taux de glissement du $i^{\text{ème}}$ pneumatique en phase de freinage est :

$$\kappa_{ri} = \frac{\omega_{ri} r_i - v_{rxi}}{v_{rxi}} \quad (2.1)$$

alors qu'en phase d'accélération, il se calcule comme suit:

$$\kappa_{ri} = \frac{\omega_{ri} r_i - v_{rxi}}{\omega_{ri} r_i} \quad (2.2)$$

où, ω_{ri} est la vitesse de rotation de roue, r_i est le rayon de la roue, v_{rxi} sont les composantes de la vitesse de la $i^{\text{ème}}$ roue dans le repère du véhicule.

L'angle de dérive α_{ri} du $i^{\text{ème}}$ pneumatique est défini par la relation suivante :

$$\alpha_{ri} = \beta_{ri} - \gamma_{ri} = \beta_{ri} - \operatorname{atan} \frac{v_{yi}}{v_{xi}} \quad (2.3)$$

ici, v_{xi} et v_{yi} sont les composantes de la vitesse de la $i^{\text{ème}}$ roue dans le repère de cette roue, β_{ri} est l'angle de braquage de la $i^{\text{ème}}$ roue, γ_{ri} est un angle intermédiaire de calcul, illustrées dans la Figure 2.6.

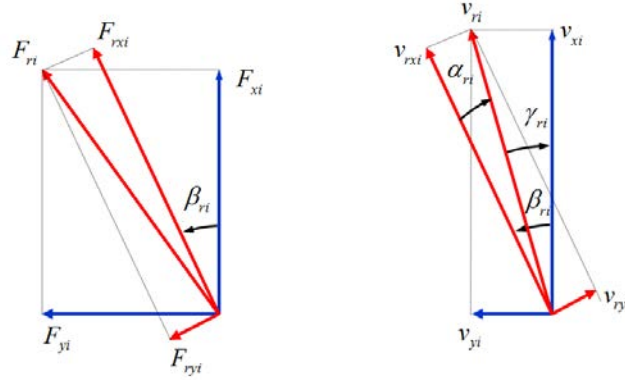


Figure 2.6. Système de coordonnées du pneumatique

Dans le cas où les forces longitudinale et transversale sont découplées, la force longitudinale $F_{rx,dec}$ du $i^{\text{ème}}$ pneumatique est déterminée par :

$$F_{rx,dec} = D_{xi} \sin \left(C_{xi} \operatorname{atan} \left(B_{xi} \varphi_{xi} \right) \right) \quad (2.4)$$

et la force latérale $F_{ry,dec}$ du $i^{\text{ème}}$ pneumatique est déterminée par :

$$F_{ry,dec} = D_{yi} \sin \left(C_{yi} \operatorname{atan} \left(B_{yi} \varphi_{yi} \right) \right) \quad (2.5)$$

Le couple d'auto-alignement du $i^{\text{ème}}$ pneumatique est déterminé par :

$$M_{rzi} = D_{zi} \sin \left(C_{zi} \operatorname{atan} \left(B_{zi} \varphi_{zi} \right) \right) \quad (2.6)$$

Pour chaque roue, tous les coefficients B, C, D et φ dans les équations (2.4), (2.5) et (2.6) sont issus de données expérimentales (voir l'annexe 1).

Dans le cas où il y a des couplages entre les forces longitudinale et latérale, les composantes des forces au niveau du contact sont déterminées comme suit :

$$F_{rx} = F_{rx,dec} \frac{\cos \left(b_{c0i} \operatorname{atan} \left(d_{cxi} \left(\alpha_{ri} - b_{cli} \right) \right) \right)}{\cos \left(b_{c0i} \operatorname{atan} \left(-d_{cxi} b_{cli} \right) \right)} \quad (2.7)$$

$$F_{ry} = F_{ry,dec} \frac{\cos \left(a_{c0i} \operatorname{atan} \left(d_{cxi} \left(\kappa_{ri} - a_{cli} \right) \right) \right)}{\cos \left(a_{c0i} \operatorname{atan} \left(-d_{cxi} a_{cli} \right) \right)} \quad (2.8)$$

avec :

$$d_{cxi} = b_{c2i} \cos(\text{atan}(b_{c3i} \kappa_{ri})) \quad (2.9)$$

$$d_{cyi} = a_{c2i} \cos(\text{atan}(a_{c3i} (\alpha_{ri} - a_{c4i}))) \quad (2.10)$$

Dans le cas où les pneumatiques fonctionnent dans la zone linéaire, le modèle de Pacejka peut être simplifié comme un modèle linéaire du pneumatique. Les efforts au niveau du contact entre la roue et le sol dans le repère des roues (Figure 2.6) sont donc déterminés en fonction du couple C_{emi} , du rayon des roues r_i , de la rigidité de dérive D_{ai} de la roue comme suit :

$$\begin{cases} F_{rx_i} = C_{emi} r_i \\ F_{ry_i} = D_{ai} (\beta_{ri} - \gamma_{ri}) \end{cases} \quad (2.11)$$

où la rigidité de dérive des roues est déterminée par la fonction de la force verticale F_{rzi} suivante :

$$D_{ai} = a_{3i} \sin\left(2 \text{atan} \frac{F_{rzi}}{a_{4i}}\right) \quad (2.12)$$

Ici, $a_{c(0..4)}$ et $b_{c(0..3)}$ sont les coefficients issus de caractérisations expérimentales et également utilisés dans le modèle de Pacejka (voir annexe 1).

Le modèle de la dynamique de rotation de roue permet de déterminer la vitesse de rotation en fonction de la force longitudinale et du couple appliqué à la roue. Ce modèle est illustré sur la Figure 2.7.

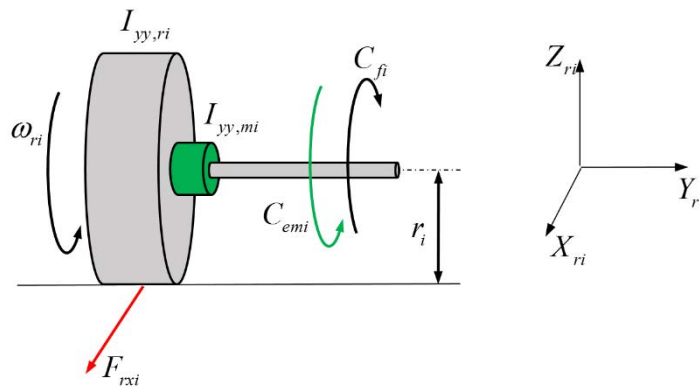


Figure 2.7. Modèle de la dynamique de roue

En considérant seulement les forces longitudinales au niveau du contact et les couples moteur ou de freinage agissant sur la dynamique de rotation des roues, l'équation différentielle de la dynamique de rotation s'écrit :

$$\left(I_{yy,ri} + I_{yy,mi} \right) \dot{\omega}_{ri} = -r_i F_{rx_i} + C_{emi} - C_{fi} \quad (2.13)$$

où, $I_{yy,ri}$ et $I_{yy,mi}$ sont les moments d'inertie de la $i^{ème}$ roue et du rotor de la machine électrique, r_i est le rayon sous la charge nominale de la $i^{ème}$ roue, ω_{ri} est la vitesse de rotation de la $i^{ème}$ roue, C_{emi} et C_{fi} sont le couple du moteur électrique et le couple de freinage appliquées à la $i^{ème}$ roue.

2.3. Caractéristiques du véhicule et du pneumatique

Comme mentionné dans le chapitre 1, nous choisissons un véhicule de distribution comme objet de recherche. Les caractéristiques du véhicule choisi sont intégrées dans le modèle de la dynamique du véhicule à 22 DDL et utilisées pour tous les modèles correspondants (le modèle bicyclette à 3DDL, le modèle du conducteur...). Ces modèles ont été validés (voir le chapitre 3) avec les caractéristiques principales exposées dans le Tableau 2.1.

Des cartographies réelles sont utilisées dans le modèle à 22 DDL pour simuler les comportements du système de suspension ainsi que pour la loi de déformation du châssis du véhicule. Ces cartographies sont déterminées par des expériences réalisées avec des véhicules réels qu'on ne détaillera pas ici car elles sont confidentielles.

Caractéristiques du véhicule	Notation	Valeur	Unité
Masse	M	19000	kg
Moment d'inertie	I_{zz}	66354	kg.m ²
Voie	B_v	2.026	m
Empattement	L_v	3.815	m
Distance entre le centre gravité et l'axe de l'essieu avant	L_{av}	2.5112	m
Distance entre le centre gravité et l'axe de l'essieu arrière	L_{ar}	1.3038	m

Tableau 2.1. Principales caractéristiques utilisées pour les modèles de simulation des comportements d'un véhicule de distribution

Caractéristiques du pneumatique	Notation	Valeur		Unité
		Avant	Arrière	
Type	-	315/80R22.5 XZA Energy	315/80R22.5 XDA	-
Moment d'inertie	$I_{yy,r}$	15.57	17.2	kg.m ²
Rayon maximal	r_0	0.537	0.537	m
Rayon sous la charge nominale	r	0.496	0.501	m
Masse	m_r	108	118	kg
Raideur verticale	K_r	900000	900000	N/m
Pression	p_0	8.5	7.3	Bar
Rigidité de dérive	D_α	4218	4470.5	N/rad
Rigidité de glissement	D_κ	4929	3255	N/%

Tableau 2.2. Principales caractéristiques utilisées du modèle de pneumatique

Tous les paramètres du véhicule sont identiques pour toutes les architectures du véhicule sauf lorsqu'une réduction de la masse du véhicule sera simulée, représentative d'un chargement incomplet.

Les principales caractéristiques du pneumatique rappelées dans le Tableau 2.2 sont utilisées dans le modèle linéaire et le modèle de la dynamique de rotation du pneumatique.

2.4. Modèle du système de direction

Le système de direction impose la relation entre l'angle de volant et les angles de braquage des roues directrices. Afin de diminuer la dérive des pneumatiques ainsi que celle du véhicule, des systèmes de direction mécanique basés sur la théorie d'Ackerman ont été développés (exemple Figure 2.8) [Brossard, 2006].

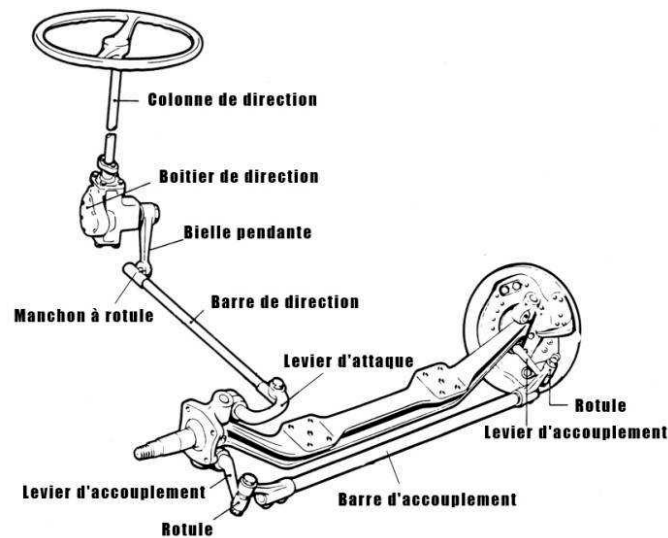


Figure 2.8. Schéma du système de direction mécanique du véhicule poids lourd

Des modèles du comportement de la dynamique du système de direction mécanique ont été proposés afin de déterminer le couple au volant dans le cas d'un système de direction électrique ou assistée. On peut par exemple citer les travaux d'Oh S.W [Oh, 2004] qui a utilisé ce modèle de manière à dimensionner le moteur électrique fournissant un couple à la colonne de direction. Dans [Wang et al., 2011], ce modèle a été utilisé pour définir la puissance et l'énergie nécessaire au système d'assistance de direction.

Dans notre travail, nous avons choisi de négliger la dynamique du système de direction telle que la dynamique de la transmission mécanique entre le volant et les roues. En effet, on peut considérer que la dynamique du système de direction influe peu sur les angles de braquage et les couples d'auto-alignement des roues. L'objectif est ici principalement de tester les lois de commandes des actionneurs et d'estimer l'énergie nécessaire pour le système de direction. De plus, on souhaite modéliser le système de direction de manière à ce qu'il soit facilement adaptable aux différentes architectures du véhicule. Par conséquent, les différents types de direction sont modélisés en utilisant des contraintes sous la forme de relations algébriques entre les angles de braquage (voir chapitre 3).

2.5. Modèle des systèmes de motorisation et de freinage

Sur un véhicule classique de distribution, les couples aux roues sont générés par la chaîne de traction mécanique (constituée du moteur, de l'embrayage, de la boîte de vitesse et du différentiel mécanique) et par le système de freinage. Des modèles de systèmes de traction et de freinage sont établis afin d'étudier par exemple le glissement de

l'embrayage, l'efficacité énergétique de la boîte de vitesses et le temps de réponse du système de freinage.

Dans le cadre de ce travail, la dynamique des systèmes de traction et de freinage n'est pas prise en compte dans un premier temps car l'objectif est d'étudier le gain que peut apporter la diversité des architectures du véhicule. Par conséquent, les systèmes de traction et de freinage sont modélisés pour chaque architecture du véhicule en utilisant des relations entre les couples aux roues (voir le chapitre 3). Grâce à cette approche nous allons de nouveau pouvoir simuler les différentes architectures du véhicule sans changer la structure des modèles dynamiques de chaque sous système. Les couples déterminés par l'utilisation d'un contrôleur haut niveau de l'allocation de contrôle sont supposés être transmis directement aux roues.

Ensuite, afin d'étudier l'influence du système de motorisation et de récupération d'énergie, un module des composants électriques est ajouté. Il est constitué d'un modèle de la machine électrique, d'un modèle de la source électrique et d'un modèle de l'onduleur.

2.5.1. Le moteur électrique

Le moteur électrique présente un certain nombre d'avantages [Nouh, 2008]. Il peut par exemple fournir, à toutes les vitesses, un couple aux roues et notamment à l'arrêt ce qui permet de supprimer l'embrayage dans la chaîne de traction. De plus, il peut fournir des couples importants qui sont de l'ordre de deux à quatre fois le couple nominal pendant la période de démarrage. Il peut également être réversible, c'est-à-dire qu'il peut fonctionner en générateur. Les véhicules hybrides ou électriques peuvent être équipés de moteurs à courant continu (moteur à induit en série, moteur à excitation séparée, moteur à aimants permanents), de moteurs synchrones ou de moteurs asynchrones.

2.5.1.1. Le moteur à courant continu

Parmi les différents types de moteurs à courant continu, le moteur à excitation séparée est très répandu car son intérêt réside dans le fait qu'il peut facilement être commandé en vitesse ou en couple et que son sens de rotation peut être inversé. De plus, ces moteurs peuvent être raccordés directement à la source d'énergie (batteries, accumulateurs, piles ...). Cependant, cette technologie comporte des inconvénients comme par exemple, le bruit rayonné plus important que pour les autres moteurs électriques, la difficulté de refroidir l'induit, la présence de balais et de collecteurs qui limitent la vitesse de rotation et nécessitent un entretien périodique.

2.5.1.2. Le moteur synchrone

Il existe différents types de moteurs synchrones : moteur synchrone à aimants permanents, à rotor bobiné, à réluctance variable ou à double excitation. Ayant la capacité de produire une puissance réactive, le moteur synchrone peut fonctionner dans les modes de compensation de puissance réactive. Il est utilisé donc principalement comme générateur. Les moteurs synchrones de petite capacité (excitation à aimants permanents) sont utilisés dans le domaine de l'automatisation et du contrôle. Cependant, ils nécessitent un système d'excitation. De plus, leur fabrication, leur exploitation et leur maintenance sont complexes et leur coût d'achat élevé.

2.5.1.3. Le moteur asynchrone

Les moteurs asynchrones combinés avec un onduleur sont aussi utilisés sur les véhicules hybrides ou électriques. Ils ont une puissance massique élevée qui conduit à un bon rendement pour la chaîne de traction [Nouh, 2008]. Ce type de moteur électrique comporte des avantages comme, par exemple, la fourniture d'un couple constant pour toute une gamme de situations de conduite, la puissance des machines asynchrones qui peut atteindre jusqu'à 1500 KW, la fabrication très simple de cette machine asynchrone en comparaison avec le moteur synchrone. De plus, son prix d'achat est moins élevé, il est beaucoup plus robuste et ne nécessite pratiquement pas d'entretien. Particulièrement, les machines asynchrones peuvent travailler pendant de longues périodes dans des conditions difficiles. L'absence de collecteur dans les moteurs asynchrones permet d'atteindre des vitesses de rotation supérieures à celles des moteurs à courant continu. Par exemple, une vitesse à 10000 tr/mn est parfaitement atteignable pour les puissances mises en jeu dans les véhicules routiers classiques [Nouh, 2008].

Cependant, la principale difficulté reste son pilotage étant donné que le courant statorique sert à la fois à générer le flux et le couple. Il est donc difficile de le contrôler séparément en couple et en flux. Mais, les développements de l'électronique de puissance et des méthodes de commande, telles que la commande vectorielle ont permis des progrès dans ce sens.

Cette analyse permet de choisir le moteur asynchrone à courant alternatif (MAS) comme actionneur des roues dans notre recherche. Avec le type choisi de la machine électrique, la Figure 2.9 présente le schéma général de la partie d'actionnement électrique. A partir du couple de consigne C_{em}^{con} et du courant magnétisant de consigne I_{mr}^{con} , le bloc de commandes permet de déterminer les tensions de consigne $V_{sa, sb, sc}^{ref}$ de l'onduleur. Il faut noter ici que le flux rotorique de référence est représenté par ce courant magnétisant. Les tensions de consigne $V_{sa, sb, sc}^{ref}$ sont fournies au modèle de l'onduleur. Cet onduleur permet de transformer la tension continue V_{Batt} de la batterie en tensions alternatives triphasées

$V_{sa, sb, sc}$ qui sont les entrées de la machine électrique. Le couple rotorique C_{em} généré par le modèle de la machine asynchrone est fourni à la roue. Les détails de ces blocs seront présentés dans les sections suivantes.

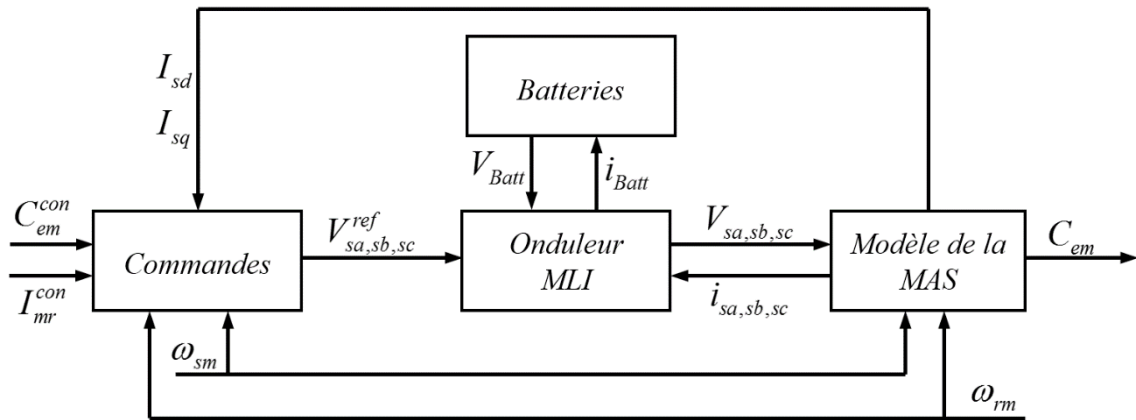


Figure 2.9. Schéma général de la partie d'actionnement électrique

2.5.2. Le modèle de la machine asynchrone (MAS)

En fait, les moteurs électriques ne transforment pas 100% de l'énergie électrique d'entrée en énergie mécanique cinétique. Un certain pourcentage de l'énergie électrique est perdu lors de cette conversion. Ces pertes se manifestent par :

- des pertes électriques de puissance (chaleur perdue à cause de la résistance électrique des enroulements, des barres conductrices et les bagues d'extrémité),
- les pertes des noyaux magnétiques,
- les pertes dues à la charge,
- les pertes mécaniques et les pertes de contact des balais

Trois modèles de la machine électrique avec différents niveaux de complexité sont proposés dans [Nouh, 2008]:

- modèle par éléments finis,
- modèle par réseaux de perméances,
- modèle de Park.

Le modèle par éléments finis (MEF) est plus précis. Il permet de faire des études sur les paramètres, les pertes, les comportements et les fonctions de la machine électrique. Malheureusement, le temps de calcul de cette modélisation est très long et incompatible avec la commande en temps réel. On peut citer ici les travaux de Dlala [Dlala, 2009] qui a utilisé un modèle de simulation par éléments finis pour prendre en compte les pertes de la machine.

Le modèle par réseaux de perméances (MRP) est une méthode intermédiaire entre la modélisation de Park et la modélisation par éléments finis. Elle consiste à modéliser le circuit magnétique de la machine par un schéma électrique équivalent. La représentation de l'entrefer de la machine dans cette modélisation est la principale difficulté. Le travail dans [Moulaoum et al., 2007] a utilisé ce type de modèle qui comprend à la fois la perte dans l'entrefer et la saturation magnétique. Il est plus précis que le modèle simplifié dans la prédiction des performances de la machine. Les travaux dans [Laldin et al., 2011] ont développé ce modèle pour prédire les pertes dans l'entrefer du stator et du rotor d'une machine à cage d'induction. Les paramètres sont identifiés à partir des résultats de simulation par éléments finis. Ce type de modèle de circuit permet de faire des simulations avec des lois de commande d'une machine électrique.

Le modèle de Park (MP) est fondé sur les équations du comportement électromagnétique de la machine électrique [Retif, 2008] en utilisant des hypothèses simplificatrices. Ce modèle ne prend pas en compte toutes les pertes de la machine électrique. En raison de la simplicité de ses équations, ce type de modélisation est bien adapté à la commande de la machine électrique. Nous utiliserons donc cette modélisation pour la machine électrique utilisée dans nos travaux. Pour prendre en compte les pertes des machines électriques, seule la valeur du rendement de ces machines η sera utilisée dans les bilans de puissance au chapitre 4.

2.5.2.1. Hypothèses

Les équations décrivant le fonctionnement des machines à courant alternatif triphasé dépendent des résistances et des inductances du stator et du rotor, ainsi que des inductances mutuelles entre stator et rotor. La position relative du rotor par rapport au stator module ces inductances mutuelles. La modélisation de Park [Rétif et al., 2008] est construite à partir des équations électriques de la machine. Une transformation est utilisée pour exprimer les valeurs des courants, des tensions et des flux du stator (initialement dans le repère a_s, b_s, c_s), ainsi que celle du rotor (initialement dans le repère a_r, b_r, c_r , repère lié au champ tournant $d-q$) (Figure 2.10). Pour simplifier les équations, et par conséquent le modèle, les repères de la transformation de Park des grandeurs statoriques et de celle des grandeurs rotoriques doivent vérifier la relation entre l'angle de rotation du flux statorique θ_{sm} et du flux rotorique θ_{rm} comme suit :

$$\theta_{sm} = \theta_{rm} + \theta_{sr} \quad (2.14)$$

Pour utiliser la modélisation de Park, quelques hypothèses doivent être posées :

- la machine est parfaitement symétrique,
- l'hystérésis et les courants de Foucault sont négligeables,
- les inductances propres, les résistances statoriques et rotoriques sont constantes.

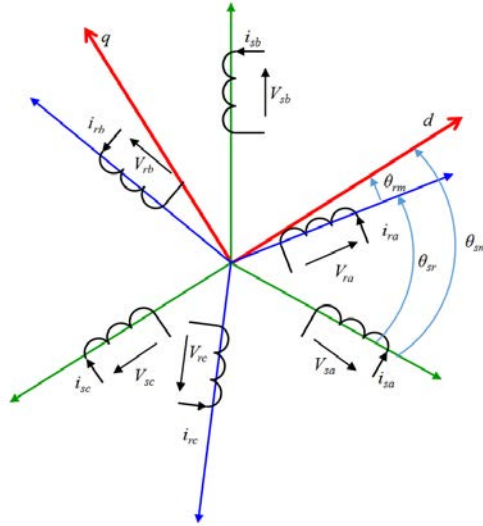


Figure 2.10. Représentation de la machine asynchrone (MAS) dans un repère triphasé lié au stator (a_s, b_s, c_s), au rotor (a_r, b_r, c_r) et au champ tournant ($d-q$)

L'équation (2.15) est une relation générale qui permet de déterminer les composantes des tensions et des courants du stator et du rotor dans le repère lié au champ tournant ($d-q$). Cette transformation est déterminée par :

$$\begin{bmatrix} x_d \\ x_q \end{bmatrix} = \sqrt{\frac{2}{3}} \begin{bmatrix} \cos \theta_{sm} & \cos \left(\theta_{sm} - \frac{2\pi}{3} \right) & \cos \left(\theta_{sm} + \frac{2\pi}{3} \right) \\ -\sin \theta_{sm} & -\sin \left(\theta_{sm} - \frac{2\pi}{3} \right) & -\sin \left(\theta_{sm} + \frac{2\pi}{3} \right) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_a \\ x_b \\ x_c \end{bmatrix} \quad (2.15)$$

La transformation de Park permet de :

- réduire le nombre d'inconnues,
- travailler avec les variables stabilisées car les variables triphasées varient sinusoïdalement pendant le temps de simulation,
- utiliser une méthode de commande vectorielle bien établie de la machine électrique car les composantes des tensions et des courants sont décrites par les deux composantes d'un vecteur exprimé dans le repère ($d-q$).

2.5.2.2. Les équations de la machine asynchrone

Les tensions V_{sd} et V_{sq} sont déterminées à partir des tensions de sortie de l'onduleur $V_{sa, sb, sc}$ en utilisant l'équation (2.15). Les tensions au stator V_{sd} et V_{sq} sont des fonctions

des courants de stator I_{sd} et I_{sq} et des flux au stator Φ_{sd} et Φ_{sq} :

$$\begin{cases} V_{sd} = R_s I_{sd} + \dot{\Phi}_{sd} - \omega_{sm} \Phi_{sq} \\ V_{sq} = R_s I_{sq} + \dot{\Phi}_{sq} + \omega_{sm} \Phi_{sd} \end{cases} \quad (2.16)$$

avec R_s la résistance statorique, ω_{sm} et ω_{rm} les vitesses de rotation du flux statorique et du flux rotorique.

Les tensions au rotor V_{rd}, V_{rq} sont nulles car le rotor n'est pas alimenté mais il y a des circuits passifs dans rotor. Les équations de comportement sont donc données par :

$$\begin{cases} V_{rd} = R_r I_{rd} + \dot{\Phi}_{rd} - \omega_{sr} \Phi_{rq} = 0 \\ V_{rq} = R_r I_{sq} + \dot{\Phi}_{rq} + \omega_{sr} \Phi_{rd} = 0 \\ \omega_{sr} = \omega_{sm} - \omega_{rm} \end{cases} \quad (2.17)$$

avec R_r la résistance rotorique, Φ_{rd} et Φ_{rq} les flux au rotor, I_{rd} et I_{rq} les courants de rotor et ω_{sr} la vitesse de glissement entre le rotor et le stator.

Les flux au stator Φ_{sd} et Φ_{sq} sont donnés par :

$$\begin{cases} \Phi_{sd} = L_s I_{sd} + L_m I_{rd} \\ \Phi_{sq} = L_s I_{sq} + L_m I_{rq} \end{cases} \quad (2.18)$$

avec L_s et L_m les inductances.

Les flux au rotor Φ_{rd} et Φ_{rq} sont obtenus par :

$$\begin{cases} \Phi_{rd} = L_r I_{rd} + L_m I_{sd} \\ \Phi_{rq} = L_r I_{rq} + L_m I_{sq} \end{cases} \quad (2.19)$$

avec L_r l'inductance propre d'une phase rotorique.

Le couple électromagnétique C_{em} est donné par:

$$C_{em} = P \frac{L_m}{L_r} (\Phi_{rd} I_{sq} - \Phi_{rq} I_{sd}) \quad (2.20)$$

où P est le nombre de paires de pôles.

Ce système multi-variable peut être représenté par des équations d'état sous la forme suivante en reformulant les équations de (2.16) à (2.19) (les matrices A_m et B_m sont exposées dans l'annexe 2):

$$\dot{X}_m = A_m X_m + B_m U_m \quad (2.21)$$

avec

$$X_m = [I_{sd} \quad I_{sq} \quad \Phi_{rd} \quad \Phi_{rq}]^t ; U_m = [V_{sd} \quad V_{sq}]^t \quad (2.22)$$

2.5.3. Modèle de l'onduleur

Les travaux présentés dans [Janiaud, 2012] ont distingué deux types de modèle d'onduleur : le modèle idéal et le modèle à commutation. Le modèle idéal ne prend pas en compte les commutations d'interrupteurs. Les signaux triphasés générés sont les signaux moyens et sont très proches de sinusoides parfaites. Le modèle à commutation de l'onduleur est construit en tenant compte des commutations d'interruptions. Dans ce cas, le temps de calcul est plus long pour les simulations. Dans notre travail, nous considérons l'onduleur comme parfait c'est-à-dire sans pertes. Son rendement est donc égal à 1. Le modèle de l'onduleur idéal est décrit par les équations suivantes. Dans le cas d'une commande en tension, il alimente le stator de la MAS. Les tensions de $V_{sa, sb, sc}$ du stator sont égales aux tensions entrées $V_{sa, sb, sc}^{ref}$ de l'onduleur:

$$V_{sa} = V_{sa}^{ref} ; V_{sb} = V_{sb}^{ref} ; V_{sc} = V_{sc}^{ref} \quad (2.23)$$

En faisant le bilan de puissance, nous obtenons la relation:

$$i_{sa} V_{sa} + i_{sb} V_{sb} + i_{sc} V_{sc} = i_{Batt} V_{Batt} \quad (2.24)$$

L'équation (2.23) suppose que les tensions de consigne peuvent toujours être obtenues en sortie de l'onduleur. Cependant, cette hypothèse n'est pas toujours vérifiée car celle-ci dépend du niveau de tension de la batterie V_{Batt} . Par exemple, dans les cas d'accélération très forte du véhicule avec une batterie peu chargée, les tensions de consigne seront plus grandes tandis que la tension de la batterie sera faible. Donc, il faut saturer l'amplitude de $V_{sa, sb, sc}$ en tenant compte de V_{Batt} comme suit :

$$V_{sa, sb, sc} = \frac{V_{sa, sb, sc}^{ref}}{\sqrt{(V_{sa}^{ref})^2 + (V_{sb}^{ref})^2 + (V_{sc}^{ref})^2}} \times \max \left(\sqrt{(V_{sa}^{ref})^2 + (V_{sb}^{ref})^2 + (V_{sc}^{ref})^2}, \sqrt{6} V_{Batt} \right) \quad (2.25)$$

2.5.4. Le modèle de la batterie

Les travaux de Tremblay [Tremblay, 2009] distinguent trois types de modèle de batterie : le modèle expérimental, le modèle électrochimique et le modèle à base de circuit électrique. Néanmoins, les modèles expérimentaux et électrochimiques ne sont pas adaptés pour estimer l'état de charge (SOC-State Of Charge) de la batterie. Les modèles à base de circuits électriques peuvent quant à eux être utilisés pour représenter les

caractéristiques électriques des batteries mais ils ne tiennent pas compte non plus de l'état de la charge de la batterie. Ces travaux ont proposé aussi un modèle mathématique qui varie en fonction du type de batterie et ont présenté les résultats d'une expérimentation afin de valider ce modèle. Dans le cadre du travail présenté ici, nous choisissons ce modèle qui permet de modéliser tous les types de batterie, de faire des études de la puissance et de l'énergie de la batterie lorsque le véhicule suit une trajectoire.

Ce modèle est basé sur les hypothèses suivantes :

- la résistance interne est supposée constante au cours des cycles de charge et de décharge et ne varie pas avec l'amplitude du courant,
- les paramètres du modèle sont déduits des caractéristiques de décharge et sont supposés être les mêmes pour le chargement,
- la capacité de la batterie ne change pas avec l'amplitude du courant,
- la température n'affecte pas le comportement de la batterie et ne sera pas pris en compte dans le modèle,
- l'auto-décharge de la batterie n'est pas prise en compte,
- la batterie n'a pas d'effet mémoire.

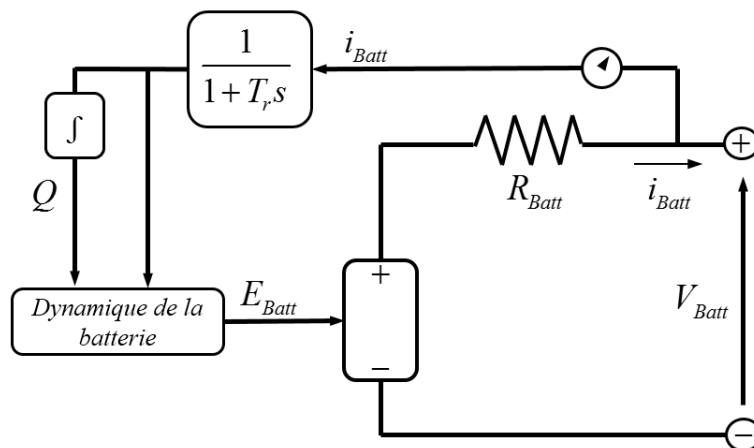


Figure 2.11. Modèle déchargé de la batterie [Tremblay, 2009]

Dans la Figure 2.11, le courant i_{Batt} lors de la charge ou décharge de la batterie est fourni par l'onduleur à partir des courants triphasés des machines asynchrones. La tension V_{Batt} aux bornes de la batterie est transformée par l'onduleur en tensions alternatives triphasées. La tension interne de la batterie E_{Batt} dans les deux cas de charge et décharge est calculée en utilisant le courant filtré i_{Batt} et la charge Q de la batterie (équations (2.26) et (2.27)).

Dans le cas d'une batterie Lithium-Ion, la tension E_{Batt} lors de la charge est :

$$E_{Batt} = E_0 - \frac{KQ_{nom}}{0.1Q + Q_{nom}} i_{Batt} - \frac{KQ_{nom}}{-Q + Q_{nom}} Q + A_{Batt} e^{-B_{Batt}Q} \quad si \quad i_{Batt} < 0 \quad (2.26)$$

Lors de la décharge, cette tension est égale à:

$$E_{Batt} = E_0 - \frac{KQ_{nom}}{-Q + Q_{nom}} i_{Batt} - \frac{KQ_{nom}}{-Q + Q_{nom}} Q + A_{Batt} e^{-B_{Batt}Q} \quad si \quad i_{Batt} \geq 0 \quad (2.27)$$

Les paramètres E_0 , K , A_{Batt} , B_{Batt} peuvent être déterminés par les suggestions données dans les travaux de Tremblay [Tremblay, 2009].

La charge actuelle de la batterie est déterminée par :

$$Q = \int_0^t i_{Batt}(t) dt + Q_0 \quad (2.28)$$

L'état de charge (SOC) de la batterie est donné par la relation:

$$SOC = (100 - Q / Q_{nom}) \quad (2.29)$$

2.5.5. Contrôleur bas niveau par une commande vectorielle de la machine asynchrone

Les types de commande d'une machine électrique peuvent être classés de la manière suivante :

- le contrôle scalaire (boucle ouverte ou fermée),
- le contrôle direct du couple ou de la tension (méthode d'hystérésis),
- le contrôle prédictif du couple,
- le contrôle direct de la puissance,
- le contrôle vectoriel (direct, indirect).

ou selon la variable commandée :

- le contrôle de vitesse,
- le contrôle de la position,
- le contrôle du couple,
- le contrôle du flux.

Toutes ces méthodes de contrôle d'une machine électrique ne seront pas détaillées ici. Dans le cas d'un véhicule électrique, les machines électriques sont généralement contrôlées en couple car la relation entre le couple et la vitesse de rotation est une relation de causalité. Nous présentons ci-dessous une méthode de commande vectorielle pour contrôler les machines asynchrones en réutilisant le modèle de la machine asynchrone présenté dans la section 2.5.2. Cette méthode est choisie dans le cadre de notre travail car

nous pouvons réutiliser le modèle de Park pour construire ce contrôle. Et ce contrôle permet de réduire les paramètres inconnus et de contrôler en couple des machines asynchrones.

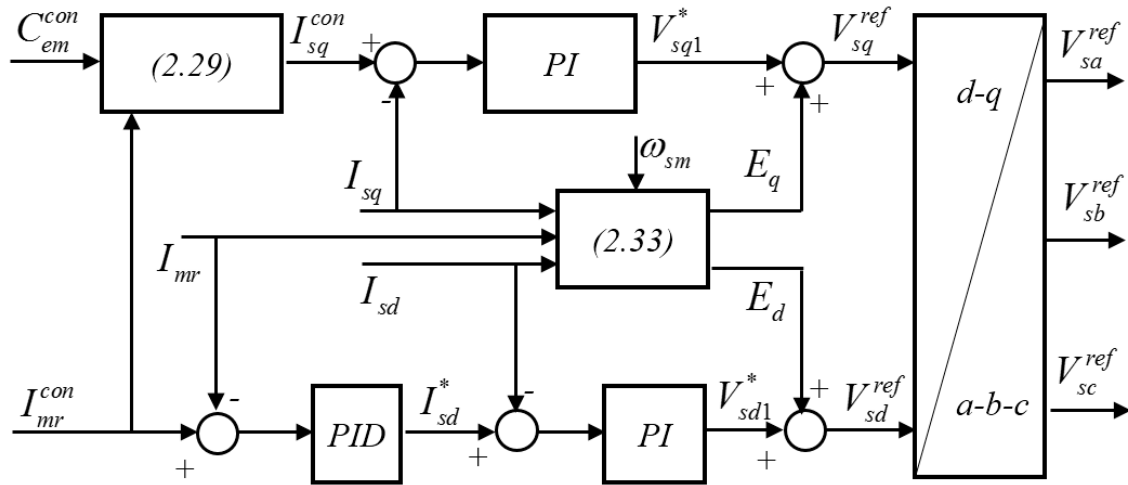


Figure 2.12. Détail du bloc « Commandes » : découplage du champ tournant sur les axes $d-q$

On remarque que le modèle de la machine asynchrone (équations (2.21)) est couplé. En effet, les tensions V_{sq} et V_{sd} influencent simultanément les grandeurs I_{sq} et I_{sd} . La méthode de commande vectorielle présentée dans la Figure 2.12 permet de découpler cette influence.

Les entrées de ce bloc « Commandes » (Figure 2.9) sont le flux de consigne, traduit par le courant magnétisant de consigne I_{mr}^{con} (équation (2.30)), le couple de consigne C_{em}^{con} traduit par le courant de consigne I_{sq}^{con} (équation (2.31)), les courants I_{sd} et I_{sq} et les flux rotoriques Φ_{rd} et Φ_{rq} qui sont les sorties du modèle de la machine asynchrone (équations (2.21)), la vitesse de rotation du rotor ω_m (déterminée par le modèle dynamique de rotation de la roue, section 2.2.4) et la vitesse de rotation statorique ω_{sm} . Les coefficients des correcteurs PI et PID sont déterminés et présentés dans l'annexe 2. Ces correcteurs permettent de déterminer les tensions V_{sd1}^* et V_{sq1}^* et le courant I_{sd}^* de découplage.

Les sorties de ce bloc sont les tensions de consigne $V_{sa, sb, sc}^{ref}$ qui sont les entrées du modèle de l'onduleur. Ces tensions sont déterminées à partir des tensions V_{sd}^{ref} et V_{sq}^{ref} (qui sont déterminées par l'équation (2.36)) en utilisant l'inverse de l'équation (2.15).

Le courant magnétisant de consigne I_{mr}^{con} , déterminé dans le cas de la puissance nominale de la machine asynchrone [Sul, 2011], est:

$$I_{mr}^{con} = 2\pi f \sqrt{\frac{2}{3}} V_{ac} \frac{1}{L_m} \quad (2.30)$$

Ici, f est la fréquence de tension alternative, V_{ac} est la tension nominale phase-par-phase de la machine asynchrone.

Le courant de consigne I_{sq}^{con} est calculé à partir du couple de consigne C_{em}^{con} et I_{mr}^{con} :

$$I_{sq}^{con} = \frac{C_{em}^{con}}{PL_m I_{mr}^{con}} \quad (2.31)$$

Le rotor de la MAS n'ayant pas d'un point de vue technologique un axe privilégié pour le flux rotorique, nous proposons comme hypothèse que le flux rotorique soit colinéaire avec l'axe d :

$$\Phi_{rq} = 0 \quad (2.32)$$

A partir de la formulation d'état (équation (2.21)) et l'équation (2.32), on obtient l'expression du courant magnétisant I_{mr} par un transfert du premier ordre du courant I_{sd} (qui est la sortie du modèle de la machine électrique) :

$$I_{mr} = \frac{I_{sd}}{1 + T_r s} \quad \text{avec } T_r = \frac{L_r}{R_r} \quad (2.33)$$

Dans notre cas nous utilisons une hypothèse [Rétif et al., 2008] :

$$\begin{cases} L_r = L_m \\ L_f = L_s - L_r \end{cases} \quad (2.34)$$

et, nous pouvons écrire les équations des composants découplés E_d et E_q comme:

$$\begin{cases} E_d = -\omega_{sm} L_f I_{sq} + R_r I_{mr} \\ E_q = \omega_{sm} L_f I_{sd} + \omega_{sm} L_r I_{mr} - R_r I_{sq} \end{cases} \quad (2.35)$$

avec les valeurs initiales des courants I_{sd} et I_{sq} qui sont nulles.

Les tensions du champ tournant sur les axes $d - q$ sont déterminées par :

$$\begin{cases} V_{sd}^{ref} = V_{sd1}^* + E_d \\ V_{sq}^{ref} = V_{sq1}^* + E_q \end{cases} \quad (2.36)$$

2.6. Caractéristiques des composants électriques

Les modèles des composants électriques sont intégrés dans le modèle de la dynamique du véhicule pour certains cas d'étude en vue d'estimer leur comportement et leur influence. La puissance nominale de la machine électrique est déterminée en considérant la puissance totale du moteur thermique du véhicule conventionnel. Les paramètres principaux des composantes électriques sont exposés dans le Tableau 2.3.

Caractéristiques des composants électriques		Notation	Valeur	Unité
Batterie	Capacité nominale	Q_{nom}	100	Ah
	Résistance	R_{Batt}	0.065	Ω
	Tension maximale aux bornes	V_{batt}	650	V
Machine électrique	Puissance nominale	P_{em}	37	KW
	Tension phase par phase	V_{ac}	400	V
	Nombre de paires de pôles	P	2	
	Moment d'inertie	$I_{yy,mi}$	0.37	kg.m ²
	Fréquence du courant alternatif	f	50	Hz
	Résistance du stator	R_s	0.08233	Ω
	Inductance propre du stator	L_s	0.02783	$\Omega.s$
	Résistance du rotor	R_r	0.0503	Ω
Commande vectorielle	Coefficients du PI pour contrôler les courants I_{sd} et I_{sq}	K_P	0.72	-
		K_I	132.63	-
	Coefficients du PID pour contrôler le courant magnétisant I_{mr}	K_P	270	-
		K_I	500	-
		K_D	0.27	-

Tableau 2.3. Caractéristiques des composants électriques

2.7. Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons proposé un environnement de modélisation pour construire un banc d'essai virtuel par les modélisations de chaque module de ce banc. Un état de l'art a tout d'abord présenté la dynamique du véhicule. Un modèle complexe à 22 DDL du véhicule avec ses sous-systèmes permettra de déterminer les comportements réels du véhicule, de valider et de justifier les lois de commande, et d'estimer les termes d'énergie consommée. En vue de modéliser un système de motorisation électrique, un modèle de Park de la machine asynchrone a été choisi et exposé ainsi que la méthode de commande vectorielle en couple pour cette machine. Cette méthode de contrôle permet d'avoir le

couple en sortie correspondant au couple de consigne. A partir d'un état de l'art des modèles de source électrique et d'onduleur, les modèles simples de la batterie et de l'onduleur triphasé ont été choisis dans le cadre de notre recherche. Cela permet d'intégrer la dynamique des composants électriques avec la dynamique du véhicule et de déterminer la puissance ou l'énergie de la batterie.

Il faut noter que la modélisation de la dynamique du véhicule, les modèles de système de direction, de traction et de freinage, le modèle de pneumatique et des roues sont identiques dans tous les cas d'étude pour les différentes architectures envisagées du véhicule.

Dans le cadre de notre travail, les différentes architectures qui seront envisagées et comparées sont toutes sur-actionnées puisqu'elles présentent une multiplicité d'actionneurs sur les systèmes de traction et de direction. Comment alors trouver une méthode qui permette à la fois de contrôler les actionneurs à l'aide d'un même outil et de comparer les différentes architectures avec un critère énergétique. Dans le chapitre suivant nous allons considérer les lois de commande des actionneurs pilotant les angles de braquage des roues directrices et les couples aux roues motrices. La méthode de commande optimale et de construction des contraintes liées aux différentes architectures et aux limites de comportement du pneumatique du véhicule sera exposée dans ce chapitre.

3.1. Introduction	54
3.2. Loi de commande optimale	55
3.2.1. <i>Position du problème</i>	55
3.2.2. <i>Commande pour les systèmes linéaires</i>	56
3.2.3. <i>Commande prédictive et adaptative</i>	57
3.2.4. <i>Allocation de contrôle</i>	58
3.3. Architecture de commande haut niveau par allocation de contrôle	60
3.3.1. <i>Schéma général</i>	60
3.3.2. <i>Modèle du conducteur</i>	61
3.3.3. <i>Générateur de la trajectoire référence</i>	63
3.3.3.1. <i>Architecture du générateur</i>	63
3.3.3.2. <i>Trajectoires de référence choisies</i>	65
3.3.3.3. <i>Validation des hypothèses pour le générateur de références</i>	65
3.3.3.4. <i>Validation des paramètres utilisés pour le générateur des références</i>	67
3.4. Problème d'optimisation : allocation de contrôle	69
3.5. Contraintes	71
3.5.1. <i>Contraintes liées au comportement du pneumatique</i>	71
3.5.2. <i>Architectures de véhicule retenues</i>	73
3.5.3. <i>Contraintes liées aux architectures du véhicule</i>	74
3.5.3.1. <i>Pour le système de direction</i>	74
3.5.3.2. <i>Pour le système de traction</i>	75
3.6. Algorithme de résolution	76
3.7. Conclusion	77

3.1. Introduction

Dans le chapitre précédent, un banc d'essais virtuel pour un véhicule de distribution est proposé. Il est constitué par les différents modules correspondant aux différents éléments technologiques nécessaires à l'élaboration des architectures étudiées. De manière à placer le véhicule en situation, les commandes des actionneurs du véhicule doivent être déterminées en accord avec les consignes du conducteur et les conditions de mouvement du véhicule. Pour cela, il est d'abord nécessaire d'avoir un module qui peut générer les conditions virtuelles de mouvement, telles que la trajectoire de référence et l'angle de volant.

A partir de ces conditions, se pose une première question : comment peut-on déterminer les commandes des actionneurs (les angles de braquage et les couples aux roues) ? Pour répondre à cette question, un module de contrôle haut niveau par un contrôleur optimal est construit dans ce chapitre. Ce module permet de définir les actionnements optimaux qui seront assignés au véhicule pour garantir les comportements en accord avec les performances recherchées.

De plus, nous souhaitons commander les différentes architectures du véhicule avec la même structure de commande. Pour cela, nous proposons une méthodologie pour construire des contraintes liées aux différentes architectures du véhicule. Ces contraintes seront présentées et utilisées dans le problème d'optimisation du module de contrôle haut niveau.

3.2. Loi de commande optimale

Le but principal d'une commande optimale est la détermination des entrées de commande par rapport à un critère à optimiser. Il existe de nombreuses méthodes pour réaliser une commande optimale. Les principaux types de commande optimale sont exposés dans la suite de ce chapitre.

3.2.1. Position du problème

Pour un système à temps continu représenté par une équation d'état :

$$\dot{x} = f(x, u, t) \quad (3.1)$$

et pour la condition initiale $x(t_0) = x_0$ et la commande u , cette équation d'état définit une trajectoire unique x pour l'état sur $[t_0, t_f]$. Celle-ci est une fonction de la condition initiale x_0 et de la commande u sur $[t_0, t_f]$.

Soit un critère (ou une fonction coût) :

$$J(x_0, t_0, u) = \theta(x_f, t_f) + \int_{t_0}^{t_f} \phi(x, u, t) dt \quad (3.2)$$

avec $x_f = x(t_f)$. Les fonctions θ et ϕ ainsi que les instants t_0 et t_f sont donnés car ce critère ne dépend que de x_0 et de u sur la période $[t_0, t_f]$.

Le problème de la commande optimale consiste à trouver la commande \bar{u} en minimisant $J(x_0, t_0, u)$:

$$\begin{aligned} \bar{u} &= \min_{u \in U} J(x_0, t_0, u) \\ \text{avec} \quad &\begin{cases} c_e(u) = 0 \\ c_{ine}(u) \leq 0 \end{cases} \end{aligned} \quad (3.3)$$

où $c_e(u)$ et $c_{ine}(u)$ sont les vecteurs des contraintes égalités et inégalités de la commande u sur $[t_0, t_f]$.

La commande optimale est une série de méthodes basées sur la minimisation d'une fonctionnelle. Le principe est de trouver le signal de commande (qui peut être multi variables) qui permet au système de satisfaire les contraintes physiques tout en extrémisant une fonction coût. Nous présentons rapidement par la suite les différentes méthodes de commande optimale pour justifier la méthode choisie dans notre travail.

3.2.2. Commande pour les systèmes linéaires

Pour la commande linéaire quadratique LQ ou LQR (Linear Quadratic Regulator), le système est linéaire et la fonction coût est quadratique en la sortie ou en l'état. Le problème de la régulation correspond au maintien de la sortie ou de l'état à la valeur nulle. L'équation différentielle de Riccati est résolue hors-ligne et permet de s'affranchir des problèmes avec conditions limites initiales et finales. Cette méthode permet de mettre en place une commande en boucle fermée. Par contre, le système doit être observable. De plus, ce contrôleur ne prend pas en compte les bruits de mesure et de système et sa robustesse dépend beaucoup de la qualité du modèle de commande.

On peut également citer une autre méthode de commande linéaire quadratique LQT (Linear Quadratic Tracking) qui peut être utilisée pour un système linéaire. La fonction coût est quadratique en l'erreur entre la sortie et la référence. Le problème du suivi de trajectoire correspond à la volonté de faire coller la sortie à une trajectoire désirée. Par contre, l'utilisation de cette méthode n'a pas de solution au sens strict car en général son critère est infini.

Pour remédier aux inconvénients du LQR, une autre méthode de contrôle nommée Linear Quadratic Gaussian (LQG) a été proposée qui prend en compte les bruits de mesure et de système (mais seulement les bruits blancs). Les états du système ne doivent pas être mesurés car un observateur peut être utilisé pour estimer quelques variables non-mesurées et ce contrôleur peut fonctionner correctement et est stable si il inclut un bon modèle et des mesures précises. En outre, il est également plus réaliste puisque l'on considère le bruit. Les états observés permettent de réduire le nombre de capteurs nécessaires. Par contre, il conserve les inconvénients de l'approche LQR car il ne peut être utilisé que pour un système linéaire.

Les commandes LQR, LQT et LQG peuvent se mettre sous une forme particulière dite forme standard. Cette méthode est une méthode de commande H_2 ou LQ-Preview en considérant un horizon prédictif. Ainsi, elle permet de déterminer la commande par une seule optimisation, elle peut être applicable même avec un grand horizon, et combine certaines caractéristiques de la commande prédictive et de la commande LQ qui nous

donne la robustesse et la rapidité de commande. Par contre, elle reste une commande linéaire.

On peut rappeler ici qu'il y a une approche nommée H_∞ qui permet de contrôler un système malgré l'existence d'une différence entre le système réel et simulé. Cette méthode de commande permet de supprimer les inconvénients des types de commande linéaire. Par contre, cette approche nécessite un modèle mathématique très complexe pour simuler les bruits et les différences entre le système réel et simulé et conduit à des difficultés pour déterminer les commandes.

En conclusion, ces types de commande évoqués dans cette section peuvent être utilisés pour le système linéaire sans intégration des contraintes des commandes. Sauf que la commande H_∞ peut être appliquée pour le système non-linéaire sans contraintes des commandes.

3.2.3. Commande prédictive et adaptative

Dans de nombreuses situations, le contrôle du véhicule est amélioré si la prédiction est également impliquée. Avec le développement de capteurs tels que des radars et des caméras, la prévision de la trajectoire future du véhicule fournit des informations utiles pour le contrôleur. Une approche « Model Predictive Control » (MPC) structurée autour de la gestion des contraintes complexes et la prédiction des systèmes a été développée dans les industries chimiques pour prédire l'avenir d'un processus et ensuite appliquer les signaux de commande optimale pour un choix de comportement [Jonasson, 2009]. Les travaux de [Akhmetov, 2011] présentent un contrôleur prédictif non-linéaire (NMPC) avec un modèle linéaire à temps variant (LTV) afin de déterminer les couples de freinage aux roues et l'angle de braquage des roues sur l'essieu arrière ou pour contrôler un véhicule équipé de barres antiroulis actives. Ce contrôleur permet d'élaborer la commande à partir des spécificités du comportement du véhicule de manière relativement simple. Par contre, il nécessite le choix d'un modèle de commande suffisamment représentatif du comportement du véhicule ainsi que la linéarisation du modèle dynamique du véhicule et des contraintes. De manière à contrôler en courant un moteur électrique à induction, [Rétif et al., 2008] utilisent un contrôleur MPC afin d'avoir une performance dynamique rapide. [Kraus et al., 2013] proposent un MPC non-linéaire avec un estimateur de mouvement horizontal d'un véhicule agricole autonome afin de contrôler sa trajectoire automatiquement. A partir de la position du système GPS, de l'angle volant et de la vitesse des roues, le mouvement horizontal est estimé. Ce mouvement est l'entrée du modèle MPC non-linéaire qui est capable de déterminer le taux de braquage et la vitesse de consigne. Cependant, ce modèle MPC a utilisé seulement les bornes des commandes comme les contraintes.

Pour les conditions différentes dans lesquelles le véhicule doit fonctionner, une stratégie de contrôle adaptatif (CA) pourrait être satisfaisante. Afin de minimiser la fonction coût, ce type de contrôleur ajuste ses caractéristiques lorsque le système doit être contrôlé par son état qui est soumis à l'évolution des conditions de conduite. Il se compose donc d'une boucle de commande et d'un circuit de réglage. Le réglage du régulateur peut être fait d'une manière directe et indirecte ; l'ajustement direct est réalisé en utilisant un modèle de système linéarisé explicite dans la boucle tandis que l'ajustement indirect utilise une estimation du système qui est utilisée pour mettre à jour les paramètres de contrôle. On peut citer les travaux de [Netto et al., 2004] et [Zhenhai & Bo, 2005] qui utilisent un contrôleur adaptatif de façon à contrôler la dynamique latérale du véhicule au sens du suivi de trajectoire. Ce contrôleur permet de tenir en compte des perturbations causées par les forces aérodynamiques inconnues et la courbure de la route. Les simulations confirment la robustesse du contrôleur par rapport à ces paramètres. En outre, tous les paramètres du véhicule sont considérés comme inconnus, on suppose seulement qu'ils appartiennent à un ensemble compact connu. Les simulations, réalisées avec un modèle non linéaire, confirment l'efficacité du contrôleur, démontrant également sa robustesse.

Nous pouvons constater que tous les types la commande optimale présentés jusqu'à maintenant ne sont valables que lorsque il n'y a pas sur-actionnement. Seule la commande prédictive peut être utilisée pour un système sur-actionné. Cependant, cette méthode conserve des inconvénients et des difficultés dans son application tels que la méthode pour faire la linéarisation du système étudié et des contraintes. C'est la raison pour laquelle une autre méthode de commande optimale, nommée « Allocation de contrôle » sera présentée par la suite. Cette dernière permet de résoudre les difficultés mentionnées.

3.2.4. Allocation de contrôle

Lorsqu'un système comporte plus d'entrées que de sorties, une méthode d'allocation de contrôle (ACtr) peut être appliquée. Dans une étude de [Johansen & Fossen, 2013], ce type de contrôleur est appliqué dans l'aérospatial, les navires, les sous-marins et aussi dans les véhicules. On peut citer les travaux de [Abe & Mokhiamar, 2007] qui utilisent une allocation de contrôle afin de contrôler les comportements du véhicule par une distribution optimale des forces et des angles de braquage des roues. Une fonction coût non-linéaire simple en fonction d'un rapport entre les sommes de forces longitudinales et transversales et les forces verticales des roues est proposée sans contraintes. Dans [Chen & Wang, 2011], une allocation de contrôle est utilisée de façon à contrôler l'efficacité énergétique d'un véhicule électrique à quatre roues motrices équipées chacune d'un moteur. Une fonction coût combine deux parties : la première partie minimise les couples

de freinage des roues, la deuxième partie minimise l'énergie consommée dans les moteurs roues. Cette fonction coût est résolue par une méthode de Lyapunov et la réduction de l'énergie consommée dans les moteurs roues est de 9% lorsque ce type de contrôleur est appliqué. Un contrôle global du châssis basé sur une structure hiérarchisée avec une allocation de contrôle est présenté et utilisé dans les travaux de [Akhmetov, 2011]. A partir de forces totales au centre gravité du véhicule (la force latérale, longitudinale et le moment de lacet), l'allocation de contrôle permet de distribuer les actions parmi des actionneurs. La fonction coût dans ce travail a été linéarisée et associée à des limites de commande sous forme de contraintes.

On peut noter que l'application principale de l'allocation de contrôle non linéaire semble être la plus développée dans les industries automobile et aéronautique, et d'autres domaines émergents où la mécatronique est utilisée [Johansen & Fossen, 2013]. Une fonction coût non-linéaire ou linéaire peut être utilisée dans le cas de la dynamique du véhicule, car dans ce cas les forces des pneumatiques sont non-linéaires. De nombreux termes peuvent être ajoutés dans la fonction coût qui définit le critère de minimisation.

Méthode	Système		Fonction coût		Contrainte		Sur-actionnement
	<i>LN</i>	<i>NLN</i>	<i>LN</i>	<i>NLN</i>	<i>LN</i>	<i>NLN</i>	
LQR	+		+				
LQG	+		+				
LQT	+		+				
H ₂	+		+				
H _∞	+	+	+	+			
MPC	+	+	+		+		+
CA	+	+	+		+		
ACtr	+	+	+	+	+	+	+

Tableau 3.1. Synthèse des méthodes de commande (*LN* : Linéaire ; *NLN* : Non-linéaire)

A partir de la synthèse sur l'applicabilité de chaque méthode de commande dans le Tableau 3.1, nous choisissons l'allocation de contrôle (ACtr) pour déterminer les commandes des actionneurs dans le cadre de notre travail. Elle permet de travailler avec un système non-linéaire, sur-actionné et elle n'a pas besoin d'un modèle complexe de commande. Cela est parfois très difficile étant donné qu'il est nécessaire d'avoir un modèle précis pour représenter les comportements de l'objet d'étude par rapport aux objectifs de commande. De plus, grâce à l'allocation de contrôle, les commandes optimales des actionneurs peuvent être déterminées par minimisation d'une fonction coût non-linéaire sous contraintes non-linéaires. La propriété non-linéaire de la fonction et des

contraintes nous permet également d'ajouter différents critères d'optimisation par utilisation de termes complémentaires.

3.3. Architecture de commande haut niveau par allocation de contrôle

3.3.1. Schéma général

La Figure 3.1 distingue deux sous-ensembles : la partie d'architecture de contrôle haut niveau et la partie des modules du véhicule de distribution. Les blocs « Conducteur » et « Motorisation » sont présents quelque soient les cas d'étude de notre travail. Pour le cas où la simulation sera effectuée avec la boucle ouverte de commande, le bloc « Conducteur » n'est pas présent. Une loi d'évolution de l'angle volant δ est donc proposée. Dans le cas où la simulation sera effectuée avec la boucle fermée de commande, le bloc « Conducteur » est présent et il prend en compte le retour de certaines variables d'état du modèle de véhicule telles que les positions sur la trajectoire et l'angle de lacet pour déterminer l'angle volant δ . Dans les cas où les composants électriques n'apparaîtront pas, les couples appliqués aux roues C_{emi} sont les mêmes que les couples de consigne C_{emi}^{con} qui sont les sorties du bloc de l'allocation de contrôle. Lorsque les composants électriques sont intégrés dans le banc d'essais, les couples C_{emi}^{con} sont les entrées du bloc de commande de l'onduleur de manière à déterminer les couples C_{emi} appliqués aux roues et délivrés par les machines électriques. La dynamique des machines électriques est prise en compte dans ce cas. Tous les autres blocs sont identiques pour tous les cas d'étude dans le cadre de notre travail.

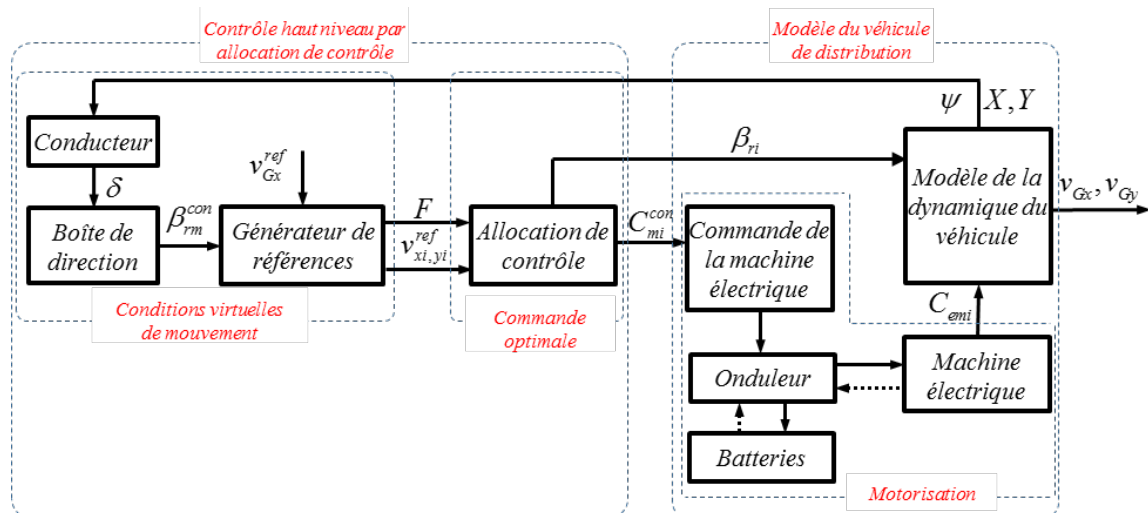


Figure 3.1. Schéma général de contrôle haut niveau

L'angle de braquage de la roue moyenne est déterminé en fonction de l'angle volant δ et le rapport h du boîtier de direction, comme suit :

$$\beta_{rm}^{con} = \frac{\delta}{h} \quad (3.4)$$

Une trajectoire de référence est construite grâce au bloc « générateur de références ». A partir de l'angle de braquage de la roue moyenne β_{rm}^{con} , ce bloc générateur utilise le modèle bicyclette de la dynamique du véhicule à 3 DDL en vue de calculer les efforts totaux F appliqués au centre gravité du véhicule et les composantes de vitesse des roues $v_{xi,yi}$ dans le repère du véhicule.

Un bloc « allocation de contrôle » permet ensuite de déterminer les commandes des actionneurs : les angles de braquage des roues β_{ri} et les couples aux roues C_{emi}^{con} . Pour faire cela, une fonction coût est construite sur les différents critères et le problème d'optimisation est résolu sous des contraintes non-linéaires. Ces contraintes représentent les limitations des comportements du pneumatique et les différentes architectures du véhicule (voir paragraphe 3.5). Les commandes des actionneurs (les angles de braquage des roues β_{ri} et les couples aux roues C_{emi}) sont ensuite fournies au module de la dynamique de véhicule de distribution (présenté dans le chapitre 2). Ce module permet de déterminer les comportements du véhicule.

Nous détaillons dans les paragraphes qui suivent les blocs et sous blocs que nous venons d'évoquer.

3.3.2. *Modèle du conducteur*

De manière à développer les nouvelles stratégies de contrôle des comportements d'un véhicule, les nouvelles lois de commande doivent être testées et validées avant d'être mises en œuvre sur un véhicule. Généralement, ces lois sont déterminées en première étape par des simulations grâce aux modèles de la dynamique du véhicule et du système de contrôle. Ensuite, elles sont testées hors route en temps réel avec un prototype ou un véhicule réel. En dernière étape, elles sont appliquées et testées en temps réel sur la route avec un véhicule réel et un conducteur. On constate facilement que dans les deux premières étapes, si on a besoin d'une trajectoire de simulation, une consigne sur l'angle du volant doit être donnée directement ou un modèle de conducteur doit être utilisé en vue de générer l'angle de consigne du volant. Dans le cadre de notre travail, le modèle de conducteur sera utilisé pour tester les lois de commande déterminées en boucle fermée. Cela permet de vérifier la performance de l'allocation de contrôle et de démontrer une nouvelle piste d'optimisation d'énergie consommée par une combinaison entre l'éco-conduite et la dynamique régénérative du véhicule.

Plusieurs types de modèle du conducteur existent et sont utilisés comme conducteur

virtuel de manière à générer l'angle désiré du volant. Dans ce travail, nous choisissons un modèle proposé dans [Abe, 2009] pour déterminer l'angle volant. Le scénario illustré sur la Figure 3.2 permet de comprendre la base de ce modèle de façon à traiter le mouvement du véhicule. A partir de l'angle volant, les angles de braquage des roues directrices sont générés par les fonctions du système de direction. Grâce aux angles de braquage, le véhicule devrait suivre la trajectoire désirée par le conducteur. L'angle volant est déterminé en regardant en avant du véhicule et en estimant le point prévu de la trajectoire (Figure 3.2) à une distance donnée L . L'écart du déplacement latéral de véhicule ε par rapport à la trajectoire cible dépend de cette distance et le conducteur modifie la commande avec ce retour d'information.

Dans le cas d'une trajectoire qui ne résulte pas d'une manœuvre d'urgence, un modèle de conducteur est proposé dans les travaux de [Abe, 2009]. L'angle de volant est estimé par la fonction de premier ordre suivante :

$$\delta = \frac{h\varepsilon}{1 + \tau_1 s} e^{-\tau_2 s} \quad (3.5)$$

avec

$$\varepsilon = Y_{t+\Delta t}^{ref} - Y_t - L \sin \psi \quad (3.6)$$

Ici, τ_1 est le retard pur, τ_2 est le temps de réaction du conducteur, ψ est l'angle de lacet. A partir de l'erreur ε de la position latérale du véhicule, l'angle de volant δ est déterminé par l'équation (3.5), puis β_{rm}^{con} à partir de (3.4).

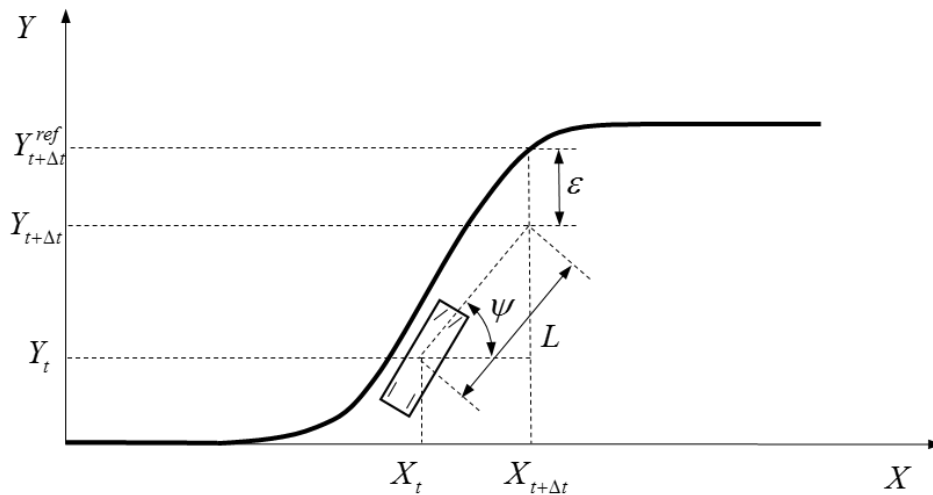


Figure 3.2. Estimation du point prévu de la trajectoire

3.3.3. Générateur de la trajectoire référence

En considérant le véhicule comme un solide rigide, pour suivre une trajectoire de référence, on doit lui fournir des efforts au centre gravité (la force longitudinale, transversale et le moment de lacet). A partir de l'angle de braquage de consigne β_{rm}^{con} de la roue moyenne, nous allons déterminer les composantes des efforts totaux F appliqués au centre de gravité du véhicule en utilisant un modèle simple de la dynamique du véhicule. Les vitesses des roues dans le repère du véhicule seront également calculées.

3.3.3.1. Architecture du générateur

En considérant que la vitesse longitudinale v_{Gx}^{ref} est constante, la trajectoire de référence utilisée est définie par une vitesse transversale v_{Gy}^{ref} et une vitesse de lacet $\dot{\psi}^{ref}$. On la note par la suite sous la forme d'un vecteur :

$$x^{ref} = \begin{bmatrix} v_{Gx}^{ref} & v_{Gy}^{ref} & \dot{\psi}^{ref} \end{bmatrix}^t \quad (3.7)$$

Nous utilisons par la suite donc un modèle bicyclette à 3 DDL [Brossard, 2006] afin de générer les valeurs de référence x^{ref} (Figure 3.3).

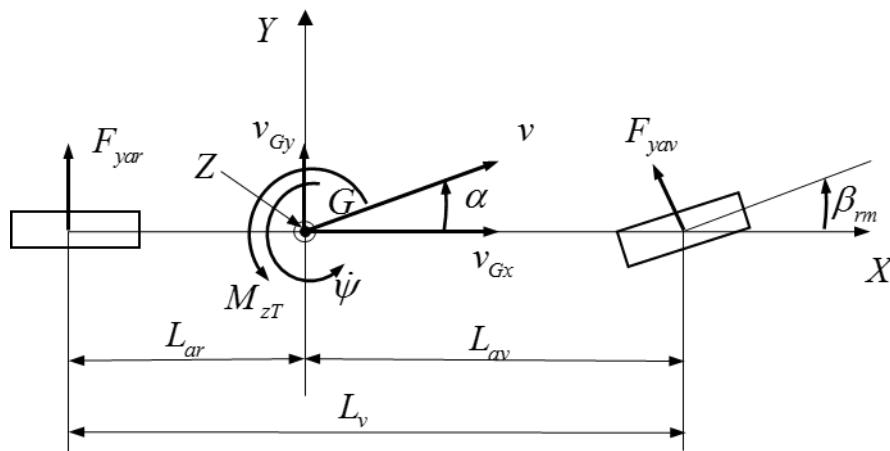


Figure 3.3. Schéma du modèle bicyclette à 3 DDL de la dynamique de véhicule

Les hypothèses de ce modèle sont que :

- l'angle braquage et l'angle de dérive sont petits,
- le modèle linéaire de pneumatique est utilisé.

La vitesse transversale de référence et la vitesse de lacet de référence peuvent être calculées à partir de l'angle de braquage de consigne de la roue moyenne β_{rm}^{con} et la vitesse longitudinale v_{Gx}^{ref} en utilisant les équations différentielles:

$$\dot{x}^{ref} = Ax^{ref} + B\beta_{rm}^{con} \quad (3.8)$$

avec

$$A = \begin{bmatrix} \frac{-(D_{av} + D_{ar})}{Mv_{Gx}^{ref}} & \frac{(L_{ar}D_{ar} - L_{av}D_{av})}{Mv_{Gx}^{ref}} - v_{Gx}^{ref} \\ \frac{(L_{ar}D_{ar} - L_{av}D_{av})}{I_{zz}v_{Gx}^{ref}} & \frac{-(L_{ar}^2D_{ar} + L_{av}^2D_{av})}{I_{zz}v_{Gx}^{ref}} \end{bmatrix} \quad \text{et} \quad B = \begin{bmatrix} \frac{D_{av}}{M} \\ \frac{D_{av}L_{av}}{I_{zz}} \end{bmatrix} \quad (3.9)$$

Ici, M est la masse du véhicule et I_{zz} est le moment d'inertie autour de l'axe vertical au centre gravité du véhicule, D_{av} et D_{ar} sont les sommes des valeurs de rigidité de dérive des roues sur l'essieu avant et sur l'essieu arrière qui peuvent être déterminées à partir des rigidité de dérive de chaque roue par l'équation suivante :

$$\begin{cases} D_{av} = D_{\alpha 1} + D_{\alpha 2} \\ D_{ar} = D_{\alpha 3} + D_{\alpha 4} \end{cases} \quad (3.10)$$

Les rigidités de dérive des roues $D_{\alpha i}$ sont déterminées en utilisant l'équation (2.12).

A partir de valeur des vitesses $v_{Gx}^{ref}, v_{Gy}^{ref}$ et $\dot{\psi}^{ref}$, toutes les composantes du vecteur de la force totale F au centre de gravité du véhicule sont évaluées par :

$$\begin{cases} F_{xT}^{ref} = M (\dot{v}_{Gx}^{ref} - v_{Gy}^{ref} \dot{\psi}^{ref}) \\ F_{yT}^{ref} = M (\dot{v}_{Gy}^{ref} + v_{Gx}^{ref} \dot{\psi}^{ref}) \quad \text{avec} \quad \dot{v}_{Gx}^{ref} = 0 \\ M_{zT}^{ref} = I_{zz} \ddot{\psi}^{ref} \end{cases} \quad (3.11)$$

La dérivée de la vitesse longitudinale de référence est nulle ($\dot{v}_{Gx}^{ref} = 0$) car nous considérons cette vitesse constante et identique pour chaque architecture.

Donc, on peut également évaluer l'angle de dérive au centre gravité du véhicule comme :

$$\alpha^{ref} = \text{atan} \left(\frac{v_{Gy}^{ref}}{v_{Gx}^{ref}} \right) \quad (3.12)$$

En utilisant les relations cinématiques, les composantes de la vitesse des roues sont calculées par l'équation (3.13):

$$\begin{cases} v_{xi}^{ref} = v_{Gx}^{ref} \mp \frac{B_v}{2} \dot{\psi}^{ref} \\ v_{y1,2}^{ref} = v_{Gy}^{ref} + L_{av} \dot{\psi}^{ref} \\ v_{y3,4}^{ref} = v_{Gy}^{ref} - L_{ar} \dot{\psi}^{ref} \end{cases} \quad (3.13)$$

A partir de ce modèle, les efforts totaux au centre gravité du véhicule et les vitesses aux points de contact roues/sol sont déterminés. Ceux-ci seront les éléments fournis à l'allocation de contrôle pour déterminer les commandes des actionneurs.

3.3.3.2. Trajectoires de référence choisies

Pour construire ce générateur de références, nous considérons que l'angle de braquage est inférieur à 0.174 rad (10 deg) et l'angle de dérive est inférieur 0.052 rad (3 deg). Cela permet de faire des approximations des équations trigonométriques et d'utiliser le modèle linéaire du pneumatique pour avoir l'équation (3.8). De plus, la dynamique verticale n'est pas prise en compte dans le modèle bicyclette de la dynamique du véhicule. La force verticale sur les roues est donc considérée constante. Cela traduit le fait que la rigidité de dérive des roues est également considérée constante.

On peut rappeler que les trajectoires telles que le changement de voie, le virage, le passage d'un rond-point... sont le plus fréquents dans la zone urbaine pour le véhicule de distribution. Avec ces hypothèses, deux types de trajectoire de référence sont choisis dans le cadre de notre travail : le changement de voie et le passage d'un virage. Car dans ces situations de mouvement du véhicule, les trajectoires sont « assez douces ». Par exemple pour le changement de voie, la voie est d'environ 3 m et la distance du changement de voie est d'environ 60 m. L'angle volant et l'angle de dérive sont donc faibles et la variation de la charge verticale sur les roues est également petite. Par conséquent, les hypothèses proposées peuvent être satisfaites.

On peut facilement constater que le rayon d'un rond-point dans la zone urbaine est petit (environ de 5 à 10 m). Pour passer un rond-point, les angles de braquage doivent être plus grands et leurs variations sont plus rapides. De plus, la variation de forces verticales sur les roues et la dérive des roues sont plus grandes dans ce cas. Ceux-ci ne permettent pas de satisfaire les hypothèses proposées. C'est pourquoi cette trajectoire n'est pas choisie dans le cadre de notre travail. Cela sera vérifié dans le cas où le véhicule est situation de mouvement en virage avec les angles de braquage des roues sont extérieurs de 0.105 rad (6 deg).

3.3.3.3. Validation des hypothèses pour le générateur de références

Avec le modèle bicyclette 3DDL de référence, si on regarde les équations (2.12) et (3.10), on constate que les grandeurs de référence x^{ref} dépendent des valeurs de rigidité de dérive qui sont calculées en utilisant la fonction de Pacejka. Dans le cas où la force verticale F_{rzi} est modifiée (report de charge), les rigidités de dérive sont changées. Nous allons calculer les valeurs de rigidité de dérive D_{aic} dans le cas où il y a un changement des forces verticales et nous allons les comparer avec les valeurs de rigidité de dérive

D_{ai} lorsque les forces verticales F_{rzi} sont constantes. Les valeurs D_{aic} sont également déterminées par l'équation (2.12) et la force verticale F_{rzi} est déterminée en utilisant le modèle complet à 22 DDL de la dynamique du véhicule avec les conditions suivantes :

- la trajectoire référence est un changement de voie,
- la vitesse du véhicule est constante et égale à 60km/h.

A cause du roulis et du tangage du véhicule, la force verticale de chaque roue est redistribuée. La Figure 3.4 montre la variation des rigidités de dérive des roues lors de cette manœuvre. Ces changements sont liés aux forces verticales. Les rigidités de dérive des roues arrière $D_{\alpha 3c}$ et $D_{\alpha 4c}$ sont de l'ordre de deux fois celles des roues avant $D_{\alpha 1c}$ et $D_{\alpha 2c}$ car il y a deux roues jumelées sur l'essieu arrière (les courbes rouges dans la Figure 3.4.b). Pour les roues avant, la différence entre ces valeurs est de 433 N/rad (10.3 %) pour la valeur maximale et de 544 N/rad (12.9 %) pour la valeur minimale (Figure 3.4.a). Pour les roues arrière, cette différence est de 1259 N/rad (14.1 %) pour la valeur maximale et de 1629 N/rad (18.2 %) pour la valeur minimale (Figure 3.4.b). Lorsque les forces verticales sont considérées constantes et égales à 32170 N (pour une roue avant) et à 64200 (pour une roue jumelée arrière), les valeurs de rigidité de dérive des roues D_{ai} sont également constantes au niveau de 4218 N/rad (roues avant) et de 8941 N/rad (roues arrière) (courbes noires dans la Figure 3.4).

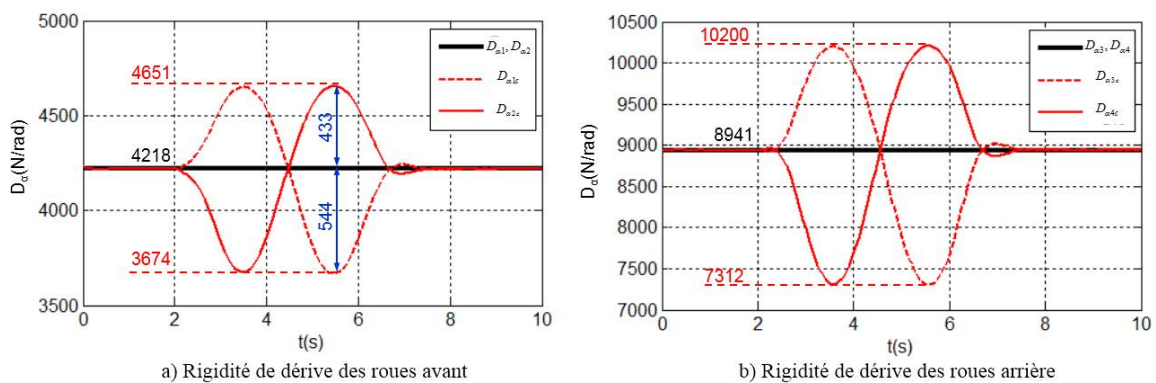


Figure 3.4. Variation des rigidités de dérive des roues avant et arrière

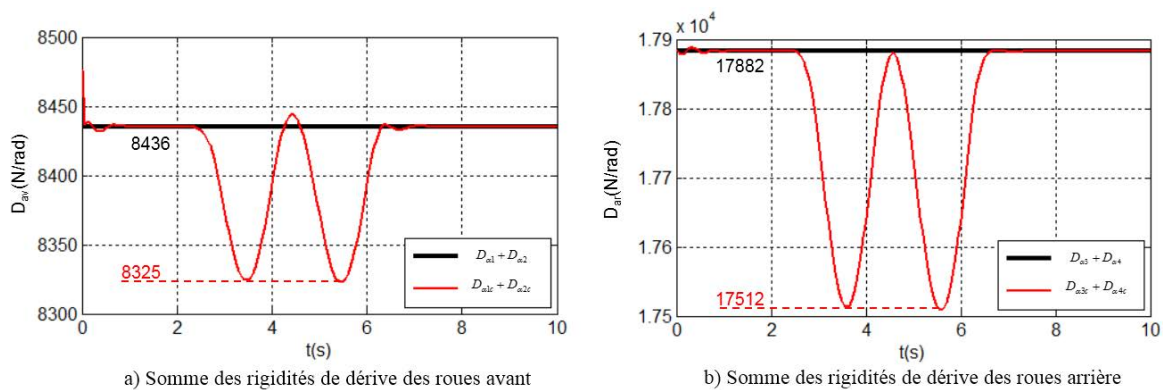


Figure 3.5. Variation des sommes de rigidité de dérive des roues sur chaque essieu

La Figure 3.5 montre que la somme des rigidités de dérive des roues avant et des roues arrière sont modifiées. Cette variation est de 111 N/rad (1.3 %) pour les roues avant et de 370 N/rad (2.1 %) pour les roues arrière.

En réalité, la somme des rigidités de dérive des roues sur chaque essieu est utilisée pour déterminer les références dans l'équation (3.8). Nous utilisons les sommes des rigidités de dérive pour déterminer les références x^{ref} dans deux cas où : (i) les forces verticales sont constantes (au niveau de 8436 N/rad pour les roues avant et de 17882 N/rad pour les roues arrière représentées par les courbes noires dans la Figure 3.5), (ii) les forces verticales sont variables (courbes rouges dans la Figure 3.5).

La Figure 3.6 montre que les influences de changement des sommes des rigidités de dérive des roues sur les références x^{ref} sont très faibles. Par exemple, la différence en pourcentage de la vitesse transversale est de 2.7 %. La différence peut donc être négligée. Nous pouvons conclure que pour calculer les références (la vitesse de lacet, la vitesse transversale et l'angle de dérive) au centre gravité du véhicule en donnant l'angle de braquage de la roue moyenne, on peut considérer que les valeurs de rigidité de dérive sont constantes pour le générateur de références.

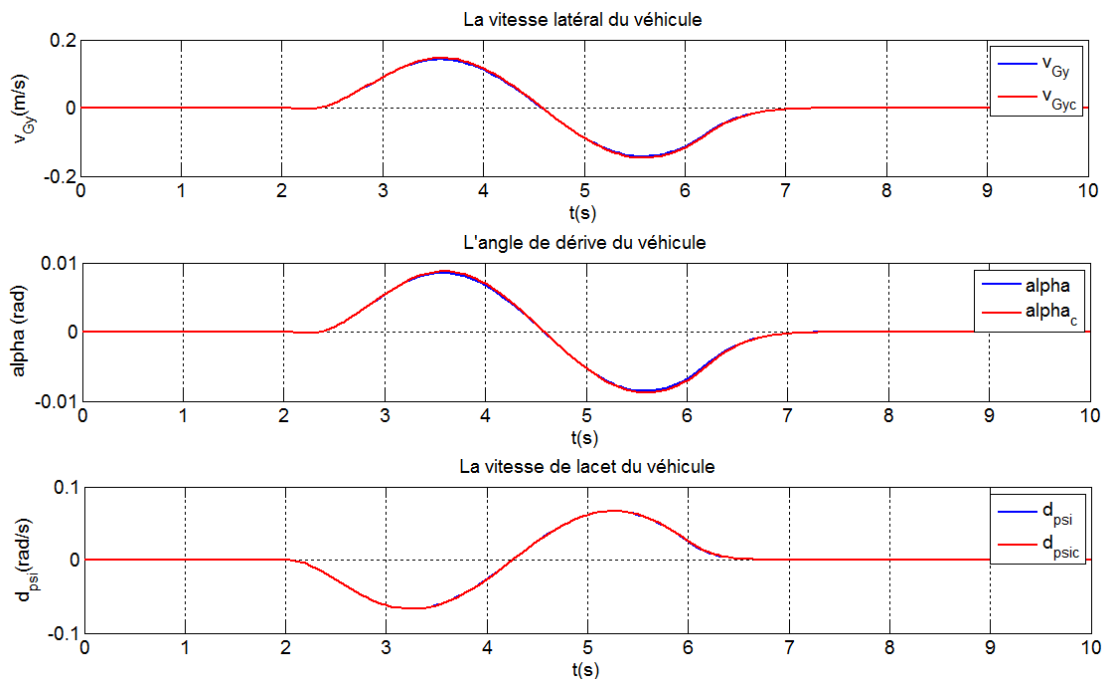


Figure 3.6. Les références permettant de calculer les efforts (en rouge: avec changement des forces verticales ; en bleu: forces verticales constantes)

3.3.3.4 Validation des paramètres utilisés pour le générateur des références

Le modèle bicyclette à 3 DDL de la dynamique du véhicule doit être validé par comparaison de simulation de ce modèle avec celui d'un modèle complexe. Les résultats présentés ici permettent de dire que tous les paramètres utilisés dans le modèle bicyclette

donnent une bonne base de départ et on peut utiliser ce modèle comme un générateur de références. Comme mentionné dans le chapitre 2, le modèle complexe a déjà été validé avec des paramètres et des coefficients réalistes du véhicule par comparaison avec des données expérimentales [Boitard, 1999]. Trois manœuvres sont choisies de façon à valider les paramètres d'un véhicule équipé de deux essieux.

- une entrée angle de volant de type « sinusoïde » (Figure 3.7),
- une entrée angle de volant de type « échelon » (Figure 3.8),
- une entrée angle de volant de type « sinus balayé » (Figure 3.9).

Ces types de manœuvre sont également utilisés dans notre travail pour valider les paramètres du véhicule étudié. A partir de résultat de simulation, on peut constater que le modèle bicyclette de la dynamique du véhicule à 3 DDL est représentatif du mouvement de lacet car l'écart de la réponse en vitesse de lacet est quasiment nulle. Par ailleurs, l'écart de la réponse en vitesse latérale est faible pour ces cas de simulation. Cela peut s'expliquer par le fait que le mouvement de roulis n'est pas pris en compte dans ce modèle bicyclette.

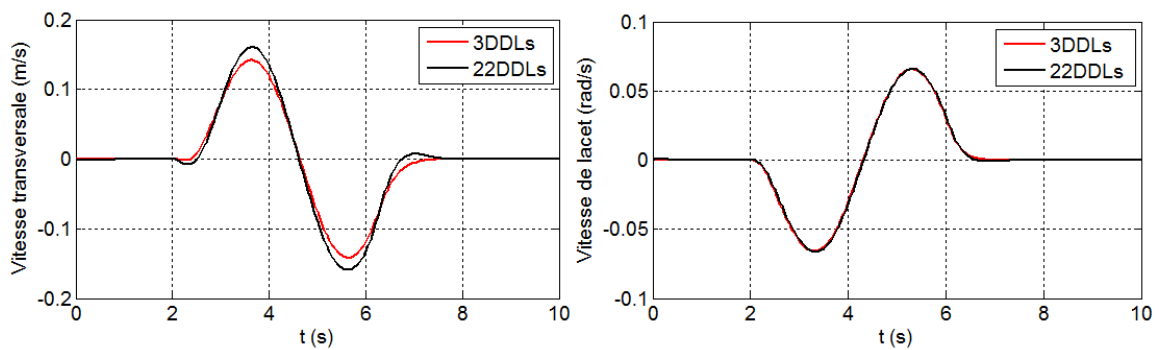


Figure 3.7. Validation du modèle bicyclette, manœuvre « Sinusoïde »

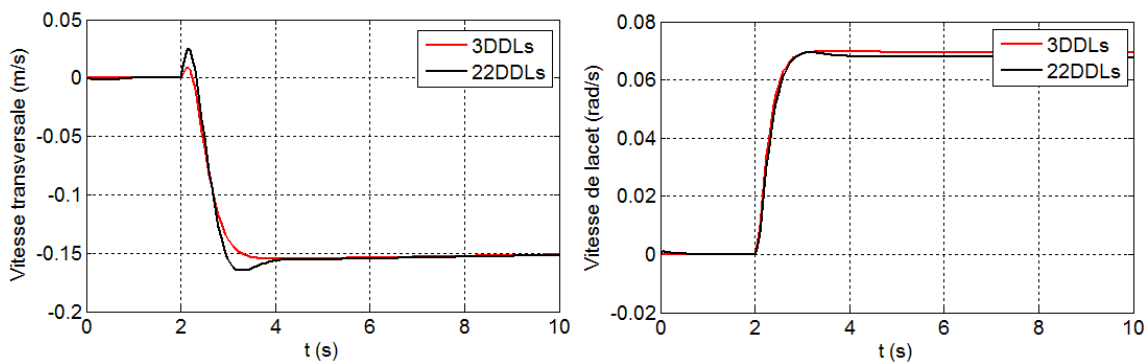


Figure 3.8. Validation de modèle bicyclette, manœuvre « Echelon »

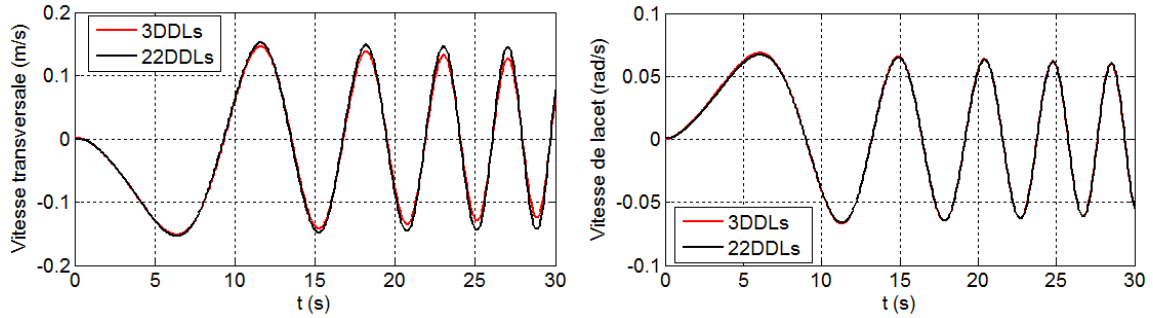


Figure 3.9. Validation du modèle bicyclette, manœuvre « Sinus balayé »

3.4. Problème d'optimisation : allocation de contrôle

Nous pouvons rappeler ici que l'allocation de contrôle par un contrôle optimal permet de travailler avec les systèmes en sur-actionnement. Maintenant, nous présentons une méthode pour déterminer les lois des commandes des actionneurs du véhicule avec différentes architectures du véhicule. En vue de déterminer les commandes des actionneurs par une méthode d'optimisation, un problème optimal est construit sur la base d'une combinaison de critères d'optimisation. Ici, une fonction coût non-linéaire est mise en œuvre en deux parties (équation (3.14)) :

$$\min_{u \in U \subset \mathbb{R}^8} J = \underbrace{\|(G.F_{xy} - F)\|_{W_F}^2}_{J_1} + \underbrace{\|(u - u_{res})\|_{W_u}^2}_{J_2} \quad (3.14)$$

avec $\begin{cases} c_e(u) = 0 \\ c_{ine}(u) \leq 0 \end{cases}$ et $u_{\max} \leq u \leq u_{\min}$

- la première partie J_1 est utilisée pour déterminer les commandes des actionneurs pour équilibrer les efforts totaux F au centre de gravité du véhicule,
- la deuxième partie J_2 permet de minimiser les commandes donc l'énergie nécessaire pour les actionneurs.

Ici, u_{res} est le vecteur de repos des commandes, W_F, W_u sont les matrices de pondération, u_{\max}, u_{\min} sont les vecteurs des bornes des commandes.

Les contraintes inégalités $c_{ine}(u)$ sont liées aux comportements du pneumatique et les contraintes égalités $c_e(u)$ sont liées aux différentes architectures retenues du véhicule.

Ces contraintes seront construites et exprimées dans la section 3.5.

La matrice de transformation G dépend des paramètres géométriques du véhicule et transforme les efforts au niveau du contact roues/sol en efforts totaux au centre gravité du véhicule :

$$G = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 1 \\ -\frac{B_v}{2} & L_{av} & \frac{B_v}{2} & L_{ar} & -\frac{B_v}{2} & -L_{ar} & \frac{B_v}{2} & -L_{ar} \end{bmatrix} \quad (3.15)$$

avec B_v la voie, L_{av} et L_{ar} les distances entre le centre de masse et les axes des essieux avant et arrière.

Le vecteur des efforts F_{xy} au niveau du contact roues/sol dans le repère du véhicule s'écrit :

$$F_{xy} = [F_{x1} \ F_{y1} \ F_{x2} \ F_{y2} \ F_{x3} \ F_{y3} \ F_{x4} \ F_{y4}]^T \quad (3.16)$$

En utilisant l'équation (3.11), on peut déterminer le vecteur des forces totales

$F = [F_{xT}^{ref} \ F_{yT}^{ref} \ M_{zT}^{ref}]^T$. Le vecteur des commandes des actionneurs u est composé des couples aux roues motrices et des angles de braquage des roues directrices :

$$u = [C_{em1}^{con} \ C_{em2}^{con} \ C_{em3}^{con} \ C_{em4}^{con} \ \beta_{r1} \ \beta_{r2} \ \beta_{r3} \ \beta_{r4}]^T \quad (3.17)$$

Les forces au niveau du contact roues/sol F_{xy} dans le repère du véhicule sont déterminées comme suit (en réutilisant la Figure 2.6):

$$\begin{cases} F_{xi} = F_{rxi} \cos \beta_{ri} - F_{ryi} \sin \beta_{ri} \\ F_{yi} = F_{rxi} \sin \beta_{ri} + F_{ryi} \cos \beta_{ri} \end{cases} \quad (3.18)$$

Les efforts F_{rxi} et F_{ryi} dans l'équation (3.18) sont déterminés en utilisant le modèle linéaire du pneumatique présenté dans la section 2.2.4. En portant l'équation (2.11) dans l'équation (3.18), on obtient les composantes de F_{xy} dans l'équation (3.16) en fonction des commandes u (les couples C_{emi}^{con} et les angles de braquage β_{ri}) par les équations suivantes :

$$\begin{cases} F_{xi} = C_{emi}^{con} r_i \cos \beta_{ri} - D_{ai} (\beta_{ri} - \gamma_{ri}^{ref}) \sin \beta_{ri} \\ F_{yi} = C_{emi}^{con} r_i \sin \beta_{ri} + D_{ai} (\beta_{ri} - \gamma_{ri}^{ref}) \cos \beta_{ri} \end{cases} \quad (3.19)$$

La fonction coût, les contraintes et la matrice de pondération W_F sont identiques pour

tous les cas d'étude, avec ou sans l'intégration du module des composants électriques, et pour toutes les architectures du véhicule. La matrice de pondération $W_F = \text{diag}[10^4 \ 1 \ 2.5]$ est choisie dans ce travail pour assurer une plus grande précision de commande des actionneurs (les couples aux roues) et équilibrer l'effort total. Cela donne une pondération plus grande sur l'effort F_{xF}^{ref} .

A l'opposé, la matrice de pondération W_u est différente pour chaque architecture du véhicule (Tableau 3.2):

Architecture	Matrice de pondération W_u
MAR _{DM} +DAV _{DM}	$\text{diag}[4e^8 \ 4e^8 \ 4e^8 \ 4e^8 \ 3^2 \ 3^2 \ 3^2 \ 3^2]$
MAR+DAR	$\text{diag}[4e^8 \ 4e^8 \ 4e^8 \ 4e^8 \ 2.8^2 \ 2.8^2 \ 2.8^2 \ 2.8^2]$
MAV+MAR+DAV+DAR	$\text{diag}[4e^8 \ 4e^8 \ 4e^8 \ 4e^8 \ 4^2 \ 4^2 \ 4^2 \ 4^2]$

Tableau 3.2. Matrice de pondération W_u pour chaque architecture

On peut facilement constater que ces matrices pondèrent fortement les angles de braquage ce qui a pour conséquence de générer un couple de lacet au centre gravité du véhicule grâce à la différence des couples aux roues. Les valeurs de ces matrices sont réglées manuellement en vue de déterminer les meilleures valeurs. Les choix sont effectués sur la base de la corrélation entre les couples et les angles de braquage pondérés. Par exemple pour la matrice W_u , lorsqu'il y a une variation de 1 Nm du couple, nous avons envie d'avoir une variation de 1 deg de l'angle de braquage. Pour équilibrer la pondération dans la fonction coût, le coefficient de pondération de l'angle de braquage doit être de $(180/\pi)^2 \approx 3,2.10^3$. Les résultats de simulation sont parfaitement compatibles avec les lois physiques qui prouvent la pertinence de ces valeurs.

3.5. Contraintes

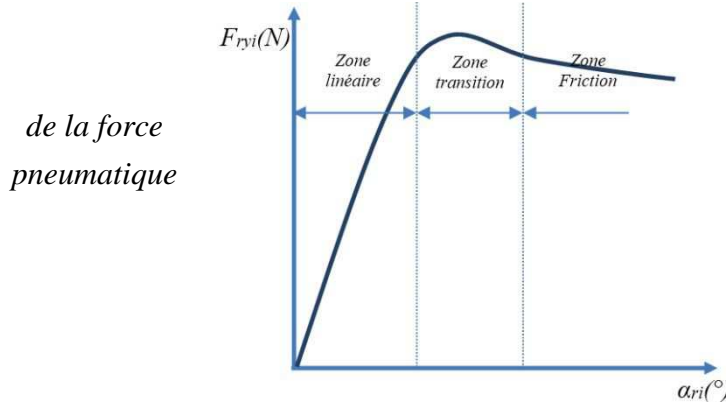
Les contraintes égalités et inégalités dans l'équation (3.14) doivent être construites et définies de manière à déterminer les solutions optimales de commande des actionneurs.

3.5.1. Contraintes liées au comportement du pneumatique

En considérant que tous les efforts au niveau du contact entre les roues et le sol sont dans la zone de fonctionnement linéaire du pneumatique (Figure 3.10), des contraintes

inégalités peuvent être écrites en fonction des rigidités de glissement D_{κ_i} , rigidités de dérive D_{α_i} , les taux maximaux de glissement $\kappa_{ri\max}$, les angles maximaux de dérive $\alpha_{ri\max}$, soit huit contraintes inégalités :

$$\begin{cases} |F_{rx_i}| \leq D_{\kappa_i} \kappa_{ri\max} \\ |F_{ry_i}| \leq D_{\alpha_i} \alpha_{ri\max} \end{cases} \quad (3.20)$$



L'équation de la rigidité de glissement de la $i^{\text{ème}}$ roue est écrite comme suit en utilisant une fonction de Pacejka [Pacejka, 2006] :

$$D_{\kappa_i} = (b_{3i} F_{rzi} + b_{4i}) F_{rzi} e^{-b_{5i} F_{rzi}} \quad (3.21)$$

ici, b_{3i} , b_{4i} et b_{5i} sont les coefficients du pneumatique.

Les valeurs de $\kappa_{ri\max}$ et $\alpha_{ri\max}$ sont choisies comme suggéré dans [Pacejka, 2006] , on a :

$$\begin{cases} \kappa_{ri\max} = 10\% \\ \alpha_{ri\max} = 3 \text{ deg} \end{cases} \quad (3.22)$$

Selon la loi de Coulomb, les efforts aux roues doivent être limités par les conditions physiques du pneumatique. Ils sont déterminés par :

$$F_{rx_i}^2 + F_{ry_i}^2 \leq \mu_i F_{rzi}^2 \quad (3.23)$$

En portant l'équation (2.11) dans l'équation (3.23), on obtient les quatre contraintes inégalités :

$$\left(C_{emi}^{con} r_i \right)^2 + \left(D_{\alpha_i} \left(\beta_{ri} - \gamma_{ri}^{ref} \right) \right)^2 \leq \mu_i F_{rzi}^2 \quad (3.24)$$

Les contraintes permettent de déterminer douze composantes du vecteur des contraintes inégalités $c_{ine}(u)$ dans l'équation (3.14). Grâce à ces contraintes, les commandes des actionneurs sont réalistes et permettent de réduire l'énergie perdue aux pneumatiques due à la dérive et au glissement.

3.5.2. Architectures de véhicule retenues

Toutes les architectures possibles du véhicule équipé de deux essieux sont illustrées dans le Tableau 1.2. Dans le cadre de ce travail, trois architectures sont choisies pour estimer les termes de puissance et d'énergie afin de comparer et déterminer l'architecture optimale d'un point de vue énergétique.

La 1^{ère} architecture « $MAR_{DM}+DAV_M$ » est à essieu arrière moteur et essieu avant directeur. Les couples aux roues sur l'essieu arrière sont contrôlés et transmis par un différentiel mécanique. Les couples aux roues sur l'essieu avant sont nuls. Les angles de braquage des roues sur l'essieu avant sont contrôlés par utilisation d'une fonction représentative d'un système mécanique de direction. Cette architecture est une architecture conventionnelle et sera la base de comparaison en termes d'énergie consommée. Pour cette architecture, il y a deux grandeurs qui doivent être déterminés : le couple aux roues sur l'essieu arrière et l'angle de braquage des roues sur l'essieu avant.

La 6^{ème} architecture « $MAR+DAV$ » est à roues arrière motrices et roues avant directrices. Les couples aux roues de l'essieu arrière et les angles de braquage des roues de l'essieu avant sont contrôlés chacun de manière indépendante. Les couples aux roues sur l'essieu avant et les angles de braquage des roues sur l'essieu arrière sont nuls. Cette architecture est une architecture intermédiaire en termes de nombre d'actionneurs. Quatre lois de commande doivent être déterminées : une loi pour l'angle de braquage de chaque roue sur l'essieu avant et une loi pour le couple de chaque roue sur l'essieu arrière.

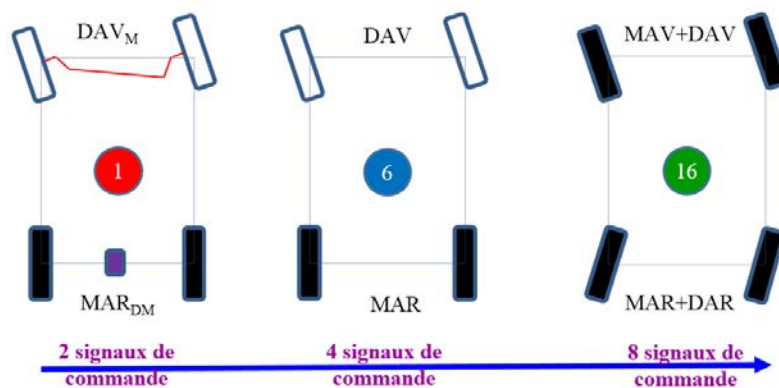


Figure 3.11. Différentes architectures choisies

La 16^{ème} architecture « $MAV+MAR+DAV+DAR$ » est à quatre roues motrices et quatre roues directrices. C'est une architecture totalement ouverte où tous les angles de braquage et tous les couples aux roues sont contrôlés indépendamment.

Sur ces architectures, nous estimerons les termes énergétiques et déterminerons l'architecture optimale du véhicule suivant le nombre de signaux de commande (Figure

3.11). La méthodologie proposée par la suite permet de faire des simulations pour les trois architectures sans changement de modèle.

3.5.3. Contraintes liées aux architectures du véhicule

Ayant retenu différentes architectures du véhicule, les contraintes qui leur sont liées doivent être mises en place. Ces contraintes permettent d'exprimer les fonctions réelles des systèmes de direction et de traction.

3.5.3.1. Pour le système de direction

Si les roues de l'essieu arrière ne sont pas directrices, on obtient les contraintes égalités suivantes :

$$\begin{cases} \beta_{r3} = 0 \\ \beta_{r4} = 0 \end{cases} \quad (3.25)$$

Sur un véhicule réel équipé d'un système mécanique de direction sur l'essieu avant, le conducteur donne l'angle volant et cet angle impose, par des liaisons mécaniques, les angles de braquage aux roues. Dans le cadre de notre travail, le modèle de la dynamique du système de direction n'est pas retenu et seule une relation algébrique est retenue. Le signal désiré de l'angle volant δ est utilisé comme une entrée du générateur de références et les angles de braquage des roues avant sont déterminés par l'utilisation de l'allocation de contrôle (Figure 3.12). Cette méthode permet de faire des simulations avec des architectures en utilisant des contraintes différentes sans changer de modèle pour le véhicule.

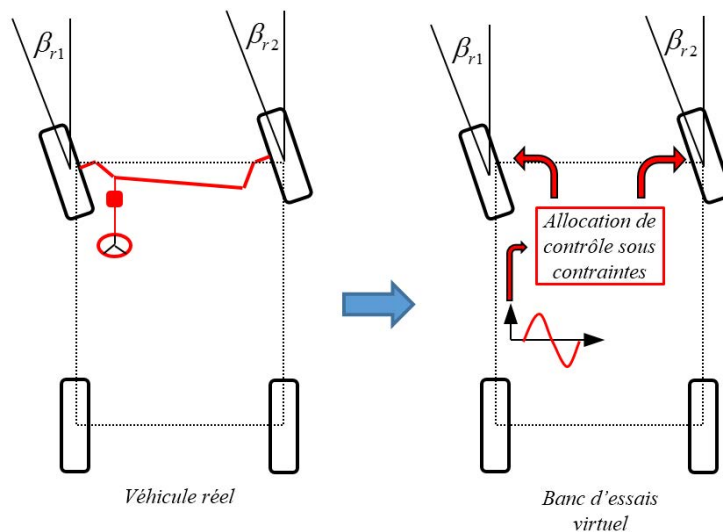


Figure 3.12. Transformation du système de direction en contraintes dans le modèle du véhicule (utilisation des contraintes (3.25) et (3.26))

Pour cela une fonction d'Ackerman est proposée comme une contrainte égalité afin de minimiser l'angle de dérive aux roues et au centre gravité du véhicule dans le cas de l'architecture conventionnelle. Cette contrainte est :

$$\frac{1}{\tan \beta_{r2}} - \frac{1}{\tan \beta_{r1}} - \frac{B_v}{L_v} = 0 \quad (3.26)$$

Pour les autres architectures, les angles de braquage sont indépendants et définis par le problème d'optimisation sans imposer de contraintes.

3.5.3.2. Pour le système de traction

La Figure 3.13 illustre la méthode pour déterminer les couples aux roues en utilisant l'allocation de contrôle sous contraintes liées aux architectures du système de traction. Dans le cas où l'essieu avant du véhicule n'est pas moteur, des contraintes égalité à zéro sont utilisées afin de remplir ces conditions :

$$\begin{cases} C_{em1}^{con} = 0 \\ C_{em2}^{con} = 0 \end{cases} \quad (3.27)$$

Dans le cas où les couples aux roues sur l'essieu arrière sont imposés par l'emploi d'un différentiel mécanique, ces couples sont donc identiques et on obtient une autre contrainte égalité représentative de l'architecture conventionnelle :

$$C_{em3}^{con} - C_{em4}^{con} = 0 \quad (3.28)$$

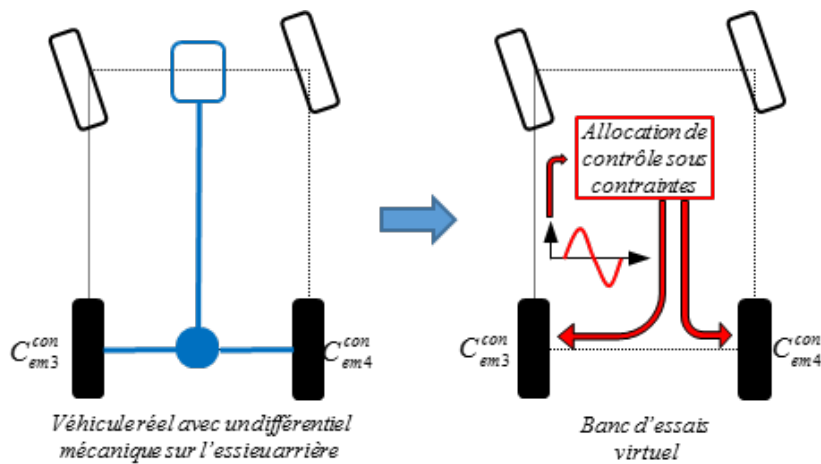


Figure 3.13. Transformation du système de traction en contraintes dans les modèles du véhicule (l'utilisation des contraintes (3.27) et (3.28))

Six contraintes liées aux différentes architectures du véhicule (équations (3.25) à (3.28)) permettent de déterminer les composantes du vecteur des contraintes égalités $c_e(u)$ dans

l'équation (3.14). Les cas d'application des contraintes sont récapitulés dans le Tableau 3.3.

Architecture	Contraintes				
	Liées à l'architecture du véhicule			Liées aux comportements du pneumatique	
	$\frac{1}{\tan \beta_2} - \frac{1}{\tan \beta_1} - \frac{B_v}{L_v} = 0$	$\begin{cases} C_{em1}^{con} = 0 \\ C_{em2}^{con} = 0 \end{cases}$ et $\begin{cases} \beta_{r3} = 0 \\ \beta_{r4} = 0 \end{cases}$	$C_{em3}^{con} - C_{em4}^{con} = 0$	$\begin{cases} F_{rxi} \leq D_{\kappa i} \kappa_{ri \max} \\ F_{ryi} \leq D_{\alpha i} \alpha_{ri \max} \end{cases}$	$F_{rxi}^2 + F_{ryi}^2 \leq (\mu_i F_{rzi}^2)$
MAR _{DM} DAV _{DM}	A	A	A	A	A
MAR DAR	NA	A	NA	A	A
MAV+MAR DAV+DAR	NA	NA	NA	A	A

Tableau 3.3. Synthèse des cas d'application des contraintes
(A:Appliquée ; NA:Non-Appliquée)

3.6. Algorithme de résolution

Afin de minimiser la fonction coût non-linéaire (3.14) et de résoudre ce problème d'optimisation sous des contraintes non-linéaires, il existe différents algorithmes d'optimisation qui peuvent être utilisés. Une première méthode est proposée et utilisée en 1982 qui est l'algorithme à région de confiance « Trust-region algorithm ». Cet algorithme peut être considéré comme une technique de globalisation qui permet d'obtenir la convergence des itérations. Par contre, les contraintes inégalités ne peuvent pas être mises en œuvre dans le problème optimal.

De manière à résoudre la fonction coût (3.14) sous des contraintes égalités ou inégalités, l'algorithme « Active-set » et « Interior-point » sont proposés. En général, l'algorithme « Interior-point » nécessite moins d'itérations que l'algorithme « Active-set ». Cependant, chaque itération de l'algorithme « Interior-point » est plus chère car il doit résoudre des systèmes linéaires impliquant toutes les variables du problème. La fonction suivie de trajectoire de cet algorithme provoque également des difficultés lorsque le problème est commencé, comme le point de démarrage est généralement loin du chemin et de nombreuses itérations sont nécessaires pour s'engager sur la trajectoire [Lau, 2009].

L'algorithme « Active-set » résout des systèmes impliquant un sous-ensemble des variables. L'idée de l'algorithme « Active-set » est de générer des partitions successives des contraintes inégalités en deux groupes : celles qui doivent être traitées comme des actives et ceux qui doivent être traitées comme inactives [Robert, 2004]. Cela permet

d'avoir une réduction d'évaluations de la fonction à minimiser et donc moins de temps de calcul car seules les contraintes actives sont considérées à chaque itération. C'est la raison pour laquelle l'algorithme « Active-set » est choisi dans le cadre de ce travail de façon à optimiser les commandes des actionneurs car il nous permet de réduire le temps de simulation pour plusieurs architectures différentes.

3.7. Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté l'état de l'art des types de contrôleur et notre choix de la méthode la plus appropriée. L'allocation de contrôle est retenue et le schéma général, le problème d'optimisation, les contraintes et l'algorithme d'optimisation sont détaillés. Le problème d'optimisation est formulé par une fonction coût non-linéaire afin de déterminer les commandes des actionneurs (les couples et les angles de braquage des roues) et de minimiser l'énergie consommée par les actionneurs. De manière à travailler avec différentes architectures du véhicule, des contraintes non-linéaires liées aux architectures du véhicule sont déterminées et nous permettent de simuler avec une même fonction coût et un même modèle de véhicule des différentes architectures retenues.

Une trajectoire de référence est générée en utilisant un modèle bicyclette simple à 3 DDL de la dynamique du véhicule. Les paramètres de ce modèle sont validés ce qui permet de conclure que ce modèle est suffisamment représentatif des comportements du véhicule dans les cas d'utilisation testés. Dans ce chapitre, un modèle du conducteur a été construit pour une éventuelle prise en compte dans le comportement global du véhicule suivant une trajectoire donnée.

L'allocation de contrôle par optimisation d'une fonction coût non-linéaire sous des contraintes non-linéaires est mise en œuvre dans le chapitre suivant en vue de piloter les actionneurs d'un véhicule de distribution (les angles de braquage des roues directrices et les couples des roues motrices). L'estimation de l'énergie consommée de ces actionneurs, le bilan énergétique de chaque architecture du véhicule, la comparaison en termes énergétiques et la robustesse de la commande feront ensuite l'objet du chapitre 4.

Etude du transfert d'énergie sur le véhicule de distribution

Sommaire

4.1. Introduction	79
4.2. Bilan énergétique d'un véhicule	80
4.2.1. Estimation des termes d'énergie.....	82
4.2.1.1. Energies cinétiques.....	82
4.2.1.2. Energie de la source énergétique.....	84
4.2.1.3. Energies perdues.....	86
4.2.1.4. Comparaison des termes énergétiques entre les différentes architectures.....	89
4.2.2. Lois de commande des actionneurs.....	89
4.2.2.1. Configuration du banc d'essais virtuel.....	89
4.2.2.2. Références entrées.....	90
4.2.2.3. Commandes des actionneurs.....	90
4.2.3. Analyses des résultats des termes énergétiques.....	95
4.3. Principe de la dynamique régénérative du véhicule	98
4.4. Etude paramétrique de la dynamique régénérative du véhicule	102
4.5. Influence de l'intégration des composants électriques	104
4.6. Vérification du gain énergétique en boucle fermée de contrôle	106
4.6.1. Commandes des actionneurs avec intégration du modèle de conducteur.....	107
4.6.2. Bilan énergétique avec intégration du modèle de conducteur.....	110
4.7. Gain énergétique avec une autre manœuvre	114
4.8. Conclusions	121

4.1. Introduction

Grâce à l'utilisation du banc d'essais virtuel et à l'architecture de contrôle optimal proposée, on propose de tester et de quantifier la récupération d'énergie à partir de la dynamique transversale du véhicule, par exemple lors d'un virage ou d'un changement de voie. Durant ces manœuvres, l'énergie récupérée à une roue pourra alors être transmise instantanément ou non à l'autre roue du même essieu ou stockée dans un accumulateur. Ce chapitre présente le principe de cette méthode de dynamique régénérative. Ce principe permet d'étudier le transfert de puissance optimal d'un véhicule en comparant l'énergie récupérée et consommée des différentes architectures de ce véhicule.

D'abord, trois simulations pour trois architectures retenues seront effectuées avec le contrôle optimal en boucle ouverte et le véhicule en situation de changement de voie. On présentera par la suite une méthodologie qui permet d'évaluer les termes d'énergie du véhicule tels que l'énergie cinétique, l'énergie potentielle, les énergies perdues, l'énergie supportée par la source énergétique en réutilisant les résultats des trois simulations... Les performances de l'allocation de contrôle seront également vérifiées en analysant quelques résultats de ces simulations tels que les lois de commande des actionneurs, les trajectoires du véhicule, ... A partir de ces termes énergétiques estimés, le bilan d'énergie sera effectué pour chaque architecture du véhicule.

Les résultats de ces simulations seront exploités pour démontrer la capacité du principe de la dynamique régénérative du véhicule qui permet de récupérer l'énergie aux roues freinées et de transmettre directement cette énergie aux autres roues en prenant en compte la dynamique transversale du véhicule. Nous comparerons l'énergie totale de la source énergétique des différentes architectures du véhicule pour déterminer l'architecture optimale en termes énergétiques. Les gains possibles seront analysés et comparés pour réfléchir à de nouvelles pistes d'optimisation de la consommation énergétique (gestion de l'actionnement, architecture du véhicule...).

Les résultats des simulations seront utilisés également pour faire des études paramétriques de la dynamique régénérative du véhicule. Pour cela, nous changerons uniquement les valeurs des paramètres de la dynamique régénérative tels que le rendement des transferts et leur temps de retard. Ces études permettront de déterminer les valeurs optimales de ces paramètres.

En analysant par exemple les commandes des actionneurs ou les trajectoires du véhicule lorsque les composantes électriques sont intégrées dans le banc d'essais virtuel, l'influence de la dynamique des composantes électriques sur les lois de commande des actionneurs mais aussi sur la gestion énergétique du véhicule sera investiguée pour les différentes architectures. Pour cela, trois autres simulations seront effectuées et leurs résultats seront également exposés.

Des nouvelles simulations seront effectuées en boucle fermée en intégrant le modèle du conducteur dans le banc d'essais ou avec un autre type de trajectoire de référence. Ces études permettront également de vérifier la robustesse de la commande optimale.

4.2. Bilan énergétique d'un véhicule

Dans cette section, nous présentons les résultats de trois cas de simulation et nous les utilisons pour étudier le bilan énergétique du véhicule dans le cas où le rendement général des systèmes de traction et de direction est égal à 1.

A l'instant t_0 du début de cette manœuvre, le véhicule avec par exemple l'architecture conventionnelle DAV_M+MAR_{DM} , a une énergie $E^1(t_0)$ qui est la somme de l'énergie cinétique $E_c^1(t_0)$ et l'énergie potentielle $E_p^1(t_0)$. Une énergie E_e^1 doit être fournie par la source énergétique qui permet de faire d'avancer ce véhicule du début jusqu'à la fin de la manœuvre (l'instant t_f). Pendant la durée de mouvement (de l'instant t_0 à l'instant t_f), une partie de l'énergie du véhicule est perdue E_{pertes}^1 . A la fin de cette manœuvre, ce

véhicule a une énergie $E^1(t_f)$ qui est la somme de l'énergie cinétique $E_c^1(t_f)$ et l'énergie potentielle $E_p^1(t_f)$ (illustré dans la Figure 4.1).

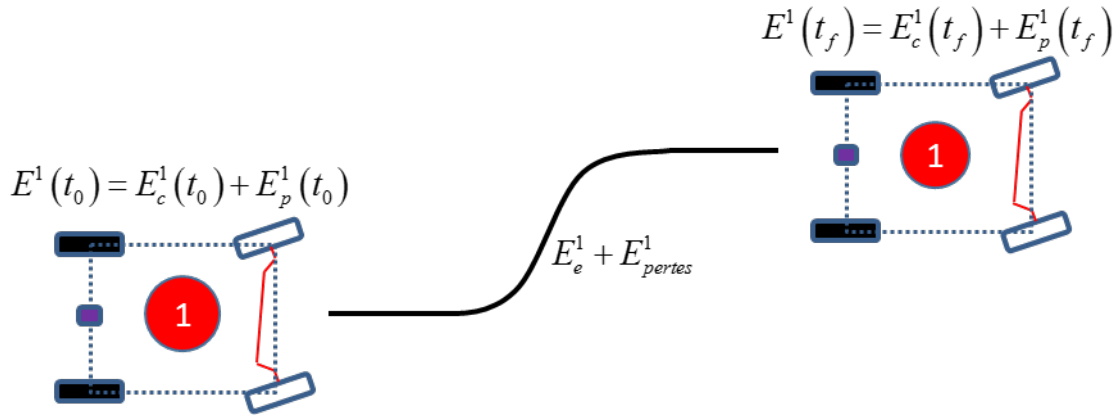


Figure 4.1. Energies du véhicule pendant la durée du mouvement

Nous pouvons exprimer le bilan énergétique de ce véhicule comme suit :

$$E_c^1(t_0) + E_p^1(t_0) + E_e^1 + E_{pertes}^1 = E_c^1(t_f) + E_p^1(t_f) \quad (4.1)$$

Pour un véhicule, les énergies potentielles E_p^1 sont l'énergie potentielle de pesanteur E_{pp}^1 et l'énergie potentielle élastique des ressorts E_{pr}^1 des systèmes de suspension de la cabine et du véhicule. Dans le cadre de notre travail, nous considérons que l'altitude de la route est constante. Cela permet de considérer l'énergie potentielle de pesanteur E_{pp}^1 comme constante pendant toute la durée de la manœuvre. Nous considérons également que le véhicule est en mouvement en ligne droite au début et à la fin de cette manœuvre. Cela permet de considérer l'énergie potentielle élastique des ressorts E_{pr}^1 identique aux deux instants t_0 et t_f . Ce sont les raisons pour lesquelles nous avons :

$$E_p^1(t_0) = E_p^1(t_f) \quad (4.2)$$

Nous pouvons récrire l'équation (4.1) comme suit :

$$E_c^1(t_f) - E_c^1(t_0) = E_e^1 + E_{pertes}^1 \quad (4.3)$$

Maintenant, nous présentons comment nous pouvons estimer les termes énergétiques dans l'équation (4.3).

4.2.1. Estimation des termes d'énergie

Dans cette section, nous présentons une méthodologie qui permet d'évaluer les termes énergétiques du véhicule avec une architecture générique valable pour toutes les architectures choisies.

4.2.1.1. Energies cinétiques

Lorsque le véhicule se déplace sur une manœuvre, l'énergie cinétique peut être évaluée par l'équation suivante :

$$E_{cv}^1 = \frac{1}{2} M \overline{V_c^0(G)}^2 + \frac{1}{2} \overline{\Omega_c^0} I_v \overline{\Omega_c^0} \quad (4.4)$$

ici, $\overline{V_c^0(G)}$ est le vecteur des vitesses du véhicule au centre de gravité G dans le repère du véhicule par rapport à la référence absolue, $\overline{\Omega_c^0}$ est le vecteur des vitesses de rotation de la caisse autour des axes du repère du véhicule par rapport à la référence absolue, I_v est la matrice des moments d'inertie du véhicule autour des axes de son repère au centre de gravité G . Nous avons :

$$\overline{V_c^0(G)} = \begin{bmatrix} v_{Gx} & v_{Gy} & 0 \end{bmatrix} \quad (4.5)$$

$$\overline{\Omega_c^0} = \begin{bmatrix} \dot{\phi} & \dot{\zeta} & \dot{\psi} \end{bmatrix} \quad (4.6)$$

$$I_v = \text{diag} \begin{bmatrix} I_{xx} & I_{yy} & I_{zz} \end{bmatrix} \quad (4.7)$$

avec v_{Gx} et v_{Gy} les vitesses longitudinale et transversale du véhicule ; $\dot{\phi}$, $\dot{\zeta}$ et $\dot{\psi}$ respectivement les vitesses du roulis, du tangage et du lacet du véhicule autour des axes de son repère.

Nous pouvons récrire l'équation (4.4) comme :

$$E_{cv}^1 = \frac{1}{2} M (v_{Gx}^2 + v_{Gy}^2) + \frac{1}{2} I_{xx} \dot{\phi}^2 + \frac{1}{2} I_{yy} \dot{\zeta}^2 + \frac{1}{2} I_{zz} \dot{\psi}^2 \quad (4.8)$$

Après le temps de la manœuvre, la variation de l'énergie cinétique du véhicule peut être évaluée par l'équation suivante :

$$\begin{aligned} \Delta E_{cv}^1 = E_{cv}^1(t_f) - E_{cv}^1(t_0) &= \frac{1}{2} M (v_{Gx}^2(t_f) - v_{Gx}^2(t_0)) + \frac{1}{2} M (v_{Gy}^2(t_f) - v_{Gy}^2(t_0)) \\ &+ \frac{1}{2} I_{xx} (\dot{\phi}^2(t_f) - \dot{\phi}^2(t_0)) + \frac{1}{2} I_{yy} (\dot{\zeta}^2(t_f) - \dot{\zeta}^2(t_0)) \\ &+ \frac{1}{2} I_{zz} (\dot{\psi}^2(t_f) - \dot{\psi}^2(t_0)) \end{aligned} \quad (4.9)$$

En utilisant la même hypothèse pour l'énergie potentielle des ressorts du système des suspensions, le véhicule avec différentes architectures est en mouvement de ligne droite au début et à la fin de la manœuvre. C'est la raison avec laquelle les vitesses de roulis $\dot{\varphi}$, de tangage $\dot{\zeta}$, de lacet $\dot{\psi}$ et la vitesse latérale v_{G_y} sont nulles aux instants t_0 et t_f . Cela nous donne :

$$\Delta E_{cv}^1 = \frac{1}{2} M \left(v_{G_x}^2(t_f) - v_{G_x}^2(t_0) \right) \quad (4.10)$$

Nous pouvons constater qu'il existe une énergie cinétique de rotation des roues pendant la manœuvre. La contribution de la dynamique de rotation des roues, telle que de l'effet gyroscopique, sur la dynamique générale du véhicule est donc considérée extrêmement faible, voire nulle. Cette hypothèse permet d'estimer l'énergie cinétique en rotation des roues comme suit :

$$E_{cr}^1 = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^4 \overline{\Omega_{ri}^c} I_{ri} \overline{\Omega_{ri}^c} \quad (4.11)$$

ici, $\overline{\Omega_{ri}^c}$ est le vecteur des rotations de la $i^{\text{ème}}$ roue dans son repère par rapport à la caisse, I_{ri} est la matrice des moments d'inertie de la $i^{\text{ème}}$ roue autour des axes de son repère au centre de la roue G_i . Nous avons :

$$\overline{\Omega_{ri}^c} = \begin{bmatrix} \dot{\varphi}_{ri} & \omega_{ri} & \dot{\beta}_{ri} \end{bmatrix} \quad (4.12)$$

$$I_{ri} = \text{diag} \begin{bmatrix} I_{rxxi} & I_{ryyi} & I_{rzzi} \end{bmatrix} \quad (4.13)$$

ici, φ_{ri} est angle de roulis de la $i^{\text{ème}}$ roue. Du fait des suspensions, φ_{ri} est différent en toute rigueur de l'angle de roulis φ du véhicule. Cependant, nous utilisons ici une hypothèse dans un but de simplification :

$$\dot{\varphi}_{ri} = \dot{\varphi} \quad (4.14)$$

L'équation (4.11) peut être réécrite comme :

$$E_{cr}^1 = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^4 \left(I_{rxxi} \dot{\varphi}_{ri}^2 + I_{ryyi} \omega_{ri}^2 + I_{rzzi} \dot{\beta}_{ri}^2 \right) \quad (4.15)$$

Après le temps de la manœuvre, la variation de l'énergie cinétique des roues peut être évaluée par l'équation suivante :

$$\begin{aligned}
\Delta E_{cr}^1 = E_{cr}^1(t_f) - E_{cr}^1(t_0) &= \frac{1}{2} \sum_{i=1}^4 I_{rxxi} (\dot{\phi}_{ri}^2(t_f) - \dot{\phi}_{ri}^2(t_0)) \\
&+ \frac{1}{2} \sum_{i=1}^4 I_{ryyi} (\omega_{ri}^2(t_f) - \omega_{ri}^2(t_0)) \\
&+ \frac{1}{2} \sum_{i=1}^4 I_{rzzi} (\dot{\beta}_{ri}^2(t_f) - \dot{\beta}_{ri}^2(t_0))
\end{aligned} \tag{4.16}$$

En utilisant la même hypothèse pour la variation de l'énergie cinétique du véhicule, nous pouvons constater que les vitesses de braquage $\dot{\beta}_{ri}$ et de roulis $\dot{\phi}_{ri}$ sont nulles aux instants t_0 et t_f . Cela donne :

$$\Delta E_{cr}^1 = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^4 I_{ryyi} (\omega_{ri}^2(t_f) - \omega_{ri}^2(t_0)) \tag{4.17}$$

A partir des équations (4.10) et (4.17), la variation totale de l'énergie cinétique de l'ensemble du véhicule (côté droit de l'équation (4.3)) est estimée comme :

$$\begin{aligned}
E_c^1(t_f) - E_c^1(t_0) &= \Delta E_c^1 \\
&= \Delta E_{cv}^1 + \Delta E_{cr}^1 \\
&= \frac{1}{2} M (v_{Gx}^2(t_f) - v_{Gx}^2(t_0)) + \frac{1}{2} \sum_{i=1}^4 I_{ryyi} (\omega_{ri}^2(t_f) - \omega_{ri}^2(t_0))
\end{aligned} \tag{4.18}$$

Pour évaluer les termes énergétiques dans l'équation (4.18), la vitesse longitudinale du véhicule $v_{Gx}(t_f)$ à l'instant t_f est mesurée en utilisant le banc d'essais virtuel. La vitesse de rotation des roues $\omega_{ri}(t_f)$ est déterminée en utilisant le modèle de la dynamique de rotation de la roue (présenté dans la section 2.2.4). La vitesse longitudinale $v_{Gx}(t_0)$ et la vitesse de rotation des roues $\omega_{ri}(t_0)$ sont déterminées par la vitesse longitudinale de référence v_{Gx}^{ref} du véhicule et les rayons initiaux des roues.

4.2.1.2. Energie de la source énergétique

Pour un véhicule, la source énergétique fournit l'énergie pour les systèmes de motorisation, de direction et pour les accessoires. Dans le cadre de notre travail, les accessoires du véhicule (tels que le système de refroidissement du moteur thermique, la climatisation...) ne sont pas modélisés et l'énergie consommée par ce système est considérée comme constante mais pas prise en compte dans les modèles puisqu'elle n'intervient pas dans le bilan énergétique.

Pendant la période de la manœuvre, l'énergie mécanique des machines électriques du système de direction E_{mD}^1 est déterminée en intégrant la puissance mécanique P_{mD}^1 comme suit :

$$E_{mD}^1 = \int_{t_0}^{t_f} P_{mD}^1(t) dt \quad (4.19)$$

Dans le cas de notre travail, tous les angles de pivot, de carrossage et de chasse de la roue ne sont pas pris en compte. Avec cette hypothèse, la puissance mécanique pour le braquage des roues peut être déterminée par une fonction du moment d'auto-alignement M_{rzi} et la vitesse de braquage $\dot{\beta}_{ri}$ (autour de l'axe z_{ri} de la roue) comme suit :

$$P_{mD}^1(t) = \sum_{i=1}^k M_{rzi}(t) \dot{\beta}_{ri}(t) \quad (4.20)$$

où, k est le nombre de roues directrices.

Pour estimer cette énergie E_{mD}^1 , le couple d'auto-alignement M_{rzi} est évalué en utilisant le modèle du pneumatique de Pacejka intégré dans le modèle complexe de la dynamique du véhicule. La vitesse de braquage $\dot{\beta}_{ri}$ est évaluée en reprenant l'angle de braquage β_{ri} qui est déterminé par l'allocation de contrôle.

Nous considérons que le rendement de toutes les machines électriques pour le système de direction est identique et égal à 1. On peut donc estimer la puissance P_{eD}^1 et l'énergie E_{eD}^1 fournies par la source énergétique pour le système de direction comme suit :

$$P_{eD}^1(t) = P_{mD}^1(t) = \sum_{i=1}^k M_{rzi}(t) \dot{\beta}_{ri}(t) \quad (4.21)$$

$$E_{eD}^1 = \int_{t_0}^{t_f} P_{eD}^1(t) dt \quad (4.22)$$

L'énergie E_{mT}^1 mécanique des machines électriques du système de traction est évaluée en intégrant la puissance mécanique P_{mT}^1 :

$$E_{mT}^1 = \int_{t_0}^{t_f} P_{mT}^1(t) dt \quad (4.23)$$

Ici, la puissance P_{mT}^1 est évaluée par le produit du couple mécanique C_{emi} du rotor de la machine électrique et la vitesse de rotation ω_{emi} du rotor :

$$P_{mT}^1(t) = \sum_{i=1}^l C_{emi}(t) \omega_{emi}(t) \quad (4.24)$$

où l est le nombre de roues motrices.

Nous considérons que chaque machine électrique est connectée directement à chaque roue, c'est la raison pour laquelle nous avons :

$$\omega_{emi} = \omega_{ri} \quad (4.25)$$

Pour estimer cette puissance, la vitesse de rotation de la roue ω_{ri} est la sortie du modèle de la dynamique de rotation de la roue (présenté dans le paragraphe 2.2.4). Le couple C_{emi} est déterminé par l'allocation de contrôle ou par l'utilisation du modèle de machine électrique (c'est le couple électromagnétique de la machine électrique).

Dans le cas de notre travail, nous faisons l'hypothèse que le rendement des machines électriques et du système de puissance électrique pour le système de traction est globalisé et égal à η . Cela permet de déterminer la puissance électrique P_{eT}^1 et l'énergie électrique E_{eT}^1 fournies par la source énergétique pour les machines électriques du système de traction comme suit :

$$P_{eT}^1(t) = \frac{1}{\eta} P_{mT}^1(t) = \frac{1}{\eta} \sum_{i=1}^l C_{emi}(t) \omega_{ri}(t) \quad (4.26)$$

$$E_{eT}^1 = \int_{t_0}^{t_f} P_{eT}^1(t) dt \quad (4.27)$$

La puissance et l'énergie (E_e^1 dans l'équation (4.3)) de la source énergétique peuvent être évaluées par deux équations suivantes :

$$P_e^1(t) = P_{eT}^1(t) + P_{eD}^1(t) = \frac{1}{\eta} \sum_{i=1}^l C_{emi}(t) \omega_{ri}(t) + \sum_{i=1}^k M_{rzi}(t) \dot{\beta}_{ri}(t) \quad (4.28)$$

$$E_e^1 = E_{eT}^1 + E_{eD}^1 = \int_{t_0}^{t_f} P_e^1(t) dt \quad (4.29)$$

4.2.1.3. Energies perdues

Lorsque ce véhicule se déplace sur une trajectoire, il y a une perte due à résistance aérodynamique $E_{aéro}^1$. Dans le cadre de notre travail, l'action mécanique développée par la résistance aérodynamique n'est pas modélisée dans le banc d'essais virtuel (modèle complexe à 22 DDL de la dynamique du véhicule). Cette action n'est pas également prise en compte dans le modèle de générateur de références (modèle bicyclette à 3DDL de la dynamique du véhicule) pour déterminer les commandes des actionneurs. L'énergie

perdue due à la résistance aérodynamique est considérée donc constante mais pas prise en compte dans les modèles puisqu'elle n'intervient pas dans le bilan énergétique.

Nous pouvons constater qu'il existe également une perte E_A^1 dans les amortisseurs des systèmes des suspensions de la cabine et du véhicule. Dans le cadre de notre travail, les pertes dans les amortisseurs du système de suspension de la cabine ne sont pas considérées. La somme des pertes dans les amortisseurs du système de suspension du véhicule peut être donc estimée par une fonction de la force verticale F_{zAi} et de la vitesse de mouvement vertical v_{zAi} entre chaque roue et le châssis du véhicule :

$$E_A^1 = \int_{t_0}^{t_f} P_A^1(t) dt = \int_{t_0}^{t_f} \sum_{i=1}^4 F_{zAi}(t) v_{zAi}(t) dt \quad (4.30)$$

Selon les travaux de [Gantt, 2011], il existe des termes de l'énergie perdue au niveau de contact entre la roue et le sol, qui sont :

- par exemple, au sens de déformation, les énergies perdues E_{rd}^1 dues à la déflexion de la paroi latérale du pneu à proximité de la zone de contact, à la déformation de la bande de roulement, à la déformation de la surface de la route. Dans le cadre de notre travail, toutes ces pertes ne sont pas considérées car des modèles très complexes du pneumatique et du sol doivent être construits pour déterminer ces pertes,
- l'énergie perdue due à la résistance de roulement des roues E_{rr}^1 . Dans le cadre de notre travail, l'action mécanique développée par la résistance de roulement n'est pas modélisée dans ce banc d'essais et également dans le modèle de générateur de références pour déterminer les commandes des actionneurs. L'énergie perdue E_{rr}^1 est donc considérée comme constante et n'est pas prise en compte dans le bilan énergétique,
- l'énergie perdue par la résistance de frottement (au sens de la loi de Coulomb) dans la zone de contact entre les roues directrices et le sol E_{rf}^1 ,
- les énergies perdues par le glissement dans la direction longitudinale E_{rx}^1 et par la dérive E_{ry}^1 .

En utilisant le modèle de la dynamique de rotation des roues et le modèle du pneumatique de Pacejka du banc d'essais virtuel, toutes les valeurs des vitesses, des efforts au niveau du contact entre les roues et le sol peuvent être déterminées. A partir de ces valeurs, nous pouvons estimer les termes d'énergie perdue au niveau du contact entre les roues et le sol.

La puissance P_{rf}^1 et l'énergie E_{rf}^1 perdue par le frottement lorsque les roues directrices sont braquées par le système de direction peuvent être estimées par les deux équations suivantes :

$$P_{rf}^1(t) = -\sum_{i=1}^k M_{rxi}(t) \dot{\beta}_{ri}(t) \quad (4.31)$$

$$E_{rf}^1 = \int_{t_0}^{t_f} P_{rf}^1(t) dt \quad (4.32)$$

Comme le suggère [Schuring, 1976], nous pouvons déterminer les puissances perdues au niveau du contact entre les roues et le sol due au glissement P_{rx}^1 et due à la dérive P_{ry}^1 comme suit :

$$P_{rx}^1(t) = \sum_{i=1}^4 F_{rxi}(t) (v_{rxi}(t) - r_i \omega_{ri}(t)) \quad (4.33)$$

$$P_{ry}^1(t) = \sum_{i=1}^4 F_{ryi}(t) v_{ryi}(t) \quad (4.34)$$

ici, les efforts longitudinal F_{rxi} et latéral F_{ryi} sont déterminés en utilisant le modèle de Pacejka du pneumatique (présenté dans la section 2.2.4). Les vitesses de glissement du point de contact v_{rxi} et v_{ryi} sont déterminées par les composantes de vitesse des roues (illustrées dans la Figure 2.6.b et l'équation (3.13)).

Les énergies perdues dues au glissement E_{rx}^1 et à la dérive E_{ry}^1 peuvent être évaluées par les deux équations suivantes :

$$E_{rx}^1 = \int_{t_0}^{t_f} P_{rx}^1(t) dt \quad (4.35)$$

$$E_{ry}^1 = \int_{t_0}^{t_f} P_{ry}^1(t) dt \quad (4.36)$$

Nous pouvons estimer la somme de l'énergie perdues E_{pertes} dans l'équation (4.3) comme suit :

$$E_{pertes}^1 = E_{rf}^1 + E_{rx}^1 + E_{ry}^1 + E_A^1 + E_{ren}^1 \quad (4.37)$$

Dans ce premier cas d'étude, le rendement est égal à 1. L'énergie E_{ren}^1 est donc nulle et n'est pas prise en compte dans le bilan énergétique.

Grâce aux équations (4.18), (4.29) et (4.37), nous pouvons déterminer tous les termes énergétiques représentés dans le bilan énergétique (l'équation (4.3)) de la première architecture retenue. En utilisant cette méthodologie, nous pouvons évaluer les termes énergétiques pour les autres architectures choisies.

4.2.1.4. Comparaison des termes énergétiques entre les différentes architectures

Grâce à la méthodologie présentée précédemment pour estimer les termes énergétiques d'une architecture type, nous pouvons l'appliquer pour évaluer d'autres architectures. Après la durée de la manœuvre, nous comparons tous les termes énergétiques entre les différentes architectures retenues (Figure 4.2). Ces comparaisons permettent de déterminer l'architecture optimale en termes de l'énergie consommée et de valider la méthode de gestion énergétique proposée dans notre travail.

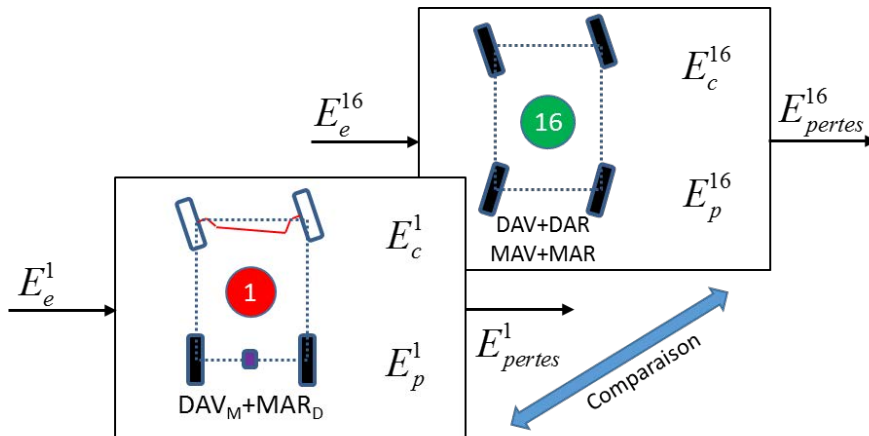


Figure 4.2. Bilan énergétique d'un véhicule

4.2.2. Lois de commande des actionneurs

Dans cette section, nous présentons les analyses sur les commandes des actionneurs du véhicule déterminées pour les trois architectures choisies. Nous comparons aussi les pertes entre les différentes architectures et justifions la méthodologie proposée pour estimer les termes d'énergie.

4.2.2.1. Configuration du banc d'essais virtuel

Afin de répondre aux questions posées dans le cadre de notre travail, une méthodologie pour faire des essais avec un banc virtuel est proposée. Les différents cas d'étude sont construits grâce aux combinaisons des modules du banc. Dans un premier cas, le contrôle s'effectue en boucle ouverte : la commande de direction est une fonction de l'angle de braquage de la roue moyenne β_{rm}^{con} . Le module générateur de références (GRs) génère les

efforts totaux F au centre de gravité du véhicule, qui sont utilisés comme entrées du module de l'allocation de contrôle (ACtr). L'allocation de contrôle permet de déterminer les lois des commandes des actionneurs du véhicule (couples aux roues C_{emi}^{con} et angles de braquage β_{ri}) pour chaque architecture. Les commandes des actionneurs sont ensuite fournies directement aux roues motrices et directrices dans le module de la dynamique du véhicule (Figure 4.3).

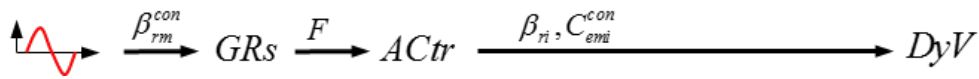


Figure 4.3. Configurations du banc (GRs : Générateur des références ; ACtr : Allocation de contrôle ; DyV : Modèle dynamique du véhicule de distribution)

4.2.2.2. Références entrées

D'abord, la courbe de l'angle volant et la vitesse longitudinale du véhicule sont données comme les entrées du générateur de la trajectoire référence sans utilisation de retour des états du véhicule (Figure 4.3). Dans le cas où la trajectoire référence est un changement de voie, la loi utilisée pour l'angle de braquage de consigne de la roue moyenne β_{rm}^{con} a une forme sinusoïdale illustrée sur la Figure 4.4.

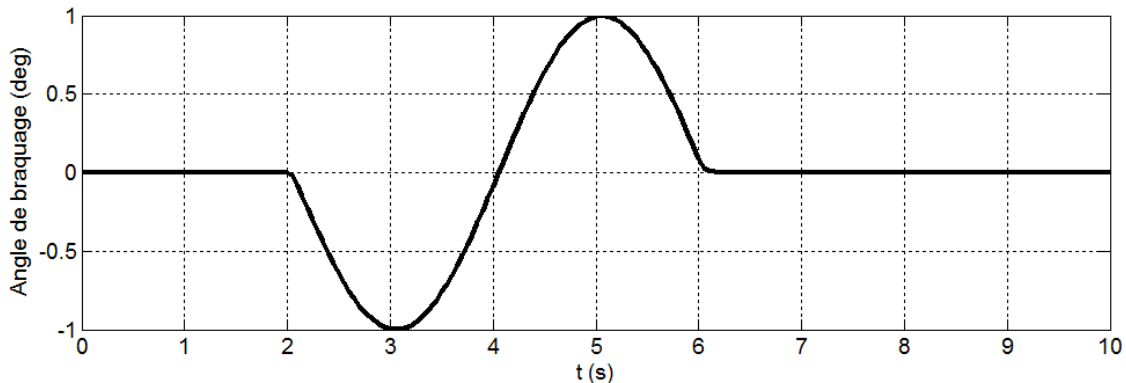


Figure 4.4. Angle de braquage β_{rm}^{con}

4.2.2.3. Commandes des actionneurs

Ce cas est considéré comme un cas idéal pour déterminer l'architecture optimale en termes énergétiques parmi les différentes architectures retenues. Les résultats de ce cas sont également considérés comme les références pour faire des comparaisons avec les autres cas d'étude.

Nous traçons tout d'abord les courbes des commandes des actionneurs déterminées par l'allocation de contrôle et nous comparons les architectures du véhicule entre elles. Les couples aux roues des différentes architectures sont exposés sur la Figure 4.5.a.

Pour l'architecture (DAV_M+MAR_{DM}) équipée de deux roues motrices à l'arrière ainsi que d'un différentiel mécanique, on constate que les couples aux roues sont identiques (courbes rouges dans la Figure 4.5.a) et faibles (139.6 Nm pour les roues 3 et 4) par rapport aux autres architectures. Lorsqu'il n'y a pas de différentiel mécanique sur l'essieu arrière (architecture DAV+MAR), les couples des roues arrière sont différents (courbes bleues dans la Figure 4.5.a) et plus grands (1731 Nm pour la 3^{ème} roue) que pour les autres architectures. Des moteurs de plus grande puissance devront donc être mis en œuvre sur l'architecture DAV+MAR par rapport à l'architecture DAV_M+MAR_{DM}.

Une comparaison du couple maximum entre l'architecture DAV+MAR et celle à quatre roues motrices DAV+DAR+MAV+MAR montre qu'il y a une réduction du couple maximum car l'action est répartie sur quatre roues au lieu de deux. Le niveau de couple maximum de la 3^{ème} roue pour cette architecture est de 567.6 Nm (courbes vertes dans la Figure 4.5.a).

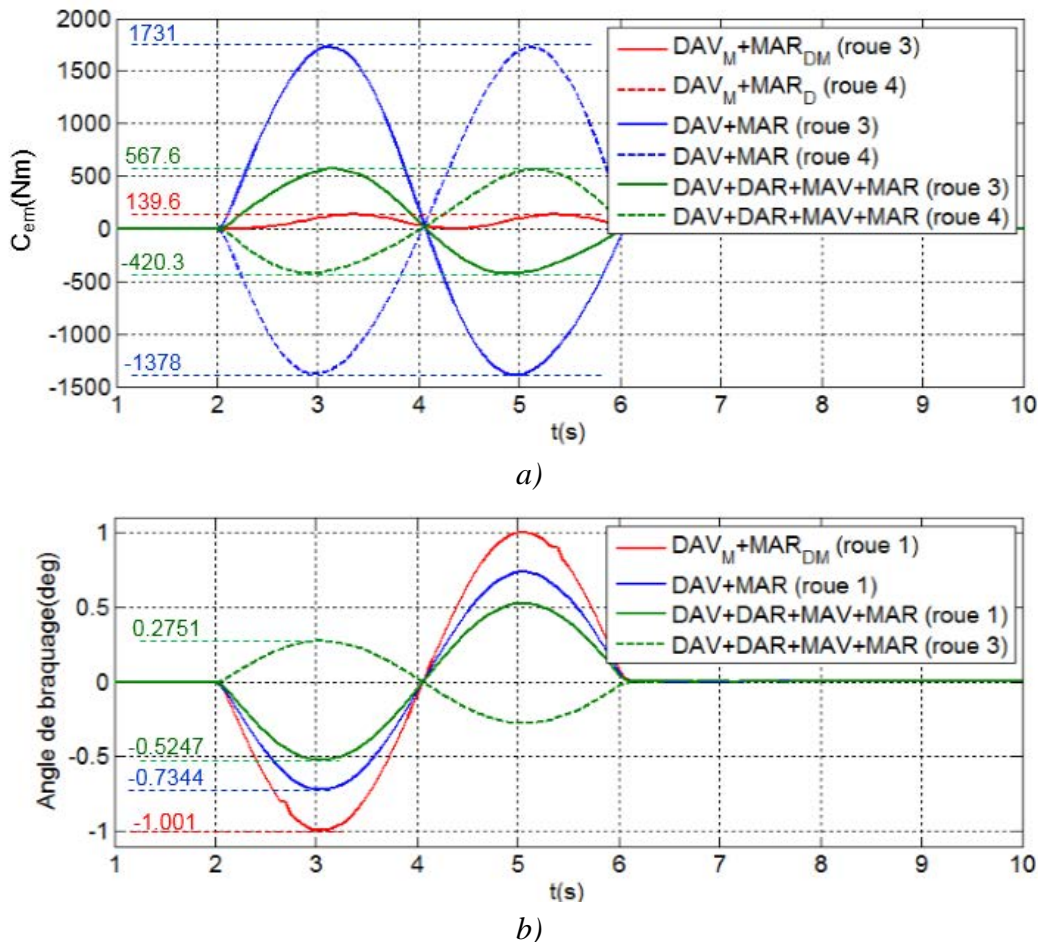


Figure 4.5. (a) Couples aux roues et (b) Angles de braquage ($\eta = 1$)

On constate sur la Figure 4.5.b que les valeurs maximales des angles de braquage (1.001deg) des roues directrices sont très proches de la valeur de l'angle référence de braquage β_{rm}^{con} (illustré dans la Figure 4.4), pour l'architecture DAV_M+MAR_{DM} équipé un

système de direction mécanique sur l'essieu avant. On remarque aussi qu'il y a, pour l'architecture DAV+MAR, une réduction des angles maximum de braquage (0.5247deg) par rapport à l'architecture DAV_M+MAR_{DM} (courbes bleues sur la Figure 4.5.b). Cela peut s'expliquer par le fait que les angles de braquage des roues directrices sur l'essieu avant de l'architecture DAV+MAR sont contrôlés indépendamment ainsi que les couples des roues motrices sur l'essieu arrière. La différence des couples des roues motrices génère en effet un couple de lacet supplémentaire au centre de gravité du véhicule qui agit comme un couple assistant pour le braquage du système de direction. De la même manière pour l'architecture DAV+DAR+MAV+MAR, lorsqu'il y a des différences de couples aux quatre roues, les angles de braquage des roues sur l'essieu avant sont plus faibles et les angles de braquage des roues sur l'essieu arrière sont opposés (courbes vertes sur la Figure 4.5.b). On observe donc que lorsqu'il y a des différences de couple entre les roues d'un essieu, les angles de braquage des roues directrices diminuent (Figure 4.5.b).

On peut constater que la valeur maximale des couples aux roues est raisonnable car similaires aux résultats présentés dans les travaux de [Haddoun et al., 2006] et de [Jun et al., 2011] sur la gestion de couple aux roues (Torque Vectoring).

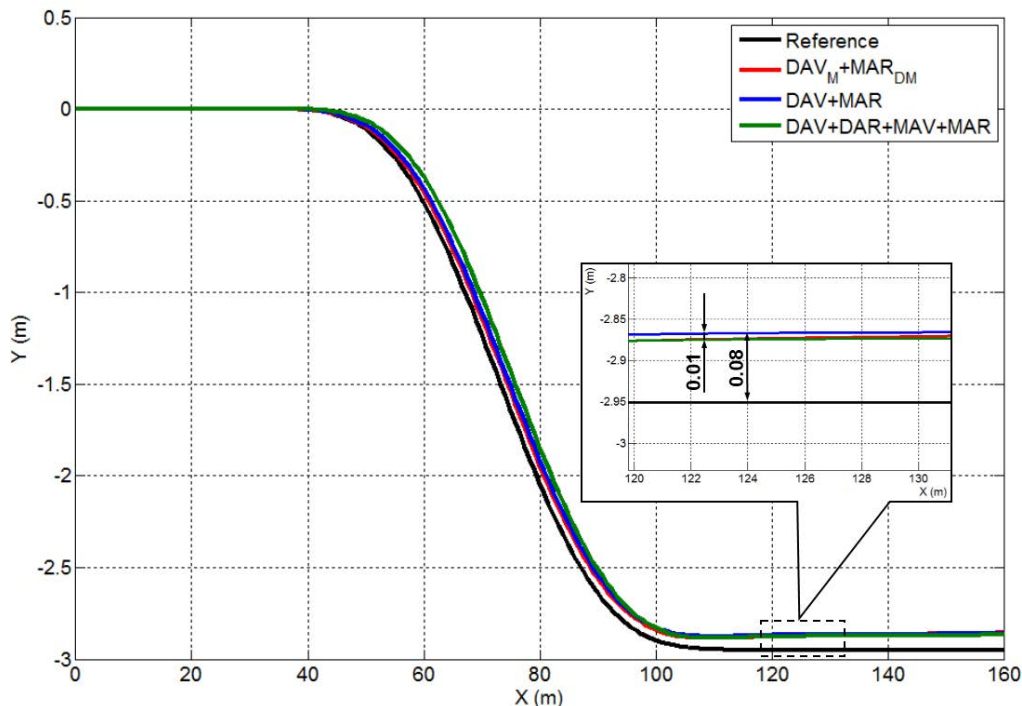


Figure 4.6. Trajectoire du véhicule ($\eta = 1$)

Ces commandes (couples et angles de braquage) agissent sur le véhicule pour garantir la trajectoire souhaitée. Les trajectoires pour les trois architectures sont présentées sur la Figure 4.6 lorsque $\eta = 1$. En dépit des grandes différences mentionnées précédemment entre les commandes des architectures, l'écart maximum entre leurs trajectoires est de

0.01m. Cela permet d'assurer que le véhicule se déplace sur la même trajectoire pour les architectures choisies. On peut également remarquer que cet écart maximum entre les trajectoires simulées et celle de référence est de 0.08m bien qu'il n'y ait pas de critère imposant le respect de la trajectoire dans la fonction coût de l'allocation de contrôle. Cela prouve que l'allocation de contrôle permet de garantir une précision suffisante pour la sécurité de mouvement du véhicule sans que des critères supplémentaires soient présents dans la fonction coût.

Les courbes de l'estimation de l'angle de dérive et du taux de glissement des roues pour toutes les architectures choisies sont exposées dans la Figure 4.7. Les valeurs maximales de l'angle de dérive (0.909 deg) et du taux de glissement (0.4676 %) satisfont les contraintes liées aux comportements du pneumatique : $|\alpha_{r_{max}}| \leq 3^\circ$ et $|\kappa_{max}| \leq 10\%$ présentées au chapitre 3.

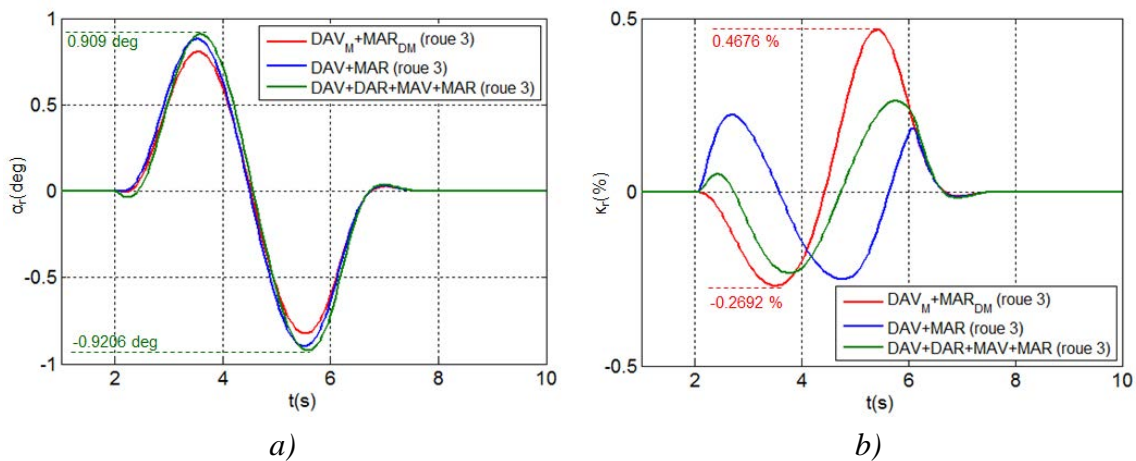


Figure 4.7. (a) Angle de dérive α_{ri} et (b) taux de glissement κ_{ri} ($\eta = 1$)

En termes de force longitudinale F_{xT} (Figure 4.8.a), la valeur réelle est plus grande que la valeur de référence F_{xT}^{ref} . Cela donne une augmentation de la vitesse longitudinale v_{Gx} du véhicule à la fin de la manœuvre (Figure 4.9.a). Mais cette augmentation reste raisonnable pour un véhicule poids lourd, objet de notre travail (avec une masse de $M = 19000kg$). La différence de valeur de cette force longitudinale peut être expliquée par le fait que le contrôleur ne peut pas garantir toujours forcément une vitesse constante en boucle ouverte (Figure 4.3).

En termes de la force latérale, la différence entre la valeur de référence F_{yT}^{ref} et la valeur réelle F_{yT} est de 640 N (3.2 %) (Figure 4.8.b). Mais dans la situation de changement de voie, le comportement en dynamique transversale du véhicule devient plus important. Cela explique qu'il y a une augmentation de la vitesse latérale v_{Gy} du véhicule en comparaison avec la référence v_{Gy}^{ref} (Figure 4.9.b).

En termes de moment de lacet, la différence entre la référence M_{zT}^{ref} et la valeur réelle M_{zT} est de 465 N.m (6.7 %) (Figure 4.8.c) et nous avons également les mêmes valeurs de la vitesse de lacet $\dot{\psi}$ (Figure 4.9.c). Cela permet de conclure que le modèle bicyclette est parfaitement représentatif pour le mouvement de lacet. Mais la vitesse latérale de ce modèle est sous-estimée par rapport à celle du modèle complexe 22DDL dû au fait que la contribution du mouvement de roulis dans la dynamique transversale est négligée.

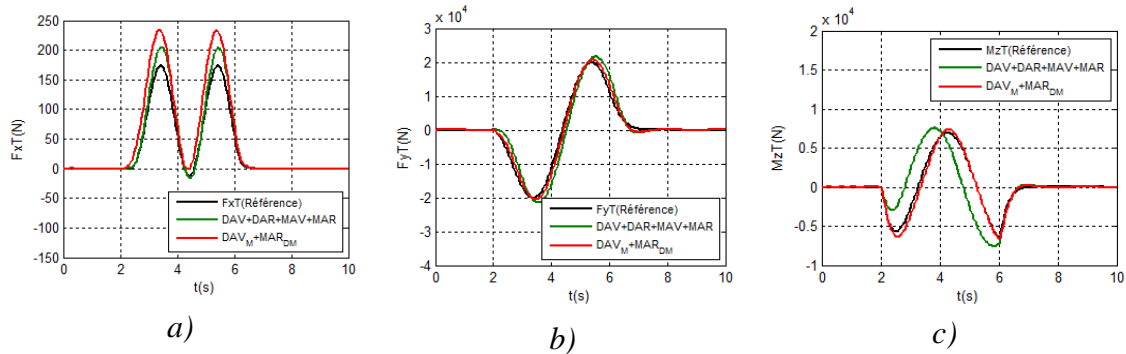


Figure 4.8. Forces totales au centre de gravité du véhicule : (a) Force longitudinale F_{xT} ; (b) Force latérale F_{yT} ; (c) Moment de lacet M_{zT}

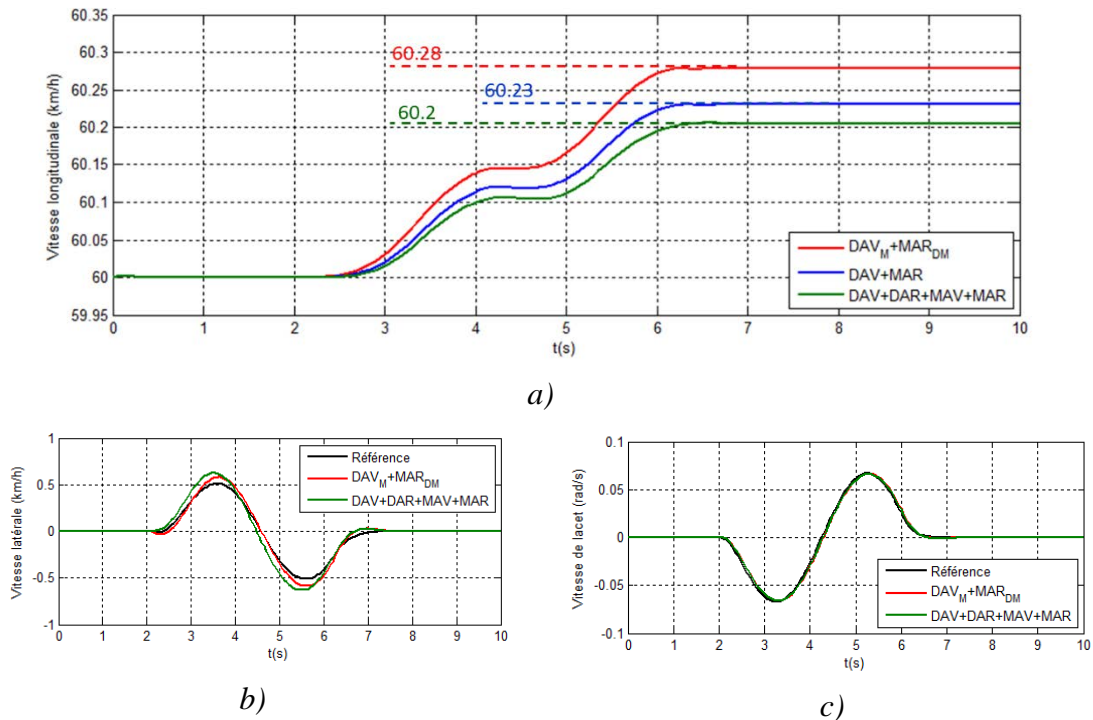


Figure 4.9. Vitesses au centre de gravité du véhicule : (a) vitesse longitudinale v_{Gx} ; (b) vitesse latérale v_{Gy} ; (c) vitesse de lacet $\dot{\psi}$

Les analyses des lois de commande des actionneurs, de la trajectoire et de la zone fonctionnelle du pneumatique du véhicule pour les trois architectures dans cette section

confirment que le contrôle optimal par l'allocation de contrôle permet de déterminer les commandes optimales des actionneurs du véhicule avec différentes architectures du véhicule. Ces commandes assurent que tous les véhicules se déplacent sur la même trajectoire et satisfont également les hypothèses utilisées comme celle sur les pneumatiques (fonctionnement dans la zone linéaire des efforts au niveau de contact entre les roues et le sol). Ces analyses montrent également que le contrôle indépendant des couples aux roues (effectué pour les deux architectures intermédiaire DAV+MAR et DAV+DAR+MAV+MAR) permet de générer un couple de lacet supplémentaire au centre de gravité du véhicule. Ce couple est utilisé afin d'aider le système de direction pour réduire les angles de braquage.

En utilisant les résultats des trois simulations pour les trois architectures choisies et la méthodologie pour évaluer les termes énergétiques du véhicule, nous présenterons dans la section suivante le bilan énergétique du véhicule. Ce bilan sera fait lorsque le rendement général du système de traction est égal à 1. Nous comparons aussi les énergies perdues et autres termes énergétiques entre les trois architectures du véhicule.

4.2.3. Analyses des résultats des termes énergétiques

En considérant que l'architecture classique DAV_M+MAR_{DM} est une base pour faire des comparaisons, il y a une augmentation de la puissance perdue due aux frottements P_{rf} des roues directrices pour l'architecture DAV+DAR+MAV+MAR (courbe verte dans la Figure 4.10.c). Cette augmentation est de cinq fois plus par rapport à l'architecture classique. Cela peut être expliqué par le fait qu'il y a quatre roues directrices, dont deux roues jumelées sur l'essieu arrière, pour l'architecture DAV+DAR+MAV+MAR.

La puissance perdue par les glissements P_{rx} des roues pour l'architecture DAV+DAR+MAV+MAR est augmentée (courbe verte dans la Figure 4.10.a). Cela peut être expliqué par le fait que (i) les couples des roues motrices de cette architecture sont plus grands (courbes vertes dans la Figure 4.5.a) (ii) il y a quatre roues motrices.

A cause de l'augmentation de la vitesse latérale du véhicule pour l'architecture DAV+DAR+MAV+MAR (courbe verte dans la Figure 4.9.b), la puissance perdue due à la dérive des roues est plus grande que celle de l'architecture DAV_M+MAR_{DM} (Figure 4.10.b).

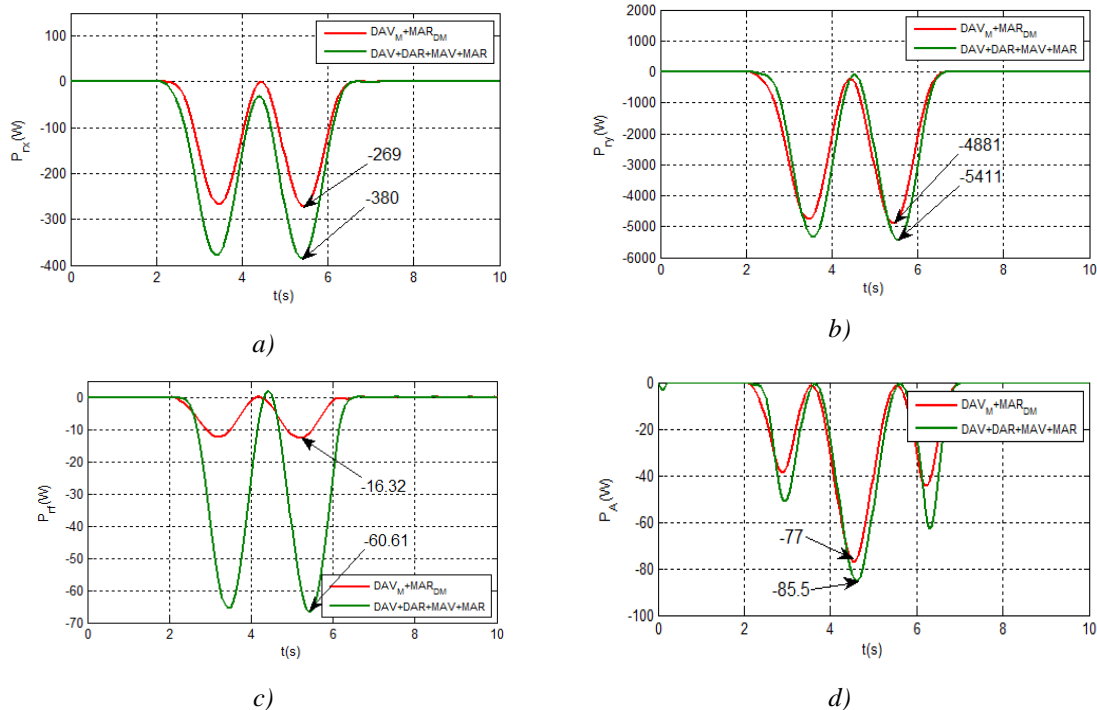


Figure 4.10. Termes de puissance lorsque $\eta = 1$; (a) Perte totale due au glissement aux roues P_{rx} ; (b) Perte totale due à la dérive aux roues P_{ry} ; (c) Perte totale due au frottement en braquage des roues P_{rf} ; (d) Puissance perdue dans les amortisseurs P_A

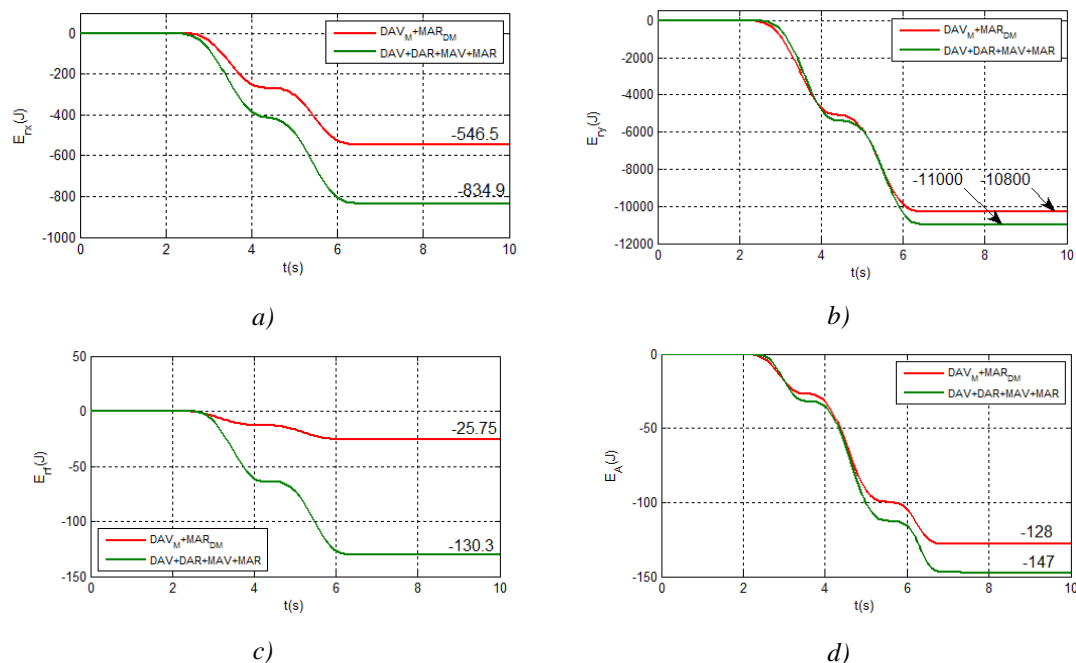


Figure 4.11. Termes d'énergie lorsque $\eta = 1$. (a) Perte totale due au glissement aux roues E_{rx} ; (b) Perte totale due à la dérive aux roues E_{ry} ; (c) Perte totale due au frottement en braquage des roues E_{rf} ; (d) Energie perdue E_A dans les amortisseurs

La comparaison en termes énergétiques pour les trois architectures retenues est exposée dans le Tableau 4.1. A l'aide du terme de gauche de l'équation (4.3), nous estimons la somme des variations de l'énergie cinétique des roues et du véhicule ΔE_c . La somme des pertes E_{pertes} et l'énergie de la source énergétique E_e sont également évaluées en utilisant le terme de droite de l'équation (4.3).

Architectures	Energie (J)										Erreur (%)
	Cinétique (ΔE_c)			Perdue (E_{pertes})				Source (E_e)		$E_{pertes} + E_e$	
	ΔE_{cr}	ΔE_{cv}	ΔE_c	E_{rx}	E_{ry}	E_{rf}	E_A	E_{eD}	E_{eT}		
DAV _M +MAR _{DM}	525	25477	26002	-547	-10800	-26	-128	26	37580	26106	0.4
DAV+MAR	435	20919	21354	-1525	-10900	-20	-134	20	34020	21461	0.5
DAV+DAR MAV+MAR	387	18186	18573	-834	-11000	-130	-147	130	30540	18559	0.08

Tableau 4.1. Bilan d'énergie avec le contrôle en boucle ouverte lorsque $\eta = 1$

En comparant les deux membres de l'équation (4.3), l'erreur de l'estimation de l'énergie est de 0.4% (104 J) pour l'architecture DAV_M+MAR_{DM}, de 0.08 % (14 J) pour l'architecture DAV+DAR+MAV+MAR. Ces résultats permettent de conclure que la méthodologie proposée pour déterminer les termes énergétiques et pour faire le bilan de puissance et d'énergie est précise et fiable. Ces erreurs peuvent être expliquées par le fait que nous utilisons le modèle de Pacejka pour estimer les forces au niveau du contact entre le pneumatique et le sol en fonction du couple appliqué, du taux de glissement, de la dérive et également des coefficients qui sont obtenus par des essais réels. Egalement, nous utilisons des hypothèses pour estimer les valeurs des termes énergétiques comme le fait que l'angle de braquage est faible, les comportements de la dynamique des roues ne donnent pas d'influences importantes sur la dynamique générale du véhicule, l'énergie perdue dans les amortisseurs du système de suspension de la cabine n'est pas prise en compte ...

A partir des résultats numériques du Tableau 4.1, nous faisons la somme des valeurs absolues des pertes et de la variation de l'énergie cinétique $\Delta E_c + E_{pertes}$ dans l'équation (4.3) pour les trois architectures. Nous constatons que la contribution de l'énergie perdue due au frottement E_{rf} et l'énergie perdue dans les amortisseurs E_A dans cette somme est

très faible (inférieure à 0.5 %). Par contre, la contribution de perte due à la dérive des roues E_{ry} dans cette somme est de 28.7 % pour l'architecture conventionnelle DAV_M+MAR_{DM} , et de 35.9 % pour l'architecture totalement ouverte $DAV+DAR+MAV+MAR$. Evidemment, la variation de l'énergie cinétique représente une grande proportion dans cette somme. Cette contribution est de 69.2 % pour l'architecture DAV_M+MAR_{DM} (Figure 4.12).

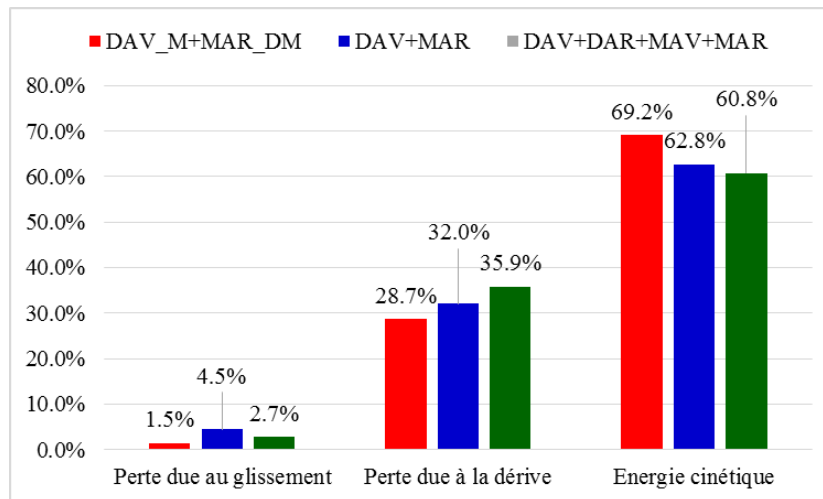


Figure 4.12. Contribution des termes énergétiques dans la somme de pertes et d'énergie cinétique

Cette analyse permet de conclure que la dynamique latérale du véhicule poids lourd devient un comportement très important dans une manœuvre. Cependant, la plus grande partie de l'énergie est utilisée pour faire d'avancer ce véhicule jusqu'à la fin de cette manœuvre. Cela peut être expliqué par le fait que la masse du véhicule poids lourd ait un rôle très important lorsque nous faisons des études sur la dynamique latérale et également sur la gestion d'énergie de ce véhicule pendant la durée de la manœuvre.

Dans la section suivante, nous analysons l'énergie de la source énergétique lorsque le principe de la dynamique régénérative du véhicule est utilisé. Ces analyses seront effectuées en réutilisant les résultats des trois simulations effectuées pour les trois architectures choisies.

4.3. Principe de la dynamique régénérative du véhicule

Nous pouvons noter ici que la puissance et l'énergie de la source énergétique dépendent des couples des systèmes de traction et de direction, des vitesses de rotation et de braquage des roues. Dans le cadre de notre travail, nous considérons que nous pouvons

seulement récupérer l'énergie aux roues par les machines électriques du système de traction.

Lorsque le couple mécanique C_{emi} est négatif, nous considérons que nous pouvons récupérer l'énergie de freinage par l'intermédiaire de ces machines qui peuvent fonctionner comme des générateurs. Pour l'architecture conventionnelle DAV_M+MAR_{DM} , les couples aux roues sur l'essieu arrière sont identiques pendant une manœuvre car un différentiel mécanique est mis en œuvre sur ce véhicule (Figure 4.13.a). Dans ce cas, seule l'énergie de freinage longitudinal du véhicule peut être récupérée et stockée dans un réservoir énergétique. Par contre, pour les deux autres architectures $DAV+MAR$ (Figure 4.13.b) et $DAV+DAR+MAV+MAR$ (Figure 4.13.c), les couples aux roues sont contrôlés indépendamment durant la manœuvre. Nous pouvons proposer une dynamique régénérative du véhicule permettant de récupérer l'énergie à une roue freinée pour la transmettre à l'autre roue accélérée du même essieu. Sur l'exemple schématique proposé sur la Figure 4.13, la 4^{ème} machine sur l'essieu arrière fonctionne comme un générateur et sa puissance peut être utilisée pour la 3^{ème} machine et aussi pour charger la source énergétique (Figure 4.13.b et Figure 4.13.c).

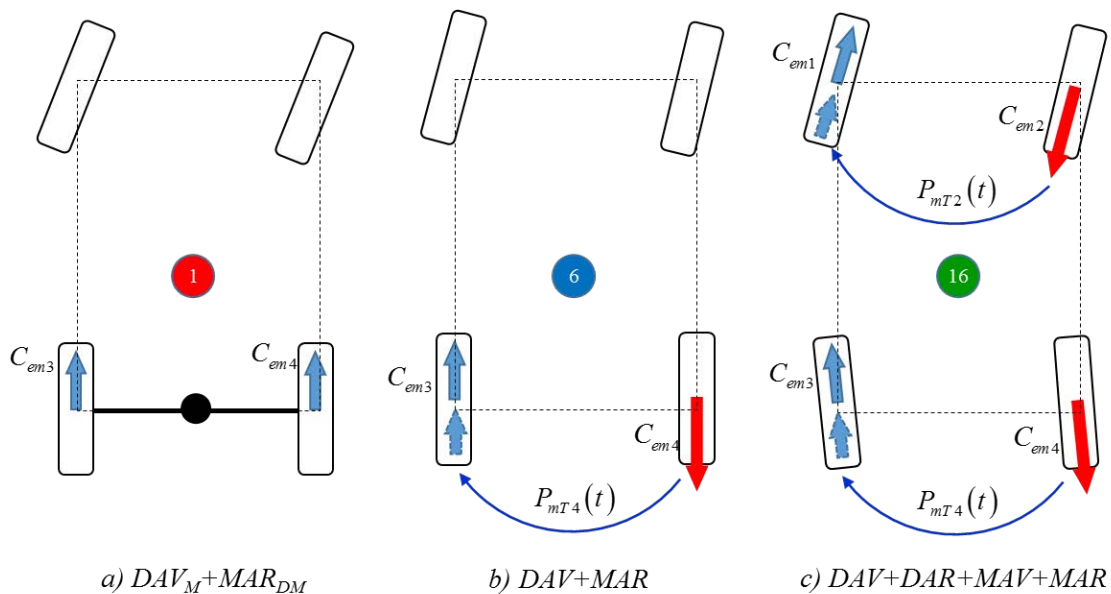


Figure 4.13. Orientation du couple aux roues des différentes architectures

Le principe de cette récupération est illustré dans la Figure 4.14. Les courbes des couples aux roues sont utilisées pour présenter ce principe étant donné que la vitesse longitudinale du véhicule est considérée comme constante. Les courbes des couples ont donc la même forme que celles des puissances. Cette simplification n'est pas une limite dans notre analyse puisqu'elle peut être élaborée quelque soit la forme de la courbe de puissance en réalisant le produit de la vitesse de rotation par le couple pour chaque roue. Ces grandeurs sont extraites des simulations sur le banc d'essais virtuel.

Dans une demi-période de temps T correspondant au changement de voie, le couple de la roue gauche est positif et le couple de la roue droite est négatif (Figure 4.14.a). La puissance récupérée à la roue droite (zone hachurée en bleu (1) sur la Figure 4.14.b) est transmise à la roue gauche après un éventuel temps de retard τ et la prise en compte du rendement η du système de traction (comme illustré dans la Figure 4.14.b et la Figure 4.14.c).

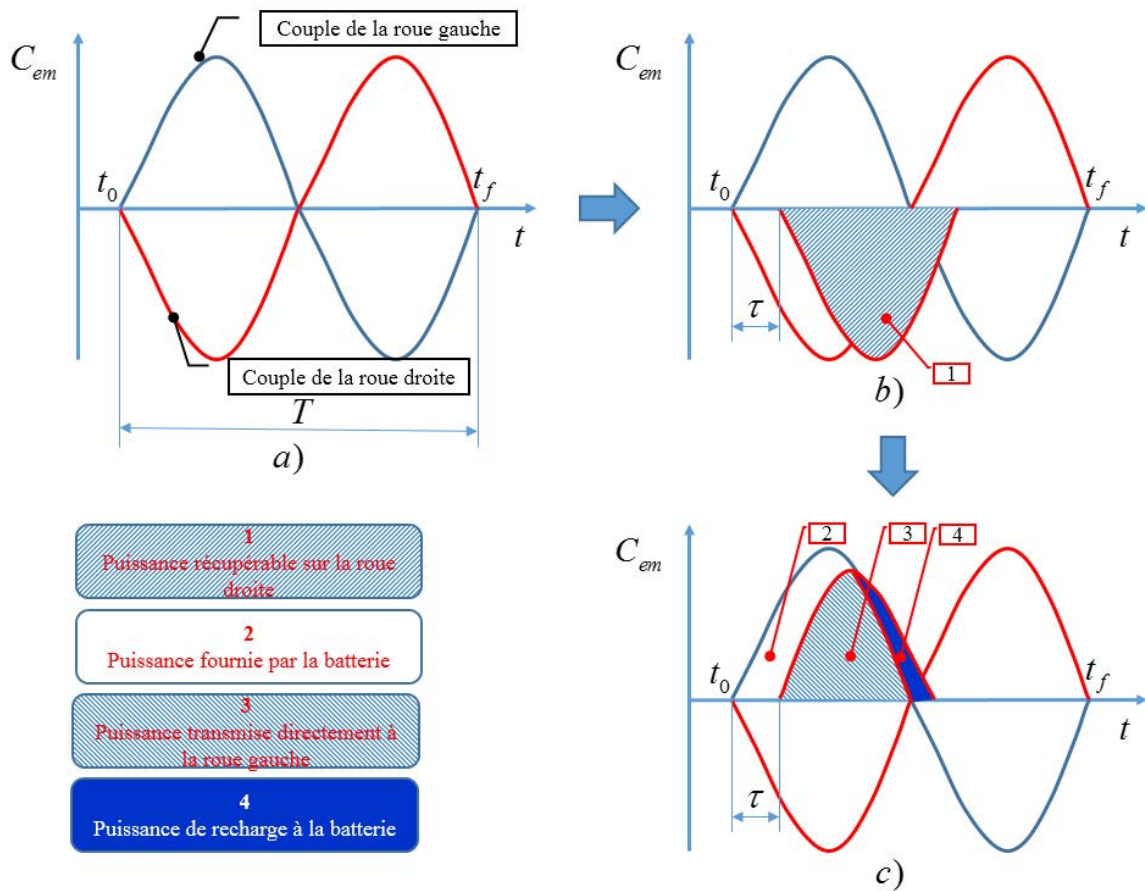


Figure 4.14. Dynamique régénérative du véhicule

Nous pouvons estimer cette puissance en prenant en compte le temps de retard τ et le rendement η des deux machines électriques par l'équation suivante :

$$P_{eT4}(t-\tau) = \eta^2 P_{mT4}(t-\tau) = \eta^2 C_{em4}(t-\tau) \omega_{r4}(t-\tau) \text{ si } C_{em4}(t) < 0 \quad (4.38)$$

Le rendement η est élevé au carré lorsque l'on estime cette puissance car elle est récupérée à la 4^{ème} roue et transmise à la 3^{ème} roue. Le rendement doit être donc de deux fois de prendre en compte. Pour estimer cette puissance, nous utilisons les valeurs des couples aux roues (Figure 4.5.a) et des vitesses de rotation des roues qui sont déterminées par les trois simulations pour les trois architectures retenues.

L'énergie récupérée E_{eT4} à la 4^{ème} roue est évaluée en intégrant la puissance P_{eT4} :

$$E_{eT4} = \int_{t_0}^{t_f} P_{eT4}(t) dt \quad (4.39)$$

Pour l'architecture DAV_M+MAR_{DM} , les couples des roues motrices sont toujours positifs (courbe rouge dans la Figure 4.5.a) et nous ne pouvons pas récupérer la puissance aux roues. Pour l'architecture $DAV+MAR$, les couples sont positifs ou négatifs (illustrés par les courbes bleues dans la Figure 4.5.a) et cela permet d'utiliser le principe de la dynamique régénérative du véhicule pour récupérer la puissance aux roues freinées sur l'essieu arrière. Dans la Figure 4.15.a, la puissance récupérée totale aux roues P_{eTR} est toujours négative, la puissance supportée P_{eTS} par la source énergétique est toujours positive (courbes bleues). Grâce à l'utilisation du principe de la dynamique régénérative du véhicule, nous pouvons avoir une réduction de 1240 W (6.8 %) de la puissance P_{eT} pour l'architecture $DAV+MAR$ en comparaison avec l'architecture classique DAV_M+MAR_{DM} . En faisant une même comparaison pour l'architecture $DAV+DAR+MAV+MAR$, nous avons une réduction de 2390 W (13.1 %) de puissance P_{eT} (Figure 4.15.b)

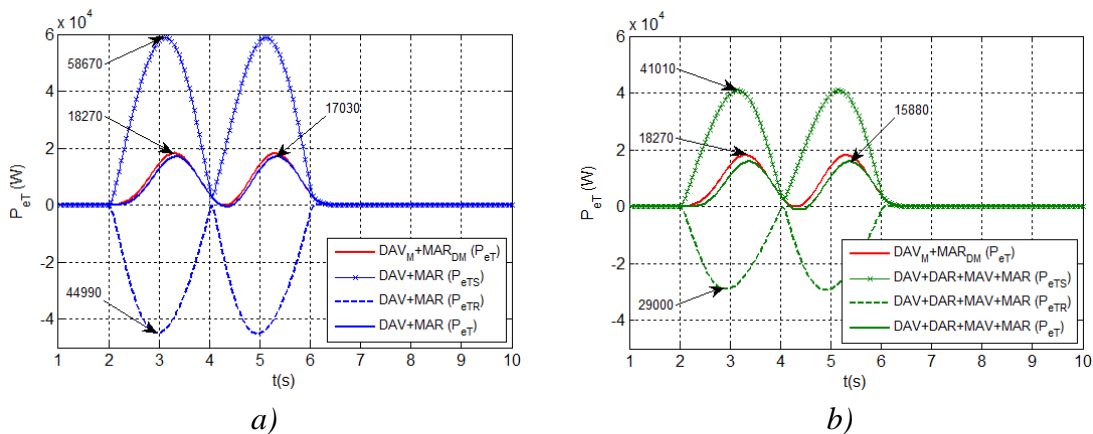


Figure 4.15. Puissance des machines électriques du système de traction lorsque $\eta = 1$ et $\tau = 0s$

Nous comparons l'énergie de la source énergétique E_{eT} entre les différentes architectures pour déterminer l'architecture optimale en termes d'énergie consommée car nous changeons le nombre d'actionneurs des systèmes de traction et de direction (nombre de roues motrices et directrices) du véhicule pour avoir les différentes architectures. Pour l'architecture $DAV+MAR$, nous pouvons avoir une réduction de 3560 J (9.47 %) en comparaison avec l'architecture classique DAV_M+MAR_{DM} car il y a deux roues motrices indépendantes sur l'essieu arrière et ce qui permet d'utiliser le principe de la dynamique régénérative du véhicule afin de récupérer l'énergie à la roue freinée (Figure 4.16.a). Grâce à l'utilisation de quatre roue motrices indépendantes de l'architecture totalement ouverte $DAV+DAR+MAV+MAR$ et également de la dynamique du véhicule

régénérative, nous pouvons avoir une réduction de 7040 J (18.73%) en comparaison avec l'architecture classique DAV_M+MAR_{DM} malgré qu'il y a quatre roues motrices et directrices qui soient équipées sur ce véhicule (Figure 4.16.b).

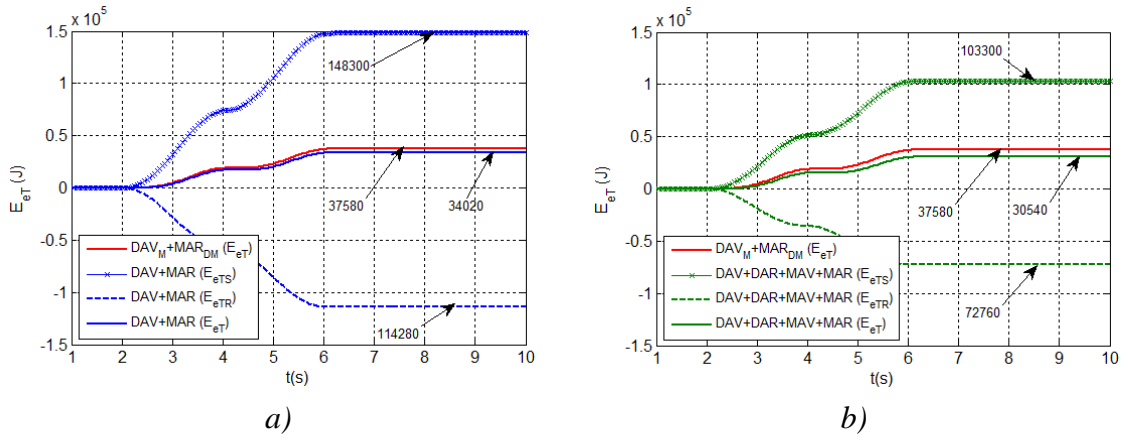


Figure 4.16. Energie des machines électriques du système de traction lorsque $\eta = 1$ et $\tau = 0s$

En conclusion, ce principe de la dynamique régénérative du véhicule permet de récupérer l'énergie aux roues freinées. Les résultats dans ce cas d'étude ($\eta = 1$ et $\tau = 0s$) montrent que la dynamique régénérative en prenant en compte la dynamique transversale du véhicule permet de réduire l'énergie consommée jusqu'à 18.73% (7040 J) pour l'architecture totalement ouverte. Cela montre que l'architecture $DAV+DAR+MAV+MAR$ est une architecture optimale en termes d'énergie consommée. Les trajectoires des différentes architectures sont quasiment identiques, démontrant que l'allocation de contrôle permet de déterminer les commandes des actionner et également d'améliorer la performance et la sécurité de mouvement du véhicule.

4.4. Etude paramétrique de la dynamique régénérative du véhicule

Dans cette section, les hypothèses proposées dans la section 4.2 concernant le rendement des machines électriques dans le système de direction restent valables et le rendement est toujours égal à 1. L'énergie E_{eD} pour le système de direction sera donc identique pour l'estimation de l'énergie de la source énergétique du véhicule. Les courbes de puissance et d'énergie (Figure 4.15 et Figure 4.16) sont déterminées lorsque le rendement des machines électriques du système de traction du véhicule est égale à 1 ($\eta = 1$) et le temps de retard est nul ($\tau = 0s$). Dans cette section, différentes valeurs du rendement η et du temps de retard τ seront considérées afin de déterminer leurs valeurs optimales. Ces changements influencent uniquement sur la valeur de l'énergie mécanique E_{mT} (ou l'énergie électrique E_{eT}) du système de traction. Nous pouvons rappeler ici que nous

exploitons les résultats des couples aux roues et des vitesses de rotation des roues pour faire des études paramétriques de la dynamique régénérative du véhicule.

En fait, la situation parfaite de la machine électrique et du temps de transfert ($\eta = 1$ et $\tau = 0s$) n'est pas réaliste. Nous allons évaluer l'influence de chaque paramètre sur la valeur du gain possible. Par exemple, lorsque $\eta = 0.95$ et $\tau = 0.1s$, la réduction de puissance maximale est de 3010 W pour l'architecture DAV+DAR+MAV+MAR (Figure 4.17.a). A partir des courbes de puissance de l'architecture DAV+DAR+MAV+MAR (courbes vertes dans la Figure 4.17), on peut constater que cette architecture est toujours une architecture plus intéressante en termes de puissance maximale lorsque $\eta \geq 0.9$ (courbe verte dans la Figure 4.17). Nous pouvons constater également que dans le cas où plusieurs actionneurs sont présents sur le véhicule (l'architecture DAV+DAR+MAV+MAR), la batterie ne doit pas être chargée ou déchargée rapidement. Cela permet de conclure que la dynamique régénérative prenant en compte la dynamique transversale du véhicule améliore le temps d'usage de la batterie. La batterie peut donc être moins sollicitée en cycles de charges et décharges.

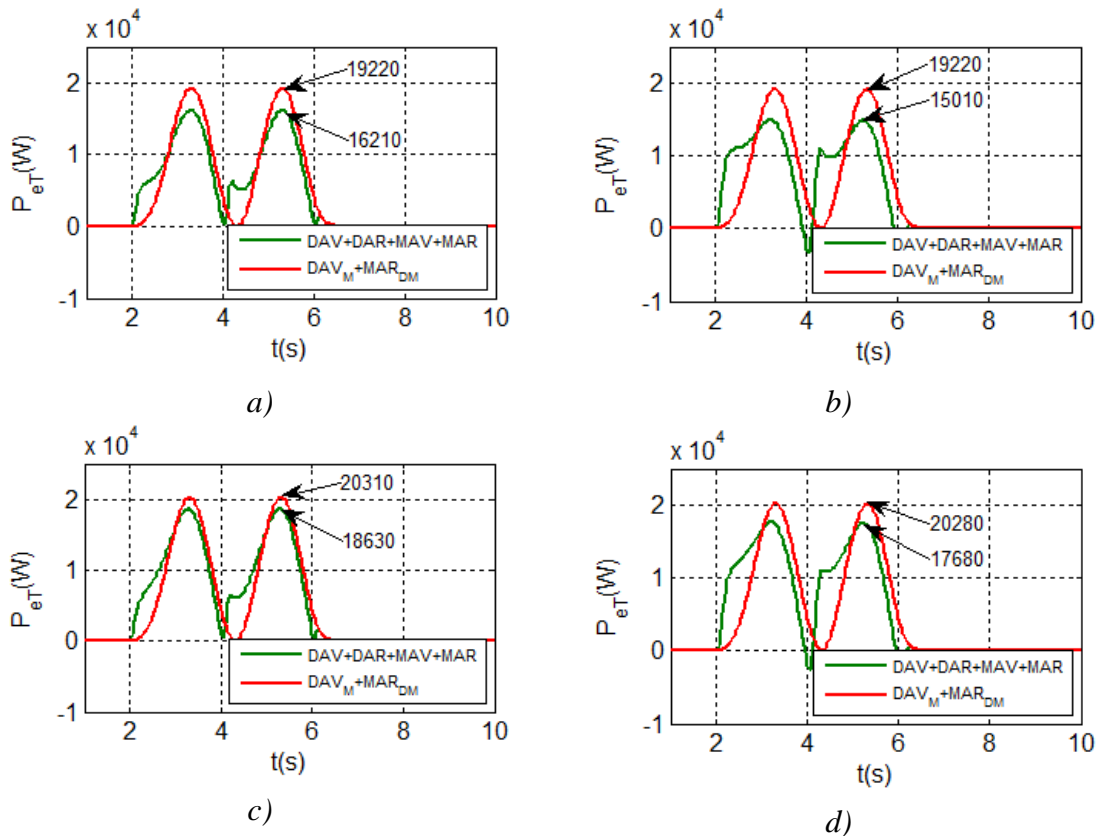


Figure 4.17. Influence de rendement η et de temps de retard τ sur la puissance de la source énergétique. (a) $\eta = 0.95$ et $\tau = 0.1s$; (b) $\eta = 0.95$ et $\tau = 0.2s$; (c) $\eta = 0.9$ et $\tau = 0.1s$; (d) $\eta = 0.9$ et $\tau = 0.2s$

Les Figure 4.16.b et Figure 4.18 montrent que l'architecture totalement ouverte DAV+DAR+MAV+MAR est toujours une architecture optimale en termes d'énergie consommée par les systèmes de direction et de traction lorsque $\eta \geq 0.95$ malgré que le nombre d'actionneurs soit plus grand que celui de l'architecture DAV_M+MAR_{DM} .

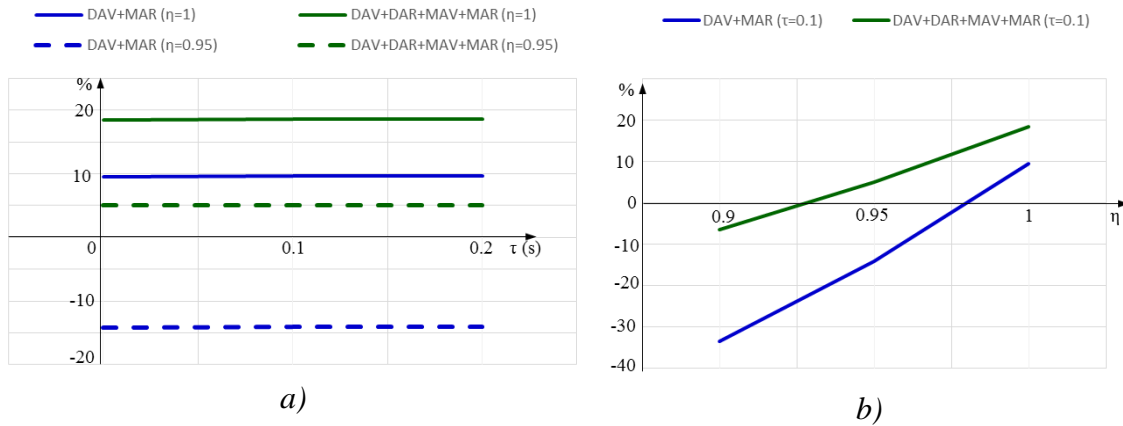


Figure 4.18. *Changement de valeur du gain d'énergie de source énergétique. (a) lorsque le temps de retard varie ; (b) lorsque le rendement varie*

Les courbes dans la Figure 4.18.a montrent que l'influence du temps de retard τ sur la valeur du gain d'énergie est très faible. Par contre, le changement de la valeur du rendement donne une influence très importante sur la valeur du gain d'énergie (Figure 4.18.b). Ces courbes permettent de tirer une conclusion fondamentale que le principe de la dynamique régénérative prenant en compte la dynamique transversale du véhicule est applicable si les actionneurs ont un très bon rendement ($\eta \geq 0.95$). Cela est généralisable à d'autres technologies d'hybridation par exemple mécanique, hydraulique ou pneumatique... Cette méthodologie présentée dans notre travail montre que l'application d'autres technologies d'hybridation n'est pas un problème théorique si les autres actionneurs peuvent être modélisés. Les détails des différentes valeurs du gain énergétique et les courbes d'énergie sont présentés dans la Figure A.5 et le Tableau A.1 (Annexe 3).

4.5. Influence de l'intégration des composants électriques

On peut rappeler ici que la configuration du banc (exposée dans la Figure 4.3) est modélisée sans le comportement dynamique des composants électriques (CEs). Cette section présente l'influence de ces composants (machine électrique, batterie, onduleur) sur les lois des commandes des actionneurs du véhicule. Les couples C_{emi}^{con} déterminés par l'allocation de contrôle sont les entrées des modèles des composantes électriques. Un contrôleur bas niveau est utilisé pour contrôler les machines électriques en couple et les sorties du modèle des machines électriques sont les couples mécaniques C_{emi} . Ces

couples sont appliqués pour faire tourner les roues et donc pour faire avancer le véhicule. La configuration du banc d'essais est exposée dans la Figure 4.19. Pour cela, nous faisons trois autres simulations des trois architectures choisies et nous analysons ces nouveaux résultats pour déterminer l'effet de la dynamique des composants électriques sur les commandes des actionneurs.

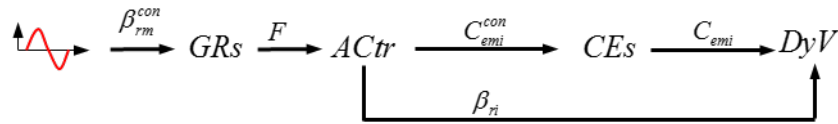


Figure 4.19. Configuration du banc avec intégration des composants électriques

On peut constater que les couples et les angles de braquage des roues pour les deux architectures choisies sont quasiment identiques dans les cas avec et sans intégration du module des composants électriques (Figure 4.20). Mais, il existe un délai de 0.05s des courbes du couple et de l'angle de braquage de l'architecture DAV+DAR+MAV+MAR lorsque les composants électriques (CEs) sont intégrés dans le banc d'essais. Cela peut être expliqué par le fait qu'il y a une influence du contrôleur bas niveau des machines électriques étant donné que les coefficients des PI et PID de ce contrôleur sont choisis par les constantes du temps (voir annexe 2).

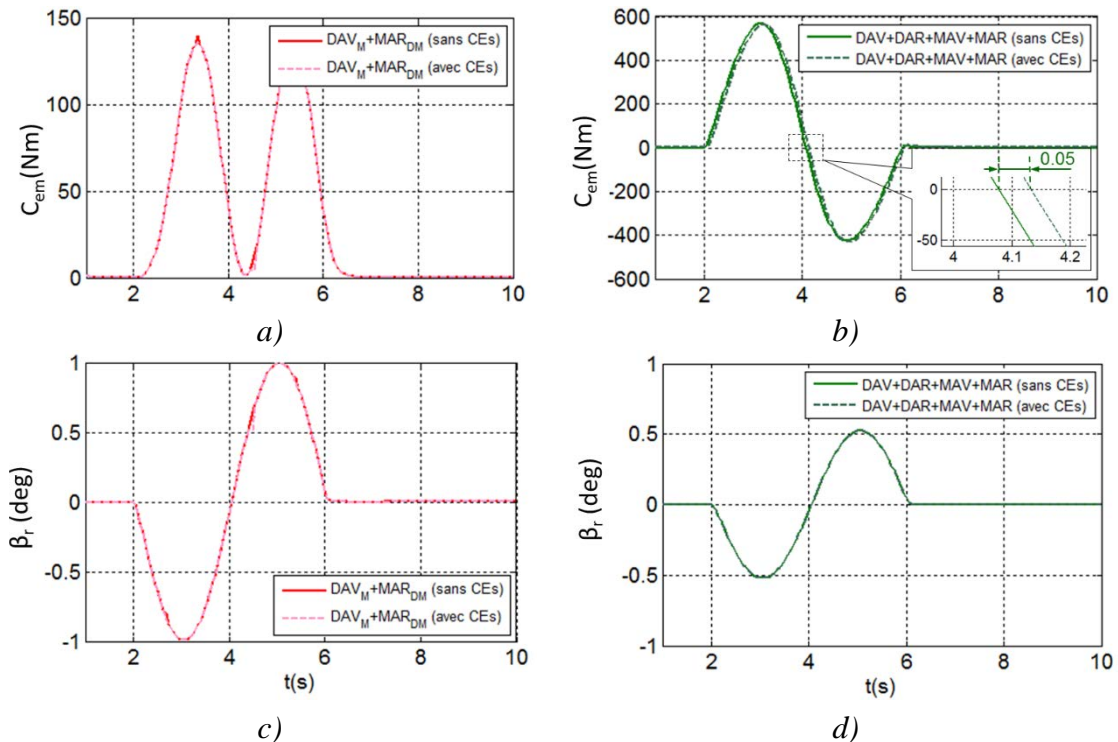


Figure 4.20. Couples et angles de braquage aux roues avec ou sans intégration du module des composants électriques ($\eta = 1; \tau = 0s$)

Dans la Figure 4.21.a, on peut voir un écart de 0.041 m à la fin de la manœuvre entre les trajectoires simulées pour l'architecture DAV_M+MAR_{DM} avec et sans le module des

composants électriques (CEs). La Figure 4.21.b montre que les trajectoires simulées pour l'architecture optimale DAV+DAR+MAV+MAR sont quasiment identiques. L'écart maximal entre la trajectoire simulée et la trajectoire de référence est de 0.075m pour les deux architectures.

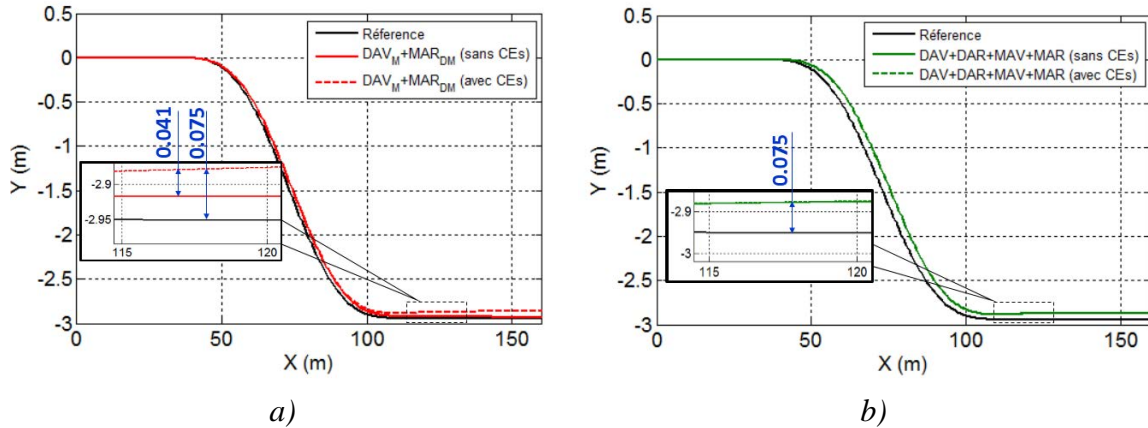


Figure 4.21. Trajectoires du véhicule pour le cas avec ou sans intégration du module des composants électriques ($\eta = 1$ et $\tau = 0s$)

L'analyse des résultats tels que les trajectoires, les couples, les angles braquage pour les deux architectures du véhicule confirme que l'intégration du module des composants électriques, y compris le contrôle bas niveau des machines électriques, n'affecte pas la capacité opérationnelle de l'allocation de contrôle proposée ici.

A partir des résultats de l'étude paramétrique de la dynamique régénérative du véhicule, on a conclu que l'influence de la valeur du temps de retard sur le gain énergétique est très faible. Cela permet donc de négliger le délai dû à l'intégration des composants électriques dans ce banc d'essai virtuel. Les résultats de simulation confirment que nous pouvons avoir les gains énergétiques exposés dans le Tableau 4.1 pour les deux architectures (DAV+MAR et DAV+DAR+MAV+MAR).

4.6. Vérification du gain énergétique en boucle fermée de contrôle

Dans les cas d'étude précédents, les démonstrations ont été effectuées en boucle ouverte, c'est-à-dire les commandes des actionneurs sont déterminées sans la prise en compte des états du véhicule de distribution. Les résultats permettent de justifier la performance de l'allocation de contrôle. Ils ont montré également que la dynamique régénérative du véhicule permet de réduire l'énergie consommée par le véhicule malgré qu'il soit équipé de plusieurs actionneurs par rapport au véhicule conventionnel.

En fait, le mouvement d'un véhicule autonome ou avec conducteur est toujours réglé par un contrôleur qui prend en compte l'information de la trajectoire et les comportements du

véhicule telle que sa position réelle, sa position prévue, les vitesses longitudinale et transversale... C'est la raison pour laquelle nous proposons un autre cas d'étude. Le contrôle dans ce cas est effectué en boucle fermée en prenant en compte les positions actuelles et prévues du véhicule pour déterminer l'angle volant. Ce cas permet d'étudier l'effet du modèle du conducteur sur l'énergie consommée, de confirmer la performance de l'allocation de contrôle en boucle fermée et de la dynamique régénérative du véhicule. Ils permettent aussi de confirmer l'architecture optimale en termes énergétiques. Pour cela, nous faisons trois autres simulations en boucle fermée des architectures choisies et nous exploitons les nouveaux résultats de ces simulations pour faire des nouvelles études sur la gestion énergétique du véhicule.

4.6.1. Commandes des actionneurs avec intégration du modèle de conducteur

Nous utilisons la même trajectoire de référence que dans les cas d'étude précédent de manière à estimer et comparer l'énergie consommée par le véhicule pour les trois architectures. Les résultats des simulations avec intégration du modèle du conducteur sont exposés dans les sections suivantes.

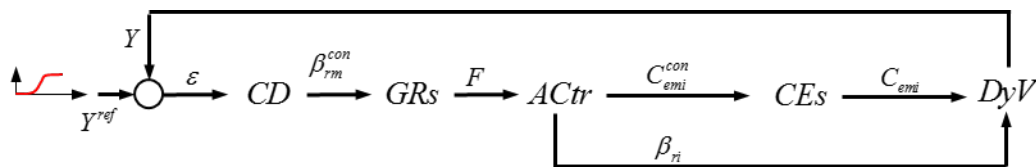


Figure 4.22. Configuration du banc avec le modèle du conducteur

A partir de la trajectoire de référence, le modèle du conducteur (CD) permet de déterminer l'angle de braquage consigne de la roue moyenne β_{rm}^{con} en prenant en compte l'information de la position latérale du véhicule. Tous les autres composants du banc sont les mêmes que pour les cas d'étude précédents (Figure 4.22).

Les couples aux roues motrices et les angles de braquage des roues directrices sont présentés dans la Figure 4.23 pour les deux architectures DAV_M+MAR_{DM} et $DAV+DAR+MAV+MAR$ en comparant avec le cas sans intégration du modèle de conducteur (exposé dans la section 4.2).

L'intégration du modèle de conducteur change fortement la forme des courbes du couple et de l'angle braquage par rapport à celles obtenues dans les cas en boucle ouverte (Figure 4.5). Pour le cas où le modèle du conducteur génère l'angle de braquage de roue moyenne β_{rm}^{con} par une correction de l'erreur entre la position transversale réelle du véhicule et celle de la trajectoire de référence, ce contrôle instantané en boucle fermée de la position transversale du véhicule implique que l'angle de braquage β_{rm}^{con} dépend de la

situation réelle de mouvement du véhicule. Les courbes des couples et des angles de braquages des roues ne sont donc pas sinusoïdales (Figure 4.23). La différence de couple et d'angle de braquage appartient à la deuxième période de la manœuvre. Dans cette période, le couple maximal est réduit de 78.4 Nm et l'angle de braquage de 0.3398 deg pour l'architecture DAV_M+MAR_{DM} (voir la Figure 4.23.a et la Figure 4.23.c). Pour l'architecture $DAV+DAR+MAV+MAR$, ces réductions sont respectivement de 124.1 Nm et de 0.1655 deg (voir la Figure 4.23.b et la Figure 4.23.d).

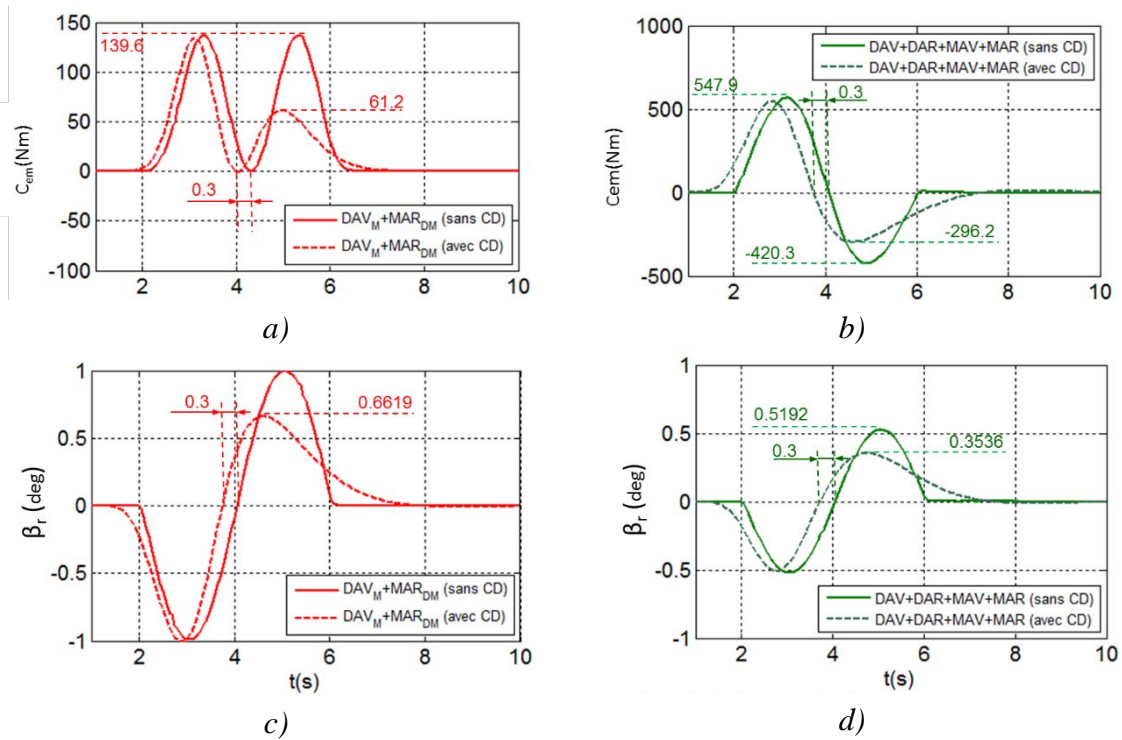


Figure 4.23. Couples et angles de braquage aux roues pour le cas avec ou sans intégration de module du conducteur ($\eta = 1$ et $\tau = 0s$).

Ce conducteur introduit un peu plus tôt son action (0.3s dans la Figure 4.23) ce qui est lié avec les constantes du temps du modèle de conducteur (voir chapitre 3). Les courbes de la trajectoire des deux architectures choisies (Figure 4.24) montrent que le temps pour finir cette manœuvre est plus long si le modèle du conducteur est intégré. Nous pouvons conclure que la manœuvre devient plus « douce » grâce à ce modèle du conducteur car les couples aux roues et les angles de braquage sont moins élevés en comparaison avec les deux architectures choisies dans le cas sans modèle du conducteur dans la boucle de contrôle.

Dans la Figure 4.24.a, la différence maximale entre les trajectoires simulées (sans ou avec le modèle de conducteur - CD) de l'architecture DAV_M+MAR_{DM} est 0.11 m. La différence maximale entre la trajectoire simulée et la trajectoire de référence est de 0.078 m. Pour l'architecture totalement ouverte $DAV+DAR+MAV+MAR$ (Figure 4.24.b),

l'écart maximum entre les trajectoires simulées est de 0.234 m. En comparant avec la trajectoire de référence, l'écart maximum est de 0.165 m. On peut constater que le modèle du conducteur virtuel permet d'assurer que le véhicule suive la trajectoire de référence.

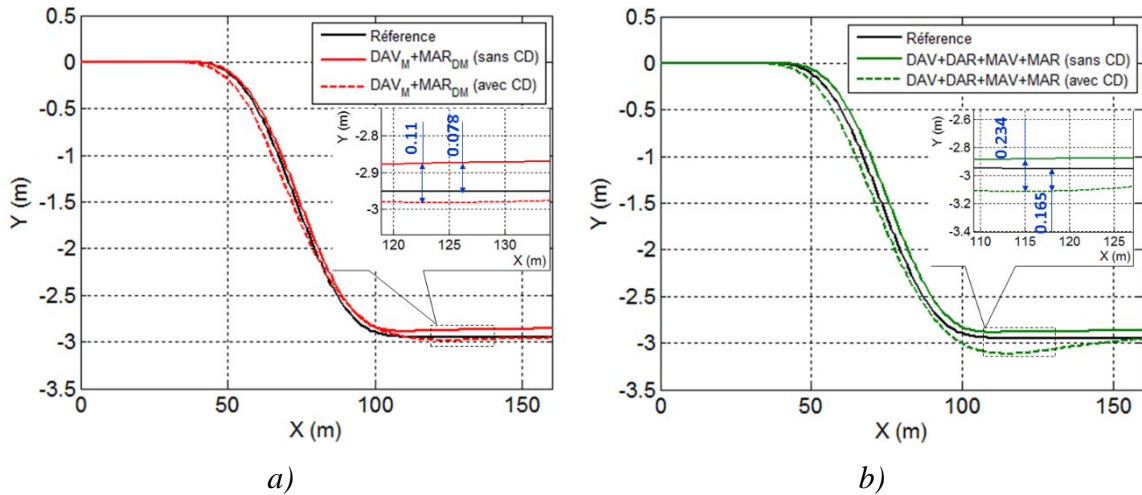


Figure 4.24. Trajectoires du véhicule pour le cas avec ou sans intégration de module du conducteur ($\eta = 1$ et $\tau = 0s$). (a) Pour l'architecture DAV_M+MAR_{DM} ; (b) Pour l'architecture $DAV+DAR+MAV+MAR$

Les courbes de la Figure 4.25 montrent que les contraintes liées aux comportements du pneumatique, qui limitent le glissement ($|\kappa_{max}| \leq 10\%$) et la dérive ($|\alpha_{r,max}| \leq 3^\circ$) aux roues, sont également satisfaites. Grâce à l'utilisation du modèle de conducteur, la dérive et le glissement aux roues sont diminués en comparant avec ceux du cas d'étude précédent en boucle ouverte. Par exemple la réduction de dérive est de 0.312 deg pour la 3^{ème} roue de l'architecture DAV_M+MAR_{DM} . La réduction de glissement est de 0.1797 pour la 3^{ème} roue de l'architecture $DAV+DAR+MAV+MAR$.

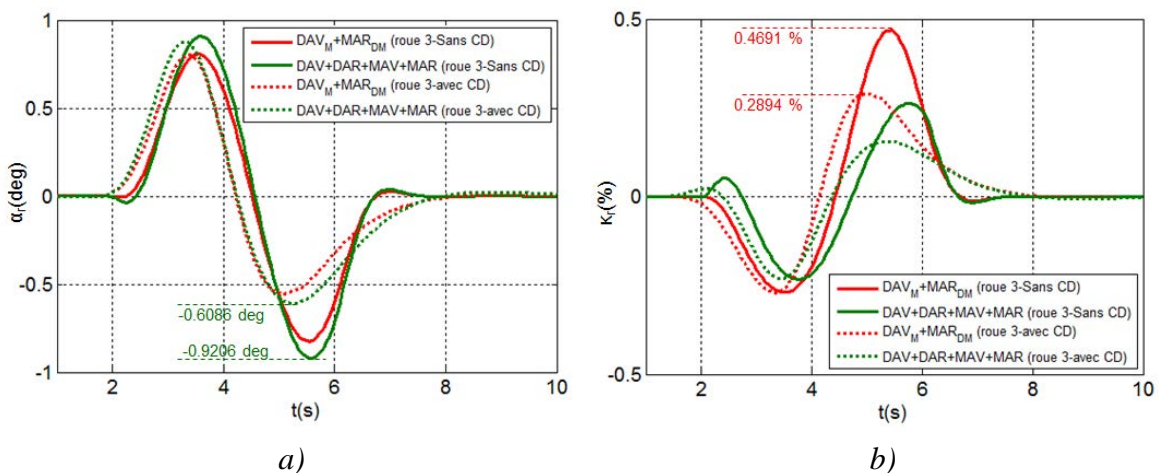


Figure 4.25. (a) Angle de dérive et (b) taux de glissement avec ou sans modèle du conducteur dans la boucle de contrôle ($\eta = 1; \tau = 0s$)

4.6.2. Bilan énergétique avec intégration du modèle de conducteur

Comme dans les cas sans modèle de conducteur, nous comparons les puissances et énergies des trois architectures retenues. Nous pouvons constater que la puissance perdue liée aux glissements des roues P_{rx} est augmentée pour l'architecture totalement ouverte DAV+DAR+MAV+MAR en comparaison avec celle de l'architecture classique DAV_M+MAR_{DM} (Figure 4.26.a) car toutes les roues sont motorisées. Cette augmentation est de 109 W. Il existe également une augmentation de 507 W (Figure 4.26.b) pour l'architecture DAV+DAR+MAV+MAR en termes de la puissance perdue due à la dérive des roues P_{ry} car la valeur de l'angle de dérive des roues est plus grande que celle de l'architecture DAV_M+MAR_{DM} (courbes vertes dans la Figure 4.25.a).

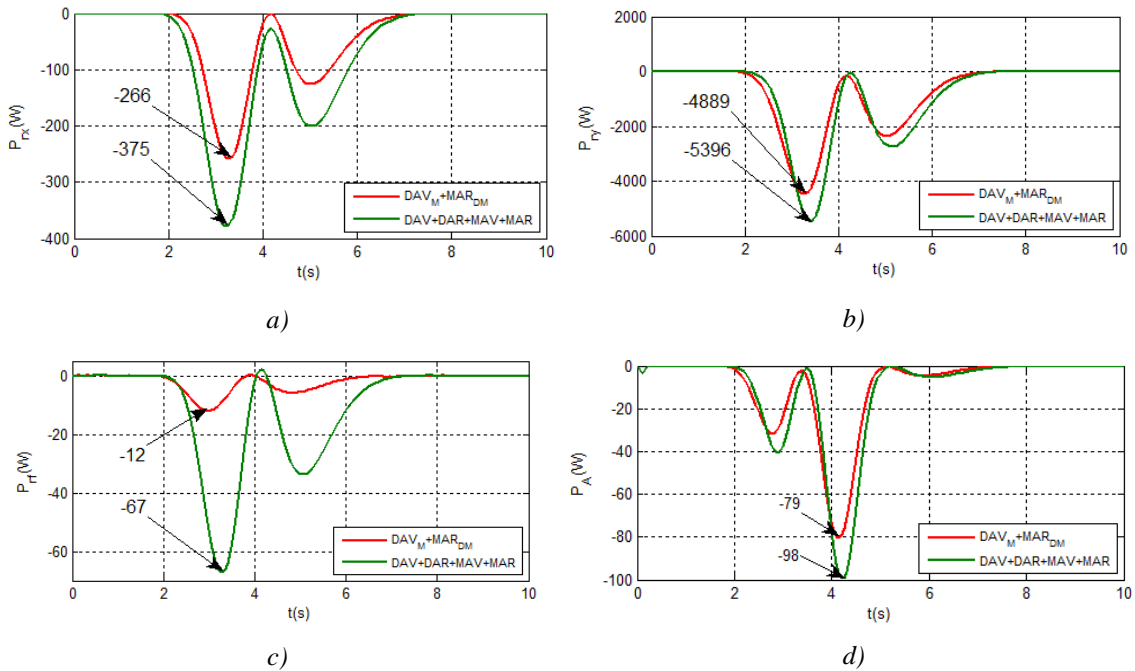


Figure 4.26. Termes de la puissance totale avec l'intégration du modèle de conducteur lorsque $\eta = 1$ et $\tau = 0s$; (a) Perte due au glissement aux roues P_{rx} ; (b) Perte due à la dérive aux roues P_{ry} ; (c) Perte due au frottement P_{fr} ; (d) Puissance perdue dans les amortisseurs du système des suspensions du véhicule P_A

L'augmentation de la puissance perdue due au frottement lorsque les roues directrices sont braquées (Figure 4.26.b) pour l'architecture DAV+DAR+MAV+MAR peut être expliquée par la même raison qui a été mentionnée dans la section précédente. On peut la rappeler ici qu'il y a quatre roues directrices dont deux roues jumelées sur l'essieu arrière pour cette architecture. Cela explique pourquoi la puissance perdue due aux frottements est de cinq fois plus grande que celle de l'architecture classique

DAV_M+MAR_{DM}.

La différence de puissance perdue dans les amortisseurs P_A du système de suspension du véhicule (Figure 4.26.d) provient du fait que les trajectoires des différentes architectures ne sont pas parfaitement identiques (Figure 4.24).

En comparant les deux termes de l'équation (4.3), l'erreur de l'estimation de l'énergie est de 0.35% (69 J) pour l'architecture DAV_M+MAR_{DM}, de 0.44% (232 J) pour l'architecture DAV+DAR+MAV+MAR (Tableau 4.2). Ces résultats permettent de conclure encore une fois de plus que la méthodologie proposée pour déterminer les termes énergétiques et pour faire le bilan de puissance et d'énergie est précise et fiable pour différentes configurations du banc d'essais virtuel.

Architectures	Energie (J)										Erreur (%)
	Cinétique (ΔE_c)			Perdue (E_{pertes})				Source (E_e)		$E_{pertes} + E_e$	
	ΔE_{cr}	ΔE_{cv}	ΔE_c	E_{rx}	E_{ry}	E_{rf}	E_A	E_{eD}	E_{eT}		
DAV _M +MAR _{DM}	497	19097	19594	-402	-8004	-19	-91	19	28160	19663	0.35
DAV+MAR	421	16365	16786	-1258	-8125	-15	-96	15	26340	16861	0.45
DAV+DAR MAV+MAR	376	15154	15830	-671	-8763	-105	-108	105	25140	15598	0.44

Tableau 4.2. Bilan d'énergie lorsque le modèle du conducteur est intégré dans le banc d'essai virtuel et $\eta = 1$ et $\tau = 0s$

On peut également rappeler ici que nous pouvons contrôler indépendamment les couples aux roues pour les architectures DAV+MAR et DAV+DAR+MAV+MAR. C'est la raison pour laquelle nous avons une réduction de 1010 W (5.9 %) pour l'architecture DAV+MAR et de 1600 W (9 %) pour l'architecture DAV+DAR+MAV+MAR de puissance de la source énergétique P_{eT} dans une comparaison avec celle de l'architecture conventionnelle DAV_M+MAR_{DM} (détails sont illustrés dans la Figure A.11 de l'annexe 3).

En comparant l'énergie de la source énergétique E_{eT} des trois architectures retenues, nous pouvons avoir un gain énergétique de 824 J (6.46 %) pour l'architecture DAV+MAR (Figure 4.27.a). Ce gain est de 2934 J (10.72 %) pour l'architecture DAV+DAR+MAV+MAR (Figure 4.27.b). Ce gain doit être comparé à l'erreur d'estimation qui s'élève à 232 J pour l'architecture totalement ouverte DAV+DAR+MAV+MAR. Ces résultats permettent de justifier l'architecture optimale en termes énergétiques qui a été déterminée dans la section 4.2. Nous pouvons conclure que

l'architecture DAV+DAR+MAV+MAR est la meilleure architecture en termes de l'énergie consommée malgré qu'il y ait plusieurs actionneurs qui équiperont cette architecture.

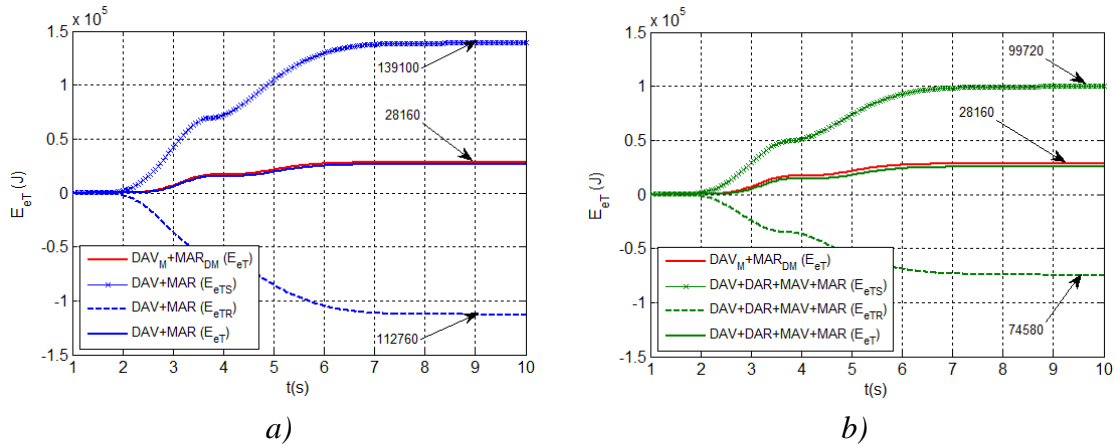


Figure 4.27. Energie mécanique des machines électriques du système de traction lorsque $\eta = 1$ et $\tau = 0s$ et le modèle du conducteur est intégré dans ce banc

Nous utilisons la même trajectoire de référence pour les deux cas avec ou sans modèle du conducteur dans la boucle de contrôle. Cela permet de faire une comparaison des termes énergétiques entre deux cas d'étude (Figure 4.28). Les valeurs du gain de chaque terme d'énergie obtenues sont des résultats après la comparaison des termes énergétiques du véhicule pour les trois architectures retenues.

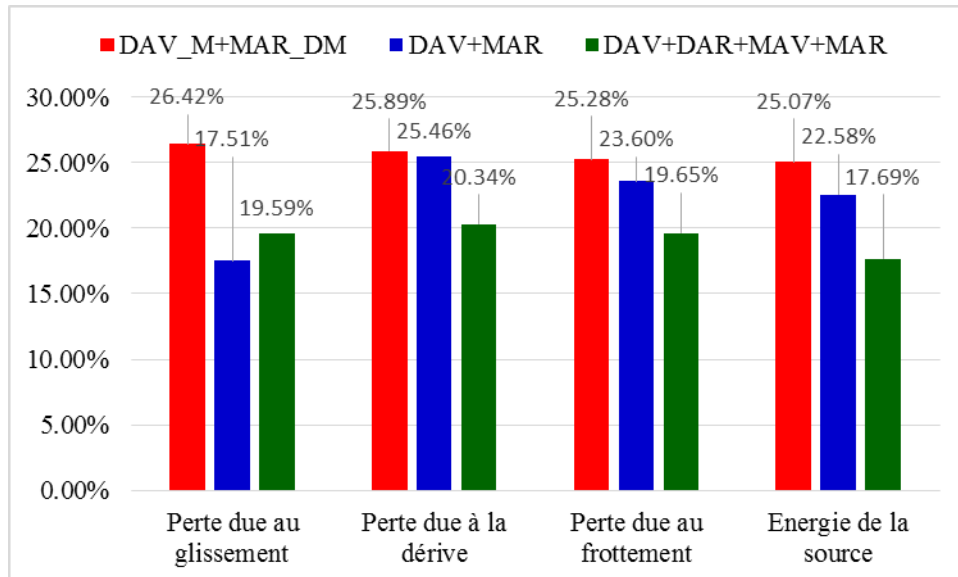


Figure 4.28. Comparaison des termes énergétiques entre deux cas avec ou sans intégration du modèle de conducteur dans ce banc d'essais virtuel

Nous pouvons avoir, par exemple pour l'architecture DAV+DAR+MAV+MAR, une réduction de 19.59 % de perte E_{rx} due au glissement des roues, de 20.34 % de perte E_{ry}

due à la dérive lorsque le modèle du conducteur est intégré dans ce banc. Ce conducteur permet de réduire les couples aux roues (Figure 4.23.a et Figure 4.23.b) et également les angles de braquage (Figure 4.23.c et Figure 4.23.d). C'est la raison pour laquelle nous pouvons avoir aussi une réduction de 17.69 % de l'énergie de la source énergétique E_e du véhicule qui est consommée par les systèmes de direction et de traction. Les détails sont présentés dans le Tableau A.2 (voir Annexe 3).

On peut tirer une conclusion ici lorsque le conducteur est intégré, la manœuvre devient plus « douce » comme présentée par les courbes des couples aux roues, des angles de braquage (Figure 4.23) et les trajectoires (Figure 4.24). Ces gains (Figure 4.28) peuvent être expliqués par le fait que le conducteur ait un rôle très important pour optimiser l'énergie consommée (Eco-conduite). La combinaison entre l'éco-conduite (par l'intégration d'un conducteur) et la dynamique régénérative en prenant en compte la dynamique transversale du véhicule dans notre travail permet de minimiser l'énergie consommée par le véhicule.

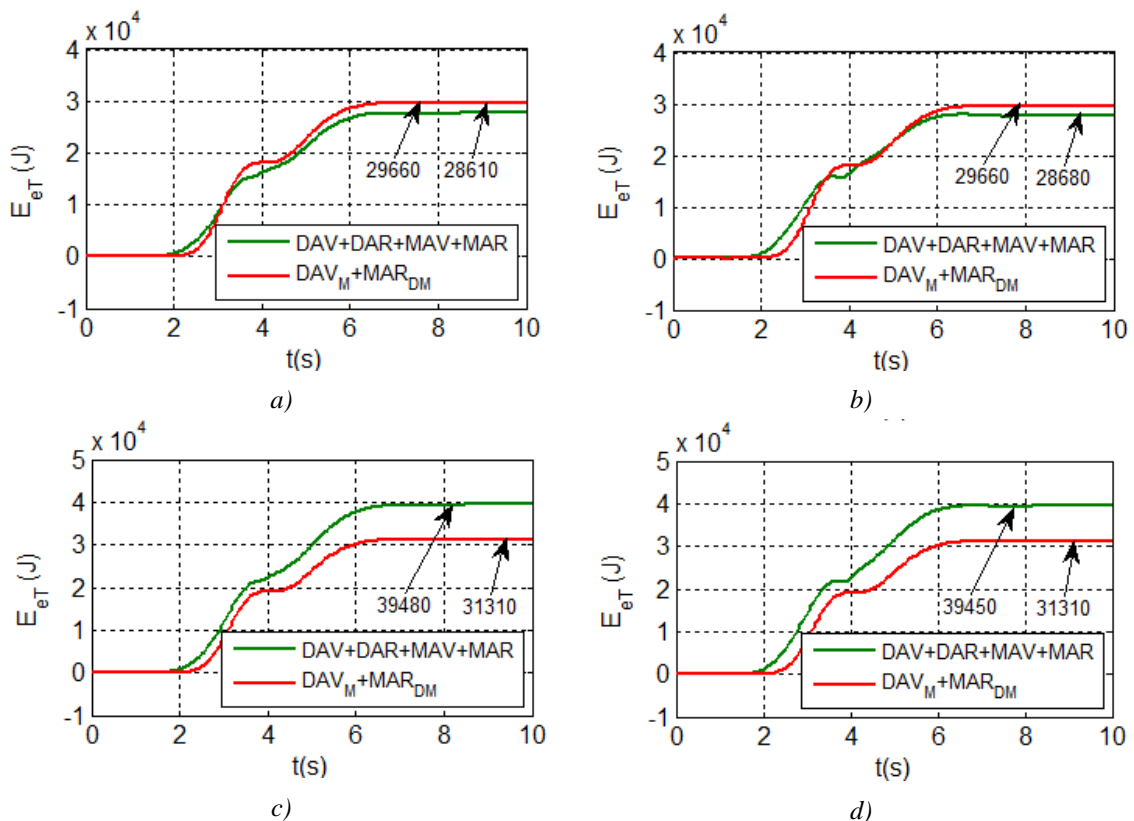


Figure 4.29. Termes d'énergie de la source énergétique avec l'intégration du modèle de conducteur; (a) $\eta = 0.95$ et $\tau = 0.1s$; (b) $\eta = 0.95$ et $\tau = 0.2s$; (c) $\eta = 0.9$ et $\tau = 0.1s$; (d) $\eta = 0.9$ et $\tau = 0.2s$

Nous faisons également une étude paramétrique sur le rendement η et le temps de retard τ de la dynamique régénérative lorsque le modèle du conducteur est présent dans ce banc. Dans la Figure 4.29.a et la Figure 4.29.b, on constate que l'on peut avoir un gain de 3.54% (1050J) de l'énergie de la source énergétique lorsque $\eta = 0.95$ et $\tau = 0.1s$ et de 3.3 % (980J) lorsque $\eta = 0.95$ et $\tau = 0.2s$ pour l'architecture DAV+DAR+MAV+MAR en comparant avec l'architecture DAV_M+MAR_{DM} . On peut constater également que l'influence des différentes valeurs de temps de retard τ sur le gain énergétique est très faible (Figure 4.30.a). Par contre, l'influence de la variation de valeur du rendement η sur ce gain est très importante (Figure 4.30.b).

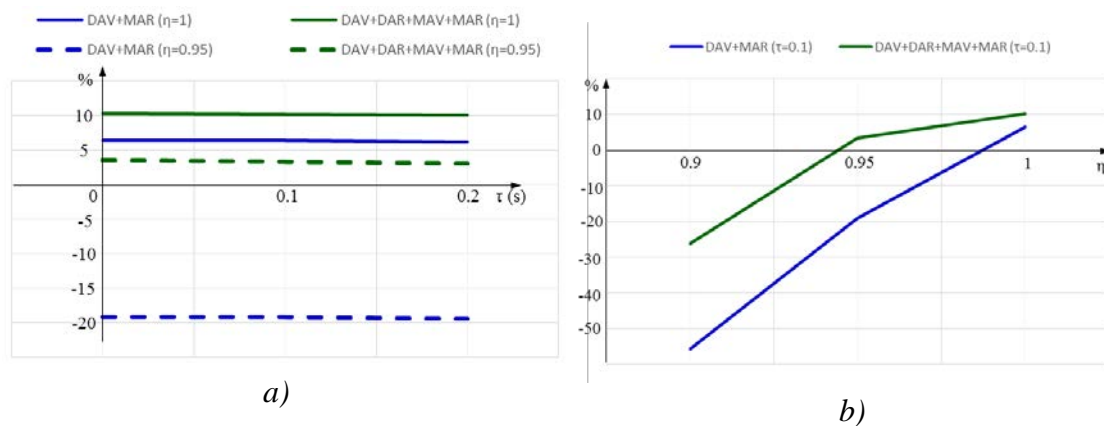


Figure 4.30. *Changement de valeur du gain d'énergie de la source énergétique dans le cas où le modèle du conducteur est intégré dans le banc. (a) avec le temps de retard varie τ ; (b) avec le rendement varie η*

Nous pouvons constater que la condition $\eta \geq 0.95$ est aussi la valeur minimale du rendement pour que l'architecture DAV+DAR+MAV+MAR reste une architecture optimale malgré un nombre plus grand d'actionneurs. Les détails sont présentés dans le Tableau A.3 (voir annexe 3). Ces analyses permettent de conclure qu'il faut choisir les machines électriques en haut rendement η car il donne un grand effet sur la valeur du gain énergétique. Par contre, le temps de retard τ dans le système de motorisation électrique ne donne pas des influences importantes sur la puissance et l'énergie consommée par le véhicule.

4.7. Gain énergétique avec une autre manœuvre

En vue de faire des études sur la robustesse de l'allocation de contrôle et sur la validation du principe de la dynamique régénérative du véhicule, on simulera un cas d'étude supplémentaire : le véhicule est dans une situation de mouvement en virage. Les résultats de cette simulation sont exposés dans cette section.

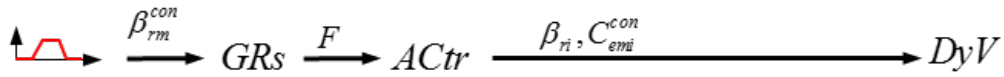
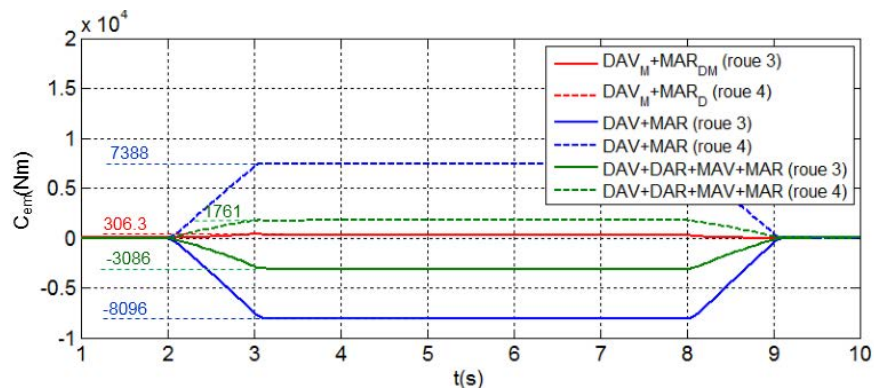


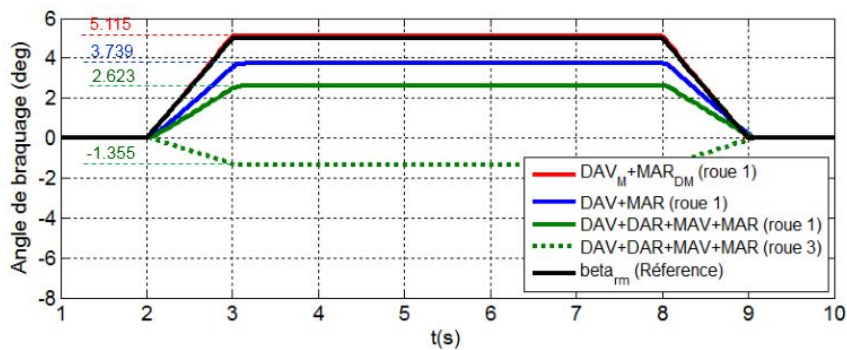
Figure 4.31. Configuration du banc d'essais pour le cas du véhicule en virage

Pour ce cas-là, on a fait trois autres simulations avec la boucle ouverte (sans intégration du modèle du conducteur et des modèles des composants électriques) comme illustré dans la Figure 4.31. Les angles de braquage de la roue moyenne β_{rm}^{con} et des roues directrices dans la manœuvre de virage sont illustrés dans la Figure 4.32.b pour toutes les architectures. On constate une réduction des angles de braquage des architectures DAV+MAR et DAV+DAR+MAV+MAR par rapport à l'architecture classique DAV_M+MAR_{DM}.

La Figure 4.32.a montre que le niveau des couples aux roues est très grand (par exemple, au niveau de 7388 Nm pour l'architecture DAV+MAR). Par contre, l'écart entre les couples des roues sur un même essieu est réaliste et de 708 Nm pour l'architecture DAV+MAR (les courbes vertes dans la Figure 4.32.a).



a)



b)

Figure 4.32. (a) Les couples et (b) les angles de braquage (en virage $\eta = 1$ et $\tau = 0s$)

Les commandes (comme les courbes illustrées dans la Figure 4.32) sont appliquées aux actionneurs du véhicule. Ce véhicule avec les différentes architectures suit sur une trajectoire identique (Figure 4.33.a). A cause de la différence des couples aux roues pour chaque architecture du véhicule (Figure 4.32.a), il existe la différence de la vitesse longitudinale à la fin de la manœuvre du véhicule (Figure 4.33.b). Cette différence sera considérée par la variation de l'énergie cinétique des roues et du véhicule dans le bilan d'énergie.

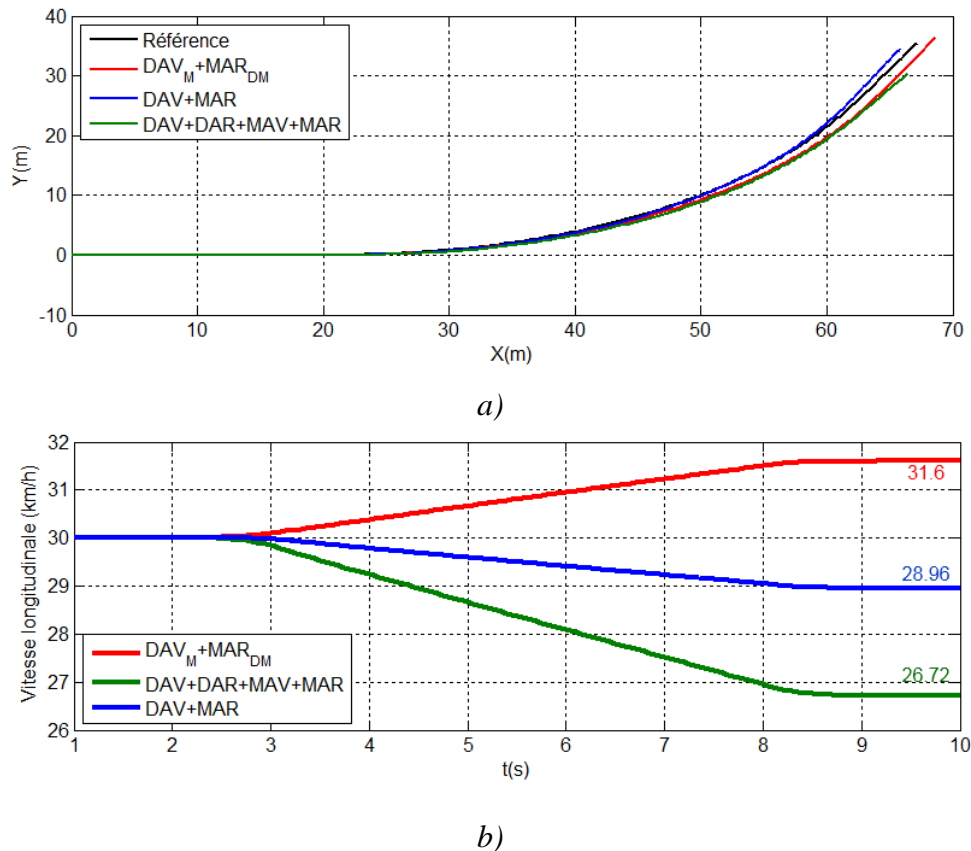


Figure 4.33. (a) Trajectoires et (b) vitesses longitudinales du véhicule (en virage, $\eta = 1$ et $\tau = 0s$)

La Figure 4.34 montre que la valeur maximale des angles de dérive et des taux de glissement des roues satisfait l'hypothèse proposée. Les roues fonctionnent toujours dans la zone linéaire du modèle de pneumatique même si les couples et les angles de braquage sont plus grands que ceux du changement de voie.

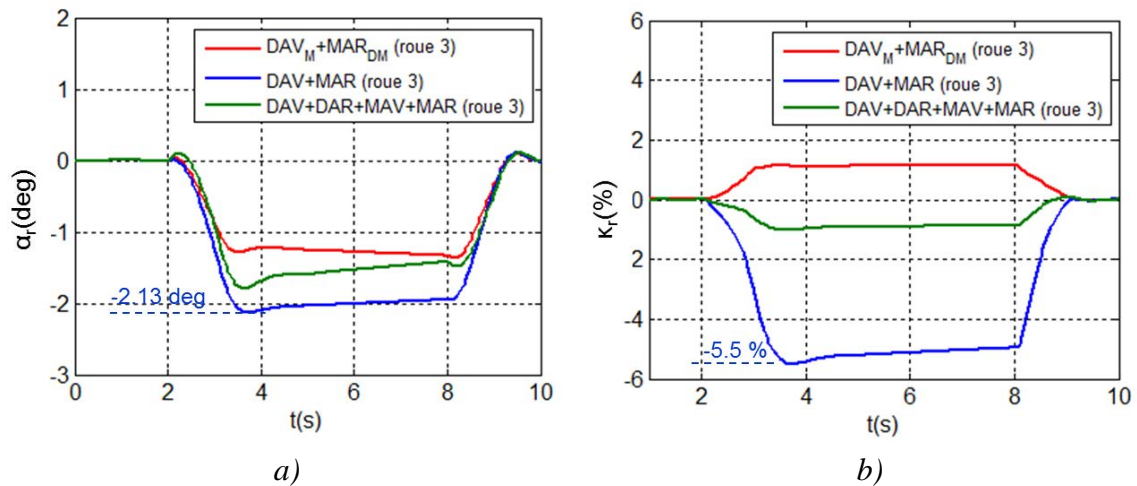
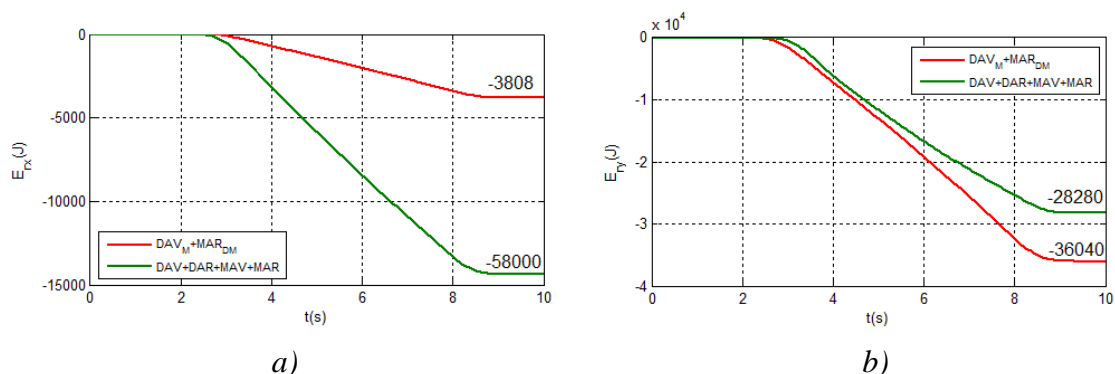


Figure 4.34. (a) Angles de dérive et (b) taux de glissement des roues

En comparaison avec l'architecture conventionnelle DAV_M+MAR_{DM}, on peut constater que la perte due au glissement des roues E_{rx} pour l'architecture DAV+DAR+MAV+MAR est très grande car les quatre roues sont motrices et les couples aux roues sont également plus grands (courbes vertes dans la Figure 4.32.a). Par contre, la perte due à la dérive des roues E_{ry} est plus faible que celle de l'architecture DAV_M+MAR_{DM} (Figure 4.35.b) car l'architecture DAV+DAR+MAV+MAR est en sous-virage (courbe verte dans Figure 4.33.a). En termes d'énergie perdue due au frottement des roues directrices, cette perte est plus grande pour l'architecture DAV+DAR+MAV+MAR que celle de l'architecture DAV_M+MAR_{DM}. Cela peut être également expliqué par le fait qu'il y a quatre roues directrices dont deux roues jumelées.

En termes d'énergie perdue dans les amortisseurs du système de suspension du véhicule, cette perte est quasiment la même pour toutes les trois architectures car elles se déplacent sur les mêmes trajectoires (Figure 4.35.d).



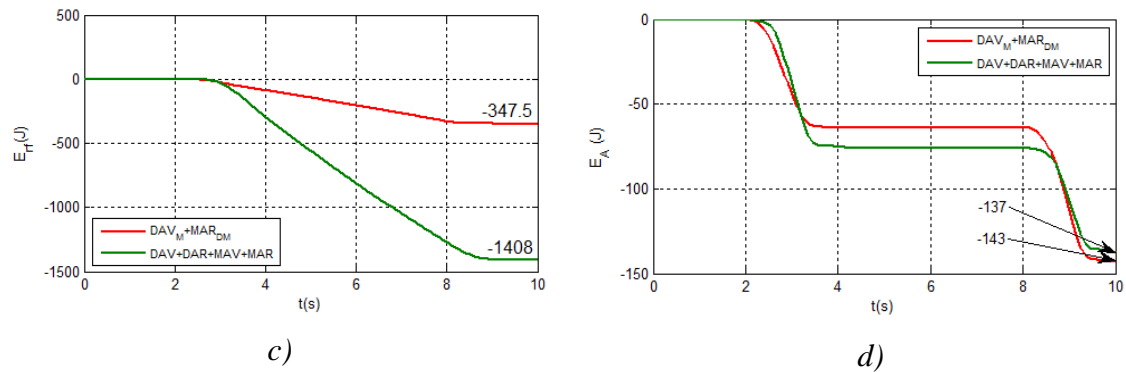


Figure 4.35. Termes de l'énergie dans le cas où le véhicule est en virage lorsque $\eta = 1$ et $\tau = 0s$. (a) : Pertes dues au glissement ; (b) : Pertes dues à la dérive ; (c) : Pertes dues au frottement ; (d) Energie perdue dans les amortisseurs

Dans ce cas de travail où la trajectoire de référence est un virage, nous estimons aussi l'erreur d'estimation des termes énergétiques. Cette erreur par exemple est de 1584J (2.11%) pour l'architecture conventionnelle DAV_M+MAR_{DM}, et de 1137 J (0.79 %) pour l'architecture DAV+DAR+MAV+MAR. Ces valeurs absolues sont plus grandes que celles dans le cas où la trajectoire de référence est un changement de voie. Par contre, la valeur en pourcentage de ces erreurs est quasiment du même ordre de grandeur. Cela permet de conclure que la méthodologie proposée pour évaluer les termes énergétiques est juste et applicable avec plusieurs types de trajectoire de référence.

Le bilan d'énergie dans le cas $\eta = 1$ et $\tau = 0s$ est exposé dans le Tableau 4.3. Le gain possible de l'énergie de la source énergétique est de 51.5 % (59190 J) pour l'architecture DAV+MAR et de 188.8% (217000 J) pour l'architecture DAV+DAR+MAV+MAR. Ce gain est très grand et peut être expliqué par les valeurs des couples aux roues (Figure 4.32.a). Pour l'architecture DAV+MAR, le couple positif maximal d'une roue gauche est de 7388 Nm, mais le couple négatif d'une roue droite est de -8096 Nm (courbes bleues dans Figure 4.32.a). Pendant la durée d'un virage, on peut récupérer l'énergie à la roue droite et la réutiliser pour la roue gauche grâce à l'utilisation la dynamique du véhicule régénérative. Pour l'architecture DAV+DAR+MAV+MAR, les couples maximaux des roues sur l'essieu arrière sont 1761Nm/-3086Nm (courbes vertes dans Figure 4.32.a). Dans la période d'un virage, les couples négatifs aux roues sont plus grands que les couples positifs, l'énergie récupérée aux roues est donc toujours réutilisée en transmettant directement aux autres roues et à la source énergétique.

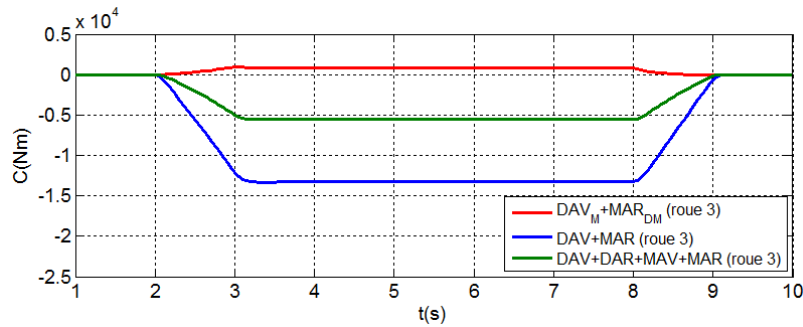
Architectures	Energie (J)										Erreur (%)
	Cinétique (ΔE_c)			Perdue (E_{pertes})				Source (E_e)		$E_{pertes} + E_e$	
	ΔE_{cr}	ΔE_{cv}	ΔE_c	E_{rx}	E_{ry}	E_{rf}	E_A	E_{eD}	E_{eT}		
DAV _M +MAR _{DM}	1556	75037	76593	-3808	-36040	-348	-143	348	115000	75009	2.11
DAV+MAR	-959	-46386	-47345	-58000	-44540	-119	-155	119	55810	-46885	0.98
DAV+DAR MAV+MAR	-2923	-140737	-143660	-14380	-28280	-1408	-137	1408	-102000	-144797	0.79

Tableau 4.3. Bilan de puissance d'un véhicule en virage ($\eta = 1$ et $\tau = 0s$)

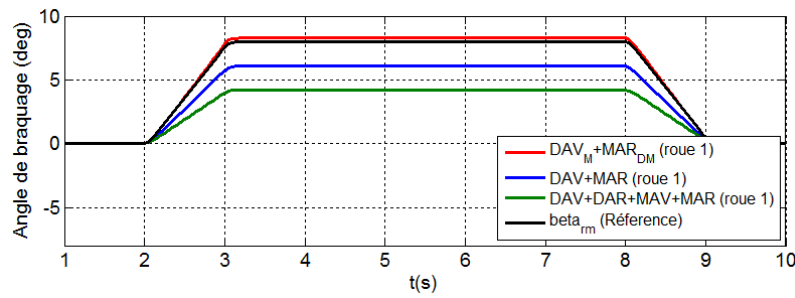
On peut rappeler ici que les travaux de [Jun et al., 2011] sur la gestion de couples aux roues informent que la limite des couples est de $\pm 1000 Nm$ pour un véhicule à 1250kg. Par conséquent, ces valeurs des couples aux roues dans ce cas d'étude peuvent être raisonnables et pratiques pour un véhicule à 19000 kg. Ainsi, la différence des couples aux roues sur un même essieu, par exemple pour l'essieu arrière de l'architecture DAV+DAR+MAV+MAR, est de 1325 Nm (en comparant la valeur maximale des couples illustrés par les courbes vertes dans la Figure 4.32.a). Cela confirme que l'on peut freiner seulement les roues intérieures du virage pour récupérer l'énergie et assurer également la stabilité du mouvement du véhicule. Les roues extérieures du virage sont libres. Cela peut être effectué seulement avec les architectures qui ont les roues contrôlées en couple indépendamment.

On peut constater que la valeur maximale de l'angle de braquage de consigne de la roue moyenne $\beta_{rm_max}^{con} = 6^\circ$ (courbe noire dans la Figure 4.32.b). Avec cette valeur, le glissement maximal des roues κ_{max} est de 5.5% et la dérive maximale aux roues α_{r_max} est de 2.13 deg (Figure 4.34). En fait, des contraintes $|\alpha_{r_max}| \leq 3^\circ$ et $|\kappa_{max}| \leq 10\%$ sont utilisées dans l'allocation de contrôle pour déterminer les commandes des actionneurs en respectant la zone linéaire du pneumatique. C'est la raison pour laquelle nous utilisons le modèle linéaire du pneumatique pour construire le modèle de générateur de références et pour déterminer les autres contraintes. Nous avons imposé une l'hypothèse d'un angle de braquage faible pour satisfaire cette condition.

Lorsque la valeur maximale de l'angle de braquage de consigne de la roue moyenne est augmentée ($\beta_{rm_max}^{con} = 8^\circ$), le problème optimal peut converger lorsqu'on détermine les commandes des actionneurs pour les différentes architectures (Figure 4.36).



a)



b)

Figure 4.36. Couples aux roues et angles de braquage ($\beta_{rm_max}^{con} = 8^\circ$)

La Figure 4.37 montre que l'architecture conventionnelle DAV_M+MAR_{DM} est en sous-
virage malgré le fait que nous puissions avoir les commandes optimales des actionneurs
(les couples et angles de braquage). Les angles de braquage déterminés par l'allocation de
contrôle sont insuffisants et la contrainte d'égalité des couples sur l'essieu arrière
empêche le véhicule à suivre la trajectoire de référence. Pour l'architecture $DAV+MAR$,
les couples aux roues arrière deviennent très importants. La différence de ces couples
génère un couple de lacet plus grand au centre de gravité du véhicule ce qui donne un
important effet sur le système de direction. Seule l'architecture totalement ouverte
 $DAV+DAR+MAV+MAR$ peut suivre la trajectoire de référence avec les commandes des
actionneurs déterminées par l'allocation de contrôle. On peut expliquer cela par le fait
que toutes les roues sont motrices et directrices ce qui permet donc de rester dans la zone
de fonctionnement linéaire du pneumatique.

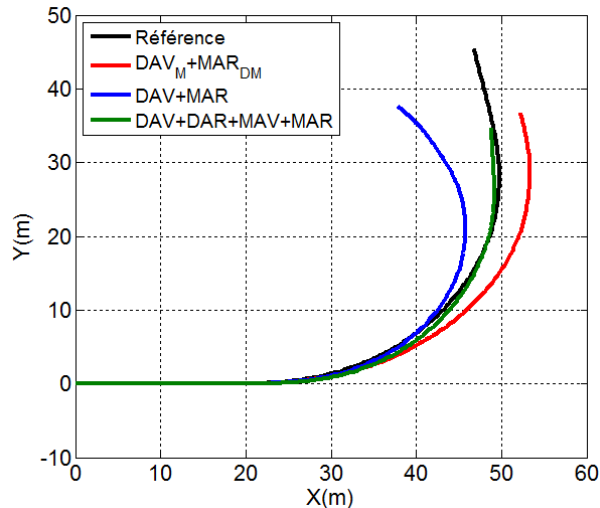


Figure 4.37. Trajectoires du véhicule ($\beta_{rm_max}^{con} = 8^\circ$)

En termes énergétiques, nous ne pouvons pas comparer les différentes architectures du véhicule car leurs trajectoires ne sont donc pas identiques (Figure 4.37). Cela peut être expliqué par le fait que nous avons déjà limité les angles de braquage et les couples aux roues en utilisant des contraintes très strictes sur le glissement et la dérive aux roues et utilisé les modèles simples tels que le modèle linéaire du pneumatique, le modèle bicyclette de la dynamique du véhicule... Une autre limite de notre modèle est le changement des forces verticales sur les roues qui devient très grand pendant ce virage. Avec cela, nous ne pouvons donc pas considérer que la rigidité de dérive des roues est constante, hypothèse utilisée pour le modèle linéaire du pneumatique. Ces analyses montrent qu'il faut mettre un autre modèle du pneumatique dans le modèle de générateur de références (modèle bicyclette) et prendre en compte la dynamique verticale dans le cas où nous souhaitons travailler avec des manœuvres plus sollicitantes, tel qu'un passage de rond-point ou un changement de voie en situation d'urgence.

4.8. Conclusions

Dans ce chapitre, nous avons d'abord analysé les résultats des lois des commandes des actionneurs du véhicule. A partir de cette analyse, nous avons trouvé que l'allocation de contrôle proposée permet de déterminer les commandes optimales des actionneurs du véhicule avec différentes architectures. Ces commandes assurent également que les trajectoires du véhicule avec différentes architectures sont identiques. Cela satisfait l'hypothèse proposée qui permet de faire des comparaisons des termes énergétiques entre les architectures choisies.

Nous avons également présenté une méthodologie qui permet d'évaluer les termes énergétiques du véhicule en utilisant les résultats des simulations pour trois architectures.

A partir de ces termes, un bilan énergétique a été effectué pour trois architectures retenues. Ce bilan permet de confirmer que la méthodologie pour estimer les différents termes énergétiques est satisfaisante.

Ensuite, nous avons proposé le principe de la dynamique régénérative du véhicule qui permet de récupérer l'énergie de freinage d'une roue et de transmettre directement cette énergie à l'autre roue du même essieu. Les analyses des résultats numériques permettent de vérifier le principe de la dynamique régénérative du véhicule proposé et de montrer une nouvelle piste d'optimisation de l'énergie consommée. De plus, elles démontrent que l'architecture totalement ouverte DAV+DAR+MAV+MAR est la meilleure architecture en terme d'énergie consommée malgré qu'elle soit équipée de plus d'actionneurs. Cette démonstration permet d'affirmer qu'il est possible de réaliser des économies d'énergie dans les cas où plusieurs actionneurs sont mis en œuvre sur le véhicule.

L'analyse de la puissance et de l'énergie de la source énergétique montre également que l'allocation de contrôle et la dynamique régénérative du véhicule permettent d'améliorer l'utilisation de la batterie sous réserve qu'il soit possible de transmettre l'énergie d'une roue à l'autre. Cela réduit donc l'énergie chargée ou déchargée de la batterie.

Les études paramétriques de la dynamique régénérative du véhicule et les analyses de l'effet de la dynamique des composants électriques sur les commandes des actionneurs montrent que l'influence du temps de retard sur l'énergie de la source énergétique est faible. Ils montrent également que le principe de la dynamique régénérative avec la diversification de l'architecture du véhicule peut être applicable dans les cas où les actionneurs ont un très bon rendement. La démarche que nous avons proposée, indépendante de la technologie d'hybridation, montre donc que la dynamique régénérative ne peut être opérationnelle qu'avec des systèmes d'actionnement réversibles et à très haut rendement.

Tous ces résultats sont aussi justifiés avec intégration du modèle de conducteur dans la boucle de contrôle. Lorsque le modèle du conducteur est présent dans ce banc, nous pouvons avoir une combinaison entre l'éco-conduite et la dynamique régénérative du véhicule qui permet de réduire les pertes ainsi que l'énergie de la source énergétique.

Ce principe de la dynamique régénérative est testé avec une autre manœuvre (le virage) et il permet de montrer une autre méthode pour contrôler les actionneurs du véhicule.

Tous ces résultats exposés dans ce chapitre démontrent que cette méthodologie de construction d'un banc d'essai virtuel modulaire est compatible avec les études de transfert d'énergie sur le véhicule de distribution.

Conclusions et Perspectives

Dans ce travail nous nous sommes penchés sur le transfert de puissance optimal par la maîtrise des comportements du véhicule de distribution à deux essieux. Plus particulièrement, nous avons étudié l'énergie consommée par un véhicule hybride dans une zone urbaine ou péri-urbaine. Ce contexte nous a conduits à étudier une diversité d'architectures du véhicule, ainsi qu'une méthode pour contrôler un système sur-actionné avec des critères énergétiques et la construction d'une dynamique régénérative prenant en compte la dynamique transversale du véhicule.

La bibliographie sur l'utilisation actuelle du véhicule de distribution et son impact sur l'environnement, les technologies mises en œuvre pour améliorer le rendement et la performance des véhicules, les technologies d'hybridation et de stockage énergétique, la diversification de l'architecture du véhicule en termes d'actionneurs et les approches visant à garantir la performance de mouvement du véhicule (sécurité, stabilité), nous a suggéré la proposition de ce travail. Pour faire cela, nous avons choisi de développer (i) un banc d'essais virtuel modulaire pour faire des études en terme énergétique d'un véhicule hybride de distribution ; (ii) une architecture de contrôle optimale en vue de déterminer les commandes des actionneurs d'un système sur-actionné, valable pour différentes architectures ; (iii) une dynamique régénérative afin de gérer l'énergie en prenant en compte la dynamique transversale qui est souvent présente lors de l'usage du véhicule en milieu urbain.

Les modules du banc d'essai virtuel déjà construits dans ce travail permettent de faire des études de l'énergie consommée pour toutes les architectures du véhicule sans changer les modèles de chaque module. Ce banc est composé d'un modèle complet de la dynamique du véhicule, d'un modèle du système de direction, d'un modèle des systèmes de traction et de freinage et d'un modèle des composants électriques. Tous les modèles de ce banc ont été validés par des expériences, par exemple le modèle de la dynamique du véhicule a été validé sur plusieurs architectures réelles du véhicule. Ceci nous assure la capacité de validation et de justification des lois de commande et les évaluations des termes de l'énergie consommée pour un véhicule et des manœuvres réalistes.

Le module de l'architecture de contrôle optimal a également été construit dans ce travail et nous a servi à (i) la détermination de la commande optimale des actionneurs par l'utilisation de l'allocation de contrôle ; (ii) la capacité de simuler les comportements de toutes les architectures du véhicule en utilisant les contraintes liées à celles-ci. La possibilité d'ajouter d'autres termes à la fonction coût non-linéaire de l'allocation de contrôle et de minimiser cette fonction sous les contraintes non-linéaires permet de retirer

les barrières techniques telles que la méthode de linéarisation, le nombre de contraintes appliquées...

Les analyses des résultats obtenus montrent que l'architecture de contrôle optimal proposée est suffisante pour déterminer les commandes des actionneurs ainsi que pour garantir la stabilité du véhicule malgré qu'aucun critère de ce genre ne soit intégré dans le problème d'optimisation.

L'utilisation de la dynamique régénérative prenant en compte la dynamique transversale pour la gestion de l'énergie par la maîtrise des comportements du véhicule permet de déterminer l'architecture optimale en terme énergétique. Celle-ci est équipée du plus grand nombre d'actionneurs (quatre roues motrices et directrices). Les gains possibles par rapport à l'architecture conventionnelle, qui ont été déterminés, assurent que l'approche proposée permet effectivement de réduire l'énergie consommée par le véhicule.

A partir des études paramétriques de la dynamique régénérative du véhicule et des analyses de l'effet de la dynamique des composantes électriques sur les commandes des actionneurs, nous avons constaté que le temps de retard ne donne pas un effet important sur la valeur du gain d'énergie. Par contre, le rendement donne une influence très importante sur la valeur de ce gain. Ces études paramétriques permettent de conclure que nous pouvons travailler avec les systèmes sur-actionnés dans les cas où les actionneurs ont un très bon rendement. Dans ce cas, le principe de la dynamique régénérative avec les différentes architectures du véhicule peut être également applicable.

Au terme de cette étude, il reste encore un grand nombre de travaux à réaliser. Tout d'abord, la modélisation des composants électriques pourrait être améliorée pour mieux prendre en compte leurs pertes et leurs dynamiques. Ceci permettrait d'imaginer une nouvelle approche pour optimiser encore plus l'efficacité énergétique du véhicule. Avec la fonction coût proposée, nous avons déterminé les commandes des actionneurs c'est-à-dire minimisé leur consommation sans l'intégration de critères énergétiques. Nous pourrions travailler sur la fonction coût à optimiser en intégrant des nouveaux termes, par exemple l'état de charge de la batterie, les énergies perdues des composants électriques,... De plus, les matrices de pondération pour déterminer les commandes optimales des actionneurs ont été définies par des réglages manuels. Il serait nécessaire de mettre au point une méthode permettant de régler automatiquement les valeurs de ces matrices. Dans le cadre de notre travail, une seule source énergétique a été intégrée. Nous pouvons imaginer autre architecture du véhicule avec plusieurs sources d'énergie ayant des caractéristiques dynamiques variées telles que la source mécanique, le supercondensateur, le panneau solaire ... ou bien proposer une nouvelle récupération de

l'énergie en prenant en compte la dynamique verticale du véhicule par des actionneurs actifs de système de suspension (amortisseur actif, barre anti-roulis actif...).

Annexe 1 : Coefficients du modèle de Pacejka

Pour déterminer la force longitudinale $F_{rxi,dec}$ et latérale découplage $F_{ryi,dec}$ de la $i^{\text{ème}}$ roue, on considère que le coefficient d'adhérence longitudinale et latérale sont identiques :

$$\mu_{xi} = \mu_{yi} = \mu_i \quad (\text{A.1})$$

Les coefficients pour déterminer l'effort longitudinal découplage $F_{rxi,dec}$:

$$D_{xi} = \mu_i (b_{1i} + b_{2i}) F_{rzi} \quad (\text{A.2})$$

$$C_{xi} = b_{0i} e^{0.2 \log \mu_i} \quad (\text{A.3})$$

$$B_{xi} = \frac{(b_{3i} F_{rzi} + b_{4i}) F_{rzi} e^{-b_{5i} F_{rzi}}}{C_{xi} D_{xi}} \quad (\text{A.4})$$

$$E_{xi} = (b_{6i} F_{rzi} + b_{7i}) F_{rzi} + b_{8i} \quad (\text{A.5})$$

$$\varphi_{xi} = (1 - E_{xi}) \kappa_{ri} + \frac{E_{xi}}{B_{xi}} \text{atan}(B_{xi} \kappa_{ri}) \quad (\text{A.6})$$

avec μ_i le coefficient d'adhérence de la $i^{\text{ème}}$ roue, F_{rzi} la force verticale sur la $i^{\text{ème}}$ roue, κ_{ri} le taux de glissement de la $i^{\text{ème}}$ roue.

Les coefficients pour déterminer l'effort longitudinal découplage $F_{ryi,dec}$:

$$D_{yi} = \mu_i (a_{1i} + a_{2i}) F_{rzi} \quad (\text{A.7})$$

$$C_{yi} = a_{0i} e^{0.2 \log \mu_i} \quad (\text{A.8})$$

$$B_{yi} = \frac{a_{3i} \sin\left(2 \text{atan} \frac{F_{rzi}}{a_{4i}}\right)}{C_{yi} D_{yi}} \quad (\text{A.9})$$

$$E_{yi} = a_{6i} F_{rzi} + a_{7i} \quad (\text{A.10})$$

$$\varphi_{yi} = (1 - E_{yi}) \alpha_{ri} + \frac{E_{yi}}{B_{yi}} \text{atan}(B_{yi} \alpha_{ri}) \quad (\text{A.11})$$

ici, α_{ri} est l'angle de dérive de la $i^{\text{ème}}$ roue.

Les coefficients pour déterminer le couple d'auto-alignement de la $i^{\text{ème}}$ roue M_{rzi} :

$$D_{zi} = \mu_i (c_{1i} F_{rzi} + c_{2i}) F_{rzi} \quad (\text{A.12})$$

$$C_{zi} = c_{0i} e^{0.2 \log \mu_i} \quad (\text{A.13})$$

$$B_{zi} = \frac{(c_{3i}F_{rzi} + c_{4i})F_{rzi}e^{-c_{5i}F_{rzi}}}{C_{zi}D_{zi}} \quad (\text{A.14})$$

$$E_{zi} = (c_{7i}F_{rzi} + c_{8i})F_{rzi} + c_{9i} \quad (\text{A.15})$$

$$\varphi_{zi} = (1 - E_{zi})\alpha_{ri} + \frac{E_{zi}}{B_{zi}} \text{atan}(B_{zi}\alpha_{ri}) \quad (\text{A.16})$$

avec, $b_{(0..8)i}$, $a_{(0..7)i}$ et $c_{(0..9)i}$ sont les coefficients issus des caractérisations expérimentales.

Annexe 2 : Modèle de la machine électrique

$$A_m = \begin{bmatrix} \frac{L_m^2 R_r + L_r^2 R_s}{L_m^2 L_r - L_r^2 L_s} & \omega_{sm} & \frac{L_m R_r}{L_r^2 L_s - L_m^2 L_r} & \frac{\omega_{rm} L_m}{L_r L_s - L_m^2} \\ -\omega_{sm} & \frac{L_m^2 R_r + L_r^2 R_s}{L_m^2 L_r - L_r^2 L_s} & -\frac{\omega_{rm} L_m}{L_r L_s - L_m^2} & \frac{L_m R_r}{L_r^2 L_s - L_m^2 L_r} \\ \frac{L_m R_r}{L_r} & 0 & -\frac{R_r}{L_r} & \omega_{sr} \\ 0 & \frac{L_m R_r}{L_r} & -\omega_{sr} & -\frac{R_r}{L_r} \end{bmatrix} \quad (\text{A.17})$$

$$B_m = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ L_s - \frac{L_m^2}{L_r} & 1 \\ 0 & L_s - \frac{L_m^2}{L_r} \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (\text{A.18})$$

avec

$$\omega_{sm} = \omega_{rm} + \omega_{sr} \quad (\text{A.19})$$

Contrôle PI des courants I_{sq} et I_{sd} avec découplage du système

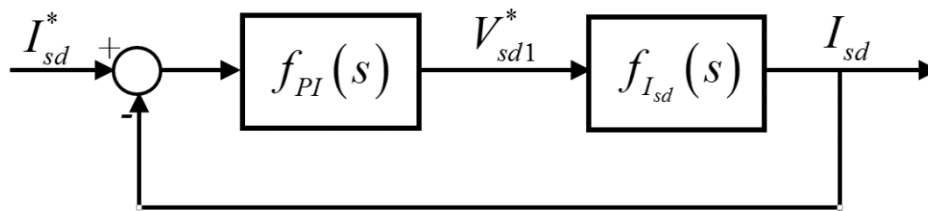


Figure A.1. Boucle de contrôle du courant I_{sd}

Selon Retif, nous avons :

$$f_{I_{sd}}(s) = \left(\frac{G_I}{1 + T_I \cdot s} \right) \quad (\text{A.20})$$

Avec

$$G_I = \frac{1}{R_r + R_s} \quad \text{et} \quad T_I = \frac{L_f}{R_r + R_s} \quad (\text{A.21})$$

La fonction de transfert $f_{PI}(s)$ du régulateur PI peut être écrite comme suivante :

$$f_{PI}(s) = \frac{K_p(1+T_i \cdot s)}{T_i \cdot s} \quad (\text{A.22})$$

On peut écrire la fonction de transfert en boucle ouverte $f_{o-I_{sd}}(s)$ comme :

$$f_{o-I_{sd}}(s) = \frac{K_p(1+T_i \cdot s)}{T_i \cdot s} \cdot \frac{G_I}{1+T_I \cdot s} \quad (\text{A.23})$$

En faisant l'hypothèse que :

$$1+T_i \cdot s = 1+T_I \cdot s \quad (\text{A.24})$$

L'équation (A.23) devient :

$$f_{o-I_{sd}}(s) = \frac{K_p G_I}{T_i \cdot s} \quad (\text{A.25})$$

On en déduit que la fonction de transfert en boucle fermée $f_{f-I_{sd}}(s)$ est une fonction du premier ordre de la forme suivante :

$$f_{f-I_{sd}}(s) = \frac{f_{o-I_{sd}}(s)}{1+f_{o-I_{sd}}(s)} = \frac{1}{1+\frac{T_i}{K_p G_I} \cdot s} = \frac{1}{1+T_{0d} \cdot s} \quad (\text{A.26})$$

Avec

$$T_{0d} = \frac{T_i}{K_p G_I} \quad (\text{A.27})$$

En choisissant la constante de temps T_{0d} , les valeurs du correcteur proportionnel intégral PI sont données par les relations suivantes :

$$K_p = \frac{T_i}{G_I T_{0d}} \quad \text{et} \quad T_i = T_I \quad (\text{A.28})$$

Nous utilisons également cette méthode pour déterminer les coefficients de correcteur PI du courant I_{sq} .

Contrôle PID du courant magnétique I_{mr}

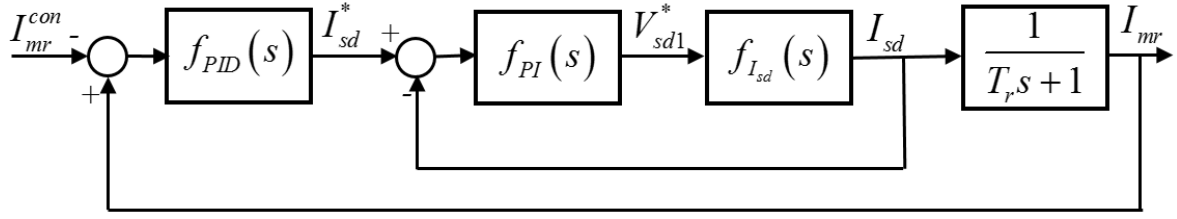


Figure A.2. Boucle de contrôle du courant magnétisant I_{mr}

Le courant I_{sd} est défini par l'équation (A.26). Soit un processus modélisé par la boucle, et commandé par un régulateur PID, nous avons:

$$f_{PID}(s) = \frac{K_p(1 + T_i \cdot s + T_i T_d \cdot s^2)}{T_i \cdot s} \quad (A.29)$$

La fonction transfert en boucle ouverte $f_{o_I_{mr}}(s)$ pour le courant I_{mr} de cette commande est:

$$f_{o_I_{mr}}(s) = f_{PID}(s) \cdot f_{f_I_{sd}}(s) \cdot \frac{1}{F + T_r \cdot s} \quad (A.30)$$

L'équation (A.30) est réécrite de la manière suivante par utilisant les équations (A.26) et (A.29)

$$f_{o_I_{mr}}(s) = \frac{K_p(1 + T_i \cdot s + T_i T_d \cdot s^2)}{T_i \cdot s} \cdot \frac{1}{1 + (T_{0d} + T_r) \cdot s + T_{0d} T_r \cdot s^2} \quad (A.31)$$

Dans ce cas, avec l'hypothèse:

$$1 + (T_{0d} + T_r) \cdot s + T_{0d} T_r \cdot s^2 = 1 + T_i \cdot s + T_i T_d \cdot s^2 \quad (A.32)$$

il vient

$$f_{o_I_{mr}}(s) = \frac{K_p}{T_i \cdot s} \quad (A.33)$$

Donc la fonction de transfert en boucle fermée $f_{f_I_{mr}}(s)$ devient du premier ordre:

$$f_{f_I_{mr}}(s) = \frac{f_{o_I_{mr}}}{1 + f_{o_I_{mr}}} = \frac{1}{1 + \frac{T_i}{K_p} \cdot s} = \frac{1}{1 + T_{0mr} \cdot s} \quad (A.34)$$

En donnant la constante de temps T_{0mr} , les valeurs de correcteur PID sont données par les relations suivantes:

$$K_p = \frac{T_{0d} + T_r}{T_{0mr}} \quad \text{et} \quad T_i = T_{0d} + T_r \quad \text{et} \quad T_d = \frac{T_{0d} + T_r}{T_i} \quad (\text{A.35})$$

Annexe 3 : Résultats supplémentaires

Dans la Figure A.3, nous pouvons voir la variation des termes de la puissance d'une roue tels que la puissance perdue due au glissement P_{rx} , due à la dérive P_{ry} et due au frottement P_{rf} . La puissance mécanique d'une roue P_{mTi} est illustrée dans la Figure A.3.d. On peut voir que cette puissance est toujours positive (courbes rouges dans Figure A.3.d) de toutes les roues pour l'architecture conventionnelle DAV_M+MAR_{DM} car les couples aux roues sont également positifs. Par contre, cette puissance peut être positive ou négative selon la valeur des couples aux roues. Lorsqu'elle est négative, on peut donc la récupérer.

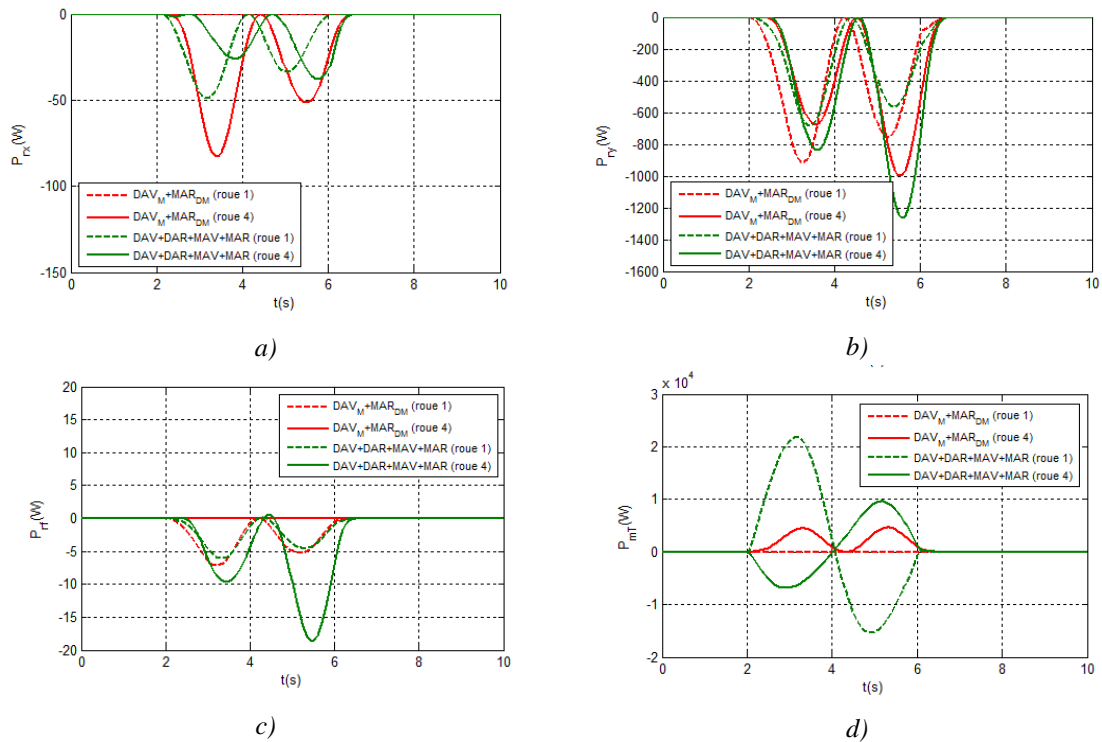


Figure A.3. Termes de la puissance d'une roue avec la boucle ouverte de contrôle. (a) Pertes dues au glissement ; (b) Pertes dues à la dérive ; (c) Pertes dues au frottement ; (d) Puissance mécanique de la machine électrique

En intégrant les termes de puissance dans une période de la manœuvre T , nous pouvons ainsi obtenir les valeurs des termes énergétiques (Figure A.4). Les termes d'énergie sont constants au début et à la fin de la manœuvre car le véhicule est en mouvement en ligne droite. Dans un premier demi temps du T , la puissance mécanique de la 1^{ère} roue est positive (courbe verte pointillée dans la Figure A.3.d). C'est la raison pour laquelle l'énergie mécanique consommée par cette roue est augmentée (courbe verte pointillée dans la Figure A.4.d). Par contre, dans le deuxième demi temps du T , cette puissance est

négative et on peut avoir une énergie récupérée. C'est la raison pour laquelle l'énergie mécanique consommée est diminuée et restée constante à la fin de la manœuvre (courbe verte en pointillée dans la Figure A.4.d).

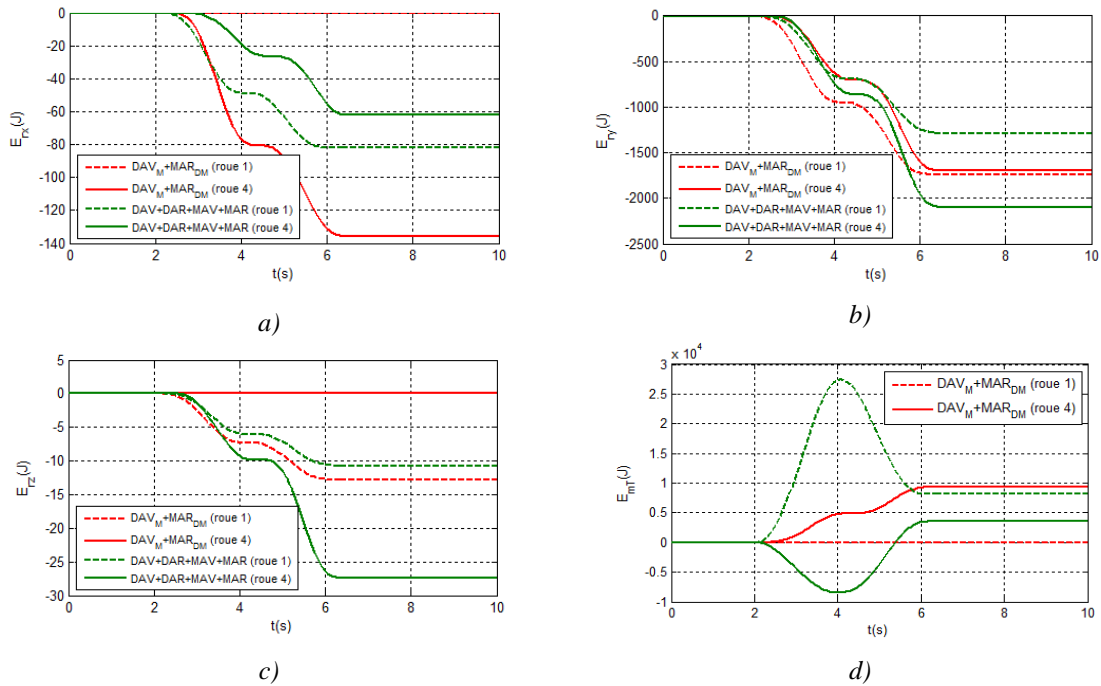


Figure A.4. Termes d'énergie d'une roue. (a) Pertes dues au glissement ; (b) Pertes dues à la dérive ; (c) Pertes dues au frottement ; (d) Energie mécanique de la machine électrique

Nous faisons les mêmes estimations pour toutes les roues et pour toutes les différentes architectures du véhicule. Les estimations permettent de faire le bilan de puissance et d'énergie pour chaque architecture (comme illustrées dans les Figure 4.10, la Figure 4.11 et le Tableau 4.1).

Pour estimer l'influence des valeurs de rendement η et de temps de retard τ sur le gain énergétique, le rendement η est varié entre $0.9 \div 1.0$ et le temps de retard τ est varié entre $0.0s \div 0.2s$. Nous traçons les courbes de la somme de l'énergie qui doit être supportée par la batterie du véhicule avec quelques différentes valeurs de rendement et de temps de retard (Figure A.5). Cela permet d'avoir les courbes dans la Figure 4.18 et le Tableau 4.1.

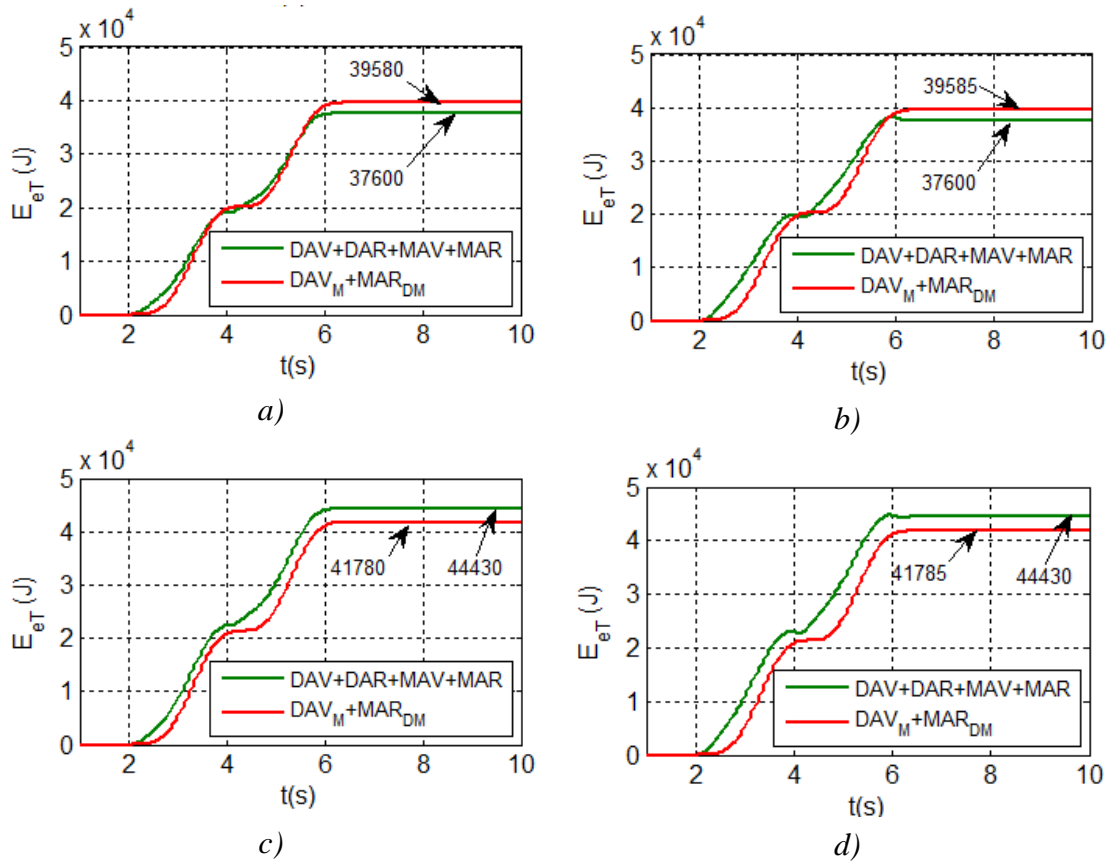


Figure A.5. Influence de rendement η et de temps de retard τ sur l'énergie de la source énergétique du véhicule. (a) $\eta = 0.95$ et $\tau = 0.1s$; (b) $\eta = 0.95$ et $\tau = 0.2s$; (c) $\eta = 0.9$ et $\tau = 0.1s$; (d) $\eta = 0.9$ et $\tau = 0.2s$

Nous avons des différentes valeurs numériques de gain dans le Tableau A.1 en comparaison avec l'architecture conventionnelle DAV_M+MAR_{DM} lorsque le rendement et le temps de retard sont variés. Ce tableau permet de construire les courbes dans la Figure 4.18.

Rendement	Gain de puissance maximale de la source énergétique(%)					
	DAV+MAR			DAV+DAR+MAV+MAR		
	$\tau = 0$	$\tau = 0.1$	$\tau = 0.2$	$\tau = 0$	$\tau = 0.1$	$\tau = 0.2$
$\eta = 1$	6.67	21.13	15.70	13.24	25.12	33.10
$\eta = 0.95$	-8.38	2.86	3.54	4.89	15.66	21.86
$\eta = 0.9$	-20.43	-11.96	-11.29	0.00	8.27	12.82
Gain d'énergie de la source énergétique (%)						
$\eta = 1$	9.45	9.60	9.60	18.44	18.56	18.56
$\eta = 0.95$	-14.15	-14.02	-14.01	5.00	5.00	5.01
$\eta = 0.9$	-33.32	-33.37	-33.30	-6.41	-6.38	-6.33

Tableau A.1. Gain de puissance et d'énergie de la source énergétique lorsque le rendement et le temps de retard sont variés

Dans le cas où le modèle du conducteur est intégré dans ce banc d'essais virtuel, la Figure A.6 montre les courbes des forces totales au centre de gravité du véhicule et ses valeurs de référence. Il existe encore une petite augmentation de la force longitudinale F_{xT} (Figure A.6.a) ce qui donne une augmentation de la vitesse longitudinale du véhicule (Figure A.7.a). Cela peut être expliqué par le fait que le modèle du conducteur permet seulement d'assurer la position latérale du véhicule. Il n'y a pas un régulateur de la vitesse longitudinale dans la boucle de contrôle. En termes de la force transversale F_{yT} et du moment de lacet M_{zT} , ses valeurs maximales sont quasiment identiques (Figure A.6.b et Figure A.6.c). Cela donne les mêmes courbes de vitesse latérale et de celle de lacet (Figure A.7.b et Figure A.7.c)

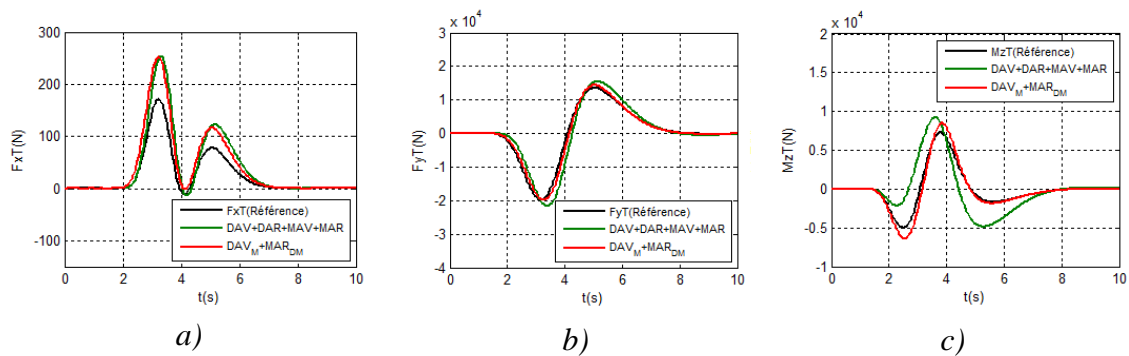
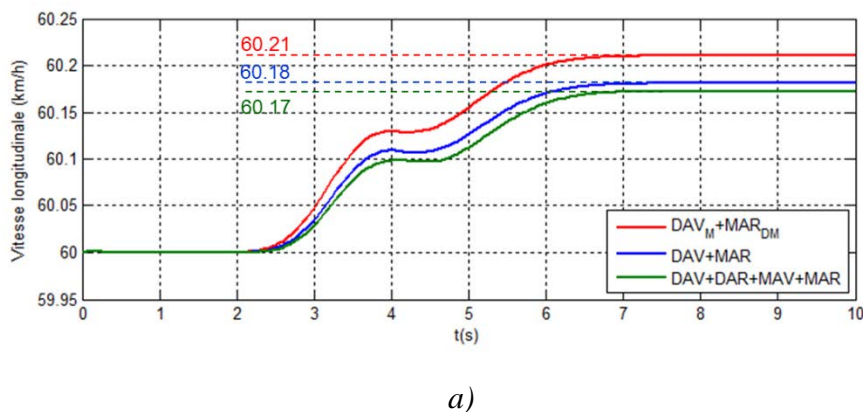


Figure A.6. Forces totales au centre de gravité du véhicule avec intégration du modèle de conducteur: (a) Force longitudinale F_{xT} ; (b) Force latérale F_{yT} ; (c) Moment de lacet M_{zT}



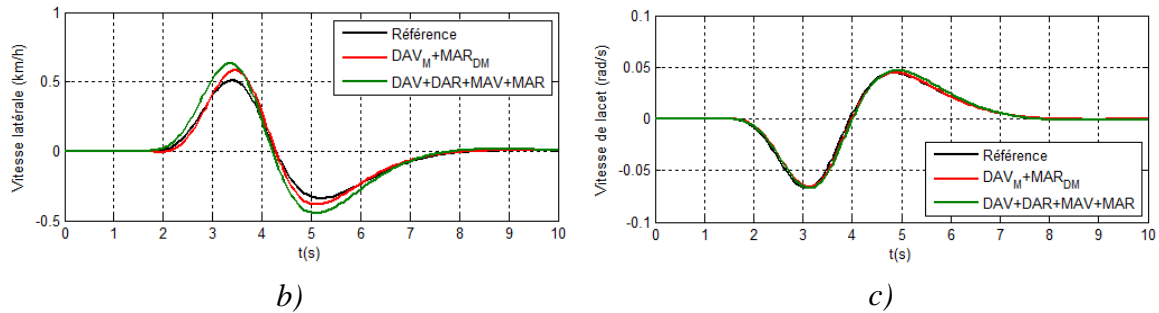


Figure A.7. Vitesses au centre de gravité du véhicule avec le modèle de conducteur dans la boucle de contrôle: (a) vitesse longitudinale v_{Gx} ; (b) vitesse latérale v_{Gy} ; (c) vitesse de lacet $\dot{\psi}$

Nous faisons une somme des valeurs absolues des pertes et de la variation de l'énergie cinétique $\Delta E_c + E_{pertes}$ dans l'équation (4.3) pour trois architectures. Nous constatons que la contribution de l'énergie perdue due au frottement E_{rf} et l'énergie perdue dans les amortisseurs E_A dans cette somme est très faible (inférieure à 0.5 %). Par contre, la contribution de perte due à la dérive des roues E_{ry} dans cette somme est de 28.4 % pour l'architecture conventionnelle DAV_M+MAR_{DM} , et de 34.7 % pour l'architecture totalement ouverte $DAV+DAR+MAV+MAR$. Et la variation de l'énergie cinétique représente une grande proportion dans cette somme. Cette contribution est de 69.5 % pour l'architecture DAV_M+MAR_{DM} (Figure A.8). Ces contributions sont en même ordre de grandeur lorsque le modèle du conducteur n'est pas intégré dans ce banc d'essais virtuel. Cela permet de confirmer que la méthodologie pour estimer les termes énergétiques est praticable et fiable.

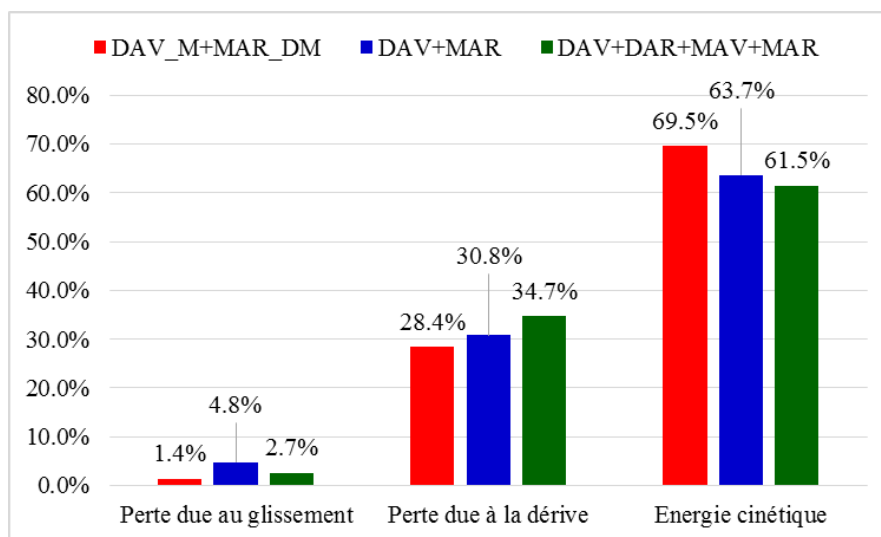
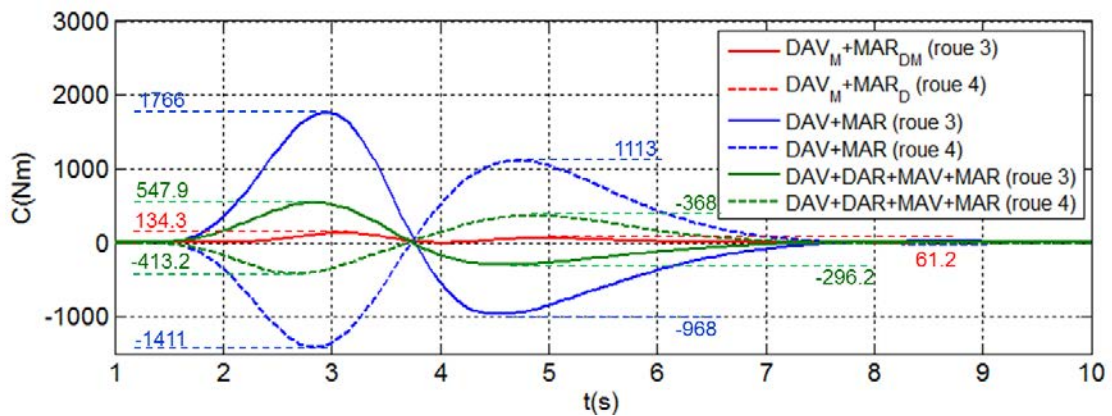
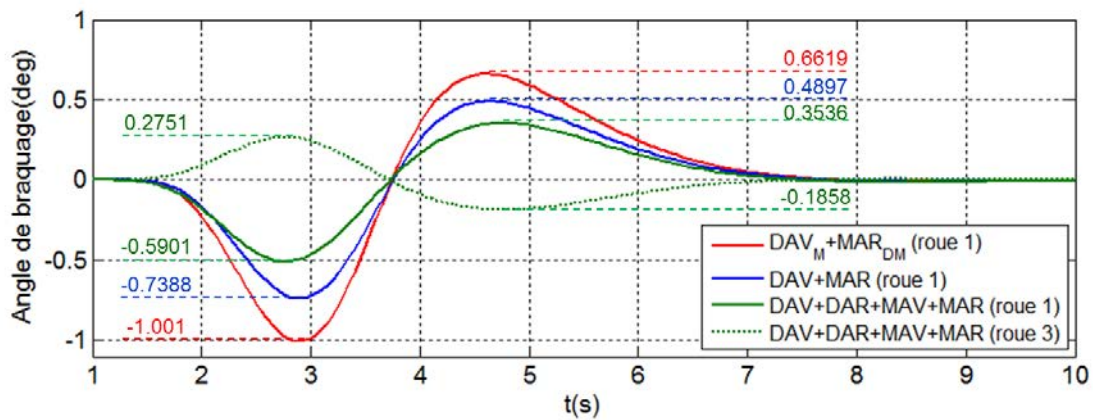


Figure A.8. Contribution des termes énergétiques dans la somme des pertes

Nous pouvons savoir les changements des commandes des actionneurs du véhicule lorsque le modèle du conducteur est présent dans ce banc d'essais virtuel (Figure A.9). Les couples aux roues pour l'architecture DAV+MAR sont les plus grands (courbes bleues). Pour l'architecture totalement ouverte DAV+DAR+MAV+MAR, les couples aux roues sont moins grands que ceux de l'architecture DAV+MAR car il y a quatre roues motrices équipées.



a)



b)

Figure A.9. (a) Couples aux roues ; (b) Angles de braquage des roues (avec intégration du modèle de conducteur dans ce banc d'essais)

La Figure A.10 permet de savoir la valeur maximale des termes énergétique du véhicule lorsque $\eta = 1$ et $\tau = 0s$ et le modèle du conducteur est intégré dans ce banc d'essais virtuel. A partir de ces valeurs, nous pouvons avoir les résultats numériques dans le Tableau 4.2.

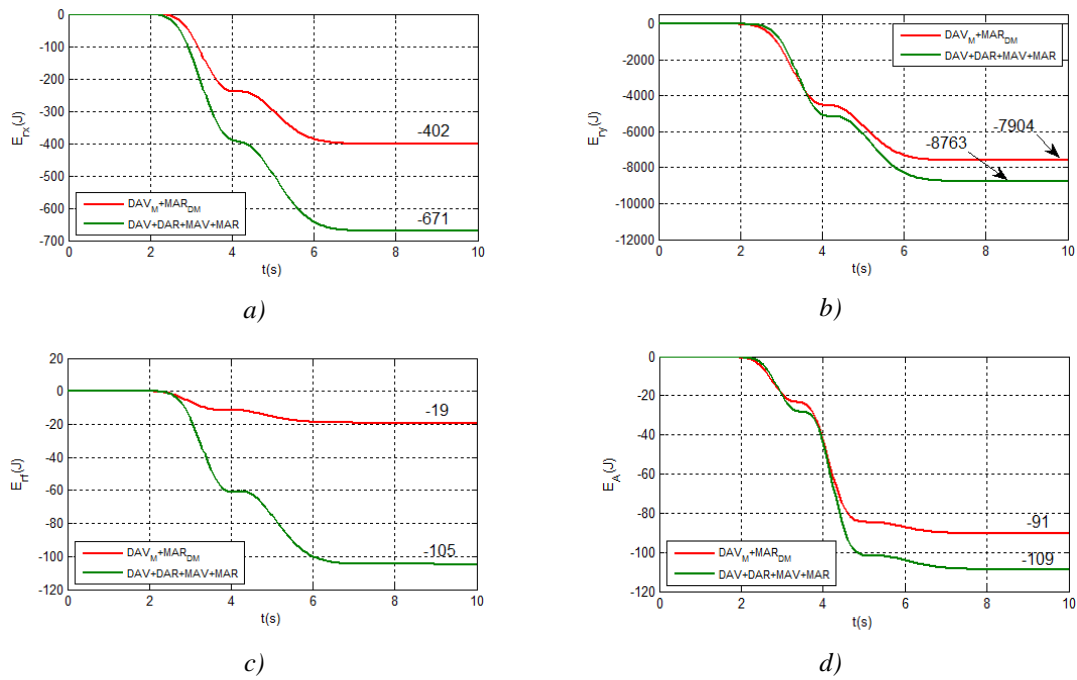


Figure A.10. Termes de l'énergie perdue avec intégration du modèle de conducteur lorsque $\eta = 1$ et $\tau = 0s$; (a) Pertes totales dues au glissement aux roues E_{rx} ; (b) Pertes totales dues à la dérive aux roues E_{ry} ; (c) Pertes totales dues au frottement contre les braquage des roues E_{rf} ; (d) Energie perdue dans les amortisseurs E_A

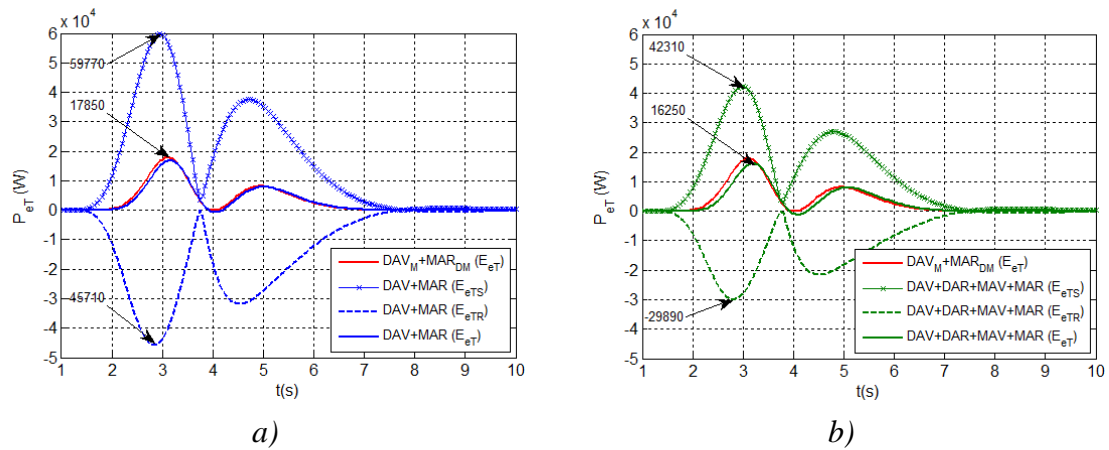


Figure A.11. Puissance de la source énergétique lorsque le modèle du conducteur est intégré dans ce banc d'essais

Nous pouvons savoir les niveaux de la puissance de la source énergétique avec intégration du modèle de conducteur dans le banc d'essais (Figure A.11). Ces valeurs permettent de tirer les conclusions sur le gain de puissance de la source énergétique.

Les valeurs en pourcentage dans le Tableau A.2 sont déterminées en comparant les termes d'énergie dans les deux cas avec ou sans intégration du modèle de conducteur dans ce banc. Ces valeurs permettent de construire ensuite la Figure 4.28.

Architectures	Gain des énergies perdues et d'énergie cinétique (%)						Gain d'énergie de la source énergétique (%)		
	E_{rx}	E_{ry}	E_{rf}	ΔE_{rc}	ΔE_{vc}	Somme	E_{mD}	E_{mT}	Somme
DAV _M +MAR _{DM}	26.42	26.81	25.28	5.33	25.04	25.30	25.28	25.07	25.07
DAV+MAR	17.51	26.06	23.60	3.22	21.77	22.72	23.60	22.57	22.58
DAV+DAR+MAV+MAR	19.59	20.34	19.65	2.84	15.02	16.93	19.65	17.68	17.69

Tableau A.2. Comparaison des termes énergétiques entre deux cas avec ou sans modèle du conducteur dans ce banc d'essais

En variant les valeurs de rendement η et de temps de retard τ , nous déterminons les différentes valeurs de gain de puissance maximale et d'énergie de la source énergétique du véhicule en comparaison avec l'architecture DAV_M+MAR_{DM}. Ces valeurs sont exposées dans le Tableau A.3 et représentées dans la Figure 4.30.

Rendement	Gain de puissance maximale de la source énergétique (%)					
	DAV+MAR			DAV+DAR+MAV+MAR		
	$\tau = 0$	$\tau = 0.1$	$\tau = 0.2$	$\tau = 0$	$\tau = 0.1$	$\tau = 0.2$
$\eta = 1$	5.21	21.57	10.08	8.85	25.77	29.69
$\eta = 0.95$	-10.22	1.91	-5.79	2.02	14.30	17.86
$\eta = 0.9$	-23.40	-14.23	-20.00	-4.64	5.55	8.18
	Gain d'énergie de la source énergétique (%)					
$\eta = 1$	6.46	6.42	6.25	10.40	10.26	10.11
$\eta = 0.95$	-19.12	-19.12	-19.42	3.54	3.30	3.14
$\eta = 0.9$	-52.70	-55.70	-52.79	-25.81	-26.09	-26.00

Tableau A.3. Gain de puissance et d'énergie de la source énergétique lorsque le rendement et le temps de retard sont variés (avec le modèle du conducteur dans la boucle de contrôle)

Bibliographie

Abdul-Wahab, H.F. & Sanusi, H., 2008. Simulink model of direct torque control of induction machine. *American Journal of Applied Sciences*, 5, No 8, pp.1083-1090.

Abe, M., 2009. *Vehicle Handling Dynamics: Theory and Application*. Butterworth-Heinemann. ISBN: 1856177491.

Abe, M. & Mokhiamar, O., 2007. An integration of vehicle motion controls for full drive-by-wire vehicle. *Journal of Multi-body Dynamics March 1*, 221, Part K, pp.116-127.

Abramson, M.A. et al., 2013. *The NOMAD project*. Tech. rep. NOMAD Steering Committee. 17 p.

Ahn, C., Peng, H. & Tseng, H.E., 2009. Estimation of road friction for enhanced active safety systems: Dynamic approach. In *Proceedings of the 2009 American Control Conference*. Hyatt Regency Riverfront, St. Louis, MO, USA, June 10-12 2009. pp. 1110-1115.

Ahn, K. et al., 2012. Homogeneous charge compression ignition technology implemented in a hybrid electric vehicle: System optimal design and benefit analysis for a power-split architecture. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, Special Issue Article, Part D: Journal of Automobile Engineering, pp.87-98.

Ajangnay, M.O., 2010. Optimal PID controller parameters for vector control of induction motors. In *Power Electronics Electrical Drives Automation and Motion (SPEEDAM)*. Pisa, Italy, 14-16, June 2010. pp. 959-965

Akhmetov, Y., 2011. *Contrôle global de châssis appliqué à la sécurité active des véhicules de distribution*. Ph.D. dissertation. Insa de Lyon, 2011, 137 p.

Altun, H. & Sünter, S., 2011. Simulation and modelling of vector controlled 3-Phase matrix converter induction motor drive. In *ELECO'01*. Bursa, Turkey, 7-11, Nov 2011. pp. 98-102

Amjad, S. et al., 2011. Evaluation of energy requirements for all-electric range of plug-in hybrid electric two-wheeler. *Energy*, 36, Issue 3, pp.1623-1629.

Ando, N. & Fujimoto, H., 2010. Yaw-rate control for electric vehicle with active front/rear steering and driving/braking force distribution of rear wheels. In *Proceedings of the 11th IEEE International Workshop on Advanced Motion Control*. Nagaoka, Japan, 21-24, Mar 2010. pp. 726-731.

Anon., 1998. *Field orientated control of 3-Phase AC-Motors.* Tech. rep. Texas Instruments Europe. 24 p.

Anon., 1998. *Implementation of a speed field orientated control of three phase AC induction motor using TMS320F240.* Tech. rep. Texas Instruments Europe. 76 p.

Augello, D., 2005. *CO2: L'approche intégrée -Mobilité, Infrastructures, Moteurs et Carburants.* Tech. rep. Société des ingénieurs de l'automobile. 70 p.

Babaei, M. & Ahmadi, M., 2009. Direct torque control of PWM current-source inverter fed induction motor. In *Proceedings of the 24th International Power system Conference.* Persian, Iran, 2009, 8, No 5. pp. 514-532

Baghli, L., 2005. *Modélisation et commande de la machine asynchrone.* Tech. rep. IUFM de Lorraine-UHP: Université Henry Poincaré, Nancy 1. 22 p.

Baglione, M., 2007. *Development of system analysis methodologies and tools for modeling and optimizing vehicle system efficiency.* Ph.D. dissertation. University of Michigan. 207 p.

Beck, R. et al., 2005. Model predictive control of a parallel hybrid vehicle drivetrain. In *Proceedings of 44th IEEE Conference on Decision and Control, and the European Control Conference.* Seville, Spain, 12-15, Dec 2005. pp. 2670-2675.

Bedük, M.D., Çalkan, K., Henze, R. & Küçükay, F., 2013. Effects of damper failure on vehicle stability. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 227, No 7, pp.1024-1039.

Bellman, R.E., 1957. *Dynamic programming.* Princeton University Press, Princeton, NJ.

Beltrao-de-Rossiter-Correa, M., Jacobina, C.B., Cabral-da-Silva, E.R. & Lima, A.M.N., 2006. A general PWM strategy for four switch three phase inverters. *Power Electronics, IEEE Transactions on*, 21, No 6, pp.1618-1627.

Ben Ahmed, H., Multon, B., Bernard, N. & Kerzreho, C., 2007. Le stockage inertiel électromécanique. *Revue 3EI n°48*, 1, pp.18-29.

Bendre, A., Wallace, I., Nord, J. & Venkataramanan, G., 2001. A current source PWM inverter with actively commutated SCRs. In *Power Electronics Specialists Conference, 2001. PESC. 2001 IEEE 32nd Annual.* Vancouver, Canada, 17-21, Jun 2001, 3, pp. 1571-1576.

Beretta, J., 2012. *Motorisation hybride thermique-électrique.* Tech. rep. PSA Peugeot-Citroën, Délégue Énergies, Technologies et Émissions Automobiles. 21 p.

Boitard, P., 1999. *Dynamique des véhicules industriels: Modélisation non linéaire pour application à la sécurité active et à l'identification paramétrique.* Ph.D. dissertation. Insa de Lyon, 2009, 269 p.

Bradley, D., Lawes, M. & Sheppard, C.G.W., 2000. Combustion and the thermodynamic performance of spark ignition engines. In *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers.*, Jan 2000, 214, Part C, pp. 257-268.

Brahmananda Reddy, T., Subbarayudu, D. & Amarnath, J., 2007. Robust sliding mode speed controller for hybrid SVPWM based direct torque control of induction motor. *World Journal of Modelling and Simulation*, 3, No 3, pp.180-188.

Brault, P. & Mounier, H., 2000. Flatness based tracking control of a manoeuvrable vehicle: the pi-Car. *European Commission's Training and Mobility of Researchers (TMR)*, pp.1-7.

Brossard, J.P., 2006. *Dynamique du véhicule: Modélisation des systèmes complexes.* Presses Polytechniques et Universitaires Romandes. 730 p.

Buche, G., 2001. *Commande vectorielle de machine asynchrone en environnement temps reel Matlab/Simulink.* Master's thesis. Conservatoire nationale des arts et métiers, 2001, 118 p.

Capitaneau, S.L., 2002. *Optimisation de la fonction MLI d'un onduleur de tension deux-niveaux.* Ph.D. dissertation. Institut national polytechnique de Toulouse, 2002, 225 p.

Carson, S., 2013. *Volvo S60 flywheel KERS review (2013 prototype).* Tech. rep. Gothenburg, Sweden.

Chang, D. & Morlok, E., 2005. Vehicle speed profiles to minimize work and fuel consumption. *Journal of Transportation Engineering*, 131, No 3, pp.173-182.

Chapuis, Y.A., Roye, D. & Courtine, S., 1995. Commande directe du couple d'une machine asynchrone par le contrôle direct de son flux statorique. *Journal of Physics, III France*, 5, No 6, pp.863-880.

Chatzikomis, C.I. & Spentzas, K.N., 2009. A path-following driver model with longitudinal and lateral control of vehicles motion. *Forschung im Ingenieurwesen*, 73, Issue 4, pp.257-266.

Chen, Y. & Wang, J., 2011. An adaptive energy-efficient control allocation with applications on planar motion control of electric ground vehicles. In *50th IEEE*

Conference on Decision and Control and European Control Conference (CDC-ECC). Orlando, FL, USA, Dec 2011. pp. 8062-8067.

Chiasson, J., 2005. *Modeling and High-Performance Control of Electric Machines: AC machine theory*. John Wiley and Sons, Inc.

Cirovic, V., Aleksendric, D. & Smiljanic, D., 2013. Longitudinal wheel slip control using dynamic neural networks. *Mechatronics*, 23, No 1, pp.135-146.

Cole, D.J., Pick, A.J. & Odhams, A.M.C., 2006. Predictive and linear quadratic methods for potential application to modelling driver steering control. *Vehicle System Dynamics*, 44, No 3, pp.259-284.

De Novellis, L., Sorniotti, A. & Gruber, P., 2013. Design and comparison of the handling performance of different electric vehicle layouts. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, pp.218-232.

Desineni, S.N., 2003. Optimal control systems. Idaho state university, Pocatello, Idaho, USA: CRC Press. 433 p.

Dlala, E., 2009. Comparison of models for estimating magnetic core losses in electrical machines using the finite-element method. *Magnetics, IEEE Transactions on*, 45, No 2, pp. 716-725.

Drury, B., 2009. *Control Techniques Drives and Controls Handbook*. 2nd ed. The Institution of Electrical Engineers London.

Duleep, G., van Essen, H., Kampman, B. & Grünig, M., 2011. *Impacts of electric vehicles - Deliverable 2*. Tech. rep. Delft, CE Delft: European Commission. 68 p.

Elmas, C. & Akcayol, M.A., 2003. Genetic PI control for a permanent synchronous motor. In *Proceedings of Intenational XII, Turkish Symposium on Artifical Intelligence and Neural Network*. Department of Computer Engineering, Çanakkale, TURKEY, 2003. 15 p.

Elmi, N., Ohadi, A. & Samadi, B., 2013. Active front-steering control of a sport utility vehicle using a robust linear quadratic regulator method, with emphasis on the roll dynamics. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 227, No 12, pp.1636-1649.

Enache, N.M., Mammar, S., Lusetti, B. & Sebsadji, Y., 2011. Active steering assistance for lane keeping and lane departure prevention. *Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control*, 133, No 6, p.12 p.

- Faiz, J. & Shahgholian, G., 2009.** Modeling and simulation of three phase inverter with rectifier type nonlinear load. *Armenian Journal of Physics*, 2, Issue 4, pp.307-316.
- Fancher, P., Bernard, J., Clover, C. & Winkler, C., 1997.** Representing truck tire characteristics in simulation of braking and braking-in-turn maneuvers. *Vehicle System Dynamics*, 27, No Sup 1, pp.207-220.
- Février, P. & Fandard, G., 2007.** Modèle pneu thermomécanique pour la simulation dynamique véhicule. In *Proceeding of SIA Lyon 14th Conference of Vehicle dynamics*. Ecole Centrale de Lyon, Lyon, 20-21, Jul 2007. 9 p.
- Fujimoto, H., Tsumasaka, A. & Noguchi, T., 2005.** Direct yaw-moment control of electric vehicle based on cornering stiffness estimation. In *Proceedings of the IECON 2005, 31st Annual Conference of IEEE*. Sheraton Capital Center, Raleigh, NC, USA, 6-10 Nov 2005. pp. 2626-2631.
- Gantt, L.R., 2011.** *Energy losses for propelling and braking conditions of an electric vehicle*. Master's thesis. Blacksburg, VA, USA, 64 p.
- Gao, D.W., Mi, C. & Emadi, A., 2007.** Modeling and simulation of electric and hybrid vehicles. *Proceedings of the IEEE*, pp.729-745.
- Gillespie, T.D., 1992.** *Fundamentals of vehicle dynamics*. Society of Automotive Engineers.
- Gokdere, L.U. et al., 1999.** Hybrid electric vehicle with permanent magnet traction motor: a simulation model. In *Electric Machines and Drives, 1999. International Conference IEMD '99*. Seattle, WA, May 1999. pp.502-504
- Grünig, M. et al., 2011.** *Impacts of electric vehicles -Deliverable 1*. Tech. rep. Delft, CE Delft: European Commission. 87 p.
- Haddoun, A. et al., 2006.** Sliding mode control of EV electric differential system. In *Proceedings of ICEM'06*. Chania, Crete Island, Greece, 2-5, Sep 2006. 6 p.
- Han, Q. & Dai, L., 2008.** A non-linear dynamic approach to the motion of four-wheel-steering vehicles under various operation conditions. *Journal of Automobile engineering*, 222, No 4, pp.535-549.
- Handa, K. & Yoshida, H., 2007.** *Development of next generation electric vehicle "i-MiEV"*. Tech. rep. MIEV Promotion Dept., Development Engineering Office, Mitsubishi. 66-70 p.

Hattori, Y., 2003. Optimum vehicle dynamics control based on tire driving and braking forces. *Modeling, Analysis and control methods for improving vehicle dynamics behavior*, 38, No 4, pp.23-29.

Hei, L., Nocedal, J. & Waltz, R.A., 2008. A Numerical Study of Active-Set and Interior-Point Methods for Bound Constrained Optimization. *Modeling, Simulation and Optimization of Complex Processes*, pp.273-292.

Hellgren, J., 2002. Modelling of hybrid electric vehicle in modelica for virtual prototyping. In *Proceedings of 2rd International Modelica Conference*. Deutsches Zentrum fur Luft- und Raumfahrt (DLR) in Oberpfaffenhofen, Germany, 18-19, Mar 2002. pp. 247-256.

Hellstrom, E., Aslund, J. & Nielsen, N., 2010. Design of an efficient algorithm for fuel-optimal look-ahead control. *Control Engineering Practice*, 18, No 11, pp.1318-1327. Special Issue on Automotive Control Applications, 2008 IFAC World Congress.

Hiraoka, T., Nishihara, O. & Kumamoto, H., 2008. Steering reactive torque presentation method for a steer-by-wire vehicle -feedback of a lateral acceleration at a center of percussion with respect to rear wheels. *Journal of Automotive Engineering*, 29, pp.287-294.

Hofman, T. & Van Druten, R., 2004. Energy analysis of hybrid vehicle powertrains. In *IEEE Vehicle Power and Propulsion'04*. Paris, France, 6-8, Oct 2004. 8 p.

Hori, Y., 2004. Future vehicle driven by electricity and control research on four-wheel-motored "UOT Electric March II". *IEEE Transactions on industrial electronics*, 51, No 5, pp.954-962.

Ikenaga, S., Lewis, F.L., Campos, J. & Davis, L., 2000. Active suspension control of ground vehicle based on a full vehicle model. In *American Control Conference, 2000*. Chicago, IL, 28-30, Jun 2000. pp. 4019-4024.

Janiaud, N., 2012. *Modélisation du système de puissance du véhicule électrique en régime transitoire en vue de l'optimisation de l'autonomie, des performances et des couts associes*. Ph.D. dissertation. Université Paris Sud 11, 2012, 185 p.

Janiaud, N., Vallet, F., Petit, M. & Sandou, G., 2010. Electric vehicle powertrain simulation to optimize battery and vehicle performances. In *Vehicle Power and Propulsion Conference (VPPC), 2010 IEEE*. Lille, France, 1-3, Sep 2010. pp.1-5

Jeff, P., Brian, M., William, M. & T., B., 2012. *Review of Aerodynamic drag reduction devices for Heavy trucks and Buses*. Tech. rep. Transport Canada ecoTECHNOLOGY for

Vehicles Program, Ottawa, ON: National Research Council of Canada, Centre for Surface Transportation Technology. 120 p.

Jiasheng, G., Chaokui, Q. & Schmitz, G., 2010. Numerical investigation on the performance of spark ignition engine used for electricity production fuelled by natural gas/liquefied petroleum gas-biogas blends with Modelica. In *Computer Engineering and Technology (ICCET), 2010 2nd International Conference on*. Chengdu, China, 16-18, Apr 2010, 6, pp. 682-687.

Joe-Qin, S. & Badgwell, T.A., 2003. A survey of industrial model predictive control technology. *Control Engineering Practice*, 11, Issue 7, pp.733-764.

Johansen, T.A. & Fossen, T.I., 2013. Control allocation: A survey. *Automatica*, 49, No 5, pp.1087-1103.

Jonasson, M., 2009. *Exploiting individual wheel actuators to enhance vehicle dynamics and safety in electric vehicles*. Ph.D. dissertation. Royal Institute of Technology Vehicle Dynamics, SE-100 44 Stockholm, 2009, 81 p.

Jonasson, M. & Wallmark, O., 2008. Control of electric vehicles with autonomous corner modules : implementation aspects and fault handling. *International Journal of Vehicle Systems Modelling and Testing*, 3, No 3, pp.213-228. QC 20100721.

Jun, L., Jie-li, D. & Shen, T., 2011. Electronic differential control with vehicle state observer based on extended Kalman filter. In *Proceedings of the Computer Distributed Control and Intelligent Environmental Monitoring (CDCIEM)*. Changsha, Hunan, China., 19-20, Feb 2011. pp. 172-175.

Kanarachos, S., Alirezaei, M., Jansen, S. & Maurice, J.-P., 2013. Control allocation for regenerative braking of electric vehicles with an electric motor at the front axle using the state-dependent Riccati equation control technique. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, pp.1-15.

Kawashima, K., Uchida, T. & Hori, Y., 2009. Rolling stability control based on electronic stability program for In-wheel-motor electric vehicle. *World Electric Vehicle Journal*, 3, pp.1-8.

Kliauzovich, S., 2007. Analysis of control systems for vehicle hybrid powertrains. *Transport*, 22, No 2, pp.105-110.

Klomp, M. & Lidberg, M., 2006. Safety margin estimation in steady state maneuvers. In *Proceedings of AVEC '06, The 8th International Symposium on Advanced Vehicle Control*. Taipei, Taiwan, 20-24, Aug 2006. pp. 1-6.

Kraus, T. et al., 2013. Moving horizon estimation and nonlinear model predictive control for autonomous agricultural vehicles. *Computers and Electronics in Agriculture* , 98, pp.25-33.

Labrousse, D., 2008. Modélisation en mode commun d'un ensemble onduleur machine synchrone d'une chaîne de traction de véhicule électrique. In *Proceedings of the JCGE'08 LYON*. Ecole Centrale de Lyon, Ecully - France, 16-17, Dec 2008. pp. 1-6.

Lacombe, J., 2000. Tire model for simulations of vehicle motion on high and low friction road surfaces. In *The proceedings of the 2000 Winter simulation conference*. Orlando, FL, USA, 10-13, Dec 2000. pp. 1025-1034.

Laldin, O., Dlala, E. & Arkkio, A., 2011. Circuit models for predicting core losses in the stator and rotor of a caged induction machine with sinusoidal supplies. *Magnetics, IEEE Transactions on*, 47, No 5, pp.1054-1057.

Lau, M.S.K., Yue, S.P., Ling, K.V. & Maciejowski, J.M., 2009. A comparison of interior point and active set methods for FPGA implementation of model predictive control. In Proc. European Control Conference. Budapest, 23–26, Aug 2009. European Union Control Association. pp. 156-161.

Lian, J., Zhou, Y., Ma, T. & Wang, W., 2010. Design for motor controller in hybrid electric vehicle based on vector frequency conversion technology. *Mathematical Problems in Engineering*, 1, 21 p.

Li, W., Potter, T. & Jones, R.P., 1998. Steering of 4WD vehicles with independent wheel torque control. *Vehicle System Dynamics*, 29, No Sup 1, pp.205-218.

Liu, Z., 2007. Modeling and simulation of self tuning PI control for electrical machines. *Asian Power Electronics Journal*, 1, No 1, pp.58-62.

Macadam, C.C., 2003. Understanding and modeling the human driver. *Vehicle System Dynamics*, 40, No 1-3, pp.101-134.

Marino, R., Scalzi, S. & Netto, M., 2011. Nested PID steering control for lane keeping in autonomous vehicles. *Control Engineering Practice* , 19, No 12, pp.1459-1467.

Mashadi, B., Mahmoudi, M., Kakaee, A.H. & Hosseini, R., 2013. Vehicle path following control in the presence of driver inputs. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics*, 227, No 2, pp.115-132.

McCormick, G., 2007. *Global changes from World fossil fuel energy exhaustion*. Tech. rep. 270 Ferst Drive Atlanta GA: Georgia Institute of Technology. 14 p.

- Mensing, F., Trigui, R. & Bideaux, E., 2011.** Vehicle trajectory optimization for application in Eco-driving. In *Vehicle Power and Propulsion Conference (VPPC), 2011 IEEE*. Chicago, IL, 6-9, Sep 2011. pp. 1-6
- Midgley, W.J.B., Cathcart, H. & Cebon, D., 2013.** Modelling of hydraulic regenerative braking systems for heavy vehicles. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 227, No 7, pp.1072-1084.
- Millo, F., Rolando, L., Mallamo, F. & Fuso, R., 2012.** Development of an optimal strategy for the energy management of a range-extended electric vehicle with additional noise, vibration and harshness constraints. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, pp.4-16.
- Mokhiamar, O. & Abe, M., 2002.** Active wheel steering and yaw moment control combination to maximize stability as well as vehicle responsiveness during quick lane change for active vehicle handling safety. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 216(2), pp.115-124.
- Mokhiamar, O. & Abe, M., 2004.** Experimental verification using a driving simulator of the effect of simultaneous optimal distribution of tyre forces for active vehicle handling control. *Journal of Automobile Engineering*, 219, Part D, No 2, pp.135-149.
- Monastyrsky, V.V. & Golownykh, I.M., 1993.** Rapid computation of optimal control for vehicles. *Transportation Research Part B: Methodological*, 27, No 3, pp.219-227.
- Morel, F., Lin-Shi, X., Retif, J.M. & Allard, B., 2008.** A predictive current control applied to a permanent magnet synchronous machine, comparison with a classical direct torque control. *Electric Power Systems Research*, 78, No 8, pp.1437-1447.
- Morel, F. et al., 2009.** A comparative study of predictive current control schemes for a permanent-Magnet synchronous machine drive. *Industrial Electronics, IEEE Transactions on*, 56, No 7, pp.2715-2728.
- Moreno, J., Ortuzar, M.E. & Dixon, J.W., 2006.** Energy-management system for a hybrid electric vehicle, using ultracapacitors and neural networks. *Industrial Electronics, IEEE Transactions on*, 53, No 2, pp.614-623.
- Moulaoum, S., Touhami, O., Ibtouen, R. & Fadel, M., 2007.** Induction machine modeling with saturation and series iron losses resistance. In *Electric Machines Drives Conference, 2007. IEMDC '07. IEEE International*. Antalya, Turkey, 3-5, May 2007, 2, pp. 1067-1072.

Mutoh, N., Kazama, T. & Takita, K., 2006. Driving characteristics of an electric vehicle system with independently driven front and rear wheels. *Industrial Electronics, IEEE Transactions on*, 53, No 3, pp.803-813.

Mutoh, N. & Takahashi, Y., 2009. Front and rear wheel independent drive type electric vehicle (FRID EV) with the outstanding driving performance suitable for next generation advanced EVs. In *Vehicle Power and Propulsion Conference, 2009. VPPC '09. IEEE.*, sept. 2009. pp. 1064-1070.

Nam, K., Oh, S. & Hori, Y., 2012. Robust yaw stability control for electric vehicles based on active steering control. *International Journal of Automotive Technology*, 13, Issue 7, pp.1169-1176.

Netto, M.S., Chaib, S. & Mammar, S., 2004. Lateral adaptive control for vehicle lane keeping. In *American Control Conference, 2004. Proceedings of the 2004.* Boston, Massachusetts, 30, Jun - 2, Jul 2004. pp. 2693-2698.

Nishihara, O. & Masahiko, K., 2011. Estimation of road friction coefficient based on the Brush model. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 133, No 4, p.9 p.

Nouh, A., 2008. *Contribustion au developement d'un simulateur pour les vehicule electriques routiers.* Ph.D. dissertation. Université de technologie de Belfort-Montbéliard et Université de Franche-Comté, 184 p.

Nouh, A., Chami, M., Djerdir, A. & El Bagdouri, M., 2006. Modelling and simulating dynamic vehicle with component hybrid dynamic nets. In *Vehicle Power and Propulsion Conference, 2006. VPPC '06. IEEE.* Arlington, TX, 6-8 Sep 2006. pp. 696-701.

Nouh, A., Chami, M., Djerdir, A. & El Bagdouri, M., 2007. Electric vehicle control using the simulator ELEVES. In *Vehicle Power and Propulsion Conference, 2007. VPPC 2007. IEEE.* Arlington, TX, 9-12, Sep 2007. pp. 1-6.

OECD, 2004. *Can Cars come clean? Strategis for low emission vehicle.* Tech. rep. Organisation for Economic Co-operation Development. 201 p.

Oh, S.W., 2004. The design of controller for the steer by wire system. *JSME International Journal*, 47, No 3, pp.896-907.

Okajima, H., Yonaha, S., Matsunaga, N. & Kawaji, S., 2010. Direct yaw-moment control method for electric vehicles to follow the desired path by driver. In *Proceedings of SICE Annual Conference.* The Grand Hotel, Taipei, Taiwan, 18-21, Aug 2010. pp. 642-647.

- Osborn, R.P. & Shim, T., 2006.** Independent control of all-wheel-drive torque distribution. *Vehicle System Dynamics*, 44, No 7, pp.529-546.
- Ott, T., Zurbriggen, F., Onder, C. & Guzzella, L., 2012.** Cycle-averaged efficiency of hybrid electric vehicles. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, pp.1-10.
- Pacejka, H., 2006.** *Tyre and vehicle dynamics*. Butterworth-Heinemann.
- Pena-Eguiluz, P., 2002.** *Commande algorithmique d'un système mono-onduleur bimachine asynchrone destiné à la traction ferroviaire*. Ph.D. dissertation. Institut national polytechnique de Toulouse, 2002, 220 p.
- Pen-Eguiluz, R., Pietrzak-David, M., Riga, V. & De Fornel, B., 2002.** Comparison of several speed sensorless strategies of two different dual drive induction motor control structures. In *Power Electronics Congress, 2002. Technical Proceedings. CIEP 2002. VIII IEEE International*. Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico, Mexico, 20-24, Oct 2002. pp. 41-46.
- Philips, A.M., McGee, R.A. & Kristinsson, J.G., 2013.** *The future of the Automobile*. Tech. rep. Ford Motor Company. 24 p.
- Pillay, P. & Krishnan, R., 1989.** Modeling, simulation, and analysis of permanent-magnet motor drives, Part I: The permanent-magnet synchronous motor drive. *IEEE Transactions on industry applications*, 25, No 2, pp.265-273.
- Plonchl, M. & Edelmann, J., 2007.** Driver models in automobile dynamics application. *Vehicle System Dynamics*, 45, No 7-8, pp.699-741.
- Protean-Electric, 2013.** *Production in-Wheel electric drive system*. Tech. rep. Auburn Hills, Mich., U.S: Protean Electric Limited.
- Rahman, Z., Butler, K. & Ehsani, M., 2000.** A Comparison study between two parallel hybrid control concepts. In *SAE 2000 World Congress*. Detroit, Michigan, March 2000. pp. 1-9.
- Ray, L.R., 1997.** Nonlinear tire force estimation and road friction identification: Simulation and Experiments. *Automatica*, 33, No 10, pp.1819-1833.
- Retif, J.M., 2008.** *Commande vectorielle des machines asynchrones et synchrones*. Institut national des sciences et appliquées de Lyon.

Rétif, J.M., Lin-Shi, X. & Morel, F., 2008. Predictive current control for an induction motor. In *Proceedings of Power Electronics Specialists Conference PESC 2008. IEEE*. Island of Rhodes, Greece, 15-19, Jun 2008. pp. 3463-3468.

Robert, M.F., 2004. Solution methods for quadratic optimization. Tech. rep. Massachusetts Institute of Technology. 36 p.

Rodonyi, G. & Gaspar, P., 2007. Modeling for vehicle stability enhancement. *Periodica polytechnica SER*, 35, No 1-2, pp.45-55.

Rousseau, G., Sinoquet, D., Sciarretta, A. & Milhau, Y., 2008. Design optimisation and optimal control for hybrid vehicles. In *Proceedings of the International Conference on Engineering Optimization*. Rio de Janeiro, Brazil, June 01 - 05 2008. pp. 1-10.

Saboohi, Y. & Farzaneh, H., 2009. Model for developing an eco-driving strategy of a passenger vehicle based on the least fuel consumption. *Applied Energy*, 86, No 10, pp.1925-1932.

Sakai, S.I. & Hori, Y., 2000. Advanced vehicle motion control of electric vehicle based on the fast motor torque response. In *5th International Symposium on Advanced Vehicle Control*. Michigan League, the University of Michigan, Ann Arbor, Michigan, 22-24, Aug 2000. pp. 1-8.

Sakai, S.I. & Hori, Y., 2000. Advantage of electric motor for anti skid control of electric vehicle. In *Proceeding of PEMC 2000*. Košice, Slovak Republic, 5-7, Sep 2000. pp. 1-6.

Sakai, S., Sado, H. & Hori, Y., 1999. Motion control in an electric vehicle with four independently driven in-wheel motors. *Mechatronics, IEEE/ASME Transactions on*, 4, No 1, pp.9-16.

Schorn, M., Stahlin, U., Khanafer, A. & Isermann, R., 2006. Nonlinear trajectory following control for automatic steering of a collision avoiding vehicle. In *American Control Conference, 2006*. Minneapolis, MN, 14-16 Jun 2006. pp. 5837-5842.

Schouten, N.J., Salman, M.A. & Kheir, A.K., 2002. Fuzzy logic control for parallel hybrid vehicles. *IEEE Transaction on control system technology*, 10, No 3, pp.460-468.

Schuring, D.J., 1976. Energy loss of pneumatic tires under freely rolling, braking, and driving conditions. *Tire Science and Technology*, 4, No 1, pp.3-15.

Seongjin, Y. & Kyongsu, Y., 2013. Design of an active roll control system for hybrid four-wheel-drive vehicles. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 227, No 2, pp.151-163.

Sharp, R.S., Casanova, D. & Symonds, P., 2000. A mathematical model for driver steering control, with design, tuning and performance results. *Vehicle System Dynamics*, 33, No 5, pp.289-326.

Shuang, G. et al., 2007. Skid steering in 4WD EV. In *Proceeding of Power Electronics and Drive Systems, 7th International Conference of IEEE*. Bangkok, Thailand, 27-30, Nov 2007. pp. 1-6.

Shyrokau, B., Wang, D., Augsburg, K. & Ivanov, V., 2013. Vehicle dynamics with brake hysteresis. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 227, No 2, pp.139-510.

SOeS, 2010. *Les immatriculations de véhicules (FCA)*. Tech. rep. Commissariat général au Développement durable.

Suksri, T. & Tunyasrirut, S., 2007. T-DOF PI controller design for a speed control of induction motor. *World Academy of Science, Engineering and Technology*, 35, pp.141-145.

Sul, S.K., 2011. *Control of electric machine drive system*. John Wiley and Sons, Inc. Sons, Inc. IEEE press series on power engineering. 399 p

Sundstrom, O., Guzzella, L. & Soltic, P., 2008. Optimal hybridization in two parallel hybrid electric vehicles using dynamic programming. In *Proceedings of the 17th World Congress, The International Federation of Automatic Control*. Seoul, Korea, 6-11, Jul 2008. pp. 4642-4647.

Sun, W. & Yuan, Y.-X., 2010. *Optimization theory and methods: Nonlinear programming*. 1st ed. Springer.

Tahami, F., Kazemi, R. & Farhanghi, S., 2003. A novel driver assist stability system for all-wheel-drive electric vehicles. *IEEE Transaction on vehicular technology*, 52, No 3, pp.683-692.

Torres, J.L., Gonzalez, R., Gimenez, A. & Lopez, J., 2014. Energy management strategy for plug-in hybrid electric vehicles. A comparative study. *Applied Energy*, 113, pp.816-824.

Toufouti, R., Meziane, S. & Benalla, H., 2007. Direct torque control for Induction motor using intelligent techniques. *Journal of Theoretical and Applied Information Technology*, 1, pp.35-44.

- Tremblay, O., 2009.** Experimental validation of a battery dynamic model for EV applications. *World Electric Vehicle Journal*, 3, pp.1-10.
- Tsiotras, P., Velenis, E. & Sorine, M., 2004.** A LuGre tire friction model with exact aggregate dynamics. In *Proceeding of the 2004 American Control Conference*. Boston, Massachusettes, 30,Jun -2, Jul 2004. pp. 1457-1462.
- Van Keulen, T., De Jager, B., Serrarens, A. & Steinbuch, M., 2010.** Optimal energy management in Hybrid Electric Trucks using route information. *Oil Gas Sci. Technol. - Rev. IFP*, 65, No 1, pp.103-113.
- Van Keulen, T., Gillot, J., De Jager, B. & Steinbuch, M., 2013.** Solution for state constrained optimal control problems applied to power split control for hybrid vehicles. *Automatica* , 50, Issue 1, pp.187-192.
- Vazquez-Alvarez, I., Ocampo-Hidalgo, J.J., Aviles-Cruz, C. & Ramirez, A.F., 2010.** Vehicle mathematical model reduction considering the brake system dynamics. *WTOS*, 9, Issue 2, pp.156-166.
- Vermillion, C., Sun, J. & Butts, K., 2007.** Model predictive control allocation for overactuated systems - stability and performance. In *Decision and Control, 2007 46th IEEE Conference on*. New Orleans, LA, 12-14, Dec 2007. pp. 1251-1256.
- VU, N.-T. et al., 2013.** Application de l'allocation de contrôle sous contraintes nonlinéaires pour optimiser les entrées de commande d'un véhicule industriel. In *Congrès Français de Mécanique 2013-CFM2013*. Bordeaux, France, 26-30, Aug 2013. pp.1
- VU, N.-T. et al., 2013.** Evaluation of energy efficiency of electric vehicle with different actuator architectures. In *16th International IEEE Conference on Intelligent Transportation Systems*. The Hague, Holand, 6-9, Oct 2013. pp. 1680-1685.
- VU, N.-T. et al., 2013.** Optimzation of commande inputs of delivery vehicle by using a control allocation under nonlinear constraints. In *Truck & Bus World Forum*. Lyon, France, 21-22, Nov 2013. pp. 1
- VU, N.-T. et al., 2014.** Effects of electric component dynamics on energy management for various vehicle architectures. In *the FISITA World Automotive Congress*. MECC Maastricht, Maastricht, The Netherlands, June 2014. pp.
- Wang, B., Xu, M. & Yang, L., 2014.** Study on the economic and environmental benefits of different EV powertrain topologies. *Energy Conversion and Management* , 86, pp.916-926.

Wang, R. & Wang, J., 2012. Fault-tolerant control for Electric Ground Vehicles with independently-actuated in-wheel motors. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 134, No 2, p.10 p.

Wang, J., Wang, Q. & Jin, L., 2008. Modeling and simulation studies on differential drive assisted steering for EV with four-wheel-independent-drive. In *Proceedings of the IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference (VPPC)*. Harbin, Hei Longjiang, China, 3-5, Sep 2008. pp. 1-7.

Wang, J., Wang, Q., Jin, L. & Song, C., 2011. Independent wheel torque control of 4WD electric vehicle for differential drive assisted steering. *Mechatronics*, 21, No 1, pp.63-76.

Will, A.B. & Stanislaw, H.Z., 1997. Modelling and control of an automated vehicle. *Vehicle System Dynamics*, 27, No 3, pp.131-155.

Wu, F.K., Yeh, T.J. & Huang, C.F., 2013. Motor control and torque coordination of an electric vehicle actuated by two in-wheel motors. *Mechatronics*, 23, No 1, pp.46-60.

Yamakawa, J., Kojima, A. & Watanabe, K., 2007. A method of torque control for independent wheel drive vehicles on rough terrain. *Journal of Terramechanics*, 44, No 5, pp.371-381. Best papers from 15th Conf. 2005 in Japan..

Yamakawa, J. & Watanabe, K., 2006. A method of optimal wheel torque determination for independent wheel drive vehicles. *Journal of Terramechanics*, 43, No 3, pp.269-285. 7th Asia-Pacific Conference of the International Society of Terrain Vehicle-Systems (ISTVS).

Yamauchi, Y. & Fujimoto, H., 2008. Proposal of lateral force observer with active steering for electric vehicle. In *Proceedings of SICE Annual Conference*. University of Electro-Communications, Tokyo, Japan, 20-22, Aug 2008. pp. 788-793.

Yantour, H., Saadi, J. & Khoumsi, A., 2006. Modelisation et simulation d'une commande directe du couple applique à la machine asynchrone. In *6ème Conférence Francophone de Modélisation et SIMulation – MOSIM'06, Rabat – Maroc*. Rabat – Maroc, 3-5, Apr 2006. pp. 9 p.

Yin, G.D., Chen, N., Wang, J.X. & Wu, L.Y., 2002. A study on muy-synthesis control for four-wheel steering system to enhance vehicle lateral stability. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 133, p.6 p.

Youn, W.Y. & Song, J.B., 2000. Improvement of vehicle directional stability in cornering based on yaw moment control. *KSME International Journal*, 14, No 8, pp.836-844.

Zhao, Y.E., Zhang, J.W. & Guan, X.Q., 2009. Modeling and simulation of electronic differential system for an electric vehicle with two motors wheel drive. In *Proceedings of the Intelligent Vehicles Symposium, 2009 IEEE.*, 2009. pp. 1209-1214.

Zhenhai, G. & Bo, Z., 2005. Vehicle lane keeping of adaptive PID control with BP neural network self-tuning. In *Intelligent Vehicles Symposium, 2005. Proceedings. IEEE.* Renaissance Las Vegas Hotel, Nevada, USA, 6-8, Jun 2005. pp. 84-87.

Zhou, K. & Wang, D., 2002. Relationship between space vector modulation and three phase carrier based PWM: A comprehensive analysis. *IEEE Transaction on industrial electronics*, 49, No 1, pp.186-196.

Zhu, F., Chen, L., Yin, C. & Shu, J., 2013. Dynamic modelling and systematic control during the mode transition for a multi-mode hybrid electric vehicle. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 227, No 7, pp.1007-1023.

Zhu, H., Li, L., Jin, M.a.L.H. & Song, J., 2013. Real-time yaw rate prediction based on a non-linear model and feedback compensation for vehicle dynamics control. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 227, No 10, pp.1431-1445.

FOLIO ADMINISTRATIF

THESE SOUTENUE DEVANT L'INSTITUT NATIONAL DES SCIENCES APPLIQUEES DE LYON

NOM : VU

DATE de SOUTENANCE : 13 Novembre 2014

Prénoms : Ngoc-Tuan

TITRE : Dynamique régénérative du véhicule : transfert de puissance optimal par la maîtrise du comportement du véhicule de distribution

NATURE : Doctorat

Numéro d'ordre : 2014-ISAL-104

Ecole doctorale : Mécanique, Energétique, Génie Civil, Acoustique (MEGA)

Spécialité : Mécanique - Génie Mécanique - Génie Civil

RESUME :

Dans ce travail nous nous sommes penchés sur le transfert de puissance optimal par la maîtrise des comportements du véhicule de distribution à deux essieux. Nous avons étudié, plus particulièrement, l'énergie consommée par un véhicule hybride dans une zone urbaine ou péri-urbaine. Ce contexte nous a conduits à étudier l'utilisation d'une dynamique régénérative prenant en compte la dynamique transversale du véhicule sur une diversité d'architectures associée à une méthode de contrôle d'un système sur-actionné. Pour faire cela, nous avons développé : (i) un banc d'essais virtuel modulaire pour faire des études en termes énergétique d'un véhicule hybride de distribution, (ii) une architecture de contrôle optimal en vue de déterminer les commandes des actionneurs d'un système sur-actionné, (iii) et une dynamique régénérative afin de gérer l'énergie en prenant en compte la dynamique transversale qui est souvent présente lors de l'usage du véhicule en milieu urbain. Les modules du banc d'essais virtuel construits dans ce travail permettent de faire des études de l'énergie consommée pour toutes les architectures du véhicule envisagées sans changer les modèles de chaque module. Ce banc est composé d'un modèle complet du comportement de la dynamique du véhicule, d'un modèle du système de direction, d'un modèle des systèmes de traction et de freinage et d'un modèle des composants électriques. Tous les modèles de ce banc ont été validés par des expériences. Ceux-ci nous assurent la capacité de valider et justifier les lois de commande ainsi que d'évaluer les termes de l'énergie consommée. Un module de l'architecture de contrôle optimal a également été construit dans ce travail. Il nous a servi à déterminer la commande optimale des actionneurs par l'utilisation de l'allocation de contrôle et pour simuler les comportements de toutes les architectures du véhicule en utilisant les contraintes liées à celles-ci. Les analyses des résultats obtenus montrent que l'architecture de contrôle optimal proposée est suffisante pour déterminer les commandes des actionneurs ainsi que pour garantir la stabilité du véhicule malgré qu'aucun critère de ce genre ne soit intégré dans le problème d'optimisation. Les gains possibles par rapport à l'architecture conventionnelle, qui ont été déterminés, assurent que l'approche proposée permet effectivement de réduire l'énergie consommée par le véhicule. Les études paramétriques de la dynamique régénérative du véhicule démontrent que les systèmes sur-actionnés permettent de récupérer de l'énergie dans les cas où les actionneurs ont un très bon rendement. Dans ce cas, le principe de la dynamique régénérative est une voie d'amélioration pour les véhicules de distribution (charge importante et conditions d'utilisation en milieu urbain).

MOTS-CLES : Dynamique régénérative, Véhicule de distribution, Allocation de contrôle, Véhicule hybride, Optimisation, Machine électrique, Batterie, Onduleur, Commande vectorielle, Energie consommée, Energie récupérée

Laboratoire (s) de recherche : Laboratoire de Mécanique des Contacts et des Structures
UMR CNRS 5259 – INSA de Lyon
18-20 Rue des Sciences
69621 Villeurbanne Cedex France

Directeur de thèse : M. Didier REMOND

Président de jury : M. Charles PEZERAT

Composition du jury : M. Willy CHARON
M. Wilfrid MAQUIS-FAVRE
M. Sébastien MORTEROLLE
M. Didier REMOND
M. Pierre ARGOUL
M. Lionel MAIFFREDY
M. Charles PEZERAT